



HAL
open science

Critère multi-positions pour la caractérisation de l'émission acoustique d'un rail par antenne microphonique

Olivier Chiello, Marie-Agnès Pallas

► **To cite this version:**

Olivier Chiello, Marie-Agnès Pallas. Critère multi-positions pour la caractérisation de l'émission acoustique d'un rail par antenne microphonique. CFM 2015 - Congrès Français de Mécanique, Aug 2015, LYON, France. 11 p. hal-01349903

HAL Id: hal-01349903

<https://hal.science/hal-01349903v1>

Submitted on 29 Jul 2016

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.

Critère multi-positions pour la caractérisation de l'émission acoustique d'un rail par antenne microphonique

O. CHIELLO^{a,b}, M.-A. PALLAS^{a,b}

a. IFSTTAR, AME, LAE, F-69675 Bron

b. Université de Lyon, Centre Lyonnais d'Acoustique, F-69622 Lyon

olivier.chiello@ifsttar.fr marie-agnes.pallas@ifsttar.fr

Résumé :

La méthode SWEAM est une méthode inverse qui a été développée pour caractériser, à l'aide d'une antenne microphonique, le champ acoustique rayonné par un rail soumis aux excitations générées par le passage d'un véhicule ferroviaire. La méthode présente des limites lorsque les ondes vibratoires dans le rail sont faiblement atténuées et peine à séparer les amplitudes des champs correspondant à des excitations trop proches sur le rail. Dans cet article, l'utilisation d'un critère prenant en compte plusieurs positions d'antenne est proposée pour améliorer les performances de la méthode. Les résultats de simulations dans différentes configurations de positions d'antenne sont comparés. Il apparaît que l'utilisation de plusieurs positions améliore considérablement les performances de la méthode, tant du point de vue de l'estimation des atténuations que de la capacité à séparer les différentes excitations.

Abstract :

The SWEAM method is an inverse method developed for characterising the noise field radiated by a rail subjected to excitation forces at a railway vehicle pass-by. It has limitations when the rail vibration waves are only slightly damped and it is becoming difficult to separate the field amplitudes from neighbouring excitations on the rail. This paper proposes an enhanced criterion involving several array positions for improving the method performance. Simulation results are compared in various configurations of array positions. It turns out that the use of several array positions considerably improves the method performance, concerning both the attenuation estimation and the ability to separate the different excitations.

Mots clés : Bruit ferroviaire ; Rail ; Antenne microphonique ; Méthode inverse ; Rayonnement acoustique ; Ligne source

1 Introduction

Cette étude s'inscrit dans le cadre de recherches visant à caractériser et à réduire les sources de bruit ferroviaire. Au passage d'un véhicule guidé sur rail, la source principale aux vitesses classiques est le bruit de roulement, lié aux vibrations induites aux contacts roue/rail par les rugosités des roues et du rail [1]. Les structures mises en vibrations, en particulier les roues et la voie, émettent alors du bruit dans l'environnement et la contribution de la voie peut être aussi importante que celle du véhicule. Pour effectuer le diagnostic acoustique du système, une mesure précise de cette contribution est nécessaire. Les antennes microphoniques sont souvent utilisées pour identifier et caractériser les différentes sources de bruit au passage des véhicules, en particulier sur les véhicules longs rencontrés dans le domaine ferroviaire [2]. Les traitements associés les plus employés dans ce cadre, dérivant de la formation de voie, ne sont malheureusement pas adaptés au champ acoustique émis par le rail, et l'on peut aboutir à des estimations fortement erronées dans certains cas [3]. En effet, le champ à caractériser est dû au rayonnement de plusieurs ondes vibratoires initiées aux contacts roue/rail et pouvant se propager sur de longues distances à certaines fréquences. La grande longueur de cohérence qui en résulte va à l'encontre de l'hypothèse de sources ponctuelles sur laquelle est généralement basée la formation de voie [4]. Lorsque les ondes vibratoires dans le rail sont faiblement atténuées, il est possible d'estimer localement la contribution du rail à l'aide d'une formation de voie en onde plane dans une direction bien choisie [5] mais cette technique ne fonctionne qu'à certaines fréquences et ne permet pas par ailleurs une reconstruction globale du champ acoustique rayonné.

La méthode SWEAM (Structural Wave Estimation with an Array of Microphones) a été proposée par Faure [6] pour améliorer la caractérisation du champ acoustique du rail par antenne microphonique. Cette méthode consiste à substituer aux champs sources acoustiques classiques, sources ponctuelles ou ondes planes, utilisées dans les méthodes de formation de voie, des champs élémentaires plus adaptés, caractérisés par le nombre d'onde et l'atténuation des ondes vibratoires. Une estimation conjointe de ces paramètres et de l'amplitude du champ est effectuée par minimisation d'un critère de moindres carrés sur la matrice de covariance spectrale des signaux fournis par les microphones de l'antenne. Les simulations et les mesures effectuées sur un rail expérimental ont montré certaines limites de la méthode [7], notamment la difficulté d'estimer correctement une atténuation faible dans le rail et de séparer des champs provenant de points d'excitation trop proches, comme celles correspondant à deux roues successives d'un même bogie par exemple.

Dans cet article, un critère incluant plusieurs positions d'antenne est proposé pour résoudre ces problèmes. D'un point de vue pratique, le déplacement du véhicule sur le rail, et donc celui des excitations vibratoires, permet en effet d'avoir accès à des mesures de pression acoustique pour plusieurs positions de l'antenne relativement aux excitations, en restant à même distance du rail. De façon équivalente dans un repère lié au véhicule, cette possibilité est testée simplement en déplaçant l'antenne parallèlement au rail tout en conservant les excitations fixes. Les effets propres du déplacement des excitations sur les champs vibratoire et acoustique (effet Doppler notamment) sont ici négligés (conditions quasi-statiques). On rappelle d'abord les principales caractéristiques du champ rayonné par un rail soumis à une excitation ponctuelle. On expose ensuite la méthode SWEAM dans le cas d'un critère multi-positions. Des simulations avec une et plusieurs excitations sur le rail sont enfin présentées. Les résultats obtenus pour plusieurs configurations de positions d'antennes sont comparés.

2 Champs de pression rayonnés par un rail

On rappelle ici les principaux phénomènes vibro-acoustiques entrant en jeu lors de la génération du bruit par un rail. Soumis à une excitation mécanique ponctuelle, le rail – structure quasiment infinie et invariante dans la dimension longitudinale – est parcouru par un certain nombre d’ondes initiées au niveau de l’excitation et se propageant de part et d’autre de l’excitation. En régime harmonique, ces ondes sont caractérisées par un nombre d’onde, une atténuation et une amplitude complexe. Le nombre d’onde et l’atténuation dépendent des caractéristiques mécaniques du rail et de son support tandis que l’amplitude dépend de l’excitation. En dessous de 3000 Hz, les principales ondes sont les ondes de flexion verticales et latérales qui sont assez bien représentées par un modèle de poutre de Timoshenko sur support uniforme dont l’impédance complexe varie avec la fréquence [8]. Si l’on se restreint aux vibrations de flexion verticales, la vitesse vibratoire $v(z)$ le long d’un rail placé sur l’axe z , excité au point z_e à la pulsation ω , peut s’écrire simplement :

$$v(z) = i\omega \left(F_d e^{-\gamma_d |z - z_e|} + i F_p e^{-\gamma_p |z - z_e|} \right) \quad (1)$$

où F_d , γ_d , F_p et γ_p sont respectivement les amplitudes complexes et les constantes de propagation complexes de l’onde de champ proche et de l’onde propagative. Les parties imaginaires des constantes de propagation γ sont des nombres d’onde tandis que les parties réelles sont liées aux atténuations des ondes Δ , exprimées en dB/m, par la relation $\Delta = 20 \operatorname{Re}(\gamma) \log e$. La périodicité réelle du support, liée à la présence de traverses, génère des réflexions qui modifient ce schéma simple, en particulier autour d’une fréquence dite "pinned-pinned" à laquelle l’espace inter-traverse est égal à la demi-longueur d’onde dans le rail et les ondes sont quasi-stationnaires. Ces phénomènes peuvent être pris en compte par une modélisation périodique du support conduisant à des expressions analytiques comportant des paramètres supplémentaires, en particulier le nombre d’onde du rail libre [9]. On note également qu’aux basses fréquences, l’hypothèse de poutre d’Euler permet de relier les amplitudes et les constantes de propagation des deux ondes ($F_d = F_p$ and $\gamma_d = -i\gamma_p$) de sorte que la vibration du rail s’exprime uniquement à l’aide de l’amplitude et de la constante de propagation de l’onde propagative.

D’un point de vue acoustique, les caractéristiques du champ rayonné par le rail sont liées aux constantes de propagation des ondes vibratoires, en particulier celle de l’onde propagative. La valeur de l’atténuation induit la décroissance longitudinale du champ et par suite la nature des fronts d’onde : plutôt sphériques aux fortes atténuations, ils sont cylindriques aux faibles atténuations. L’effet du nombre d’onde est surtout visible aux faibles atténuations, lorsque le champ devient cylindrique : les fronts d’onde sont alors inclinés par rapport à la direction normale au rail d’un angle θ tel que $\sin \theta = \operatorname{Im}(\gamma_p)/k$ où $k = \omega/c$ est le nombre d’onde acoustique. Cette directivité du champ est typique du rayonnement de structures parcourues par des ondes vibratoires [10]. Dans tous les cas, si l’on se place assez loin du rail, ces phénomènes peuvent être bien représentés par un modèle de ligne de sources ponctuelles placées sur l’axe z et dont les amplitudes sont proportionnelles aux vibrations du rail [11, 5]. En coordonnées cylindriques, le champ de pression peut alors s’écrire :

$$p(r, z) = i\omega \rho_0 (2\pi R_{\text{eq}}) \int_{-\infty}^{+\infty} v(z_s) \frac{e^{-ikr_s(r, z, z_s)}}{4\pi r_s(r, z, z_s)} dz_s \quad (2)$$

où $r_s(r, z, z_s) = \sqrt{r^2 + (z - z_s)^2}$, r est la distance à l’axe du rail, ρ_0 est la masse volumique de l’air et R_{eq} est un rayon équivalent qui dépend de la pulsation ω et qui traduit l’efficacité de rayonnement

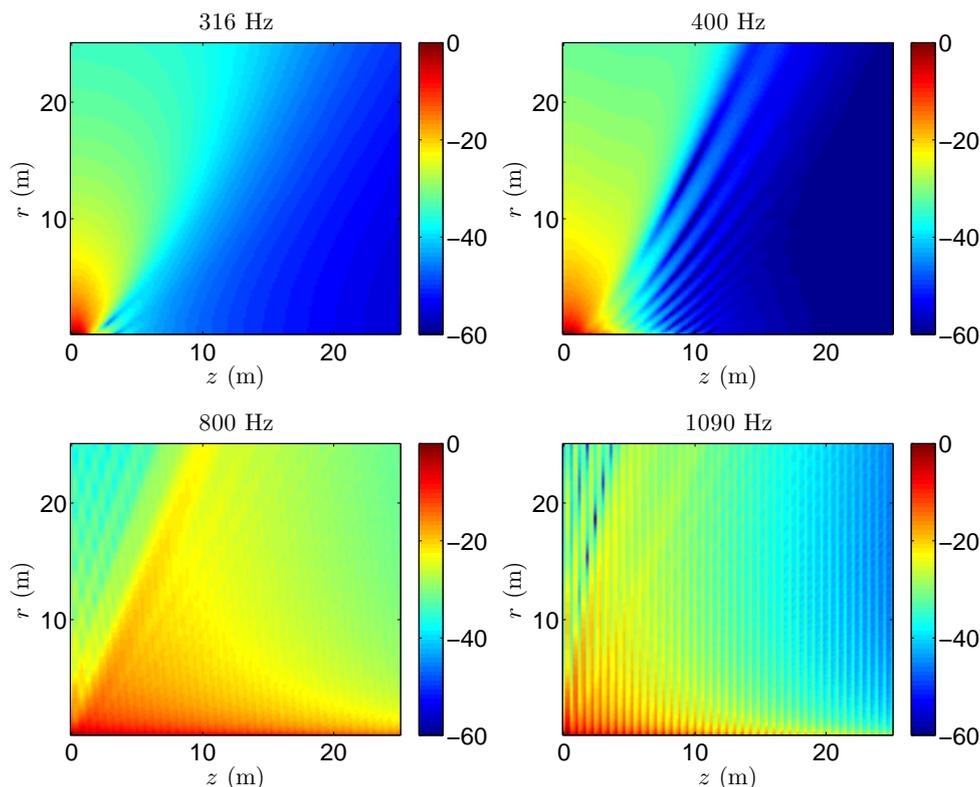


FIGURE 1 – Niveaux de pression en dB autour du rail situé sur l'axe z et excité en $z_e = 0$ obtenus à différentes fréquences (dB réf. : niveau maximum à chaque fréquence).

dans la section du rail. Le calcul de l'intégrale (2) est réalisé par discrétisation et troncature soit en ne considérant qu'un nombre fini de sources ponctuelles. Les niveaux de pression autour du rail obtenus à l'aide de ce modèle de rayonnement et d'un modèle vibratoire de poutre de Timoshenko sur support périodique [9] sont illustrés Fig. 1 à 4 fréquences caractéristiques du système : atténuation forte (316 Hz), atténuation moyenne (400 Hz), atténuation faible (800 Hz) et fréquence "pinned-pinned" (1090 Hz). Les caractéristiques du rail utilisées pour cette simulation sont identiques à celles employées dans [7].

3 Méthode SWEAM

La méthode SWEAM a été proposée par Faure [6] pour caractériser expérimentalement des champs acoustiques tels que ceux illustrés Fig. 1 à l'aide d'un réseau de microphones. Dans cette section, on rappelle le principe général de la méthode, la spécificité des champs élémentaires et on présente les modifications apportées ici pour prendre en compte plusieurs positions d'antennes.

3.1 Principe général

On considère N sources de bruit, modélisées de sorte à exprimer le champ de pression dû à la source n en fonction de plusieurs paramètres déterministes regroupés dans un vecteur ξ_n et d'une amplitude globale A_n , de caractère aléatoire. En régime harmonique, le champ acoustique au point M en présence

des N sources est alors donné par :

$$p(M) = \sum_{n=1}^N p_n(M) = \sum_{n=1}^N A_n s_n(M; \xi_n) \quad (3)$$

où $s_n(M; \xi_n)$ est le champ élémentaire associé à la source n . Si l'on considère un réseau de N_m microphones, les champs de pression évalués aux points de l'espace correspondant aux microphones peuvent s'écrire sous forme vectorielle \mathbf{p} , \mathbf{p}_n et $\mathbf{s}_n(\xi_n)$, le vecteur $\mathbf{s}_n(\xi_n)$ étant couramment appelé *vecteur source* dans la littérature [4]. Si l'on suppose par ailleurs que les sources ne sont pas corrélées, la matrice de covariance spectrale sur l'antenne $\mathbf{\Gamma} = \mathbb{E}\{\mathbf{p}\mathbf{p}^\dagger\}$ est donnée par :

$$\mathbf{\Gamma} = \sum_{n=1}^N \sigma_n^2 \mathbf{s}_n(\xi_n) \mathbf{s}_n(\xi_n)^\dagger = \sum_{n=1}^N \sigma_n^2 \mathbf{\Gamma}_n(\xi_n) \quad (4)$$

où $\sigma_n^2 = \mathbb{E}\{A_n A_n^\dagger\}$ et $\mathbf{\Gamma}_n(\xi_n) = \mathbf{s}_n(\xi_n) \mathbf{s}_n(\xi_n)^\dagger$. Le principe général de la méthode consiste à estimer les variances σ_n^2 et les paramètres ξ_n des sources à partir de la matrice de covariance spectrale mesurée $\hat{\mathbf{\Gamma}}$. Une solution de ce problème inverse est fournie par la minimisation de l'écart entre les matrices mesurées et modélisées sur la base de la norme de Frobenius. Dans le cas d'une seule source et d'un champ élémentaire de type onde plane (resp. source ponctuelle), la variance optimale dérivée de la minimisation de ce critère pour une direction d'onde donnée (resp. une position de source donnée) correspond au résultat de la formation de voie [4].

3.2 Champ élémentaire SWEAM

La principale particularité de la méthode SWEAM consiste à utiliser des champs élémentaires adaptés au rayonnement du rail. Dans le cas présent, seules les ondes de flexion verticales générées par des excitations ponctuelles sont considérées. Le champ élémentaire correspondant à une source n est défini, à un coefficient d'amplitude près, comme le champ acoustique résultant d'une excitation du rail à l'abscisse z_n . Dans le cas du bruit de roulement, les amplitudes des excitations, et donc des champs, sont liées à la rugosité combinée aux contacts roue/rail et ont donc bien un caractère aléatoire. Avec le modèle de rayonnement présenté dans la partie précédente, l'approximation continue pour le support et celle de poutre d'Euler pour le rail, ce champ élémentaire peut s'écrire :

$$s_n(r, z; \gamma_p) = \frac{1}{1+i} \int_{-\infty}^{+\infty} \left(e^{i\gamma_p |z-z_n|} + i e^{-\gamma_p |z-z_n|} \right) \frac{e^{-ikr_s(r, z, z_s)}}{4\pi r_s(r, z, z_s)} dz_s \quad (5)$$

L'intérêt de ces différentes simplifications est que le champ ne dépend alors que de la position de l'excitation z_n et de la constante de propagation complexe de l'onde propagative γ_p , par ailleurs indépendante de l'excitation. Au passage d'un véhicule ferroviaire, la position des roues et donc des excitations par rapport à l'antenne est un paramètre assez facilement accessible. Si l'on suppose que ces positions sont connues, la constante γ_p est au final le seul paramètre à estimer ($\xi_n = \gamma_p$) en plus des variances des champs correspondant à chacune des excitations.

3.3 Critère multi-positions et minimisation

Pour améliorer les performances de la méthode, on définit un critère à minimiser prenant en compte les matrices de covariance mesurées en N_j positions d'antenne :

$$\mathcal{C}(\mathbf{X} = [\sigma_1^2, \dots, \sigma_N^2]^T, \gamma_p) = \sum_{j=1}^{N_j} \|\hat{\Gamma}_j - \Gamma_j\|^2 \quad (6)$$

ou $\hat{\Gamma}_j$ et Γ_j sont respectivement les matrices de covariance mesurée et modélisée à la position d'antenne j . Le critère étant linéaire vis-à-vis des variances, la minimisation est réalisée en deux étapes. Le vecteur $\mathbf{X}_{\text{opt}}(\gamma_p)$ contenant les variances optimales à une constante de propagation γ_p donnée est en effet solution du système :

$$\mathbf{W}\mathbf{X}_{\text{opt}} = \mathbf{U} \quad (7)$$

où $W_{m,n} = \sum_{j=1}^{N_j} |\mathbf{s}_{\mathbf{m}j}^\dagger \mathbf{s}_{\mathbf{n}j}|^2$, $U_m = \sum_{j=1}^{N_j} \mathbf{s}_{\mathbf{m}j}^\dagger \hat{\Gamma}_j \mathbf{s}_{\mathbf{m}j}$ et $\mathbf{s}_{\mathbf{n}j}(\gamma_p)$ dénote le *vecteur source* correspondant à l'excitation n et la position j . La constante de propagation optimale $\gamma_{\mathcal{F}}$ est alors donnée par :

$$\gamma_{\mathcal{F}} = \arg \min_{\gamma_p} \mathcal{C}(\mathbf{X}_{\text{opt}}(\gamma_p), \gamma_p) \iff \gamma_{\mathcal{F}} = \arg \max_{\gamma_p} \mathcal{F}(\gamma_p) \quad (8)$$

où la fonction $\mathcal{F}(\gamma_p)$ à maximiser, définie par :

$$\mathcal{F}^2 = \mathbf{X}_{\text{opt}}^T \mathbf{W} \mathbf{X}_{\text{opt}} = \sum_{j=1}^{N_j} \|\Gamma_j\|^2 \Big|_{\mathbf{X}=\mathbf{X}_{\text{opt}}} \quad (9)$$

est la norme généralisée des matrices de covariances optimales estimées à une constante de propagation donnée. La maximisation de cette fonction à un paramètre complexe est par la suite réalisée par un simple balayage à pas constant dans le plan complexe (nombre d'onde réduit $\text{Im}(\gamma_p)/k$; atténuation Δ_p) pour s'affranchir pour le moment de tout choix d'une méthode numérique d'optimisation. Les variances correspondantes sont alors données par les composantes du vecteur $\mathbf{X}_{\text{opt}}(\gamma_{\mathcal{F}})$. La positivité des variances, non garantie par le système (7), est imposée par un processus d'élimination des sources [7]. La méthode est testée ci-dessous à l'aide de simulations avec une et plusieurs excitations sur le rail.

4 Simulations avec une excitation

Le cas où le rail est soumis à une seule excitation est présenté ici. Les matrices de covariance mesurées ($\hat{\Gamma}_j$) sont simulées à partir du modèle vibratoire de poutre de Timoshenko sur support périodique et du modèle acoustique de ligne de sources ponctuelles présenté dans la section 2. L'excitation est appliquée au milieu de l'espace inter-traverses. Aucun bruit n'est ajouté au champ simulé – l'ajout d'un bruit Gaussien sur les microphones a été étudié dans [6] : il n'a pas d'effet sur l'estimation de la constante de propagation et dégrade l'estimation des variances avec un biais inférieur à 0.7 dB pour un rapport signal sur bruit égal à 0 dB. Il est important de souligner que le modèle – précis – utilisé pour simuler la mesure et celui – simplifié – sur lequel est basée l'estimation (cf. champs élémentaires SWEAM section 3.2) diffèrent du point de vue vibratoire : poutre de Timoshenko et support périodique pour le premier, poutre d'Euler et support uniforme pour le second. La simulation vise notamment à tester la robustesse de la méthode vis-à-vis de ces différences.

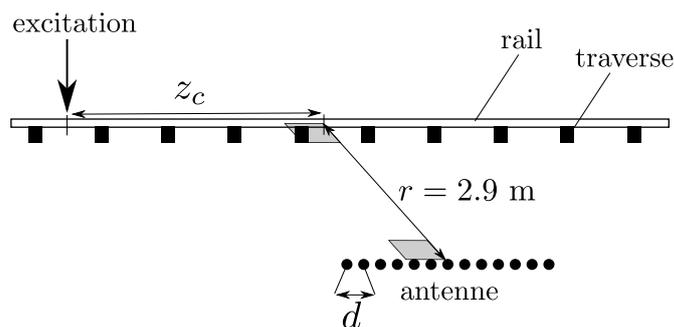


FIGURE 2 – Position de l'antenne par rapport au rail et à l'excitation

L'antenne simulée est placée parallèlement au rail à une distance de 2.9 m (cf. Fig. 2). Elle est constituée de 13 microphones séparés d'une distance $d = \pi/k$, fixée de manière optimale pour chaque fréquence selon le critère de Shannon. La position de l'antenne par rapport à l'excitation est repérée par la distance z_c séparant le centre de l'antenne de l'excitation. Quatre combinaisons de positions sont étudiées : 1 position avec $z_c = \{3 \text{ m}\}$ (configuration I), 2 positions avec $z_c = \{3 \text{ m}; 6 \text{ m}\}$ (configuration II), 2 positions avec $z_c = \{3 \text{ m}; 12 \text{ m}\}$ (configuration II') et 4 positions avec $z_c = \{3 \text{ m}; 6 \text{ m}; 9 \text{ m}; 12 \text{ m}\}$ (configuration IV). L'estimation est réalisée aux fréquences centrales des tiers d'octave allant de 125 à 3150 Hz ainsi qu'à la fréquence "pinned-pinned" (1090 Hz). La configuration à une seule position est celle proposée dans [7].

La comparaison entre les constantes de propagation simulée et estimée est donnée pour chaque fréquence sur les Fig. 3 (a,b). L'estimation des nombres d'onde et des fortes atténuations, très bonne pour une position d'antenne, n'est pas affectée par la prise en compte de plusieurs positions (les points sont superposés). En revanche, les faibles atténuations (à partir de 1000 Hz), fréquemment sous-estimées avec une position, sont bien estimées dès que l'on utilise plusieurs positions. Sur la Fig. 4, on peut comparer la variation du critère réduit aux variances optimales (la norme \mathcal{F}) en fonction de la constante de propagation pour les différentes configurations de positions d'antenne à 2000 Hz. On constate – et ceci peut expliquer les résultats de l'estimation – que la multiplication des positions a peu d'effet sur la variation du critère en fonction du nombre d'onde (on retrouve une réponse de formation de voie classique) alors qu'elle resserre la variation du critère avec l'atténuation autour de la valeur optimale (Fig. 4 (a,b)). La qualité de l'estimation des amplitudes est évaluée Fig. 3 (c,d) par les erreurs sur la puissance acoustique globale rayonnée par le rail et la puissance par unité de longueur, déterminée à partir de la longueur équivalente $L = 20 \log e/\Delta_p$. L'estimation de la puissance par unité de longueur est légèrement améliorée avec plusieurs positions d'antenne, quoique déjà correcte avec une seule position. L'apport des positions multiples est en revanche très net en ce qui concerne l'estimation de la puissance globale. En effet, celle-ci dépend fortement de l'atténuation et est donc très mal estimée avec une seule position d'antenne aux faibles atténuations. Enfin, des erreurs d'estimation de l'ordre de 3 dB persistent à la fréquence "pinned-pinned", même avec plusieurs positions.

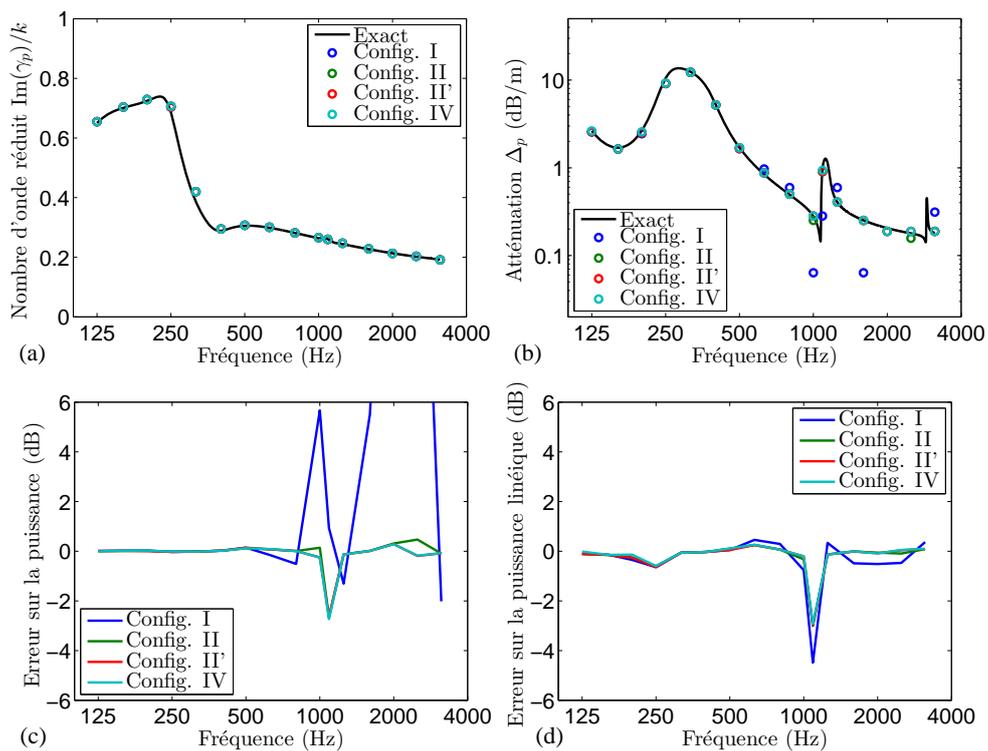


FIGURE 3 – Effet des configurations de positions d’antenne sur les performances de l’estimation avec une seule excitation

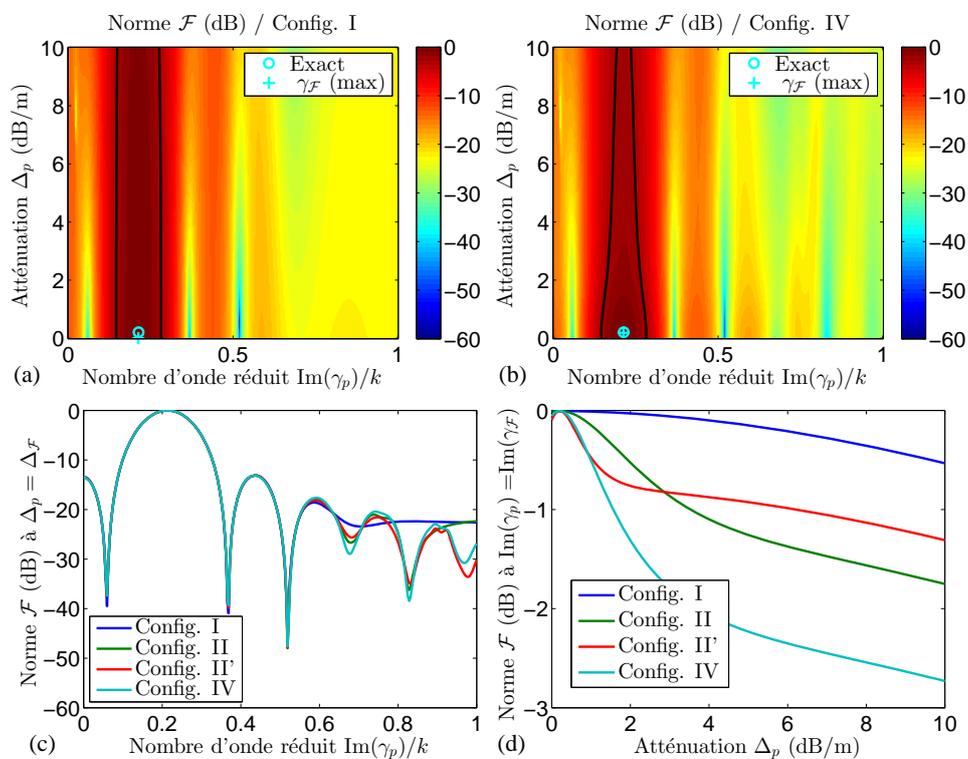


FIGURE 4 – Effet des configurations de positions d’antenne sur la variation du critère en fonction du nombre d’onde et de l’atténuation à 2000 Hz avec une seule excitation (référence normalisée $\sum_{j=1}^{N_j} \|\hat{\Gamma}_j\|^2 = 1$)

5 Simulations avec plusieurs excitations

On considère à présent le cas où le rail est soumis à quatre excitations aux abscisses 0, 2, 17 et 19 m, la première excitation étant appliquée sur une traverse. Les distances entre les excitations correspondent à celles séparant les roues successives d'un véhicule ferroviaire supporté par deux bogies. Les amplitudes des forces aux points d'excitation ne sont pas égales mais choisies de manière à différer d'environ 10%. Les valeurs utilisées ici sont respectivement 2.3, 1.9, 2.0 et 1.7 N.

L'antenne simulée est identique à celle utilisée dans le cas précédent. Elle est placée parallèlement au rail à une distance de 2.9 m et sa position par rapport à la première excitation est repérée par la distance z_c séparant le centre de l'antenne de l'excitation. Quatre combinaisons de positions sont étudiées : 1 position au milieu des deux bogies avec $z_c = \{8.5 \text{ m}\}$ (configuration I), 3 positions avec $z_c = \{1 \text{ m}; 8.5 \text{ m}; 16 \text{ m}\}$ (configuration III), 4 positions $z_c = \{-3 \text{ m}; 5 \text{ m}; 12 \text{ m}; 20 \text{ m}\}$ (configuration IV) et 9 positions avec $z_c = \{-3.5 \text{ m}; -0.5 \text{ m}; 2.5 \text{ m}; 5.5 \text{ m}; 8.5 \text{ m}; 11.5 \text{ m}; 14.5 \text{ m}; 17.5 \text{ m}; 21.5 \text{ m}\}$ (configuration IX). L'estimation est réalisée aux mêmes fréquences que dans le cas précédent. La configuration à une seule position est celle proposée dans [7].

La comparaison entre les constantes de propagation simulée et estimée est donnée pour chaque fréquence sur les Fig. 5 (a,b). L'estimation des nombres d'onde et des fortes atténuations reste très bonne pour toutes les configurations. Les faibles atténuations, assez bien estimées avec une position dans ce cas, sont mieux estimées lorsqu'on utilise plusieurs positions mais de petites erreurs subsistent, en particulier dans les configurations III et IX. Une très bonne estimation est réalisée avec la configuration IV, lorsque les positions d'antenne sont toutes assez loin des excitations (3 m). Sur la Fig. 6 on constate, comme dans le cas précédent, que la multiplication des positions a peu d'effet sur la variation du critère en fonction du nombre d'onde et qu'elle resserre la variation du critère avec l'atténuation autour de la valeur optimale, en particulier pour la configuration IX (cf. contour à -3 dB sur le critère). La qualité de l'estimation peut être par ailleurs appréciée par les erreurs sur la puissance acoustique globale (Fig. 5c) et les erreurs maximums sur les puissances acoustiques des champs correspondant à chaque excitation (Fig. 5d). Cet indicateur permet d'évaluer l'aptitude de la méthode à séparer les différentes excitations. L'estimation de la puissance globale, réalisée à environ 2 dB près avec une position, est améliorée avec plusieurs positions, en particulier en basse fréquence où les erreurs sont très faibles. A partir de 1000 Hz, des erreurs subsistent, notamment dans la configuration III. La meilleure estimation de la puissance est réalisée dans la configuration IV, comme pour les atténuations, lorsque l'antenne n'est jamais positionnée trop près d'une excitation. En ce qui concerne la puissance par excitation (ou par source si l'on se réfère au principe général de la méthode SWEAM), les erreurs peuvent être importantes car certaines sources sont parfois éliminées pour préserver la positivité des variances. Avec une position d'antenne, à partir de 250 Hz, il y a toujours au moins une source éliminée. Avec plusieurs positions, les sources ne sont quasiment jamais éliminées sauf dans la configuration IV autour de la fréquence "pinned-pinned". Les erreurs en basse fréquence sont très faibles tandis qu'en haute fréquence, les puissances sont estimées à 3 dB près pour les configurations III et IV et à moins d'1 dB près pour la configuration IX. Les résultats semblent meilleurs lorsque les positions de l'antenne sont proches des excitations mais cette question reste à approfondir.

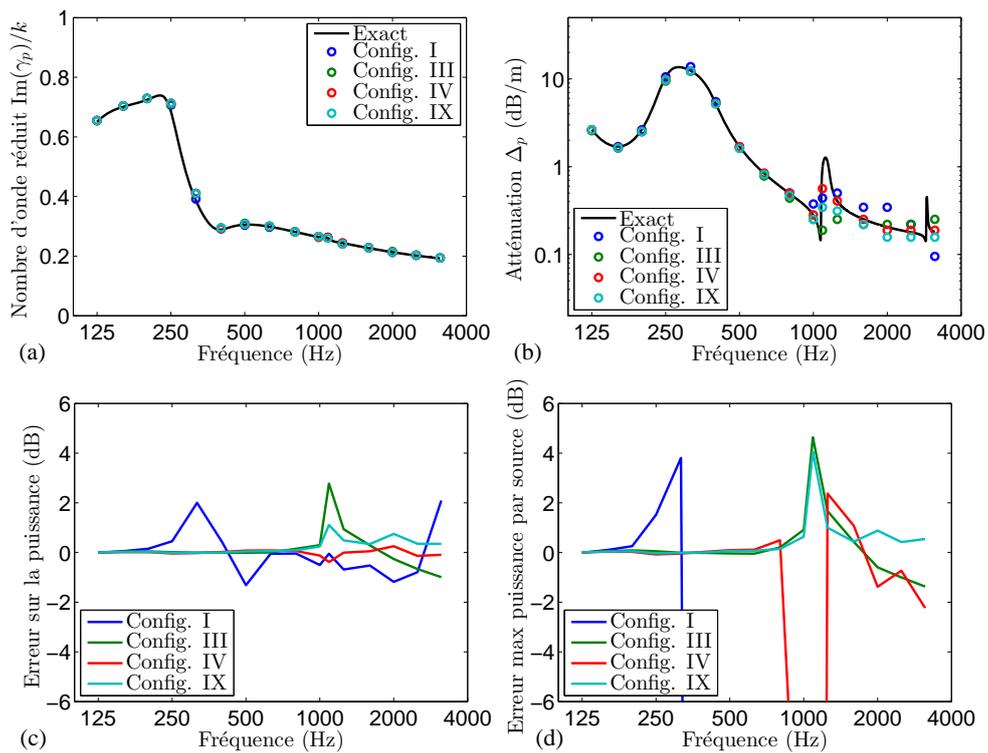


FIGURE 5 – Effet des configurations de positions d'antenne sur les performances de l'estimation avec plusieurs excitations

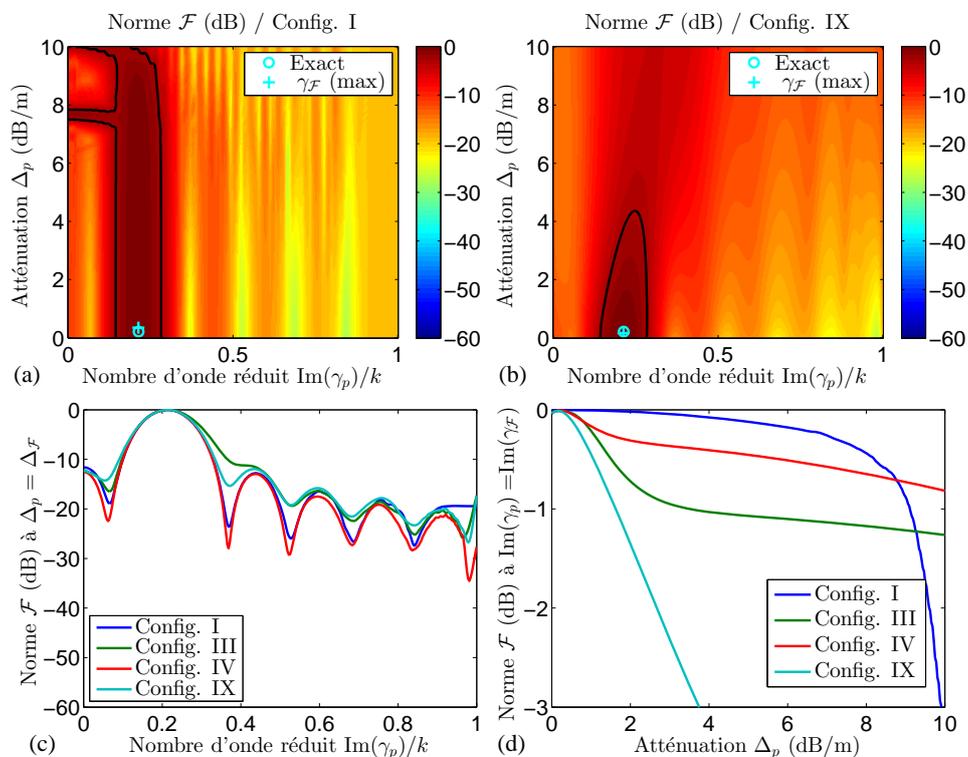


FIGURE 6 – Effet des configurations de positions d'antenne sur la variation du critère en fonction du nombre d'onde et de l'atténuation à 2000 Hz avec plusieurs excitations (référence normalisée $\sum_{j=1}^{N_j} \|\hat{\Gamma}_j\|^2 = 1$)

6 Conclusions

Dans les conditions quasi-statiques, la mise en œuvre de la méthode proposée est au final très similaire à celle de la méthode SWEAM originale. D'un point de vue calculatoire, la seule différence intervient lors de la détermination des variances optimales des excitations, dans la matrice et le vecteur du système linéaire à inverser. Du point de vue des performances, les résultats des simulations montrent en revanche une nette amélioration. L'utilisation de plusieurs positions d'antenne est clairement bénéfique, autant en ce qui concerne l'estimation des faibles atténuations des ondes vibratoires dans le rail, que dans la capacité à séparer les différentes excitations. La question du nombre et des abscisses optimales des positions d'antennes reste toutefois à approfondir. Il semble en effet que l'estimation de l'atténuation des ondes et de la puissance globale du champ acoustique soit meilleure lorsque les positions ne sont pas trop proches des points d'excitations alors que la quantification séparée des champs acoustiques correspondant aux différentes excitations nécessite d'avoir des positions proches des points d'excitation.

Références

- [1] D. J. Thompson. *Railway Noise and Vibration*. Elsevier, Oxford, 2009.
- [2] M.-A. Pallas, J. Lelong et R. Chatagnon. Characterisation of tram noise emission and contribution of the noise sources. *Applied Acoustics*, 72(7) :437–450, 2011.
- [3] T. Kitagawa et D. J. Thompson. Comparison of wheel/rail noise radiation on Japanese railways using the TWINS model and microphone array measurements. *Journal of Sound and Vibration*, 293(3-5) :496–509, 2006.
- [4] D. H. Johnson et D. E. Dudgeon. *Array signal processing - Concepts and techniques*. Prentice Hall, 1993.
- [5] T. Kitagawa et D. J. Thompson. The horizontal directivity of noise radiated by a rail and implications for the use of microphone arrays. *Journal of Sound and Vibration*, 329(2) :202–220, 2010.
- [6] B. Faure. *Caractérisation du rayonnement acoustique d'un rail à l'aide d'un réseau de microphones*. Thèse de Doctorat, Université de Grenoble, 2011.
- [7] B. Faure, O. Chiello, M.-A. Pallas et C. Servière. Characterisation of the acoustic field radiated by a rail with a microphone array : The SWEAM method. *Journal of Sound and Vibration*, 346 :165–190, 2015.
- [8] D. J. Thompson et N. Vincent. Track Dynamic Behaviour at High Frequencies. Part 1 : Theoretical Models and Laboratory Measurements. *Vehicle System Dynamics*, 24(1 supp 1) :86–99, 1995.
- [9] J.-F. Hamet. Railway Noise : Use of the Timoshenko Model in Rail Vibration Studies. *Acta Acustica united with Acustica*, 85 :54–62, 1999.
- [10] M. Bruneau. *Manuel d'acoustique fondamentale*. Hermès, Paris, 1998.
- [11] D. J. Thompson, C. J. C. 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*, 113(4) :1965–1974, 2003.