

CFA '18 LE HAVRE ■ 23-27 avril 2018
14^{ème} Congrès Français d'Acoustique



**Analyse de Sensibilité et Sélection de Modèle pour Prédire le Bruit de
Passage des Véhicules Automobiles**

H. Hamdad^a, C. Pézerat^b, B. Gauvreau^c et C. Locqueteau^d

^aRenault - Laum - Ifsttar, CTA G19 0 10, Le Parc de Gaillon, 27940 Aubevoye, France

^bLAUM - UMR CNRS 6613, Avenue Olivier Messiaen, 72085 Le Mans, France

^cIfsttar, Cerema, UMRAE, Route de Bouaye, 44344 Bouguenais, France

^dRenault, CTA G19 0 10, Le Parc de Gaillon, 27940 Aubevoye, France
hichem.hamdad@gmail.com

L'étude présentée ici consiste à développer une aide à la modélisation totale du bruit de passage d'un véhicule. Le but est de quantifier avec précision ce niveau de bruit plus tôt dans le cycle de développement du véhicule, i.e. avant l'étape d'industrialisation. Pour cela, plusieurs modèles de prévision sont développés, où la différence principale réside dans la représentation fréquentielle et spatiale du groupe motopropulseur. Ces modèles permettent tous de combiner le débit acoustique des sources les plus influentes avec la propagation acoustique entre ces sources et le point récepteur qui se trouve à 7.50 m de l'axe de la piste d'essai, tout en prenant en compte le déplacement du véhicule. Les différentes causes de variabilité et d'incertitude liées aux paramètres critiques de la modélisation sont ensuite identifiées et quantifiées, et la façon dont elles se propagent et impactent le résultat final est appréhendée. Une étude d'analyse de sensibilité globale est réalisée afin d'étudier l'impact de l'incertitude et de la variabilité des paramètres d'entrée sur les sorties du modèle. Le meilleur modèle est ensuite choisi à partir de la comparaison entre le calcul et la mesure, en se basant sur une théorie de sélection de modèle.

1 Introduction

Actuellement, pour commercialiser un véhicule, les constructeurs doivent se soumettre à un test d'homologation en bruit extérieur. Le règlement de la commission économique pour l'Europe, ECE R51.03 [1], spécifie les niveaux admissibles que peut rayonner un véhicule automobile en roulage. Ce nouveau règlement est appliqué depuis le 1er juillet 2016, avec un changement de méthode d'essai et une sévèrisation des niveaux admissibles. Cette directive se réfère à la norme internationale ISO 362 : 2015 [1], qui décrit la nouvelle procédure de mesure du niveau de bruit de passage des véhicules automobiles. Cette procédure d'essai est utilisée pour évaluer l'émission sonore représentative d'un véhicule sous des conditions typiques d'un trafic urbain. En effet, l'estimation de ce niveau de bruit en charge partielle L_{urban} (en dB (A)), est basée sur des mesures en accélération pleine charge et à vitesse constante de 50 km/h (cf. Figure 1 (a)).

Si un rapport spécifique de boîte de vitesse (n) donne une accélération comprise dans un intervalle de tolérance de $\pm 5\%$ de l'accélération de référence en pleine charge $a_{wot\ ref}$, et ne dépassant pas $2\ m/s^2$, alors ce rapport sera choisi pour réaliser le test. Le niveau de bruit de passage L_{urban} est calculé en réalisant une interpolation linéaire entre les deux niveaux sonores enregistrés (cf. Figure 1 (b)) :

$$L_{urban} = L_{wot(n)} - K_p(L_{wot(n)} - L_{crs(n)}) \quad (1)$$

$L_{wot(n)}$ et $L_{crs(n)}$ représentent respectivement les niveaux de pression sonore correspondants à l'accélération du véhicule en pleine charge $a_{wot(n)}$ et à vitesse constante de 50 km/h pour le rapport de vitesse (n). Le facteur de puissance partielle K_p est utilisé pour interpoler les résultats du test d'accélération en pleine charge et à vitesse constante du véhicule.

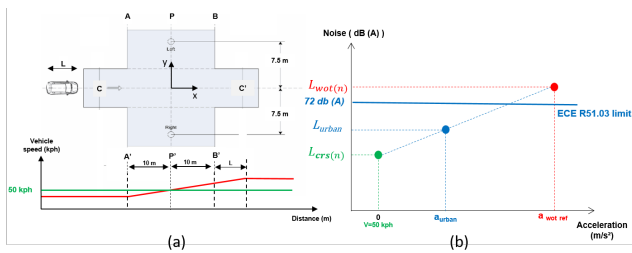


FIGURE 1 – Estimation du L_{urban} selon l'ECE R51.03

Dans la plupart des cas, aucun rapport de boîte ne permet d'approcher l'accélération de référence en pleine charge $a_{wot\ ref}$. Dans ce cas-là, l'accélération $a_{wot\ ref}$ est encadrée

par les deux rapports de boîte les plus proches : (n) et (n+1). Le niveau de bruit de passage L_{urban} est calculé de la manière suivante [1] :

$$L_{urban} = L_{wot\ rep} - K_p(L_{wot\ rep} - L_{crs\ rep}) \quad (2)$$

$L_{wot\ rep}$ et $L_{crs\ rep}$ correspondent respectivement à l'interpolation linéaire entre les deux niveaux de pression sonore du rapport de vitesse (n) et (n+1), en accélération pleine charge $a_{wot\ ref}$ et à vitesse constante de 50 km/h.

2 Les modèles de prévision

2.1 Principe

L'estimation du niveau de bruit de passage repose sur un modèle simple de source-transfert-récepteur [2] connu aussi sous le nom de la méthode TPA (Transfer Path Analysis). Cette technique permet de recomposer le niveau total du bruit de passage d'un véhicule à partir de la contribution de chaque source de bruit séparément. Les sources de bruit les plus influentes sur le niveau de bruit de passage des véhicules automobiles correspondent aux bruits du groupe motopropulseur (GMP, qui comprend le moteur et la boîte de vitesses), le bruit de bouche d'admission, le bruit de bouche d'échappement et le rayonnement des volumes d'échappement et le bruit de contact pneumatique/chaussée. La contribution de chaque source est obtenue en combinant son débit acoustique avec le transfert extérieur. On suppose que les sources de bruit sont discrétisées en sources ponctuelles non cohérentes participant au rayonnement total. La pression acoustique est recomposée comme suit [2] :

$$P_j^2(\omega) = \sum_{i=1}^k \dot{Q}_i^2(\omega) \cdot TF_{ij}^2(\omega) \quad (3)$$

Où $\dot{Q}_i = \omega \cdot Q_i$, avec Q_i exprimé en m^3/s , étant le débit acoustique associé à la source i , et ω étant la pulsation en $rad.s^{-1}$. k correspond au nombre de source. P_j est la pression acoustique en pascal au point de mesure j , et enfin TF_{ij} représente la fonction de transfert entre la source i et le point de mesure j , exprimée en $Pa.m^{-3}.s^2$.

Cependant, le niveau de bruit de contact pneu/chaussée est caractérisé d'une manière différente. La contribution du contact pneu/chaussée est directement mesurée à 7.50 m, et cela pour plusieurs vitesses (de 30 à 80 km/h). Une régression logarithmique est ensuite réalisée pour obtenir les coefficients A_p et B_p qui dépendent du pneumatique, comme illustré dans l'équation empirique suivante [3] :

$$L_{pc} = A_p \log\left(\frac{V}{50}\right) + B_p \quad (4)$$

Avec L_{pc} le niveau de bruit global du pneumatique en dB (A). A_p et B_p , sont des constantes qui dépendent du pneumatique et de la position du véhicule sur la piste, et V représente la vitesse du véhicule en km/h. Pour les configurations en accélération pleine charge, on ajoute à la contribution du contact pneu/chaussée à vitesse stabilisée, une valeur mesurée liée à l'effet du couple τ_{tire} appliqué à la roue du véhicule.

Le rayonnement acoustique des sources ainsi que les fonctions de transfert changent constamment pendant l'essai. En effet, la contribution de chaque source de bruit varie en fonction des conditions de passage du véhicule sur la piste d'essai. Le rayonnement des sources dépend essentiellement du régime moteur, tandis que les transferts acoustiques dépendent de la position du véhicule sur la piste. Cela doit être pris en compte dans le modèle de prévision. Pour cela, il faut se mettre dans les mêmes conditions de passage que les essais réglementaires, et calculer les accélérations du véhicule pour chaque rapport de vitesse lors des passages en accélération pleine charge (l'accélération du véhicule est considérée constante). Pour calculer l'accélération du véhicule, on utilise le principe fondamental de la dynamique :

$$a_{wot(n)} = \frac{Fd_{(n)} - Fr}{m_g + \frac{In}{R^2}} \quad (5)$$

Avec R le rayon du pneumatique (en m), m_g représente la masse globale (en kg), In représente le moment d'inertie de la chaîne cinématique du véhicule (en $kg.m^2$), Fr et $Fd_{(n)}$ désignent respectivement la force résistive à 50 km/h et la force motrice que développe le véhicule à 50 km/h pour le rapport de vitesse (n) (en N).

La force résistive Fr dépend de la force aérodynamique F_{aero} qui est proportionnelle à la vitesse au carré du véhicule, de la force liée à la résistance au roulement R_r (en N/t), de la force liée à la trainée de roulement $F_{bearing}$ et au léchage de train F_{brake} . La force résistive est donnée par :

$$Fr = F_{aero} + F_{bearing} + F_{brake} + R_r \frac{m_g}{1000} \quad (6)$$

La force motrice $Fd_{(n)}$ que développe le véhicule est exprimée en fonction du couple moteur τ (en Nm). Elle est donnée par l'Eq. (7). T_y est le rendement de transmission en pourcentage (%), et ω_e désigne la vitesse de rotation du moteur en (rad/s), avec $\omega_e = \frac{2\pi N_e}{60}$.

$$Fd_{(n)} = \frac{3600 \omega_e}{1000 V} \cdot \frac{T_y}{100} \cdot \tau = \frac{120 \pi}{V_{mille(n)}} \cdot \frac{T_y}{100} \cdot \tau \quad (7)$$

Avec $V_{mille(n)}$ représente la vitesse du véhicule (en km/h) quand la vitesse de rotation du moteur $N_e = 1000$ tr/mn. Ce paramètre dépend de la démultiplication de la boîte de vitesse ainsi que de la circonférence du pneumatique. Le paramètre $V_{mille(n)}$ nous permet de faire le lien entre la vitesse du véhicule V et la vitesse de rotation du moteur N_e (en tr/mn), en utilisant la relation linéaire suivante :

$$V = \frac{V_{mille(n)}}{1000} N_e \quad (8)$$

A partir de l'accélération $a_{wot(n)}$, la vitesse du véhicule est calculée sur toute la longueur de la piste d'essai. Pour cela, on fait l'hypothèse que le véhicule est un point matériel de masse m_g en translation dans un référentiel galiléen entre

l'entrée de la piste AA', et la sortie complète du véhicule de la piste BB' (cf. Figure 1). On applique ensuite le théorème de l'énergie cinétique pour calculer la vitesse V en fonction de la position du véhicule sur la piste X_v . La vitesse du véhicule V permet d'obtenir la contribution du contact pneu/chaussée en utilisant l'Eq. (4). Ensuite, La vitesse de rotation du moteur N_e est obtenue à partir de V , en utilisant l'Eq. (8). Elle permet d'avoir la puissance des sources W_{ac_i} correspondant à cette vitesse de rotation, et cela pour chaque position du véhicule sur la piste X_v . Ces puissances vont être transformées en débit acoustique \dot{Q}_i , avant d'être multipliées par les fonctions de transfert TF_{ij} adéquates pour obtenir la contribution de chaque source (cf. Eq. (3)). La Figure 2 représente un schéma complet du fonctionnement des modèles de prévision, ainsi que leurs paramètres d'entrée ("inputs", qui seront considérés incertains) et de sortie ("outputs").

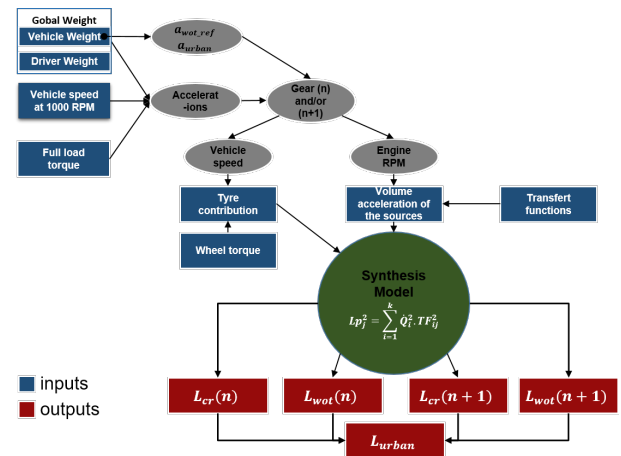


FIGURE 2 – Schéma complet du fonctionnement des modèles de prévision

2.2 Les différents modèles de prévision développés

La différence entre les modèles de prévision développés réside essentiellement dans la représentation fréquentielle des sources de bruit, et dans la modélisation spatiale du groupe motopropulseur. En effet, une question qui subsiste toujours est celle de la modélisation du groupe motopropulseur, car cette source de bruit est complexe et peut être affinée en plusieurs zones. C'est pourquoi trois modèles différents ont été développés et sont détaillés ci-après.

- Dans le premier modèle, le groupe motopropulseur est considéré comme un parallélépipède, où chaque face est représentée par une source ponctuelle. De plus, Le débit acoustique des sources de bruit \dot{Q}_i , ainsi que leurs fonctions de transferts TF_{ij} sont représentés par des spectres en tiers d'octave (cf. Figure 3 (a)).

- Dans le second modèle, le groupe motopropulseur est modélisé par une seule source ponctuelle. Comme pour le premier modèle, le débit acoustique des sources et les fonctions de transferts sont représentés par des spectres en tiers d'octave, comme illustrés sur la Figure 3 (b).

- Le dernier modèle développé est une simplification du second modèle. Le groupe motopropulseur est considéré

comme une seule source ponctuelle. Cependant, le débit acoustique des sources et les fonctions de transferts sont représentés par des valeurs globales. En effet, la valeur étudiée en sortie du modèle, i.e. le niveau L_{urban} , est donnée en valeur globale pondérée A . On peut donc imaginer un modèle où tous les débits acoustiques des sources (GMP, admission, échappement, rayonnement des volumes d'échappement) ainsi que leurs fonctions de transfert adéquates seraient également réduits à des valeurs globales (cf. Figure 3 (c)).

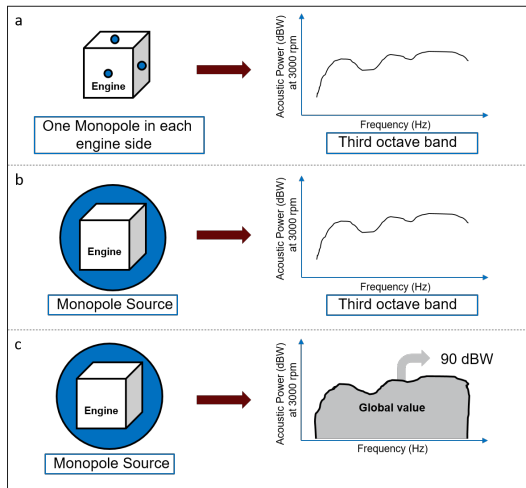


FIGURE 3 – Les différents modèles de prévision développés.
(a) Six faces en tiers d’octave. (b) Monopole en tiers d’octave. (c) Monopole en valeur globale.

3 Analyse de sensibilité et propagation d’incertitudes

Supposons que les modèles sont suffisamment précis pour prévoir le comportement du système (les équations sont pertinentes et les approximations introduites dans le modèle de calcul sont maîtrisées), et focalisons-nous uniquement sur les imprécisions sur les paramètres d’entrée du modèle, qu’on appelle également incertitudes paramétriques. En effet, les calculs sont généralement faits d’une manière déterministe, or en réalité, les valeurs des paramètres d’entrée ne sont pas connues exactement, et sont donc entachées d’incertitudes. Une démarche probabiliste est alors mieux adaptée, en considérant les paramètres d’entrée et de sortie du modèle comme des variables aléatoires. L’incertitude de ces paramètres d’entrée est ensuite propagée dans le modèle, dans le but de caractériser la variabilité induite dans les quantités d’intérêt en sortie du modèle. Finalement, l’analyse de sensibilité intervient à cette étape dans le but d’étudier l’impact de la variabilité de chaque paramètre d’entrée sur la (les) sortie(s) du modèle.

La Figure 4 résume dans un cadre général l’ensemble des étapes pour les études d’incertitude [4] :

- Spécification du problème : définition du ou des modèles, des variables d’entrée et de sortie, des quantités d’intérêt, ainsi que les objectifs de l’étude
- Quantification des incertitudes liées aux paramètres d’entrée du modèle, et attribution des lois de probabilité, et cela à partir de données disponibles ou

mesurées, de la littérature ou d’un jugement d’expert. Il s’agit ici d’une étape importante et délicate, qui peut prendre beaucoup de temps

- Propagation d’incertitudes (forward process) dans le modèle et évaluation de la variabilité de la sortie induite par l’incertitude des données d’entrée
- L’analyse de sensibilité est le processus en arrière (backward process), elle permet de mesurer la sensibilité des paramètres d’entrée
- Selon le résultat obtenu, il est parfois important de redéfinir le problème et de revenir sur les différentes étapes de l’étude.

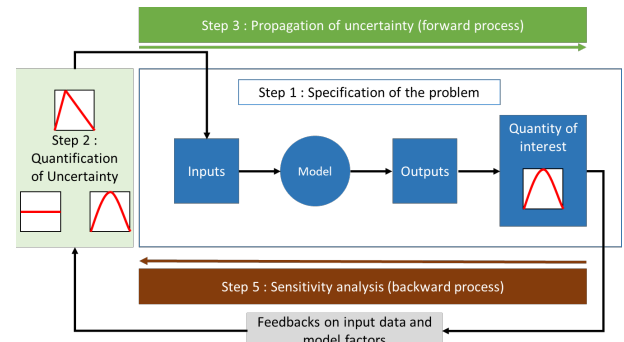


FIGURE 4 – Les étapes de base pour effectuer une étude d’analyse de sensibilité

3.1 Quantification des incertitudes

Les incertitudes des paramètres d’entrée sont quantifiées en utilisant principalement un jugement d’expert ou à l’aide du principe de maximum d’entropie [5]. Dans notre étude, nous faisons la distinction entre incertitude de mesure (liée à la répétabilité, à la reproductibilité et aux conditions d’essais) et variabilité de production, qui est associée aux écarts entre véhicules de même définition technique produits avec le même outil industriel. Néanmoins, seuls les résultats sur l’incertitude de mesure seront présentés. Pour plus d’information sur la quantification des incertitudes liées aux paramètres d’entrée, ainsi que sur les résultats concernant la variabilité de production, le lecteur peut se référer à l’article [6].

3.2 Propagation d’incertitudes

Dans cette étude, les paramètres d’entrée sont représentés par des variables aléatoires X . La méthode la plus connue pour la propagation d’incertitudes est sans doute la méthode de Monte-Carlo [7]. Cette méthode est souvent employée puisqu’elle fournit une méthodologie efficace et robuste pour générer des jeux de solutions du modèle en échantillonnant les paramètres d’entrée. Cependant, cette approche est extrêmement coûteuse en nombre d’évaluations de sorties du modèle. Pour diminuer le nombre de simulations, des techniques de quasi-MC [7] sont utilisées dans cette étude, avec un nombre de tirages $N_M = 1024$. Ce sont des suites quasi-aléatoires à faible *discrépance* (elles permettent un bon remplissage de l’espace des entrées).

3.3 Analyse de sensibilité globale

Après la quantification, la modélisation et la propagation d'incertitudes, vient la dernière étape qui est l'analyse de sensibilité. Son rôle principal est d'étudier l'impact de la variabilité de chaque paramètre d'entrée sur la (les) sortie(s) du modèle. Elle peut déterminer les paramètres les plus influents, ceux qui n'ont pas d'influence sur la sortie, et ceux qui interagissent au sein du modèle. L'intérêt est alors indéniable, car les résultats d'une étude d'analyse de sensibilité peuvent permettre de simplifier le modèle, de mieux l'appréhender, voire de le vérifier. Dans notre cas, une relation linéaire entre les entrées X et les sorties Y des modèles de prévision est vérifiée en calculant le coefficient de détermination R_M^2 . La sensibilité peut simplement être quantifiée par l'indice de sensibilité SRC (Standardized Regression Coefficient). Il exprime la part de variance de Y due à la variance de la variable X_i [8] :

$$SRC_i = \beta_i \sqrt{\frac{V(X_i)}{V(Y)}} \quad (9)$$

Avec β_i le coefficient de régression du paramètre X_i .

3.4 Résultats et discussion

Nous avons d'abord commencé notre étude avec le modèle le plus simple : le modèle monopole global. Pour cette étude, trois véhicules ayant des rapports poids/puissance différents sont choisis : un segment B essence (entrée de gamme), un segment B diesel (moyenne gamme), et un segment D diesel (haut de gamme). Cela nous permet de connaître les paramètres les plus influents sur les sorties du modèle, et de les classer par familles de véhicule. Nous présentons d'abord les résultats sur le segment B diesel, ensuite nous faisons la comparaison avec les deux autres véhicules.

Une régression linéaire entre les 5 sorties du modèle et ses entrées est ensuite réalisée, et les coefficients de détermination sont calculés. Nous avons noté que $R_M^2 = 0.99 \approx 1$, avec R_M^2 le coefficient de détermination pour l'incertitude de mesure. Cela signifie que l'hypothèse de la linéarité du modèle est en effet acceptable, et que les indices de sensibilité SRC peuvent être utilisés. Les indices moyens correspondant à l'incertitude de mesure $SRCm_i$ sur le segment B diesel sont présentés dans la Figure 5, pour les 4 sorties du modèle $L_{cr(n)}$, $L_{wot(n)}$, $L_{cr(n+1)}$ et $L_{wot(n+1)}$. On remarque d'abord que les indices sont différents d'une configuration à une autre. Pour le passage à vitesse stabilisée avec rapport (n) (i.e. $L_{cr(n)}$), la puissance et la fonction de transfert du GMP, ainsi que la contribution du contact pneu/chaussée, sont les paramètres les plus influents. Concernant le passage à vitesse stabilisée avec rapport (n+1) (i.e. $L_{cr(n+1)}$), ce sont toujours les mêmes paramètres qui sont influents, avec des amplitudes légèrement différentes. En effet, le passage au rapport supérieur fait baisser légèrement la contribution du GMP, et donc son indice de sensibilité. Pour les passages en pleine charge ($L_{wot(n)}$ et $L_{wot(n+1)}$), le paramètre lié à l'effet du couple à la roue apparaît systématiquement, en plus des paramètres cités précédemment, comme paramètre important.

Les indices $SRCm_i$ correspondants à la sortie L_{urban} sont présentés dans la Figure 6, pour les trois véhicules. On remarque que les résultats sont différents d'un véhicule à

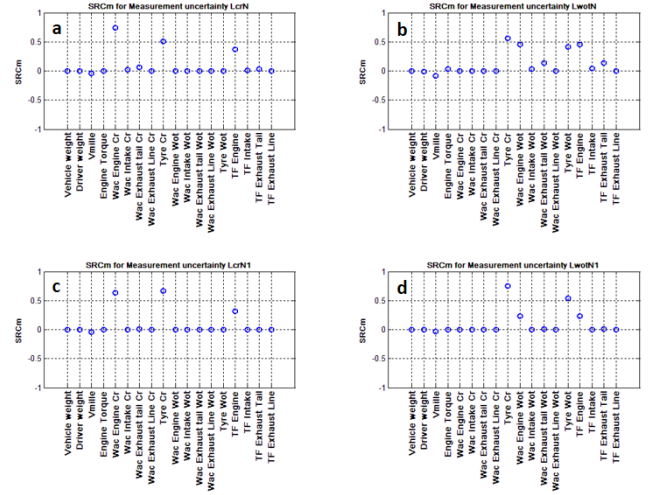


FIGURE 5 – Les indices de sensibilité $SRCm$ pour le segment B diesel. (a) $L_{cr(n)}$. (b) $L_{wot(n)}$. (c) $L_{cr(n+1)}$. (d) $L_{wot(n+1)}$

un autre. En effet, la puissance et la fonction de transfert du GMP représentent des paramètres influents pour le segment B essence, qui correspond à un petit véhicule de faible puissance (véhicule d'entrée de gamme). Cette influence devient de plus en plus négligeable lorsqu'on monte en gamme. Par exemple, concernant le segment D diesel, on remarque que l'influence du bruit du GMP est négligeable, et que la sortie L_{urban} est dominée par les variations liées à la contribution du contact pneu/chaussée, ainsi que l'effet du couple à la roue τ_{tire} . On remarque aussi une grande influence du couple moteur τ pour le segment B essence. En effet, ce paramètre n'influe pas directement sur le bruit estimé lors de chaque passage, mais il peut avoir une influence sur l'accélération du véhicule, et donc une influence sur la valeur L_{urban} lors de l'interpolation. En outre, l'indice de sensibilité lié au couple moteur est négatif; cela implique que le niveau de bruit L_{urban} est inversement proportionnel à l'accélération. Ce paramètre peut donc être très important, notamment pour les petits véhicules de faible puissance (véhicules d'entrée de gamme). Il est cependant, moins important pour le segment B diesel, et encore moins pour le segment D diesel (véhicule haut de gamme). On sait aujourd'hui par exemple, que le fait de faire une pré-accelération, permet à certains véhicules, notamment ceux équipés d'un turbocompresseur, de mieux accélérer, et donc de baisser le niveau L_{urban} .

Cette différence de l'influence du couple moteur τ sur le niveau L_{urban} peut être expliquée par les diagrammes d'interpolation Figure 7. On remarque un décalage des niveaux de bruit $L_{wot(n)}$ et $L_{wot(n+1)}$ entre les deux rapports de vitesse (n) et (n+1), pour le segment B essence. C'est pourquoi les petites variations de l'accélération (qui dépend du couple moteur τ) peuvent engendrer une dispersion importante sur le L_{urban} lors de l'interpolation. Cependant, concernant le segment D diesel, $L_{wot(n)}$ et $L_{wot(n+1)}$ sont du même niveau. En conséquence, l'influence des variations du couple moteur τ est quasiment nulle.

La conclusion faite sur le modèle "monopole global" reste valable sur le modèle "monopole tiers d'octave" et le modèle "six faces tiers d'octave". En effet, les paramètres les plus influents restent les mêmes avec une amplitude

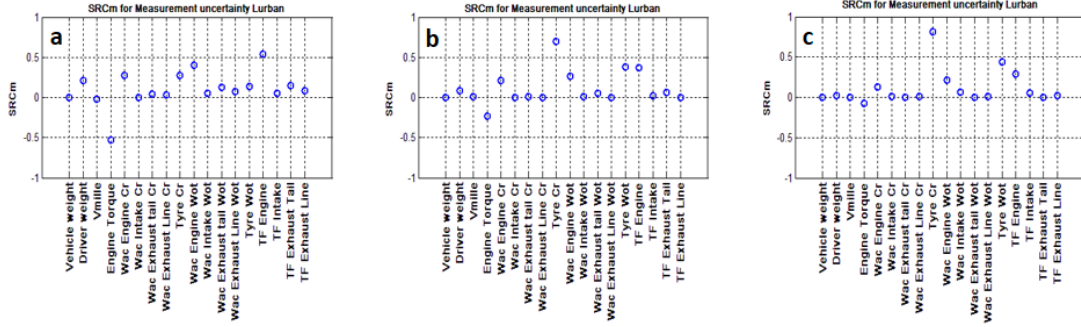


FIGURE 6 – Les indices de sensibilité $SRCm$ pour la sortie L_{urban} . (a) B essence. (b) B diesel. (c) D diesel

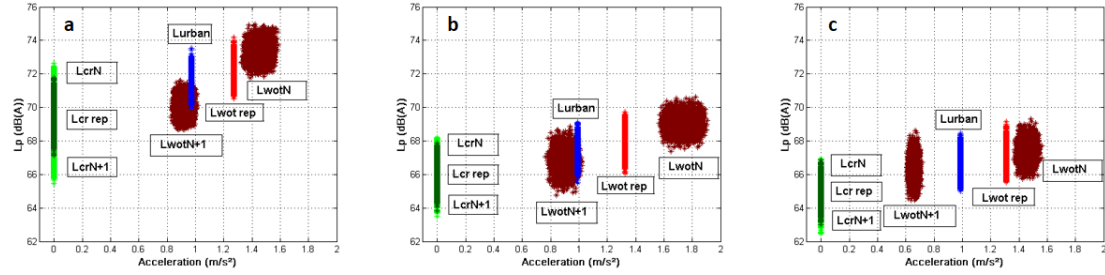


FIGURE 7 – Le diagramme d’interpolation pour calculer L_{urban} (a) B essence. (b) B diesel. (c) D diesel

des indices de sensibilité légèrement différente. Il a été observé également que l’ajout de l’aspect fréquentiel dans le modèle fait baisser la contribution des sources (GMP, admission, ligne d’échappement et rayonnement des volumes d’échappement).

4 Corrélation calculs/mesures et sélection de modèle

Dans cette section, nous allons comparer les résultats de calcul (issus des trois modèles) avec les observations, et choisir le meilleur modèle à partir d’un compromis entre parcimonie (simplicité du modèle) et son pouvoir à représenter les données mesurées.

4.1 Sélection de modèle par le formalisme Bayésien

Dans cette approche, deux niveaux d’inférence sont réalisés : dans le premier niveau d’inférence, on suppose que l’un des modèles M_i que nous avons développés parmi les trois modèles est vrai, et on essaye d’ajuster les résultats du modèle aux données D . Il faut savoir que le modèle contient un vecteur de paramètres incertains $X = X_1, \dots, X_K$ avec une loi de probabilité conjointe $P(X/M_i)$. Et donc essayer d’ajuster les résultats du modèle M_i aux observations D revient à trouver quelles valeurs devraient probablement prendre ces paramètres incertains pour que les résultats du modèle Y s’ajustent aux données. On obtient ainsi une loi de probabilité conjointe *a posteriori* $P(X/D, M_i)$. Ceci est répété ensuite pour chaque modèle M_i . Le second niveau d’inférence permet de comparer les modèles entres eux, et de déduire quel modèle est le plus plausible, connaissant les données D . Cette probabilité des modèles sachant les

données D est appelée plausibilité. Les méthodes bayésienne permettent de résoudre ces deux niveaux d’inférence. Sans information *a priori* sur les modèles, la plausibilité sera directement proportionnelle à l’évidence $P(D/M_i)$ qui est la constante de normalisation dans le dénominateur du théorème de Bayes, afin que l’intégrale de la loi de probabilité *a posteriori* $P(X/D, M_i)$ sur l’espace des paramètres $X \in \chi \in R^K$ soit égale à 1, avec [9] :

$$P(D/M_i) = \int_{\chi} P(X/M_i) L(X/D, M_i) dX \quad (10)$$

où $L(X/D, M_i) \equiv P(D/X, M_i)$ représente la fonction de vraisemblance.

Le calcul de cette intégrale est difficile à réaliser, car c’est une intégrale de grande dimension, qui dépend du nombre de paramètres incertains du modèle. Dans cette étude, nous avons utilisé la méthode GAME (Gaussian Mixture Importance) [9], qui combine des simulations de Monte-Carlo par chaînes de Markov (MCMC) de la distribution *a posteriori* du modèle $P(X/D, M_i)$ [10], et la méthode d’échantillonnage préférentiel (IS : Importance Sampling), pour estimer l’intégrale dans l’Eq. 10.

4.2 Résultats et discussion

Les résultats présentés ici concernent uniquement le véhicule segment B diesel. La comparaison calculs/mesures du niveau L_{urban} des trois modèles est présentée dans la Figure 8 sous forme d’histogramme normalisé. On remarque d’abord une plus grande dispersion du calcul, qui est liée certainement à un manque de connaissance sur l’incertitude des paramètres d’entrée des modèles. On constate également une légère surestimation du calcul par rapport à la mesure pour le modèle monopole global, et une bonne corrélation pour les deux autres modèles. Il faut souligner que ces deux

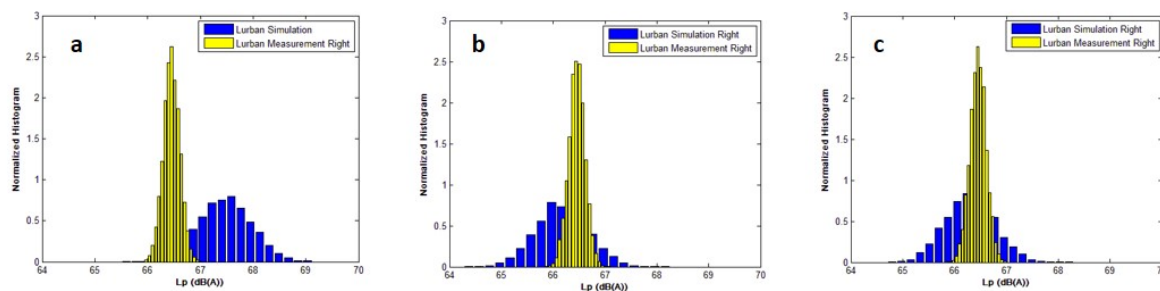


FIGURE 8 – Comparaison calculs/mesures L_{urban} pour le segment B diesel. (a) Monopole global. (b) Monopole tiers d'octave. (c) Six faces tiers d'octave

derniers modèles donnent des résultats légèrement différents, notamment lorsqu'il s'agit des sorties $L_{cr(n)}$, $L_{wot(n)}$, $L_{cr(n+1)}$ et $L_{wot(n+1)}$.

Pour choisir le meilleur modèle, une fonction de vraisemblance est construite à partir des sorties du modèle $L_{cr(n)}$, $L_{wot(n)}$, $L_{cr(n+1)}$ et $L_{wot(n+1)}$ et leurs mesures respectives. Les résultats de l'estimation de l'évidence sont présentés dans la Figure 9. Elle est estimée 100 fois pour chaque modèle (courbes bleues). Une moyenne des 100 estimations est ensuite réalisée (courbe rouge). Les résultats montrent que l'évidence du modèle "monopole global" tend vers zéro, car ce modèle n'arrive pas à reproduire fidèlement les données mesurées. Le modèle "monopole en tiers d'octave" est plus simple que le modèle "six faces", mais son évidence est beaucoup plus petite. Le meilleur modèle correspond donc au modèle "six faces en tiers d'octave". Sa plausibilité $P(M_3/D) \approx 0.96$ (une probabilité de 96% pour que ce modèle soit le meilleur).

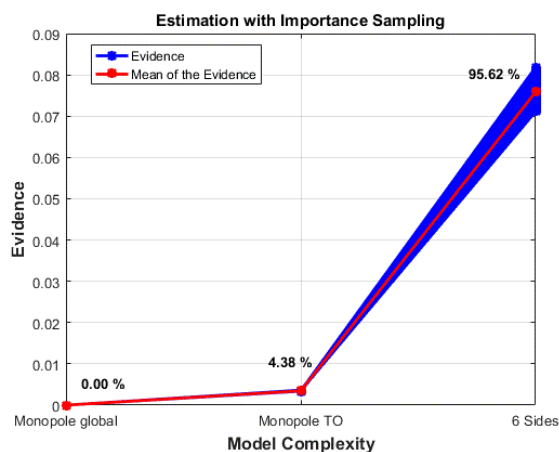


FIGURE 9 – Estimation de l'évidence des 3 modèles

5 Conclusion

Trois modèles de prévision, qui consistent à estimer le bruit de passage d'un véhicule, sont présentés. Une étude d'analyse de sensibilité est réalisée, et les paramètres influents sont détectés. Les résultats obtenus montrent que les indices de sensibilité diffèrent d'un véhicule à un autre. Cela nous a permis de classer les différents paramètres influents par familles de véhicules. Ensuite, les résultats de calcul sont comparés avec la mesure pour juger de la fidélité

et de la robustesse de ces modèles. Pour cela, l'évidence des trois modèles est estimée numériquement. Les résultats montrent que le modèle "six faces en tiers d'octave" détient la plus grande évidence, et représente donc le meilleur modèle parmi les trois.

Références

- [1] United Nations Economic Commission for Europe, *Addendum 50 : Regulation No. 51 Revision 3. Uniform provisions concerning the approval of motor vehicles having at least four wheels with regard to their sound emissions*, 2016.
- [2] K. Janssens, F. Bianciardi, L. Britte, P. Van de Ponsele, H. Van der Auweraer, *Pass-by noise engineering : a review of different transfer path analysis techniques*, International Conference on Noise and Vibration Engineering, USD, ISMA, 2014.
- [3] U. Sandberg, J.A. Ejsmont, *Tyre/road noise reference book*, Informex (2002).
- [4] E. DE Recquigny, N. Devictor, S. Tarantola, *Uncertainty in industrial practice*, Wiley (2008).
- [5] E.T. Jaynes, *Information Theory and Statistical Mechanics*, *Phys. Rev* **106**, 620-630 (1957).
- [6] H. Hamdad, C. Pezerat, B. Gauvreau, C. Locqueteau, *Sensitivity analysis of model output for the prediction of vehicle pass-by noise*, Automotive NVH Comfort, 2016.
- [7] P. Hellekalek, G. Larcher, *Random and Quasi-Random Point Sets*, Springer-Verlag, New York (1998).
- [8] A. Saltelli, M. Ratto, T. Andres, F. Campolongo, J. Cariboni, D. Gatelli, M. Saisana, S. Tarantola, *Global Sensitivity Analysis - The primer*, Wiley (2008).
- [9] E. Volpi, G. Schoups, G. Firmani, J.A. Vrugt, *Sworn testimony of the model evidence : Gaussian Mixture Importance (GAME) sampling*, *Water Resour. Res* **53**, 6133-6158 (2017).
- [10] J.A. Vrugt, *Markov chain Monte Carlo simulation using the DREAM software package : Theory, concepts, and MATLAB implementation*, *Environmental Modelling Software* **75**, 273-316 (2016).