

# Robustesse des modèles numériques du comportement vibroacoustique des véhicules vis-a-vis des incertitudes de modélisation

J.-F. Durand, L. Gagliardini, Christian Soize

► **To cite this version:**

J.-F. Durand, L. Gagliardini, Christian Soize. Robustesse des modèles numériques du comportement vibroacoustique des véhicules vis-a-vis des incertitudes de modélisation. 17ème Congrès Français de Mécanique 2005, AFM, Aug 2005, Troyes, France. pp.Pages : 1-6. hal-00773340

**HAL Id: hal-00773340**

**<https://hal-upec-upem.archives-ouvertes.fr/hal-00773340>**

Submitted on 13 Jan 2013

**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.

## Robustesse des modèles numériques du comportement vibroacoustique des véhicules vis-à-vis des incertitudes de modélisation

Jean-François Durand(1),(2), Laurent Gagliardini(1), Christian Soize(2)

(1) PSA Peugeot-Citroën  
Route de Gisy  
78943, Vélizy-Villacoublay, France,  
Email: jeanfrancois.durand2@mpsa.com  
jfdurand@univ-mlv.fr  
laurent.gagliardini@mpsa.com  
(2) Laboratoire de Mécanique  
Université de Marne-La-Vallée  
75, Boulevard Descartes  
77455, Marne-La-Vallée, France  
Email: soize@univ-mlv.fr

### Résumé :

*La conception des véhicules automobiles s'appuie de manière intensive sur la simulation numérique. Afin d'améliorer la robustesse des prévisions numériques, on introduit un modèle d'incertitudes aléatoires. La modélisation des incertitudes repose sur une approche non paramétrique. L'utilisation d'une approche non paramétrique pour la modélisation des incertitudes d'un véhicule montre la sensibilité de la réponse vibroacoustique aux incertitudes de structure, de couplage vibroacoustique et de cavité acoustique, ainsi que la sensibilité des modes structuraux aux incertitudes de structure. Puisqu'un véhicule est un milieu fortement hétérogène, certaines parties du véhicule sont plus sensibles aux incertitudes que d'autres et donc moins robustes sur le plan prévisionnel. Ce papier met en évidence les différents types d'incertitudes impactant la variation du bruit intérieur d'un véhicule*

### Abstract :

*The design of cars is nowadays mainly based on numerical simulations. In order to improve the robustness of numerical predictions, one introduces a probabilistic model of uncertainties. The uncertainty modelling is based on the use of a non-parametric approach. Application of this non-parametric approach to vehicle-uncertainties modelling shows the sensitivity of the vibroacoustic frequency responses to structural, cavity and vibroacoustic coupling uncertainties and, the sensitivity of the structural modes to structural uncertainties. Since a vehicle is a strongly heterogeneous medium, some parts are more sensitive to uncertainties than others.*

### Mots-clefs :

vibroacoustique ; incertitudes ; robustesse ; automobile ; probabiliste

## 1 Introduction

Dans l'industrie automobile, la simulation numérique est utilisée pour prédire le comportement dynamique des véhicules. La problématique de la capacité de prédiction des modèles est rendue difficile par l'hyper-sensibilité des réponses dynamiques à la complexité structurale ainsi qu'aux incertitudes résultant du process industriel [1,2]. Afin d'améliorer la robustesse des prédictions, on introduit un modèle probabiliste d'incertitudes dit "non paramétrique" dans les simulations numériques. L'approche non paramétrique permet de modéliser les erreurs de modèle ainsi que les erreurs sur les données. Ce type d'approche semble donc parfaitement adapté à la problématique de la prévision du comportement dynamique des véhicules, où les

sources d'incertitudes sont nombreuses. Ce papier présente une application de l'approche non paramétrique dans le cadre d'une prévision du bourdonnement pour un modèle industriel de véhicule. On introduit des incertitudes sur la structure, sur la cavité acoustique ainsi que sur le couplage vibroacoustique.

## 2 Modèle matriciel moyen réduit du système couplé

On s'intéresse aux vibrations amorties libres d'une structure bornée  $S$  soumise à des chargements mécaniques externes et couplée à une cavité acoustique interne  $F$ . La bande fréquentielle d'analyse est  $B = [\omega_{min}, \omega_{max}]$ . La méthode des éléments finis est appliquée au système vibroacoustique [3,4,5], défini comme modèle moyen. Pour tout  $\omega \in B$ , l'équation matricielle du système moyen réduit peut s'écrire

$$\begin{bmatrix} [\underline{\mathcal{A}}^S(\omega)] & i\omega[\underline{\mathcal{C}}] \\ i\omega[\underline{\mathcal{C}}]^T & -[\underline{\mathcal{A}}^F(\omega)] \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \underline{\mathbf{q}}^S(\omega) \\ \tilde{\underline{\mathbf{q}}}^F(\omega) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \underline{\mathcal{F}}^S(\omega) \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (1)$$

où  $\underline{\mathbf{q}}^S(\omega)$  est le vecteur de  $\mathbb{C}^n$  composé des  $n$  coordonnées généralisées de structure,  $\underline{\mathcal{F}}^S(\omega)$  est le vecteur de  $\mathbb{C}^n$  composé des chargements modaux externes,  $\tilde{\underline{\mathbf{q}}}^F(\omega)$  est le vecteur de  $\mathbb{C}^m$  composé des  $m$  coordonnées généralisées acoustiques. La matrice de raideur dynamique généralisée  $[\underline{\mathcal{A}}^R(\omega)]$  avec ( $R = S$  ou  $F$ ) s'écrit  $[\underline{\mathcal{A}}^R(\omega)] = -\omega^2[\underline{\mathcal{M}}^R] + i\omega[\underline{\mathcal{D}}^R] + [\underline{\mathcal{K}}^R]$ , dans laquelle  $[\underline{\mathcal{M}}^R]$ ,  $[\underline{\mathcal{D}}^R]$ ,  $[\underline{\mathcal{K}}^R]$  sont les matrices de masse, de dissipation, de raideur généralisées. La matrice  $[\underline{\mathcal{M}}^R]$  est réelle symétrique définie positive,  $[\underline{\mathcal{D}}^R]$  et  $[\underline{\mathcal{K}}^R]$  sont des matrices réelles positives pour  $S$  et semi-définies positives pour  $F$ . La matrice  $[\underline{\mathcal{C}}]$  est la matrice réelle ( $n \times m$ ) de couplage vibroacoustique généralisé. Les déplacements, et pressions acoustiques sont donnés par

$$\underline{\mathbf{U}}^S(\omega) = [\underline{\Psi}] \underline{\mathbf{q}}^S(\omega) \quad , \quad \underline{\mathbf{P}}^F(\omega) = i\omega[\underline{\Phi}] \tilde{\underline{\mathbf{q}}}^F(\omega) \quad ,$$

où  $[\underline{\Psi}]$  est une matrice réelle ( $n_S \times n$ ) constituée des  $n$  modes élastiques de la structure *in vacuo* associés aux  $n$  premières fréquences propres,  $[\underline{\Phi}]$  est une matrice réelle ( $n_F \times m$ ) constituée (1) du mode à pression constante associé à la valeur propre nulle et (2) des modes acoustiques associés aux  $m - 1$  premières fréquences propres acoustiques de la cavité à parois rigides. Enfin  $n_S$  et  $n_F$  représentent les DDLs structure et acoustique. Un maillage incompatible est utilisé sur l'interface de couplage vibroacoustique.

## 3 Construction du modèle probabiliste non paramétrique

L'équation (1) est remplacée par [6 - 9]

$$\begin{bmatrix} [\underline{\mathbf{A}}^S(\omega)] & i\omega[\underline{\mathbf{C}}] \\ i\omega[\underline{\mathbf{C}}]^T & -[\underline{\mathbf{A}}^F(\omega)] \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \underline{\mathbf{Q}}^S(\omega) \\ \tilde{\underline{\mathbf{Q}}}^F(\omega) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \underline{\mathcal{F}}^S(\omega) \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (2)$$

où, pour  $\omega$  fixé,  $\underline{\mathbf{Q}}^S(\omega)$  et  $\tilde{\underline{\mathbf{Q}}}^F(\omega)$  sont les vecteurs aléatoires complexes des coordonnées généralisées. Par conséquent, la matrice réduite moyenne de raideur dynamique  $[\underline{\mathcal{A}}^R(\omega)]$  est remplacée par une matrice aléatoire complexe  $[\underline{\mathbf{A}}^R(\omega)]$  définie par  $[\underline{\mathbf{A}}^R(\omega)] = -\omega^2[\underline{\mathbf{M}}^R] + i\omega[\underline{\mathbf{D}}^R] + [\underline{\mathbf{K}}^R]$  et la matrice moyenne réduite de couplage vibroacoustique  $[\underline{\mathcal{C}}]$  devient une matrice  $[\underline{\mathbf{C}}]$  réelle ( $n \times m$ ). Le principe de construction des matrices aléatoires  $[\underline{\mathbf{M}}^R]$ ,  $[\underline{\mathbf{D}}^R]$ ,  $[\underline{\mathbf{K}}^R]$  est donné dans [6-9]. A partir (voir [8]) de la factorisation  $[\underline{\mathcal{C}}] = [\underline{\mathbf{U}}_{n,m}][\underline{\mathbf{T}}_m]$ , on construit la matrice aléatoire  $[\underline{\mathbf{C}}]$  telle que  $[\underline{\mathbf{C}}] = [\underline{\mathbf{U}}_{n,m}][\underline{\mathbf{L}}_{\mathcal{T}_m}]^T[\underline{\mathbf{G}}_{\mathcal{T}}][\underline{\mathbf{L}}_{\mathcal{T}_m}]$  avec  $[\underline{\mathbf{G}}_{\mathcal{T}}]$  matrice aléatoire. Les pressions acoustiques et déplacements aléatoires sont obtenus par  $\underline{\mathbf{U}}^S(\omega) = [\underline{\Psi}] \underline{\mathbf{Q}}^S(\omega)$  et  $\underline{\mathbf{P}}^F(\omega) = i\omega[\underline{\Phi}] \tilde{\underline{\mathbf{Q}}}^F(\omega)$

## 4 Application à l'étude de la réponse vibroacoustique d'une caisse habillée

### 4.1 Modèle moyen de la caisse habillée

Le modèle moyen de la caisse habillée considérée a été fourni par le groupe automobile PSA (voir Figure 1). La bande de fréquentielle d'analyse des réponses vibroacoustiques est  $B = [34,200]Hz$ , pour des excitations vibratoires induites par le moteur (12 DDLs chargés).

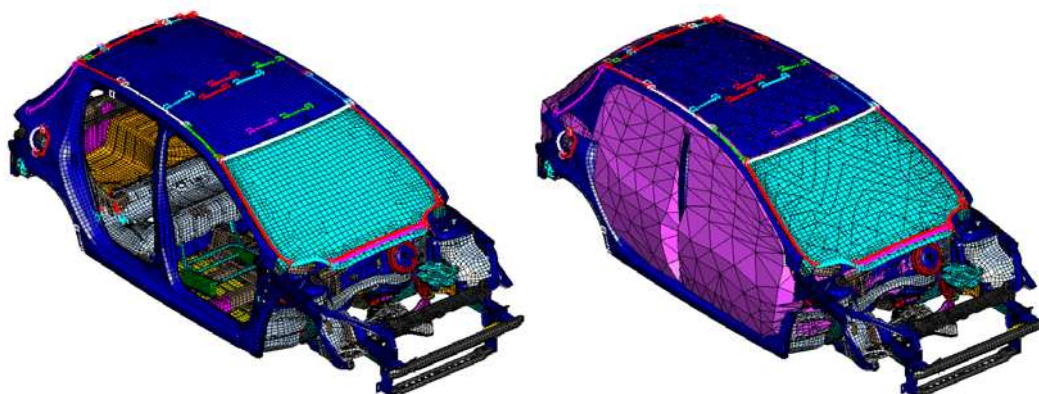


FIG.1 - *Modèle éléments finis de la structure (figure de gauche), et de la structure couplée à la cavité acoustique interne (figure de droite), avec maillage incompatible sur l'interface structure - cavité acoustique*

### 4.2 Réponses vibroacoustiques du système couplé stochastique avec incertitudes

Dans ce paragraphe, la robustesse des réponses dynamiques est analysée vis-à-vis des incertitudes **structurales**, des incertitudes de **couplage vibroacoustique** et des incertitudes de **cavité acoustique**. On s'intéresse particulièrement au bourdonnement. Une analyse de convergence de la solution stochastique en fonction du nombre de modes structuraux et acoustiques, et du nombre de réalisations de la méthode Monte-Carlo a permis de fixer les valeurs suivantes :  $n$  modes structuraux correspondant à une troncature modale de 400 Hz et  $m$  modes acoustiques correspondant à une troncature modale de 350 Hz, un nombre de réalisations  $n_r = 700$  pour la simulation numérique de Monte-Carlo. Le niveau de confiance associé à la construction des régions de confiance par la méthode des quantiles est  $P_c = 95\%$ . Sur chaque figure, l'axe horizontal est l'axe des fréquences en Hertz, l'axe vertical étant l'axe des amplitudes en dB.

**Incertitudes structurales.** Les incertitudes structurales résultent **(1)** du process de fabrication **(2)** de la diversité véhicule. Par définition, les modèles probabilistes paramétriques classiques ne peuvent pas prendre en compte les erreurs de modélisation, et en particulier, les incertitudes de type **(2)**. Il est important de noter que cette classe d'incertitude est la principale cause des erreurs de prévision. Une simulation de Monte-Carlo est menée avec un niveau d'incertitude structurale donné. La figure 2 de gauche représente le déplacement normal d'un point situé sur le toit du véhicule. C'est une région souple pour laquelle le domaine de confiance est large pour toute la gamme de fréquences. On en conclut que ce type d'élément souple est peu robuste aux incertitudes de modèle. La figure 2 de droite représente le déplacement normal d'un point situé sur le tablier avant du véhicule. C'est une région raide, aussi on peut voir une région de

confiance relativement étroite pour toute la gamme de fréquences. On en conclut que ce type d'élément raide est robuste aux incertitudes de modèle.

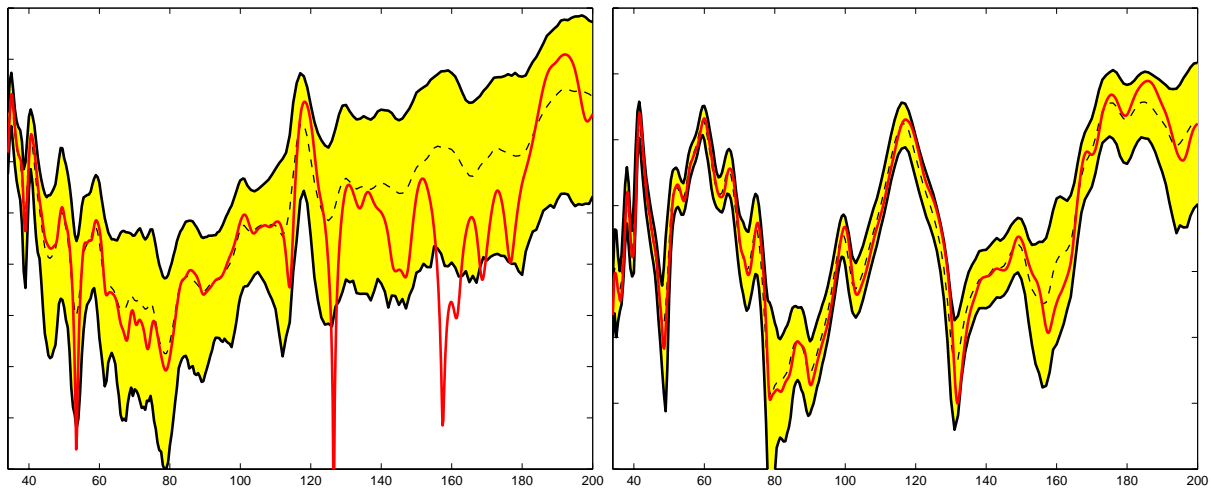


FIG.2 - Région de confiance de la réponse aléatoire pour le déplacement normal en un point situé sur un élément souple (figure de gauche), sur un élément raide (figure de droite), pour des incertitudes **structurales** : prévision du modèle moyen (trait épais continu), réponse moyenne du modèle stochastique (trait interrompu), région de confiance (région grisée) - 1 graduation = 5dB -

La figure 3 représente la pression acoustique à un point localisé aux oreilles du conducteur. On peut voir une région de confiance s'élargissant avec la fréquence. Comme les éléments structuraux souples sont responsables d'une partie importante du bruit interne (pavillon), la non-robustesse de ces éléments structuraux aux incertitudes de modèle induit une non-robustesse de la prévision acoustique interne vis-à-vis des incertitudes de modèle.

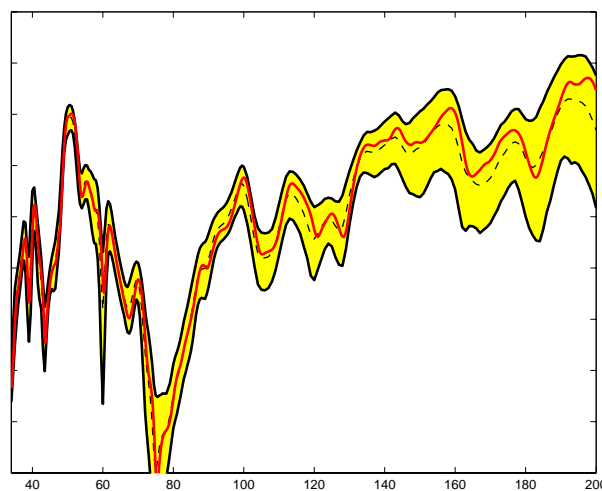


FIG.3 - Région de confiance de la réponse aléatoire pour la pression acoustique aux oreilles du conducteur pour des incertitudes **structurales** : prévision du modèle moyen (trait épais continu), réponse moyenne du modèle stochastique (trait interrompu), région de confiance (région grisée) - 1 graduation = 5dB -

**Statistiques Modales.** On introduit la matrice aléatoire  $[MAC]$  entre les modes structuraux du modèle moyen et les modes structuraux aléatoires pour un niveau d'incertitude donné. La

réalisation  $\theta_l$  de cette matrice s'écrit  $[\text{MAC}(\theta_l)]_{ij} = \langle \underline{\psi}_i, \mathbf{Y}_j \rangle^2 / (\langle \underline{\psi}_i, \underline{\psi}_i \rangle \langle \mathbf{Y}_j, \mathbf{Y}_j \rangle)$  où  $[\underline{\psi}]$  est la base modale structurale du modèle moyen et  $[\mathbf{Y}]$  la base modale aléatoire du système stochastique. La figure 4 de gauche représente une estimation de l'espérance mathématique de la matrice aléatoire  $[\text{MAC}]$ . On peut noter que la première partie de la gamme de fréquences (jusqu'au rang 80) peut être considérée comme celle d'un comportement basse fréquence avec une faible sensibilité des formes modales aux incertitudes. Les valeurs propres sont quant à elles dispersées. La figure 4 de droite représente une estimation de la fonction de densité de probabilité du premier mode de torsion de la caisse par rapport à sa fréquence propre normalisée. Pour la partie haute de la gamme de fréquence (à partir du rang 80), on peut voir que les formes modales sont fortement sensibles aux incertitudes, c'est un comportement typique des moyennes fréquences.

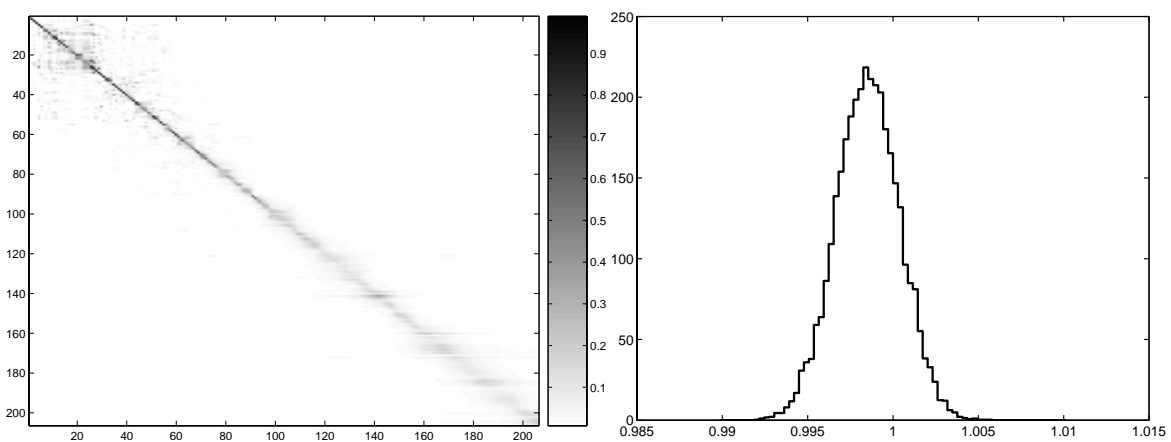


FIG.4 - Incertitudes **structurales**: Figure de gauche: Estimation de l'espérance mathématique de la matrice  $[\text{MAC}]$ ; axe horizontal: rang des modes structuraux aléatoire; axe vertical: rang des modes du modèle moyen, Figure de droite: Estimation de la fonction de densité de probabilité du premier mode de torsion de la caisse par rapport à sa fréquence propre normalisée

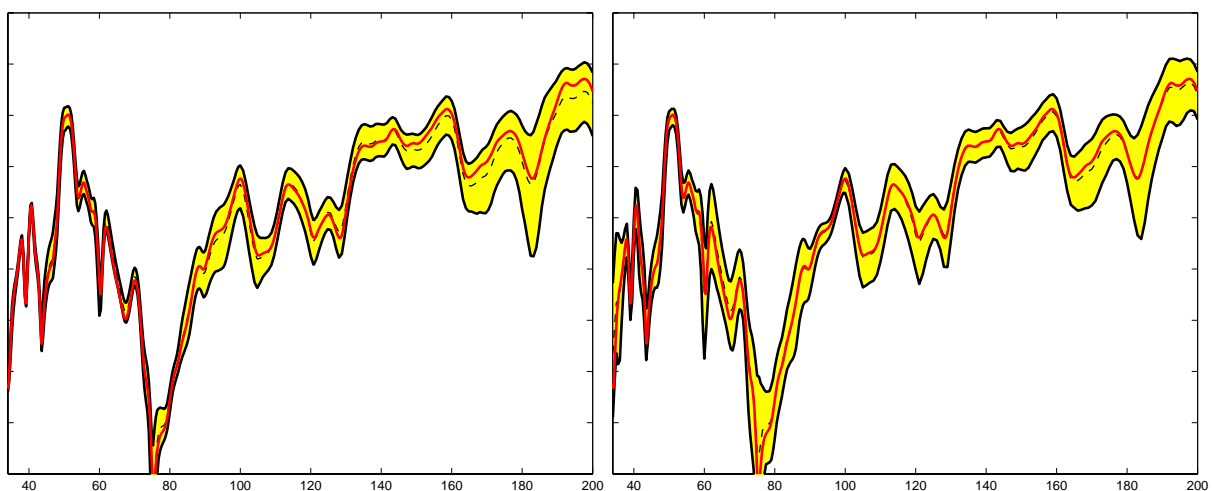


FIG.5 - Région de confiance de la réponse aléatoire pour la pression acoustique aux oreilles du conducteur pour des incertitudes **de cavité acoustique** (figure de gauche), et de **de couplage vibroacoustique** (figure de droite). Prédiction du modèle moyen (trait épais continu), réponse moyenne du modèle stochastique (trait interrompu), région de confiance (région grisée): - 1 graduation = 5dB -

**Incertitudes de cavité acoustique.** On s'intéresse ici aux incertitudes de cavité qui sont principalement des incertitudes de modèle. La configuration d'un habitacle peut varier (nombre de passagers, positions des sièges, variation de la température, etc). Cela cause des fluctuations du comportement acoustique de la cavité. La figure 5 représente la réponse acoustique aux oreilles du conducteur pour un niveau d'incertitudes acoustiques donné. On peut voir un élargissement de la région de confiance avec la fréquence.

**Incertitudes de couplage vibroacoustique.** Cette incertitude est liée à des problèmes de modélisation mais aussi à l'effet des habillages à l'interface de couplage vibroacoustique. La figure 5 représente la réponse acoustique aux oreilles du conducteur. La région de confiance est plus dépendante de la fréquence dans le domaine basse fréquence ([34,100]Hz) que pour les incertitudes de cavité acoustique.

## 5 Conclusion

Nous avons présenté une application de l'approche non paramétrique permettant la prise en compte des incertitudes pour des modèles industriels de véhicules, et plus particulièrement des erreurs de modèle qui sont la principale cause des erreurs de prévision. Nous avons montré que certaines parties d'un véhicule sont plus robustes aux incertitudes que d'autres vis-à-vis des erreurs de modèles. Par exemple, il est connu que les modes globaux de vibration de caisse sont généralement moins sensibles aux incertitudes que les modes locaux. Les formes des modes structuraux sont peu sensibles aux basses-fréquences mais cette sensibilité croît avec la fréquence. Pour un mode de rang élevé, le comportement modal est flou avec un comportement de type moyenne fréquence, ce qui souligne la nécessité d'implémenter un modèle d'incertitudes. On voit enfin que les incertitudes de couplage vibroacoustique et de cavité qui sont toutes deux principalement des erreurs de modèle ont un impact non négligeable sur le bourdonnement.

## REFERENCES

- [1] Hills E., Mace B.R., Ferguson N.S. (2004), *ISMA proceedings Cdrom*, Leuven, Belgium.
- [2] Kompella M.S., Bernhard R.J. (1996), *Variation of structural-acoustic characteristics of automotive vehicles*, Noise Control Engineering Journal pp93-99,
- [3] Ohayon, R., Soize, C. *Structural Acoustics And Vibration*, Academic Press .
- [4] Pierce, A. D. (1989). *Acoustics: An Introduction to its Physical Principles and Applications*. Acoust. Soc Am. Publications on Acoustics, Woodbury, NY, U.S.A. (originally published in 1981, McGraw-Hill, New York).
- [5] Lesueur, C. (1989). *Rayonnement Acoustique des Structures*. Eyrolles, Paris.
- [6] Soize C. (2000), *A Non-parametric Model of Random Uncertainties on Reduced Matrix Model in Structural Dynamics*, Probabilistic Engineering Mechanics, Vol. 15, No. 3, pp. 277-294
- [7] Soize C. (2001), *Maximum entropy approach for modeling random uncertainties in transient elastodynamics*, J. Acoust. Soc. Amer., Vol. 109, No. 5, pp. 1979-1996.
- [8] Soize C. , *Random matrix theory for modeling uncertainties in computational mechanics*, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, (accepted for publication in March 2004)
- [9] Durand J.F, Gagliardini L., Soize C. (2004), *ISMA proceedings Cdrom*, Leuven, Belgium.