

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



Calcul de la réponse vibro-acoustique des vitrages automobiles à l'excitation aérodynamique par la méthode des éléments finis

F. Van Herpe^a et D. Binet^b

^aPSA groupe, Case Courrier VV1405 - CTV A, Route de Gisy - Innoval Parc Sud, 78943 Velizy Villacoublay Cedex, France

^bFree Field Technologie, Axis Park Louvain-la-Neuve, 9 rue Emile Francqui, B-1435 Mont-Saint-Guibert, Belgique
francois.vanherpe1@mpsa.com

À haute vitesse, le confort acoustique dans une voiture dépend principalement du bruit d'origine aérodynamique. Ce bruit est perçu à l'intérieur d'une automobile dans le domaine des moyennes et hautes fréquences. Il est principalement rayonné par les vitrages. Sa prédiction numérique peut être réalisée en couplant un code de mécanique des fluides compressibles et transitoire à un code vibro-acoustique. La simulation de l'écoulement d'air autour de l'enveloppe extérieure du véhicule fournit le chargement pariétal qui s'applique sur les vitrages. Ce chargement aérodynamique est ensuite utilisé comme excitation dans un code vibro-acoustique pour calculer le bruit rayonné dans l'habitacle. Dans le domaine des hautes fréquences, on peut utiliser un code basé sur la méthode énergétique SEA (Statistical Energy Analysis). Cependant les hypothèses fondatrices de cette méthode ne sont plus respectées en moyennes fréquences. C'est pourquoi nous proposons dans ce travail de repousser les limites de la méthode des éléments finis, classiquement utilisée en basses fréquences, pour estimer la réponse vibro-acoustique des vitrages automobiles en moyennes fréquences. Pour optimiser les temps de calcul, un remaillage adaptatif de l'habitacle en fonction de la fréquence sera utilisé. La méthode des modes pelliculaires sera utilisée pour le calcul de l'excitation de la surface extérieure des vitrages et pour l'interprétation des résultats. Cette méthode permet notamment de séparer les composantes acoustique et aérodynamique du champ de fluctuations de pression pariétale. Enfin les prédictions numériques seront comparées à des mesures expérimentales réalisées sur véhicule en soufflerie.

1 Introduction

Le silence à l'intérieur des véhicules est un enjeu important pour les constructeurs automobiles. D'une part pour le bien être des passagers, mais aussi pour faciliter l'intelligibilité des commandes vocales et des messages sonores des interfaces homme-machine qui se développent avec les systèmes d'aide à la conduite automobile.

Les trois sources principales du bruit perçu dans l'habitacle sont le moteur, le bruit de roulement (contact pneumatique/chaussée) et le bruit d'origine aérodynamique. C'est à ce dernier que nous nous intéressons dans ce travail.

Il est dû à l'écoulement d'air fortement turbulent et décollé qui se développe autour de l'enveloppe extérieure du véhicule. Avec les moteurs thermiques classiques, il devient prépondérant lors des trajets sur autoroute ou périurbains à partir de 80km/h et pour des fréquences supérieures à 400 Hz. Les nouvelles chaînes de traction hybrides et électriques plus silencieuses risquent de le faire émerger encore plus, y compris à des vitesses ou des fréquences plus faibles.

Cependant les mises au point aéro-acoustiques des véhicules reposent encore souvent sur des essais en soufflerie très coûteux. Ces mesures nécessitent de plus des véhicules prototypes et ne peuvent donc avoir lieu qu'à la fin du processus de conception, là où les remises en cause tardives provoquent des situations critiques. C'est pourquoi PSA groupe souhaite améliorer sa filière de calcul du bruit d'origine aérodynamique afin de le prendre en compte plus tôt dans le processus de conception, lors de la phase de dimensionnement numérique, et afin de diminuer le nombre d'essais en soufflerie.

L'une des voies de passage principales du bruit aérodynamique est la réponse vibro-acoustique des vitrages à l'écoulement d'air extérieur turbulent. Elle peut être estimée en couplant un code de mécanique des fluides (CFD) calculant le chargement pariétal à un code vibro-acoustique (VA) calculant le niveau de pression sonore rayonné par les vitrages dans l'habitacle.

En hautes fréquences, le code VA peut être du type SEA (Statistical Energy Analysis) [1]. Cependant les hypothèses fondatrices de la SEA sont remises en cause dans le domaine des moyennes fréquences, où le bruit d'origine aérodynamique n'est pourtant pas négligeable. Nous proposons dans ce travail de pousser la méthode des éléments finis (EF), classiquement utilisée dans le domaine des basses fréquences (0-250 Hz), vers les moyennes et

hautes fréquences jusqu'à 4000Hz. Une étude réalisée en 2011 avait déjà montré la faisabilité d'une telle approche jusqu'à 2000 Hz [2].

L'excitation aérodynamique est calculée à l'aide du code PowerFLOW. Le niveau de bruit résultant dans l'habitacle sera calculé par la méthode EF à l'aide du logiciel ACTRAN et les résultats numériques seront comparés à des mesures effectuées en soufflerie.

2 Simulation de l'écoulement

L'écoulement est simulé à l'aide du logiciel PowerFLOW basé sur la méthode de Lattice-Boltzmann (LBM). Cette méthode est une alternative aux méthodes classiques de CFD, basée sur des équations cinétiques microscopiques et mésoscopiques contrairement aux schémas traditionnels basés sur les équations macroscopiques de Navier et Stokes. La simulation de l'écoulement est le résultat d'un calcul transitoire et compressible qui permet de capter la composante acoustique des fluctuations de pression.

2.1 Maillage

Le maillage fluide est construit autour du maillage surfacique de la peau extérieure du véhicule considéré comme un solide rigide. Il est composé d'éléments volumiques cubiques (voxels) et d'éléments surfacique (surfels) qui sont générés à l'interface entre le corps solide et l'écoulement fluide. Il est divisé en différentes régions de résolution variable (VR). La taille de l'arête d'un élément cubique dans une VR est deux fois celle de la VR suivante. Ici par exemple, la taille des voxels dans la région 7 est de 8mm, puis 4mm dans la région 8, 2mm dans la région 9 etc. Nous avons utilisé 11 zones de résolution variable et la taille des éléments dans la zone de plus forte résolution (VR 11) est de 0,5 mm au niveau du montant de baie et du rétroviseur (Figure 2).

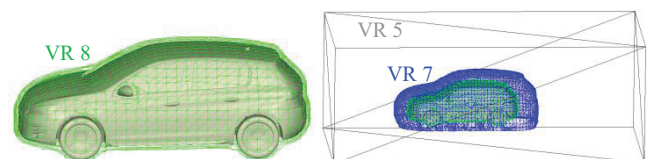


Figure 1: zones de résolution variables

Une fois les VR définies, le maillage est automatiquement généré. Dans le cas de la 308 étudiée ici la taille du maillage fluide est de 225 millions de voxels et de 17 millions de surfels.



Figure 2 : Zones de résolution maximales

2.2 Résultats de la simulation

En vue de l'utilisation des résultats de la simulation dans un calcul vibro-acoustique, le nombre de Mach est défini comme « same as experiments » dans le set-up numérique [3]. La vitesse du son (343 m/s) par rapport à la vitesse de l'écoulement (140km/h) est ainsi conforme à la physique expérimentale. Deux simulations ont été effectuées, sans et avec dérapage de 10° .

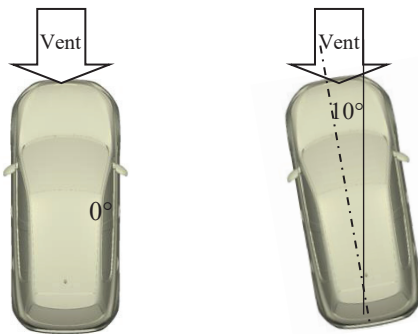


Figure 3 : angle de dérapage

Les fluctuations de pressions pariétales sont enregistrées sur le pare-brise et les vitres latérales avant (Figure 4) avec une résolution spatiale de 1mm (VR 10, voir Figure 2)

Tableau 1 : données enregistrées

Dérage	0°	10°
Nombre de fenêtres temporelles	14627	10576
Taille mémoire (Go)	131	99
Durée simulée (s)	0.627	0.453
Temps CPU (h)	61539	49680
Pas de temps Δt (s)	4.28636×10^{-5}	
F_e (Hz)	23329.8	

Pour être exploitables par le code EF ACTRAN, Les résultats se présentent sous forme de fichiers binaires au format ENSIGHT gold. Il y a un fichier par pas de temps et par vitrage (14627 fichiers par vitrage à 0° et 10576 fichiers par vitrage à 10°). Ces distributions spatio-temporelles de pression serviront d'excitation dans le modèle EF vibro-acoustique.

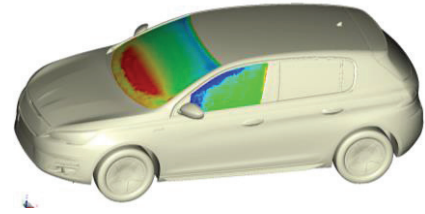


Figure 4 : Excitation aérodynamique – Champ de pression pariétale à un pas de temps donné.

3 Calcul vibro-acoustique

3.1 Théorie

Le calcul aéro-vibro-acoustique pour un vitrage de voiture peut être réalisé selon différentes stratégies. La première approche consiste à utiliser une CFD incompressible afin de déterminer le chargement hydrodynamique et des analogies aéro-acoustiques pour en extraire le chargement acoustique. L'alternative ici étudiée utilise une CFD compressible (§2) qui capte les deux composantes aérodynamique et acoustique du chargement pariétal. Même si cette approche requiert des ressources de calcul plus importantes que la première méthode, elle permet de résoudre le problème en un seul calcul. Elle ne permet pas en revanche de séparer les contributions aérodynamique et acoustique. Dans ce papier nous allons considérer une méthode permettant de distinguer les composantes acoustique et turbulente des fluctuations de pression pariétale issue d'une simulation CFD compressible sur la surface des vitrages : la méthode des modes pelliculaires.

Cette méthode correspond à la généralisation du concept de modes sur une surface arbitraire non-plane. Pour une section plane rectangulaire, la base modale est analytiquement connue et correspond aux fonctions classiques sinus et cosinus. Les modes pelliculaires fournissent une base complète pour décomposer n'importe quel signal disponible sur une surface arbitraire Ω délimitée par son contour $\partial\Omega$. Cette surface peut être non-plane et les coordonnées orthonormées curvilignes ξ_j définissent la position sur cette surface. Les modes pelliculaires sont définis par les deux conditions suivantes :

$$\begin{aligned}
 -\lambda_i^2 \phi^{\lambda_i} - c^2 \frac{\partial^2 \phi^{\lambda_i}}{\partial \xi_j \partial \xi_j} &= 0 & \text{dans} & \quad \Omega \\
 \frac{\partial \phi^{\lambda_i}}{\partial \xi_j} n_j &= 0 & \text{sur} & \quad \partial\Omega
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

Les différents modes pelliculaires $\phi^{\lambda_i}(\vec{\xi})$ sont orthogonaux sur la surface.

L'équation (1) montre qu'un mode $\phi^{\lambda_i}(\vec{\xi})$ correspond à un mode propre acoustique pour la fréquence $\omega = \lambda_i$. Les différents modes pelliculaires sont classés par valeurs croissantes associées aux valeurs propres λ_i : $\lambda_i < \lambda_{i+1}$. Pour chaque fréquence, le champ de pression sur le vitrage sera décomposé sur la base des modes pelliculaires. Toutes les contributions avec une valeur propre supérieure à la fréquence de pulsation ω , par conséquent avec une longueur d'onde plus courte que le signal acoustique correspondent donc à la partie hydrodynamique du champ de pression. De l'autre côté, les contributions associées aux valeurs basses de $\lambda_i < \omega$ sont la partie acoustique du signal.

La décomposition peut être présentée dans un diagramme de Campbell (Figure 10). Pour chaque valeur de fréquence, les différentes contributions sont rapportées selon la valeur propre des modes pelliculaires. La partie acoustique du signal est alignée sur une ligne avec une pente unitaire ($\omega = \lambda_i$), tandis que les contributions hydrodynamiques sont identifiées dans une zone proche de la pente ($\omega = M\lambda_i$) où M est le nombre de mach de l'écoulement moyen sur la surface du vitrage.

Le signal de pression est donc décomposé en une partie acoustique et hydrodynamique.

3.2 Description du cas étudié

Pour ce travail la configuration étudiée est un modèle EF de Peugeot 308. Ce modèle inclut le pare-brise, les vitres latérales avant, les joints de vitrage et la cavité intérieure. Le chargement aérodynamique est issu d'un calcul PowerFLOW préalable (§2) qui fournit les fluctuations de pression pariétale sur la surface extérieure des vitrages. Le calcul CFD compressible fournit à la fois les composantes aérodynamique et acoustique du chargement pariétal. Le calcul de réponse vibro-acoustique du modèle donne le niveau de pression acoustique à l'intérieur du véhicule jusqu'à 4000 Hz.

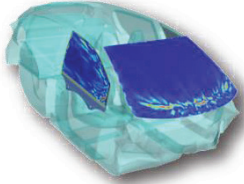


Figure 5 : Modèle EF Peugeot 308 avec chargement aérodynamique sur les vitrages

3.3 Stratégie de calcul

Historiquement [2], la méthode conventionnelle utilise la projection du champ de pression calculé par la CFD sur le maillage vibro-acoustique. Ce champ de pression est converti dans le domaine des fréquences pour devenir l'excitation du calcul vibro-acoustique.

Dans le cadre de ce travail la décomposition en modes pelliculaires est réalisée sur le pare-brise et les vitres avant gauche et droite. La première étape de la procédure est de projeter le champ de pression calculé par la CFD compressible sur les maillages EF des vitrages du modèle vibro-acoustique. Ce champ de pression est ensuite converti dans le domaine des fréquences via une transformée de Fourier discrète (TFD). Ces deux premières étapes sont réalisées dans le module iCFD d'ACTRAN, (① sur Figure 6). Des modes pelliculaires sont ensuite calculés autour de chaque vitrage jusqu'à 4000 Hz afin de déterminer la base de projection de l'excitation aérodynamique (② sur la figure ci-dessous). La projection des fluctuations de pressions pariétales sur les modes de cette base permet de séparer (§3.1) les contributions acoustique et turbulente de l'excitation (③ sur la figure ci-dessous). Ensuite des fonctions de transfert sont calculées pour chaque mode (chaque mode devient donc une excitation, ④ sur la figure ci-dessous). Enfin, le niveau de pression acoustique dans la cavité est obtenu à partir de ces fonctions de transfert par recomposition de la pression pariétale (⑤ sur la figure ci-dessous).

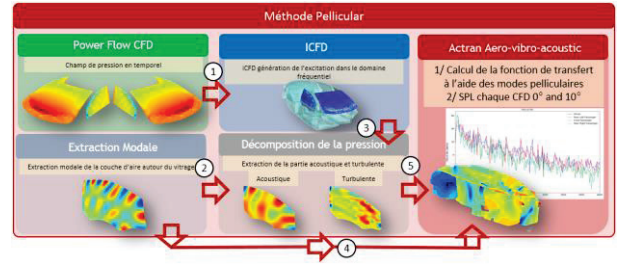


Figure 6 : Procédure de calcul pour la décomposition en modes pelliculaires.

Les modes pelliculaires ainsi que les fonctions de transfert vibro-acoustiques sont indépendants du calcul CFD. L'intérêt de cette méthode est de pouvoir recalculer très rapidement le niveau de pression acoustique dans la cavité pour plusieurs chargements aérodynamiques.

3.4 Les modèles EF

Le modèle vibro-acoustique est divisé en trois parties, la cavité intérieure, les vitres latérales et le pare-brise. La cavité intérieure est maillée avec une taille de maille de 21mm pour respecter le critère de 4 éléments quadratiques par longueur d'onde acoustique jusqu'à 4000Hz. Un couplage vibro-acoustique est réalisé avec les vitres et le pare-brise. Les faces libres de la cavité sont considérées comme rigide si non couplées avec la structure. Afin de réduire le temps de calcul et la consommation RAM un maillage adaptatif est utilisé. Effectivement, le solveur ACTRAN est capable de remailler la cavité en fonction des bandes fréquentielles (Figure 6). Dans ce travail nous avons choisi de diviser la plage fréquentielle en 8 afin d'obtenir 8 maillages pour la cavité intérieure.



Figure 7: Maillages adaptatifs réalisés par le solveur ACTRAN

L'amortissement dans la cavité est modélisé à partir du temps de réverbération T_R mesuré dans l'habitacle en utilisant une vitesse du son complexe [2]

$$c = c_0(1 + i\eta) \text{ avec } \eta = 13.8/\omega T_R. \quad (2)$$

Les structures des vitres latérales et le pare-brise sont maillées afin de respecter de critère de 4 éléments quadratique par longueur d'onde de flexion jusqu'à 4000Hz, soit une taille de maille de 10 mm pour les vitres latérales et 8mm pour le pare-brise.

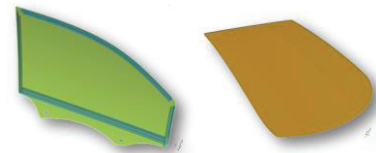


Figure 8 : Maillage structure

Les joints sont modélisés de manière simplifiée par des éléments volumiques quadratiques dont les propriétés physiques sont constantes sur toutes la plage de fréquence.

Le modèle contient finalement 3 millions de nœuds pour la fréquence de 4000Hz soit 3.9 millions de degrés de liberté.

L'indicateur de sortie dans la suite de ce travail sera le niveau de pression sur des microphones situés dans l'habitacle (conducteur et les 3 passagers).

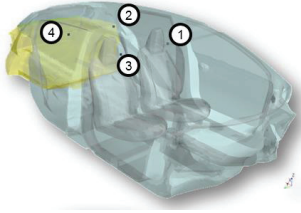


Figure 9: Position des microphones dans l'habitacle

3.5 Analyse des facteurs de participation

Les facteurs de participation modaux peuvent être visualisés dans un diagramme de Campbell comme expliqué dans la section 3.1. Ceci permet d'identifier le locus théorique acoustique avec une pente unitaire et le locus turbulent avec une pente égale au nombre de mach de l'écoulement moyen sur la surface du vitrage. La figure 7 illustre le diagramme de Campbell sur la surface des vitres latérales et le pare-brise. La ligne verte représente le locus acoustique avec une pente unitaire. La ligne grise représente le locus turbulent avec une pente égale au nombre de mach à 140 km/h. L'évolution des facteurs de participation dans la zone turbulente est en adéquation avec le locus théorique.

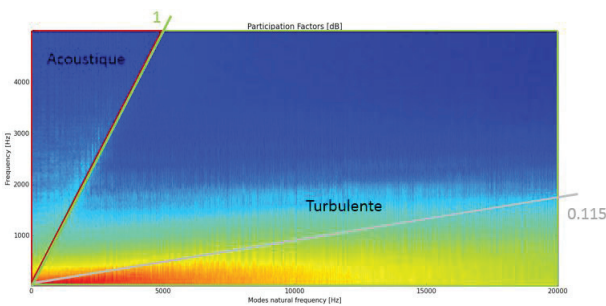


Figure 10 : Diagramme de Campbell représentant les facteurs de participation modaux.

La Figure 11 compare les contributions acoustique et turbulente au niveau de pression acoustique sur le microphone conducteur. Nous pouvons découper la plage fréquentielle en 4 zones. La première zone est située en basse fréquence [25-250Hz] où la contribution de la partie acoustique est prépondérante devant la partie turbulente. La deuxième zone est [250-800Hz] où la contribution de la partie acoustique est identique à la partie turbulente. La troisième zone est [800-2500Hz] où la partie turbulente est prépondérante devant la partie acoustique, et enfin la dernière zone est la plage [>2500 Hz] où la partie turbulente devient négligeable.

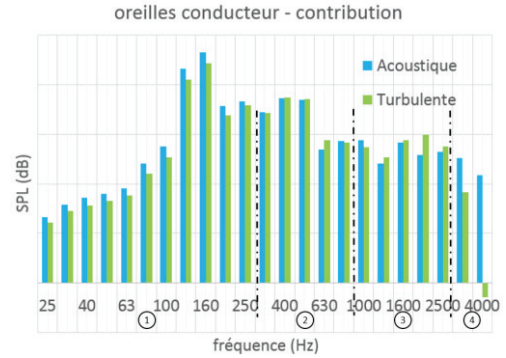


Figure 11 : Contribution acoustique ou turbulente sur le niveau de pression à l'intérieur de l'habitacle.

3.6 Performances numériques

Dans un premier temps nous allons comparer les résultats entre la méthode conventionnelle sans décomposition de la pression et la méthode des modes pelliculaires afin de valider la méthodologie.

La Figure 12 compare les résultats entre les deux méthodes. Nous pouvons observer que la tendance ainsi que les niveaux sont identiques pour les deux méthodes. Nous pouvons constater une légère différence de résultats pour la fréquence la plus haute d'environ 2 dB. Cette différence est due au nombre insuffisant de modes pelliculaires extraits autour des vitrages et donc à la troncature modale qui en résulte. Nous n'avons en effet extrait initialement que les modes en dessous de 4000Hz.

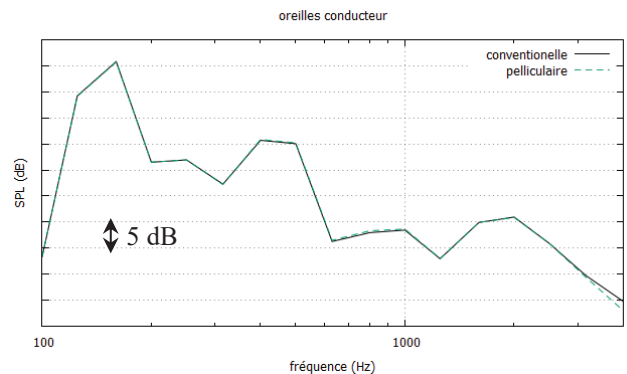


Figure 12: Comparaison entre la méthode conventionnelle et la méthode des modes pelliculaires – niveau de pression acoustique aux oreilles du conducteur pour un dérapage nul

Le Tableau 2 compare les temps de calcul et les consommations RAM nécessaires pour toutes les étapes de la méthode conventionnelle et de la méthode pelliculaire. Pour un chargement aérodynamique, les résultats de la méthode conventionnelle sont obtenus en 24h45m tandis que les résultats sont obtenus en 2jours et 9h par la méthode des modes pelliculaires. Par conséquent, la méthode des modes pelliculaires, plus couteuse en temps de calcul, n'est intéressante que pour des phases de design où de multiple CFD doit être testées (au moins 3) : angle de dérapage, design de rétroviseur... Effectivement, pour chaque nouveau chargement issu d'une simulation CFD, il ne faudra rajouter aux 2 jours et 9h du premier calcul que les 3h34 de décomposition de la pression pariétale et les 47 minutes de calcul vibro-acoustique. Le calcul des fonctions de transfert des modes, qui est le plus couteux, ne dépend pas de l'excitation aérodynamique.

Tableau 2 : Ressources de calcul pour les différentes étapes pour la méthode conventionnelle et pelliculaire

	Conventionnelle		Pelliculaire	
	Temps	RAM	Temps	RAM
Projection du champ de pression et TFD	46m56s	2.9GB	46m56s	2.9GB
Extraction mode	X	X	10m	0.5GB
Décomposition de la pression	X	X	3h34m	0.3GB
Fonction de transfert	X	X	2j7h4m	160GB
Résultats	23h59m	56GB	47m43s	3GB
Temps total	24h 45m		2j 9h 17m	

4 Mesures en soufflerie

Les essais ont été réalisés à la soufflerie aérodynamique et aéro-acoustique S2A. Comme le soubassement contribue largement au bruit aérodynamique dans l’habitacle en basses et moyennes fréquences et que son rayonnement n’est pas pris en compte dans le modèle numérique, le véhicule testé est équipé d’une jupe pour bloquer le passage de l’air sous son plancher.



Figure 13 : Véhicule en soufflerie avec soubassement bloqué

Les interfaces entre la caisse et les ouvrants, entre les vitrages et les ouvrant ainsi qu’entre les vitrages et la caisse sont scotchés afin d’éviter toute fuite au niveau des joints et de ne mesurer que la contribution des vitrages. Les niveaux de pression acoustique sont mesurés dans le véhicule aux positions des oreilles des passagers à l’aide de tête acoustique.

5 Comparaisons calcul/mesures

La figure suivante compare les niveaux de pression acoustiques mesurés et calculés par tiers d’octave dans l’habitacle aux oreilles du conducteur. Le bruit d’origine aérodynamique n’étant en général perçu qu’à partir de 400 Hz, la comparaison est effectuée entre 315 et 4000 Hz.

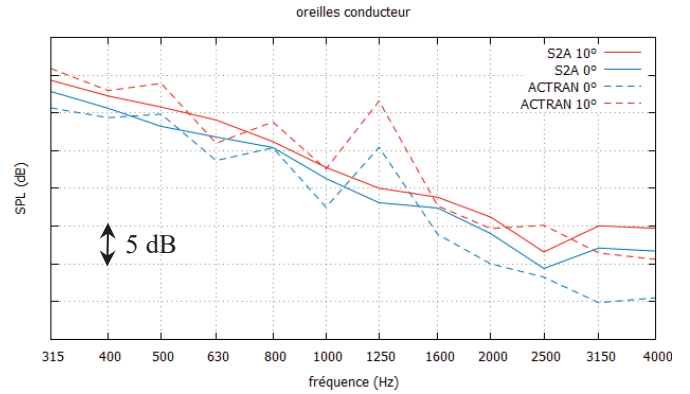


Figure 14 : niveaux de pression acoustique calculés par ACTRAN et mesurés en S2A pour les deux angles de dérapages étudiés (0° et 10°)

Les résultats numériques semblent osciller autour des valeurs mesurées. La pente d’environ 7,5 dB/octave semble globalement bien respectée jusqu’à 2000Hz. En dessous de 1000 Hz et quelle que soit l’angle de dérapage (Figure 3), les écarts entre prédiction numérique et mesures en soufflerie S2A reste inférieurs ou égaux à 3dB (voir colonnes 2 et 3 du tableau suivant). À 1250Hz, un pic lié à la résonance des vitres latérales conduit à une nette surestimation du niveau mesuré de 7 dB à 0° et 12 dB à 10°. Enfin au-dessus de 2000Hz, les prédictions numériques s’écartent de la mesure et il y a toujours au moins un écart de 4 dB sur l’un des angles de dérapage.

L’effet du dérapage, c’est-à-dire la différence entre les niveaux à 10° et à 0°, est surestimé par le calcul (4^{ème} colonne du tableau suivant).

Tableau 3 : différence (calcul ACTRAN) – (mesures en soufflerie) en dB au niveau du conducteur

f (Hz)	0°	10°	Effet du dérapage (10°-0°)
315	-2	2	4
400	-1	1	2
500	2	3	2
630	-3	-3	0
800	0	3	3
1000	-4	0	4
1250	7	12	4
1600	-3	-1	2
2000	-4	-2	2
2500	-1	4	5
3150	-7	-4	4
4000	-6	-4	2

Les écarts observés peuvent être expliqués en partie par les modélisations simplifiées des propriétés d’absorption acoustique de l’habitacle à partir du temps de réverbération et des propriétés viscoélastiques des joints de vitrage par un matériau dont les propriétés ne varient pas avec la fréquence. De plus le modèle EF n’a subi aucun recalage avant d’être utilisé. Néanmoins, le niveau de corrélation obtenu montre la pertinence de l’approche numérique proposée.

6 Conclusion

Ce papier présente une méthodologie numérique de prédiction de la contribution des vitrages au bruit d'origine aérodynamique perçu dans un habitacle automobile jusqu'à 4000Hz. Dans un premier temps, l'écoulement turbulent autour des parois rigides du véhicule est simulé à l'aide du logiciel PowerFLOW, basé sur la méthode de Lattice-Boltzmann. Ce calcul compressible capte à la fois les composantes acoustique et turbulente des fluctuations de pression. Les fluctuations de pression pariétale sur les vitrages ainsi obtenues constituent l'excitation aérodynamique d'un modèle vibro-acoustique de type EF.

L'originalité des calculs EF, réalisés avec le logiciel ACTRAN, réside dans l'utilisation d'une base de modes pelliculaires. La base modale ne dépend que de la géométrie des vitrages et est indépendante du chargement aérodynamique. Une fois les modes calculés, l'intérêt de cette méthode est de pouvoir estimer très rapidement le niveau de pression acoustique dans l'habitacle pour plusieurs chargements aérodynamiques, en projetant la pression pariétale sur la base modale. Cette projection permet de plus de séparer les composantes acoustique et turbulente de la pression pariétale.

Une stratégie de maillage adaptatif a également permis de réduire les temps de calculs associés à la forte densité modale de la cavité lorsque la fréquence augmente.

Cette méthodologie numérique a été appliquée sur une Peugeot 308 et les résultats ont été comparés avec des essais sur véhicules réalisés en soufflerie. Le calcul des modes pelliculaires est dans ce cas très coûteux, mais la stratégie proposée reste intéressante par rapport à un calcul EF direct sans projection modale dès que trois configurations d'écoulement sont envisagées (dérapage, design de rétroviseur...). Les modes pelliculaires restent de plus valables tant que la géométrie des vitrages ne change pas, pour d'autres propriétés des vitrages ou de la cavité.

Le niveau de corrélation obtenu entre les niveaux de pression acoustique calculés et mesurés à l'intérieur du véhicule montre que l'approche est pertinente. Les écarts qui subsistent peuvent être imputés en partie aux modélisations simplifiées des joints de vitre et de l'amortissement de l'habitacle dans le modèle EF.

Références

- [1] P. Moron, R. Powell, D. Freed, F. Perot et al., *A CFD/SEA Approach for Prediction of Vehicle Interior Noise due to Wind Noise*, SAE Technical Paper 2009-01-2203 (2009) 7th International Styrian Noise, Vibration & Harshness Congress, 10.4271/2012-01-1521 (2012)
- [2] F. Van Herpe, D. d'Udekem, J. Jacqmot, R. Kouzaiha, *Vibro-acoustic simulation of Side Windows and Windshield Excited by Realistic CFD Turbulent Flows including Car Cavity*, 7th International Styrian Noise, Vibration & Harshness Congress, 10.4271/2012-01-1521 (2012)
- [3] F. Van Herpe, S. Vergne and E. Gaudard, *Wavenumber-frequency analysis of the wall pressure fluctuations in the wake of a rear view mirror using a lattice Boltzmann model*, Proceedings of the Acoustics 2012 Nantes Conference, 11th Congrès Français d'Acoustique, 1851-1856 (2012)
- [4] J. Jacqmot, Y. Detandt, G. Lielens, D. Copiello, *Vibro-aero-acoustic simulation of side mirror wind noise and strategies to evaluate pressure contributions*, ISMA 27th International Conference on Noise and Vibration Engineering (2016)