

METHODE HYBRIDE POUR LA CONCEPTION ET L'OPTIMISATION D'UN ÉCHAPPEMENT SILENCIEUX DE VOITURES DE COURSE FORMULA

Barhm Mohamad *¹, Andrei Zelentsov †²

¹ Petroleum Technology Department, Koya Technical Institute, Erbil polytechnic University, Erbil, Iraq

² Piston Engine Department, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, -Russia

Résumé

Dans ce travail, une analyse CFD à plusieurs niveaux a été appliquée pour la conception d'un Système d'échappement silencieux de voiture de course Formula présentant de meilleures caractéristiques de niveau de pression acoustique (SPL) et de réponse dynamique des fluides. Les approches développées et appliquées pour le processus d'optimisation vont de la simulation 1D à la simulation CFD entièrement 3D, en explorant des approches hybrides basées sur l'intégration d'un modèle 1D avec des outils 3D. Les silencieux modernes ont généralement un système complexe de chambres et de voies d'écoulement. Il existe toute une gamme de mécanismes d'amortissement et d'absorption du son qui atténuent le son transmis par le silencieux et les tuyaux. Deux méthodes de calcul ont été sélectionnées pour cette étude. Le silencieux a une structure interne complexe contenant un tuyau perforé et un matériau fibreux. Le fichier CAO du silencieux a été créé pour développer le modèle FEA dans (AVL BOOST v2017) et un autre logiciel de conception avancée commercial (SolidWorks 2017). Le modèle FEA a été conçu pour surveiller les propriétés d'écoulement, la pression et la vitesse. Une fois le modèle vérifié, des études de sensibilité des paramètres de conception ont été effectuées pour optimiser le niveau de pression acoustique du silencieux. Les résultats de l'analyse par logiciels sont inclus dans l'article. Des recommandations sont formulées pour obtenir des courbes de niveau de pression acoustique (SPL) plus lisses pour diverses méthodes de mesure.

Mots clefs : Système d'échappement, silencieux, niveau de pression acoustique, analyse par éléments finis, simulation 1D et 3D

Abstract

In this work, a multilevel CFD analysis was applied for the design of a Formula race car muffler system with improved sound pressure level (SPL) and fluid dynamic response characteristics. The approaches developed and applied for the optimization process range from 1D simulation to full 3D CFD simulation, exploring hybrid approaches based on the integration of a 1D model with 3D tools. Modern silencers typically have a complex system of chambers and flow paths. There are a variety of sound damping and absorption mechanisms that attenuate the sound transmitted through the muffler and pipes. Two calculation methods were selected for this study. The silencer has a complex internal structure containing a perforated pipe and a fibrous material. The CAD file of the silencer was created to develop the FEA model in (AVL BOOST v2017) and another commercial advanced design software (SolidWorks 2017). The FEA model was designed to monitor flow properties, pressure, and velocity. Once the model was verified, sensitivity studies of the design parameters were performed to optimize the sound pressure level of the silencer. The results of the software analysis are included in the paper. Recommendations are made for smoother sound pressure level (SPL) curves for various measurement methods.

Keywords: Exhaust system, muffler, sound pressure level, finite element analysis, 1D and 3D simulation

1 Introduction

La conception d'un silencieux joue un rôle important dans les performances globales en BVC (Bruit, Vibration et choc) d'une voiture de course Formula. En règle générale, le contrôle du niveau et de la qualité du bruit des pièces de moteur des voitures de course est un aspect essentiel du processus de conception d'un nouveau système de transmission du moteur, afin de respecter les limites réglementaires et de fournir un son extérieur caractéristique [1]. En particulier, le bruit dynamique des gaz est émis par les systèmes de conduits d'admission et d'échappement du moteur en raison des écoulements très instables dans les canalisations, générés par le processus

d'échange périodique de gaz dans les cylindres. La perte d'insertion et la perte de transmission du silencieux permettent d'évaluer ses performances. De nombreuses publications sont disponibles sur la conception acoustique et les méthodes de mesure des silencieux d'échappement. L'atténuation du bruit dynamique des gaz repose sur l'utilisation de silencieux hybrides, réactifs et dissipatifs, conçus et optimisés pour amortir ou accentuer certaines composantes spectrales du bruit du moteur. Par conséquent, la conception de systèmes d'amortissement complexes est une opération longue qui doit être réalisée au moyen de simulations numériques. L'objectif de cet article est de réaliser une analyse de sensibilité du silencieux de voiture de course Formula Student sur trois para-

* pywand@gmail.com

† zelentsov.aa@gmail.com

mètres de conception clés, à savoir l'emplacement de la cloison (tuyau perforé), la variation du volume de la chambre et l'insertion d'un matériau absorbant dans un silencieux réactif. Mohamad, 2019 [2] a présenté dans son article technique un processus efficace d'optimisation de la perte de transmission du silencieux réactif Audi A6 C6 2.0 TDi en utilisant l'analogie acoustique de Ffowcs Williams et Hawkins (FW-H). Ce dernier, a mis en œuvre la répartition de la vitesse, de la pression et du niveau de puissance le long des conduites du silencieux.

L'article révèle que le solveur acoustique non linéaire peut être utilisé pour modéliser la génération et la transmission du bruit à partir d'un écoulement turbulent initial statistiquement stable, ainsi que l'analogie acoustique FW-H. Mohamad et al., 2019 [3] ont utilisé une analyse CFD pour la conception d'un collecteur d'admission avec des caractéristiques améliorées de réduction du bruit et de réponse dynamique des fluides. Les approches développées et appliquées pour le processus d'optimisation vont de la simulation CFD 1D à la simulation entièrement 3D en utilisant la technique de couplage. Mohamad et Amroune, 2019 [4] ont exploré des approches hybrides basées sur l'intégration d'un modèle 1D et d'outils 3D pour décrire les effets de l'écoulement sur le niveau acoustique de la chambre d'échappement du moteur. Elles montrent la perte de transmission du silencieux à une fréquence différente de celle du solveur. Mohamad et al., 2019 [5] Dans leur étude de caractérisation acoustique basée sur la technique de la matrice de transfert (TMM), le résultat de leur étude d'un silencieux existant a été comparé aux données expérimentales d'essais au niveau du véhicule. La perte de transmission a été optimisée pour la nouvelle conception du silencieux; d'autres littératures ont joué un rôle important dans la validation de leurs résultats. Mohamad 2019 [6] a étudié plusieurs nouvelles techniques dans le cadre de cette revue de la littérature. Les derniers développements en matière de performances acoustiques ont été réalisés. La théorie de base derrière les deux approches est expliquée ainsi qu'une technique de caractérisation de source qui peut être utilisée pour relier les deux méthodes. Certains outils logiciels acoustiques ont été appliqués à divers systèmes d'échappement.

2 Méthodologie

Modèle CAO

La géométrie a été mise en œuvre sur la base du prototype actuel de silencieux réactif FS à l'aide du logiciel de conception avancée SolidWorks 2017, comprenant une entrée, une sortie, un tuyau perforé et une chambre. Le tuyau perforé était placé au milieu de la chambre de forme cylindrique du silencieux. La section transversale et les dimensions du silencieux sont expliquées à la figure 1.

3 Contexte analytique

3.1 Configuration du logiciel

Plusieurs procédures ont été réalisées pour effectuer la modélisation à l'aide d'outils de calcul dynamique des fluides et créer le design optimal pour une étude de cas utilisant l'opti-

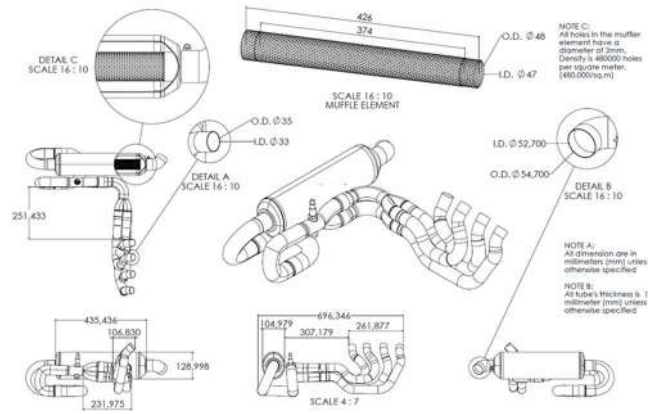


Figure 1 : La section et les dimensions du FS silencieux



Figure 2 : Organigramme de la conception et un processus d'optimisation

isation AVL BOOST v2017 (logiciel commercial). Le silencieux étant en alliage de titane, les propriétés du gaz ont été sélectionnées directement dans les deux bases de données logicielles. Les conditions aux limites considérées pour l'analyse acoustique du débit sont représentatives du système d'échappement à plusieurs vitesses de moteur. Les détails sont montrés dans le schéma ci-dessous (Fig. 2).

Le modèle 1D créé dans AVL Boost implique une approche unidimensionnelle de la description des processus dans les systèmes d'admission et d'échappement du moteur à piston. L'énoncé unidimensionnel du problème permet d'estimer l'influence des dimensions des conduites et des canaux (diamètres, longueurs, rayons de congé) sur le débit de gaz.

L'ensemble du cylindre (section) est considéré comme un seul volume dans lequel se produisent les processus d'admission, de compression, de combustion, de détente et de sortie. Ce volume, contrairement à l'approche tridimensionnelle, n'est pas divisé en sous-domaines (volumes de contrôle ou finis). Le système d'équations (énergie, continuité, état des gaz) n'est écrit que pour un volume qui change avec le temps (dans l'approche tridimensionnelle - le système d'équations est résolu pour chaque volume de contrôle) (Tableaux 1 et 2).

Les conditions aux limites (BC) d'entrée - étaient les valeurs de débit massique et de température des points de mesure MP 19, 9, 21, 10 (Fig. 3). BC de sortie - pression en MP 10. En outre, la température de paroi d'une chambre externe d'un échappement silencieux a été définie: $T_w = 573 \text{ K}$ et le coefficient de transfert de chaleur (hc) = $50 \text{ W/m}^2/\text{K}$.

Les conditions initiales sont la température et la pression à l'intérieur du volume (les données ont été extraites des résultats du calcul dans Boost).

La chute de pression était définie comme la différence entre la pression dans le collecteur d'échappement à la sortie du cylindre et la section transversale à la sortie du silencieux (volume de calcul).

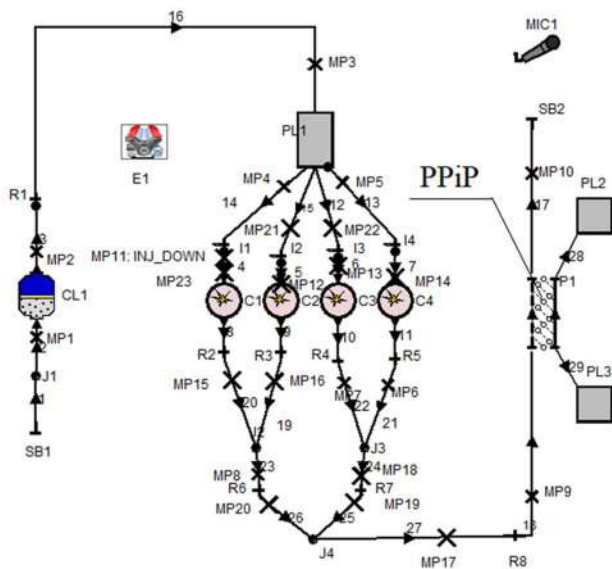


Figure 3: Schéma du moteur de la voiture de course Honda CBR 600RR (PC 37) avec tuyau perforé dans le (PPiP) faisant partie du silencieux.

Tableau 1 : Paramètres du tuyau perforé

Porosité	0.047 mm
Coefficient de décharge de porosité intérieure	0.6 mm
Coefficient de décharge de porosité extérieure	0.6 mm
Diamètre du trou de perforation	3 mm
Perforation-Épaisseur de parois	0.5 mm

Tableau 2 : Propriétés des cellules modèles

Propriétés	Cellules
Dimensions de base du maillage	$0N_x = 82$ $N_y = 16$ $N_z = 20$
Cellules liquides	565554
Cellules solides	259408
Cellules coupées	0
Nombre total de cellules	824962

Ce document a adopté une analyse par éléments finis à l'aide de la simulation de flux 3D SolidWorks 2017 pour calculer les performances du produit et les capacités du modèle géométrique du silencieux. La valeur de la rugosité est de $0,5 \mu\text{m}$.

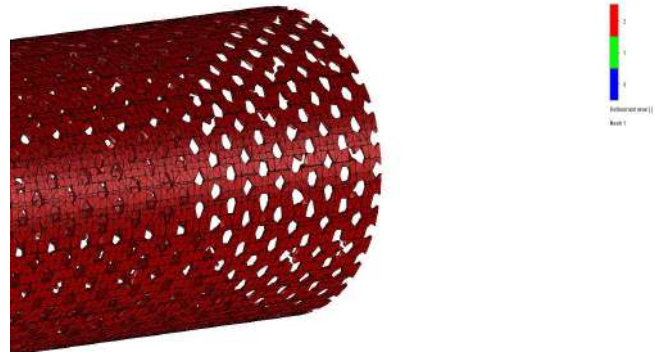


Figure 4: Raffinement du maillage de tube perforé.

3.2 Analyse mathématique

Le modèle mathématique repose sur les équations fondamentales du transport tridimensionnel instationnaire: les équations de quantité de mouvement (Navier-Stokes), d'énergie (Fourier-Kirchhoff) et de conservation de la masse (continuité), qui prennent la forme de Reynolds après le calcul de la moyenne. Procédure par la méthode Favre :

$$\begin{aligned} \bar{\rho} \frac{d\bar{W}_i}{dt} &= \bar{G}_i - \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{W}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{W}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \bar{W}_k}{\partial x_k} \right) \right. \\ &\quad \left. - \bar{\rho} \bar{W}'_i \bar{W}'_j \right], \\ \bar{\rho} \frac{d\bar{H}}{dt} &= \bar{G}_j \bar{W}_j + \frac{\partial \bar{P}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\tau}_{ij} \bar{W}_j) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} - c_p \bar{\rho} \bar{T}' \bar{W}'_j \right), \\ \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \bar{W}_j) &= 0; \end{aligned} \quad (1)$$

où W_i, W_j, W_k sont les projections du vecteur vitesse, m/s; P est la pression, N/m^2 ; G_i est la projection du vecteur de densité des forces volumiques (N/m^3) sur la Ox_i axe d'un système de coordonnées cartésien rectangulaire; H est l'énergie spécifique totale, J/kg ; T est la température, K ; μ est la viscosité dynamique, $\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s})$, $\bar{\tau}_{ij}$ est la contrainte de Reynolds moyenne pour les composants, c_p est la capacité thermique à pression constante, $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$, λ est la conductivité thermique,

$W/(m \cdot K)$; δ_{ij} est le symbole de Kronecker; t est la valeur de temps, s ; et d/dt est le dérivé substantiel. Les équations utilisent la représentation de n'importe quel paramètre Φ (il peut s'agir de la vitesse W , de la pression P , de l'enthalpie H , etc.) comme la somme de sa moyenne $\bar{\Phi}$ et pulsation Φ' valeurs.

Le système d'équations de transport sous la forme de Reynolds (Eq. 1) est fermé par le modèle de turbulence $k-\zeta-f$. Ce modèle a été spécialement développé et vérifié pour les processus de flux, de combustion et de transfert de chaleur dans les moteurs à pistons [7, 8]. Le modèle $k-\zeta-f$ a trois équations : pour k l'énergie cinétique de la turbulence, pour ε le taux de dissipation de cette énergie connue du modèle de turbulence $k-\varepsilon$ et les équations pour l'échelle de vitesse normalisée $\zeta = \bar{W}^2/k$ [9].

Des fonctions de paroi hybride ont été utilisées pour déterminer les paramètres de flux de gaz et de transfert de chaleur dans la couche limite [10].

Merker et al., 2019 [11], Basshuysen et Schäfer, 2007 [12] et Kavtaradze et al., 2009 [13] ont souligné que ce modèle mathématique est typique des calculs CFD des processus dans les moteurs à pistons.

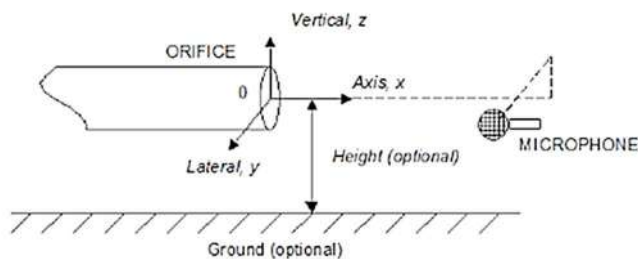


Figure 5 : Position de la limite du système par rapport au microphone

Les effets du bruit d'écoulement généré par la turbulence ont été déclarés par [14] :

$$L_w = \eta_w + 10 \log(P_{amb} 0.0075) - 17.5 \log T + 20 \log D + 45 \log u - 26.9; \quad (2)$$

où L_w est le niveau de puissance de bruit généré par le flux global rayonné (dB); η_w est le facteur d'efficacité (dB); P_{amb} est la pression atmosphérique (Pa); D est le diamètre du tuyau (m) et u la vitesse d'écoulement du gaz (m / s).

La formule prédit le niveau de puissance du bruit une fois que la valeur du facteur d'efficacité est connue à partir de mesures expérimentales effectuées pour le silencieux spécifique. Cela inclut les effets de toutes les parties du système, y compris les changements de zone d'écoulement et les perforations. Le bruit d'écoulement prévu s'étend à toute la gamme de fréquences et non à des fréquences spécifiques.

Pour l'échappement silencieux des moteurs, différentes structures et paramètres du silencieux ont évidemment eu différentes influences sur la réduction du bruit. En raison du processus de travail complexe du silencieux, la manière de calculer et de concevoir théoriquement la structure interne du silencieux a toujours été un sujet de discussion.

Afin de déterminer l'effet du matériau absorbant (MA) et de la porosité du tuyau sur le niveau de pression acoustique, nous allons appliquer la formule suivante :

$$\text{Porosité du matériau} = 1 - \frac{(\text{Densité d'emballage})}{(\text{Densité matérielle})} \quad (3)$$

Les ressources de propriétés matérielles incluant la valeur de densité peuvent être trouvées dans la base de données du logiciel.

4 Résultats

4.1 Trajectoire d'écoulement

La figure 6 présente le contour de la répartition du champ d'écoulement du système de silencieux. Comme on peut le constater, la plus grande vitesse d'écoulement (52,799 m / s) se situe dans la conduite de raccordement de PPiP à la sortie du silencieux et la plus grande pression du silencieux corporel (102325,35 Pa) se trouve à l'entrée, comme le montre la figure 7.

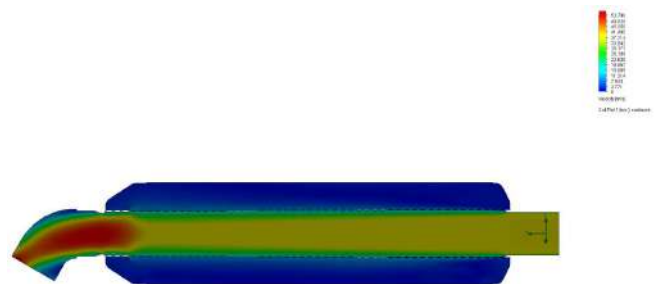


Figure 6 : La distribution de vitesse commence à droite (entrée) et sort à gauche (sortie) dans le silencieux PPiP.

La majeure partie du fluide à l'intérieur du silencieux PPiP est entrée directement dans le volume du silencieux à partir du tuyau perforé. De plus, les tubes perforés situés dans le silencieux avaient des trous dont le diamètre était très petit (3 mm) permettant d'augmenter la résistance de l'écoulement. A cause de la résistance élevée dans les trous, l'écoulement du fluide a été considérablement réduit (voir figure 7)

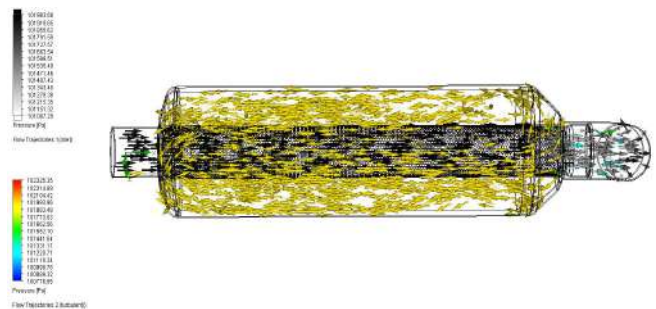


Figure 7 : Contour de pression (trajectoires de flux) dans le tube perforé et la partie volume du silencieux (entrée à gauche et sortie à droite).

Sur la base de calculs tridimensionnels, les valeurs de la perte de charge dans le silencieux simulé ont été obtenues en tenant compte de la présence d'un tuyau perforé interne. En outre, des modèles tridimensionnels ont permis de clarifier la valeur de la porosité du matériau. De plus, ces valeurs ont été utilisées pour étalonner le modèle 1D de système d'échappement dans AVL Boost.

4.2 Puissance de sortie

L'influence du diamètre (Dm_{int}), du diamètre du trou du tuyau intérieur perforé (Dm_{hole}), du diamètre de la coque du silencieux (Dm_{ext}) et de la longueur de la variation du silencieux sur les performances du moteur Honda, ont été contrôlées et optimisées sur la base du solveur AVL BOOST.

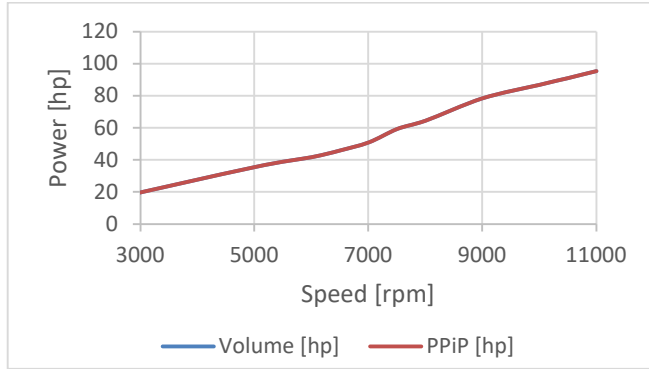


Figure 8 : Comparaison de la puissance du moteur de voiture de course Honda CBR 600RR (PC 37) avec volume et PPIp (Figure 3)

L'utilisation de types de silencieux d'échappement différents par rapport au moteur FS actuel n'a aucun effet sur la puissance, car aucun convertisseur de catalyseur ou refroidisseur intermédiaire ne permet de créer une contre-pression élevée (comme illustré à la Fig. 8).

4.3 Niveau de bruit

Comme on peut le voir à la figure 9, le silencieux modifié permet de réduire les niveaux de bruit, mais pour $n > 3000$ tr / min, le niveau de bruit est toujours plus élevé que dans le cas d'une construction de silencieux à volume unique.

Cet article visait à optimiser le SPL moyen du silencieux au lieu de le prendre à toutes les fréquences. Il en résulte une augmentation de SPL avec une augmentation de la vitesse du moteur qui peut agir dans le domaine de fréquence.

4.4 Effet du paramètre de conception du silencieux sur le niveau de bruit

L'effet des paramètres géométriques du silencieux sur les performances de réduction du bruit est étudié et rapporté. La figure 10 montre une comparaison des niveaux de bruit émis par le moteur à une distance d'un mètre de la coupure du silencieux lorsqu'il utilise un silencieux de base et modifié. La simulation du bruit d'écoulement se propage pour le silencieux de base et la discussion de leurs facteurs d'influence, l'efficacité de cette théorie de la combinaison dans le domaine du flux insuffisant dans la gaine d'échappement reflète les conditions pratiques. Le silencieux était relié au moteur de l'automobile.

Une dépendance significative des paramètres de fonctionnement du moteur, y compris le niveau de bruit, de la longueur de la conduite de sortie est déterminé par la propagation des ondes arrière à partir de l'extrémité ouverte de la conduite. En conséquence, le niveau de bruit le plus faible tout

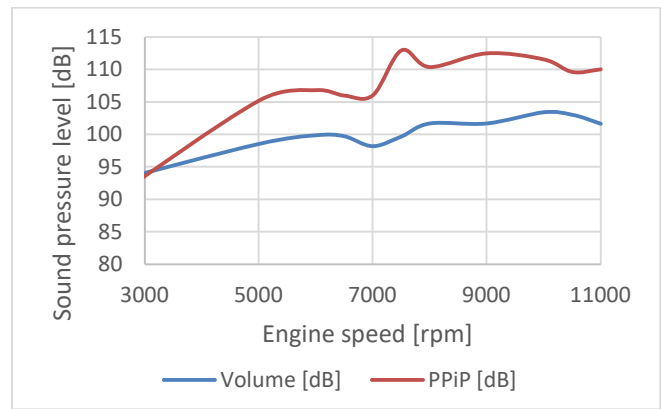


Figure 9 : Comparaison du niveau de pression acoustique du silencieux moteur pour voiture de course Honda CBR 600RR (PC 37) avec volume et PPIp (Figure 3)

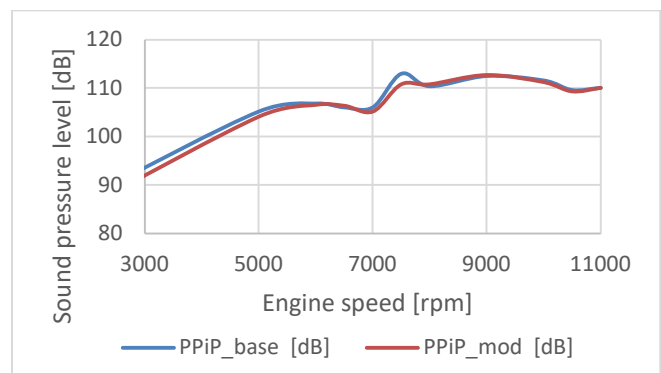


Figure 10 : Performances acoustiques du moteur Honda en cas d'embase ($Dm_{hole} = 3$ mm, $Dm_{int} = 47$ mm, $Dm_{ext} = 116$ mm, $Lm = 426$ mm) et modifiée ($Dm_{hole} = 3$ mm, $Dm_{int} = 47$ mm, $Dm_{ext} = 126$ mm, $Lm = 436$ mm) géométrie du silencieux avec tuyau perforé dans le tuyau.

en maintenant la puissance du moteur a été atteint lorsque $Dm_{out} = 126$ mm et $Lm = 436$ mm (Figure 11).

La figure 12 montre que l'utilisation d'un matériau insonorisant a permis de réduire le niveau de pression acoustique de 15 à 20% dans toute la plage de régime du moteur. En même temps, la résistance au débit de sortie augmente, ce qui réduit les performances effectives du moteur. En outre, pendant le fonctionnement du moteur, le matériau insonorisant peut être obstrué par des particules de suie présentes dans les gaz d'échappement, ce qui entraîne une augmentation de la résistance en sortie et une détérioration des conditions de fonctionnement du moteur. La combustion processus a été simulée dans les cylindres du moteur. Dans le modèle appliqué, il est également possible de simuler la formation de suie, mais pour un moteur SI avec mélange externe, les émissions de suie peuvent être négligées. Les processus de postcombustion ne sont pas simulés dans le système d'échappement et la modification de la température des gaz d'échappement résulte d'un échange de chaleur avec l'environnement. Un silencieux principal avait non seulement une masse plus légère, mais devait également garantir un SPL minimal à la sortie, problème d'optimisation à objectifs multiples. Tous les processus d'optimisation ont été effectués par le logiciel commercial.

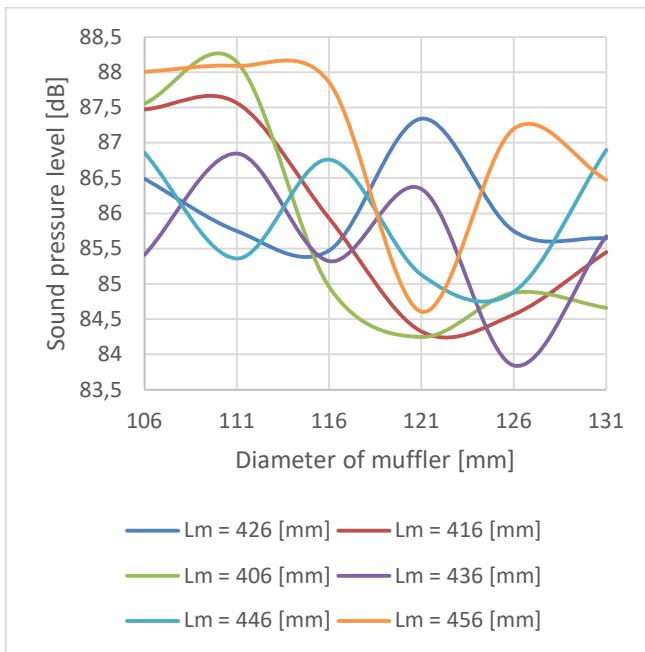


Figure 11 : Résultats de la variation de la longueur de la conduite (Lm) et du diamètre (Dm_ext) de la conduite externe non perforée (diamètre de la conduite interne perforée Dm_int = 47 mm, n = 2000 tr / min)

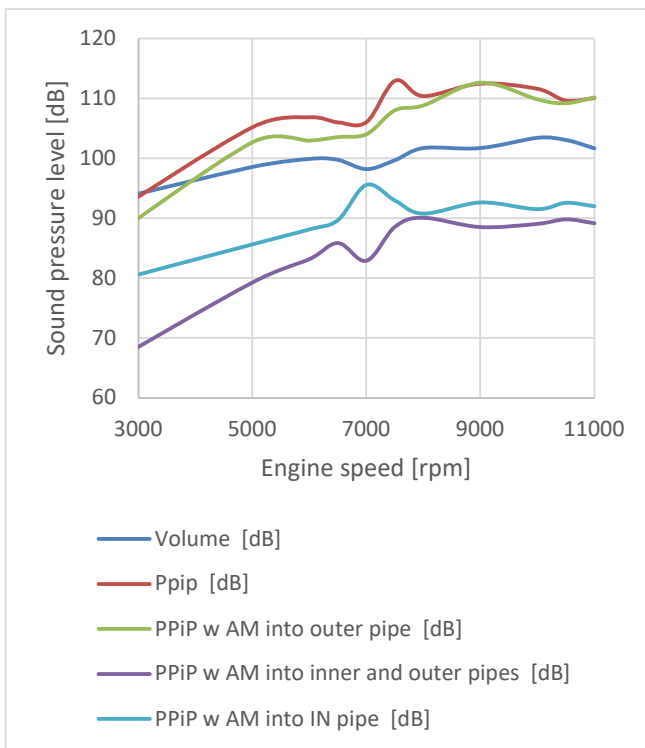


Figure 12 : Niveau de pression acoustique du moteur FS avec différents types de matériaux de silencieux

L'utilisation d'un matériau insonorisant permet de réduire considérablement le niveau de bruit du moteur à une taille comparable du silencieux.

Les paramètres du matériau absorbant (AM): porosité = 0.9 et résistivité à l'écoulement = $10000 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^4$. La porosité du matériau représente la fraction de l'air dans le matériau (0

à 1). Dans notre cas, une porosité du matériau de 0,9 définit 10% du volume rempli de matériau et 90% d'espace pour les gaz.

5 Conclusion

Le problème acoustique est résolu en utilisant un matériau absorbant, ce qui est une étape possible dans la réduction supplémentaire du niveau de bruit. Les résultats de l'utilisation de AM dans le tuyau intérieur en premier, puis dans le tuyau extérieur et dans le silencieux en même temps sont présentés à la figure 12. L'échappement silencieux pourrait répondre aux exigences en matière de bruits d'échappement. La région plus large du tuyau perforé (PPiP) était principalement par régénération du flux d'air. Le silencieux a principalement réduit le bruit grâce à la transformation du flux d'air en énergie thermique dans un espace clos. L'utilisation de la simulation 1D et 3D des processus dans le système d'échappement peut réduire considérablement le temps et le coût de sélection de la taille optimale du silencieux et des tuyaux d'échappement. Dans notre cas, les résultats ont montré de grandes chances pour l'équipe Formula Racing Miskolc de sélectionner les dimensions, la géométrie et le matériau absorbant corrects du silencieux pour voiture de course formule.

References

- [1] J. Cherng, W. Wu, P. Ding, M. Hebbes, and H. Zhang Design Optimization of Vehicle Muffler Transmission Loss using Hybrid Method. *SAE Technical Paper* 2015-01-2306,doi:10.4271/2015-01-2306, 2015.
- [2] B. Mohamad. Design and optimization of vehicle muffler using the Ffowcs Williams and Hawkings model. *Machine Design*,11, (3),pp. 101-106, 2019.
- [3] B. Mohamad, and A. Zelentsov 1D and 3D Modeling of Modern Automotive Exhaust Manifold. *Journal of the Serbian Society for Computational Mechanics*, 13,(1), pp. 80-91, 2019.
- [4] B. Mohamad, and S. Amroune The analysis and effects of flow acoustic in a commercial automotive exhaust system. *Advances and Trends in Engineering Sciences and Technologies III, Proceedings of the 3rd International Conference on Engineering Sciences and Technologies (ESaT 2018)*, September 12-14, 2018, High Tatras Mountains, TatranskéMatliare, Slovak Republic, pp. 197-202, 2019.
- [5] B. Mohamad, and J. Karoly, and M. Kermani Exhaust system muffler volume optimization of light commercial passenger car using transfer matrix method. *International Journal of Engineering and Management Sciences (IJEMS)*, 4, 132-139, 2019.
- [6] B. Mohamad. A review of flow acoustic effects on a commercial automotive exhaust system. *Mobility and Vehicle Mechanics*, 45, (2), pp.1-4, 2019.
- [7] R. Tatschl, J. Schneider, D. Basara, A. Brohmer, A. Mehring, and K. Hanjalic Progress in the 3D-CFD calculation of the gas and water side heat transfer in engines, in 10. Tagung der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors (Proc. 10th Meeting on the Working Process of the Internal Combustion Engine), Graz, Austria, 2005.
- [8] R. Tatschl, B. Basara, J. Schneider, K. Hanjalic, M. Popovac, A. Brohmer, and J. Mehring, Advanced Turbulent Heat Transfer Modeling for IC-Engine Applications Using AVL FIRE. Proceedings of International Multidimensional Engine Modeling User's Group Meeting. Detroit, USA, 2006.

[9] K. Hanjalić, M. Popovać, and M. Hadziabdić, A Robust Near-Wall Elliptic-Relaxation Eddy-Viscosity Turbulence Model for CFD. *Int. J. Heat Fluid Flow*, 25. 897-901, 2004.

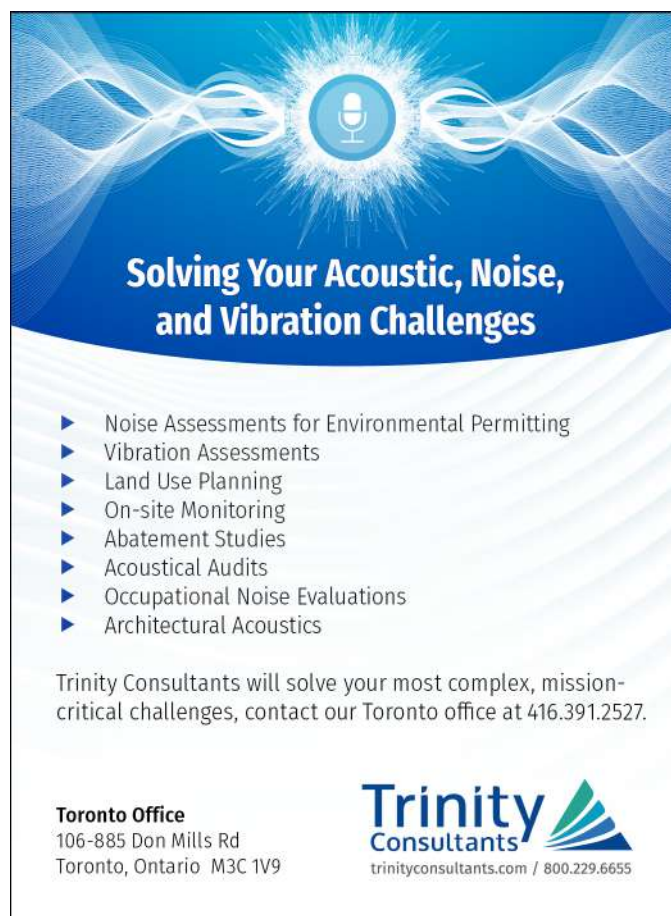
[10] M. Popovać, K. Hanjalić Compound Wall Treatment for RANS Computation of Complex Turbulent Flow. Proc. 3rd M.I.T. Conference, Boston, USA, 2005.

[11] G. Merker, Ch. Schwarz, and R. Teichmann Grundlagen Verbrennungsmotoren: Funktionsweise, Simulation, Messtechnik (Fundamentals of Internal Combustion Engines: Mode of Operation, Simulation, Measurement Technology), 9th ed.; Springer: Wiesbaden, 1117 p., 2019.

[12] R. Basshuysen, and F. Schäfer (Hrsg.) Handbuch Verbrennungsmotor. 4. Auflage. Vieweg und Sohn Verlag. Wiesbaden, 1032 p., 2007.

[13] R. Z. Kavtaradze, D. O. Onishchenko, A. A. Zelentsov, and S. S. Sergeev The influence of rotational charge motion intensity on nitric oxide formation in gas-engine cylinder. *Int. J. Heat Mass Tran.*, 52, 4308–4316. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.03.060., 2009.

[14] A. J. Green, and P. N. Smith Gas flow noise and pressure loss in heavy vehicle exhaust systems. Part 1: Experimental programme. Part 2: Design data. Institution of Mechanical Engineers, 112, ISBN: 0266-7045, 1988.



The advertisement features a blue and white color scheme with a central graphic of a microphone icon surrounded by sound waves. The text is arranged in a clear, professional layout.

Solving Your Acoustic, Noise, and Vibration Challenges

- ▶ Noise Assessments for Environmental Permitting
- ▶ Vibration Assessments
- ▶ Land Use Planning
- ▶ On-site Monitoring
- ▶ Abatement Studies
- ▶ Acoustical Audits
- ▶ Occupational Noise Evaluations
- ▶ Architectural Acoustics

Trinity Consultants will solve your most complex, mission-critical challenges, contact our Toronto office at 416.391.2527.

Toronto Office
106-885 Don Mills Rd
Toronto, Ontario M3C 1V9

Trinity Consultants
trinityconsultants.com / 800.229.6655



CadnaR is the powerful software for the calculation and assessment of sound levels in rooms and at workplaces

Intuitive Handling

The clearly arranged software enables the user to easily build models and make precise predictions. At the same time you benefit from the sophisticated input possibilities as your analysis becomes more complex.

Efficient Workflow

Change your view from 2D to 3D within a second. Multiply the modeling speed by using various shortcuts and automation techniques. Many time-saving acceleration procedures enable a fast calculation process.

Modern Analysis

CadnaR uses scientific and highly efficient calculation methods. Techniques like scenario analysis, grid arithmetic or the display of results within a 3D-grid enhance your analysis and support you during the whole planning and assessment process.



Fields of Application

Office Environments

- Process your acoustic calculations and assessments according to DIN 18041, VDI 2569 and ISO 3382-3
- Receiver chains serve as digital "measurement path" and provide you with relevant insights into the acoustic quality of rooms during the planning phase
- Import of DWG-/DXF-/SKP-files (e.g. pCon.planner, AutoCAD, SketchUp)
- Visualization of noise propagation, noise levels and parameters for quality criteria like the Speech Transmission Index STI

Production Plants

- Calculation of the sound load at workplaces based on the emission parameters specified by the machine manufacturer according to the EC guideline 2006/42/EC while also taking the room geometry and the room design into account
- Tools for enveloping surfaces and free field simulations to verify the sound power of the sources inside of the enveloping surface
- Calculation of the sound power level based on technical parameters such as rotational speed or power



Distributed in the U.S. and Canada by: Scantek, Inc. Sound and Vibration Instrumentation and Engineering
6430 Dobbin Rd, Suite C | Columbia, MD 21045 | 410-290-7726 | www.scantekinc.com