

## CFA/VISHNO 2016

**L'identification de sources acoustiques comme outil  
d'aide à la conception de structure à géométrie complexe :  
utilisation de la méthode M-iPTF**

S. Forget<sup>a</sup>, N. Totaro<sup>a</sup>, J.-L. Guyader<sup>a</sup> et M. Schaeffer<sup>b</sup>

<sup>a</sup>LVA - INSA de Lyon, 25 bis, avenue Jean Capelle, Bâtiment Saint-Exupéry, 69621  
Villeurbanne, France

<sup>b</sup>RENAULT SA - CENTRE TECHNIQUE DE LARDY, 1 Allée Cornuel,  
FRCTLL55171, 91510 Lardy, France  
sandra.forget@renault.com



LE MANS

De nos jours les méthodes d'identification et de localisation de sources acoustiques sont très largement utilisées dans le milieu industriel. Toutefois, en raison du durcissement des normes pour limiter la pollution sonore ou en raison des préconisations liées au confort du client, les ingénieurs acousticiens sont à la recherche d'un véritable support d'analyse pour les aider à optimiser le rayonnement sur des structures industrielles. La prise en compte de la géométrie complexe de tels systèmes et la gestion d'un environnement sonore généralement non contrôlé constituent le principal challenge. C'est dans ce contexte que la méthode M-iPTF pour Mixed-inverse Patch Transfer Functions, présentée ici, a été développée. A partir de mesures de pressions en des positions accessibles autour de la structure et quel que soit son environnement sonore, elle permet de reconstruire grâce à une modélisation numérique toutes les cartographies des différents champs acoustiques (vitesse, pression et intensité) sur sa surface réelle, même complexe. Ainsi, la localisation des sources et leur interprétation s'en trouvent améliorées, avec une possibilité de discrimination par zones en quantifiant leur puissance acoustique rayonnée respective, ceci afin de savoir exactement où les changements de conception doivent être menés pour améliorer le rayonnement global de la structure. Également, grâce à cette identification sur la géométrie exacte de la structure, la méthode permet une corrélation entre essais et simulations numériques (FEM) bien plus efficace. Le principe de base de la méthode repose sur un problème acoustique inverse, formulé à partir de l'identité de Green appliquée sur un volume virtuel arbitraire défini autour de la source. Les intérêts de la méthode ont été mis en avant sur une application réelle proche d'un cas industriel, à savoir un tronc moteur excité par un pot vibrant.

## 1 Introduction

Il existe aujourd'hui de nombreuses méthodes expérimentales d'identification et de localisation de sources acoustiques en raison de la diversité des applications [1, 2]. Néanmoins, la durcissement des normes et la réduction des coûts et temps de développement obligent aujourd'hui les ingénieurs acousticiens à avoir recours à des méthodes de plus en plus performantes, capables d'être un véritable support d'analyse et de développement. Dans ce contexte, l'identification des différents champs acoustiques d'une source sur sa géométrie réelle offre des perspectives intéressantes. Outre une meilleure localisation et interprétation des champs, il est en effet possible de quantifier une puissance acoustique rayonnée par zones afin de cibler les principales sources de rayonnement. L'objectif d'une telle identification est aussi de faciliter la comparaison entre les essais et la simulation numérique pour développer cette dernière.

En vue d'atteindre cet objectif, les méthodes classiquement utilisées en industrie ont subi des améliorations croissantes ces dernières décennies [1, 2]. Parmi celles-ci, on peut citer les méthodes de "patch holography". Contrairement à l'holographie traditionnelle NAH (Nearfield Acoustical Holography) [3], ces méthodes n'utilisent pas la transformée spatiale de Fourier afin d'éviter les effets de bords et pouvoir ainsi utiliser des antennes de microphones réduites. La technique SONAH (Statistically Optimized NAH) par exemple [4], qui repose sur une expansion d'ondes planes, permet de combiner différents scans réalisés à la surface de structure afin d'en obtenir une cartographie conforme des différents champs source [5]. Elle suppose toutefois un procédé plutôt manuel et une surface de mesure accessible. Les méthodes NAH basées sur la résolution numérique par formulation BEM de la matrice de transfert permettent également la reconstruction sur géométrie exacte et à partir d'une surface de mesure simplifiée [2, 6], mais des conditions de propagation en champ libre sont requises.

La méthode M-iPTF [7, 8] utilisée ici permet de répondre aux différentes problématiques précédemment évoquées. La formulation repose sur la définition arbitraire d'un volume virtuel autour de la source et sur l'application de l'identité de Green. Combinés, ces deux avantages permettent de s'adapter à n'importe quel environnement sonore, aussi

complexe soit-il. Cette méthode est basée sur l'utilisation de mesures de pressions uniquement et un couplage à une modélisation numérique permet la reconstruction 3D des différents champs acoustiques à la surface de la structure. Le présent document rappelle tout d'abord le principe théorique de base de la méthode avant d'illustrer ses capacités sur une application proche d'un cas industriel.

## 2 Principe théorique

Considérons le problème acoustique général présenté à la Figure 1. Une source vibro-acoustique  $S$  de surface irrégulière  $\Sigma$  rayonne dans un environnement acoustique quelconque. Celui-ci peut être bruyant (présence éventuelle d'une source stationnaire perturbatrice  $S'$ ), encombré (présence d'obstacles ou de parois rigides  $\Sigma''$ ), voire inconnu.

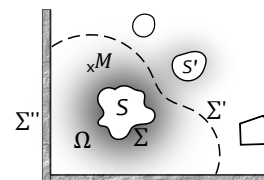


FIGURE 1 – Définition du volume acoustique virtuel fermé  $\Omega$  et de ses frontières :  $\Sigma$  (surface de la source vibrante),  $\Sigma'$  (surface virtuelle délimitant le milieu contrôlé autour de la source) et  $\Sigma''$  (mur rigide).

Il est toujours possible d'isoler théoriquement la source de son environnement en venant délimiter autour de celle-ci une surface virtuelle  $\Sigma'$ . Cette dernière n'a aucune réalité physique et peut être arbitrairement choisie. L'union des surfaces source  $\Sigma$ , virtuelle  $\Sigma'$  et éventuellement le mur rigide  $\Sigma''$  définit alors un volume acoustique virtuel fermé  $\Omega$ . Dans ce volume, le champ de pression  $p(M)$  vérifie en tout point  $M$  l'équation d'Helmholtz-Kirchhoff :

$$\Delta p(M) + k^{*2} p(M) = 0, \quad \forall M \in \Omega, \quad (1)$$

avec  $k^* = \omega/c^* = k(1 + i\eta)^{-1}$  désignant le nombre d'onde acoustique complexe,  $\eta$  étant le facteur d'amortissement,  $\omega$

la pulsation angulaire et  $c$  la vitesse du son dans l'air.

Pour résoudre ce problème acoustique, l'identité de Green est classiquement utilisée. Elle permet en effet de traiter le problème volumique par la connaissance des conditions appliquées aux frontières. La formulation générale s'écrit :

$$\iiint_{\Omega} [\Psi \Delta \Phi - \Phi \Delta \Psi] d\Omega = \iint_{\Gamma} \left[ \Psi \frac{\partial \Phi}{\partial n} - \Phi \frac{\partial \Psi}{\partial n} \right] d\Gamma, \quad (2)$$

où les deux fonctions  $\Psi$  et  $\Phi$  peuvent être arbitrairement choisies, pourvu qu'elles soient continues et deux fois dérivables sur le domaine  $\Omega$ . L'une de ces fonctions est classiquement prise comme la pression  $p(M)$  du domaine. Pour la seconde, le choix est ici inhabituel dans le cadre d'un problème acoustique non borné. La fonction de Green utilisée correspond en effet à une déformée propre en pression  $\phi_n(M)$  du domaine  $\Omega$ . Chacune de ces fonctions vérifie alors l'équation d'Helmholtz - Kirchhoff (Eq. (1)) et l'Eq. (2) devient :

$$\iiint_{\Omega} p(M)(k^{*2} - k_n^2)\phi_n(M) d\Omega = \iint_{\Gamma} \left[ p(M) \frac{\partial \phi_n(M)}{\partial n} - \phi_n(M) \frac{\partial p(M)}{\partial n} \right] d\Gamma, \quad (3)$$

avec  $k_n$  correspondant au nombre d'onde acoustique du mode  $n$  à la pulsation propre  $\omega_n$ .

En utilisant ensuite les modes propres en pression du domaine  $\Omega$  comme base orthogonale d'expansion, la pression en tout point  $M$  vérifie :

$$p(M) = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\phi_n(M)}{[k^{*2} - k_n^2]\Lambda_n} C_n, \quad (4)$$

où  $\Lambda_n$  représente la norme du mode  $n$  et  $C_n$  est donné par :

$$C_n = \iint_{\Gamma} \left[ p(M) \frac{\partial \phi_n(M)}{\partial n} - \phi_n(M) \frac{\partial p(M)}{\partial n} \right] d\Gamma. \quad (5)$$

Pour calculer  $C_n$ , les conditions aux limites du problème, données par la relation d'Euler aux Eqs. (6), (7) et (8), sont appliquées sur chacune des frontières du domaine (Eq. (9)).

$$\frac{\partial p(Q)}{\partial n} = -i\omega\rho_0 V(Q), \quad \forall Q \in \Sigma, \quad (6)$$

$$\frac{\partial p(Q')}{\partial n} = -i\omega\rho_0 V(Q'), \quad \forall Q' \in \Sigma', \quad (7)$$

$$\frac{\partial p(Q'')}{\partial n} = 0, \quad \forall Q'' \in \Sigma'', \quad (8)$$

où  $V$  désigne la vitesse normale sortante au domaine  $\Omega$ .

$$\begin{aligned} C_n = & \iint_{\Sigma} \left[ p(Q) \frac{\partial \phi_n(Q)}{\partial n} + i\omega\rho_0 V(Q)\phi_n(Q) \right] d\Sigma \\ & + \iint_{\Sigma'} \left[ p(Q') \frac{\partial \phi_n(Q')}{\partial n} + i\omega\rho_0 V(Q')\phi_n(Q') \right] d\Sigma' \\ & + \iint_{\Sigma''} p(Q'') \frac{\partial \phi_n(Q'')}{\partial n} d\Sigma''. \end{aligned} \quad (9)$$

Les conditions aux limites du volume virtuel doivent être définies pour calculer les déformées propres  $\Phi_n$  et leurs dérivées sur les frontières. Un choix arbitraire est totalement admissible [7]. Une possibilité consiste à utiliser un volume virtuel uniformément rigide sur l'ensemble de ses surfaces.

Elle est à la base de la méthode U-iPTF (iPTF method with Uniform boundary conditions) à l'origine du premier développement des méthodes iPTF [9, 10]. La méthode M-iPTF présentée ici [7, 8], repose sur des conditions aux limites virtuelles mixtes en appliquant une condition de Neumann homogène (Eq. (10)) sur les surfaces source  $\Sigma$  et physiquement rigide  $\Sigma''$  et une condition de Dirichlet homogène (Eq. (11)) sur la surface virtuelle  $\Sigma'$  :

$$\frac{\partial \phi_n(Q)}{\partial n} = 0, \quad \forall Q \in \Sigma, \Sigma'', \quad (10)$$

$$\phi_n(Q') = 0, \quad \forall Q' \in \Sigma'. \quad (11)$$

L'Eq. (9) se simplifie alors en :

$$C_n = \iint_{\Sigma} i\omega\rho_0 \phi_n(Q) V(Q) d\Sigma - \iint_{\Sigma'} i\omega_n \rho_0 \chi_n(Q') p(Q') d\Sigma', \quad (12)$$

où  $\chi_n$  représente la  $n$ ème déformée propre en vitesse du volume virtuel, donnée par la relation d'Euler :

$$\frac{\partial \phi_n(Q')}{\partial n} = -i\omega_n \rho_0 \chi_n(Q'). \quad (13)$$

Les intégrales sont ensuite évaluées en discrétisant les surfaces du problème en surfaces élémentaires nommées *patches* et en les sommant. Également, une troncature modale est réalisée à partir du mode  $N$  pour lequel la convergence de la solution doit être assurée. Finalement, la pression est calculée en plusieurs points  $M_i$  du domaine  $\Omega$  afin d'écrire une formulation matricielle du problème direct de rayonnement :

$$\mathbf{p}_i = \mathbf{Z}_{ij} \mathbf{V}_j - \mathbf{Y}_{ik} \mathbf{p}_k, \quad (14)$$

avec

$$\mathbf{Z}_{ij} = \sum_{n=1}^N i\omega\rho_0 \frac{\phi_n(M_i) \langle \phi_n \rangle_j A_j}{[k^{*2} - k_n^2]\Lambda_n} \quad (15)$$

et

$$\mathbf{Y}_{ik} = \sum_{n=1}^N i\omega_n \rho_0 \frac{\phi_n(M_i) \langle \chi_n \rangle_k A_k}{[k^{*2} - k_n^2]\Lambda_n}. \quad (16)$$

Les indices  $i, j$  et  $k$  représentent respectivement des points appartenant au volume virtuel, les *patches* de la surface source  $\Sigma$  et les *patches* de la surface virtuelle  $\Sigma'$ . La notation  $\langle X \rangle_l$  désigne la moyenne spatiale de la variable  $X$  sur le *patch*  $l$  d'aire  $A_l$ .

Ainsi, comme le démontre l'Eq. (14), le champ de pression rayonné dans le domaine consiste en la somme des contributions de la vitesse vibratoire  $\mathbf{V}_j$  de la source et de la pression  $\mathbf{p}_k$  mesurée sur la surface virtuelle. De ce fait, on peut parler de méthode de séparation de champs, permettant d'isoler la source de son environnement. Il est important de remarquer par ailleurs que la surface physiquement rigide  $\Sigma''$  n'intervient plus dans ce calcul en raison de l'équivalence entre les conditions aux limites réelles (Eq. (8)) et virtuelles (Eq. (10)) appliquées sur cette frontière. Également, les matrices  $\mathbf{Z}_{ij}$  et  $\mathbf{Y}_{ik}$  ne contenant que des termes modaux, leur calcul par EF permet de traiter un volume virtuel arbitraire et de surfaces irrégulières.

Considérons maintenant que la pression puisse être mesurée en des points  $i$  du domaine  $\Omega$  et sur les *patches*  $k$  de la surface virtuelle. Il est alors possible d'inverser l'Eq. (14), et d'identifier ainsi le vecteur des vitesses source  $\mathbf{V}_j$  :

$$\mathbf{V}_j = \mathbf{Z}_{ij}^{-1} (\mathbf{p}_i + \mathbf{Y}_{ik} \mathbf{p}_k). \quad (17)$$

Cette étape nécessite toutefois le recours à une méthode de régularisation pour stabiliser le processus d'inversion. En effet, la discrétisation du problème (troncature modale, tailles des patches, sous-détermination) et les mesures (bruit et erreur de positionnement) rendent le système mal conditionné. Une technique de régularisation est alors indispensable afin qu'une solution optimale, proche de la solution théorique, puisse être obtenue. Il existe dans la littérature différentes techniques de régularisation [11, 12]. La méthode de Tikhonov combinée au critère de la courbe en L pour le choix du paramètre de régularisation [8, 10] a été utilisée dans le cadre de l'application présentée. Pour cette dernière, ces différents paramètres mis en jeu ont été choisis de sorte à garantir une identification optimale. Dans un contexte industriel, il est possible de les optimiser selon des critères qui seront présentés dans des futures publications.

La pression pariétale (Eq. (18)) et le champ d'intensité (Eq. (19)) se déduisent ensuite par extension à la frontière  $\Sigma$  de la formulation du problème direct (Eq. (14)) et en utilisant le champ de vitesse source précédemment identifié. Des indicateurs globaux comme la puissance acoustique rayonnée ou le facteur de rayonnement peuvent également être calculés.

$$\mathbf{p}_j = \mathbf{Z}_{jj} \mathbf{V}_j - \mathbf{Y}_{jk} \mathbf{p}_k \quad (18)$$

et

$$\mathbf{I}_j = \frac{1}{2} \Re(\mathbf{p}_j \circ \mathbf{V}_j^*), \quad (19)$$

où  $\Re(\bullet)$  et  $\bullet^*$  représentent respectivement la partie réelle et le complexe conjugué d'un nombre complexe.  $\circ$  désigne le produit d'Hadamard.

Les formulations directe (Eq. (18)) et inverse (Eq. (17)) constituent le cadre théorique particulier de la méthode d'identification de sources M-iPTF. Elles permettent, uniquement à partir de pressions mesurées dans un environnement sonore quelconque, d'identifier précisément les différents champs sur une structure à géométrie irrégulière. Pour cela, la méthode repose sur : (1) la définition d'un volume virtuel arbitraire autour de la source afin de s'adapter à la complexité de l'environnement ou rendre automatisable le process de mesures, (2) l'utilisation de l'identité de Green comme méthode de séparation de champs pour permettre l'acquisition des mesures indépendamment de l'environnement, et (3) la modélisation numérique qui permet de traiter la complexité géométrique du domaine virtuel et de ses frontières. Il est ainsi possible d'obtenir des cartographies 3D des différents champs acoustiques sur la surface exacte de la source. Cette identification sur géométrie réelle offre différents aspects intéressants pour l'optimisation du rayonnement sur des structures industrielles. Certains sont présentés dans la section suivante sur une application concrète : un tronc moteur excité par un pot vibrant.

### 3 Application

La validation de la méthode M-iPTF a déjà fait l'objet de publications antérieures, en particulier sur un carter d'huile automobile excité par un pot vibrant [7, 8]. Elle ne sera donc pas reconduite ici. La section suivante s'attache à présenter son application sur une structure plus complexe et multi-pièces afin d'illustrer ses capacités en termes de résultats

et d'aide pour l'optimisation du rayonnement de systèmes complexes.

#### 3.1 Dispositif expérimental

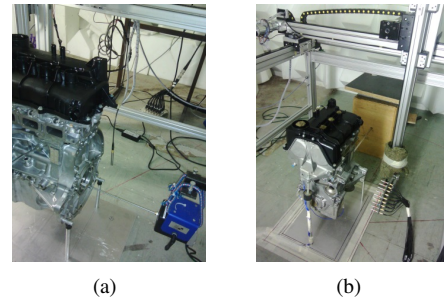


FIGURE 2 – Système d'étude : un tronc moteur excité par pot vibrant.

Le système d'étude est un tronc moteur réduit (présence des carters d'huile et de distribution, du bloc cylindre avec les chapeaux de paliers et la bague du vilebrequin, la culasse et le haut moteur) monté sur trois silent blocks. Le tronc est excité par un pot vibrant au niveau du premier chapeau de palier vilebrequin. Cette configuration a été choisie pour permettre une corrélation entre les essais et des calculs (représentativité du modèle numérique notamment en terme de conditions aux limites). Le pot vibrant a été encapsulé en raison de la prédominance de son bruit propre sur une large plage fréquentielle. Les mesures ont été réalisées à l'aide d'un robot trois axes et d'une antenne régulière de 5x5 microphones espacés de 30mm.

Le volume virtuel choisi (Figure 3(d)) est délimité par le sol et une surface virtuelle prise rectangulaire autour du tronc (Figure 3(c)) afin de faciliter le process de mesures. Dans sa formulation, la méthode M-iPTF nécessite à la fois une pression moyennée  $\mathbf{p}_k$  sur les patches de la surface virtuelle et des pressions ponctuelles  $\mathbf{p}_i$  à l'intérieur du volume. En conditions réelles, les pressions moyennées sont estimées par une seule mesure de pression aux centres des patches. Les points de mesures dans le volume ont été pris à une distance de 40 mm de ces centres de patches de la surface virtuelle. Il est à noter qu'ainsi aucune mesure n'a été réalisée sur la face inférieure en vis à vis du carter d'huile. En parallèle, pour vérifier les résultats de la méthode M-iPTF, des mesures directes avec une antenne de 3x3 sondes pU (espacées de 40mm) ont été réalisées sur une surface rectangulaire (Figure 3(f)) la plus proche possible du tronc moteur (à l'exception de la face inférieure car non mesurable). Le comportement modal du volume virtuel a finalement été calculé par solveur EF. Les différents champs acoustiques sont ainsi reconstruits par la méthode M-iPTF sur la surface de la source discrétisée en patches (Figure 3(b)). Des informations relatives aux différents paramètres mis en jeu dans la méthode sont présentées dans le Tableau 1.

#### 3.2 Résultats d'identification

La Figure 4 présente les cartographies des champs de vitesse, de pression et d'intensité acoustiques obtenus par la méthode M-iPTF et mesurés directement par sondes pU, respectivement aux fréquences de 1675 Hz, 875 Hz et 2950 Hz. En raison de la distance séparant la surface des mesures

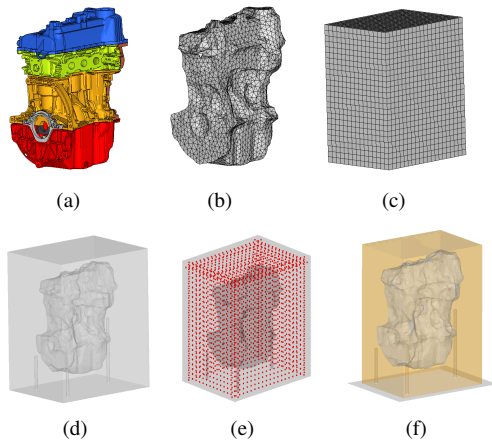


FIGURE 3 – (a) Model EF du tronc moteur, (b) model de patches du tronc moteur, (c) model de patches de la surface virtuelle, (d) volume virtuel, (e) points du volume, (f) surface de mesures directes par sondes pU.

TABLEAU 1 – Paramètres d'identification.

Plage d'identification	[400 : 25 : 3000] Hz
Patches source $N_j$	5486 ( $L_{\max} = 28$ mm)
Patches surface virtuelle $N_k$	2050 ( $L_{\max} = 30$ mm)
Points du volume $N_i$	2050
Volume virtuel $V$	0.1718 m <sup>3</sup>
Extraction modale	3605 modes - [0 - 6000] Hz

directes au tronc moteur (Figure 3(f)), de la face inférieure non mesurée et de l'espacement grossier entre les sondes pU, ces mesures directes sont à considérer comme un guide d'appréciation des résultats de la méthode M-iPTF et non comme une référence de comparaison. Compte tenu de cela, la méthode M-iPTF montre une reconstruction précise des différents champs acoustiques aux fréquences présentées. Il faut notamment souligner l'identification faite sur le carter d'huile, davantage illustrée Figure 8(a), sans qu'aucune mesure de pression en vis à vis (zone "masquée") n'ait été réalisée sur cette face. Cette particularité de la méthode présente un intérêt non négligeable lorsque la source est particulièrement encombrée ou non accessible.

La Figure 5 compare les puissances acoustiques rayonnées identifiées sur le tronc moteur et mesurées directement par sondes pU sur la surface Figure 3(f). La puissance étant conservative, elle doit être identique sur ces deux surfaces. Comme attendue, la bonne adéquation démontre les capacités de la méthode à correctement reconstruire le comportement vibro-acoustique d'une source.

Une fois que l'ensemble des champs acoustiques est identifié sur le modèle de patches de la structure, un simple post-traitement permet le calcul des puissances acoustiques rayonnées par les différentes pièces (Figure 6). Un calcul de contributions respectives au rayonnement global de la structure (Figure 7) permet alors leur hiérarchisation.

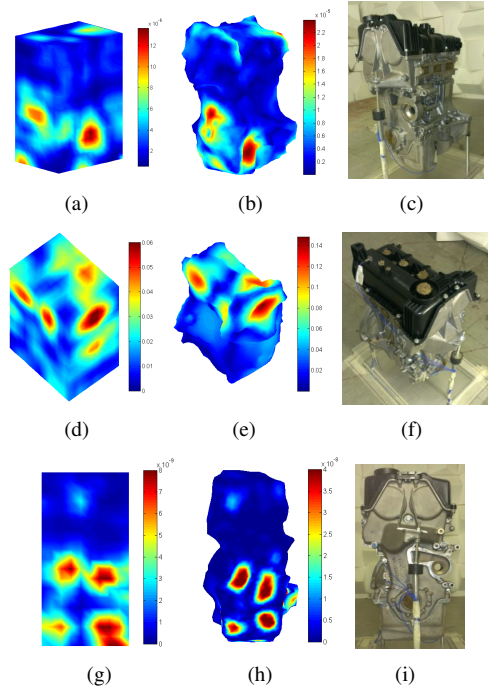


FIGURE 4 – Comparaison des champs acoustiques (respectivement vitesse, pression et intensité) obtenus par mesures directes ((a),(d) et (g)) par rapport aux champs identifiés ((b),(e) et (h)) par la méthode M-iPTF à 1675 Hz, 875 Hz et 2950 Hz.

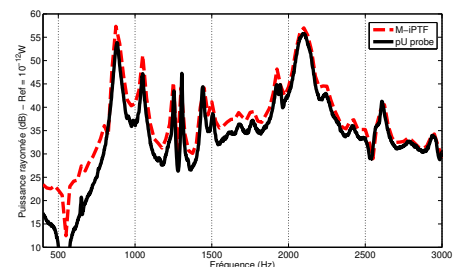


FIGURE 5 – Comparaison de la puissance acoustique rayonnée identifiée par la méthode M-iPTF et mesurée directement par sondes pU.

Pour les pièces les plus contributrices, l'analyse des cartographies à des fréquences problématiques permet également d'envisager de faire de l'optimisation topologique sur pièce.

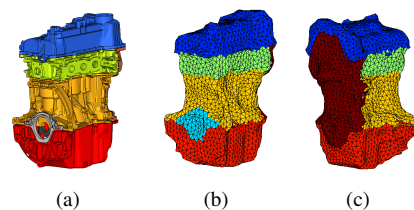


FIGURE 6 – Redécoupage des pièces sur le modèle de patch d'identification.

Enfin, à l'aide de la formulation directe de l'Eq. (14), il est également envisageable de recalculer le champ de pression dans l'ensemble ou partie du domaine virtuel afin de déterminer la directivité du rayonnement et les positions

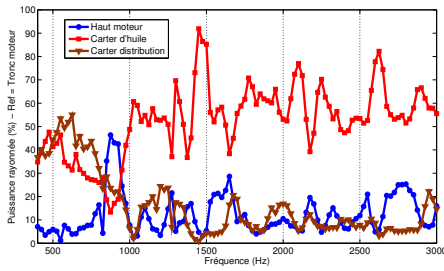


FIGURE 7 – Contributions du carter d’huile, du carter de distribution et du haut moteur au rayonnement global de la structure.

optimales pour des caches acoustiques par exemple.

### 3.3 Aide à la simulation numérique

Dans une stratégie de réduction des coûts et du temps de développement, la simulation numérique est aujourd’hui primordiale pour la conception et l’optimisation de nouvelles pièces. Toutefois, les défis actuels en matière d’environnement, de santé ou encore de satisfaction client ont fait naître des technologies et matériaux innovants, et des efforts particuliers doivent être faits pour les intégrer dans les modèles conventionnels de simulations vibro-acoustiques. Pour aider à cette tâche, la complémentarité entre les essais et les calculs s’avère indispensable. L’objectif de cette section est de montrer comment la méthode M-iPTF permet de localiser les zones à optimiser sur un modèle numérique. Elles seront notamment identifiables par une mauvaise corrélation entre la mesure et la simulation.

La simulation numérique reprend ici un modèle de type éléments finis (Figure 3(a)) sur lequel on a imposé l’effort ponctuel mesuré. Pour faciliter la comparaison, les résultats numériques ont été projetés sur le maillage de patches utilisé pour l’identification. Un amortissement modal constant de 2% a été appliqué sur l’ensemble de la structure.

Comme présentées sur la Figure 8, la comparaison et l’interprétation des différents champs acoustiques identifiés expérimentalement ou simulés numériquement sont nettement facilitées avec l’identification sur géométrie exacte.

Afin de quantifier objectivement la corrélation calcul/mesure sur toute la plage fréquentielle, il est possible d’utiliser le critère RVAC :

$$RVAC(\omega) = \sqrt{\frac{|\mathbf{V}_{id}(\omega)^H \mathbf{V}_{num}(\omega)|^2}{(\mathbf{V}_{id}(\omega)^H \mathbf{V}_{id}(\omega))(\mathbf{V}_{num}(\omega)^H \mathbf{V}_{num}(\omega))}}, \quad (20)$$

où  $\mathbf{V}_{id}$  et  $\mathbf{V}_{num}$  sont respectivement les vecteurs vitesses identifiés et simulés pour la structure complète ou par pièce. Les autres vecteurs acoustiques, pression ou intensité, peuvent également être employés mais la continuité des vitesses normales à la surface source permet de faire un lien entre la réponse acoustique et le modèle vibratoire. Ce critère RVAC, similaire au critère MAC, calcule un degré de linéarité entre deux vecteurs. Il prend des valeurs entre 0 et 1 avec 0 pour une absence de corrélation, 1 pour une corrélation parfaite et 0.75 comme limite d’acceptabilité communément établie. Utilisé ici entre les vecteurs des

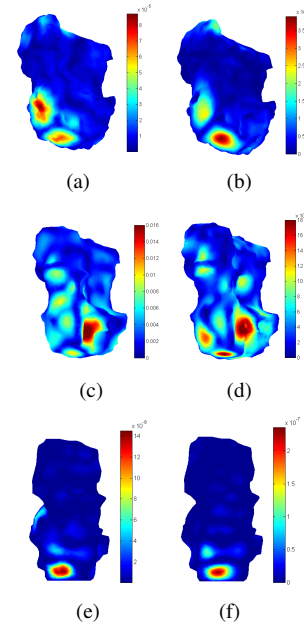


FIGURE 8 – Comparaison des champs acoustiques (respectivement vitesse, pression et intensité) identifiés par la méthode M-iPTF ((a),(c) et (e)) ou obtenus par simulation numérique ((b),(d) et (f)) à 1250 Hz, 1775 Hz et 2400 Hz.

vitesses identifiées et simulées, il permet de quantifier la qualité de la corrélation entre les deux champs sur toute la plage de fréquence. Sur la Figure 9, le couvre-culasse en matière plastique, de valeurs de RVAC plus faibles, semble moins bien modélisé que les deux autres pièces métalliques.

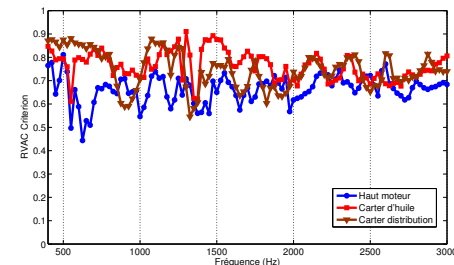


FIGURE 9 – Critère RVAC calculé pour le carter d’huile, le carter distribution et le haut moteur.

L’identification sur pièces apporte d’autres avantages. Notamment, la puissance acoustique simulée pour chaque pièce peut être comparée à celle effectivement identifiée. Cette comparaison est présentée sur la Figure 10 dans le cas du carter d’huile. Le même type d’analyse peut être fait pour tous les autres indicateurs acoustiques tels le facteur de rayonnement ou la vitesse quadratique moyenne.

Enfin, au delà de la corrélation entre les essais et les calculs, les champs source identifiés expérimentalement par la méthode M-iPTF peuvent servir de données d’entrée à un modèle de simulation numérique plus large ou simplement pour re-simuler le rayonnement de la structure en présence de dispositifs anti-bruit.

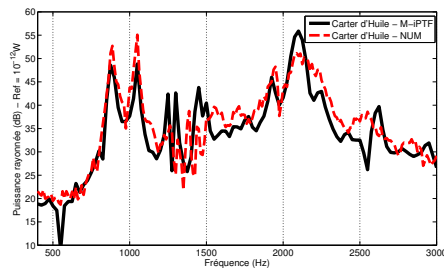


FIGURE 10 – Comparaison de la puissance acoustique rayonnée simulée et réellement identifiée pour le carter d'huile

## 4 Conclusion

Dans cet article la méthode d'identification de sources M-iPTF est présentée comme un véritable outil pour relever les futurs défis industriels en termes de performances acoustiques et vibratoires de systèmes complexes. Elle offre en effet la reconstruction précise de l'ensemble des champs acoustiques à la surface d'une structure vibrante. En plus d'une meilleure localisation et interprétation des sources, leur hiérarchisation permet de cibler exactement où les changements de conception doivent être menés pour améliorer le rayonnement global de la structure. Également, la méthode favorise le développement de la simulation numérique par l'étroite corrélation possible entre celle-ci et les essais.

## Remerciements

Ce travail a été réalisé au sein du Labex CeLya de l'Université de Lyon, géré par l'Agence Nationale de la Recherche (ANR-10-LABX-0060/ ANR-11-IDEX-0007).

## Références

- [1] K.B. Ginn, K. Haddad, Noise source identification techniques : simple to advanced applications, *Proceedings of Acoustics 2012*, Nantes (2012).
- [2] S.F. Wu, Methods for reconstructing acoustic quantities based on acoustic pressure measurements, *The Journal of the Acoustical Society of America* **124**, 2680-97 (2008).
- [3] J.D. Maynard, E.G. Williams, Y. Lee, Nearfield acoustic holography : I. Theory of generalized holography and the development of NAH, *The Journal of the Acoustical Society of America* **78**, 1395 (1985).
- [4] J. Hald, Basic theory and properties of statistically optimized near-field acoustical holography, *The Journal of the Acoustical Society of America* **125**, 2105-20 (2009).
- [5] R. Upton, K. Haddad, J. Sorensen, Conformal Mapping Techniques for Consumer Products, *Sound & Vibration* **42**, 8-11 (2008).
- [6] A. Schuhmacher, J. Hald, K.B. Rasmussen, P.C. Hansen, Sound source reconstruction using inverse boundary element calculations, *The Journal of the Acoustical Society of America* **114**, 113 (2003).
- [7] N. Totaro, S. Forget, J.-L. Guyader, iPTF methods : How Green's identity and FEM solver can be used for acoustic inverse methods, *Proceedings of EuroNoise 2015*, Maastricht (2015).
- [8] S. Forget, N. Totaro, J.-L. Guyader, and M. Schaeffer. 2015. Source Fields Reconstruction on a 3D Structure in Noisy Environment, *Proceedings of NOVEM 2015*, Dubrovnik (2015).
- [9] D. Vigoureux, N. Totaro, J. Lagneaux, J.-L. Guyader, Inverse Patch Transfer Functions Method as a Tool for Source Field Identification, *Journal of Vibration and Acoustics* **137**, 021006 (2014).
- [10] N. Totaro, D. Vigoureux, Q. Leclère, J. Lagneaux, J.L. Guyader, Sound fields separation and reconstruction of irregularly shaped sources, *Journal of Sound and Vibration* **336**, 62-81 (2015).
- [11] Q. Leclère, Acoustic imaging using under-determined inverse approaches : Frequency limitations and optimal regularization, *Journal of Sound and Vibration* **321**, 605-619 (2009).
- [12] Y. Kim, P.A. Nelson, Optimal regularisation for acoustic source reconstruction by inverse methods, *Journal of Sound and Vibration* **275**, 463-487 (2004).