

CFA/VISHNO 2016

Evolution des méthodes de calcul vibroacoustique des systèmes industriels en fonction de la fréquence

G. Borello

InterAC, 10 impasse Borde-Basse, ZA La Violette, 31240 L'Union, France
gerard.borello@interac.fr



LE MANS

Le calcul vibroacoustique est devenu une composante majeure dans la conception de véhicules plus silencieux. Le spectre fréquentiel à couvrir est large, de quelques Hz à 10 kHz voire au-delà pour les calculs transitoires liés aux chocs de séparation lanceur. Des hypothèses simplificatrices sont nécessaires dans la conduite des calculs lorsque la fréquence analysée augmente. Ces hypothèses sont progressives et permettent de diviser l'étendue fréquentielle des réponses en trois domaines relatifs à la taille du système analysé: basse, moyenne et haute fréquences. Les hypothèses introduites portent généralement sur la prise en compte de la phase spatiale et fréquentielle des réponses et la gestion des conditions aux limites des opérateurs mathématiques associés. Les systèmes industriels analysés sont également entachés de dispersion de fabrication nécessitant la gestion de l'incertitude qui croît également avec la fréquence. Nous introduirons par des exemples de simulation les trois classes de méthode. Pour les basses fréquences, la discrétisation déterministe de l'opérateur dynamique global du système ou de sa frontière, en fonction de la finitude du système, est associée ou non à une synthèse modale. Aux moyennes fréquences, la discrétisation devient stochastique et certains opérateurs flous. Aux hautes fréquences, la perte de phase justifie le recours aux méthodes énergétiques et au calcul statistique de type SEA qui permet l'analyse des voies de passage sous la forme de flux moyen entre composants. On abordera enfin les méthodes s'articulant entre deux domaines fréquentiels ou mixant les méthodes déterministes et statistiques. Les méthodes de tir de rayons, basées sur la propagation d'onde, forment une classe à part, plus dépendante du caractère infini du milieu que de la fréquence. Elles seront brièvement évoquées.

1 Introduction

Un grand nombre de solveurs sont disponibles pour l'analyse vibroacoustique de systèmes dynamiques complexes. Les réponses sont calculées sous sollicitations déterministes ou aléatoires. Le système peut n'être que partiellement connu, induisant la nécessité d'approches stochastiques de modélisation. Toute prévision vibroacoustique induit les problématiques suivantes:

- ressources calculatoires suffisantes (processeurs et mémoire) en adaptant l'accroissement des degrés de liberté à l'étendue spectrale du calcul,
- mise en données (paramètres déterministes ou non),
- représentation pertinente de la physique simplifiée,
- interprétabilité des sorties d'analyse.

Une réduction de la taille des modèles s'impose souvent de façon à l'adapter à la fréquence de calcul. Les méthodologies de calcul se scindent ainsi en trois grandes classes suivant le domaine de fréquences à couvrir.

2 Classification des méthodes

Méthodes Basses Fréquences (BF)

La phase modale ou ondulatoire est conservée dans l'analyse. Les modélisations sont basées sur la mécanique des milieux continus avec résolution des problèmes aux limites par des méthodes numériques. La méthode des éléments finis (FEM) est la plus utilisée pour discrétiser les opérateurs différentiels de structures et de cavités et/ou intégraux pour le fluide externe. Les modèles sont construits avec des approximations justifiées de type réduction cinématique. Les incertitudes de modélisation sont généralement négligeables.

Méthodes Hautes Fréquences (HF)

Les relations de phase ne sont pas conservées et les excitations sont aléatoires. Si en BF, les réponses en fréquence présentent pics et creux dus à l'alternance distincte de résonances et d'antirésonances, en HF les réponses se lissent suite au recouvrement modal. Le champ vibratoire devient diffus. Sa représentation, sous forme

d'ondes décorréelées, décrite par une densité modale continue, devient plus adéquate.

Les approches HF constructives pour les systèmes mécaniques complexes sont l'Analyse Statistique Énergétique (SEA) et dans une moindre mesure les méthodes de diffusion de l'énergie (MDE). Les autres méthodes telles que le tir de rayons dans les structures ne sont pas à ce jour opérationnelles ni constructives pour la description de la dynamique des systèmes complexes.

Méthodes Moyennes Fréquences (MF)

Le domaine MF est le plus complexe car les phénomènes mis en œuvre ne relèvent pas uniquement des modélisations développées pour la bande BF et ne relèvent pas encore des approches purement statistiques énergétiques de la bande HF.

Une "certaine" prévision de la phase est conservée pour un sous-ensemble des degrés de liberté identifiables, portés par de grandes longueurs d'onde. Dépouiller progressivement le calcul du contenu informatif des phases lorsque la fréquence augmente peut se réaliser de différentes façons d'où une multiplicité de méthodes possibles. La prise en compte des incertitudes est un sujet crucial où se distinguent les incertitudes de données des incertitudes de modélisation. Les incertitudes croissent avec la fréquence, ce qui justifie le passage progressif d'une variable de sortie à valeur complexe, définie en module et phase (BF), à une variable de sortie réelle quadratique (HF).

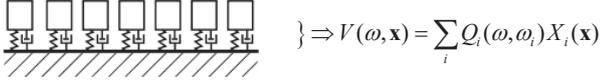
2 Gestion de la montée en fréquence

En BF, les modes normaux de résonance d'un système linéaire dynamique fournissent un schéma simple de compréhension. La réponse vibratoire X en tout point x est simulée par la série des oscillateurs modaux, solutions de l'équation aux valeurs propres:

$$\{-\omega^2 \mathbf{M} + \mathbf{K}\} X = 0 \quad (1)$$

\mathbf{M} et \mathbf{K} représentent les matrices de masse et de raideur des opérateurs différentiels discrétisés, appliqués au système. X

est le vecteur dont les composantes sont les déplacements aux nœuds du maillage retenu. Une résolution aux valeurs propres donne la série $\{\omega_i, X_i\}$ des fréquences et des formes propres formant la base de projection des réponses vibratoires pour le problème aux limites calculé.



$$\left. \begin{array}{c} \square \square \square \square \square \square \\ \times \times \times \times \times \times \\ \hline \text{hatched base} \end{array} \right\} \Rightarrow V(\omega, \mathbf{x}) = \sum_i Q_i(\omega, \omega_i) X_i(\mathbf{x})$$

La phase spatiale $X_i(\mathbf{x})$ devient progressivement floue pour les modes locaux pour lesquels l'incertitude de phase est sensible aux imperfections de la résolution numérique et à la représentation physique des conditions aux limites réelles, le flou se cumulant dans la sommation modale définissant la réponse. La localité de l'information vibratoire est perdue en HF.

Pour préserver une localité "statistique" de la prévision en espace et fréquence, le modèle FEM est rendu stochastique par l'introduction des incertitudes de données et de modélisation [4]. Les incertitudes sont introduites par perturbation des matrices de masse et de raideur du système avec une équation aux valeurs propres suivante:

$$\{-\omega^2(\mathbf{M} + \delta\mathbf{M}) + (\mathbf{K} + \delta\mathbf{K})\} X = 0 \quad (2)$$

X devient une variable aléatoire dont les valeurs sont distribuées autour d'une valeur moyenne, solution du modèle moyen:

$$\{-\omega^2\bar{\mathbf{M}} + \bar{\mathbf{K}}\} \bar{X} = 0 \quad (3)$$

Du fait du caractère aléatoire des excitations et des maillages fins nécessaires pour respecter la longueur d'onde à la plus haute fréquence de travail, les modèles stochastiques nécessitent d'être réduits pour des temps de résolution raisonnables, soit par condensation modale, soit par leur adaptation à la physique considérée [1][2][3][4].

Au-delà d'une certaine fréquence, il est plus efficace de prédire une réponse moyenne en fréquence et espace du fait de la perte irrémédiable des phases.

3 Méthodes SEA et MDE

Méthode SEA

La méthode SEA introduite par G. Maïdanik et R. Lyon en 1962 [5] a donné lieu à un grand nombre de publications et d'applications industrielles originellement dans le domaine spatial [6]. Son opérationnalité aux systèmes industriels complexes et technologiques est immédiate.

Elle repose sur deux principes forts: la conservation de l'énergie et la loi d'échange de puissance entre oscillateurs faiblement couplés. Toutefois, le caractère inductif de la théorie basée sur le couplage entre deux oscillateurs ne permet pas toujours de délimiter avec certitude le domaine d'application.

Dans une bande de fréquence contenant N oscillateurs modaux, l'énergie totale stockée par le sous-système est égale à $E = N\mathcal{E}$. Pour deux sous-systèmes couplés de densités modales respectives N_1 et N_2 soumis à des puissances injectées P_1 et P_2 , les équations d'échanges énergétiques s'expriment suivant:

$$\begin{cases} P_1 = \eta_1 \omega N_1 \varepsilon_1 + N_1 N_2 \omega B [\varepsilon_1 - \varepsilon_2] \\ P_2 = N_1 N_2 \omega B [\varepsilon_2 - \varepsilon_1] + \eta_2 \omega N_2 \varepsilon_2 \end{cases} \quad (4)$$

B est le coefficient d'échange modal moyen entre un couple d'oscillateurs des sous-systèmes 1 et 2. Leur énergie échangée est proportionnelle à la différence de leurs énergies respectives:

$$\varepsilon_{12} = \frac{P_{12}}{\omega} = B(\omega_1, \omega_2) [\varepsilon_1 - \varepsilon_2] \quad (5)$$

La validité de cet équilibre énergétique implique qu'il existe dans les bandes de fréquences analysées des modes locaux de résonance caractérisés par N . Il implique aussi une partition du système en sous-systèmes faiblement couplés. Pour une bande de fréquences et un sous-système, la description dynamique est réduite à une valeur de densité modale N , un facteur moyen de perte par dissipation η et des facteurs de perte par couplage $\eta_{ij} = N_j B_{ij}$ vers les sous-systèmes couplés. Un modèle SEA fournit la vitesse efficace moyenne du sous-système par bande de fréquences ainsi que les puissances échangées et dissipées, permettant d'identifier les chemins de transmission primaires.

Méthodes MDE

Les méthodes MDE ont été introduites pour obtenir une information sur la distribution spatiale de l'énergie dans les sous-systèmes mais toujours sans possibilité de prévoir les phases [7][8][9]. Le domaine de validité de ces approches est celui de la SEA. Les grandeurs construites sont identiques à celles de la SEA mais l'énergie mécanique d'un sous-système est remplacée par une densité spatiale d'énergie.

L'équation de diffusion de l'énergie dans un volume acoustique, s'exprime suivant l'équation différentielle suivante avec e densité d'énergie dans le volume et e' densité d'énergie injectée:

$$-\Delta e + \eta^2 k^2 e = \eta k^2 e' \quad (6)$$

(6) traduit la conservation de l'énergie dans l'élément différentiel avec une solution continue dans le domaine, ce qui la différencie de l'équation (4) d'échange énergétique discrète de la SEA qui présente un saut d'énergie entre deux sous-systèmes.

La généralisation de (6) aux structures s'est avérée délicate. Elle n'est qu'approximative pour les plaques homogènes en flexion simple et n'est pas compatible avec une dissipation d'amortissement non-uniforme dans le volume. Elle ne fournit par ailleurs aucun schéma de couplage entre systèmes différents et seuls quelques cas d'application industrielle sont référencés en tant que complément d'autres méthodes [10].

Constructivité de la méthode SEA

La SEA fournit une méthode générale de couplage des sous-systèmes en associant l'énergie diffuse E du sous-système à un ensemble d'ondes élémentaires décorréelées propageant chacune une fraction E/Ω de cette énergie (Ω angle solide).

Si I_{1e} est l'intensité d'une onde élémentaire d'un milieu 1, incidente sur la frontière avec un milieu 2, l'intensité

transmise se calcule en résolvant un problème de transmission d'onde annexe entre deux milieux semi infinis. Soit τ_{12d} le facteur de perte par transmission en incidence aléatoire et L la longueur caractéristique de la jonction, le facteur de perte par couplage (CLF) s'en déduit par la relation:

$$\eta_{12} = \frac{\langle \tau_{12d} \rangle_{\Omega} L \bar{I}_{1e}}{\omega E_1} \quad (7)$$

Le symbole $\bar{\quad}$ indique une intégration et $\langle \quad \rangle_{\Omega}$ la valeur moyenne sur l'angle d'incidence.

La forme générale de (7) s'applique au couplage d'opérateurs différentiels de milieux différents. Cet aspect constructif de la SEA est la base de la simulation de systèmes industriels. Les systèmes sont subdivisés en composants (sous-systèmes) et les paramètres des équations (4) sont assemblés dans la matrice des facteurs de perte L qui relie les énergies modales de tous les sous-systèmes au vecteur de puissance injectée. Les énergies modales calculées sont ensuite converties en vitesse et/ou pression acoustique moyennes dans les sous-systèmes.

4 Modélisation SEA analytique et limites

La construction des modèles SEA a recours aux solutions analytiques des opérateurs différentiels. Les calculs sont rapides offrant des solutions réalistes à une gamme de problèmes dynamiques, réduisant toutefois la validité des modèles au domaine HF avec une complexité structurale limitée. Étendre le domaine d'applicabilité de la résolution analytique est possible en analysant les limites de la SEA induites par ses hypothèses internes et en la relaxant des plus contraignantes.

Gérer la sous-structuration

L'hypothèse de couplage faible entre sous-systèmes détermine la subdivision du système dynamique.

En effet il doit exister un saut non-nul d'énergie modale entre deux sous-systèmes pour définir un coefficient de couplage, ce dernier étant donné par (5).

En BF, les modes globaux dominant et l'énergie oscille en phase dans tout le système aux fréquences de résonance. La puissance active échangée entre différentes parties du système est donc nulle, l'énergie modale étant uniformément distribuée.

Lorsque la fréquence augmente, les modes deviennent progressivement locaux du fait de la réflexivité croissante des interfaces entre les parties du système. Il n'existe donc pas une partition SEA définie a priori mais une série de partitions possibles en sous-domaines dont l'étendue varie au prorata des longueurs d'onde des ondes propagées.

La SEA analytique postule a priori une sous-structuration donnée en divisant le système en parties auxquelles est alloué un modèle analytique suivant la topologie et la nature du sous-système: poutre, plaque homogène, coque pour les structures et cavités pour les domaines "fluide". Cette tâche est plus difficile si le domaine présente des inhomogénéités d'épaisseur et/ou de matériau.

Gérer les énergies non-résonnantes

La SEA analytique ne véhicule que de l'énergie résonnante dans le terme de densité modale. En effet la puissance échangée entre deux sous-systèmes 1 et 2 est proportionnelle au produit $N_1 \cdot N_2$ du nombre de paires de modes en interaction dans la bande de fréquence d'analyse. L'interaction des modes lointains en fréquence est négligée.

Dans le cas de la transmission acoustique au travers de panneaux minces, la contribution énergétique des modes lointains dite non-résonnante n'est pas négligeable.

Un couplage acoustique indirect entre les deux cavités est introduit dans le modèle (Figure 1). Le coefficient de transmission d'onde associée est obtenu par la résolution d'un problème annexe où la structure intermédiaire est supposée infinie et sans raideur (loi de masse acoustique) et le CLF associé calculé par (7).

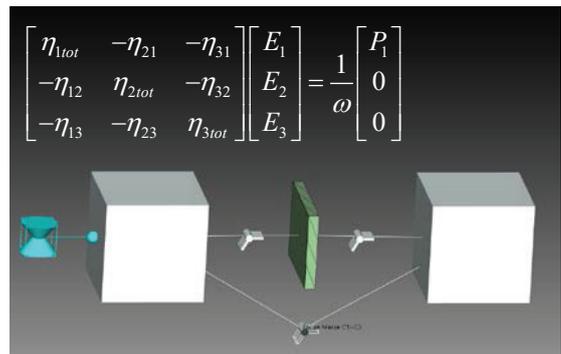


Figure 1: Couplage indirect entre deux cavités en air séparées par une plaque et équations SEA constitutives

Ces transferts d'énergie non-résonnante existent aussi dans les échanges entre structures mais sont en général ignorés. Ils résultent également des échanges entre modes lointains mais il n'existe pas de théorie analytique établie de ce phénomène.

La non-prise en compte de ces couplages "indirects" dans la modélisation SEA analytique induit un biais de calcul, les chemins de transmission étant restreints aux couplages "directs" entre sous-systèmes ayant des frontières communes.

Gérer les calculs de transmission d'onde

Les CLF sont calculés grâce à (7) associée au coefficient de transmission d'onde τ_{12d} en milieu infini. Les systèmes modélisés sont finis et des écarts significatifs existent entre les coefficients de transmission fini et infini, réduits par l'application d'un fenêtrage spatial [20].

5 Méthodes énergétiques hybrides

Pour améliorer la modélisation SEA analytique, des expérimentations numériques variées, associées à des théories spécifiques [10][11], ont tenté l'hybridation de la SEA analytique ou de la MDE avec des méthodes déterministes ou stochastiques [12]. Cependant il n'en pas résulté d'applications industrielles probantes du aux nombreuses hypothèses introduites dans les méthodes proposées.

En parallèle de ces approches hybrides, la méthode SEA expérimentale (ESEEA) [13] consistant à mesurer directement par méthode inverse les paramètres SEA d'un

système assemblé, a amélioré la représentativité des modèles SEA analytiques grâce à :

- la substitution totale ou partielle des paramètres mesurés aux paramètres calculés [14],
- le Recalage des modèles analytiques (par changement des équations de comportement ou redéfinition des propriétés matériau) [15].

Les modèles SEA recalés sont hybrides et ces modélisations ont été appliquées à tous types de systèmes dynamiques: avion, fusée, automobile, sous-marin [16]...

6 Analyse SEA virtuelle

Les modélisations ESEA ont conduit à l'analyse SEA Virtuelle (VSEA) [17]. En l'absence de base de données de mesure, l'approche ESEA ne peut s'appliquer en phase de conception d'un nouveau projet. Pour disposer d'un modèle SEA opérationnel à ce stade, on peut substituer aux mesures réelles des mesures virtuelles et les analyser par un solveur de type ESEA. La VSEA utilise un modèle FEM détaillé du système dont on extrait les valeurs propres et les amplitudes modales en un ensemble discret de points de référence cartographiant le système. Les réponses en fréquence, calculées par synthèse modale entre les points de référence sous forces unitaires type "rain-on-the-roof" constituent l'information dynamique d'entrée qui mise sous forme d'une matrice énergie est analysée pour identifier :

- le partitionnement en sous-systèmes respectant le couplage faible,
- les densités modales des sous-systèmes et leur couplage.

L'analyse VSEA, fournit un modèle SEA paramétrique opérationnel du système ayant une précision similaire au modèle FEM d'origine [18]. Pour dépasser la limite en fréquence du modèle FEM, les modèles VSEA sont étendus en HF par des opérateurs analytiques imbriqués dans les sous-systèmes VSEA.

Les domaines BF et MF sont ainsi couverts par le modèle paramétrique VSEA et le domaine HF par le calcul analytique.

Les sous-systèmes 'fluide' constitués par les cavités résonnantes et les couplages fluide-structure sont gérés par des opérateurs analytiques, le solveur VSEA délivrant un nombre d'onde structure [19].

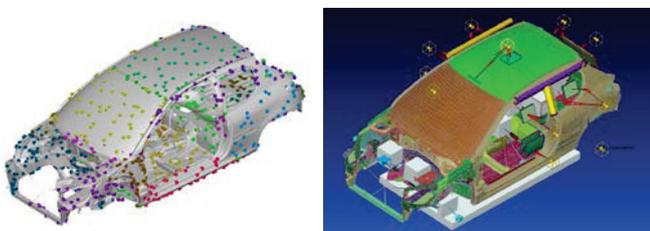


Figure 2: Sous-structuration VSEA d'une carrosserie et modèle VSEA afférant

Cette simulation VSEA apporte les améliorations suivantes: le partitionnement VSEA est adapté à la longueur d'onde et garantit une précision des transferts de même qualité que le modèle FEM ; la modélisation analytique est restreinte aux HF où sont vérifiées les différentes hypothèses de validité.

Ce type de modèle simule l'environnement vibratoire et acoustique d'un véhicule automobile ou ferroviaire avec une précision observée de l'ordre de 2 dB par 1/3 d'octave en mode opératoire, lorsque sources, propriétés des matériaux et facteurs de perte par dissipation sont bien caractérisés.

7 Energies non-résonnantes

Les transferts d'énergie non-résonnante sont pris en compte dans les modèles SEA générés par le code SEA+ [21]:

- par l'ajout d'énergies additionnelles stockées dans les modes des sous-systèmes,
- par l'introduction de couplages indirects entre sous-systèmes.

Ajout d'énergies non-résonnantes en masse et raideur

A l'énergie SEA (résonnante) d'un sous-système sont associées deux nouvelles énergies, non-résonnantes en masse et raideur, dues aux modes résonnants hors de la bande de calcul f_c (Figure 3). Pour les distinguer, des couleurs sont respectivement attribuées à ces trois énergies:

- **blanche** (résonnant dans f_c),
- **noire** (résonnant dans $f_k < f_c$),
- **rouge** (résonnant dans $f_k > f_c$).

Les énergies noire et rouge sont purement réactives et ne peuvent être introduites comme variable des équations de l'équilibre énergétique. Elles sont gérées par des équations de contrainte ajoutées par multiplicateur de Lagrange à la matrice des facteurs de perte du modèle.

La relation de contrainte les lie à la source d'énergie blanche du champ acoustique diffus émetteur. La forme générale de la relation de contrainte est donnée par (8):

$$E_{Br} = \frac{\varepsilon_{we}}{\pi} \rho c I_1 \cdot \sum_{k < i} \frac{N_r(\omega_k) \sigma_k(\omega_k, \omega_c)}{\rho_{sk}} \quad (8)$$

avec ε_{we} énergie modale blanche dans la bande f_c , ρc impédance du fluide émetteur, I_1 fonction de transfert des modes noirs, N_r nombre de modes dans $f_k < f_c$, $\sigma_k(f_k, f_c)$, efficacité de rayonnement des modes noirs, ρ_{sk} masse surfacique des modes noirs dans f_k . Une relation similaire existe pour l'énergie rouge.

L'énergie noire génère par rayonnement de l'énergie blanche additionnelle dans le sous-système couplé suivant le schéma Figure 3.

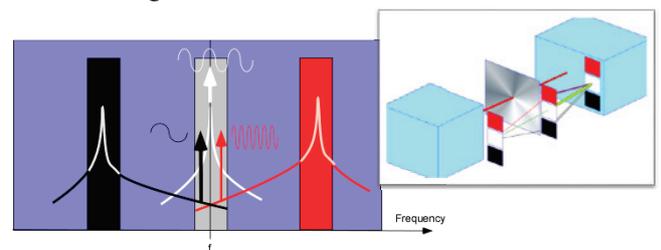


Figure 3: Energies blanche, noire et rouge d'un sous-système dans la bande centrée sur f_c et transfert blanc-noir-rouge entre cavité émettrice-plaque-cavité réceptrice

Le transfert d'énergie non-résonnante vers le sous-système couplé se simule donc:

- soit par l'introduction du connecteur Loi de Masse,
- soit par rayonnement de l'énergie noire de structure.

Les deux méthodes conduisent à des résultats identiques avec plaque plane homogène en MF. En BF on note une différence liée aux propriétés de rayonnement de l'énergie noire (Figure 4). La vibration structure n'est que partiellement composée d'énergie noire (Figure 5).

L'indice d'affaiblissement acoustique calculé avec loi de masse est soumis à la correction de fenêtrage spatial.

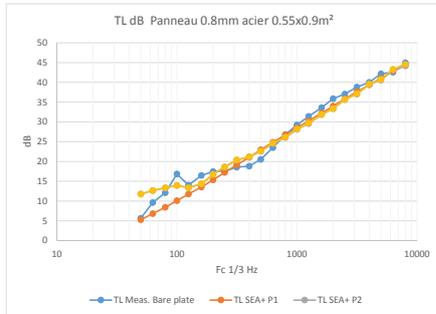


Figure 4: Pertes par transmission comparées entre transfert d'énergie par loi de masse (P1), par énergie noire (P2) et résultat mesure (Meas.) (panneau 0.8mm, acier)

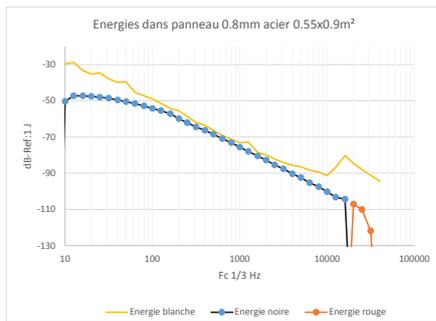


Figure 5: Energies blanche, noire et rouge stockées dans le panneau utilisé pour la Figure 4

Dans le logiciel SEA+, la transmission des énergies noire et rouge est généralisée à tous les types de couplage entre sous-systèmes dans les directions blanc-noir, blanc-rouge sous forme de contrainte et dans les directions noir-blanc et rouge-blanc sous forme de rayonnement.

Couplages indirects entre sous-systèmes

La sous-structuration SEA en domaines disjoints aux bases modales découplées élimine les modes globaux de la réponse. Ces modes globaux en imposant leur vibration aux frontières des sous-systèmes SEA transmettent à tous de l'énergie.

Ces transferts d'énergie sont à l'origine des couplages croisés observés dans les modèles VSEA comme dans les modèles ESEA. Pour un système dynamique type carrosserie automobile, ces transferts d'énergie décroissent en fonction de la fréquence d'autant plus vite que les transferts sont plus indirects. L'état calculé par la SEA analytique où seuls les couplages directs sont effectifs est donc un état asymptotique HF.

En MF, la simulation analytique est améliorée par leur introduction. La Figure 6 donne un exemple simple de couplage indirect entre faces opposées d'un cube, simulé par insertion d'une masse inertielle en rotation attachée à l'arête dans la connexion des faces opposées.

L'introduction des couplages indirects dans le modèle SEA analytique a une influence plus ou moins sensible sur les niveaux d'énergie. Cette influence est plus critique sur la réduction de bruit théorique attendue d'un traitement amortissant localisé. Si le traitement est appliqué entre les voies de passage de deux sous-systèmes, les couplages indirects peuvent court-circuiter le bénéfice attendu sur le récepteur. Dans le modèle Figure 6, si le facteur de perte par dissipation des parois verticales passe de 1% à 50%, la réduction de bruit sur la plaque inférieure opposée à l'excitation est dans le même rapport de 50 si les couplages indirects sont négligés.

Avec simulation du couplage indirect, le niveau dans cette plaque ne chute que d'un facteur 5 pour le même accroissement d'amortissement alors que les niveaux d'énergie pour 1% d'amortissement sont pratiquement les mêmes avec et sans couplages indirects.

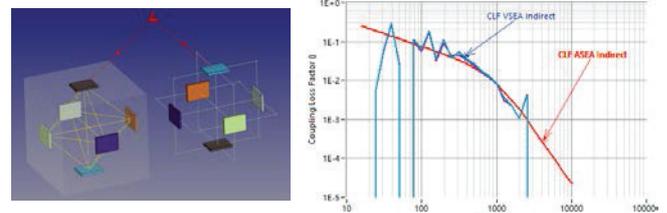


Figure 6: Modélisation VSEA d'un cube (plaques acier, arête 2m, épaisseur 1cm) et modèle SEA analytique (gauche) ; Simulation comparée du CLF indirect analytique au CLF VSEA (droite)

8 Application VSEA acoustique

La Figure 7 représente la transmission acoustique d'une cloison composite séparant deux chambres réverbérantes. Ses faces interne et externe ne sont couplées qu'avec le sol et le plafond en béton d'un mètre d'épaisseur de la chambre émettrice.

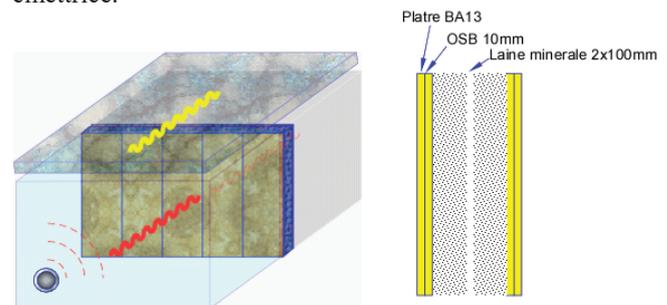


Figure 7: Cloison composite entre deux chambres réverbérantes

Un premier modèle SEA+ analytique simule l'indice d'affaiblissement de la cloison en ignorant le couplage avec les murs de la chambre. Cette cloison fonctionne comme une double paroi sans couplage direct entre faces externe et interne. Ce modèle utilise une matrice de transfert incorporant les différentes couches de matériau pour filtrer les couplages acoustiques indirects.

La perte par transmission aérienne calculée est comparée avec la mesure (Figure 8). Cette perte n'est pas représentative de la perte réelle mesurée.

Le couplage mécanique entre les deux couches d'OSB via le mur de béton est calculé par VSEA à partir d'un modèle FEM simplifié avec maillage du béton dans

l'épaisseur et continuité supposée des déplacements à l'interface OSB-béton. Ce facteur de perte par couplage est ensuite affecté à la connexion mécanique entre les panneaux. Ce second modèle SEA modifié prévoit avec précision la performance acoustique mesurée (Figure 9).

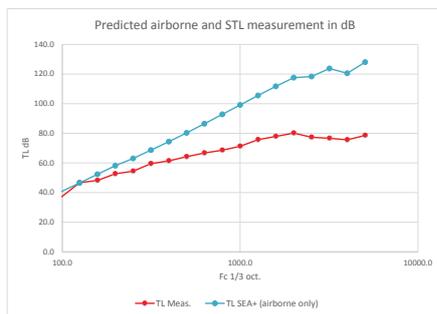


Figure 8: Prédiction de la perte par transmission aérienne et mesure

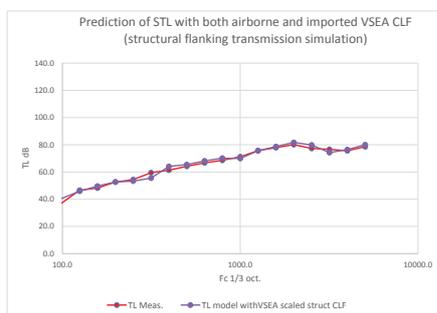


Figure 9: Prédiction de la perte cumulée par transmissions aérienne et latérale via modèle VSEA additionnel et mesure

La modélisation SEA démontre ici la dépendance de la mesure et du montage propre à l'essai. L'essai ne caractérise pas ici la performance intrinsèque de la cloison. Les simulations numériques s'avèrent indispensables à l'interprétation de la mesure.

9 Tir de rayons et SEA

Coupler les sous-systèmes SEA avec le champ libre environnant est utile pour transmettre un bruit par voie aérienne à l'ensemble des panneaux extérieurs. Des connexions d'un nouveau type, Far Field Transfer (FFT), gérées par des relations de contrainte dans la matrice SEA, véhiculent la puissance rayonnée en champ libre par sources et sous-systèmes vers des récepteurs de pression Active Sound Probe (ASP) qui la réinjectent dans les sous-systèmes ou la redirigent vers d'autres ASP via les FFT. Ces nouveaux éléments SEA permettent d'importer les résultats des méthodes par tir de rayons et de les lier au modèle SEA de façon dynamique.

10 Conclusions

Les méthodes de calcul vibroacoustique évoluent de façon permanente. La méthode SEA implémentée dans l'environnement logiciel SEA+ permet la construction de modèles vibroacoustiques industriels variés et précis sur le domaine MF/HF grâce à l'analyse SEA virtuelle et ses capacités d'intégration de l'information dynamique contenue dans les modèles éléments finis. L'introduction de

l'énergie non-résonnante améliore la représentativité des modèles SEA aux variations locales d'amortissement.

Références

- [1] C. Soize, Probabilistic structural modeling in linear dynamic analysis of complex mechanical systems, I - Theoretical elements, La Recherche Aéronautique, (English edition), 5, 23-48, (1986)
- [2] C. Soize, A model and numerical method in the medium frequency range for vibroacoustic predictions using theory of structural fuzzy, JASA, 94(2), Pt 1, 849-866 (1993)
- [3] C. Soize, Reduced models in the medium frequency range for general external structural acoustics systems, JASA, 103(6), 3393-3406 (1998)
- [4] R. Ghanem and P.D. Spanos, Stochastic Finite Elements: A Spectral Approach, revised edition Dover Publications, New York, 2003 (originally published in 1991, Springer Verlag, New York)
- [5] R. H. Lyon, G. Maidanik, Power Flow between Linearly Coupled Oscillators, JASA, 34, 623 (1962)
- [6] J. F. Wilby, L. D. Pope, Prediction of the acoustic environment in the Space Shuttle payload bay, AIAA Conference, Seattle USA, 1979, REF AIAA 79-0643
- [7] D.J. Nefske, Power Flow finite element analysis of dynamic systems: basic theory and applications, SAE 1987
- [8] A. Le Bot, Equations énergétiques en mécanique vibratoire, Application au domaine des moyennes et hautes fréquences, Thèse de l'école centrale de Lyon, 1994
- [9] A. Carcaterra, A. Sestieri, Energy Density Equations and Power Flow in Structures, JSV 1995, 188(2), 269-282
- [10] Sanf Bum Hong, N. Vlahopoulos, Application of a hybrid finite element formulation for analyzing the structure borne noise in a body-in-white, SAE-NVC 2005-01-2421
- [11] R.S. Langley, P. Bremner, A hybrid method for the vibration analysis of complex structural acoustic systems, JASA, March 1999 105 (3)
- [12] R. S. Langley, A hybrid FE-SEA method for the analysis of complex vibroacoustic systems, JASA, March 1999, Vol. 105, Iss. 3, pp. 1657-1671
- [13] N. Lalor, The Experimental Determination of Vibrational Energy Balance in Complex Structures, Paper 108429 Proc. SIRA Conference on Stress & Vibration, 1989, London
- [14] G. Borello, Alliot, A. Kernilis Identification of SEA Coupling Loss Factors on a Liquid Rocket Engine, Inter-Noise 1991, Sydney, Australia
- [15] G. Borello, P. Geoffroy, N. Cuny, System Model of a High Speed Train Passenger Coach Using SEA and Prediction in Working Conditions, Inter-Noise 1995, Newport Beach, CA, USA
- [16] C. Audoly, G. Borello, Feasibility of Experimental determination of SEA Damping Loss factors of submarine Structures, Inter-Noise 2000, August 28-30, Nice, France
- [17] L. Gagliardini, L. Houillon, L. Petrinelli, G. Borello, Virtual SEA: mid-frequency structure-borne noise modeling based on Finite Element Analysis, SAE-NVC 2003-01-1555, Traverse City, MI, USA
- [18] G. Borello, L. Gagliardini, L. Houillon, L. Petrinelli, Virtual SEA-SEA-Based Modeling of Structure-Borne Noise, SVM, January 2005
- [19] L. Gagliardini, D. Thenail, G. Borello, Virtual SEA for noise prediction and structure borne sound modelling, Rieter Automotive Conference 2007
- [20] M. Villot, C. Guigou-Carter, L. Gagliardini, Predicting the acoustical behaviour of finite size multi-layered structures by applying spatial windowing on infinite structures, JSV, Volume 245, Number 3, August 2001, pp. 433-455(23)
- [21] SEA+ User-Guide version from 2014 (InterAC SARRL)