

2009

Développement d'un outil d'aide à la conception acoustique d'encoffrements de machines

Franck Sgard

IRSST, franck.sgard@irsst.qc.ca

Hugues Néliste

IRSST, hugues.nelisse@irsst.qc.ca

Noureddine Atalla

Université de Sherbrooke

Nicolas Trompette

Ingénierie des équipements de travail, INRS

Jean-Louis Barbry

Ingénierie des équipements de travail, INRS

Suivez ce contenu et d'autres travaux à l'adresse suivante: <https://pharesst.irsst.qc.ca/rapports-scientifique>

Citation recommandée

Sgard, F., Néliste, H., Atalla, N., Trompette, N. et Barbry, J.-L. (2009). *Développement d'un outil d'aide à la conception acoustique d'encoffrements de machines* (Rapport n° R-619). IRSST.

Ce document vous est proposé en libre accès et gratuitement par PhareSST. Il a été accepté pour inclusion dans Rapports de recherche scientifique par un administrateur autorisé de PhareSST. Pour plus d'informations, veuillez contacter pharesst@irsst.qc.ca.

Bruits et vibrations

Études et recherches

RAPPORT R-619



Développement d'un outil d'aide à la conception acoustique d'encoffrements de machines

*Franck Sgard
Hugues Néliste
Noureddine Atalla
Nicolas Trompette
Jean-Louis Barbry*



Solidement implanté au Québec depuis 1980, l'Institut de recherche Robert-Sauvé en santé et en sécurité du travail (IRSST) est un organisme de recherche scientifique reconnu internationalement pour la qualité de ses travaux.

NOS RECHERCHES

travaillent pour vous !

Mission

Contribuer, par la recherche, à la prévention des accidents du travail et des maladies professionnelles ainsi qu'à la réadaptation des travailleurs qui en sont victimes.

Offrir les services de laboratoires et l'expertise nécessaires à l'action du réseau public de prévention en santé et en sécurité du travail.

Assurer la diffusion des connaissances, jouer un rôle de référence scientifique et d'expert.

Doté d'un conseil d'administration paritaire où siègent en nombre égal des représentants des employeurs et des travailleurs, l'IRSST est financé par la Commission de la santé et de la sécurité du travail.

Pour en savoir plus

Visitez notre site Web ! Vous y trouverez une information complète et à jour. De plus, toutes les publications éditées par l'IRSST peuvent être téléchargées gratuitement. www.irsst.qc.ca

Pour connaître l'actualité de la recherche menée ou financée par l'IRSST, abonnez-vous gratuitement au magazine Prévention au travail, publié conjointement par l'Institut et la CSST. Abonnement : 1-877-221-7046 <http://www.irsst.qc.ca/en/pat-abonnement.html>

Dépôt légal

Bibliothèque et Archives nationales
2009
ISBN : 978-2-89631-390-7 (version imprimée)
ISBN : 978-2-89631-391-4 (PDF)
ISSN : 0820-8395

IRSST - Direction des communications
505, boul. De Maisonneuve Ouest
Montréal (Québec)
H3A 3C2
Téléphone : 514 288-1551
Télécopieur : 514 288-7636
publications@irsst.qc.ca
www.irsst.qc.ca
Institut de recherche Robert-Sauvé
en santé et en sécurité du travail,
Juillet 2009



Bruits et vibrations

Études et recherches

■ RAPPORT R-619

Développement d'un outil d'aide à la conception acoustique d'encoffrements de machines

Avis de non-responsabilité

L'IRSST ne donne aucune garantie relative à l'exactitude, la fiabilité ou le caractère exhaustif de l'information contenue dans ce document. En aucun cas l'IRSST ne saurait être tenu responsable pour tout dommage corporel, moral ou matériel résultant de l'utilisation de cette information.

Notez que les contenus des documents sont protégés par les législations canadiennes applicables en matière de propriété intellectuelle.

*Franck Sgard et Hugues Nélisse,
Service de la recherche, IRSST*

*Noureddine Atalla,
Département de génie mécanique, Université de Sherbrooke*

*Nicolas Trompette et Jean-Louis Barbry
Ingénierie des équipements de travail, INRS*



Cette publication est disponible
en version PDF
sur le site Web de l'IRSST.

CONFORMÉMENT AUX POLITIQUES DE L'IRSS

Les résultats des travaux de recherche publiés dans ce document
ont fait l'objet d'une évaluation par des pairs.

SOMMAIRE

Un grand nombre d'individus sont exposés à des niveaux de bruits dangereux pour leur système auditif. Si l'on s'en tient à la limite légale d'exposition au bruit de 90 dB(A) 8 heures par jour, le nombre de travailleurs et travailleuses à risque de perdre l'audition au Québec est estimé à 400 000 (Fédération des travailleurs et travailleuses du Québec 1998), soit environ un travailleur sur cinq, et ce nombre atteint 500 000 (Commission de la santé et de la sécurité au travail 1998) si l'on prend la limite de 85 dB(A) recommandée internationalement. La mise en place d'un encoffrement qui isole une machine bruyante est un moyen d'action très souvent préconisé pour réduire l'exposition au bruit du travailleur. Quand une solution de réduction à la source s'avère difficile, l'encoffrement présente l'intérêt de ne pas remettre en cause la conception de la machine tout en assurant généralement une bonne réduction sonore. Il consiste en une boîte, généralement de grande dimension, qui entoure la source. Cette source peut être de taille importante et un fort couplage vibroacoustique avec l'encoffrement en résulte. Cette boîte est classiquement constituée d'un assemblage de plaques multicouches composées d'une tôle métallique éventuellement raidie, d'un matériau absorbant (laine minérale par exemple) et d'une plaque perforée ou d'un film de protection et d'éventuelles fuites acoustiques résultant souvent d'un mauvais assemblage. Face à la complexité d'un tel problème vibroacoustique, les ingénieurs et les intervenants de l'industrie ont des questions très précises pour lesquelles il n'existe pas toujours de réponses simples. Ils ont besoin d'outils qu'ils vont utiliser eux-mêmes et qui leur permettront de concevoir et fabriquer des encoffrements plus silencieux. L'objectif de ce projet est de développer un outil d'aide à la conception acoustique intégrant une certaine complexité mécanique et géométrique et de le rendre *in fine* disponible aux personnes concernées.

Un logiciel de calcul basé principalement sur la technique SEA (« Statistical Energy Analysis ») couplée avec la méthode de sources images et l'approche des matrices de transfert a été développé. Le logiciel intègre en particulier un nouveau modèle de transmission acoustique à travers les fuites et ouvertures. Ce modèle a été validé par des mesures expérimentales réalisées par l'INRS (France). Le code de calcul de la performance acoustique de l'encoffrement a ensuite été validé par comparaison d'une part avec des résultats numériques issus d'autres modèles existants, d'autre part avec des tests sur des encoffrements construits dans les laboratoires du GAUS (Sherbrooke). L'outil a ensuite été exploité dans le cadre de quelques études de cas pour montrer le type d'analyses pouvant être effectuées ainsi que l'influence de différents paramètres (matériaux, fuites, géométries, position des sources, etc) sur la performance acoustique de l'encoffrement.

Le développement d'un tel outil vise à aider les concepteurs d'encoffrements dans le dimensionnement acoustique de leurs produits tout en permettant une meilleure capacité de prédiction pour optimiser les performances et les coûts de ces derniers et une réduction accrue du bruit rayonné par la machine. Au stade actuel, une version simplifiée du logiciel ayant des fonctionnalités restreintes est disponible. Il est prévu de proposer une activité de valorisation au sein de l'IRSST pour élaborer une version complète intégrant une interface graphique conviviale et l'ensemble des développements du projet.

REMERCIEMENTS

Les auteurs désirent remercier toutes les personnes qui ont été impliquées dans le projet et qui ont participé à la réalisation de ce projet. En particulier merci aux personnes qui ont apporté une aide très précieuse dans la partie expérimentale, Patrick Lévesque, Celse Amedin Kafui Amedin, Rémi Oddo, Maxime Bolduc, Sébastien Ghinet du Groupe d'Acoustique de l'Université de Sherbrooke. Merci également à Alain Lebot de l'Ecole Centrale de Lyon pour nous avoir fourni son logiciel de calcul à des fins de comparaison. Merci enfin à Thierry Loyau chercheur de l'INRS qui a contribué à la mise en place du projet du côté de l'INRS et qui nous a malheureusement quittés en 2007 à la suite d'une longue maladie.

TABLE DES MATIÈRES

GLOSSAIRE.....	XI
1. INTRODUCTION	1
1.1 Contexte	1
1.2 Typologie des encoffrements.....	2
2. ÉTAT DE L'ART	7
2.1 Modélisation des matériaux absorbants dans un encoffrement	7
2.2 Modélisation analytique du comportement vibroacoustique d'un encoffrement	8
2.3 Modélisation numérique déterministe du comportement vibroacoustique d'un encoffrement	9
2.4 Modélisation d'un encoffrement à l'aide de méthodes énergétiques.....	11
2.5 Modélisation des orifices : fuites et ouvertures	13
2.6 Bilan.....	15
3. OBJECTIFS DE L'ÉTUDE.....	19
4. MODÉLISATION DE LA PERFORMANCE ACOUSTIQUE D'UN ENCOFFREMENT.....	21
4.1 Introduction.....	21
4.2 Cadre général de la SEA.....	22
4.3 Estimation des facteurs de pertes des sous systèmes	23
4.3.1 Facteur de perte par amortissement	23
4.3.2 Facteurs de perte par couplage.....	25
4.4 Modélisation des ouvertures et fuites	27
4.5 Modélisation du champ acoustique interne.....	28
5. DESCRIPTION DE L'OUTIL	31
6. DESCRIPTION DES DISPOSITIFS EXPERIMENTAUX UTILISES POUR LA VALIDATION.....	33
6.1 Dispositif expérimental pour la mesure de la perte par insertion	33
6.2 Dispositif expérimental pour la mesure de la perte par transmission d'orifices.....	41
7. VALIDATION DU CODE DE CALCUL.....	43
7.1 Niveau de pression acoustique à l'intérieur de l'encoffrement	43
7.1.1 Comparaison avec les modèles existants	43
7.1.2 Comparaison avec les mesures	47
7.2 Pertes par insertion de l'encoffrement	48
7.3 Pertes par transmission d'ouvertures et de fuites.....	59
7.4 INFLUENCE DES PARAMETRES DE CONCEPTION SUR LA PERFORMANCE D'UN ENCOFFREMENT	62
7.4.1 Bilan des mesures expérimentales	63
7.4.2 Études de cas.....	64
8. CONCLUSION.....	71

9.	BIBLIOGRAPHIE.....	75
A.	FABRICANTS ET DISTRIBUTEURS D'ENCOFFREMENTS AU QUEBEC.....	83
B.	EXPRESSIONS DES COEFFICIENTS DE TRANSMISSION DES PRINCIPAUX MODÈLES.....	87
C.	MODELE DE PERTE PAR INSERTION DU CETIM	91
D.	CALCUL DE LA PERTE PAR TRANSMISSION D'ORIFICES DE SECTION RECTANGULAIRE OU CIRCULAIRE A L'AIDE D'UN MODELE MODAL.....	93
E.	CALCUL DU CHAMP INTERNE DANS UNE SALLE PARALLELEPIPEDIQUE PAR L'ALGORITHME D'ALLEN & BERKLEY	95
F.	PROPRIETES PHYSIQUES DES PAROIS DE L'ENCOFFREMENT EXPERIMENTAL	96
G.	DONNEES RELATIVES AUX ETUDES DE CAS.....	97

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1: Types d'encoffrement.....	5
Tableau 2: Dimensions extérieures des encoffrements (voir Figure 7 pour notations des dimensions)	33
Tableau 3: Liste des configurations testées	39
Tableau 4: Liste des configurations pour les études de cas	65
Tableau 5: résumé des modèles analytiques principaux de transmission sonore à travers des trous (champ d'onde plane supposé dans le trou).....	87
Tableau 6: Résumé des principaux modèles analytiques ou semi-analytiques des coefficients de transmission acoustique à travers des trous (champ tridimensionnel dans le trou).....	88
Tableau 7: Expressions des impédances de rayonnement normalisées de trous de différentes sections.....	89
Tableau 8: Propriétés physiques de l'acier et du bois utilisés pour l'encoffrement expérimental.....	96
Tableau 9: Propriétés physiques de la laine Roxul utilisée pour l'encoffrement expérimental.....	96
Tableau 10: Propriétés physiques des films protecteurs de la laine Roxul utilisée pour l'encoffrement expérimental.....	96
Tableau 11: Perte par insertion (dB) du silencieux de la configuration 45	97

LISTE DES FIGURES

Figure 1 : Illustration de la complexité d'un encoffrement typique de machine	3
Figure 2 : Constitution typique d'une paroi d'encoffrement	4
Figure 3 : Géométries d'encoffrement considérées (en haut, boîte ; en bas, en L)	22
Figure 4: Procédure de calcul pour l'estimation de la performance acoustique d'un encoffrement	31
Figure 5 : Structure de l'encoffrement	34
Figure 6 : Dispositif expérimental: encoffrement contenant une source de bruit et rayonnant dans une chambre semi-anéchoïque (a) Boîte (panneaux d'acier) (b) forme en L (panneaux de bois)	34
Figure 7: Description des conventions utilisées pour les éléments géométriques.	35
Figure 8 : Dispositif expérimental: intérieur de l'encoffrement traité, sources de bruit et microphones	36
Figure 9 : Antenne rotative pour mesurer la puissance acoustique des sources de bruit utilisées pour créer le champ sonore dans les encoffrements testés.....	37
Figure 10 : Niveaux de puissance acoustique par tiers d'octave de la source B&K, de la chambre de compression et des deux sources combinées.....	38
Figure 11 : Position des sources (points rouges) et récepteurs (points bleus) pour la géométrie de type boîte. (a) position 1 (b) position 2	40
Figure 12 : Position des sources (points rouges) et récepteurs (points bleus) pour la géométrie de en L. (a) position 1 (b) position 2 (c) position 3	40
Figure 13 : Dispositif expérimental pour mesurer les pertes par transmission de fuites et d'ouvertures (d'après [122])	41
Figure 14 : Comparaison entre niveaux de pression acoustique moyen cohérent en bandes fines calculés par la méthode modale (modal), la méthode des éléments finis (FEM) et le modèle des sources images avec l'algorithme des ordres et d'Allen-Berkley pour l'encoffrement hermétique en forme de boîte avec des parois d'acier traitées acoustiquement	45
Figure 15 : Comparaison entre niveaux de pression acoustique moyen incohérent en tiers d'octave calculés par la formule analytique $L_p = L_w + 10 \log\left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R}\right)$, la formule de Sabine $L_p = L_w + 10 \log\left(\frac{4}{A}\right)$, la méthode des rayons, la méthode des transferts radiatifs et le modèle des sources images avec et sans résidu pour l'encoffrement hermétique en forme de boîte avec des parois d'acier traitées acoustiquement	46
Figure 16 : Comparaison entre niveaux de pression acoustique moyens mesuré et calculé par le modèle des sources images pour l'encoffrement en forme de boîte avec des parois d'acier traitées acoustiquement avec une ouverture et pour deux positions de source (configurations 3 et 4).....	47
Figure 17 : Comparaison entre niveaux de pression acoustique moyen par zones mesuré et calculé par le modèle des sources images pour l'encoffrement hermétique en forme de L avec des parois d'acier traitées acoustiquement et pour trois positions de source (configurations 8, 9, 10)	48
Figure 18 : Découpage des géométries « boîte » et « en L » en sous-systèmes cavités	50

Figure 19 : Comparaison entre pertes par insertion mesurées et calculées par le modèle analytique du CETIM ainsi que le modèle SEA+sources images pour l'encoffrement hermétique en forme de boîte avec des parois d'acier traitées acoustiquement et pour deux positions de source.....	52
Figure 20 : Comparaison entre pertes par insertion mesurées et calculées par le modèle du CETIM et le modèle SEA+sources images pour l'encoffrement hermétique en forme de boîte avec des parois de bois traitées acoustiquement et pour deux positions de source	53
Figure 21 : Comparaison entre pertes par insertion mesurées et calculées par le modèle du CETIM, le modèle SEA sous structuré en 2 sous-cavités+sources images et le modèle SEA avec 1 cavité+sources images pour l'encoffrement en forme de boîte avec des parois d'acier traitées acoustiquement comprenant une ouverture et pour deux positions de source.....	54
Figure 22 : Comparaison entre pertes par insertion mesurées et calculées par le modèle SEA standard (1 cavité), le modèle SEA standard (2 sous-cavités), le modèle SEA standard (2 sous-cavités) + champ direct et le modèle SEA (2 sous-cavités)+sources images pour l'encoffrement en forme de boîte avec des parois d'acier traitées acoustiquement et ouverture pour la position de source numéro 1 (configuration 3).....	55
Figure 23 : Comparaison entre pertes par insertion mesurées et calculées par le modèle du CETIM et le modèle SEA sous-structuré+sources images pour l'encoffrement en L hermétique avec des parois d'acier traitées acoustiquement et pour trois positions de source.....	57
Figure 24 : Comparaison entre pertes par insertion mesurées et calculées par le modèle du CETIM et le modèle SEA sous-structuré+sources images pour l'encoffrement en L avec des parois de bois traitées acoustiquement comprenant une ouverture et pour trois positions de source.....	58
Figure 25 : Comparaison entre pertes par insertion mesurées et calculées par le modèle SEA standard (1 sous-système), le modèle SEA standard (3 sous-systèmes), et le modèle SEA standard (3 sous-systèmes) + champ direct, le modèle SEA+sources images pour l'encoffrement hermétique en L avec des parois d'acier traitées acoustiquement et ouverture pour la position de source 3 (configuration 5)	59
Figure 26 : Comparaison des pertes par transmission en champ diffus expérimentales et prédites pour deux ouvertures de dimensions 45mm×45mm×300mm (a) et 60mm×130mm×300mm (b).....	61
Figure 27 : Comparaison des pertes par transmission en champ diffus expérimentales et prédites pour 3 fentes de dimensions, 500mm×2mm×20mm (a), 500mm×2mm×1.5mm (b) et 500mm×8mm×50mm (c)	62
Figure 28 : Synthèse des pertes par transmission expérimentales des 26 configurations d'encoffrements (légende - 1 ^{ère} lettre : Géométrie B (Boîte), L (forme en L); 2 ^{ème} lettre :	64
Figure 29 : effet du traitement acoustique sur la perte par insertion de l'encoffrement.....	66
Figure 30 : effet du choix des panneaux sur la perte par insertion de l'encoffrement.....	67
Figure 31 : effet des caractéristiques d'une ouverture sur la perte par insertion de l'encoffrement.....	68

Figure 32 : Coefficients d'absorption des différents traitements utilisés dans les études de cas	97
--	----

GLOSSAIRE

B&K : Brüel & Kjaer

BEM : Boundary Element Method (Méthode d'éléments de frontière)

CETIM : Centre Technique des Industries Mécaniques (organisme français)

CNRS: Centre National de la Recherche Scientifique (organisme français)

CSST: Commission de la Santé et de la Sécurité du Travail (organisme québécois)

FEM: Finite Element Method (Méthode d'éléments finis)

FEA: Finite Element Analysis (Analyse par éléments finis)

FTMM : Finite Transfer Matrix Method (Méthode des matrices de transfert avec correction de finitude)

GAUS: Groupe d'Acoustique de l'Université de Sherbrooke (organisme québécois)

INRS : Institut National de Recherche et de Sécurité (organisme français)

LCMA : Laboratoire de Caractérisation Mécanique et Acoustique (organisme québécois)

SEA : Statistical Energy Analysis (Analyse énergétique statistique)

SST : Santé et Sécurité du Travail

TL : Transmission Loss (perte par transmission)

TMM : Transfer Matrix Method (Méthode des matrices de transfert)

1. INTRODUCTION

1.1 Contexte

On estime entre 400000 et 500000 le nombre de travailleurs Québécois exposés à des niveaux de bruit potentiellement dangereux pour leur système auditif. Si l'on s'en tient à la limite légale d'exposition au bruit de 90 dB(A) 8 heures par jour, le nombre de travailleurs et travailleuses à risque de perdre l'audition au Québec est estimé à 400 000 (Fédération des travailleurs et travailleuses du Québec 1998), soit environ un travailleur sur cinq, et ce nombre atteint 500 000 (Commission de la santé et de la sécurité au travail 1998) si l'on utilise la limite de 85 dB(A) recommandée internationalement. La mise en place d'un encoffrement ou d'un capotage qui isole la machine bruyante est un moyen d'action très souvent préconisé pour réduire l'exposition au bruit du travailleur. Au Québec, des études issues du milieu de la SST font état de multiples réalisations de solutions de réduction du bruit pour lesquelles l'encoffrement ou la construction d'enceintes acoustiques furent choisies [1-3]. Dans un guide sur le contrôle du bruit proposé par la CSST [4], l'encoffrement est considéré comme solution importante pour bloquer la transmission aérienne du bruit de machines ou procédés identifiés comme bruyants.

La performance acoustique d'un encoffrement peut généralement être quantifiée par sa perte par insertion IL (pour Insertion Loss) définie par :

$$IL = L_w - L_{w,e} \quad (1)$$

où L_w est le niveau de puissance acoustique de la source (exprimé en dB) et $L_{w,e}$ est le niveau de puissance acoustique rayonné par l'encoffrement entourant la même source. Notons que la perte par insertion est une quantité exprimée en dB qui dépend notamment de la fréquence. De façon générale, plus la perte par insertion est élevée plus grande est l'efficacité d'un encoffrement.

Cette performance est cependant limitée, d'une part, en raison du manque d'efficacité du « capot » dans la gamme des basses fréquences, et d'autre part en raison de fuites acoustiques éventuelles résultant d'un mauvais assemblage ou des ouvertures de l'encoffrement, souvent présentes car nécessaires au fonctionnement de la machine, effets généralement ressentis en plus hautes fréquences. Le manque d'efficacité du capot dans la gamme des basses fréquences s'explique à la fois par une perte par transmission faible de ce dernier, qu'il soit constitué de parois monolithiques ou de parois multicouches. La faiblesse des performances acoustiques en transmission et en absorption sont notamment imposées par la physique du système (loi de masse pour les parois simples, fréquence de respiration pour les parois doubles, faible dissipation dans les matériaux poreux du fait de l'importance des couches limites visqueuses dans les pores qui empêchent la pénétration des ondes à l'intérieur de ce dernier). Notons aussi que la solution d'encoffrer une source de bruit est particulièrement efficace lorsque la machine est automatique, ou nécessite peu d'interventions manuelles de la part des travailleurs ou bien si l'encoffrement fait l'objet d'un entretien minutieux.

La complexité d'un tel problème vibroacoustique induit une triple problématique. Tout d'abord, les ingénieurs et les intervenants de l'industrie ont des questions très précises lors de la conception des encoffrements pour lesquelles il n'existe pas toujours de réponses simples. Par exemple :

- Quels sont les effets des dimensions et de l'épaisseur des parois?

- Quels matériaux absorbants choisir ?
- Quelle est l'importance de la plaque perforée ? du film ? Comment les choisir ?
- Comment assembler les matériaux multicouches (collage, non collage) ?
- Quel est l'effet de la localisation de la source dans l'encoffrement ?
- Quel est l'effet du couplage entre deux ou plusieurs sous-structures ?
- Quel est l'impact des fuites acoustiques et des ouvertures ? Comment les traiter ?
- Quel est le rapport performances acoustiques/prix d'un traitement insonorisant

Il est assez difficile de répondre de manière générale à ces questions car chaque configuration d'encoffrement est différente et dépend de nombreux paramètres et de leurs fortes interactions. De plus, les réponses à ces questions ne sont pas toujours connues et nécessitent des travaux de recherche. En particulier la prise en compte du matériau absorbant et de son moyen de protection (plaque perforée, film) et leur effet dans un système couplé reste un problème d'actualité.

Ensuite, il est indispensable que les réponses à ces questions soient obtenues par les ingénieurs et concepteurs eux-mêmes, dans des délais courts, sans avoir besoin de suivre une formation à plein temps, longue et complexe, souvent incompatible avec la réalité du milieu de travail.

Enfin, il est utile de s'interroger sur la forme que doivent prendre ces réponses. Compte tenu des incertitudes sur les propriétés des matériaux et leurs conditions d'assemblage, la nature des liaisons entre plaques, les conditions environnementales et de fonctionnement etc. un calcul fin déterministe est-il pertinent ? Un calcul fournissant une enveloppe de réponses probables (i.e. moyenne et variance) par bande de fréquence ne serait-il pas davantage approprié au stade de la conception ?

1.2 Typologie des encoffrements

Lorsqu'il devient trop difficile de réduire le bruit à la source, l'encoffrement présente l'intérêt de ne pas (ou peu) remettre en cause la conception de la machine. Il consiste en une enceinte présentant un isolement phonique élevé qui entoure la source de bruit. La Figure 1 illustre la complexité d'un encoffrement. En général, on utilise le terme **encoffrement**¹ lorsque la source de bruit à traiter est de grandes dimensions et celui de **capotage** pour les sources de dimensions plus petites. On peut distinguer 3 types d'encoffrements qui sont répertoriés dans le Tableau 1.

L'encoffrement est classiquement constituée d'un assemblage de plaques multicouches composées d'un parement extérieur éventuellement raidi² servant de barrière au bruit, d'un garnissage constitué d'un matériau absorbant³ (laine de verre, laine de roche, mousse acoustique), d'une plaque perforée en guise de parement intérieur pour protéger mécaniquement

¹ Notons que lorsque l'isolation des machines ne peut être réalisée, c'est le travailleur qui peut être placé dans un encoffrement. On parle alors de cabine insonorisante ou de box insonorisé.

² Typiquement une paroi de masse surfacique allant de 4 à 25kg/m² qui assure l'affaiblissement acoustique principal : tôle d'acier galvanisée, tôle d'aluminium, en inox, plaque de bois en fonction des spécifications et du budget

³ Selon la protection requise (eau, poussière et/ou écoulements rapides), l'absorbant sera ensachée dans une enveloppe plastique (Teldar par exemple) ou un tissu de fibre de verre.

le garnissage⁴ et éventuellement d'un film de protection entre le garnissage et la plaque perforée (cf Figure 2). Cet assemblage comporte généralement une (ou plusieurs) portes, des fenêtres et des ouvertures fonctionnelles (entrée ou sortie d'air éventuellement équipées de silencieux, ouverture pour convection de matière etc.). La qualité d'étanchéité de cette enceinte est primordiale pour assurer son efficacité acoustique. Au Québec, de nombreux encoffrements sont fabriqués sur place de façon artisanale avec par exemple des panneaux de bois, de la laine de roche et du grillage vissés sur une ossature en métal ou en bois. Pour les encoffrements commerciaux, l'assemblage des panneaux dépend des concepteurs. Les ossatures dépendent des dimensions de l'encoffrement et les plus courantes sont réalisées en acier profilé H. Vis, rivets ou soudures sont le plus souvent privilégiées. Mais d'autres techniques ont été mises au point. Par exemple, les panneaux acoustiques peuvent être assemblés entre eux par des joints étanches par compression ou encore, des crochets inter-barrage placés dans les murs peuvent être utilisés. Pour assurer l'étanchéité acoustique entre les panneaux, le calfatage prédomine. L'enceinte repose idéalement sur une semelle anti-vibratile pour éviter les ponts acoustiques par le sol. Les ouvertures fonctionnelles, lorsque cela est possible, sont traitées à l'aide de silencieux acoustiques avec à leur entrée et sortie des lamelles ou des bavettes souples. L'annexe A fournit une liste non exhaustive de fabricants et distributeurs d'encoffrements au Québec ainsi que quelques informations sur leur produits.

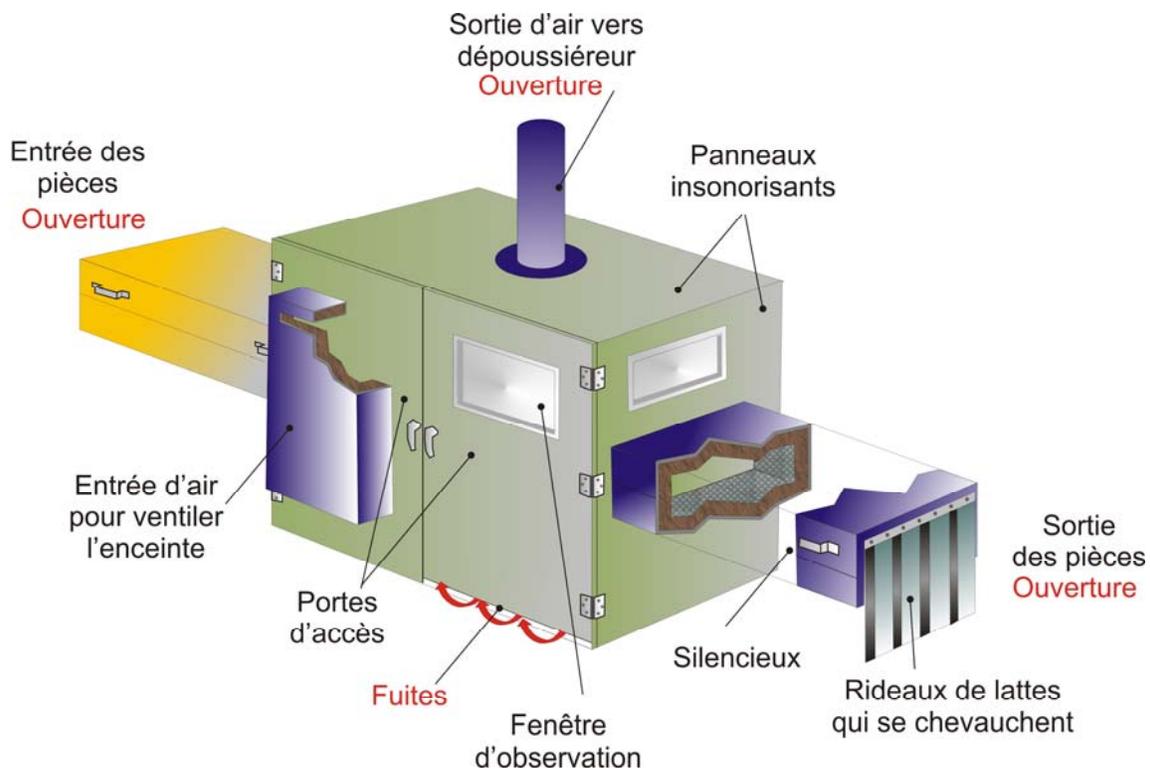


Figure 1 : Illustration de la complexité d'un encoffrement typique de machine

⁴ Communément une tôle perforée en acier de calibre 22 (taux de perforation entre 23% et 25%)

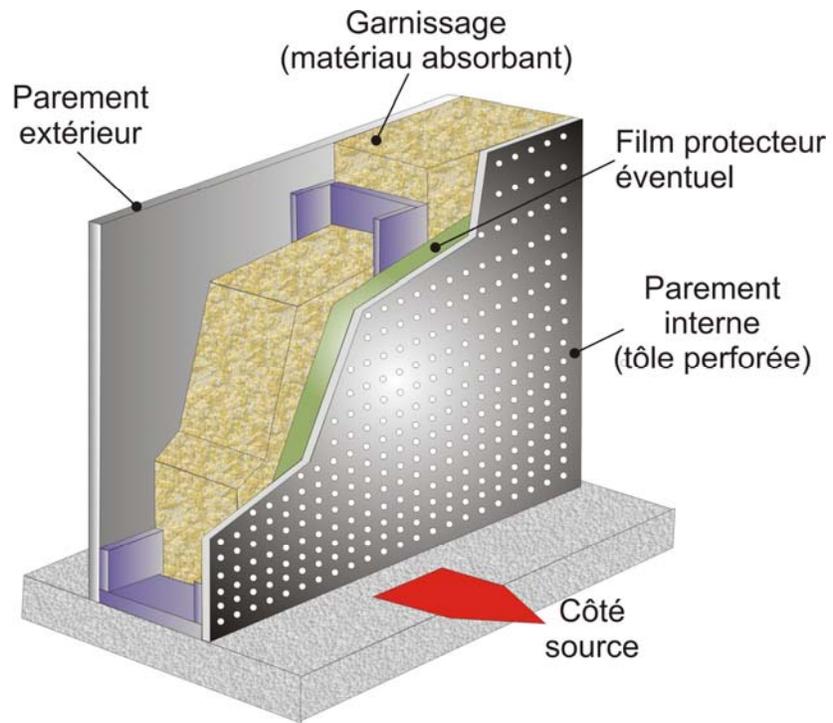


Figure 2 : Constitution typique d'une paroi d'encoffrement

Type d'encoffrement	Illustration	Description
Encoffrement intégré ou capotage spécifique	 <p style="text-align: center;">(a)</p>	<p>réalisé au plus près de la source</p> <p><i>(a) Capotage Mécart pour industrie métallurgique</i></p>
Encoffrement complet	 <p style="text-align: center;">(b) (c)</p>	<p>de type modulaire, constitués d'un ensemble de panneaux préfabriqués munis de porte, de fenêtres, d'ouvertures</p> <p><i>(b) Encoffrement cabson - Scierie</i> <i>(c) Encoffrement modulaire- Plasmatec</i></p>
Encoffrement partiel	 <p style="text-align: center;">(d)</p>	<p>constitué d'un ensemble d'écrans acoustiques entourant partiellement la source - 10% de la surface de l'encoffrement est ouverte ou non traitée</p> <p><i>(d) Encoffrement pour moulurière - Scierie</i></p>

Tableau 1: Types d'encoffrement

2. ÉTAT DE L'ART

A l'heure actuelle, des outils de dimensionnement simples ou de calcul plus sophistiqués sont disponibles pour prédire, dans une certaine mesure, l'efficacité acoustique des encoffrements. L'état des connaissances qui suit se concentre sur les différents outils de modélisation vibroacoustique associés.

L'encoffrement peut être modélisé comme un caisson constitué d'un assemblage de plaques multicouches composées d'une tôle métallique éventuellement raidie, d'un matériau absorbant (laine minérale par exemple) et d'une plaque perforée ou d'un film de protection. Il s'agit donc d'étudier le comportement vibroacoustique d'une cavité d'air aux parois flexibles⁵ traitées (caisson) entourant une source. Dans la suite, on revoit dans un premier temps la façon de modéliser les matériaux absorbants présents dans un encoffrement puis les différentes approches qui permettent de calculer la réponse vibratoire et acoustique⁶ de divers types d'encoffrements. Enfin, on expose les travaux antérieurs sur la caractérisation des ouvertures et fuites, éléments déterminant pour la performance acoustique d'un encoffrement.

2.1 Modélisation des matériaux absorbants dans un encoffrement

Pour contrôler le champ acoustique dans l'enceinte de l'encoffrement ou rayonné à l'extérieur par les parois, des traitements passifs basés sur des matériaux poreux (laine minérale, mousses polymères etc.) sont généralement utilisés. Ces matériaux hétérogènes diphasiques sont constitués d'une phase solide appelée squelette et d'une phase fluide occupant les pores du matériau. L'énergie acoustique ou mécanique est évacuée sous forme de chaleur grâce à des mécanismes de dissipation internes au matériau (effets visqueux, thermiques et structuraux). Cinq approches existent pour tenir compte de la dissipation induite par la présence du matériau poreux. La dissipation peut être intégrée de façon globale via un facteur de perte structural pour le fluide contenu dans la cavité [5]. Ce modèle permet de prendre en compte les effets de dissipation dans les couches limites visqueuses et thermiques du fluide se situant au voisinage des parois de la cavité. Il est généralement utilisé pour tenir compte de l'amortissement dans des cavités relativement réverbérantes. La seconde approche consiste à ramener l'effet du matériau absorbant à une condition d'impédance à réaction localisée sur les parois de la cavité. Elle fonctionne relativement bien lorsque le matériau est fixé sur une paroi de la cavité qui ne vibre pas [6, 7]. Les troisième et quatrième techniques envisagent une description tridimensionnelle du matériau poreux. La troisième assimile le matériau poreux à un fluide équivalent [8]. Trois hypothèses différentes sur le mouvement du squelette permettent d'obtenir des descriptions du milieu poreux correspondant à un comportement spécifique du matériau. La première suppose que le squelette est immobile [6], la seconde que le squelette matériau est souple et donc que les forces élastiques qui s'exercent en son sein sont très faibles par rapport aux forces d'inertie [7], la troisième que le squelette ne se déforme pas et qu'il bouge d'un bloc [7-9]. Dans les trois cas, la variable de déplacement du squelette peut être éliminée et seule demeure la variable de pression interstitielle ce qui simplifie la modélisation du matériau. La quatrième technique est

⁵ Par flexible on entend ici au sens où le panneau, lorsqu'excité acoustiquement, peut vibrer et transmettre les ondes acoustiques.

⁶ Aussi appelée dans la suite réponse vibroacoustique.

basée sur la théorie de Biot et correspond à la description la plus précise de la propagation des ondes dans un milieu poreux [10, 11]. La théorie de Biot peut être généralement formulée de deux façons. La première formulation (formulation (u,U)) est basée sur les variables de déplacement de la phase solide et de la phase fluide [8, 12, 13]. La seconde (formulation (u,P)) [14] fait intervenir la pression interstitielle à la place du déplacement de la phase fluide. Il est reconnu aujourd'hui que cette seconde formulation se prête particulièrement bien aux méthodes de résolution numérique [15] en raison du nombre restreints de degrés de liberté (4 au lieu de 6). Par ailleurs, le couplage du milieu poreux avec une cavité acoustique, un autre domaine poreux ou un milieu solide se fait de façon naturelle ce qui évite la génération de matrices de couplage [15, 16]. La cinquième approche, aussi celle la plus souvent utilisée dans les modèles énergétiques dont il sera question plus loin, décrit l'effet du matériau absorbant par son coefficient d'absorption Sabine pour calculer le champ interne et sa perte par insertion pour calculer le champ externe transmis par la paroi traitée.

Les matériaux absorbants utilisés dans les encoffrements sont généralement protégés par une plaque perforée et éventuellement un film imperméable pour prévenir les projections de fluides sur le garnissage. Les travaux portant sur la modélisation de ces composants ont abouti à de nombreux modèles [17-23]. Les modèles classiques proposés sont généralement valides dans des configurations spécifiques : taille et forme des perforations particulières, type d'excitation donnée, conditions de montage (collé versus non collé) et d'interface avec d'autres milieux. Récemment un modèle général et simple a été proposé et validé expérimentalement [24]. Ce modèle permet de traiter automatiquement des configurations variées dans le contexte de la méthode des matrices de transfert (voir paragraphe suivant). En l'occurrence, il est montré qu'une plaque perforée ou un film peuvent être modélisés comme un milieu fluide équivalent basé sur le modèle de Johnson-Allard à condition d'utiliser une tortuosité équivalente qui dépend des milieux en contact avec la plaque perforée.

L'effet du matériau acoustique sur le comportement vibratoire et acoustique d'une paroi plane d'un encoffrement peut être prédit de façon approchée grâce à des modèles analytiques du type matrice de transfert (Transfer Matrix Method : TMM [25]). Ces modèles sont basés sur une décomposition en ondes planes des différents champs de variables et sont adaptés aux milieux stratifiés d'étendue latérale infinie composés de couches poroélastiques, élastiques, viscoélastiques et fluides [25]. En basses fréquences, là où les conditions aux limites du milieu sont importantes et le comportement modal apparent, ces modèles sont cependant assez approximatifs voire inadaptés. Ils peuvent néanmoins être corrigés pour tenir compte de la taille finie du matériau [26]. L'approche par matrice de transfert est couramment utilisée pour alimenter les modèles basés sur l'approche de l'analyse statistique énergétique (SEA pour « Statistical Energy Analysis ») qui sera évoquée à la section 2.4.

2.2 Modélisation analytique du comportement vibroacoustique d'un encoffrement

Au fil des ans, plusieurs auteurs ont proposé des modèles analytiques simplifiés pour prédire les performances vibroacoustiques d'encoffrements intégrés excités par une source acoustique interne [27-32]. Ces travaux ont étudié plus spécifiquement le problème d'un panneau vibrant (la source) couplé à un panneau rayonnant (paroi de l'encoffrement) par l'intermédiaire d'une cavité

d'air. Les limitations de ces modèles résident soit dans le caractère infini des panneaux [27-29], dans une modélisation non réaliste de la source [27-30] ou dans une restriction au domaine des basses fréquences [31, 32]. En outre, Tweed [33] a analysé les travaux de Jackson et Junger pour conclure que leurs modèles n'étaient pas fiables pour prédire l'efficacité d'un encoffrement. Byrne [34] a proposé une approche analytique dans le cas où l'encoffrement est directement attaché à la machine par des connecteurs (« machine mounted type »). Plus récemment, Hasheminejad [35] s'est intéressé à une géométrie d'encoffrement plus complexe (panneaux courbes) et a développé une solution exacte de la perte par insertion d'une boîte hermétique constituée de panneaux multicouches contenant des matériaux poreux et viscoélastiques. Cette solution est basée sur une décomposition des champs dans chaque milieu sur une base de fonctions appropriée.

D'autres modèles basés sur les décompositions modales des champs dans les panneaux et la cavité ou sur des méthodes de transformées de Fourier ont été proposées pour étudier la réponse vibroacoustique d'un panneau soumis à une excitation externe acoustique et couplé à une cavité à parois rigides [31, 32, 36-44] ou avec condition d'impédance [45]. Cette configuration se retrouve dans de nombreuses applications de l'automobile, de l'aéronautique ou de l'industrie mécanique et a fait l'objet de nombreuses recherches et une revue des contributions majeures peut être trouvée par exemple dans l'article de Pan et Bies [45]. Parmi ces travaux, on peut citer les travaux de Pretlove [36, 46] et Dowell [38] qui ont examiné les vibrations libres du système à partir d'une décomposition des réponses de la plaque et de la cavité sur leur base respective de modes propres in vacuo et de modes propres de la cavité rigide. En ce qui concerne la réponse forcée de ce système, la plupart des études considèrent une source externe qui peut être acoustique [36-39, 41] ou mécanique [5] et la problématique est alors de calculer la pression dans la cavité ou la perte par transmission du panneau flexible. Lee et al [42-44] ont utilisé l'approche modale pour les panneaux vibrants et la cavité et ont abouti à une expression de la perte par insertion pour des encoffrements non traités (« close fitting »), l'un constitué d'un panneau flexible couplé à 4 panneaux rigides ou l'autre d'une demi coque cylindrique flexible fermée par 2 panneaux rigides. Ces deux encoffrements sont couplés à une source d'excitation constituée d'un panneau flexible. Leur modèle et la mise en place d'un dispositif expérimental leur ont permis d'investiguer les effets de couplage entre panneaux et cavité, de raidissement du mur de l'encoffrement, l'insertion de doubles parois sur la perte par insertion. Tous ces travaux basés sur une approche modale pour la cavité et la plaque sont pertinentes lorsqu'on s'intéresse à la réponse en basses fréquences et lorsqu'il existe un couplage faible entre la plaque et la cavité. À hautes fréquences et pour des couplages forts entre la cavité et la plaque, le nombre de modes à conserver pour faire converger la solution devient trop important et la méthode perd rapidement de son intérêt. Par ailleurs, une approche utilisant des bases modales réelles demeure mal adaptée lorsqu'il y a présence d'un traitement absorbant dans la cavité.

2.3 Modélisation numérique déterministe du comportement vibroacoustique d'un encoffrement

Les méthodes numériques déterministes dont il est question ici sont principalement basées sur la discrétisation des équations aux dérivées partielles satisfaites dans les différents domaines. Ces méthodes peuvent intégrer toutes sortes de complexités (géométriques, physiques, conditions aux limites etc...) que les méthodes analytiques ne permettent que difficilement. Elles incluent la

méthode des éléments finis de volume (FEM)⁷ [6], la méthode des éléments finis de frontière (BEM) [48-51], les approches mixtes (FEM/BEM) (éléments finis pour la cavité interne et les structures et éléments finis de frontière pour le calcul du rayonnement extérieur)⁸ [7, 52-55] et les méthodes intégro-géométriques [56]. Ces travaux ont visé à calculer les réponses vibroacoustiques (i) d'une plaque flexible couplée à une cavité soumise à une excitation mécanique ou acoustique (externe ou interne) avec [6, 7, 53, 57] ou sans traitement absorbant [52] (ii) d'une boîte flexible⁹ traitée [48, 49, 51, 56] ou non [54, 58-62]. Parmi ces études, des systèmes plaque/cavité comportant une ou plusieurs ouvertures [48-51, 55] ont été considérés. Ces ouvertures sont par exemple requises pour permettre le passage d'organes mécaniques ou un flux de matière. Ces études se sont intéressées à contrôler la résonance du volume, souvent appelée résonance de Helmholtz qui contribue de façon significative au bruit rayonné en dehors de la cavité. Dans les travaux mentionnés précédemment, plusieurs auteurs se sont spécifiquement concentrés sur l'évaluation de l'efficacité de petits encoffrements (« close fitting »). Agahi [53] a ainsi utilisé une approche FEM/BEM pour prédire la perte par insertion d'un encoffrement intégré traité en basses fréquences contenant une source acoustique. Lee et al [58] ont calculé la perte par insertion d'un encoffrement intégré constitué d'un panneau raidi couplé à 4 panneaux rigides et excité par une plaque source représentant la source. Ils ont combiné une méthode d'éléments finis pour la structure, une approche modale classique pour le fluide interne et la formule de Rayleigh pour calculer la puissance acoustique rayonnée.

Le traitement absorbant considéré dans les travaux précédents est généralement modélisé comme une condition d'impédance ou comme un milieu tridimensionnel fluide équivalent ou poroélastique (voir section 2.1). L'approche basée sur une condition d'impédance a par exemple été utilisée dans le cadre de techniques BEM [48, 51], et FEM [6, 7]. Des discrétisations par éléments finis des formulations (u,U) et (u, p) ont été proposées pour résoudre le problème d'une cavité contenant un traitement absorbant tridimensionnel possédant une paroi flexible et excitée par une source acoustique interne [6, 7]. Bécot et al [7, 23] se sont plus spécifiquement intéressés à l'utilisation d'un milieu poreux (influence de la position, des conditions de montage, du modèle pour décrire le milieu) pour agir sur la puissance acoustique transmise à l'extérieur par la paroi flexible. Il a été montré en particulier qu'en appliquant le traitement sur la plaque, la réduction de bruit rayonné peut être obtenue sur une gamme de fréquences relativement large. Il est intéressant de mentionner que d'autres travaux ont été menés sur l'exploration de différentes

⁷ Ces méthodes sont fréquemment utilisées pour la modélisation de structures complexes dans le domaine de la vibroacoustique. Le domaine automobile, par exemple, fait une grande place à la méthode des éléments finis pour la modélisation de phénomènes vibratoires et acoustiques de certaines composantes ou même de véhicules entiers (voir par exemple [47] Moeller, M.J., et al. *An Assessment of a Fea NVH Cae Body Model for Design Capability*. in *SAE Noise & Vibration Conference & Exposition*, . 2001. Grand Traverse, MI, USA.). L'aéronautique, l'aérospatial et le domaine ferroviaire sont autant de champs d'activités où les éléments finis prennent un espace important.

⁸ La méthode des éléments finis est généralement utilisée pour calculer les modes des structures et du fluide interne. La résolution du problème se fait alors en coordonnées modales plutôt que variables physiques.

⁹ Certains auteurs couplent la méthode des éléments finis à des méthodes de sous structuration dynamique pour améliorer la résolution du problème complet. Certaines précautions doivent être cependant prises pour assurer la convergence du problème. Tournour [59] ainsi utilise une correction pseudostatique pour palier le problème de convergence des expansions modales lorsqu'il existe un couplage fort entre la cavité et les panneaux de l'encoffrement .

stratégies pour améliorer l'efficacité acoustique d'un capotage dans le domaine des basses fréquences. Ces travaux se sont effectués dans le cadre d'un projet de recherche coordonné par l'INRS et le CNRS [63]. Un banc d'essai commun académique constitué d'une cavité aux parois rigides comprenant un panneau flexible et intégrant la solution de réduction de bruit extérieur a servi de terrain expérimental aux partenaires du projet. Un large spectre de solutions a été notamment couvert, depuis la conception de matériaux purement passifs innovants, jusqu'à des techniques de contrôle actif ou semi-actif vibratoire ou acoustique, en passant par le développement de solutions hybrides combinant contrôle actif et matériaux poroélastiques.

De telles modélisations déterministes permettent d'investiguer finement la physique du problème mais elles sont souvent très coûteuses en temps de calcul pour des besoins de conception, requièrent des ressources informatiques très importantes et, souvent, des logiciels coûteux, peuvent demander une grande expertise pour préparer le modèle (particulièrement pour faire le maillage de la structure) et obtenir des résultats exploitables par les utilisateurs et enfin sont principalement appropriées au domaine des basses fréquences¹⁰.

2.4 Modélisation d'un encoffrement à l'aide de méthodes énergétiques

En plus hautes fréquences, il devient difficile de chercher à estimer les réponses vibratoires et acoustiques de structures complexes par des approches déterministes. Par nature et pour des fréquences suffisamment élevées, ces systèmes montrent un fort comportement statistique et une densité de modes très importantes. Il devient alors illusoire d'envisager l'utilisation d'outils basés sur des approches numériques déterministes. Les méthodes énergétiques fournissent une façon d'aborder le problème.

Plusieurs modèles simplifiés basés sur un calcul de la puissance rayonnée par l'enceinte à travers les divers chemins de transmission (structurel, fuites, etc.) ont été développés pour concevoir les encoffrements [64, 65]. Ces modèles se basent généralement sur la perte par transmission des panneaux pour prédire les phénomènes de transmission acoustique. La perte par transmission est soit mesurée soit prédite par un calcul reposant par exemple sur des formules analytiques ou empiriques fournies dans les ouvrages de référence ou sur la méthode des matrices de transfert. Les comparaisons entre théorie et résultats expérimentaux indiquent que le comportement fréquentiel de la perte par insertion peut être globalement correctement capturé en particulier dans le cas d'encoffrements hermétiques fabriqués de panneaux monolithiques de fréquence critique assez haute avec ou sans traitement. Cependant des différences peuvent survenir dans certaines bandes de fréquence lorsque la fréquence critique du panneau se trouve dans le spectre fréquentiel ou lorsque l'encoffrement est constitué de doubles parois [65].

¹⁰ Les concepts de « basses » et « hautes » fréquences demandent à être un peu mieux définis. La ligne de démarcation entre les domaines des « basses » et « hautes » fréquences dépend des longueurs d'ondes en jeu et des tailles des structures étudiées. De façon très approximative, plus une structure est petite plus le domaine dit des « basses fréquences » pourra s'étendre à des fréquences assez élevées. À l'inverse, plus les dimensions sont grandes, plus la fréquence pour laquelle le domaine des « hautes fréquences » débute sera basse. À titre d'exemple, pour une automobile, on considère généralement le domaine [0-100 Hz] comme étant le domaine des « basses » fréquences et le domaine [400-10000 Hz] comme celui des « hautes fréquences ». Le domaine entre les deux, [100-400 Hz] est communément appelé le domaine des « moyennes » fréquences.

En hautes fréquences, la technique du tir de rayons constitue également un outil pour prédire les champs acoustiques dans des cavités comportant des traitements absorbants. Elle est largement utilisée aussi bien pour le calcul de la propagation des ondes en milieu ouvert, dans les fluides (prédiction des niveaux de bruit en extérieur, acoustique sous marine) que pour le calcul de la réponse acoustique des volumes finis (acoustique architecturale) [66]. Une revue de ce type de méthodes appliquées à une grande variété de problèmes acoustiques peut être trouvée dans [67]. La technique du tir de rayons consiste à générer des « rayons sonores » depuis la source et à en suivre l'histoire au cours de leur propagation. L'énergie portée par le rayon diminue au cours de sa propagation du fait de la divergence géométrique, de l'atténuation atmosphérique et de la rencontre de surfaces absorbantes. On peut *in fine* déterminer quels sont les rayons qui passent par un point récepteur et sommer leur contribution en amplitude et en phase. Plus le nombre de rayons émis est élevé et plus la précision résultante est importante. Le principal problème de cette technique réside en la possibilité d'omettre certains chemins sonores du fait de l'absence de largeur des rayons. Une alternative a été proposée qui consiste à propager des groupes de trois rayons, qui possèdent donc une largeur et à en suivre la propagation, en les subdivisant au besoin [68]. Alors que les méthodes FEM/BEM sont couramment employées pour traiter les problèmes couplés, la technique des rayons appliquée à l'acoustique ne prend traditionnellement pas en compte les vibrations structurales. Récemment, cette méthode a été étendue avec succès pour prédire les niveaux de bruit à l'intérieur et à l'extérieur des véhicules avec prises en compte de surfaces flexibles [56], dont le champ de vitesse en module et en phase est connu et ce, grâce à une représentation intégrale de type Rayleigh et une décomposition de la fonction de Green en termes de rayons sonores [67]. Barbry [69, 70] utilise actuellement la technique des rayons pour prédire le champ acoustique rayonné par l'encoffrement. Les rayons sonores incidents sont pondérés par le coefficient d'absorption Sabine des matériaux pour calculer le champ interne et pondérés par le coefficient de transmission en champ diffus de la paroi traitée pour calculer le champ externe. Le code de calcul simplifié obtenu permet d'estimer la perte par insertion d'encoffrements fermés et ouverts constitués d'un assemblage de plaques simples et doubles basé sur des modèles de plaques monolithiques et de doubles parois aux dimensions latérales infinies. La comparaison entre les résultats expérimentaux et ceux du modèle montrent que cet outil donne des résultats satisfaisants pour les encoffrements simples. Pour des encoffrements plus complexes, des améliorations doivent être apportées.

L'une des autres approches énergétiques possibles pour la modélisation d'encoffrements est la méthode de la S.E.A. (Statistical Energy Analysis). Dans cette approche, on modélise la structure comme un ensemble de sous-systèmes, connectés entre eux, pour lesquels les variables principales (champs vibratoires & acoustiques) sont décrites de façon statistique et pour lesquels on cherche à obtenir la distribution d'énergie en écrivant un bilan de puissance entre chaque sous-système. La description statistique des paramètres définissant le comportement dynamique du système permet de représenter globalement le problème. Elle permet notamment de s'affranchir d'une description géométrique détaillée telle qu'exigée par les méthodes numériques classiques. Ce gain en simplicité se fait par contre au détriment d'une certaine précision puisque les comportements locaux et les effets de phase sont perdus dans le processus. Plusieurs auteurs ont utilisé la SEA pour estimer la perte par insertion d'encoffrements pour des sources d'excitation internes [21, 31, 71, 72] ou placées dans un champ acoustique externe diffus [73-75]. Beranek [21], Ver [71], Cole et al [75] et Ming and Pan [72] ont inclus à la fois les chemins de transmission dits résonants et non résonants dans leur analyse alors que Lyon [73], Eichler

and Oldham [31, 74] ont seulement pris en compte la transmission résonante. Dans l'étude la plus récente, Ming et Pan [72] ont proposé deux modèles SEA d'un encoffrement constitué de plaques homogènes minces isotropes entourant une source acoustique interne. Des modèles valides respectivement dans des zones de fréquences spécifiques déterminées par les valeurs des densités modales de la cavité et des parois sont proposés. Ces modèles tiennent compte du couplage structural entre les panneaux. Les auteurs montrent que les comparaisons entre modèles et mesures sont encourageantes. Elles indiquent également que la présence d'un matériau absorbant dans la cavité joue un grand rôle dans l'amélioration de la perte par insertion. Non seulement le matériau augmente l'amortissement de l'air contenu dans la cavité mais il a également un rôle sur la transmission non résonante à travers les panneaux de l'encoffrement. Cependant, dans les travaux de Ming et Pan [72], les matériaux acoustiques sont supposés avoir seulement un effet inertiel vis-à-vis de la transmission. L'auteur conclut sur la nécessité de mieux prendre en compte l'effet réel du traitement dans la modélisation. Les différences entre les calculs et les résultats expérimentaux pour l'encoffrement traité pourraient également être expliqués par le fait que l'hypothèse de diffusivité du champ dans la cavité sur lequel repose la SEA n'est pas valide en raison de la présence du traitement acoustique. Par ailleurs, la SEA classique ne tient pas compte de la position de la source dans l'encoffrement qui peut avoir une influence sur la perte par insertion notamment en présence d'ouvertures. Cette étude, bien qu'encourageante, apporte toutefois peu d'éclairage sur certains points énumérés précédemment. La localisation de la source dans l'encoffrement n'y est pas discutée de même que la modélisation des fuites. De plus, la prise en compte de matériaux acoustiques n'y est que légèrement abordée par l'utilisation de coefficient d'absorption au niveau de l'amortissement de la cavité. Il y a donc un intérêt de pousser un peu plus loin les études à ce sujet.

D'autres techniques plus sophistiquées ont été développées pour relaxer les hypothèses de la SEA. Des approches hybrides SEA/éléments finis, ont été proposées afin d'étendre la SEA à la gamme des basses fréquences [76-79]. On peut également citer la décomposition ondulatoire de l'intensité (Wave Intensity Analysis) [80] qui relaxe les hypothèses de champ diffus, la méthode des éléments finis énergétiques (Energy Finite Element Method) [81] reposant sur l'analogie avec les problèmes de transfert de chaleur, les méthodes d'éléments de frontière utilisant des variables énergétiques pour prédire le champ à l'intérieur d'une cavité et pour des problèmes d'interaction fluide-structure (Smooth Energy Model [82-84] ou High Frequency Boundary Element Method), approche de mobilité moyenne énergétique (Energetic Mean Mobility Approach) [85] pour traiter les structures hétérogènes. Néanmoins, ces techniques restent encore aujourd'hui cantonnées au domaine de la recherche universitaire.

2.5 Modélisation des orifices : fuites et ouvertures

Lorsque la taille des orifices est faible comparativement à la longueur d'onde et que l'orifice est non désiré, on parle généralement de "fuites" tandis que le terme "ouverture" fait référence à des trous effectués de façon intentionnelle et de plus grandes dimensions. Les ouvertures peuvent éventuellement être traitées acoustiquement à l'aide de silencieux ou de baffles acoustiques afin de réduire la transmission acoustique qui s'y opère. La performance de ce type de solution est généralement quantifiée à l'aide d'une atténuation, diminution du niveau de pression acoustique par unité de longueur de tuyau ou bien par une perte par transmission classique. Beranek [21]

(chapitre 12) donne des indications sur la façon d'estimer ces indicateurs à partir de formules analytiques et d'abaques en fonction de la fréquence et de la résistivité du matériau absorbant utilisé comme traitement. Si on s'intéresse à présent aux orifices non traités, un état de l'art exhaustif est fourni par Sgard et coll [86]. La plupart des modèles existants pour calculer leur perte par transmission (TL pour *Transmission Loss*) pour une excitation par onde plane en incidence normale ou plus récemment en incidence oblique considèrent des formes de section rectangulaire, circulaire ou de type fente, d'épaisseur négligeable ou finie. La transmission acoustique à travers des trous d'épaisseur négligeable a d'abord été étudiée par Bouwkamp [87], Spence [88], Mulholland and Parbrook [89]. Les modèles principaux dédiés à la transmission acoustique à travers des trous d'épaisseur finie sont ceux proposés par Gomperts [90, 91], Wilson and Soroka [92], Sauter and Soroka [93], Mechel [94], Nomura [95], Thomé [96], Chen [97], Park [98], Serizawa [99], Huang [100] et Furue [101]. Les cinq premières références supposent un champ d'ondes planes à l'intérieur du trou. Wilson et Soroka [92], Sauter and Soroka [93] et Mechel [94] font l'hypothèse que le champ dans le trou est la somme de deux ondes planes se propageant en sens inverse. Les conditions aux limites sur la surface avant et arrière du trou sont imposées en moyenne ce qui permet d'utiliser l'impédance de rayonnement d'un piston rigide sans masse, bafflé, pour tenir compte du couplage entre le fluide contenu dans le trou et l'environnement extérieur.

Indépendamment de l'excitation, l'hypothèse d'un champ d'onde plane unidimensionnel dans le trou est valide en dessous de la fréquence de coupure du guide d'onde, imposée par les dimensions latérales du trou à partir du moment où on se place suffisamment loin de ses extrémités. En conséquence, l'approche peut être limitée dès que la taille du trou n'est pas faible par rapport à la longueur d'onde c'est-à-dire lorsque la pression varie dans la section du trou. Pour des incidences obliques, le champ de pression acoustique varie sur la surface de l'ouverture et les modes transverses peuvent contribuer à la pression acoustique transmise par le trou. Les auteurs Nomura [95], Thomé [96], Chen [97], Park [98], Serizawa [99], Huang [100] et Furue [101] ont tous proposé diverses solutions basées sur des transformées de Fourier spatiale pour résoudre ce problème. Thomé [96] a proposé une modèle simplifié pour tenir compte de la variation spatiale du champ de pression acoustique dans des trous à section rectangulaire ou des fentes induite par une excitation en incidence oblique. Chen [97] a étudié la perte par transmission en incidence normale et en champ diffus de fentes. Son approche est similaire à celle de Mechel [94]. Nomura [95] a proposé une solution exacte du TL en incidence normale d'un trou épais à section circulaire en prenant en compte la nature tridimensionnelle du champ dans le trou. Le modèle de Park et Eom [98] a été développé pour calculer le TL et le coefficient de réflexion en incidence oblique d'un trou épais à section rectangulaire en tenant. Le modèle de Serizawa et Hongo's [99] est basé sur la même méthodologie que Nomura mais s'applique aux trous à section rectangulaires. Dans ces dernières approches, le champ acoustique a été décomposé en termes de modes propagatifs et évanescents du trou aux parois latérales rigides. Les champs diffractés ont été exprimés en terme de leur transformée de Fourier spatiale. Cette transformée appliquée aux conditions aux limites aux extrémités du trou conjuguée à la projection sur la base modale du guide d'onde a abouti à un système linéaire d'équations en termes de contributions modales.

Les méthodes numériques générales telles que la BEM peuvent être utilisées pour prédire le champ acoustique diffracté par des trous de formes compliquées. Huang et al ont résolu l'équation intégrale de Helmholtz avec la BEM pour calculer le champ diffracté par des trous de section circulaires disposés dans un baffle plan rigide ou mou [100]. Furue a combiné

l'acoustique géométrique et la formule de diffraction de Kirchhoff pour calculer le champ acoustique rayonné en hautes fréquences par un trou bafflé de section rectangulaire excité par une source ponctuelle dans une chambre anéchoïque. En basses fréquences, il a appliqué la BEM pour calculer le champ acoustique diffracté par l'extrémité d'un trou circulaire non bafflé excité par une source ponctuelle. Ces méthodes numériques, bien que précises, requièrent des traitements numériques spéciaux des singularités et utilisent des outils de maillages et de post-traitement ne favorisant pas leur intégration dans des outils de calculs simplifiés. Conséquemment, pour des ouvertures de forme simple, ces techniques sont moins bien adaptées que celles présentées précédemment.

Pour résumer la discussion précédente, les Tableau 5 à Tableau 7 de l'annexe B récapitulent les différents modèles analytiques ou semi-analytiques utilisés classiquement par les ingénieurs pour concevoir des solutions de réduction du bruit. Les expressions du TL sont fournies uniquement dans le cas où elles sont simples et peuvent tenir dans les tableaux.

Sur le plan expérimental, quelques auteurs ont publié des travaux sur la mesure de la perte par transmission d'orifices (rectangulaires, circulaires, fentes) en champ diffus entre 2 salles réverbérantes couplées [5] [6] [7] [8] ou entre une chambre réverbérante et une chambre anéchoïque [10] [11] [12] ou encore sur la mesure de la perte par transmission en incidence normale de trous circulaires via une technique impulsive [9]. Certains des résultats de ces travaux sont plutôt surprenants et doivent être considérés avec précaution [7] [12]. En résumé, il existe peu de résultats expérimentaux disponibles dans la littérature concernant la perte par transmission par tiers d'octave en champ diffus d'orifices.

2.6 Bilan

En conclusion, l'état de l'art montre que la modélisation de structures présentant des similarités avec un encoffrement a fait l'objet de nombreuses recherches. La grande majorité des travaux s'est attachée à la prédiction du comportement vibroacoustique d'une cavité aux parois rigides couplée à un panneau flexible avec des sources d'excitation externe ou interne. Quelques travaux ont également étendu les modèles proposés en intégrant la flexibilité de l'ensemble des parois (monolithiques) et la présence de jonctions non rigides. *Les travaux qui se sont intéressés à l'effet d'un traitement acoustique ou à un assemblage de parois multicouches intégrant toute la complexité d'un encoffrement (présence de matériaux poreux avec films de protection, présence de fuites, raidisseurs sur la peau etc.) sont cependant peu nombreux.* Les méthodes modales sont efficaces pour des configurations avec un panneau flexible unique et impliquant un traitement acoustique faiblement absorbant. Pour des configurations plus complexes, il est nécessaire d'avoir recours aux méthodes numériques déterministes de type éléments finis et éléments finis de frontière. Elles sont principalement utilisées pour couvrir la partie basse fréquences du spectre. Dans le cas de structures réelles d'encoffrement qui peuvent atteindre des dimensions de plusieurs mètres, le spectre de calcul est limité aux très basses fréquences. Ces méthodes déterministes permettent d'étudier finement la physique du problème mais demeurent du domaine du spécialiste et requièrent une expertise importante. Qui plus est, elles ne peuvent intégrer, sans hypothèses sur les lois de probabilités, les incertitudes inhérentes relatives aux paramètres des matériaux (en particulier l'amortissement), aux conditions aux limites, à la

description des jonctions ou encore à l'assemblage et aux tolérances de fabrication. Ces variabilités naturelles et leur coût numérique réduisent la portée pratique de ces méthodes [102]. En conséquence, ces outils déterministes ne nous semblent pas adaptés aux intervenants visés. Il semble alors plus judicieux de prédire les comportements moyens ainsi que les variances associées des énergies des sous-systèmes constituant l'encoffrement et ceci, par bandes de fréquence.

Dans le domaine des moyennes et hautes fréquences deux approches semblent prometteuses : la méthode du tir de rayons et l'approche de la SEA. La première est actuellement explorée par l'INRS. La seconde semble appropriée au vu des résultats des travaux menés pour traiter cette problématique à condition qu'ils soient approfondis et complétés. L'un des avantages de cette approche est sa rapidité. Elle est également bien adaptée aux grandes structures (sous réserve qu'elles ne soient pas trop amorties). Un de ses autres avantages réside dans la nature statistique même de la méthode : les résultats de prédiction sont obtenus sous une forme statistique (moyenne, écarts types, enveloppes, intervalles de confiance), plus appropriée qu'un résultat déterministe, compte tenu des incertitudes qui pèsent sur la modélisation de l'encoffrement.

En ce qui concerne la modélisation et la caractérisation des performances acoustiques en transmission des trous, cinq conclusions peuvent être tirées de la revue de la littérature.

- ***Gamme de validité fréquentielle***

Comme mentionné précédemment, pour les modèles qui suppose l'existence d'un champ d'onde plane dans le trou, le comportement en transmission est correctement représenté jusqu'à la fréquence de coupure du guide d'onde correspondant. Pour des fuites (dimensions petites par rapport à la longueur d'onde acoustique), ces modèles peuvent s'avérer suffisants excepté aux hautes fréquences. Cependant, pour des ouvertures (dimensions grandes par rapport à la longueur d'onde acoustique), ces modèles sont manifestement insuffisants. En pratique, ces modèles sont souvent utilisés en dehors de leur domaine de validité. Plusieurs auteurs [96, 98-101] ont considéré la nature tridimensionnelle du champ acoustique dans le trou pour résoudre ce problème. Cependant, ou bien leur modèle [96] peut être mise en doute, ou bien leur modèle est consommateur en temps de calcul [98], difficile à implémenter [99] ou alors requiert des outils de maillage [100, 101] ou encore aucun résultats n'est présenté pour la perte par transmission en champ diffus [98-101]. Il y a donc clairement un manque pour un modèle qui prédirait précisément et rapidement le TL en champ diffus dans la gamme de fréquence audible quelque soit la taille du trou.

- ***TL en Incidence normale vs TL en champ diffus***

A partir de la comparaison entre calcul du TL en incidence normale et mesures du TL en champ diffus, plusieurs auteurs suggèrent qu'il est suffisant d'utiliser purement le TL en incidence normale avec une erreur acceptable ou bien le TL en incidence normale avec un facteur de correction pour estimer le TL en champ diffus. Il n'y a pas vraiment de consensus sur la façon de relier le TL en champ diffus au TL en incidence normale. Par exemple, pour les trous circulaires, certains auteurs suggèrent que le TL en champ diffus peut être pris égal au TL en incidence

normale en se basant sur des observations expérimentales (Wilson et Soroka [92]) alors que d'autres mentionnent qu'il est égal au TL en incidence normale moins un facteur de correction de 3dB (Gomperts [90]). On retrouve les mêmes approximations pour les trous à section rectangulaire. A notre connaissance, il n'existe pas d'étude rigoureuse qui montre la validité de telles approximations, en d'autres termes dans quelle mesure il est pertinent d'utiliser le TL en incidence normale (avec ou sans correction) pour prédire le TL en champ diffuse ?

- ***Outil efficace pour les prédictions large bande***

Hormis les travaux de Thomé, Park et Serizawa [96, 98, 99] qui souffrent des inconvénients spécifiés précédemment, il n'existe pas à notre connaissance de modèle numérique simple et efficace pour prédire le TL en champ diffus de trous à section circulaire et rectangulaire dans la gamme de fréquence classique des applications de contrôle de bruit (100Hz-5000Hz).

- ***Cas des ouvertures***

Il existe peu de résultats numériques concernant le TL en champ diffus d'ouvertures (trou dont les dimensions sont grandes devant la longueur d'onde acoustique).

- ***Nombre limité de mesures de pertes par transmission en champ diffus de trous***

L'état de l'art a montré qu'il existait un nombre limité de résultats expérimentaux disponibles dans la littérature pour les trois types de formes trous rencontrés en pratique pour les encoffrements (section rectangulaire, circulaire, fente). Certains d'entre eux sont notamment à prendre avec précaution. Il y a donc un besoin d'enrichir les données disponibles avec une autre campagne de mesures.

En résumé, bien qu'il existe des outils informatiques simplifiés [64, 65, 103] disponibles éventuellement commercialisés pour aider au mieux les utilisateurs dans leur tâche de conception ou d'évaluation d'encoffrements, plusieurs manques ont été mis en évidence : i) les données relatives aux matériaux sont généralement fournies sous forme de base de données (coefficient d'absorption, perte par transmission) limitant les configurations de conception disponibles¹¹; ii) dans le cas où les indicateurs d'efficacité des traitements acoustiques et des parois sont prédits, des questions scientifiques se posent sur le calcul de ceux-ci (influence des raidisseurs, influence de la taille des parois sur la transmission acoustique, panneaux non insérés dans un baffle plan infini); iii) la transmission acoustique à travers les fuites ou les ouvertures est souvent modélisée de façon très simplifiée et peu de données expérimentales sont disponibles dans la littérature; iv) l'influence de la position de la source sur la perte par insertion n'est pas prise en compte; v) le champ acoustique à l'intérieur de la cavité n'est pas nécessairement bien estimé sur toute la gamme de fréquence en raison de la présence de traitement absorbant dans l'encoffrement.

¹¹ Des mesures additionnelles peuvent être faites dans le cas où la configuration envisagée n'est pas dans la base de données mais cela engendre nécessairement des coûts. Aujourd'hui les modèles de prédiction des performances acoustiques de matériaux multicouches sont très fiables et permettent d'envisager une estimation de ces performances par calcul uniquement

3. OBJECTIFS DE L'ÉTUDE

L'état de l'art a révélé un besoin pour un outil informatique convivial, rapide, fiable, intégrant les dernières avancées en matière de modèles du comportement vibroacoustique de structures multicouches et permettant de répondre aux questions des utilisateurs sous une forme appropriée et exploitable dans le but de mieux concevoir et de fabriquer des encoffrements plus silencieux. Cet outil doit être capable de tenir compte de la complexité mécanique et géométrique d'un encoffrement. Le grand avantage d'un tel outil est qu'il permettrait d'analyser, d'étudier et d'évaluer une multitude de paramètres sur ordinateur, en limitant le plus possible la réalisation d'essais matériels et le développement de prototypes, avec à la clé la possibilité d'intervenir plus tôt, plus vite, en réduisant les coûts tout en optimisant la performance.

L'objectif principal de cette étude est donc de développer un outil de calcul prévisionnel de l'efficacité d'un encoffrement complet large¹² couvrant une large gamme fréquentielle. L'outil proposé se veut simple d'utilisation et sera distribué gratuitement. Il est encore actuellement dans une version de recherche et nécessite d'être retravaillé sur le plan de l'interface graphique avant d'être transféré au réseau. Il est prévu de proposer une activité de valorisation à cette fin. On pense qu'il permettra de faciliter le dialogue avec les intervenants SST (techniciens, hygiénistes, etc.) et les concepteurs. Toute la complexité mécanique et géométrique (forme, traitement acoustique, montage, trous de ventilation, excitation acoustique, etc.) est prise en compte avec un large choix de paramètres de conception.

Un des objectifs spécifiques de cette étude est d'évaluer l'efficacité du cadre de la SEA¹³ conjuguée à la méthode des images pour modéliser des encoffrements du point de vue de la transmission aérienne comparativement à la méthode des rayons déjà en exploration à l'INRS. En effet, un projet en cours de réalisation à l'INRS vise à explorer la technique du tir des rayons pour améliorer les calculs prévisionnels des performances acoustiques des parois et des encoffrements de machines. Tout en reconnaissant les limites de cette méthode, l'INRS a manifesté son intérêt pour la mise en œuvre d'une étude basée sur la SEA en proposant de partager les connaissances acquises dans le cadre de leur étude, de participer à la mise en place de protocoles d'essais et de rendre disponible leurs installations de laboratoire pour la réalisation d'essais. Les résultats de l'INRS n'étant pas encore publiés au moment de la rédaction de ce rapport, ceux issus de l'approche SEA, tirés de la présente étude, sont comparés uniquement aux résultats expérimentaux.

Le second objectif spécifique est de proposer un modèle de la transmission sonore à travers des trous fréquemment rencontrés dans les encoffrements (trous d'aération ou pour laisser passer la matière de forme circulaire ou rectangulaire, fuites de type fentes) et de le valider par des mesures expérimentales.

Le troisième objectif spécifique de cette étude est la modélisation et la caractérisation des matériaux acoustiques typiquement utilisés dans les encoffrements. La méthode des matrices de

¹² La source de bruit est supposée suffisamment loin des parois (30 à 50cm en pratique).

¹³ Compte tenu des dimensions d'encoffrements typiques rencontrées dans l'industrie (volume de plus de 5-10 m³) et des approches proposées (SEA/méthode des images), l'outil permet de couvrir une grande partie du spectre fréquentiel critique pour la perte auditive des travailleurs ([125-8000] Hz).

transfert a été privilégiée ainsi que son couplage avec la SEA pour définir les caractéristiques de plusieurs types de matériaux présentant des degrés de complexité variés.

Le quatrième objectif est d'exploiter l'outil de calcul pour effectuer quelques études de cas sur la perte par insertion des encoffrements afin de montrer l'effet de certains paramètres de conception sur la performance acoustique.

4. MODÉLISATION DE LA PERFORMANCE ACOUSTIQUE D'UN ENCOFFREMENT

4.1 Introduction

La SEA est basée sur des hypothèses simplificatrices qu'il est important de comprendre et surtout de maîtriser pour pouvoir les observer. Les fondements de la SEA remontent aux travaux de Lyon et Maidanik [104] au début des années 60. L'approche a été développée plus en détails et présentée dans un premier ouvrage complet, publié en 1975 par Lyon et DeJong [105]. Bien que ces travaux datent quand même d'une trentaine d'années, ils représentent toujours, à l'heure actuelle, une bonne base de référence pour comprendre les fondements et les mécanismes sous-jacents à la technique. Au niveau des applications, de nombreux secteurs industriels ont investi dans la SEA : par exemple, l'acoustique architecturale (voir par exemple Crocker [106], Craik [107] et Nightingale [108]), l'aérospatiale et l'aéronautique (voir par exemple Davis [109], Danderoy [110] et Conlon [111]), le secteur de l'automobile (voir par exemple DeJong [112], Onsay [113], Moeller [114] et Nélisse [115, 116]) sont tous des secteurs qui ont pu bénéficier des avantages de la SEA, en particulier pour les problèmes de transmissions aériennes. Des travaux récents, généralement basés sur des approches hybrides SEA/FEA, ont été menés afin de d'étendre la SEA à la gamme des basses fréquences [76-78]. Notamment, les travaux de Manning [77] ont montré des résultats intéressants pour des structures industrielles et ces formulations se retrouvent dans un code disponible commercialement (SEAM). Les travaux récents de Shorter et Langley [76], nouvellement incorporé dans le logiciel AutoSEA2/VA-One, montrent un potentiel très intéressant mais souffrent encore du manque de validations à grande échelle pour démontrer leur efficacité sur des structures industrielles.

Les résultats obtenus lors de ces études et de celles mentionnées dans la section 2.4 nous ont poussés à tester le potentiel de la SEA pour la modélisation des encoffrements excités acoustiquement. Le cadre général de la SEA est donc adopté pour résoudre le problème global. Dans ce cadre, les complexités géométriques (autant de sous-systèmes (panneaux, trous) que désiré) et physiques (ex couplage structurel additionnel entre panneaux, excitation solidienne, etc.) peuvent être ajoutées d'une façon simple et naturelle.

Deux géométries d'encoffrements ont été retenues dans le cadre de cette étude. Il s'agit d'une boîte parallélépipédique et d'une forme en L. Ce choix s'est basé sur deux facteurs : 1) ces deux types d'encoffrements permettent de couvrir une très large gamme d'encoffrements existants sur le marché; 2) l'INRS possède déjà deux encoffrements de ce type et de nombreuses données et mesures sur ceux-ci sont disponibles. L'outil a été élaboré de manière à pouvoir intégrer dans le futur des modules additionnels en fonction des besoins des utilisateurs (autres géométries etc.). En fixant ainsi la géométrie aux deux types présentés à la Figure 3, on simplifie alors le processus de présélection des sous-systèmes SEA pour la partie structurale (plaques/panneaux). Au niveau de la sélection des sous-systèmes acoustiques, le choix a été dicté par l'approche utilisée pour modéliser la source à l'intérieur de l'encoffrement.

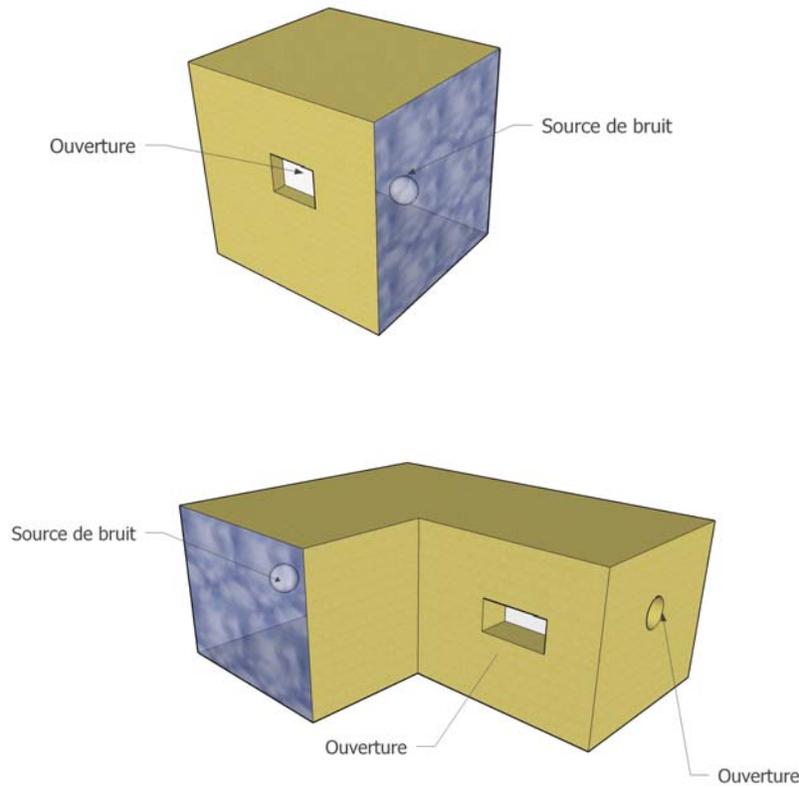


Figure 3 : Géométries d'encoffrement considérées (en haut, boîte ; en bas, en L)

Les encoffrements considérés sont constitués d'un assemblage de panneaux élastiques homogènes d'épaisseur uniforme traités avec un matériau absorbant protégé par une plaque perforée. Les panneaux peuvent comprendre une ou plusieurs ouvertures. Une source dont les dimensions sont petites par rapport à la longueur d'onde (source ponctuelle) est placée à l'intérieur de l'encoffrement loin des murs. Ces murs sont excités acoustiquement et rayonnent du bruit à l'intérieur et à l'extérieur de l'encoffrement. Dans la suite, pour simplifier, les panneaux de l'encoffrement sont supposés découplés mécaniquement et vibrer en flexion pure.

4.2 Cadre général de la SEA

L'encoffrement est considéré comme un assemblage de sous-systèmes SEA de type plaques entourant une cavité d'air et connecté à une cavité d'air externe. Les deux cavités sont considérées comme des sous-systèmes SEA. L'espace externe est modélisé comme une cavité absorbante de très grandes dimensions pour simuler le rayonnement en espace infini. La puissance transmise de l'espace externe à chaque panneau est suppose négligeable. Tous les sous-systèmes SEA (panneaux, volume d'air contenu dans l'encoffrement et cavité d'air extérieure) sont supposés posséder une densité modale suffisamment grande.

Les équations de la SEA sont obtenues en écrivant un bilan de puissance pour l'ensemble des sous-systèmes. On obtient :

$$\omega [Y] \{E\} = \{\Pi\} \quad (2)$$

où ω est la pulsation (rad/s), $\{E\}$ est le vecteur des énergies totales stockées dans chaque sous-système, $\{\Pi\}$ est le vecteur des puissances injectées dans chaque sous-système et $[Y]$ est la matrice des facteurs de pertes. Toutes les variables sont moyennées à la fois dans l'espace et en fréquence. On a

$$\begin{aligned} Y_{ii} &= \eta_{ii} + \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^N \eta_{ji} \\ Y_{ij} &= -\eta_{ji} \quad \text{if } i \neq j \end{aligned} \quad (3)$$

où η_{ii} est le facteur de perte du sous-système i , η_{ij} représente le facteur de perte par couplage entre les sous-systèmes i et j . η_{ji} peut être calculé en fonction de η_{ij} en utilisant la relation de réciprocité $n_i \eta_{ij} = n_j \eta_{ji}$ où n_i est la densité modale du sous-système i . Les densités modales de chaque sous-systèmes sont classiques et peuvent être trouvées dans [107] ou encore [105].

Une fois les facteurs de perte calculés (équation (3)) et injectés dans le système d'équations (2), on obtient, par résolution du système, le vecteur des énergies totales. Ces énergies sont reliées au variables physiques du problème par :

$$E = \begin{cases} M \langle v^2 \rangle & \text{pour un sous-système structural (plaque)} \\ \frac{\langle p^2 \rangle V}{\rho_0 c_0^2} & \text{pour un sous-système acoustique (cavité)} \end{cases} \quad (4)$$

où $\langle v^2 \rangle$ est la vitesse quadratique moyenne de la plaque et M sa masse et où $\langle p^2 \rangle$ est la pression quadratique moyenne dans la cavité de volume V contenant un fluide caractérisé par la célérité c_0 et de densité ρ_0 . À l'aide des bilans de puissance et du vecteur des énergies il est possible d'obtenir la puissance rayonnée par l'encoffrement et donc la perte par insertion de celui-ci si on connaît la puissance de la source.

4.3 Estimation des facteurs de pertes des sous systèmes

4.3.1 Facteur de perte par amortissement

Le facteur de perte des ondes de flexion des sous systèmes structuraux (panneaux) peut être mesuré avec les techniques classiques. Bolduc [117] fournit une revue et une comparaison

détaillée des techniques disponibles. Pour les cavités, le facteur de perte par amortissement peut être estimé par:

$$\eta_{ii} = \frac{c_0 S_i \bar{\alpha}_i}{4 \omega V_i} \quad (5)$$

où V_i et S_i sont respectivement le volume et la surface totale de la cavité i , $\bar{\alpha}_i$ est le coefficient d'absorption moyen en champ diffus de la cavité i . Il est calculé par la formule :

$$\bar{\alpha}_i = \frac{\sum \alpha_{i,j} S_{i,j}}{\sum S_{i,j}} \quad (6)$$

avec $S_i = \sum_j S_{i,j}$ où $S_{i,j}$ est la surface de la paroi j de la cavité i et $\alpha_{i,j}$ est le coefficient d'absorption en champ diffus de la paroi j de la cavité i . Ce coefficient peut être calculé par la formule suivante :

$$\alpha_{i,j} = \frac{\int_0^{\theta_{lim}} \alpha_{i,j}(\theta_i) \sin \theta_i \cos \theta_i d\theta_i}{\pi \sin^2 \theta_{lim}} \quad (7)$$

si on connaît le coefficient d'absorption en incidence oblique $\alpha(\theta_i)$. On parle alors de coefficient d'absorption statistique. On peut également l'évaluer en salle réverbérante à l'aide de mesures de la durée de réverbération avec et sans échantillon de matériau. On parle alors de coefficient d'absorption Sabine si la formule de Sabine¹⁴ est utilisée pour l'estimer. Ce coefficient d'absorption Sabine peut également être prédit à l'aide de la méthode des matrices de transfert (Nova) en intégrant la finitude de l'échantillon de matériau. Dans l'équation (7), l'angle limite d'intégration θ_{lim} est souvent choisi égal à 78° plutôt que 90° afin de fournir des prédictions plus proches des mesures en chambre réverbérante.

L'absorption dans la cavité résulte à la fois de celle au niveau des parois et de l'absorption atmosphérique. $\bar{\alpha}_i$ s'écrit $\bar{\alpha}_{wi} + \frac{4mV_i}{S_i}$ où $\bar{\alpha}_{wi}$ désigne le coefficient d'absorption moyen de la cavité i , et m la constante d'atténuation énergétique des ondes acoustiques dans l'air. Cette dernière valeur dépend de la fréquence, de la température et de l'humidité relative. Des valeurs mesurées tabulées [21] ou une formule analytique [118] sont disponibles pour calculer ce paramètre.

¹⁴ On peut utiliser des formules de réverbération alternatives (Eyring, Millington, etc.) pour déterminer des coefficients d'absorption correspondants qui peuvent être ensuite utilisés dans les calculs prédictifs.

4.3.2 Facteurs de perte par couplage

• Couplage (chemin) résonant

Le couplage direct entre un panneau i et une cavité j est appelé chemin résonant et est caractérisé par un facteur de perte par couplage résonant η_{ij}^{res} calculé à partir de:

$$\eta_{ij}^{res} = \frac{\rho_0 c_0 \sigma_p}{\rho_s \omega} \left(\frac{S_{coup}}{S_p} \right) \quad (8)$$

Où ρ_0 et c_0 sont respectivement la densité et la vitesse du son dans la cavité, σ_p est l'efficacité de rayonnement d'un panneau de surface S_p , ρ_s représente la masse surfacique du panneau, S_{coup} est la surface de couplage entre le panneau i et la cavité j . σ_p est calculée à partir des formules de Leppington [119] qui sont valides pour un panneau bafflé simplement supporté. En basses fréquences σ_p peut être corrigé pour prendre en compte le fait que le panneau n'est pas dans le même plan que le baffle, que le panneau peut être raidi et que les conditions aux limites peuvent être différentes de l'appui simple (ex encastrées) [107, 120]. Dans la plupart des cas réels, les conditions aux limites du panneau sont considérées comme étant entre les cas de l'appui simple et de l'encastrement. De plus, les panneaux rayonnent dans un espace délimité par des plaques à angle droit (90° du côté de la source et 270° du côté externe) ce qui peut affecter de façon significative l'efficacité de rayonnement à basses fréquences (bien en dessous de la fréquence critique du panneau) Afin de modéliser ces effets, Craik [107] introduit un facteur de correction, sous la fréquence critique, donné par

$$C_\sigma = m - (m-1) \left[\frac{f}{f_c} \right]^4 \quad (9)$$

où m est la correction désirée (par exemple, $m=2$ pour un encastrement parfait). L'efficacité de rayonnement est donc corrigée par le facteur C_σ ($\sigma_p \rightarrow C_\sigma \sigma_p$) sous la fréquence critique, cette correction devenant égal à 1 à la fréquence critique.

• Couplage (chemin) non-résonant

Le chemin acoustique direct entre deux cavités i et j du fait de la transmission acoustique à travers le panneau qui les sépare est habituellement (et abusivement) appelé chemin non résonant et est pris en compte via le facteur de perte par couplage non résonant calculé par :

$$\eta_{ij}^{nres} = \frac{c_0 S_{coup} \tau_p}{4 \omega V_i} \quad (10)$$

Où S_{coup} est la surface de couplage entre les deux cavités¹⁵ et τ_p à la transparence acoustique en champ diffus du panneau infini séparant les deux cavités. On a :

$$\tau_p = \frac{\int_0^{\theta_{lim}} \tau(\theta_i) \sin \theta_i \cos \theta_i d\theta_i}{\pi \sin^2 \theta_{lim}} \quad (11)$$

Avec $\tau(\theta_i)$ la transparence acoustique (loi de masse) du panneau excité par une onde plane en incidence oblique d'angle d'incidence θ_i par rapport à la normale du panneau. L'intégrale (11) peut être calculée numériquement avec un algorithme de Gauss-Kronrod dans le cas général. Pour un panneau simple, $\tau(\theta_i)$ est donnée par

$$\tau(\theta_i) = \left(\frac{M \omega \cos \theta_i}{2 \rho_0 c_0} \right)^2 \quad (12)$$

où M désigne la masse surfacique du panneau. Dans ce cas l'intégrale (11) peut être calculée analytiquement :

$$\tau_p = -\frac{1}{16\pi} \left(\frac{M \omega}{\rho_0 c_0 \sin \theta_{lim}} \right)^2 (\cos^4 \theta_{lim} - 1) \quad (13)$$

Le couplage à travers des ouvertures est modélisé par une chemin de transmission non-résonant (éq. (10)). Dans ce cas, on doit alors utiliser la transparence acoustique τ_p de l'ouverture pour le calcul du coefficient de perte par couplage. Le calcul ou l'estimation de la transparence acoustique des ouvertures est discuté plus loin à la section 2.5.

•Prise en compte du traitement absorbant

Lorsqu'un panneau est revêtu d'un traitement absorbant, quatre grandeurs peuvent être affectées: (i) l'amortissement (absorption) dans la cavité dans laquelle le traitement est situé; (ii) l'amortissement du panneau; (iii) la relation de dispersion du panneau, (iv) la transmission acoustique à travers le panneau.

Le premier effet se traite en intégrant le coefficient d'absorption du matériau acoustique dans le calcul du facteur de perte de la cavité (voir éq.(5)). Le second qui consiste à estimer l'amortissement ajouté par le matériau peut être mesuré de façon classique ou prédit par la méthode des matrices de transfert par exemple. Dans le cas présent, cet amortissement a été mesuré avec les panneaux en place. En ce qui concerne le troisième point, la modification potentielle de la relation de dispersion du panneau induite par la présence du traitement peut

¹⁵ Dans le cas où les deux cavités n'ont pas la même surface en contact avec la paroi (exemple où la surface du panneau vue de la cavité interne est plus petite que celle rayonnant à l'extérieur du traitement du fait de l'épaisseur du traitement acoustique, la question de la surface à utiliser dans l'équation reste en suspend. Pour les configurations étudiées ici, on a utilisé la surface interne exposée au champ acoustique.

également être investiguée expérimentalement ou à partir de la méthode des matrices de transfert. Cependant, dans le cadre de ce travail, les matériaux ajoutés légers et peu raides sont supposés avoir un effet négligeable sur le nombre d'onde dans le panneau.

En ce qui concerne la transmission acoustique à travers le panneau traité, le matériau affecte à la fois les chemins résonant et non résonant. Par conséquent, des corrections sont apportées aux relations (8) et (10) pour prendre en compte cet effet. Pour le chemin résonant, on peut ainsi modifier l'efficacité de rayonnement σ_p apparaissant dans l'équation (8) :

$$\sigma_{p+treat} = \sigma_p \times 10^{\frac{IL}{10}} \quad (14)$$

où IL désigne la perte par insertion du traitement (définie comme la différence entre la perte par transmission avec et sans traitement du panneau). Ici, IL est calculée par l'approche par matrices de transfert Nova (© ESI group).

Pour le chemin non résonant, la transparence référencée dans (10) est modifiée de la façon suivante :

$$\tau_{p+treat} = \tau_p \times 10^{\frac{IL}{10}} \quad (15)$$

Il est important de mentionner que la même perte par insertion est utilisée pour évaluer la correction pour la partie résonante et la partie non résonante. Il a été montré dans le passé que c'est une hypothèse raisonnable [121]. Comme mentionné précédemment, les trous (ouvertures ou fuites) sont modélisés comme des chemins non résonants. Le facteur de perte par couplage est donné par l'équation (10) où S_{coup} est la surface du trou et τ_d correspond maintenant au facteur de transmission en champ diffus du trou. Ce dernier est calculé à partir de la méthode proposée dans le cadre du projet [86] et résumée dans la section suivante. Le facteur de perte par couplage non résonant total du panneau avec le trou est simplement la somme des deux chemins où la surface du panneau est diminuée de la surface du trou.

4.4 Modélisation des ouvertures et fuites

Dans le cadre du projet, une revue exhaustive des modèles existants de perte par transmission d'orifices de section rectangulaire ou circulaire a été faite. Le bilan de cet état de l'art a révélé le besoin d'un modèle général permettant de prédire leur perte par transmission en champ diffus. En conséquence, un nouveau modèle a été développé. L'approche proposée est basée sur la description du champ acoustique dans l'orifice en termes de modes acoustiques propagatifs et évanescents. Le champ acoustique rayonné par l'orifice est pris en compte par l'intermédiaire d'une matrice d'impédance de rayonnement modal. Le problème couplé est résolu en termes de contributions modales et la perte par transmission peut ensuite être prédite. L'annexe D résume l'approche qui a été publiée dans une revue internationale [86]. Le modèle a été validé par comparaison avec d'autres modèles numériques. Les travaux de Trompette effectués dans le cadre de ce projet au sein du Laboratoire Réduction du Bruit au Travail, Institut National de

Recherche et de sécurité (INRS) ont permis de reproduire les résultats existants, de les enrichir par de nouvelles mesures et de valider le modèle développé susmentionné pour des orifices rectangulaires et des fentes. Les mesures de perte par transmission ont été effectuées entre une chambre réverbérante (émission) et une chambre semi-anéchoïque comme expliqué dans la section 6.2. Ces travaux sont en cours de publication dans une revue internationale [122].

4.5 Modélisation du champ acoustique interne

Afin de mieux représenter la variation spatiale du champ acoustique exciteur à l'intérieur de l'encoffrement dans le cadre de la SEA, l'espace intérieur est découpé en sous-cavités. La méthode des sources images est utilisée pour prédire les niveaux de pression acoustique en un certain nombre de points des sous-cavités. Ces niveaux sont ensuite moyennés spatialement et assignés à chacune des cavités (sous-systèmes) correspondantes. Cela revient à calculer les énergies des cavités correspondantes à l'aide de l'équation (4) et d'ensuite imposer les énergies obtenues dans le système d'équations (2).

Dans la méthode des images, le champ de pression en un point M de l'encoffrement dû à une source ponctuelle située au point M_0 est considéré comme la superposition d'un nombre infini de contributions de sources virtuelles images à des ordres multiples de la source réelle à travers les différentes parois de l'encoffrement et du champ direct induit par la source. En pratique, seul un nombre fini de sources virtuelles contribue au champ acoustique au point M du fait de l'absorption par les parois et l'air ainsi que la divergence géométrique. La somme des contributions est donc tronquée à un ordre qui permet d'assurer la convergence. Si on suppose une dépendance temporelle en $e^{j\omega t}$, la pression acoustique au point M dans l'encoffrement s'écrit:

$$\hat{p}(M) = \hat{A} \frac{e^{-jk_0 r}}{4\pi r} + \sum_{i=1}^N \hat{A} \hat{\mathfrak{R}}_i \frac{e^{-jk_0 r_i}}{4\pi r_i} + \Xi_{N+1} \quad (16)$$

- \hat{A} représente l'amplitude de la source monopolaire
- r représente la distance entre le récepteur M et la source M_0
- N est le nombre de sources contribuant pour un ordre de réflexion donné
- r_i est la distance entre le récepteur M et la $i^{\text{ème}}$ source virtuelle d'ordre N_i
- k_0 est le nombre d'onde. Une partie dissipative peut être incluse pour prendre en compte l'atténuation atmosphérique. Cela doit être considéré lorsque l'encoffrement est grand et réverbérant.
- $\hat{\mathfrak{R}}_i$ est le coefficient de réflexion global correspondant aux murs qui sont interceptés par le segment reliant la $i^{\text{ème}}$ source virtuelle d'ordre N_i et le récepteur M . Si un modèle de réflexion

spéculaire est choisi, ce coefficient est égal à $\hat{\mathfrak{R}}_i = \prod_{j=1}^{N_i} \hat{\mathfrak{R}}_{ij}(\theta_{ij})$ où $\hat{\mathfrak{R}}_{ij}(\theta_{ij})$ est le coefficient de réflexion du mur qui dépend de l'angle θ_{ij} entre le vecteur liant la $i^{\text{ème}}$ source virtuelle d'ordre N_i et le récepteur M et le vecteur normal au $j^{\text{ème}}$ intercepté.

- Ξ_{N+1} est la contribution résiduelle des sources virtuelles restantes. Elle tend vers 0 lorsque N croît.

La convergence de la série (16) dépend de plusieurs paramètres tels que la géométrie de l'encoffrement, la position de la source et du récepteur et le coefficient d'absorption des murs. Plus les murs sont absorbants, plus la série converge rapidement et plus Ξ_{N+1} tend rapidement vers 0. L'algorithme pour générer les sources contribuant repose sur le calcul des positions des multiples sources virtuelles, sur l'élimination de celles qui ne satisfont pas à un certain nombre de tests géométriques (validité, visibilité) tel que décrit par Borish [123] et sur la sommation de ces contributions.

Le coefficient de réflexion complexe en incidence oblique $\hat{\mathfrak{R}}_{ij}(\theta_{ij})$ peut être estimé en supposant un comportement à réaction localisé du matériau sur lequel se réfléchit l'énergie acoustique et en utilisant un coefficient de réflexion en onde plane ($\hat{\mathfrak{R}}_{op}(\theta) = \frac{Z \cos \theta - Z_0}{Z \cos \theta + Z_0}$ où Z représente l'impédance normale de surface du mur et $Z_0 = \rho_0 c_0$) ou en onde sphérique ($\hat{\mathfrak{R}}_{sp}(\theta) = \hat{\mathfrak{R}}_{op}(\theta) + (1 - \hat{\mathfrak{R}}_{op}(\theta))F(u)$ où $F(u) = 1 + j\sqrt{\pi}u \operatorname{erf}(u)$ et $u = \frac{1+j}{2}\sqrt{k_0 r_i}(\beta + |\cos \theta|)$

avec $\beta = \frac{\rho_0 c_0}{Z}$ l'admittance normalisée) en fonction de la précision voulue. De façon alternative,

si on fait l'hypothèse que le coefficient de réflexion est un nombre réel, il peut être calculé par la relation $\hat{\mathfrak{R}} = \sqrt{1 - \alpha}$ où α est soit le coefficient d'absorption en incidence normale, soit le coefficient d'absorption statistique ou en enfin le coefficient d'absorption Sabine¹⁶ qui est généralement la donnée fournie par le fabricant. Le coefficient de réflexion ne dépend alors plus de l'angle d'incidence. Si on veut prendre la dépendance en fonction de l'angle d'incidence si on a seulement à disposition de telles données, l'hypothèse de réaction localisée peut être à nouveau utilisée pour obtenir une impédance de surface normale réelle à partir de la relation

$$\hat{Z} = Z_0 \frac{(1 + \sqrt{1 - \alpha})}{(1 - \sqrt{1 - \alpha})} \text{ où } \alpha \text{ est l'un des coefficients d'absorption susmentionnés qui peut être}$$

resubstitué dans les expressions du coefficient de réflexion en onde plane ou en onde sphérique.

Dans l'expression (16), une sommation cohérente est utilisée. Si on désire obtenir le champ de pression incohérent, l'équation (16) devient:

¹⁶ Les données sont généralement fournies par bandes d'octave ou de tiers d'octave.

$$|\hat{p}(M)|^2 \approx \frac{|\hat{A}|^2}{16\pi^2 r^2} + \sum_{i=1}^N |\hat{\mathfrak{R}}_i|^2 \frac{|\hat{A}|^2}{16\pi^2 r_i^2} + \Theta_{N+1} \quad (17)$$

où Θ_{N+1} est un terme de résidu prenant en compte la contribution incohérente de toutes les sources virtuelles restantes. On peut estimer ce terme en supposant que le champ résiduel est réverbérant et que sa puissance est égale à la puissance absorbée par la salle après la N^{th} réflexion [124]. Le terme de résidu s'écrit alors:

$$\Theta_{N+1} = \frac{4(1-\bar{\alpha})^{N+1}}{S\bar{\alpha}} \quad (18)$$

où $\bar{\alpha}$ est le coefficient d'absorption moyen de l'encoffrement et S la surface totale de son volume intérieur.

Pour le coefficient de réflexion énergétique, on peut classiquement utiliser la relation $|\hat{\mathfrak{R}}_i|^2 = \prod_{j=1}^{N_i} |\hat{\mathfrak{R}}_{ij}|^2 = \prod_{j=1}^{N_i} (1-\alpha_{ij})$ ou l'une des autres façons de calculer l'amplitude du coefficient de réflexion introduite précédemment.

L'algorithme utilisé pour calculer l'équation (16) qu'on appelle ici *méthode des ordres* est général et peut être appliqué à n'importe quelle géométrie. Pour une géométrie de type boîte avec des parois recouvertes uniformément de matériaux, l'algorithme *d'Allen-Berkley* peut être utilisé. L'annexe E en présente un résumé.

5. DESCRIPTION DE L'OUTIL

Les éléments de modélisation théoriques présentés dans les sections précédentes ont mené au développement d'un ensemble d'outils de calcul permettant d'obtenir la performance d'un encoffrement. Ces outils ont été développés dans l'environnement MATLAB et à l'aide du langage de programmation FORTRAN90. Ils consistent principalement en un ensemble de fonctions permettant premièrement la lecture de fichiers textes définissant l'encoffrement (géométries, composition des parois, source, etc.) et une base de données (spectres, d'absorption, d'amortissement, de puissance, de pression sonore, etc.). Ces informations sont ensuite traitées à l'aide de routines MATLAB permettant de construire le modèle des images et le modèle SEA, de le résoudre et d'en extraire, en toute fin, les performances de l'encoffrement. La Figure 4 illustre de façon schématique la procédure suivie pour le calcul de l'efficacité de l'encoffrement.

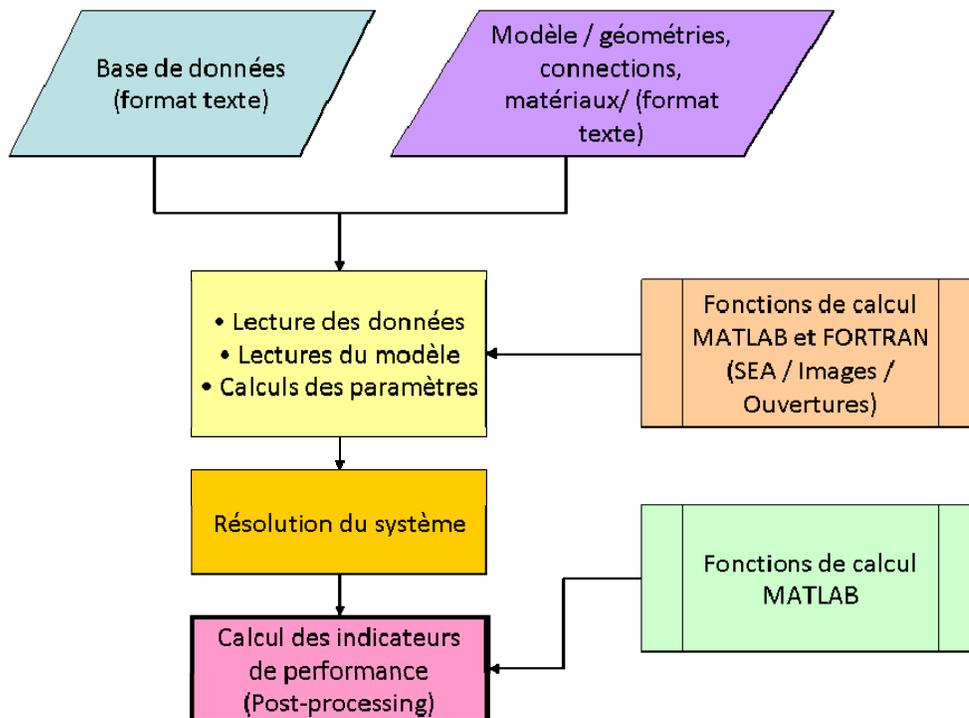


Figure 4: Procédure de calcul pour l'estimation de la performance acoustique d'un encoffrement

Dans sa forme actuelle, l'outil de calcul demande une certaine expertise afin de l'utiliser et convient davantage, par conséquent, à des travaux de recherche. Il est envisagé, à moyen terme, d'y ajouter une interface graphique conviviale qui permettra de faire le lien entre tous les éléments développés.

6. DESCRIPTION DES DISPOSITIFS EXPERIMENTAUX UTILISES POUR LA VALIDATION

6.1 Dispositif expérimental pour la mesure de la perte par insertion

Pour valider le modèle et étudier expérimentalement l'effet des différents paramètres sur la perte par insertion (constitution des parois (nature du matériau de base, présence d'un traitement absorbant), présence d'une ouverture, position de la source), un encoffrement a été conçu et fabriqué dans les laboratoires du Groupe d'Acoustique de l'Université de Sherbrooke. L'ossature de l'encoffrement consistait en un réseau de poutres verticales et horizontales d'acier remplies de mousse d'uréthane (voir Figure 5). La structure de type boîte pouvait être facilement modifiée pour accueillir un module latéral qui convertissait la géométrie originale en une forme en L. Les dimensions externes des encoffrements sont données dans le Tableau 2 et les informations sur les conventions sont visibles sur la Figure 7. Une bande de néoprène a été collée sur le squelette métallique de l'encoffrement de façon à assurer l'étanchéité entre ce dernier et les panneaux qui y étaient vissés. Les parois de l'encoffrement étaient faites soit de feuilles d'acier de 1.16mm d'épaisseur ou de bois (aggloméré) de 1.61cm d'épaisseur. Le traitement acoustique choisi consistait en 7cm de laine de roche (Roxul) protégée par une plaque perforée d'acier de taux de perforation de 33%¹⁷. Du matériau scellant a été utilisé pour éviter les fuites acoustiques en particulier autour des jonctions entre panneaux et la porte et entre panneaux et le sol. L'intérieur de l'encoffrement était accessible par l'intermédiaire d'une porte « sandwich » consistant de 2 feuilles d'acier de 1mm avec une âme remplie de laine de roche. L'un des panneaux de l'encoffrement a été conçu pour accueillir une ouverture consistant en un conduit rectangulaire en acier de section droite 400mmx200mm. Dans le cas où le panneau concerné était recouvert d'un traitement acoustique, la profondeur du conduit était de 174mm alors que dans le cas où il était nu, cette profondeur correspondait à l'épaisseur du panneau à savoir 1.16mm pour l'acier et 1.615cm pour le bois. La Figure 6 montre des photos des encoffrements réalisés.

	Lx [m]	Ly1 [m]	Lz1 [m]	Ly2 [m]	Lz2 [m]
Boîte	1.52	1.3	2.0	-	-
Forme en L	1.52	1.3	1.0	1.0	1.0

Tableau 2: Dimensions extérieures des encoffrements (voir Figure 7 pour notations des dimensions)

¹⁷ Le rayon des perforations était de 1.5mm.

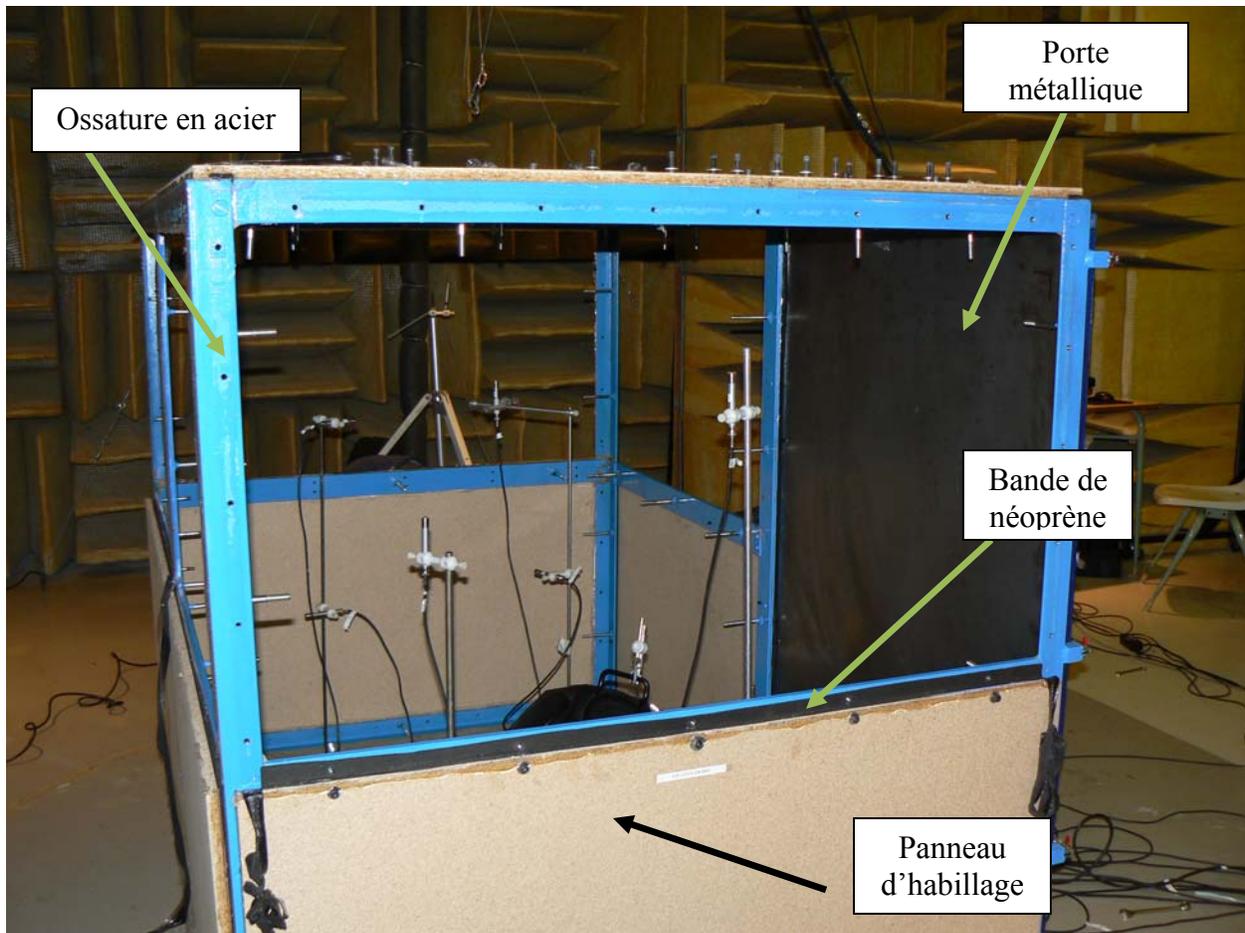


Figure 5 : Structure de l'enceinte

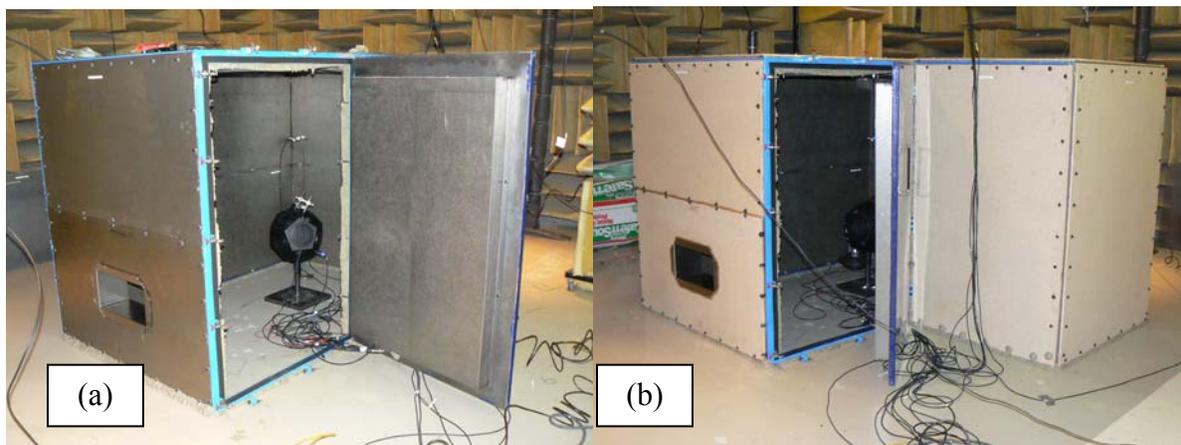


Figure 6 : Dispositif expérimental: enceinte contenant une source de bruit et rayonnant dans une chambre semi-anéchoïque (a) Boîte (panneaux d'acier) (b) forme en L (panneaux de bois)

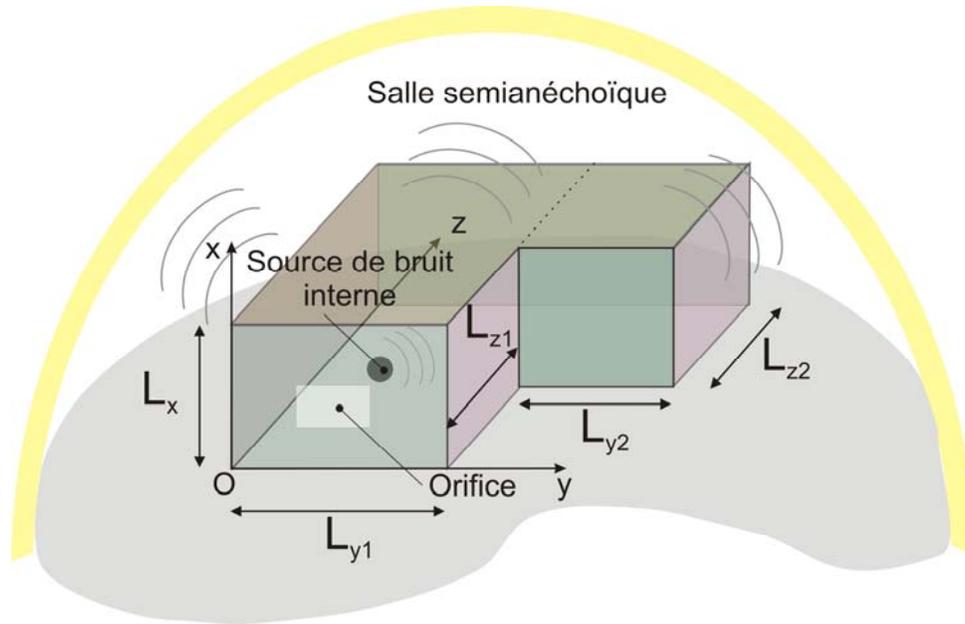


Figure 7: Description des conventions utilisées pour les éléments géométriques.

Afin d'obtenir un rapport signal sur bruit adéquat à l'extérieur de l'encoffrement, deux sources de bruit ont été combinées afin de délivrer une puissance acoustique suffisante dans la bande de fréquence [80-6300Hz]. Le champ sonore dans l'encoffrement était généré par l'intermédiaire d'une source omnidirectionnelle B&K et une chambre de compression (voir Figure 8). La première source était particulièrement énergétique en basses fréquences alors que la seconde l'était en hautes. Les puissances acoustiques des deux sources individuelles ont été mesurées dans une chambre semi-anechoïque en utilisant une antenne semi-circulaire rotative constituée de 5 microphones $\frac{1}{2}$ " B&K situés en champ lointain (voir Figure 9). Les niveaux de puissance acoustique par tiers d'octave mesurés pour chacune des sources ainsi que le niveau de puissance des deux sources combinés sont fournis sur la Figure 10. Le champ acoustique interne à la boîte et à la géométrie en L ont été respectivement échantillonnés spatialement avec 8 et 11 microphones $\frac{1}{2}$ " B&K. Les Figure 11 et Figure 12 indiquent les positions de récepteurs retenues pour les 2 géométries. La puissance acoustique rayonnée par l'encoffrement a été mesurée par la méthode intensimétrique par balayage. Une sonde intensimétrique a été utilisée pour balayer chacune des faces de l'encoffrement. Dans le cas où il y avait une ouverture, une attention particulière a été accordée au balayage de cette dernière. Chaque fois qu'une nouvelle configuration d'encoffrement était testée, des contrôles préliminaires étaient effectués afin de s'assurer que l'encoffrement était correctement scellé acoustiquement. La présence de fuites acoustiques était déterminée à l'aide de mesures intensimétriques. Dans le cas de détection, le joint dans la zone correspondante était renforcé afin de réduire leur importance. Le système Pulse (© B&K) a été utilisé tant pour contrôler la génération du signal (bruit blanc) que pour l'acquisition des niveaux de pression acoustiques internes et des mesures intensimétriques. Pour une configuration d'encoffrement donnée, la puissance rayonnée totale, exprimée en dB, est donnée par une sommation des puissances mesurées pour chaque face balayée soit :

$$L_w^{TOT} (dB : \text{ref } 10^{-12} \text{ Watts}) = 10 \log_{10} \left(\sum_{i=1}^{N_{\text{faces}}} W_i \right) + 120 \quad (19)$$

où W_i est la puissance, mesurée par balayage, pour la face i .

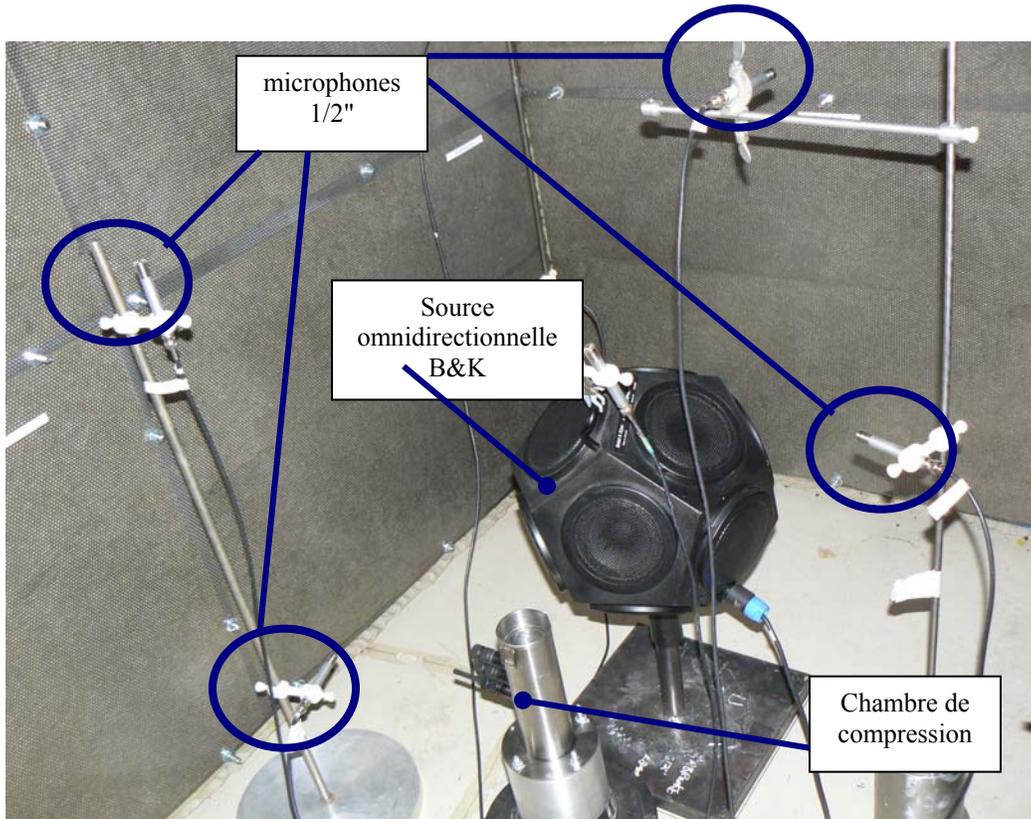


Figure 8 : Dispositif expérimental: intérieur de l'encoffrement traité, sources de bruit et microphones



Figure 9 : Antenne rotative pour mesurer la puissance acoustique des sources de bruit utilisées pour créer le champ sonore dans les encoffrements testés

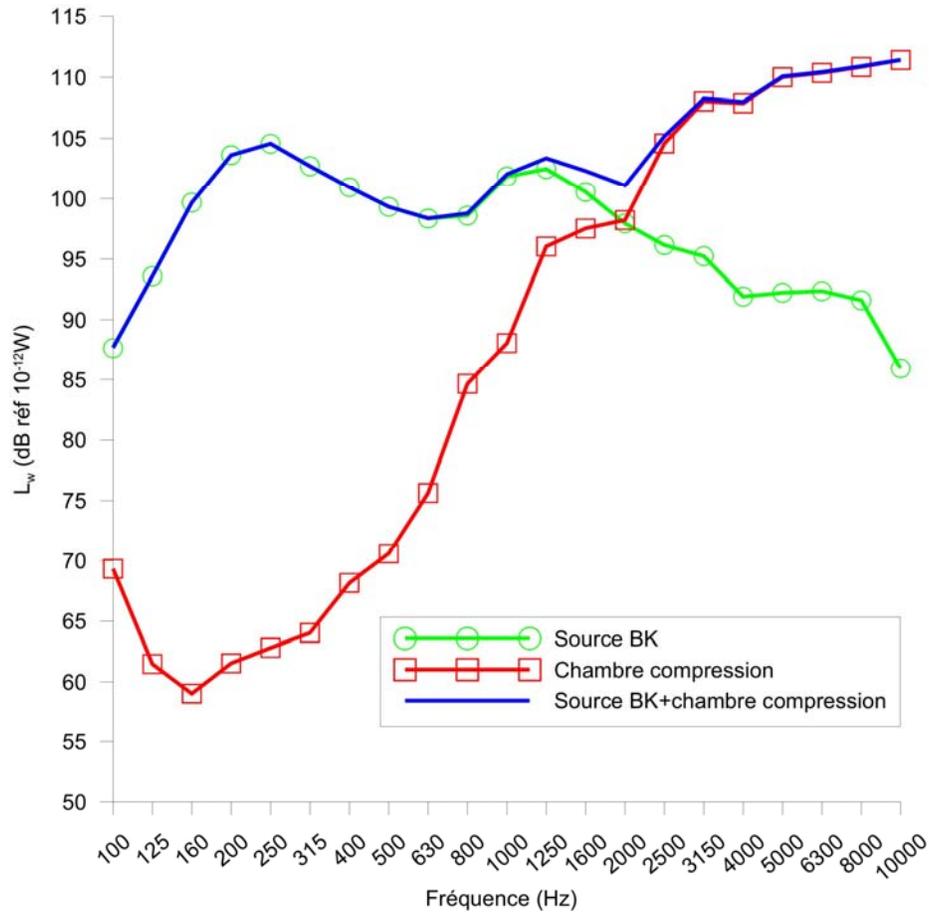


Figure 10 : Niveaux de puissance acoustique par tiers d'octave de la source B&K, de la chambre de compression et des deux sources combinées

Un plan d'expérience a été conçu pour étudier l'effet sur la performance acoustique de l'encoffrement de paramètres tels que (i) sa géométrie (boîte ou forme en L), (ii) la constitution des parois, (iii) la présence d'un traitement acoustique, (iv) la position de la source dans l'encoffrement, (v) la présence d'une ouverture. Un total de 26 configurations a été testé et un résumé de celles-ci est fourni dans le Tableau 3. Dans ce tableau, on fournit la position de la source qui réfère approximativement à la position du centre géométrique de la source omnidirectionnelle B&K et de la chambre de compression. Pour chacune des 26 configurations, les mesures ont permis d'obtenir les niveaux de pression acoustique à l'intérieur de même que la perte par insertion de l'encoffrement.

Configuration	Materiau constituant le panneau	Géométrie	Traitement acoustique	Position de la source			Ouverture 200mmx400mm
				1 (●)	2 (⊙)	3 (●)	
1	Acier	Boîte	☒				
2	Acier	Boîte	☒				
3	Acier	Boîte	☒				☒
4	Acier	Boîte	☒				☒
5	Acier	L	☒				☒
6	Acier	L	☒				☒
7	Acier	L	☒				☒
8	Acier	L	☒				
9	Acier	L	☒				
10	Acier	L	☒				
11	Bois	L	☒				
12	Bois	L	☒				
13	Bois	L	☒				
14	Bois	L	☒				☒
15	Bois	L	☒				☒
16	Bois	L	☒				☒
17	Bois	Boîte	☒				☒
18	Bois	Boîte	☒				☒
19	Bois	Boîte	☒				
20	Bois	Boîte	☒				
21	Bois	Boîte					
22	Bois	Boîte					
23	Acier	Boîte					
24	Acier	Boîte					
25	Acier	Boîte					☒
26	Acier	Boîte					☒

Tableau 3: Liste des configurations testées

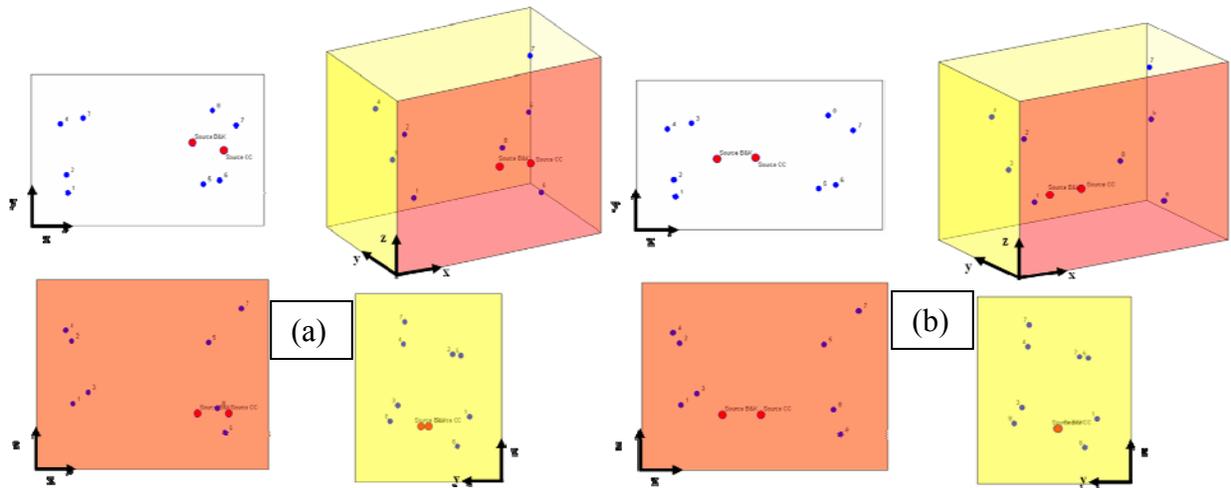


Figure 11 : Position des sources (points rouges) et récepteurs (points bleus) pour la géométrie de type boîte. (a) position 1 (b) position 2

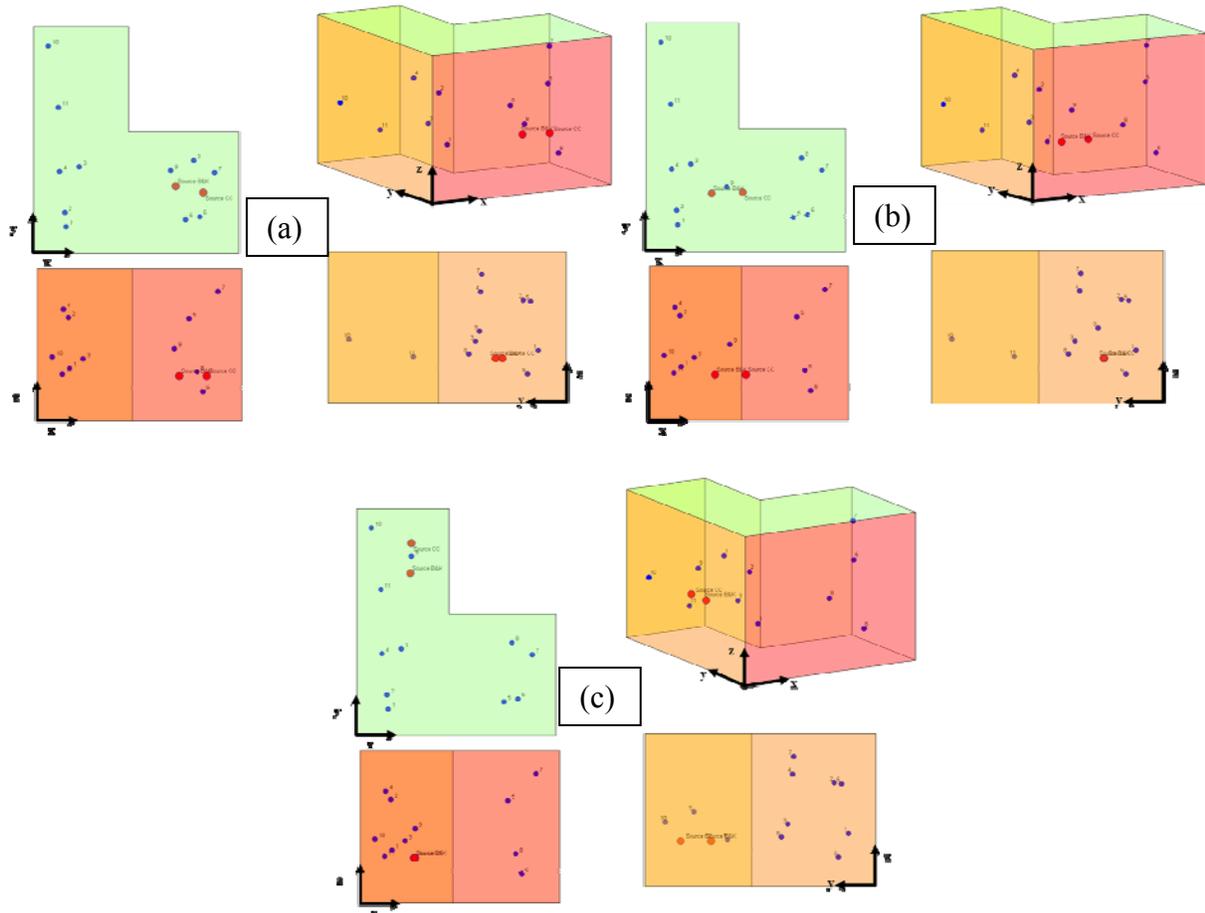


Figure 12 : Position des sources (points rouges) et récepteurs (points bleus) pour la géométrie de en L. (a) position 1 (b) position 2 (c) position 3

6.2 Dispositif expérimental pour la mesure de la perte par transmission d'orifices

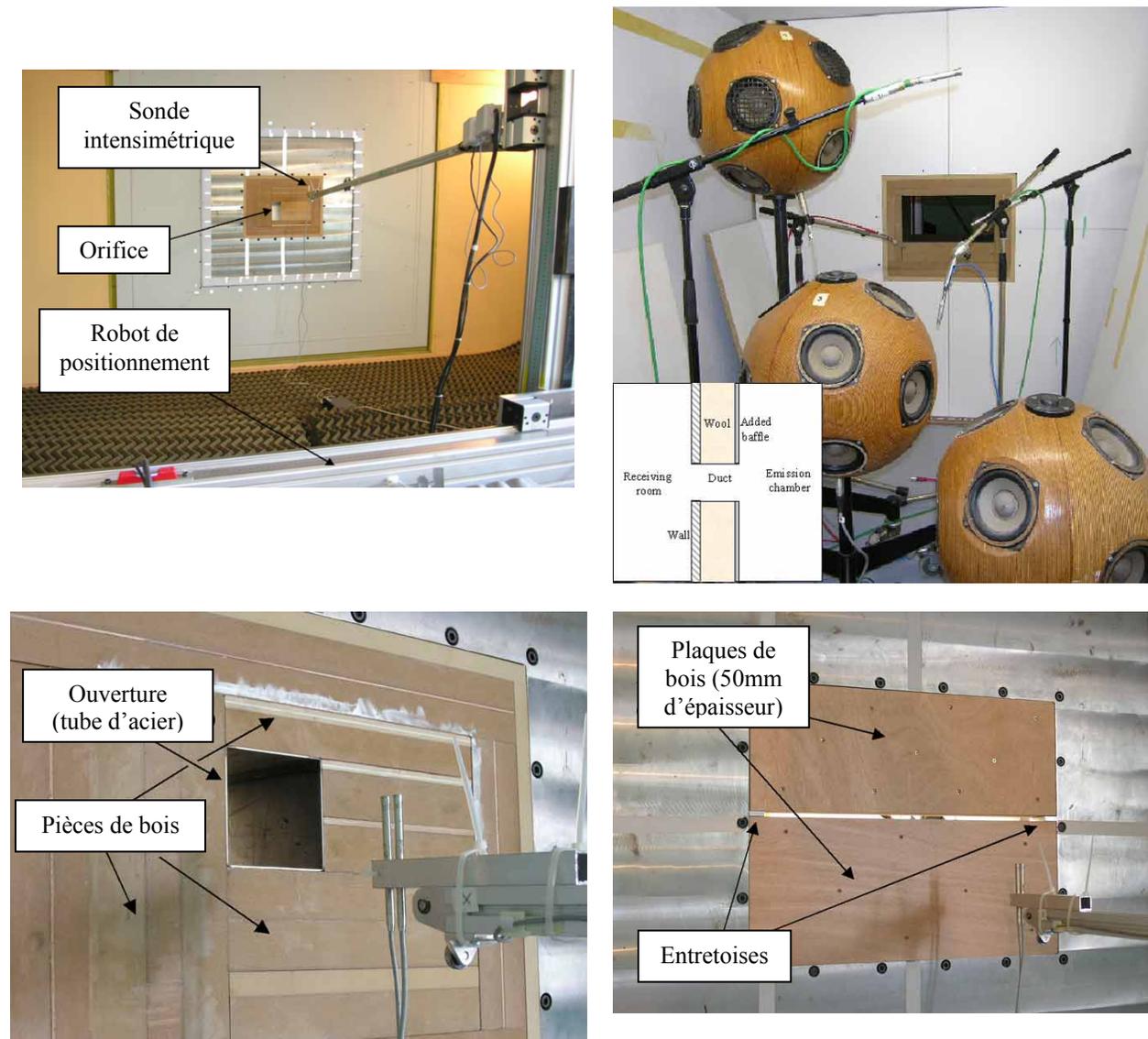


Figure 13 : Dispositif expérimental pour mesurer les pertes par transmission de fuites et d'ouvertures (d'après [122])

Comme mentionné dans la section 6.2, des mesures de perte par transmission en champ diffus d'ouvertures rectangulaires et de fentes ont été réalisées au sein du Laboratoire Réduction du Bruit au Travail de l'INRS. Les orifices testés étaient placés entre deux chambres, l'une réverbérante (émission) de 8 m^3 montée sur des supports anti vibratiles pour prévenir les transmissions latérales; l'autre (réception) anéchoïque d'un volume de 54 m^3 et traitée avec 20

mm de laine minérale¹⁸. Les deux chambres étaient séparées par une double paroi constituée de béton et d'acier remplie de laine minérale (voir Figure 13) dans laquelle se situe une ouverture de 0.41m x 0.55m. Le champ diffus était produit par 4 sources de bruit (3 sources omnidirectionnelles et une chambre de compression). Les générateurs de bruit étaient tous non corrélés et le spectre du bruit égalisé pour que l'énergie acoustique soit également répartie dans chaque bande de tiers d'octave. La pression acoustique a été mesurée en 4 positions dans la chambre afin de vérifier l'uniformité de la distribution spatiale. Compte tenu du volume de la salle, le champ acoustique a été trouvé uniforme au-dessus de 630 Hz. Les différences de niveaux entre microphones étaient inférieures à ± 2 dB dans la gamme de fréquence 200 - 630 H. L'examen de la cohérence du champ entre deux microphones situés respectivement près et loin de l'ouverture a montré que les mesures peuvent être considérées comme acceptables à partir de 250Hz. La puissance acoustique incidente sur l'orifice testé a été déduite du niveau de pression moyen dans la chambre obtenu à partir des 4 positions [92]. La puissance acoustique transmise a été obtenue à partir de mesures intensimétriques par point effectuées avec un robot et un espacement microphonique de 12mm permettant de faire des mesures à partir de 100Hz. Le maillage utilisé dépendait de la taille de l'orifice testé. L'espacement entre point de mesure était plus grand pour les grands orifices et plus fins pour les fentes. Pour les ouvertures, 100 points de mesure distribués uniformément ont été utilisés avec un espacement de 10cm dans les deux directions. Pour les fentes, deux maillages ont été considérés. Un maillage fin proche du centre de la fente et un maillage plus grossier pour les points plus distants. 70 points de mesure ont été utilisés pour les grilles les plus fines avec un espacement de 4cm dans le sens de la longueur et 2cm dans le sens de la largeur et 58 points pour les grilles plus grossières avec un espacement de 8cm dans le sens de la longueur et 6cm dans le sens de la largeur. Dans tous les cas, il y avait au moins 100 points de mesure. Pour tous les orifices testés, les valeurs de perte par transmission ont été obtenues à l'aide des mesures de niveaux de pression du côté « source » et des mesures de puissance rayonnée du côté « receveur ».

¹⁸ Le coefficient d'absorption atteint la valeur de 1 à 400 Hz. La chambre peut donc être considérée comme anéchoïque au delà de cette fréquence.

7. VALIDATION DU CODE DE CALCUL

7.1 Niveau de pression acoustique à l'intérieur de l'encoffrement

7.1.1 Comparaison avec les modèles existants

On considère un encoffrement parallélépipédique correspondant à la configuration 1 avec une source monopolaire d'amplitude unitaire ($\hat{A}=1$ dans (16)) positionnée en ($x_0=0.43$, $y_0=0.55$; $z_0=1.25$). On compare les niveaux de pression moyens calculés en 8 points distribués dans l'ensemble de la cavité et obtenus par sommation cohérente (Figure 14) et incohérente (Figure 15) pour différents modèles de calcul. Pour la Figure 14, on utilise un modèle de réflexion spéculaire. Toutes les parois verticales ainsi que le plafond sont revêtus du matériau décrit dans la section 6. Le plancher est réfléchissant. Le matériau absorbant utilisé est supposé à réaction localisée et son impédance complexe en incidence normale a été calculée par le logiciel Nova à partir de l'épaisseur et des propriétés du matériau (Roxul+plaque perforée) mesurées en laboratoire¹⁹. On compare les niveaux de pression en bandes fines obtenus par une approche modale, un modèle éléments finis et la méthode des images. Dans l'approche modale, le champ de pression acoustique dans la cavité de l'encoffrement est décomposé sous formes de modes propres de la cavité aux parois rigides associée. Dans le modèle éléments finis, le volume d'air interne est discrétisé en éléments finis acoustiques linéaires. Dans ces deux approches, l'effet du matériau est pris en compte via son impédance de surface. Pour la méthode des images, on compare les deux algorithmes (méthode des ordres (ordre 12) et Allen-Berkley ($d_{max}=9Lz$)). L'ordre 12 est l'ordre maximal à choisir si on veut obtenir la précision maximale tout en gardant un temps de calcul raisonnable. Pour la Figure 15, on utilise un modèle de réflexion non spéculaire (coefficient de réflexion réel obtenu directement à partir du coefficient d'absorption) dans lequel le coefficient d'absorption en champ diffus par tiers d'octave est prédit également par le logiciel Nova²⁰. On compare les résultats obtenus : i) la formule analytique $L_p = L_w + 10 \log\left(\frac{1}{4\pi r^2} + \frac{4}{R}\right)$ où L_w est le niveau de puissance acoustique, r la distance séparant la source du point de réception, $R = \frac{S\bar{\alpha}}{(1-\bar{\alpha})}$ la constante de la salle, S la surface des parois et $\bar{\alpha}$ le coefficient d'absorption diffus moyen ; ii) la formule de Sabine $L_p = L_w + 10 \log\left(\frac{4}{A}\right)$ où $A = S\bar{\alpha}$ et $\bar{\alpha}$ le coefficient d'absorption Sabine moyen; iii) la méthode des rayons²¹ ; iv) la méthode des transferts radiatifs²² ; v) le modèle des sources images avec et sans résidu (voir eq(18)). La méthode des rayons consiste à suivre la propagation de rayons

¹⁹ Il s'agit ici des caractéristiques acoustiques du matériau comme l'impédance de surface en incidence normale, le coefficient d'absorption en incidence normale mesuré au tube à ondes stationnaires ainsi que des paramètres géométriques du matériau comme la résistivité, la porosité et les longueurs caractéristiques visqueuses et thermiques. La connaissance de ces propriétés permet de simuler le matériau dans des conditions d'excitation différentes (par exemple en champ diffus).

²⁰ Le coefficient d'absorption en champ diffus correspond ici au coefficient d'absorption statistique du matériau d'étendue latérale infinie ou on a utilisé un angle limite $\theta_{lim}=78^\circ$ dans le calcul de l'intégrale.

²¹ Logiciel de tirs de rayons fourni par l'INRS [69]

²² Logiciel CERES, fourni par A. LeBot, Chercheur CNRS, École Centrale de Lyon.

acoustiques transportant chacun une partie de l'énergie acoustique émise par la source. Cette énergie s'atténue en fonction de la distance parcourue, de l'atténuation atmosphérique et de l'absorption au niveau des parois. Les contributions énergétiques des rayons interceptant une cellule entourant le point de réception sont comptabilisées de façon à obtenir le niveau de pression acoustique. La méthode des transferts radiatifs est basée sur la théorie des rayons où les variables primaires sont l'énergie et l'intensité et où l'énergie réfléchi par les frontières l'est suivant la loi de Lambert. Un bilan énergétique permet d'obtenir une équation intégrale de Fredholm de seconde espèce faisant intervenir l'amplitude des sources fictives distribuées sur la frontière du volume et la densité de puissance des sources contenues dans ce dernier [84]. Sa résolution par discrétisation des frontières permet de calculer la densité d'énergie en chaque point du volume. Pour la méthode des sources images sans résidu on représente les résultats du calcul avec un ordre de 12 alors que pour la méthode avec résidu, on se contente d'un ordre 6.

La Figure 14 indique un bon accord entre la méthode modale, la méthode des éléments finis et la méthode des sources images (Allen-Berkley) jusqu'à 600Hz. Au-dessus de cette fréquence, des différences sont observées probablement parce que le maillage utilisé dans la méthode des éléments finis (40x31x49 nœuds) était trop grossier et que la méthode modale avait une fréquence de troncation trop faible (<2100 Hz soit 3423 modes)). La méthode des sources images basée sur la troncation de l'ordre et sur l'algorithme de Allen-Berkley donnent les mêmes résultats au-dessus de 200Hz mais il existe des différences en dessous. Ces différences sont essentiellement observées lorsque l'impédance de surface des parois comprend une partie imaginaire, qu'on calcule le coefficient de réflexion sphérique et que l'ordre des sources images gardées est trop faible. Au dessus de 200Hz, un ordre 8²³ fournit les mêmes résultats qu'un ordre 12.

²³ Un ordre 4 donne des résultats à moins d'1dB près de l'ordre 8.

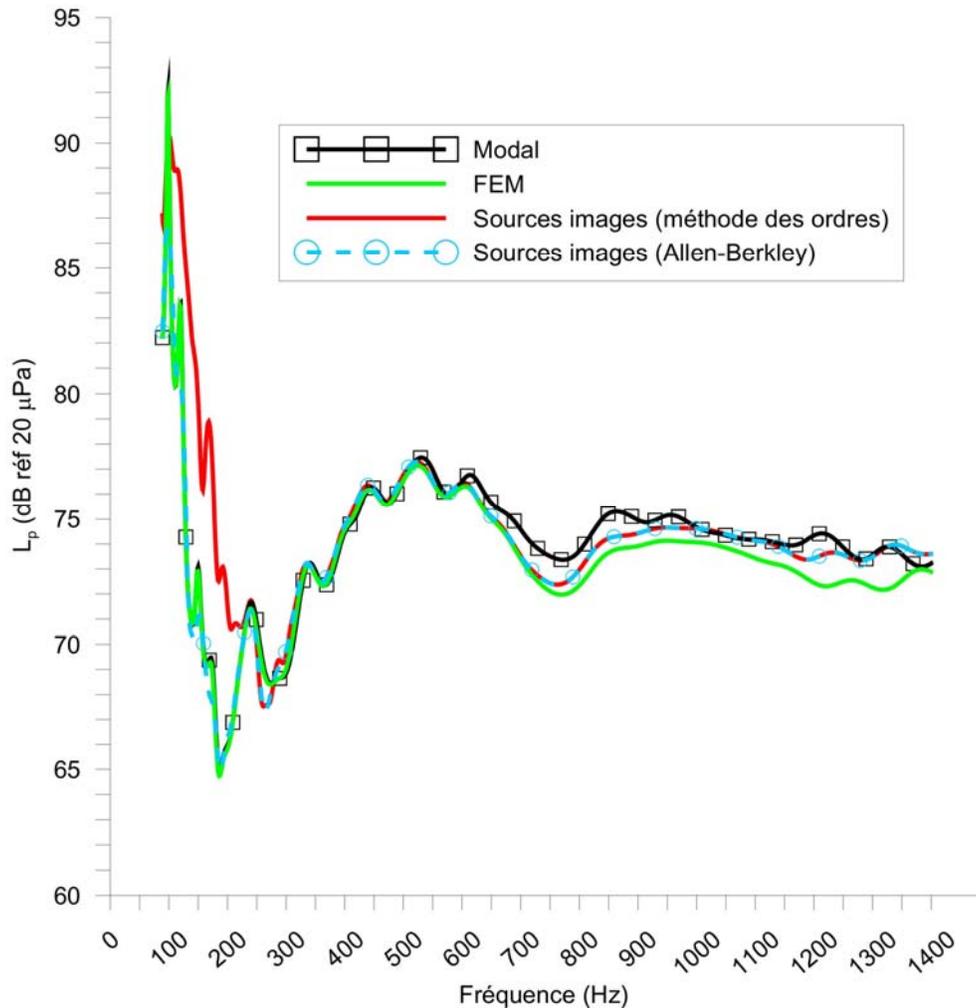


Figure 14 : Comparaison entre niveaux de pression acoustique moyen cohérent en bandes fines calculés par la méthode modale (modal), la méthode des éléments finis (FEM) et le modèle des sources images avec l'algorithme des ordres et d'Allen-Berkley pour l'encoffrement hermétique en forme de boîte avec des parois d'acier traitées acoustiquement

La Figure 15 basée sur une sommation incohérente des champs, montre une bonne corrélation entre les différentes approches. La formule de Sabine fournit la tendance même si on ne tient compte que de la partie réverbérée du champ. La formule analytique fonctionne bien dans ce cas simple, cas d'un milieu absorbant pour lequel le champ direct domine. On constate que la méthode des rayons fournit des résultats légèrement inférieurs aux autres approches. En très basses fréquences, la méthode des sources images basées sur l'algorithme des ordres a du mal à converger mais la prise en compte du résidu (contribution des sources images résiduelles non retenues dans la sommation) permet de résoudre ce problème. Dans ce dernier cas, on peut se permettre de diminuer l'ordre.

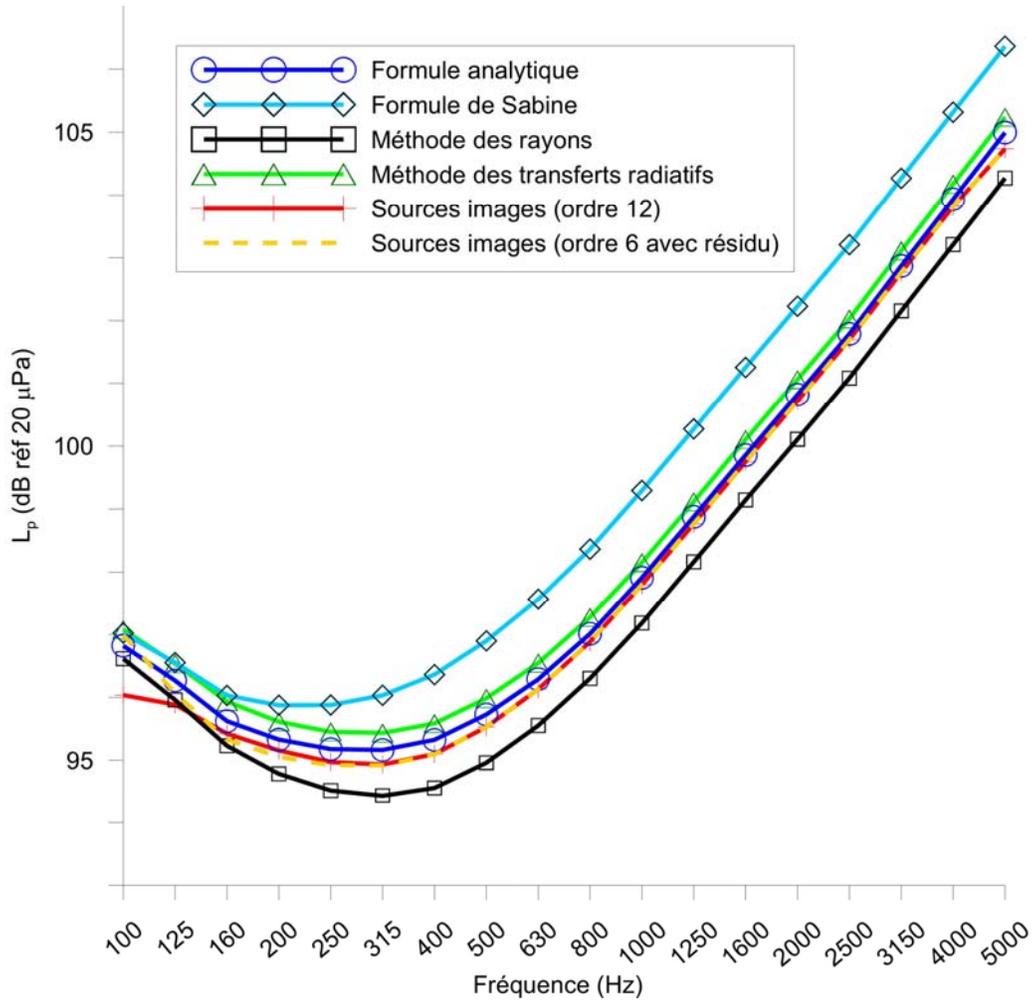


Figure 15 : Comparaison entre niveaux de pression acoustique moyen incohérent en tiers d'octave calculés par la formule analytique $L_p = L_w + 10 \log \left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right)$, la formule de Sabine $L_p = L_w + 10 \log \left(\frac{4}{A} \right)$, la méthode des rayons, la méthode des transferts radiatifs et le modèle des sources images avec et sans résidu pour l'enceinte hermétique en forme de boîte avec des parois d'acier traitées acoustiquement

7.1.2 Comparaison avec les mesures

La Figure 16 montre les niveaux de pression acoustiques moyens (moyenne sur les 8 points de mesures) mesuré et calculé par le modèle des sources images pour l'encoffrement hermétique en forme de boîte avec des parois d'acier traitées acoustiquement avec une ouverture et pour deux positions de source (configurations 3 et 4. On constate un bon accord entre le modèle et les mesures (différences inférieures à 3dB).

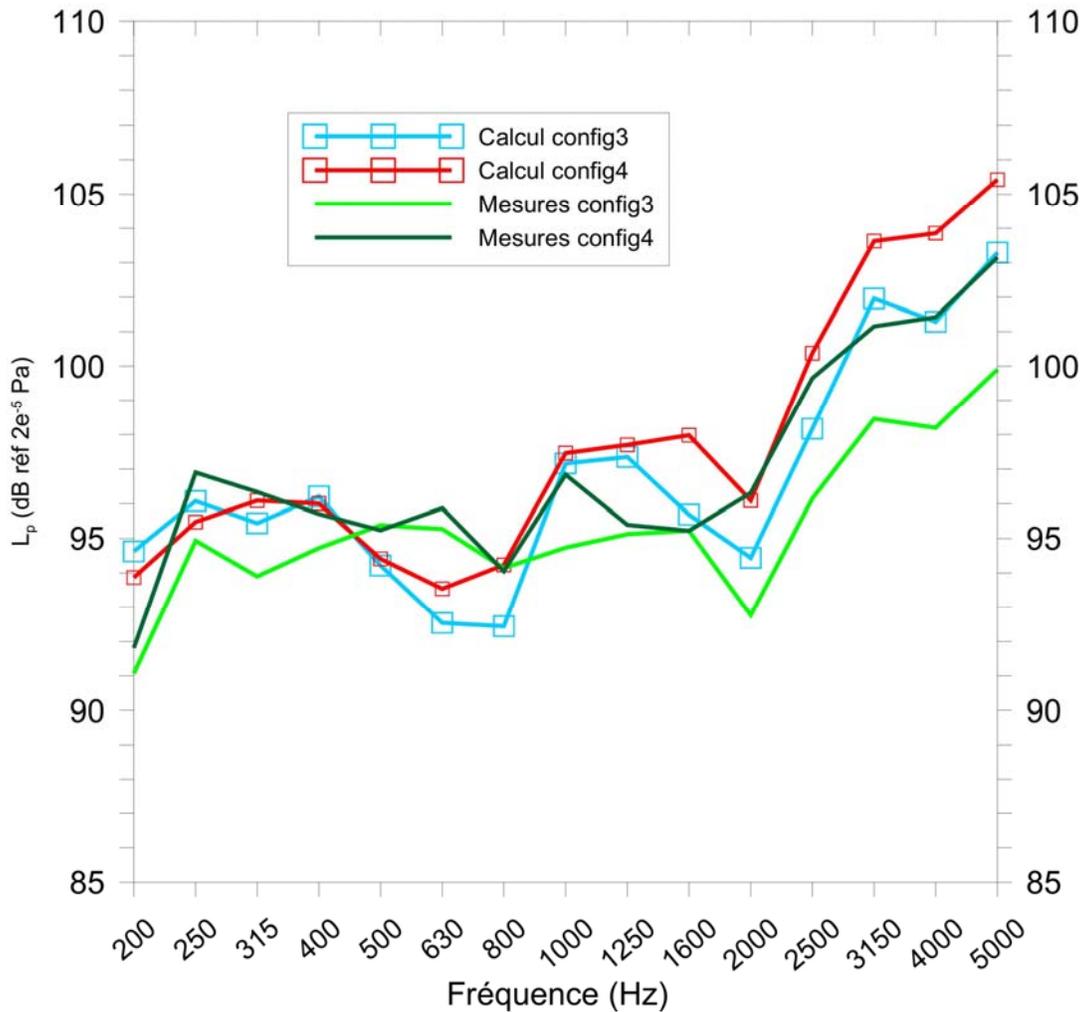


Figure 16 : Comparaison entre niveaux de pression acoustique moyens mesuré et calculé par le modèle des sources images pour l'encoffrement en forme de boîte avec des parois d'acier traitées acoustiquement avec une ouverture et pour deux positions de source (configurations 3 et 4)

La Figure 17 montre les niveaux de pression acoustiques moyens mesuré et calculé par zones par le modèle des sources images pour l'encoffrement hermétique en forme de L avec des parois d'acier traitées acoustiquement et pour trois positions de source (configurations 8, 9, 10). Les zones 1, 2 et 3 sont représentées sur la Figure 18. À chaque sous-cavité apparaissant dans la figure est associée la zone correspondante. Pour le calcul, le niveau moyen a été calculé à partir des niveaux évalués en 10 points disposés de façon aléatoire dans la zone correspondante. On constate que le modèle fournit les bonnes tendances. Il existe cependant des différences entre

calcul et mesures notamment lorsque la zone considérée est partiellement visible de la source. Par exemple pour la configuration 8, certains points de la zone 2 ne « voient » pas directement la source qui est située dans la zone 3 (phénomène de zone d'ombre)). Dans ce sens, il faut rappeler que le modèle des images utilisé ne permet pas de simuler les effets de diffractions.

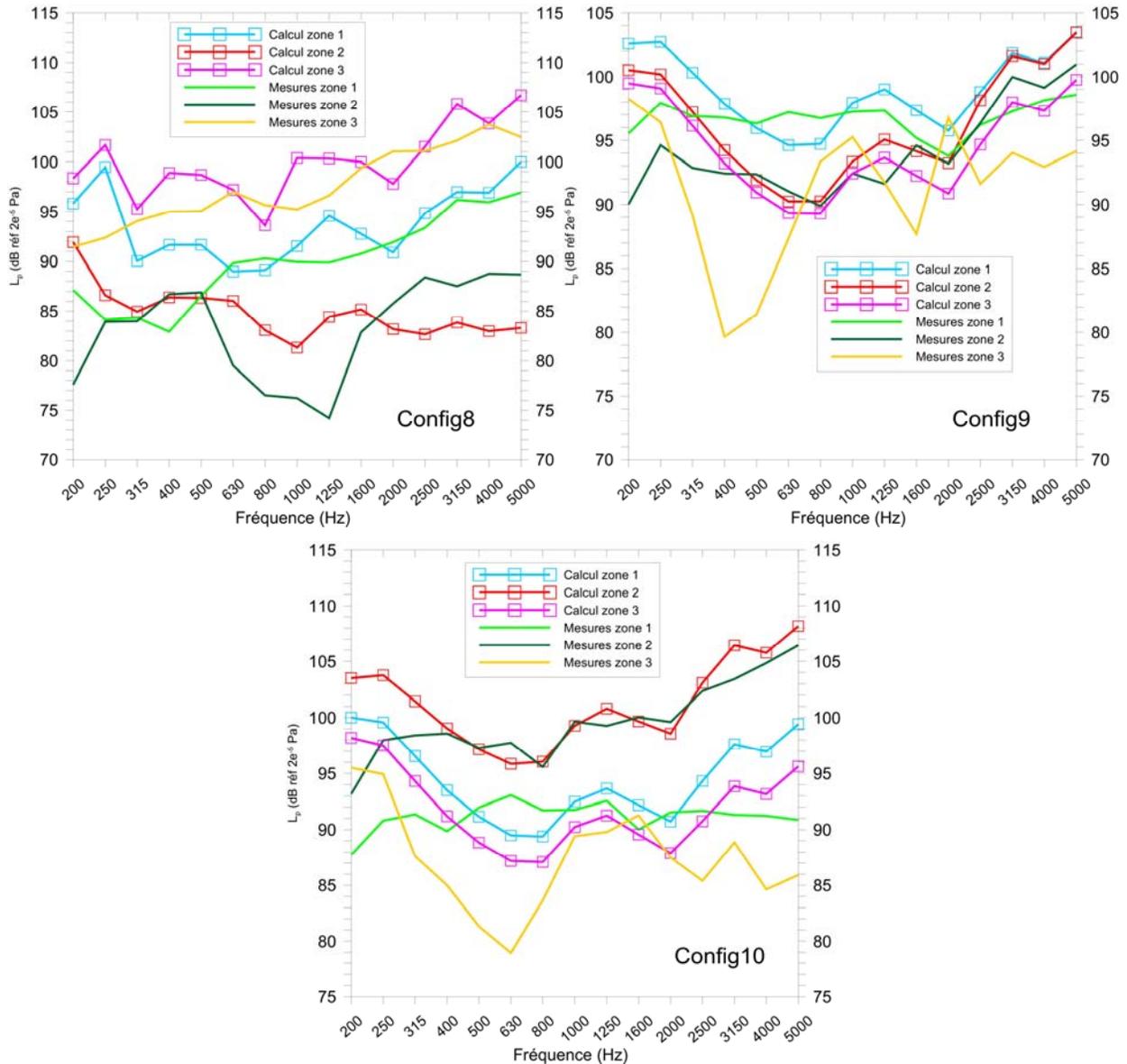


Figure 17 : Comparaison entre niveaux de pression acoustique moyen par zones mesuré et calculé par le modèle des sources images pour l'encoffrement hermétique en forme de L avec des parois d'acier traitées acoustiquement et pour trois positions de source (configurations 8, 9, 10)

7.2 Pertes par insertion de l'encoffrement

La qualité de la prédiction de la perte par insertion repose sur la bonne connaissance des paramètres d'entrée du modèle. Les propriétés élastiques (densité, module de Young, coefficient

de Poisson) des parois support (acier et bois) ont été tirées de la littérature (acier) ou estimées à partir de mesures au marteau d'impact ou de perte par transmission en chambre réverbérante (bois). Ces propriétés sont requises pour le calcul des facteurs de perte par couplage et des densités modales et pour le calcul de la perte par insertion du traitement (plaque perforée+laine Roxul). Ces indicateurs ont été calculés à l'aide du logiciel Nova (© ESI group) en supposant des dimensions latérales de parois infinies²⁴. La plaque d'acier a été modélisée comme une plaque mince (Kirchhoff) tandis que la plaque de bois a été traitée comme une plaque épaisse (solide tridimensionnel). Les pertes par insertion des traitements ont été estimées pour chaque plaque support²⁵ (plaque d'acier et de bois). L'ensemble des propriétés utilisées sont fournies dans l'Annexe F.

Le coefficient d'absorption en champ diffus²⁶ du traitement acoustique (Roxul) a également été estimé à partir de la méthode des matrices de transfert (logiciel Nova (© ESI group)). Les paramètres géométriques (porosité, résistivité, tortuosité et longueurs caractéristiques), la densité et les paramètres viscoélastiques de la laine Roxul ont été déterminés au LCMA²⁷ de l'Université de Sherbrooke par des mesures directes et indirectes. La connaissance de ces paramètres, intrinsèques au matériau acoustique, permet d'effectuer des études paramétriques. Par exemple, il est possible de simuler le comportement acoustique de plusieurs épaisseurs de laine et modifier les caractéristiques de la couche protectrice (plaque perforée) sans avoir à remesurer l'absorption acoustique du matériau. Cela sera utile pour les études de cas présentées à la section 7.4.2.

En ce qui concerne le calcul des facteurs de perte par couplage intérieur et extérieur (chemin résonant), des valeurs respectives de $m=3$ et $m=1.58$ ont été choisies dans l'équation(9). Le facteur $m=1.58$ correspond à une correction liée aux conditions aux limites qui se situent entre simplement appuyées et encastrées (correction d'environ 2dB en basses fréquences). Le facteur $m=3$ combine le fait que la paroi rayonne à l'intérieur dans un espace confiné (baffles à angles droits) et l'effet des conditions aux limites précédent.

Pour la technique des sources images, une sommation cohérente basée sur le coefficient de réflexion indépendant de l'angle d'incidence et calculé à partir de la formule $\hat{R} = \sqrt{1-\alpha}$ a été utilisée. Pour les encoffrements de type boîte, la cavité interne est (arbitrairement) découpée en 2 sous-cavités à moins qu'il en soit spécifié autrement (voir Figure 18). Pour les encoffrements de géométrie en L, la cavité est découpée (encore arbitrairement) en 3 sous-cavités (voir Figure 18). Dans chacune des sous-cavités, on évalue par la méthode des images le niveau de pression moyen à partir de 10 positions aléatoires de récepteurs afin de mieux prendre en compte la variation spatiale du champ acoustique. Le découpage de la cavité en sous-cavité trouve ici son

²⁴ Le logiciel Nova permet de prendre en compte les dimensions finies des parois pour ainsi obtenir une perte par transmission corrigée par rapport au cas des dimensions infinies. Cela se traduit généralement par une hausse de la perte par transmission à basse fréquence. Cependant l'hypothèse est faite dans ce cas que la plaque se situe dans un baffle infini. Dans le cas qui nous préoccupe, les parois de l'encoffrement ne sont pas dans des baffles infinis. Il se pose alors la question de savoir si on doit apporter une telle correction et, le cas échéant, comment le faire. À notre avis, cette question demeure encore ouverte. Le choix a donc été fait dans tous les calculs (présente approche et autres modèles utilisés dans les comparaisons) d'utiliser la perte par transmission sans correction de finitude.

²⁵ La perte par insertion d'un traitement acoustique dépend généralement du support sur lequel il s'applique.

²⁶ On utilise un angle limite de 78° dans le calcul de l'équation.

²⁷ LCMA : Laboratoire de Caractérisation des Matériaux Acoustiques

intérêt particulièrement dans les configurations présentant une ouverture. Ce découpage permet de simuler grossièrement l'effet de la position de la source dans l'encoffrement.

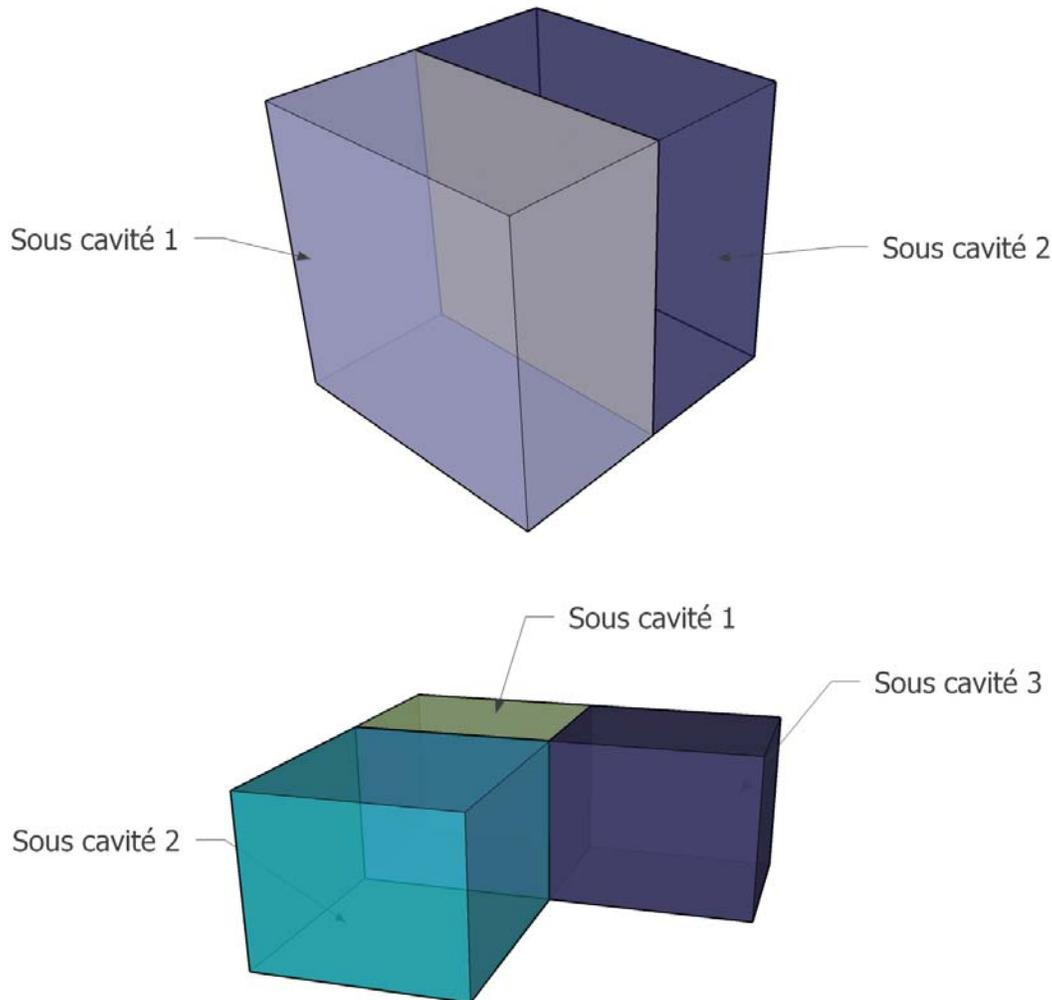


Figure 18 : Découpage des géométries « boîte » et « en L » en sous-systèmes cavités

Les Figure 19 et Figure 20 comparent les pertes par insertion mesurées et calculées respectivement pour les configurations 1, 2 et 19, 20 dans lesquelles on considère l'encoffrement hermétique en forme de boîte avec des parois d'acier ou en bois traitées acoustiquement, pour les deux positions de source (voir Tableau 3). Dans la légende, « CETIM » correspond au modèle simplifié analytique développé par cet organisme [64] et basé sur un calcul de la puissance rayonnée par l'enceinte à travers les divers chemins de transmission (structurel, fuites, etc.)²⁸. Pour ce modèle, on a utilisé les pertes par transmission des parois traitées ainsi que les coefficients d'absorption statistique²⁹ tels que calculés par le logiciel Nova (© ESI group). Il n'y

²⁸ Ce dernier modèle est présenté dans l'Annexe C.

²⁹ Ces coefficients sont identiques à ceux utilisés dans la méthode des images. Notons que dans le modèle du CETIM, le calcul de l'aire d'absorption équivalente est basé sur le modèle de Sabine (voir Annexe C). Si le modèle

a pas de chemin de transmission autres qu'aériens. On observe que la SEA couplée à la méthode des images est en très bon accord avec les mesures à la fois pour l'acier et le bois. Le modèle du CETIM sous-estime de 5dB à 10dB environ par rapport aux mesures du fait que l'aire d'absorption acoustique est calculée à partir de la formule de Sabine. On retrouve bien les chutes de pertes par insertion autour de la fréquence critique des panneaux pour l'encoffrement en bois (cf. Figure 20). On constate que la position de la source n'a pas d'influence sur la perte par insertion pour un tel encoffrement. La Figure 21 illustre la comparaison des pertes par insertion mesurées et calculées pour les configurations 3 et 4 (voir Tableau 3) qui correspondent à l'encoffrement en forme de boîte, traité, avec une ouverture de 200mm × 400mm et 2 positions de sources. La figure indique qu'une seule cavité ne permet bien sûr pas de capturer l'effet de la position de la source alors que la sous-structuration en 2 sous-cavités le permet. Comme attendu, lorsque la source est proche de l'ouverture, la perte par insertion est plus faible que lorsque la source est plus éloignée en particulier à hautes fréquences. A nouveau, la méthode des images cohérentes permet d'obtenir un meilleur accord avec les mesures que le modèle analytique.

La Figure 22 compare différents degrés de sophistication de modèles de prédiction basé sur la SEA avec les mesures pour la configuration 3 (encoffrement de type boîte en acier traité avec une ouverture et la position de source numéro 1). Dans la légende *SEA standard (1 cavité)* réfère à un modèle SEA classique où le champ est supposé réverbéré et diffus³⁰ dans le volume de l'encoffrement, *SEA standard (2 cavités)* réfère à un modèle SEA classique dans lequel la cavité a été décomposée en 2 sous-cavités (voir Figure 18) et où le champ est supposé réverbéré et diffus dans ces 2 sous-systèmes. Le terme *SEA standard + champ direct (2 cavités)* correspond au modèle précédent auquel on a ajouté de façon incohérente la contribution moyenne du champ direct dans chaque sous-cavité (voir section 4.5 pour la procédure de calcul du niveau moyen) pour mieux représenter le champ interne. On constate que la *SEA standard (1 cavité)* ne permet pas de prédire correctement la perte par insertion. Les choses empirent lorsqu'on découpe la cavité en sous système. En effet, le niveau de pression acoustique réverbéré dans la sous-cavité proche de l'ouverture va décroître par rapport au cas d'une seule cavité. La perte par insertion augmente donc. Le fait de rajouter le champ direct permet d'améliorer sensiblement les résultats. Ces derniers sont encore meilleurs lorsque l'approche hybride SEA/sources images est utilisée avec 2 sous-cavités.

d'Eyring est utilisé, les résultats obtenus avec la méthode du CETIM sont plus proches des mesures comme attendu.

³⁰ La puissance acoustique injectée à ce champ est égale à la puissance acoustique de la source pondérée par $1 - \bar{\alpha}$.

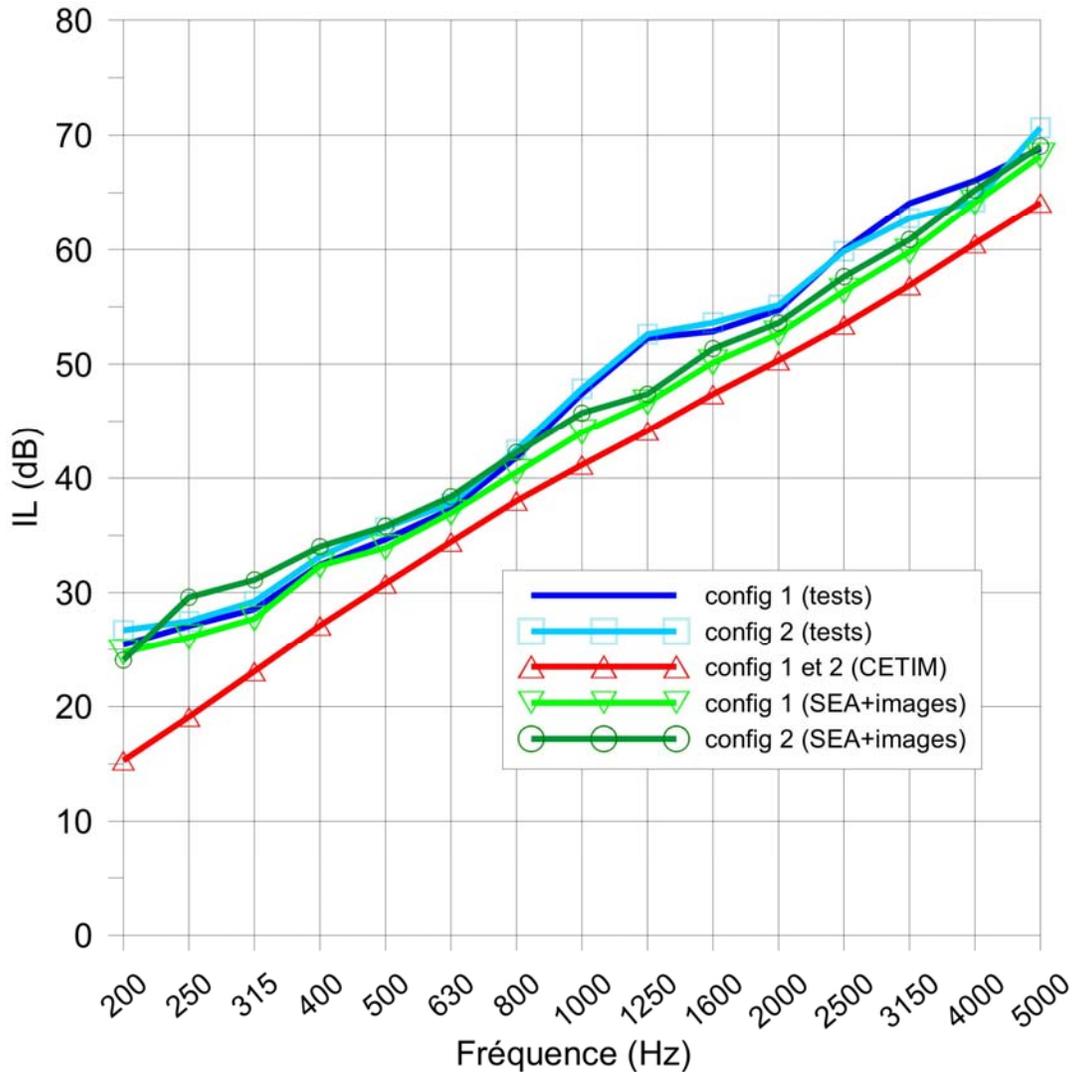


Figure 19 : Comparaison entre pertes par insertion mesurées et calculées par le modèle analytique du CETIM ainsi que le modèle SEA+sources images pour l'encoffrement hermétique en forme de boîte avec des parois d'acier traitées acoustiquement et pour deux positions de source

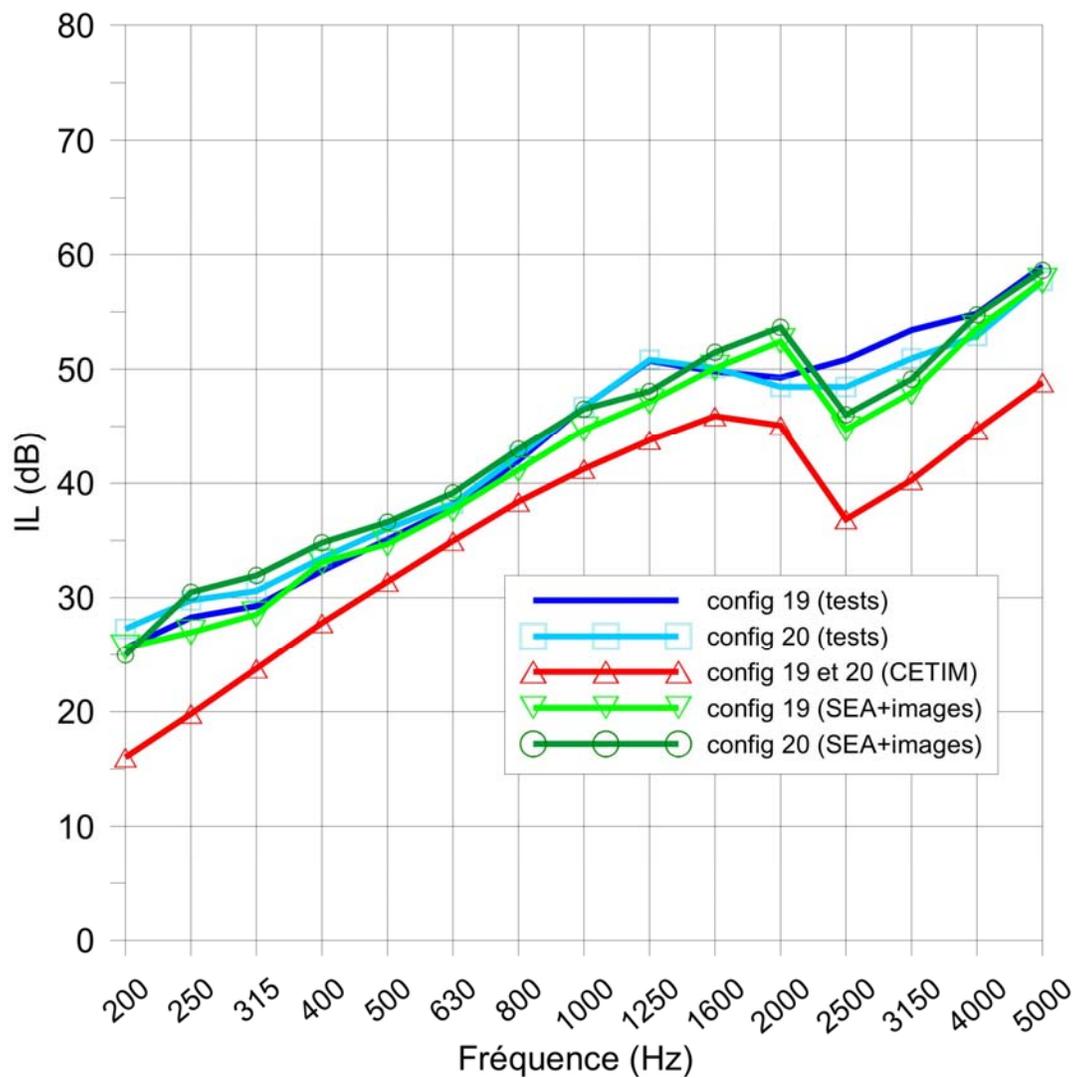


Figure 20 : Comparaison entre pertes par insertion mesurées et calculées par le modèle du CETIM et le modèle SEA+sources images pour l'enceinte hermétique en forme de boîte avec des parois de bois traitées acoustiquement et pour deux positions de source

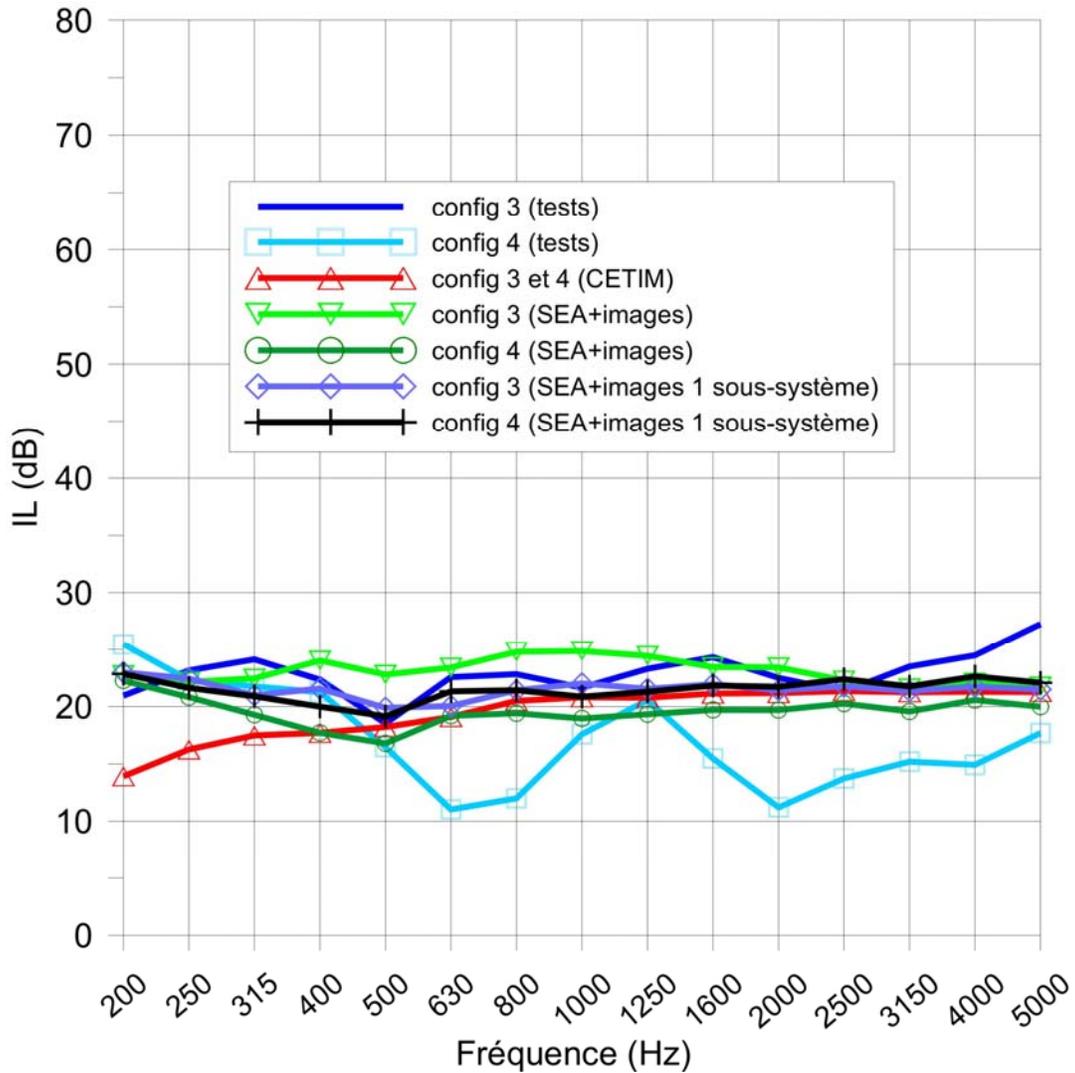


Figure 21 : Comparaison entre pertes par insertion mesurées et calculées par le modèle du CETIM, le modèle SEA sous structuré en 2 sous-cavités+sources images et le modèle SEA avec 1 cavité+sources images pour l'encoffrement en forme de boîte avec des parois d'acier traitées acoustiquement comprenant une ouverture et pour deux positions de source

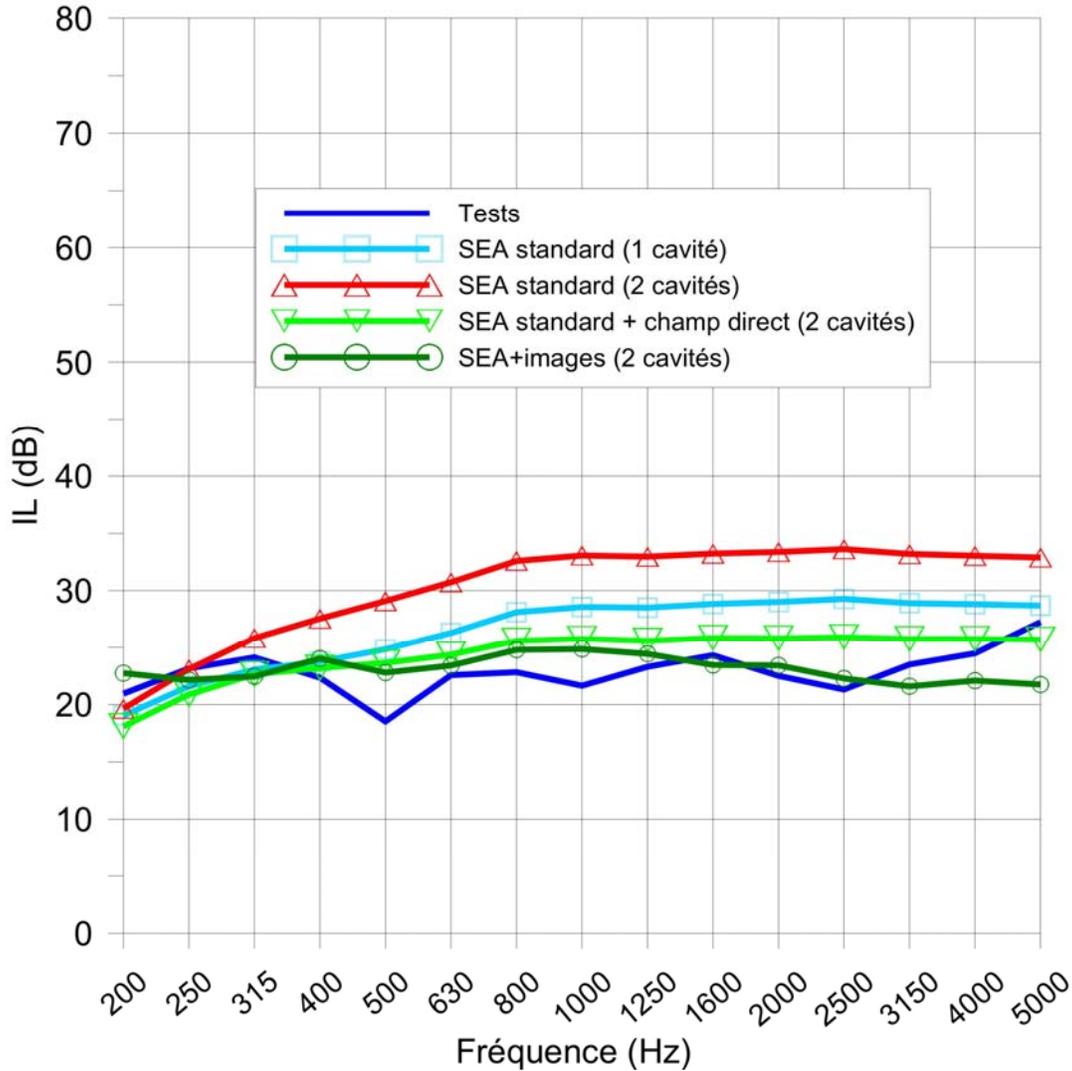


Figure 22 : Comparaison entre pertes par insertion mesurées et calculées par le modèle SEA standard (1 cavité), le modèle SEA standard (2 sous-cavités), le modèle SEA standard (2 sous-cavités) + champ direct et le modèle SEA (2 sous-cavités)+sources images pour l'encoffrement en forme de boîte avec des parois d'acier traitées acoustiquement et ouverture pour la position de source numéro 1 (configuration 3)

Les Figure 23 et Figure 24 montrent les comparaisons des pertes par insertion mesurées (tests) et calculées pour les configurations 8 à 10 et 14 à 16 respectivement (voir Tableau 3). Ces configurations correspondent respectivement à l'encoffrement en L aux parois d'acier, traité et 3 positions de sources et l'encoffrement en L aux parois de bois, traité avec une ouverture de 200mm × 400mm et 3 positions de sources. Les légendes ont la même signification que pour les figures précédentes. Pour la configuration sans ouverture, la figure indique que l'effet de la position de la source sur la performance acoustique de l'encoffrement est très faible. Les conclusions sont similaires à celles de la Figure 19. L'ensemble des modèles fournit des prédictions très satisfaisantes. Dans le cas de la présence d'une ouverture, la position de la source influe fortement sur la performance acoustique de l'encoffrement. La combinaison de la SEA

avec la méthode des images permet de bien reproduire l'effet de la position de la source, soit une réduction de la perte par insertion à mesure que l'on approche la source de l'ouverture. Les tendances des mesures sont retrouvées avec le calcul par cette technique. Le modèle du CETIM fournit une courbe moyenne de la performance, indépendante de la position de la source. Les écarts avec les résultats expérimentaux peuvent se révéler très importants.

De la même façon que la Figure 22 pour la configuration 3, la Figure 25 compare différents degrés de sophistication de modèles de prédiction basé sur la SEA avec les mesures pour la configuration 5 (encoffrement en L en acier traité avec une ouverture et la position de source numéro 3). Les résultats les plus proches de la mesure sont obtenus à nouveau avec la méthode des images combinée à la SEA. La *SEA standard + champ direct (3 cavités)* fournit des résultats moins bons mais qui donnent les tendances. La figure indique qu'une seule cavité ne permet pas de capturer la physique du problème. La sous-structuration en 3 sous-cavités sans incorporation du champ direct a de nouveau tendance à surestimer la perte par insertion. Le modèle *SEA standard + champ direct* est approprié pour un encoffrement de forme convexe et une simple source ponctuelle mais fonctionnera moins bien pour des géométries plus complexes comme la forme en L et des sources étendues.

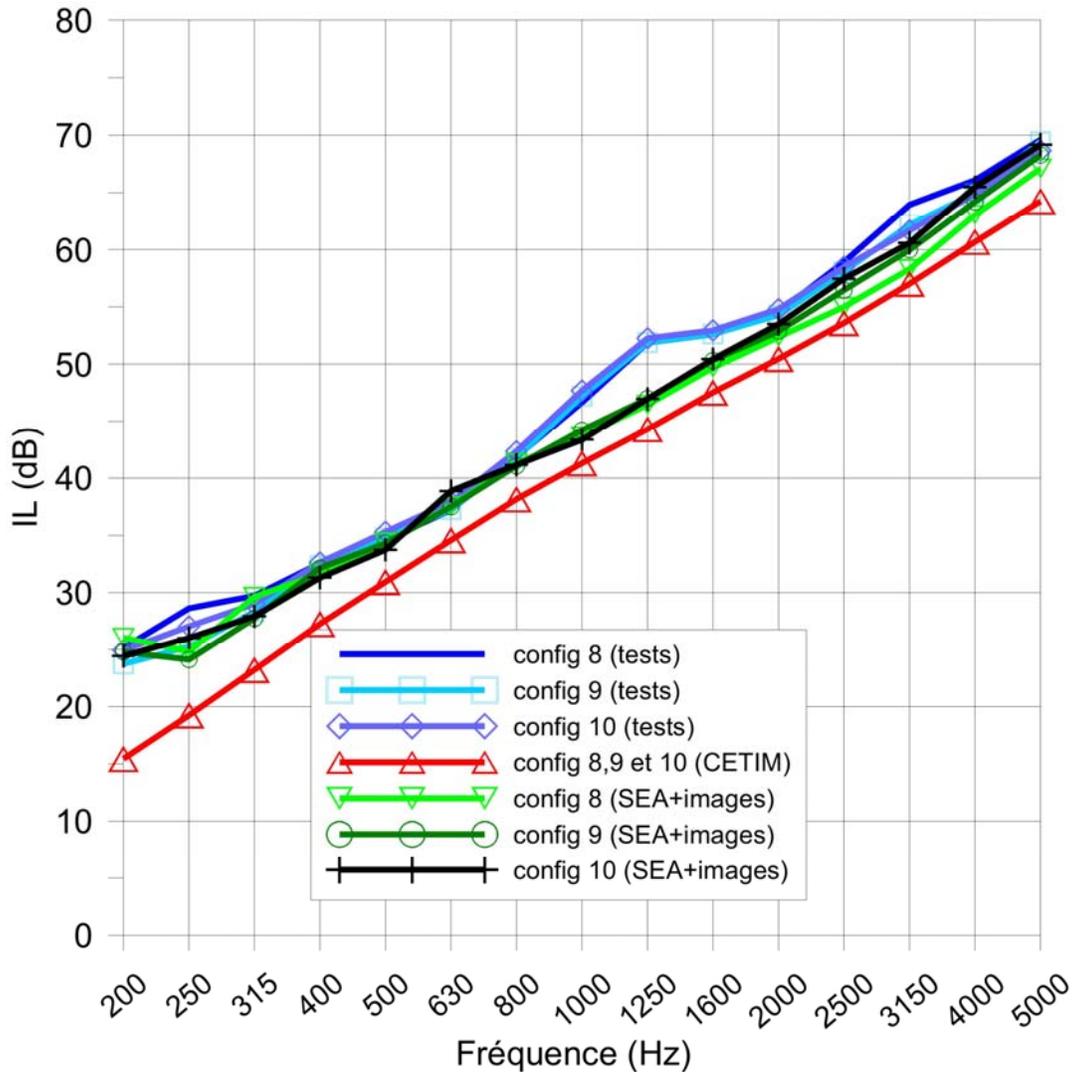


Figure 23 : Comparaison entre pertes par insertion mesurées et calculées par le modèle du CETIM et le modèle SEA sous-structuré+sources images pour l'encoffrement en L hermétique avec des parois d'acier traitées acoustiquement et pour trois positions de source

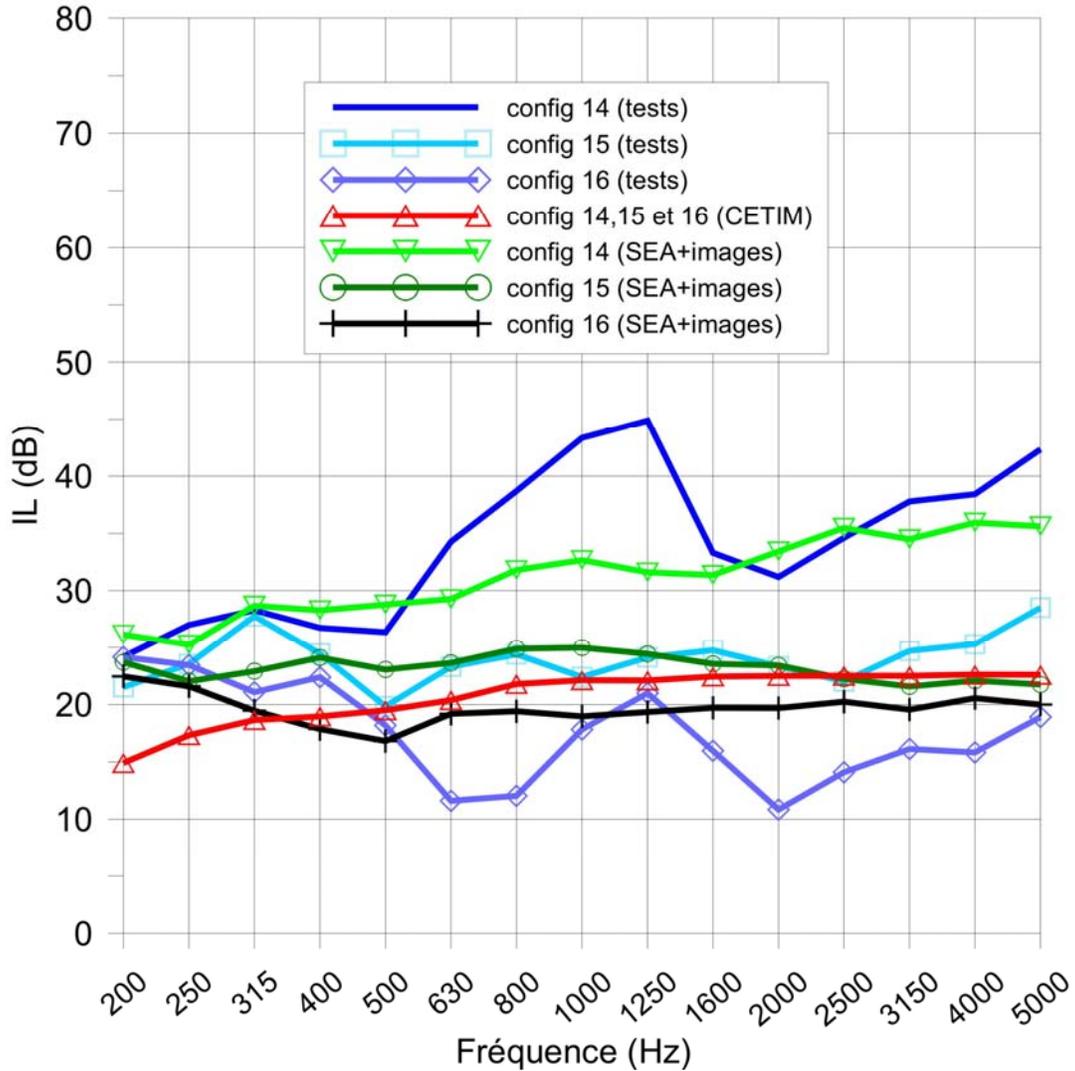


Figure 24 : Comparaison entre pertes par insertion mesurées et calculées par le modèle du CETIM et le modèle SEA sous-structuré+sources images pour l'enceinte en L avec des parois de bois traitées acoustiquement comprenant une ouverture et pour trois positions de source

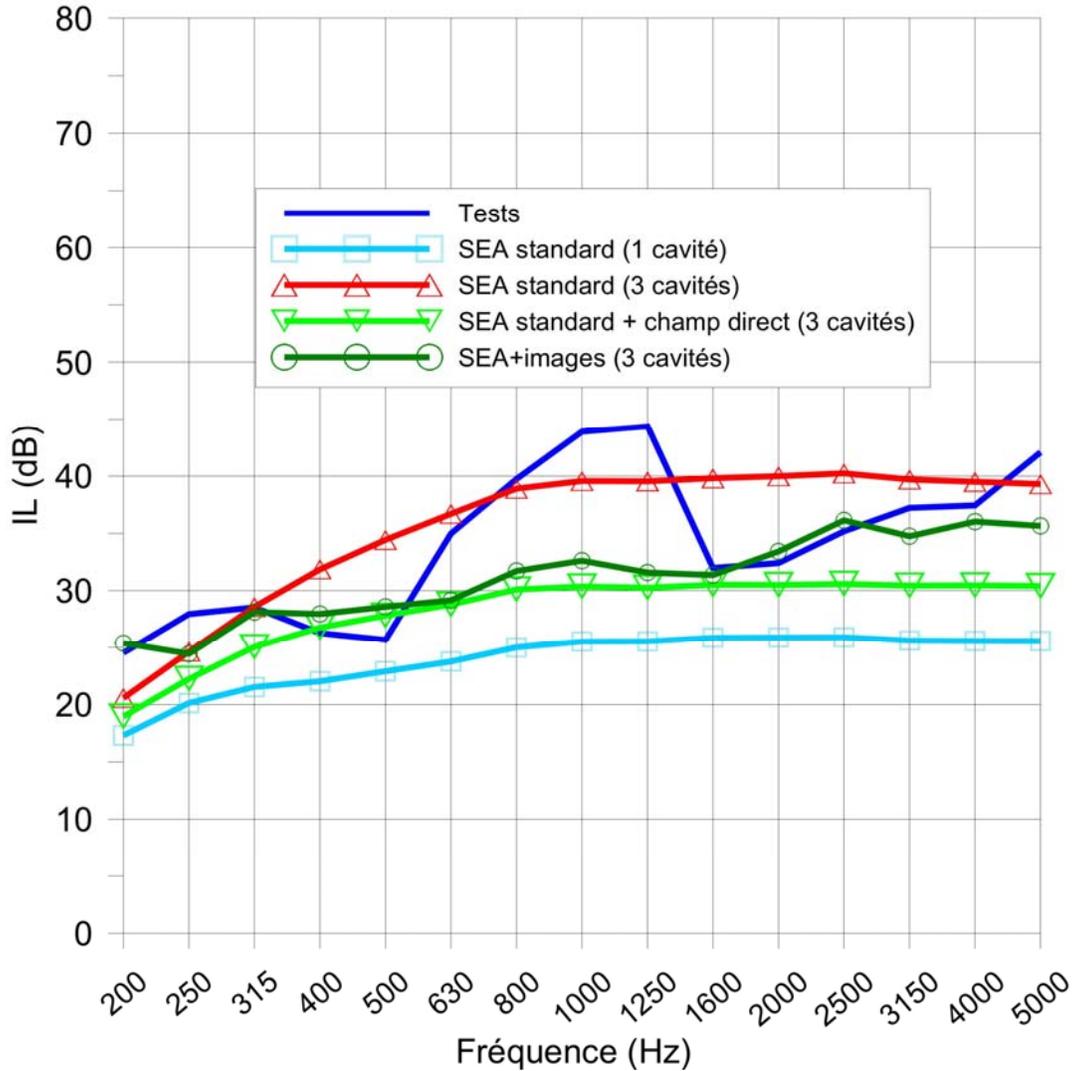


Figure 25 : Comparaison entre pertes par insertion mesurées et calculées par le modèle SEA standard (1 sous-système), le modèle SEA standard (3 sous-systèmes), et le modèle SEA standard (3 sous-systèmes) + champ direct, le modèle SEA+sources images pour l'encoffrement hermétique en L avec des parois d'acier traitées acoustiquement et ouverture pour la position de source 3 (configuration 5)

7.3 Pertes par transmission d'ouvertures et de fuites

La Figure 26 compare les données expérimentales et les résultats du modèle modal pour deux ouvertures rectangulaires de dimensions 45mm × 45mm et 60mm × 130mm par 300 mm de profondeur. On constate un excellent accord entre les courbes même si en basses fréquences le champ incident n'est pas vraiment diffus. Il est important de mentionner qu'aucun recalage n'a été fait. Cette corrélation montre la validité du modèle modal proposé en [86].

La Figure 27 compare les pertes par transmission en champ diffus expérimentales avec deux modèles (modèle modal [86] et modèle de Mechel [94]) pour 3 configurations de fentes de

dimensions respectives. Dans les calculs, les effets visqueux pouvant se produire dans la fente du fait de l'étroitesse de la largeur sont pris en compte selon la procédure décrite dans l'annexe D. Ces effets sont principalement importants pour les fentes de plus faible largeur (0.5mm et 2mm) et de plus grande profondeur (50mm) mais sont négligeables sinon. La corrélation entre mesures et prédictions est bonne au dessus de 500Hz pour les 2 modèles utilisés. Pour la plus petite profondeur (1.5 mm), les mesures sont également proches du modèle modal au-dessus de 500 Hz. Les différences en dessous de 500Hz ont été attribuées à la non homogénéité du champ acoustique incident et à la fréquence de coupure de la fente qui est très basse et donc d'autant plus sensible à l'hétérogénéité du champ acoustique incident. Des conclusions identiques sont obtenues pour les autres configurations sauf pour celles dont le ratio entre la puissance acoustique transmise par la fente et celle associée aux transmissions latérales est faible à savoir les fentes de 50mm de profondeur et de faible largeur (0.5mm et 2mm) ainsi que celle de 20mm de profondeur et de largeur 0.5mm. Dans ces cas, les mesures ne peuvent être utilisées en l'état pour effectuer des comparaisons.

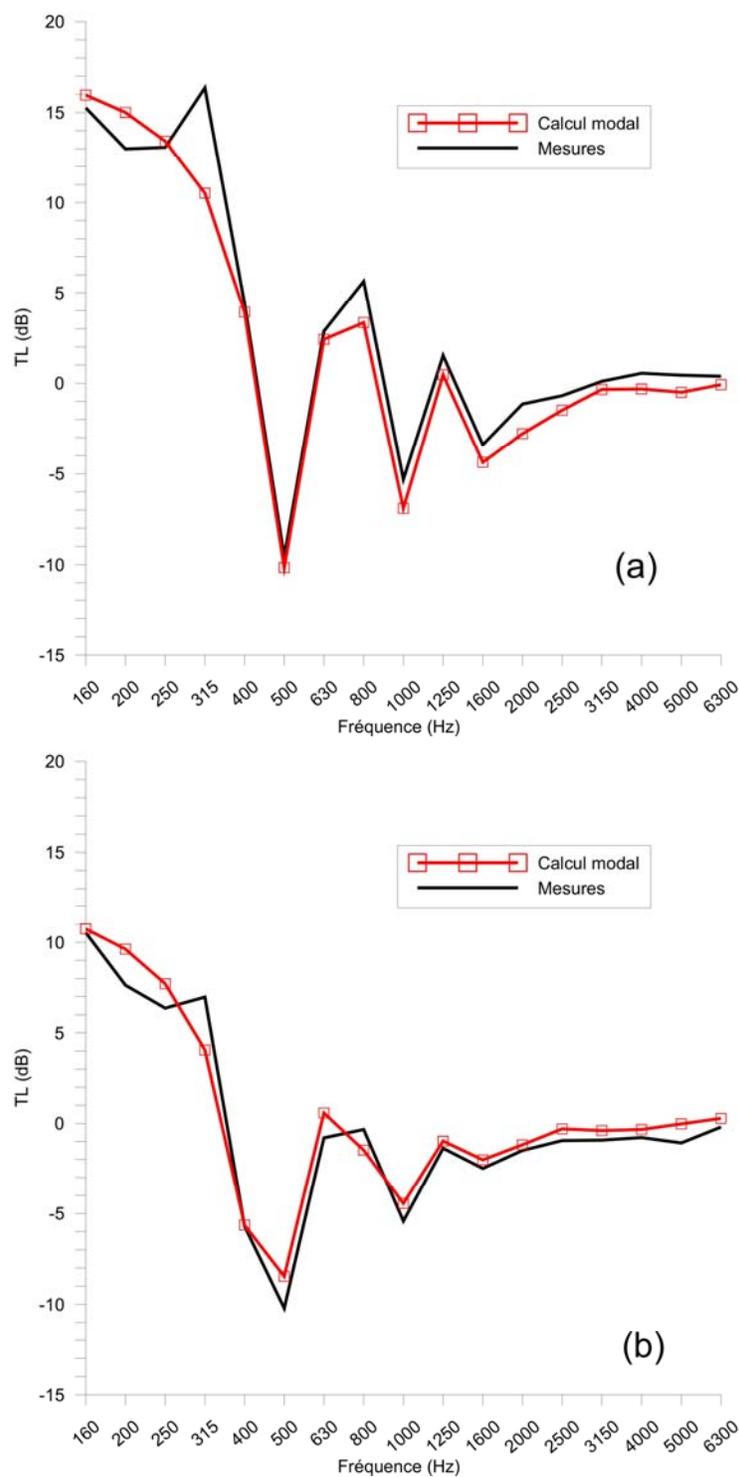


Figure 26 : Comparaison des pertes par transmission en champ diffus expérimentales et prédites pour deux ouvertures de dimensions 45mm×45mm×300mm (a) et 60mm×130mm×300mm (b)

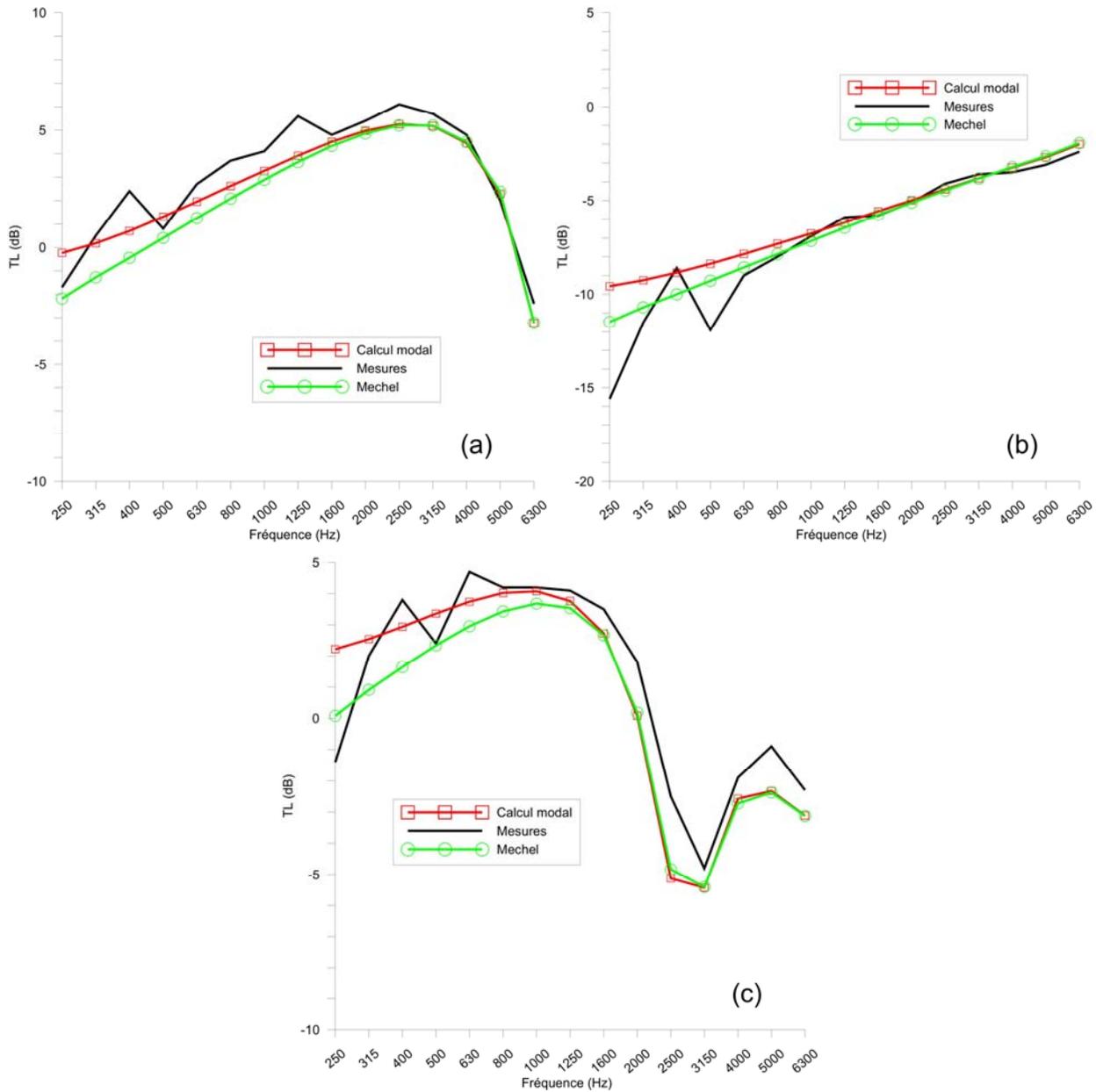


Figure 27 : Comparaison des pertes par transmission en champ diffus expérimentales et prédites pour 3 fentes de dimensions, 500mm×2mm×20mm (a), 500mm×2mm×1.5mm (b) et 500mm×8mm×50mm (c)

7.4 INFLUENCE DES PARAMETRES DE CONCEPTION SUR LA PERFORMANCE D'UN ENCOFFREMENT

Dans cette section, on fait la synthèse de l'influence sur la perte par insertion de paramètres tels que la forme de l'encoffrement, la nature des parois, la présence ou non d'un traitement acoustique, la position de la source et la présence ou non d'une ouverture. Dans un premier

temps on exploite le plan d'expérience réalisé et présenté dans la section 6.1. Puis, on présente deux exemples d'études de cas afin de montrer comment l'outil de calcul peut être exploité.

7.4.1 Bilan des mesures expérimentales

Les résultats de la campagne de mesure sur les 26 configurations sont synthétisés sur la Figure 28.

Le premier groupe de courbes montre la perte par insertion pour l'encoffrement aux parois en acier, traité, pour les 2 géométries (boîte et L) et l'ensemble des positions de sources. On constate que les pertes par insertion suivent essentiellement une loi de masse puisque la fréquence critique des panneaux d'acier considérés est très haute et en dehors de la gamme de fréquence étudiée. On voit que pour un encoffrement hermétique, la position de la source n'a pas d'effet sur la perte par insertion.

Le second groupe de courbes correspond à la perte par insertion de l'encoffrement aux parois en bois, traité, pour les 2 géométries (boîte et L) et l'ensemble des positions de sources. Ici, la fréquence critique des panneaux tombe dans la zone de fréquence étudiée comme on peut le constater sur le graphe. En dessous de cette fréquence, on obtient des courbes assez proches de celles de l'acier puisque la masse surfacique des panneaux en bois n'est que légèrement supérieure à celle des panneaux en acier. On observe les mêmes tendances que pour l'encoffrement en acier en ce qui concerne l'effet de la position de la source. On voit également qu'à masse surfacique à peu près égale, la performance du bois à isoler du bruit est inférieure à celle de l'acier pour les fréquences supérieures à 1000 Hz.

Le troisième groupe de courbes est attaché à la perte par insertion des encoffrements en L en acier ou en bois, traité, avec une ouverture et la source dans le coin le plus éloigné de l'ouverture (ouverture non visible de la source). Dans ce cas, la perte par insertion est gouvernée par l'ouverture et le matériau constituant les panneaux n'a aucun effet. Compte tenu de la taille importante de l'ouverture toute l'énergie acoustique passe par celle-ci.

Les quatrième et cinquième groupes de courbes comprennent les pertes par insertion des encoffrements de type boîte ou en L, en acier ou en bois, traité, avec une ouverture et ce, pour les deux positions de sources 1 et 2 (ouverture visible). Pour cette taille d'ouverture, la perte par insertion dépend principalement de la position de la source (1 ou 2) et pas du matériau constituant les parois ou de la forme de l'encoffrement. Plus la source est proche de l'ouverture et plus la perte par insertion est faible.

Dans le sixième groupe de courbes, l'encoffrement est en bois ou en acier et non traité. On voit l'importance du traitement acoustique sur la perte par transmission. Si celui-ci ne l'est pas on peut perdre plus de 40dB d'atténuation. La position de la source n'a pas d'influence sur la perte par insertion. La différence entre les matériaux est visible au-delà de 1250Hz du fait de la présence de la fréquence critique des panneaux de bois dans la zone de fréquence étudiée. Le panneau d'acier dans ce cas est plus efficace.

Les dernières courbes indiquent la très faible performance acoustique d'un encoffrement non traité comprenant une ouverture. À nouveau, l'influence de la position de la source sur la perte par insertion est très faible excepté à basses fréquences en raison du caractère diffus du champ acoustique.

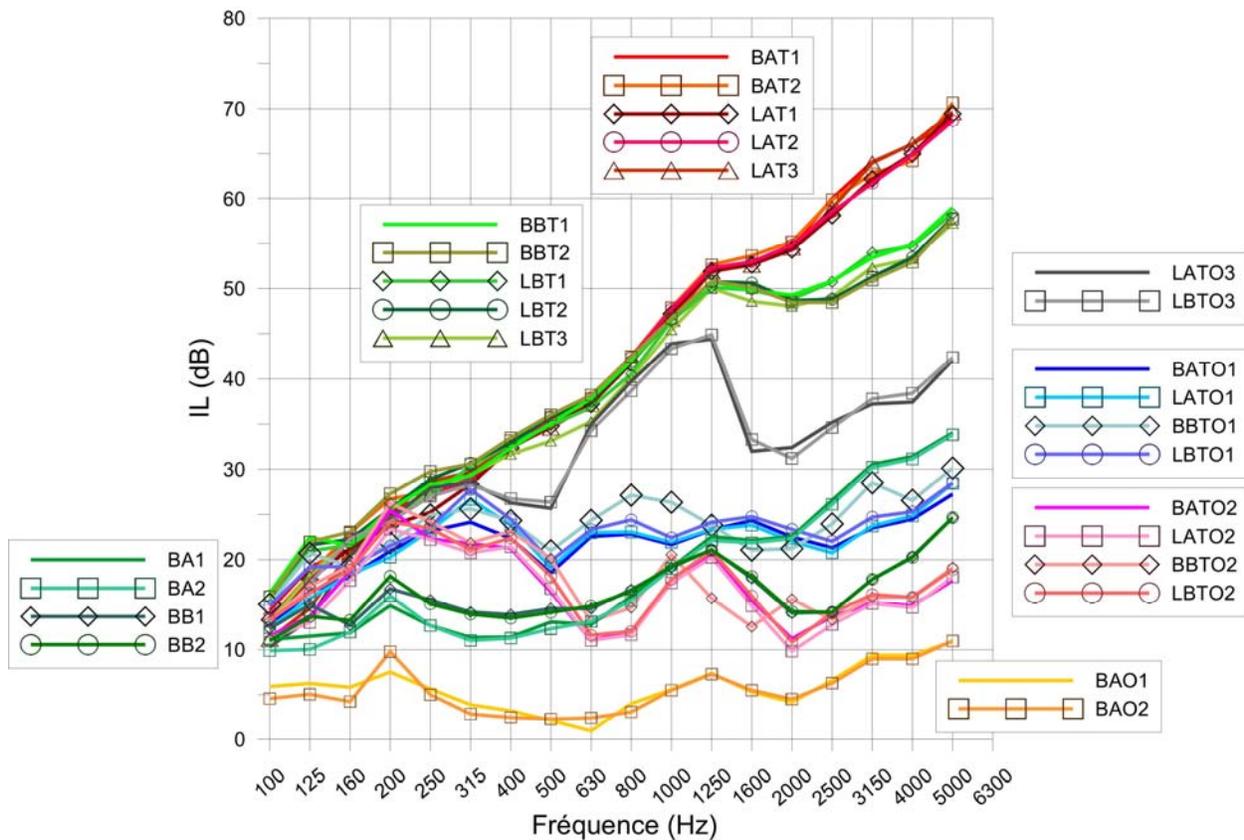


Figure 28 : Synthèse des pertes par transmission expérimentales des 26 configurations d'encoffrements (légende - 1^{ère} lettre : Géométrie B (Boîte), L (forme en L); 2^{ème} lettre : Matériau des parois A (acier), B (Bois) ; 3^{ème} lettre : Présence ou non d'un traitement T (Traitement), Aucune lettre (absence de traitement) ; 4^{ème} lettre : Position de source : Numéro de position de source ; 5^{ème} lettre : Présence ou non d'une ouverture O (Ouverture), Aucune lettre (absence d'ouverture)

7.4.2 Études de cas

Dans cette section, on exploite l'outil de calcul développé pour montrer l'effet de certains paramètres de conception sur la performance acoustique d'un encoffrement. Le Tableau 4 récapitule l'ensemble des configurations étudiées. On regarde en particulier l'effet des caractéristiques du traitement acoustique, du matériau des parois de l'encoffrement et de la présence d'une ouverture sur la perte par insertion de l'encoffrement. Les traitements acoustiques sont constitués de la laine Roxul avec une plaque perforée de taux de perforation de 33% avec des perforations de 1.5mm de rayon, un film résistif d'épaisseur 0.4mm ou un film imperméable d'aluminium d'épaisseur 0.22mm. Les propriétés des films sont fournies dans l'annexe F. Les ouvertures sont caractérisées par leur rayon R et leur profondeur D. Lorsque la profondeur D n'est pas précisée, l'ouverture est supposée avoir une épaisseur égale à l'épaisseur de la paroi traitée soit 97.4mm. Afin de se rapprocher d'un cas typique de l'industrie, nous avons également considéré le cas d'une ouverture circulaire de diamètre 12'' et de longueur 24'' non

traitée (configuration 44) ou traitée avec un silencieux (configuration 45) fait d'une enveloppe en acier galvanisé de 0.759mm d'épaisseur, traitée avec une laine de roche protégée par une tôle perforée de 0.759mm d'épaisseur. La perte par insertion du silencieux est fournie dans le Tableau 11 de l'annexe G.

Configuration	Matériau constituant le panneau	Traitement acoustique	Ouverture
27	Acier 1.2mm	pp + Roxul 1"	
28	Acier 1.2mm	pp + Roxul 2"	
29	Acier 1.2mm	pp + Roxul 3"	
30	Acier 1.2mm	pp + Roxul 4"	
31	Acier 1.2mm	pp + Roxul 5"	
32	Acier 1.2mm	Film alu 0,22mm + Roxul 3"	
33	Acier 1.2mm	Voile résistif 0,4mm + Roxul 3"	
34	Acier 0.8mm	pp + Roxul 3"	
35	Acier 1.6mm	pp + Roxul 3"	
36	Acier 2mm	pp + Roxul 3"	
37	Bois 1cm	pp + Roxul 3"	
38	Bois 2cm	pp + Roxul 3"	
39	Bois 2.5cm	pp + Roxul 3"	
40	Bois 2cm	pp + Roxul 3"	Circulaire - R=1cm
41	Bois 2cm	pp + Roxul 3"	Circulaire - R=2cm
42	Bois 2cm	pp + Roxul 3"	Circulaire - R=4cm
43	Bois 2cm	pp + Roxul 3"	Circulaire - R=8cm
44	Bois 2cm	pp + Roxul 3"	Circulaire - R=15.24cm D=60.96cm
45	Bois 2cm	pp + Roxul 3"	Silencieux - R=15.24cm D=60.96cm

Tableau 4: Liste des configurations pour les études de cas

7.4.2.1 Influence du traitement acoustique sur la perte par insertion de l'encoffrement

Dans cette première étude de cas, toutes les parois de l'encoffrement sont supposées faites d'un parement en acier de 1.2mm d'épaisseur auxquelles on vient apposer un traitement de Roxul d'épaisseur variable avec une protection (plaque perforée ou film). La Figure 29 montre l'effet du traitement acoustique sur la perte par insertion de l'encoffrement.

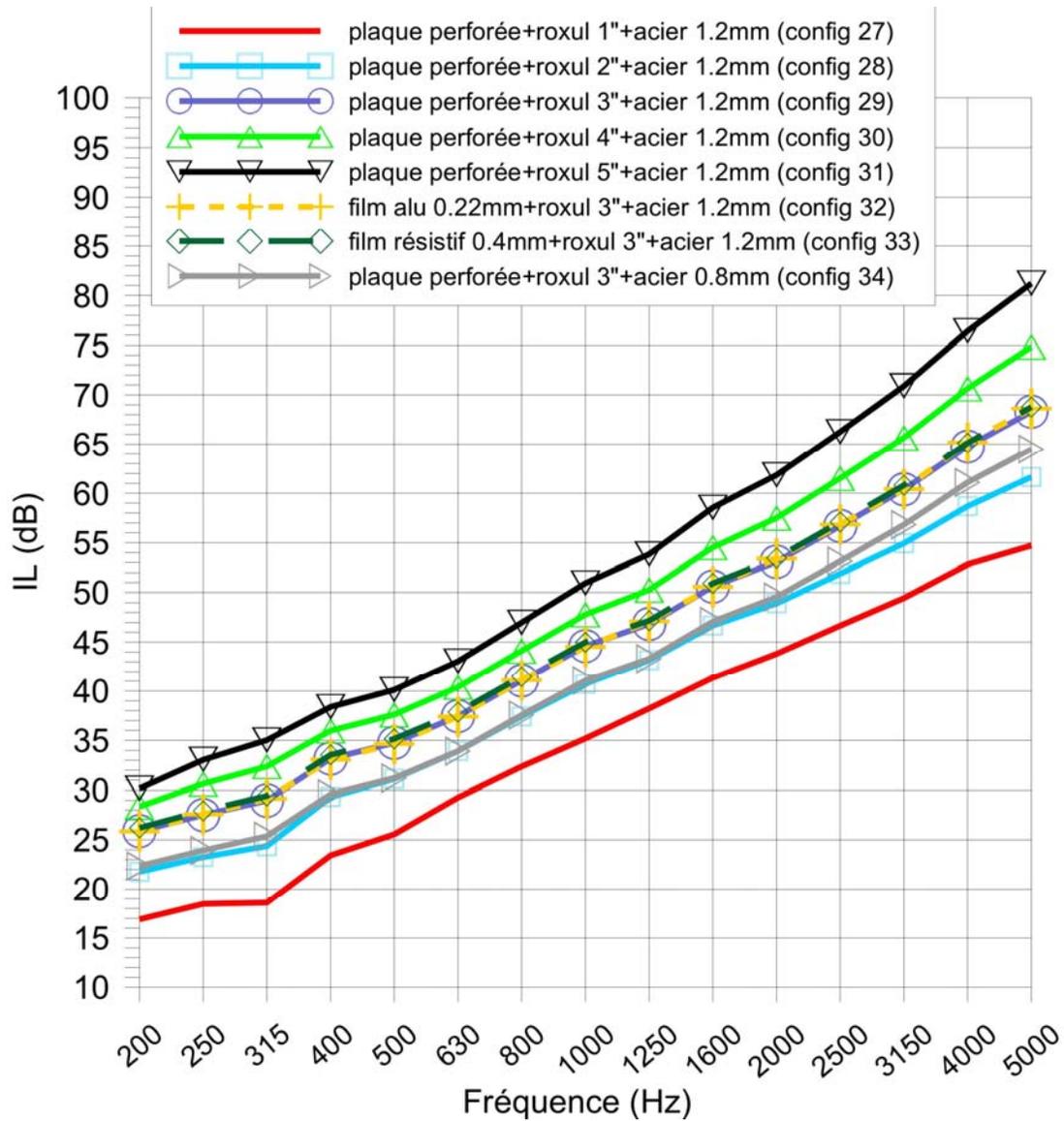


Figure 29 : effet du traitement acoustique sur la perte par insertion de l'enceinte

Comme attendu, l'augmentation de l'épaisseur de la laine induit une augmentation de la perte par insertion. Pour la gamme d'épaisseurs couverte dans cette étude (1'' à 5''), on constate qu'à chaque doublement de l'épaisseur on augmente la perte par insertion de 5 à 6 dB en basses fréquences et de 6 à 13dB en hautes fréquences, l'augmentation étant la plus importante dans le cas où on passe de 2'' à 4'' de Roxul. Le type de protection (plaque perforée ou film résistif et imperméable) ne change rien sur la perte par insertion pour cette épaisseur de plaque support. La figure illustre également qu'on obtient des performances similaires voire supérieures (en hautes fréquences) entre un traitement de 2'' sur un parement d'acier de 1.2mm et un traitement de 3'' sur un parement d'acier plus mince de 0.8mm.

7.4.2.2 Influence des matériaux constituant les panneaux sur la perte par insertion de l'encoffrement

Cette seconde étude de cas illustre l'effet du choix des panneaux constituant l'encoffrement sur sa perte par insertion.

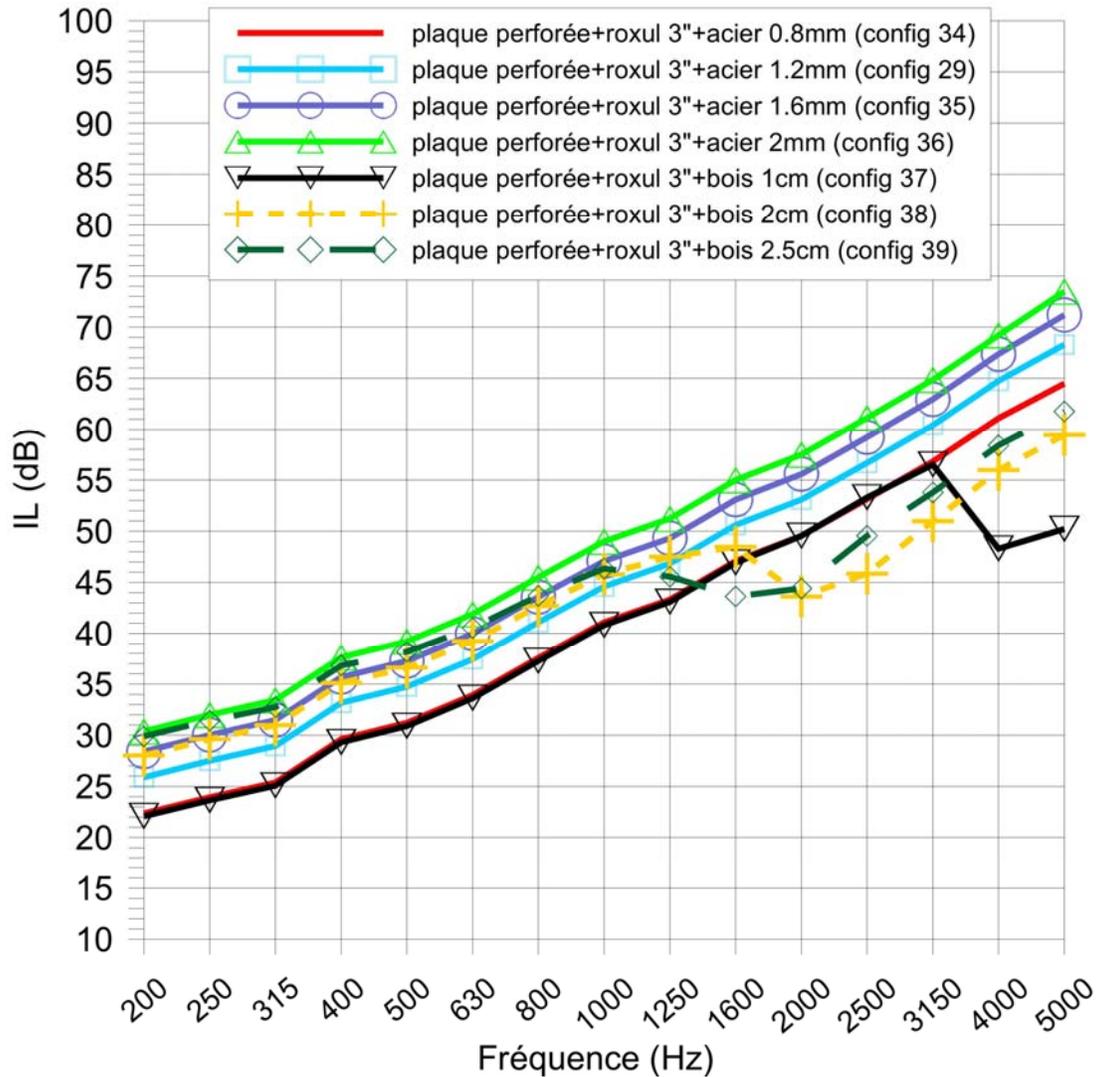


Figure 30 : effet du choix des panneaux sur la perte par insertion de l'encoffrement

On fixe ici un traitement acoustique de laine Roxul d'épaisseur 3'' avec une plaque perforée et on regarde l'influence du parement (épaisseur et matériau). Comme attendu, la Figure 30 montre que la perte par insertion croît avec l'épaisseur des parements en acier du fait de l'augmentation de la perte par transmission due à l'accroissement de la masse surfacique. L'augmentation de l'épaisseur des parements en bois permet d'accroître la perte par insertion en basses fréquences pour les mêmes raisons que pour l'acier mais la présence de l'accident fréquentiel dû à la fréquence critique qui se déplace dans la zone la plus sensible de l'oreille rend le bois moins performant que l'acier. Un parement de 1cm de presswood avec le traitement considéré ici est

quasiment équivalent à un parement de 0.8mm d'acier avec le même traitement. Comme vu dans le paragraphe précédent, on peut jouer sur l'épaisseur du traitement acoustique pour augmenter la perte par insertion si on ne dispose que de plaques minces.

7.4.2.3 Influence des caractéristiques d'une ouverture sur la perte par insertion de l'encoffrement

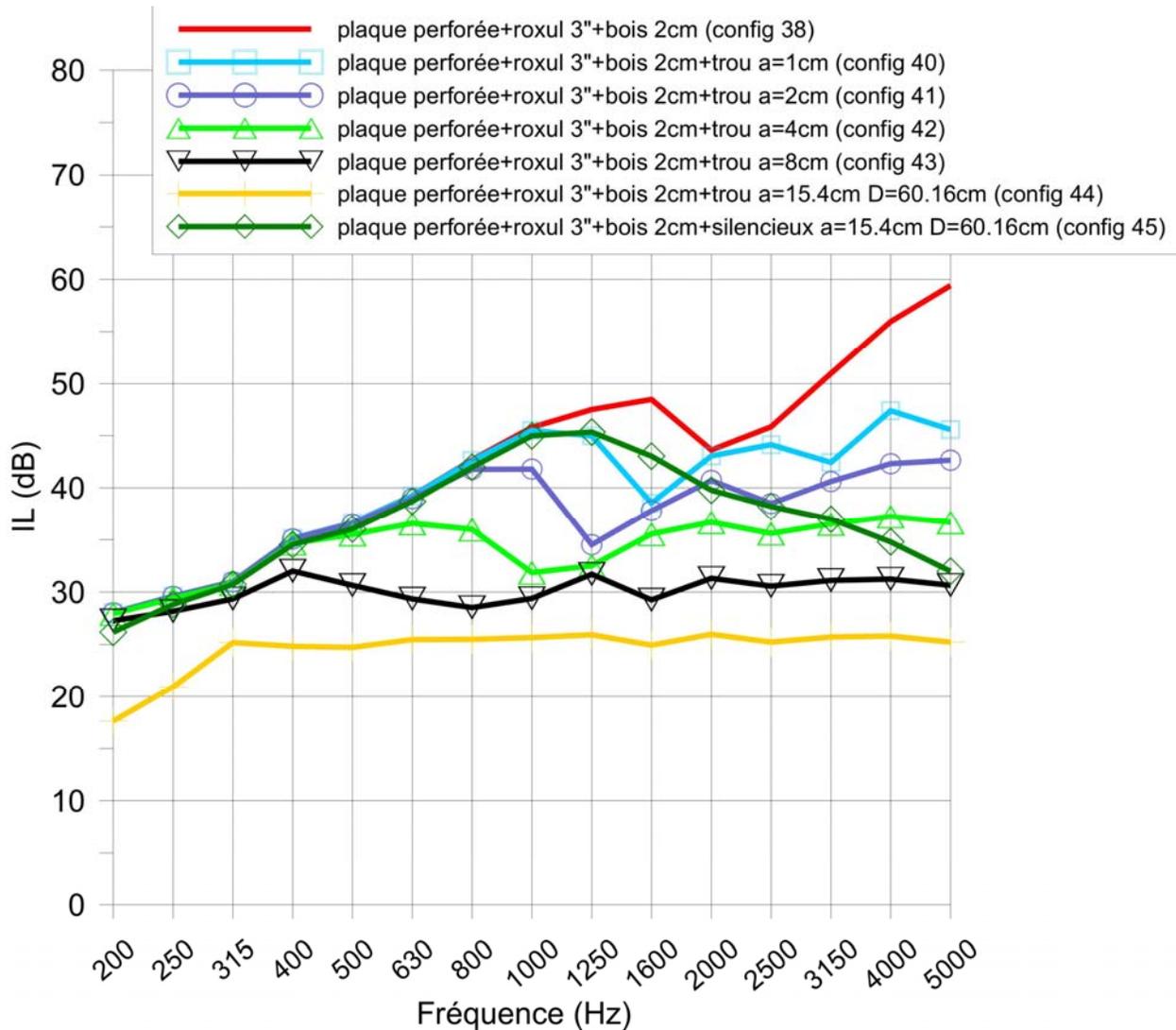


Figure 31 : effet des caractéristiques d'une ouverture sur la perte par insertion de l'encoffrement. Dans cette troisième étude de cas, on s'intéresse à l'influence des caractéristiques d'une ouverture sur la perte par insertion de l'encoffrement. On considère que les parois de l'encoffrement sont constituées de bois aggloméré de 2cm d'épaisseur avec un traitement de 3'' d'épaisseur. La profondeur de l'ouverture circulaire correspond à celle de l'épaisseur des parois soit 97.4mm. On a également envisagé le cas d'une ouverture circulaire de diamètre et de longueur 12'' non traitée ou traitée avec un silencieux fait d'une enveloppe en acier galvanisé de 0.759mm d'épaisseur traitée avec une laine de roche protégée par une tôle perforée de 0.759mm d'épaisseur dont la perte par insertion est fournie dans l'annexe F. La Figure 31 montre l'effet

des caractéristiques de l'ouverture sur la perte par insertion. On constate que cet indicateur est très affecté par l'ouverture notamment dans les hautes fréquences où la perte par transmission de l'ouverture tend vers 0dB. Pour une ouverture de 8cm de rayon, la perte par transmission chute et est essentiellement gouvernée par l'ouverture indépendamment de l'isolation acoustique des parois. Le calcul avec l'ouverture traitée par un silencieux démontre l'importance de traiter les ouvertures pour ne pas détériorer les capacités d'isolation de l'encoffrement.

8. CONCLUSION

Ce projet a premièrement permis de démontrer le potentiel de coupler la technique SEA (« Statistical Energy Analysis ») avec la méthode de sources images et l'approche des matrices de transfert afin de simuler la performance acoustique d'encoffrements de machines de grande taille. Ce travail sur le couplage de différentes méthodes a, par la suite, permis de développer un ensemble d'outils de calcul de l'efficacité acoustique à partir des dimensions et des propriétés physiques des parois.

Parmi les outils disponibles, la technique de la SEA nous a semblé pertinente pour traiter le problème, étant donné les grandes tailles des encoffrements, la large gamme fréquentielle concernée et les incertitudes liées aux propriétés des parois et de leur condition de montage. Par ailleurs, la SEA fournit un cadre permettant d'avoir un outil modulaire qui peut être facilement enrichi pour traiter des configurations beaucoup plus complexes. Plusieurs améliorations ont été explorées et apportées par rapport à la technique classique:

- une meilleure prise en compte de matériaux absorbants et de plaques et films perforés et en relation avec cela l'adaptation de la SEA à des sous systèmes amortis;
- amélioration du calcul des facteurs de perte par couplage pour les jonctions complexes, faisant intervenir un traitement insonorisant par exemple à l'aide de méthodes analytiques (matrices de transfert);
- la possibilité d'intégrer une source acoustique interne localisée spatialement.

Outre ces originalités, l'outil de calcul intègre également un nouveau modèle de transmission acoustique à travers les fuites et ouvertures qui a été validé par des mesures expérimentales réalisées par l'INRS (France). L'outil a également été validé par comparaison d'une part avec des résultats numériques issus d'autres modèles existants, d'autre part avec des tests sur des encoffrements construits dans les laboratoires du GAUS (Sherbrooke). L'outil a ensuite été exploité dans le cadre de quelques études de cas pour montrer l'influence de différents paramètres (matériaux, fuites, géométries, position des sources, etc.) sur la performance acoustique de l'encoffrement et montrer comment l'outil peut être utilisé pour faire l'étude d'encoffrements.

Au niveau scientifique, le projet a permis de montrer comment la SEA et la méthode des images peuvent être combinées pour donner des résultats, somme toute, très satisfaisants. Cependant, de nombreux points restent à être abordés, éclaircis ou approfondis afin de rendre l'approche plus précise et robuste:

- la source acoustique modélisée était de nature ponctuelle. Le cas d'une source étendue (plus représentatif d'une vraie machine) demanderait des travaux supplémentaires;
- la sous-structuration de l'espace intérieur en sous-cavités pour la SEA a été faite de façon arbitraire (ou plutôt en s'inspirant de ce qui est fait dans l'automobile pour modéliser l'habitacle). Une approche plus rigoureuse, systématique et automatique devrait être envisagée;

- Des paramètres clés tels l'efficacité de rayonnement et les corrections de finitude de panneaux ont été estimés à partir de calculs pour des panneaux insérés dans un baffle plan infini. Cette hypothèse n'est assurément pas respectée pour la majorité des parois d'encoffrements usuels et devrait être revue et étudiée plus en détails;
- Le cas où une ou plusieurs parois sont proches de la source sonore n'a pas été considéré ici et devrait être étudié afin de permettre à l'outil de couvrir une plus large gamme de typologie d'encoffrements;
- Seules les transmissions aériennes ont été étudiées dans ce projet. Encore une fois, afin de permettre de couvrir une plus large gamme de cas d'encoffrements, il serait avisé d'incorporer les chemins solidiens (e.g. le cas d'une machine connectée mécaniquement à la structure de l'encoffrement en certains points) dans l'analyse. Ces chemins peuvent souvent amener une réduction importante de la performance acoustique d'un encoffrement. Il est à noter que le choix de la SEA comme technique de simulation permet l'intégration de chemins solidiens de façon assez naturelle.
- Dans le cas de panneaux raidis, les densités modales peuvent être faibles limitant de ce fait l'application de la SEA. Une façon de résoudre le problème pourrait être d'utiliser des techniques de couplage SEA-basses fréquences comme celle proposée par Langley et Shorter [76, 79].

Au niveau plus pratique, ce projet a permis de mettre au point un outil informatique de niveau « recherche ». Cet outil requiert une certaine expertise pour modéliser l'encoffrement. Au stade actuel, il peut être utilisé par les chercheurs de l'IRSST pour répondre aux éventuelles demandes de la part de concepteurs ou d'intervenants en milieu de travail. Il est néanmoins prévu de mettre en place une activité de valorisation pour élaborer une version intégrant une interface graphique conviviale qui facilitera le travail de modélisation par l'utilisateur (par exemple, présélection automatique en amont des sous-systèmes SEA). Le développement d'un tel outil vise *in fine* à aider les concepteurs d'encoffrements dans le dimensionnement acoustique de leurs produits tout en permettant une meilleure capacité de prédiction pour optimiser les performances et les coûts de ces derniers et une réduction accrue du bruit rayonné par la machine.

Pour conclure, on fournit quelques règles générales de base à respecter pour concevoir des encoffrements performants:

- **Prévoir des parois dont les performances acoustiques sont suffisantes.** Les performances acoustiques des parois d'un encoffrement dépendent de leur nature et de leur composition. Cette performance est caractérisée par la perte par transmission R qui dépend, notamment, de la fréquence. L'allure fréquentielle de cet indicateur dépend de la masse surfacique, de la rigidité et de l'amortissement de la plaque support. Il chute à la fréquence critique. La paroi est alors « transparente au bruit ». Il est recommandé de choisir l'épaisseur de la paroi telle que R soit maximal aux fréquences principales du bruit de la machine. Il faut donc éviter de choisir un matériau dont la fréquence critique corresponde aux fréquences pour laquelle la machine est la plus bruyante. Des matériaux divers peuvent être utilisés à condition d'être suffisamment lourds et bien amortis : maçonnerie pour les grands encoffrements, tôle d'acier épaisse, bois aggloméré, feuilles de plomb et surtout des matériaux composites : deux ou plusieurs panneaux de bois

aggloméré ou métalliques, séparés par de la laine minérale, sans « ponts phoniques » entre les panneaux. Les portes doivent avoir les mêmes qualités acoustiques que les parois. Les vitrages doivent être double et d'épaisseur 4 mm pour la vitre la plus fine. Il faut réduire au maximum la surface des fenêtres, car elle diminue l'absorption à l'intérieur de l'encoffrement.

- **Éviter la transmission des vibrations de la machine à l'encoffrement.** La machine transmet des vibrations à l'encoffrement qui rayonne alors un bruit. Ces transmissions peuvent se produire soit par le sol, soit par des liaisons mécaniques ou encore par les passages d'élément de machine à travers l'encoffrement. Si la machine est isolée du sol, l'encoffrement est posé ou fixé directement sur le sol et ne doit pas être en contact avec l'élément qui permet d'isoler la machine du sol. Si la machine est posée ou fixée à même le sol, alors l'encoffrement sera posé sur un joint de découplage. Il faut aussi éviter tout contact entre les parois de l'encoffrement et des parties de la machine ou équipements traversant ces parois ou sinon utiliser des éléments de découplages appropriés.
- **Améliorer l'absorption à l'intérieur de l'encoffrement.** La présence de matériaux absorbants à l'intérieur de l'encoffrement, d'une part diminue le niveau sonore réverbéré à l'intérieur et d'autre part augmente les propriétés isolantes des parois. Toute diminution du niveau sonore à l'intérieur de l'enceinte, sera ressentie à l'extérieur. L'épaisseur du revêtement absorbant doit être d'autant plus importante que les fréquences à absorber sont basses. Les matériaux choisis doivent avoir des coefficients d'absorption proche de 1 : laine minérale de verre ou de roche, fibres polyester, mousse synthétique... Pour de très basses fréquences et pour les bruits à fréquences discrètes, il est conseillé d'utiliser des absorbeurs sélectifs à panneaux résonant ou à résonateurs de Helmholtz.
- **Parfaite étanchéité de l'encoffrement.** La présence d'ouvertures fonctionnelles, de fentes, de défauts d'étanchéité diminue considérablement l'efficacité d'un encoffrement. Pour les fuites indésirables, jonction des panneaux par exemple, il est conseillé d'utiliser des masses de rebouchage, matériau dont la masse est importante, et d'étancher au moyen de joints bitumineux le contact avec le sol. Si des passages de pièces doivent être maintenus, il faut utiliser des portes escamotables, des lames souples, des sas insonorisés. Pour les fentes fonctionnelles telles que le passage de câbles, alimentation de sortie, il est conseillé d'utiliser des joints en élastomères pour colmater l'ouverture. S'il existe des fentes plus larges entre la base de l'encoffrement et le sol, généralement pour l'entretien du sol, l'utilisation de bavette souple en élastomère. Si une ventilation est nécessaire, on lui adjoint des silencieux d'arrivée et d'extraction d'air. Pour de plus larges ouvertures fonctionnelles, comme par exemple des ouïes de ventilation, il est conseillé d'avoir recours à des tunnels acoustiques que l'on fixe sur les entrées et sorties, à des lamelles ou des bavettes souples que l'on place à l'entrée et à la sortie des tunnels, à des silencieux à lames parallèles ou à chicanes, revêtus de matériau absorbants pour l'introduction et l'extraction d'air. De plus, toutes les ouvertures (fenêtres, portes) ainsi que le raccordement de l'encoffrement avec le sol seront pourvus de joints souples.
- **Position de la machine.** La machine ne doit pas être placée, dans la mesure du possible, près des parois et des ouvertures.

9. BIBLIOGRAPHIE

- [1] Martin, R., *Sommaire des réalisations sur la réduction du bruit tirées du répertoire provincial 2001*, RRSSS de Chaudières-Appalaches.
- [2] Portail du réseau public québécois en santé au travail, www.santeautravail.net.
- [3] Répertoire internet de réalisations en santé au travail, www.santeautravail.com.
- [4] Nguyen, P. and G. Parent, *Réduire le bruit en milieu de travail*. 1998, Commission de la santé et de la sécurité du travail du Québec.
- [5] Cheng, L. and C. Lesueur, *Influence des amortissements sur la réponse vibro-acoustique: étude théorique et expérimentale d'une plaque excitée mécaniquement et couplée à une cavité*. Journal d'Acoustique, 1989. **2**: p. 347-355.
- [6] Atalla, N. and R. Panneton, *The effects of multilayer sound-absorbing treatments on the noise field inside a plate backed cavity*. Noise Control Engineering, 1996. **44**(5): p. 235-243.
- [7] Bécot, F.X. and F. Sgard, *On the use of poroelastic materials for the control of the sound radiated by a cavity backed plate*. Journal of the Acoustical Society of America, 2006. **120**((4)): p. 2055-2066.
- [8] Panneton, R. and N. Atalla, *Numerical prediction of sound transmission through finite multilayer systems with poroelastic materials*. Journal of the Acoustical Society of America, 1996. **100**: p. 346-354.
- [9] Göransson, P., *A weighted residual formulation of the acoustic wave propagation through a flexible porous material and a comparison with a limp material model*. Journal of Sound and Vibration, 1995. **182**(3): p. 479-494.
- [10] Biot, M.A., *Theory of propagation of elastic waves in a fluid-filled-saturated porous solid - II. Higher frequency range*. Journal of the Acoustical Society of America, 1956. **28**: p. 179-191.
- [11] Biot, M.A., *Theory of propagation of elastic waves in a fluid-filled-saturated porous solid. I. Low-frequency range*. Journal of the Acoustical Society of America, 1956. **28**: p. 168-178.
- [12] Kang, Y.J. and J.S. Bolton, *Finite element modeling of isotropic porous materials coupled with acoustical nite elements*. Journal of the Acoustical Society of America, 1995. **98**(1): p. 635-643.
- [13] Panneton, R. and N. Atalla, *An efficient finite element scheme for solving the three-dimensional poroelasticity problem in acoustics*. Journal of the Acoustical Society of America, 1997. **101**(5): p. 3287-3298.
- [14] Atalla, N., R. Panneton, and P. Debergue, *A mixed displacement-pressure formulation for poroelastic materials*. Journal of the Acoustical Society of America, 1998. **104**(3): p. 1444-1452.
- [15] Debergue, P., R. Panneton, and N. Atalla, *Boundary conditions for the weak formulation of the mixed (u,p) poroelasticity problem*. Journal of the Acoustical Society of America, 1999. **106**: p. 2383-2390.
- [16] Atalla, N., M.A. Hamdi, and R. Panneton, *Enhanced weak integral formulation for the mixed (u,p) poroelastic equations*. Journal of the Acoustical Society of America, 2001. **109**(6): p. 3065-3068.
- [17] Panton, R.L. and J.M. Miller, *Resonant frequencies of cylindrical resonators*. Journal of the Acoustical Society of America, 1975. **57**(6II): p. 1533-1535.

- [18] Randeberg, R.T., *Perforated Panel Absorbers with Viscous Energy Dissipation Enhanced by Orifice Design*. 2000, U. of Trondheim: Trondheim.
- [19] Takahashi, D., *A new method for predicting the sound absorption of perforated absorber systems*. Applied Acoustics, 1997. **51**(1): p. 71-84.
- [20] Maa, D.Y., *Microperforated wideband absorbers*. Noise Control Eng. J., 1987. **29**(3): p. 77-84.
- [21] Beranek, L.L. and I.L. Ver, *Noise and Vibration Control Engineering*, ed. J.W. Sons. 1992. 804.
- [22] Ingard, U., *Notes on sound absorption technology*. 1994: BK and Disk edition.
- [23] Amirouche, N., *Dispositifs absorbants à base de matériaux à double porosité dans des champs acoustiques complexes*, in LASH/DGCB URA CNRS 1652. 2008, INSA de Lyon: Vaulx-en-Velin.
- [24] Atalla, N. and F. Sgard, *Modeling of perforated plates and screens using rigid frame porous models*. Journal of Sound and Vibration, 2007. **303**: p. 195-208.
- [25] Allard, J.F., *Propagation of sound in porous media, Modelling sound absorbing materials*. 1993, New York and London: Elsevier Application Science. 284.
- [26] Ghinet, S. and N. Atalla, *Vibro-acoustic behaviour of multi-layer orthotropic panels* Canadian Acoustics, 2002. **30**(3): p. 72-73.
- [27] Jackson, R.S., *The performance of acoustic hoods at low frequencies*. Acustica, 1962. **12**: p. 139-152.
- [28] Jackson, R.S., *Some aspects of the performance of acoustic hoods*. Journal of Sound and Vibration, 1966. **3**: p. 82-94.
- [29] Fahy, F.J., *Sound and structural vibration*, ed. A. Press. 1989, Londres, Angleterre.
- [30] Junger, M.C., *Sound transmission through an elastic enclosure acoustically coupled to a noise source*. ASME paper, 1970. **70-WA/DE-12**.
- [31] Oldham, D.J. and S.N. Hillarby, *The acoustical performance of small close fitting enclosures, part 1: theoretical models*. Journal of Sound and Vibration, 1991. **150**(2): p. 261-281.
- [32] Oldham, D.J. and S.N. Hillarby, *The acoustical performance of small close fitting enclosures, part 2: experimental investigation*. Journal of Sound and Vibration, 1991. **150**(2): p. 283-300.
- [33] Tweed, L.W. and D.R. Tree, *Three methods for predicting the insertion loss of close-fitting acoustical enclosures*. Noise Control Eng. J., 1978. **10**(2): p. 74-79.
- [34] Byrne, K.P., H.M. Fischer, and H.V. Fuchs, *Sealed, Close-Fitting, Machine-Mounted Acoustic Enclosures with Predictable Performance*. Noise Control Eng. J., 1998. **31**(1): p. 7-15.
- [35] Hasheminejad, S.M. and S. Mehdizadeh, *Acoustic performance of a multi-layer close-fitting hemispherical enclosure*. Noise Control Eng. J., 2006. **54**(2): p. 86-100.
- [36] Pretlove, A.J., *Forced vibrations of a rectangular panel backed by a closed rectangular cavity*. Journal of Sound and Vibration, 1966. **3**(3): p. 252-261.
- [37] Guy, R.W. and M.C. Bhattacharya, *The transmission of sound through a cavity-backed finite plate*. Journal of Sound and Vibration, 1973. **27**(2): p. 207-223.
- [38] Dowell, E.H., G.F.I. Gorman, and D.A. Smith, *Acoustoelasticity: general theory, acoustic natural modes and forced response to sinusoidal excitation, including comparisons with experiment*. Journal of Sound and Vibration, 1977. **52**(4): p. 519-542.

- [39] Guy, R.W., *The response of a cavity backed panel to external airborne excitation: a general analysis*. Journal of the Acoustical Society of America, 1979. **65**(3): p. 719-731.
- [40] Narayanan, S. and R.L. Shanbhag, *Sound transmission through elastically supported sandwich panels into a rectangular enclosure*. Journal of Sound and Vibration, 1981. **77**(2): p. 251-270.
- [41] Cheng, L. and C. Lesueur, *Influence of damping on the vibro-acoustic response: theoretical study of a plate coupled to a cavity and acoustically excited (in french)*. Journal d'Acoustique, 1989. **2**: p. 105-118.
- [42] Lee, Y.Y. and C.F. Ng. *The prediction of the effects of stiffness and damping on noise reduction of small enclosure*. in *5th International Conference on Recent Advances in Structural Dynamics*. 1994. Southampton, U.K.: Institute of Sound and Vibration Research.
- [43] Lee, Y.Y. and C.F. Ng. *The noise and vibration reduction of close-fitting curved enclosure panels*. in *International Conference on Structural Dynamics, Vibration, Noise and Control*. 1995. Hong Kong, China.
- [44] Lee, Y.Y. and C.F. Ng, *The effects of coupled source/cavity modes on the acoustic insertion loss of close-fitting enclosures*. Journal of Building Acoustics, 1997. **2**: p. 549-567.
- [45] Pan, J. and D.A. Bies, *The effect of fluid-structural coupling on sound waves in an enclosure - Theoretical part*. Journal of the Acoustical Society of America, 1990. **87**(2): p. 691-707.
- [46] Pretlove, A.J., *Free vibrations of a rectangular panel backed by a closed rectangular cavity*. Journal of Sound and Vibration, 1965. **2**(3): p. 197-209.
- [47] Moeller, M.J., et al. *An Assessment of a Fea NVH Cae Body Model for Design Capability*. in *SAE Noise & Vibration Conference & Exposition*, . 2001. Grand Traverse, MI, USA.
- [48] Polonio, F., et al., *Acoustic Radiation of an Open Structure: Modeling and Experiments*. Acta Acustica, 2004. **90**: p. 496-511.
- [49] Polonio, F., et al., *Prévision du rayonnement acoustique en basse fréquence de structures ouvertes*. Acoustique et Techniques, 2004. **36**: p. 37-43.
- [50] Kim, Y.H. and S.M. Kim, *Solution of coupled acoustic problems: a partially opened cavity coupled with a membrane and a semi-infinite exterior field*. Journal of Sound and Vibration, 2002. **254**: p. 231-244.
- [51] Seybert, A.F., C.Y.R. Cheng, and T.W. Wu, *The solution of coupled interior/exterior acoustic problems using the boundary element method*. Journal of the Acoustical Society of America, 1990. **88**: p. 1612-1618.
- [52] Sgard, F. and N. Atalla, *Mean flow effects on a plate-backed cavity, Part 1: Theory*. Acta Acustica, 1997. **83**: p. 243-251.
- [53] Agahi, P., U.P. Singh, and J.O. Hetherington, *Numerical prediction of the insertion loss for small rectangular enclosures*. Noise Control Eng. J., 1999. **47**(6): p. 201-208.
- [54] Chiello, O., *Application of a finite element method and a component mode synthesis to the study of the acoustical insulation at low frequencies (in French)*, in *LASH*. 2000, University of Sherbrooke - INSA de Lyon: Sherbrooke, Canada - Vaulx-en-Velin, France. p. 189.
- [55] Holland, K.R. and F.J. Fahy, *The radiation of sound through an aperture in a noise control enclosure via iteration around a finite element boundary element loop*. Noise Control Eng. J., 1996. **44**: p. 231-234.

- [56] Jean, P., *Coupling geometrical and integral methods for indoor and outdoor sound propagation - validation examples* Acta Acustica, 2001. **87**: p. 236-246.
- [57] Sgard, F., N. Atalla, and C.K. Amedin, *Vibro-acoustic behavior of a cavity backed by a plate coated with a meso-heterogeneous porous material*. Acta Acustica United with Acustica, 2007. **93**(1): p. 106-114.
- [58] Lee, Y.Y. and C.F. Ng, *Sound insertion loss of stiffened enclosure plates using the finite element method and the classical approach*. Journal of Sound and Vibration, 1998. **217**(2): p. 239-260.
- [59] Tournour, M. and N. Atalla, *Vibroacoustic behavior of an elastic box using state-of-the-art FEM-BEM approach*. Noise Control Eng. J., 1998. **46**(3): p. 83-90.
- [60] Tournour, M. and N. Atalla, *Pseudostatic corrections for the forced vibroacoustic response of a structure-cavity system*. Journal of the Acoustical Society of America, 2000. **107**: p. 2379-2386.
- [61] Tournour, M.A. and N. Atalla, *State-of-the-art of FEM/BEM for the acoustic and vibration response of an elastic box*. Noise Control Engineering Journal, 1998. **46**: p. 83-90.
- [62] Nicolas, J. and N. Atalla, *Développement de logiciels pour la conception de produits plus silencieux*. 1995, IRSST.
- [63] Galland, M.A., et al., *Capotage Acoustique Hybride Passif/Actif CAHPAC*, in *PROGRAMME DE RECHERCHE ET D'INNOVATION ACTION CONCERTÉE INCITATIVE n° 04 2 329*. 2008, ENTPE, ECL, U. de Besançon, IEMN: Lyon. p. 202.
- [64] CETIM, *Insonorisation des machines par encoffrement. Recueil de conférences*. 1995, Senlis: Publications CETIM. 149.
- [65] Trompette, N., T. Loyau, and G. Lovat, *Encoffrements de machine - Aide à la conception : règles de base et mise en oeuvre expérimentale*. Cahiers de notes documentaires INRS - Hygiène et sécurité du travail 2001. **182**: p. 49-72.
- [66] Van Maercke, D. *Simulation of sound fields in time and frequency domain using a geometrical method*. in *12th ICA 1986*. Toronto, Canada.
- [67] Jean, P., *Modèles numériques en Acoustique et Vibrations*. 2002, INSA de Lyon: Lyon. p. 108.
- [68] Gaudaire, F., et al. *Une méthode de tir de rayon pour caractériser la propagation sonore dans les volumes complexes*. in *Congrès SIA*. 2000. Le Mans, France.
- [69] Barbry, J.L. and N. Trompette, *Improvement of the prediction of panels and machinery enclosures acoustical performances (in French)*. 2007, Département Ingénierie des équipements de travail de l'Institut National de Recherche en Sécurité: Nancy, France.
- [70] Barbry, J.L., *Développement de logiciels pour la conception prévisionnelle de parois acoustiques et d'encoffrements de machines*. 2007, Département Ingénierie des équipements de travail de l'Institut National de Recherche en Sécurité: Nancy, France.
- [71] Ver, I.L. *Reduction of noise by acoustic enclosures*. in *Proc of ASME Design Engineering Technical Conference*. 1973. Cincinnati.
- [72] Ming, R. and J. Pan, *Insertion loss of an acoustic enclosure*. Journal of the Acoustical Society of America, 2004. **116**(6): p. 3453-3459.
- [73] Lyon, R.H., *Noise reduction of rectangular enclosures with one flexible wall*. Journal of the Acoustical Society of America, 1963. **35**(11): p. 1791-1797.
- [74] Eichler, E., *Thermal circuit approach to vibrations in coupled systems and the noise reduction of a rectangular box*. Journal of the Acoustical Society of America, 1965. **37**(6): p. 995-1007.

- [75] Cole, V., M.J. Crocker, and P.K. Raju, *Theoretical and experimental studies of the noise reduction of an idealized cabin enclosure*. Noise Control Eng. J., 1983. **20**(3): p. 122-132.
- [76] Shorter, P., *Vibro-acoustic analysis of complex systems* Journal of Sound and Vibration, 2005. **288**(3): p. 669-699.
- [77] Manning, J.E. *Used of Measured Mobility to Improve SEA Predictions in the Mid-Frequency Range*. in ASME Proc. DETC99. 1999.
- [78] Heron, K.H. *Predictive SEA using line wave impedances*. in IUTAM Symposium on Statistical Energy Analysis. 1997. Southampton, England.
- [79] Shorter, P. and R. Langley, *On the reciprocity relationship between direct field radiation and diffuse reverberant loading*. Journal of the Acoustical Society of America, 2005. **117**: p. 85-95.
- [80] Langley, R., *A wave intensity technique for the analysis of high frequency vibration*. Journal of Sound and Vibration, 1992. **159**(3): p. 482-502.
- [81] Moens, L., *On the use and the validity of the energy finite element method for high frequency vibrations*. 2001, Katholic University of Leuven: Leuven, Belgique.
- [82] Cotoni, V., A. Le Bot, and L. Jezequel, *Sound transmission through a plate by an energy flow approach*. Acta Acustica united with Acustica, 2002. **88**: p. 827-836.
- [83] Le Bot, A., *Energy transfer for high frequencies in built-up structures*. Journal of Sound and Vibration, 2002. **250**(2): p. 247-275.
- [84] Le Bot, A. and A. Bocquillet, *Comparison of an integral equation on energy and the ray-tracing technique in room acoustics*. Journal of the Acoustical Society of America, 2000. **108**(4): p. 1732-1740.
- [85] Orefice, G., C. Cacciolati, and J.L. Guyader. *The energetic mean mobility approach*. in IUTAM Symposium on SEA. 1997.
- [86] Sgard, F., H. Néglise, and N. Atalla, *On the modeling of diffuse field sound transmission loss of finite thickness apertures*. Journal of the Acoustical Society of America, 2007. **122**(1): p. 302-313.
- [87] Bouwkamp, C.J., *Diffraction theory*. Reports on Progress in Physics, 1954. **17**: p. 35-100.
- [88] Spence, R.D., *The diffraction of sound by circular disks and apertures*. Journal of the Acoustical Society of America, 1948. **20**: p. 380-386.
- [89] Mulholland, K.A. and H.D. Parbrook, *Transmission of sound through apertures of negligible thickness*. Journal of Sound and Vibration, 1967. **5**(3): p. 499-508.
- [90] Gomperts, M.C. and T. Kihlman, *The "sound insulation" of circular and slit-shaped aperture*. Acustica, 1964. **14**(1): p. 1-16.
- [91] Gomperts, M.C. and T. Kihlman, *The sound transmission loss of circular and slit-shaped aperture in walls*. Acustica, 1967. **18**(3): p. 144-150.
- [92] Wilson, G.P. and W.W. Soroka, *Approximation to the diffraction of sound by a circular aperture in a rigid wall of finite thickness*. Journal of the Acoustical Society of America, 1965. **37**(2): p. 286-297.
- [93] Sauter, A. and W.W. Soroka, *Sound transmission through rectangular slots of finite depth between reverberant rooms*. Journal of the Acoustical Society of America, 1970. **47**(1, Part 1): p. 5-11.
- [94] Mechel, F.P., *The acoustic sealing of holes and slits in walls*. Journal of Sound and Vibration, 1986. **111**(2): p. 297-336.
- [95] Nomura, Y. and S. Inawashiro, *On the transmission of acoustic waves through a circular channel of a thick wall*. Res. Inst. Elec. Commun., 1960. **2**: p. 57-71.

- [96] Thomé, J.P., *Importance des fuites acoustiques sur l'efficacité globale d'un capotage de machine*. Cahier de notes documentaires INRS, 1996. **165**: p. 509-518.
- [97] Chen, K.T., *Study of acoustic transmission through apertures in a wall*. Applied acoustics, 1995. **46**: p. 131-151.
- [98] Park, H.H. and H.J. Eom, *Acoustic scattering from a rectangular aperture in a thick hard screen*. Journal of the Acoustical Society of America, 1997. **101**(1): p. 595-598.
- [99] Serizawa, H. and K. Hongo, *Evaluation of an acoustic plane wave transmitted through a rectangular hole in a thick hard screen*. Wave motion, 2002. **36**: p. 103-117.
- [100] Huang, C.J. and C.Y. Chen, *Diffraction acoustics fields about circular apertures in soft and hard baffles*. Acustica – Acta Acustica, 1990. **85**: p. 301-311.
- [101] Furue, Y., *Sound propagation from the inside to the outside of a room through an aperture*. Applied Acoustics, 1990. **31**: p. 133-146.
- [102] Kompella, M.S. and R.J. Bernhard. *Measurement of statistical variation of structural acoustic characteristics of automotive vehicles*. in *SAE Noise and Vibration Conference*. 1993. Traverse City, MI, USA.
- [103] O'Keefe, E. *A computer simulation for determining far-field noise levels radiated from a noise source within a rectangular enclosure*. in *Inter-Noise*. 1980. Miami, USA.
- [104] Lyon, R.H. and G. Maidanik, *Power flow between linearly coupled oscillators*. Journal of the Acoustical Society of America, 1962. **34**(5): p. 623-639.
- [105] Lyon, R.H. and R.G. Dejong, *Theory and application of Statistical Energy Analysis*. 2nd ed, ed. Butterworth-Heinemann. 1995. 277.
- [106] Crocker, M.J. and A.J. Price, *Sound transmission using statistical energy analysis*. Journal of Sound and Vibration, 1969. **9**(3): p. 469-486.
- [107] Craik, R., *Sound transmission through buildings using SEA*. 1996: Gower.
- [108] Nightingale, T.R.T. and I. Bosmans. *On using multiple Kij's in the EN12354 acoustics prediction model to represent excess attenuation in flanking surfaces in 17th International Congress on Acoustics*. 2001. Rome, Italy.
- [109] Davis, E. *By air by SEA*. in *Noise-Con*. 2004. Baltimore, MD, USA.
- [110] Danderoy, I., D. Hartley, and R. Hund. *Interior Noise Prediction Of Hawker Horizon Aircraft Using Statistical Energy Analysis*. in *Noise-Con*. 2004. Baltimore, MD, USA.
- [111] Conlon, S.C. and S.A. Hambric, *Predicting the vibroacoustic response of satellite equipment panels*. Journal of the Acoustical Society of America, 2003. **113**(3): p. 1455-1473.
- [112] Dejong, R.G. *A Study of Vehicle Interior Noise Using Statistical Energy Analysis* in *SAE Noise and Vibration Conference*. 1985.
- [113] Onsay, T., D. Wang, and G.M. Goetchius. *Statistical Energy Analysis (SEA) of Air-borne Tire/road Noise in a Minivan*. in *Noise-Con*. 1998. Ypsilanti, Michigan.
- [114] Moeller, M.J. and R.E. Powell. *Review of Statistical Energy Analysis (SEA) Applied to the Automotive Industry 1985 to 1997* in *Noise-Con*. 1998. Ypsilanti, MI, USA.
- [115] Nélisse, H. and T. Onsay. *Modeling strategies in SEA: Study of a car door in Internoise*. 2002. Dearborn, MI, USA.
- [116] Nélisse, H., J. Pan, and J.V. Buskirk. *Application of SEA in vehicle sound package design in First International AutoSEA Users Conference*. 2000. San Diego, CA, USA.
- [117] Bolduc, M., *Acquiring Statistical Energy Analysis Damping Loss Factor for Complex Structures with Low to High Damping Characteristics*, in *Département de Génie Mécanique*. 2007, Université de Sherbrooke: Sherbrooke. p. 369.

- [118] Pierce, A.D., *Acoustics, an introduction to its physical principles and applications*. 1981, New York: McGraw-Hill. 678.
- [119] Leppington, F.G., E.G. Broadbent, and K.H. Heron, *The acoustic radiation efficiency of rectangular panels*. Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences, 1982. **382**(1783): p. 245-271.
- [120] Heron, K.H., *The radiation efficiency of non-isotropic plates with various edge boundary conditions and baffle geometries*. 1999, DERA. p. 23.
- [121] Nélisse, H., T. Onsay, and N. Atalla. *Structure-borne insertion loss of sound package components*. in *SAE Meeting*. 2003. Detroit, MI, USA.
- [122] Trompette, N., et al., *Sound transmission loss of rectangular and slit-shaped apertures - Experimental results and correlation with a modal model*. Journal of the Acoustical Society of America, 2008. **Accepted**.
- [123] Borish, J., *Extension of the image model to arbitrary polyhedra*. Journal of the Acoustical Society of America, 1984. 75(6): p. 1827-1836.
- [124] L'Espérance, A., Logiciel d'analyse et de gestion du bruit OUIE 2000 - développement et intégration d'un modèle d'acoustique prévisionnelle. 2001, IRSSST: Montreal, Canada. p. 26.
- [125] Shorter, P., Rigid walled cavities and SEA - Technical Memorandum. 2001.
- [126] Oldham, D.J. and X. Zhao, Measurement of the sound transmission loss of circular and slit-shaped apertures in rigid walls of infinite thickness by intensimetry. Journal of Sound and Vibration, 1993. 161(1): p. 119-135.
- [127] Allen, J.B. and D.A. Berkley, Image method for efficiently simulating small-room acoustics. Journal of the Acoustical Society of America, 1979. 65(4): p. 943-950.

A. FABRICANTS ET DISTRIBUTEURS D'ENCOFFREMENTS AU QUEBEC

entreprises	type d'encoffrement	paroi extérieure	garnissage	paroi intérieure	assemblage	traitements ouvertures	sources encoffrées
ABSON CABSON	modulaires préfabriquées et monocoques : enceintes et capots acoustiques	acier satiné + peinture cuite	oui		joints étanches par compression	portes et fenêtres insonorisés / silencieux / semelle anti vibratile	toutes
ACOUSTIC NATIONAL INDUSTRIES	capots acoustiques monocoques, enceintes acoustiques modulaires						
ACOUSTOCK	enceintes acoustiques modulaires	acier galvanisé calibre 16	laine de verre/laine de roche	acier galvanisé perforé calibre 22	structure poutre sous forme de H, vissage	portes et fenêtres insonorisés / silencieux/ semelle anti vibratile	toutes
ASPECTAIR	caissons insonorisés	acier / acier galvanisé : avec ou sans peinture	mousse acoustique		boulon, rivet, ou soudure		idéal pour génératrice, unité de puissance et pompes
ATTENUATEUR DE SON, VIBRA- SIL - FILIALE SONOSHIELD	encoffrement intégré avec ou sans plancher, encoffrement complet fixe, encoffrement mobile	Double paroi en acier / acier galvanisé / aluminium :avec ou sans peinture			coins non coupés	silencieux pour les entrées et sorties d'air / semelle anti vibratile	générateurs
ATELIERS FABATECH INC.	encoffrements selon spécifications	selon spécifications	selon spécifications	selon spécifications	selon spécifications		toutes
DISTRIBUTEUR DES PRODUITS ACOUSTIQUES PN INC	encoffrements complets et partiels de type modulaire	sylicone / vynil avec ou sans moletennage pour la face extérieure ; panneaux métalliques rigides avec absorbant pour le toit	mousse acoustique / mousse acoustique composite pour les capotages de moteur	sylicone ou vynil, avec moletennage	panneaux ou rideaux installés sur un système de rails	défecteurs acoustiques pour les entrées et les sorties d'air	Unité hydraulique, presse, compresseur, ventilateur, pompe, moteur, groupe électrogène, broyeur

entreprises	type d'encoffrement	paroi extérieure	garnissage	paroi intérieure	assemblage	traitements ouvertures	sources encoffrées
GROUPES ELECTROGENES INSONORISES GENNY TECH INC	équipements fournis avec encoffrement mobile, idéal lors de tournage et de spectacle						transformateur, générateur
LH MFG INC.	cabines acoustiques selon spécifications	acier inox, acier, aluminium	selon spécifications	selon spécifications	selon spécifications	selon spécifications	toutes
MECART	encoffrements intégrés et complets : 35 à 45 dB(A)	acier galvanisé + émail anticorrosif / acier inox	matériaux acoustiques protégés par une enveloppe faite en polymère			silencieux / portes et fenêtres insonorisés / antivibration	machines industrielle : métallurgie, sidérurgie, scierie, médicale,
PLASMATEC	chambres acoustiques modulaires spécialisées pour l'industrie de la déposition thermique : minimum 45 dB(A)	panneaux acoustiques "Sound-Core"			aucun clou ou vis, mais crochet à inter-barrage placé dans les murs		équipement pour la projection thermique : projection par chalumeau, projection par Flamme Supersonique (HVOF), plasma d'arc soufflé
RACAN CARRIER	encoffrements complets	acier galvanisé calibre 16	laine de verre/laine de roche	acier galvanisé perforé calibre 22	vissage	silencieux pour les ouvertures / calfatage pour l'étanchéité des panneaux / semelle anti vibratile	toutes
SILENTEC	enclos et caissons acoustiques						

ABSON – MESAR ENVIRONAIR

303, rue des Forges (QC) G9A 2G9 CANADA
Tél : 819-537-5771, Fax : 819-376-7712
www.abson.ca @ info@abson.ca

ACOUSTIC NATIONAL INDUSTRIES INC.

2555, avenue Watt, bureau 11, Québec G1P 3T2 Canada
Tél : 418-653-9028, Fax : 418-653-2401
www.acousticnat.com @ acoustic@acousticnat.com

ACOUSTOCK INC.

265, boul. Hymus, bureau 2800, Pointe-Claire, (QC) H9R 1G6 CANADA
Tél : 514-630-7104, Fax : 514-630-8198
www.acoustock.com @ acoustock@acoustock.com
Distribution des encoffrements sous la marque CRITERIA

ASPECTAIR INC.

56, boul. Industriel, Châteauguay, (QC) J6J 4Z2 CANADA
Tél : 450-699-2000, 800-663-1346, Fax : 450-699-4000
www.aspectair.ca @ info@aspectair.ca

ATELIERS FABTECH INC. (LES)

155, rue de la Station, Laval, (QC) H7M 3W1 CANADA
Tél : 514-858-0623, 514-967-9880, Fax : 514-858-0624
www.ateliersfabtech.ca @ webmaster@ateliersfabatech.ca

ATTÉNUATEURS DE SON ET VIBRATION VIBRA-SIL INC. (LES)

2020, rue de la Métropole, Longueuil (QC) J3G 1T3 Canada
Tél : 450-649-4255, Fax : 450-649-1910
www.vibra-sil.com @ vibra.sil@videotron.ca
Distribution des encoffrements sous la marque SONOSHIELD

CAB SON

783, rue Moëller, Granby (QC) J2G 9L5 Canada
Tél : 819-312-7936
www.industrialnoisecontrol.net @ info@cab-son.com

CORATECH METAL INC

25, rue Omer-DeSerres, Blainville (QC) J7C 5L8
Tél : 450-437-0570, Fax : 450-435-4790
@ info@coratech.ca
Leurs encoffrements sont construits par Acoustock

DISTRIBUTEUR DES PRODUITS ACOUSTIQUES PN INC

9210, place Picasso, Montréal (QC) H1P 3J8 Canada
Tél : 514-946-6299, Fax : 514-321-3448
www.acoustiquepn.ca @ dpn@acoustiquepn.ca

GROUPES ÉLECTROGÈNES INSONORISÉS GENNY TECH INC. (LES)

1246, rue St-Nicolas, Laval (QC) H7E 4X3 Canada
Tél : 450-664-71, Fax : 450-664-1223
@ gennytech@bellnet.ca

J.P. LESSARD CANADA INC.

9455, rue J.-J.-Gagnier, Montréal, (QC) H1Z 3C8 CANADA

Tél : 514-384-0660, Fax : 514-384-0381

@ jplc@jplessard.com

LH MFG INC.

1790 55^e Avenue, Montréal (QC) H8T 3J5 Canada

Tél : 514-631-2193, Fax : 514-631-6825

lhmf@avantages.net

MECART INC.

110, rue de Rotterdam, Saint-Augustin-de-Desmaures (QC) G3A 1T3 Canada

Tél : 418-880-7000, Fax : 418-880-7070

www.mecart.com @ mecart@mecart.com

PLASMATEC INC.

1253, rue De Condé, Montréal (QC) H3K 2E4 Canada

Tél : 514-931-1301, Fax : 514-931-2009

www.plasmatec.com @ info@plasmatec.com

RACAN CARRIER DIV. DE CORPORATION UTC CANADA

2025, boul. Dagenais Ouest, Laval (QC) H7L 5V1 Canada

Tél : 514-324-5050, Fax : 450-625-6818

www.racan-carrier.com @ johane.perreault@carrier.utc.com

SILENTEC LTÉE

8430, 9^e Avenue, Montréal (QC) H1Z 2Z3 Canada

Tél : 514-722-2002, Fax : 514-374-3866

www.silentec.com @ info@silentec.com

B. EXPRESSIONS DES COEFFICIENTS DE TRANSMISSION DES PRINCIPAUX MODÈLES

Modèle	Expressions de la transparence	
Mechel (1986) [94]	$\tau(\theta_i, \varphi_i) = \frac{Z_0}{\cos \theta_i} \Re[\hat{Z}_{R2}] p_g^2 \left \frac{\hat{Z}_a}{\hat{Z}_a (\hat{Z}_1 + \hat{Z}_2) \cos(\hat{k}_a d) + j(\hat{Z}_a^2 + \hat{Z}_1 \hat{Z}_2) \sin(\hat{k}_a d)} \right ^2$ $\hat{Z}_i = \hat{Z}_{Ri} + j\omega m_i \quad i=1,2$ <p><u>Section circulaire:</u> $p_g = \frac{4J_1(k_0 a \sin \theta_i)}{k_0 a \sin \theta_i}$, $\hat{Z}_a = \hat{Z}_f$, $\hat{k}_a = \hat{k}_f$, $\hat{Z}_{Ri} = Z_0 \hat{Z}_{circ}$, $\tau_d = \frac{2(1 - \cos \theta_{lim})}{\sin^2 \theta_{lim}} \tau(0)$</p> <p><u>Fente:</u> $p_g = 2 \sin_c(k_y a)$, $\hat{Z}_a = \frac{\hat{Z}_f}{\cos \theta_f}$, $\hat{k}_a = \hat{k}_f \cos \theta_f$, $\hat{Z}_{Ri} = Z_0 \hat{Z}_{slit,m}$ et $\tau_d \Rightarrow$ calcul numérique</p>	
Wilson & Soroka (1965) [92] Sauter & Soroka (1970) [93]	$\tau(0) = \frac{4R_0}{\left[A^2(k, d, R_0, X_0) + B^2(k, d, R_0, X_0) \right]}$ $\tau_d \approx \tau(0)$ <p><u>Section circulaire (Wilson & Soroka):</u> $R_0 + jX_0 = \hat{Z}_{circ}$</p>	$A(\hat{k}_f, d, R_0, X_0) = 2R_0 (\cos \hat{k}_f d - X_0 \sin \hat{k}_f d)$ $B(\hat{k}_f, d, R_0, X_0) = (R_0^2 - X_0^2 + 1) \sin \hat{k}_f d + 2X_0 \cos \hat{k}_f d$ <p><u>Section rectangulaire (Sauter & Soroka):</u> $R_0 + jX_0 = \hat{Z}_{rect} \Rightarrow$ calcul numérique</p>
Gomperts & Kihlman (1964, 1967) [90]	<p><u>Section circulaire:</u></p> $\tau = \frac{m(k_0 a)^2}{n^2 \sin^2 k_0 a \left(\frac{d}{a} + 2\varepsilon \right) + 4(k_0 a)^4}$ <p><u>Fente:</u></p> $\tau = \frac{2mk_0 b}{2n^2 \sin^2 2k_0 b \left(\frac{d}{2b} + 2\varepsilon \right) + 2(2k_0 b)^2}$	<p>Incidence normale: m=8, n=2 Champ diffus : m=16, n=2 (orifice au centre d'un mur), n=1 (orifice à l'intersection entre deux murs), n=1/2 (orifice dans un coin) $\varepsilon = \alpha/a$ où α est une longueur de correction tabulée</p> <p>Incidence normale: m=4, n=1 Champ diffus: m=8, n=1 (orifice au centre d'un mur), n=1/2 (orifice à l'intersection entre deux murs), $\varepsilon = \alpha/2b = \frac{1}{\pi} \left(\ln \frac{8}{2k_0 b} - 0.57722 \right)$</p>
Chen (1995) [97]	<p><u>Fente:</u></p> $\tau(\theta_i, \phi_i) = \frac{4R_0 \hat{K} ^2}{\cos \theta_i \left(1 - \frac{1}{2}(2k_z b) \right)^2 \hat{F} ^2}$ $\hat{F} = \left(\left[\frac{k_z}{k_0} R_0 + (1 - k_z b) \right] \cos k_z d + X_0 \left(\frac{k_z}{k_0} \right)^2 \sin k_z d \right) + j \left(\frac{k_z}{k_0} X_0 \cos k_z d - X_0 \left(\frac{k_z}{k_0} \right)^2 k_z b \sin k_z d \right)$ $\hat{K} = \left(\frac{k_z}{k_0} \hat{F}_r - \frac{k_z}{k_0} \hat{E}_r \cos k_z d + \hat{E}_r k_z b \sin k_z d \right) + j \left(\hat{E}_r k_z b \sin k_z d \right)$ $\hat{E} = (k_z R_0 - 1) + jX_0; \quad R_0 + jX_0 = \hat{Z}_{slit,c}$	

Tableau 5: résumé des modèles analytiques principaux de transmission sonore à travers des trous (champ d'onde plane supposé dans le trou)

Modèle	Expressions de la transparence
Nomura (1960) [95] Champ modal dans l'orifice	Section circulaire, incidence normale, voir référence.
Thomé (1991) [96] Champ d'ondes planes localisées	<u>Section rectangulaire:</u> $\tau(\theta_i, \phi_i) = \frac{Z_0}{\cos \theta_i} \Re \left[\hat{Z}_R \right] \frac{ 2\hat{Z}_f ^2}{ \hat{D} ^2}$ $\hat{Z}_R = \frac{jk_0 Z_0}{8\pi ab} \int_{-a}^a \int_{-b}^b \int_{-a}^a \int_{-b}^b e^{-jk_0(\sin \theta_i \cos \phi_i x_0 + \sin \theta_i \sin \phi_i y_0)} \frac{e^{-jk_0 R}}{R} e^{jk_0(\sin \theta_i \cos \phi_i x + \sin \theta_i \sin \phi_i y)} dx_0 dy_0 dx dy$ $\hat{D} = \left[2\hat{Z}_f \hat{Z}_{R,p} \cos \hat{k}_f d + j(\hat{Z}_f^2 + \hat{Z}_{R,p}^2) \sin \hat{k}_f d \right] \text{ avec } \hat{Z}_{R,p} = Z_0 \hat{Z}_{rect}$
Park & Eom (1997) [98] Champ modal dans l'orifice	$\Psi_{1,pqmn} = \varepsilon_m \varepsilon_n ab \cos(k_{mn} d) \delta_{pm} \delta_{qn} + j \frac{(ab)^2}{4\pi^2} k_{pq} \sin(k_{pq} d) \hat{I}_{pqmn}$ $\Psi_{2,pqmn} = -\varepsilon_m \varepsilon_n ab \sin(k_{mn} d) \delta_{pm} \delta_{qn} + j \frac{(ab)^2}{4\pi^2} k_{pq} \cos(k_{pq} d) \hat{I}_{pqmn}$ $\Psi_{3,pqmn} = \varepsilon_m \varepsilon_n ab \delta_{pm} \delta_{qn}, \quad \Psi_{4,pqmn} = -j \frac{(ab)^2}{4\pi^2} k_{pq} \hat{I}_{pqmn}$ $\hat{F}_{mn} = 2ab \hat{G}_m(-k_x a) \hat{G}_n(-k_y b), \quad \hat{G}_p(u) = -ju \frac{(-1)^p e^{ju} - e^{-ju}}{u^2 - \left(\frac{p\pi}{2}\right)^2}$ $k_{pq} = \sqrt{k_0^2 - \left(\frac{p\pi}{2a}\right)^2 - \left(\frac{q\pi}{2b}\right)^2}$
	<u>Section circulaire</u> $\tau(\theta_i, \phi_i) = -\frac{1}{4k_0 \cos \theta_i} \Im \left[\sum_{(m,n)} \varepsilon_m \varepsilon_n \hat{k}_{mn}^* \hat{A}_{mn} \hat{B}_{mn}^* \right]$ $\hat{I}_{pqmn} = \int_{-\infty}^{+\infty} \int_{-\infty}^{+\infty} \frac{1}{\sqrt{k_0^2 - k_x^2 - k_y^2}} \hat{G}_p(k_x a) \hat{G}_q(k_y b) \hat{G}_m(-k_x a) \hat{G}_n(-k_y b) dk_x dk_y$
Serizawa & Hongo (KP) (2002) [99] Champ modal dans l'orifice	Section rectangulaire, incidence oblique incidence. Voir référence.

Tableau 6: Résumé des principaux modèles analytiques ou semi-analytiques des coefficients de transmission acoustique à travers des trous (champ tridimensionnel dans le trou)

	Impédance de rayonnement normalisée $Z_R/Z_0 = R_0 + jX_0$
Piston circulaire Z_{circ}	$1 - \frac{J_1(2k_0 a)}{k_0 a} + j \frac{S_1(2k_0 a)}{k_0 a}$
Piston rectangulaire Z_{rect}	$\frac{jk_0}{8\pi ab} \int_{-a}^a \int_{-a}^a \int_{-b}^b \int_{-b}^b \frac{e^{-jk_0 R}}{R} dx_0 dy_0 dx dy$
Fente (Mechel) $Z_{\text{slit,m}}$	$2k_0 b \left[H_0^{(2)}(u) + \frac{\pi}{2} [H_1^{(2)}(u) S_0(u) - H_0^{(2)}(u) S_1(u)] - \frac{1}{u} H_1^{(2)}(u) + \frac{2j}{\pi u^2} \right]$ $u = 2b\sqrt{k_0^2 - k_x^2}$
Fente (Chen) $Z_{\text{slit,c}}$	$\frac{2k_z}{\pi} \left[\int_0^{k_z} \frac{(1 - \cos(2k_y b))}{k_y^2 (k_z^2 - k_y^2)^{\frac{1}{2}}} dk_y + j \int_{k_z}^{+\infty} \frac{(1 - \cos(2k_y b))}{k_y^2 (k_y^2 - k_z^2)^{\frac{1}{2}}} dk_y \right]$
<p>$J_1(x)$: fonction de Bessel d'ordre 1 , $S_0(x), S_1(x)$: fonction de Struve fonction d'ordre 0 et 1 respectivement $H_0^{(2)}(u), H_1^{(2)}(u)$: fonction de Hankel de seconde espèce d'ordre 0 et 1 respectivement $k_x = k_0 \sin \theta_i \cos \varphi_i, k_y = k_0 \sin \theta_i \sin \varphi_i, k_z = k_0 \cos \theta_i, Z_0 = \rho_0 c_0$</p>	

Tableau 7: Expressions des impédances de rayonnement normalisées de trous de différentes sections

C. MODELE DE PERTE PAR INSERTION DU CETIM

Dans la référence Insonorisation des machines industrielles [64], le CETIM expose une méthode de calcul pour calculer la perte par insertion d'encoffrements industriels :

$$IL = -10 \log \left(10^{\frac{IL_A}{10}} + 10^{\frac{IL_B}{10}} + 10^{\frac{IL_c}{10}} \right) \quad (C1)$$

A : propagation à travers les parois

B : propagation à travers les ouvertures

C : propagation à travers des liaisons rigides et rayonnement par les parois du capot

Calcul de IL_A :

$$IL_A = TL_{paroi} - 10 \log \left(\frac{S_{paroi}}{A_{capot}} \right) \quad (C2)$$

1. TL_{paroi} (dB) : perte par transmission équivalente des parois de l'encoffrement
2. S_{paroi} (m²) : surface des parois de l'encoffrement
3. A_{capot} (m²) : aire d'absorption équivalente de l'encoffrement

$$A_{capot} = \bar{\alpha} S_{capot} + \tau_{paroi} S_{paroi} \quad (C3)$$

1. S_{capot} (m²) : surface interne de l'encoffrement recouverte de matériaux absorbants
2. τ_{paroi} : transparence acoustique équivalente des parois de l'encoffrement. Le terme $\tau_{paroi} S_{paroi}$ ne doit être considéré que si $\bar{\alpha} \rightarrow 0$
3. $\bar{\alpha}$: coefficient d'absorption moyen des matériaux absorbants

Calcul de IL_B :

Dans l'hypothèse d'un champ diffus sous le capot, on peut calculer la réduction du bruit transmis par les ouvertures.

$$IL_B = IL_{ouv} - 10 \log \left(\frac{S_{ouv}}{A_{capot}} \right) \quad (C4)$$

où

Ouvertures non traitées :

$$IL_{ouv} = 0 \quad (C5)$$

$$A_{capot} = \bar{\alpha} S_{capot} + S_{ouv} \quad (C6)$$

$$q = \frac{S_{ouv}}{S_{ouv} + S_{capot}} \quad (C7)$$

$$IL_B = 10 \log \left(1 + \bar{\alpha} \frac{1-q}{q} \right) \quad (C8)$$

Ouvertures traitées :

Lorsque l'ouverture est munie d'un silencieux dont l'efficacité est donnée par une perte par transmission R_{sil} différente de 0 et avec $A_{capot} = \alpha S_{capot}$, on obtient :

$$IL_B = TL_{sil} - 10 \log \frac{S_{sil}}{\bar{\alpha} S_{capot}} \quad (C9)$$

Calcul de IL_C :

Dans le cas de liaisons ponctuelles ou linéiques entre machine et parois de capot une estimation sommaire de IL_C peut être obtenue à partir des vitesses vibratoires relevées en amont et en aval des liaisons :

Liaisons ponctuelles :

$$IL_C = 10 \log \left(\left(\frac{v_1}{v_2} \right)^2 \frac{f_{crit}^2 S \pi^3}{c^2 n 8} \right) \quad (C10)$$

Liaisons linéiques :

$$IL_C = 10 \log \left(\left(\frac{v_1}{v_2} \right)^2 \frac{f_{crit} b \pi}{c 2} \right) \quad (C11)$$

1. v_1 : vitesse vibratoire côté machine
2. v_2 : vitesse vibratoire côté paroi
3. S : surface de la paroi
4. n : nombre de pont phoniques
5. b : distance entre liaisons linéiques

D. CALCUL DE LA PERTE PAR TRANSMISSION D'ORIFICES DE SECTION RECTANGULAIRE OU CIRCULAIRE A L'AIDE D'UN MODELE MODAL

Sgard dans [86] a montré que la transparence acoustique d'un orifice excité par une onde plane en incidence oblique (θ_i, ϕ_i) est donné par:

$$\tau(\theta_i, \phi_i) = -\frac{\rho_0}{k_0 \cos \theta_i \rho_f^* |\hat{A}_i|^2 S} \Re \left(\sum_M N_M \hat{k}_M^* \hat{C}_M \hat{D}_M^* \right) \quad (D1)$$

Où la sommation est effectuée sur les modes transverses de l'orifice. Les coefficients modaux \hat{C}_M et \hat{D}_M sont reliés aux impédances modales de rayonnement des extrémités de l'orifice, sa surface S et l'impédance caractéristique du fluide dans l'orifice. Les coefficients \hat{k}_M et N_M désignent respectivement le nombre d'onde modal et la norme du mode M . k_0 est le nombre d'onde dans le fluide émetteur, \hat{A}_i représente l'amplitude de l'onde plane incidente, ρ_f la masse volumique du fluide contenu dans l'ouverture et le symbole x^* désigne le complexe conjugué de x . Les détails peuvent être trouvés dans la référence [86].

La transparence acoustique en champ diffus de l'orifice est par conséquent donnée par :

$$TL = -10 \log_{10}(\tau_d) \quad (D2)$$

avec

$$\tau_d = \frac{\int_0^{2\pi} \int_0^{\theta_{lim}} \tau(\theta_i, \phi_i) \sin \theta_i \cos \theta_i d\theta_i d\phi_i}{\pi \sin^2 \theta_{lim}} \quad (D3)$$

Elle est classiquement obtenue en choisissant 90° pour l'angle θ_{lim} . Dans la littérature, un angle limite θ_{lim} de 78° est souvent choisi car fournissant des prédictions plus proches des mesures en chambre réverbérante. On parle alors en anglais de transparence en champ diffus dans des conditions de « field incidence ». L'intégrale (D3) est calculée numériquement avec un algorithme de Gauss.

Pour des surfaces d'orifice très petites (de l'ordre de quelques millimètres) et de grandes profondeurs, les effets visqueux dans l'orifice peuvent être significatifs et doivent être inclus dans le calcul comme souligné dans la référence [126]. Ces effets peuvent être intégrés de façon simplifiée dans le modèle modal en utilisant les expressions fournies par Pierce [12]. Cela consiste à prendre en compte les effets visqueux dans le nombre d'onde \hat{k}_M du fluide contenu dans l'orifice. On a

$$\hat{k}_f = \frac{\omega}{c_f} + (1-i) \alpha_{walls} \quad (D4)$$

où

$$\alpha_{walls} = 2^{-\frac{3}{2}} \sqrt{\frac{\omega\mu}{\rho_f c_f^2}} \left[1 + \frac{\gamma-1}{\sqrt{\text{Pr}}} \right] \frac{L}{A} \quad (\text{D5})$$

et μ désigne la viscosité dynamique, Pr le nombre de Prandtl, c_f la célérité du son dans l'orifice, L and A sont respectivement le périmètre et l'aire de la section droite de l'orifice. L'équation (D5) est valide pour les fréquences satisfaisant la condition :

$$\left(\frac{L}{A} \right)^2 \frac{\mu}{8\rho_f} < \omega < \left[\frac{9}{32} \left(\frac{L}{A} \right)^2 \frac{\rho_f c_f^4}{\mu} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (\text{D6})$$

E. CALCUL DU CHAMP INTERNE DANS UNE SALLE PARALLELEPIPEDIQUE PAR L'ALGORITHME D'ALLEN & BERKLEY

Pour une géométrie de type boîte, l'équation (16) peut être remplacée par la suivante :

$$\hat{p}(M) \approx \hat{A} \sum_{i=0}^1 \sum_{j=0}^1 \sum_{k=0}^1 \sum_{p=-p_{\max}}^{p_{\max}} \sum_{q=-q_{\max}}^{q_{\max}} \sum_{r=-r_{\max}}^{r_{\max}} \hat{\mathfrak{R}}_{pqr}^{ijk} \frac{e^{-jk_0 r_{pqr}^{ijk}}}{4\pi r_{pqr}^{ijk}} \quad (\text{E1})$$

Avec

- r_{pqr}^{ijk} la distance entre le récepteur M et la source image correspondante à la *boîte* repérée par le sextuplet (p,q,r,i,j,k) et qui est une réplique de la boîte contenant la source réelle obtenue par symétrie par rapport aux différentes parois de la boîte.
- $\hat{\mathfrak{R}}_{pqr}^{ijk}$ est le coefficient de réflexion global correspondant aux parois interceptées par le segment reliant la source image située dans la boîte repérée par le sextuplet (p,q,r,i,j,k) et le récepteur M. On peut montrer que $\hat{\mathfrak{R}}_{pqr}^{ijk} = \hat{\mathfrak{R}}_{x=0}^{|i-p|} \hat{\mathfrak{R}}_{x=L_x}^{|p|} \hat{\mathfrak{R}}_{y=0}^{|j-q|} \hat{\mathfrak{R}}_{y=L_y}^{|q|} \hat{\mathfrak{R}}_{z=0}^{|k-r|} \hat{\mathfrak{R}}_{z=L_z}^{|r|}$ où $\hat{\mathfrak{R}}_{x=0}$ et $\hat{\mathfrak{R}}_{x=L_x}$ sont par exemple les coefficients de réflexion des parois $x=0$ et $x=L_x$ respectivement. Notons que $\hat{\mathfrak{R}}_{000}^{000} = 1$.
- $r_{pqr}^{ijk} = \sqrt{(x_p^i - x_M)^2 + (y_q^j - y_M)^2 + (z_r^k - z_M)^2}$ avec $x_p^i = (-1)^i x_0 + 2pL_x$,
 $y_q^j = (-1)^j y_0 + 2qL_y$, $z_r^k = (-1)^k z_0 + 2rL_z$

L'algorithme de calcul présenté par Allen & Berkley [127] est alors beaucoup plus simple à implanter car il n'y a pas de tests de validité des sources images à effectuer. Les ordres maximum de troncation dans les trois directions sont obtenus à partir d'une distance d_{\max} fixée

par l'utilisateur : $p_{\max} = E \left[\frac{d_{\max}}{2L_x} \right] + 1$; $q_{\max} = E \left[\frac{d_{\max}}{2L_y} \right] + 1$; $r_{\max} = E \left[\frac{d_{\max}}{2L_z} \right] + 1$.

F. PROPRIETES PHYSIQUES DES PAROIS DE L'ENCOFFREMENT EXPERIMENTAL

	Acier	Bois
Module d'Young E (GPa)	210	2.15
Coefficient de Poisson	0.33	0.25
Masse volumique (kgm^{-3})	7850	601

Tableau 8: Propriétés physiques de l'acier et du bois utilisés pour l'encoffrement expérimental

Matériau	ϕ	σ (Nms^{-4})	α_{∞}	Λ (μm)	Λ' (μm)	ρ_1 (kgm^{-3})	E (kPa)	ν	η
Laine Roxul	1	12000	1	67.2	134.5	35.66	20.22	0	0.12

Tableau 9: Propriétés physiques de la laine Roxul utilisée pour l'encoffrement expérimental

Film	ϕ	σ (Nms^{-4})	α_{∞}	Λ (μm)	Λ' (μm)	ρ_1 (kgm^{-3})
Film résistif	0.9	143900	1	9	9	148.8
Film imperméable	-	-	-	-	-	2700

Tableau 10: Propriétés physiques des films protecteurs de la laine Roxul utilisée pour l'encoffrement expérimental

G. DONNEES RELATIVES AUX ETUDES DE CAS

La Figure 32 présente les coefficients d'absorption des différents traitements étudiés dans la section 7.4.2.

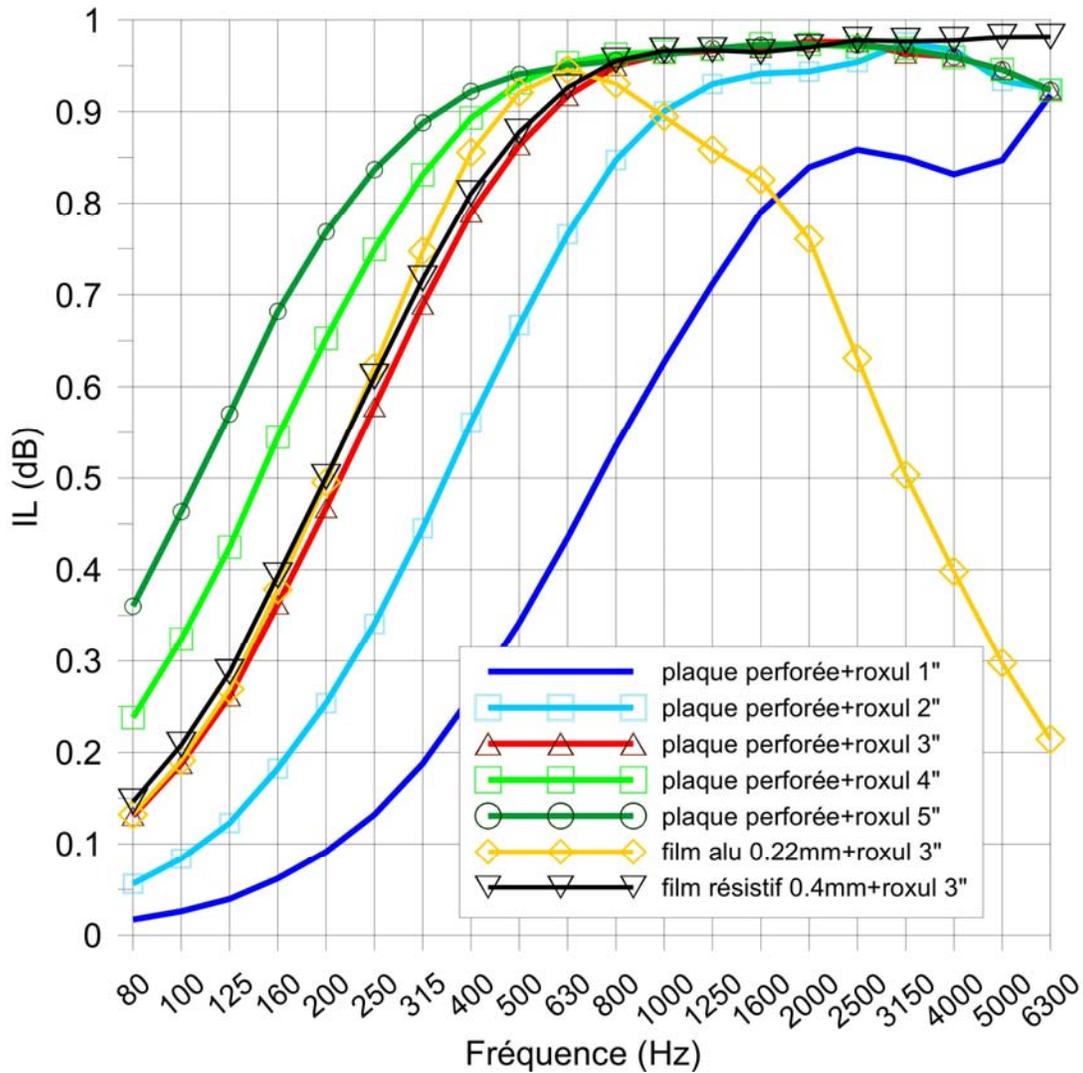


Figure 32 : Coefficients d'absorption des différents traitements utilisés dans les études de cas

100	125	160	200	250	315	400	500	615	800	1000	1250	1600	2000	2500	3150	4000	5000
5.7	8	10.5	12.7	15	16.7	18.4	20	22.3	24.7	27	23.4	19.5	16	13.7	11.4	9	6.7

Tableau 11: Perte par insertion (dB) du silencieux de la configuration 45