

**ÉCOLE DOCTORALE Sciences des Métiers de l'Ingénieur**  
**Laboratoire de Mécanique des Structures et des Systèmes Couplés**

# THÈSE

*présentée par :* **Chaïma SOUSSI**  
*soutenue le :* **17 septembre 2020**

*pour obtenir le grade de :* **Docteur d'HESAM Université**

*préparée au :* **Conservatoire national des arts et métiers**

*Discipline :* **Mécanique, génie mécanique, génie civil**

*Spécialité :* **Mécanique**

## **Développement de modèles numériques pour l'évaluation des performances vibro-acoustiques de fenêtres en basse fréquence**

**THÈSE dirigée par :**

**M. Jean-François DEÛ** Professeur des Universités, Cnam  
**M. Walid LARBI** Professeur des Universités, Cnam

**et co-encadrée par :**

**M. Mathieu AUCEJO** Maître de Conférences HDR, Cnam

**Jury**

|                                 |  |              |
|---------------------------------|--|--------------|
| <b>M. Christophe DESCELIERS</b> | Prof. des Universités, Univ. Gustave-Eiffel  | Président    |
| <b>M. Jean-Daniel CHAZOT</b>    | Maître de Conférences HDR, UTC               | Rapporteur   |
| <b>M. Olivier DAZEL</b>         | Prof. des Universités, Univ. du Maine        | Rapporteur   |
| <b>M. Romain RUMPLER</b>        | Chercheur, KTH Royal Institute of Technology | Examinateur  |
| <b>Mme Émeline SADOULET</b>     | Maître de Conférences HDR, UFC               | Examinateur  |
| <b>M. Mathieu AUCEJO</b>        | Maître de Conférences HDR, Cnam              | Co-encadrant |
| <b>M. Jean-François DEÛ</b>     | Prof. des Universités, Cnam                  | Directeur    |
| <b>M. Walid LARBI</b>           | Prof. des Universités, Cnam                  | Co-directeur |
| <b>M. Philippe MACQUART</b>     | Délégué général de l'UFME                    | Invité       |



à Abderrahmen

à Naïma

à Fafa.

---

# Remerciements

Cette thèse a été réalisée au sein du Laboratoire de Mécanique des Structures et des Systèmes Couplés du Conservatoire national des arts et métiers de Paris, en collaboration avec CODIFAB.

Je tiens tout d'abord à remercier mes directeurs de thèse, Jean-François Deü et Walid Larbi qui m'ont permis de mener ce travail conséquent à leur côté. Je suis ravie d'avoir travaillé avec eux. Un remerciement particulier est adressé à mon co-encadrant Mathieu Aucejo qui m'a aidée à relever certains défis et qui était à l'écoute à chaque fois que j'avais besoin de précieux conseils.

J'exprime ma gratitude à Olivier Dazel et Jean-Daniel Chazot pour avoir accepté de rapporter mon manuscrit avec attention. Je remercie également tous les membres du jury Christophe Desceliers, Romain Rumpler et Emeline Sadoulet pour l'intérêt qu'ils ont porté à mes travaux de thèse.

J'adresse mes profonds remerciements à Philippe Macquart, le délégué général de l'UFME, qui m'a donné confiance dès notre rencontre. Je remercie également Hugues De Forges pour son accueil lors de ma visite à l'entreprise PASQUET Menuiseries et sa disponibilité pour répondre à mes questions tout au long de ces travaux.

Je voudrais remercier deux membres du LMSSC qui ont contribué au bon déroulement pratique de ces travaux : Philippe et Fred. Je veux exprimer, également, mes sincères remerciements à mes collègues doctorants, plus particulièrement, à Sylvain, Robin, Hadrien, Christophe et Aro. Ils sont tous des gens merveilleux et ils ont contribué à leur manière à ce travail. Je leur en suis reconnaissante.

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude à ma famille. Même si elle est loin, son soutien sans cesse m'a permis de continuer et avancer. Je remercie mes amis, en particulier Amira, qui ont répondu présents quand j'en avais besoin. Mon dernier remerciement est adressé à mon mari Anis qui m'a accompagnée dans les moments difficiles et qui a été toujours là pour me supporter inconditionnellement.

## REMERCIEMENTS

---

# Résumé

Les travaux de cette thèse portent sur la prédiction numérique de la transmission acoustique de doubles vitrages isolants et de fenêtres en menuiserie bois dans le domaine des basses fréquences. Dans ce cadre, pour la résolution du problème multiphysique, la méthode des éléments finis est utilisée. Ce choix est justifié par le fait que cette approche est adaptée à la résolution des problèmes d'interaction fluide-structure en basse fréquence, grâce notamment à sa souplesse dans la prise en compte du couplage entre domaines et des complexités géométriques et matérielles des structures. Pour atteindre l'objectif visé, des analyses modales expérimentales des principaux composants d'une fenêtre, puis d'une fenêtre complète, sont réalisées afin de recalibrer les différents modèles numériques. De plus, l'effet des conditions expérimentales sur la mesure de l'indice d'affaiblissement acoustique est analysé au travers de la définition de quatre configurations numériques de l'essai acoustique en laboratoire. Ces configurations, dont la différence est liée à la représentation des salles d'émission et de réception, permettent de caractériser leur influence sur la détermination de l'indice d'affaiblissement acoustique en dessous de la fréquence de Schroeder. Les résultats numériques, obtenus avec une configuration en champ libre pour des doubles vitrages et des fenêtres, sont comparés à des résultats expérimentaux pour évaluer l'efficacité et la validité des modèles développés. Enfin, des études paramétriques sont menées pour étudier l'influence sur l'indice d'affaiblissement acoustique de certains paramètres tels que (i) les propriétés des vitres ou du système d'étanchéité, (ii) les caractéristiques de la cavité inter-vitrage et (iii) les conditions aux limites.

Mots-clés : vibro-acoustique des fenêtres, double vitrage isolant, affaiblissement acoustique, analyse modale expérimentale, modèle numérique, méthode des éléments finis, basse fréquence.

## RESUME

---

# Abstract

This doctoral thesis focuses on the numerical prediction of the sound transmission of insulating double glazing and wooden windows in the low frequency range. In this context, the finite element method is used to solve the multiphysical problem. This choice is justified by the fact that this approach is suitable for the resolution of fluid-structure interaction problems in low frequencies, due in particular to its flexibility in taking into account the coupling between domains and the geometrical and material complexities of the structures. To reach the desired objective, experimental modal analyses of the main components of a window, and then of a complete window, are performed in order to calibrate the numerical models. In addition, the effect of experimental conditions on the measurement of the sound transmission loss is analysed through the definition of four numerical configurations of the acoustic laboratory test. These configurations, whose difference is linked to the representation of the emitting and receiving chambers, allow to highlight their influence on the determination of the transmission loss below the Schroeder frequency. The numerical results, obtained with a free-field configuration for double glazing and windows, are compared to experimental results to evaluate the efficiency and validity of the developed models. Finally, parametric studies are carried out to investigate the influence on the sound transmission loss of some parameters such as (i) the properties of the glazing or sealing system, (ii) the characteristics of the inter-glazing cavity and (iii) the boundary conditions.

Keywords : vibro-acoustics of windows, insulating double glazing, transmission loss, experimental modal analysis, numerical model, finite element method, low frequency.

ABSTRACT

---

# Table des matières

|  |           |
|--|-----------|
| <b>Remerciements</b>   | <b>5</b>  |
| <b>Résumé</b>  | <b>7</b>  |
| <b>Abstract</b>  | <b>9</b>  |
| <b>Introduction Générale</b>   | <b>29</b> |
| <b>1 État de l'art</b>   | <b>37</b> |
| 1.1 Introduction . . . . .   | 38        |
| 1.2 Exigences normatives de l'isolation acoustique dans les bâtiments . . . . .            | 38        |
| 1.2.1 Détermination de l'isolation acoustique contre les bruits aériens . . . . .          | 39        |
| 1.2.1.1 Mesures in situ . . . . .  | 40        |
| 1.2.1.2 Mesures en laboratoire . . . . .   | 40        |
| 1.2.2 Indicateurs acoustiques normalisés . . . . .   | 43        |
| 1.2.3 Incertitudes sur l'évaluation de l'isolation acoustique des éléments de construction | 44        |
| 1.2.3.1 Incertitudes sur la mesure de l'indice d'affaiblissement acoustique . . . . .      | 45        |
| 1.2.3.2 Incertitudes sur le calcul de l'indice d'affaiblissement acoustique pondéré        | 46        |
| 1.2.4 Fenêtres et isolation acoustique des façades . . . . .                               | 47        |
| 1.3 Les fenêtres domestiques . . . . .   | 48        |
| 1.3.1 Différents types de fenêtre . . . . .  | 48        |

## TABLE DES MATIÈRES

---

|          |  |           |
|----------|--|-----------|
| 1.3.2    | Marché des fenêtres en France . . . . .  | 53        |
| 1.3.3    | Le bois : de l'arbre à la menuiserie . . . . .   | 53        |
| 1.3.3.1  | Description du matériau bois . . . . .   | 55        |
| 1.3.3.2  | Normalisation du matériau bois . . . . .   | 57        |
| 1.4      | Performances acoustiques des fenêtres et des systèmes vitrés : état de l'art . . . . . | 58        |
| 1.4.1    | Systèmes vitrés . . . . .  | 60        |
| 1.4.1.1  | Simple paroi . . . . .   | 60        |
| 1.4.1.2  | Double paroi . . . . .   | 63        |
| 1.4.1.3  | Triple paroi . . . . .   | 67        |
| 1.4.2    | Fenêtre complète . . . . .   | 69        |
| 1.5      | Méthodes prédictives du comportement vibro-acoustique des structures . . . . .         | 72        |
| 1.5.1    | Basses fréquences . . . . .  | 73        |
| 1.5.2    | Hautes fréquences . . . . .  | 74        |
| 1.5.3    | Moyennes fréquences . . . . .  | 75        |
| 1.6      | Présentation du problème étudié . . . . .  | 76        |
| 1.6.1    | À l'échelle du bâtiment . . . . .  | 77        |
| 1.6.2    | À l'échelle de la structure . . . . .  | 77        |
| 1.6.2.1  | Équations locales . . . . .  | 78        |
| 1.6.2.2  | Formulations variationnelles . . . . .   | 79        |
| 1.6.2.3  | Discretisation par éléments finis . . . . .  | 79        |
| 1.7      | Conclusion . . . . .   | 80        |
| <b>2</b> | <b>Caractérisation expérimentale d'une fenêtre et recalage des modèles numériques</b>  | <b>83</b> |
| 2.1      | Introduction . . . . .   | 84        |
| 2.2      | Description de la fenêtre étudiée . . . . .  | 84        |
| 2.2.1    | Fenêtre complète . . . . .   | 84        |

## TABLE DES MATIÈRES

---

|         |  |     |
|---------|--|-----|
| 2.2.2   | Ouvrant . . . . .  | 85  |
| 2.2.3   | Cadre . . . . .  | 86  |
| 2.2.4   | Double vitrage isolant . . . . .   | 87  |
| 2.3     | Tests réalisés en vue de l'analyse modale expérimentale . . . . .                | 88  |
| 2.3.1   | Protocole expérimental . . . . .   | 88  |
| 2.3.2   | Considérations pratiques . . . . .   | 91  |
| 2.3.2.1 | Conditions libres . . . . .  | 91  |
| 2.3.2.2 | Linéarité du système . . . . .   | 91  |
| 2.3.2.3 | Critères de validité des mesures . . . . .                                       | 93  |
| 2.3.3   | Mesure des réponses en fréquence de la fenêtre et de ses sous-éléments . . . . . | 94  |
| 2.3.3.1 | Double vitrage isolant . . . . .   | 94  |
| 2.3.3.2 | Cadre de l'ouvrant . . . . .   | 96  |
| 2.3.3.3 | Ouvrant complet . . . . .  | 98  |
| 2.3.3.4 | Fenêtre complète . . . . .   | 100 |
| 2.4     | Identification et recalage des modèles numériques . . . . .                      | 103 |
| 2.4.1   | Considérations pratiques . . . . .   | 103 |
| 2.4.1.1 | Identification des paramètres modaux . . . . .                                   | 103 |
| 2.4.1.2 | Création des modèles numériques . . . . .  | 104 |
| 2.4.1.3 | Critères de validité des modèles numériques recalés . . . . .                    | 105 |
| 2.4.2   | Recalage du double vitrage isolant . . . . .                                     | 105 |
| 2.4.2.1 | Modèle numérique recalé du double vitrage . . . . .                              | 106 |
| 2.4.2.2 | Comparaison calcul/essai . . . . .   | 107 |
| 2.4.3   | Recalage du cadre de l'ouvrant . . . . .   | 109 |
| 2.4.3.1 | Détermination du module d'Young longitudinal du bois . . . . .                   | 109 |
| 2.4.3.2 | Détermination du module d'Young transversal du bois . . . . .                    | 113 |

## TABLE DES MATIÈRES

---

|          |   |            |
|----------|---|------------|
| 2.4.4    | Recalage de l'ouvrant . . . . .   | 115        |
| 2.4.4.1  | Modèle numérique recalé de l'ouvrant . . . . .  | 115        |
| 2.4.4.2  | Comparaison calcul/essai . . . . .  | 118        |
| 2.4.5    | Recalage de la fenêtre complète . . . . .   | 119        |
| 2.4.5.1  | Modèle numérique recalé de la fenêtre . . . . .   | 119        |
| 2.4.5.2  | Comparaison calcul/essai . . . . .  | 122        |
| 2.5      | Conclusion . . . . .  | 123        |
| <b>3</b> | <b>Modélisations numériques de la transmission acoustique d'un double vitrage isolant</b> | <b>125</b> |
| 3.1      | Introduction . . . . .  | 126        |
| 3.2      | Prédiction de l'affaiblissement acoustique en basse fréquence . . . . .                   | 127        |
| 3.2.1    | Configuration 1 : Chambre - Structure - Chambre . . . . .                                 | 128        |
| 3.2.2    | Configuration 2 : Champ diffus - Structure - Chambre . . . . .                            | 129        |
| 3.2.3    | Configuration 3 : Chambre - Structure - Champ libre . . . . .                             | 132        |
| 3.2.4    | Configuration 4 : Champ diffus - Structure - Champ libre . . . . .                        | 133        |
| 3.3      | Modélisation numérique de la transmission acoustique d'un double vitrage . . . . .        | 133        |
| 3.3.1    | Comportement vibro-acoustique d'un système de type double paroi . . . . .                 | 134        |
| 3.3.1.1  | Comportement physique . . . . .   | 134        |
| 3.3.1.2  | Mécanismes de transmission acoustique . . . . .   | 135        |
| 3.3.2    | Modèle éléments finis . . . . .   | 136        |
| 3.3.3    | Modèles d'excitations . . . . .   | 141        |
| 3.3.3.1  | Source monopolaire . . . . .  | 141        |
| 3.3.3.2  | Champ diffus . . . . .  | 141        |
| 3.4      | Résultats de la prédiction de l'indice d'affaiblissement acoustique . . . . .             | 142        |
| 3.4.1    | Comparaison avec l'approche par impédance . . . . .                                       | 143        |
| 3.4.2    | Comparaison des résultats des quatre configurations . . . . .                             | 146        |

TABLE DES MATIÈRES

---

|          |  |            |
|----------|--|------------|
| 3.4.2.1  | Parois rigides . . . . .   | 146        |
| 3.4.2.2  | Parois absorbantes . . . . .   | 151        |
| 3.4.2.3  | Bilan . . . . .  | 156        |
| 3.5      | Validation des modèles numériques . . . . .  | 156        |
| 3.6      | Conclusion . . . . .   | 163        |
| <b>4</b> | <b>Études paramétriques des performances acoustiques des systèmes vitrés de fenêtres</b> | <b>165</b> |
| 4.1      | Introduction . . . . .   | 166        |
| 4.2      | Effet de la géométrie de la salle d'émission . . . . .                                   | 166        |
| 4.3      | Effet des paramètres du double vitrage isolant . . . . .                                 | 170        |
| 4.3.1    | Conditions aux limites . . . . .   | 170        |
| 4.3.2    | Propriétés des vitres . . . . .  | 173        |
| 4.3.2.1  | Amortissement . . . . .  | 173        |
| 4.3.2.2  | Épaisseurs des vitres . . . . .  | 175        |
| 4.3.3    | Propriétés de la cavité acoustique inter-vitrage . . . . .                               | 176        |
| 4.3.3.1  | Type de fluide isolant . . . . .   | 178        |
| 4.3.3.2  | Profondeur de la cavité . . . . .  | 179        |
| 4.3.4    | Propriétés du système d'étanchéité . . . . .   | 181        |
| 4.3.4.1  | Amortissement . . . . .  | 181        |
| 4.3.4.2  | Rigidité de l'intercalaire . . . . .   | 182        |
| 4.4      | Affaiblissement acoustique d'un triple vitrage . . . . .                                 | 186        |
| 4.4.1    | Comparaison avec un double vitrage . . . . .   | 189        |
| 4.4.2    | Effet de l'emplacement des vitres . . . . .  | 191        |
| 4.4.3    | Effet de la distribution des masses . . . . .  | 195        |
| 4.5      | Conclusion . . . . .   | 195        |
| <b>5</b> | <b>Études expérimentale et numérique de la réponse vibro-acoustique de fenêtres</b>      | <b>199</b> |

## TABLE DES MATIÈRES

---

|          |   |            |
|----------|---|------------|
| 5.1      | Introduction . . . . .  | 200        |
| 5.2      | Description des essais acoustiques . . . . .  | 200        |
| 5.2.1    | Présentation du laboratoire d'essai . . . . .   | 200        |
| 5.2.2    | Description du mode opératoire . . . . .  | 201        |
| 5.3      | Résultats numériques et comparaison calcul/essai . . . . .  | 203        |
| 5.3.1    | Modèle numérique . . . . .  | 204        |
| 5.3.2    | Détermination de l'indice d'affaiblissement acoustique des fenêtres . . . . .   | 205        |
| 5.3.2.1  | Fenêtre avec un double vitrage 4/20/4 . . . . .   | 206        |
| 5.3.2.2  | Fenêtre avec un double vitrage 6/18/4 . . . . .   | 211        |
| 5.3.2.3  | Bilan . . . . .   | 218        |
| 5.4      | Vers un modèle simplifié pour la prédiction de l'indice d'affaiblissement acoustique des<br>fenêtres . . . . .                      | 218        |
| 5.4.1    | Modèle simplifié n°1 . . . . .  | 218        |
| 5.4.2    | Modèle simplifié n°2 . . . . .  | 219        |
| 5.4.3    | Bilan . . . . .   | 222        |
| 5.5      | Conclusion . . . . .  | 222        |
|          | <b>Conclusion générale</b>  | <b>223</b> |
|          | <b>Bibliographie</b>  | <b>231</b> |
|          | <b>Liste des annexes</b>  | <b>249</b> |
| <b>A</b> | <b>Calcul de l'indice pondéré <math>R_w</math> et les termes d'adaptation <math>C</math> et <math>C_{tr}</math> selon l'ISO 717</b> | <b>249</b> |
| A.1      | Méthode normalisée de calcul . . . . .  | 249        |
| A.2      | Exemple de calcul de $R_w$ , $C$ et $C_{tr}$ . . . . .  | 251        |
| <b>B</b> | <b>Détails de la fenêtre à ossature bois</b>  | <b>255</b> |

# Liste des tableaux

|     |  |     |
|-----|--|-----|
| 2.1 | Propriétés des composants du système d'étanchéité du double vitrage isolant. . . . .   | 106 |
| 2.2 | Comparaison des fréquences propres expérimentales et numériques du double vitrage isolant. . . . .   | 108 |
| 2.3 | Comparaison des fréquences propres expérimentales et numériques du cadre de l'ouvrant.   | 114 |
| 2.4 | Comparaison des fréquences propres expérimentales et numériques de l'ouvrant. . . . .  | 119 |
| 2.5 | Comparaison des fréquences propres expérimentales et numériques de la fenêtre. . . . .   | 122 |
| 3.1 | Propriétés des matériaux utilisés dans les modèles numériques. . . . .   | 137 |
| 3.2 | Longueurs d'ondes acoustique et de flexion et tailles des éléments requises pour les domaines acoustique et structurel. . . . .  | 138 |
| 3.3 | Comparaison des fréquences propres analytiques et numériques d'une plaque d'épaisseur 4 mm simplement appuyée en fonction du nombre d'élément par $\lambda_f$ . . . . .      | 139 |
| 3.4 | Nombre de ddl des quatre configurations numériques proposées. . . . .  | 141 |
| 3.5 | Détails des systèmes d'étanchéité testés des doubles vitrages 4/20/4 [1]. . . . .  | 158 |
| 4.1 | Dimensions des salles d'émission testées et la position de la source acoustique (en m).  | 168 |
| 4.2 | Fréquences propres (en Hz) du double vitrage isolant 6/18/4 en fonction des conditions aux limites. . . . .  | 172 |
| 4.3 | Fréquences de résonance « masse-air-masse » analytiques et numériques (en Hz) de différentes compositions du double vitrage en fonction de l'épaisseur de la deuxième vitre. | 176 |
| 4.4 | Fréquences de résonances $f_\alpha$ et $f_\beta$ analytiques (en Hz) des triples vitrages étudiés. . .   | 189 |

LISTE DES TABLEAUX

---

A.1 Valeurs de référence de  $R_w$  par bande de tiers d’octave selon ISO 717 [2]. . . . . 249

A.2 Valeurs de référence de  $R_w$  par bande d’octave selon ISO 717 [2]. . . . . 250

A.3 Spectre  $L$  par bande de tiers d’octave pour le calcul de  $C$  selon ISO 717 [2]. . . . . 250

A.4 Spectre  $L$  par bande d’octave pour le calcul de  $C$  selon ISO 717 [2]. . . . . 251

A.5 Spectre  $L_{tr}$  par bande de tiers d’octave pour le calcul de  $C_{tr}$  selon ISO 717 [2]. . . . . 251

A.6 Spectre  $L_{tr}$  par bande d’octave pour le calcul de  $C_{tr}$  selon ISO 717 [2]. . . . . 251

A.7 Valeurs mesurées de  $R$  de la fenêtre, valeurs de référence  $R_{w,ref}$  et valeurs recalées pour  
la détermination de  $R_w$ . . . . . 252

A.8 Valeurs mesurées de  $R$  de la fenêtre et le spectre  $L$  pour le calcul de  $C$ . . . . . 253

# Table des figures

|     |  |    |
|-----|--|----|
| 1   | Différents types de bruit dans le bâtiment. . . . .  | 30 |
| 2   | Sources de bruit gênant à domicile en France [3]. . . . .  | 30 |
| 3   | Évolution des émissions sonores de certains véhicules neufs soumis à homologation entre 1970 et 2000 [3]. . . . .  | 31 |
| 4   | Vue globale de la démarche suivie dans les travaux de thèse. . . . .   | 35 |
| 1.1 | Schéma représentatif d'une installation d'essai acoustique selon la norme ISO 10140 (méthode de pression). . . . .   | 41 |
| 1.2 | Schéma représentatif d'une installation d'essai acoustique selon la norme ISO 15186-1 (méthode intensimétrique). . . . .   | 42 |
| 1.3 | Schéma représentatif d'une installation d'essai acoustique selon la norme ISO 15186-3 (méthode intensimétrique). . . . .   | 43 |
| 1.4 | Valeur moyenne de l'indice d'affaiblissement acoustique déterminé dans 24 laboratoires et minimum-maximum des moyennes intégrales (extrait des travaux de Fausti et al. [4]) | 45 |
| 1.5 | Classification des fenêtres domestiques selon les principales paramètres. . . . .  | 49 |
| 1.6 | Principaux modes d'ouverture de fenêtres [5]. . . . .  | 49 |
| 1.7 | Principaux matériaux de l'ossature des fenêtres [6]. . . . .   | 51 |
| 1.8 | Indicateur d'impact des fenêtres sur le changement climatiques selon le matériau de l'ossature (données extraites de [7]). . . . .   | 51 |
| 1.9 | Différents types de vitrage des fenêtres. . . . .  | 53 |

TABLE DES FIGURES

---

|      |   |    |
|------|---|----|
| 1.10 | Évolution du marché français des fenêtres (tous matériaux) de 2006 à 2017 (données extraites de [8]). . . . .                   | 54 |
| 1.11 | Évolution du marché français des fenêtres de 2012 à 2017 selon le matériau de la menuiserie (données extraites de [8]). . . . . | 54 |
| 1.12 | Structure multi-échelle du bois [9] . . . . .   | 55 |
| 1.13 | Les axes à l'échelle du tronc d'arbre. . . . .  | 56 |
| 1.14 | Produits en bois et normes correspondantes (d'après la figure 1 de l'ISO 14080 [10]). . . . .                                   | 59 |
| 1.15 | Réflexion, absorption et transmission d'une onde acoustique incidente sur une paroi. . . . .                                    | 60 |
| 1.16 | Phénomène de coïncidence entre l'onde de flexion de la plaque et l'onde acoustique incidente. . . . .                           | 61 |
| 1.17 | Variation de l'indice d'affaiblissement acoustique d'une plaque pour un angle d'incidence donné $\phi$ ([11]). . . . .          | 62 |
| 1.18 | Exemples de cas d'applications de structures à double paroi. . . . .  | 64 |
| 1.19 | Allure de l'indice d'affaiblissement acoustique d'un système à double paroi pour une incidence normale. . . . .                 | 65 |
| 1.20 | Illustration d'une structure à triple paroi. . . . .  | 68 |
| 1.21 | Quelques méthodes de résolutions des problèmes vibro-acoustiques. . . . .   | 72 |
| 1.22 | Problème vibro-acoustique étudié à l'échelle du bâtiment. . . . .   | 77 |
| 1.23 | Problème vibro-acoustique étudié à l'échelle de la structure. . . . .   | 78 |
| 2.1  | Fenêtre à frappe à deux vantaux. . . . .  | 85 |
| 2.2  | Détails de l'ouvrant. . . . .   | 86 |
| 2.3  | Liaison entre le battant et la traverse de l'ouvrant. . . . .   | 87 |
| 2.4  | Détails d'un double vitrage isolant. . . . .  | 88 |
| 2.5  | Schéma de principe de l'analyse modale expérimentale. . . . .   | 89 |
| 2.6  | Systèmes d'excitation mécanique pour l'analyse modale expérimentale. . . . .  | 90 |
| 2.7  | Systèmes de mesure de la réponse de l'analyse modale expérimentale. . . . .   | 91 |

TABLE DES FIGURES

---

|      |   |     |
|------|---|-----|
| 2.8  | Vérification de la réciprocité de l'essai. . . . .  | 92  |
| 2.9  | Vérification de l'indépendance de la FRF au niveau d'excitation. . . . .  | 93  |
| 2.10 | Double vitrage suspendu. . . . .  | 95  |
| 2.11 | Maillage du double vitrage pour l'analyse modale expérimentale. . . . .   | 95  |
| 2.12 | Vérification de la qualité de mesure de l'analyse modale expérimentale de double vitrage isolant. . . . .   | 96  |
| 2.13 | Cadre de l'ouvrant suspendu. . . . .  | 97  |
| 2.14 | Maillage du cadre de l'ouvrant pour l'analyse modale expérimentale. . . . .   | 97  |
| 2.15 | Vérification de la qualité de mesure de l'analyse modale expérimentale du cadre. . . . .  | 98  |
| 2.16 | Ouvrant suspendu. . . . .   | 98  |
| 2.17 | Maillage de l'ouvrant pour l'analyse modale expérimentale. . . . .  | 99  |
| 2.18 | Vérification de la qualité de mesure de l'analyse modale expérimentale de l'ouvrant. . . . .  | 99  |
| 2.19 | Fenêtre à deux vantaux suspendue. . . . .   | 100 |
| 2.20 | Choix de point de fixation du pot vibrant sur le fenêtre. . . . .   | 101 |
| 2.21 | FRF des points testés pour le choix de la position du pot vibrant sur le fenêtre (a) 4 points sur le bois - Points sur la vitre : (b) de 1 à 5 (c) de 6 à 10 (d) de 11 à 15 . . . . . | 102 |
| 2.22 | Vérification du balayage de la fenêtre par le vibromètre laser. . . . .   | 102 |
| 2.23 | Cohérence moyenne de l'analyse modale expérimentale de la fenêtre. . . . .  | 103 |
| 2.24 | Géométries et maillages des sous-systèmes du modèle recalé de double vitrage isolant. . . . .   | 107 |
| 2.25 | Diagramme de stabilité du double vitrage isolant. . . . .   | 108 |
| 2.26 | Comparaison des modes propres expérimentaux et numériques du double vitrage isolant. . . . .  | 108 |
| 2.27 | Matrice de MAC comparant les déformées modales expérimentales et numériques du double vitrage isolant. . . . .  | 109 |
| 2.28 | Battant suspendu pour la mesure des FRF. . . . .  | 111 |
| 2.29 | FRF de la poutre en flexion. . . . .  | 112 |
| 2.30 | FRF de la poutre en compression. . . . .  | 112 |

TABLE DES FIGURES

---

|      |  |     |
|------|--|-----|
| 2.31 | Géométries et maillages du modèle recalé du cadre de l'ouvrant. . . . .  | 113 |
| 2.32 | Comparaison des modes propres expérimentaux et numériques du cadre de l'ouvrant. . . . .                                       | 114 |
| 2.33 | Matrice de MAC comparant les déformées modales expérimentales et numériques du cadre de l'ouvrant. . . . .                     | 115 |
| 2.34 | Évolution de la création du modèle recalé de l'ouvrant. . . . .  | 116 |
| 2.35 | Géométries et maillages des sous-systèmes du modèle recalé de l'ouvrant. . . . .   | 117 |
| 2.36 | Diagramme de stabilité de l'ouvrant. . . . .   | 118 |
| 2.37 | Comparaison des modes propres expérimentaux et numériques de l'ouvrant. . . . .  | 119 |
| 2.38 | Matrice de MAC comparant les déformées modales expérimentales et numériques de l'ouvrant. . . . .                              | 120 |
| 2.39 | Différents sous-systèmes du modèle recalé de la fenêtre (CAO et modèle EF). . . . .  | 121 |
| 2.40 | Diagramme de stabilité de la fenêtre. . . . .  | 122 |
| 2.41 | Comparaison des modes propres expérimentaux et numériques de la fenêtre. . . . .   | 123 |
| 2.42 | Matrice de MAC comparant les déformées modales expérimentales et numériques de la fenêtre. . . . .                             | 124 |
| 3.1  | Configuration 1 : Chambre - Structure - Chambre. . . . .   | 129 |
| 3.2  | Configuration 2 : Champ diffus - Structure - Chambre. . . . .  | 130 |
| 3.3  | Illustration de l'excitation d'une structure par un champs diffus acoustique. . . . .  | 131 |
| 3.4  | Configuration 3 : Chambre - Structure - Champs libre. . . . .  | 132 |
| 3.5  | Configuration 4 : Champ diffus - Structure - Champ libre. . . . .  | 134 |
| 3.6  | Effet du fluide sur le comportement d'un système double paroi. . . . .   | 135 |
| 3.7  | Mécanismes de transmission acoustique à travers un double paroi infini et un double vitrage isolant. . . . .                   | 135 |
| 3.8  | Première configuration proposée pour la prédiction de l'indice d'affaiblissement acoustique du double vitrage isolant. . . . . | 137 |
| 3.9  | Discrétisation éléments finis du double vitrage isolant. . . . .   | 138 |

TABLE DES FIGURES

---

3.10 Déformées modales analytiques d'une plaque de 4 mm d'épaisseur simplement appuyée. 140

3.11 Maillage du modèle utilisé pour la première configuration avec des éléments hexaédriques HEX8 pour le domaine fluide et quadrangle QUAD4 pour la structure. . . . . 140

3.12 Effet de l'angle limite d'incidence sur l'affaiblissement acoustique d'une vitre encastrée. 142

3.13 Indice d'affaiblissement acoustique d'un double vitrage infini calculé avec l'approche par impédance et du double vitrage isolant 6/18/4 prédit avec la méthode des éléments finis. . . . . 145

3.14 Mode de résonance « masse-air-masse » (champ de pression dans le fluide et champ de déplacement des deux vitres). . . . . 145

3.15 Niveau de pression quadratique moyenne dans la chambre d'émission à parois rigides. 147

3.16 Trois premiers modes acoustiques de la pièce d'émission. . . . . 148

3.17 Indice d'affaiblissement acoustique du double vitrage calculé par la 1<sup>ère</sup> et la 4<sup>ème</sup> configurations avec des parois rigides. . . . . 149

3.18 Indice d'affaiblissement acoustique du double vitrage calculé par la 2<sup>ème</sup> et la 4<sup>ème</sup> configurations avec des parois rigides. . . . . 149

3.19 Indice d'affaiblissement acoustique du double vitrage calculé par la 3<sup>ème</sup> et la 4<sup>ème</sup> configurations avec des parois rigides. . . . . 150

3.20 Indice d'affaiblissement acoustique du double vitrage 6/18/4 en bande de tiers d'octave calculé par les quatre configurations avec des parois rigides. . . . . 150

3.21 Coefficient d'absorption calculé à partir des données expérimentales (équations (3.31) et (3.32)) d'un essai acoustique effectué au laboratoire CERIBOIS. . . . . 153

3.22 Indice d'affaiblissement acoustique du double vitrage calculé par la 1<sup>ère</sup> et la 4<sup>ème</sup> configurations avec des parois absorbantes. . . . . 154

3.23 Indice d'affaiblissement acoustique du double vitrage calculé par la 2<sup>ème</sup> et la 4<sup>ème</sup> configurations avec des parois absorbantes. . . . . 155

3.24 Indice d'affaiblissement acoustique du double vitrage calculé par la 3<sup>ème</sup> et la 4<sup>ème</sup> configurations avec des parois absorbantes. . . . . 155

## TABLE DES FIGURES

---

|      |  |     |
|------|--|-----|
| 3.25 | Indice d'affaiblissement acoustique du double vitrage 6/18/4 en bande de tiers d'octave calculé par les quatre configurations avec des parois absorbantes. . . . .           | 156 |
| 3.26 | Détails de montage d'un double vitrage dans le mur pour l'essai acoustique. . . . .  | 157 |
| 3.27 | Indice d'affaiblissement acoustique numérique et expérimental du double vitrage isolant normalisé 4/16/4. . . . .  | 159 |
| 3.28 | Indice d'affaiblissement acoustique numérique et expérimental du double vitrage isolant 6/12/6. . . . .  | 160 |
| 3.29 | Indice d'affaiblissement acoustique numérique et expérimental du double vitrage isolant normalisé 4/20/4. . . . .  | 161 |
| 3.30 | Indice d'affaiblissement acoustique numérique et expérimental du double vitrage isolant normalisé 6/18/4. . . . .  | 162 |
| 3.31 | Indice d'affaiblissement acoustique numérique du double vitrage isolant 6/18/4 en bande fine. . . . .  | 162 |
| 4.1  | Indice d'affaiblissement du double vitrage 6/18/4 calculé par la 3 <sup>ème</sup> configuration avec les deux salles d'émission de même volume. . . . .                      | 168 |
| 4.2  | Champ de pression pariétale au niveau du mur de la salle d'émission auquel la vitre est couplée. . . . .   | 169 |
| 4.3  | Champ de déplacement de la vitre couplée à la salle d'émission. . . . .  | 169 |
| 4.4  | Effet des conditions aux limites sur l'indice d'affaiblissement acoustique du double vitrage isolant 6/18/4. . . . .   | 172 |
| 4.5  | Variations de la vitesse quadratique moyenne de l'intercalaire équivalent en fonction des conditions aux limites du double vitrage isolant. . . . .                          | 173 |
| 4.6  | Effet de l'amortissement des vitres sur l'affaiblissement acoustique du double vitrage isolant. . . . .  | 174 |
| 4.7  | Effet de l'épaisseur des vitres sur l'affaiblissement acoustique du double vitrage (●) : fréquences de résonance « masse-air-masse » pour les courbes en bande fine. . . . . | 176 |

TABLE DES FIGURES

---

|      |  |     |
|------|--|-----|
| 4.8  | Champ de déplacement des deux vitres et de la pression de la cavité acoustique à la fréquence de résonance « masse-air-masse » en fonction de l'épaisseur de vitres du double vitrage. . . . .   | 177 |
| 4.9  | Effet de type de fluide dans la cavité inter-vitrage sur l'affaiblissement acoustique du double vitrage. . . . .   | 179 |
| 4.10 | Effet de la profondeur de la cavité acoustique inter-vitrage sur l'affaiblissement acoustique du double vitrage. . . . .   | 180 |
| 4.11 | Effet de l'amortissement de l'intercalaire équivalent sur l'affaiblissement acoustique du double vitrage isolant 6/18/4 pour les deux conditions aux limites : (a) Encastrement, (b) Appuie simple. . . . .  | 183 |
| 4.12 | Effet du module d'Young de l'intercalaire équivalent sur l'affaiblissement acoustique du double vitrage isolant 6/18/4 pour les deux conditions aux limites : (a) Encastrement, (b) Appuie simple. . . . .   | 185 |
| 4.13 | Champs de déplacement normal du mode (1,1) de la vitre rayonnante d'épaisseur 4 mm du double vitrage 6/18/4 simplement appuyé en fonction du module d'Young de l'intercalaire équivalent : (a) $E_{int}=0,1$ GPa, (b) $E_{int}=1$ GPa et (c) $E_{int}=10$ GPa. . . . . | 186 |
| 4.14 | Niveaux de la vitesse quadratique moyenne de deux vitres du double vitrage 6/18/4 simplement appuyé en fonction de la rigidité de l'intercalaire équivalent. (■) Mode (1,1) et (●) Fréquence de résonance « masse-air-masse ». . . . .                                 | 187 |
| 4.15 | Triple vitrage isolant typique. . . . .  | 188 |
| 4.16 | Composition du triple vitrage (6/10/4/8/4) et du double vitrage (6/18/8) isolants ayant la même masse et la même épaisseur globale. . . . .  | 190 |
| 4.17 | Comparaison de l'indice d'affaiblissement acoustique du triple vitrage isolant (6/10/4/8/4) et du double vitrage isolant (6/18/8). . . . .   | 192 |
| 4.18 | Déformées modale des vitres du triple vitrage (6/10/4/8/4). Vitre 1 de 6 mm d'épaisseur est placée du côté excitation, vitres 2 et 3 sont d'épaisseur de 4 mm. . . . .   | 193 |
| 4.19 | Effet de la disposition des vitres sur l'indice d'affaiblissement acoustique de triple vitrage isolant. . . . .  | 194 |

## TABLE DES FIGURES

---

|      |  |     |
|------|--|-----|
| 4.20 | Effet de la distribution des masses sur l'indice d'affaiblissement acoustique d'un triple vitrage isolant. . . . .   | 196 |
| 5.1  | Les deux chambres réverbérantes du laboratoire CERIBOIS. . . . .   | 201 |
| 5.2  | Exemple des supports élastiques sur lesquels reposent les chambres du laboratoire acoustique. . . . .  | 201 |
| 5.3  | Montage de la fenêtre dans le mur pour les essais acoustiques dans le laboratoire CERIBOIS. . . . .  | 202 |
| 5.4  | Haut-parleurs utilisés pour la création du champ acoustique dans la salle d'émission du laboratoire CERIBOIS. . . . .  | 203 |
| 5.5  | Les composants de la fenêtre exposés à l'excitation acoustique et ceux qui rayonnent en champ libre. . . . .   | 205 |
| 5.6  | Déformées modales des faces d'incidence et des faces rayonnantes de la fenêtre 4/20/4 des modes 1 à 6. . . . .   | 207 |
| 5.7  | Déformées modales des faces d'incidence et des faces rayonnantes de la fenêtre 4/20/4 des modes 7 à 11. . . . .  | 208 |
| 5.8  | Vitesse quadratique moyenne des deux vitres de la fenêtre 4/20/4. . . . .  | 209 |
| 5.9  | Vitesse quadratique moyenne des cadres des ouvrants de la fenêtre 4/20/4. . . . .  | 209 |
| 5.10 | Vitesse quadratique moyenne du dormant de la fenêtre 4/20/4. . . . .   | 210 |
| 5.11 | Pression quadratique moyenne du domaine acoustique de la fenêtre 4/20/4. . . . .   | 210 |
| 5.12 | Indice d'affaiblissement acoustique de la fenêtre 4/20/4 en bande fine calculé numériquement. . . . .  | 210 |
| 5.13 | Indice d'affaiblissement acoustique de la fenêtre 4/20/4 mesuré au laboratoire et calculé avec le modèle numérique recalé. . . . .                             | 211 |
| 5.14 | Déformées modales des faces d'incidence et des faces rayonnantes et le champ de pression des cavités acoustiques de la fenêtre 6/18/4 de modes 1 à 6. . . . .  | 213 |
| 5.15 | Déformées modales des faces d'incidence et des faces rayonnantes et le champ de pression des cavités acoustiques de la fenêtre 6/18/4 des modes 7 à 9. . . . . | 214 |

|      |  |     |
|------|--|-----|
| 5.16 | Vitesse quadratique moyenne des deux vitres de la fenêtre 6/18/4. . . . .  | 215 |
| 5.17 | Vitesse quadratique moyenne des cadres de la fenêtre 6/18/4. . . . .   | 215 |
| 5.18 | Vitesse quadratique moyenne du dormant de la fenêtre 6/18/4. . . . .   | 216 |
| 5.19 | Pression quadratique moyenne du domaine acoustique de la fenêtre 6/18/4. . . . .   | 216 |
| 5.20 | Indice d'affaiblissement acoustique de la fenêtre 6/18/4 en bande fine calculé numériquement. . . . .  | 216 |
| 5.21 | Indice d'affaiblissement acoustique de la fenêtre 6/18/4 mesuré au laboratoire et calculé avec le modèle numérique. . . . .                  | 217 |
| 5.22 | Premier modèle simplifié proposé pour prédire l'indice d'affaiblissement acoustique de la fenêtre. . . . .                                   | 219 |
| 5.23 | Indice d'affaiblissement acoustique du modèle recalé de la fenêtre et celui du premier modèle simplifié avec double vitrage 4/20/4. . . . .  | 219 |
| 5.24 | Deuxième modèle simplifié proposé pour prédire l'indice d'affaiblissement acoustique de la fenêtre. . . . .                                  | 220 |
| 5.25 | Indice d'affaiblissement acoustique du modèle recalé de la fenêtre et celui du deuxième modèle simplifié avec double vitrage 4/20/4. . . . . | 221 |
| 5.26 | Indice d'affaiblissement acoustique expérimental et celui issu des modèles numérique avec double vitrage 4/20/4. . . . .                     | 222 |
| 5.27 | Porte-fenêtres sans et avec soubassement. . . . .  | 229 |
| 5.28 | Exemple d'entrée d'air d'une fenêtre. . . . .  | 229 |
| A.1  | Détermination de l'indice d'affaiblissement acoustique pondéré $R_w$ . . . . .   | 252 |
| B.1  | Vue de face et vues en coupe de la fenêtre à deux vantaux de vitrage 4/20/4. . . . .   | 255 |
| B.2  | Coupes des géométries originales de quelques pièces de la fenêtre. . . . .   | 256 |



# Introduction Générale

De nos jours, la densification des villes devient de plus en plus forte, ce qui conduit à une multiplication des expositions à des sources de bruit pour tout individu. Dans ce cadre, le bruit est considéré comme la première nuisance à domicile pour 35 à 40% de la population française [3, 12]. Ce pourcentage atteint 54% dans les grandes agglomérations [13].

Outre la gêne ressentie, le bruit est très néfaste pour la santé. Il est, en effet, la source de troubles auditifs [14], mais également psychologiques tels que l'anxiété, le stress et la fatigue. Il est aussi considéré comme un facteur de risque dans la maladie d'Alzheimer [15] ou dans les maladies cardiovasculaires [16]. Au moins 1,6 million de vie sont perdues chaque année à cause des problèmes en rapport avec le bruit [14]. Par conséquent, la protection contre les gênes sonores devient l'une des priorités pour des questions de confort mais également de santé des personnes [17].

Il existe une multitude de sources de bruit dans l'environnement qui concernent aussi bien les milieux urbains que ruraux. Dans le cadre du confort acoustique des bâtiments, les bruits peuvent être catégorisés selon le type de transmission (aérienne et solidienne) ou l'emplacement de la source (à l'extérieur ou à l'intérieur), comme illustré dans la figure 1. Les bruits aériens extérieurs sont émis, généralement, par les moyens de transport (voitures, trains, avions, etc.) et les équipements extérieurs tels que les tondeuses à gazon. Quant aux bruits intérieurs, ils comprennent les bruits aériens (paroles des personnes, sons des télévisions, etc.) et les bruits d'impact et d'équipements (ascenseurs, videordures, etc.).

Dans les enquêtes d'opinion sur les gênes sonores à domicile, 55% des personnes interrogées ont cité les moyens de transport comme la première cause. Ceci inclut les bruits des deux roues, des automobiles, des poids lourds, des trains et des avions (voir la figure 2).

Pour le secteur du transport aérien, des réglementations internationales relatives au bruit sont

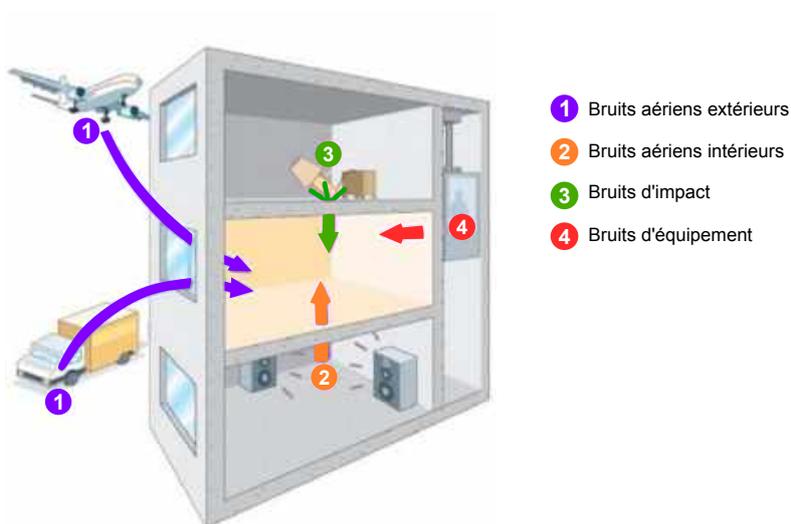


FIGURE 1 – Différents types de bruit dans le bâtiment.

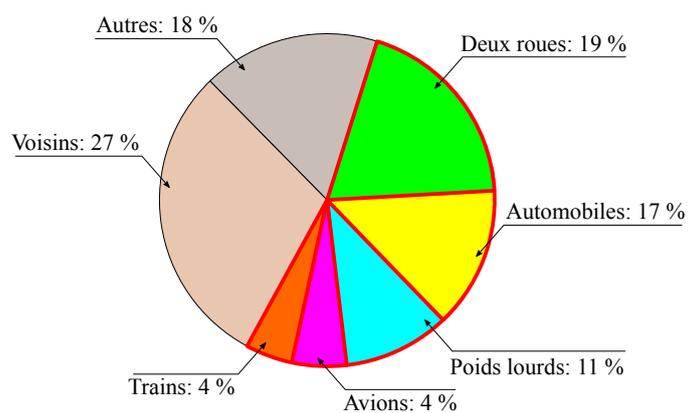


FIGURE 2 – Sources de bruit gênant à domicile en France [3].

émises par l'Organisation de l'Aviation Civile Internationale (OACI), ce qui a conduit à une baisse de 50% du bruit des avions sur 10 ans [12]. Concernant le bruit du trafic routier regroupant les automobiles, les poids lourds et les deux roues, il représente environ 47% de la gêne ressentie par la population. Pour réduire les nuisances liées à ce type de bruit, quatre directives européennes ont été formulées depuis 1970 pour diminuer les émissions sonores des véhicules lors de l'homologation [18]. L'application de ces réglementations a ainsi permis de réduire le niveau sonore de certains véhicules comme présenté en figure 3.

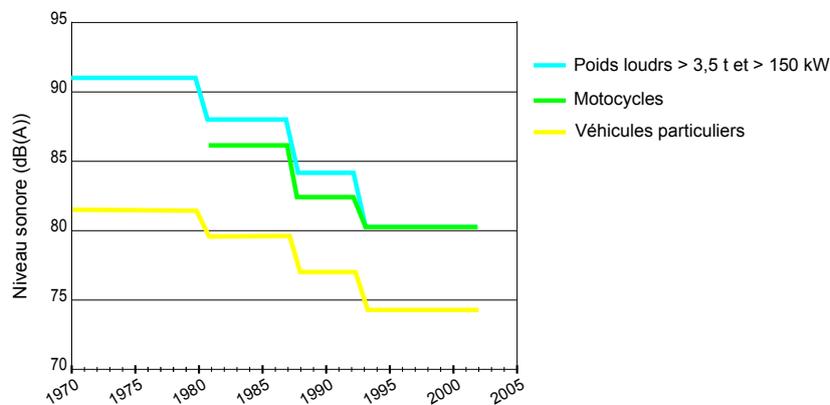


FIGURE 3 – Évolution des émissions sonores de certains véhicules neufs soumis à homologation entre 1970 et 2000 [3].

Cependant, malgré ces exigences réglementaires, le problème des nuisances sonores persiste toujours. Selon une étude publiée en 2018 par l'Organisation Mondiale de la Santé (OMS) [14], au moins 100 millions de personnes sont affectées par le bruit routier dans l'Union Européenne. Cette gêne inévitable du trafic routier est due à la particularité de son spectre sonore. En effet, les moyens de transport émettent des bruits dans le domaine des basses fréquences [19, 20]. Pour ce type de bruit, un des problèmes est que les sons se propagent loin de la source en raison des grandes longueurs d'ondes mises en jeu. Selon Waye et Rylander [21], les plaintes contre les bruits en basse fréquence représentaient 71% du nombre total de plaintes liées à la gêne (ou au bruit) acoustique.

Afin de minimiser ces gênes dans les bâtiments, il est indispensable de concevoir des façades permettant d'assurer de bonnes performances acoustiques. En général, les normes de construction précisent la valeur minimale à respecter pour l'indice d'isolation sonore apparent de façade [22]. Cet indicateur intègre la contribution de tous les éléments qui la composent comme les murs et les fenêtres. Les performances acoustiques de ces composants ainsi que leur assemblage influencent la réponse globale

de la façade. Néanmoins, les faiblesses en termes d'isolation acoustique restent principalement les entrées d'air, les coffres de volets, les parties vitrées et les fenêtres [20, 23]. Malheureusement, pour des raisons d'ordre esthétique, les bâtiments modernes présentent généralement de grandes fenêtres voire même des pans de murs en verre [24]. Par conséquent, pour concevoir des façades ayant des propriétés d'isolation acoustique satisfaisantes, il est indispensable de connaître les performances acoustiques de ces éléments.

En pratique, les performances acoustiques d'un élément de construction tel qu'une fenêtre sont évaluées au moyen d'essais normalisés. Le problème qui se pose, en plus de celui lié au coût des essais, est qu'un manque de répétabilité et de reproductibilité entre les mesures expérimentales est inévitable en basse fréquence. Utley [25] a montré que les caractéristiques acoustiques du laboratoire d'essais ont une influence non négligeable sur la qualité de mesure de l'indice d'affaiblissement acoustique. Pour mettre en lumière cet effet, plusieurs comparaisons inter-laboratoires ont été réalisées [4, 26, 27, 28]. Les résultats ont montré qu'il existait des variations entre les mesures en particulier en basse fréquence. Les analyses menées ont révélé que ces dispersions sont principalement liées aux conditions de montage des structures testées et aux propriétés des laboratoires malgré les directives précises des normes. En effet, les hypothèses liées au champ diffus ne sont pas toujours respectées avec les volumes typiques des laboratoires acoustiques en raison du comportement modal des salles d'émission et de réception [29]. Tous ces facteurs montrent la nécessité d'évaluer les performances acoustiques intrinsèques des éléments de construction considérés sans que les résultats soient influencés par l'environnement.

### **Démarche et organisation du document**

En vue de répondre aux problématiques de reproductibilité et de répétabilité des mesures de l'indice d'affaiblissement acoustique, le comité professionnel de développement des industries françaises de l'ameublement et du bois (CODIFAB) a souhaité financer une thèse sur la prédiction de la transmission acoustique de fenêtres, véritables points faibles pour l'isolation acoustique des façades extérieures et donc des bâtiments. L'objectif principal de ce travail est de proposer des modèles numériques permettant de prédire la réponse vibro-acoustique des fenêtres domestiques en bois dans le domaine des basses fréquences. L'idée est non seulement d'améliorer la compréhension des phénomènes à partir de modélisations numériques performantes, mais également de voir dans quelle mesure les outils de simulations peuvent être utilisés pour réduire les coûts liés aux essais en laboratoire. La principale

originalité de ce travail est de proposer une modélisation numérique globale et simplifiée d'une fenêtre à ossature bois, permettant d'évaluer de manière satisfaisante ses performances acoustiques intrinsèques, i.e. indépendamment de l'environnement extérieur. Pour ce faire, une démarche en cinq étapes est adoptée. Une vue globale de la méthodologie suivie dans ce travail est présentée en figure 4 et fait l'objet des cinq chapitres principaux de ce manuscrit.

Le premier chapitre est une étude bibliographique présentant les règles de l'art et les connaissances relatives au problème étudié. Pour commencer, nous introduisons le contexte réglementaire dans lequel se situe le sujet des performances acoustiques des fenêtres domestiques. Nous nous focalisons plus particulièrement dans la deuxième partie du chapitre sur les fenêtres à ossature bois et leurs spécificités mécaniques et réglementaires. Afin de se positionner par rapport à la littérature, une synthèse bibliographique des travaux existants sur l'étude de comportement de simple, double et triple vitrage, ainsi que de fenêtres complètes, est réalisée. Nous décrivons également les méthodes couramment utilisées pour la résolution de ce type de problèmes vibro-acoustiques dans la quatrième section. À partir de ces éléments, nous présentons finalement le problème spécifique étudié dans ces travaux de thèse.

Pour bien comprendre le comportement vibro-acoustique de la fenêtre, l'objectif du second chapitre est de créer un modèle numérique simplifié représentatif de cette dernière. La principale difficulté est d'associer dans un modèle global des composants d'échelle et de complexité (géométrique et mécanique) différentes. Afin de pallier ces difficultés, les principaux composants de la fenêtre sont étudiés séparément en vue du recalage des modèles numériques correspondants (le double vitrage isolant, le cadre et l'ouvrant) en se basant sur des analyses modales expérimentales. Dans ce cadre, nous commençons par décrire les détails de la fenêtre étudiée. Par la suite, le protocole d'essai et les méthodes employées pour les analyses modales expérimentales sont détaillés. Les résultats issus de ces essais expérimentaux sont post-traités pour identifier les paramètres modaux (les fréquences et les déformées modales) qui sont ensuite utilisés pour recalibrer les modèles numériques. Une fois que les modèles des différents composants sont définis, nous procédons au recalage de la fenêtre assemblée.

Le troisième chapitre porte sur l'étude de l'influence des conditions expérimentales, en particulier la présence des salles d'émission et de réception, sur la mesure de l'indice d'affaiblissement acoustique des structures. Pour cela, quatre configurations numériques basées sur la méthode des éléments finis sont proposées et décrites. Elles sont choisies selon les conditions expérimentales et diffèrent par la façon de modéliser les conditions d'émission et de rayonnement acoustique. Pour simplifier la tâche et

se focaliser sur l'effet des salles, ces études sont appliquées au double vitrage isolant. Une analyse des résultats obtenus pour les différentes configurations est faite en s'appuyant sur des comparaisons avec un modèle par impédance et des résultats expérimentaux issus de la littérature. Les conclusions de cette étude nous permettent de choisir la modélisation vibro-acoustique la plus adaptée en termes de compromis coût/précision en vue de (i) la réalisation des études paramétriques sur le double vitrage dans le quatrième chapitre et (ii) la prédiction des performances acoustiques de la fenêtre complète dans le dernier chapitre.

Dans la première partie du quatrième chapitre, nous analysons davantage l'effet de la géométrie de la salle d'émission sur l'indice d'affaiblissement acoustique d'un double vitrage. La deuxième partie est consacrée à l'étude de l'influence des conditions aux limites et des paramètres intrinsèques du double vitrage isolant (vitres, cavité acoustique et système d'étanchéité) sur l'indice d'affaiblissement acoustique. Enfin, les performances acoustiques d'un double vitrage sont comparées à celle d'un triple vitrage équivalent dont l'utilisation s'intensifie dans les applications courantes. Cette dernière partie est également l'occasion d'étudier l'influence de la disposition des vitres et de la distribution des masses d'un triple vitrage.

Finalement, le cinquième chapitre est dédié à l'étude de la réponse vibro-acoustique de la fenêtre complète à deux ouvrants dont le modèle vibratoire est celui présenté dans le second chapitre. Pour commencer, les essais expérimentaux réalisés en vue de la détermination de l'indice d'affaiblissement acoustique de ces fenêtres sont décrits. Les résultats de ces essais sont comparés aux résultats prédits par les simulations numériques dans lesquelles la configuration retenue dans le troisième chapitre, à savoir celle dans laquelle les salles d'émission et de réception ne sont pas modélisées, est employée. Ces comparaisons permettent d'évaluer la représentativité du modèle développé par rapport à la réponse réelle des fenêtres et ainsi sa validité pour prédire numériquement leurs performances acoustiques. Afin de réduire davantage le coût de calcul, d'autres modèles simplifiés, inspirés du modèle initial de la fenêtre complète, sont proposés.

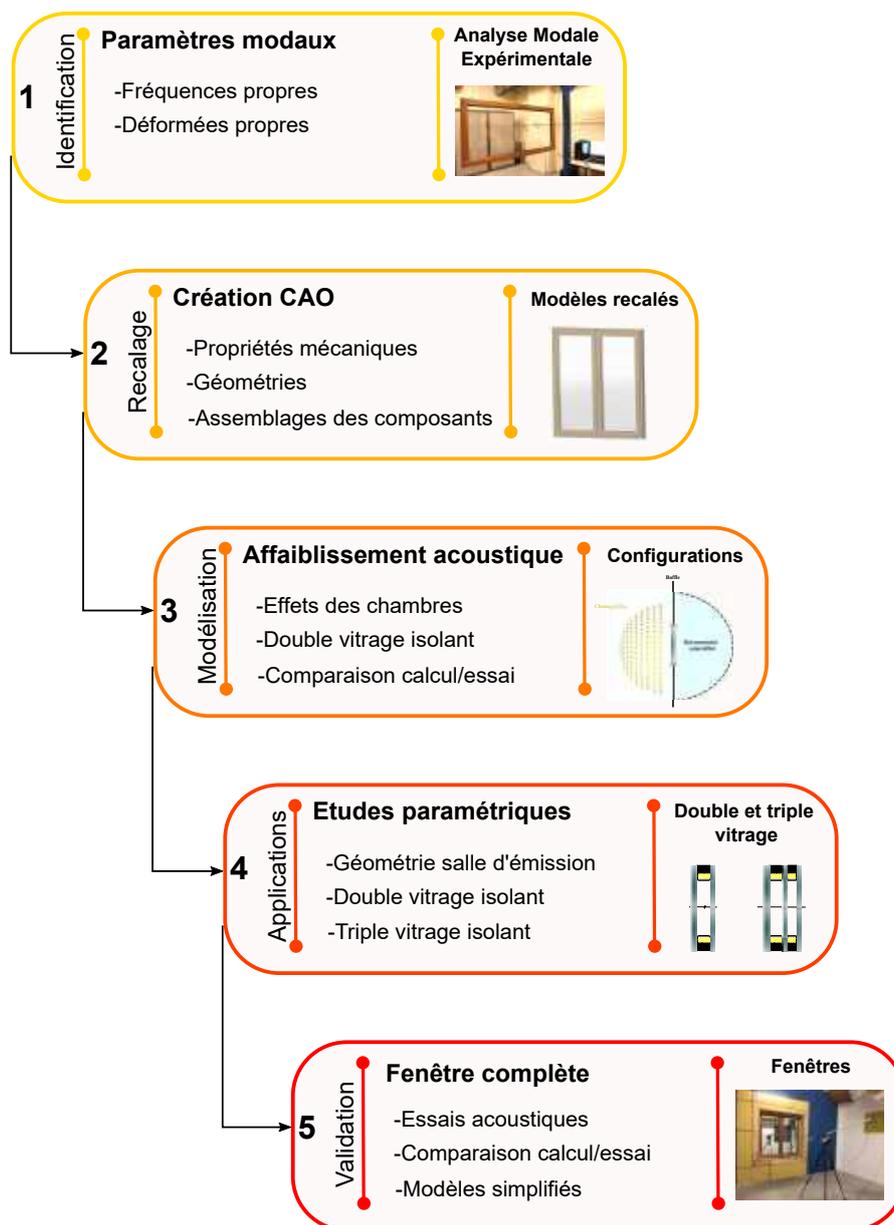


FIGURE 4 – Vue globale de la démarche suivie dans les travaux de thèse.



# Chapitre 1

## État de l'art

### Contenu

---

|     |  |    |
|-----|--|----|
| 1.1 | Introduction . . . . .   | 38 |
| 1.2 | Exigences normatives de l'isolation acoustique dans les bâtiments . . . . .            | 38 |
| 1.3 | Les fenêtres domestiques . . . . .   | 48 |
| 1.4 | Performances acoustiques des fenêtres et des systèmes vitrés : état de l'art . . . . . | 58 |
| 1.5 | Méthodes prédictives du comportement vibro-acoustique des structures . . . . .         | 72 |
| 1.6 | Présentation du problème étudié . . . . .  | 76 |
| 1.7 | Conclusion . . . . .   | 80 |

---

*Ce chapitre introductif présente les éléments principaux servant de base à l'étude de la prédiction de la réponse vibro-acoustique des fenêtres domestiques à ossature bois dans le domaine des basses fréquences. Dans un premier temps, le cadre réglementaire en matière d'isolation acoustique des éléments de constructions contre les bruits aériens est détaillé. La deuxième partie de ce chapitre est consacrée à la description des fenêtres et du matériau bois qui constitue son ossature. Un tour d'horizon des travaux réalisés pour l'étude des performances acoustiques des fenêtres et des systèmes vitrés est présenté dans la troisième partie de ce chapitre. La quatrième section est dédiée à la présentation des méthodes prédictives pour la résolution des problèmes vibro-acoustiques. Finalement, nous introduisons le problème objet de ces travaux.*

### 1.1 Introduction

Le confort acoustique est devenu un critère d'évaluation de la qualité de vie dans les bâtiments. Par conséquent, les normes exigent des seuils limites qui doivent être respectés afin de s'assurer que le niveau sonore à l'intérieur des bâtiments n'est pas gênant. L'étude des performances acoustiques des éléments de construction est donc aujourd'hui un enjeu de grande importance [30].

Bien que certains composants des façades du bâtiment, comme par exemple les murs massifs, puissent constituer des barrières très efficaces contre le bruit, l'indice d'affaiblissement acoustique de la façade complète est fortement réduit par des éléments moins efficaces tels que les fenêtres [22]. Dès lors, il est indispensable d'analyser les performances de ces composants pour respecter les exigences réglementaires en matière d'isolation acoustique.

Dans ce cadre, ce chapitre introductif aborde le contexte et les éléments principaux nécessaires à l'étude de la réponse vibro-acoustique des fenêtres domestiques en basse fréquence. Dans un premier temps, le cadre réglementaire en matière d'isolation acoustique des éléments de constructions contre les bruits aériens est détaillé. Par la suite, nous décrivons les différents types de fenêtres domestiques existantes, le marché français des fenêtres et le bois utilisé pour la menuiserie. La quatrième partie est un résumé de l'état de l'art des travaux développés pour analyser les performances acoustiques des fenêtres domestiques et des systèmes vitrés. Une présentation de méthodes prédictives existantes pour la résolution des problèmes vibro-acoustiques en basses, moyennes et hautes fréquences est proposée dans la cinquième section. Finalement, nous présentons dans la dernière partie le problème considéré dans ces travaux.

### 1.2 Exigences normatives de l'isolation acoustique dans les bâtiments

Les réglementations acoustiques dans les logements d'habitation sont apparues dans plusieurs pays depuis les années 1950. Cependant, la normalisation pour d'autres bâtiments tels que les écoles ou les hôpitaux n'a été mise en œuvre que plus tard [31].

Les principales sources de bruit sont généralement situées à l'extérieur des bâtiments. Il s'agit essentiellement de bruits liés aux trafics routier et aérien. Néanmoins, à l'intérieur des bâtiments, il existe également des sources de bruit transmises par voie solidienne (bruits d'impact) ou aérienne (voix,

## 1.2. EXIGENCES NORMATIVES DE L'ISOLATION ACOUSTIQUE DANS LES BÂTIMENTS

---

équipements électroménagers, etc.). Par conséquent, dans le domaine de l'isolation acoustique des bâtiments, les normalisations peuvent être classées en cinq catégories principales [31] :

- Isolation contre les bruits aériens extérieurs ;
- Isolation contre les bruits aériens intérieurs ;
- Isolation contre les bruits d'impact ;
- Mesure des émissions sonores des équipements de service ;
- Mesure de temps de réverbération et de l'absorption acoustique des matériaux.

Dans le cadre de ce travail, les structures étudiées (fenêtres et doubles vitrages) sont placées sur les façades extérieures des bâtiments. Ainsi, nous nous intéressons uniquement à la première catégorie de la réglementation, i.e. l'isolation contre les bruits aériens extérieurs.

### 1.2.1 Détermination de l'isolation acoustique contre les bruits aériens

Les éléments de construction doivent disposer d'une certification acoustique attestant de leur aptitude à isoler du bruit. Un certificat est délivré suite à la réalisation de mesures normalisées de l'indice d'affaiblissement acoustique  $R$  en laboratoire ou in situ. Généralement, les mesures sur le terrain servent à vérifier si l'isolation acoustique désirée est bien assurée après la mise en place et l'assemblage des éléments.

Théoriquement, l'indice d'affaiblissement acoustique caractérise la perte par transmission d'une structure et est définie conventionnellement par la relation suivante [11, 32] :

$$R = 10 \log \left( \frac{\Pi_{inc}}{\Pi_{ray}} \right), \quad (1.1)$$

où  $\Pi_{inc}$  et  $\Pi_{ray}$  sont respectivement la puissance acoustique incidente et la puissance acoustique rayonnée par la structure.

Dans les premières études relatives au confort acoustique dans les bâtiments, l'indice d'affaiblissement acoustique était évalué à partir de mesures de pression. En effet, il s'agit d'une quantité acoustique de premier ordre, facile à mesurer [33]. Par ailleurs, des méthodes adaptées ont été introduites par les normes dans les années 50 pour évaluer l'isolation acoustique dans une construction. Depuis, des modifications ont été apportées par les normes afin d'améliorer la qualité des résultats. Un intérêt a été également porté aux méthodes basées sur la mesure des quantités énergétiques dans le domaine

## 1.2. EXIGENCES NORMATIVES DE L'ISOLATION ACOUSTIQUE DANS LES BÂTIMENTS

---

acoustique. Des recherches ont notamment été menées pour développer des dispositifs permettant de quantifier l'intensité acoustique à l'aide de sondes intensimétriques.

### 1.2.1.1 Mesures in situ

Concernant les essais in situ, la méthode opératoire basée sur la mesure de la pression acoustique est décrite par la norme ISO 16283-3 [34]. Une deuxième méthode basée sur la mesure de l'intensité acoustique est détaillée dans la norme ISO 15186-2 [35]. Lors des essais in situ, des bruits environnementaux naturels ou des signaux provenant de haut-parleurs peuvent être employés. L'indice d'affaiblissement acoustique mesuré dépend de plusieurs facteurs tels que l'angle d'incidence du son extérieur ou la position du microphone de mesure extérieur par rapport à la façade du bâtiment [34, 36].

### 1.2.1.2 Mesures en laboratoire

Les normes ISO 10140 et ISO 15186 imposent les protocoles de mesure de l'indice d'affaiblissement acoustique des structures en laboratoire selon la méthode de pression ou celle d'intensité. Les résultats des mesures sont donnés en bande de tiers d'octave ou d'octave.

#### — Méthode de mesure du niveau de pression moyen selon la norme ISO 10140

La procédure de mesure de l'isolation acoustique des éléments de construction contre le bruit aérien avec la méthode de niveau de pression moyen est décrite par les différentes parties de la norme ISO 10140 [37, 38, 39, 40].

L'installation de l'essai en laboratoire, présentée en figure 1.1, est composée de deux salles réverbérantes adjacentes dont l'une est la chambre émettrice et l'autre est la chambre réceptrice. Les deux pièces sont montées sur des supports élastiques afin d'éviter toute transmission solidienne [39]. Les volumes minimaux sont de  $50 \text{ m}^3$  avec une différence de 10% entre les deux salles. Le mur qui sépare les deux salles contient une ouverture où l'élément à tester est placé.

Dans la salle d'émission, l'emplacement d'un haut-parleur ou de plusieurs haut-parleurs est choisi de façon à avoir un champ acoustique diffus, c'est-à-dire une pression acoustique homogène dans la salle [41, 42]. Généralement, un haut-parleur est placé dans un des coins supérieurs en face de la cloison de séparation des deux salles. Si le champ acoustique n'est pas suffisamment diffus, d'autres haut-parleurs sont ajoutés afin d'homogénéiser le champ acoustique. Ces haut-parleurs doivent être

## 1.2. EXIGENCES NORMATIVES DE L'ISOLATION ACOUSTIQUE DANS LES BÂTIMENTS

---

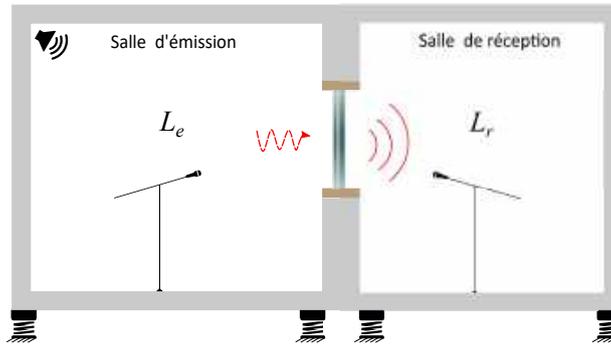


FIGURE 1.1 – Schéma représentatif d'une installation d'essai acoustique selon la norme ISO 10140 (méthode de pression).

de même type, de signaux similaires mais non corrélés. Des diffuseurs peuvent aussi être ajoutés dans la salle pour atteindre le même objectif.

Le niveau sonore dans cette salle doit être suffisamment élevé pour que le niveau de pression dans la salle réceptrice soit largement supérieur au niveau de bruit de fond. Ce dernier correspond au niveau de pression acoustique mesuré dans la salle de réception provenant de toutes les autres sources à l'exception le haut-parleur dans la salle d'émission (bruits extérieurs, bruit du système électrique, etc.).

Les mesures de l'indice d'affaiblissement acoustique  $R$  en dB d'un élément de surface  $S$  sont réalisées pour des fréquences comprises entre 100 Hz et 5000 Hz. Il est défini comme étant la différence des niveaux moyens de pression  $L_e$  et  $L_r$  dans la salle d'émission et de réception, avec un terme de correction :

$$R = L_e - L_r + 10 \log \left( \frac{S}{A} \right), \quad (1.2)$$

avec  $A$  ( $\text{m}^2$ ) l'aire d'absorption acoustique équivalente dans la salle de réception.

À ce stade, il convient de noter qu'en basse fréquence, la mesure de l'indice d'affaiblissement acoustique  $R$  par la méthode basée sur la pression moyenne fait face à des problèmes de répétabilité et de reproductibilité. Dès lors, l'approche basée sur la mesure de l'intensité acoustique semble une bonne alternative puisque sa reproductibilité est jugée meilleure [28, 43].

### — Méthode intensimétrique selon la norme ISO 15186

La première et la troisième parties de la norme ISO 15186 [44, 45] formalisent la détermination de l'indice d'affaiblissement acoustique des éléments de construction par la méthode intensimétrique. La

## 1.2. EXIGENCES NORMATIVES DE L'ISOLATION ACOUSTIQUE DANS LES BÂTIMENTS

---

différence entre ces deux normes réside dans la plage fréquentielle de mesure et la nature de la salle de réception. L'intensité acoustique est la moyenne temporelle d'énergie par unité de surface. Il s'agit d'une grandeur vectorielle mesurée en  $\text{W}/\text{m}^2$  et définie par :

$$\mathbf{I} = \frac{1}{T} \int_0^T p(t) \mathbf{v}(t) dt, \quad (1.3)$$

où  $p(t)$  (en Pa) est la pression acoustique instantanée en un point,  $\mathbf{v}(t)$  (en m/s) est la vitesse particulaire instantanée au même point et  $T$  (en s) est le temps d'intégration.

Concernant la méthode décrite par la norme ISO 15186-1 [44], elle est similaire à la méthode de la pression moyenne du côté excitation. En effet, les mesures sont réalisées de 100 Hz à 5000 Hz en utilisant une salle émettrice réverbérante. Le niveau moyen de la pression acoustique, noté  $L_{pe}$ , est mesuré par un microphone placé au milieu de la pièce. Du côté réception, salle fermée ou un espace ouvert peuvent être utilisés, comme illustré par la figure 1.2. Le niveau  $L_{I_n}$  d'intensité acoustique rayonnée par la structure est mesurée avec un intensimètre. Ainsi, l'indice d'affaiblissement acoustique par intensimétrie  $R_I$  d'une surface d'aire  $S$  est défini par :

$$R_I = L_{pe} - 6 - \left[ L_{I_n} + 10 \log \left( \frac{S_m}{S} \right) \right], \quad (1.4)$$

où  $S_m$  l'aire des surfaces de mesure et  $L_{I_n}$  le niveau d'intensité acoustique défini par :

$$L_{I_n} = 10 \log \left( \frac{I_n}{I_0} \right), \quad (1.5)$$

avec  $I_n$  la composante normale de l'intensité acoustique et  $I_0 = 10^{-12} \text{ W}/\text{m}^2$ .

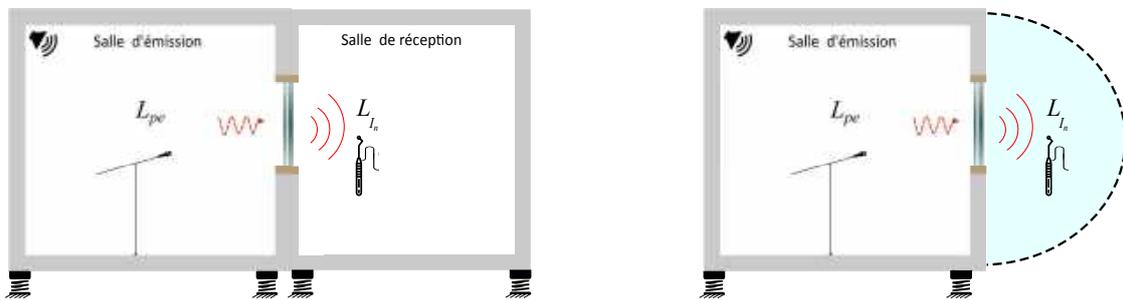


FIGURE 1.2 – Schéma représentatif d'une installation d'essai acoustique selon la norme ISO 15186-1 (méthode intensimétrique).

La troisième partie de la norme ISO 15186-3 [45], complémentaire à la première, décrit la mesure de l'indice d'affaiblissement acoustique  $R_{IS}$  pour les basses fréquences de 50 Hz à 160 Hz. Les résultats

## 1.2. EXIGENCES NORMATIVES DE L'ISOLATION ACOUSTIQUE DANS LES BÂTIMENTS

---

obtenus peuvent être alors combinés à ceux de l'ISO 15186-1 et de l'ISO 10140 pour produire des résultats dans une plage fréquentielle comprise entre 50 Hz et 5000 Hz. Dans l'ISO 15186-3, le niveau de pression acoustique  $L_{ps}$  du côté émission est mesuré à proximité de l'élément à tester. Du côté réception, on mesure le niveau d'intensité acoustique. Cependant, la particularité est que la surface opposée à la structure testée doit être totalement absorbante, comme montré par la figure 1.3.

$$R_{IS} = L_{ps} - 9 - \left[ L_{I_n} + 10 \log \left( \frac{S_m}{S} \right) \right], \quad (1.6)$$

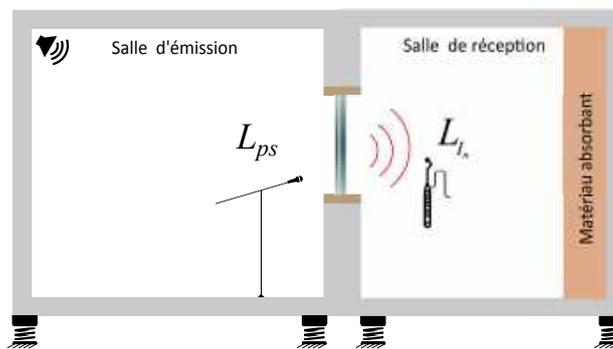


FIGURE 1.3 – Schéma représentatif d'une installation d'essai acoustique selon la norme ISO 15186-3 (méthode intensimétrique).

Les mesures réalisées en laboratoire et décrites ci-dessus négligent les transmissions acoustiques latérales<sup>1</sup>. Par conséquent, les résultats de ces essais ne peuvent pas être utilisés directement quand l'élément est mis en place dans le bâtiment [38].

### 1.2.2 Indicateurs acoustiques normalisés

Les indicateurs acoustiques utilisés pour l'évaluation de l'isolation contre les bruits aériens et d'impact sont donnés dans la norme ISO 717 [2]. Le choix de l'indicateur dépend de plusieurs facteurs tels que la nature de l'élément testé, le type de bruit, etc.

L'isolation acoustique contre les bruits aériens extérieurs d'un élément de construction de type fenêtre est caractérisée par une valeur unique pondérée appelée « indice d'affaiblissement acoustique pondéré ». Il est exprimé en dB et noté  $R_w$  quand la méthode de pression moyenne est employée et  $R_{Iw}$  pour la méthode intensimétrique. Cet indicateur implique la conversion des valeurs mesurées de l'indice d'affaiblissement acoustique  $R$  (ou  $R_I$ ) qui dépendent de la fréquence en une quantité unique.

---

1. Transmissions acoustique latérales : les transmissions par les parois communes entre les pièce telles que le plancher, le plafond et les murs.

## 1.2. EXIGENCES NORMATIVES DE L'ISOLATION ACOUSTIQUE DANS LES BÂTIMENTS

---

Pour évaluer l'indice pondéré  $R_w$ , des valeurs de référence sont données dans la norme ISO 717 [2]. La méthode consiste à décaler la courbe mesurée de  $R$  jusqu'à ce que la somme des écarts défavorables<sup>2</sup> soit aussi grande que possible mais ne dépasse pas 32 dB. La valeur retenue de  $R_w$  correspond alors à la valeur de la courbe translatée à 500 Hz.

Un niveau sonore global est, généralement, constitué de différents spectres de bruit (bruit de trafic routier ou aérien par exemple). Cependant, dans sa forme originale, l'indicateur à valeur unique  $R_w$  ne convient que pour les bruits intérieurs qui n'ont généralement pas de fortes composantes basse fréquence [46]. Cet indicateur seul n'est donc pas approprié pour évaluer la capacité des éléments à bloquer les bruits ambiants typiques. Par conséquent, des améliorations ont été apportées pour corriger et adapter cet indicateur à d'autres types de spectres de bruit.

Pour tenir compte de différents types de bruits, deux termes d'adaptation sont ajoutés à la valeur unique pondérée  $R_w$ . Le premier terme d'adaptation, noté  $C$ , permet de tenir en compte l'isolation vis-à-vis de bruit rose tels que les bruits de voisinage et d'activités industrielles qui sont riches en moyennes et hautes fréquences. Le deuxième terme d'adaptation, noté  $C_{tr}$ , permet de mesurer l'isolation vis-à-vis de bruits de trafic (routier ou aérien) qui est riche en basse fréquence. Dans les certifications acoustiques, la présentation générale de l'indice d'affaiblissement d'un élément est donné sous la forme  $R_w(C, C_{tr})$ .

Dans le cadre de cette étude, nous nous limitons aux basses fréquences (jusqu'à 600 Hz), et par conséquent, nous n'utiliserons pas les termes d'adaptation. L'indicateur utilisé sera donc l'indice d'affaiblissement acoustique  $R$  défini par l'équation (1.1). Néanmoins, nous donnons un exemple de calcul de  $R_w$  et des termes d'adaptation  $C$  et  $C_{tr}$  en annexe A.

### 1.2.3 Incertitudes sur l'évaluation de l'isolation acoustique des éléments de construction

Les incertitudes sur la mesure de l'indice d'affaiblissement acoustique et la détermination de la valeur unique ont suscité beaucoup de débats [47]. En effet, la répétabilité et la reproductibilité sont deux aspects importants en matière d'isolation acoustique dans les bâtiments [48, 49].

---

2. Écart défavorable : Lorsque la valeur de référence est supérieure à la valeur mesurée de  $R$ .

## 1.2. EXIGENCES NORMATIVES DE L'ISOLATION ACOUSTIQUE DANS LES BÂTIMENTS

---

### 1.2.3.1 Incertitudes sur la mesure de l'indice d'affaiblissement acoustique

En ce qui concerne les essais réalisés en vue de la détermination de l'indice d'affaiblissement acoustique  $R$ , la qualité des mesures peut être évaluée selon la norme ISO 12999 [50] par :

- la répétabilité, donnant une estimation de la différence entre des mesures sur le même objet avec le même mode opératoire, les mêmes opérateurs et dans le même laboratoire ;
- la reproductibilité, donnant une estimation de la différence entre des mesures du même objet mais dans des laboratoires différents réalisées par des opérateurs différents.

Plusieurs comparaisons inter-laboratoires ont été menées pour évaluer les différences de mesures de l'indice d'affaiblissement acoustique. Kihlmann [26] et Jones [27] ont comparé les résultats de mesures faites selon les normes ISO et les normes ASTM, respectivement. Pour les deux cas, et malgré le respect des exigences réglementaires, des écarts de 8 dB au maximum ont été observés en basse fréquence. Plus récemment, une comparaison des mesures dans 24 laboratoires de l'indice d'affaiblissement acoustique d'un mur simple et d'un mur double paroi a été proposée par Fausti et al. [4]. Les courbes de l'indice d'affaiblissement moyen  $R$  assorti des intervalles définis entre les valeurs minimale et maximale de l'étude sont présentés en figure 1.4. La comparaison de ces courbes montre la faible reproductibilité entre les laboratoires pour les basses fréquences. Cependant, le résultat inattendu de cette étude est qu'en moyennes et hautes fréquences cette dispersion est également observée pour la structure à double paroi avec un écart maximal observé de 12 dB.

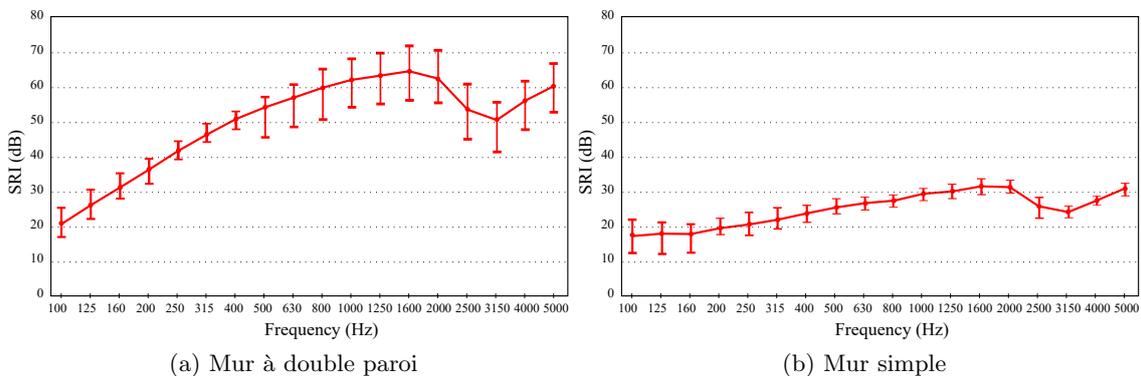


FIGURE 1.4 – Valeur moyenne de l'indice d'affaiblissement acoustique déterminé dans 24 laboratoires et minimum-maximum des moyennes intégrales (extrait des travaux de Fausti et al. [4])

## 1.2. EXIGENCES NORMATIVES DE L'ISOLATION ACOUSTIQUE DANS LES BÂTIMENTS

---

Ce problème de dispersion a été étudié dans plusieurs travaux publiés dans la littérature. Les études expérimentales [29, 49] ont montré que la présence des salles affecte la réponse vibro-acoustique de l'élément testé. L'influence des conditions de montage et des propriétés des laboratoires a été évoquée dans les travaux de Kihlman et Jones [26, 27]. Les mêmes conclusions ont été tirées dans les articles [51, 52] qui ont mis en avant la dépendance de l'indice d'affaiblissement acoustique aux dimensions des salles en basse fréquence. Plus récemment, la méthode des éléments finis a été employée pour évaluer l'effet des dimensions des salles sur l'isolation acoustique d'un panneau de séparation en basse fréquence [53, 54]. La comparaison des résultats obtenus vis-à-vis de données expérimentales a montré que le comportement de la structure considérée dépend fortement des caractéristiques modales du champ acoustique dans les pièces [54]. Vercammen [55] a expliqué ces dispersions par l'insuffisance de la diffusivité du champ acoustique dans les salles réverbérantes, dont la forme et la disposition des diffuseurs influencent le résultat. Papadopoulos [56, 57] a proposé un algorithme pour optimiser la forme de la salle d'essai afin d'obtenir une diffusivité adéquate.

Pour pallier ce problème, la norme ISO 12999-1 [50] spécifie les procédures d'évaluation de l'incertitude de mesure de l'isolation acoustique des bâtiments. Elle prévoit également la détermination des incertitudes par des essais inter-laboratoires et donne également les écarts type pour les quantités déterminées selon les normes ISO 10140 [38]. Cependant, dans l'étude menée par Olesen [58], un écart-type de reproductibilité plus élevé que celui standardisé est observé dans la plage fréquentielle inférieure à 100 Hz. En effet, une différence d'environ 25 dB à 50 Hz a été mesurée entre les résultats les plus éloignés.

### 1.2.3.2 Incertitudes sur le calcul de l'indice d'affaiblissement acoustique pondéré

L'indice d'affaiblissement pondéré  $R_w$  est un facteur critique pour tous les acteurs du processus de construction [59]. En effet, une augmentation de l'incertitude de cet indicateur engendre une augmentation des dépenses car des marges de sécurité doivent être respectées conformément aux exigences réglementaires [47]. Cependant, le degré de précision pour l'évaluation de cet indicateur a suscité beaucoup de discussions.

La détermination de cet indicateur est basée sur les mesures de l'indice d'affaiblissement acoustique. Ainsi, l'une des sources d'incertitude de calcul de  $R_w$  vient des incertitudes de mesure de  $R$ . En effet, l'inclusion de la bande fréquentielle [50 - 100 Hz] dans le calcul a mis en avant l'incertitude de

## 1.2. EXIGENCES NORMATIVES DE L'ISOLATION ACOUSTIQUE DANS LES BÂTIMENTS

---

cet indicateur et des termes d'adaptation  $C$  et  $C_{tr}$  [47, 60]. Ceci est dû à la faible reproductibilité des mesures dans cette plage fréquentielle. Cependant, selon les travaux de Scholl et al. [61], la prise en compte des basses fréquences n'a pas, en général, une grande influence sur  $R_w$  mais il existe d'autres cas où cela modifie significativement le résultat final. Ainsi, l'étude numérique de Dijckmans et Vermeir [62] a montré que l'indice à valeur unique des murs en béton est insensible à l'emploi des spectres de référence pour les fréquences inférieures à 100 Hz. Mais ceci n'est pas le cas pour les constructions légères à double paroi dont la chute des performances acoustiques est principalement en basse fréquence.

Une autre source d'incertitude sur le calcul de l'indice acoustique pondéré  $R_w$  est l'arrondi des données de mesure de  $R$  [63, 64]. En effet, on arrondit les résultats au dixième de décibel vers le décibel le plus proche. À titre d'exemple, pour une mesure de 32,5 dB le résultat sera arrondi à 33 dB et une mesure de 32,4 dB sera arrondi à 32 dB. L'écart retenu est donc de 1 dB alors que l'écart mesuré n'est que de 0,1 dB.

### 1.2.4 Fenêtres et isolation acoustique des façades

Le comportement acoustique des fenêtres est très critique pour les performances globales de la façade d'un bâtiment notamment en basse fréquence [22, 24]. En effet, les fenêtres constituent généralement le maillon le plus faible de l'isolation acoustique parmi tous les éléments d'une façade d'un bâtiment [20]. Par conséquent, l'évaluation des performances acoustiques des fenêtres est indispensable pour assurer les performances globales du bâtiment exigées par les normes réglementaires.

Selon la méthode de calcul de la norme ISO 12354-3 [22], l'indice d'affaiblissement acoustique apparent  $R'$  d'une façade combine la puissance acoustique transmise par chacun de ses composants et la puissance acoustique latérale. Il est défini par :

$$R' = -10 \log \left( \sum_{i=1}^n \tau_{e,i} + \sum_{f=1}^m \tau_f \right), \quad (1.7)$$

où  $\tau_{e,i}$  est le rapport entre la puissance acoustique rayonnée par un élément  $i$  et la puissance acoustique incidente sur toute la façade, et  $\tau_f$  est le rapport entre la puissance acoustique transmise par voie latérale à travers chaque élément  $f$  et la puissance acoustique incidente sur toute la façade.

### 1.3 Les fenêtres domestiques

Une fenêtre est un élément de construction qui est conçu pour fermer l'ouverture d'un mur de manière fonctionnelle et esthétique. C'est la partie transparente de la façade qui permet l'interaction entre l'intérieur et l'extérieur [23]. Elle est composée d'un cadre fixe dans le mur et d'une partie mobile. Généralement, entre 70 à 80% de la fenêtre est en verre pour laisser passer la lumière.

De nos jours, les fenêtres domestiques sont devenues polyvalentes et variées. Il en existe plusieurs types et le choix est basé, principalement, sur quatre critères :

- Les performances thermiques ;
- Les performances acoustiques ;
- La transmission de la lumière solaire ;
- Le design.

#### 1.3.1 Différents types de fenêtre

Du fait des améliorations et des innovations développées dans le domaine des menuiseries, la fenêtre est devenue un système de plus en plus complexe de point de vue géométrique et physique. Par ailleurs, les méthodes de construction, les techniques de pose et les réglementations ont évolué afin de satisfaire les exigences de confort dans les locaux. Ceci a engendré un élargissement de la gamme des fenêtres commercialisées. Ces dernières peuvent être classées selon plusieurs paramètres, dont les principaux sont illustrés dans la figure 1.5 et détaillés ci-après.

##### — Type d'ouverture

Un grand nombre de type d'ouverture existe sur le marché. Lors de la sélection de la fenêtre appropriée, il faut penser à l'effet de l'ouverture de la partie mobile sur l'espace dans le local.

Nous ne présentons pas ici une liste complète, mais seulement les principaux systèmes d'ouverture (cf. figure 1.6). Pour les fenêtres à frappe, les ouvrants, articulés avec des charnières verticales, se plaquent contre le dormant. Si le sens d'ouverture est vers l'intérieur du local, il s'agit d'une ouverture à la française. Dans le cas contraire, c'est une frappe à l'anglaise. Concernant le système d'ouverture à guillotine, la partie mobile coulisse dans le sens vertical par rapport au dormant. Lorsque la partie mobile coulisse horizontalement, on parle de fenêtre coulissante. Les fenêtres basculantes se caractérisent par la rotation horizontale de la partie mobile par rapport au cadre. Lorsque la rotation s'effectue

### 1.3. LES FENÊTRES DOMESTIQUES

autour d'un axe vertical, la fenêtre est dite pivotante.

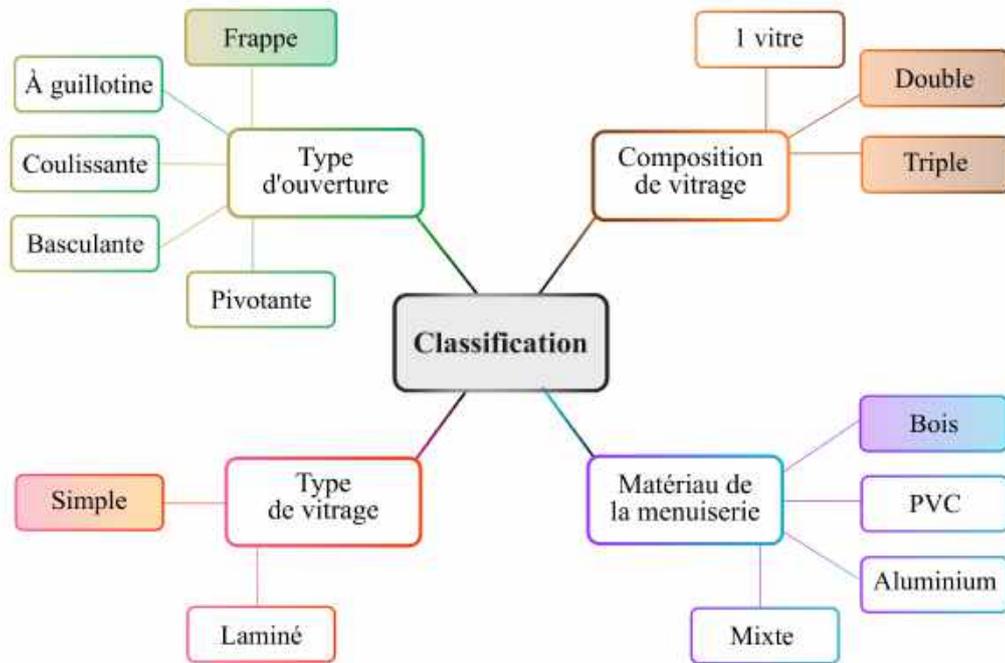


FIGURE 1.5 – Classification des fenêtres domestiques selon les principales paramètres.

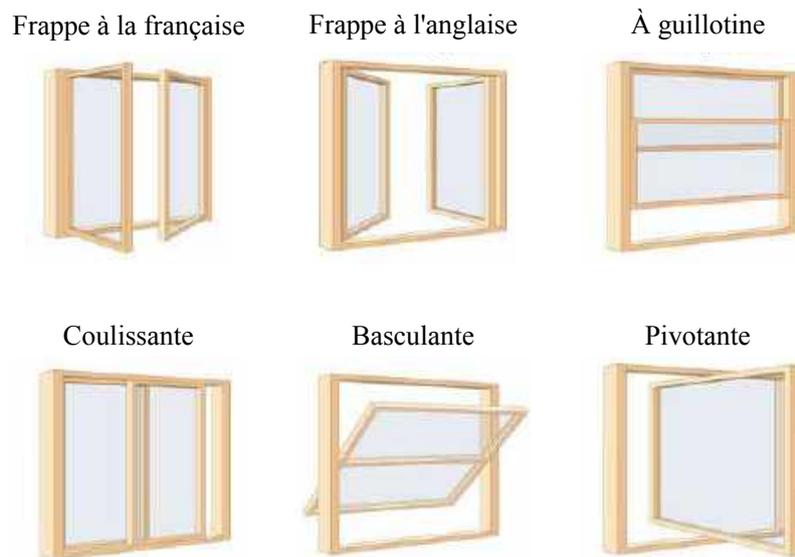


FIGURE 1.6 – Principaux modes d'ouverture de fenêtres [5].

#### — Type de matériau de la menuiserie

Les menuiseries des fenêtres sont disponibles dans une grande variété de forme, de couleur et de matériau. Les principaux matériaux employés pour les menuiseries sont le bois, l'aluminium et le PVC (Polychlorure de Vinyle). Des coupes de fenêtres de différents matériaux sont présentées en figure 1.7. Chaque matériau propose différents avantages en terme d'isolations thermique et acoustique, de design, d'entretien, de rapport qualité/prix ou encore d'impact écologique.

Les premières fenêtres conçues étaient avec une menuiserie bois. En effet, ce dernier est considéré comme un matériau élégant. Il est particulièrement adapté pour les maisons d'architecture classique ou historique. Grâce à sa structure interne qui se caractérise par la présence des pores contenant l'air, le bois a une faible conductivité thermique et constitue donc un bon isolant naturel [65]. Cependant, le bois est sensible aux changements climatiques, ce qui a présenté un obstacle pour son développement. Pour pallier ce problème, des techniques sont désormais utilisées pour le protéger telle que l'application du consolidateur sur la menuiserie. Il pénètre en profondeur et agit comme protecteur et régulateur de l'humidité.

Pour la menuiserie en PVC, le coût d'achat est faible par rapport aux fenêtres bois. Les fenêtres PVC sont caractérisées par une bonne isolation thermique et acoustique et ne posent pas de problèmes d'entretien. En contre partie, ce type de menuiserie manque d'ambiance naturelle et la réparation des rayures et autres dommages est difficile.

En ce qui concerne la menuiserie en aluminium, elle est généralement intégrée dans les architectures modernes, où de grandes surfaces et des façades entièrement vitrées sont conçues. En effet, ce matériau permet d'atteindre des bonnes performances structurelles. Cependant, il présente des faibles performances environnementales par rapport au PVC et encore moins par rapport au bois. En outre, le prix de l'aluminium est relativement élevé.

En plus des critères cités ci-dessus, l'impact environnemental est un point critique pour les menuiseries. Évalué par les ressources nécessaires à la fabrication des menuiseries, il est très différent selon le matériau. En effet, le PVC est une matière première non renouvelable, l'aluminium est une matière première naturelle non renouvelable alors que le bois est une matière première naturelle renouvelable.

Une étude proposée par Tendille [7] a montré que les menuiseries en bois ont un impact minime sur l'ensemble des indicateurs environnementaux (changement climatique, impacts sur l'air et l'eau).

### 1.3. LES FENÊTRES DOMESTIQUES

---



FIGURE 1.7 – Principaux matériaux de l’ossature des fenêtres [6].

À titre d’exemple, la figure 1.8 présente l’indice d’impact qui évalue la quantité des émissions de gaz à effet de serre produite depuis l’extraction jusqu’à la mise en œuvre de tous les matériaux composant la fenêtre, y compris le vitrage. Les données mettent en évidence l’atout écologique du bois par rapport au PVC et l’aluminium. Ce matériau est, de ce fait, le plus performant dans le cadre de la lutte contre les changements climatiques.

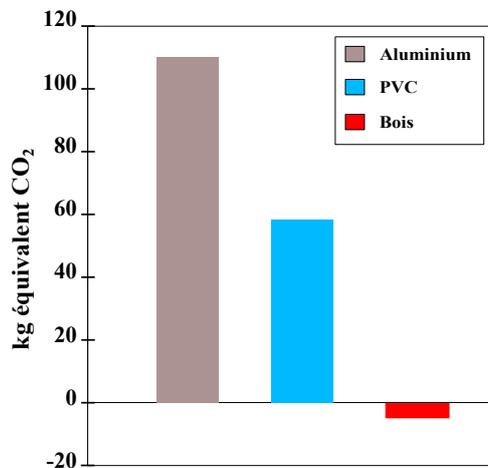


FIGURE 1.8 – Indicateur d’impact des fenêtres sur le changement climatique selon le matériau de l’ossature (données extraites de [7]).

#### — Composition et type de vitrage

Initialement, l’utilisation du verre dans le bâtiment était destinée à fermer les ouvertures des murs conçus pour que la lumière passe à l’intérieur. Au fil du temps, on s’est aperçu qu’il était nécessaire d’améliorer les performances thermiques des locaux. C’est alors que, la technique de juxtaposition des vitres a été initiée et donc la création des doubles et triples vitrages. Cependant, ce n’est qu’à la faveur de la crise énergétique des années 1970 que ce concept a pris son essor [66]. Ainsi, suite à la première

### 1.3. LES FENÊTRES DOMESTIQUES

---

réglementation thermique de 1974, le recours aux fenêtres simple vitrage a constamment diminué en raison de sa faible isolation thermique.

À l'heure actuelle, la réglementation thermique RT [67] exige que le coefficient de déperdition thermique du vitrage soit inférieur à  $1,6 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ . Pour cela, le simple vitrage ne peut plus être employé pour les bâtiments neufs, ce qui favorise le recours au double et triple vitrage. Ces différentes compositions de vitrage sont présentées en figure 1.9.

Le simple vitrage, illustré en figure 1.9a, est composé d'une seule lame de verre qui a deux faces planes et parallèles et peut être claire ou colorée. Pour le double vitrage, il est composé de deux lames de verre écartées sur les bords par un espaceur (voir figure 1.9b). La cavité entre les deux vitres est remplie d'air ou de gaz déshydratés tels l'argon ou le krypton. Le but de cette cavité est d'améliorer les performances thermiques et acoustiques de ces éléments. La composition d'un double vitrage est définie par trois valeurs en mm. Elles indiquent l'épaisseur de la vitre extérieure, de la cavité et de la vitre intérieure. Par exemple, un double vitrage 6/18/4 correspond à l'assemblage d'un verre extérieur de 6 mm, une cavité de 18 mm et un verre intérieur de 4 mm. Le triple vitrage consiste à ajouter une troisième vitre. Dans ce cas, le système est composé de trois lames de verre et de deux cavités, comme présenté en figure 1.9c. Ceci entraîne l'augmentation l'épaisseur totale du vitrage et donc une diminution de la transmission de la lumière solaire. Pour ce système de vitrage, la composition est donnée par cinq valeurs en mm. Elles indiquent l'épaisseur de la vitre extérieure, de la première cavité, de la vitre intermédiaire, de la deuxième cavité et de la vitre intérieure. Par exemple, un triple vitrage 6/10/4/8/4 correspond à l'assemblage d'un verre extérieur de 6 mm, une première cavité de 10 mm, un verre intermédiaire de 4 mm, une deuxième cavité de 8 mm et un verre intérieur de 4 mm.

Pour améliorer la sécurité en cas de choc, de bris de vitre, l'utilisation de vitrages feuilletés est apparue comme une solution [66]. Ce vitrage, appelé aussi laminé ou verre de sécurité, est composé de deux couches de verre ou plus liées entre elles par un film transparent (voir figure 1.9d). Ce dernier peut être en plastique (PVB : Poly Vinyl Butyral), résine ou gel. Avec une épaisseur nominal de 0,38 mm. Son rôle est de coller les feuilles de verre entre elles [68]. La désignation d'un vitrage laminé est définie par le nombre et l'épaisseur de chaque élément. À titre d'exemple, un vitrage feuilleté 44.1 est composé de deux feuilles de verre d'épaisseur 4 mm chacune liées par un film PVB.

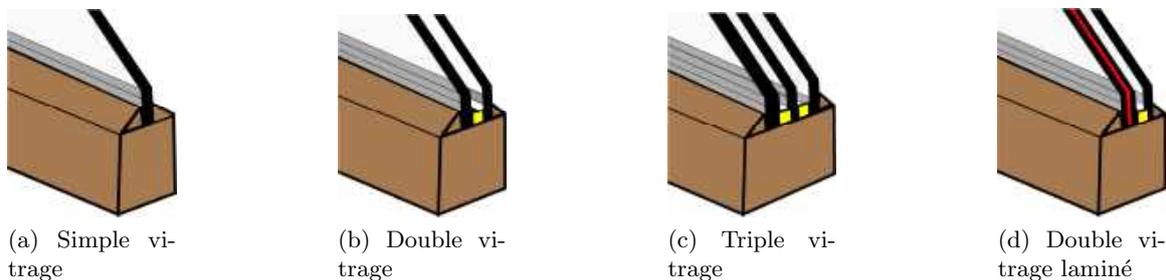


FIGURE 1.9 – Différents types de vitrage des fenêtres.

#### 1.3.2 Marché des fenêtres en France

Même si la part de l'importation des fenêtres est passée de 2,6% en 2002 à 10,5% en 2017, le marché français reste principalement basé sur une fabrication locale. Selon l'étude publiée par Axiome Media [8] en 2017, dont les données sont présentées dans la figure 1.10, le marché a commencé à baisser d'une manière continue depuis 2006. Le nombre d'unité a marqué une chute d'environ -5% tous les deux ans et il est revenu en 2015 au même niveau que celui de 2002 avec 10 millions de fenêtres, environ. Cependant, depuis 2015, le marché a enregistré une progression de +7% pour un parc de plus de 10 millions d'unités tous matériaux compris.

En terme de matériau utilisé pour la menuiserie, la répartition de chaque type est illustrée sur la figure 1.11. Toujours en se basant sur l'étude [8], il a été observé que l'évolution du marché est principalement caractérisé par : (i) l'utilisation de l'aluminium et des menuiseries mixtes ont augmenté d'environ +21% et +20%, respectivement, (ii) la fabrication des fenêtres artisanales de menuiserie bois a progressé de +9,4% et (iii) les fenêtres bois de fabrication industrielle a baissé de -1,9%. D'une manière générale, la part de marché des fenêtres en bois était stable de 2000 à 2006, a ensuite baissé jusqu'à 2015, et depuis, augmente à nouveau.

En ce qui concerne le système d'ouverture, celle à frappe prédomine le marché français avec une part constante d'environ 55% depuis 2010 [8]. Pour la menuiserie bois, 65% des fenêtres sur le marché s'ouvrent « à la française ».

#### 1.3.3 Le bois : de l'arbre à la menuiserie

Le bois est une matière première naturelle renouvelable. Les recherches actuelles permettent de bien le maîtriser et d'améliorer sa qualité pour développer son utilisation.

### 1.3. LES FENÊTRES DOMESTIQUES

---

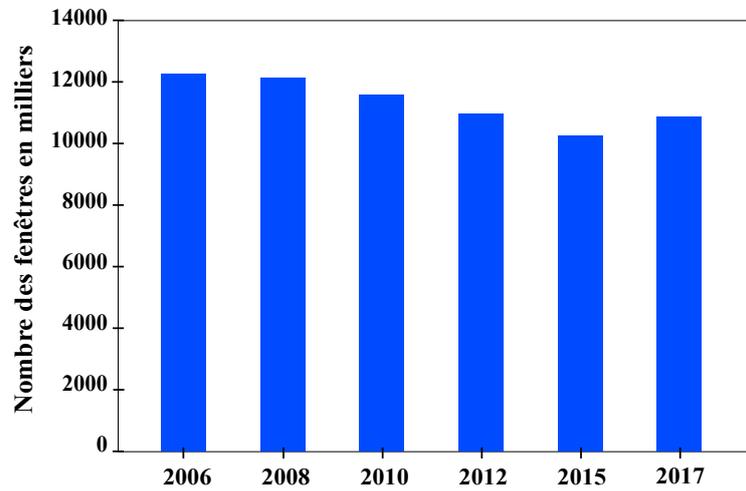


FIGURE 1.10 – Évolution du marché français des fenêtres (tous matériaux) de 2006 à 2017 (données extraites de [8]).

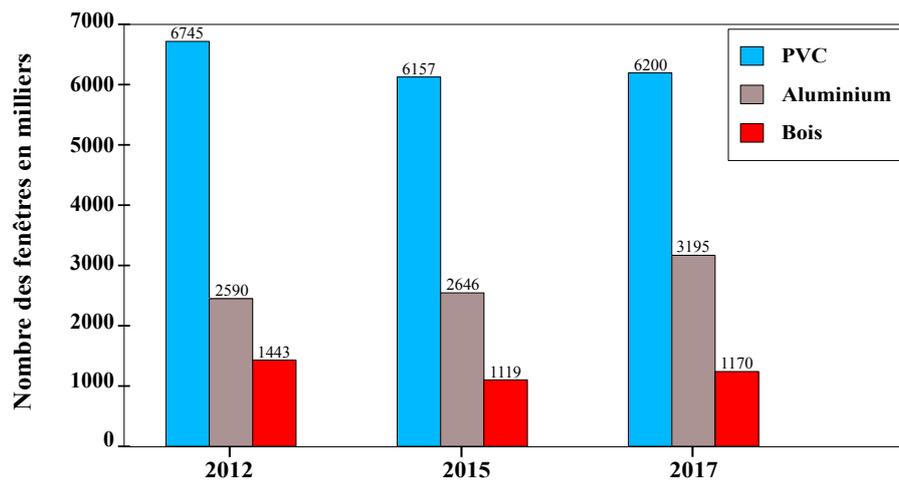


FIGURE 1.11 – Évolution du marché français des fenêtres de 2012 à 2017 selon le matériau de la menuiserie (données extraites de [8]).

### 1.3.3.1 Description du matériau bois

Le bois est un matériau présentant de nombreuses propriétés physiques et mécaniques particulières que nous allons exposer ci-dessous.

#### — Caractère anisotropique

Le bois est considéré comme un matériau anisotrope, cela est dû au fait qu'en plus des fibres présentes dans l'arbre, des rayons ligneux se développent pendant sa croissance. Ses propriétés sont déterminées par sa structure multi-échelle qu'on peut voir sur la figure 1.12. À chaque échelle, une direction principale se présente : par exemple, à l'échelle de l'arbre, c'est celle de l'axe du tronc. À l'échelle microscopique, c'est la direction des microfibrilles, et aux échelles intermédiaires, c'est celle de la direction des fibres et des cellules [69].

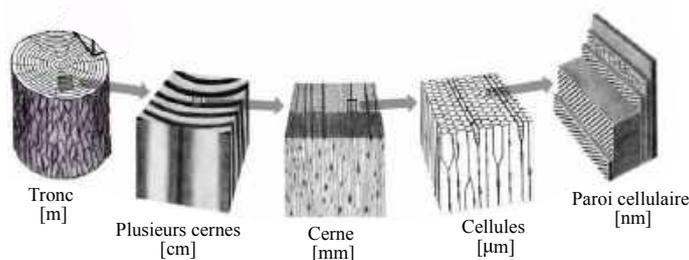


FIGURE 1.12 – Structure multi-échelle du bois [9]

Pour une coupe au niveau du tronc, l'axe longitudinal  $L$  est parallèle aux fibres, l'axe tangentiel  $T$  est normal aux fibres et tangent aux cernes de croissance tandis que l'axe radial  $R$  est l'axe normal à la direction des fibres et aux cernes de croissance comme présenté en figure 1.13. À cette échelle, il a été montré que la direction longitudinale est la plus résistante, suivie par la direction radiale et enfin la direction tangentielle. Cela se traduit par un module d'Young longitudinal plus important que ceux des deux autres directions [70].

#### — Variations des propriétés mécaniques

Dans le domaine élastique, les propriétés mécaniques du bois sont influencées par les variations de son état physique notamment la température, le taux d'humidité et la densité.

L'effet de la température sur le bois est étudié en se basant sur les changements de ses paramètres élastiques, la dilatation, la relaxation des contraintes ou bien des combinaisons de ces différents éléments [71]. Il a été mis en évidence par plusieurs auteurs [72, 73] qu'à une teneur en eau constante,

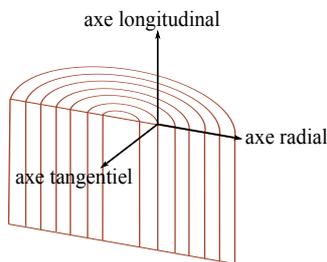


FIGURE 1.13 – Les axes à l'échelle du tronc d'arbre.

l'augmentation de la température engendre une diminution des rigidités du matériau.

De plus, la porosité du matériau favorise les variations de son taux d'humidité. Ce paramètre influence significativement les propriétés du bois notamment en-dessous de la limite supérieure du domaine hygroscopique, dite aussi le point de saturation des fibres qui est autour de 30% à 20°C [74]. Guitard [75] a montré que le matériau devient plus souple avec la saturation des fibres en eau, cependant, les coefficients de Poisson sont insensibles à ce paramètre.

Finalement, la densité du matériau est considérée comme un paramètre très important dans l'étude du matériau bois. Cette propriété conditionne les modules d'Young et de cisaillement ainsi que les coefficients de Poisson. Des analyses réalisées par Ylinen [76] ont montré qu'il y a une augmentation proportionnelle de la limite d'élasticité avec la densité et qu'une relation linéaire peut être établie entre ces deux paramètres. Une étude des données de la littérature faite par Guitard [75] sur des essences de bois dans une gamme étendue de masse volumique a permis de conclure que la résistance du bois dans les trois directions augmente avec sa densité.

#### — Comportement mécanique

Le comportement du bois et ses propriétés mécaniques sont décrits de différentes manières selon l'échelle à laquelle il est étudié. Son comportement élastique linéaire est décrit par la loi de Hooke reliant son tenseur des contraintes  $\sigma$  et son tenseur des déformations  $\varepsilon$  par la relation linéaire bi-univoque suivante :

$$\sigma = \mathbf{C} \varepsilon \quad \text{ou} \quad \varepsilon = \mathbf{S} \sigma, \quad (1.8)$$

avec  $\mathbf{C}$  le tenseur des rigidités et  $\mathbf{S}$  le tenseur des souplesses tels que ( $\mathbf{S} = \mathbf{C}^{-1}$ ).

### 1.3. LES FENÊTRES DOMESTIQUES

---

À l'échelle macroscopique, le bois est considéré comme un matériau orthotrope. Dans la base d'orthotropie  $(\mathbf{N}_1, \mathbf{N}_2, \mathbf{N}_3)$ , la relation de comportement exprimée en souplesse est [77] :

$$\begin{pmatrix} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ \varepsilon_{33} \\ 2\varepsilon_{23} \\ 2\varepsilon_{31} \\ 2\varepsilon_{12} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_1} & -\frac{\nu_{12}}{E_1} & -\frac{\nu_{13}}{E_1} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu_{21}}{E_2} & \frac{1}{E_2} & -\frac{\nu_{23}}{E_2} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu_{31}}{E_3} & -\frac{\nu_{32}}{E_3} & \frac{1}{E_3} & 0 & 0 & 0 \\ & & & \frac{1}{G_{23}} & 0 & 0 \\ & sym. & & & \frac{1}{G_{31}} & 0 \\ & & & & & \frac{1}{G_{12}} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \sigma_{33} \\ \sigma_{23} \\ \sigma_{31} \\ \sigma_{12} \end{pmatrix}, \quad (1.9)$$

à laquelle sont associées les conditions de symétrie du tenseur de souplesse suivantes :

$$\frac{\nu_{ij}}{E_i} = \frac{\nu_{ji}}{E_j} \quad \text{avec } i \in \{1, 2\} \text{ et } j \in \{2, 3\}. \quad (1.10)$$

Les propriétés mécaniques élastiques d'un matériau orthotrope, comme le bois, sont donc déterminées par les neuf coefficients indépendants  $E_1, E_2, E_3, G_{23}, G_{31}, G_{12}, \nu_{12}, \nu_{13}$  et  $\nu_{23}$ .

#### 1.3.3.2 Normalisation du matériau bois

Dans le cadre de la réglementation européenne, les pièces de bois utilisées dans le domaine de la construction doivent répondre aux exigences des normes de l'Eurocode 5 [78]. Cette partie des Eurocodes est consacrée au calcul des bâtiments et ouvrages en bois. Elle ne peut pas, en revanche, être utilisée seule et doit donc être complétée par d'autres normes. À titre d'exemple, la norme ISO 338 [79] définit les propriétés caractéristiques du bois massif telles que les résistances à la rupture, les valeurs caractéristiques des modules d'élasticité et de cisaillement.

L'existence de différentes essences de bois apportent une grande diversité en termes de conception mais il s'agit aussi d'un matériau difficilement industrialisable lorsqu'il est à l'état brut [80]. Par conséquent, de nombreux produits sont dérivés du bois afin de réduire les variabilités intrinsèques et le rendre plus homogène. Ces produits dérivés, présentés en figure 1.14, sont issus de lamelles de bois collées entre elles et aboutées par des entures. La reconstitution par collage rend l'élément assemblé plus fiable et aussi moins anisotrope. De plus, cette technique lui confère une plus grande stabilité au retrait en réduisant considérablement le gauchissement transversal et les effets de vrille longitudinale [79].

Ces lamelles, coupées dans différentes parties du tronc de l'arbre, ont des caractéristiques mécaniques radiales et tangentielles similaires. Par conséquent, on ne fait pas la différence entre ces deux

## 1.4. PERFORMANCES ACOUSTIQUES DES FENÊTRES ET DES SYSTÈMES VITRÉS : ÉTAT DE L'ART

---

directions et on considère seulement des propriétés mécaniques perpendiculaires aux fibres [81]. Dès lors, les pièces BLC (Bois Lamellé-Collé) sont considérées comme isotropes transverses. Dans ce cas, dans une base  $(\mathbf{N}_1, \mathbf{N}_2, \mathbf{N}_3)$  d'axe d'isotropie  $\mathbf{N}_1$ , la loi de comportement élastique linéaire s'écrit sous la forme :

$$\begin{pmatrix} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ \varepsilon_{33} \\ 2\varepsilon_{23} \\ 2\varepsilon_{31} \\ 2\varepsilon_{12} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_1} & -\frac{\nu_{12}}{E_1} & -\frac{\nu_{12}}{E_1} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu_{12}}{E_1} & \frac{1}{E_2} & -\frac{\nu_{23}}{E_2} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu_{12}}{E_1} & -\frac{\nu_{23}}{E_2} & \frac{1}{E_2} & 0 & 0 & 0 \\ & & & \frac{1+\nu_{23}}{E_2} & 0 & 0 \\ & sym. & & & \frac{1}{G_{12}} & 0 \\ & & & & & \frac{1}{G_{12}} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \sigma_{33} \\ \sigma_{23} \\ \sigma_{31} \\ \sigma_{12} \end{pmatrix}, \quad (1.11)$$

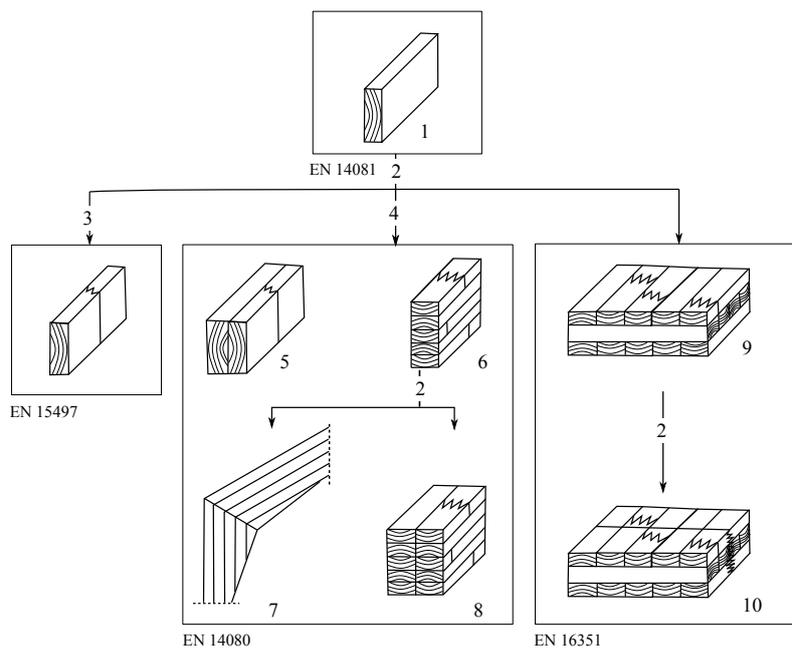
Les cinq composantes indépendantes de chaque élément sont donc  $E_1$  et  $E_2$  pour les modules d'Young dans la direction longitudinale et perpendiculaire aux fibres, le module de cisaillement  $G_{12}$  et les coefficients de Poisson  $\nu_{12}$  et  $\nu_{23}$  [10].

Chaque produit est caractérisé par une classe de résistance définie par la norme ISO 14080 [10]. En effet, le fabricant doit fournir un matériau respectant les valeurs minimales de résistance et de rigidité exigées sans indiquer les caractéristiques réelles du matériau. Dès lors, les valeurs des modules utilisées dans les modèles mécaniques ne sont bien souvent qu'une approximation des valeurs réelles, bien que celles-ci soient nécessaires afin d'assurer des comparaisons calculs/essais fiables [65].

### 1.4 Performances acoustiques des fenêtres et des systèmes vitrés : état de l'art

Lors du choix d'une fenêtre, il faut veiller à faire la distinction entre les performances acoustiques du vitrage et celles de la fenêtre complète. En effet, l'efficacité globale de l'isolation acoustique d'une fenêtre est affectée par plusieurs facteurs comme le type et les dimensions des vitres, le type de menuiserie, les joints, le système d'ouverture et la présence de volets, etc [23, 17, 82, 83]. Néanmoins, le vitrage, qui présente environ trois quarts de la surface de la fenêtre, doit être étudié en profondeur.

## 1.4. PERFORMANCES ACOUSTIQUES DES FENÊTRES ET DES SYSTÈMES VITRÉS : ÉTAT DE L'ART



### Légende

- |  |   |
|--|---|
| 1 planche  | 6 bois lamellé-collé (BLC)  |
| 2 est un composant pour                                | 7 bois lamellé-collé avec aboutages à entures multiples de grandes dimensions bois massif reconstitué |
| 3 bois de structure avec aboutages à entures multiples | 8 bois lamellé-collé en bloc  |
| 4 produits en bois lamellé collé                       | 9 bois lamellé croisé (CLT)   |
| 5 bois massif reconstitué                              | 10 bois lamelle-croisés avec aboutages à entures multiples de grandes dimensions                      |

FIGURE 1.14 – Produits en bois et normes correspondantes (d'après la figure 1 de l'ISO 14080 [10]).

### 1.4.1 Systèmes vitrés

Lorsqu'une cloison est excitée par une onde acoustique, une partie de l'onde est transmise, une autre est absorbée et la partie restante est réfléchiée comme illustré en figure 1.15. Les énergies associées à ces composantes dépendent de propriétés de l'environnement et de celles de la structure qui peut être une simple paroi ou une combinaison de plusieurs parois.

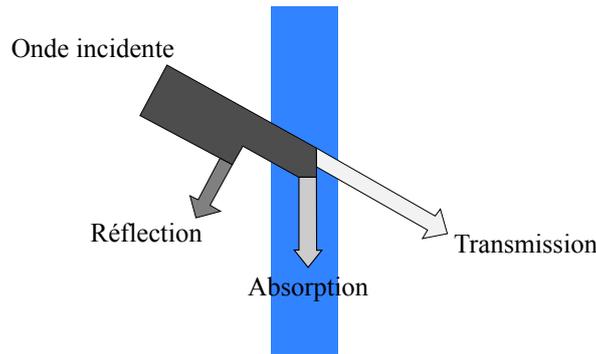


FIGURE 1.15 – Réflexion, absorption et transmission d'une onde acoustique incidente sur une paroi.

#### 1.4.1.1 Simple paroi

Le rayonnement acoustique d'une structure est le résultat de son interaction avec le fluide dans le milieu ambiant. Cela dépend donc des propriétés de la structure, du fluide environnant et également du spectre fréquentiel de l'excitation. L'augmentation de la masse de l'élément engendre une augmentation des effets d'inertie et par conséquent une amélioration de l'isolation acoustique. D'autres paramètres influencent l'isolation acoustique de la structure tels que l'angle d'incidence des ondes acoustiques, la rigidité, l'amortissement, les conditions aux limites, etc. Ainsi, la description des phénomènes impliqués dans la réponse vibro-acoustique de la structure est complexe et les études sont généralement menées en faisant varier un nombre réduit de paramètres [84, 85].

Considérant une paroi infini, de masse surfacique  $m$  (kg/m<sup>2</sup>), excitée par une onde plane d'angle d'incidence  $\theta$ , l'indice d'affaiblissement acoustique  $R$  qui est l'inverse de la transparence acoustique  $\tau$  est défini par [86] :

$$R(\theta) = 10 \log \left( \frac{1}{\tau} \right) = 10 \log \left[ \frac{\left( \frac{2\rho_0 c_0}{\cos \theta} + \frac{D}{\omega} \eta k^4 \sin^4 \theta \right)^2 + \left( \omega m - \frac{D}{\omega} k^4 \sin^4 \theta \right)^2}{\left( \frac{2\rho_0 c_0}{\cos \theta} \right)^2} \right], \quad (1.12)$$

avec  $\omega$  (rad.s<sup>-1</sup>) la pulsation,  $\rho_0$  (kg/m<sup>3</sup>) la densité de l'air,  $c_0$  (m/s) la célérité des ondes acoustiques

#### 1.4. PERFORMANCES ACOUSTIQUES DES FENÊTRES ET DES SYSTÈMES VITRÉS : ÉTAT DE L'ART

---

dans l'air,  $\eta$  l'amortissement et  $k$  le nombre d'onde. Pour la rigidité de flexion  $D$  de la paroi, elle est définie par  $D = Eh^3/12(1 - \nu^2)$  où  $h$  l'épaisseur de la paroi,  $E$  le module d'Young et  $\nu$  le coefficient de Poisson.

Dans le cas où les pertes mécaniques internes ne sont pas prises en compte, le terme  $\frac{D}{\omega} \eta k^4 \sin^4 \theta$  est nul, ainsi l'équation (1.12) devient :

$$R(\theta) = 10 \log \left[ 1 + \left( \frac{m\omega \cos \theta}{2\rho_0 c_0} \right)^2 \left( \frac{\omega^2}{\omega_{co}^2} - 1 \right)^2 \right], \quad (1.13)$$

avec  $\omega_{co} = 2\pi f_{co}$  la pulsation de coïncidence où  $f_{co}$  est définie par [87] :

$$f_{co} = \frac{1}{2\pi} \left( \frac{c_0}{\sin \theta} \right)^2 \sqrt{\frac{m}{D}}, \quad (1.14)$$

L'effet de coïncidence, introduit par Cremer [88], apparaît quand la longueur d'onde acoustique projetée sur la structure est égale à sa longueur d'onde de flexion (voir figure 1.16). À cette fréquence, la transmission acoustique est maximale et donc les performances acoustiques de la structure chutent.

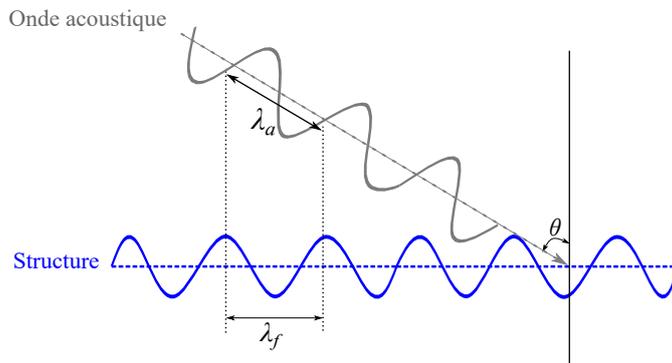


FIGURE 1.16 – Phénomène de coïncidence entre l'onde de flexion de la plaque et l'onde acoustique incidente.

Dans l'équation (1.14), il existe une limite inférieure quand  $\theta = \pi/2$ , appelée fréquence critique donnée par :

$$f_{cr} = \frac{c_0^2}{2\pi} \sqrt{\frac{m}{D}}, \quad (1.15)$$

La formulation (1.13) de l'indice d'affaiblissement acoustique peut s'écrire sous différentes formes selon les valeurs de la pulsation  $\omega$  par rapport à la pulsation de coïncidence  $\omega_{co}$ .

— si  $\omega \ll \omega_{co}$  :

$$R(\theta) = 10 \log \left[ 1 + \left( \frac{m\omega \cos \theta}{2\rho_0 c_0} \right)^2 \right], \quad (1.16)$$

## 1.4. PERFORMANCES ACOUSTIQUES DES FENÊTRES ET DES SYSTÈMES VITRÉS : ÉTAT DE L'ART

cette formulation est connue sous le nom de loi de masse car elle ne fait intervenir que la masse surfacique de la paroi. L'indice d'affaiblissement acoustique  $R$  a une pente caractéristique de 6 dB par octave ;

— si  $\omega = \omega_{co}$  :

la transparence acoustique est maximale et donc l'indice d'affaiblissement acoustique est nul ;

— si  $\omega \gg \omega_{co}$  :

$$R = 10 \log \left[ 1 + \left( \frac{m \cos \theta}{2\rho_0 c_0 \omega_{co}^2} \right)^2 \omega^6 \right], \quad (1.17)$$

la courbe de l'indice d'affaiblissement acoustique  $R$  a une pente caractéristique de 18 dB par octave.

Fahy [11] a récapitulé l'évolution de l'indice d'affaiblissement acoustique d'une plaque pour un angle d'incidence donné grâce à la figure 1.17. Le comportement acoustique d'une plaque peut être divisé en trois régions définies par le contrôle de la masse, de l'amortissement et de la rigidité.

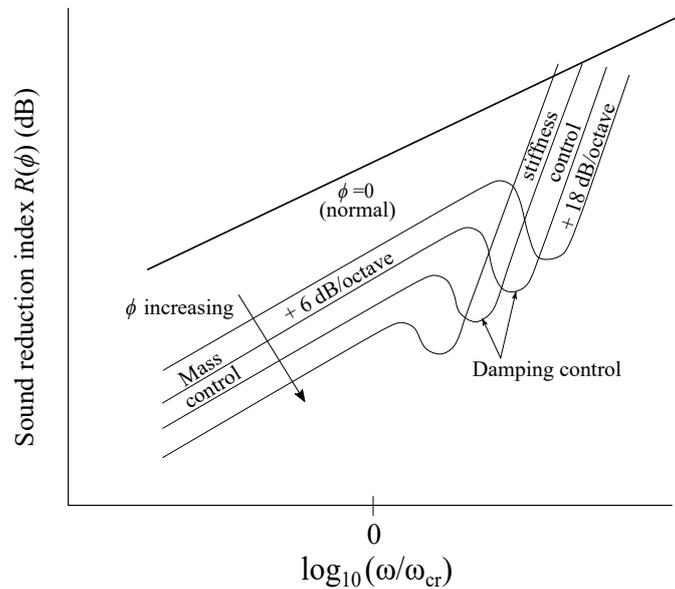


FIGURE 1.17 – Variation de l'indice d'affaiblissement acoustique d'une plaque pour un angle d'incidence donné  $\phi$  ([11]).

Pour une excitation de type champ diffus, la paroi est excitée par des ondes planes de même intensité provenant de toutes les directions, ainsi l'indice d'affaiblissement acoustique est approximé par [11] :

$$R \approx R_0 - 10 \log (0, 23R_0) \quad \text{où} \quad R_0 = R(\omega, \theta = 0). \quad (1.18)$$

Les formulations données ci-dessus négligent les effets liés aux dimensions finies de la structure comme les modes de résonance [89, 90]. Pour résoudre ces problématiques, Novikov [89] a proposé un coefficient de correction à ajouter à la loi de masse pour tenir compte des dimensions de la paroi dans le domaine des basses fréquences. Cremer [88] a donné une formulation prenant en compte l'effet de coïncidence. Une combinaison des méthodes de prédiction présentées par Cremer [88], Sewell [91] et Sharp [92] a été utilisée par Callister et al. [93] pour évaluer l'indice d'affaiblissement acoustique dans une bande fréquentielle plus large. Osipov et al. [94] ont montré avec des modèles théoriques que la réponse acoustique d'une paroi de séparation ne dépend pas seulement de ses propriétés intrinsèques mais également des propriétés des pièces adjacentes. Maluski et Gibbs [54] ont employé la méthode des éléments finis pour étudier l'isolation acoustique d'un mur monté entre deux pièces et les résultats ont mis en évidence une forte dépendance entre l'indice d'affaiblissement acoustique et le comportement modal des deux pièces.

Puisque les simples vitrages ne sont aujourd'hui quasiment plus utilisés dans les bâtiments du fait des réglementations thermiques [67] et des exigences normatives en matière d'isolation acoustique, nous nous intéressons dans la suite uniquement aux parois multiples.

### 1.4.1.2 Double paroi

Les méthodes traditionnelles de réduction du bruit dans le domaine des basses fréquences nécessitent l'utilisation de structures lourdes ce qui est pénalisant vis-à-vis des coûts. Le recours aux structures à double paroi apparaît une bonne solution pour palier ce problème. Ces structures sont de plus en plus utilisées car elles sont plus légères par rapport aux structures pleines et présentent des propriétés d'isolation thermique et acoustique supérieures à celles des structures à simple paroi [95, 96, 97]. Elles sont devenues largement utilisées dans les applications d'ingénierie comme les véhicules de transport, les structures aérospatiales et aéronautiques et les bâtiments (voir la figure 1.18).

Le type et la composition de ces structures sont différents selon le domaine d'application. Elles peuvent être répertoriées en trois classes :

- Double paroi composite de type nid d'abeille généralement en aéronautique ;
- Double paroi avec un matériau absorbant (entre les parois), généralement pour les murs isolants ;
- Double vitrage, pour les hublots des avions et les fenêtres des bâtiments.

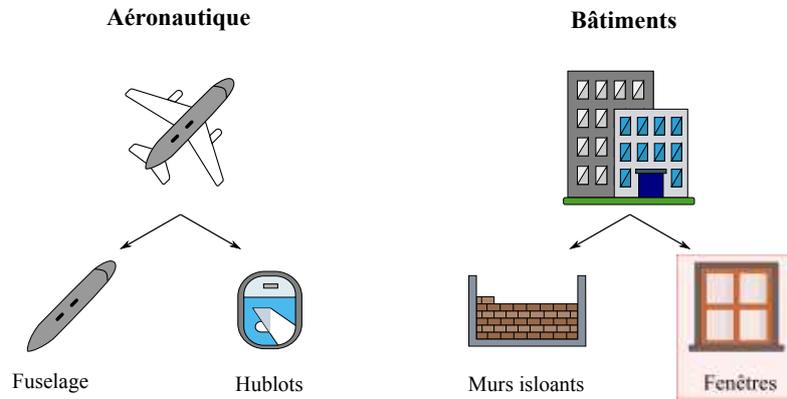


FIGURE 1.18 – Exemples de cas d'applications de structures à double paroi.

Il existe donc une grande variété de structures à double paroi et une seule théorie ne peut pas décrire de manière adéquate la réponse vibro-acoustique d'un tel système. Le comportement vibro-acoustique de ces structures a été largement étudié dans la littérature. Les premiers modèles analytiques prédictifs ont été développés par Beranek et Work [98] et London [99] qui ont étudié l'isolation acoustique de plaques infinies excitées par des ondes planes. Depuis, de nombreux modèles ont été développés pour décrire divers phénomènes physiques tels que l'influence l'absorption dans le milieu acoustique [11] ou des modes acoustiques de cavité [100] sur la réponse de la structure.

Une compréhension claire du mécanisme de transmission de l'énergie entre les deux parois est d'une importance capitale dans la conception de tels systèmes. La figure 1.19 présente une courbe typique de l'indice d'affaiblissement acoustique pour une double paroi symétrique (parois de même épaisseur) et asymétrique (parois d'épaisseurs différentes) contenant une couche d'air (ou de gaz) et excitée par une onde plane d'incidence normale. Nous en distinguons quatre zones :

1. Une zone dans laquelle la réponse du double vitrage est similaire à celle d'une paroi simple [11, 101] et dans laquelle l'effet de l'amortissement est négligeable ;
2. Une zone marquée par une chute de l'indice d'affaiblissement autour de la fréquence caractéristique appelée fréquence « masse-air-masse » et notée  $f_{mam}$ . Le système double paroi diffère de celui à simple paroi dans cette zone où la transmission acoustique est maximale. Plusieurs formulations sont proposées dans la littérature pour évaluer cette fréquence caractéristique, dont celle donnée par Fahy [11] :

$$f_{mam} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\rho_0 c_0^2}{d \cos^2 \theta} \times \frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2}}, \quad (1.19)$$

#### 1.4. PERFORMANCES ACOUSTIQUES DES FENÊTRES ET DES SYSTÈMES VITRÉS : ÉTAT DE L'ART

- où  $d$  est l'épaisseur de la cavité et  $m_i$  correspond à la masse surfacique de la paroi  $i$  ( $i = 1, 2$ );
3. Une zone dans laquelle l'indice d'affaiblissement acoustique augmente de 18 dB/octave. Cette caractéristique constitue l'avantage principal d'un double vitrage. Selon Fahy et Gardonio [87], l'explication est que la deuxième paroi se comporte comme une masse qui est contrôlée par la vibration de la première paroi par le biais de l'air qui se comporte comme un isolant vibratoire. Cette augmentation est maintenue jusqu'à l'apparition de la première fréquence critique des deux parois;
  4. Une zone dans laquelle l'indice d'affaiblissement augmente de 12 dB/octave jusqu'à l'apparition de la première fréquence critique d'une des parois. À cette fréquence, une chute des performances acoustiques est observée. Dans le cas d'une double paroi asymétrique, il existe deux fréquences critiques (une pour chaque paroi). Pour la composition symétrique, on note la présence d'une seule fréquence où la chute des performances acoustiques est plus importante que celle de la composition asymétrique.

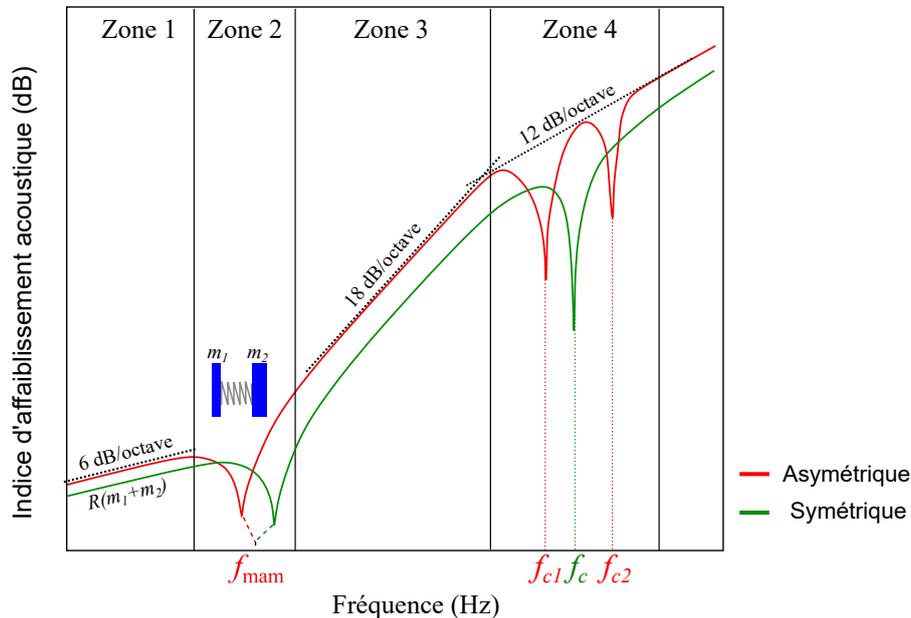


FIGURE 1.19 – Allure de l'indice d'affaiblissement acoustique d'un système à double paroi pour une incidence normale.

Hongisto [102, 103] a réalisé des études comparatives entre plusieurs modèles prédictifs pour un système double paroi. Les résultats, comparés aux données expérimentales, ont montré qu'il existe

une variation significative entre les modèles qui peut atteindre 20 dB. Selon l'auteur, aucun modèle n'est capable de prédire convenablement la réponse des structures utilisées en pratique. En effet, la plupart des approches sont limitées à des structures infinies. Pour étudier le problème avec des dimensions finies, Villot et al. [104, 105] ont introduit un fenêtrage spatial de la structure. Une bonne concordance avec les données expérimentales a été observée. Dijckmans et al. [106] ont développé un modèle basé sur la propagation d'ondes, initialement introduit par Osipov et al. dans [94], pour considérer des parois multicouches finies simplement appuyées séparées par des cavités d'air. Enfin, Xin et Lu [97] ont proposé un modèle analytique de doubles parois de dimensions finies, présentant une bonne concordance avec les données expérimentales.

Quand les liaisons mécaniques entre les deux parois ne sont pas prises en compte, le transfert d'énergie se fait entièrement par voie aérienne à travers la cavité acoustique entre les parois. Cependant, dans de nombreuses applications, les deux parois sont liées comme par exemple dans le cas des doubles vitrages isolants des fenêtres où les deux vitres sont reliées entre elles sur la périphérie par le système d'étanchéité. De ce fait, l'énergie peut également être transmise par voie solidienne par l'intermédiaire de la liaison.

Parmi les premiers travaux traitant du problème de la transmission solidienne entre des parois on peut citer celui de Bouhioui [107]. Ce dernier a étudié l'effet des joints mécaniques sur la réponse des systèmes à double paroi en utilisant une combinaison entre la méthode des éléments finis et une approche analytique. Cheng et al. [108] ont présenté un modèle d'estimation de la transmission acoustique d'une double paroi simplement appuyée reliée par une liaison mécanique et couplée à une cavité acoustique. Ils ont conclu que la présence de la liaison mécanique améliore le couplage entre les deux parois. Bao et Pan [109] ont examiné expérimentalement l'effet des liaisons mécaniques entre les parois pour le contrôle actif de la transmission acoustique. Ils ont montré que l'existence des liaisons présente un avantage pour la disposition de capteurs en vue du contrôle de bruit. Wang et al. [30] ont considéré deux panneaux infinis reliés par des liens mécaniques ou des goujons. Ces derniers sont modélisés comme une combinaison de ressorts de traction et de torsion. Enfin, Foret et al. [1] ont comparé expérimentalement l'indice d'affaiblissement acoustique des doubles vitrages isolants présentant différents systèmes d'étanchéités. Les résultats obtenus ont mis en lumière la sensibilité de la réponse acoustique de la structure aux propriétés de la liaison sur la périphérie.

Même si les mesures expérimentales sont difficilement reproductibles en basse fréquence [27, 62],

des essais ont été réalisés pour étudier l'effet de différents paramètres sur l'indice d'affaiblissement acoustique des doubles vitrages, comme le nombre de parois, leurs épaisseurs ou la profondeur de la cavité acoustique. Quirt [110, 111] a constaté une augmentation constante de l'indice d'affaiblissement acoustique avec l'augmentation de l'espacement entre les vitres ainsi que l'épaisseur des vitres. Cependant, Antonio et al. [90] ont observé que l'influence de la lame d'air sur la réduction acoustique dépendait de la fréquence. À basses fréquences, une meilleure performance a été obtenue en utilisant une couche d'air épaisse, alors qu'à des fréquences plus élevées, une couche d'air plus mince est préférable. Tadeu et Mateus [112] ont étudié l'effet du nombre de vitres et leurs épaisseurs sur l'indice d'affaiblissement acoustique. La comparaison des résultats expérimentaux avec ceux issus des modèles analytiques simplifiés a montré qu'il existe des différences marquées notamment lorsque la structure est composée de plusieurs vitres. Cops et Soubrier [113] ont réalisé des essais pour étudier l'effet des géométries des salles d'émission et de réception sur des doubles vitrages et ils ont conclu que la profondeur et la conception de la niche ainsi que la fixation des éléments testés peuvent induire des dispersions importantes.

Pour finir, des modèles basés sur des méthodes numériques telles que la méthode des éléments finis ou la méthode des éléments de frontières ont été développés pour calculer plus précisément la perte par transmission de ce type de structure. Panneton et al. [114] ont utilisé, par exemple, la méthode des éléments finis pour modéliser la transmission du son à travers des structures multicouches composées de parois élastiques séparées par un matériau poreux. Dans le même contexte, Sgard et al. [115] ont employé la méthode des éléments finis pour modéliser les différentes couches de matériau poreux-élastique et la méthode des éléments de frontière pour modéliser le domaine fluide. Steel et Craik [116] ont utilisé la méthode énergétique SEA et la méthode éléments finis pour calculer la transmission acoustique des murs de bâtiment. La comparaison des résultats avec des données mesurées a indiqué que l'approche éléments finis est bien adaptée pour prendre en compte le couplage entre les sous-systèmes, qui est difficile avec l'approche énergétique.

### 1.4.1.3 Triple paroi

On pourrait s'attendre à ce que l'ajout d'une troisième paroi puisse améliorer davantage l'isolation acoustique [117]. Ce type de système est obtenu en ajoutant un panneau central supplémentaire dans la cavité d'une structure à double paroi, comme présenté sur la figure 1.20.

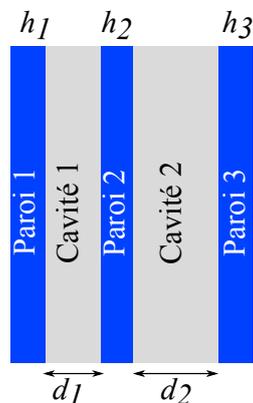


FIGURE 1.20 – Illustration d’une structure à triple paroi.

L’utilisation de ce type de structures est limitée et très peu de travaux ont été réalisés sur ses propriétés d’isolation acoustique, par rapport à son homologue à double panneau [118]. En effet, les contraintes économiques limitent leur application [119]. Une autre raison est qu’une structure triple paroi a deux fréquences de résonance ce qui rend son utilisation plus délicate dans l’industrie de la construction [118].

Selon Quirt [120], l’ajout d’une troisième paroi mène à la création d’un phénomène de type « masse-air-masse-air-masse ». Ce phénomène se traduit par la création d’une fréquence « masse-air-masse » supplémentaire par rapport à une unité à double paroi augmentant ainsi la transmission acoustique en basse fréquence.

Brekke [121] a reporté que la deuxième fréquence de résonance masse-air-masse d’une structure à triple panneau est négligeable et n’influence généralement pas la perte globale par transmission. Cependant, Vinokur [122] considère qu’à cause de la deuxième fréquence de résonance, l’indice d’affaiblissement acoustique des triples vitrages peut être significativement plus faible que celui des doubles vitrages. En basse fréquence, un triple vitrage ou un mur à triple paroi sans revêtement absorbant présente des performances acoustiques inférieures à celles de son homologue à double paroi ayant la même masse totale et la même profondeur totale des cavités d’air [123]. Quirt [120] et Brekke [121] ont constaté qu’en dessous de la fréquence de résonance masse-air-masse, le triple vitrage présente une perte par transmission plus élevée qu’un double vitrage. Sharp [92, 124], quant à lui, a constaté qu’une double et triple paroi ont des performances acoustiques similaires. Tadeu et Mateus [112] ont indiqué que pour des doubles et triples vitrages ayant la même masse totale de vitrage et le même volume acoustique, il n’y a aucun avantage à utiliser un triple vitrage plutôt qu’un double vitrage.

Ainsi, nous pouvons remarquer qu'il existe des contradictions entre les travaux concernant l'étude des performances acoustiques d'une structure à trois parois.

Sharp [101] a proposé un modèle empirique de transparence acoustique d'une structure à triple panneau avec une absorption équivalente à 5 cm de fibre de verre dans chaque cavité. Jones [125] a proposé des améliorations à ce modèle en corrigeant notamment des erreurs dans la théorie originale de Sharp [101]. Plus récemment, Xin et Lu [117] ont développé un modèle analytique pour prédire la transmission acoustique d'une triple paroi encastrée. Les résultats ont mis en lumière l'amélioration des performances acoustiques de cette structure avec la réduction de ses dimensions. Ce modèle a été validé par les résultats expérimentaux de Brekke [121]. Liu [118] a étendu le modèle théorique de prédiction de perte par transmission d'un double vitrage contenant des matériaux poroélastiques développé par Bolton et al. [126] afin de traiter le problème des structures à triple panneaux.

### 1.4.2 Fenêtre complète

Pour étudier la capacité d'une façade de bâtiment (ou d'un fuselage d'avion) à réduire la transmission des bruits extérieurs vers l'intérieur, il semble indispensable de connaître les caractéristiques vibro-acoustiques des fenêtres complètes. L'analyse de la littérature existante sur ce sujet montre que le problème d'isolation acoustique des fenêtres est un sujet relativement récent, qui est plus traité dans le domaine aéronautique que dans celui du génie civil. Ceci peut être expliqué par plusieurs raisons. Tout d'abord, le marché actuel des avions destinés à l'aviation commerciale est très concurrentiel. Ainsi, une attention particulière est accordée aux exigences de conception spécifiques telles que le confort des passagers dans les avions [127]. D'autre part, les parois latérales du fuselage en général, et les hublots en particulier, sont les principales voies d'entrée du bruit extérieur vu qu'un avion peut compter plus que 50 hublots de chaque côté [95]. Le niveau de bruit dans la cabine, qui peut atteindre des niveaux importants (jusqu'à 85 dB), provient de sources diverses comme les systèmes de ventilation, le flux d'air sur les surfaces extérieures et celui provenant des moteurs [128].

Pour les fenêtres domestiques, les travaux trouvés dans la littérature sont, à notre connaissance, en grande partie expérimentaux à l'exception de quelques études numériques récemment développées. Les paramètres rentrant dans la réponse vibro-acoustique de cet élément de construction sont multiples. L'étanchéité d'une fenêtre (l'espace entre les ouvrants et le dormant et les joints) est l'un des principaux facteurs influençant ses performances thermiques et acoustiques [12, 82]. Park et al. [82] ont réalisé

#### 1.4. PERFORMANCES ACOUSTIQUES DES FENÊTRES ET DES SYSTÈMES VITRÉS : ÉTAT DE L'ART

---

des mesures dont le but était d'étudier l'effet de l'augmentation de l'étanchéité des fenêtres anciennes sur leurs capacités d'isolation thermique et acoustique. Les résultats indiquent que la mise en place de joints permettent de réduire significativement les déperditions thermiques et l'infiltration de bruit. Une amélioration de 2 à 4 dB de l'indice d'affaiblissement acoustique a été enregistrée pour les fenêtres à simple vitrage, par contre, cette amélioration dépasse 10 dB pour celles à double vitrage. En revanche, les résultats de mesures réalisées par Olesen [58] montrent que la mise en place du joint permet de réduire le passage de bruit pour les fréquences supérieures à 2500 Hz. À certaines fréquences, les fenêtres avec joint présentent cependant des performances acoustiques inférieures à celles sans joint. L'auteur a expliqué cet effet par le fait qu'un couplage mécanique plus fort et donc un transfert d'énergie plus important est obtenu entre les ouvrants et le cadre lorsque le joint est inséré.

La qualité d'assemblage et de pose d'une fenêtre est également un point critique pour son isolation acoustique. Dans ce contexte, Blasco et al. [129] ont réalisé des essais in situ et en laboratoire sur une fenêtre standard en aluminium pour évaluer la qualité acoustique de l'assemblage. L'influence de différents paramètres intervenant dans l'assemblage, comme le type de matériau utilisé pour le remplissage de l'espace entre la fenêtre et le mur ou la pression exercée sur les joints, a été analysée. Les données expérimentales ont mis en évidence l'influence de la pression exercée sur le joint et ont permis de montrer qu'une pression maximale doit être garantie. En revanche, l'impact acoustique d'une discontinuité du joint au niveau des coins ne dépasse pas 1 dB pour l'indice d'affaiblissement acoustique pondéré de la structure. De plus, l'effet de la cavité entre le cadre de la fenêtre et le mur dépend des performances acoustiques de la fenêtre elle-même. En effet, moins la structure est performante moins cet espace a un impact [129]. Cependant, le type de matériau de remplissage n'a pas d'effet significatif.

Blasco et al. [129] ont aussi montré que l'isolation acoustique d'une fenêtre en menuiserie aluminium dépend essentiellement de la qualité acoustique du vitrage lui-même. En effet, si l'indice d'affaiblissement acoustique du vitrage dépasse 37 dB, le cadre a un effet négatif sur les performances acoustiques de la fenêtre : son assemblage avec le vitrage fait diminuer l'indice d'affaiblissement acoustique du système global. Plus généralement, le matériau dont est constitué le cadre influence les performances acoustiques de la fenêtre. Selon l'étude paramétrique de Park et Kim [82], une fenêtre à simple vitrage et de menuiserie PVC présente un indice d'affaiblissement acoustique supérieur de 5 dB à celui d'une fenêtre en aluminium. Cependant, les résultats sont similaires pour les deux types de menuiseries (PVC et aluminium) quand un double vitrage est employé.

Afin d'améliorer le comportement thermique et contrôler la transmission de la lumière solaire à l'intérieur des locaux, les fenêtres sont désormais de plus en plus équipées de différents dispositifs de protection, comme les volets roulants. L'effet de ces derniers et de leurs coffres sur l'isolation acoustique des fenêtres aux bruits aériens a été étudié expérimentalement dans les travaux de Díaz et Pedrero [23] et ceux de Patrício et Bragança [36]. Ces études ont montré que lorsque le volet est complètement déroulé, il se comporte comme un panneau, et ainsi, la fenêtre se comporte comme un système à trois parois. Dans ce cas, l'indice d'affaiblissement acoustique de la fenêtre en basse fréquence est inférieur à celui dans le cas où le volet est rétracté. En hautes fréquences, c'est plutôt le contraire et les performances acoustiques de la fenêtre sont nettement améliorées quand on baisse le volet. Selon l'étude de Díaz et Pedrero [23], le type d'ouverture de la fenêtre a un effet sur sa réponse acoustique. En effet, pour les fenêtres à volet rétracté, l'ouverture à frappe permet d'obtenir un indice d'affaiblissement acoustique pondéré supérieur à celui d'une fenêtre coulissante. Lorsque le coffre à volet est vide ou rempli de fibres, une différence entre ces deux systèmes d'ouverture de 4 dB est enregistrée et de 2 dB lorsqu'il est rempli de polystyrène expansé. En revanche, lorsque le volet est déroulé, les fenêtres coulissantes présentent une performance acoustique supérieure de 1 à 3 dB à celle des fenêtres à frappe.

Grâce à des mesures in situ, Patrício et Bragança [36] ont pu étudier l'effet de l'angle d'incidence des ondes acoustiques sur l'isolation acoustique des façades et des fenêtres. Ils ont conclu, qu'en basse fréquence, les fenêtres des étages inférieurs (1<sup>er</sup> et 2<sup>ème</sup>) ont des performances acoustiques plus réduites que celles des étages supérieurs. Ils ont expliqué ces résultats par le fait que les angles d'incidence pour le deux premiers étages sont proches de 45°.

En complément de ces études expérimentales, certaines modélisations numériques ont été proposées. Gimeno [130] a étudié l'isolation acoustique des fenêtres domestiques à partir d'un modèle éléments finis 2D conçu avec le logiciel de simulations numériques COMSOL. Malheureusement, la confrontation des résultats obtenus à des mesures réalisées en laboratoire s'est révélée décevante en raison de la limitation à un modèle 2D. Kwapisz et al. [131] ont utilisé un modèle 3D, dont les résultats étaient satisfaisants seulement de point de vue qualitatif par rapport à ceux issus d'essais. De même et avec un modèle éléments finis 3D, Løvholt et al. [132] ont étudié l'effet des fenêtres sur les performances acoustiques des murs pour les fréquences inférieures à 100 Hz. Les fenêtres modélisées étaient en aluminium, de forme carrée et composées d'un seul ouvrant. Les résultats numériques montrent que les fenêtres contrôlent

## 1.5. MÉTHODES PRÉDICTIVES DU COMPORTEMENT VIBRO-ACOUSTIQUE DES STRUCTURES

---

la transmission acoustique pour les fréquences de 15 à 30 Hz alors que les murs contrôlent celles sur la plage fréquentielle de 30 à 100 Hz.

Dans la partie suivante de ce chapitre, nous allons détailler quelques travaux de la littérature de façon à justifier les choix de modélisation réalisés dans la suite du travail.

### 1.5 Méthodes prédictives du comportement vibro-acoustique des structures

Pour étudier le comportement vibro-acoustique des structures, il est important de pouvoir analyser finement le problème sur toute la gamme des fréquences audibles. Au fil des années, comme nous l'avons vu dans la section précédente, des modèles analytiques et numériques ont été développés par les chercheurs pour décrire la réponse vibro-acoustique des structures. Cependant, même si de nombreuses méthodes dédiées aux problèmes vibro-acoustiques existent, aucune d'entre elles n'est adaptée à une résolution sur une très large bande de fréquence en particulier pour des structures complexes [133].

Les méthodes expérimentales, déjà détaillées dans la section 1.2.1, manquent parfois de reproductibilité et ne sont utiles que pour étudier les performances acoustiques d'une structure existante [134]. Les approches prédictives sont quant à elles basées sur des modélisations analytiques ou numériques du problème. En général, le choix de l'approche retenue est conditionné par le domaine fréquentiel d'intérêt.

Un aperçu de quelques méthodes de prédiction de comportement vibro-acoustique des structures en fonction de la fréquence est donné dans la figure 1.21. Cette liste n'est pas exhaustive, mais elle donne une idée des méthodes pertinentes qui sont détaillées dans la suite.



FIGURE 1.21 – Quelques méthodes de résolutions des problèmes vibro-acoustiques.

### 1.5.1 Basses fréquences

On désigne par basse fréquence la région pour laquelle la taille du système étudié est inférieure ou du même ordre que les longueurs d'ondes physiques dominantes de la réponse dynamique (la longueur d'onde de flexion de la structure ou celle de l'onde acoustique). Dans cette gamme de fréquences, la réponse du système est dominée par un nombre restreint de modes. Ainsi, les approches déterministes sont adaptées pour la résolution de ce type de problème [135, 136].

Les méthodes discrètes sont basées, comme l'indique leur nom, sur la discrétisation du problème. Les méthodes les plus répandues sont la méthode des éléments finis (FEM pour Finite Element Method) et la méthode des éléments de frontière (BEM pour Boundary Element Method) [137]. L'avantage de ces approches est qu'il n'y a pas de contrainte pour les géométries des structures étudiées. Ces approches sont capables de traiter avec précision tous les problèmes en basse fréquence peut importe la géométrie et les conditions aux limites [135].

La méthode des éléments finis FEM a été développés dans les années 1960 [138, 139]. Au fil de temps, des contributions importantes ont été apportées par plusieurs auteurs pour différentes applications [140, 141, 142, 143, 144]. Cette approche est très bien adaptée pour les problèmes vibro-acoustiques bornés [135, 145, 146]. Cette approche est basée sur la résolution des équations aux dérivées partielles. Un nombre fini de fonctions d'interpolation, appelées fonctions de forme, sont définies pour les éléments discrétisant le domaine. Elles servent à la résolution de la forme variationnelle des équations locales du problème. Ces fonctions de forme servent à reconstruire la solution grâce à l'interpolation entre les nœuds du maillage. Ainsi, pour un problème dynamique linéaire, le système d'équations aux dérivées partielles devient un système linéaire de la forme :

$$[-\omega^2\mathbf{M} + j\omega\mathbf{C} + \mathbf{K}]\{\mathbf{X}\} = \{\mathbf{F}\}, \quad (1.20)$$

avec  $j$  est le nombre complexe ( $j^2=-1$ ),  $\mathbf{M}$  est la matrice de masse,  $\mathbf{C}$  est la matrice d'amortissement,  $\mathbf{K}$  est la matrice de raideur,  $\mathbf{X}$  est le vecteur des inconnues nodales (déplacement ou pression par exemple) et  $\mathbf{F}$  le vecteur des forces extérieures.

En ce qui concerne la méthode des éléments de frontières BEM, elle a été développée après la méthode des éléments finis. Elle permet de résoudre numériquement des équations aux dérivées partielles basées sur les équations intégrales [147]. Son principe est de modéliser uniquement les contours d'un système. Ainsi, elle est adaptée pour prédire les phénomènes de rayonnement dans des domaines non

## 1.5. MÉTHODES PRÉDICTIVES DU COMPORTEMENT VIBRO-ACOUSTIQUE DES STRUCTURES

---

bornés [135, 148, 149].

L'avantage de cette méthode est que la taille du modèle est réduit par rapport à celui issu de la modélisation avec la méthode FEM, puisque seul l'enveloppe de la structure est discrétisée. Cependant, les matrices engendrées sont pleines et en général non-symétriques, conduisant ainsi à des temps de calcul importants pour les systèmes de grandes tailles. La méthode BEM est limitée dans la prédiction des modes acoustiques des espaces clos à cause de la difficulté de calcul de la fonction de Green. Elle est alors, dans de nombreux cas et pour un coût de calcul identique, moins précise que la méthode des éléments finis pour la résolution des problèmes vibro-acoustiques [150, 151].

### 1.5.2 Hautes fréquences

On désigne par haute fréquence la région pour laquelle la taille du système étudié est supérieure aux longueurs d'ondes physiques dominantes de la réponse dynamique (la longueur d'onde de flexion de la structure ou celle de l'onde acoustique). Dans cette plage fréquentielle, la densité modale des structures est élevée et le système est très sensible aux petites variations des propriétés des matériaux, des conditions aux limites et des géométries [136]. Dès lors, les mesures vibratoires ou acoustiques sont susceptibles de faire face à des dispersions importantes pour des structures en apparence identiques [152]. Par conséquent, les aspects statistiques et énergétiques sont adaptés à la résolution des problèmes dans cette gamme de fréquences. Ceci se traduit par une description globale de la réponse de système par le biais des moyennes fréquentielles de quantités robustes telles que l'énergie [153].

Dans ce contexte, les méthodes énergétiques, qui ne sont fiables que pour les hautes fréquences [154], ont été développées. Parmi ces approches, la plus connue est la méthode SEA (Statistical Energy Analysis) qui a été introduite par Lyon et Maidanik [155, 156]. Elle est basée sur la division du système global en sous-domaines. Une moyenne spatiale et temporelle (ou fréquentielle) des échanges énergétiques est déterminée entre les sous-structures. Des hypothèses restrictives sont prises en compte pour l'implémentation de cette méthode telles que le couplage faible des sous-domaines et l'équipartition de l'énergie modale [157]. Parmi les autres méthodes énergétiques alternatives existantes, mais moins utilisées par rapport à la SEA, nous pouvons citer la méthode WIA (Wave Intensity Analysis) [158, 159] et la méthode Power Flow [160, 161].

### 1.5.3 Moyennes fréquences

La plage des moyennes fréquences est située entre les gammes des basses et des hautes fréquences. La problématique de cette plage fréquentielle est qu'un système n'est ni entièrement modal ni entièrement statistique [162]. Par conséquent, les méthodes citées ci-dessus sont incapables de résoudre le problème. En effet, les approches hautes fréquences (SEA, WIA, etc.) sont trop globalisantes pour résoudre les problèmes et les approches déterministes basses fréquences (FEM, BEM) engendrent des modèles numériques trop volumineux. Les approches développées peuvent être classées en trois catégories :

- Extension de la plage fréquentielle des approches déterministes : les méthodes de décomposition de domaines [163] telles que l'approche PTF (Patch Transfer Function) [164, 165] ou la méthode de Craig-Bampton [166, 167] et les méthodes multipolaires telles que la FMBEM (Fast Multipole BEM) [168, 169] permettent d'étendre les approches basse fréquence ;
- Extension des méthodes statistiques : une version améliorée de l'approche SEA a été proposée par Maxit et Guyader [170]. Cette approche, appelée SmEdA (Statistical modal Energy distribution Analysis), est basée sur une description modale de chaque sous-système. Elle prédit le flux d'énergie échangé entre les modes des différentes parties [171, 172]. Ainsi cette amélioration a permis d'étendre la SEA vers la gamme des fréquences moyennes [173] ;
- Les méthodes hybrides combinant approches déterministes et statistiques : cette catégorie de méthodes tente de combiner le meilleur des deux procédures [136, 174]. Dans plusieurs travaux [162, 175, 176] les méthode FEM et SEA sont combinées dans un seul modèle. La technique consiste à modéliser les composants déterministes avec la méthode FEM et les composants statistiques avec l'approche SEA en fonction de leurs énergies vibratoires. D'autres auteurs [174, 177] ont utilisé le même principe mais en remplaçant la méthode FEM par la méthode WBM (Wave Based Method). Dans l'approche hybride proposée par Sadoulet-Reboul et al. [178], le comportement vibratoire de la structure est supposé être connu à partir de l'analyse modale ou de l'expérience et la méthode de transfert d'énergie radiative est utilisée pour le domaine acoustique.

### 1.6 Présentation du problème étudié

Les tentatives de modélisation de la transmission acoustique en basse fréquence sont peu nombreuses par rapport aux études traitant ce problème en moyenne et haute fréquences [132]. Cependant, l'étude des performances des éléments de constructions est importante dans cette bande fréquentielle [17, 132]. Dans ce contexte, les présents travaux de thèse sont réalisés pour améliorer notre compréhension de la réponse vibro-acoustique d'une fenêtre domestique de taille réelle dans le domaine des basses fréquences. Pour atteindre cet objectif, nous cherchons à créer des modèles numériques permettant d'étudier ses performances acoustiques pour les fréquences inférieures à 600 Hz.

La fenêtre, objet de cette étude, est une fenêtre à ossature bois, avec un système d'ouverture de type frappe à la française et composées de deux ouvrants. Chaque ouvrant comporte un cadre accueillant un double vitrage isolant avec des vitres standards (non laminées). Vu la complexité de la structure, un des objectifs de cette thèse est de concevoir un modèle numérique recalé simplifié garantissant la bonne représentation du comportement réel.

D'autre part, afin de respecter le cadre réglementaire présenté dans la première section de ce chapitre, nous nous référons aux normes en matière d'isolation acoustique pour créer des modèles numériques représentatifs des essais. L'analyse se focalise sur l'étude de l'influence des salles d'émission et de réception sur la détermination de l'indice d'affaiblissement acoustique des structures. Des confrontations avec des résultats expérimentaux sont réalisées pour évaluer la validité des modèles proposés.

Dans le contexte de notre étude, où des interactions fluide-structures et des complexités géométriques et matérielles existent, il n'existe pas de méthodes simples permettant de résoudre le problème et seule une étude vibro-acoustique complète permet d'évaluer les performances globales. À partir de l'étude bibliographique que nous avons menée, la méthode des éléments finis est apparue pertinente pour modéliser le problème. En effet, cette approche permet de modéliser finement les complexités géométriques et physiques de la fenêtre sans restriction sur les conditions aux limites. De plus, elle permet de tenir compte des interactions entre les domaines fluide et structure. Nous rappelons dans les sections suivantes les équations de ce problème couplé et la formulation éléments finis associée.

### 1.6.1 À l'échelle du bâtiment

À l'échelle du bâtiment, le problème global, présenté en figure 1.22, consiste à étudier les performances acoustiques des fenêtres domestiques placées sur les façades extérieures des bâtiments vis-à-vis des bruits extérieurs aériens. La transmission du son de l'extérieur vers l'intérieur peut être divisée principalement en trois parties : (i) la propagation acoustique extérieure et l'excitation structurelle induite, (ii) la vibration et le rayonnement structuraux et (iii) la réponse acoustique interne.

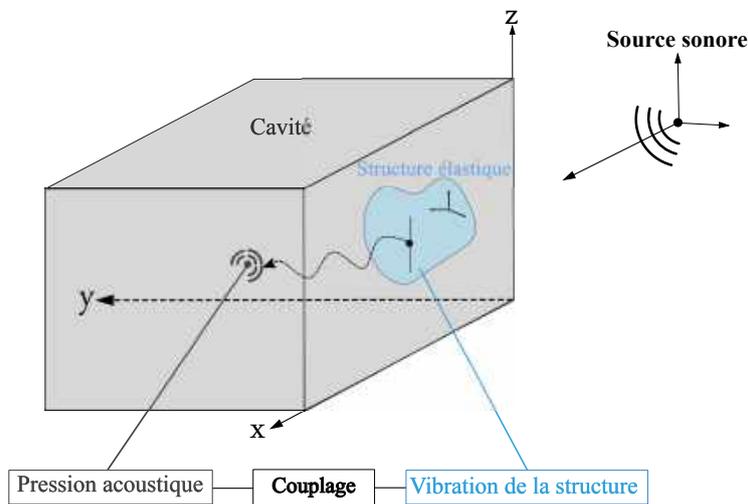


FIGURE 1.22 – Problème vibro-acoustique étudié à l'échelle du bâtiment.

### 1.6.2 À l'échelle de la structure

À l'échelle de la structure, un autre problème d'interaction fluide-structure s'ajoute. Celui-ci est dû au fait que les fenêtres considérées dans ces travaux sont composées d'au moins deux vitres séparées par une cavité remplie d'air ou d'un autre gaz, comme illustré dans la figure 1.23.

À ce niveau, nous considérons une structure élastique occupant les domaines  $\Omega_S^i$  ( $i=1, 2$ ) à l'équilibre. La structure est soumise à un déplacement  $\mathbf{u}$  prescrit sur une partie du bord  $\Gamma_u$  et à une densité de force surfacique  $\mathbf{F}^d$  sur la partie complémentaire de sa limite externe. Le domaine fluide intérieur est désigné par  $\Omega_F$  et l'interface fluide-structure par  $\Sigma$  ([179]).

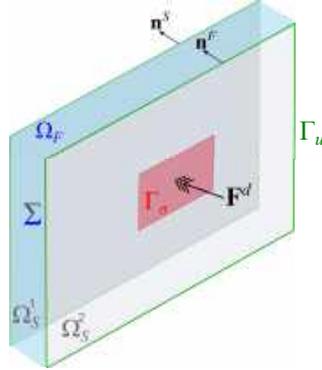


FIGURE 1.23 – Problème vibro-acoustique étudié à l'échelle de la structure.

### 1.6.2.1 Équations locales

On note  $\boldsymbol{\sigma}$  le tenseur des contraintes,  $\mathbf{u}$  le déplacement et  $\rho_S$  la masse volumique de la structure. Pour le domaine acoustique, l'équation de Helmholtz est employée. Notons  $k$  le nombre d'onde dans le fluide ( $k = \omega/c_F$ ) où  $c_F$  est la vitesse de propagation de l'onde dans le fluide,  $\rho_F$  la masse volumique du fluide, et  $\mathbf{n}^s$  la normale sortante à de la structure. Les équations locales du problème couplé fluide-structure décrit précédemment sont données par [180] :

$$\operatorname{div} \boldsymbol{\sigma}(\mathbf{u}) + \rho_s \omega^2 \mathbf{u} = 0 \quad \text{dans } \Omega_S^i \quad (1.21a)$$

$$\boldsymbol{\sigma}(\mathbf{u})\mathbf{n}^s = \mathbf{F}^d \quad \text{dans } \Gamma_\sigma \quad (1.21b)$$

$$\mathbf{u} = \mathbf{u}^d \quad \text{dans } \Gamma_u \quad (1.21c)$$

$$\boldsymbol{\sigma}(\mathbf{u})\mathbf{n}^s = p\mathbf{n}^F \quad \text{dans } \Sigma \quad (1.21d)$$

$$\nabla p \cdot \mathbf{n}^F = \rho_F \omega^2 \mathbf{u} \cdot \mathbf{n}^s \quad \text{dans } \Sigma \quad (1.21e)$$

$$\Delta p + k^2 p = 0 \quad \text{dans } \Omega_F \quad (1.21f)$$

L'équation (1.21a) correspond à l'équation élasto-dynamique en l'absence de force volumique ; les équations (1.21b) et (1.21c) sont les conditions aux limites mécaniques prescrites qui représentent les forces de surface appliquées sur  $\Gamma_\sigma$  et le déplacement imposé sur  $\Gamma_u$ , respectivement ; l'équation (1.21d) résulte de l'action des forces de pression exercées par le fluide sur la structure ; l'équation (1.21e) est l'équation d'Euler (avec la prise en compte de la continuité des vitesses normales) et finalement, l'équation (1.21e) est l'équation de Helmholtz.

### 1.6.2.2 Formulations variationnelles

On applique la méthode des fonctions-tests pour obtenir la formulation variationnelle associée aux équations locales du système fluide-structure présentées ci-dessus. On procède en deux étapes :

- Formulation faible des équations associées à la structure « soumise aux actions de la pression du fluide » : Soit l'espace  $C_u$  des fonctions-tests suffisamment régulières définies dans  $\Omega_S$  et indépendantes du temps. On multiplie l'équation (1.21a) par une fonction-test  $\delta \mathbf{u}$  de  $C_u^* = \delta \mathbf{u} \in C_u / \delta \mathbf{u} = 0$  sur  $\Gamma_u$ . L'application de la formule de Green permet d'obtenir en tenant compte des équations (1.21b) à (1.21d) :

$$\int_{\Omega_s} \boldsymbol{\sigma}(\mathbf{u}) : \boldsymbol{\varepsilon}(\delta \mathbf{u}) d\Omega - \omega^2 \rho_s \int_{\Omega_S} \mathbf{u} \delta \mathbf{u} d\Omega - \int_{\Sigma} p \mathbf{n}^F \cdot \delta \mathbf{u} ds = \int_{\Gamma_f} \delta \mathbf{u} \cdot \mathbf{F}^d ds. \quad (1.22)$$

$\forall(\mathbf{u}, \delta \mathbf{u})$  admissibles .

- Formulation faible des équations associées au fluide « soumis au déplacement de la structure » : Soit l'espace  $C_p$  des fonctions-tests suffisamment régulières définies dans  $\Omega_F$  et indépendantes du temps. On multiplie l'équation (1.21f) par une fonction-test  $\delta p \in C_p$ . L'application de la formule de Green permet d'écrire en considérant l'équation (1.21e) :

$$\frac{1}{\rho_F} \int_{\Omega_F} \nabla p \cdot \nabla \delta p d\Omega - \frac{\omega^2}{\rho_F c_F^2} \int_{\Omega_F} p \cdot \delta p d\Omega - \omega^2 \int_{\Sigma} \mathbf{u} \cdot \mathbf{n}^F \delta p ds = 0, \quad (1.23)$$

$\forall(p, \delta p)$  admissibles.

Enfin, la formulation variationnelle du problème vibro-acoustique consiste à déterminer, pour tous  $\delta \mathbf{u}$  et  $\delta p$ , les inconnues  $(\mathbf{u}, p) \in (C_u, C_p)$  vérifiant les équations (1.22) et (1.23). Afin d'être valables pour un problème statique, ces équations doivent être modifiées en ajoutant la contrainte suivante :

$$\rho_F c_F^2 \int_{\Sigma} \mathbf{u} \cdot \mathbf{n}^F ds + \int_{\Omega_F} p d\Omega = 0. \quad (1.24)$$

### 1.6.2.3 Discrétisation par éléments finis

Dans un contexte éléments finis, la méthode de Ritz-Galerkin permet de définir des solutions approchées des formulations variationnelles (équations (1.22) et (1.23)), en remplaçant les intégrales

par des produits matrices-vecteurs [179] :

$$\int_{\Omega_S} \boldsymbol{\sigma}(\mathbf{u}) : \boldsymbol{\varepsilon}(\delta\mathbf{u}) d\Omega \longrightarrow \delta\mathbf{U}^T \mathbf{K}_u \mathbf{U} \quad (1.25a)$$

$$\int_{\Omega_S} \rho_S \mathbf{u} \delta\mathbf{u} d\Omega \longrightarrow \delta\mathbf{U}^T \mathbf{M}_u \mathbf{U} \quad (1.25b)$$

$$\int_{\Sigma} p \mathbf{n}^F \cdot \delta\mathbf{u} ds \longrightarrow \delta\mathbf{U}^T \mathbf{C}_{up} \mathbf{P} \quad (1.25c)$$

$$\int_{\Gamma_f} \delta\mathbf{u} \cdot \mathbf{F}^d ds \longrightarrow \delta\mathbf{U}^T \mathbf{F} \quad (1.25d)$$

$$\frac{1}{\rho_F} \int_{\Omega_F} \nabla p \cdot \nabla \delta p d\Omega \longrightarrow \delta\mathbf{P}^T \mathbf{K}_p \mathbf{P} \quad (1.25e)$$

$$\frac{1}{\rho_F c_F^2} \int_{\Omega_F} p \delta p d\Omega \longrightarrow \delta\mathbf{P}^T \mathbf{M}_p \mathbf{P} \quad (1.25f)$$

avec  $\mathbf{U}$  et  $\mathbf{P}$  les vecteurs des déplacements nodaux et des pressions nodales de la structure et du fluide. Les matrices  $\mathbf{K}_u$  et  $\mathbf{M}_u$  sont les matrices de raideur et de masse de la structure,  $\mathbf{K}_p$  et  $\mathbf{M}_p$  sont les matrices acoustiques associées,  $\mathbf{C}_{up}$  est la matrice de couplage fluide-structure et  $\mathbf{F}$  est l'excitation appliquée sur la structure. Finalement, le système matriciel global du problème vibro-acoustique couplé s'écrit sous la forme :

$$\left( \begin{bmatrix} \mathbf{K}_u & -\mathbf{C} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_p \end{bmatrix} - \omega^2 \begin{bmatrix} \mathbf{M}_u & \mathbf{0} \\ \mathbf{C}_{up}^T & \mathbf{M}_p \end{bmatrix} \right) \begin{bmatrix} \mathbf{U} \\ \mathbf{P} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{F} \\ \mathbf{Q} \end{bmatrix}, \quad (1.26)$$

L'équation (3.5) décrit l'équilibre dynamique du système discret. Pour la méthode des éléments finis, la matrice de raideur est symétrique positive et la matrice de masse est symétrique.

## 1.7 Conclusion

Ce chapitre est une revue des différents éléments liés à la problématique de l'isolation acoustique des fenêtres en basse fréquence.

En laboratoire et sur le terrain, malgré l'existence des réglementations, les mesures des performances acoustiques pour les structures font encore face à un manque de répétabilité et de reproductibilité, notamment en basse fréquence.

L'étude bibliographique réalisée a montré que les études effectuées pour étudier la réponse vibro-acoustique des structures de type double vitrage isolant, c'est à dire avec prise en compte du système d'étanchéité, sont encore peu nombreuses par rapport aux doubles parois. En outre, à l'exception de

## 1.7. CONCLUSION

---

quelques travaux récents principalement expérimentaux, le problème de prédiction des performances acoustiques de fenêtres domestiques n'est pas suffisamment traité.

En s'appuyant sur cette bibliographie, plusieurs méthodes associées à la résolution des problèmes vibro-acoustiques peuvent être choisies en fonction de la plage de fréquences d'intérêt et du degré de détails souhaité.

Une comparaison des méthodes discrètes utilisées en basse fréquence montre que la méthode des éléments finis (FEM) est l'approche la plus appropriée pour notre problème, car elle permet de tenir en compte les complexités géométriques et physiques des structures considérés. De plus, elle permet de prendre en compte à la fois des conditions aux limites spécifiques ainsi que les interactions entre domaines acoustique et structural.

Les fenêtres domestiques, centre d'intérêt de cette étude, sont devenues diversifiées et complexes. De nombreux paramètres (tels que le type de vitrage, le système d'ouverture, l'assemblage avec le mur, etc.) conditionnent sa réponse vibro-acoustique. Par conséquent, la prise en compte de ces facteurs nécessite une attention particulière lors de la modélisation du système. En contre partie, il est nécessaire de trouver un compromis entre la précision des modèles et les ressources de calculs nécessaires. Dès lors, nous procédons à la création des modèles simplifiés de la fenêtre et de ses sous-composants. Dans ce cadre, un recalage numérique par rapport aux analyses modales expérimentales fait l'objectif du chapitre suivant.

## 1.7. CONCLUSION

---

## Chapitre 2

# Caractérisation expérimentale d'une fenêtre et recalage des modèles numériques

### Contenu

---

|     |   |     |
|-----|---|-----|
| 2.1 | Introduction . . . . .  | 84  |
| 2.2 | Description de la fenêtre étudiée . . . . .                       | 84  |
| 2.3 | Tests réalisés en vue de l'analyse modale expérimentale . . . . . | 88  |
| 2.4 | Identification et recalage des modèles numériques . . . . .       | 103 |
| 2.5 | Conclusion . . . . .  | 123 |

---

*Ce chapitre est consacré au recalage d'un modèle éléments finis équivalent d'une fenêtre en bois à deux vantaux. La complexité de la structure globale nous a amenés à son désassemblage afin de recaler séparément des modèles de ses principaux composants : le double vitrage isolant, le cadre et l'ouvrant. Pour cela, nous avons eu recours à des analyses modales expérimentales. Ces approches permettent d'identifier les paramètres modaux et par la suite, de construire les modèles numériques représentatifs du comportement réel des structures. Pour valider les modèles développés, nous avons utilisé des critères de comparaison basés sur l'erreur relative des fréquences propres et la matrice MAC.*

### 2.1 Introduction

La caractérisation du comportement vibratoire de structures complexes passe classiquement par l'analyse modale expérimentale des sous-structures qui la composent. Cependant, il existe des cas où la décomposition de la structure s'avère difficile ce qui nécessite des simplifications significatives à différents niveaux. Ces dernières peuvent remettre en question la validité du modèle considéré ce qui nécessite sa confrontation avec des mesures réalisées sur des sous-systèmes. Si les résultats de la comparaison ne sont pas satisfaisants, on peut alors faire varier différents paramètres (propriétés des matériaux, géométrie, liaisons, etc.) afin de se rapprocher au mieux de la réalité.

Dans ce contexte, ce chapitre est consacré au recalage d'un modèle éléments finis équivalent d'une fenêtre et des principaux sous-systèmes qui la composent (double vitrage isolant, cadre et ouvrant). Pour cela, nous avons eu recours à des analyses modales expérimentales (AME) qui permettent d'extraire les propriétés modales des sous-structures. Ainsi, il sera possible de construire un modèle mécanique représentatif du comportement réel de la structure étudiée en vue d'études vibratoires et acoustiques ultérieures.

### 2.2 Description de la fenêtre étudiée

Comme nous avons vu dans le chapitre précédent, il existe plusieurs types de fenêtre. Elles peuvent être classées selon le matériau de menuiserie, le système d'ouverture, le type de vitrage, etc.

#### 2.2.1 Fenêtre complète

La fenêtre, objet de ces travaux de recherche et présentée par la figure 2.1, est un produit de la société PASQUET Menuiserie. Il s'agit d'une fenêtre à deux vantaux à la française. Cette désignation décrit le mode d'ouverture de la menuiserie qui s'ouvre à l'intérieur du local avec le droit tirant. La fenêtre est composée principalement de deux ouvrants (partie mobile) qui pivotent verticalement au niveau des bords et reposent sur le dormant (partie fixe) désignant le cadre à sceller dans le mur. L'insertion dans ce dernier se fait à l'aide d'une pièce d'appui qui est une pièce horizontale placée sur la partie inférieure de la fenêtre reposant sur la maçonnerie. La liaison mécanique entre les ouvrants et le dormant est assurée par des paumelles et l'étanchéité est assurée par un joint placé tout au long de la surface de contact de ces deux composants. Le système de fermeture est composé d'une tige

## 2.2. DESCRIPTION DE LA FENÊTRE ÉTUDIÉE

---

métallique et d'un boîtier de crémonne qui est actionné au moyen de la poignée. Chaque ouvrant, dont les composants sont détaillés sur la figure 2.2, incorpore un double vitrage isolant. Les dimensions de la fenêtre sont  $1,45 \times 1,48 \text{ m}^2$  pour une masse d'environ 76 kg. Au total, la fenêtre est composée d'environ 90 pièces en bois, verre, caoutchouc, métal et d'autres matériaux que l'on détaillera par la suite. Les géométries et les dimensions des différents composants sont données dans l'annexe B.

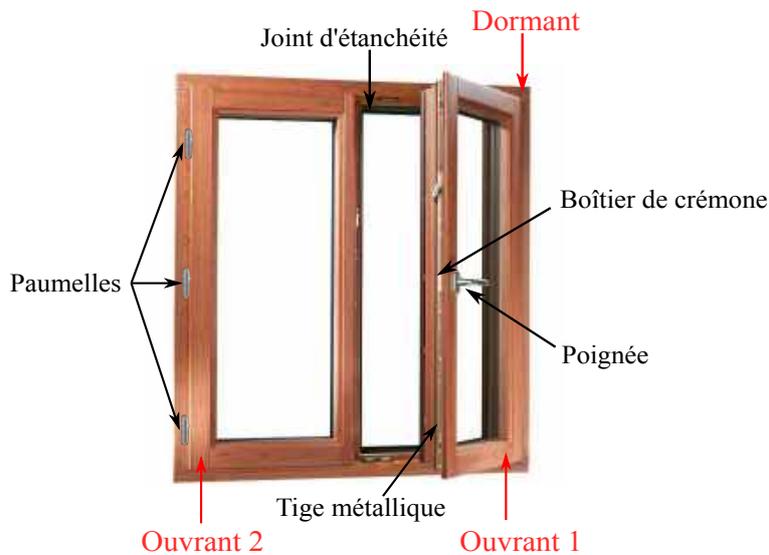


FIGURE 2.1 – Fenêtre à frappe à deux vantaux.

### 2.2.2 Ouvrant

L'ouvrant présenté par la figure 2.2 est la partie mobile de la fenêtre. Il est composé principalement d'un double vitrage incorporé dans un cadre en bois. Le vitrage est calé dans le feuillure qui est l'entaille pratiquée dans l'épaisseur du dormant et qui est destinée à recevoir le vitrage. Le positionnement du vitrage est réalisé grâce à des cales d'assise (dans les traverses) et des cales périphériques (dans les battants). En fonction du type de châssis (cadre), la disposition des cales varie. Les cales sont agrafées dans le bois. Un joint dit « joint porte-feuille » est positionné autour du vitrage permettant son enserrement sur les deux faces. En plus de la variété des matériaux utilisés dans l'ouvrant, les géométries des différents composants et les liaisons entre ces derniers montrent que le système étudié est très complexe et qu'il sera donc nécessaire de faire des simplifications importantes au niveau de la modélisation. Par exemple, les cales sont agrafées, les traverses et les battants sont vissés entre eux et le double vitrage est enchâssé dans l'ouvrant.

## 2.2. DESCRIPTION DE LA FENÊTRE ÉTUDIÉE

---

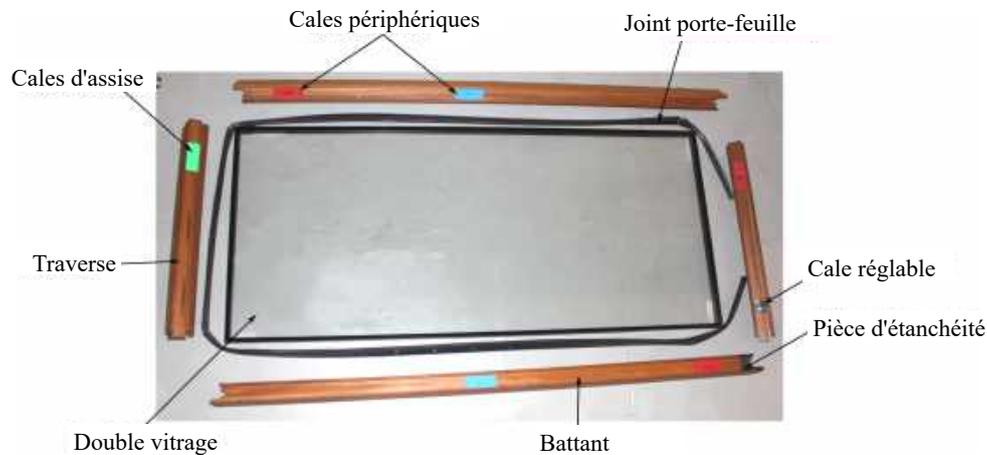


FIGURE 2.2 – Détails de l'ouvrant.

### 2.2.3 Cadre

Le cadre de l'ouvrant, appelé aussi châssis, est composé de deux battants et de deux traverses dont la liaison, illustrée sur la figure 2.3, est assurée par une vis assortie d'une pièce d'étanchéité en caoutchouc.

Considérés en bois massif, les traverses et les battants sont en réalité reconstitués à partir d'un collage de poutres à l'aide d'un adhésif. Ce sont des éléments « lamellés-collés » [10]. Cette technique est utilisée pour conférer à l'élément une stabilité importante face au retrait et une réduction de la dispersion des valeurs en éliminant les singularités. Les poutres constituant les éléments de la fenêtre sont en Sapelli qui est une essence africaine de bois de couleur brun-rouge.

Du point de vue comportement de matériau, cela a déjà été évoqué dans le chapitre précédent, la norme ISO 14080 [10] considère le bois comme étant un matériau isotrope transverse. Le choix de ce type de comportement isotrope transverse et pas orthotrope est justifié par le fait qu'à l'échelle de bâtiment, les sections des éléments de construction ont des dimensions suffisamment grandes et que les propriétés mécaniques dans les directions radiale et tangentielle sont considérées identiques. Le comportement élastique est alors défini par 5 composants indépendants : deux modules d'Young, deux coefficients de Poisson et un module de cisaillement. Cependant, la norme ISO 14080 [10] ne donne que les valeurs caractéristiques des modules d'élasticité et de cisaillement du bois de structure. Dans ce travail, nous retiendrons uniquement le coefficient de cisaillement de la norme. Les modules d'Young longitudinal et transversal du bois utilisé pour la fenêtre vont faire l'objet d'une identification

## 2.2. DESCRIPTION DE LA FENÊTRE ÉTUDIÉE

---

par recalage à partir d'un modèle numérique issu de la théorie des poutres.



FIGURE 2.3 – Liaison entre le battant et la traverse de l'ouvrant.

### 2.2.4 Double vitrage isolant

Comme on peut le voir sur la figure 2.1, le vitrage représente, généralement, environ les trois quarts de la surface de la fenêtre. De plus, la norme RT2012 [67] relative aux nouveaux bâtiments et à la maîtrise de leurs consommations énergétiques, précise que la surface de vitrage doit au minimum égale à  $1/6$  de la surface habitable afin d'améliorer l'éclairage naturel du logement en assurant des caractéristiques énergétiques bien spécifiques. Il est donc indispensable que ce composant ait de hautes performances thermiques et acoustiques afin de garantir le confort des occupants du bien. Cette même norme recommande fortement le recours au système de double vitrage qui détient la grande part de marché par rapport au simple et triple vitrages.

Le système du double vitrage, présenté en figure 2.4, se compose de deux plaques de verre séparées par une cavité acoustique remplie soit d'air soit d'un gaz tel l'argon ou le krypton pour des raisons thermiques. En effet, ces gaz ont des coefficients d'isolation thermique supérieurs à celui de l'air et sont donc plus isolants. Les vitres sont reliées entre elles le long de leur périmètre par un intercalaire en aluminium. Pour ces systèmes, une combinaison de deux barrières d'étanchéité est généralement utilisée (figure 2.4). Elle est classiquement composée d'un joint de butyl et d'un second joint qui peut être en silicone, polyuréthane ou polysulfure [181]. Le joint de butyl, appelé aussi première barrière d'étanchéité, est placé entre l'intercalaire et les plaques de verre. Il est en caoutchouc synthétique, généralement du polyisobutylène (PIB). Le second joint, ou deuxième barrière d'étanchéité, est appliqué en couche d'environ 3 mm autour du périmètre du double vitrage pour assurer, en plus de l'étanchéité, le bon assemblage de l'intercalaire et des vitres. L'intercalaire poreux est rempli au moins à moitié par un dessiccateur dont le rôle est l'assèchement de la cavité entre les vitres afin d'éviter la formation de buée. Généralement, ce sont des tamis moléculaires ou un mélange de gel de silice et de tamis moléculaires [182].

## 2.3. TESTS RÉALISÉS EN VUE DE L'ANALYSE MODALE EXPÉRIMENTALE

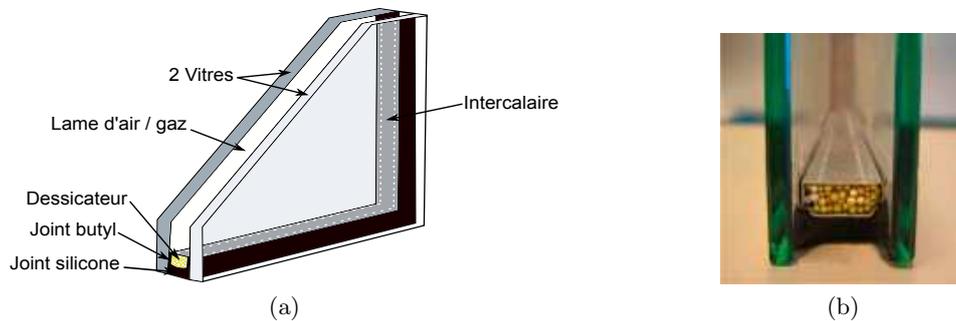


FIGURE 2.4 – Détails d'un double vitrage isolant.

D'après sa composition détaillée ci-dessus, la complexité géométrique et physique du double vitrage se situe au niveau de son système d'étanchéité sur toute la périphérie. Foret et al. [1] ont testé un double vitrage avec différents types de système d'étanchéité et les résultats indiquent qu'une forte dispersion peut être observée en basse fréquence notamment en dessous de 200 Hz où la résonance « masse-air-masse » domine. Pour cette raison, les propriétés du système d'étanchéité de la bordure du double vitrage isolant doivent être soigneusement identifiées. Dans ce contexte, nous avons cherché à concevoir un modèle simplifié mais représentatif du système d'étanchéité du vitrage de la fenêtre étudiée. À cette fin, une analyse modale expérimentale a été réalisée pour identifier les paramètres modaux de ce système qui seront utilisés ultérieurement pour recalibrer le modèle numérique équivalent.

### 2.3 Tests réalisés en vue de l'analyse modale expérimentale

L'analyse modale expérimentale d'une structure nécessite la mesure des fonctions de réponse en fréquence (FRF) qui expriment pour un système linéaire la relation entre la source d'excitation (entrée) et la réponse vibratoire (sortie) en différents points. À partir de là, il est possible de déterminer ses paramètres modaux (fréquences propres, déformées propres et amortissements modaux) à partir d'algorithmes dédiés [183].

#### 2.3.1 Protocole expérimental

Le dispositif classique de l'analyse modale expérimentale, présenté par la figure 2.5, est composé d'une source d'excitation permettant de solliciter la structure. Des capteurs sont mis en place et jumelés aux appareils électroniques d'amplification et de filtrage pour convertir le mouvement mécanique en un signal électrique. Ils permettent de mesurer les différents paramètres d'entrée et de sortie en termes

### 2.3. TESTS RÉALISÉS EN VUE DE L'ANALYSE MODALE EXPÉRIMENTALE

---

d'amplitude et de phase. Tous ces équipements sont liés à un analyseur de signal qui traite les signaux mesurés à l'aide des outils classiques du traitement du signal.

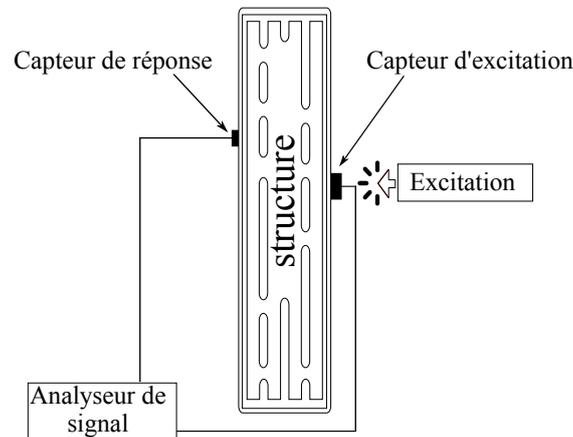


FIGURE 2.5 – Schéma de principe de l'analyse modale expérimentale.

Pour l'excitation, on peut utiliser une source acoustique ou une source mécanique. Le premier type d'excitation peut paraître simple du fait que l'excitation se fait, par exemple, par la mise en place d'un haut-parleur. Cependant, elle présente l'inconvénient de nécessiter un très haut niveau d'énergie afin de réussir à obtenir des vibrations structurales mesurables. Concernant l'excitation mécanique, elle se fait essentiellement par deux méthodes : soit avec un marteau d'impact, soit avec un pot vibrant. La première approche, dite du « roving hammer », consiste à exciter en plusieurs points la structure avec un marteau d'impact (figure 2.6a) et à définir les points de mesure comme points de référence. Le marteau est composé d'une tête fixe qui contient un capteur de force, d'un manche généralement en caoutchouc et de différents embouts d'impact (caoutchouc mou, nylon dur, aluminium, acier). Le choix de l'embout d'impact dépend de la plage fréquentielle d'intérêt qui s'élargit avec l'augmentation de la rigidité de cet élément. Contrairement au marteau d'impact, l'analyse modale avec des actionneurs mécaniques tels qu'un pot vibrant (figure 2.6b) consiste à fixer le point d'excitation (référence) et à mesurer la réponse de la structure en plusieurs points. Le pot vibrant est composé principalement d'un moteur électrodynamique et d'une partie mécanique mobile sur laquelle un piston rigide est monté et couplé directement à la structure [183]. La tête d'impédance placée sur l'axe de sollicitation mesure l'amplitude de la force excitatrice. Cette méthode permet de faire vibrer des structures relativement massives avec une excitation entretenue.

Pour étudier la réponse de la structure, l'accélération, la vitesse et le déplacement sont des informa-

### 2.3. TESTS RÉALISÉS EN VUE DE L'ANALYSE MODALE EXPÉRIMENTALE

---

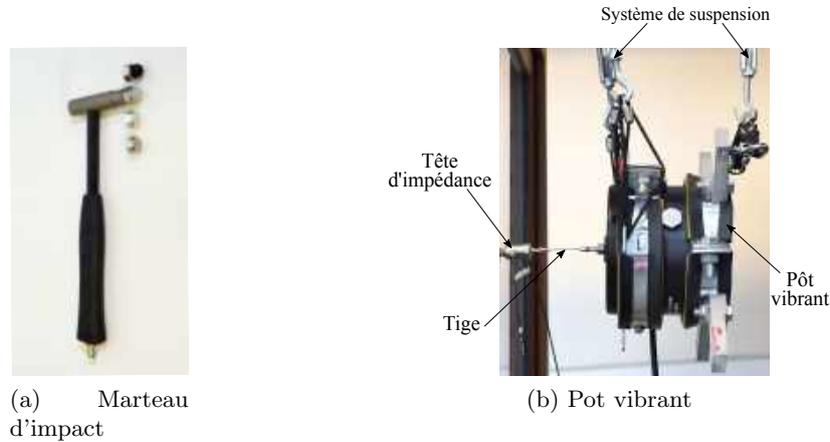


FIGURE 2.6 – Systèmes d'excitation mécanique pour l'analyse modale expérimentale.

tions indispensables pour l'analyse de son comportement dynamique. L'évaluation de ces paramètres peut se faire avec plusieurs techniques qui dépendent du domaine d'application. En ce qui concerne l'accélération, le choix de l'accéléromètre dépend de plusieurs paramètres tels que la bande passante (plage fréquentielle pour laquelle le capteur est utilisable), la sensibilité, la masse qui doit être négligeable par rapport à la structure et le nombre d'axes de mesure. Trois types d'accéléromètre sont classiquement utilisées : le piézorésistif, le capacitif et le piézoélectrique (figure 2.7a).

Une autre technique pour mesurer la réponse de la structure consiste à utiliser un vibromètre laser monopoint ou à balayage (figure 2.7b). Il s'agit d'un capteur de vibrations sans contact. Il incorpore une source de lumière monochromatique (laser) et un interféromètre. Ce dernier sert à la mesure de l'effet Doppler dû au mouvement de la surface vibrante entre le signal émis et le signal réfléchi permettant ainsi d'en déduire la fréquence et la phase de la vibration [183]. Un balayage automatique ou manuel de la surface est possible pour une estimation de ses déformées modales. Son intérêt majeur est que la mesure s'effectue à distance et qu'il n'est pas nécessaire d'utiliser plusieurs capteurs sur la structure quand une excitation stationnaire est imposée.

Dans le cadre de ces travaux de recherche, nous avons utilisé les deux approches décrites précédemment pour l'analyse modale des différents sous-systèmes de la fenêtre : la méthode d'impact (marteau de choc) et celle avec l'excitation par pot vibrant. De plus, la fenêtre étudiée étant en bois et vu la particularité de ce matériau, il est nécessaire de connaître en amont ses propriétés mécaniques, i.e. ses modules d'élasticité, dont la détermination fait l'objet des sections suivantes.



(a) Accéléromètre



(b) Vibromètre laser à balayage

FIGURE 2.7 – Systèmes de mesure de la réponse de l'analyse modale expérimentale.

### 2.3.2 Considérations pratiques

Avant d'entamer les analyses modales expérimentales, il est indispensable de vérifier le respect des hypothèses proposées telles les conditions aux limites et la linéarité du système étudié. De plus, certains critères, liés par exemple à l'excitation, peuvent influencer la qualité des mesures. Par conséquent, une vérification des données expérimentales s'avère nécessaire.

#### 2.3.2.1 Conditions libres

Afin de faciliter la mise en œuvre expérimentales, nous avons choisi d'utiliser des conditions aux limites de type libre-libre. Comme cela se fait classiquement, les structures étudiées ont donc été suspendues de façon à ne pas trop les contraindre. En pratique, l'utilisation de suspensions fait que les modes de corps rigide (correspondant à des mouvements d'ensemble de la structure) n'ont pas une fréquence propre strictement nulle. Pour s'assurer que la condition libre est respectée lors du test, Piersol et Paez [184] indiquent que la fréquence du mode d'ensemble de la structure doit être inférieure à un dixième de la première fréquence de résonance de la structure étudiée. Nous nous sommes donc assuré que cette condition était bien respectée lors des essais.

#### 2.3.2.2 Linéarité du système

Une hypothèse classique de la mécanique vibratoire est la linéarité du système étudié. Cependant, pour une structure complexe comme la notre, des non-linéarités peuvent apparaître pour différentes raisons telles que le comportement de certains matériaux, les liaisons entre les composants, le frot-

### 2.3. TESTS RÉALISÉS EN VUE DE L'ANALYSE MODALE EXPÉRIMENTALE

tement, etc. Il est donc impératif de s'assurer que la structure est globalement bien linéaire. Cette caractéristique se traduit par la réciprocité entre l'entrée et la sortie lors de l'essai ainsi que l'indépendance de la fonction de transfert au niveau de l'excitation. Pour des raisons de rapidité et de facilité, nous avons vérifié cette hypothèse en excitant la structure à l'aide d'un marteau d'impact.

#### — Réciprocité

La vérification de la réciprocité du problème consiste à retrouver les mêmes résultats en échangeant les points d'excitation et de mesure. Trois cas de figures ont été testés : celui où le point d'excitation et le point de mesure sont sur les vitres opposées (V1-V2), celui où un point est sur le cadre en bois et l'autre sur la vitre (C-V), et enfin le cas où les points d'excitation P1 et de mesure P2 sont sur la même vitre. Les résultats présentés en figure 2.8 montrent que la réciprocité est bien assurée puisque les courbes sont superposées à la suite de la permutation entre les points d'excitation et de mesure.

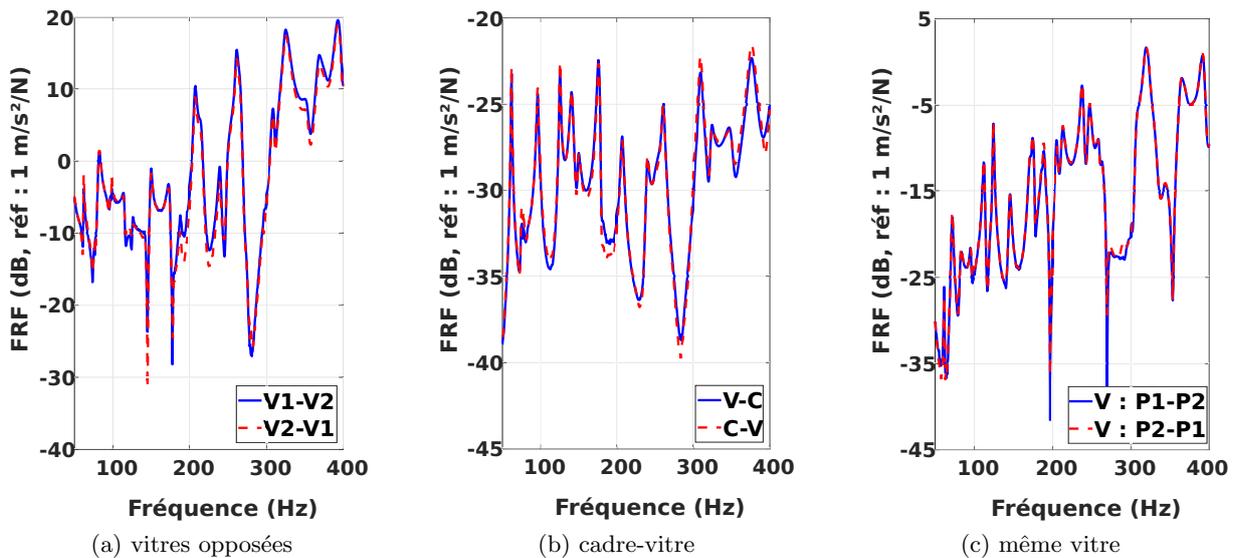


FIGURE 2.8 – Vérification de la réciprocité de l'essai.

#### — Indépendance vis-à-vis du niveau d'excitation

La linéarité du système se manifeste également par l'indépendance de la fonction de transfert de la structure suite à une variation du niveau d'énergie excitatrice. Plusieurs mesures d'accélération ont été faites pour différentes intensités de force (figure 2.9a). La figure 2.9b présente les résultats montrant que la fonction de transfert entre l'entrée et la sortie est inchangée dans la bande fréquentielle d'étude.

### — Bilan

Les résultats présentés ci-dessus révèlent bien que la fenêtre objet de cette étude se comporte de façon linéaire (la réponse est indépendante des points d'excitation et de mesure ainsi que du niveau de l'effort d'excitation).

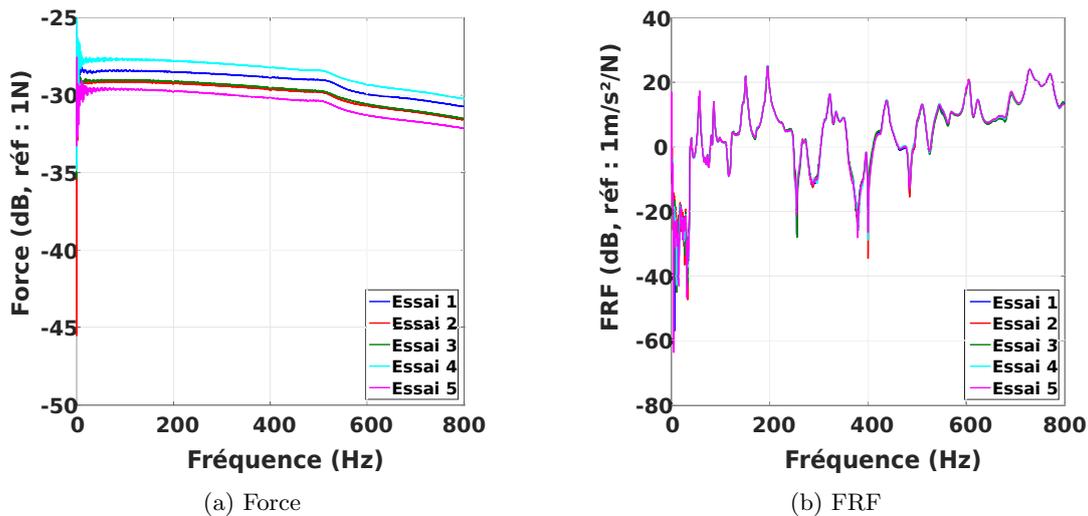


FIGURE 2.9 – Vérification de l'indépendance de la FRF au niveau d'excitation.

### 2.3.2.3 Critères de validité des mesures

Pour s'assurer de la bonne qualité des mesures, notamment pour le cas de la méthode avec le marteau d'impact où l'énergie excitatrice n'est pas contrôlée et l'excitation est manuelle, il faut vérifier deux critères principaux : le spectre d'effort et la cohérence. L'impulsion engendrée par le coup de marteau, qui se rapproche d'une fonction temporelle de type Dirac, se traduit par une fonction constante dans le domaine fréquentiel. Théoriquement, cela permet d'exciter tous les modes de la structures, mais en réalité, le spectre de la force décroît généralement en montant en fréquence. Il faut donc vérifier que l'essai s'effectue dans la plage utile du spectre de force. Donc, si l'atténuation de ce dernier ne dépasse pas les 10 dB pour toute la plage fréquentielle d'intérêt, alors la mesure est considérée de bonne qualité [183]. En complément, la cohérence est également utilisée comme un outil pour vérifier la qualité des données. Elle permet d'évaluer le rapport entre les signaux d'entrée et de sortie avec des valeurs de 0 à 1. Lorsque le signal est pur, le rapport des signaux est égal à l'unité, et chute au niveau des anti-résonances là où la structure ne répond pas à l'excitation.

### 2.3.3 Mesure des réponses en fréquence de la fenêtre et de ses sous-éléments

Pour le recalage du modèle numérique de la fenêtre, la société PASQUET Menuiserie nous a fourni deux fenêtres dont la seule différence est la configuration du vitrage avec une épaisseur totale identique de 28 mm dans les deux cas. La première a un double vitrage de type 6/18/4 et la deuxième 4/20/4. Pour analyser les différents constituants de la fenêtre, nous avons eu recours au démontage d'une des fenêtres pour recalibrer les modèles de ses sous-systèmes : le double vitrage, l'ouvrant et finalement la fenêtre entière. Nous avons décidé de ne pas toucher à l'autre pour s'assurer de sa conformité de montage.

Les deux approches utilisées pour mettre en œuvre l'analyse modale expérimentale décrites dans les sections précédentes sont utilisées. Pour les essais sur le double vitrage isolant, le cadre et l'ouvrant, la méthode de marteau d'impact est adoptée pour la plage [1 - 400 Hz] avec une résolution fréquentielle de 0,5 Hz. Cependant, pour la fenêtre complète, c'est la méthode d'excitation par port vibrant qui est employée pour la plage [1 - 800 Hz] avec une résolution fréquentielle de 0,5 Hz. Ce choix a été fait sur la base de considérations pratiques (facilité de montage, temps de mesure, etc.).

#### 2.3.3.1 Double vitrage isolant

La fenêtre démontée a un double vitrage de format 6/18/4 ce qui signifie qu'il est composé de deux vitres de 6 mm et 4 mm d'épaisseur, séparées par 18 mm d'argon. Cette configuration est l'une des plus courantes bien qu'il en existe d'autres, tels que 10/14/4 ou 6/16/6. Le double vitrage mesure 0,581 m de largeur et 1,309 m de hauteur (figure 2.10). Pendant l'essai, ce système vitré a été suspendu à ces extrémités grâce à des porte-panneaux de façon à se rapprocher le plus possible des conditions libres (figure 2.10).

Pour une bonne visualisation des déformées modales, un maillage de 153 points de mesure régulièrement espacés (soit  $9 \times 17$ ) a été défini (voir figure 2.11). Dans cette approche, le double vitrage est excité en tout point du maillage de mesure par un marteau de choc muni d'un embout nylon dur. La mesure de la réponse vibratoire est effectuée à l'aide de 3 accéléromètres de référence placés sur la vitre de 4 mm aux nœuds 27, 96 et 129 (correspondant respectivement aux points R1, R2 et R3 de la figure 2.11). L'excitation est imposée sur la même vitre. Pour chaque mesure des fonctions de transfert, 3 moyennes ont été réalisées.

### 2.3. TESTS RÉALISÉS EN VUE DE L'ANALYSE MODALE EXPÉRIMENTALE



FIGURE 2.10 – Double vitrage suspendu.

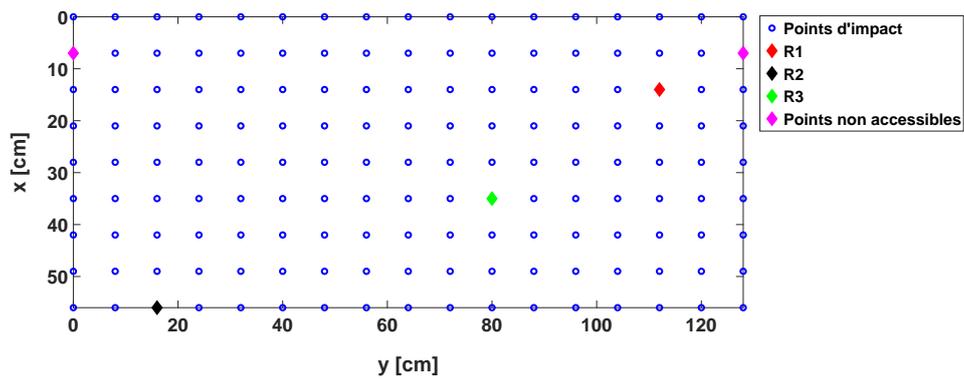


FIGURE 2.11 – Maillage du double vitrage pour l'analyse modale expérimentale.

### 2.3. TESTS RÉALISÉS EN VUE DE L'ANALYSE MODALE EXPÉRIMENTALE

La force excitatrice et la cohérence sont présentées sur la figure.2.12. L'effort d'entrée peut être considéré constant sur toute la bande fréquentielle puisque l'atténuation maximale à 400 Hz ne dépasse pas 4 dB. Pour la cohérence, sa moyenne pour le premier et le troisième accéléromètre de référence est supérieure à 0,9 à partir de 15 Hz. Pour le deuxième accéléromètre collé sur le bord de la structure cette valeur est atteinte à 20 Hz. Ces résultats montrent que les mesures sur le double vitrage peuvent être exploitées pour extraire les paramètres modaux de cet élément.

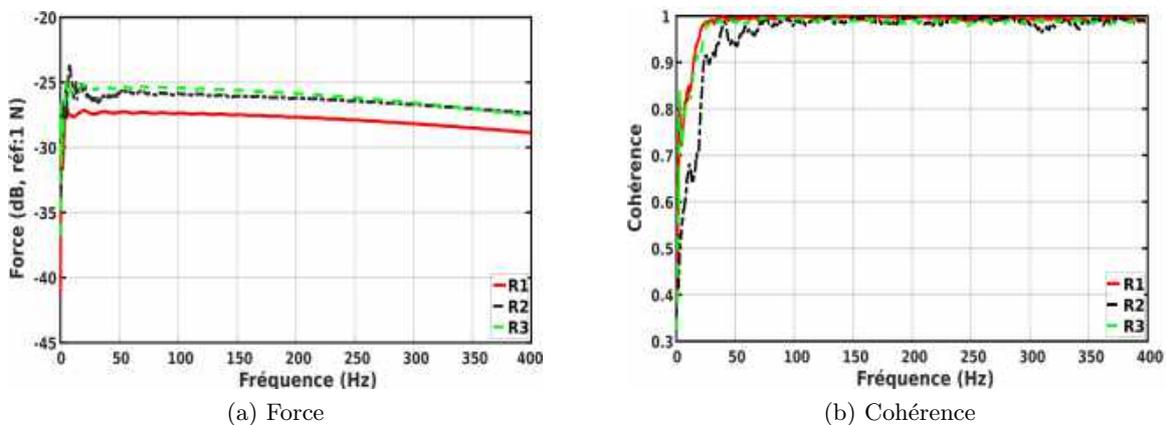


FIGURE 2.12 – Vérification de la qualité de mesure de l'analyse modale expérimentale de double vitrage isolant.

#### 2.3.3.2 Cadre de l'ouvrant

Le cadre testé est celui qui enchâsse le double vitrage étudié dans la section précédente et mesure environ 0,72 m de largeur et 1,425 m de hauteur. Pendant l'essai, ce système a été suspendu au niveau des deux paumelles aux extrémités (voir figure 2.13).

Pour la visualisation des déformées modales, un maillage de 132 points de mesure régulièrement espacés (soit  $4 \times 25 + 4 \times 8$ ) a été défini et est présenté sur la figure 2.11. Comme pour le double vitrage, l'approche « roving hammer » a été optée avec une excitation en tout point du maillage par le marteau de choc. L'embout d'aluminium a été utilisé pour fournir un niveau suffisant d'effort excitateur. Deux accéléromètres de référence sont utilisés pour mesurer la réponse vibratoire. Pour chaque mesure des fonctions de transfert, 3 moyennes ont été réalisées.

La force excitatrice et la cohérence sont présentées sur la figure 2.15. L'effort d'entrée peut être considéré constant sur toute la bande fréquentielle puisque l'atténuation maximale à 400 Hz ne dépasse

### 2.3. TESTS RÉALISÉS EN VUE DE L'ANALYSE MODALE EXPÉRIMENTALE

---

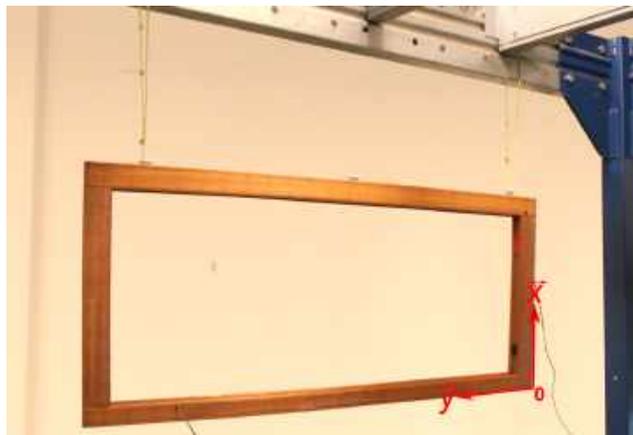


FIGURE 2.13 – Cadre de l'ouvrant suspendu.

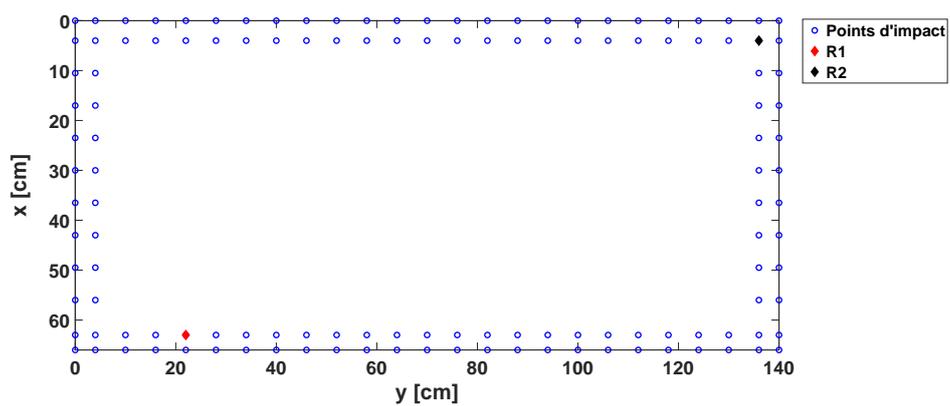


FIGURE 2.14 – Maillage du cadre de l'ouvrant pour l'analyse modale expérimentale.

### 2.3. TESTS RÉALISÉS EN VUE DE L'ANALYSE MODALE EXPÉRIMENTALE

pas les 4 dB. Pour la cohérence, sa moyenne pour les deux accéléromètres de référence est supérieure à 0.9 pour toute la gamme de fréquence. Ces résultats montrent que les mesures sur le cadre de l'ouvrant peuvent être exploitées pour extraire les paramètres modaux de ce composant.

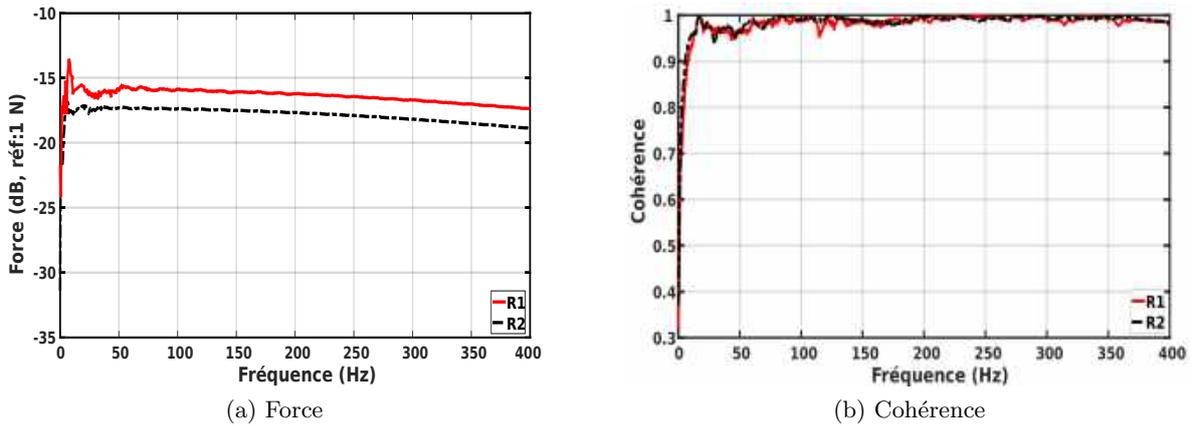


FIGURE 2.15 – Vérification de la qualité de mesure de l'analyse modale expérimentale du cadre.

#### 2.3.3.3 Ouvrant complet

Le même dispositif que celui utilisé pour le cadre a été utilisé pour l'ouvrant. L'étude est faite sur les deux ouvrants de la fenêtre avec le double vitrage 4/20/4 afin d'étudier la variabilité. L'ouvrant est suspendu au niveau des deux paumelles aux extrémités du cadre comme le montre la figure 2.16.

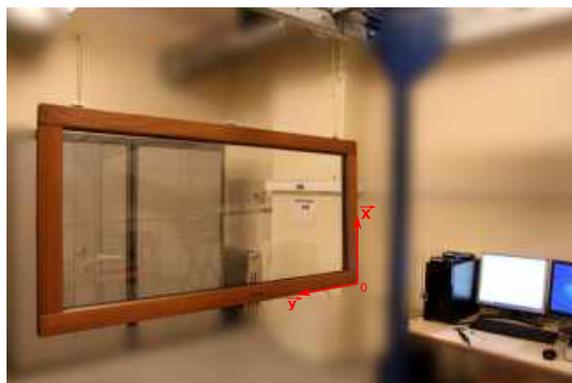


FIGURE 2.16 – Ouvrant suspendu.

Pour visualiser les déformées modales, un maillage de 252 points de mesure régulièrement espacés (soit  $12 \times 21$ ) a été défini et présenté en figure 2.17. Pour l'excitation, nous avons alterné entre l'embout en nylon dur pour l'excitation sur la vitre et celui en aluminium pour les points du cadre afin de fournir

### 2.3. TESTS RÉALISÉS EN VUE DE L'ANALYSE MODALE EXPÉRIMENTALE

un niveau d'excitation suffisant. Deux accéléromètres de référence ont été utilisés, l'un sur le cadre en bois et l'autre sur la vitre. Une moyenne de trois coups par mesure est également considérée.

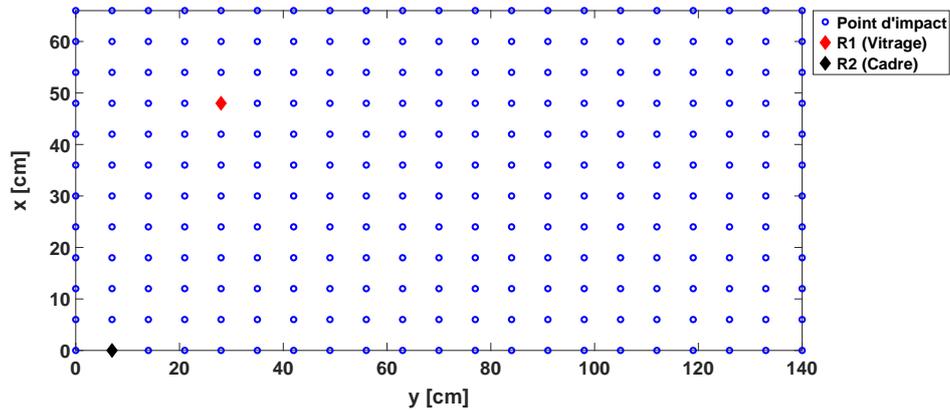


FIGURE 2.17 – Maillage de l'ouvrant pour l'analyse modale expérimentale.

La force excitatrice et la cohérence sont présentées sur la figure 2.18. L'effort d'entrée peut être considéré constant sur toute la bande fréquentielle puisque l'atténuation maximale des deux accéléromètres à 400 Hz ne dépasse pas les 4 dB. La cohérence des mesures réalisées est bonne sur la plage de fréquence allant de 30 Hz à 400 Hz avec une valeur moyenne supérieure à 0,9 pour les deux accéléromètres de référence. Entre 10 Hz et 30 Hz, cet indicateur est compris entre 0,7 et 0,9. L'analyse de ces résultats indiquent que les mesures sont de bonne qualité et peuvent donc être utilisées en vue de l'extraction des paramètres modaux de l'ouvrant.

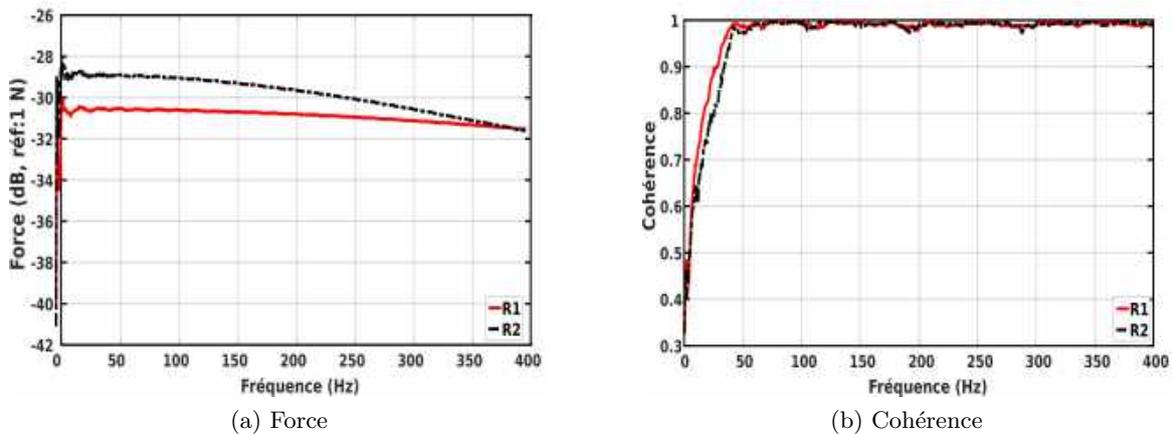


FIGURE 2.18 – Vérification de la qualité de mesure de l'analyse modale expérimentale de l'ouvrant.

### 2.3.3.4 Fenêtre complète

Pour la caractérisation de la fenêtre complète, l'excitation par le pot vibrant a été utilisée. Nous avons choisi cette technique car elle permet de fournir un niveau d'énergie suffisant et contrôlable pour une mesure précise. De plus, elle permet de libérer l'opérateur durant le test.

Comme on peut le voir sur la figure 2.19, la fenêtre complète composée des deux ouvrants et du dormant est suspendue à travers les deux paumelles supérieures. Le pot vibrant a été également suspendu en parallèle de la structure avec un support réglable permettant d'optimiser sa position afin que l'excitation soit toujours normale à la vitre excitée. La tige utilisée permet de connecter le pot vibrant à une tête d'impédance (voir figure 2.6b). Cette dernière, collée avec de la cire, permet une mesure co-localisée de la force et de l'accélération au point d'excitation. Pour le maillage, nous avons conservé celui utilisé pour les deux ouvrant avec l'ajout des nœuds sur le dormant, ce qui fait au final 600 points de mesure.

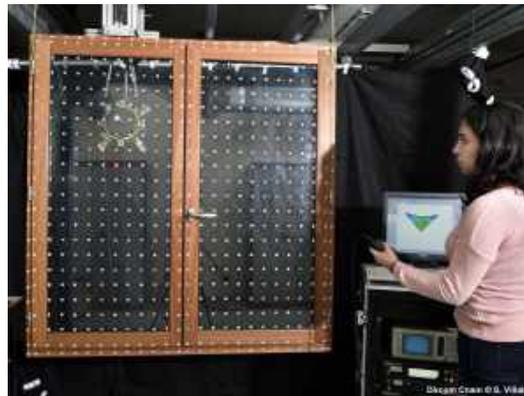


FIGURE 2.19 – Fenêtre à deux vantaux suspendue.

Avant de commencer l'analyse, il faut bien choisir le point auquel le pot vibrant sera fixé pour exciter le maximum de modes de la fenêtre. Pour cela, un essai préliminaire avec le marteau de choc a été réalisé. Étant donné la symétrie de la fenêtre, et pour des contraintes de suspension du pot vibrant, nous avons choisi de nous limiter au quart supérieur gauche de la fenêtre. Pour cela, 24 points ont été excités sur la face où le pot vibrant va être fixé. Il s'agit de 20 points sur la vitre et 4 points sur le cadre en bois (figure 2.20). Quatre accéléromètres ont été placés sur la face avant, qui correspond à la face sur laquelle les vibrations sont mesurées par le vibromètre laser. Les coordonnées des premiers points excités respectivement notés 1 et B1 pour la vitre et le cadre en bois, sont présentées dans la

### 2.3. TESTS RÉALISÉS EN VUE DE L'ANALYSE MODALE EXPÉRIMENTALE

figure 2.20. Les points sont espacés de 6 cm selon  $\vec{x}$  et de 7 cm selon  $\vec{y}$ . Les résultats de ce test sur les 20 premiers points (de B1 à 20) sont présentés sur la figure 2.21. On remarque que les FRF s'atténuent en montant en fréquence et que les pics sont moins visibles lorsqu'on excite sur le cadre. Cela peut être expliqué par l'amortissement ajouté par le joint installé entre le dormant et les ouvrants. Les réponses en fréquence obtenues suite à l'excitation sur la vitre ne présentent pas de différences significatives et permettent de bien identifier les modes de la fenêtre même pour les plus hautes fréquences. Nous avons finalement choisi le point 8 à cause des contraintes de montage du pot vibrant.

Une fois l'essai terminé, il faut s'assurer que le balayage de la structure par le vibromètre laser est bien effectué et que la réponse de tous les nœuds du maillage est enregistrée. Dans notre cas, et après plusieurs réglages, une mesure de tous les points est obtenue (voir figure 2.22).

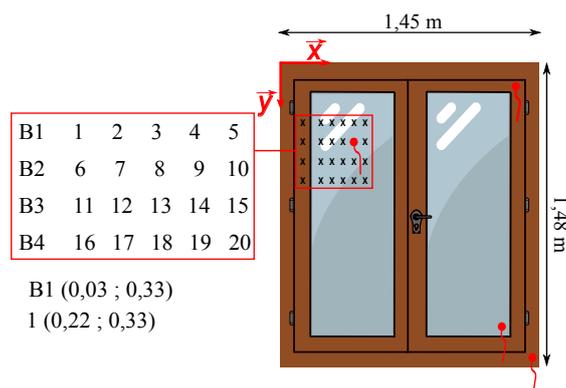


FIGURE 2.20 – Choix de point de fixation du pot vibrant sur le fenêtre.

Pour cet essai, le pot vibrant excite la fenêtre avec un bruit blanc dont l'énergie est concentrée dans la bande de fréquence d'intérêt. La cohérence est présentée en figure 2.23. Jusqu'à 400 Hz, elle est supérieure à 0,7 sauf pour quelques anti-résonances ce qui est normal avec ce type d'excitation. Au delà, elle diminue jusqu'à 0,6 à 800 Hz. Les chutes pour les fréquences modulo 50 Hz, correspondent aux résonances du système électrique du laboratoire. L'analyse de la courbe de cohérence indique que, dans la plage fréquentielle d'intérêt, les mesures peuvent être considérées satisfaisantes.

Une fois les analyses modales expérimentales réalisées, nous pouvons passer à l'extraction des paramètres modaux qui seront utilisés pour recalculer les modèles numériques équivalents de la fenêtre et ses sous-systèmes.

### 2.3. TESTS RÉALISÉS EN VUE DE L'ANALYSE MODALE EXPÉRIMENTALE

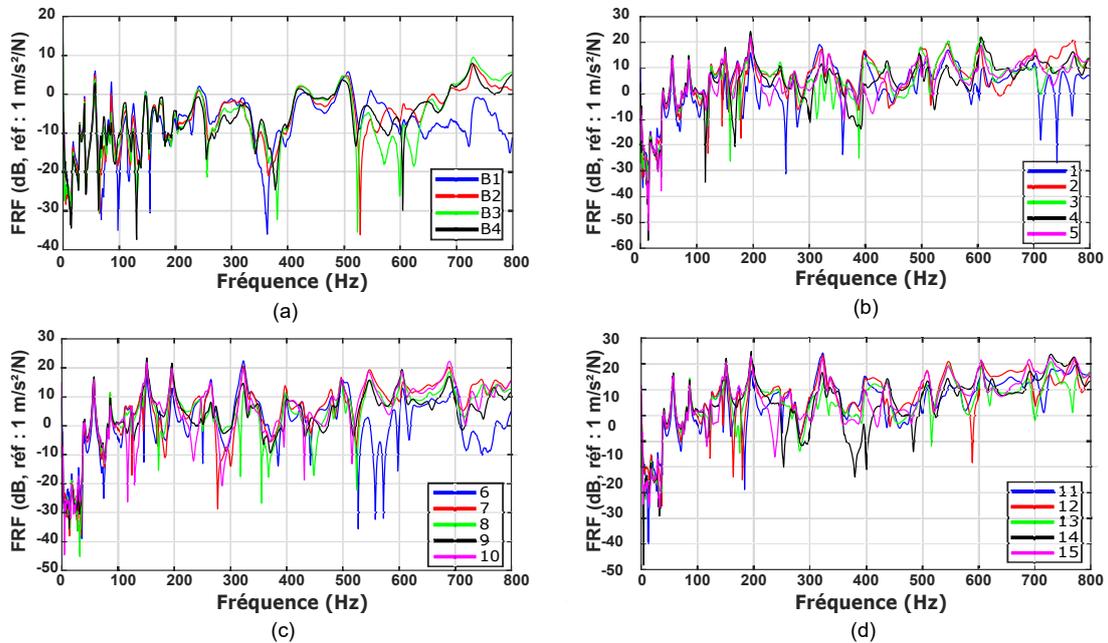


FIGURE 2.21 – FRF des points testés pour le choix de la position du pot vibrant sur le fenètre (a) 4 points sur le bois - Points sur la vitre : (b) de 1 à 5 (c) de 6 à 10 (d) de 11 à 15

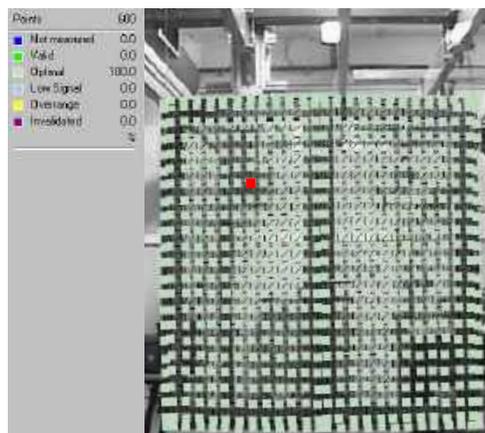


FIGURE 2.22 – Vérification du balayage de la fenètre par le vibromètre laser.

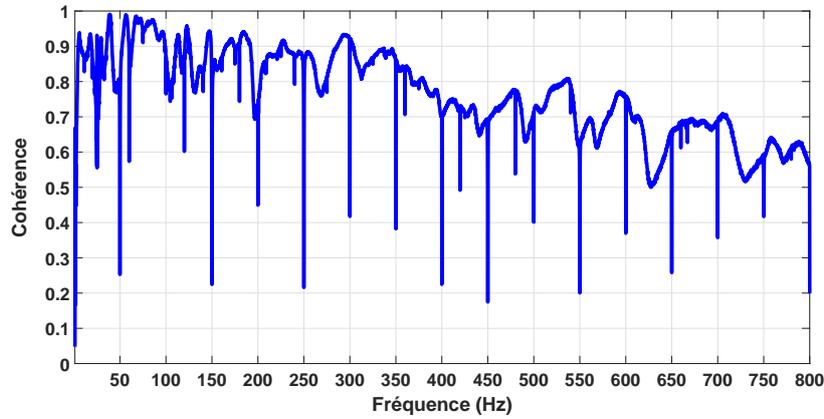


FIGURE 2.23 – Cohérence moyenne de l'analyse modale expérimentale de la fenêtre.

## 2.4 Identification et recalage des modèles numériques

L'objectif de cette partie est de créer des modèles éléments finis représentatifs des principaux composants de la fenêtre. Cette étape se base sur les paramètres modaux extraits des analyses modales détaillées précédemment.

### 2.4.1 Considérations pratiques

Cette partie est consacrée à la présentation des points importants pour le traitement des données expérimentales en vue de l'identification des paramètres modaux des structures. Nous allons également détailler les simplifications adoptées lors de la création des modèles numériques équivalents de ces structures. Nous analyserons finalement les critères que ces modèles numériques doivent respecter vis-à-vis des mesures expérimentales.

#### 2.4.1.1 Identification des paramètres modaux

Pour le post-traitement des données expérimentales, une boîte à outil Matlab<sup>®</sup> a été développée au cours de cette thèse et comprend plusieurs approches comme LSCF [185] et sa version de polyréférence [186]. Cette boîte à outils est constituée de plusieurs routines, permettant d'établir l'identification pas à pas de la structure (fréquences propres, amortissement et formes modales) à partir de données expérimentales.

Pour estimer plus précisément le nombre de modes de vibration dans la bande de fréquence d'inté-

rêt, on étudie l'évolution en fréquence de l'indicateur CMIF (Complex Mode Indicator Function) [187]. Cet indicateur permet notamment de détecter la présence de modes multiples.

L'apparition des pôles sur le diagramme de stabilité dépend de plusieurs paramètres notamment la plage de fréquence sélectionnée, le nombre d'excitations et l'ordre de modèle choisi. La clarté du diagramme facilite le processus d'identification, dans le sens où cela permet de sélectionner facilement les pôles stables. Les modes qui apparaissent comme pôle stable en fréquence et en amortissement à l'ordre maximum du modèle seront sélectionnés. Dans cette étude, l'identification modale est restreinte à la bande fréquentielle allant jusqu'au 180 Hz avec un ordre égale à 200.

### 2.4.1.2 Création des modèles numériques

La complexité de la fenêtre nous a amenés à ne pas modéliser la géométrie exacte mais à concevoir un modèle équivalent. Lors de la création des modèles numériques, nous avons utilisé des hypothèses simplificatrices à différents niveaux afin de limiter la taille du maillage, la quantité de mémoire nécessaire et le temps de calcul. Les simplifications adoptées concernent :

- **les caractéristiques matériaux** : les matériaux des composants de la fenêtre sont multiples avec des caractéristiques très variées. Par exemple, le caoutchouc des joints, classé dans la catégorie des élastomères, a un comportement viscoélastique. Le bois a des propriétés mécaniques qui dépendent des conditions extérieures telles que la température et l'humidité, etc. De plus, chaque matériau a des propriétés d'amortissement spécifiques ;
- **les géométries** : les différentes pièces ont des formes plus au moins complexes avec un contraste de taille allant de 3 mm pour les cales de vitrage à 1,48 m pour le battant du dormant. Donc, pour simplifier la résolution des systèmes d'équations et réduire leurs tailles, des simplifications ont été faites. Par exemple, le modèle des plaques est utilisé pour modéliser les vitres ;
- **les liaisons** : la fenêtre contient plusieurs types de liaisons pour assembler ses composants. La prise en compte de ces jonctions conduit à une grande difficulté lors de la création du modèle numérique. Elle nécessite une conception fine puisque les liaisons peuvent par exemple être une source de phénomènes dissipatifs tels que le frottement. Par conséquent, l'idée est d'essayer de les simplifier pendant la modélisation tout en essayant de garantir une réponse du modèle numérique représentative des phénomènes vibratoires observés.

## 2.4. IDENTIFICATION ET RECALAGE DES MODÈLES NUMÉRIQUES

---

Les pièces sont conçues avec le logiciel SOLIDEDGE qui est un logiciel de conception assistée par ordinateur (CAO). Elles sont ensuite exportées sous format PARASOLID dans PATRAN qui est un pré/post-processeur du solveur NASTRAN. Pour les conditions aux limites, nous avons considéré une structure libre pour toutes les analyses de ce chapitre.

### 2.4.1.3 Critères de validité des modèles numériques recalés

Pour valider les modèles numériques recalés, une confrontation doit être faite avec les résultats expérimentaux. Certains critères permettent d'évaluer qualitativement et quantitativement le degré de corrélation dynamique entre le calcul et l'essai. Pour ces analyses, nous avons choisi l'erreur relative des fréquences propres et le MAC (Modal Assurance Criterion). L'erreur relative  $\epsilon_i$ , calculée entre les fréquences propres extraites de l'analyse modale expérimentale  $f_i^{exp}$  et celles du modèle recalé  $f_i^{num}$ , est définie par :

$$\epsilon_i = \frac{f_i^{exp} - f_i^{num}}{f_i^{exp}}, \quad (2.1)$$

Le MAC quantifie pour sa part la similarité entre les déformées modales [188]. Il est défini par :

$$MAC = \frac{|\phi_{exp}^H \phi_{num}|^2}{(\phi_{exp}^H \phi_{exp}) (\phi_{num}^H \phi_{num})}, \quad (2.2)$$

avec  $\phi_{exp}$  et  $\phi_{num}$  les modes expérimentaux et numériques à comparer et  $H$  la transposée hermitienne. Les valeurs du MAC sont comprises entre 0 et 1. Quand la valeur est proche de 1, les vecteurs des déformées sont colinéaires. Cependant, quand elle est proche de 0 alors les vecteurs des deux modes ne sont pas colinéaires et donc les déformées sont très différentes.

### 2.4.2 Recalage du double vitrage isolant

Le premier composant à recalé est le double vitrage isolant. Les géométries des vitres et de la cavité acoustique remplie d'argon sont simples et connues. Cependant, et comme nous l'avons déjà évoqué, la complexité réside dans le système d'étanchéité sur la périphérie de l'élément. Les caractéristiques du modèle éléments finis conçu pour représenter au mieux le comportement réel du double vitrage sont présentées ci-après.

### 2.4.2.1 Modèle numérique recalé du double vitrage

**Géométrie** : Le modèle numérique du double vitrage isolant est constitué de deux plaques 2D représentant les deux vitres de 6 mm et 4 mm. Pour le système d'étanchéité, rassemblant l'intercalaire (appelé aussi espaceur), le dessiccateur et les deux barrières d'étanchéité, un solide équivalent de 18 mm d'épaisseur et 10 mm de hauteur est défini et sera appelé « intercalaire équivalent ». Ce composant s'étend sur toute la périphérie du double vitrage. La cavité acoustique de 18 mm d'épaisseur remplie d'argon est délimitée par l'intercalaire.

**Maillage** : La discrétisation par éléments finis est faite avec un maillage compatible en utilisant des éléments quadrangles linéaires (QUAD4) pour les vitres et des éléments hexaédriques linéaires (HEX8) pour l'intercalaire équivalent et l'argon (voir figure 2.24). Le modèle contient environ 36 000 degrés-de-liberté (ddl). Le choix de maillage ainsi que les détails seront discutés dans le chapitre suivant.

**Propriétés des matériaux** : Pour l'argon, la vitesse du son est  $c_0 = 317$  m/s à 20°C et sa densité est  $\rho_0 = 1,6$  kg/m<sup>3</sup>. Les propriétés mécaniques du verre sont  $E_g = 60$  GPa ;  $\nu_g = 0,23$  et  $\rho_g = 2450$  kg/m<sup>3</sup>. Concernant l'intercalaire équivalent, sa masse et par la suite sa masse volumique sont calculées à partir des différents composants du système d'étanchéité. Le tableau 2.1 présente les propriétés de l'intercalaire, du butyl et du silicone de la première et deuxième barrière d'étanchéité. De plus, la masse indicative par mètre linéaire de tamis moléculaire est d'environ 62 g/m. Tout calcul fait, on obtient une masse volumique équivalente notée  $\rho_{eq}$  de 1523 kg/m<sup>3</sup>. Le module de rigidité est, quant à lui, calibré à partir des résultats de l'AME. Des itérations ont été faites afin d'obtenir une erreur relative maximale sur la première fréquence de résonance de 1%. Afin de prendre en compte la dissipation, un amortissement forfaitaire de 1% a été défini pour les différents matériaux.

TABLE 2.1 – Propriétés des composants du système d'étanchéité du double vitrage isolant.

| Composant                   | Intercalaire           | 1 <sup>ère</sup> barrière d'étanchéité | 2 <sup>ème</sup> barrière d'étanchéité |
|-----------------------------|------------------------|--|--|
| Matériau                    | aluminium              | butyl                                  | silicone                               |
| $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> ) | 2700                   | 1200                                   | 1200                                   |
| $V$ (m <sup>3</sup> )       | $2,005 \times 10^{-4}$ | $1,323 \times 10^{-5}$                 | $2,0412 \times 10^{-4}$                |
| $m$ (kg)                    | 0,541                  | 0,0159                                 | 0,245                                  |

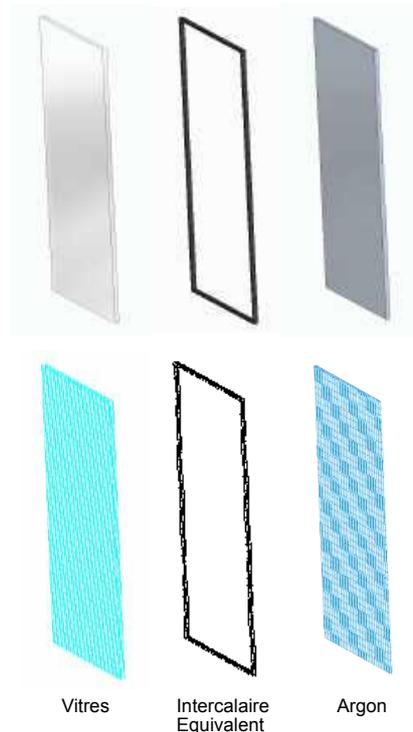


FIGURE 2.24 – Géométries et maillages des sous-systèmes du modèle recalé de double vitrage isolant.

### 2.4.2.2 Comparaison calcul/essai

La figure 2.25 présente le diagramme de stabilité à partir duquel on peut voir que la structure présente environ une vingtaine de fréquences de résonance en-dessous de 180 Hz dont la première est à 29,9 Hz. Dans cette gamme fréquentielle, les modes du double vitrage sont bien séparés et identifiables.

Les itérations faites sur le module d'Young de l'intercalaire équivalent nous a permis d'aboutir à une valeur de 100 MPa. Les dix premières fréquences de résonance de la structure obtenues à partir du modèle éléments finis recalé et de l'analyse expérimentale ainsi que les erreurs relatives associées sont données dans le tableau 2.2. Pour rappel, le recalage du modèle se fait par rapport à la première fréquence propre. Les autres fréquences sont présentées pour la vérification. On constate que les décalages fréquentiels sont satisfaisants avec un écart maximal de 7,3%, observée pour le mode 8.

Les déformées modales correspondantes sont présentées dans la figure 2.26. Globalement, on remarque une très bonne concordance entre la modélisation et l'expérience sauf pour les modes 7 et 9. Le MAC présenté sur la figure 2.27 confirme ces constatations. En effet, ses valeurs diagonales sont supérieures à 0,7 pour tous les modes à l'exception des modes 7 et 9.

## 2.4. IDENTIFICATION ET RECALAGE DES MODÈLES NUMÉRIQUES

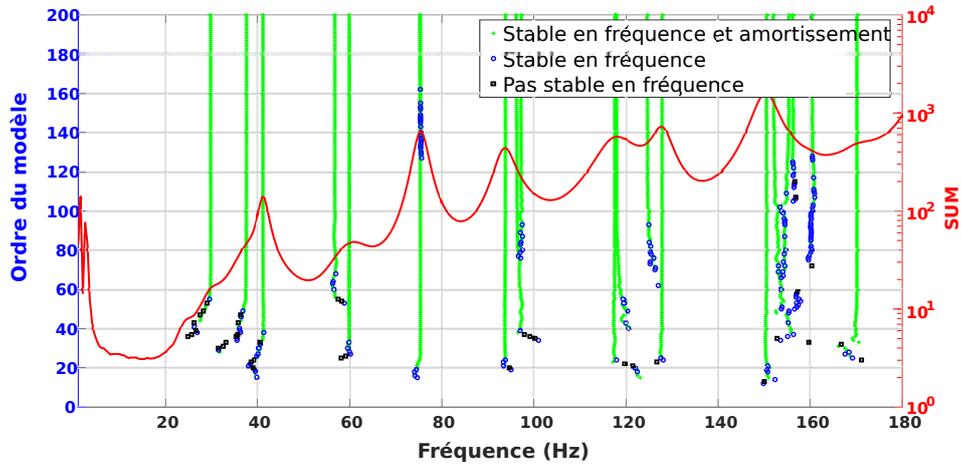


FIGURE 2.25 – Diagramme de stabilité du double vitrage isolant.

TABLE 2.2 – Comparaison des fréquences propres expérimentales et numériques du double vitrage isolant.

| Mode                | 1    | 2    | 3    | 4    | 5    | 6    | 7    | 8     | 9     | 10    |
|---------------------|------|------|------|------|------|------|------|-------|-------|-------|
| Expérimentale (Hz)  | 29,9 | 37,7 | 41,2 | 56,8 | 60   | 75,5 | 93,9 | 94    | 98,4  | 117,6 |
| Numérique (Hz)      | 29,8 | 36,6 | 38,7 | 56,4 | 63,8 | 72,9 | 98,9 | 100,9 | 102,7 | 113,9 |
| Erreur relative (%) | 0,3  | 2,9  | 6,1  | 0,7  | -6,3 | 3,4  | -5,3 | -7,3  | -4,4  | 3,1   |

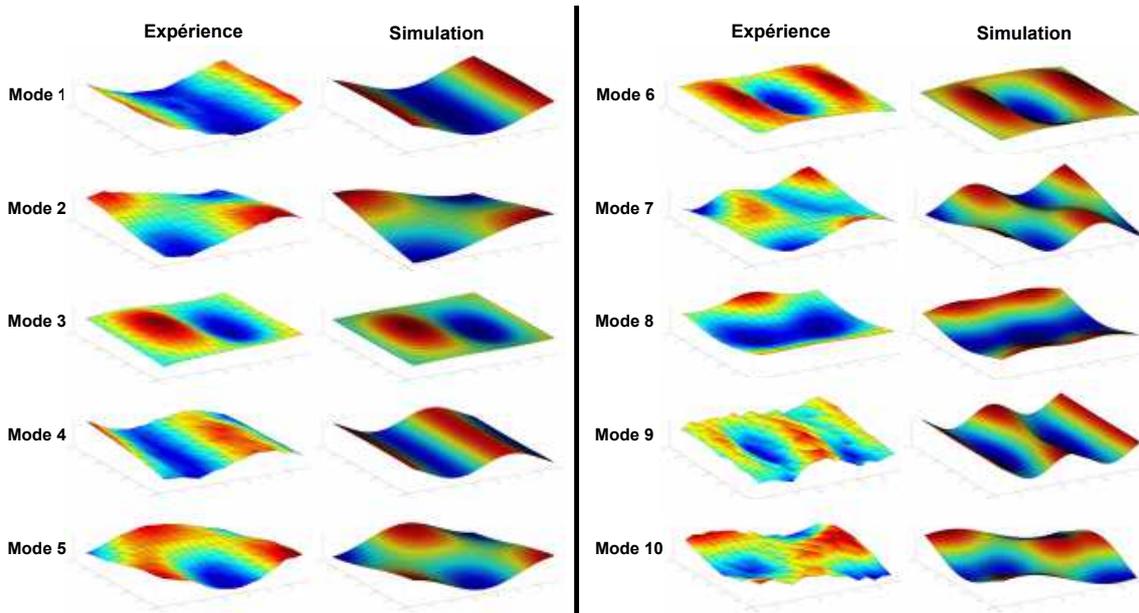


FIGURE 2.26 – Comparaison des modes propres expérimentaux et numériques du double vitrage isolant.

## 2.4. IDENTIFICATION ET RECALAGE DES MODÈLES NUMÉRIQUES

Pour les éléments (3,4) et (4,3) de la matrice qui présentent la similarité entre les modes 3 et 4, la valeur de MAC est à peu près égale à 0,6. Les parties centrales des vitres vibrent globalement de la même façon pour les deux modes. Cependant les bords sont fixes pour le 3<sup>ème</sup> mode et se déplacent pour le 4<sup>ème</sup> mode (voir figure 2.26). Pour une structure aussi complexe, les résultats sont jugés satisfaisants.

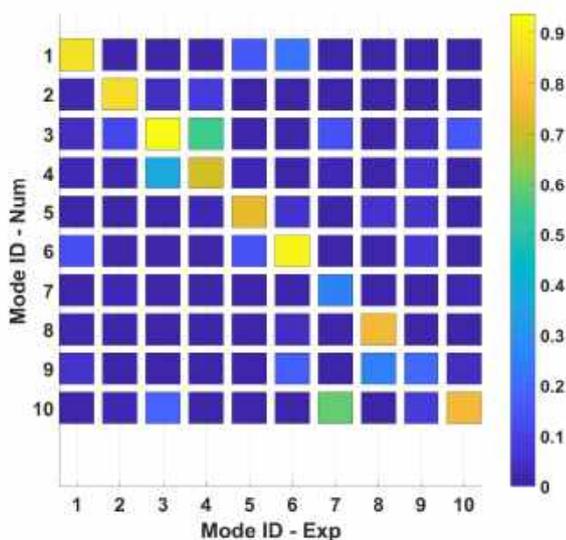


FIGURE 2.27 – Matrice de MAC comparant les déformées modales expérimentales et numériques du double vitrage isolant.

### 2.4.3 Recalage du cadre de l'ouvrant

En plus de la géométrie et des liaisons, la rigidité du bois est un autre point qui doit être pris en compte lors de l'étude de ce type de menuiserie. Comme nous le verrons ci-dessous, le bois peut être considéré comme un matériau isotrope transverse dont la matrice de souplesse est définie par 5 paramètres indépendants. Nous nous limitons ici au recalage des modules d'Young longitudinal  $E_L$  et transversal  $E_T$ . Le module  $E_L$  est déterminé en se basant sur la théorie des poutres et  $E_T$  par le recalage du modèle numérique du cadre par rapport à la première fréquence de résonance expérimentale.

#### 2.4.3.1 Détermination du module d'Young longitudinal du bois

Différents modèles peuvent être utilisés en théorie des poutres, parmi lesquels, il existe deux modèles de base : celui de Timoshenko dans lequel l'inertie rotationnelle et le cisaillement transversal sont pris en compte, et le modèle le plus simple, celui d'Euler-Bernoulli [189]. Pour ce dernier, on néglige l'effet de

cisaillement et on suppose donc qu'après la déformation, les sections droites restent perpendiculaires à l'axe neutre. Cette hypothèse est légitime pour les premiers modes de vibration. Elle sera donc utilisée pour recalibrer la composante axiale de rigidité du battant du cadre par rapport à sa première fréquence de résonance expérimentale.

Vu le caractère anisotrope du bois, nous avons choisi de calculer une valeur moyenne du module d'Young longitudinal  $E_L$ . À cette fin, trois essais sont réalisés :

- flexion suivant la direction  $\vec{y}$ ;
- flexion suivant la direction  $\vec{z}$ ;
- compression suivant l'axe  $\vec{x}$ .

Les battants et l'ouvrant ont une section variable suivant leur longueur. Afin de réduire les incertitudes de mesure et de calcul des moments d'inertie, nous gardons uniquement la partie avec une section constante. Il s'agit finalement d'une poutre de longueur  $L=1,328$  m et de section  $S=19,32$  cm<sup>2</sup>.

Pour la mesure des réponses en fréquence, la poutre est suspendue avec deux fils élastiques au niveau des nœuds modaux du premier mode. On a choisi un repère global pour la poutre de façon à ce que la direction  $\vec{x}$  soit celle suivant sa longueur, les directions  $\vec{y}$  et  $\vec{z}$  représentent les deux directions transverses (voir figure 2.28a). L'embout en acier inoxydable du marteau de choc est utilisé afin de solliciter la structure avec un niveau d'énergie suffisant. L'excitation ainsi que la mesure de l'accélération sont faites au niveau de la ligne moyenne de la poutre afin d'éviter au maximum les modes de torsion tout en veillant à ce que les vibrations soient dans le plan vertical de sollicitation (voir figure 2.28b). L'influence de la masse des accéléromètres sur les fréquences propres est considérée comme négligeable puisque leur masse totale était inférieure à 5% de la masse de la poutre en bois. Le volume et la masse de la poutre sont utilisés pour déterminer la masse volumique du bois massif qui vaut 648 kg/m<sup>3</sup>.

### — Vibrations en flexion de la poutre

Pour une poutre homogène de longueur  $L$  et de section  $S$ , les pulsations propres en flexion  $\omega_{f_n}$  sont données par :

$$\omega_{f_n} = \left( \frac{k_n L}{L} \right)^2 \sqrt{\frac{EI}{\rho S}}, \quad (2.3)$$

ce qui permet de calculer le module d'Young comme suit :

$$E = \frac{\omega_{f_n}^2 \rho S}{k_n^4 I}. \quad (2.4)$$

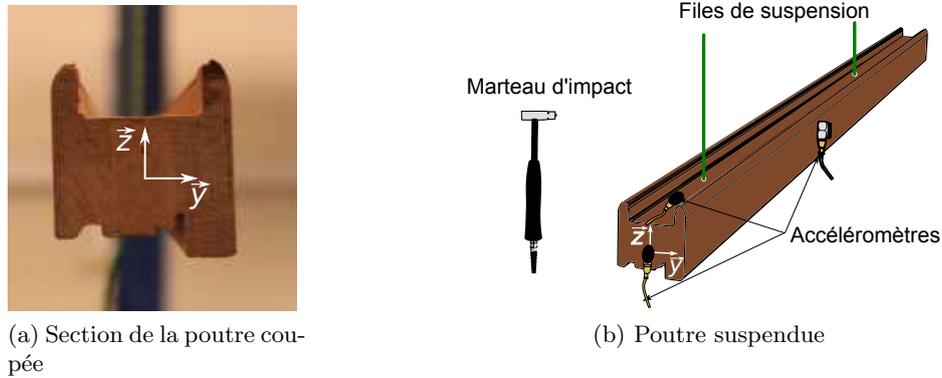


FIGURE 2.28 – Battant suspendu pour la mesure des FRF.

avec  $\rho$  la masse volumique,  $I$  le moment quadratique et  $k_i$  les solutions de l'équation caractéristique  $\cos(kL) \cosh(kL) = 1$ . Pour une poutre libre à ses deux extrémités, on obtient alors :  $k_1L \simeq 4,73$ ,  $k_2L \simeq 7,85$  et  $k_{i>2}L = (2k + 1)\frac{\pi}{2}$  (pour  $i > 2$ ).

L'équation (2.4) est donc utilisée pour le calcul des modules d'Young à partir de l'identification expérimentale des fréquences de résonances en flexion.

### *Flexion autour de l'axe $\vec{z}$*

On calcule le module d'Young longitudinal du mode de flexion autour de  $\vec{z}$ . Pour cela, la force et l'accélération sont mesurées dans la direction  $\vec{y}$ . Pour la section du battant, cette direction correspond à celle où le moment quadratique est le plus faible  $I_{G,z} = 3,192 \times 10^{-7} \text{ m}^4$ . La figure 2.29a représente la FRF donnant l'amplitude de l'accélération en fonction de la fréquence. La première fréquence de résonance est présentée par le pic sur la FRF à 109 Hz. En utilisant l'équation (2.4) à l'ordre  $n = 1$ , la valeur du module longitudinal est 11,43 GPa.

### *Flexion autour de l'axe $\vec{y}$*

On calcule le module d'Young longitudinal du mode de flexion autour de  $\vec{y}$ , pour cela, la force et l'accélération sont mesurées dans la direction  $\vec{z}$ . Pour la section du battant, cette direction correspond à celle où le moment quadratique est le plus grand  $I_{G,y} = 4,887 \times 10^{-7} \text{ m}^4$ . D'après la figure 2.29b, le pic de la courbe à 142 Hz est enregistré suite à l'excitation du battant à sa première fréquence de flexion autour de  $\vec{y}$ . Le module longitudinal correspondant est 12,5 GPa.

## 2.4. IDENTIFICATION ET RECALAGE DES MODÈLES NUMÉRIQUES

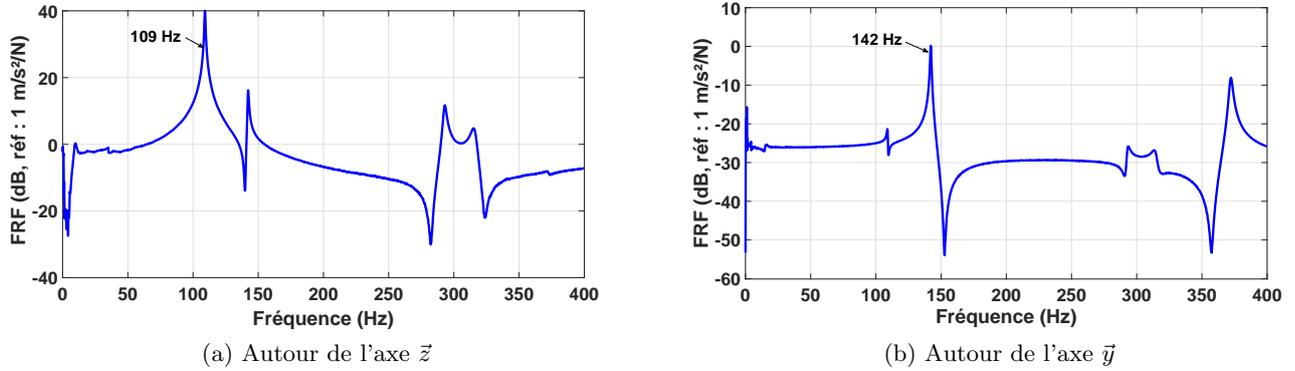


FIGURE 2.29 – FRF de la poutre en flexion.

### — Vibrations longitudinales de la poutre

Pour les vibrations longitudinales, on suppose que les déplacements se font le long de l'axe neutre de la poutre. Les pulsations propres  $\omega_{l_n}$  correspondantes sont données par :

$$\omega_{l_n} = \frac{n\pi}{L} \sqrt{\frac{E}{\rho}}, \quad (2.5)$$

donc :

$$E = \frac{4\rho\omega_{l_n}^2 L^2}{n^2 \pi^2}. \quad (2.6)$$

Connaissant la fréquence de résonance et son rang associé  $n$ , l'équation (2.6) est utilisée pour déterminer le module d'Young dans la direction longitudinale de la poutre. La réponse en fréquence de la vibration longitudinale expérimentale du battant est illustrée par la figure 2.30. La première fréquence propre à 1724 Hz permet ainsi d'avoir un module d'Young longitudinal de 13,5 GPa.

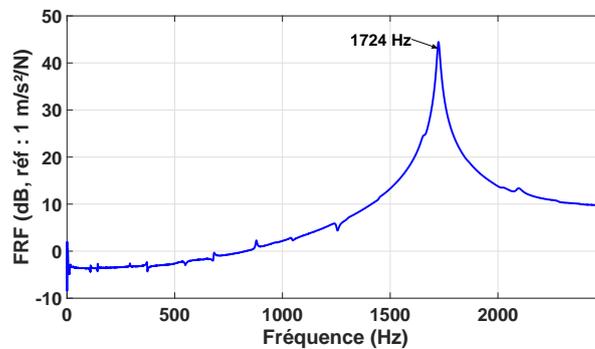


FIGURE 2.30 – FRF de la poutre en compression.

### — Interprétations

Le bois utilisé pour la fenêtre est du Sapelli dont le module d'élasticité longitudinal obtenu avec l'essai de flexion 4 points est de 13,96 GPa avec un écart-type de 2,4 GPa [190]. La valeur moyenne des modules de rigidité déterminés expérimentalement est de 12,5 GPa ce qui rentre dans la plage de valeur donnée par la fiche technique. Cette valeur va être donc utilisée pour la suite des travaux.

#### 2.4.3.2 Détermination du module d'Young transversal du bois

L'objectif de cette partie est d'approximer le module d'Young transversal des éléments du cadre par le recalage de sa première fréquence numérique par rapport à celle de l'AME.

##### - Modèle numérique du cadre de l'ouvrant

Contrairement au cadre réel qui est en pratique l'assemblage des deux traverses et deux battants, nous avons utilisé ici une modélisation monobloc de ce composant afin d'éliminer les liaisons et donc réduire le nombre de paramètres à étudier. Les poutres ont une section rectangulaire présentant une encoche pour recevoir le double vitrage. Ce modèle de cadre a une largeur de 0,65 m et une hauteur de 1,378 m et il est maillé avec des éléments hexaédriques linéaires conduisant au final à un modèle à 21 500 ddl. Pour les propriétés du bois, le module de rigidité longitudinal déterminé dans la section 2.4.3.1 est de 12,5 GPa, le module de cisaillement donné par la norme ISO 14080 [10] vaut 650 MPa et une valeur moyenne de 0,3 est choisie pour les coefficients de Poisson.



FIGURE 2.31 – Géométries et maillages du modèle recalé du cadre de l'ouvrant.

##### - Comparaison calcul/essai pour le cadre

Les fréquences de résonances en-dessous de 300 Hz du cadre de l'ouvrant obtenues à partir du modèle éléments finis et de l'analyse modale ainsi que leurs écarts sont donnés dans le tableau 2.3.

## 2.4. IDENTIFICATION ET RECALAGE DES MODÈLES NUMÉRIQUES

L'écart entre la première fréquence numérique et expérimental est de 1% et la différence maximale est de 9,7%, observée au cinquième mode.

TABLE 2.3 – Comparaison des fréquences propres expérimentales et numériques du cadre de l'ouvrant.

| Mode                | 1    | 2    | 3     | 4     | 5     |
|---------------------|------|------|-------|-------|-------|
| Expérimentale (Hz)  | 17,1 | 85,1 | 109,3 | 230,6 | 295,3 |
| Numérique (Hz)      | 17,5 | 79,6 | 101,2 | 224,6 | 266,7 |
| Erreur relative (%) | -2,3 | 6,5  | 7,4   | 2,6   | 9,7   |

Les déformées modales correspondantes sont présentées sur la figure 2.32 et montrent une similitude entre les déformées. Cela est confirmé par le MAC présenté en figure 2.33 qui correspond à une matrice diagonale dont les valeurs sont supérieures à 0,8 pour tous les modes. Par conséquent, nous considérons que le modèle recalé reproduit bien le comportement réel du cadre ce qui justifie les hypothèses et les simplifications réalisées.

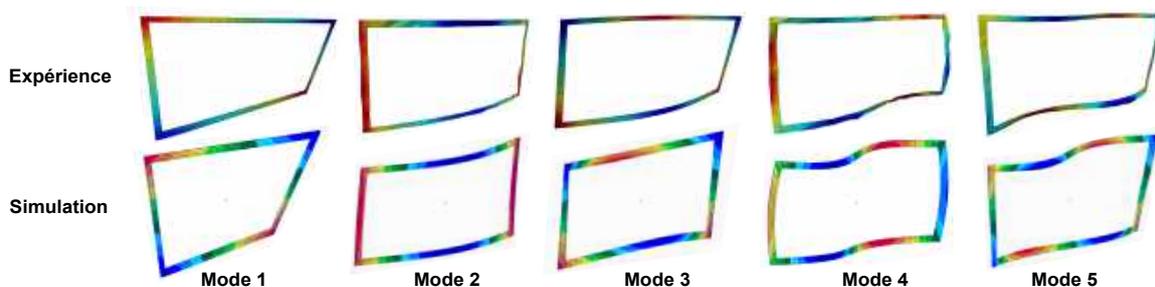


FIGURE 2.32 – Comparaison des modes propres expérimentaux et numériques du cadre de l'ouvrant.

Les résultats précédents sont obtenus suite à plusieurs itérations sur le module d'Young transversal du bois dont la valeur retenue est 9 GPa. Cette valeur est grande par rapport à ce qui donné dans les normes pour le bois massif mais permet un recalage calcul/essai satisfaisant. Cela peut être expliqué par le fait des nombreuses simplifications prises en compte lors de la création du modèle numérique. Des phénomènes peuvent donc se compenser. La validité de cette valeur va être vérifiée à nouveau lors du recalage des modèles de l'ouvrant et de la fenêtre.

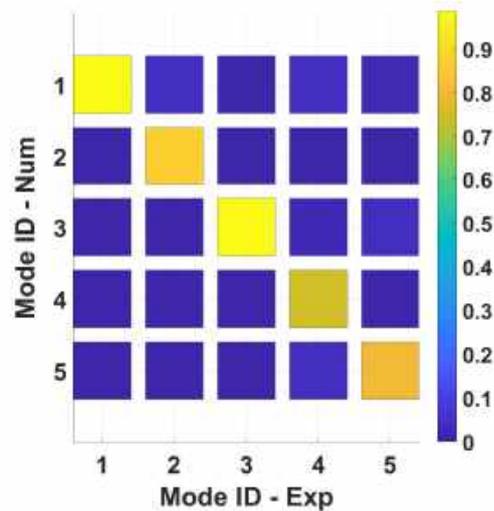


FIGURE 2.33 – Matrice de MAC comparant les déformées modales expérimentales et numériques du cadre de l'ouvrant.

#### 2.4.4 Recalage de l'ouvrant

Pour l'ouvrant, étant donnée que les propriétés mécaniques de tous les sous-systèmes sont maintenant supposées connues, le recalage de son modèle numérique se base principalement sur les géométries et les liaisons entre les pièces. Les caractéristiques et la procédure de recalage sont présentées ci-après.

##### 2.4.4.1 Modèle numérique recalé de l'ouvrant

**Géométrie :** Pour simplifier le modèle de l'ouvrant, nous avons commencé avec des conceptions très rudimentaires par rapport à la réalité, précisément au niveau du contact entre le double vitrage et le châssis en bois. L'évolution de la création du modèle de l'ouvrant est présentée par la figure 2.34 dont on peut voir le contact marqué en rouge. Dans la première proposition, nous avons défini un contact parfait (latéral et au fond) entre le double vitrage et le cadre, et les résultats numériques montrent un modèle très rigide par rapport à la réalité. Cette observation nous a conduit à garder seulement le contact parfait du fond. Les fréquences propres ont diminué par rapport au premier modèle, tout en restant beaucoup plus hautes que les des fréquences expérimentales. Donc, pour assouplir la liaison, nous avons introduit les six cales sur lesquelles repose le double vitrage dans le cadre. Le problème avec cette conception est la discontinuité des déplacements entre les différentes pièces. C'est pourquoi nous avons introduit un joint de chaque côté du double vitrage tout autour de son périmètre afin

## 2.4. IDENTIFICATION ET RECALAGE DES MODÈLES NUMÉRIQUES

de le maintenir dans le cadre. Dans ce modèle, le contact entre la partie vitré et le cadre se fait à travers les cales au fond et le joint sur les côtés. Ce dernier modèle, présenté par la figure 2.35 a donné des résultats cohérents avec l'expérience. Les géométries initiales des composants retenus pour l'ouvrant (le joint, les cales et le cadre) sont présentées en annexe B. Elles ont été simplifiées tout en assurant les mêmes masses que celles des composants physiques. Pour le cadre, le modèle recalé dans la section précédente est conservé. Pour la partie vitrée, il s'agit d'un double vitrage 4/20/4 puisque c'est l'ouvrant de la deuxième fenêtre. Ayant les mêmes dimensions que le modèle recalé précédemment (0,581 m × 1,309 m), il est composé de deux plaques de verres de 4 mm séparées par 20 mm d'argon.

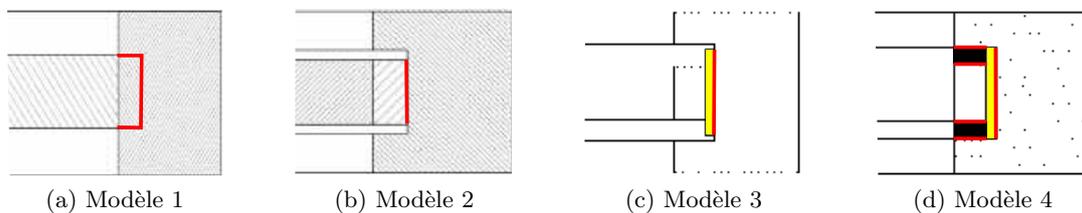


FIGURE 2.34 – Évolution de la création du modèle recalé de l'ouvrant.

**Maillage :** Le maillage des sous-systèmes du modèle équivalent de l'ouvrant est présenté sur la figure 2.35. Les mêmes maillages détaillés pour les éléments double vitrage isolant et le cadre ont été conservés. Pour le reste des composants, un maillage compatible a été défini avec des éléments hexaédriques linéaires. Le modèle final a environ 60 000 ddl.

**Propriétés des matériaux :** En plus des matériaux du double vitrage, l'ouvrant contient du caoutchouc pour le joint, du PVC pour les cales et le bois pour le châssis. Pour le bois, les propriétés utilisées sont celles évaluées lors du recalage du cadre. Pour le caoutchouc et le PVC, la détermination des masses volumiques consiste, comme pour les autres matériaux, à calculer les volumes des pièces et par la suite les peser afin de déterminer leurs masses. Concernant le module de rigidité, le modèle proposé fait l'hypothèse que le module de rigidité du caoutchouc n'évolue pas en fonction de la fréquence et de la température. Cette hypothèse est justifiée par le fait que la plage fréquentielle d'étude est petite et les fluctuations de températures que peut subir la fenêtre ne sont pas critiques. Ainsi, les propriétés utilisées dans les modèles sont :

- pour le PVC :  $\rho_{PVC} = 571 \text{ kg/m}^3$  et  $E_{PVC} = 500 \text{ MPa}$ ;
- pour le caoutchouc :  $\rho_{ca} = 1200 \text{ kg/m}^3$  et  $E_{ca} = 100 \text{ MPa}$ .

## 2.4. IDENTIFICATION ET RECALAGE DES MODÈLES NUMÉRIQUES

---

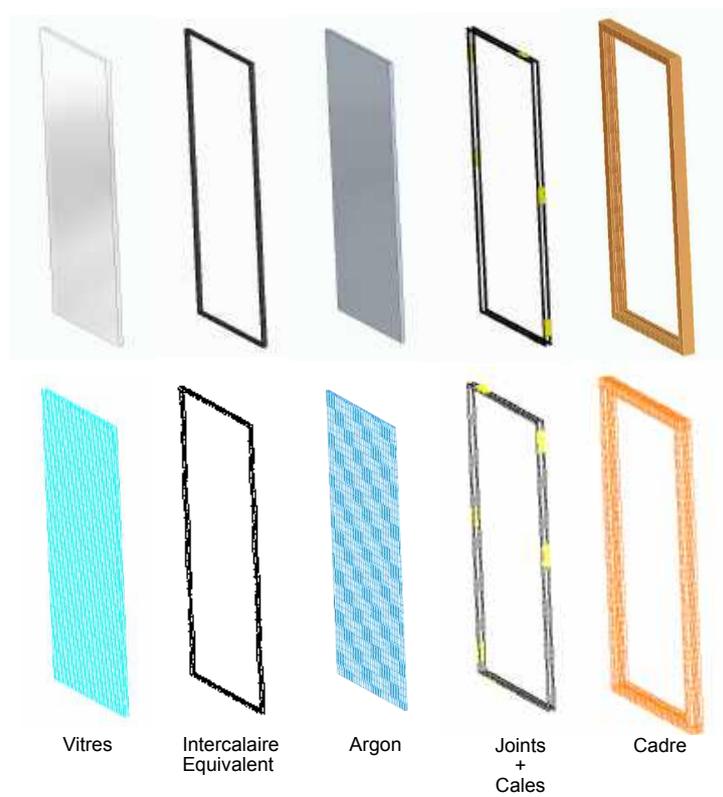


FIGURE 2.35 – Géométries et maillages des sous-systèmes du modèle recalé de l'ouvrant.

2.4.4.2 Comparaison calcul/essai

Le diagramme de stabilité de l'analyse modale de l'ouvrant est présenté par la figure 2.36. Dans le cadre de cette étude, on restreint l'analyse à la bande de fréquences comprise entre 30 Hz et 180 Hz. La structure présente environ une vingtaine de modes dans cette plage dont le premier est à 39,5 Hz. Il existe deux modes très proches autour de 44 Hz, l'un vers 43 Hz et l'autre autour de 45 Hz. Une situation similaire est présente autour de 140 Hz et un peu en-dessous de 180 Hz.

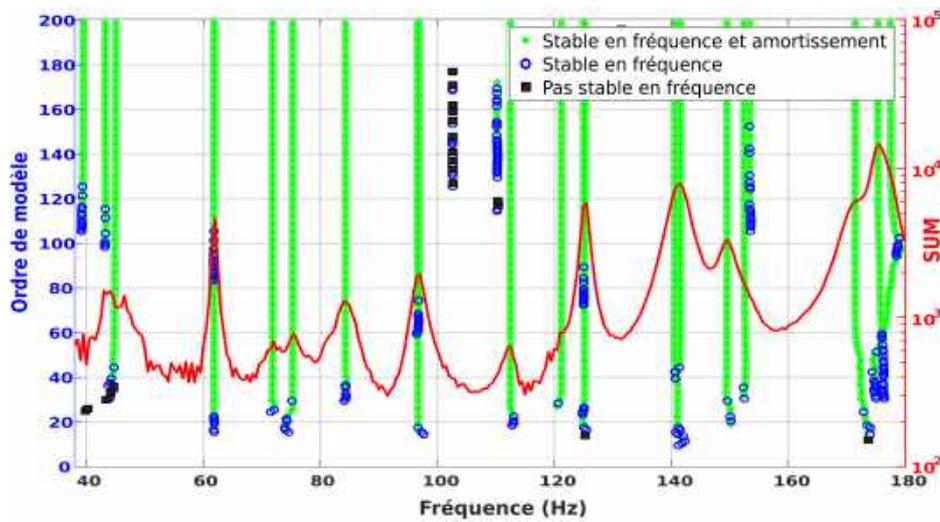


FIGURE 2.36 – Diagramme de stabilité de l'ouvrant.

Les dix premières fréquences de résonance de la structure obtenues à partir du modèle éléments finis recalé et de l'analyse modale expérimentales ainsi que les écarts sont donnés dans le tableau 2.4. L'écart entre la première fréquence numérique et expérimental est de 1,1% et la différence maximale est de 8,5%, observée pour le mode 2. Les déformées modales correspondantes sont présentées dans la figure 2.37. Une très bonne concordance entre la modélisation et l'expérience est observée pour les dix premiers modes. À partir de la matrice MAC présentée en figure 2.38, deux éléments peuvent être relevés : premièrement, les déformés modales sont en bonne adéquation entre les résultats expérimentaux et numériques puisque les termes diagonaux sont proches de 1 pour tous les modes. Deuxièmement, une similitude est observée entre les modes 1 et 4 qui peut s'expliquer par la ressemblance des déformées présentées sur la figure 2.37, avec une petite différence au niveau du cadre qui est fixe pour le premier mode et mobile au quatrième.

Les résultats des comparaisons des fréquences propres et des déformées modales montrent que le

## 2.4. IDENTIFICATION ET RECALAGE DES MODÈLES NUMÉRIQUES

modèle numérique de l'ouvrant représente bien son comportement réel. Le modèle recalé de l'ouvrant est donc considéré comme valable pour la suite des travaux.

TABLE 2.4 – Comparaison des fréquences propres expérimentales et numériques de l'ouvrant.

| Mode                | 1    | 2    | 3    | 4    | 5    | 6    | 7    | 8    | 9     | 10    |
|---------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|-------|-------|
| Expérimentale (Hz)  | 39,5 | 43,3 | 45,1 | 61,9 | 71,9 | 75,3 | 84,4 | 96,7 | 112,5 | 121,3 |
| Numérique (Hz)      | 39,1 | 39,6 | 42   | 64,8 | 69,6 | 76   | 81,1 | 97,5 | 107,9 | 114,6 |
| Erreur relative (%) | 1,0  | 8,5  | 6,9  | -4,7 | 3,2  | -0,9 | 3,9  | -0,8 | 4,1   | 5,5   |

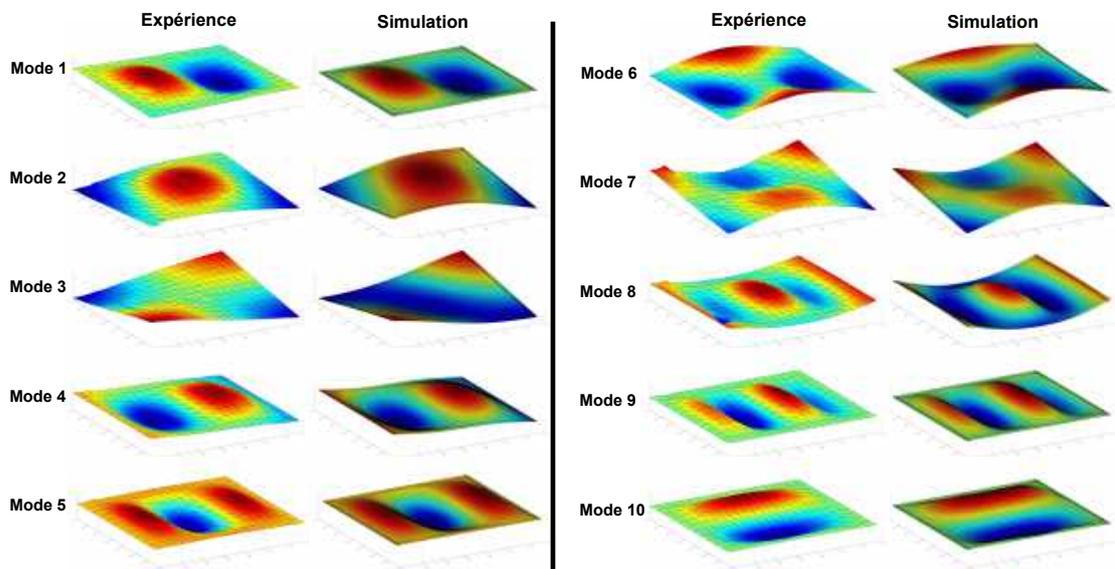


FIGURE 2.37 – Comparaison des modes propres expérimentaux et numériques de l'ouvrant.

### 2.4.5 Recalage de la fenêtre complète

Le recalage du modèle éléments finis de la fenêtre se base sur celui recalé pour l'ouvrant. À ce stade, les propriétés de tous les matériaux sont connues, le recalage est donc fait principalement au niveau des géométries et des liaisons entre les deux ouvrants et éventuellement avec le dormant.

#### 2.4.5.1 Modèle numérique recalé de la fenêtre

**Géométrie :** Comme dans le cas de l'ouvrant, nous avons commencé par proposer les conceptions les plus simples possibles. Le premier modèle proposé est composé des deux ouvrants identiques fixés sur leurs contours sans ajouter aucun autre composant. Les résultats numériques n'étaient pas cohérents

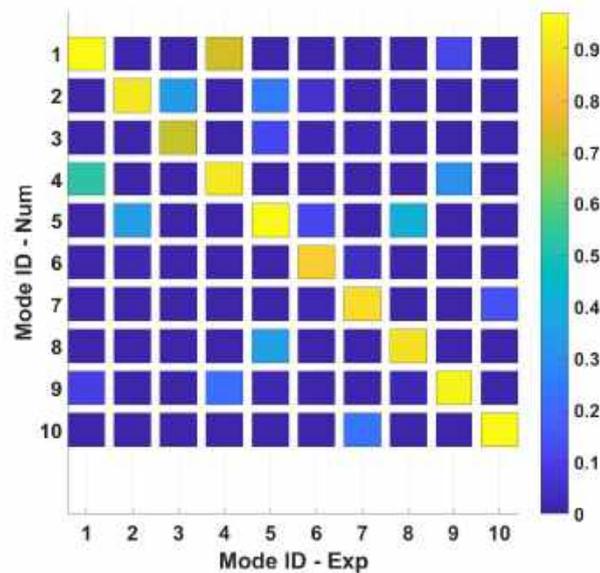


FIGURE 2.38 – Matrice de MAC comparant les déformées modales expérimentales et numériques de l'ouvrant.

avec ceux de l'expérience. Dans la deuxième proposition, un dormant a été ajouté pour supporter le premier modèle, donnant encore un modèle très rigide. Après des améliorations, le modèle final, présenté en figure 2.39 est composée de deux ouvrants espacés de 5 mm et liés entre eux par une plaque en bois au niveau de la fermeture. Ils sont posés sur le dormant par l'intermédiaire d'un joint en caoutchouc de 2 mm d'épaisseur qui s'étale sur toute la surface de contact entre les deux ouvrants et le dormant.

**Maillage :** Le maillage du modèle équivalent de la fenêtre est présenté sur la deuxième ligne de la figure 2.39. Le maillage de l'ouvrant défini en section 2.4.4.1 a été conservé. Pour le reste des composants, un maillage compatible entre les ouvrants, la barre, le joint et le dormant a été employé avec des éléments hexaédriques linéaires. Le modèle final a environ 141 000 ddl.

**Propriétés des matériaux :** Dans ce modèle, aucun matériau n'est ajouté. De ce fait, nous utilisons les mêmes propriétés des matériaux que celles proposées dans les sections précédentes.

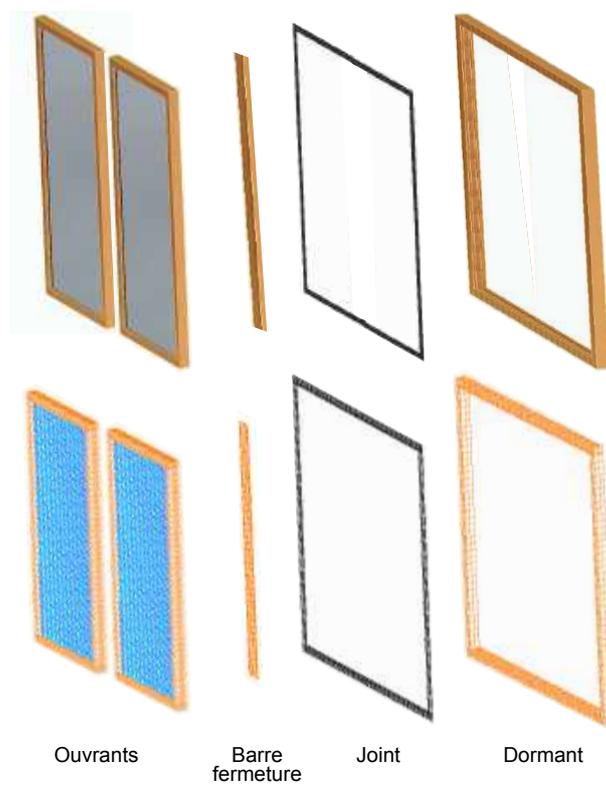


FIGURE 2.39 – Différents sous-systèmes du modèle recalé de la fenêtre (CAO et modèle EF).

2.4.5.2 Comparaison calcul/essai

La figure 2.40 présente le diagramme de stabilité de l'analyse modale expérimentale de la fenêtre. La structure présente environ une trentaine de fréquences de résonance en-dessous de 180 Hz dont la première est à 18,04 Hz. On remarque notamment un triplet de modes autour de 40 Hz, un doublet autour de 57 Hz et un autre autour de 68 Hz. Une situation similaire se présente autour de 140 Hz et un peu en-dessous de 180 Hz. Les pics à 0, 50, 100 et 150 Hz correspondent aux résonances de circuit électrique du montage de test.

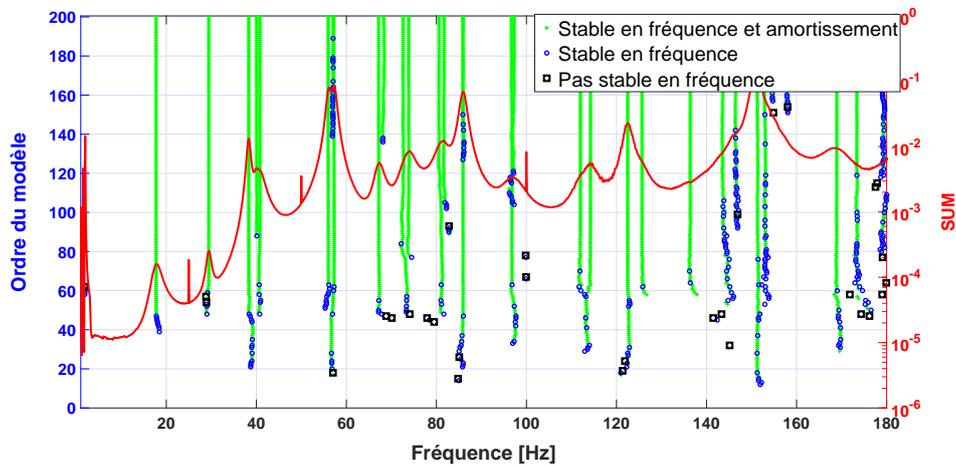


FIGURE 2.40 – Diagramme de stabilité de la fenêtre.

Les dix premières fréquences propres expérimentales et numériques ainsi que les écarts associés sont récapitulés dans le tableau 2.5. L'erreur relative de la première fréquence est de 0,3%. Pour le reste des modes l'écart ne dépasse pas 10% avec une valeur maximale de 9,2% observé au mode 8. Ces résultats ne permettent pas de conclure par rapport à la rigidité du modèle proposé. En effet, on observe que pour certains modes (modes 1, 3, 5, 6 et 7) les fréquences propres numériques sont plus grandes que celles expérimentales tandis que pour d'autres modes le phénomène est inversé.

TABLE 2.5 – Comparaison des fréquences propres expérimentales et numériques de la fenêtre.

| Mode                | 1     | 2    | 3    | 4    | 5    | 6    | 7    | 8    | 9    | 10   |
|---------------------|-------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| Expérimentale (Hz)  | 18,04 | 29,5 | 38,3 | 40   | 40,9 | 56   | 57,2 | 67,2 | 68,2 | 72,6 |
| Numérique (Hz)      | 18,1  | 27,2 | 39,2 | 39,8 | 42,9 | 59,7 | 61,7 | 61   | 63,9 | 70   |
| Erreur relative (%) | -0,3  | 7,8  | -2,3 | 0,5  | -4,9 | -6,6 | -7,9 | 9,2  | 6,3  | 3,6  |

## 2.5. CONCLUSION

---

Les déformées modales correspondantes sont présentées dans la figure 2.41. Une très bonne concordance peut être observée entre les résultats expérimentaux et numériques à l'exception du mode 8. Le MAC présenté par la figure 2.42 confirme les similitudes des modes avec des termes diagonaux proches de 0,9, sauf pour le huitième mode où la valeur est 0,5. Pour une structure aussi complexe, les résultats sont jugés satisfaisants.

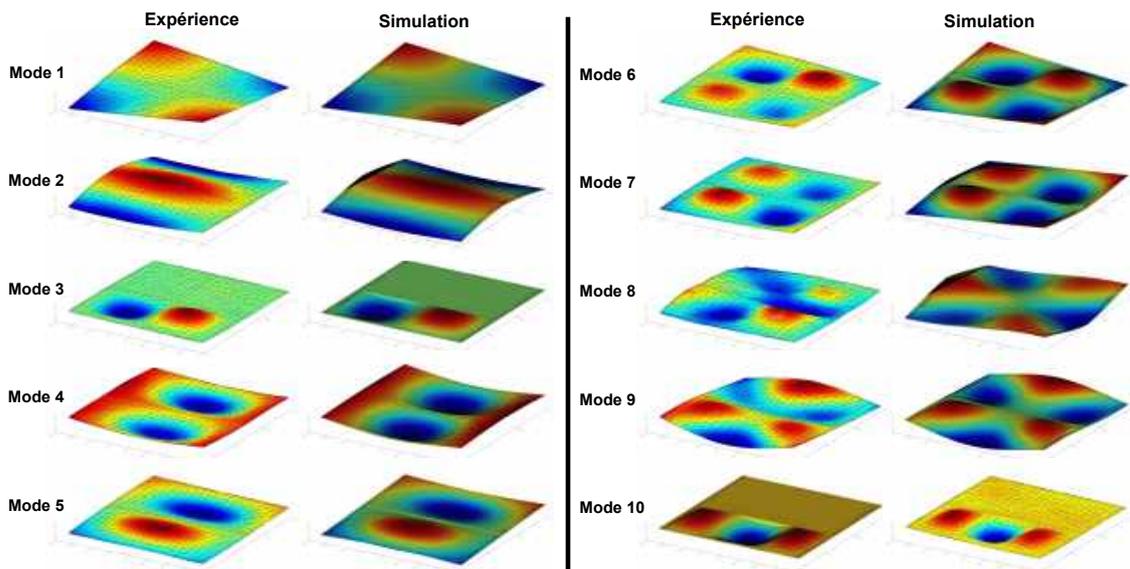


FIGURE 2.41 – Comparaison des modes propres expérimentaux et numériques de la fenêtre.

## 2.5 Conclusion

L'objectif de ce chapitre consistait à concevoir un modèle éléments finis recalé d'une fenêtre en bois à deux vantaux. La complexité de la structure complète a imposé une étude séparée de ses composants principaux : le double vitrage isolant, le cadre et l'ouvrant.

Le recalage des modèles numériques simplifiés repose sur les données issues des analyses modales expérimentales du double vitrage, du cadre, de l'ouvrant et de la fenêtre. Ces études ont permis d'identifier les paramètres modaux (fréquences propres et déformées modales) des structures.

Les premières analyses modales sur le double vitrage et le cadre avec le marteau de choc ont permis de déterminer les propriétés mécaniques du système d'étanchéité et celles du bois. Pour le module de l'intercalaire équivalent et le module transversal du bois, l'identification a été faite en se basant sur le recalage des modèles numériques proposés par rapport à la première fréquence propre expérimentale.

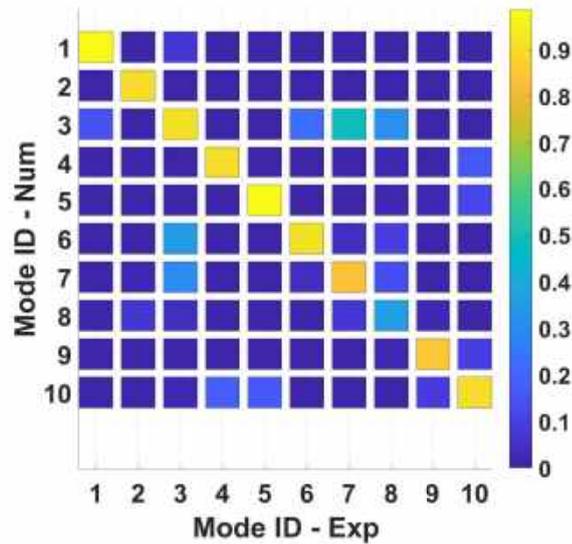


FIGURE 2.42 – Matrice de MAC comparant les déformées modales expérimentales et numériques de la fenêtre.

Cependant, le module de rigidité longitudinal du bois a été déterminé en se basant sur la théorie de poutre et en étudiant les vibrations du battant constituant le cadre.

Les modèles numériques ont été construits en recalant à la fois les propriétés mécaniques, les géométries des sous-structures et les liaisons entre les différents composants. Le modèle recalé de double vitrage isolant a été assemblé avec le cadre pour réaliser le modèle de l'ouvrant. Ce dernier a permis de concevoir le modèle de la fenêtre complète. Une bonne corrélation a été obtenue entre les résultats des expériences et les modélisations numériques. Ceci permet de considérer que les modèles recalés sont suffisamment représentatifs du comportement réel des structures correspondantes. Dès lors, ces modèles seront utilisés dans les chapitres suivants pour l'étude des performances acoustiques du double vitrage et de la fenêtre.

## Chapitre 3

# Modélisations numériques de la transmission acoustique d'un double vitrage isolant

### Contenu

---

|            |   |            |
|------------|---|------------|
| <b>3.1</b> | <b>Introduction</b>   | <b>126</b> |
| <b>3.2</b> | <b>Prédiction de l'affaiblissement acoustique en basse fréquence</b>            | <b>127</b> |
| <b>3.3</b> | <b>Modélisation numérique de la transmission acoustique d'un double vitrage</b> | <b>133</b> |
| <b>3.4</b> | <b>Résultats de la prédiction de l'indice d'affaiblissement acoustique</b>      | <b>142</b> |
| <b>3.5</b> | <b>Validation des modèles numériques</b>  | <b>156</b> |
| <b>3.6</b> | <b>Conclusion</b>   | <b>163</b> |

---

*Ce chapitre porte sur la prédiction de la transmission acoustique d'un double vitrage isolant en basse fréquence avec la méthode des éléments finis. La première partie est consacrée à la présentation de différentes configurations proposées pour évaluer l'affaiblissement acoustique des structures. Elles sont basées sur les conditions expérimentales et diffèrent par la façon de modéliser les conditions d'émission et de rayonnement acoustique. Par la suite, les modèles numériques des configurations proposées sont détaillés. Les deux dernières parties de ce chapitre portent sur l'analyse des résultats obtenus pour les différentes configurations. Elles s'appuient sur des comparaisons avec un modèle par impédance et des résultats d'essais issus de la littérature. Les conclusions de cette étude nous permettent de choisir la modélisation vibro-acoustique la plus adaptée en termes de compromis temps de calcul/précision en vue de la réalisation des études paramétriques et de la prédiction des performances acoustiques de la fenêtre complète dans les chapitres suivants.*

### 3.1 Introduction

Les méthodes proposées par les normes pour mesurer l'indice d'affaiblissement acoustique  $R$ , détaillées dans le chapitre 1, exigent la présence de chambres pour la réalisation des essais. Cependant, plusieurs auteurs [29, 49] ont montré que le couplage avec ces cavités acoustiques peut affecter la transmission acoustique de l'élément considéré. De plus, des comparaisons inter-laboratoires ont révélé qu'il existe des dispersions entre les résultats de mesure même si les essais répondent bien aux exigences réglementaires [26, 27]. Vercammen [55] explique ces dispersions par l'insuffisance de la diffusivité du champ acoustique dans les chambres réverbérantes dont la forme et la disposition des diffuseurs influencent le résultat. Ainsi, l'objectif de ce chapitre est de mieux comprendre l'effet des deux salles sur les pertes par transmission de la structure à tester. À cette fin, différentes configurations numériques, basées sur les conditions expérimentales, sont proposées. Les différences résident dans la modélisation des conditions d'excitation et de rayonnement de part et d'autre de la structure.

Dans ces travaux de thèse, nous choisissons de nous limiter à la gamme des basses fréquences allant jusqu'à 600 Hz et parfois un peu plus pour des raisons de filtrage des résultats en bande de tiers d'octave. En effet, ce choix est justifié par le fait que, dans cette bande fréquentielle, les performances acoustiques des éléments de construction tels les fenêtres chutent à cause de la prédominance du comportement modal de différents sous-systèmes [191].

Malgré la multitude des méthodes disponibles pour la résolution des problèmes vibro-acoustiques, il s'est avéré que la méthode des éléments finis est la plus adaptée aux problèmes traités dans ces travaux et notamment dans la plage fréquentielle d'intérêt. Ce choix est basé sur le fait que cette approche permet de tenir en compte, en plus du couplage fluide-structure, de la variété des matériaux, des détails géométriques des structures, et des conditions aux limites (problèmes bornés). Ainsi, la méthode des éléments finis est adoptée pour modéliser les chambres émettrice et réceptrice (il s'agit de cavités acoustiques fermées). Dans le cas où les chambres ne sont pas modélisées, nous utilisons un champ diffus acoustique avec la méthode de superposition des ondes planes du côté excitation et un rayonnement en champ libre en utilisant l'intégrale de Rayleigh du côté réception.

Dans ce chapitre, la structure étudiée via ces configurations, qui sont au nombre de quatre, est le double vitrage isolant qui a été présenté et recalé dans le deuxième chapitre. Afin de valider d'un point de vue acoustique la modélisation numérique de la structure et la configuration retenue, nous confron-

tons les résultats des simulations avec des données expérimentales de la littérature pour différents types de doubles vitrages.

### 3.2 Prédiction de l'affaiblissement acoustique en basse fréquence

Pour les mesures expérimentales normalisées, les normes supposent que le champ acoustique est diffus dans les deux chambres. Si on désigne respectivement par  $p_e$  et  $p_r$  les pressions acoustiques dans la salle d'émission et de réception, alors la puissance incidente  $\Pi_{inc}$  sur la structure dans l'équation (1.1) est définie comme suit :

$$\Pi_{inc} = \frac{p_e^2}{4\rho_0 c_0} S, \quad (3.1)$$

De même pour le côté réception, la puissance rayonnée  $\Pi_{ray}$  par la structure est de la forme :

$$\Pi_{ray} = \frac{p_r^2}{4\rho_0 c_0} A, \quad (3.2)$$

L'insertion de ces expressions dans l'équation (1.1) permet d'écrire la formulation de l'indice d'affaiblissement acoustique en fonction de niveau moyen de pression ( $R = L_e - L_r + 10 \log(S/A)$ ). Dans ce cas, les niveaux de pression acoustique  $L_e$  et  $L_r$  dans la salle d'émission et la salle de réception, respectivement, sont définis par :

$$L_i = 10 \log \left( \frac{p_i^2}{p_{ref}^2} \right) \quad \text{où } i = e, r \quad \text{et } p_{ref} = 20 \mu\text{Pa}. \quad (3.3)$$

Cependant, Schroeder [192] a montré que la réponse acoustique d'une cavité acoustique de volume  $V$  présente deux zones : une région modale et une région à forte densité modale où le champ est considéré comme diffus. La fréquence limite entre les deux zones est connue sous le nom de « fréquence de Schroeder » ou « fréquence de coupure » définie par [192] :

$$f_{Sch} = 2000 \sqrt{\frac{T_{60}}{V}}, \quad (3.4)$$

avec  $T_{60}$  (s) le temps de réverbération qui correspond à la durée écoulée pour que le niveau sonore diminue de 60 dB après l'extinction de toute source acoustique. L'idéale est d'avoir la fréquence de coupure dans la gamme de fréquences non perçues par l'oreille humaine, ce qui nécessite une salle d'un volume extrêmement important. En dessous de cette limite, les réflexions précoces sont directives ce qui fait apparaître les modes propres de la salle qui sont isolés et bien séparés. Par conséquent,

## 3.2. PRÉDICTION DE L'AFFAIBLISSEMENT ACOUSTIQUE EN BASSE FRÉQUENCE

---

avec les volumes des chambres utilisées pour les essais acoustiques, les expressions définies pour les puissances incidente et rayonnée (équations (3.1) et (3.2)) peuvent être remises en cause pour les basses fréquences, précisément en-dessous de la fréquence de Schroeder [193].

Ce comportement modal des salles en basse fréquence est, généralement, considéré comme à l'origine du problème de reproductibilité et même de répétabilité entre les mesures expérimentales. Puisque des différences entre laboratoires ne peuvent être évitées, des écarts sont autorisés sur l'indice d'affaiblissement acoustique [50]. Ces constatations confirment que les essais n'évaluent pas d'une manière intrinsèque les performances acoustiques des structures et les résultats sont plus ou moins influencés par les caractéristiques du laboratoire d'essai [25].

Dans ce contexte et pour exploiter l'interaction entre les salles d'essai et la structure testée, trois configurations basées sur les conditions expérimentales sont proposées. À ces configurations s'ajoute une quatrième qui correspond à des conditions idéales où aucune des deux salles n'est prise en compte. Au bilan, les quatre modèles numériques suivants sont proposés :

- Structure montée entre deux salles réverbérantes. Cette première configuration est définie afin de reproduire au mieux ce qui se passe dans une installation acoustique lors de l'essai ;
- Structure excitée par un champ diffus acoustique et couplée à une salle de réception. L'objectif de cette configuration est d'éviter l'effet éventuel de la chambre d'émission sur la détermination de l'indice d'affaiblissement acoustique et ainsi seul l'effet de la chambre de réception est étudié ;
- Structure couplée à la salle d'émission et rayonnante en champ libre. Dans cette configuration, au contraire de la deuxième, seul l'effet de la chambre d'émission est analysé. Ce cas représente l'essai avec une salle de réception anéchoïque ;
- Structure montée dans un baffle infini, excitée d'un côté par un champ diffus acoustique et qui rayonne dans un domaine semi-infini de l'autre côté. Le fait de ne pas modéliser les deux chambres pour cette configuration permet d'évaluer la réponse intrinsèque de la structure testée indépendamment de son environnement.

### 3.2.1 Configuration 1 : Chambre - Structure - Chambre

Dans la première configuration, nous choisissons de reproduire au mieux les conditions réelles d'un laboratoire d'essai acoustique. Cela signifie que les deux salles réverbérantes sont modélisées et que

### 3.2. PRÉDICTION DE L'AFFAIBLISSEMENT ACOUSTIQUE EN BASSE FRÉQUENCE

---

la structure à étudier est montée dans le mur séparateur (voir figure 3.1). La source excitatrice est modélisée par une source monopolaire placée dans l'un des coins supérieurs de la salle émettrice afin d'engendrer le maximum de réflexions d'ondes acoustiques sur les parois et donc de se rapporter d'un champs diffus.

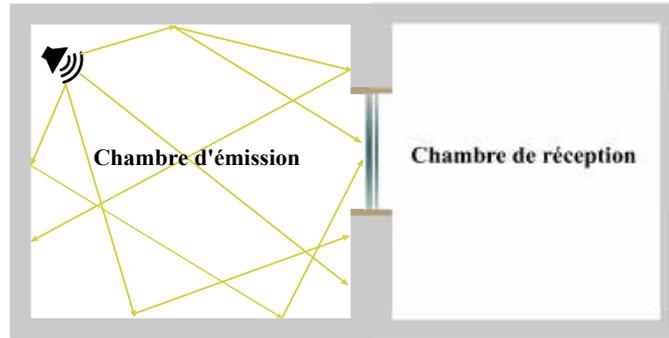


FIGURE 3.1 – Configuration 1 : Chambre - Structure - Chambre.

En effet, la distribution de la pression dans la salle d'émission influence le comportement vibratoire de la structure élastique testée qui, à son tour, interagit avec le volume acoustique de la chambre de réception. Ces phénomènes peuvent être prédits à partir d'un modèle éléments finis d'interaction fluide-structure qui peut s'écrire en termes de déplacement de la structure  $\mathbf{u}$  et de pression acoustique  $p$ , comme cela est détaillé en chapitre 1. Pour rappel, le système matriciel décrivant ce type de problème vibro-acoustique couplé s'écrit :

$$\left( \begin{bmatrix} \mathbf{K}_u & -\mathbf{C} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_p \end{bmatrix} - \omega^2 \begin{bmatrix} \mathbf{M}_u & \mathbf{0} \\ \mathbf{C}_{up}^T & \mathbf{M}_p \end{bmatrix} \right) \begin{bmatrix} \mathbf{U} \\ \mathbf{P} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{F} \\ \mathbf{Q} \end{bmatrix}, \quad (3.5)$$

#### 3.2.2 Configuration 2 : Champ diffus - Structure - Chambre

Le champ acoustique diffus est une hypothèse majeure dans les mesures acoustiques selon les normes réglementaires du secteur. Cependant, pour satisfaire cette condition en basse fréquence, il est nécessaire d'avoir une chambre dont les dimensions sont beaucoup plus grandes que la longueur d'onde à la fréquence minimale considérée [194]. D'un côté, cette nécessité est difficile à réaliser pour les laboratoires d'essais, même avec de grands volumes. En effet, la présence du son direct, des réflexions et la réverbération tardive engendre un champ ayant des parties non diffuses [195]. D'un autre côté, la modélisation de salles de grandes dimensions est pénalisante pour les coûts et le temps de calcul lorsqu'on traite le problème numériquement. Pour pallier ce problème, une solution possible consiste

### 3.2. PRÉDICTION DE L'AFFAIBLISSEMENT ACOUSTIQUE EN BASSE FRÉQUENCE

---

à s'affranchir de la modélisation de la salle émettrice en la remplaçant par celle d'un champ diffus acoustique. En pratique, cela revient à se placer dans des conditions d'excitation idéales du point de vue de la structure à tester, même aux très basses fréquences. En contrepartie, on introduit une erreur de modélisation en négligeant l'effet du couplage vibro-acoustique (notamment l'effet d'amortissement ajouté). Dans ce cadre, pour la deuxième configuration, présentée par la figure 3.2, la structure couplée à une chambre du côté réception est excitée par un champ diffus idéal.

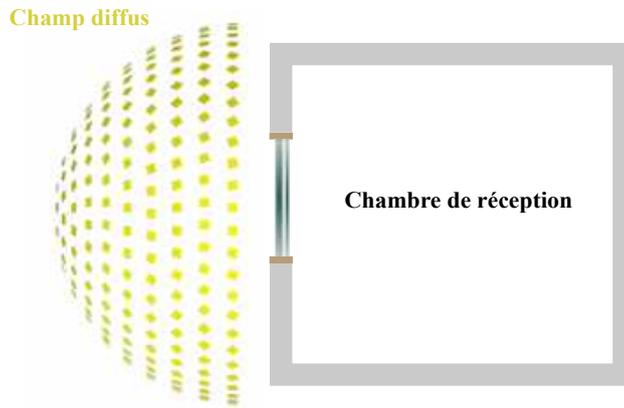


FIGURE 3.2 – Configuration 2 : Champ diffus - Structure - Chambre.

La définition générale d'un champ diffus est un champ avec une pression sonore uniforme en tout point de l'espace [42, 193]. Pour le modéliser, l'approche basée sur les ondes planes est largement utilisée [196]. Elle consiste à superposer une infinité d'ondes planes aléatoires en phase, arrivant uniformément de toutes les directions et dont le vecteur de propagation est orienté vers la structure [41, 42]. Cette excitation permet de prendre en compte toutes les incidences possibles sans privilégier aucune direction. À partir de cette définition, le champ de pression engendré par un champ diffus sur la structure est obtenu par l'intégration de la pression de chaque onde plane dont l'angle d'incidence est défini sur un demi-hémisphère du côté incidence [114, 115], comme présenté par la figure 3.3. Par conséquent, la pression en un point d'observation repéré par  $\mathbf{r}$  est définie par :

$$p(\mathbf{r}, t) = A_{op} \int_0^{2\pi} \int_0^{\pi/2} e^{-j(\mathbf{k}\cdot\mathbf{r})} e^{j(\omega t + \phi)} \sin\varphi \, d\theta \, d\varphi, \quad (3.6)$$

où  $A_{op}$  est l'amplitude d'une onde plane repérée dans l'espace par la longitude  $\theta$  et la colatitude  $\varphi$ , et  $\phi(\theta, \varphi)$  présente la phase aléatoire de l'onde.

D'une façon générale, la puissance acoustique incidente (ou rayonnée) à travers une structure de

### 3.2. PRÉDICTION DE L'AFFAIBLISSEMENT ACOUSTIQUE EN BASSE FRÉQUENCE

---

surface  $S$  est donnée par :

$$\Pi = \frac{1}{2} \operatorname{Re} \left( \int \int p \mathbf{v}_n^* dS \right), \quad (3.7)$$

où  $\mathbf{v}_n$  est la vitesse normale de la structure,  $\operatorname{Re}$  est la partie réelle d'un nombre complexe et  $*$  indique le complexe conjugué.

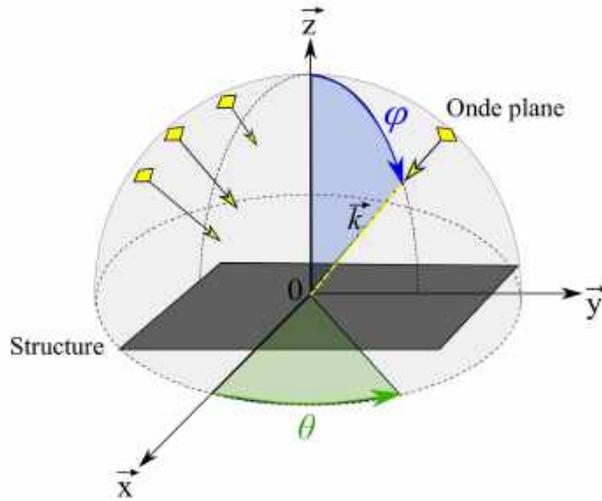


FIGURE 3.3 – Illustration de l'excitation d'une structure par un champs diffus acoustique.

Dans notre étude, on s'intéresse principalement aux vibrations normales de la structure excitée. En se basant sur l'équation d'Euler avec une normale selon la direction  $\vec{z}$ , la vitesse déduite de la pression (équation (3.6)) d'une onde plane s'écrit sous la forme :

$$\mathbf{v}_n(\mathbf{r}, t, \varphi) = \frac{A_{op}}{\rho_0 c_0} e^{j(\omega t - \mathbf{k} \cdot \mathbf{r} + \psi)} \cos \varphi, \quad (3.8)$$

La substitution de la pression acoustique et la vitesse normale dans l'équation (3.7) permet d'écrire la puissance incidente par le champ diffus  $\Pi_{inc}^d$  sur la structure sous la forme :

$$\Pi_{inc}^d = \frac{|A_{op}|^2}{2\rho_0 c_0} \int_0^{2\pi} d\theta \int_0^{\pi/2} \cos \varphi \sin \varphi d\varphi, \quad (3.9)$$

En modélisation numérique où l'on se place dans un cas discret. Si on suppose qu'il y a  $N$  ondes planes non corrélées avec une amplitude unitaire constante  $A_{op}$ , le champ de pression peut être déterminé à partir de :

$$p(\mathbf{r}, t) = \frac{1}{\sqrt{N}} \sum_{n=1}^N e^{-j(\mathbf{k} \cdot \mathbf{r})} e^{j(\omega t + \phi)}, \quad (3.10)$$

### 3.2.3 Configuration 3 : Chambre - Structure - Champ libre

Dans la troisième configuration présentée à la figure 3.4, nous nous plaçons en champ libre du côté rayonnement afin d'éliminer l'effet de la salle et donc l'influence de son comportement modal sur la réponse vibro-acoustique de la structure. Par conséquent, seul l'effet de la salle d'émission est pris en compte. Cette situation peut être approchée expérimentalement grâce à l'utilisation d'une chambre anéchoïque du côté réception.

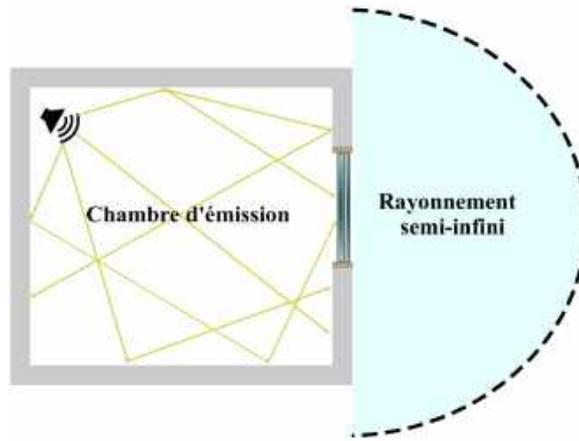


FIGURE 3.4 – Configuration 3 : Chambre - Structure - Champs libre.

Dans ce cas, le problème est formulé en référence à une structure vibrante plane montée dans un baffle rigide. La pression  $p$  en un point  $\mathbf{r}$  du demi-espace semi-infini peut être obtenue à partir de l'intégrale de Rayleigh [42] :

$$p(\mathbf{r}, \omega) = - \int_S \frac{\partial p(\mathbf{r}')}{\partial n} G(\mathbf{r}, \mathbf{r}') dS, \quad (3.11)$$

où  $G$  est la fonction de Green et  $\mathbf{r}'$  représente un point de la structure rayonnante. Une forme appropriée pour  $G$  est obtenue en se basant sur le concept de source image. En effet, pour deux sources ponctuelles situées symétriquement par rapport au baffle, la fonction de Green peut être définie par :

$$G(\mathbf{r}, \mathbf{r}') = \frac{e^{-jkR}}{4\pi R} + \frac{e^{-jkR'}}{4\pi R'}, \quad (3.12)$$

où  $R$  est la distance entre le point  $\mathbf{r}$  et  $\mathbf{r}'$  et  $R'$  est la distance entre le point  $\mathbf{r}$  et l'image de point  $\mathbf{r}'$  par rapport au baffle. Dans le cas où la structure est dans le plan du baffle, l'image du point  $\mathbf{r}'$  coïncide avec le point lui-même et par conséquent l'équation (3.12) devient :

$$G(\mathbf{r}, \mathbf{r}') = \frac{e^{-jkR}}{2\pi R}, \quad (3.13)$$

### 3.3. MODÉLISATION NUMÉRIQUE DE LA TRANSMISSION ACOUSTIQUE D'UN DOUBLE VITRAGE

---

La substitution de l'équation (3.13) et la prise en compte de l'équation d'Euler dans l'équation (3.11) permet d'écrire la pression dans l'espace semi-infini en fonction de la vitesse normale  $\mathbf{v}_n$  du point  $\mathbf{r}'$  sous la forme :

$$p(\mathbf{r}, \omega) = \frac{j\omega\rho_0}{2\pi} \int_S \mathbf{v}_n(\mathbf{r}', \omega) \frac{e^{-jkR}}{|R|} dS, \quad (3.14)$$

Dans le cas discret, la résolution du problème se fait en divisant la structure considérée en un nombre fini d'éléments surfaciques qui rayonnent en champ libre.

#### 3.2.4 Configuration 4 : Champ diffus - Structure - Champ libre

Fahy et Gardonio [87] ont montré que le couplage entre la structure et les deux chambres peut être négligé. Ceci est justifié par le fait que le champ de pression au niveau de la surface de la paroi est supposé être le même que celui en l'absence de déplacement de la structure. Dans ce contexte, pour la quatrième configuration illustrée par la figure 3.5, on considère une structure montée dans un baffle rigide est excitée par un champ diffus du côté émission et qui rayonne en champ libre du côté réception.

En effet, même si la problématique de l'affaiblissement acoustique des fenêtres concerne principalement l'atténuation du son dans les locaux (cavité acoustique bornée), il nous a paru intéressant de modéliser le problème de cette façon pour les deux raisons suivantes : (i) étudier le comportement vibro-acoustique intrinsèque de la structure indépendamment de son environnement extérieur, et (ii) diminuer le temps de calcul grâce à une réduction drastique du nombre de ddl du modèle éléments finis. L'indice d'affaiblissement acoustique est ainsi déterminé à partir de la puissance acoustique incidente d'un champ diffus sur la structure et la puissance acoustique rayonnée donnée par l'intégrale de Rayleigh.

### 3.3 Modélisation numérique de la transmission acoustique d'un double vitrage

Pour un système de double paroi avec une cavité acoustique interne de profondeur réduite, l'effet du fluide ne peut pas être négligé et la cavité joue un rôle significatif sur la performance acoustique du système. En effet, la vibration de la structure engendre une perturbation de la pression du fluide

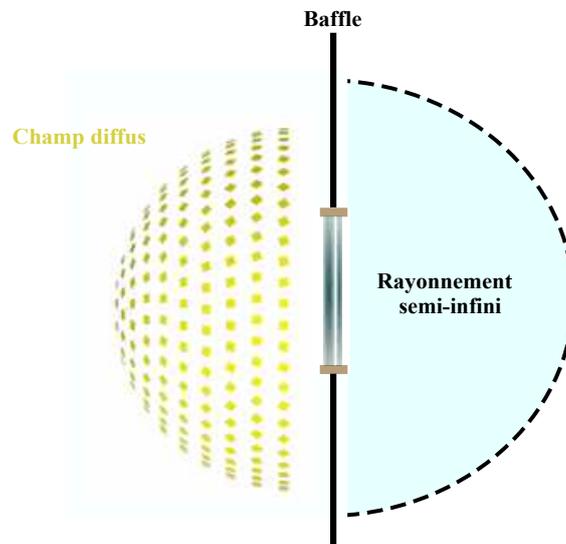


FIGURE 3.5 – Configuration 4 : Champ diffus - Structure - Champ libre.

interne et la variation du champ de pression de ce dernier modifie à son tour le champ vibratoire des deux parois et par conséquent le champ acoustique rayonné.

#### 3.3.1 Comportement vibro-acoustique d'un système de type double paroi

La différence entre la plupart des doubles vitrages incorporés dans les fenêtres se situe au niveau du système d'étanchéité sur toute la périphérie de ce dernier (double vitrage isolant). En effet, ce composant assure la liaison mécanique entre les deux vitres et par conséquent, en plus de la transmission acoustique due au rayonnement de la première vitre dans la cavité causant la vibration de la deuxième vitre, il y a une transmission solidienne au niveau des bords.

##### 3.3.1.1 Comportement physique

La structure étudiée dans cette partie est un double vitrage au sein duquel certains phénomènes physiques peuvent se produire à cause de la présence de la couche de fluide. Lorsque la cavité acoustique est ouverte (figure 3.6a), un phénomène de pompage du fluide peut avoir lieu suite à la vibration des deux plaques avec différentes amplitudes et/ou différentes phases [197]. Cela engendre un mouvement périodique du fluide et cette « masse ajoutée » conduit à une diminution des fréquences de résonance du système par rapport à celles d'un système « in vacuo ». Dans le cas où le fluide est enfermé dans la cavité, comme schématisé en figure 3.6b, les vibrations des plaques engendrent une variation du volume

### 3.3. MODÉLISATION NUMÉRIQUE DE LA TRANSMISSION ACOUSTIQUE D'UN DOUBLE VITRAGE

du fluide subissant ainsi des effets de condensation et raréfaction [197]. Ceci perturbe la pression dans la cavité et au contraire du premier cas, cette « rigidité ajoutée » conduit à une augmentation des fréquences de résonance du système par rapport à celles d'un système « in vacuo ».

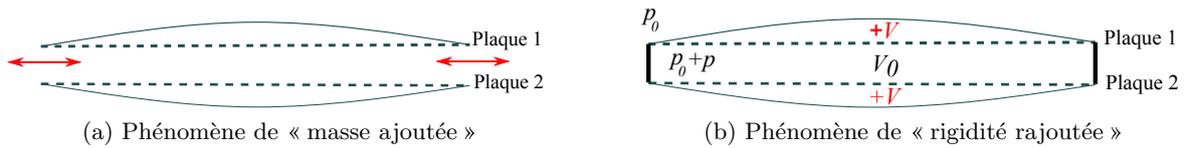


FIGURE 3.6 – Effet du fluide sur le comportement d'un système double paroi.

#### 3.3.1.2 Mécanismes de transmission acoustique

La transmission du son à travers un système double paroi peut impliquer différentes voies de transmission selon le type de système. Ces modes de transmission pour un système à double paroi infinie et un double vitrage isolant sont illustrés en figure 3.7. Dans le cas d'un système infini (figure 3.7a) où aucune liaison n'existe entre les deux parois, seule la transmission aérienne à travers la cavité peut avoir lieu. Pour un double vitrage isolant (figure 3.7b), l'onde acoustique passe du côté excitation au côté réception selon deux voies : la transmission aérienne par le biais de fluide qui existe dans la cavité acoustique inter-vitrage et la transmission solidienne à travers le système d'étanchéité qui joue le rôle d'une liaison mécanique entre les deux vitres.

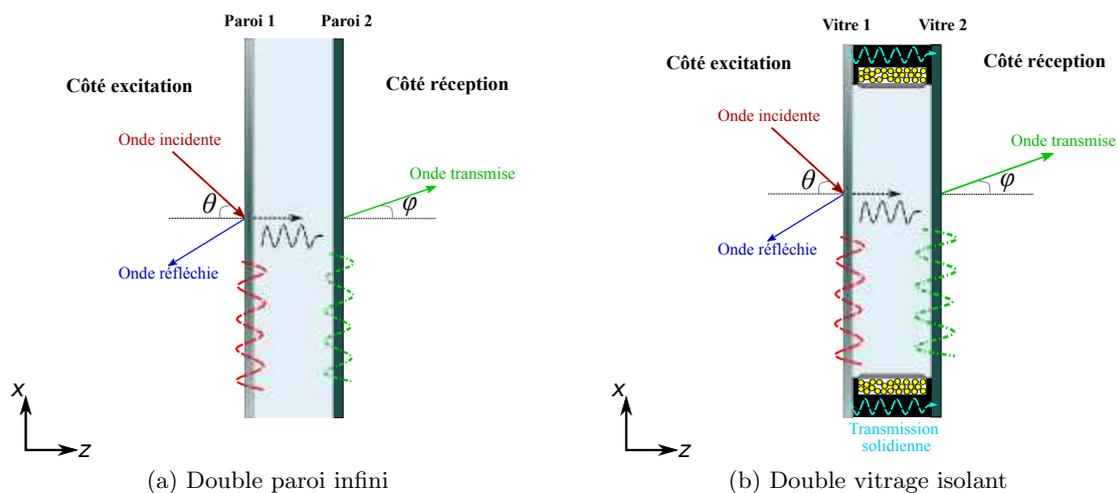


FIGURE 3.7 – Mécanismes de transmission acoustique à travers un double paroi infini et un double vitrage isolant.

#### 3.3.2 Modèle éléments finis

Le logiciel commercial d'éléments finis Actran<sup>®</sup> est utilisé ici pour étudier la réponse vibro-acoustique et prédire l'indice d'affaiblissement acoustique en basse fréquence des structures étudiées. Un modèle éléments finis tridimensionnel est utilisé pour résoudre numériquement les équations linéaires des domaines élastique (structure) et acoustique (fluide).

La première configuration proposée dans cette thèse est la plus complète compte tenu de la présence de l'ensemble des éléments (salle d'émission, salle de réception et double vitrage isolant). Elle est décrite dans cette section et le modèle utilisé est illustré par la figure 3.8. Pour les autres configurations discutées précédemment, l'idée est de supprimer l'une des deux chambres en gardant les caractéristiques géométriques du reste du modèle. Les volumes de la chambre d'émission et de réception sont respectivement d'environ 73 m<sup>3</sup> et 65 m<sup>3</sup>. Les dimensions des deux salles sont choisies en se basant sur les caractéristiques du laboratoire acoustique CERIBOIS [198]. En effet, dans le cadre de ces travaux, des essais acoustiques ont été réalisés dans ce laboratoire pour déterminer l'indice d'affaiblissement acoustique des fenêtres à ossature bois. Les détails et les résultats de ces essais font l'objet du dernier chapitre.

Concernant le double vitrage isolant, le modèle recalé dans le chapitre précédent a été employé. On rappelle que les dimensions latérales du vitrage sont dans ce cas 0,581 × 1,309 m<sup>2</sup>. La première vitre de 6 mm d'épaisseur est couplée à la salle émettrice, tandis que la deuxième, d'épaisseur 4 mm, est montée du côté de la salle de réception. Les deux vitres sont liées entre elles sur toute la périphérie par l'intercalaire et délimitent ainsi une cavité d'argon de 18 mm de profondeur. Le double vitrage est supposé encastré sur tout le bord. La source acoustique dans la chambre d'émission a été positionnée au niveau du coin supérieur en face de la structure. En se référant aux recommandations de la norme ISO 10140 [40], il faut que la distance entre le haut-parleur et toute surface de la chambre soit au minimum égale à 0,7 m. La source dans le modèle est donc placée au point de coordonnées (0,7 m ; 2,55 m ; 4,3 m), comme illustré sur la figure 3.8.

Dans la suite et sauf indication contraire, les propriétés des matériaux utilisés sont celles indiquées dans le tableau 3.1. La célérité des ondes acoustiques dans les fluides (l'air et l'argon) sont données à une température de 20°C. Un coefficient d'amortissement structural de 1% est utilisé pour tous les matériaux.

### 3.3. MODÉLISATION NUMÉRIQUE DE LA TRANSMISSION ACOUSTIQUE D'UN DOUBLE VITRAGE

Nous détaillons à présent le maillage utilisé pour la résolution du problème. Les tailles des éléments utilisés pour la discrétisation sont contrôlées par la longueur d'onde de flexion  $\lambda_f$  pour la partie solide et la longueur d'onde acoustique  $\lambda_a$  pour la partie fluide. Par conséquent, pour la même fréquence, ces deux conditions peuvent être très différentes conduisant ainsi à des tailles d'éléments très variables. On peut alors utiliser soit un maillage compatible pour lequel les nœuds des éléments structurels et acoustiques se superposent ou un maillage non compatible où le nombre des nœuds des deux domaines est différent au niveau de l'interface de couplage.

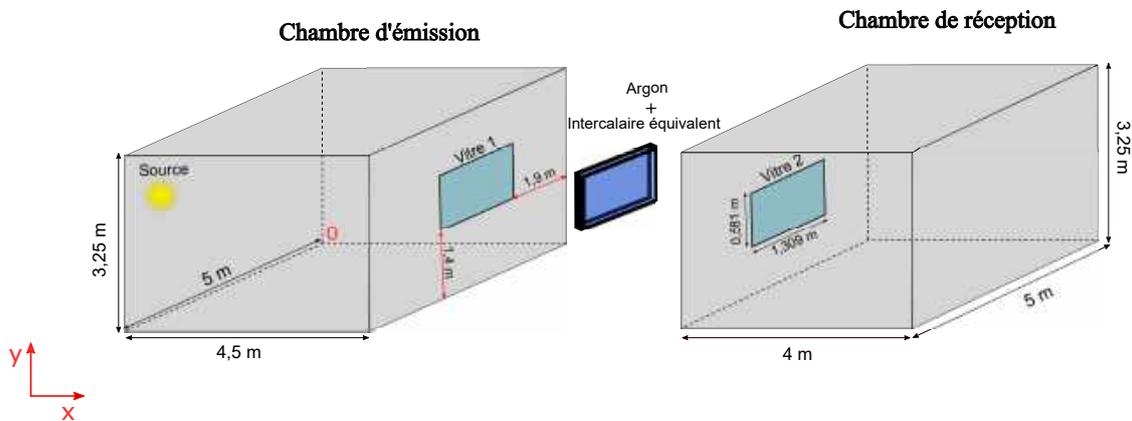


FIGURE 3.8 – Première configuration proposée pour la prédiction de l'indice d'affaiblissement acoustique du double vitrage isolant.

TABLE 3.1 – Propriétés des matériaux utilisés dans les modèles numériques.

|        | Unité             | Verre | Intercalaire équivalent | Air  | Argon |
|--------|-------------------|-------|-------------------------|------|-------|
| $E$    | GPa               | 60    | 0,1                     | -    | -     |
| $\rho$ | kg/m <sup>3</sup> | 2450  | 1523                    | 1,21 | 1,67  |
| $\nu$  | -                 | 0,23  | 0,49                    | -    | -     |
| $c$    | m/s               | -     | -                       | 340  | 317   |

Concernant le fluide,  $\lambda_a$  est déterminée à partir de la célérité des ondes dans le fluide  $c_0$  et la fréquence maximale  $f_{max}$  de la bande d'intérêt :

$$\lambda_a = \frac{c_0}{f_{max}}, \quad (3.15)$$

Pour la structure, la taille des éléments est choisie en fonction de la longueur d'onde de flexion  $\lambda_f$ . Cette dernière est calculée, en théorie de Kirchhoff-Love, en fonction de la la vitesse de phase des

### 3.3. MODÉLISATION NUMÉRIQUE DE LA TRANSMISSION ACOUSTIQUE D'UN DOUBLE VITRAGE

---

ondes de flexion  $c_f$  comme suit :

$$\lambda_f = \frac{c_f}{f_{max}}, \quad \text{avec} \quad c_f = \sqrt{2\pi f_{max}} \left(\frac{D}{m}\right)^{1/4}. \quad (3.16)$$

Pour le double vitrage isolant, un maillage compatible entre la partie structurale et la cavité fluide a été utilisé. La discrétisation par éléments finis est faite avec des éléments quadrangles linéaires (QUAD 4) pour les deux plaques de verre et des éléments hexaédriques linéaires (HEX 8) pour l'intercalaire équivalent et la cavité d'argon. La figure 3.9 est une illustration du maillage pour une partie du système considéré.

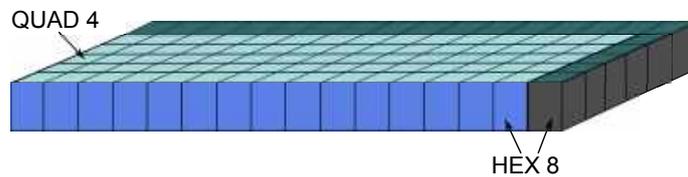


FIGURE 3.9 – Discretisation éléments finis du double vitrage isolant.

Généralement, il est recommandé d'utiliser 8 éléments par longueur d'onde acoustique  $\lambda_a$ , et 10 éléments par longueur d'onde de flexion  $\lambda_f$  lorsque une interpolation linéaire est utilisée [199]. Les longueurs d'ondes des deux domaines, ainsi que les tailles des éléments requises pour une fréquence maximale 600 Hz, sont données dans le tableau 3.2. Pour la cavité interne du double vitrage remplie d'argon, les valeurs sont données à titre indicatif car, comme déjà évoqué dans le chapitre 2, un maillage compatible a été utilisé avec un élément acoustique dans l'épaisseur de la cavité. La taille minimale entre les longueurs d'onde de flexion des deux plaques (ici celle de la plaque de 4 mm) est retenue.

TABLE 3.2 – Longueurs d'ondes acoustique et de flexion et tailles des éléments requises pour les domaines acoustique et structurel.

|                      | $\lambda_a$ (m) | $\lambda_f$ (m) | $\lambda/8(m)$ | $\lambda/10(m)$ |
|----------------------|-----------------|-----------------|----------------|-----------------|
| <b>Air</b>           | 0,566           | -               | 0,07           | 0,056           |
| <b>Argon</b>         | 0,528           | -               | 0,066          | 0,0528          |
| <b>Vitre de 6 mm</b> | -               | 0,303           | 0,038          | 0,030           |
| <b>Vitre de 4 mm</b> | -               | 0,248           | 0,031          | 0,024           |

Pour choisir la taille des éléments à retenir, nous menons une étude de convergence en comparant les dix premières fréquences propres de la plaque d'épaisseur 4 mm simplement appuyée avec la solution

### 3.3. MODÉLISATION NUMÉRIQUE DE LA TRANSMISSION ACOUSTIQUE D'UN DOUBLE VITRAGE

analytique correspondante. Pour une telle structure de masse volumique  $\rho_s$  et de dimensions  $L_x$  et  $L_y$ , les fréquences propres analytiques  $f_{n_x, n_y}$  et les déformées modales correspondantes  $w(x, y)$  sont données par [11] :

$$f_{n_x, n_y} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{D}{\rho_s}} \left[ \left( \frac{n_x}{L_x} \right)^2 + \left( \frac{n_y}{L_y} \right)^2 \right], \quad (3.17)$$

$$w(x, y) = \sin \left( \frac{\pi n_x}{L_x} x \right) \sin \left( \frac{\pi n_y}{L_y} y \right), \quad (3.18)$$

où  $n_x$  et  $n_y$  sont des nombres entiers.

Les fréquences propres analytiques et numériques ainsi que l'écart correspondant  $\epsilon$  avec 8 et 10 éléments par longueurs d'onde de flexion sont présentés dans le tableau 3.3. Les déformées modales de ces modes sont présentées par la figure 3.10. On remarque qu'avec 8 éléments par longueur d'onde, l'écart entre les solutions numérique et analytique reste toujours inférieur à 2%. Nous choisissons finalement de combiner les deux tailles d'éléments. Ainsi 8 éléments/ $\lambda_f$  sont utilisés selon la plus petite dimension (0,581 m) et 10 éléments/ $\lambda_f$  selon la plus grande dimension (1,309 m) du double vitrage.

TABLE 3.3 – Comparaison des fréquences propres analytiques et numériques d'une plaque d'épaisseur 4 mm simplement appuyée en fonction du nombre d'élément par  $\lambda_f$ .

|                 |                  | <b>1</b> | <b>2</b> | <b>3</b> | <b>4</b> | <b>5</b> | <b>6</b> | <b>7</b> | <b>8</b> | <b>9</b> | <b>10</b> |
|-----------------|------------------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|-----------|
|                 | $f_{analy}$ (Hz) | 32,8     | 49       | 76       | 113,7    | 115      | 131,2    | 158,1    | 162,3    | 195,9    | 221,7     |
| 10/ $\lambda_f$ | $f_{num}$ (Hz)   | 32,6     | 48,6     | 75,3     | 112,8    | 114,6    | 130,2    | 155,5    | 161      | 193,3    | 220       |
|                 | $\epsilon$ (%)   | 0,61     | 0,82     | 0,92     | 0,79     | 0,35     | 0,76     | 1,64     | 0,8      | 1,33     | 0,77      |
| 8/ $\lambda_f$  | $f_{num}$ (Hz)   | 32,6     | 48,5     | 75,1     | 112,5    | 114,5    | 130      | 155,9    | 160,7    | 192,2    | 219,6     |
|                 | $\epsilon$ (%)   | 0,61     | 1,02     | 1,18     | 1,06     | 0,43     | 0,91     | 1,39     | 0,99     | 1,89     | 0,95      |

Pour le système global, c'est-à-dire lorsque le double vitrage est couplé à une ou deux chambres, un maillage non compatible est utilisé entre les vitres et les cavités acoustiques. Ce type de maillage est généralement requis dans les problèmes de couplage vibro-acoustique de grande taille afin de minimiser le coût de calcul. Il se traduit par une non-coïncidence des nœuds à l'interface des différents domaines. La formulation de ces équations nécessite, pour chaque interface de couplage, la projection des nœuds de la première surface sur la deuxième surface. Il est généralement recommandé que les nœuds du

### 3.3. MODÉLISATION NUMÉRIQUE DE LA TRANSMISSION ACOUSTIQUE D'UN DOUBLE VITRAGE

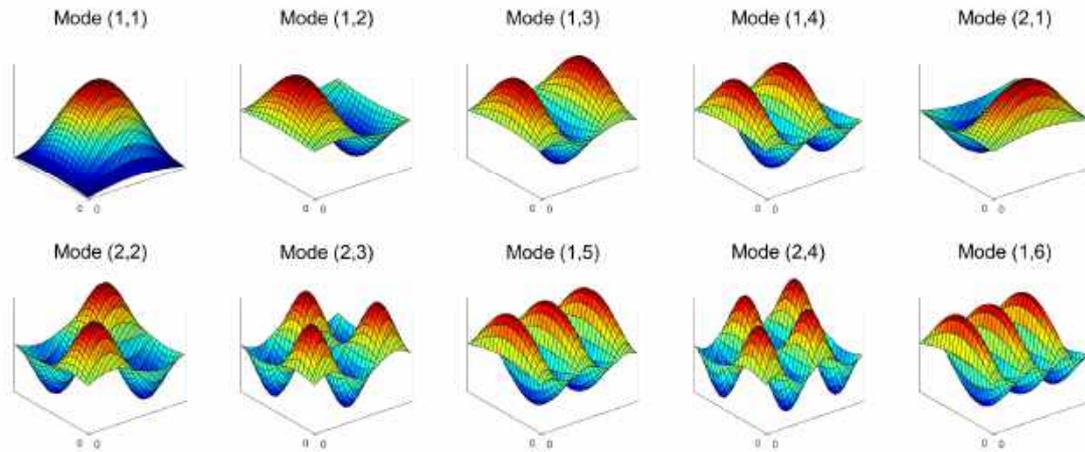


FIGURE 3.10 – Déformées modales analytiques d'une plaque de 4 mm d'épaisseur simplement appuyée.

maillage le plus fin (celui de la structure) soient projetés sur les faces de éléments du maillage le plus grossier (celui du domaine acoustiques) comme illustré dans la figure 3.11 [199]. Deux interfaces de couplage sont alors modélisées entre la vitre de 6 mm d'épaisseur et la salle émettrice et entre celle de 4 mm d'épaisseur et la salle de réception.

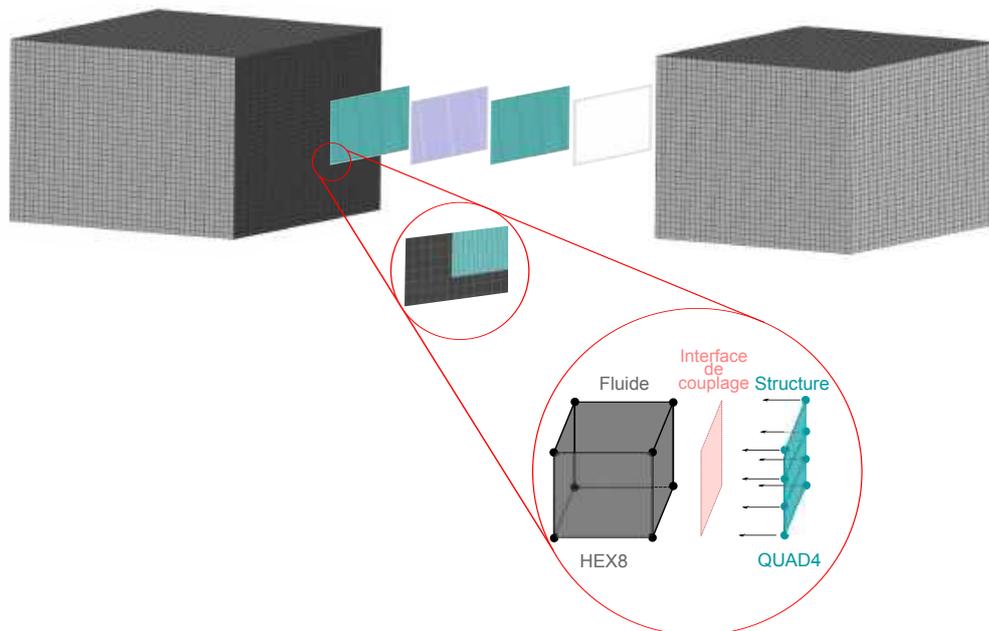


FIGURE 3.11 – Maillage du modèle utilisé pour la première configuration avec des éléments hexaédriques HEX8 pour le domaine fluide et quadrangle QUAD4 pour la structure.

### 3.3. MODÉLISATION NUMÉRIQUE DE LA TRANSMISSION ACOUSTIQUE D'UN DOUBLE VITRAGE

---

Pour comparer les coûts de calcul des quatre configurations, une comparaison du nombre de dds est donnée dans le tableau 3.4. En respectant les conditions de maillage pour la structure et les domaines fluides, le premier modèle avec les deux salles acoustiques contient un nombre total de 189 000 ddl ce qui est environ 5 fois plus important que le nombre de ddl de la configuration où les domaines acoustiques des deux côtés du double vitrage ne sont pas modélisés.

TABLE 3.4 – Nombre de ddl des quatre configurations numériques proposées.

| Configuration         | 1   | 2   | 3   | 4  |
|-----------------------|-----|-----|-----|----|
| ddl ( $\times 10^3$ ) | 189 | 110 | 115 | 36 |

#### 3.3.3 Modèles d'excitations

L'étude de la réponse vibro-acoustique de la structure a fait appel à deux types d'excitation selon la configuration utilisée : une source monopolaire quand la chambre d'émission est modélisée (configuration 1 et 3) et un champ diffus acoustique idéal (configuration 2 et 4).

##### 3.3.3.1 Source monopolaire

La création de l'excitation acoustique dans la salle d'émission pour les configurations 1 et 3 est réalisée avec une source monopolaire. Ce type de source correspond au rayonnement d'une sphère de diamètre infinitésimal. Le champ de pression engendré par cette source de débit volumique  $Q$  et de centre  $\mathbf{r}_0$  en un point  $\mathbf{r}$  de l'espace est défini par [86] :

$$p(\mathbf{r}, t) = j\omega\rho_0 \frac{Q}{4\pi|\mathbf{r} - \mathbf{r}_0|} e^{j(\omega t - k|\mathbf{r} - \mathbf{r}_0|)}, \quad (3.19)$$

##### 3.3.3.2 Champ diffus

La modélisation du champ acoustique est réalisée en prenant en compte des ondes planes équiréparties sur une demi-sphère du côté émission. En pratique, le positionnement de la structure dans l'ouverture du mur peut affecter les mesures de l'affaiblissement acoustique en raison de l'effet de niche [200]. Ceci limite les angles d'incidence sur la structure notamment en basse fréquence. Pour cela, un angle limite d'incidence est généralement pris en compte pour mieux reproduire les condition

### 3.4. RÉSULTATS DE LA PRÉDICTION DE L'INDICE D'AFFAIBLISSEMENT ACOUSTIQUE

---

expérimentales dans le modèle numérique. La transparence acoustique  $\tau$  d'une structure excitée par un champ diffus est définie par [42] :

$$\tau = \int_0^{\theta_l} \tau_\theta \sin(2\theta) d\theta, \quad (3.20)$$

où  $\tau_\theta$  est la transparence acoustique pour une excitation par une onde plane et  $\theta_l$  est l'angle limite qui permet de supprimer les ondes rasantes. Dans les travaux de Mulholland et al. [201], cet angle est supposé être entre  $70^\circ$  et  $85^\circ$ . Par conséquent, nous étudions l'effet de cette limite sur l'indice d'affaiblissement acoustique d'une vitre encastrée. Quatre valeurs de  $70^\circ$  à  $85^\circ$  avec un pas de  $5^\circ$  sont testées. L'étude est réalisée avec un pas fréquentiel de 10 Hz pour la plage fréquentielle [10 - 100 Hz] et aux fréquences centrales des bandes de tiers d'octave jusqu'à 600 Hz. Les résultats présentés sur la figure 3.12 montrent qu'il n'y a pas d'influence notable entre les différents angles considérés. Dans toute la suite, l'angle limite est ainsi fixé à  $80^\circ$ .

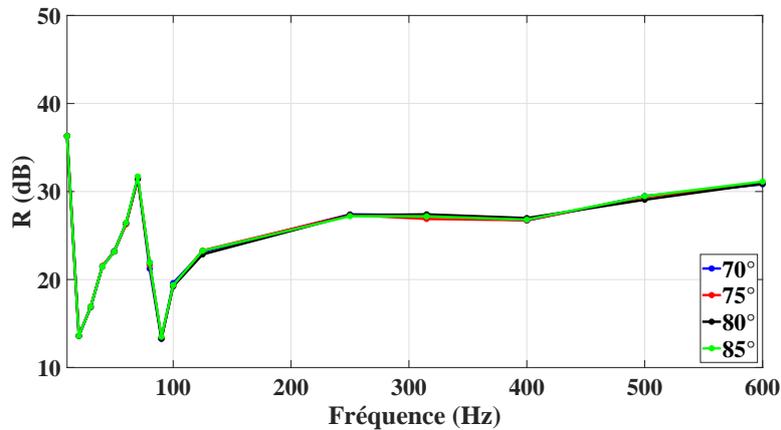


FIGURE 3.12 – Effet de l'angle limite d'incidence sur l'affaiblissement acoustique d'une vitre encastrée.

### 3.4 Résultats de la prédiction de l'indice d'affaiblissement acoustique

Dans cette section, nous présentons les résultats du calcul de l'indice d'affaiblissement acoustique du double vitrage isolant. Pour cela, nous commençons avec une comparaison avec une approche par impédance afin d'évaluer la limite de cette dernière dans notre cas d'étude. Par la suite, nous présentons les analyses réalisées avec les quatre configurations discutées précédemment. Les spectres des affaiblissements acoustiques sont présentés en bande fine et en bande de tiers d'octave.

### 3.4.1 Comparaison avec l'approche par impédance

Dans un premier temps, les résultats de l'affaiblissement acoustique d'un système double vitrage calculé avec la méthode des éléments finis sont comparés à ceux d'un système infini déterminé avec une approche analytique. Plusieurs approches présentées dans la littérature traitent le problème de transmission acoustique à travers les systèmes double paroi, parmi lesquelles, nous avons choisi l'approche par impédance décrite par Heckl [202]. Dans l'équation (3.20),  $\tau_\theta$  est définie par la relation :

$$\tau_\theta = \left| 1 - \omega^2 \frac{m'_1 + m'_2}{2s} + j\omega \frac{m'_1 + m'_2}{2Z} \left( 1 - \omega^2 \frac{m'_1 m'_2}{s(m'_1 + m'_2)} + \frac{Z^2}{s(m'_1 + m'_2)} \right) \right|^{-2}. \quad (3.21)$$

où  $s$  en  $\text{N/m}^3$  est la rigidité surfacique du fluide dans la cavité. Dans les travaux de Heckl [202], le paramètre  $s$  est donné en fonction de la profondeur de la cavité  $d$  par la relation  $s \times d = 4 \times 10^5$  ( $\text{N/m}^2$ ). Cependant, nous avons ici recalé ce paramètre par rapport à la fréquence « masse-air-masse » et la valeur obtenue pour  $s$  est estimée à  $1,28 \times 10^5 / d$  ( $\text{N/m}^3$ ). Dans l'équation (3.21),  $Z$  représente l'impédance spécifique de l'air donnée par :

$$Z = \frac{\rho_0 c_0}{\cos \theta}, \quad (3.22)$$

et

$$m'_i = m_i \left( 1 - \frac{f^2}{f_{cr,i}^2} \sin^4 \theta \right) \quad \text{avec } i = 1, 2. \quad (3.23)$$

où  $m_i$  correspond à la masse surfacique de la paroi  $i$  et  $f_{cr,i}$  sa fréquence critique.

Comme déjà évoqué dans le premier chapitre, à cette fréquence critique une chute des performances acoustiques de la structure est observée. Pour un système double paroi symétrique, la chute de l'affaiblissement acoustique est plus important que pour une plaque seule [124]. Cette fréquence caractéristique est inversement proportionnelle à la rigidité de la structure, c'est-à-dire plus la plaque est épaisse plus la fréquence critique se déplace vers les basses fréquences. Dans ces travaux, la vitre la plus épaisse utilisée dans les doubles vitrages étudiés est de 10 mm. La fréquence critique correspondante est d'environ 1315 Hz, qui est hors de la gamme fréquentielle d'intérêt. Par conséquent, la chute de l'indice d'affaiblissement acoustique à cette fréquence n'est pas visible sur nos résultats.

Pour la fréquence « masse-air-masse », l'expression donnée par Heckl [202] est différente de celle donnée par Fahy [11] (équation (1.19) par le fait qu'elle est indépendante de l'angle d'incidence des

### 3.4. RÉSULTATS DE LA PRÉDICTION DE L'INDICE D'AFFAIBLISSEMENT ACOUSTIQUE

---

ondes acoustiques :

$$f_{mam} \cong \frac{1800}{\sqrt{(d m_1 m_2)/(m_1 + m_2)}}, \quad (3.24)$$

Pour étudier la réponse acoustique intrinsèque de la structure sans aucune influence d'autres facteurs environnementaux, l'affaiblissement acoustique du double vitrage isolant 6/18/4 est calculé avec la configuration de champs libres des deux côtés. Nous étudions la réponse du double vitrage d'un ouvrant de la fenêtre ( $0,581 \times 1,309 \text{ m}^2$ ) et celui avec des dimensions normalisées ( $1,23 \times 1,48 \text{ m}^2$ ). Les deux types de conditions aux limites de la structure, libres et encastées, sont testés et la comparaison avec l'approche par impédance en bande fine et en bande de tiers d'octave est présentée sur la figure 3.13. On remarque que :

- La fréquence de résonance  $f_{mam}$  est bien identifiable sur les trois courbes en bande fine. Théoriquement, elle est à 175 Hz, qui correspond bien à la chute de l'affaiblissement acoustique observée sur les courbes. Le mode couplé fluide-structure correspondant est présenté en figure 3.14 ;
- Entre les deux approches de résolution (analytique et numérique), jusqu'à 160 Hz le comportement du système avec les conditions libres modélisé par éléments finis est relativement similaire à celui du modèle analytique avec double paroi infinie ;
- En-dessous de la fréquence  $f_{mam}$ , le résultat du double vitrage encasté est très différent de celui obtenu avec l'approche par impédance. En effet, les creux au niveau des modes de flexion des plaques sont en-dessous de la courbe analytique d'environ 20 dB ;
- Au-delà de la fréquence « masse-air-masse », l'indice d'affaiblissement calculé par l'approche par impédance est plus important que celui issu des modèles numériques avec un écart d'environ 25 dB à 500 Hz. Ceci s'explique par le fait qu'avec le modèle analytique, seule la fréquence  $f_{mam}$  est prise en compte, alors que les modèles numériques détectent toutes les résonances du système qui font chuter les performances acoustiques considérablement ;
- Toutes les remarques ci-dessus sont également valables pour les résultats du double vitrage normalisé. Toutefois, il faut noter que la différence entre modèle encasté et l'approche analytique en basse fréquence est réduite. Ceci est dû à l'augmentation des dimensions des vitres et par conséquent la réduction des effets de bords.

### 3.4. RÉSULTATS DE LA PRÉDICTION DE L'INDICE D'AFFAIBLISSEMENT ACOUSTIQUE

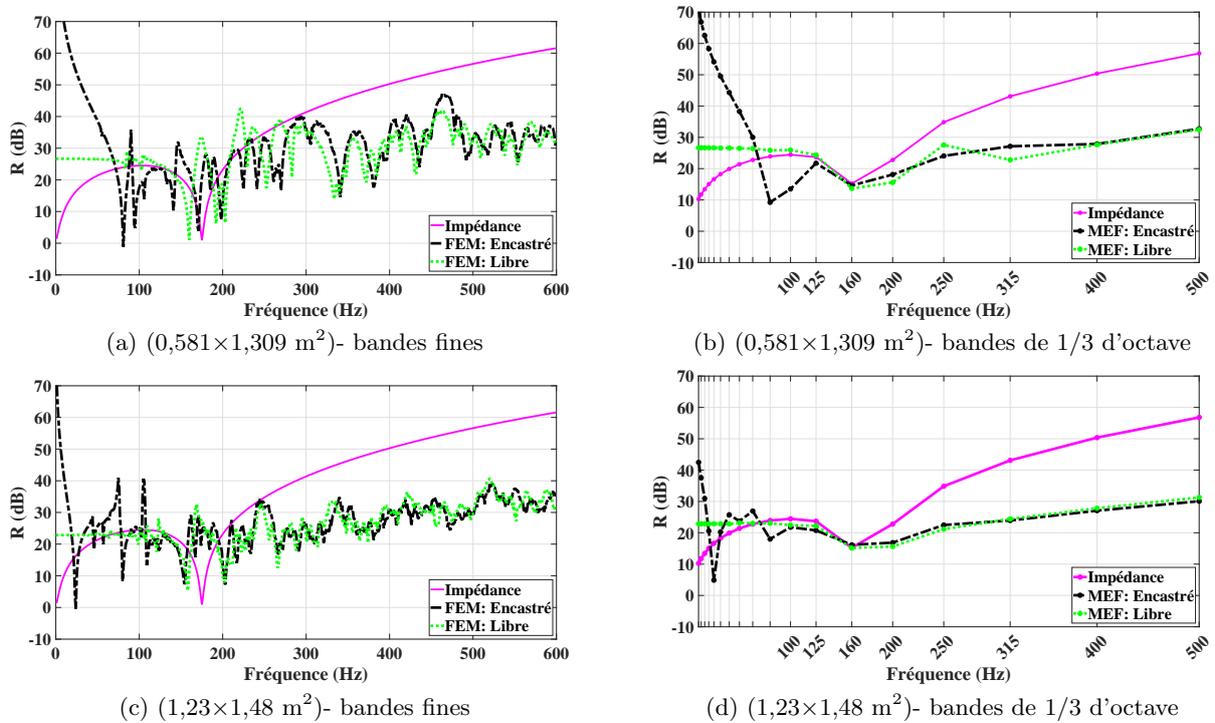


FIGURE 3.13 – Indice d'affaiblissement acoustique d'un double vitrage infini calculé avec l'approche par impédance et du double vitrage isolant 6/18/4 prédit avec la méthode des éléments finis.

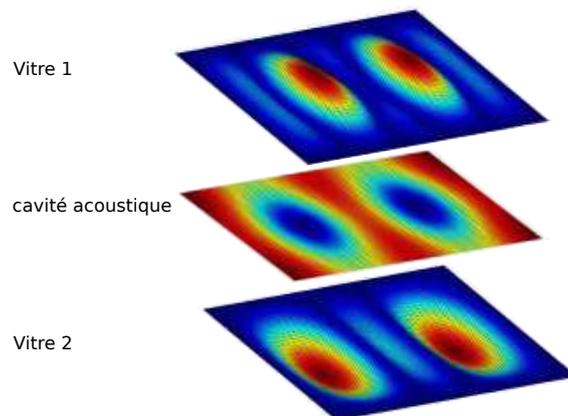


FIGURE 3.14 – Mode de résonance « masse-air-masse » (champ de pression dans le fluide et champ de déplacement des deux vitres).

### 3.4. RÉSULTATS DE LA PRÉDICTION DE L'INDICE D'AFFAIBLISSEMENT ACOUSTIQUE

---

Ces résultats mettent en lumière la limite de l'approche par impédance dans notre cas d'étude. En effet, elle ne peut être appliquée que qualitativement car, à cause des dimensions latérales réduites des vitres, le couplage avec la cavité d'air engendre des résonances latérales importantes.

#### 3.4.2 Comparaison des résultats des quatre configurations

Le couplage de la structure avec les chambres modifie sa réponse et donc sa transmission acoustique en raison de deux phénomènes : la coïncidence fréquentielle (la proximité des fréquences propres des pièces et celles de la structure) et spatiale (correspondance spatiale de la distribution des déplacements et de la pression acoustique) [11]. Ceci est d'autant plus important que la fréquence de Schroeder est grande. En effet, le temps de réverbération  $T_{60}$ , défini par l'équation (3.4) prend en compte la dissipation de l'énergie dans l'air de la pièce ainsi que l'absorption acoustique sur les parois. Ce dernier phénomène peut être important et doit donc être pris en compte dans les simulations des problèmes acoustiques dans les chambres [203]. Lors de l'étude de l'influence des salles sur la réponse vibro-acoustique du double vitrage isolant avec les trois configurations contenant au moins une cavité acoustique (configurations 1 à 3), nous utilisons donc deux types de conditions aux limites pour les parois des chambres. Le premier cas consiste à supposer que toutes les parois sont rigides c'est-à-dire parfaitement réfléchissantes. Pour le deuxième cas, un coefficient d'impédance acoustique est ajouté sur les parois.

##### 3.4.2.1 Parois rigides

Dans cette première étude, les murs des deux salles sont parfaitement rigides. En effet, même si ce cas présente une situation extrême car en réalité les logements sont plus au moins habillés de surfaces absorbantes, cette analyse permet de mettre en évidence l'effet de l'absorption sur la prédiction de l'affaiblissement acoustique. Dans le cas de cavités parallélépipédiques de dimensions  $L_x$ ,  $L_y$  et  $L_z$  avec parois rigides, le gradient de pression normale à la surface des parois est nulle [11] :

$$\frac{\partial p}{\partial n} = 0, \quad (3.25)$$

En utilisant des fonctions séparables, les conditions limites sont satisfaites par :

$$\phi = \phi_0 \cos\left(\frac{n_x \pi}{L_x} x\right) \cos\left(\frac{n_y \pi}{L_y} y\right) \cos\left(\frac{n_z \pi}{L_z} z\right), \quad (3.26)$$

### 3.4. RÉSULTATS DE LA PRÉDICTION DE L'INDICE D'AFFAIBLISSEMENT ACOUSTIQUE

---

pour  $0 \leq x \leq L_x$ ,  $0 \leq y \leq L_y$ ,  $0 \leq z \leq L_z$  avec  $n_x, n_y$  et  $n_z$  des entiers et  $\phi_0$  la constante de normalisation.

Les fréquences propres correspondantes sont définies par :

$$f_{n_x, n_y, n_z} = \frac{c_0}{2} \sqrt{\left(\frac{n_x}{L_x}\right)^2 + \left(\frac{n_y}{L_y}\right)^2 + \left(\frac{n_z}{L_z}\right)^2}, \quad (3.27)$$

D'après l'expression précédente des fréquences propres, il est clair que les modes propres d'une cavité acoustique sont décalées vers les hautes fréquences lorsque ses dimensions diminuent. En basse fréquence, la densité modale est faible. Lorsque la fréquence de la source est égale aux fréquences propres de la cavité, des résonances se produisent ce qui génère une grande variation spatiale de la pression. Comme le montre la figure 3.15, les pics de pression de la chambre émettrice sont dus à ses résonances acoustiques pour lesquelles existent des ondes stationnaires engendrant des pics d'intensité (ventres) et des zones où l'intensité est nulle (nœuds). À titre d'exemple, les trois premiers modes de la chambre d'émission sont présentés sur la figure 3.16.

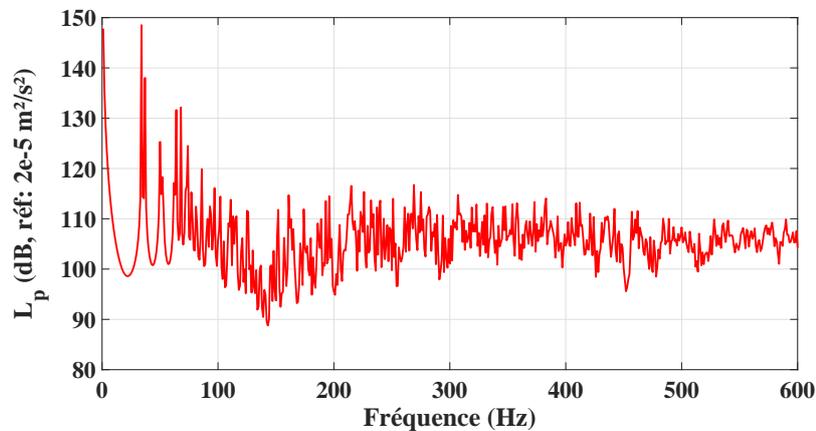


FIGURE 3.15 – Niveau de pression quadratique moyenne dans la chambre d'émission à parois rigides.

Les résultats en bande fine de l'indice d'affaiblissement acoustique du double vitrage isolant bafflé en champs libres et les autres configurations avec des parois rigides des chambres sont comparés et présentés par les figures 3.17 à 3.19. On peut ainsi faire les remarques suivantes :

- Une différence significative entre l'affaiblissement acoustique du double vitrage calculé avec les différentes configurations est observée, notamment en très basse fréquence. De plus, un grand nombre de creux sur les courbes des trois premières configurations reflètent le comportement

### 3.4. RÉSULTATS DE LA PRÉDICTION DE L'INDICE D'AFFAIBLISSEMENT ACOUSTIQUE

---

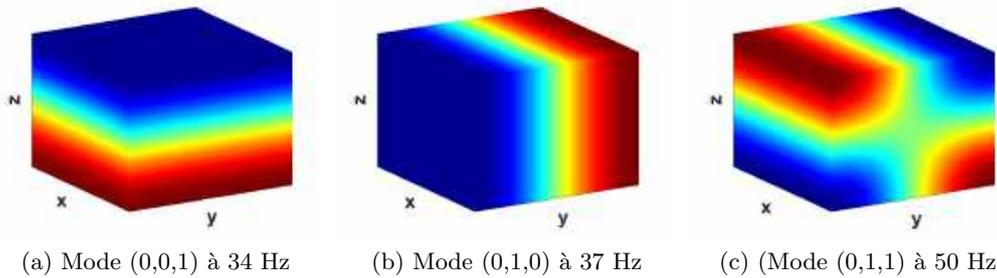


FIGURE 3.16 – Trois premiers modes acoustiques de la pièce d'émission.

modal des deux pièces. Ceci n'est évidemment pas observé avec la quatrième configuration qui ne présente que les modes de flexion du système vitré ;

- En bande fine, les résultats de la figure 3.17 montrent que la présence des deux chambres engendre dans une petite plage fréquentielle des variations très importantes qui atteignent environ 35 dB par rapport à la 4<sup>ème</sup> configuration ;
- En comparant l'indice d'affaiblissement acoustique prédit avec la présence de la chambre de réception seule (figure 3.18) et celui avec la chambre d'émission (figure 3.19), les creux de la courbe du premier cas sont moins prononcés que pour le second cas ;
- Pour les trois configurations avec au moins une chambre modélisée, la fréquence de Schroeder ne peut pas être bien identifiée. Néanmoins, le comportement modal très dominant des pièces en basse fréquence s'atténue au delà de 250 Hz. À partir de cette fréquence, la densité modale est beaucoup plus importante ce qui rend les courbes de  $R$  plus lisses ;
- Au delà de 250 Hz, la représentation des résultats en bande de tiers d'octave (figure 3.20) montre que les courbes de l'indice d'affaiblissement acoustique  $R$  issues des quatre configurations suivent globalement la même tendance. Cependant, on observe toujours une différence d'environ 18 dB à 500 Hz entre les deux cas limites (1<sup>ère</sup> et 4<sup>ème</sup> configurations). On observe aussi que la courbe de l'affaiblissement acoustique de la structure découplée des deux cavités est au-dessus de celles des autres cas ce qui signifie que cette configuration prédit une meilleure performance acoustique.

En se basant sur les résultats ci-dessus, l'ajout de la dissipation dans les chambres est une solution classique pour atténuer l'influence du comportement modal des chambres sur l'indice d'affaiblissement

### 3.4. RÉSULTATS DE LA PRÉDICTION DE L'INDICE D'AFFAIBLISSEMENT ACOUSTIQUE

---

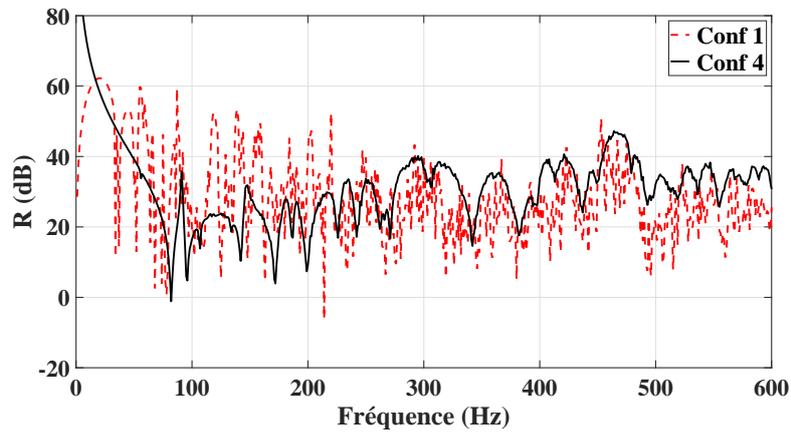


FIGURE 3.17 – Indice d'affaiblissement acoustique du double vitrage calculé par la 1<sup>ère</sup> et la 4<sup>ème</sup> configurations avec des parois rigides.

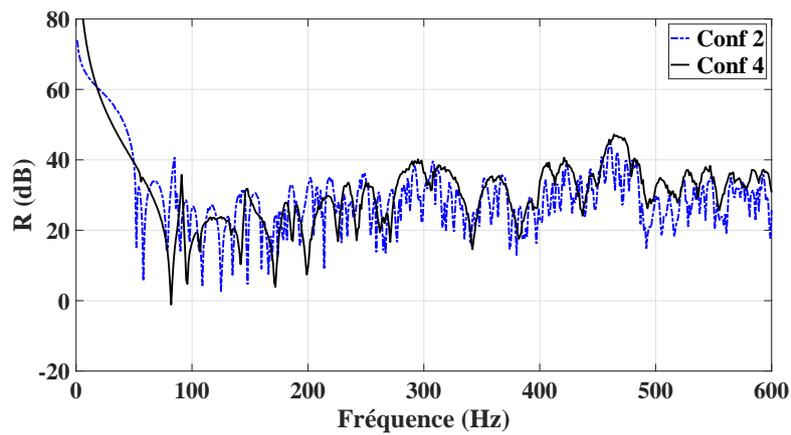


FIGURE 3.18 – Indice d'affaiblissement acoustique du double vitrage calculé par la 2<sup>ème</sup> et la 4<sup>ème</sup> configurations avec des parois rigides.

### 3.4. RÉSULTATS DE LA PRÉDICTION DE L'INDICE D'AFFAIBLISSEMENT ACOUSTIQUE

---

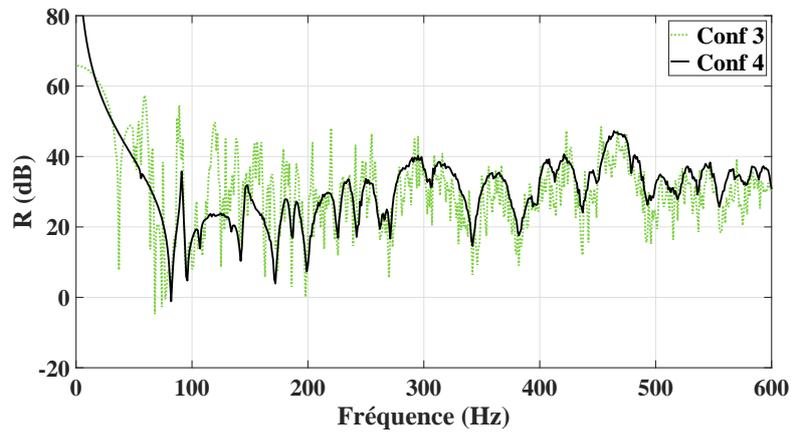


FIGURE 3.19 – Indice d'affaiblissement acoustique du double vitrage calculé par la 3<sup>ème</sup> et la 4<sup>ème</sup> configurations avec des parois rigides.

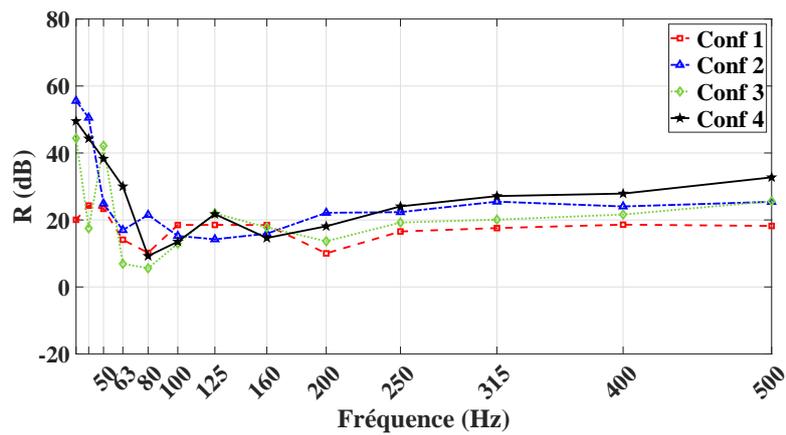


FIGURE 3.20 – Indice d'affaiblissement acoustique du double vitrage 6/18/4 en bande de tiers d'octave calculé par les quatre configurations avec des parois rigides.

### 3.4. RÉSULTATS DE LA PRÉDICTION DE L'INDICE D'AFFAIBLISSEMENT ACOUSTIQUE

---

acoustique de la structure considérée. De la même façon que les essais expérimentaux qui utilisent le temps de réverbération comme terme de correction pour prendre en compte la dissipation, numériquement ceci peut être mise en place par le biais d'un coefficient d'absorption ou d'impédance sur les parois des chambres ce qui les rend ainsi partiellement absorbantes.

#### 3.4.2.2 Parois absorbantes

En pratique, les parois sont acoustiquement traitées ce qui modifie le champ de pression. Numériquement, cela est possible avec la prise en compte d'un coefficient d'absorption ou d'impédance de surface. Le choix d'utiliser un coefficient d'absorption, d'impédance ou les deux combinés dépend de la méthode de résolution utilisée [203]. Cependant, les caractéristiques physiques de la surface (les phases et les réflexions des ondes) peuvent être mieux décrites par un coefficient d'impédance que par un coefficient d'absorption [204].

Classiquement, le coefficient d'absorption des matériaux est mesuré en utilisant soit la méthode de la chambre réverbérante ou la méthode du tube d'impédance. La première approche décrite par la norme ISO 354 [205] permet de déterminer le coefficient d'absorption des matériaux utilisés dans le traitement des murs et des plafonds ainsi que celui des surfaces d'absorption acoustique équivalentes des objets tels que les meubles et les personnes. La deuxième méthode permet de déterminer, selon la norme ISO 10534 [206], le coefficient d'absorption, de réflexion et d'impédance acoustique d'un matériau quand l'incidence est normale. La prise en compte de l'impédance normale  $Z_{nor}$  sur les surfaces de la cavité est connue comme la condition limite de Robin et la variation de la pression s'écrit alors :

$$\frac{\partial p}{\partial n} = -j \frac{\rho_0 c_0}{Z_{nor}} k p, \quad (3.28)$$

La normalisation de cette impédance par rapport à celle de l'air donne l'impédance normale spécifique de surface notée  $\zeta_{nor}$  et définie comme suit :

$$\zeta_{nor} = \frac{Z_{nor}}{\rho_0 c_0}, \quad (3.29)$$

et ainsi, le coefficient d'absorption normal est calculé en fonction de  $\zeta_{nor}$  [207] :

$$\alpha_{nor} = 1 - \left| \frac{\zeta_{nor} - 1}{\zeta_{nor} + 1} \right|^2, \quad (3.30)$$

L'impédance normale spécifique de surface implique une réaction localisée vu que l'impédance est supposée indépendante de l'angle d'incidence. Cette hypothèse est largement utilisée dans les

### 3.4. RÉSULTATS DE LA PRÉDICTION DE L'INDICE D'AFFAIBLISSEMENT ACOUSTIQUE

---

modélisations acoustiques de salles vu sa simplicité par rapport aux modèles de réactions non localisées et sa connaissance suffit pour calculer la caractéristique d'absorption de la paroi [203]. Cette impédance dépend de la fréquence et s'écrit généralement sous une forme complexe dont les parties réelles et imaginaires ont une influence très différentes sur les caractéristiques acoustiques d'une cavité [208]. Cependant, elle est dans la plupart des cas supposée réelle.

Dans ces analyses, nous utilisons une impédance normale spécifique de surface homogénéisée en se basant sur des données expérimentales. En effet, afin d'utiliser une valeur représentative pour les salles d'essai, nous avons eu recours, dans un premier temps, aux résultats des mesures du temps de réverbération  $T_{60}$  et du volume de la salle de réception  $V$  du laboratoire CERIBOIS pour déterminer l'aire d'absorption totale définie par :

$$A = \frac{0,16 V}{T_{60}}, \quad (3.31)$$

En supposant alors que toutes les surfaces  $S_i$  de la chambre dissipent l'énergie de la même façon sauf pour celle où la structure est montée, le coefficient d'absorption moyen  $\alpha$  est obtenu par :

$$\alpha = \frac{A}{\sum_{i=1}^N S_i} \quad \text{avec } i \in [1; 5]. \quad (3.32)$$

La variation du coefficient d'absorption en fonction de la fréquence est illustrée par la figure 3.21. La figure 3.21a présente les résultats jusqu'à 8000 Hz à titre indicatif, tandis que la figure 3.21b présente un zoom sur la bande fréquentielle d'intérêt (jusqu'à 500 Hz). Nous constatons que le coefficient d'absorption varie globalement entre 0,076 et 0,093 et une valeur moyenne de 0,084 pour  $\alpha$  peut être utilisée. En se basant sur cette valeur, une des solutions de l'équation (3.30) est égale à 0,022 qui correspond à la valeur utilisée pour l'impédance normale spécifique  $\zeta_{nor}$  dans les analyses suivantes.

Les résultats en bande fine de l'indice d'affaiblissement acoustique du double vitrage isolant bafflé en champs libres et les autres configurations après l'ajout de la dissipation sur les parois sont comparés et présentés par les figures 3.22 à 3.24. Nous observons que :

- Il y a une atténuation significative de nombre des creux et de leurs amplitudes par rapport au cas où les parois sont parfaitement rigides pour toutes les configurations. Les régions où dominant le comportement modal et le champ diffus sont clairement séparées et la fréquence de coupure est en alentours de 280 Hz ;

### 3.4. RÉSULTATS DE LA PRÉDICTION DE L'INDICE D'AFFAIBLISSEMENT ACOUSTIQUE

---

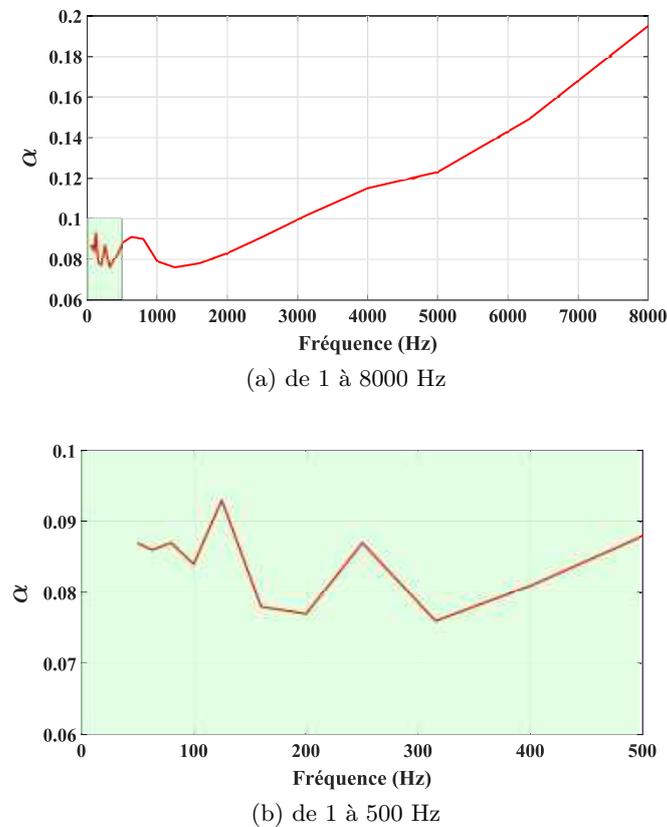


FIGURE 3.21 – Coefficient d'absorption calculé à partir des données expérimentales (équations (3.31) et (3.32)) d'un essai acoustique effectué au laboratoire CERIBOIS.

- La comparaison entre la première et la quatrième configuration illustrée par la figure 3.22 montre que même avec des parois traitées et un coefficient d'absorption respectant les recommandations des normes, il y a une différence entre le résultat issu de la configuration avec et sans les deux salles ;
- On peut observer sur la figure 3.23 que le comportement modal de la salle de réception seule n'affecte pas de manière significative la perte par transmission par rapport au cas idéal. Cela est clair du fait que les creux de la courbe en trait pointillé se superposent avec ceux de la courbe en trait continu sauf en-dessous de 180 Hz ;
- Même avec l'ajout de l'absorption acoustique, le comportement modal de la salle d'émission reste observable en très basse fréquence (figure 3.24). Ainsi, les propriétés de cette chambre et son excitation dominant le résultat de l'affaiblissement acoustique de la structure quand celle-ci est montée dans l'installation complète (1<sup>ère</sup> configuration) ;

### 3.4. RÉSULTATS DE LA PRÉDICTION DE L'INDICE D'AFFAIBLISSEMENT ACOUSTIQUE

---

- La fréquence « masse-air-masse » du double vitrage est bien identifiable avec les trois configurations avec les chambres autour de 170 Hz ce qui se traduit par une chute significative de l'indice d'affaiblissement acoustique ;
- Une synthèse de l'indice d'affaiblissement acoustique  $R$  calculé avec les quatre configurations en bande de tiers d'octave est présentée en figure 3.25. Pour toute la plage fréquentielle, les courbes de l'indice d'affaiblissement acoustique ont la même tendance avec une différence de 4 dB, par exemple, entre les cas avec une seule pièce (2<sup>ème</sup> et 3<sup>ème</sup> configurations) à 500 Hz. On peut également observer que pour les fréquences inférieures à 125 Hz, le résultat avec une installation complète et avec seulement une salle d'émission sont similaires. Ces résultats montrent que l'effet de la salle où la source est placée est plus important que l'effet de la salle de réception. Ceci est dû probablement au niveau élevé du champ acoustique dans cette salle ;
- Une attention particulière dans la modélisation numérique de la pièce d'émission doit être apportée, afin d'éviter son comportement modal et donc son effet sur les performances intrinsèques de la structure. Dans ce contexte, nous traitons dans le chapitre suivant l'effet de la géométrie de cette salle sur la détermination de l'indice d'affaiblissement acoustique du double vitrage isolant.

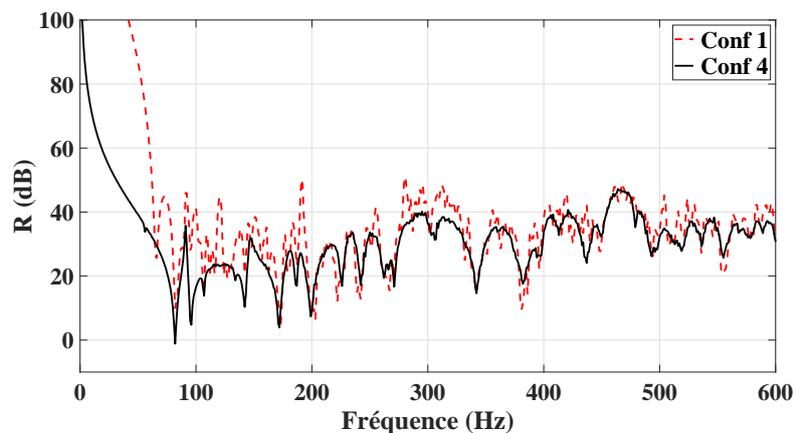


FIGURE 3.22 – Indice d'affaiblissement acoustique du double vitrage calculé par la 1<sup>ère</sup> et la 4<sup>ème</sup> configurations avec des parois absorbantes.

### 3.4. RÉSULTATS DE LA PRÉDICTION DE L'INDICE D'AFFAIBLISSEMENT ACOUSTIQUE

---

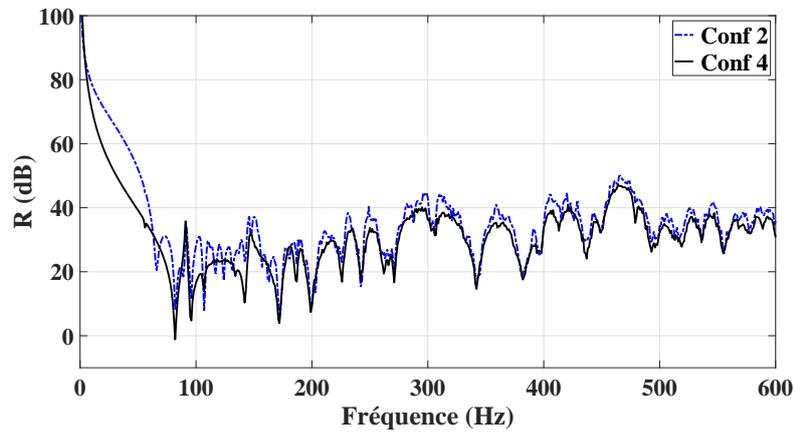


FIGURE 3.23 – Indice d'affaiblissement acoustique du double vitrage calculé par la 2<sup>ème</sup> et la 4<sup>ème</sup> configurations avec des parois absorbantes.

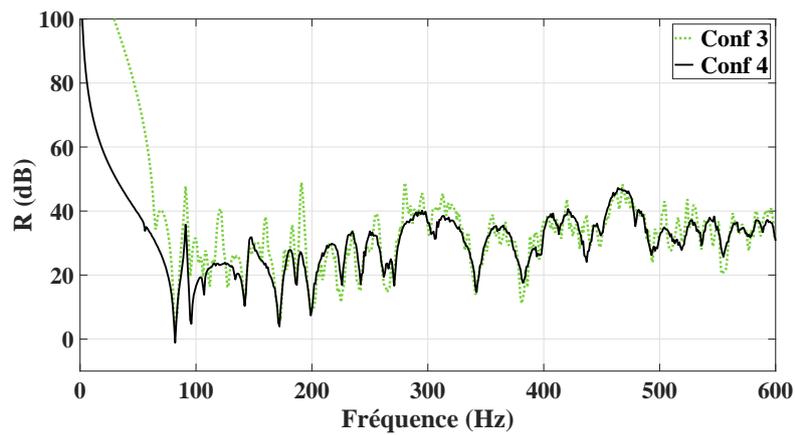


FIGURE 3.24 – Indice d'affaiblissement acoustique du double vitrage calculé par la 3<sup>ème</sup> et la 4<sup>ème</sup> configurations avec des parois absorbantes.

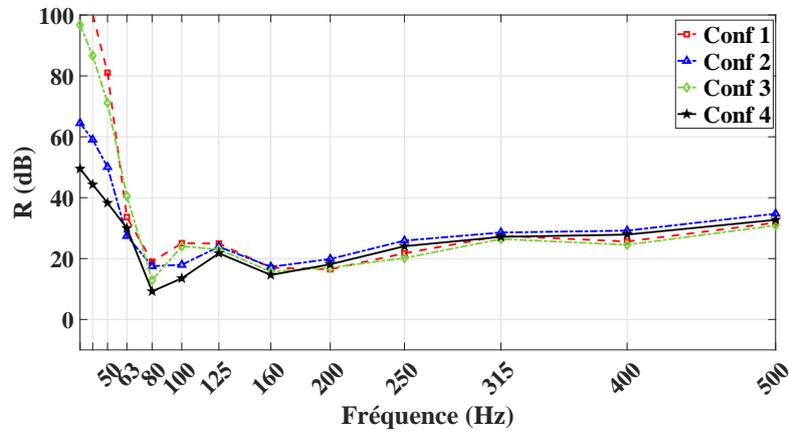


FIGURE 3.25 – Indice d'affaiblissement acoustique du double vitrage 6/18/4 en bande de tiers d'octave calculé par les quatre configurations avec des parois absorbantes.

#### 3.4.2.3 Bilan

Les études réalisées dans ce chapitre montrent que la détermination de l'affaiblissement acoustique d'une structure est influencée d'une façon plus au moins importante par la présence des chambres. L'ajout de l'impédance sur les murs améliore la prédiction par rapport au cas idéal où le double vitrage est monté dans un baffle entre deux champs libres. Cependant, les caractéristiques géométriques de la chambre émettrice restent des paramètres qui nécessitent beaucoup d'attention puisqu'ils influencent directement la qualité du champ acoustique généré.

Afin d'évaluer seulement les propriétés intrinsèques de la structure et de réduire le temps de calcul, nous choisissons la quatrième configuration pour les comparaisons avec les données expérimentales dans la section suivante.

### 3.5 Validation des modèles numériques

Afin de valider la configuration retenue ainsi que le modèle recalé de système d'étanchéité du double vitrage isolant de point de vue acoustique, nous confrontons ici les résultats numériques avec des données expérimentales issues de la littérature. La bande fréquentielle étudiée dépend des données expérimentales disponibles. La prédiction de l'affaiblissement acoustique des doubles vitrages est réalisée jusqu'à 500 Hz lorsque les données expérimentales commencent à 50 Hz, et jusqu'à 630 Hz lorsque les mesures sont faites à partir de 100 Hz.

### 3.5. VALIDATION DES MODÈLES NUMÉRIQUES

---

Les comparaisons nous permettent ainsi d'étudier quatre compositions de vitrage dont trois sont symétriques et un système asymétrique avec des épaisseurs différentes de vitres. Nous récréons donc des modèles numériques avec la proposition d'intercalaire équivalent décrite dans le chapitre 2. Sauf pour le cas des résultats des travaux de Foret et al. [1], où les types d'étanchéité sont détaillés, ceux-ci ne sont pas précisés dans les autres études. Néanmoins, il est important de préciser ici que, la majorité des vitrages isolants fabriqués dans le monde sont à double étanchéité, en particulier en Europe avec environ 85 à 90 % des vitrages commerciaux [209]. Par conséquent, nous utilisons les propriétés mécaniques de notre modèle recalées. Dans toute la section, les doubles vitrages sont supposés encastrés sur la périphérie.

Les données expérimentales présentées dans cette section sont issues de mesures réalisées conformément à la norme [38] avec deux chambres réverbérantes. Le montage classique du double vitrage dans l'ouverture du mur séparateur des deux pièces est présenté en figure 3.26. Une couche de laine minérale est insérée dans le mur séparateur, la baie en bois ainsi qu'entre la structure et les bords de l'ouverture pour réduire les transmissions solidiennes du son. Après la mise en place du vitrage, une mousse compressible et un joint en mastic sont appliqués sur toute la périphérie afin d'éliminer les fuites acoustiques. Les résultats des mesures sont présentés en bande de tiers d'octave selon les recommandations de la norme.

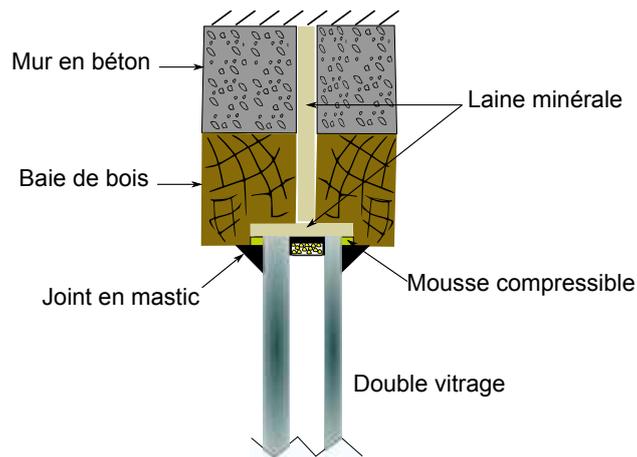


FIGURE 3.26 – Détails de montage d'un double vitrage dans le mur pour l'essai acoustique.

#### — Double vitrage 4/16/4

Les résultats présentés dans cette section sont ceux trouvés dans les travaux de Foret et al. [1].

### 3.5. VALIDATION DES MODÈLES NUMÉRIQUES

---

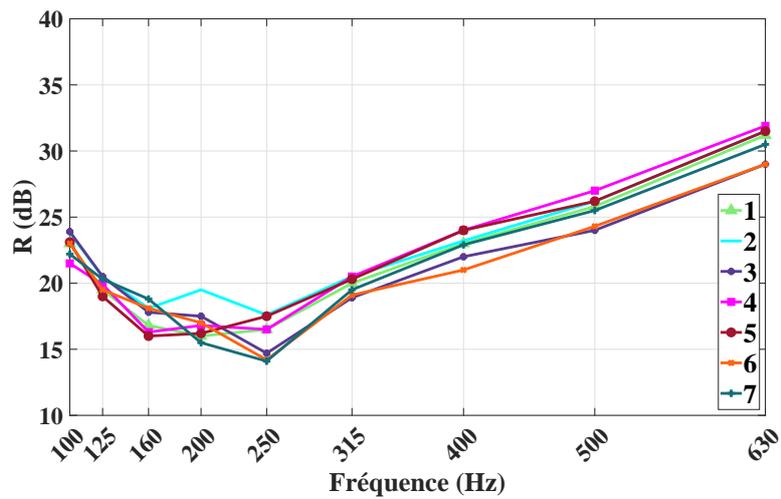
Les tests ont été effectués de 100 Hz à 5000 Hz. Les structures testées sont des doubles vitrages isolants standards de composition 4/16/4 avec une largeur de 1,23 m et une hauteur de 1,48 m. La différence entre les structures vitrées testées réside dans le système d'étanchéité, autrement dit, le type d'intercalaire et les deux barrières d'étanchéité. Les sept configurations utilisées sont récapitulées dans le tableau 3.5.

TABLE 3.5 – Détails des systèmes d'étanchéité testés des doubles vitrages 4/20/4 [1].

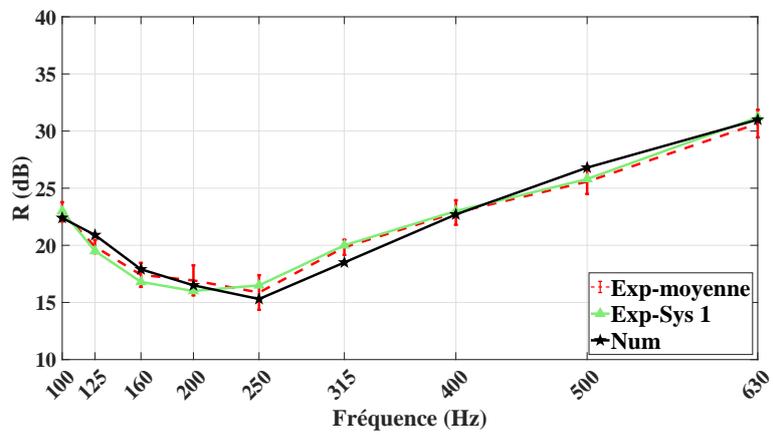
| Système | Intercalaire    | 1 <sup>ère</sup> barrière | 2 <sup>ème</sup> barrière |
|---------|-----------------|---------------------------|---------------------------|
| 1       | Aluminium       | Polyuréthane              | Butyl                     |
| 2       | Aluminium       | Butyl                     | Butyl                     |
| 3       | Aluminium       | Polysulfure               | Butyl                     |
| 4       | Composite       | Polyuréthane              | Butyl                     |
| 5       | Thermoplastique | Polyuréthane              | Butyl                     |
| 6       | Mousse          | Butyl                     | Aucune                    |
| 7       | Thermoplastique | Polyuréthane              | Butyl                     |

Le système d'étanchéité du double vitrage de la fenêtre étudiée est le même que le premier système cité dans le tableau : l'intercalaire est en aluminium, la première barrière d'étanchéité est en polyuréthane et la deuxième est en butyl. La figure 3.27a, présentant l'indice d'affaiblissement acoustique des différentes configurations testées de 100 Hz à 630 Hz, montre une dépendance plus ou moins importante au système d'étanchéité avec une différence qui peut atteindre les 5 dB environ à la région de résonance (à 200 Hz). La comparaison entre le modèle numérique et celui du premier système est présentée en figure 3.27b. On remarque un bon accord entre les deux approches sur toute la plage fréquentielle avec une différence maximale de 1,5 dB à 315 Hz. Afin de voir la représentativité du modèle recalé de l'intercalaire équivalent par rapport aux différents autres systèmes, nous le comparons à la moyenne des données expérimentales (figure 3.27b). La courbe numérique rentre dans l'écart-type par rapport à la moyenne des résultats expérimentaux sauf pour les fréquences centrales 125 Hz et 315 Hz. On peut voir la chute de la performance acoustique due à l'effet de la résonance « masse-air-masse » qui est à 228 Hz.

### 3.5. VALIDATION DES MODÈLES NUMÉRIQUES



(a) Effet de systèmes d'étanchéité d'après [1]



(b) Résultats numérique et expérimental

FIGURE 3.27 – Indice d'affaiblissement acoustique numérique et expérimental du double vitrage isolant normalisé 4/16/4.

### 3.5. VALIDATION DES MODÈLES NUMÉRIQUES

---

#### — Double vitrage 6/12/6

Les résultats présentés ici sont ceux d'un double vitrage symétrique composé de deux lamelles de verre de 6 mm séparées par 12 mm d'argon testé par Assaf [210]. Les dimensions de la vitre sont  $1,13 \times 1,38 \text{ m}^2$  mais le système d'étanchéité n'est pas précisé. L'essai est réalisé entre deux chambres de  $135 \text{ m}^3$  chacune. La comparaison entre l'affaiblissement acoustique numérique et expérimental est montrée en figure 3.28. Nous remarquons que même en l'absence d'information sur le système d'étanchéité, les deux courbes suivent la même tendance sur la plage fréquentielle d'intérêt sauf pour la fréquence 80 Hz où l'indice d'affaiblissement acoustique mesuré est supérieur à celui prédit numériquement d'environ 4.7 dB. Pour une telle configuration de vitrage, la fréquence mass-air-masse analytique est estimée à 215 Hz [11], ce qui correspond à la chute de l'affaiblissement acoustique au niveau de la fréquence centrale 200 Hz pour les résultats de deux approches.

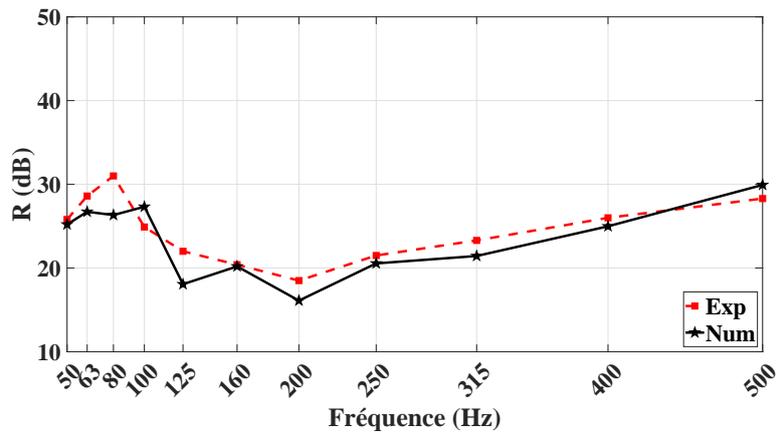


FIGURE 3.28 – Indice d'affaiblissement acoustique numérique et expérimental du double vitrage isolant 6/12/6.

#### — Double vitrage 4/20/4

Ce système symétrique, composé de deux lames de verres d'épaisseur 4 mm séparées par 20 mm d'argon, a été testé par l'entreprise Saint-Gobain [211]. Le double vitrage isolant a des dimensions normalisées qui sont de  $1,23 \text{ m} \times 1,48 \text{ m}^2$ . Les chambres d'émission et de réception ont comme volume  $85,8 \text{ m}^3$  et  $61,5 \text{ m}^3$ , respectivement. La comparaison de l'indice d'affaiblissement acoustique calculé avec le modèle éléments finis et mesuré expérimentalement sur la bande fréquentielle de 50 Hz à 500 Hz est présentée par la figure 3.29. Les résultats montrent un bon accord qualitatif et quantitatif entre les

### 3.5. VALIDATION DES MODÈLES NUMÉRIQUES

---

deux courbes pour toute plage fréquentielle avec un écart maximal de 3,5 dB observé à la fréquence centrale 160 Hz. Le creux des deux courbes autour de 200 Hz correspond à la fréquence de résonance masse-air-masse de système qui est environ 204 Hz.

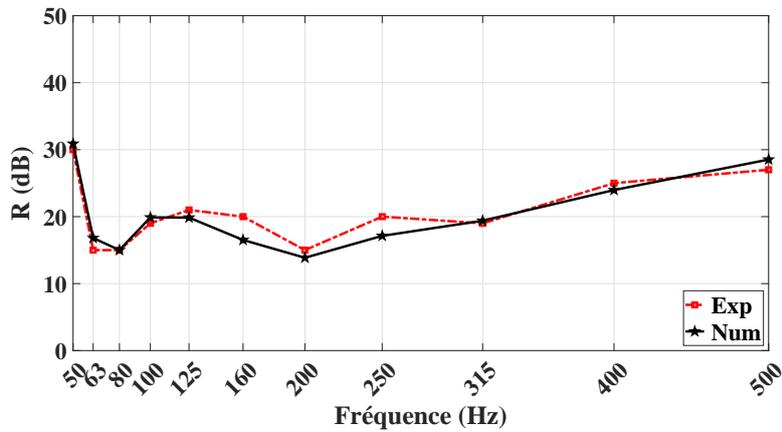


FIGURE 3.29 – Indice d'affaiblissement acoustique numérique et expérimental du double vitrage isolant normalisé 4/20/4.

#### — Double vitrage 6/18/4

La dernière composition est asymétriques et composée de deux lames de verres d'épaisseur 6 mm et 4 mm séparées par 18 mm d'argon avec les mêmes dimensions que l'unité précédente [211]. La comparaison de l'indice d'affaiblissement acoustique calculé avec le modèle éléments finis et mesuré expérimentalement sur la bande fréquentielle de 50 Hz à 500 Hz est présentée par la figure 3.30. Les résultats montrent que les deux courbes suivent la même tendance sur toute la plage fréquentielle avec un écart maximal de 4,4 dB observé à la fréquence centrale 80 Hz. Cependant, on remarque que la résonance, supposée être aux environs de 196 Hz, n'est pas bien détectée par le modèle numérique. Donc pour mieux exploiter l'évolution de l'affaiblissement acoustique de ce double vitrage, on présente le résultat en bande fine sur la figure 3.31. Sur cette courbe, la chute de l'affaiblissement est nettement identifiable. Par conséquent, on peut conclure que le filtrage en bande de tiers d'octave induit une compensation de cette chute.

### 3.5. VALIDATION DES MODÈLES NUMÉRIQUES

---

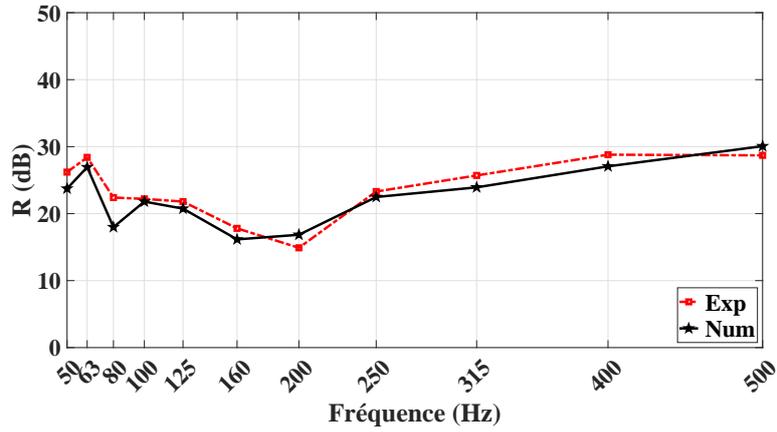


FIGURE 3.30 – Indice d'affaiblissement acoustique numérique et expérimental du double vitrage isolant normalisé 6/18/4.

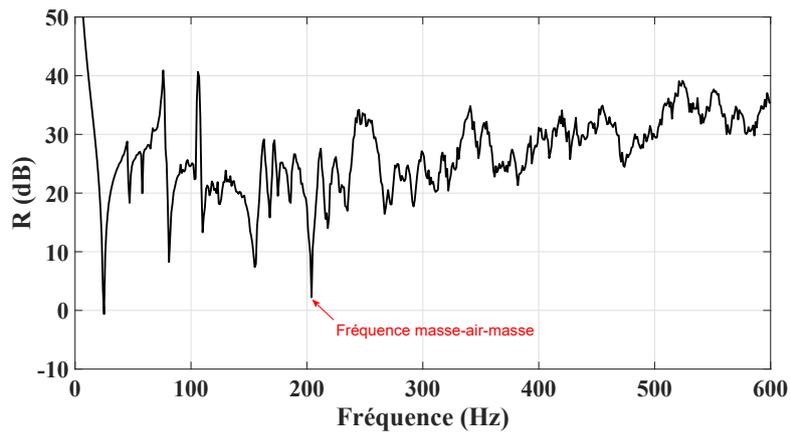


FIGURE 3.31 – Indice d'affaiblissement acoustique numérique du double vitrage isolant 6/18/4 en bande fine.

### 3.6 Conclusion

Ce chapitre a été consacré à la modélisation, par la méthode des éléments finis, des performances acoustiques de doubles vitrages en basse fréquence. L'un des objectifs était en particulier de comprendre, via la modélisation, les difficultés liées au manque de reproductibilité des résultats d'essais dans les campagnes de mesure inter-laboratoires.

Dans le but de mieux comprendre l'effet des chambres sur la réponse vibro-acoustique de la structure considérée, nous avons proposé quatre configurations, dont la différence réside dans la modélisation des côtés excitation et réception. Dans la première configuration, nous avons essayé de reproduire les conditions d'essai acoustique en modélisant les deux chambres avec une source acoustique. Pour étudier l'effet de la chambre de réception, la chambre d'émission est remplacée par un champ diffus idéal dans la deuxième configuration. En pratique, cette condition ne peut être satisfaite qu'au-dessus de la fréquence de coupure de la salle. Dans une troisième configuration, la structure couplée à une pièce d'émission rayonne dans un champ libre reproduisant ainsi le cas où une chambre anéchoïque est utilisée pendant l'essai acoustique. Finalement, afin de prédire les performances acoustiques intrinsèques de la structure sans être influencées par son environnement, dans la quatrième configuration qui représente un cas idéal, une excitation par un champ diffus et un rayonnement en champ libre sont modélisés.

Avant d'analyser les résultats des quatre configurations numériques, un modèle par impédance a été comparé à la configuration en champs libres. Les résultats ont montré que l'approche analytique ne peut être utilisée que qualitativement dans le cas des doubles vitrages utilisés pour les menuiseries. Par la suite, les configurations proposées pour analyser les effets des salles ont été utilisés pour prédire l'indice d'affaiblissement acoustique du double vitrage isolant. Dans un premier temps, les murs ont été supposés rigides et les résultats ont montré un comportement modal prédominant des salles engendrant des fluctuations importantes de  $R$ , notamment en basse fréquence, avec des chutes d'environ 25 dB par rapport au cas idéal. Au delà de 250 Hz, les résultats des quatre modélisations suivent la même tendance mais avec un écart de niveau significatif. Par conséquent, on a eu recours dans un deuxième temps à l'ajout d'une dissipation sur les parois des pièces. Cette solution a permis, comme prévu, d'améliorer les résultats en basse fréquence en atténuant le comportement modal des salles. Le couplage de la structure uniquement à la salle de réception n'a pas un effet significatif sur sa réponse et les

### 3.6. CONCLUSION

---

résultats de cette configuration et ceux du cas idéal sont similaires. Cependant, la présence de la pièce émettrice a toujours une influence sur l'affaiblissement de la structure considérée. Cela est dû au niveau élevé et à la qualité du champ acoustique excitateur qui ne peut pas être parfaitement diffus avec les dimensions classiques des chambres. Pour analyser davantage ce problème, nous allons étudier l'effet des dimensions de cette salle dans le chapitre suivant.

Enfin, dans le but de valider les propriétés mécaniques recalées du système d'étanchéité du double vitrage isolant de point de vue acoustique et de manière générale la modélisation mise en place, des confrontations avec des données expérimentales de la littérature ont été réalisées. Les comparaisons avec quatre compositions de vitrage, dont le système d'étanchéité n'était pas forcément connu, ont montré une concordance satisfaisante entre les résultats numériques et expérimentaux sur toute la bande fréquentielle d'intérêt. Ceci nous permet de considérer que le système d'étanchéité de notre modèle de double vitrage isolant est bien représentatif des produits disponibles sur le marché. En plus, la configuration présentant le cas idéal est une proposition optimale vis-à-vis du coût de calcul par rapport à une précision acceptable pour prédire l'indice d'affaiblissement acoustique des structures. Ainsi, elle sera utilisée dans le chapitre suivant pour réaliser des études paramétriques.

## Chapitre 4

# Études paramétriques des performances acoustiques des systèmes vitrés de fenêtres

### Contenu

---

|     |  |     |
|-----|--|-----|
| 4.1 | Introduction . . . . .                                   | 166 |
| 4.2 | Effet de la géométrie de la salle d'émission . . . . .   | 166 |
| 4.3 | Effet des paramètres du double vitrage isolant . . . . . | 170 |
| 4.4 | Affaiblissement acoustique d'un triple vitrage . . . . . | 186 |
| 4.5 | Conclusion . . . . .                                     | 195 |

---

*Les résultats du chapitre précédent ont montré qu'en basse fréquence la chambre émettrice influence la réponse de la structure à cause de la qualité et du niveau du champ acoustique qui y règne. La configuration avec des champs libres de part et d'autre du vitrage permet de s'affranchir de cette difficulté mais elle est évidemment difficile à mettre en œuvre d'un point de vue expérimental. Dans la première partie de ce chapitre, nous analysons plus en détail l'effet de la géométrie de la salle d'émission sur l'indice d'affaiblissement acoustique d'un double vitrage. La deuxième partie est consacrée à l'étude de l'effet des paramètres intrinsèques du double vitrage isolant (i.e. les paramètres des vitres, de la cavité acoustique et de l'intercalaire équivalent) en utilisant la configuration avec champs libres à l'émission et à la réception. Finalement, nous étudions les performances acoustiques d'une structure de type triple vitrage. La disposition des vitres ainsi que la distribution des masses dans la structure sont également analysées.*

### 4.1 Introduction

La réponse vibro-acoustique d'une structure est influencée, en générale, par de nombreux paramètres. Ces derniers sont soit liés à l'environnement extérieur (présence de salles émettrice et/ou réceptrice) ou liés à ses caractéristiques intrinsèques (caractéristiques géométriques, propriétés des matériaux constitutifs et des assemblages). Dans le chapitre précédent, l'influence des chambres d'émission et de réception sur l'indice d'affaiblissement acoustique d'un double vitrage isolant a été mise en lumière.

Dans ce chapitre, l'effet de la salle d'émission est analysé plus en détail dans la première section, en étudiant la variation de la réponse du double vitrage isolant en fonctions des dimensions de cette pièce. En plus du type de menuiserie et des joints d'étanchéité, le vitrage joue le rôle le plus important dans la réponse vibro-acoustique de la fenêtre puisqu'il représente, en générale, environ les  $3/4$  de la surface globale. Ainsi, l'influence des propriétés des vitres, de la cavité acoustique inter-vitrage et du système d'étanchéité fait l'objectif de la deuxième section. La troisième partie de ce chapitre est consacrée, quant à elle, à l'étude de performances acoustiques des triples vitrages. L'utilisation de ce type de structure augmente progressivement pour des raisons thermiques, mais ses performances acoustiques en basse fréquence nécessitent d'être étudiées.

On rappelle qu'en absence d'informations contraires, des conditions d'encastrement sur les bords de la structure sont considérées. Les propriétés des matériaux sont celle déjà précisées dans le tableau 3.1. La célérité des ondes acoustiques dans l'air et l'argon est donnée à une température de  $20^{\circ}\text{C}$ . Un coefficient d'amortissement structural de 1% est utilisé pour tous les matériaux.

### 4.2 Effet de la géométrie de la salle d'émission

La diffusivité du champ de pression acoustique dans une pièce est sensible à de nombreux paramètres et en particulier sa géométrie. Il est évident que l'augmentation du volume de la salle permet de faire baisser la fréquence de Schroeder et par conséquent d'atteindre plus rapidement la région où le champ acoustique est suffisamment diffus.

Dans cette partie, nous étudions l'influence des dimensions de la salle d'émission sur l'indice d'affaiblissement acoustique d'un double vitrage isolant. L'idée est de tester deux salles de volume identique

## 4.2. EFFET DE LA GÉOMÉTRIE DE LA SALLE D'ÉMISSION

---

en permutant les dimensions (i.e. longueur, largeur et hauteur) tout en plaçant la source sonore selon les recommandations de la norme [38]. Les dimensions des deux salles ainsi que la position de la source monopolaire sont présentées dans le tableau 4.1. Le modèle du double vitrage isolant testé est celui recalé dans le deuxième chapitre, c'est-à-dire le vitrage 6/18/4. Dans ce cadre, la troisième configuration où la structure est couplée seulement à une chambre émettrice, avec la prise en compte d'une impédance acoustique sur les parois, est utilisée. La vitre de 6 mm d'épaisseur est placée du côté excitation et celle de 4 mm rayonne en champ libre.

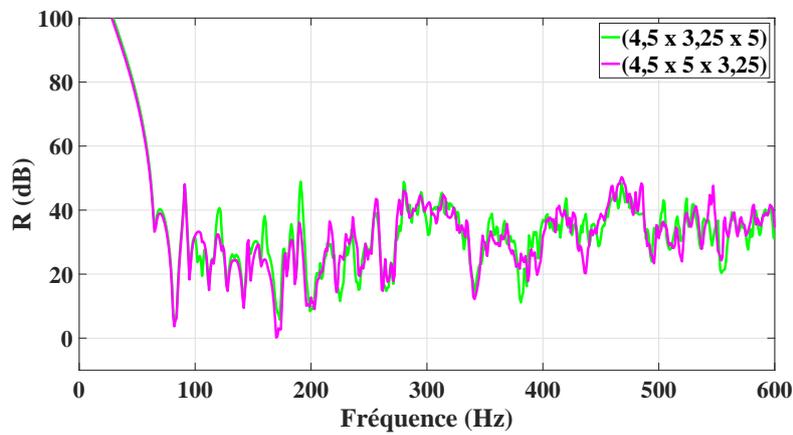
D'après les résultats sur la prédiction de l'indice d'affaiblissement acoustique avec les deux salles présentés en figure 4.1, nous pouvons noter que :

- Il existe des différences entre les deux courbes même au-delà de la fréquence de coupure où le champ diffus est supposé être établi dans la chambre. Comme le montre la figure 4.2, bien que le champ de pression pariétale exciteur devienne plus uniforme en montant en fréquence, la distribution spatiale des champs de pression est différente pour les deux chambres ;
- Juste au-dessus de 100 Hz, une chute de l'affaiblissement acoustique en bande fine est observée avec la première chambre et ce qui n'est pas le cas avec la deuxième. En effet, d'après le champ de déplacement de la plaque couplée à la salle qui est présenté en figures 4.3a et 4.3b, nous pouvons voir que l'amplitude des vibrations de la structure dans le deuxième cas est très faible par rapport au premier cas. Cette différence est due au fait que les coefficients de couplage entre les modes des vitres et les modes acoustiques diffèrent pour les deux configurations ;
- Les deux courbes en bande de tiers d'octave sont superposées jusqu'à 125 Hz, et se croisent à plusieurs reprises avec un écart d'environ 2 dB au delà de 200 Hz. Cependant, un écart d'environ 6 dB à 160 Hz est observé. En effet, une focalisation sur l'indice d'affaiblissement en bande fine entre les fréquences 140 Hz et 180 Hz (limites supérieure et inférieure de la bande de tiers d'octave centré à 160 Hz) montre que le phénomène de résonance « masse-air-masse » est détecté indépendamment de la salle considérée. Cependant, la courbe avec la deuxième salle est en-dessous de la première. Ceci peut s'expliquer par le fait que la réponse vibratoire de la vitre dans le premier cas est beaucoup plus faible que dans le deuxième. À titre d'illustration, le champ de déplacement à 161 Hz est présenté sur les figures 4.3c et 4.3d.

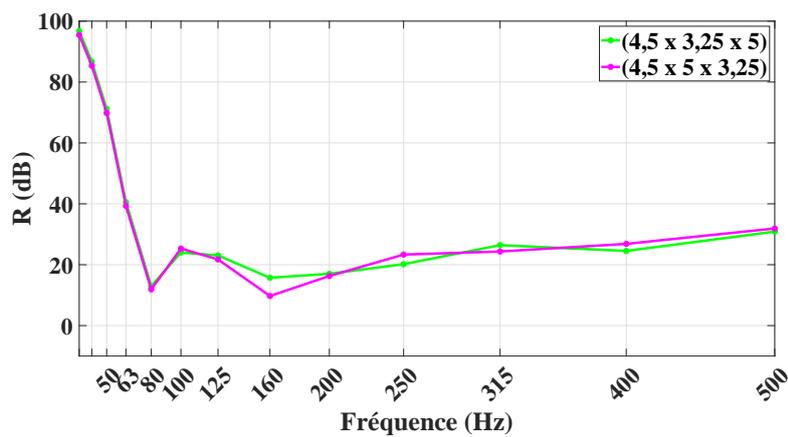
## 4.2. EFFET DE LA GÉOMÉTRIE DE LA SALLE D'ÉMISSION

TABLE 4.1 – Dimensions des salles d'émission testées et la position de la source acoustique (en m).

|                | $L_x$ | $L_y$ | $L_z$ | $X_{source}$ | $Y_{source}$ | $Z_{source}$ |
|----------------|-------|-------|-------|--------------|--------------|--------------|
| <b>Salle 1</b> | 4,5   | 3,25  | 5     | 0,7          | 2,55         | 4,3          |
| <b>Salle 2</b> | 4,5   | 5     | 3,25  | 0,7          | 4,3          | 2,55         |



(a) en bande fine



(b) en bande de tiers d'octave

FIGURE 4.1 – Indice d'affaiblissement du double vitrage 6/18/4 calculé par la 3<sup>ème</sup> configuration avec les deux salles d'émission de même volume.

## 4.2. EFFET DE LA GÉOMÉTRIE DE LA SALLE D'ÉMISSION

---

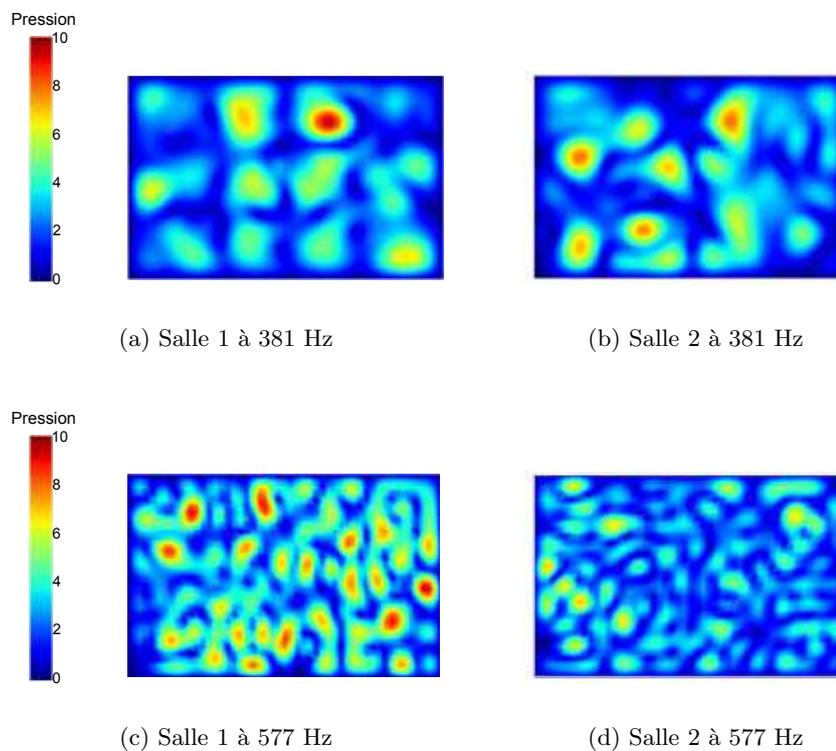


FIGURE 4.2 – Champ de pression pariétale au niveau du mur de la salle d'émission auquel la vitre est couplée.

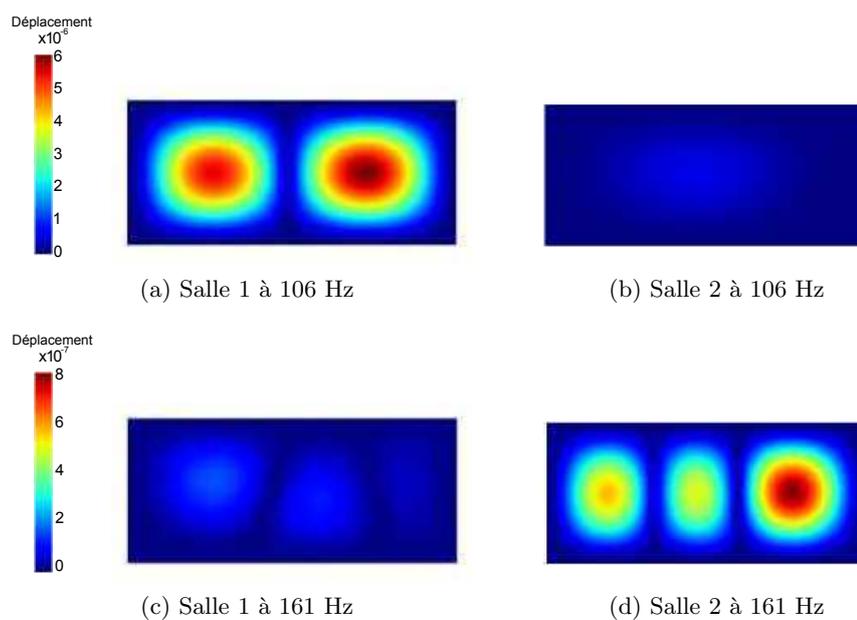


FIGURE 4.3 – Champ de déplacement de la vitre couplée à la salle d'émission.

En conclusion, pour deux chambres d'émission de même volume dont seules les dimensions sont permutées, des variations sur l'indice d'affaiblissement acoustique de la structure sont observées. Cependant, sauf dans la région de résonance « masse-air-masse », ces différences ne sont pas très prononcées, ce qui indique que pour un volume constant, le changement de dimensions de la chambre d'émission n'a que peu d'influence sur l'indice d'affaiblissement acoustique à valeur unique  $R_w$ .

## 4.3 Effet des paramètres du double vitrage isolant

L'étude paramétrique présentée dans cette section est réalisée en employant la configuration avec des champs libres de part et d'autre de la structure. Dans ce qui suit, nous commençons par étudier l'effet des conditions aux limites qui ne sont pas liées au double vitrage lui-même, mais plutôt aux conditions de son montage. Pour cela, trois conditions aux limites sont testées. Par la suite, l'influence des propriétés de chaque composant du double vitrage isolant (vitres, cavité acoustique et intercalaire équivalent) sur la réponse vibro-acoustique du système considéré est analysée.

### 4.3.1 Conditions aux limites

Dans la résolution des problèmes de dimensions finies, le choix des conditions aux limites est un paramètre important pour la réponse vibro-acoustique du système. Elles peuvent être étudiées à deux niveaux [212] :

- Le degré de mobilité des bords, c'est-à-dire si les bords sont encastres, simplement appuyés ou entre ces deux conditions ;
- Pour une structure multi-paroi, l'existence ou non des connexions entre les parois au niveau de la périphérie.

Dans cette section, nous étudions les paramètres indépendants de la structure et donc seul le premier point évoqué ci-dessus est analysé (effet des conditions aux limites). L'effet des connexions structurelles sur la périphérie de la structure, qui sont dans notre cas liés au système d'étanchéité du double vitrage, sera traité ultérieurement.

Grâce à des essais expérimentaux, Utely et Fletcher [25, 212] ont montré que les conditions de bords affectent de manière significative la transmission sonore notamment en-dessous des fréquences critiques des parois. Ceci a été confirmé par Xin et Lu [97] qui ont comparé la réponse d'un double vitrage avec

### 4.3. EFFET DES PARAMÈTRES DU DOUBLE VITRAGE ISOLANT

---

des conditions d'encastrement ou d'appui simple. Pour notre étude, nous avons décidé d'explorer la variation de l'affaiblissement acoustique du double vitrage isolant 6/18/4 en fonction de trois types de conditions aux limites : tous les bords sont encastrés (CCCC), tous les bords sont simplement appuyés (SSSS) et une combinaison des deux conditions précédentes, i.e. les deux bords longs sont simplement appuyés et les deux autres sont encastrés (CSCS). La vitre de 6 mm d'épaisseur est excitée par un champ diffus acoustique et celle de 4 mm rayonne en champ libre. Un coefficient d'amortissement de 1% est pris en compte pour tous les matériaux. La comparaison de l'indice d'affaiblissement acoustique issue des trois analyses est présentée sur la figure 4.4. On donne à titre informatif les cinq premières fréquences propres en fonction des conditions aux limites dans le tableau 4.2. À partir de ces résultats, nous pouvons constater que :

- Les prédictions de l'affaiblissement acoustique quand le système a au moins deux bords simplement appuyés (SSSS et CSCS) montrent des résultats similaires sur toute la plage fréquentielle d'étude. En basse fréquence, les résultats sont plutôt impactés par les conditions aux limites des bords les plus longs. Cependant, un écart de 8,5 Hz peut être observé entre les courbes en représentation en bande de tiers d'octave à la fréquence centrale 63 Hz. Ceci s'explique par le fait que le système SSSS n'a aucun mode dans cette bande de tiers d'octave alors que le deuxième mode pour le cas avec deux bords encastrés est à 56,3 Hz (tableau 4.2) ;
- En rigidifiant les bords, les fréquences propres augmentent ce qui correspond à une translation des creux des courbes d'affaiblissement acoustique en bande fine vers les hautes fréquences pour les conditions encastrées. Cette translation engendre une variation observable entre les courbes en bande de tiers d'octave. Elle est très importante en basse fréquence notamment en-dessous de la fréquence 125 Hz ;
- Les résultats en bande fine et en bande de tiers d'octave montrent une détérioration de la performance acoustique du double vitrage autour de 50 Hz pour le système contenant des bords simplement appuyés. Cette chute est observée à 80 Hz pour la structure totalement encastrée. Ceci correspond au mode (1,1) du système dont les fréquences propres correspondantes à chaque conditions aux limites sont données dans le tableau 4.2 ;
- La fréquence « masse-air-masse » est bien détectée pour l'ensemble des conditions aux limites de système. Elle est estimée à environ à 172 Hz, 165 Hz et 161 Hz pour les conditions CCCC, CSCS et SSSS. Ceci correspond à la chute de la courbe en bande de tiers d'octave à la fréquence

### 4.3. EFFET DES PARAMÈTRES DU DOUBLE VITRAGE ISOLANT

centrale 160 Hz ;

- Au-dessus de 125 Hz, les trois courbes suivent la même tendance avec un gain d'environ 2 dB pour le système CCCC sur toutes les fréquences centrales sauf celle à 250 Hz. À cette fréquence, l'indice d'affaiblissement acoustique  $R$  diminue avec l'augmentation de la rigidité des bords. Le système avec deux bords encastrés et deux bord simplement appuyés est le plus performant avec un écart de 5 dB par rapport à celui qui est totalement encastéré. En effet, la valeur à cette fréquence est la moyenne des résultats sur la gamme fréquentielle [225 - 283 Hz]. Dans cette plage, le système entièrement encastéré a 6 modes de flexion contre 5 et 4 modes pour les cas SSSS et CSCS.

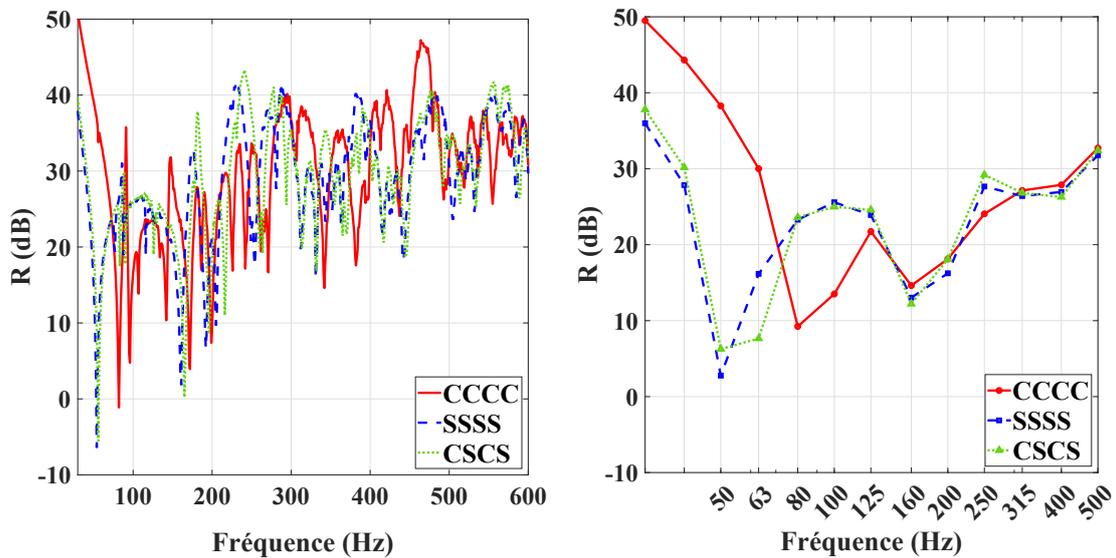


FIGURE 4.4 – Effet des conditions aux limites sur l'indice d'affaiblissement acoustique du double vitrage isolant 6/18/4.

TABLE 4.2 – Fréquences propres (en Hz) du double vitrage isolant 6/18/4 en fonction des conditions aux limites.

| Mode | CCCC  | SSSS | CSCS |
|------|-------|------|------|
| 1    | 56,0  | 53,6 | 54,2 |
| 2    | 82,9  | 54,2 | 56,3 |
| 3    | 95,9  | 76   | 83,3 |
| 4    | 107,2 | 87,4 | 89,9 |

### 4.3. EFFET DES PARAMÈTRES DU DOUBLE VITRAGE ISOLANT

---

Puisque le blocage des degrés de liberté de la structure se fait principalement sur les nœuds de l'intercalaire équivalent placé sur la périphérie, nous avons exploité les vibrations de ce composant pour les trois conditions aux limites discutées ci-dessus. La vitesse quadratique moyenne, présentée par la figure 4.5, montre comme prévu que pour toute la plage fréquentielle, la vibration de l'intercalaire quand les bords sont totalement encastrés est inférieure aux autres cas avec des écarts d'environ 20 dB.

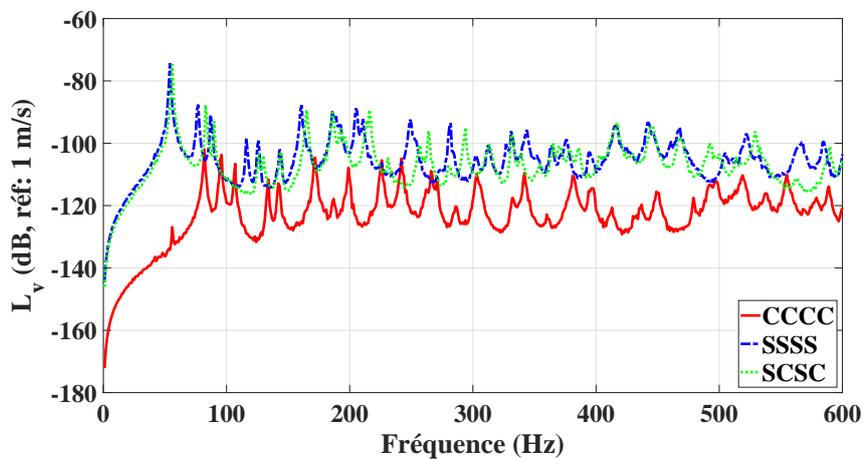


FIGURE 4.5 – Variations de la vitesse quadratique moyenne de l'intercalaire équivalent en fonction des conditions aux limites du double vitrage isolant.

#### 4.3.2 Propriétés des vitres

Le composant principal du système étudié est le vitrage lui-même. Ainsi, nous analysons dans cette partie l'influence de l'amortissement structural et de l'épaisseur des parois vitrées sur la réponse vibro-acoustique du double vitrage isolant.

##### 4.3.2.1 Amortissement

La prise en compte d'un amortissement structural  $\eta$  se traduit par une matrice de raideur complexe définie par  $K^* = K(1+j\eta)$ . Ce paramètre  $\eta$ , qui permet d'introduire de la dissipation dans la structure, est un paramètre important dans l'analyse des vibrations. Afin d'examiner son effet sur l'affaiblissement acoustique du double vitrage, nous avons fait varier le coefficient d'amortissement au niveau des vitres  $\eta_v$  en considérant les trois valeurs (0,1 ; 1 et 2%). Classiquement, un taux d'amortissement structural de 1% est considéré. Même si la valeur 2% est peu réaliste, elle permet de bien mettre en lumière

### 4.3. EFFET DES PARAMÈTRES DU DOUBLE VITRAGE ISOLANT

l'effet de l'amortissement sur l'évolution de l'indice d'affaiblissement acoustique. Dans cette étude, le coefficient d'amortissement de l'intercalaire équivalent est fixé à 1%. Les résultats de simulations en bande fine et en bande de tiers d'octave, présentés par la figure 4.6, montrent que :

- Des variations significatives sont observées seulement au niveau des fréquences propres. Ceci explique l'atténuation des creux des courbes en bande fine. Cependant, il n'y a pas d'influence sur la perte de transmission globale. Ces différences peuvent atteindre les 25 dB sur quelques modes comme celui juste au-dessus de 300 Hz ;
- Dans le cas du double vitrage étudié, le premier mode propre est à 56 Hz, ce qui explique la superposition des courbes en tiers de bandes d'octave pour toutes les fréquences centrales inférieures ou égales à 63 Hz ;
- Au niveau de la région de résonance « masse-air-masse » à 160 Hz, un facteur d'amortissement de 2% apporte un gain d'environ 3 dB et 7 dB par rapport à celui à 1% et 0,1%, respectivement ;
- L'écart entre les affaiblissements acoustiques augmente avec la fréquence. Ceci est dû à l'augmentation de la densité modale du système.

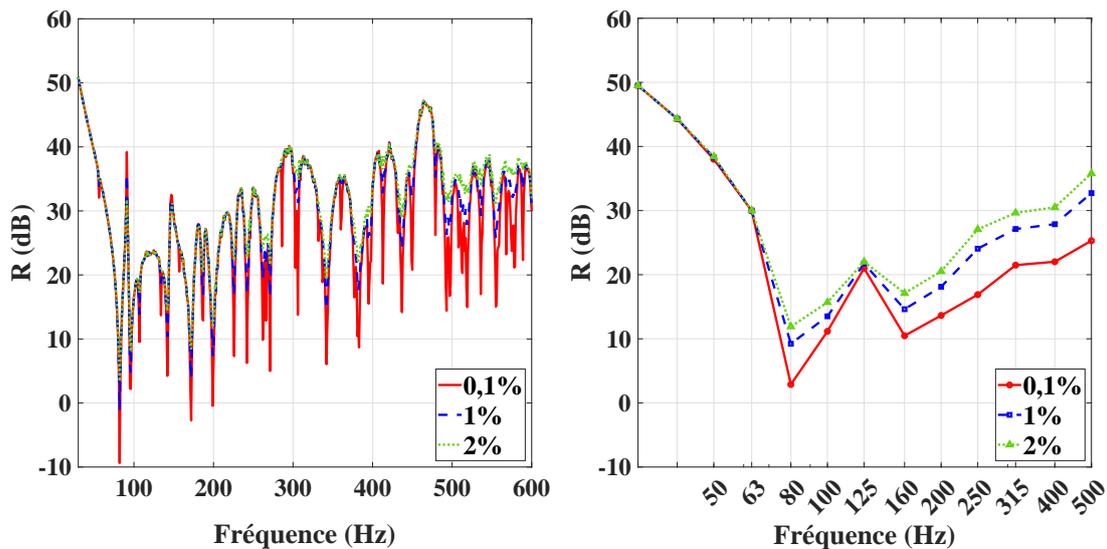


FIGURE 4.6 – Effet de l'amortissement des vitres sur l'affaiblissement acoustique du double vitrage isolant.

#### 4.3.2.2 Épaisseurs des vitres

Selon la loi de masse, la perte par transmission augmente avec la densité des parois. La variation des épaisseurs des vitres influence donc directement les fréquences propres du système. Dans ce cadre, nous étudions l'effet de la variation de l'épaisseur de vitre sur l'affaiblissement acoustique de double vitrage. Le choix des épaisseurs est fait en se basant sur la gamme classique des épaisseurs de fenêtres et portes-fenêtres. La combinaison d'une plaque de verre de 6 mm et d'une cavité d'argon de 18 mm a été conservée et l'épaisseur de la seconde vitre du côté réception a été modifiée de 4 mm à 10 mm avec un pas de 2 mm. La figure 4.7 montre l'affaiblissement acoustique du double vitrage avec la variation de l'épaisseur de la vitre. On peut alors faire les remarques suivantes :

- Les modes se déplacent vers les hautes fréquences avec l'augmentation de l'épaisseur de la deuxième vitre suite à l'augmentation de la raideur du système ;
- Les épaisseurs des vitres ont des effets significatifs sur la performance acoustique dans la région contrôlée par la rigidité. En effet, en-dessous de la première fréquence de résonance, on peut voir que le système le plus lourd composé des vitres de 6 mm et 10 mm a l'indice d'affaiblissement le plus élevé avec un écart d'environ 35 dB par rapport au plus léger à 80 Hz ;
- Au-dessus du premier mode de flexion, dans la bande fréquentielle d'étude (jusqu'à 500 Hz en bande de tiers d'octave), il n'y a pas d'interprétation claire à cause de l'effet la résonance « masse-air-masse » de chaque composition ;
- Les fréquences de résonance « masse-air-masse » théoriques et numérique des structures étudiées sont données dans le tableau 4.3. Nous pouvons voir que pour un système infini, la fréquence « masse-air-masse » baisse avec l'augmentation de l'épaisseur de la vitre. Cependant, cette interprétation n'est pas valable avec les résultats numériques et les fréquences de résonance ne suivent pas vraiment une tendance précise. Ceci s'explique par la forte interaction entre le comportement des vitres finies et le système global, ce qui n'est pas le cas pour le système infini [213]. Les déformées modales numériques correspondantes sont présentées par la figure 4.8 ;
- Au niveau de la plupart des modes propres, les chutes de l'affaiblissement acoustique sont plus importantes avec le double vitrage symétrique composé des deux vitres de 6 mm (6/18/6) par rapport à ceux avec des vitres d'épaisseurs différentes. Cela se produit parce que les deux vitres résonnent aux mêmes fréquences propres ce qui entraîne une dégradation importante des

### 4.3. EFFET DES PARAMÈTRES DU DOUBLE VITRAGE ISOLANT

performances acoustiques. Pour cette raison, il est recommandé d'utiliser des vitres d'épaisseurs différentes [214].

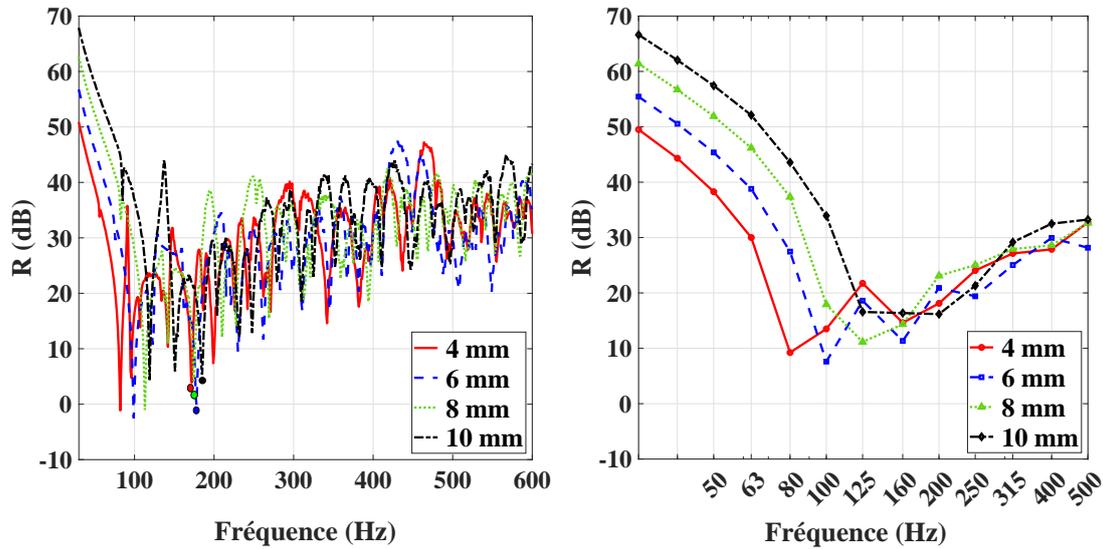


FIGURE 4.7 – Effet de l'épaisseur des vitres sur l'affaiblissement acoustique du double vitrage (●) : fréquences de résonance « masse-air-masse » pour les courbes en bande fine.

TABLE 4.3 – Fréquences de résonance « masse-air-masse » analytiques et numériques (en Hz) de différentes compositions du double vitrage en fonction de l'épaisseur de la deuxième vitre.

| Composition                  | 6/18/4 | 6/18/6 | 6/18/8 | 6/18/10 |
|------------------------------|--------|--------|--------|---------|
| $f_{mam}$ (analytique) [202] | 174,9  | 156,5  | 146,4  | 140     |
| $f_{mam}$ (numérique)        | 172,5  | 178,5  | 175,3  | 185,6   |

Le passage d'une vitre d'épaisseur 4 mm à 10 mm fait passer sa masse de 7,5 kg à 18,6 kg (une augmentation de 3,7 kg pour chaque variation de 2 mm). Ceci a des conséquences sur le prix du produit, alors que les performances acoustiques sont similaires au-delà de la fréquence « masse-air-masse ». Par conséquent, le recourt à un double vitrage épais est intéressant uniquement s'il est soumis à de fortes nuisances sonores riches en basse fréquence.

#### 4.3.3 Propriétés de la cavité acoustique inter-vitrage

La prise en compte de la cavité séparant les deux vitres est indispensable lors de l'étude des systèmes à double paroi. C'est notamment le cas des doubles vitrages où la distance entre les deux

### 4.3. EFFET DES PARAMÈTRES DU DOUBLE VITRAGE ISOLANT

---

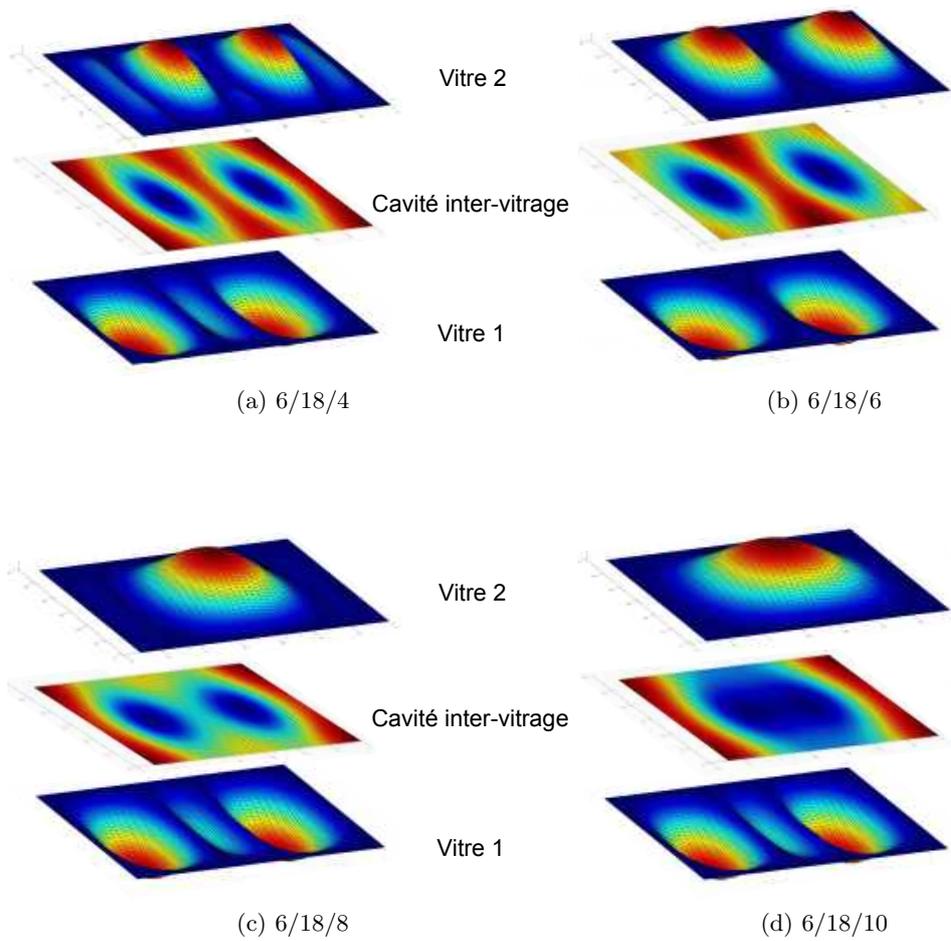


FIGURE 4.8 – Champ de déplacement des deux vitres et de la pression de la cavité acoustique à la fréquence de résonance « masse-air-masse » en fonction de l'épaisseur de vitres du double vitrage.

### 4.3. EFFET DES PARAMÈTRES DU DOUBLE VITRAGE ISOLANT

---

vitres est généralement étroite. Dans plusieurs travaux [99, 201], l'effet inévitable du fluide sur la prédiction de l'affaiblissement acoustique de la structure a été mis en lumière. Basten [197] a montré que la réponse d'une double paroi avec une cavité acoustique fermée est différente de celle avec une cavité non bornée. Cette différence s'explique par le fait que la rigidité supplémentaire de l'air est plus importante quand les bords sont fermés parce que le fluide ne peut pas s'échapper. Ainsi, il s'avère intéressant d'analyser l'effet des propriétés acoustiques du fluide de la cavité inter-vitrage et sa profondeur sur les performances acoustiques du double vitrage isolant.

#### 4.3.3.1 Type de fluide isolant

Initialement, l'air dans la cavité entre les vitres a été remplacé par d'autres gaz plus isolants d'un point de vue thermique. Du point de vue acoustique, la norme ISO 12758 [215] qui décrit les produits verriers et les règles d'extension des données, considère que les mesures d'un vitrage isolant peuvent être adoptées pour tout système avec une composition de verre identique indépendamment du fait que la cavité soit remplie d'air ou d'argon. Cependant, il a été montré par Li et al. [216] que l'affaiblissement acoustique d'un double vitrage est inversement proportionnel à la densité du fluide dans la cavité. La réponse acoustique du double vitrage isolant 6/18/4 est étudiée lorsque la cavité est remplie d'air ( $\rho_{air}=1,21 \text{ kg/m}^3$ ) ou d'argon ( $\rho_{argon}=1,67 \text{ kg/m}^3$ ). À partir des résultats illustrés à la figure 4.9, nous pouvons remarquer que :

- Globalement, les courbes d'indice d'affaiblissement acoustique d'un double vitrage rempli d'air ou d'argon suivent la même tendance sur toute la bande fréquentielle d'intérêt ;
- À partir de la représentation en bande fine, nous pouvons voir que les modes propres du système se déplacent légèrement vers les hautes fréquences quand l'air est utilisé dans la cavité. Ceci est dû à l'effet de masse ajoutée par le fluide dans le cas de l'argon par rapport à l'air ;
- À partir de la représentation en bande de tiers d'octave, la performance acoustique est indépendante du type de fluide utilisé dans la cavité pour les fréquences inférieures à 160 Hz, sauf pour la bande de fréquence centrale 125 Hz. Pour la plage fréquentielle supérieure à 160 Hz, l'utilisation de l'air dans la cavité permet de réduire le son de 2 dB de plus par rapport à l'argon.

Pour la bande fréquentielle d'intérêt, l'utilisation de l'argon dans la cavité n'est pas pénalisante du

### 4.3. EFFET DES PARAMÈTRES DU DOUBLE VITRAGE ISOLANT

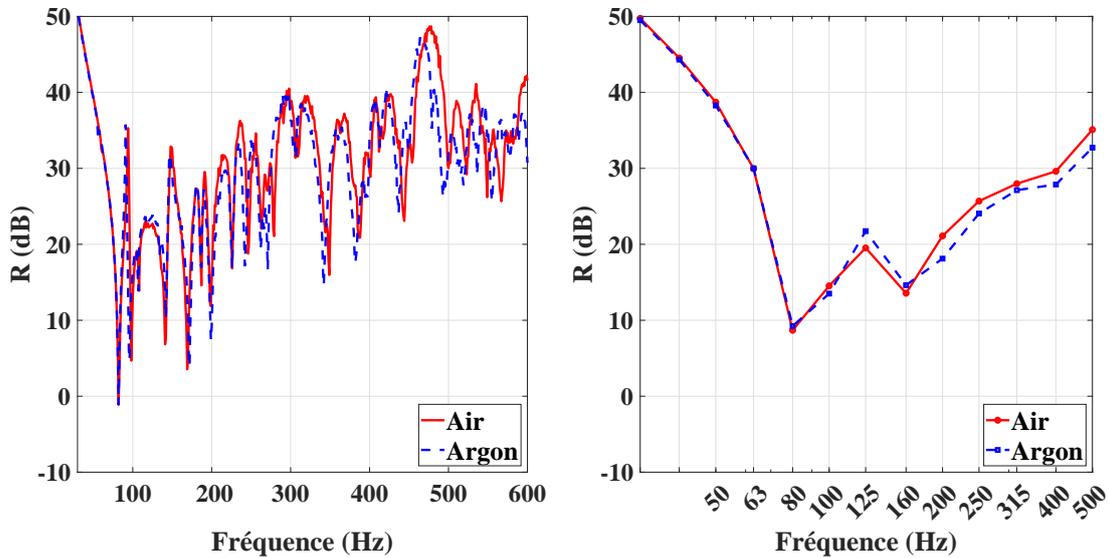


FIGURE 4.9 – Effet de type de fluide dans la cavité inter-vitrage sur l’affaiblissement acoustique du double vitrage.

point de vue acoustique. Pour les fréquences les plus hautes, des mesures de l’indice d’affaiblissement acoustique ont été réalisées par Viracon [217] pour un double vitrage de composition 6/13,2/6. Les résultats issus des essais sont en accord avec les résultats de cette étude sur la plage fréquentielle d’intérêt, i.e. jusqu’à 500 Hz. Cependant, au delà de 630 Hz, l’utilisation de l’argon dans la cavité engendre un indice d’affaiblissement acoustique supérieur d’environ 2,5 dB par rapport au cas où l’air est utilisée. En ce qui concerne l’indice unique  $R_w$ , le double vitrage a la même valeur pour les deux cas (avec de l’air ou de l’argon), et donc l’effet du fluide n’est pas significatif.

#### 4.3.3.2 Profondeur de la cavité

L’espace entre les vitres est un critère très important puisqu’il influence la rigidité équivalente du système et donc la réponse vibro-acoustique du double vitrage [212, 218]. Pour cela, nous avons fait varier la profondeur de la cavité inter-vitrage en vue de prédire la sensibilité de la perte de transmission acoustique du double vitrage à ce paramètre.

La figure 4.10 montre l’affaiblissement acoustique des doubles vitrages composés de deux vitres d’épaisseurs 6 mm et 4 mm espacées de différentes profondeurs de cavité (14 mm, 20 mm et 40 mm). Même si la dernière profondeur de 40 mm n’est pas une valeur utilisée pour les menuiseries, elle a été employée afin d’analyser davantage l’effet de ce paramètre sur la réponse du double vitrage. Nous

### 4.3. EFFET DES PARAMÈTRES DU DOUBLE VITRAGE ISOLANT

remarquons que :

- La taille de la cavité entre les deux vitres affecte les fréquences de résonance du double vitrage en raison de variation de la masse et des effets de rigidité. En-dessous de la première résonance, l'augmentation de la profondeur inter-vitrage fait baisser la rigidité équivalent du fluide et donc augmente la capacité d'atténuation de la transmission sonore du système ;
- L'augmentation de l'épaisseur de la cavité entraîne une augmentation de l'indice d'affaiblissement acoustique pour la plupart des bandes de tiers d'octave. En effet, pour les fréquences en-dessous de 63 Hz et celles au-dessus de 200 Hz, l'isolation acoustique augmente avec l'épaisseur de la cavité. En contre partie, la détérioration de l'isolation acoustique avec la réduction de la profondeur peut s'expliquer par l'augmentation de transfert d'énergie entre les deux vitres ;
- L'augmentation de la profondeur de la cavité inter-vitrage engendre la diminution de la fréquence « masse-air-masse ». Les résonances se situent dans les bandes de tiers d'octave de 200, 160 et 125 Hz pour les doubles vitrages 6/14/4, 6/20/4 et 6/40/4, respectivement. Ceci apparaît clairement par la chute observée sur les spectres pour les différentes profondeurs de la cavité.

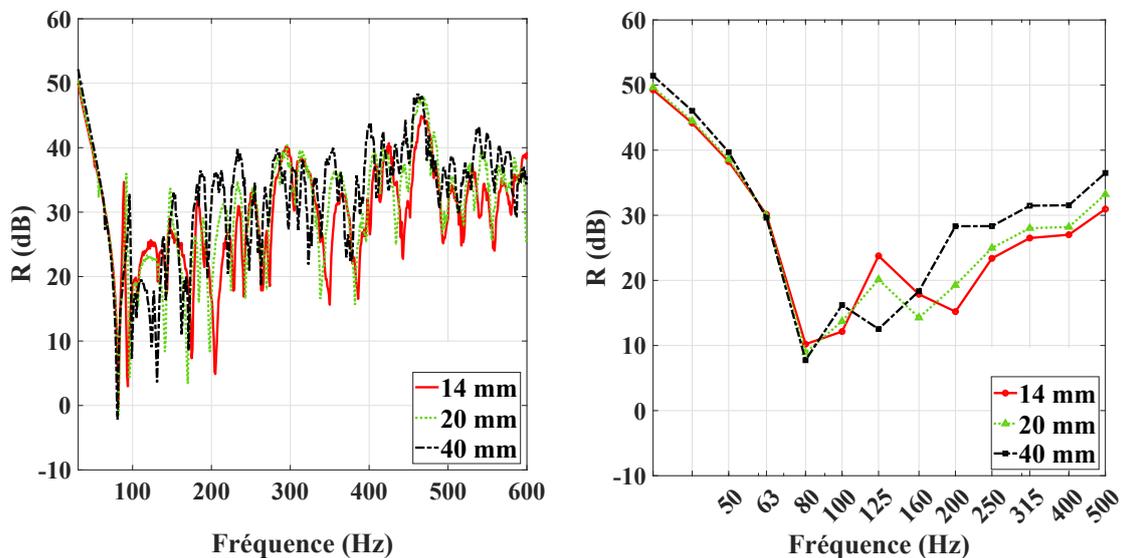


FIGURE 4.10 – Effet de la profondeur de la cavité acoustique inter-vitrage sur l'affaiblissement acoustique du double vitrage.

#### 4.3.4 Propriétés du système d'étanchéité

Pour le double vitrage isolant utilisé dans les fenêtres, le système d'étanchéité (l'intercalaire, le dessiccateur et les deux barrières d'étanchéité) est un composant principal. Il assure l'assemblage des vitres ainsi que le confinement de fluide dans la cavité acoustique du système. Il en existe plusieurs types [219, 220] et par conséquent ses propriétés peuvent varier d'une menuiserie à une autre. En ce qui concerne l'intercalaire seul, selon la norme ISO 12758 [215], les données de mesure d'un vitrage isolant peuvent être adoptées à tout autre système ayant la même composition indépendamment du type d'intercalaire. Par conséquent, on en déduit que le type d'intercalaire n'a pas d'influence sur l'affaiblissement acoustique. Cependant comme on l'a déjà évoqué, les paramètres liés aux deux barrières d'étanchéité peuvent influencer les performances acoustiques du double vitrage [1]. Davy [221] a étudié l'isolation acoustique d'un mur en plaques de plâtre à double paroi lié avec des attaches métalliques. Il a montré que la transmission à travers ces liaisons n'a d'influence sur la réponse du système que dans la gamme des basses fréquences.

Dans ce contexte, nous analysons la sensibilité par la perte de transmission acoustique par rapport au taux d'amortissement et à la rigidité de l'intercalaire équivalent. Pour cela, et d'après les résultats des simulations traitant l'effet des conditions aux limites (section 4.3.1) sur l'affaiblissement acoustique, nous avons décidé de d'analyser l'impact de ce composant en fonction des conditions aux limites (encastrement et appui simple).

##### 4.3.4.1 Amortissement

Utlely et Fletcher [212] ont montré que les doubles vitrages dont le joint d'étanchéité est constitué d'un matériau à fort taux d'amortissement ont les meilleurs indices d'affaiblissement acoustique. L'influence d'ajout des liens mécaniques entre deux parois sur la réponse acoustique du système a été traitée par Chazot [222]. Il a observé que l'effet de l'amortissement n'est observable qu'autour de la fréquence de résonance « masse-air-masse » car à ce niveau les connections travaillent en traction/compression.

La figure 4.11 présente la prédiction de l'indice d'affaiblissement acoustique du double vitrage isolant 6/18/4 pour les deux conditions aux limites (CCCC et CSCS) avec trois taux d'amortissements de l'intercalaire équivalent (1, 10 et 30%). En effet, même si l'ajout du silicone sur la périphérie de la structure lors des essais conduit à une augmentation de l'amortissement sur les bords, les deux dernières

### 4.3. EFFET DES PARAMÈTRES DU DOUBLE VITRAGE ISOLANT

---

valeurs au-dessus de 10% ne sont pas réalistes et sont seulement utilisés pour étudier l'effet de ce paramètre sur le comportement du double vitrage. Pour la partie vitrée, le coefficient d'amortissement est fixé à 1%. Nous remarquons que :

- Lorsque le système est encastré, sa réponse acoustique est relativement insensible à la variation de l'amortissement de l'intercalaire équivalent, comme le montre la superposition des courbes en bande fine présentées par la figure 4.11a. Cependant, une légère réduction des creux des courbes en bande fine peut être observée notamment pour la fréquence de résonance « masse-air-masse » ;
- À partir des résultats en bande de tiers d'octave, l'augmentation du taux d'amortissement de l'intercalaire équivalent de 1% et 30% améliore uniquement d'environ 2 dB l'affaiblissement acoustique à 160 Hz. Ainsi, l'influence de l'amortissement de l'intercalaire est quasiment négligeable dans le cas encastré ;
- Pour un système dont les bords sont simplement appuyés, les résultats sont illustrés sur la figure 4.11b. La sensibilité de la réponse acoustique à l'amortissement de l'intercalaire est nettement plus grande dans ce cas puisque le système a plus de degrés de mobilité ;
- Le comportement du double vitrage avec la variation du taux d'amortissement des bords suit la même tendance que celui observé quand l'amortissement du verre varie. L'impact est notable seulement aux niveau des modes de flexion du système avec une réduction des creux des courbes. De plus, la variation augmente avec l'augmentation de la densité modale ;
- L'écart d'environ 15 dB entre les courbes de l'indice d'affaiblissement acoustique  $R$  en bande fine et en bande de tiers d'octave à 50 Hz est dû aux deux premiers modes de flexion du système à 53,6 Hz et 54,2 Hz (voir tableau 4.2).

#### 4.3.4.2 Rigidité de l'intercalaire

La rigidité de l'intercalaire équivalent liant les deux vitres du double vitrage permet plus ou moins de les bloquer entre elles. Dans cette section, en maintenant la masse volumique constante, nous faisons varier le module d'Young de ce composant afin de voir son influence sur la transmission sonore du système. La figure 4.12 présente la prédiction de l'indice d'affaiblissement acoustique du double vitrage isolant 6/18/4 pour la valeur recalée (0,1 GPa) et deux autres (1 et 10 GPa) avec les deux conditions

### 4.3. EFFET DES PARAMÈTRES DU DOUBLE VITRAGE ISOLANT

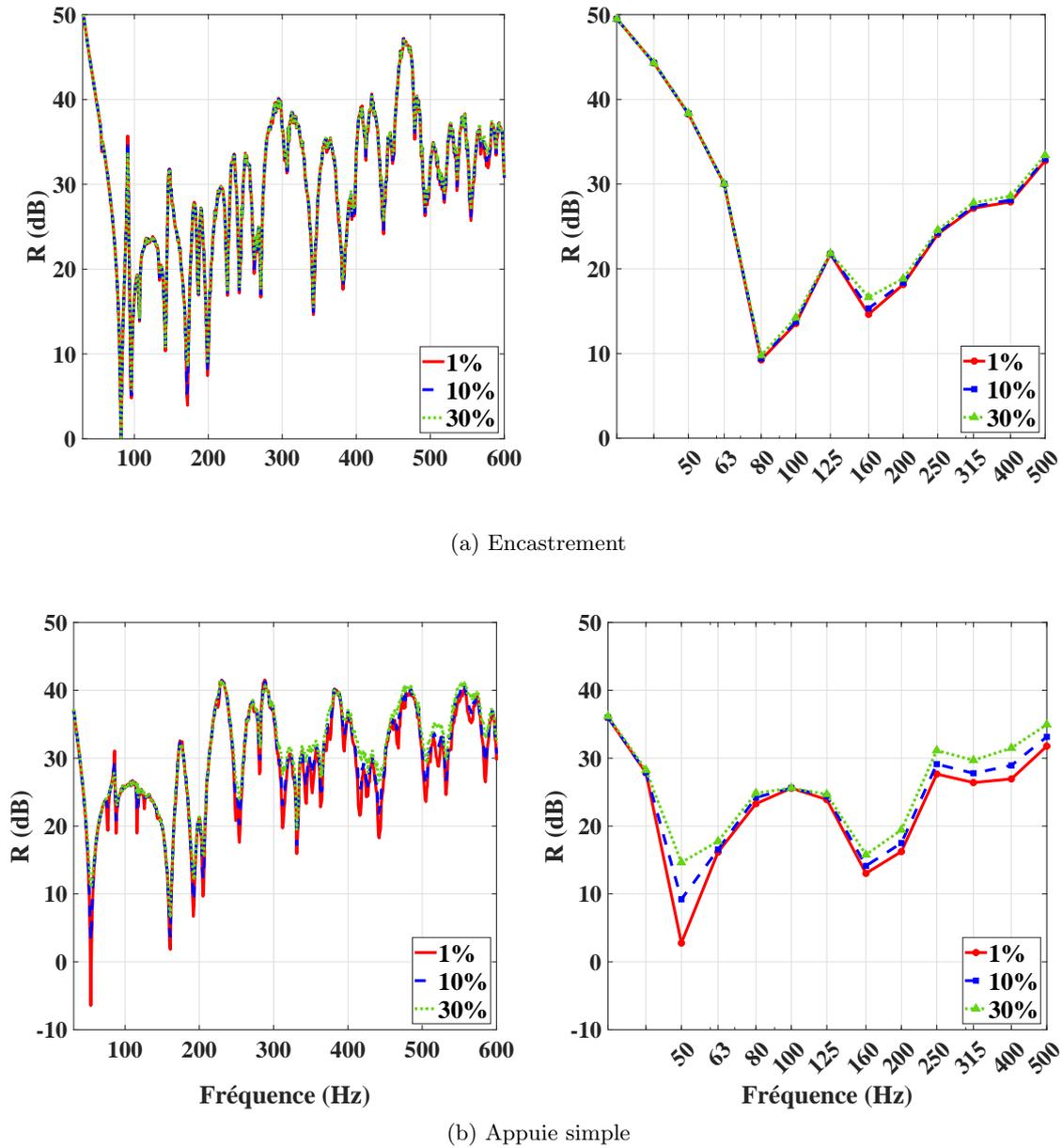


FIGURE 4.11 – Effet de l’amortissement de l’intercalaire équivalent sur l’affaiblissement acoustique du double vitrage isolant 6/18/4 pour les deux conditions aux limites : (a) Encastrement, (b) Appuie simple.

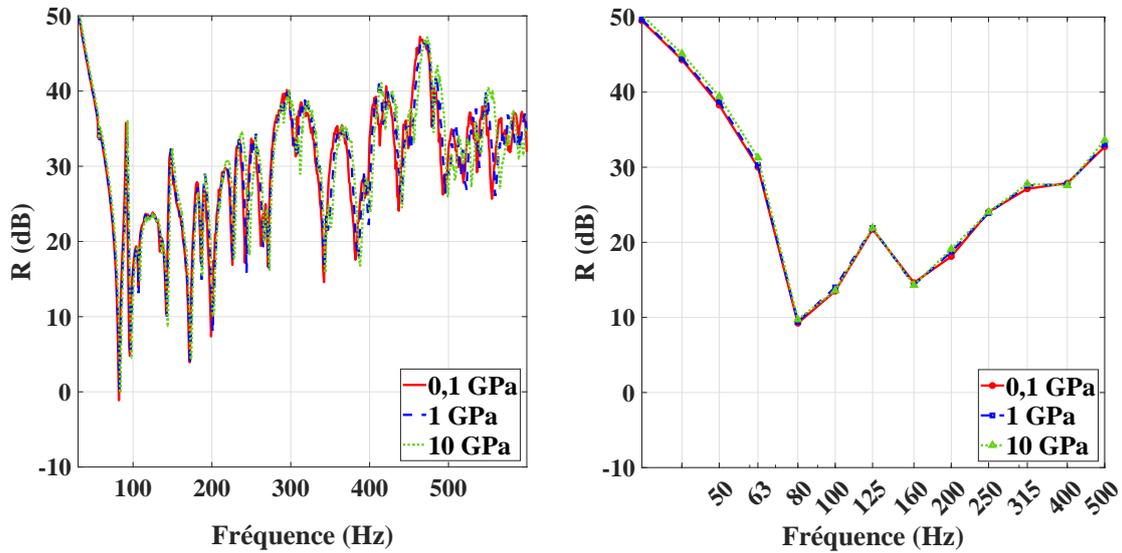
### 4.3. EFFET DES PARAMÈTRES DU DOUBLE VITRAGE ISOLANT

---

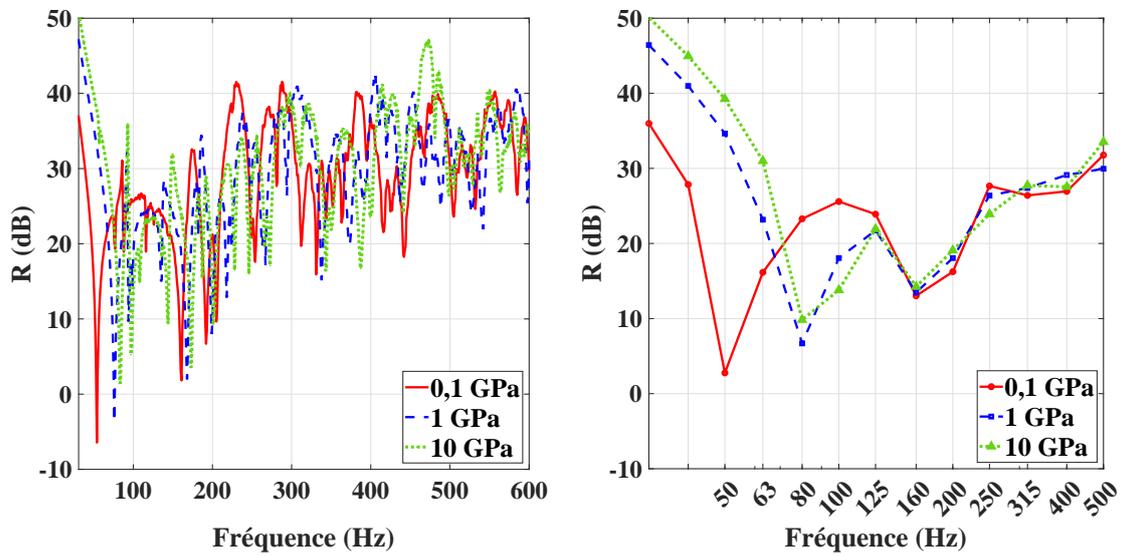
aux limites CCCC et CSCS. Nous pouvons faire les remarques suivantes :

- Pour un système encastré, les résultats illustrés par la figure 4.12a montrent que la rigidité de l'intercalaire équivalent n'influence pas l'affaiblissement acoustique, ni en ce qui concerne l'amplitude des creux et encore moins au niveau des positions des modes de flexions. Un écart maximal de 1 dB entre un double vitrage avec l'intercalaire le plus rigide (10 GPa) et le plus souple (0,1 GPa) est observé à la bande de tiers d'octave de fréquence centrale 200 Hz ;
- Pour un système dont les bords sont simplement appuyés, les résultats sont illustrés par la figure 4.12b. Dans ce cas, la sensibilité de la réponse acoustique aux propriétés de l'intercalaire (ici le module de rigidité) est nettement plus significative dans ce cas que dans la cas du système encastré ;
- L'augmentation du module de rigidité de 0,1 GPa à 1 GPa de l'intercalaire équivalent mène à des variations très significatives notamment en-dessous de 125 Hz. Cependant, même si le passage de 1 GPa à 10 GPa engendre des affaiblissements acoustiques du même ordre sur toute la bande fréquentielle d'étude, des écarts peuvent être observés pour les fréquences inférieures à 100 Hz (par exemple, un écart d'environ 8 dB à 63 Hz) ;
- Les résultats en bande fine montrent que l'augmentation de la rigidité de l'intercalaire engendre le déplacement des modes propres vers les hautes fréquences. Par exemple, l'augmentation du module d'Young de 0,1 GPa à 10 GPa fait passer le mode (1,1) de 54,5 Hz à 84,6 Hz. Ceci engendre également une limitation de la surface rayonnante de la plaque de 4 mm comme on peut le voir sur le champ de déplacement illustré par la figure 4.13 ;
- Les résultats en bande de tiers d'octave illustrent qu'en très basse fréquence (en-dessous de 63 Hz), l'augmentation du module d'Young conduit à une amélioration des performances acoustiques du système. Cependant, ceci engendre une dégradation de l'affaiblissement acoustique entre 80 Hz et 125 Hz. Au delà de la région de résonance « masse-air-masse » (160 Hz), les courbes d'affaiblissement acoustique pour les trois valeurs du module de rigidité ont la même tendance. Ces résultats sont en accord avec ceux issus des travaux de Davy [221]. Pour cette plage fréquentielle, il n'y a pas d'interprétation claire en raison du décalage des creux des spectres d'affaiblissement acoustique vers des fréquences plus élevées pour une rigidité plus grande de l'intercalaire équivalent.

### 4.3. EFFET DES PARAMÈTRES DU DOUBLE VITRAGE ISOLANT



(a) Encastrement



(b) Appuie simple

FIGURE 4.12 – Effet du module d'Young de l'intercalaire équivalent sur l'affaiblissement acoustique du double vitrage isolant 6/18/4 pour les deux conditions aux limites : (a) Encastrement, (b) Appuie simple.

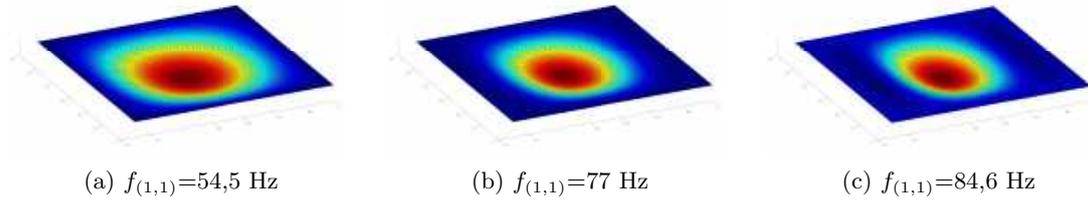


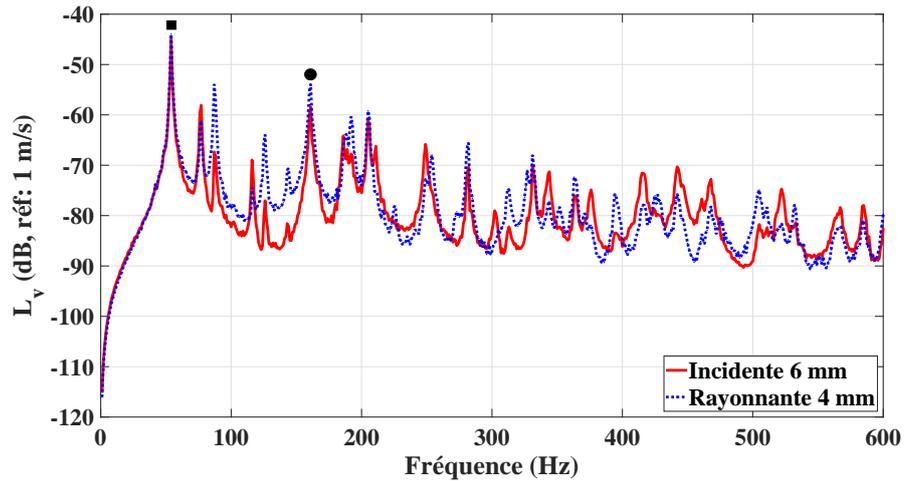
FIGURE 4.13 – Champs de déplacement normal du mode (1,1) de la vitre rayonnante d'épaisseur 4 mm du double vitrage 6/18/4 simplement appuyé en fonction du module d'Young de l'intercalaire équivalent : (a)  $E_{int}=0,1$  GPa, (b)  $E_{int}=1$  GPa et (c)  $E_{int}=10$  GPa.

La vitesse quadratique moyenne des deux vitres pour les deux valeurs de module d'Young (0,1 et 10 GPa) de l'intercalaire (quand le double vitrage est simplement appuyé sur ses bords) est présentée par la figure 4.14. Nous rappelons que l'excitation par champ diffus se fait sur la vitre de 6 mm d'épaisseur et le rayonnement en champ libre se fait par la vitre de 4 mm d'épaisseur. Les résultats révèlent que les creux des courbes d'affaiblissement acoustique (figure 4.12b) correspondent bien aux pics des courbes de la vitesse. Entre le deuxième mode et la fréquence de résonance « masse-air-masse », les amplitudes de vitesses des deux vitres sont du même ordre de grandeur quand  $E_{int}=10$  GPa que quand  $E_{int}=0,1$  GPa. Cet effet met en lumière l'augmentation de la transmission des vibrations de la vitre incidente à la vitre rayonnante à cause de l'augmentation de la rigidité de la liaison entre elles (l'intercalaire équivalent). Ainsi, dans le cas où  $E_{int}=10$  GPa, la puissance transmise au côté réception est plus significative ce qui engendre une détérioration de l'indice d'affaiblissement acoustique dans cette plage fréquentielle (voir figure 4.13c).

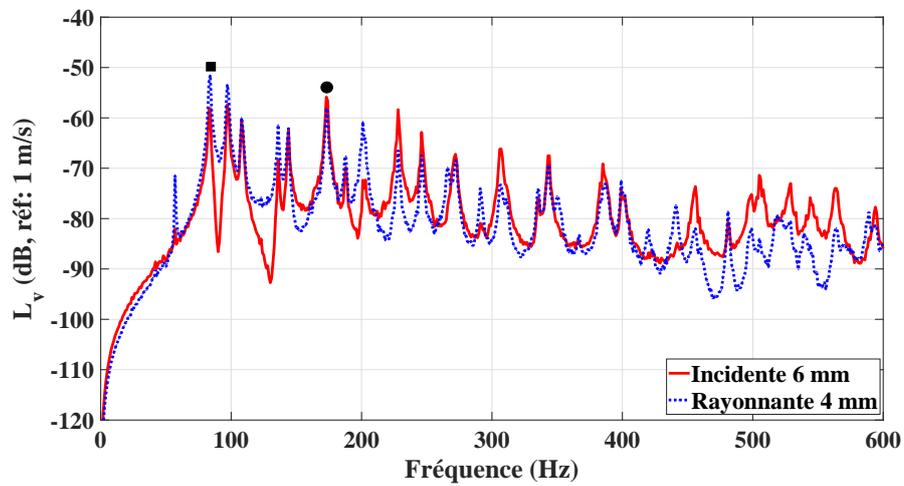
#### 4.4 Affaiblissement acoustique d'un triple vitrage

En raison des préoccupations croissantes concernant l'isolation thermique des bâtiments, l'utilisation des structures à trois parois est de plus en plus courante. Ces structures multicouches peuvent être obtenues en ajoutant un panneau supplémentaire (pour les murs isolants) ou une vitre (pour les fenêtres).

Un triple vitrage isolant typique ainsi que les modes de transmission sonore qui y régissent sont illustrés dans la figure 4.15. Nous pouvons voir la présence d'une vitre supplémentaire et donc une deuxième cavité inter-vitrage par rapport à un double vitrage. Les profondeurs des deux cavités remplies d'air ou d'un autre gaz peuvent avoir ou non la même profondeur. Comme son analogue à deux



(a)  $E_{int}=0,1$  GPa



(b)  $E_{int}=10$  GPa

FIGURE 4.14 – Niveaux de la vitesse quadratique moyenne de deux vitres du double vitrage 6/18/4 simplement appuyé en fonction de la rigidité de l'intercalaire équivalent.

(■) Mode (1,1) et (●) Fréquence de résonance « masse-air-masse ».

#### 4.4. AFFAIBLISSEMENT ACOUSTIQUE D'UN TRIPLE VITRAGE

vitres, la transmission sonore commence par l'excitation de la première vitre avec l'onde acoustique incidente. En plus de la transmission d'énergie à travers les systèmes d'étanchéité sur les bords, cette vitre rayonne et transfère de l'énergie par voie aérienne à la vitre du milieu. Cette dernière rayonne à son tour dans la deuxième cavité acoustique et fait vibrer alors la troisième vitre, qui rayonne alors de la puissance sonore dans la pièce de réception.

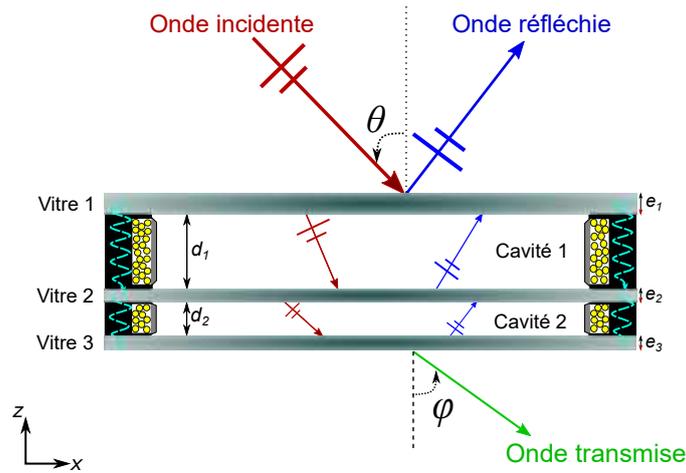


FIGURE 4.15 – Triple vitrage isolant typique.

Le phénomène de réduction de l'indice de transmission acoustique d'un triple vitrage est similaire à celui d'un double vitrage [101]. Si on considère une triple paroi infinie sans aucune liaison mécanique, cette structure peut être représentée par trois masses ( $m_1$ ,  $m_2$  et  $m_3$ ) attachées les unes aux autres. Un tel système a deux fréquences de résonance « masse-air-masse » [117] données par :

$$f_{\alpha,\beta} = \frac{\sqrt{2}}{4\pi} \sqrt{\frac{\lambda_1 + \lambda_2 \pm \sqrt{(\lambda_1 - \lambda_2)^2 + 4k_1k_2m_1^2m_3^2}}{m_1m_2m_3}}, \quad (4.1)$$

où  $\lambda_1 = k_1m_3(m_1 + m_2)$  et  $\lambda_2 = k_2m_1(m_2 + m_3)$  sont les rigidités équivalentes des deux cavités acoustiques,  $m_i$  est la masse surfacique de chacune des trois parois,  $k_i = \rho_0c_0^2/d_i$  où  $d_i$  sont les profondeurs des deux cavités acoustiques. La résonance de l'onde stationnaire, appelée aussi fréquence de coupure  $f_{cou}$ , se produit lorsque la profondeur de la cavité correspond à la demi-longueur d'onde incidente et peut être exprimée par [223] :

$$f_{cou} = \frac{c_0}{2d}, \quad (4.2)$$

Brekke [121] a montré que la présence de la vitre de milieu n'entraîne une amélioration des performances acoustiques que pour les fréquences supérieures à la fréquence de coupure des cavités.

#### 4.4. AFFAIBLISSEMENT ACOUSTIQUE D'UN TRIPLE VITRAGE

---

Dans ce contexte, nous nous intéressons dans cette partie à l'étude des performances acoustiques des triples vitrage isolants. À cet égard, la configuration en champs libres a été employée, et pour des raisons de coût de calcul, nous utilisons un maillage non compatible entre les domaines structurel et acoustique. Pour toutes les analyses, les triples vitrages isolants ont des dimensions normalisées (1,48 m × 1,23 m). Les deux cavités acoustiques sont remplies d'argon et la vitre soumise à l'excitation acoustique incidente est systématiquement plus épaisse que celle rayonnant en champ libre. L'ensemble des compositions traitées dans cette section ainsi que les deux fréquences de résonance  $f_\alpha$  et  $f_\beta$  sont récapitulés dans le tableau 4.4. Du point de vue de la dénomination des différents systèmes étudiés, la composition 6/10/4/8/4 désigne ainsi un triple vitrage composé d'une première vitre de 6 mm d'épaisseur séparée de la vitre de milieu d'épaisseur 4 mm par une cavité acoustique de 10 mm de profondeur, et la deuxième vitre est séparée par 8 mm d'argon de la troisième vitre dont l'épaisseur est de 4 mm.

TABLE 4.4 – Fréquences de résonances  $f_\alpha$  et  $f_\beta$  analytiques (en Hz) des triples vitrages étudiés.

| <b>Composition</b>  | $f_\alpha$ | $f_\beta$ |
|---------------------|------------|-----------|
| <b>6/10/4/8/4</b>   | 196,5      | 376,9     |
| <b>6/18/8/18/6</b>  | 126,7      | 200,4     |
| <b>8/18/6/18/6</b>  | 118        | 215,2     |
| <b>10/18/6/18/4</b> | 123,8      | 224,8     |

##### 4.4.1 Comparaison avec un double vitrage

Nous comparons dans cette section la réponse vibro-acoustique d'un triple et d'un double vitrage isolant dont la masse et l'épaisseur globale sont les mêmes. Cet aspect a été étudié expérimentalement par Tadeu et Mateus [112] qui ont montré que, dans ce cas, l'isolation acoustique d'un triple vitre n'est pas meilleure que celle d'un double vitrage en basse fréquence. En plus, il a été constaté par Vinokur [122] que la perte par transmission d'un système à triple paroi peut être inférieure à celle d'un système à deux parois de même masse surfacique. Ceci a été expliqué par le fait que l'ajout de panneaux supplémentaires augmente la densité modale du système et le phénomène de résonance « masse-air-masse » par rapport à un système double paroi [224]. Sharp [101] a montré que pour des fréquences inférieures à 4 fois la fréquence « masse-air-masse », le double vitrage isole mieux le son

#### 4.4. AFFAIBLISSEMENT ACOUSTIQUE D'UN TRIPLE VITRAGE

que celui avec trois vitres et Liu [118] a révélé que les performances d'un triple vitrage dépassent celles d'un double vitrage au voisinage de la fréquence de coupure  $f_{co}$ . Aloufi et al. [225] ont également trouvé que l'ajout de vitres engendre une réduction de l'isolation acoustique en basse fréquence, en particulier au niveau des résonances « masse-air-masse ».

Afin de vérifier ces constatations numériquement, nous étudions les systèmes présentés dans la figure 4.16. Il s'agit d'un triple vitrage de composition 6/10/4/8/4 et d'un double vitrage de composition 6/18/8, ce qui conduit à une épaisseur totale des vitres de 14 mm et une profondeur totale de cavités acoustiques de 18 mm.

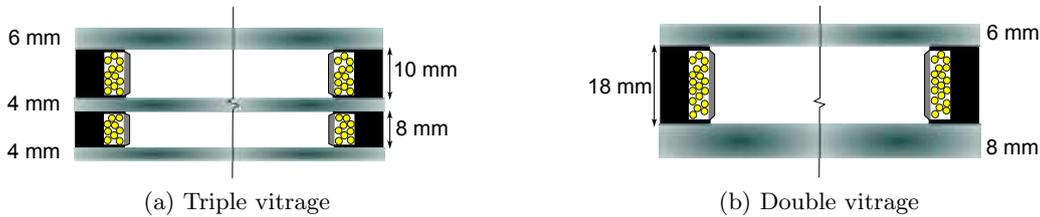


FIGURE 4.16 – Composition du triple vitrage (6/10/4/8/4) et du double vitrage (6/18/8) isolants ayant la même masse et la même épaisseur globale.

La comparaison de l'indice d'affaiblissement des deux systèmes en bande fine et en bande de tiers d'octave est présentée en figure 4.17. L'analyse des résultats montre que :

- Pour les deux structures, le premier mode à 23 Hz (figure 4.18a) pour le triple vitrage et à 34 Hz pour le double vitrage, est le plus rayonnant. Il engendre une baisse importante de l'indice d'affaiblissement acoustique des deux systèmes ;
- La fréquence de résonance « masse-air-masse » du double vitrage (à 168 Hz) et la première fréquence  $f_{\alpha}$  du triple vitrage (à 200 Hz) engendrent bien des creux prononcés sur les courbes de l'affaiblissement acoustique. Cependant, la deuxième fréquence de résonance  $f_{\beta}$ , estimée en alentours de 377 Hz, n'engendre pas une baisse de la performance acoustique. En général, la seconde résonance n'a pas d'influence sur la perte par transmission du système [121] en particulier lorsque une excitation aléatoire est considérée [118] ;
- À partir de la représentation des résultats en bande de tiers d'octave illustrée par la figure 4.17b, entre le premier mode de flexion du double vitrage et la fréquence « masse-air-masse », le triple vitrage isolant offre une performance acoustique meilleure que son homologue à deux vitres

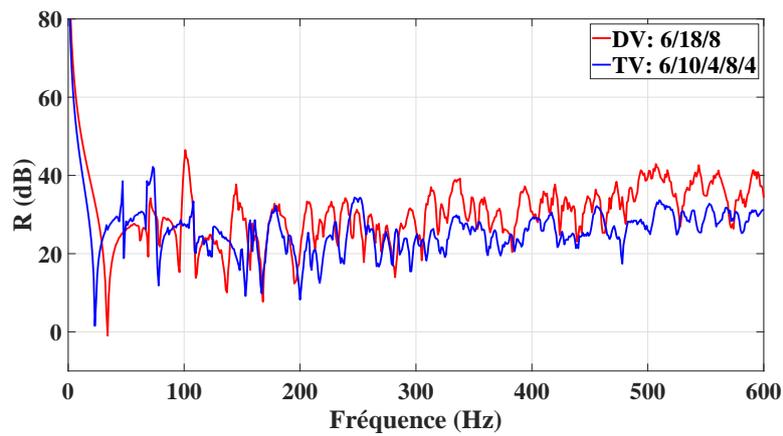
excepté pour la bande centrée autour de 80 Hz ;

- Au delà de 160 Hz et jusqu'à 500 Hz, le double vitrage isolant est plus performant que le triple vitrage. En effet, la fréquence de coupure au delà de laquelle le triple vitrage est meilleur que le double vitrage [118] est en dehors de la gamme de fréquence d'étude. Pour les systèmes considérés, la plus petite fréquence correspond à la cavité acoustique la plus grande qui est de 18 mm. Pour une telle profondeur,  $f_{co}$  est égale à 8805 Hz ;
- Les creux les plus prononcés de l'indice d'affaiblissement pour le système à trois vitres (figure 4.17a) correspondent aux modes où les trois vitres vibrent en phase. Ceci est clair pour les modes de flexion aux fréquences 23, 78, 153 et à 167 Hz dont le champs de déplacement des trois vitres est illustré par la figure 4.18.

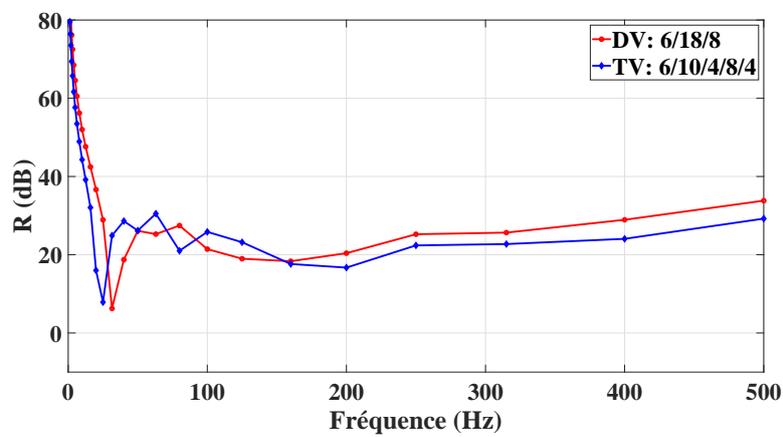
#### 4.4.2 Effet de l'emplacement des vitres

Vinorku [226] a montré que la disposition des vitres pour un triple vitrage a un effet sur son indice d'affaiblissement acoustique en basse fréquence car cela influence les fréquences de résonances. C'est pourquoi, nous analysons la réponse acoustique de deux systèmes à trois vitrages dont l'emplacement des vitres est différent. Les deux systèmes sont composés de deux vitres de 6 mm d'épaisseur chacune et une de 8 mm d'épaisseur. Toutes les cavités d'argon ont une profondeur de 18 mm pour les deux compositions. Pour la première structure 6/18/8/18/6, les deux vitres externes sont similaires, alors que pour la deuxième, la vitre excitée et celle de milieu sont inversées donnant ainsi la composition 8/18/6/18/6.

La figure 4.19 présente la comparaison des indices d'affaiblissement acoustique des deux systèmes. Globalement, les deux systèmes suivent la même tendance sur la plage fréquentielle d'intérêt. Les creux des spectres de l'indice d'affaiblissement acoustique des deux triples vitrages à 125 Hz (voir figure 4.19b) correspondent aux premières fréquences  $f_\alpha$ . Pour les fréquences supérieures à 100 Hz, l'unité symétrique ayant les deux vitres extérieures de 6 mm (6/18/8/18/6) est moins performante que l'autre système, ce qui se traduit par un indice d'affaiblissement acoustique plus faible. Ces résultats sont en accord avec les conclusions de Vinorku [226] qui explique ce comportement par le fait que pour un triple vitrage symétrique, les deux fréquences de résonance  $f_\alpha$  et  $f_\beta$  sont proches ce qui est vérifié pour la composition considérée dans cette analyse (tableau 4.4).



(a) en bande fine



(b) en bande de tiers d'octave

FIGURE 4.17 – Comparaison de l'indice d'affaiblissement acoustique du triple vitrage isolant (6/10/4/8/4) et du double vitrage isolant (6/18/8).

#### 4.4. AFFAIBLISSEMENT ACOUSTIQUE D'UN TRIPLE VITRAGE

---

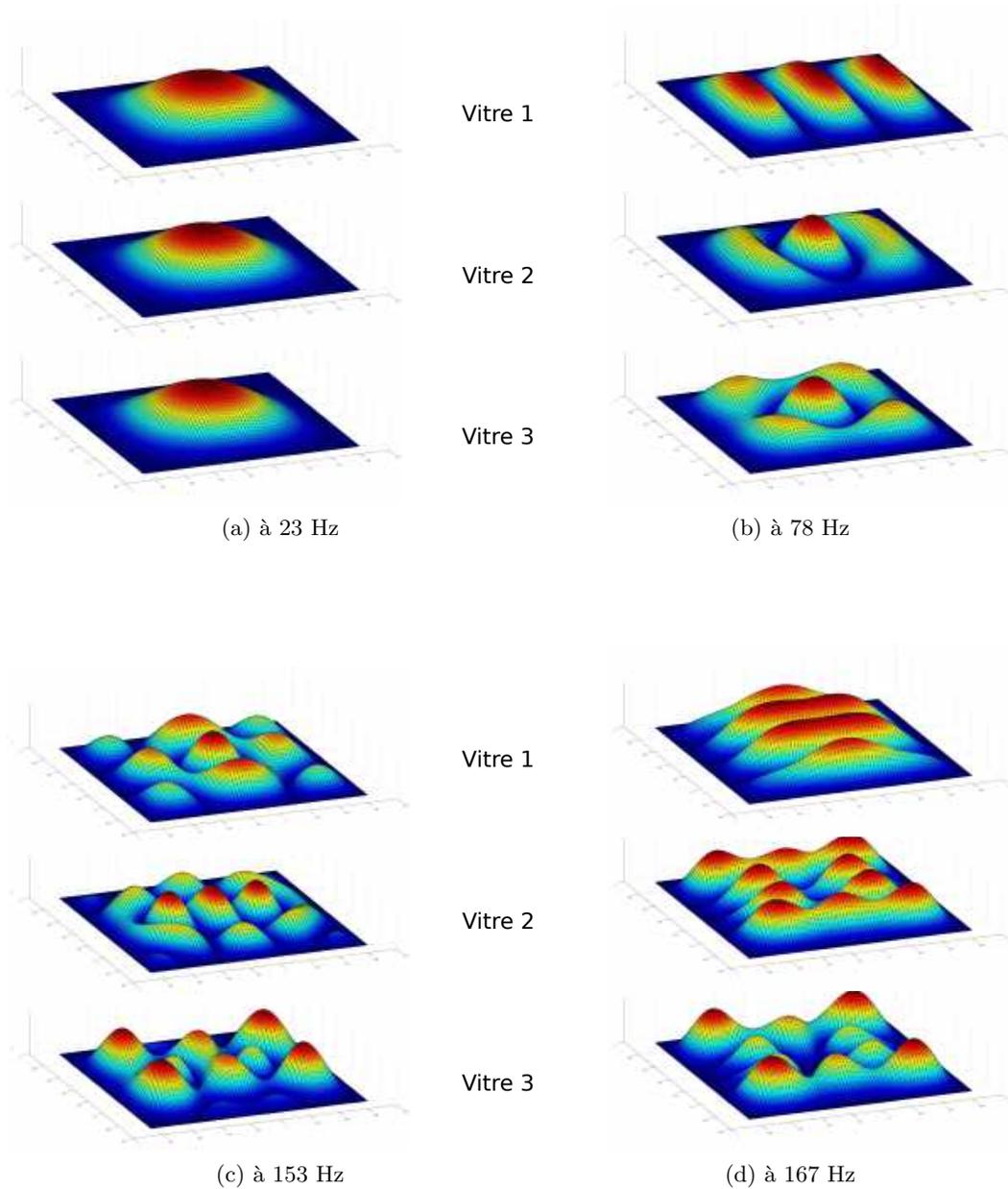


FIGURE 4.18 – Déformées modale des vitres du triple vitrage (6/10/4/8/4). Vitre 1 de 6 mm d'épaisseur est placée du côté excitation, vitres 2 et 3 sont d'épaisseur de 4 mm.

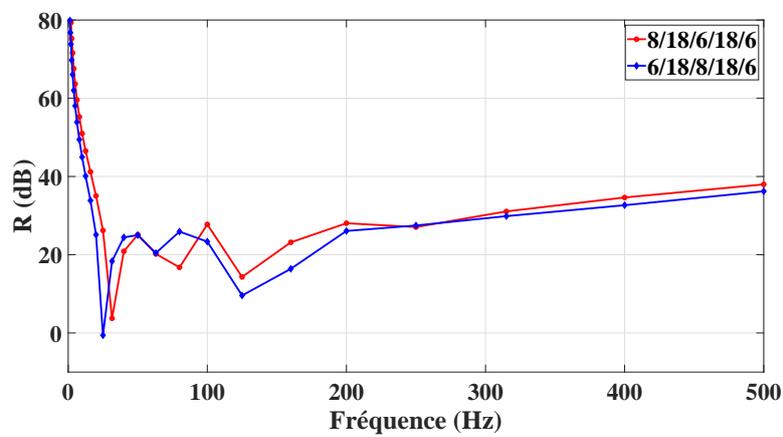
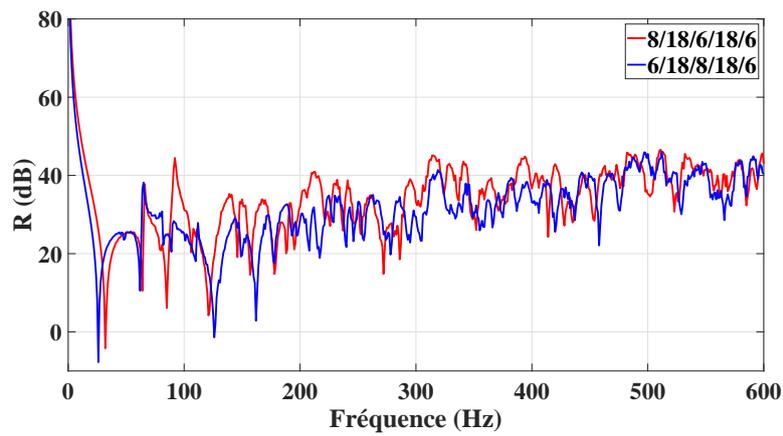


FIGURE 4.19 – Effet de la disposition des vitres sur l'indice d'affaiblissement acoustique de triple vitrage isolant.

### 4.4.3 Effet de la distribution des masses

L'impact de la distribution des masses dans un triple vitrage isolant sur son indice d'affaiblissement acoustique est étudié dans cette partie. Plus précisément, nous avons comparé deux triple vitrages de masse et d'épaisseur globale égales avec des cavités acoustiques de profondeur constante de 18 mm pour les deux systèmes. La différence se situe au niveau des épaisseurs des vitres : la première unité est composée de vitres d'épaisseurs respectives 10 mm, 6 mm et 4 mm, tandis que celles du deuxième système sont d'épaisseurs 8 mm, 6 mm et 6 mm. L'épaisseur totale des vitres est de 20 mm. On rappelle que dans les deux cas, la vitre la plus épaisse est celle excitée par le champ diffus.

Les résultats de la prédiction de l'indice d'affaiblissement acoustique  $R$  sont présentés sur la figure 4.20. Nous pouvons remarquer que l'indice d'affaiblissement acoustique diminue pour les deux systèmes dans la bande de tiers d'octave de 125 Hz où sont présentes leurs premières fréquences de résonance  $f_\alpha$ . Pour les fréquences en-dessous de 50 Hz, les deux systèmes ont un comportement similaire. Au delà de cette fréquence (à l'exception des fréquences centrales 63 Hz et 80 Hz), le triple vitrage 8/18/6/18/6 a un indice d'affaiblissement acoustique plus élevé que le second système (figure 4.20b). Ainsi, une distribution équilibrée des masses permet de donner une meilleure performance acoustique.

## 4.5 Conclusion

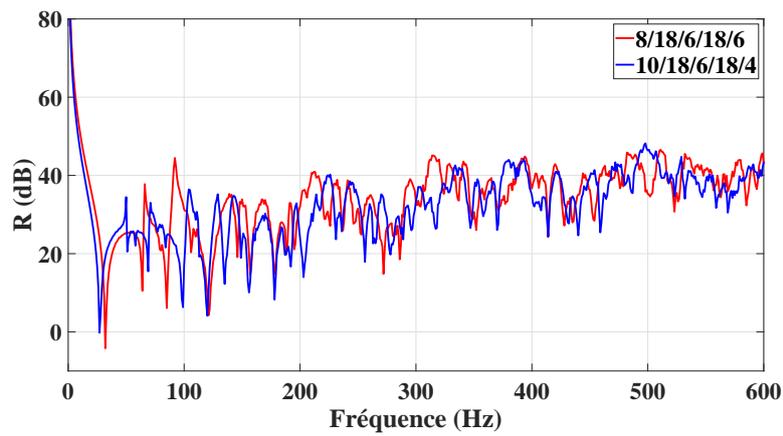
Nous avons consacré ce chapitre à l'étude des différents paramètres qui peuvent influencer la réponse vibro-acoustique de systèmes de double et de triple vitrages. Dans ce cadre, et suite aux conclusions du chapitre précédent, nous avons commencé par analyser l'effet de la géométrie de la salle d'émission sur l'indice d'affaiblissement acoustique d'un double vitrage isolant. Les résultats ont montré que la modification des dimensions des salles avec un volume constant a un effet limité (dans notre cas d'environ 2 dB) sur l'indice d'affaiblissement acoustique.

Dans un second temps, la configuration avec deux champs libres (Champ Diffus - Structure - Champ libre) a été utilisée pour : (i) étudier l'effet des propriétés intrinsèques des différents composants du double vitrage isolant et (ii) analyser les performances acoustiques de système à trois vitres.

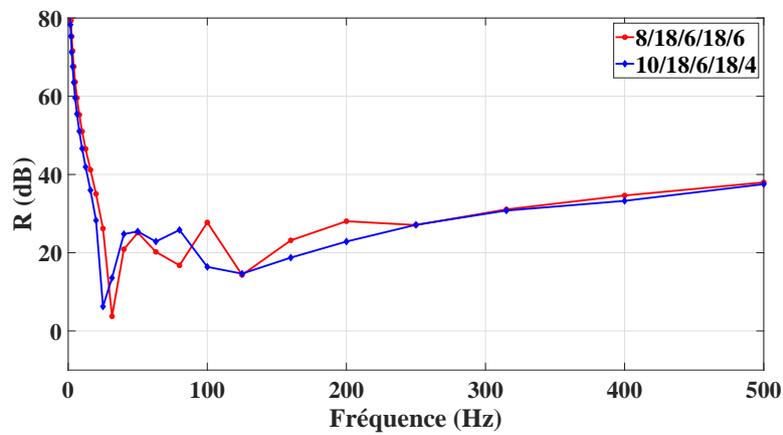
Les résultats des études paramétriques du double vitrage isolant ont montré que l'indice d'affaiblissement acoustique est très sensible aux modifications de propriétés de ses composants :

#### 4.5. CONCLUSION

---



(a) en bande fine



(b) en bande de tiers d'octave

FIGURE 4.20 – Effet de la distribution des masses sur l'indice d'affaiblissement acoustique d'un triple vitrage isolant.

## 4.5. CONCLUSION

---

- Les conditions aux limites ont une grande influence sur la transmission acoustique du double vitrage pour la bande fréquentielle en-dessous de la région de résonance « masse-air-masse » ;
- Concernant les vitres, l'effet de l'amortissement sur l'indice d'affaiblissement acoustique est seulement observé au niveau des modes de flexion. Son augmentation entraîne une amélioration des performances acoustiques de la structure ;
- Pour la cavité inter-vitrage, le type du gaz qui la remplit, qu'il s'agisse d'air ou d'argon, n'a pas un effet significatif sur les résultats puisque les densités sont proches. Cependant, la diminution de l'épaisseur de ce domaine réduit globalement l'isolation acoustique du système ;
- Finalement, l'effet du système d'étanchéité, ici l'intercalaire équivalent, est notable avec les conditions simplement appuyées, mais presque négligeable pour des conditions parfaitement encastrées. L'effet de l'amortissement sur les bords est le même que celui de la partie vitrée (une influence sur l'amplitude de la réponse au niveau des fréquences propres). Par ailleurs, l'augmentation du module d'Young rend le système plus raide et donc conduit à une amélioration des performances acoustiques du double vitrage pour les fréquences en-dessous de 80 Hz. Au delà de la région de résonance « masse-air-masse », ce paramètre a peu d'influence sur l'indice d'affaiblissement.

Quant aux analyses réalisées sur les triples vitrages isolants, les résultats d'indice d'affaiblissement acoustique ont montré que :

- L'ajout d'une troisième vitre ne permet pas d'améliorer significativement l'indice d'affaiblissement acoustique par rapport à un double vitrage d'épaisseur et de masse totale égales dans la bande fréquentielle d'étude. En effet, la fréquence de coupure au delà de laquelle une amélioration des performances acoustiques est observée avec un triple vitrage est généralement supérieure à la gamme de fréquences d'intérêt pour les systèmes vitrés utilisées dans les fenêtres ;
- Il faut éviter d'utiliser une composition symétrique où les deux vitres extérieures sont de même épaisseur. Cette disposition engendre deux fréquences de résonances proches ce qui détériore les performances acoustiques dans cette région ;
- L'effet de la distribution des masses d'un triple vitrage n'est pas très clair et ne permet pas d'interprétation concluante. Les courbes de  $R$  des deux compositions 8/18/6/18/6 et 10/18/6/18/4

#### 4.5. CONCLUSION

---

se croisent à plusieurs reprises sur toute la bande fréquentielle.

Une fois les performances acoustiques de la partie vitrée évaluées, nous passons dans le chapitre suivant à l'étude de la réponse vibro-acoustique de la fenêtre complète.

## Chapitre 5

# Études expérimentale et numérique de la réponse vibro-acoustique de fenêtres

### Contenu

---

|     |   |     |
|-----|---|-----|
| 5.1 | Introduction . . . . .  | 200 |
| 5.2 | Description des essais acoustiques . . . . .  | 200 |
| 5.3 | Résultats numériques et comparaison calcul/essai . . . . .  | 203 |
| 5.4 | Vers un modèle simplifié pour la prédiction de l'indice d'affaiblissement acoustique des fenêtres . . . . . | 218 |
| 5.5 | Conclusion . . . . .  | 222 |

---

*Ce dernier chapitre est dédié à l'étude de la réponse vibro-acoustique de fenêtres à deux vantaux. Dans la première partie, les mesures de l'indice d'affaiblissement acoustique réalisées en laboratoire sur des fenêtres en menuiserie bois sont décrites. Les résultats expérimentaux issus de ces essais sont comparés aux résultats prédits par les simulations numériques dans lesquelles la configuration en champs libres est utilisée. Cette confrontation permet d'évaluer la représentativité du modèle numérique recalé de la fenêtre par rapport à sa réponse acoustique réelle. Finalement, en se basant sur ces résultats, nous proposons des modèles simplifiés pour réduire le coût de calcul tout en assurant une représentativité acceptable vis-à-vis du modèle complet.*

### 5.1 Introduction

Ce dernier chapitre est dédié à l'étude de la réponse vibro-acoustique de fenêtres complètes à deux vantaux. Dans ce cadre, des essais expérimentaux sont réalisés en vue de déterminer l'indice d'affaiblissement acoustique de quelques menuiseries. Le laboratoire d'essai ainsi que le protocole de mesure sont présentés dans la première partie du chapitre. Ensuite, les résultats numériques sont comparés aux résultats expérimentaux afin de vérifier la validité du modèle numérique de la fenêtre recalé dans le deuxième chapitre. Pour cela, la configuration avec des champs libres des deux côtés de la structure est utilisée. Ces études permettent d'évaluer le rôle de différents composants de la fenêtre dans l'étude de sa réponse vibro-acoustique et d'essayer de proposer ainsi des modèles simplifiés pour la prédiction des performances acoustiques de la menuiserie complète.

### 5.2 Description des essais acoustiques

Une campagne expérimentale a été réalisée pour déterminer l'indice d'affaiblissement acoustique de menuiseries en bois (fenêtres et porte-fenêtres) de la société PASQUET Menuiserie. Les produits testés ont des dimensions spécifiques qui ne correspondent pas à celles de menuiseries commercialisées.

#### 5.2.1 Présentation du laboratoire d'essai

Les essais acoustiques pour l'évaluation de l'indice d'affaiblissement acoustique des fenêtres considérées dans ce chapitre sont réalisés au laboratoire CERIBOIS [198]. L'installation expérimentale est composée de deux chambres réverbérantes parallélépipédiques (voir figure 5.1). La chambre d'émission, présentée sur la figure 5.1a, est de dimension  $4,5 \times 3,25 \times 5 \text{ m}^3$  et la chambre de réception, présentée sur la figure 5.1b, est de dimension  $4 \times 3,25 \times 5 \text{ m}^3$ . Afin d'éviter les transmissions solidiennes qui peuvent avoir lieu entre les deux chambres, ces dernières sont montées sur des supports élastiques, dont on présente un exemple sur la figure 5.2. D'autre part et pour le même objectif, les murs des salles ont une épaisseur de 45 cm. Ils sont composés de deux couches en béton de 23 cm et 20 cm, séparées par une couche de 2 cm de mousse comprimée. Les portes des deux chambres ont une haute isolation acoustique. Pour obtenir un champ acoustique diffus dans les deux chambres, des diffuseurs sont utilisés afin d'augmenter la réflexion des ondes. Ces éléments peuvent être fixés sur les murs ou suspendus au plafond, comme présenté sur la figure 5.1.

## 5.2. DESCRIPTION DES ESSAIS ACOUSTIQUES

---

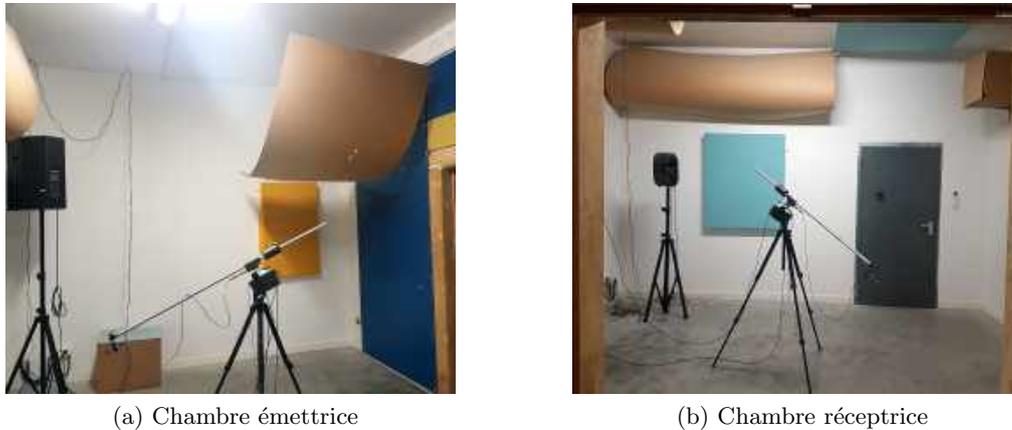


FIGURE 5.1 – Les deux chambres réverbérantes du laboratoire CERIBOIS.



FIGURE 5.2 – Exemple des supports élastiques sur lesquels reposent les chambres du laboratoire acoustique.

La figure 5.3 montre la mise en place de la fenêtre à tester dans l'ouverture du mur entre les deux chambres conformément à l'ISO 140-1 [37]. Cette norme exige le remplissage du jeu entre le spécimen et l'ouverture par un matériau absorbant. En plus, un matériau d'étanchéité (généralement du silicone) est étalé des deux côtés sur toute la périphérie de la fenêtre.

### 5.2.2 Description du mode opératoire

L'indice d'affaiblissement acoustique des fenêtres est mesuré par bandes de tiers d'octave de 50 Hz à 5000 Hz, en respectant les exigences suivantes, tirées des normes [38, 39] :

- Deux haut-parleurs, de marque RCF (modèle C5215W), sont utilisés dans la salle d'émission. Ils sont alimentés par un bruit rose et fonctionnent en phase. Le premier est placé dans le coin

## 5.2. DESCRIPTION DES ESSAIS ACOUSTIQUES

---



(a) Côté chambre d'émission



(b) Côté chambre de réception

FIGURE 5.3 – Montage de la fenêtre dans le mur pour les essais acoustiques dans le laboratoire CERIBOIS.

supérieur de la chambre selon les exigences de la norme [40], tandis que le second est ajouté pour améliorer la diffusivité du champ acoustique ;

- Les sources acoustiques doivent être placées de façon à répondre aux trois conditions suivantes :
  - (i) la distance entre toute surface de la salle et le haut-parleur doit être supérieure à 0,7 m,
  - (ii) le champ acoustique produit doit être aussi diffus que possible et (iii) le rayonnement direct sur l'élément à tester ne doit pas être prédominant. Dans le cadre de ces essais et étant donné les dimensions relativement petites de la salle émettrice, les haut-parleurs, placés à 0,7 m des parois de la salle, ont été orientés vers les murs, comme présenté sur la figure 5.4. Cela permet d'éviter l'excitation directe de la fenêtre ;
- Le bruit de fond dans la salle de réception est mesuré pour chaque essai dans le but de s'assurer qu'il n'y a pas de bruits parasites (bruits extérieurs ou bruit du système électrique) pouvant influencer les mesures. Par conséquent, la puissance acoustique dans la salle émettrice doit être suffisamment grande pour assurer un niveau supérieur de 15 dB au niveau du bruit de fond dans la salle réceptrice sur toute la bande fréquentielle (i.e. un rapport signal-à-bruit supérieur à 15 dB). Pour les essais présentés ici, le niveau maximal du bruit de fond est d'environ 13,4 dB enregistré à 50 Hz, soit 70 dB de moins que le niveau acoustique de la salle réceptrice ;
- Un haut-parleur, de marque RCF (modèle C5215W), est placé dans la chambre de réception

### 5.3. RÉSULTATS NUMÉRIQUES ET COMPARAISON CALCUL/ESSAI

---

pour mesurer le temps de réverbération. Pour cela, le haut-parleur est positionné à deux hauteurs différentes et pour chacune de ces positions correspondent trois positions de microphone disposés suivant un cercle de rayon 88 cm et espacés angulairement de  $120^\circ$ . La valeur retenue de cet indicateur est la moyenne de six mesures comprises entre 1 s et 2 s pour les fréquences supérieures à 100 Hz ;

- Pour la mesure des champs de pression dans les deux salles, deux microphones tournants, de marque Brüel & Kjær (Type 3923), ont été employés. La vitesse de rotation est de 1 tour/32 s, avec un rayon de balayage de 88 cm répondant bien à la limite inférieure de 70 cm exigée par la norme. Ils ont été placés à 0,7 m des surfaces des salles et à 1 m des haut-parleurs et de la menuiserie à tester ;
- La température ainsi que l'humidité relative ont été mesurées pendant les essais avec des valeurs qui respectent les exigences réglementaires. À titre informatif, la température relevée lors des essais est de  $17,5^\circ$  pour un taux d'humidité de 55,1%.



(a) Dans le coin supérieur



(b) Dans le coin inférieur

FIGURE 5.4 – Haut-parleurs utilisés pour la création du champ acoustique dans la salle d'émission du laboratoire CERIBOIS.

### 5.3 Résultats numériques et comparaison calcul/essai

Dans l'objectif d'évaluer les performances intrinsèques de la fenêtre sans que les résultats ne soient influencés par les propriétés de l'environnement (les deux chambres), la configuration idéale correspondrait à des conditions de champ libre de part et d'autre de la fenêtre. Ces conditions ne peuvent

bien évidemment pas être respectées au niveau expérimental mais seront utilisées dans les simulations numériques afin d'éviter la modélisation des salles (cf. chapitre 3).

Le modèle de fenêtre, objet de cette étude, est celui décrit dans le chapitre 2 et dont les détails et les vues de coupes sont présentés en annexe B. Pour la simulation, nous utilisons le modèle recalé avec l'analyse modale expérimentale qui a donné des résultats satisfaisants du point de vue vibratoire. Nous cherchons donc maintenant à vérifier sa validité du point de vue acoustique en comparant les indices d'affaiblissement obtenus par calcul avec ceux issus des essais.

#### 5.3.1 Modèle numérique

On rappelle qu'à partir de la confrontation avec les résultats expérimentaux, nous avons retenu pour la création du modèle numérique de la fenêtre à deux vantaux les composants suivants : le dormant, la barre de fermeture, le joint et les deux ouvrants. Chacun des ouvrants est composé de :

- un double vitrage composé des deux vitres reliées par l'intercalaire équivalent et qui incorporent une cavité acoustique remplie d'argon ;
- deux cadres rectangulaires en bois avec une encoche pour recevoir le double vitrage ;
- six cales assurant la pose du double vitrage dans le cadre ;
- un joint qui permet d'assurer l'étanchéité et la mise en place du double vitrage dans le cadre.

Pour la discrétisation du modèle, un maillage compatible entre les différentes parties est employé avec des éléments quadrangles linéaires (QUAD4) pour les vitres et des éléments hexaédriques linéaires (HEX8) pour le reste des composants. Le modèle final possède environ 141 000 ddl.

Le modèle numérique, illustré par la figure 5.5, peut être décomposé en différents sous-ensembles listés ci-dessous :

- les composants ayant des faces exposées au champ diffus acoustique (les deux vitres de 4 mm ou 6 mm selon le type du double vitrage et les cadres des deux ouvrants) ;
- les composants ayant des faces qui rayonnent en champ libre (les deux vitres de 4 mm, le dormant et la barre de fermeture) ;
- le domaine acoustique présenté par les deux cavités acoustiques.

On peut noter que les autres éléments spécifiques (joints, cales et intercalaire équivalent) ne sont pas listés ci-dessus mais sont bien pris en compte dans le modèle. En ce qui concerne les conditions aux

limites, nous considérons des conditions d'encastrement du dormant sur tous ses bords (figure 5.3). Dans la suite, on désigne par « Vitres-Incidentes » les vitres exposées au champ diffus acoustique et « Vitres-Rayonnantes » celles qui rayonnent en champ libre.



FIGURE 5.5 – Les composants de la fenêtre exposés à l’excitation acoustique et ceux qui rayonnent en champ libre.

#### 5.3.2 Détermination de l’indice d’affaiblissement acoustique des fenêtres

Deux fenêtres à deux vantaux sont étudiées. La première a un double vitrage symétrique composé de deux vitres de 4 mm d’épaisseur chacune séparées par une cavité de 20 mm de profondeur (4/20/4). La deuxième a un double vitrage asymétrique composé de deux vitres de 6 mm et 4 mm d’épaisseur avec une cavité de profondeur 18 mm (6/18/4). Dans les deux cas, l’épaisseur globale est de 28 mm et les cavités sont remplies d’argon. Les dimensions des doubles vitrages de chaque ouvrant sont  $0,581 \times 1,309 \text{ m}^2$ . Les comparaisons entre les résultats des calculs et ceux issus des essais expérimentaux sont réalisées en bande de tiers d’octave sur la plage fréquentielle [50 - 630 Hz].

Un amortissement forfaitaire de 1% est initialement choisi pour tous les matériaux. Avec cette valeur, la comparaison avec les données expérimentales montre une sous-estimation de l’indice d’affaiblissement acoustique numérique. Ceci peut s’expliquer par les simplifications adoptées lors de la création du modèle recalé de la fenêtre. En effet, les joints en caoutchouc utilisés entre les traverses et les battants des cadres des ouvrants et du dormant ne sont pas pris en compte. Cette simplification n’avait pas d’effet sur les modes propres de la menuiseries, cependant, ce sont des zones pouvant induire de la dissipation d’énergie. Nous avons donc choisi d’augmenter progressivement le taux d’amortissement structural et un coefficient de 3% pour tous les matériaux a permis de bien recalibrer les résultats

numériques à ceux des essais expérimentaux.

#### 5.3.2.1 Fenêtre avec un double vitrage 4/20/4

Dans un premier temps, nous étudions la réponse vibro-acoustique de la fenêtre avec le double vitrage symétrique 4/20/4. Nous commençons par présenter son comportement vibratoire avec les conditions d'encastrement. Cet élément de construction a onze modes propres en-dessous de 100 Hz dont les fréquences et les déformées modales correspondantes sont données par les figures 5.6 et 5.7. L'analyse des résultats montre qu'il y a deux modes très proches autour de 39 Hz. Une situation similaire semble se présenter autour de 70 Hz. Nous pouvons remarquer que les couples de modes (2, 6), (3, 5) et (8, 11) se différencient par la vibration en phase ou en opposition de phase des vitres du même plan des deux ouvrants. En plus, un couplage avec les cavités acoustiques est observé quand les vitres vibrent en phase (modes 5, 6 et 11).

La vitesse quadratique moyenne des vitres est présentée sur la figure 5.8 et celles des composants en bois (cadres des ouvrants et dormant) sont présentées sur les figures 5.9 et 5.10. Quant à la pression quadratique moyenne des cavités remplies d'argon, elle est illustrée par la figure 5.11. Le spectre de l'indice d'affaiblissement acoustique numérique de la fenêtre en bande fine est finalement donné par la figure 5.12. L'analyse des résultats permet de tirer les conclusions suivantes :

- Les vitesses quadratiques des Vitres-Incidentes et des Vitres-Rayonnantes présentent bien les mêmes résonances qui correspondent aux pics sur les courbes (figure 5.8) ;
- Les deux vitres vibrent globalement avec la même amplitude pour les fréquences inférieures à 500 Hz. Au delà de cette fréquence, le déplacement des Vitres-Rayonnantes est un peu plus important que celui des Vitres-Incidentes ;
- La figure 5.9 montre que la vitesse quadratique des cadres des ouvrants qui accueillent les doubles vitrages vibre de façon marquée au niveau du mode 1 et au couple de modes (7, 8) des vitres. Pour le reste de la plage fréquentielle, l'amplitude de vibration est plus faible ;
- La vitesse quadratique moyenne du dormant, illustrée par la figure 5.10, est d'amplitude très faible par rapport aux autres composants. Ce comportement était prévisible du fait de l'encastrement de tous ses bords. Cependant, la courbe présente bien des pics au niveau des fréquences de résonance en flexion des vitres ;

### 5.3. RÉSULTATS NUMÉRIQUES ET COMPARAISON CALCUL/ESSAI

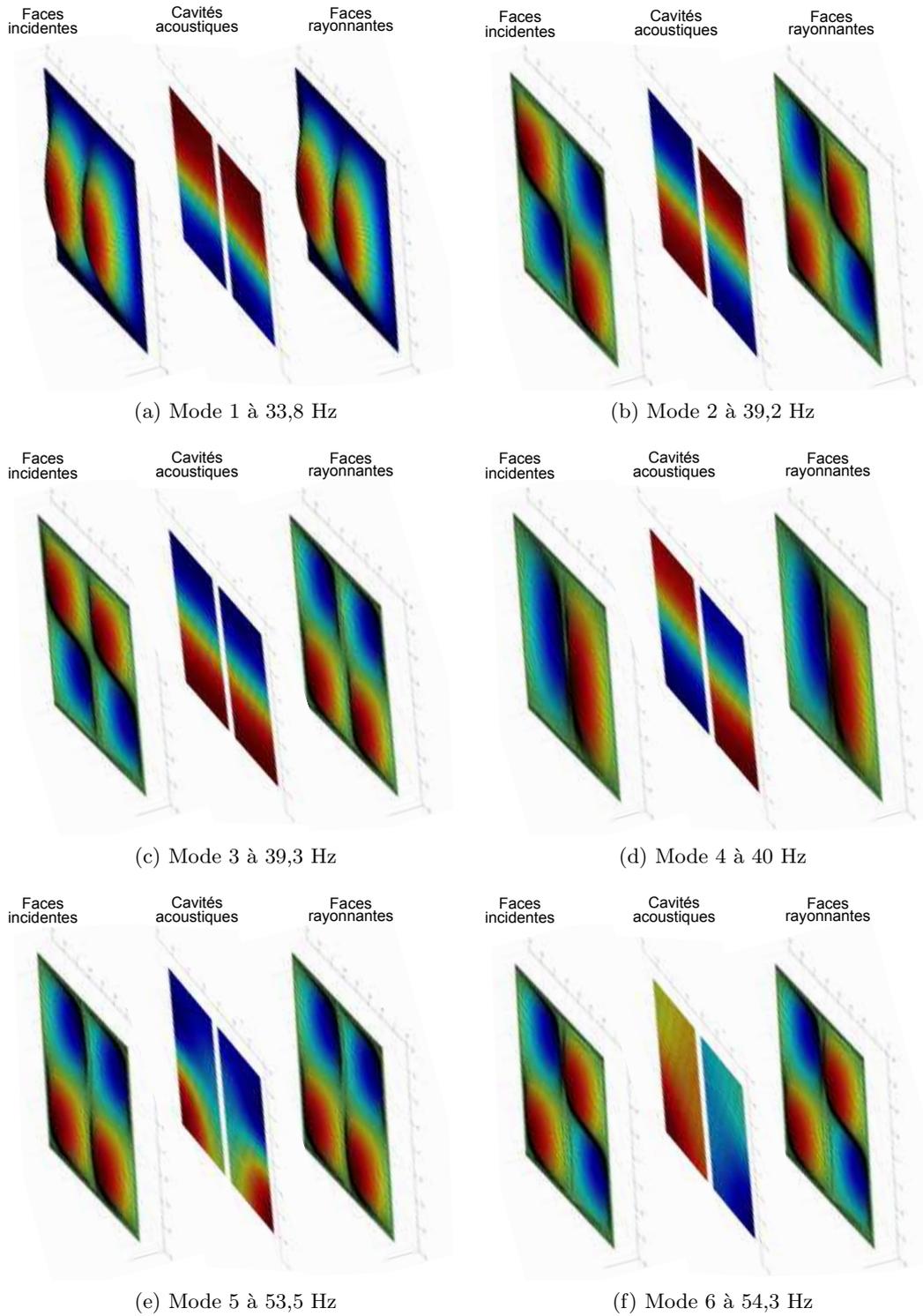


FIGURE 5.6 – Déformées modales des faces d'incidence et des faces rayonnantes de la fenêtre 4/20/4 des modes 1 à 6.

### 5.3. RÉSULTATS NUMÉRIQUES ET COMPARAISON CALCUL/ESSAI

---

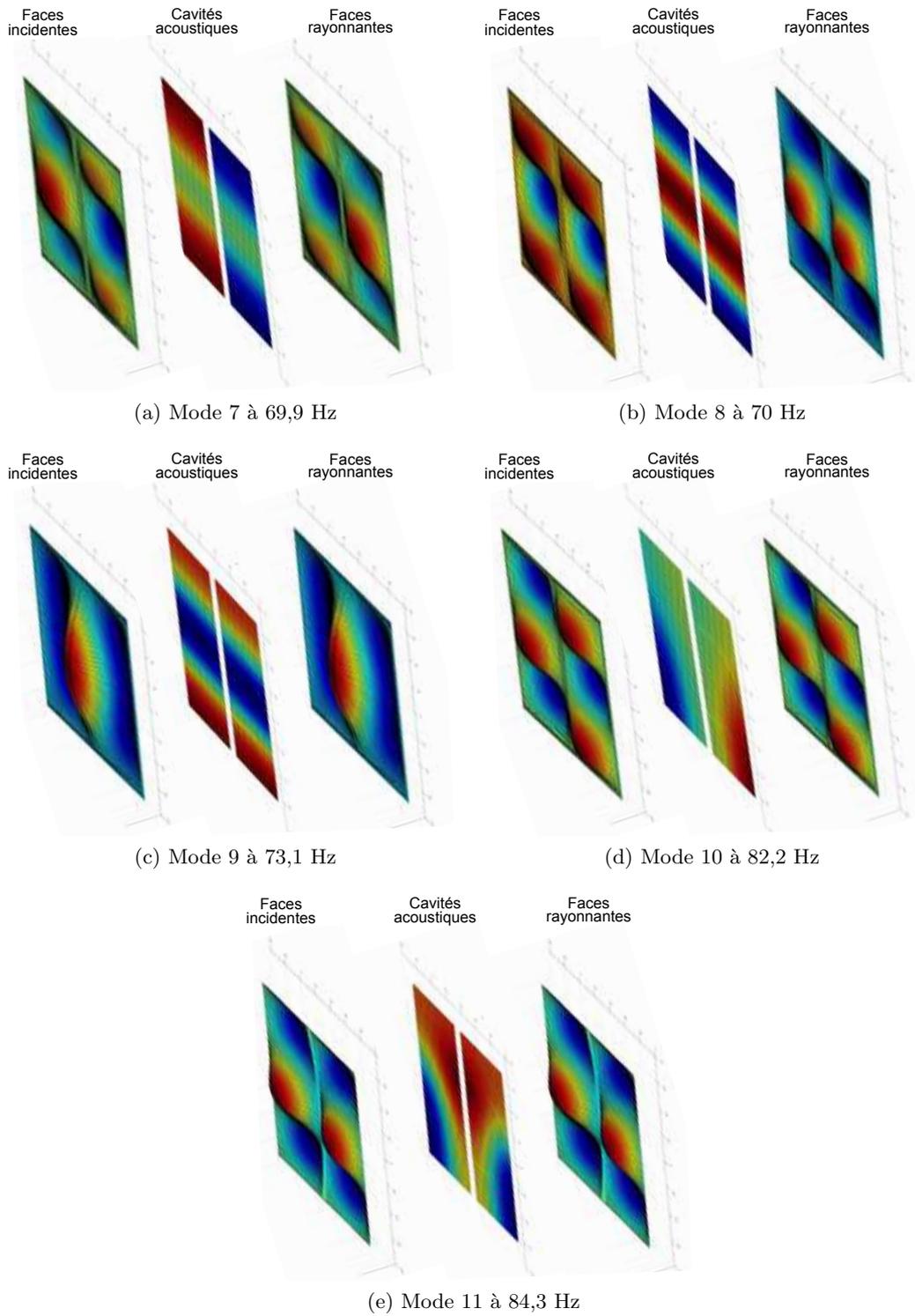


FIGURE 5.7 – Déformées modales des faces d'incidence et des faces rayonnantes de la fenêtre 4/20/4 des modes 7 à 11.

### 5.3. RÉSULTATS NUMÉRIQUES ET COMPARAISON CALCUL/ESSAI

- Les pics de la courbe de la pression quadratique moyenne des cavités inter-vitrage illustrée par la figure 5.11 sont observés aux niveaux des modes couplés. Pour les fréquences en-dessous de 100 Hz, il s'agit des modes 5 et 10. Les pics les plus importants sur la bande fréquentielle d'intérêt correspondent à la fréquence de résonance « masse-air-masse » aux alentours de 150 Hz et au mode 36 à 193 Hz ;
- Les creux de la courbe d'affaiblissement acoustique en bande fine (figure 5.13) correspondent bien aux pics sur les courbes de la vitesse quadratique moyenne des vitres. De plus, la région de résonance « masse-air-masse » apparaît clairement sur la réponse de tous les composants de la fenêtre ce qui se traduit par la chute de l'indice d'affaiblissement acoustique.

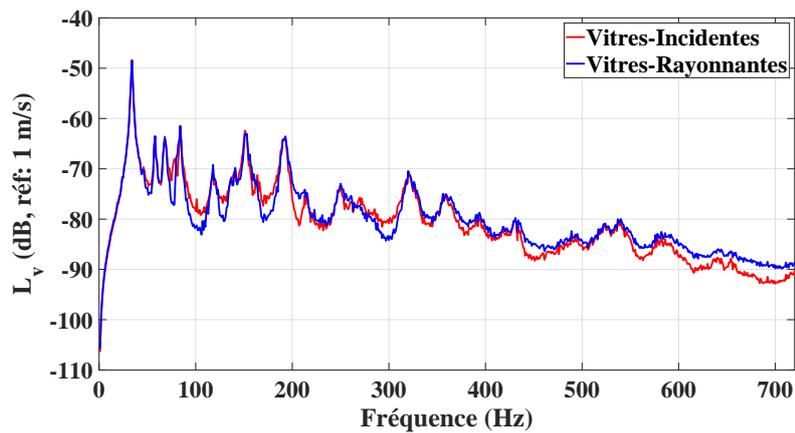


FIGURE 5.8 – Vitesse quadratique moyenne des deux vitres de la fenêtre 4/20/4.

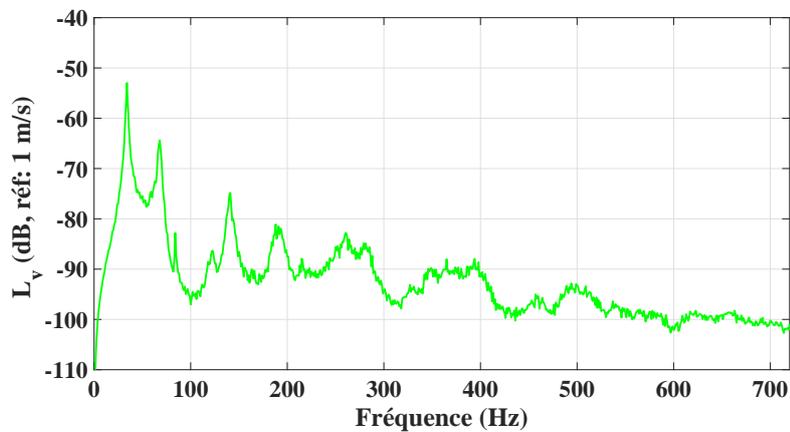


FIGURE 5.9 – Vitesse quadratique moyenne des cadres des ouvrants de la fenêtre 4/20/4.

### 5.3. RÉSULTATS NUMÉRIQUES ET COMPARAISON CALCUL/ESSAI

---

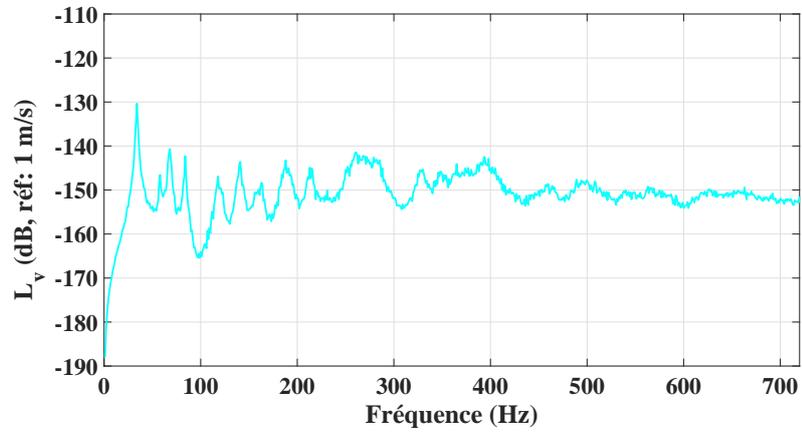


FIGURE 5.10 – Vitesse quadratique moyenne du dormant de la fenêtre 4/20/4.

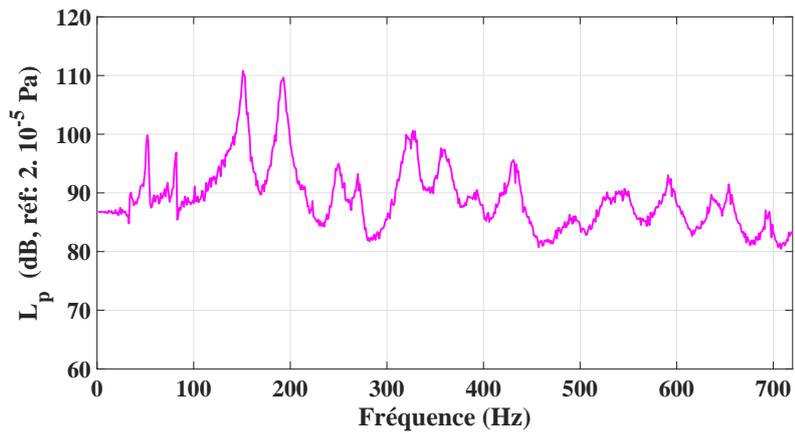


FIGURE 5.11 – Pression quadratique moyenne du domaine acoustique de la fenêtre 4/20/4.

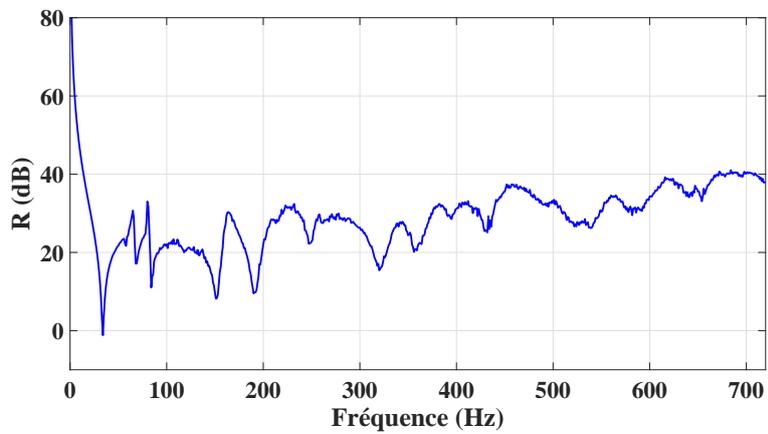


FIGURE 5.12 – Indice d'affaiblissement acoustique de la fenêtre 4/20/4 en bande fine calculé numériquement.

### 5.3. RÉSULTATS NUMÉRIQUES ET COMPARAISON CALCUL/ESSAI

La comparaison de l'indice d'affaiblissement acoustique  $R$  prédit numériquement et mesuré expérimentalement est présentée en bande de tiers d'octave sur la figure 5.13. Sauf pour les deux fréquences centrales 50 Hz et 80 Hz où l'écart monte jusqu'à une valeur de 4,5 dB, nous remarquons une bonne cohérence entre les calculs et les essais sur toute la plage fréquentielle. En effet, les deux spectres suivent la même tendance avec des chutes autour des fréquences 80 Hz et 160 Hz : le premier creux correspond à la présence des modes doubles (les modes 10 et 11 présentés en figure 5.7) et le deuxième correspond à la fréquence de résonance « masse-air-masse ». L'écart maximal est de l'ordre de 4,5 dB à la fréquence centrale 50 Hz. Par conséquent, la prédiction des performances acoustiques du modèle recalé de la fenêtre donne des résultats satisfaisants par rapport aux essais sur la bande fréquentielle d'intérêt.

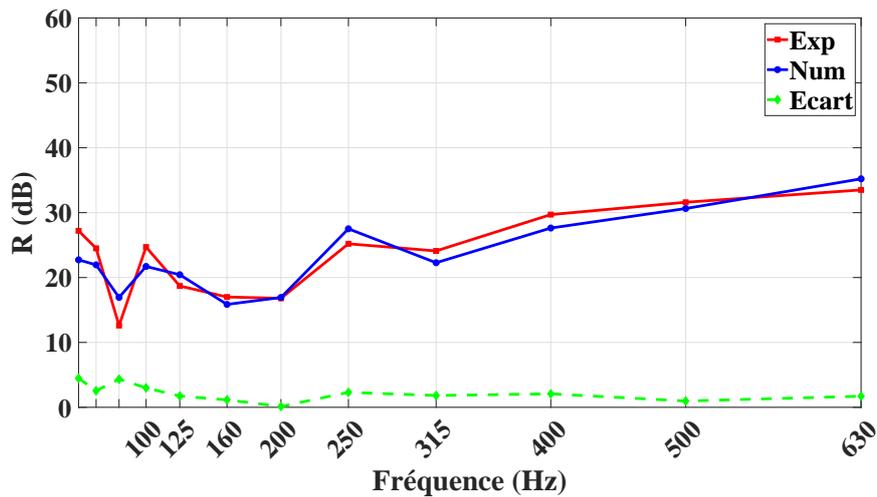


FIGURE 5.13 – Indice d'affaiblissement acoustique de la fenêtre 4/20/4 mesuré au laboratoire et calculé avec le modèle numérique recalé.

#### 5.3.2.2 Fenêtre avec un double vitrage 6/18/4

La deuxième fenêtre contient un double vitrage non symétrique de composition 6/18/4. La menuiserie a neuf modes propres en-dessous de 100 Hz dont les fréquences et les déformées modales correspondantes sont présentées sur les figures 5.14 et 5.15. En effet, l'augmentation de l'épaisseur de vitre de 4 mm à 6 mm induit un décalage des modes propres vers les hautes fréquences par rapport à celle de la fenêtre précédente (avec le double vitrage 4/20/4).

L'analyse des résultats montre qu'il y a deux modes très proches autour de 43 Hz. Une situation

### 5.3. RÉSULTATS NUMÉRIQUES ET COMPARAISON CALCUL/ESSAI

---

similaire semble se présenter autour de 76 Hz. Nous pouvons remarquer que le couplage entre les parties vitrées et les cavités acoustiques pour le premier mode (figure 5.14a) est plus important pour cette fenêtre 6/18/4 que pour le double vitrage 4/20/4 (figure 5.6a). Ceci peut s'expliquer par la réduction de la profondeur des cavités acoustiques. De plus, les couples de modes (2, 5) et (3, 6) diffèrent seulement par la vibration en phase ou en opposition de phase des vitres des ouvrants du même plan.

On rappelle que les vitres de 6 mm d'épaisseur sont celles du côté excitation et celles d'épaisseur 4 mm rayonnent en champ libre. La vitesse quadratique moyenne des vitres est présentée sur la figure 5.16, celles des parties en bois (cadres des ouvrants et dormant) sont illustrées sur les figures 5.17 et 5.18, la pression quadratique moyenne des cavités remplies d'argon est donnée par la figure 5.19. Finalement, le spectre de l'indice d'affaiblissement acoustique numérique de la fenêtre en bande fine est présenté sur la figure 5.20. L'analyse des résultats permet de faire les remarques suivantes :

- En basse fréquence et sauf pour le premier mode de flexion à 34,3 Hz, les amplitudes de la vitesse sont différentes pour les deux vitres (figure 5.16). En effet, l'amplitude de vibration des Vitres-Rayonnantes est supérieure à celle des Vitres-Incidentes. Ceci peut s'expliquer par la différence de rigidités qui est plus grande pour les vitres de 6 mm d'épaisseur. Au delà de 300 Hz, cette différence d'amplitudes tend à se réduire en montant en fréquence ;
- La figure 5.17 montre que, de la même façon que la fenêtre 4/20/4, la vitesse quadratique des cadres des ouvrants suit les modes 1, 7 et 8 des vitres. Un niveau de vibration relativement proche de celui des parties vitrées peut être observé seulement pour la première fréquence propre ;
- La réponse du dormant illustrée par la figure 5.18 montre le même type de comportement que celui de la fenêtre à double vitrage symétrique. Ce résultat s'explique par le fait que le même modèle de dormant et les mêmes conditions aux limites sont utilisés pour les deux menuiseries ;
- La courbe de pression quadratique moyenne des cavités inter-vitrage illustrée par la figure 5.19 présente des pics aux niveaux de toutes les fréquences propres des vitres. Le pic le plus important sur la bande fréquentielle d'intérêt correspond à la fréquence de résonance « masse-air-masse » qui est aux alentours de 152 Hz ;
- Les creux de la courbe d'affaiblissement acoustique en bande fine (figure 5.20) correspondent

### 5.3. RÉSULTATS NUMÉRIQUES ET COMPARAISON CALCUL/ESSAI

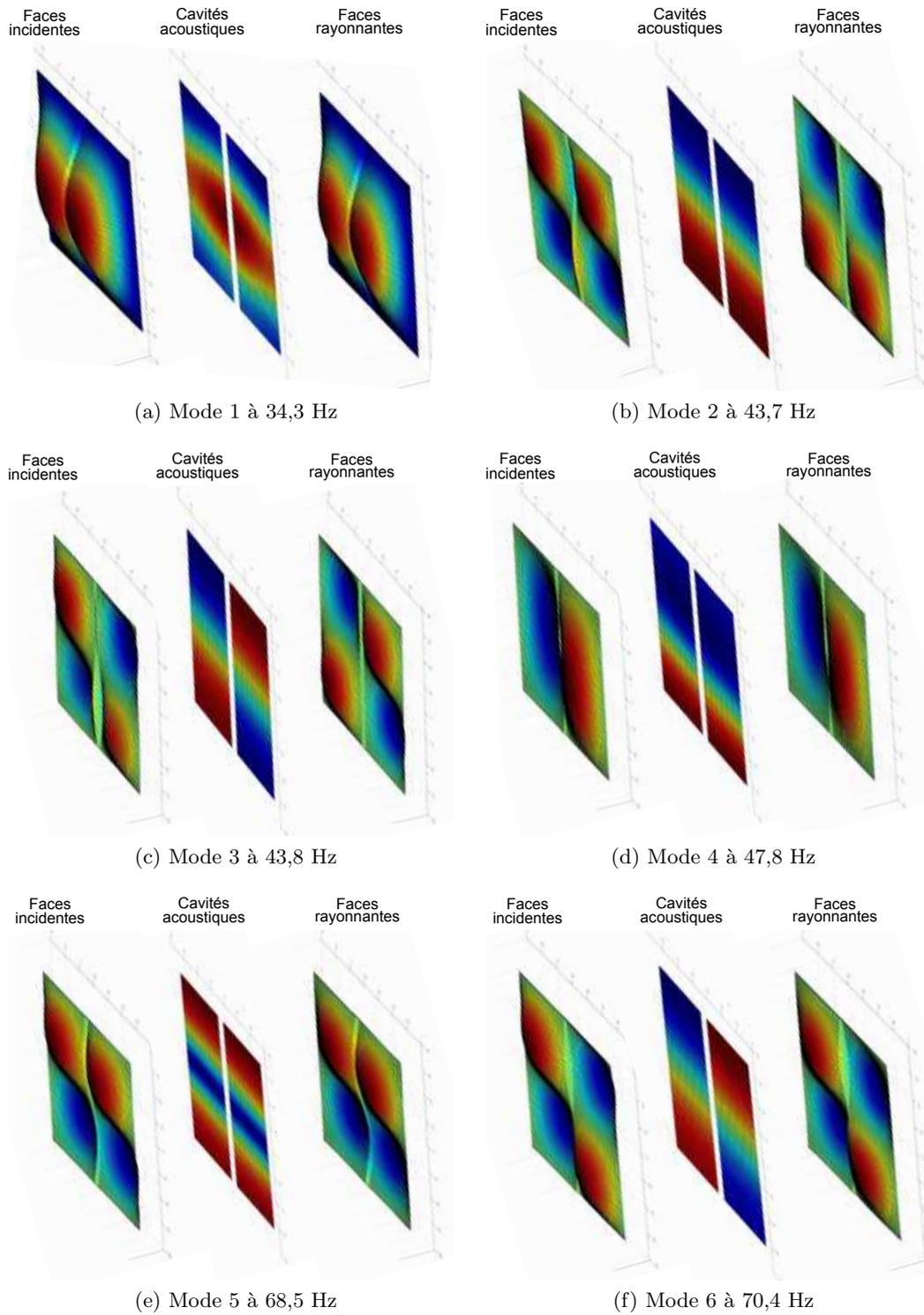


FIGURE 5.14 – Déformées modales des faces d’incidence et des faces rayonnantes et le champ de pression des cavités acoustiques de la fenêtre 6/18/4 de modes 1 à 6.

### 5.3. RÉSULTATS NUMÉRIQUES ET COMPARAISON CALCUL/ESSAI

---

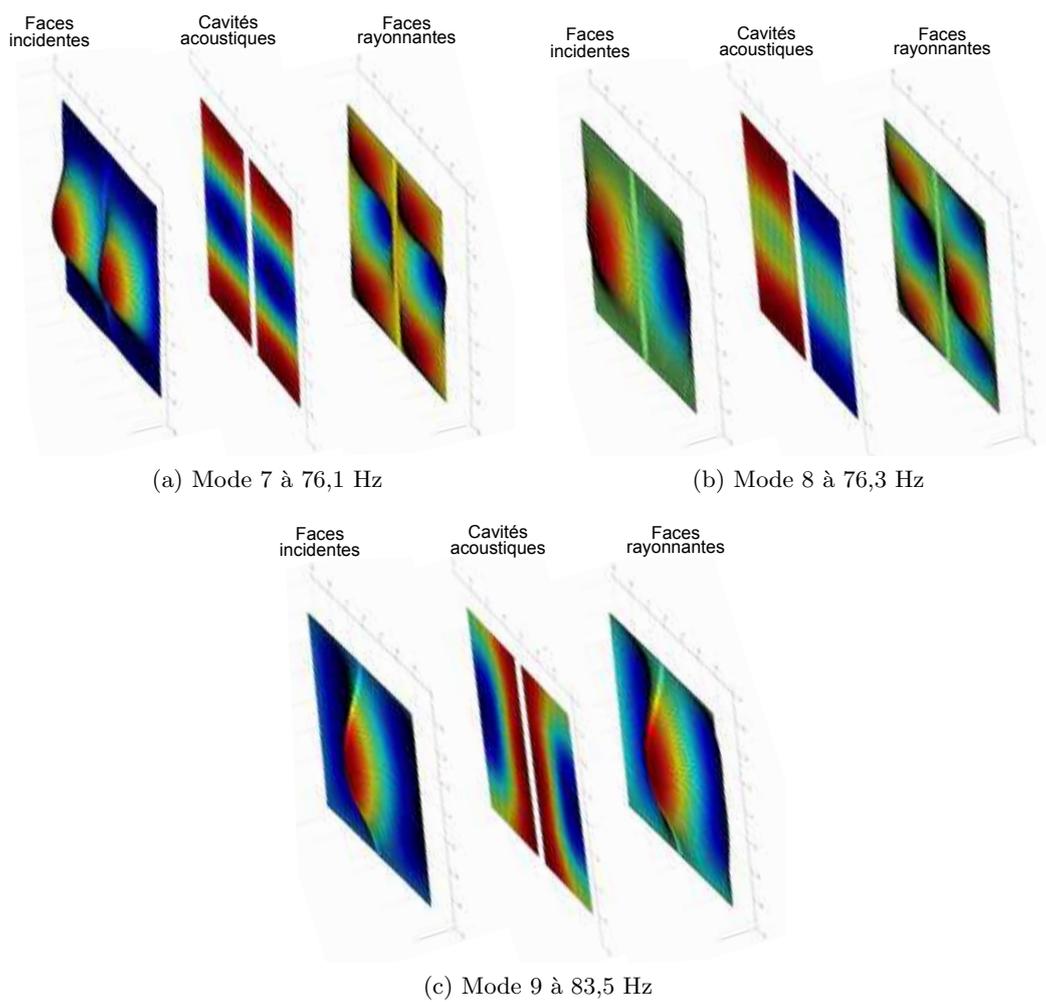


FIGURE 5.15 – Déformées modales des faces d’incidence et des faces rayonnantes et le champ de pression des cavités acoustiques de la fenêtre 6/18/4 des modes 7 à 9.

### 5.3. RÉSULTATS NUMÉRIQUES ET COMPARAISON CALCUL/ESSAI

---

bien aux pics sur les courbes de la vitesse quadratique moyenne des deux vitres. La région de résonance « masse-air-masse » apparaît clairement sur la réponse de tous les composants principaux de la fenêtre ce qui se traduit par la chute de l'indice d'affaiblissement acoustique.

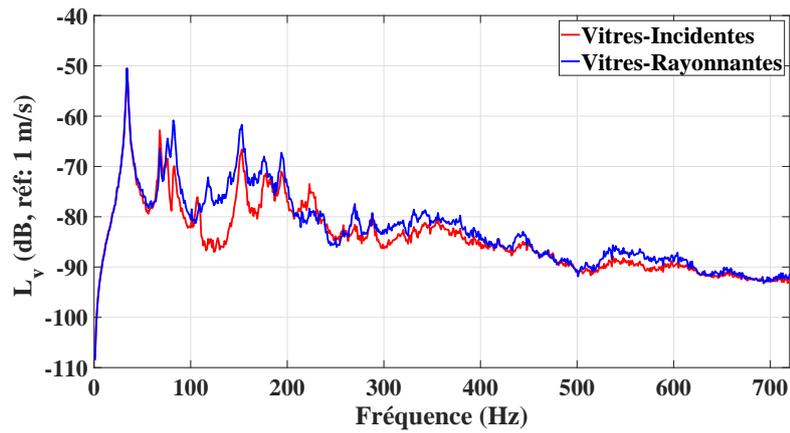


FIGURE 5.16 – Vitesse quadratique moyenne des deux vitres de la fenêtre 6/18/4.

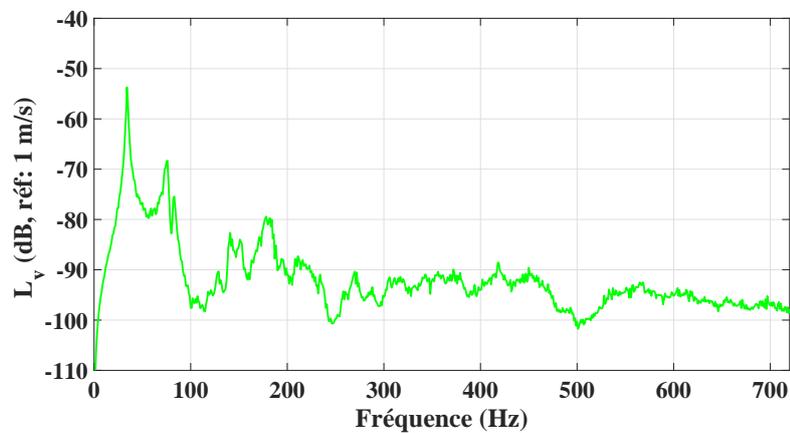


FIGURE 5.17 – Vitesse quadratique moyenne des cadres de la fenêtre 6/18/4.

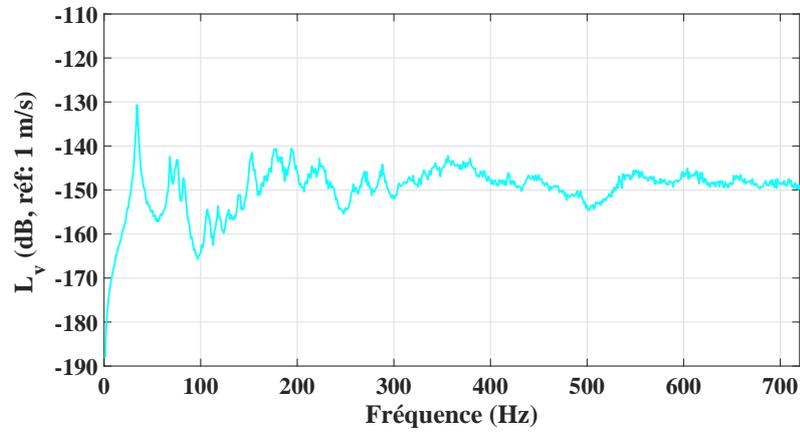


FIGURE 5.18 – Vitesse quadratique moyenne du dormant de la fenêtre 6/18/4.

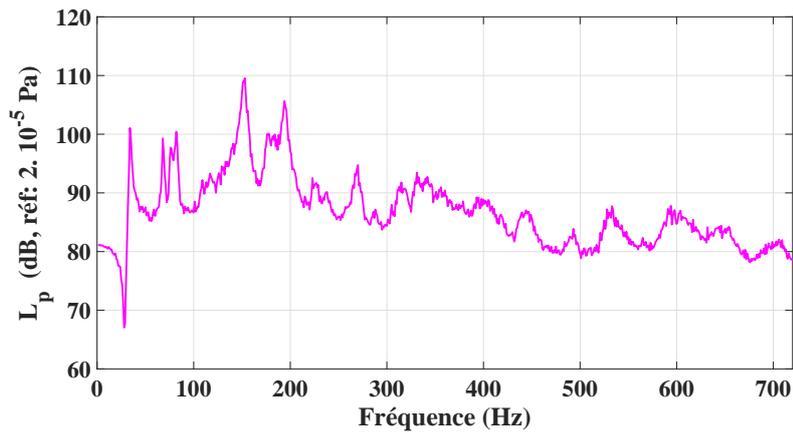


FIGURE 5.19 – Pression quadratique moyenne du domaine acoustique de la fenêtre 6/18/4.

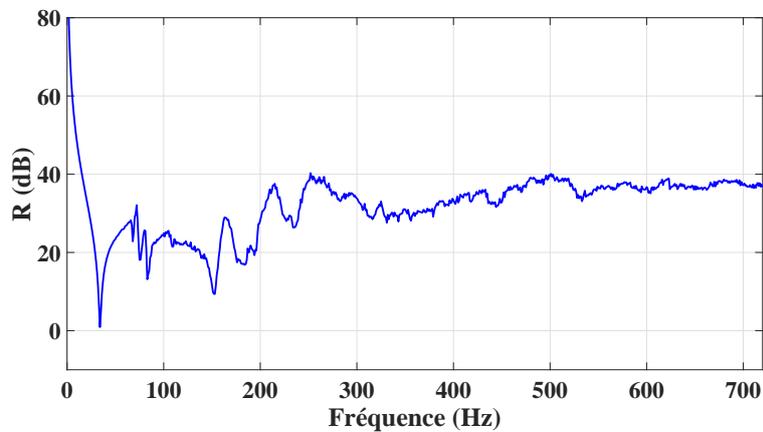


FIGURE 5.20 – Indice d'affaiblissement acoustique de la fenêtre 6/18/4 en bande fine calculé numériquement.

### 5.3. RÉSULTATS NUMÉRIQUES ET COMPARAISON CALCUL/ESSAI

La comparaison entre l'indice d'affaiblissement acoustique  $R$  prédit numériquement et mesuré expérimentalement en bande de tiers d'octave est présentée sur la figure 5.21. Une fois encore, une bonne cohérence entre les résultats numériques et expérimentaux sur toute la plage fréquentielle peut être observée. Les deux courbes présentent un creux à la fréquence 80 Hz ce qui s'explique par la présence des trois modes de flexion 7, 8 et 9 aux fréquences 76,1 Hz, 76,3 Hz et 83,5 Hz, respectivement. Au niveau de la région de résonance « masse-air-masse » qui doit être dans la bande de tiers d'octave à 160 Hz, la courbe numérique de l'indice d'affaiblissement  $R$  présente un creux prononcé qui n'est pas détecté expérimentalement. Ce phénomène pourrait certainement être observé expérimentalement si des mesures plus précises pouvaient être réalisées autour de cette résonance. À cette fréquence, on note l'écart maximal entre les deux spectres qui est de l'ordre de 4,3 dB. Au delà de 200 Hz, l'indice d'affaiblissement acoustique prédit avec la méthode éléments finis est légèrement supérieur à celui déterminé avec les essais. Cependant, la différence jusqu'à 630 Hz ne dépasse pas les 3,5 dB. Nous pouvons remarquer que, globalement, les écarts pour cette fenêtre sont plus grands que celle avec un vitrage 4/20/4. Une explication possible est que dans ce modèle, la géométrie de l'ouvrant a été peu modifiée. En effet, la profondeur de l'encoche est de 18 mm contre 28 mm pour le modèle réel, donc une différence de 10 mm contre 8 mm pour le vitrage symétrique 4/20/4. En conclusion, la prédiction de l'indice d'affaiblissement acoustique  $R$  du modèle recalé de la fenêtre donne, une fois de plus, des résultats satisfaisants par rapport aux mesures expérimentales.

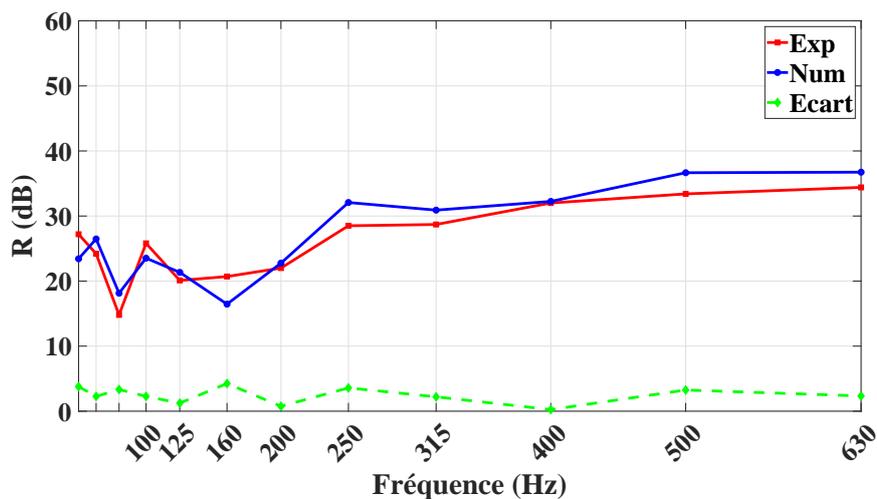


FIGURE 5.21 – Indice d'affaiblissement acoustique de la fenêtre 6/18/4 mesuré au laboratoire et calculé avec le modèle numérique.

## 5.4. VERS UN MODÈLE SIMPLIFIÉ POUR LA PRÉDICTION DE L'INDICE D'AFFAIBLISSEMENT ACOUSTIQUE DES FENÊTRES

---

### 5.3.2.3 Bilan

Les analyses présentées ci-dessus montrent des résultats numériques cohérents par rapport aux mesures expérimentales vis-à-vis de la prédiction de l'affaiblissement acoustique de fenêtres complètes, avec des différences entre les deux menuiseries 4/20/4 et 6/18/4. Nous avons, par ailleurs, constaté que la réponse vibratoire du dormant est négligeable par rapport à celle des vitres. Ceci s'explique par l'étendu de la surface rayonnante des vitres en comparaison de celle du dormant et aux conditions d'encastrement sur les bords. Par conséquent, nous allons proposer dans la section suivante des modèles simplifiés de la fenêtre basés sur la partie vitrée uniquement pour déterminer l'indice d'affaiblissement acoustique.

## 5.4 Vers un modèle simplifié pour la prédiction de l'indice d'affaiblissement acoustique des fenêtres

Dans les sections précédentes, la puissance acoustique considérée dans la détermination de l'indice d'affaiblissement acoustique des fenêtres est celle rayonnée par toutes les faces vibrantes (vitres de 4 mm, dormant et barre de fermeture). Cependant, nous avons remarqué que l'amplitude des vibrations du dormant est négligeable devant celle des vitres. En se basant sur ces résultats, nous proposons des modèles simplifiés de la fenêtre, composés principalement de doubles vitrages 4/20/4.

### 5.4.1 Modèle simplifié n°1

Pour le premier modèle, nous choisissons un double vitrage dont la hauteur est égale à celle du double vitrage d'un ouvrant (1,309 m) et la largeur est égale à 1,162 m ( $2 \times 0,581$  m) comme présenté par la figure 5.22. Un intercalaire équivalent s'étale sur toute la périphérie des vitres où des conditions d'encastrement sont modélisées. En ce qui concerne l'amortissement, le même coefficient que celui du modèle de la fenêtre est utilisé, à savoir 3%.

La comparaison de l'indice d'affaiblissement acoustique de ce modèle avec celui du modèle de la fenêtre complète en bande de tiers d'octave est présentée en figure 5.23. Une différence prononcée est observable pour les fréquences en dessous de 80 Hz. En effet, la première fréquence de la fenêtre est à 33,8 Hz, cependant, elle est à 22,2 Hz pour ce modèle simplifié. Ceci explique la translation du creux de l'indice d'affaiblissement acoustique du modèle simplifié à la fréquence centrale 20 Hz (le creux est

## 5.4. VERS UN MODÈLE SIMPLIFIÉ POUR LA PRÉDICTION DE L'INDICE D'AFFAIBLISSEMENT ACOUSTIQUE DES FENÊTRES

à 31,5 Hz pour le modèle recalé de la fenêtre complète).

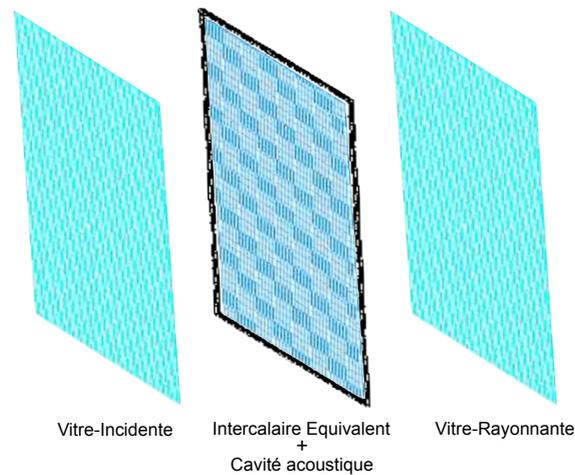


FIGURE 5.22 – Premier modèle simplifié proposé pour prédire l'indice d'affaiblissement acoustique de la fenêtre.

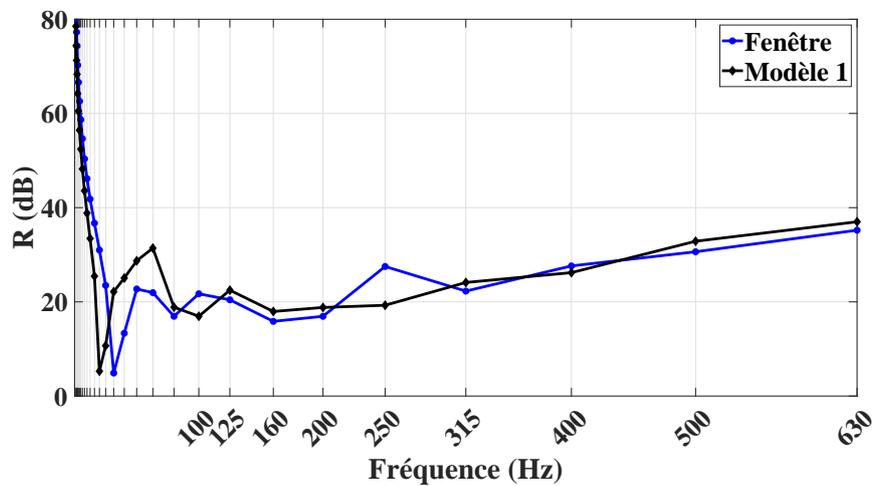


FIGURE 5.23 – Indice d'affaiblissement acoustique du modèle recalé de la fenêtre et celui du premier modèle simplifié avec double vitrage 4/20/4.

### 5.4.2 Modèle simplifié n°2

Pour le deuxième modèle, les double vitrages des deux ouvrants sont modélisés et liés par un intercalaire, comme illustré par la figure 5.24.

#### 5.4. VERS UN MODÈLE SIMPLIFIÉ POUR LA PRÉDICTION DE L'INDICE D'AFFAIBLISSEMENT ACOUSTIQUE DES FENÊTRES

---

Initialement, et même si ce cas de figure n'est pas réaliste, des conditions d'encastrement sont modélisées sur tous les bords des intercalaires (à l'extérieur et au milieu), et le modèle est désigné par modèle 2a. Le spectre de l'indice d'affaiblissement acoustique de ce modèle est comparé à celui du modèle recalé de la fenêtre en figure 5.25a. Nous remarquons une différence significative pour les fréquences inférieures à 80 Hz. En effet, au contraire du modèle précédent (modèle 1), le modèle 2a est plus rigide que celui recalé pour la fenêtre complète. Sa première fréquence propre est à 65 Hz ce qui se traduit par le creux sur la courbe verte à la fréquence centrale 63 dB.

Ainsi et dans le but d'assouplir le système, pour le modèle 2b, l'encastrement est désormais modélisé seulement sur les bords extérieurs des intercalaires. L'indice d'affaiblissement acoustique de ce modèle est comparé à celui du modèle recalé de la fenêtre en figure 5.25b. La chute des performances acoustiques avec le modèle 2b est observée à 25 Hz (alors qu'elle est à 31,5 Hz pour le modèle de la fenêtre complète). Par conséquent, des écarts d'environ 11,6 dB et 10 dB sont engendrés à 31,5 Hz et 50 Hz, respectivement, entre les deux courbes. Pour les fréquences supérieures à 80 Hz, les deux spectres suivent globalement la même tendance et se coupent à plusieurs reprises avec un écart maximal de 4 dB observé à 500 Hz.

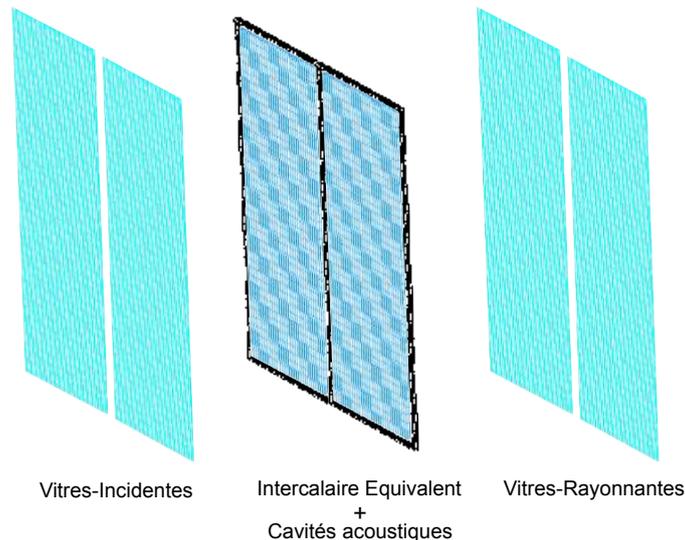
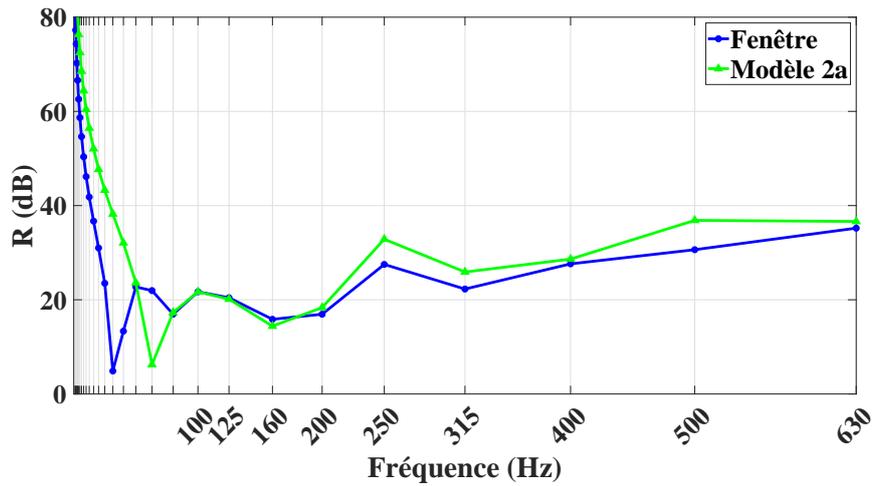
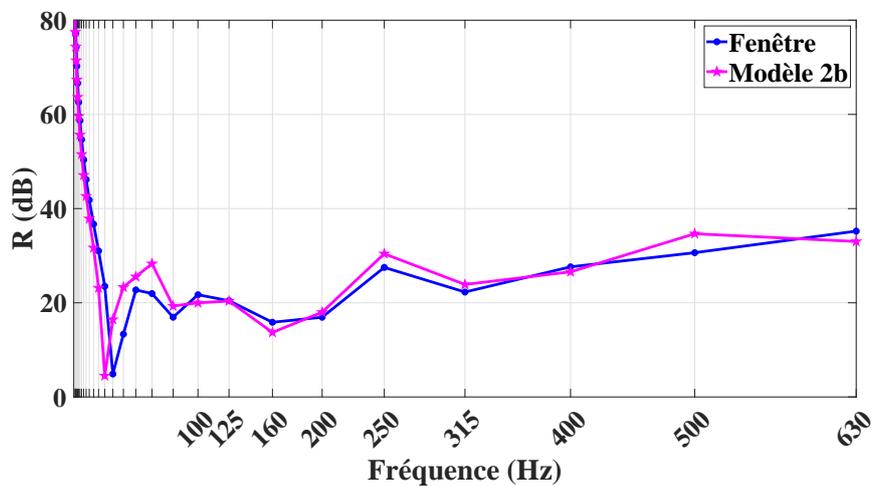


FIGURE 5.24 – Deuxième modèle simplifié proposé pour prédire l'indice d'affaiblissement acoustique de la fenêtre.

5.4. VERS UN MODÈLE SIMPLIFIÉ POUR LA PRÉDICTION DE L'INDICE D'AFFAIBLISSEMENT ACOUSTIQUE DES FENÊTRES



(a) Encastrement de tous les bords des intercalaires



(b) Encastrement des bords extérieurs des intercalaires

FIGURE 5.25 – Indice d'affaiblissement acoustique du modèle recalé de la fenêtre et celui du deuxième modèle simplifié avec double vitrage 4/20/4.

### 5.4.3 Bilan

Pour étudier la limite de ces modèles simplifiés pour la prédiction de l'indice d'affaiblissement acoustique de la fenêtre d'une composition 4/20/4, une comparaison entre la mesure expérimentale et les résultats numériques, sur la bande fréquentielle [50 - 630 Hz], est illustrée en figure 5.26. L'analyse des courbes de l'indice d'affaiblissement acoustique montre que la modélisation d'un seul double vitrage de grandes dimensions mène à des variations importantes par rapport aux mesures notamment à 63 Hz, 100 Hz et 250 Hz. En ce qui concerne le modèle composé des deux doubles vitrage avec un encastrement total des bords (modèle 2a), des écarts importants sont également observés à 63 Hz, 250 Hz et 500 Hz avec une surestimation des performances acoustiques de la fenêtre pour les fréquences supérieures à 200 Hz. Pour le modèle 2b avec l'encastrement de la périphérie des vitres, un accord avec la mesure expérimentale est globalement observé. Cependant, des différences non négligeables sont enregistrées tels que, à titre d'exemple, un écart de 6,7 dB à 80 Hz et de 5,2 à 250 Hz.

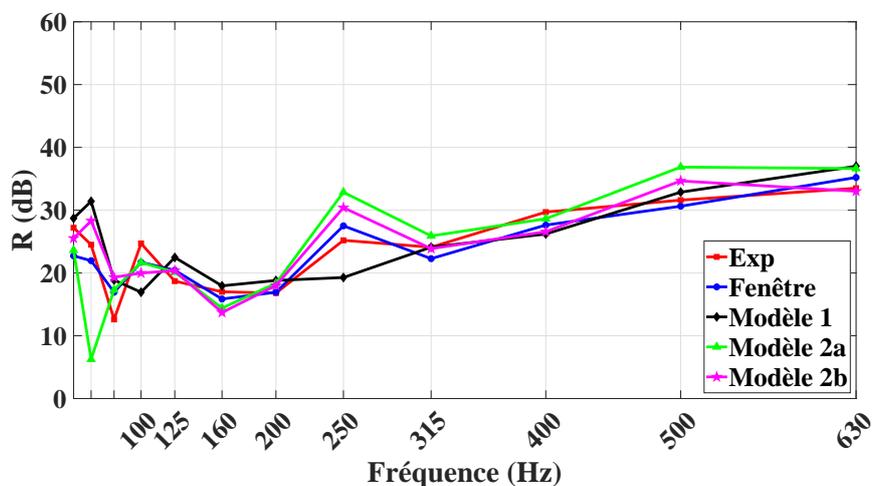


FIGURE 5.26 – Indice d'affaiblissement acoustique expérimental et celui issu des modèles numérique avec double vitrage 4/20/4.

## 5.5 Conclusion

À travers ce dernier chapitre, nous avons traité la réponse vibro-acoustique de fenêtres à deux vantaux en bois. Dans ce cadre, les essais acoustiques réalisés au laboratoire CERIBOIS pour déterminer l'indice d'affaiblissement acoustique sont décrits.

## 5.5. CONCLUSION

---

Pour valider du point de vue acoustique le modèle vibratoire recalé de la fenêtre, les résultats numériques de l'indice d'affaiblissement acoustique sont comparés à ceux issus des essais expérimentaux. À cette fin, les deux compositions de double vitrage 4/20/4 et 6/18/4 sont testées. Le modèle vibratoire considéré pour la fenêtre à double vitrage symétrique a été adapté à la deuxième composition (deux vitres d'épaisseur 6 mm et 4 mm d'épaisseur espacées de 18 mm d'argon).

La comparaison calcul/essai est faite en bande de tiers d'octave. Les résultats montrent une bonne concordance entre les deux approches sur toute la plage fréquentielle d'intérêt [50 - 630 Hz]. Nous pouvons donc considérer que les modèles numériques recalés sont satisfaisants et représentent bien le comportement vibro-acoustique réel des fenêtres. De plus, la configuration idéale avec un champ libre des deux côtés de l'élément considéré est une solution alternative satisfaisante pour prédire les performances acoustiques des structures.

L'analyse de la contribution de chaque composant dans le rayonnement global de la fenêtre a révélé que les vitres sont responsables de la quasi totalité de la puissance transmise du côté réception. Dans ce cadre, nous avons conçu des modèles plus simples, basés principalement sur le double vitrage. Deux modèles ont été proposés (i) un grand double vitrage isolant où l'encastrement est appliqué sur la périphérie et (ii) deux doubles vitrages isolants des ouvrants placés côte à côte. Pour ce deuxième modèle, l'encastrement a été appliqué de deux manières différentes, soit sur tous les bords des intercalaires, soit seulement sur les bords extérieurs. Des écarts relativement importants au niveau de quelques fréquences sont observés pour le deuxième modèle encasté sur les bords extérieurs. Néanmoins, il peut être utilisé pour prévoir une tendance globale de l'indice d'affaiblissement acoustique des fenêtres.

Ainsi, le rôle de l'ossature composée des cadres des ouvrants, du dormant et des autres composants ont une influence sur le comportement de la fenêtre, notamment en basse fréquence. Ceci est dû à leurs effets sur la rigidité globale et donc sur les modes propres. Par conséquent, ces composants ne peuvent pas être négligés lors de l'étude de la réponse vibro-acoustique de la fenêtre.

## CONCLUSION GÉNÉRALE

---

# Conclusion générale

Cette thèse s'inscrit dans le cadre de la caractérisation du comportement vibro-acoustique de fenêtres domestiques à ossature en bois. Plus précisément, il s'agit de développer des modélisations numériques permettant de prédire l'indice d'affaiblissement acoustique de fenêtres et de systèmes vitrés en basse fréquence. Cette problématique revêt une grande importance dans le domaine du confort acoustique dans le bâtiment, car ce type de menuiserie fait partie des éléments de façade les moins performants acoustiquement.

D'un point de vue réglementaire, la caractérisation des performances acoustiques des fenêtres s'effectue par le biais d'essais normalisés. Cependant, ces derniers présentent un certain nombre d'inconvénients, comme les difficultés de mise en place, la faible reproductibilité, la manque de diffusivité du champ acoustique en basse fréquence et surtout le coût de réalisation.

Dans ce contexte, une modélisation numérique prédictive de la réponse vibro-acoustique d'un système multiphysique tel qu'une fenêtre est un enjeu important. En effet, les simulations numériques permettent à la fois de mieux comprendre les mécanismes de transmission du bruit à travers ces éléments de construction, et également de concevoir des structures optimisées vis-à-vis de l'isolation acoustique. Afin de répondre à cet objectif, nous avons focalisé notre travail sur deux axes principaux : (i) la caractérisation du comportement vibratoire et le recalage des modèles numériques d'une fenêtre et de ses composants et (ii) la proposition d'un modèle numérique simplifié en vue de la prédiction de l'indice d'affaiblissement acoustique de fenêtres à ossature bois dans le domaine des basses fréquences.

## Caractérisation des structures et développement des modèles recalés

Généralement, lors de l'étude de la réponse dynamique de systèmes mécaniques, il est nécessaire de recourir à une approche expérimentale. Dans ce cadre, l'analyse modale expérimentale est souvent

utilisée. Grâce aux développements des méthodes d'identification et des moyens de traitement du signal, cette technique permet de caractériser une structure par ses paramètres modaux : fréquences propres, déformées et amortissements modaux.

Dans ce cadre, nous avons eu recours au recalage de modèles numériques équivalents d'une fenêtre à deux vantaux et de ses principaux composants (double vitrage, cadre et ouvrant). Pour cela, nous avons réalisé des analyses modales expérimentales à partir de deux méthodes distinctes. L'identification des principaux composants de la fenêtre considérée a été réalisée par une approche de type « roving excitation » (marteau d'impact + accéléromètres), tandis que l'analyse modale de la fenêtre complète a été réalisée à partir d'une approche de type « roving response » (pot vibrant + vibromètre laser à balayage). Cette étape a permis d'extraire les fréquences propres et les déformées modales qui ont servi au recalage des modèles numériques proposés dans la suite.

Ces modèles, basés sur la méthode des éléments finis, ont été recalés au niveau des propriétés mécaniques, des géométries et des liaisons entre les différents composants, par comparaison aux résultats expérimentaux. Le recalage nous a permis de trouver une modélisation adéquate de la fenêtre et de fournir un modèle simplifié mais représentatif du comportement réel du système en basse fréquence. Dès lors, ces modèles ont été utilisés pour la prédiction des performances acoustiques de doubles vitrages isolants et de fenêtres à ossatures bois.

## **Développement du modèle numérique pour la prédiction de l'isolation acoustique**

L'examen des méthodes de mesure de l'isolation acoustique des structures a montré qu'elles reposent principalement sur l'hypothèse de diffusivité du champ acoustique. Cependant, cette hypothèse n'est pas facile à satisfaire en basse fréquence, et plus particulièrement en dessous de la fréquence de Schroeder. Dans ce domaine fréquentiel, la mesure de l'indice d'affaiblissement acoustique d'un élément est alors régie par l'interaction avec les salles d'émission et de réception. Ainsi, tout changement des propriétés acoustiques et/ou géométriques de l'environnement entraîne une modification de la réponse vibro-acoustique de la structure testée.

Dans ce contexte, afin d'investiguer l'effet des salles sur la réponse vibro-acoustique des structures et d'évaluer d'une manière intrinsèque leurs performances acoustiques, différents modèles numériques

## CONCLUSION GÉNÉRALE

---

ont été proposés. Ils sont basés sur les conditions expérimentales et diffèrent par la manière de modéliser les conditions d'émission et de réception. La méthode des éléments finis a été adoptée pour modéliser les salles émettrice et réceptrice. En revanche, dans le cas d'une utilisation de conditions de champ libre à l'émission et à la réception, nous avons eu recours à la modélisation d'un champs diffus acoustique par superposition d'ondes planes décorréélées du côté excitation et à l'application de l'approche par intégrale de Rayleigh du côté réception. Les résultats, obtenus pour un double vitrage isolant, ont montré la dépendance de la réponse de la structure à la présence et ainsi aux propriétés des salles.

Cette étude nous a amenés à choisir la modélisation vibro-acoustique avec excitation par champ diffus et rayonnement en champ libre pour les deux raisons suivantes :

- un bon compromis coût/précision ;
- une suppression des effets de salles et donc une analyse du comportement intrinsèque du système considéré.

Les comparaisons avec des résultats expérimentaux issus de la littérature ont montré que le modèle numérique recalé du double vitrage assure une très bonne prédiction de la transmission acoustique. À partir de cette base, des études paramétriques ont été réalisées pour étudier l'effet des conditions aux limites et des paramètres intrinsèques du double vitrage isolant sur l'indice d'affaiblissement acoustique. De plus, la réponse vibro-acoustique de structures de type triple vitrage a été étudiée et comparée à celles des doubles vitrages.

Finalement, ces modèles numériques ont été exploités pour déterminer l'indice d'affaiblissement acoustique de la fenêtre assemblée. L'objectif était de valider du point de vue acoustique le modèle recalé par l'AME. La comparaison des résultats de l'étude expérimentale réalisée au laboratoire CERIBOIS et ceux issus des modélisations numériques ont montré la capacité du modèle éléments finis proposé à prédire d'une manière satisfaisante la réponse de deux fenêtres à deux vantaux avec doubles vitrages 4/20/4 et 6/18/4. L'analyse de l'influence de différents composants de la fenêtre sur le rayonnement global a révélé, comme attendu, que les vitres sont responsables de la quasi totalité de la puissance transmise du côté réception. Partant de cette observation, des modèles encore plus simplifiés que ceux initialement proposés ont été développés. Même si des écarts plus importants ont été observés entre les simulations issues de ces modèles et les résultats expérimentaux, le modèle composé de deux doubles vitrages placés côte à côte et dont l'encastrement est appliqué sur les bords extérieurs, peut être utilisé pour prévoir l'allure globale de l'indice d'affaiblissement acoustique des fenêtres. Ces

constatations finales montrent que l'ossature (composée des cadres des ouvrants, du dormant et des autres composants) a une influence non négligeable sur la réponse vibro-acoustique de la fenêtre en basse fréquence.

### Perspectives

Plusieurs perspectives sont envisageables pour la suite de ces travaux de thèse. L'application immédiate concerne l'introduction des modèles numériques d'ordre réduit afin d'optimiser le coût de calcul. Ceci se traduit, par exemple, par la résolution du problème avec une approche modale. Cette méthodologie est basée sur la projection du modèle éléments finis couplé sur les bases des sous-systèmes découplés. Ces dernières sont composées des modes propres « in vacuo » de la structure et des modes propres de la cavité acoustique avec des parois rigides. L'approche modale permet de réduire grandement la taille du modèle complet à un nombre limité de modes propres représentatifs du comportement du système [167].

Un autre axe de recherche concernerait l'extension du modèle à d'autres types d'éléments de construction et en particulier les porte-fenêtres à ossature bois. En effet, ces éléments peuvent être sans ou avec soubassement, comme illustré par la figure 5.27. L'utilisation d'un soubassement permet de réduire le prix par rapport à une porte-fenêtre entièrement vitrée et d'améliorer l'isolation thermique et acoustique. L'étude de ce type d'élément engendre des systèmes de plus grandes dimensions nécessitant des outils numériques performants. On peut aussi élargir le modèle à d'autres type de matériau de menuiserie comme le PVC ou l'aluminium. Dans ce cas, le matériau est isotrope homogène et donc plus simple à modéliser. Cependant, des modifications au niveau de la géométrie de l'ossature (ouvrants et dormant) sont nécessaires. En effet, dans ce type de fenêtres, l'ossature encaisse des chambres d'air qui ont pour rôle l'amélioration des performances thermiques et acoustiques de la fenêtre. Par conséquent, un autre problème d'interaction fluide-structure se rajoute à celui existant entre les vitres et la cavité acoustique.

Il serait aussi intéressant de prendre en compte les systèmes d'aération présents dans certaines fenêtres, comme illustré par la figure 5.28. Afin d'améliorer la qualité de l'air intérieur, ces éléments sont de plus en plus utilisés. Il s'agit des entrées d'air sur l'extérieur qui laissent potentiellement pénétrer plus facilement les bruits extérieurs. Pour l'étude de ces systèmes, il devient nécessaire de



FIGURE 5.27 – Porte-fenêtres sans et avec soubassement.

prendre en compte les effets aérodynamiques et l'éventuelle présence de matériaux absorbants tels que des matériaux poreux.

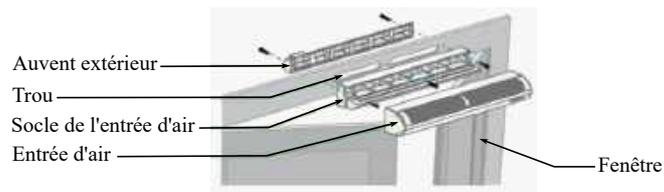


FIGURE 5.28 – Exemple d'entrée d'air d'une fenêtre.

Finalement, les modèles développés dans ce travail restent déterministes malgré les nombreuses sources d'incertitudes présentes à la fois sur le système lui-même et sur la modélisation qui en est faite. Le recours à des approches probabilistes, qu'elles soient paramétriques ou non paramétriques, apparaît donc comme une perspective naturelle à ce travail [227, 228].

## CONCLUSION GÉNÉRALE

---

# Bibliographie

- [1] R. Foret, C. Guigou-Carter, P. Jean, and J.-B. Chéné. Effect of spacer designs on acoustic performance of windows. In *Proceedings of EURONOISE, the International Modal Analysis Conference*, Edinburgh, Scotland, 2009.
- [2] ISO 717 : Evaluation de l'isolement acoustique des immeubles et des éléments de construction : Partie 1 : Isolement aux bruits aériens, 2013.
- [3] Agir contre l'effet de serre, la pollution de l'air et le bruit dans les plans de déplacements urbains. Approches et méthodes. Technical report, Certu et ADEME, 2008.
- [4] P. Fausti, R. Pompoli, and R. S. Smith. An intercomparison of laboratory measurements of airborne sound insulation of lightweight plasterboard walls. *Building Acoustics*, 6(2) :127–140, 1999.
- [5] Le dictionnaire visuel. <http://www.ikonet.com/fr/ledictionnairevisuel/arts-et-architecture/architecture/elements-architecture/exemples-de-fenetres>, 2020 (consulté le 28/12/2019).
- [6] Pasquet Menuiseries. *Catalogue 2016 : Fenêtres et portes-fenêtres pour le neuf et la rénovation*, 2016.
- [7] L. Tendille. Impact environnemental des menuiseries en bois. Technical report, Inter Forêt-Bois, 2012.
- [8] Etude du marché de la fenêtre en France en 2017. Technical report, Axiome MEDIA, 2017.
- [9] M. Bonnet. *Analyse multi-échelle du comportement hygromécanique du bois : Mise en évidence par relaxométrie du proton et mesures de champs volumiques de l'influence de l'hétérogénéité au sein du cerne*. PhD thesis, Université Paris-Est, 2017.
- [10] ISO 14080 : Structures en bois - Bois lamellé collé et bois massif reconstitué - Exigence, 2013.

## BIBLIOGRAPHIE

---

- [11] F. Fahy. *Sound and structural vibration : radiation, transmission, and response*. Academic Press, London ; Orlando, 1987.
- [12] Pour une approche globale. Rapport du comité opérationnel « bruit » (n°18). Technical report, Grenelle de l'Environnement, 2008.
- [13] G. Martin-Houssart and C. Rizk. Mesurer la qualité de vie dans les grandes agglomérations. 2002.
- [14] Environmental Noise Guidelines for the European Region. Technical report, World Health Organization, 2018.
- [15] A. Oudin. Short review : Air pollution, noise and lack of greenness as risk factors for Alzheimer's disease-epidemiologic and experimental evidence. *Neurochemistry international*, 134, 2020.
- [16] J. I. Halonen, A. L. Hansell, J. Gulliver, D. Morley, M. Blangiardo, D. Fecht, M. B. Toledano, S. D. Beevers, H. R. Anderson, F. J. Kelly, and C. Tonne. Road traffic noise is associated with increased cardiovascular morbidity and mortality and all-cause mortality in london. *European heart journal*, 36(39) :2653–2661, 2015.
- [17] B. Rasmussen and M. Machimbarrena. *COST Action TU0901 – Building acoustics throughout Europe. Volume 1 : Towards a common framework in building acoustics throughout Europe*. DiScript Preimpresion, S. L., 2014.
- [18] Parlement Européen Et Conseil Européen. Directive 2002/49/ce relative à l'évaluation et à la gestion du bruit dans l'environnement. *Journal officiel des Communautés européennes*, 189 :12–25, 2002.
- [19] R. Y. Vinokur. Mechanism and calculation of the niche effect in airborne sound transmission. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 119(4) :2211–2219, 2006.
- [20] S. Pietrzko and Q. Mao. Vibration identification and sound insulation of triple glazing. *Noise Control Engineering Journal*, 61(3) :345–354, 2013.
- [21] K. P. Waye and R. Rylander. The prevalence of annoyance and effects after long-term exposure to low-frequency noise. *Journal of Sound and Vibration*, 240(3) :483–497, 2001.
- [22] ISO 12354 : Acoustique du bâtiment - Calcul de la performance acoustique des bâtiments à partir de la performance des éléments : Partie 3 : Isolement aux bruits aériens venus de l'extérieur, 2017.

- [23] C. Díaz and A. Pedrero. An experimental study on the effect of rolling shutters and shutter boxes on the airborne sound insulation of windows. *Applied Acoustics*, 70(2) :369–377, 2009.
- [24] B. Naticchia and A. Carbonari. Feasibility analysis of an active technology to improve acoustic comfort in buildings. *Building and Environment*, 42(7) :2785–2796, 2007.
- [25] W. A. Utley. Single leaf transmission loss at low frequencies. *Journal of Sound and Vibration*, 8(2) :256–261, 1968.
- [26] T. Kihlman and A. C. Nilsson. The effects of some laboratory designs and mounting conditions on reduction index measurements. *Journal of Sound and Vibration*, 3(24) :349–364, 1972.
- [27] R. E. Jones. Intercomparisons of laboratory determinations of airborne sound transmission loss. *Acoustical Society of America*, 66(1) :148–164, 1979.
- [28] M. Vorländer and A. C. C. Warnock. Inter-laboratory comparisons of low-frequency sound transmission : I. conventional and intensity measurements. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 93(4) :2343–2343, 1993.
- [29] A. Prato and A. Schiavi. Sound Insulation of Building Elements at Low Frequency : A Modal Approach. *Energy Proced.*, 78 :128–133, 2015.
- [30] J. Wang, T. J. Lu, J. Woodhouse, R. S. Langley, and J. Evans. Sound transmission through lightweight double-leaf partitions : theoretical modelling. *Journal of Sound and Vibration*, 286(4-5) :817–847, 2005.
- [31] B. Rasmussen. Acoustic classification of buildings in Europe - Main characteristics of national schemes for housing, schools, hospitals and office buildings. In *Proceedings of EuroNoise*, 2018.
- [32] J.-L. Guyader and C. Lesueur. Acoustic transmission through orthotropic multilayered plates, part ii : Transmission loss. *Journal of Sound and Vibration*, 58(1) :69–86, 1978.
- [33] F. Jacobsen. Sound intensity and its measurement and applications. *Current Topics in Acoustical Research*, 3 :87–91, 2003.
- [34] ISO 16283-3 : Acoustique - Mesurage in situ de l'isolation acoustique des bâtiments et des éléments de construction : Partie 3 : Isolation des bruits de façades, 2016.
- [35] ISO 15186-2 : Mesurage par intensité de l'isolation acoustique des immeubles et des éléments de construction : Partie 2 : Mesurages in situ, 2011.

- [36] J. Patrício and L. Bragança. The contribution of roller shutters to noise insulation of façades. *Building Acoustics*, 11(4) :309–324, 2004.
- [37] ISO 10140 : Acoustique - Mesurage en laboratoire de l'isolation acoustique des éléments de construction : Partie 1 : Règles d'application pour produits particuliers, 2016.
- [38] ISO 10140 : Acoustique - Mesurage en laboratoire de l'isolation acoustique des éléments de construction : Partie 2 : Mesurage de l'isolation au bruit aérien, 2013.
- [39] ISO 10140 : Acoustique - Mesurage en laboratoire de l'isolation acoustique des éléments de construction : Partie 4 : Exigences et modes opératoires de mesure, 2013.
- [40] ISO 10140 : Acoustique - Mesurage en laboratoire de l'isolation acoustique des éléments de construction : Partie 5 : Exigences relatives aux installations et appareillage d'essai, 2013.
- [41] I. L. Vér and L. L. Beranek. *Noise and Vibration Control Engineering. Principles and Applications*. Wiley, 2nd edition, 2006.
- [42] A. D. Pierce and R. T. Beyer. *Acoustics : An Introduction to its Physical Principles and Applications. 1989 Edition*. Acoustical Society of America, New York, 3rd edition, 1989.
- [43] R. E. Halliwell and A. C. C. Warnock. Sound transmission loss : Comparison of conventional techniques with sound intensity techniques. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 77(6) :2094–2103, 1985.
- [44] ISO 15186-1 : Mesurage par intensité de l'isolation acoustique des immeubles et des éléments de construction : Partie 1 : Mesurages en laboratoire, 2004.
- [45] ISO 15186-3 : Mesurage par intensité de l'isolation acoustique des immeubles et des éléments de construction : Partie 3 : Mesurages en laboratoire à de basses fréquences, 2011.
- [46] B. Berglund, T. Lindvall, and D. H. Schwela. Guidelines for community noise. *Geneva : World Health Organization*, 1999.
- [47] J. Mahn and J. Pearse. The uncertainty of the proposed single number ratings for airborne sound insulation. *Building Acoustics*, 19(3) :145–172, 2012.
- [48] V. Wittstock. On the uncertainty of single-number quantities for rating airborne sound insulation. *Acta Acustica united with Acustica*, 93(3) :375–386, 2007.

- [49] D. B. Pedersen, J. Roland, G. Raabe, and W. Maysenhölder. Measurement of the low-frequency sound insulation of building components. *Acta Acustica united with Acustica*, 86(3) :495–505, 2000.
- [50] ISO 12999-1 : Acoustique - Détermination et application des incertitudes de mesure dans l'acoustique des bâtiments : Partie 1 : Isolation acoustique, 2014.
- [51] B. Berglund, P. Hassmen, and R. F. S. Job. Sources and effects of low-frequency noise. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 99(5) :2985–3002, 1996.
- [52] W. Kropp, A. Pietrzyk, and T. Kihlman. On the meaning of the sound reduction index at low frequencies. *Acta Acustica*, 2(5) :379–392, 1994.
- [53] A. Ossipov, P. Mees, and G. Vermeir. Numerical simulation of airborne sound transmission at low frequencies : the influence of the room and the partition parameters. In *Proceedings of Inter-Noise 97*, pages 167–171, 1997.
- [54] S. P. S. Maluski and B. M. Gibbs. Application of a finite-element model to low-frequency sound insulation in dwellings. *Acoustical Society of America*, 108(4) :1741–1751, 2000.
- [55] M. Vercammen. Improving the accuracy of sound absorption measurement according to ISO 354. In *Proceedings of the International Symposium on Room Acoustics*. Melbourne Australia, 2010.
- [56] C. I. Papadopoulos. Development of an optimised, standard-compliant procedure to calculate sound transmission loss : design of transmission rooms. *Applied Acoustics*, 63(9) :1003–1029, 2002.
- [57] C. I. Papadopoulos. Development of an optimised, standard-compliant procedure to calculate sound transmission loss : numerical measurements. *Applied Acoustics*, 64(11) :1069–1085, 2003.
- [58] H. S. Olesen. Laboratory measurement of sound insulation in the frequency range 50 Hz to 160 Hz – a nordic intercomparison. Technical report, DELTA Acoustics & Vibration, 2002.
- [59] C. Simmons. Uncertainty of measured and calculated sound insulation in buildings-results of a round robin test. *Noise control engineering journal*, 55(1) :67–75, 2007.
- [60] V. Hongisto, J. Keränen, M. Kylliäinen, and J. Mahn. Reproducibility of the present and the proposed single-number quantities of airborne sound insulation. *Acta acustica united with acustica*, 98(5) :811–819, 2012.

- [61] W. Scholl, J. Lang, and V. Wittstockh. Rating of sound insulation at present and in future. The revision of ISO 717. *Acta acustica united with acustica*, 97(4) :686–698, 2011.
- [62] A. Dijkmans and G. Vermeir. Numerical investigation of the repeatability and reproducibility in building acoustical measurements. *Department of Civil Engineering, KU Leuven, Kasteelpark Arenberg*, 40, 2012.
- [63] R. L. X. Michalski, D. Ferreira, M. Nabuco, and P. Massarani. Uncertainty evaluation in field measurements of airborne sound insulation. *Journal of the Acoustical Society of America*, 123(5) :3503, 2008.
- [64] M. Meisser. Acoustique du bâtiment : évolutions ressenties au cours des quinze dernières années. *Acoustique & techniques, Vol 42-43*, 2005.
- [65] D. P. L. Ly. *Développement de modèles analytiques pour la prédiction du comportement élastique des assemblages mécaniques à broches dans la construction en bois*. PhD thesis, Université de Liège, Belgique, 2006.
- [66] D. Adams and S. A. Cobelver et al. Le verre et les produits verriers—les fonctions des vitrages. *Note d'information technique 214, Centre Scientifique et Technique de la Construction*, 1999.
- [67] Réglementation thermique 2012, 2012.
- [68] ISO 16613 : Verre dans la construction - Verre feuilleté et verre feuilleté de sécurité - Détermination des propriétés mécaniques d'un intercalaire, 2019.
- [69] P. Simon. *Approche multiéchelle du comportement mécanique du bois dans le plan transverse*. PhD thesis, INSA Lyon, 2009.
- [70] F. Kollmann and W. côté. *Principles of wood science and technology*, volume I : Solid wood. Springer-Verlag, New York, 1968.
- [71] J. Bodig and B. A. Jayne. *Mechanics of wood and wood composites*, volume 712. Van Nostrand Reinhold New York, 1982.
- [72] C. C. Gerhards. Effect of moisture content and temperature on the mechanical properties of wood : an analysis of immediate effects. *Wood and Fiber Science*, 14(1) :4–36, 2007.
- [73] P. H. Sulzberger. *The effect of temperature on the strength of wood, plywood and glued joints*. PhD thesis, University of Tasmania, 1955.

- [74] P. Perré. Le séchage du bois. le bois-matériau d'ingénierie. ed. Technical report, Textes rassemblés par Philippe Jodin - A.R.BO.LOR. – ENGREF Nancy, 1994.
- [75] D. Guitard. *Mécanique du matériau bois et composites*. Cépaduès Editions, 1987.
- [76] A. Ylinen. The influence of latewood ratio and density on strength and elastic properties of softwood. *Acta forestalia fennica*, 50 :5–30, 1942.
- [77] V. Bucur. *Acoustics of wood*. Springer Science & Business Media, 2006.
- [78] Eurocode 5 - Conception et calcul des structures en bois - Partie 1-1 : Généralités - Règles communes et règles pour les bâtiments, 1995.
- [79] ISO 338 : Bois de structure - Classes de résistance, 2016.
- [80] O. Gagliardini. *Construction bois selon l'Eurocode 5*. Université Grenoble Alpes, 2018.
- [81] H. J. Blass. *Timber engineering. Step 1 : basis of design, material properties, structural components and joints*. 1995.
- [82] H. K. Park and H. Kim. Acoustic insulation performance of improved airtight windows. *Construction and building materials*, 93 :542–550, 2015.
- [83] K. Miskinis, V. Dikavicius, R. Bliudzius, and K. Banionis. Comparison of sound insulation of windows with double glass units. *Applied Acoustics*, 92 :42–46, 2015.
- [84] C. M. Harris. *Handbook of noise control*. McGraw-Hill, 1957.
- [85] A. C. C. Warnock and W. Fasold. Sound insulation : airborne and impact. *Encyclopedia of acoustics*, 3 :1129–1160, 1997.
- [86] C. Lesueur. *Rayonnement acoustique des structures : vibroacoustique, Interactions fluide-structure*. 1988.
- [87] F. J. Fahy and P. Gardonio. *Sound and Structural Vibration - Radiation, Transmission and Response*. Elsevier, second edition edition, 2007.
- [88] L. Cremer. Theorie der schalldämmung dünner wände bei schrägem einfall. *Akustische Zeitschrift*, 7(3) :81–104, 1942.
- [89] I. I. Novikov. Low-frequency sound insulation of thin plates. *Applied Acoustics*, 54(1) :83–90, 1998.
- [90] J. M. P. Antonio, A. Tadeu, and L. Godinho. Analytical evaluation of the acoustic insulation provided by double infinite walls. *Journal of Sound and Vibration*, 263(1) :113–129, 2003.

- [91] E. C. Sewell. Transmission of reverberant sound through a single-leaf partition surrounded by an infinite rigid baffle. *Journal of Sound and Vibration*, 12(1) :21–32, 1970.
- [92] B. H. Sharp. Prediction methods for the sound transmission of building elements. *Noise Control Engineering*, 11(2) :53–63, 1978.
- [93] J. R. Callister, A. R. George, and G.E. Freeman. An empirical scheme to predict the sound transmission loss of single-thickness panels. *Journal of Sound and Vibration*, 222(1) :145–151, 1999.
- [94] A. Osipov, P. Mees, and G. Vermeir. Low-frequency airborne sound transmission through single partitions in buildings. *Applied acoustics*, 52(3-4) :273–288, 1997.
- [95] M. Rassaian, J.-C. Lee, J. Montgomery, P. S. Guard, M. A. Stadum, P. E. Mikulencak, and R. W. Brigman. Optimal aircraft window shape for noise control, 2008. US Patent.
- [96] K. H. Lyle and J. S. Mixson. Laboratory study of sidewall noise transmission and treatment for a light aircraft fuselage. *Journal of Aircraft*, 24(9) :660–665, 1987.
- [97] F. X. Xin and T. J. Lu. Analytical and experimental investigation on transmission loss of clamped double panels : Implication of boundary effects. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 125(3) :1506–1517, 2009.
- [98] L. L. Beranek and G. A. Work. Sound Transmission through Multiple Structures Containing Flexible Blankets. *Acoustical Society of America*, 21(4) :419–428, 1949.
- [99] A. London. Transmission of reverberant sound through double walls. *Acoustical Society of America*, 22(2) :270–279, 1950.
- [100] A. J. Price and M. J. Crocker. Sound transmission through double panels using statistical energy analysis. *Acoustical Society of America*, 47(3A) :683–693, 1970.
- [101] B. H. Sharp. A study of techniques to increase the sound insulation of building elements. Rapport technique, Wyle laboratories report WR73-5, El Segundo, California, USA (Prepared for Department of Housing and Urban Development HUD, Washington, USA, 1973.
- [102] V. Hongisto. Sound insulation of double panels - Comparison of existing prediction models. *Acta Acust. united with Acust.*, 92(1) :61–78, 2006.
- [103] V. Hongisto. A case study of flanking transmission through double structures. *Applied Acoustics*, 62(5) :589–599, 2001.

- [104] M. Villot, C. Guigou-Carter, and L. Gagliardini. Predicting the acoustical radiation of finite size multi-layered structures by applying spatial windowing on infinite structures. *Journal of sound and vibration*, 245(3) :433–455, 2001.
- [105] M. Villot and C. Guigou-Carter. Using spatial windowing to take the finite size of plane structures into account in sound transmission. In *NOVEM conference*, 2005.
- [106] A. Dijckmans, G. Vermeir, and W. Lauriks. Sound transmission through finite lightweight multilayered structures with thin air layers. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 128(6) :3513–3524, 2010.
- [107] H. Bouhioui. *Etude vibro-acoustique d'un montage en double parois de verre*. PhD thesis, Compiègne, 1993.
- [108] L. Cheng, Y. Y. Li, and J. X. Gao. Energy transmission in a mechanically-linked double-wall structure coupled to an acoustic enclosure. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 117(5) :2742–2751, 2005.
- [109] C. Bao and J. Pan. Active acoustic control of noise transmission through double walls : effect of mechanical paths. *Journal of sound and vibration*, 215(2) :395–398, 1998.
- [110] J. D. Quirt. Sound transmission through windows I. Single and double glazing. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 72(3) :834–844, 1982.
- [111] J. D. Quirt. Measurements of the sound transmission loss of windows. In *Building Research Note 172*, 1981.
- [112] A. Tadeu and D. Mateus. Sound transmission through single, double and triple glazing. experimental evaluation. *Applied Acoustics*, 62(3) :307–325, 2001.
- [113] A. Cops and D. Soubrier. Sound transmission loss of glass and windows in laboratories with different room design. *Applied Acoustics*, 25(4) :269–280, 1988.
- [114] R. Panneton and N. Atalla. Numerical prediction of sound transmission through finite multilayer systems with poroelastic materials. *Acoustical Society of America*, 100(1) :346–354, 1996.
- [115] F. C. Sgard, N. Atalla, and J. Nicolas. A numerical model for the low frequency diffuse field sound transmission loss of double-wall sound barriers with elastic porous linings. *Acoustical Society of America*, 108(6) :2865–2872, 2000.

- [116] J. A. Steel and R. J. M. Craik. Statistical energy analysis of structure-borne sound transmission by finite element methods. *Journal of sound and vibration*, 178(4) :553–561, 1994.
- [117] F. X. Xin and T. J. Lu. Analytical modeling of sound transmission through clamped triple-panel partition separated by enclosed air cavities. *European Journal of Mechanics-A/Solids*, 30(6) :770–782, 2011.
- [118] L. Yu. Sound transmission through triple-panel structures lined with poroelastic materials. *Journal of Sound and Vibration*, 339 :376–395, 2015.
- [119] N. Garg, A. Kumar, and S. Maji. Parametric sensitivity analysis of factors affecting sound insulation of double glazing using taguchi method. *Applied Acoustics*, 74(12) :1406–1413, 2013.
- [120] J. D. Quirt. Sound transmission through windows II. Double and triple glazing. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 74(2) :534–542, 1983.
- [121] A. Brekke. Calculation methods for the transmission loss of single, double and triple partitions. *Applied Acoustics*, 14(3) :225–240, 1981.
- [122] R. Y. Vinokur. Transmission loss of triple partitions at low frequencies. *Applied Acoustics*, 29(1) :15–24, 1990.
- [123] D. A. Bies and C. H. Hansen. *Engineering Noise Control : Theory and Practice*. Spon Press, Abingdon, UK, 4th edition edition, 2009.
- [124] B. H. Sharp. *A study of techniques to increase the sound insulation of building elements*. Wyle Laboratories ; reproduced by National Technical Information Service, 1973.
- [125] R. E. Jones. *Sound insulation evaluation of high-performance wood-frame party partitions under laboratory and field conditions*, volume 309. Department of Agriculture, Forest Service, Forest Products Laboratory, 1978.
- [126] J. S. Bolton and N.-M. Shiau Y. J. Kang. Sound transmission through multi-panel structures lined with elastic porous materials. *Journal of Sound and Vibration*, 191(3) :317–347, 1996.
- [127] H. Van Landeghem and A. Beuselinck. Reducing passenger boarding time in airplanes : A simulation based approach. *European Journal of Operational Research*, 142(2) :294–308, 2002.
- [128] H. Hinninghofen and P. Enck. Passenger well-being in airplanes. *Autonomic Neuroscience*, 129(1-2) :80–85, 2006.

- [129] M. Blasco, J. Belis, and H. De Bleecker. Acoustic failure analysis of windows in buildings. *Engineering Failure Analysis*, 18(7) :1761–1774, 2011.
- [130] S. R. Gimeno. Study of the acoustic insulation through domestic windows. Master’s thesis, Master’s thesis, Escuela Politecnica Superior De Gandia, 2012.
- [131] L. Kwapisz, A. Maurin, and P. Jakubowski. Numerical modelling of sound transmission through the window type partition. *Vibrations in Physical Systems*, 27, 2016.
- [132] F. Løvholt, K. Norèn-Cosgriff, C. Madshus, and S. E. Ellingsen. Simulating low frequency sound transmission through walls and windows by a two-way coupled fluid structure interaction model. *Journal of Sound and Vibration*, 396 :203–216, 2017.
- [133] C. Devaux. *Modélisation du comportement vibratoire des structures par des méthodes énergétiques : formulation moyennée spatialement pour des systèmes unidimensionnels*. PhD thesis, Université du Maine, 2006.
- [134] X. Yu, S.-K. Lau, L. Cheng, and F. Cui Fangsen. A numerical investigation on the sound insulation of ventilation windows. *Applied Acoustics*, 117 :113–121, 2017.
- [135] N. Atalla and R. J. Bernhard. Review of numerical solutions for low-frequency structural-acoustic problems. *Applied Acoustics*, 43(3) :271–294, 1994.
- [136] E. Deckers, O. Atak, L. Coox, R. D’Amico, H. Devriendt, S. Jonckheere, K. Koo, B. Pluymers, D. Vandepitte, and W. Desmet. The wave based method : An overview of 15 years of research. *Wave Motion*, 51(4) :550–565, 2014.
- [137] O. Von Estorff. *Boundary elements in acoustics : advances and applications*. WIT Press, 2000.
- [138] G. M. L. Gladwell. A finite element method for acoustics (acoustic problems formulated and solved by finite element method of variational calculus, using both force and displacement procedures). In *International Congress on Acoustics, Liege, Belgium*, volume 7, 1965.
- [139] G. M. L. Gladwell and V. Mason. Variational finite element calculation of the acoustic response of a rectangular panel. *Journal of sound and vibration*, 14(1) :115–135, 1971.
- [140] A. Craggs. An acoustic finite element approach for studying boundary flexibility and sound transmission between irregular enclosures. *Journal of Sound and Vibration*, 30(3) :343–357, 1973.

- [141] V. Easwaran and A. Craggs. On further validation and use of the finite element method to room acoustics. *Journal of sound and vibration*, 187(2) :195–212, 1995.
- [142] A. Craggs. A finite element method for the free vibration of air in ducts and rooms with absorbing walls. *Journal of sound and vibration*, 173(4) :568–576, 1994.
- [143] O. Dazel, F. Sgard, C.-H. Lamarque, and N. Atalla. An extension of complex modes for the resolution of finite-element poroelastic problems. *Journal of Sound and Vibration*, 253(2) :421–445, 2002.
- [144] J.-P. Groby, C. Lagarrigue, B. Brouard, O. Dazel, V. Tournat, and B. Nennig. Enhancing the absorption properties of acoustic porous plates by periodically embedding Helmholtz resonators. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 137(1) :273–280, 2015.
- [145] D. J. Nefske, J. A. Wolf Jr, and L. J. Howell. Structural-acoustic finite element analysis of the automobile passenger compartment : a review of current practice. *Journal of sound and vibration*, 80(2) :247–266, 1982.
- [146] Y. Kagawa, T. Yamabuchi, K. Sugihara, and T. Shindou. A finite element approach to a coupled structural-acoustic radiation system with application to loudspeaker characteristic calculation. *Journal of sound and Vibration*, 69(2) :229–243, 1980.
- [147] M. Bonnet. *Equations intégrales et éléments de frontière*. 1995.
- [148] A. Cops and G. Vermeir. Progress in building acoustics. *Noise News International*, 3(1) :10–25, 1995.
- [149] P. Santos and A. Tadeu. Acoustic insulation provided by a single wall separating two contiguous tunnels via BEM. *Journal of Sound and Vibration*, 257(5) :945–965, 2002.
- [150] S. Maluski. *Low frequencies sound insulation in dwellings*. PhD thesis, Sheffield Hallam University, 1999.
- [151] K. J. Bathe, C. Nitikitpaiboon, and X. Wang. A mixed displacement-based finite element formulation for acoustic fluid-structure interaction. *Computers & Structures*, 56(2-3) :225–237, 1995.
- [152] F. J. Fahy. Statistical energy analysis : a wolf in sheep’s clothing? In *Internoise*, volume 93, pages 13–26. Noise Control Foundation, 1993.

## BIBLIOGRAPHIE

---

- [153] F. Bessac. *Utilisation des valeurs propres et vecteurs propres de couplage pour étudier le comportement vibro-acoustique de systèmes couplés*. PhD thesis, INSA de Lyon, 1996.
- [154] F. J. Fahy. L'analyse statique énergétique : une revue critique. *Revue d'Acoustique*, (33) :10–25, 1975.
- [155] R. H. Lyon and G. Maidanik. Power flow between linearly coupled oscillators. *The journal of the Acoustical Society of America*, 34(5) :623–639, 1962.
- [156] E. E. Unger. Statistical Energy Analysis of vibrating systems. *Journal of Engineering for Industry*, 89 :626–632, 1967.
- [157] R. H. Lyon. *Statistical Energy Analysis of Dynamical Systems. Theory and Application*. MIT Press, 1975.
- [158] R. S. Langley. A wave intensity technique for the analysis of high frequency vibrations. *Journal of Sound and vibration*, 159(3) :483–502, 1992.
- [159] R. S. Langley and A. N. Bercin. Wave intensity analysis of high frequency vibrations. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A : Physical and Engineering Sciences*, 346(1681) :489–499, 1994.
- [160] D. J. Nefske and S. H. Sung. Power flow finite element analysis of dynamic systems : basic theory and application to beams. *Journal of Vibration and Acoustics - Transactions of ASME*, 111 :94–100, 1989.
- [161] J. C. Wohlever and R. J. Bernhard. Mechanical energy flow models of rods and beams. *Journal of Sound and Vibration*, 153(1) :1–19, 1992.
- [162] P. J. Shorter and R. S. Langley. Vibro-acoustic analysis of complex systems. *Journal of Sound and Vibration*, 288(3) :669–699, 2005.
- [163] R. R. Craig and A. J. Kurdila. *Fundamentals of structural dynamics*. John Wiley & Sons, 2006.
- [164] J.-D. Chazot and J.-L. Guyader. Prediction of sound transmission through double panels filled with granular materials. In *INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings*, volume 2006, pages 649–658, 2006.
- [165] L. Maxit, M. Aucejo, N. Totaro, and J.-L. Guyader. Modélisation de l'interaction structure-fluide lourd par l'approche PTF (Patch Transfer Functions). 2010.

- [166] R. Craig and M. Bampton. Coupling of substructures for dynamic analyses. *AIAA journal*, 6(7) :1313–1319, 1968.
- [167] R. Rumlper, A. Legay, and J.-F. Deü. Performance of a restrained-interface substructuring fe model for reduction of structural-acoustic problems with poroelastic damping. *Computers & structures*, 89(23-24) :2233–2248, 2011.
- [168] Y. Yasuda and T. Sakuma. Fast multipole boundary element method for large-scale steady-state sound field analysis. Part II : Examination of numerical items. *Acta Acustica united with Acustica*, 89(1) :28–38, 2003.
- [169] T. Sakuma and Y. Yasuda. Fast multipole boundary element method for large-scale steady-state sound field analysis. Part I : setup and validation. *Acta Acustica united with Acustica*, 88(4) :513–525, 2002.
- [170] L. Maxit and J.-L. Guyader. Statistical modal energy distribution analysis(smeda). In *Proceedings of Sixth International Congress on Sound and vibration*, Copenhagen, Denmark, 1999.
- [171] L. Maxit and J.-L. Guyader. Estimation of sea coupling loss factors using a dual formulation and fem modal information, part i : theory. *Journal of Sound and Vibration*, 239(5) :907–930, 2001.
- [172] L. Maxit and J.-L. Guyader. Extension of sea model to subsystems with non-uniform modal energy distribution. *Journal of Sound and Vibration*, 265(2) :337–358, 2003.
- [173] Y. Yu, G. Zhao, and S. Ren. Design optimization of mid-frequency vibro-acoustic systems using a statistical modal energy distribution analysis model. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 59(5) :1455–1470, 2019.
- [174] K. Vergote, B. Van Genechten, D. Vandepitte, and W. Desmet. On the analysis of vibro-acoustic systems in the mid-frequency range using a hybrid deterministic-statistical approach. *Computers & structures*, 89(11-12) :868–877, 2011.
- [175] V. Cotoni, P. Shorter, and R. Langley. Numerical and experimental validation of a hybrid finite element-statistical energy analysis method. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 122(1) :259–270, 2007.

- [176] R. S. Langley and J. A. Cordioli. Hybrid deterministic-statistical analysis of vibro-acoustic systems with domain couplings on statistical components. *Journal of Sound and Vibration*, 321(3-5) :893–912, 2009.
- [177] B. V. Hal, W. Desmet, D. Vandepitte, and P. Sas. Hybrid Finite Element-Wave Based Method for acoustic problems. *Computer Assisted Mechanics and Engineering Sciences*, 10(4) :479–494, 2003.
- [178] E. Sadoulet-Reboul, A. Le Bot, J. Perret-Liaudet, M. Mori, and H. Houjoh. A hybrid method for vibroacoustics based on the radiative energy transfer method. *Journal of Sound and Vibration*, 303(3-5) :675–690, 2007.
- [179] W. Larbi, J.-F. Deü, and R. Ohayon. Vibroacoustic analysis of double-wall sandwich panels with viscoelastic core. *Computers & Structures*, 174 :92–103, 2016.
- [180] H.-P. Morand and R. Ohayon. *Fluid-structure interaction*. Wiley, New York, 1995.
- [181] T. Wolf and L. J. Waters. Factors governing the life expectancy of dual-sealed insulating glass units. *Constr. Build. Mater.*, 7 (2) :101–107, 1993.
- [182] S. L. Meisel. Role of desiccants, complex subject made easy. *Glass Magazine*, pages 98–102, 2005.
- [183] P. Avitabile. *Modal testing : A practitioner’s guide*. Wiley, 1st edition, 2017.
- [184] A. G. Piersol and T. L. Paez. *Harris’ shock and vibration handbook*. McGraw-Hill, New-York, 6th edition, 2009.
- [185] P. Guillaume, P. Verboven, and S. Vanlanduit. A poly-reference implementation of the least-squares complex frequency-domain estimator. In *Proceedings of IMAC 21, the International Modal Analysis Conference*, Kissimmee, Florida, USA, 2003.
- [186] M. El-Kafafy, B. Peeters, T. De Troyer, and P. Guillaume. Polymax Plus estimator : better estimation of the modal parameters and their confidence bounds. In *Proceedings of International Noise and Vibration conference ISMA 2014*, Leuven, Belgium, 2014.
- [187] R. J. Allemang and D. L. Brown. A complete review of the complex mode indicator function (cmif) with applications. In *Proceedings of ISMA 2006*, Leuven, Belgium, 2006.
- [188] R. J. Allemang. The modal assurance criterion- twenty years of use and abuse. *Sound and vibration*, 37(8) :14–23, 2003.

## BIBLIOGRAPHIE

---

- [189] A. Tribaleau. *Isolement acoustique de parois aux basses fréquences : programmation d'outils prédictifs et confrontations expérimentales dans le cas de planchers solivés en bois*. Thèse de doctorat, Université du Maine, 2013.
- [190] Fiche de l'essence Sapelli. Technical report, CIRAD, 2012.
- [191] F. Løvholt, K. Norèn-Cosgriff, C. Madshus, and S. E. Ellingsen. Simulating low frequency sound transmission through walls and windows by a two-way coupled fluid structure interaction model. *Journal of Sound and Vibration*, 396 :203–216, 2017.
- [192] M. R. Schroeder. The "Schroeder frequency" revisited. *Acoustical Society of America*, 99(5) :3240–3241, 1996.
- [193] H. Kuttruff. *Room Acoustics*. Crc Press, 2016.
- [194] M. R. Schroeder. Measurement of sound diffusion in reverberation chambers. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 31(11) :1407–1414, 1959.
- [195] J. Ahonen and V. Pulkki. Diffuseness estimation using temporal variation of intensity vectors. In *2009 IEEE Workshop on Applications of Signal Processing to Audio and Acoustics*, pages 285–288, 2009.
- [196] C.-H. Jeong. Diffuse sound field : challenges and misconceptions. *Proceedings of Internoise 2016*, pages 1015–1021, 2016.
- [197] T. G. H. Basten. *Noise reduction by viscothermal acousto-elastic interaction in double wall panels*. PhD thesis, University of Twente, Enschede, The Netherlands, 2001.
- [198] CERIBOIS. [www.ceribois.com](http://www.ceribois.com), consulté le 27/12/2017.
- [199] Free Field Technologies. *Actran 17.1 User's Guide Volume 1 Installation, Operations, Theory and Utilities*. 2017.
- [200] A. Dijkmans and G. Vermeir. A wave based model to predict the niche effect on sound transmission loss of single and double walls. *Acta Acustica united with Acustica*, 2012.
- [201] K. A. Mulholland, H. D. Parbrook, and A. Cummings. The transmission loss of double panels. *Journal of Sound and Vibration*, 6(3) :324–334, 1967.
- [202] M. Heckl. The tenth sir richard fariry memorial lecture : Sound transmission in buildings. *Journal of Sound and Vibration*, 77(2) :165–189, 1981.

## BIBLIOGRAPHIE

---

- [203] C.-H. Jeong. Absorption and impedance boundary conditions for phased geometrical-acoustics methods. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 132(4) :2347–2358, 2012.
- [204] J. T. Du, W. L. Li, Z. G. Liu, H. A. Xu, and Z. L. Ji. Acoustic analysis of a rectangular cavity with general impedance boundary conditions. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 130(2) :807–817, 2011.
- [205] ISO 354 : Acoustique - Mesurage de l'absorption acoustique en salle réverbérante, 2004.
- [206] ISO 10534 : Acoustique- Détermination du facteur d'absorption acoustique et de l'impédance acoustique à l'aide du tube d'impédance, 2003.
- [207] R. Rimpler, J.-F. Deü, and P. Göransson. A modal-based reduction method for sound absorbing porous materials in poro-acoustic finite element models. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 132(5) :3162–3179, 2012.
- [208] P. M. Morse and R. H. Bolt. Sound waves in rooms. *Reviews of modern physics*, 16(2) :69–150, 1944.
- [209] A. T. Wolf. Silicone sealed insulating glass units. In *International symposium on the Application of Architectural Glass (ISAAG)*, 2004.
- [210] R. Assaf. *Analyse du comportement vibroacoustique des parois multicouches composites dans les constructions*. PhD thesis, Conservatoire national des arts et métiers - CNAM, 2015.
- [211] Mesure de l'indice d'affaiblissement acoustique (EN ISO 140 et EN ISO 717). Rapport technique, Saint Gobain Glass, 2001.
- [212] W. A. Utley and B. L. Fletcher. The effect of edge conditions on the sound insulation of double windows. *Journal of Sound and Vibration*, 26(1) :63–72, 1973.
- [213] F. X. Xin, T. J. Lu, and C. Q. Chen. Vibroacoustic behavior of clamp mounted double-panel partition with enclosure air cavity. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 124(6) :3604–3612, 2008.
- [214] A. Cops, H. Myncke G., and Vermeir. Insulation of reverberant sound through double and multilayered glass constructions. *Acta Acustica united with Acustica*, 33(4) :257–265, 1975.
- [215] ISO 12758 : Verre dans la construction - Vitrages et isolation aux bruits aériens - Descriptions de produits, détermination des propriétés et règles d'extension, 2019.

- [216] K. M. Li, J. S. Bolton, and Q. Chen. Assessment of windows on noise intrusion, energy efficiency, and indoor air quality for residential buildings near airports. Technical report, Partnership for Air Transportation Noise and Emissions Reduction, 2012.
- [217] Acoustic performance data table, 2001.
- [218] T. Lu and F. Xin. *Vibro-Acoustics of Lightweight Sandwich Structures*. Springer, 2014.
- [219] S. Van Den Bergh, R. Hart, B. P. Jelle, and A. Gustavsen. Window spacers and edge seals in insulating glass units : A state-of-the-art review and future perspectives. *Energy and Buildings*, 58 :263–280, 2013.
- [220] ISO 1279-1 : Verre dans la construction - Vitrage isolant : Partie 1 : Généralités, description du système, règles de substitution, tolérances et qualité visuelle, 2018.
- [221] J. L. Davy. Predicting the sound insulation of walls. *Building Acoustics*, 16(1) :1–20, 2009.
- [222] J.-D. Chazot. *Transparence acoustique de doubles parois remplies de matériaux granulaires*. PhD thesis, INSA de Lyon, 2006.
- [223] D. A. Bies, C. Hansen, and C. Howard. *Engineering noise control*. CRC press, 2017.
- [224] W. A. Utley and K. A. Mulholland. The transmission loss of double and triple walls. *Applied Acoustics*, 1(1) :15–20, 1968.
- [225] B. Aloufi, K. Behdinin, and J. Zu. Theoretical vibro-acoustic modeling of acoustic noise transmission through aircraft windows. *Journal of Sound and Vibration*, 371 :344–369, 2016.
- [226] R. Y. Vinokur. Evaluating sound-transmission effects in multi-layer partitions. *Sound and Vibration*, 30(7) :24–29, 1996.
- [227] R. Ohayon and C. Soize. *Advanced computational vibroacoustics : reduced-order models and uncertainty quantification*. Cambridge University Press, 2014.
- [228] C. Coguenanff, C. Desceliers, C. Guigou-Carter, and P. Jean. Uncertainty quantification and reduced computational model for vibroacoustic systems coupled with a poroelastic medium. In *INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings*, volume 253, pages 4880–4889, 2016.

## Annexe A

# Calcul de l'indice pondéré $R_w$ et les termes d'adaptation $C$ et $C_{tr}$ selon l'ISO 717

Après les mesures expérimentales de l'indice d'affaiblissement acoustique par la méthode de niveau de pression moyen ( $R$ ) ou par la méthode d'intensité acoustique ( $R_I$ ), l'indice d'affaiblissement acoustique pondéré  $R_w$  est déterminé en se basant sur la norme ISO 717 [2].

### A.1 Méthode normalisée de calcul

Pour calculer  $R_w$ , des spectres de référence sont donnés dans la norme.

#### - Mesures faites par bandes de tiers d'octave

Selon la norme ISO 717 [2], le calcul de  $R_w$  se fait comme suit : on commence par tracer la courbe des valeurs de l'indice d'affaiblissement acoustique  $R$  mesurées par bandes de tiers d'octave entre 100 et 3150 Hz. Dans un deuxième temps, la courbe de référence issue des valeurs normalisées (voir tableau A.1) est déplacée verticalement vers la courbe mesurée par saut de 1 dB jusqu'à ce que la somme des écarts défavorables soit la plus grande possible sans dépasser 32 dB.  $R_w$  est alors la valeur donnée par la courbe de référence translatée à 500 Hz.

TABLE A.1 – Valeurs de référence de  $R_w$  par bande de tiers d'octave selon ISO 717 [2].

| $f$ (Hz)         | 100 | 125 | 160 | 200 | 250 | 315 | 400 | 500 | 630 | 800 | 1000 | 1250 | 1600 | 2000 | 2500 | 3150 |
|------------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|------|------|------|------|------|------|
| $R_{w,ref}$ (dB) | 33  | 36  | 39  | 42  | 45  | 48  | 51  | 52  | 53  | 54  | 55   | 56   | 56   | 56   | 56   | 56   |

- **Mesures faites par bande d'octave**

Lorsque la mesure de l'indice d'affaiblissement acoustique  $R$  est faite en bande d'octave, le calcul s'effectue de la même façon que dans le cas de mesure en bande de tiers d'octave, à la seule différence qu'ici la somme des écarts défavorables ne doit pas dépasser 10 dB. Pour la courbe de référence, on utilise les valeurs de référence données dans le tableau A.2 (à noter que la bande d'octave 4000 Hz n'est pas prise en compte).

TABLE A.2 – Valeurs de référence de  $R_w$  par bande d'octave selon ISO 717 [2].

| $f$ (Hz)         | 125 | 250 | 500 | 1000 | 2000 |
|------------------|-----|-----|-----|------|------|
| $R_{w,ref}$ (dB) | 36  | 45  | 52  | 55   | 56   |

- **Termes d'adaptation  $C$  et  $C_{tr}$**

Les termes d'adaptations  $C$  et  $C_{tr}$  sont des valeurs exprimées en dB, à ajouter à la valeur de l'indice d'affaiblissement  $R_w$  pour la prise en compte des caractéristiques de spectres sonores particuliers.

Le terme d'adaptation  $C$  représente les bruits de voisinage et d'activités industrielles (bruits de type bruit rose à fréquences dominantes moyennes et hautes). Les spectres de référence en bande de tiers d'octave et celui en bande d'octave sont donnés dans les tableaux A.3 et A.4. Le terme d'adaptation  $C$  est défini comme :

$$C = R_A - R_w, \tag{A.1}$$

avec

$$R_A = -10 \log \sum 10^{(L-R)/10}. \tag{A.2}$$

TABLE A.3 – Spectre  $L$  par bande de tiers d'octave pour le calcul de  $C$  selon ISO 717 [2].

| $f$ (Hz) | 100 | 125 | 160 | 200 | 250 | 315 | 400 | 500 | 630 | 800 | 1000 | 1250 | 1600 | 2000 | 2500 | 3150 |
|----------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|------|------|------|------|------|------|
| $L$ (dB) | -29 | -26 | -23 | -21 | -19 | -17 | -15 | -13 | -12 | -11 | -10  | -9   | -9   | -9   | -9   | -9   |

## A.2. EXEMPLE DE CALCUL DE $R_W$ , $C$ ET $C_{TR}$

TABLE A.4 – Spectre  $L$  par bande d'octave pour le calcul de  $C$  selon ISO 717 [2].

| $f$ (Hz) | 125 | 250 | 500 | 1000 | 2000 |
|----------|-----|-----|-----|------|------|
| $L$ (dB) | -21 | -14 | -8  | -5   | -4   |

Le terme d'adaptation  $C_{tr}$  décrit les bruits de trafic (bruits à fréquences dominantes basses) pondéré A. Les spectres de référence en bande de tiers d'octave et celui par bandes d'octave sont donnés dans les tableaux A.5 et A.6. Le terme d'adaptation  $C_{tr}$  est défini comme :

$$C_{tr} = R_{A,tr} - R_w, \quad (\text{A.3})$$

avec

$$R_{A,tr} = -10 \log \sum 10^{(L_{tr}-R)/10}. \quad (\text{A.4})$$

TABLE A.5 – Spectre  $L_{tr}$  par bande de tiers d'octave pour le calcul de  $C_{tr}$  selon ISO 717 [2].

| $f$ (Hz)      | 100 | 125 | 160 | 200 | 250 | 315 | 400 | 500 | 630 | 800 | 1000 | 1250 | 1600 | 2000 | 2500 | 3150 |
|---------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|------|------|------|------|------|------|
| $L_{tr}$ (dB) | -20 | -20 | -18 | -16 | -15 | -14 | -13 | -12 | -11 | -9  | -8   | -9   | -10  | -11  | -13  | -15  |

TABLE A.6 – Spectre  $L_{tr}$  par bande d'octave pour le calcul de  $C_{tr}$  selon ISO 717 [2].

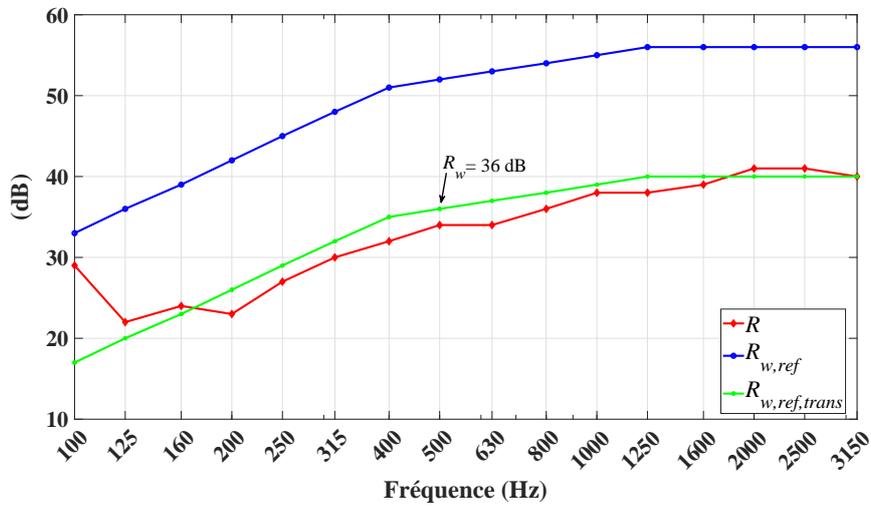
| $f$ (Hz)      | 125 | 250 | 500 | 1000 | 2000 |
|---------------|-----|-----|-----|------|------|
| $L_{tr}$ (dB) | -14 | -10 | -7  | -4   | -6   |

## A.2 Exemple de calcul de $R_w$ , $C$ et $C_{tr}$

Les données utilisées ci-dessous sont obtenues suite à l'essai acoustique d'une fenêtre bois à deux vantaux dans le laboratoire CERIBOIS pour le client PASQUET Menuiserie.

### - Calcul de $R_w$

Les valeurs de l'indice d'affaiblissement  $R$  ainsi que les valeurs de référence par bandes de tiers d'octave données par la norme ISO 717-1 sont présentées dans le tableau A.7. La somme des écarts défavorables est de 260 dB. Cette somme est supérieure à 32 dB. Donc on déplace la


FIGURE A.1 – Détermination de l'indice d'affaiblissement acoustique pondéré  $R_w$ .

courbe de référence de  $R_w$  de 1 dB vers celle de  $R$  jusqu'à l'obtention d'un écart défavorable inférieur à 32 dB. Une translation de 15 dB de la courbe de référence mène à un écart global de 32 dB, par conséquent on passe à 16 dB, comme présenté par la figure A.1. Ainsi, la somme des écarts défavorables est de 21 dB.

TABLE A.7 – Valeurs mesurées de  $R$  de la fenêtre, valeurs de référence  $R_{w,ref}$  et valeurs recalées pour la détermination de  $R_w$ .

| $f$ (Hz)                 | 100 | 125 | 160 | 200 | 250 | 315 | 400 | 500 | 630 | 800 | 1000 | 1250 | 1600 | 2000 | 2500 | 3150 |
|--------------------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|------|------|------|------|------|------|
| $R$ (dB)                 | 29  | 22  | 24  | 23  | 27  | 30  | 32  | 34  | 34  | 36  | 38   | 38   | 39   | 41   | 41   | 40   |
| $R_{w,ref}$ (dB)         | 33  | 36  | 39  | 42  | 45  | 48  | 51  | 52  | 53  | 54  | 55   | 56   | 56   | 56   | 56   | 56   |
| $R_{w,ref}-R$ (dB)       | 4   | 14  | 15  | 19  | 18  | 18  | 19  | 18  | 19  | 18  | 17   | 18   | 17   | 15   | 15   | 16   |
| $R_{w,ref,trans}$ (dB)   | 17  | 20  | 23  | 26  | 29  | 32  | 35  | 36  | 37  | 38  | 39   | 39   | 40   | 40   | 40   | 40   |
| $R_{w,ref,trans}-R$ (dB) | -12 | -2  | -1  | 3   | 2   | 2   | 3   | 2   | 3   | 2   | 1    | 1    | 2    | 1    | -1   | -1   |

La courbe de référence étant décalée de 16 dB, la valeur à 500 Hz est égale à 36 dB. Cette dernière est la valeur de l'indice pondéré  $R_w$ .

#### - Calcul de $C$ et $C_{tr}$

Reprenons les valeurs de l'indice d'affaiblissement acoustique  $R$  en bande de tiers d'octave données précédemment. Pour déterminer le terme d'adaptation  $C$ , on utilise le spectre  $L$  (tableau A.3).

En appliquant l'équation (A.2), on obtient  $R_A=35,35$  dB qu'on arrondi à 35 dB. Ainsi

$$C = R_A - R_w = 35 - 36 = -1 \text{ dB.}$$

TABLE A.8 – Valeurs mesurées de  $R$  de la fenêtre et le spectre  $L$  pour le calcul de  $C$ .

| $f$ (Hz)   | 100 | 125 | 160 | 200 | 250 | 315 | 400 | 500 | 630 | 800 | 1000 | 1250 | 1600 | 2000 | 2500 | 3150 |
|------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|------|------|------|------|------|------|
| $R$ (dB)   | 29  | 22  | 24  | 23  | 27  | 30  | 32  | 34  | 34  | 36  | 38   | 38   | 39   | 41   | 41   | 40   |
| $L$ (dB)   | -29 | -26 | -23 | -21 | -19 | -17 | -15 | -13 | -12 | -11 | -10  | -9   | -9   | -9   | -9   | -9   |
| $L-R$ (dB) | -58 | -48 | -47 | -44 | -46 | -47 | -47 | -47 | -46 | -47 | -48  | -47  | -48  | -50  | -50  | -49  |

De la même manière, pour le terme d'adaptation  $C_{tr}$ , on obtient  $R_{A,tr} = 32,52$  dB qu'on arrondit à 33 dB. Ainsi :

$$C_{tr} = R_{A,tr} - R_w = 33 - 36 = -3 \text{ dB.}$$

Enfin, la performance acoustique du produit est présentée sous la forme :

$$R_w(C, C_{tr}) = 36(-1, -3) \text{ dB}$$

Ainsi, la fenêtre considérée a une capacité d'isolement :

- vis-à-vis de bruits de voisinage et industriels de 35 dB (36 -1);
- vis-à-vis de bruits de transport terrestre de 33 dB (36 -3).



## Annexe B

# Détails de la fenêtre à ossature bois

La fenêtre en bois étudiée est détaillée dans la figure B.1. Les dimensions affichées sont en mm.

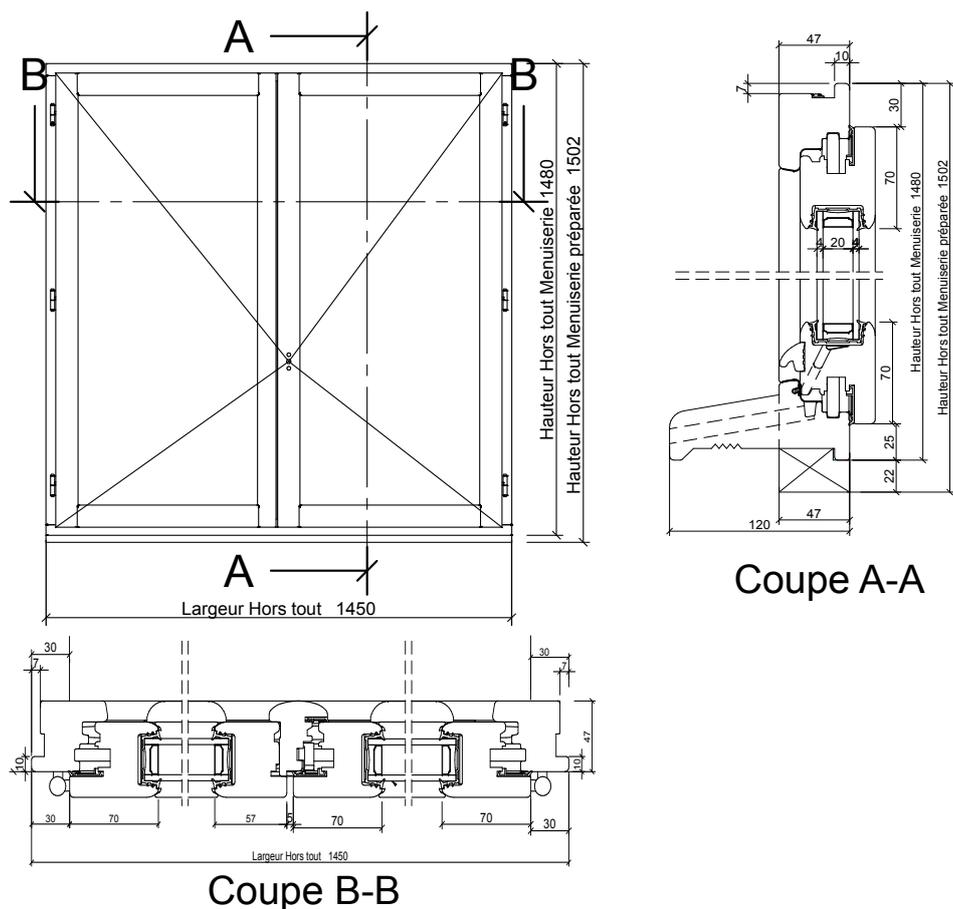


FIGURE B.1 – Vue de face et vues en coupe de la fenêtre à deux vantaux de vitrage 4/20/4.

Les géométries originales du joint porte-feuille (entre le double vitrage et le cadre de l'ouvrant),

des éléments du cadre (traverse et battant), de la traverse de dormant et de la barre de fermeture sont illustrée en figure B.2.

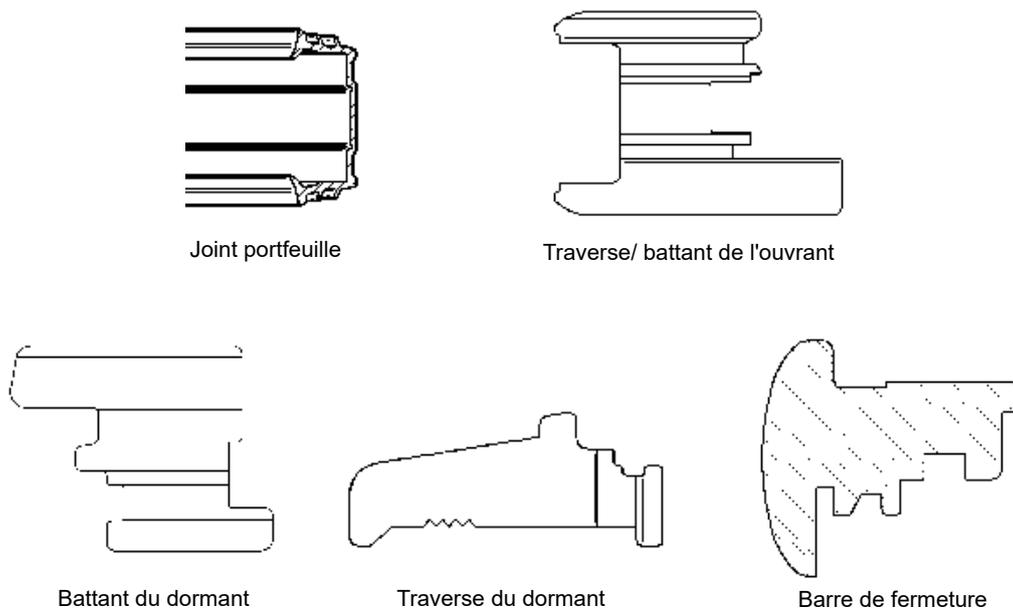


FIGURE B.2 – Coupes des géométries originales de quelques pièces de la fenêtre.



**Résumé :** Cette thèse porte sur la prédiction numérique de la transmission acoustique de doubles vitrages isolants et de fenêtres à ossature bois en basse fréquence. Pour la résolution du problème, la méthode des éléments finis est utilisée puisqu'elle est adaptée aux problèmes d'interaction fluide-structure en basse fréquence, grâce notamment à sa souplesse dans la prise en compte du couplage entre domaines et des complexités géométriques et matérielles des structures. Pour atteindre l'objectif visé, des analyses modales expérimentales des principaux composants d'une fenêtre, puis d'une fenêtre complète, sont réalisées afin de recalibrer les différents modèles numériques. De plus, l'effet des conditions expérimentales sur la mesure de l'indice d'affaiblissement acoustique est analysé au travers de quatre configurations numériques dont la différence est liée à la représentation des salles d'émission et de réception. Les résultats numériques, obtenus avec une configuration en champ libre, sont comparés à des résultats expérimentaux pour évaluer l'efficacité des modèles développés. Enfin, des études paramétriques sont menées pour étudier l'influence sur l'indice d'affaiblissement acoustique de certains paramètres tels que les propriétés du double vitrage et les conditions aux limites.

**Mots clés :** vibro-acoustique des fenêtres, double vitrage isolant, affaiblissement acoustique, analyse modale expérimentale, modèle numérique, méthode des éléments finis, basse fréquence.

**Abstract :** This doctoral thesis focuses on the numerical prediction of the sound transmission of insulating double glazing and wooden windows in low frequency range. In this context, the finite element method is used to solve the problem since it is suitable for the fluid-structure interaction problems in low frequencies, due in particular to its flexibility in taking into account the coupling between domains and the geometrical and material complexities of the structures. To reach the desired objective, experimental modal analyses of the main components of a window, and then of a complete window, are performed in order to calibrate the numerical models. In addition, the effect of experimental conditions on the measurement of sound transmission loss is analysed through four numerical configurations whose difference is related to the representation of the transmission and reception rooms. The numerical results obtained with a free-field configuration are compared to experimental results to evaluate the efficiency of the developed models. Finally, parametric studies are carried out to investigate the influence on the sound transmission loss of some parameters such as double glazing properties and boundary conditions.

**Keywords :** vibro-acoustics of windows, insulating double glazing, transmission loss, experimental modal analysis, numerical model, finite element method, low frequency.