



HAL
open science

Fiabilité de la méthode de prédiction vibro-acoustique SEA dans un contexte d'évaluation subjective du confort acoustique automobile

Valentin Miqueau

► **To cite this version:**

Valentin Miqueau. Fiabilité de la méthode de prédiction vibro-acoustique SEA dans un contexte d'évaluation subjective du confort acoustique automobile. Acoustique [physics.class-ph]. INSA de Lyon, 2023. Français. NNT: 2023ISAL0102 . tel-04619792

HAL Id: tel-04619792

<https://theses.hal.science/tel-04619792>

Submitted on 21 Jun 2024

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.



N°d'ordre NNT : 2023ISAL0102

**THESE de DOCTORAT DE L'INSA LYON,
membre de l'Université de Lyon**

**Ecole Doctorale N° 162
Mécanique - Énergétique - Génie Civil - Acoustique**

Spécialité/ discipline de doctorat :
Acoustique

Soutenue publiquement le 04/12/2023, par :
Valentin Miqueau

**Fiabilité de la méthode de prédiction
vibro-acoustique SEA dans un contexte
d'évaluation subjective du confort
acoustique automobile**

Devant le jury composé de :

Amaraki, Mitsuko
Pelat, Adrien
Koehl, Vincent
Parizet, Etienne
Germes, Sylvain

Directrice de recherche, CNRS, Marseille
Professeur des universités, ENSIM, Le Mans
Maître de conférences HDR, UBO, Brest
Professeur des universités, INSA, Lyon
Docteur, Saint-Gobain Thourotte

Président du Jury
Rapporteur
Rapporteur
Directeur de thèse
Co-encadrant

Département FEDORA – INSA Lyon - Ecoles Doctorales

SIGLE	ECOLE DOCTORALE	NOM ET COORDONNEES DU RESPONSABLE
ED 206 CHIMIE	CHIMIE DE LYON https://www.edchimie-lyon.fr Sec. : Renée EL MELHEM Bât. Blaise PASCAL, 3e étage secretariat@edchimie-lyon.fr	M. Stéphane DANIELE C2P2-CPE LYON-UMR 5265 Bâtiment F308, BP 2077 43 Boulevard du 11 novembre 1918 69616 Villeurbanne directeur@edchimie-lyon.fr
ED 341 E2M2	ÉVOLUTION, ÉCOSYSTÈME, MICROBIOLOGIE, MODÉLISATION http://e2m2.universite-lyon.fr Sec. : Bénédicte LANZA Bât. Atrium, UCB Lyon 1 Tél : 04.72.44.83.62 secretariat.e2m2@univ-lyon1.fr	Mme Sandrine CHARLES Université Claude Bernard Lyon 1 UFR Biosciences Bâtiment Mendel 43, boulevard du 11 Novembre 1918 69622 Villeurbanne CEDEX e2m2.codir@listes.univ-lyon1.fr
ED 205 EDISS	INTERDISCIPLINAIRE SCIENCES-SANTÉ http://ediss.universite-lyon.fr Sec. : Bénédicte LANZA Bât. Atrium, UCB Lyon 1 Tél : 04.72.44.83.62 secretariat.ediss@univ-lyon1.fr	Mme Sylvie RICARD-BLUM Laboratoire ICBMS - UMR 5246 CNRS - Université Lyon 1 Bâtiment Raulin - 2ème étage Nord 43 Boulevard du 11 novembre 1918 69622 Villeurbanne Cedex Tél : +33(0)4 72 44 82 32 sylvie.ricard-blum@univ-lyon1.fr
ED 34 EDML	MATÉRIAUX DE LYON http://ed34.universite-lyon.fr Sec. : Yann DE ORDENANA Tél : 04.72.18.62.44 yann.de-ordenana@ec-lyon.fr	M. Stéphane BENAYOUN Ecole Centrale de Lyon Laboratoire LTDS 36 avenue Guy de Collongue 69134 Ecully CEDEX Tél : 04.72.18.64.37 stephane.benayoun@ec-lyon.fr
ED 160 EEA	ÉLECTRONIQUE, ÉLECTROTECHNIQUE, AUTOMATIQUE https://edeea.universite-lyon.fr Sec. : Philomène TRECOURT Bâtiment Direction INSA Lyon Tél : 04.72.43.71.70 secretariat.edeea@insa-lyon.fr	M. Philippe DELACHARTRE INSA LYON Laboratoire CREATIS Bâtiment Blaise Pascal, 7 avenue Jean Capelle 69621 Villeurbanne CEDEX Tél : 04.72.43.88.63 philippe.delachartre@insa-lyon.fr
ED 512 INFOMATHS	INFORMATIQUE ET MATHÉMATIQUES http://edinfomaths.universite-lyon.fr Sec. : Renée EL MELHEM Bât. Blaise PASCAL, 3e étage Tél : 04.72.43.80.46 infomaths@univ-lyon1.fr	M. Hamamache KHEDDOUCI Université Claude Bernard Lyon 1 Bât. Nautilus 43, Boulevard du 11 novembre 1918 69 622 Villeurbanne Cedex France Tél : 04.72.44.83.69 direction.infomaths@listes.univ-lyon1.fr
ED 162 MEGA	MÉCANIQUE, ÉNERGÉTIQUE, GÉNIE CIVIL, ACOUSTIQUE http://edmega.universite-lyon.fr Sec. : Philomène TRECOURT Tél : 04.72.43.71.70 Bâtiment Direction INSA Lyon mega@insa-lyon.fr	M. Jocelyn BONJOUR INSA Lyon Laboratoire CETHIL Bâtiment Sadi-Carnot 9, rue de la Physique 69621 Villeurbanne CEDEX jocelyn.bonjour@insa-lyon.fr
ED 483 ScSo	ScSo¹ https://edsciencesociales.universite-lyon.fr Sec. : Mélina FAVETON Tél : 04.78.69.77.79 melina.faveton@univ-lyon2.fr	M. Bruno MILLY (INSA : J.Y. TOUSSAINT) Univ. Lyon 2 Campus Berges du Rhône 18, quai Claude Bernard 69365 LYON CEDEX 07 Bureau BEL 319 bruno.milly@univ-lyon2.fr

À ma grand-mère.

Remerciements

La réalisation du travail effectué au cours de ces trois années et présenté dans ce manuscrit n'a été rendu possible que grâce au soutien professionnel et personnel de
5 très nombreuses personnes.

J'aimerais commencer par remercier mon directeur de thèse Étienne Parizet ainsi que mon encadrant industriel Sylvain Germes. C'est grâce à leur accompagnement scientifique bienveillant porté par une patience et une disponibilité sans faille que ce
10 projet a pu se développer. Je souhaite exprimer ma reconnaissance pour les échanges que j'ai eu le plaisir d'avoir avec eux, sur des sujets sérieux ou plus légers. Je les remercie enfin pour leur bonne humeur, mais aussi leur écoute durant certains moments décisifs de ces trois ans. J'ai pris énormément de plaisir à travailler et à apprendre auprès d'eux. Également un grand merci à Laurent Maxit, Kerem Ege et
15 Nicolas Totaro qui ont eu la gentillesse de m'accorder un peu de leur temps pour répondre à mes questions. Je remercie Adrien Pelat et Vincent Koehl d'avoir accepté de rapporter ma thèse ainsi que Mitsuko Aramaki pour avoir présidé ce jury.

J'aimerais remercier chaleureusement toute l'équipe de Saint-Gobain pour leur
20 accueil. Je tiens à exprimer ma gratitude envers Jean-Philippe Boure et Gilles Battigelli pour leur enthousiasme contagieux. Je suis admiratif de leur expertise technique ainsi que de leur efficacité. J'aimerais également adresser une pensée toute particulière à Ahmed Abbad, Olivier Dumoulin, Lenaïc Dupin, Emerson Gagnon, Cédric Heintz, Alexandre Marlier, Gerald Mercier, Laurent Remeur et Freppel Wi-
25 rich, ces personnages hauts en couleur qui m'auront permis de me sentir chez moi malgré mes visites sur site toujours très courtes. Merci également à Pascal Dessauvages pour avoir toujours répondu présent lors de mes nombreux problèmes d'ordinateur.

Durant ces trois années, le LVA a été mon chez-moi et malgré un début très calme, marqué par une certaine pandémie, il s'est rapidement révélé être un espace vibrant de vie et d'émulation intellectuelle. Il s'agit à mes yeux du meilleur environnement possible pour réaliser une thèse et j'aimerais remercier toutes ces personnes avec qui
30 j'ai pu partager joies, galères, crises de fou rire et dérapages en tous genres. Merci donc à Nicolas. A, Yasmine, Nezha, Guang, Corentin, Adrien, François, Maxime, Florent, Thomas, Nicolas. P, Antoine, Louis et Floriane pour tous ces moments mémorables. Comment ne pas mentionner le bureau quatre étoiles dont la devise " très vite, trop loin" résume tous les moments passés ensemble. Merci du fond du cœur à Raphaël, Thibaut et Matthieu (alias Roi du MATLAB) pour toutes les discussions
40 sans queue ni tête et les blagues vaseuses, que ce soit autour d'un café, d'un verre ou d'une part de quatre quarts dans notre salle de pause clandestine.

Je ne remercierai jamais assez ma famille pour le soutien et l'amour inconditionnel dont ils ont toujours fait preuve.

45 Merci également à Helline qui partage ma vie depuis presque cinq ans maintenant. J'ai conscience de la chance que j'ai de l'avoir. Merci pour tous ces merveilleux moments partagés, pour tout le réconfort et pour tous les encouragements qu'elle a su m'apporter, et ce, quelle que soit la distance nous séparant.

50 Table des matières

	1 Contexte et objectifs de l'étude	1
	1.1 Perception et confort acoustique automobile	2
	1.1.1 Importance des études perceptives dans le domaine automobile	2
	1.1.2 Notions de perception et de confort	3
55	1.1.3 Étude de la perception sonore dans le domaine automobile . . .	4
	1.2 Particularités du bruit aérodynamique	8
	1.3 Caractérisation acoustique d'un panneau de verre	9
	1.3.1 Les différents traitements du verre	9
	1.3.2 Caractérisation d'une plaque par le facteur de perte par trans-	
60	mission	13
	1.3.3 Évaluation du TL des vitrages	15
	1.4 Modèle de prédiction du bruit intérieur en moyennes et hautes fré-	
	quences	17
	1.4.1 Introduction à la SEA	17
65	1.4.2 Présentation du modèle de l'étude	20
	1.4.2.1 Source appliquée dans le modèle	20
	1.4.2.2 Les sous-systèmes SEA : Les cavités acoustiques . . .	21
	1.4.2.3 Les sous-systèmes SEA : Les panneaux	22
	1.4.2.4 Les sous-systèmes SEA : Les joints d'étanchéités . . .	23
70	1.5 Objectifs de l'étude	23
	2 Évaluation perceptive du modèle	25
	2.1 Mesures de référence en chambre réverbérante : Présentation des confi-	
	gurations véhicules	26
	2.2 Mise en place et validation de la méthode de génération des signaux .	29
75	2.2.1 Processus de génération des stimuli	29
	2.2.1.1 La méthode	29
	2.2.1.2 Les limites	30
	2.2.2 Vérification de la méthode de génération des signaux par des	
	expériences d'évaluation subjectives parallèles	32
80	2.2.2.1 Les participants	32
	2.2.2.2 L'installation pour la réécoute	32
	2.2.2.3 Les stimuli	32
	2.2.2.4 La méthodologie d'évaluation subjective	33
	2.2.2.5 Les résultats	34
85	2.2.3 Discussion intermédiaire	38
	2.3 Comparaison entre les stimuli mesurés et les stimuli validés au tra-	
	vers d'expériences d'évaluations subjectives parallèles	38
	2.3.1 Les participants	39
	2.3.2 Les stimuli	39
90	2.3.3 L'installation et la méthodologie des essais perceptifs	40
	2.3.4 Les résultats	40

	2.3.5	Discussion intermédiaire	44
	2.4	Application du modèle aux configurations "d'usage réel"	45
95	2.4.1	Les participants	45
	2.4.2	L'installation pour la réécoute	45
	2.4.3	Les stimuli	45
	2.4.4	La méthodologie	46
	2.4.5	Les résultats	47
	2.4.6	Discussion intermédiaire	50
100	2.5	Conclusion : Influence de l'origine des stimuli sur le désagrément res- senti	50
	3	Effet des joints de vitrages automobiles sur le confort acoustique intérieur	51
	3.1	Importance des joints de vitrages pour la simulation du niveau de bruit intérieur	52
105	3.1.1	Effet du TL des vitrages sur le niveau de bruit intérieur	52
	3.1.2	Effet des joints sur le TL des verres	54
	3.2	Étude expérimentale de l'influence des joints sur un vitrage plat	55
	3.2.1	Le montage expérimental	55
	3.2.2	La mesure du TL	57
110	3.2.3	L'évaluation du facteur de perte η du montage	59
	3.2.3.1	Les méthodes d'évaluation du facteur de perte	59
	3.2.3.2	Mise en place de la méthode DRM	59
	3.2.4	Les résultats des mesures de TL et de la méthode DRM	63
	3.3	Evaluation subjective des niveaux corrigés de pressions simulées	65
115	3.3.1	Les participants	65
	3.3.2	Les stimuli	65
	3.3.2.1	Auralisation depuis les signaux mesurés	65
	3.3.2.2	Auralisation à partir du modèle numérique	66
	3.3.3	Le matériel et la méthodologie pour l'évaluation subjective	66
120	3.3.4	Les résultats	67
	3.4	Conclusion	71
	4	Modèle FEM des vitrages dans leur joint	73
	4.1	Les mécanismes de dissipations	74
125	4.1.1	Dissipations structurelles dans la plaque	74
	4.1.2	Dissipations aux bords	75
	4.1.2.1	Déformation des joints	75
	4.1.2.2	Frottement sec	76
	4.1.3	Pertes par rayonnement acoustique	76
	4.2	Modélisation numérique	79
130	4.2.1	Description de la structure étudiée	80
	4.2.1.1	Plaque plane de verre trempé	80
	4.2.1.2	Les joints	81
	4.2.2	Excitation par un champ diffus	82
	4.2.3	Prise en compte du couplage fluide / structure	82
135	4.2.4	Les paramètres du modèle	84
	4.3	Détermination des paramètres du modèle	84
	4.3.1	Stratégie de recalage	84
	4.3.2	Recalage en basses fréquences [20 Hz - 800 Hz]	85
	4.3.2.1	Analyse Modale Expérimentale	85
140	4.3.2.2	Méthode de recalage des raideurs normales au verre	89

	4.3.2.3	Valeurs recalées des raideurs normales	89
	4.3.2.4	Valeurs recalées des raideurs tangentielles au verre . .	91
	4.3.2.5	Détermination de l'amortissement des ressorts	91
	4.3.2.6	Vérification du modèle en basses fréquences	93
145	4.3.3	Recalage en moyennes et hautes fréquences [800 Hz - 10 000 Hz]	94
	4.3.3.1	Influence de la raideur sur le TL	95
	4.3.3.2	Influence du facteur de perte sur le TL	96
	4.3.3.3	Recalage des couples raideurs/facteurs de perte . . .	96
150	4.3.3.4	Résultats : Sélection des valeurs pour les ressorts en moyennes et hautes fréquences	97
	4.3.3.5	Discussion et proposition pour de futurs travaux . . .	100
	A	Méthode itérative de description des panneaux dans le modèle SEA	106
	A.1	La mesure de Réduction du Bruit	106
	A.2	La méthode itérative	107
155	A.2.1	Étape I	108
	A.2.2	Étape II	108
	A.2.3	Étape III	108
	A.3	Les limites de la méthode	109
	B	Énergies de déformations et les amortissements modaux	110
160	C	Méthode MSE - Modal Strain Energy	112
	D	Critère de MAC - Modal Assurance Criteria	113
	E	Formes modales obtenues via PRIMODAL	114
		Bibliographie	118

Table des figures

165	1.1	Evolution des normes d'émissions sonores des véhicules neufs soumis à homologation entre 1970 et 2030 [2], [3] — Poids lourds > 3.5t et 150 kW — Motocycles — Véhicule particuliers	3
	1.2	Sources sonores perçues dans l'habitacle	5
	1.3	Contribution des différentes sources au bruit intérieur véhicule pour un véhicule à 160 km/h [46]	8
170	1.4	Pression de surface fluctuante sur la vitre latérale (à gauche) et propagation des ondes acoustiques de la vitre latérale vers l'extérieur du véhicule (à droite). - Source : [47]	8
	1.5	Processus de flottage du verre - Source [48]	10
175	1.6	Comportement d'un verre flotté lors d'un impact	10
	1.7	Profils des précontraintes dans la section pour les différentes trempes - Source [48]	11
	1.8	Illustration d'un verre trempé	11
	1.9	Illustration d'un verre laminé	12
180	1.10	Variation de l'indice d'affaiblissement (R) pour un seul angle d'incidence [51]	14
	1.11	Détermination de la transparence acoustique par mesure intensimétrique	16
	1.12	Détermination de la transparence acoustique entre deux salles réverbérantes	17
185	1.13	Domaines d'applications de la modélisation FEM et de la méthode SEA pour la prédiction vibro-acoustique automobile.	18
	1.14	Voiture placée dans la salle réverbérante exposée à un champ diffus généré par une enceinte (entourée en rouge). Le spectre est mesuré par un micro (entouré en bleu).	20
190	1.15	Application de la source acoustique dans le modèle SEA par l'intermédiaire de cavité acoustique en champ proche	21
	1.16	Décomposition d'une petite/moyenne voiture	21
	1.17	Illustration des échanges internes dans le modèle SEA	23
195	1.18	Vérification du niveau de pression simulé par le modèle	23
	2.1	Voiture placée en chambre réverbérante	27
	2.2	Masquages des vitrages	27
	2.3	Noms des vitrages présents sur un véhicule	28
	2.4	Emplacement des microphones fixés sur l'appui tête conducteur (entouré en bleu) et du microphone fixé sur un bras tournant utilisé Chap.3.3.2.1 (entouré en orange)	29
200	2.5	Comparaison entre la réponse unitaire d'un filtre FIR et le niveau SPL simulé via le modèle SEA à reproduire	30
	2.6	Ajustement du niveau joué par le casque pour correspondre au niveau de référence mesuré	31
205			

	2.7	Salle de réécoute du LVA Volume $\approx 18 \text{ m}^3$, Hauteur = 2.2 m, Longueur = 3.4 m, Largeur = 2.4m	32
	2.8	Obtention des stimuli pour la première campagne d'évaluation subjective par un jury	33
210	2.9	Interface développée en interne au LVA et utilisée pour la réalisation de la campagne d'évaluation subjective de sons	34
	2.10	Conversion des évaluations des participants en scores de désagrément ressenti	34
215	2.11	Dendrogramme calculé à partir de la distance euclidienne entre les participants (PX)	35
	2.12	Comparaison des résultats pour les deux groupes : Moyenne du désagrément ressenti et de son intervalle de confiance à 95 % en fonction de la configuration véhicule et de l'origine des sons. Jeu de référence : Enregistrements bruts — ; Jeu à valider : Mesures Bandes Fines reproduites —	36
220	2.13	Moyenne du désagrément ressenti et de son intervalle de confiance à 95 % en fonction de la configuration véhicule et de l'origine des sons. Jeu de référence : Enregistrements Bruts — ; Jeu à valider : Mesures Bandes Fines Régénérées —	36
225	2.14	Obtention des stimuli pour la première campagne d'évaluation subjective par un jury	40
	2.15	Moyenne du désagrément ressenti et de son intervalle de confiance à 95 % en fonction de la configuration véhicule et du jeu d'origine des sons. Jeu 1 : Simulation TL numérique — ; Jeu 2 : Simulation TL extrait de mesure — ; Jeu 3 : Mesures Bandes Fines — ; Jeu 4 : Mesure en 1/3 d'Octave —	41
230	2.16	Moyenne du désagrément ressenti et de son intervalle de confiance à 95 % pour les configurations véhicules dites "d'usage réel" Jeu 1 : Simulation TL numérique — ; Jeu 2 : Simulation TL extrait de mesure — ; Jeu 3 : Mesures Bandes Fines — ; Jeu 4 : Mesure en 1/3 d'Octave —	43
235	2.17	Échelle utilisée par les participants et le score de préférence équivalent	46
	2.18	Dendrogramme calculé à partir de la distance euclidienne entre les participants (PX)	47
240	2.19	Diagramme en violon des valeurs de scores moyens d'aversion en fonction de l'origine des sons pour les deux groupes	48
	2.20	Moyenne du score de préférence moyen et de son intervalle de confiance à 95 % en fonction de la configuration véhicule et du jeu d'origine des sons Jeu 1 : Mesure — ; Jeu 2 : Simulation TL à partir de mesures in situ — ; Jeu 3 : Simulation TL numérique —	49
245			
	3.1	Niveau de pression en tiers d'octave des audios pour le véhicule utilisant du verre trempé Mesure : Jeu de sons 4 — ; Simulation : Jeu de sons 1 —	53
	3.2	Influence du facteur de perte η sur la courbe de TL extrait de [51]	54
250	3.3	Présentation des deux fixations du verre dans le montage	56
	3.4	Correspondance des joints du montage avec les joints intérieurs du vitrage arrière	57
	3.5	Correspondance des joints du montage avec les joints extérieurs du vitrage arrière	57

255	3.6	Installation de mesures de pertes par transmission au centre SGRC : Source acoustique en bleu , Microphones en orange , Emplacement de fixation du verre en violet	58
	3.7	Marteau de choc	60
260	3.8	Mesures réponses impulsionnelles Positions de l'accéléromètre (en bleu) Point d'impact (en rouge)	60
	3.9	Filtrage du signal mesuré par l'accéléromètre pour la bande de tiers d'octave centrée autour de 1 kHz. Signal d'origine — ; Signal filtré — 60	
	3.10	Troncature de la réponse impulsionnelle filtrée; Signal d'origine — ; Signal tronqué —	61
265	3.11	Lissage du signal par intégration de Schroeder et détermination du TR60 par régression linéaire Signal tronqué —, Intégration de Schroe- der —, Régression linéaire ---, Seuil à -10 dB ○, Seuil à -30dB ○	62
	3.12	Influence de la présence de joints de vitrage Sans joints automobiles — ; Avec joints automobiles — ; Mesure ---	64
270	3.13	Nouveau processus de génération des signaux	66
	3.14	Résumé de la méthode d'obtention des stimuli pour l'expérience per- ceptive	67
	3.15	Dendrogramme calculé à partir de la distance euclidienne entre les participants pour la campagne d'essais n°4	67
275	3.16	Moyenne du désagrément ressenti et de son intervalle de confiance à 95 % en fonction de la configuration véhicule et du jeu d'origine des sons	68
	4.1	Phénomènes de dissipation pour vitrage monté dans une portière . . .	74
	4.2	Module d'Young et facteur de perte de caoutchouc nitrile (NBR) à $T_0 = 20^\circ\text{C}$ - reproduit à partir de [104]	75
280	4.3	Insertion d'un verre dans un joint de vitrage automobile (Extrait de la thèse de C. O. Serna : [94])	76
	4.4	Efficacité de rayonnement en fonction de la fréquence pour une plaque infinie	77
285	4.5	Efficacité de rayonnement en fonction de la fréquence pour une plaque finie	78
	4.6	Influence du rayonnement sur le TL pour : une plaque infinie — une plaque finie —	79
	4.7	Montage du verre dans des joints automobiles	79
290	4.8	Visualisation du maillage de la plaque et des ressorts dans Actran . . .	81
	4.9	Implantation des ressorts dans le modèle	81
	4.10	Couplage fluide dans le modèle : un seul "domaine acoustique" montré	83
	4.11	Excitation au marteau selon les axes tangentiels ●; Excitation au mar- teau selon la normale à la plaque ●; Emplacement de l'accéléromètre pour les deux directions ●	86
295	4.12	Forme du mode N°2 pour les deux types de joints - extraits de l'annexe Ann. E	87
	4.13	Superposition des déplacements maximums : Mousse rigide en bleu ; Joints Automobile en rouge	87
300	4.14	Processus itératif de calcul des amortissements modaux	92
	4.15	Comparaison accélération moyenne mesurée et simulée pour les deux types de joints	94
	4.16	Analyse de sensibilité du TL à la raideur	95
	4.17	Influence η_{uz} sur le TL $\eta_0/10$: — ; $10\eta_0$: —	96

305	4.18	Évolution de la raideur (en haut) et du facteur de perte (en bas) pour les couples minimisant l'erreur sur le TL : — Avant correction de la valeur aberrante; --- Après correction de la valeur aberrante, ○ : Valeur aberrante	97
	4.19	Évolution de l'écart à la mesure en fonction de la raideur selon le facteur de perte testé.	98
310	4.20	Validation du TL Mesure : — ; Simulation : —	100
	A.1	Mesure de NR pour une plaque séparant deux milieux	106
	A.2	Mesure de NR réalisée sur le vitrage latéral avant gauche	107
	A.3	Situation hypothétique utilisée pour la méthode itérative	108
315	A.4	Processus itératif de calibration du TL pour un panneau	109
	E.1	Visualisation pour le montage dans la MOUSSE RIGIDE : Modes 1 à 4	114
	E.2	Visualisation pour le montage dans la MOUSSE RIGIDE Modes 5 à 10	115
	E.3	Visualisation pour le montage dans la MOUSSE RIGIDE : Modes 11 à 14	116
320	E.4	Visualisation pour le montage dans les JOINTS AUTOMOBILES : Modes 1 à 7 Attention le mode 5 n'a pu être identifié	117

Liste des tableaux

	1.1	Propriétés mécaniques pour un verre trempé	12
	1.2	Propriété mécanique pour un PVB standard [48]	13
325	2.1	Listes des configurations véhicules utilisées pour les campagnes de réécoute présentées dans ce mémoire	28
	2.2	RM-ANOVA à deux facteurs	37
	2.3	RM-ANOVA à deux facteurs pour la campagne n°2	41
330	2.4	Extraits des résultats pour les comparaisons multiples appariées pour les configurations en verre trempée (17/18/19)	42
	2.5	Extrait du tableau de résultats des comparaisons multiples appariées pour les configurations "d'usage réel"	44
	2.6	RM-ANOVA à deux facteurs	49
	3.1	RM-ANOVA à deux facteurs SANS prise en compte des joints	69
335	3.2	Résultat du test de Tukey-HSD SANS prise en compte des joints	70
	3.3	RM-ANOVA à deux facteurs AVEC prise en compte des joints	70
	3.4	Résultat du test de Tukey-HSD AVEC prise en compte des joints	71
	4.1	Propriétés mécaniques pour le TPE (Extrait de la thèse de C. O. Serna : [94])	76
340	4.2	Données matériaux du verre trempé dans le modèle	80
	4.3	Donnée fluide : Air	82
	4.4	Résumé des paramètres à déterminer pour le modèle de prédiction numérique du TL	84
345	4.5	Résultats de l'identification modale dans la direction normale à la plaque	88
	4.6	Résultats de l'identification modale pour les directions tangentielles à la plaque	88
	4.7	Résultat normalisé de l'optimisation raideur des ressorts <i>Type de joints : Mousse rigide</i>	90
350	4.8	Résultat normalisé de l'optimisation raideur des ressorts : <i>Type de Joints : Joints automobiles</i> K_{uz}^{Bas} : Raideur (Zone 100) K_{uz}^{Haut} : Raideur (Zones 200/300/400)	90
	4.9	Résultats normalisés pour les axes tangentiels	91
355	4.10	Amortissements des ressorts recalés η_{uz} pour les deux types de joints avec $\eta_p = 0.5\%$	93
	4.11	Valeurs testées pour caractériser les joints automobiles dans le montage	97
	4.12	Couples raideur/facteur de perte sélectionnés après traitement	99
	B.1	Résultat amortissement des ressorts pour un amortissement de 0.5 % dans le verre	110
360	B.2	Résultat amortissement des ressorts pour un amortissement de 0.5 % dans le verre	111

Liste des abréviations

Acronymes dans le texte	En Français	De l'anglais
AMD	Analyse Mécanique Dynamique	–
CLF	Facteur de Perte par Couplage	<i>Coupling Loss Factor</i>
CM	Carré Moyen	–
ddl	Degrés De Liberté	–
DLF	Facteur de Perte par Amortissement	<i>Damping Loss Factor</i>
DRM	Méthode de Mesure du Décrément Logarithmique	<i>Decay Rate Method</i>
FEM	Méthode des Eléments Finis	<i>Finite Element Method</i>
FRF	Fonction de Réponse en Fréquence	–
MAC	Critère d'Assurance des Modes	<i>Modal Assurance Criteria</i>
MSE	Méthode de l'Energie de Déformation Modal	<i>Modal Strain Energy</i>
MUMPS	Solveur Multifrontal Massivement Parallèle	<i>Multifrontal Massively Parallel Solver</i>
NR	Réduction du Bruit	<i>Noise Reduction</i>
PVB	PolyVinylButyral	–
PML	Couche Parfaitement Adaptée	<i>Perfectly Matched Layer</i>
RM-ANOVA	ANalyse de VAriance de Mesures Répétées	<i>Repeated-Measures ANalysis Of Variance</i>
SC	Somme des Carrés	–
SEA	Analyse Statistique de l'Energie	<i>Statistical Energy Analysis</i>
SGRC	Saint-Gobain Research Compiègne	<i>Centre de Recherche Saint-Gobain</i>
SPL	Niveau de Pression Acoustique	<i>Sound Pressure Level</i>
STL	Perte par Transmission Acoustique	<i>Sound Transmission Loss</i>

Résumé

Fiabilité de la méthode de prédiction vibro-acoustique SEA dans un contexte d'évaluation subjective du confort acoustique automobile

À mesure que les habitacles des nouveaux véhicules deviennent de plus en plus silencieux, la *qualité du son* et le *confort acoustique* intérieurs se sont imposés comme des arguments de premier ordre pour les constructeurs automobiles afin de se démarquer de leurs concurrents.

Actuellement, la recherche sur la *perception sonore* repose sur une approche expérimentale basée sur la réécoute, par des jurys, de signaux enregistrés sur des prototypes. Pour éviter ces coûteux dispositifs, une approche numérique est ici envisagée. Les résultats d'un modèle basé sur la méthode SEA (*Statistical Energy Analysis*), développé par Saint-Gobain Research Compiègne, serviraient à générer les signaux des expériences subjectives. Celui-ci permet d'ores et déjà de prédire l'impact du changement de vitrage sur le niveau sonore intérieur d'un véhicule exposé aux bruits environnementaux. En revanche, son emploi pour évaluer le confort automobile apporté par ces mêmes changements soulève plusieurs interrogations auxquelles nous répondons dans cette thèse :

- Comment générer des signaux audios à partir des niveaux de pressions acoustiques prédits ?
- Les signaux obtenus permettent-ils de réaliser des études du confort acoustique dans l'habitacle avec la même efficacité que des enregistrements mesurés sur véhicule ?

Tout d'abord, un procédé de génération des signaux à partir des données obtenues grâce au modèle numérique a été proposé puis validé par une expérience perceptive. Ensuite, deux autres évaluations subjectives par un jury ont mis en lumière une évolution du désagrément ressenti similaire, pour plusieurs configurations de vitrages quelle que soit l'origine des sons (simulés ou mesurés). Elles ont cependant souligné une divergence dans les évaluations lors de l'introduction de verre trempé dans les configurations véhicule. Les joints de vitrage, absents du modèle, étaient alors suspectés d'être à l'origine de cette variation.

Par la suite, l'examen expérimental du comportement vibro-acoustique des verres montés dans les joints a permis d'observer un apport de dissipation des joints. Celui-ci se traduisait alors par une augmentation de l'isolation acoustique du vitrage. Cette isolation caractérisant les vitrages dans le modèle, sa sensibilité aux apports de dissipation des joints de vitrage devait être intégrée dans notre approche numérique.

Enfin, après avoir analysé les mécanismes de dissipation intervenant pour le vitrage et les joints, un modèle numérique basé sur la méthode éléments finis a été mis en place. Il prédit l'isolation acoustique du vitrage à intégrer dans le modèle numérique SEA pour tenir compte de l'effet des joints aux limites de l'échantillon de verre.

Étant donné que la calibration du modèle à des moyennes et hautes fréquences est le fruit d'un processus empirique de recherche de paramètres, il demeure essentiel de considérer une révision par de futurs travaux du modèle et de la méthode de recherche.

Abstract

Reliability of the SEA vibro-acoustic prediction method in the context of subjective assessment of automotive acoustic comfort

As the cabins of new vehicles become increasingly silent, the *sound quality* and the *acoustic comfort* have become key arguments for car manufacturers to distinguish themselves from their competitors.

Research on *sound perception* currently relies on an experimental approach involving juries listening to signals recorded on prototypes. To avoid the costs associated with these elaborate setups, a digital approach is proposed in the present work. The results of a model based on the SEA method (*Statistical Energy Analysis*), developed by Saint-Gobain Research Compiègne, would be used to generate the signals for subjective experiences. It is already used to predict the impact of glazing changes on the interior noise level of a vehicle exposed to environmental noise. However, its use to assess the automotive acoustic comfort brought about by these changes raises several questions, which we address in this thesis :

- How should we generate audio signals from the predicted sound pressure level?
- Can we use the obtained signals to evaluate acoustic comfort inside the car cabin with the same effectiveness as with recordings measured in the vehicle?

Firstly, a signal generation process based on data obtained from the numerical model was proposed and then validated through a perceptual experiment. Next, two other subjective assessments by a panel of judges revealed a similar trend in the annoyance experienced, for several glazing configurations, regardless of the origin of the sounds (simulated or measured). They did, however, highlight a discrepancy in the assessments when tempered glazing was introduced into the vehicle configurations. The window seals, which were not included in the model, were suspected of being the cause of this variation.

Subsequently, the experimental examination of the vibro-acoustic behavior of a flat glass installed in the window seals allowed us to observe a dissipation contribution from the seals. This resulted in an increase of the acoustic insulation of the glazing. As this insulation characterizes the glazing in the model, its sensitivity to the dissipation contribution of the seals had to be incorporated into our numerical approach.

Finally, after analyzing the dissipation mechanisms for both the glazing and the seals, a numerical model based on the finite element method was implemented. It predicts the acoustic insulation of the glazing as it should be integrated into the SEA numerical model in order to take account of the effect of the joints at the boundaries of the glass sample.

Given that the calibration of the model at mid-high frequencies is the result of an empirical parameter search process, it is essential to consider revising the model and search method in future work.

Chapitre 1

Contexte et objectifs de l'étude

Organisation du chapitre

460	1.1	Perception et confort acoustique automobile	2
	1.1.1	Importance des études perceptives dans le domaine automobile	2
	1.1.2	Notions de perception et de confort	3
	1.1.3	Étude de la perception sonore dans le domaine automobile . . .	4
	1.2	Particularités du bruit aérodynamique	8
465	1.3	Caractérisation acoustique d'un panneau de verre	9
	1.3.1	Les différents traitements du verre	9
	1.3.2	Caractérisation d'une plaque par le facteur de perte par transmission	13
	1.3.3	Évaluation du TL des vitrages	15
470	1.4	Modèle de prédiction du bruit intérieur en moyennes et hautes fréquences	17
	1.4.1	Introduction à la SEA	17
	1.4.2	Présentation du modèle de l'étude	20
	1.5	Objectifs de l'étude	23

475

Introduction du chapitre Ce premier chapitre se présente comme une introduction aux concepts essentiels pour l'étude présentée dans cette thèse. L'objectif principal de cette dernière est d'évaluer la capacité d'un modèle d'Analyse Statistique de l'Énergie (SEA) développé par Saint-Gobain Research Compiègne (SGRC) à produire des stimuli suffisamment réalistes pour être utilisés lors de comparaisons subjectives de vitrage automobile. On peut dès lors observer que le travail exposé ici fera appel à des concepts liés à la qualité acoustique, à la fabrication du verre ainsi qu'à sa caractérisation, à l'acoustique intérieure automobile et finalement à la méthode SEA.

480

Dans un premier temps, nous rappellerons donc l'importance de la perception sonore dans la détermination du confort acoustique intérieur automobile. Nous mentionnerons alors les motivations des constructeurs automobiles, avant d'exposer certains exemples de travaux entrepris depuis l'introduction des méthodes d'analyses subjectives du son dans le domaine de l'acoustique automobile.

485

Après cela, nous nous attarderons sur les particularités du bruit aérodynamique. Il s'agit, comme nous le verrons, de la source dominante à laquelle sont soumis les vitrages du véhicule et par conséquent de la nuisance sonore que les équipes de Saint-Gobain Research Compiègne cherchent à traiter en premier lieu.

490

495

Les vitrages occupant une place centrale du mémoire, nous aborderons alors quelques notions fondamentales sur le verre, ainsi que les méthodes de caractérisation du comportement vibro-acoustique des vitrages.

500 Enfin, après avoir présenté la méthode SEA, nous détaillerons la mise en place du modèle sur lequel se focalisent nos travaux. L'accent sera mis sur son positionnement par rapport aux hypothèses nécessaires à la bonne application de la méthode SEA.

1.1 Perception et confort acoustique automobile

505 La finalité long terme de notre étude est de permettre de comparer les apports des différents produits Saint-Gobain d'un point de vue perceptif. Tout au long de ce mémoire, nous ferons appel à des concepts comme "la perception sonore" ou encore le "confort acoustique" qu'il convient de définir.

510 La première intention de cette section sera donc d'établir le contexte qui explique la motivation des fabricants automobiles pour la qualité acoustique. Après quoi, nous aborderons les quelques définitions essentielles liées à la perception sonore dans ce contexte particulier. Enfin, nous illustrerons l'utilisation de la perception sonore dans le domaine automobile par des exemples concrets d'applications.

515 1.1.1 Importance des études perceptives dans le domaine automobile

De nombreuses décennies de recherche sur la gestion des nuisances sonores dans l'automobile ont permis d'améliorer considérablement l'acoustique extérieure des véhicules. Motivés par la mise en place de réglementations européennes toujours plus restrictives quant au niveau d'émissions sonores admissibles pour les véhicules (cf. Fig. 1.1), les avancées technologiques dans le domaine automobile ont permis 520 aux fabricants de produire des modèles de voitures dont les émissions sonores sont de plus en plus faibles [1]. Les moteurs thermiques ont ainsi été grandement améliorés dans leur conception et les moteurs électriques popularisés depuis les années 2010 sont encore plus discrets. De même, les améliorations constantes des pneumatiques (meilleure conception de motifs de fils de pneu, de la cavité et des jantes) ont 525 également diminué le bruit émanant de la jonction entre le véhicule et la chaussée. Tout ceci a permis d'offrir des véhicules émettant de moins en moins de bruit.

L'acoustique intérieure des véhicules a également grandement bénéficié de ces 530 avancées. En effet, si aucune réglementation n'a cette fois stimulé les constructeurs automobiles, ceux-ci ont néanmoins très vite perçu l'opportunité de se démarquer de leurs concurrents. La qualité de l'environnement acoustique interne au véhicule est donc devenu un argument de premier ordre tant pour vendre certains modèles [4] que pour développer une image de marque de qualité [5]. Les notions de "perception 535 sonore" et de "confort acoustique" ont alors naturellement fait leur apparition dans le langage des ingénieurs acousticiens du domaine automobile.

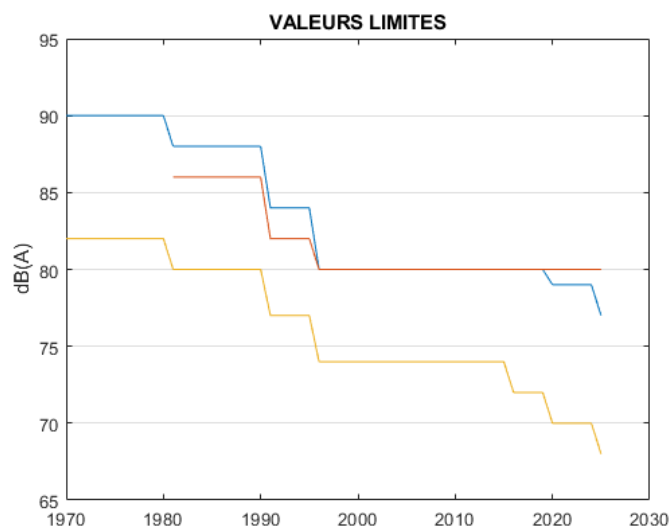


FIGURE 1.1 – Evolution des normes d'émissions sonores des véhicules neufs soumis à homologation entre 1970 et 2030 [2], [3]
 — Poids lourds > 3.5t et 150 kW — Motocycles — Véhicule particuliers

1.1.2 Notions de perception et de confort

La "perception sonore" peut être définie comme la réception et l'interprétation de l'environnement sonore par l'Homme.

La *réception* du son dépend directement de la physique de l'oreille humaine qui est à la fois très performante et très complexe. C'est sa géométrie et son fonctionnement qui dictent directement la sensibilité à la hauteur d'un son, la perception de son timbre, de son intensité ou encore de ses fluctuations spatiales et temporelles [6].

L'*interprétation*, pour sa part, représente l'image cognitive qui est associée aux stimuli physiques du son. On parle ainsi de sons "clairs" ou "sourds", "doux" ou "stridents" et plus généralement de sons "agréables" ou "désagréables".

C'est la liaison entre "réception" et "interprétation" qu'étudie la psychoacoustique. Cette discipline vise à connaître les relations entre les stimuli physiques des sons et les sensations de l'auditeur. Ces connaissances ont permis aux psychoacousticiens de développer des modèles en utilisant des métriques comme la Sonie : qui décrit l'intensité subjective du son, l'Acuité ou encore la Rugosité [7] qui se rapportent à des dimensions du timbre.

Le "confort", quant à lui, est défini dans le Larousse Français comme étant un état de "tranquillité psychologique, intellectuelle, morale obtenue par le rejet de toute préoccupation". Il peut être obtenu par l'ajout de divers éléments environnementaux qui favorisent ce bien-être mental et physique, ou encore à travers la suppression des distractions et des gênes existantes. Il s'agit donc d'un concept étendu largement au-delà du domaine acoustique qui permet à l'individu d'évaluer la qualité de ses interactions avec son environnement. Il est possible de décomposer le confort en 4 principaux composants [8] :

- L'absence de gêne physique ajoutée par l'objet de l'étude ;

- *Le soulagement* : Relaxation apportée par l'objet de l'étude lors de la réalisation d'une activité;
- *L'efficacité* : Critère évalué de manière objective qui caractérise la capacité de l'objet d'étude à accomplir sa mission
- *L'individualité* : Critère subjectif relatif à la perception de l'objet comme répondant à des critères personnels à l'individu (esthétique, représentation du statut social par exemple).

On note la présence d'une très forte subjectivité faisant du confort un concept bien loin d'être universel et dépendant grandement de la psychologie individuelle. Il est expérimenté différemment par chaque individu en fonction de son histoire, de ses aspirations et plus généralement de sa culture [9].

Le travail présenté dans ce mémoire se concentre sur l'évaluation du confort des passagers d'un véhicule en réponse aux stimuli sonores. Ce domaine d'étude possède déjà une histoire conséquente détaillée ci-après.

1.1.3 Étude de la perception sonore dans le domaine automobile

Les fabricants automobiles ont donc pris conscience de l'importance de comprendre les mécanismes de la perception sonore dans le but de quantifier le confort acoustique ressenti par les passagers et intégrer son étude au processus de développement des nouveaux modèles de véhicule. Comme dans bien d'autres domaines (bâtiment, aéronautique, transports terrestres), la pondération A du décibel (dB(A)) a donc d'abord été utilisée afin de représenter l'évolution de la sensibilité auditive avec la fréquence du son. Cet indice ne permettant pas de prendre en compte de nombreux aspects du son (balance spectrale ou effets temporels) et beaucoup de travaux supplémentaires ont été effectués afin d'adapter plus spécifiquement les méthodes de la psychoacoustique aux très nombreuses sources de l'automobile [10]. On recense généralement les sources de bruits dans l'habitacle suivantes (cf. Fig. 1.2) [11] :

- le bruit moteur ;
- le bruit généré par l'interaction entre les pneus et la chaussée, aussi appelé "bruit de roulement" ;
- les bruits d'équipements **Chauffage Ventilation, Climatisation (CVC)** ;
- les bruits du véhicule en fonctionnement (grincements, claquements lors de l'utilisation du véhicule) ;
- le bruit aérodynamique sur lequel porte cette étude.

Nous tenterons, grâce aux exemples ci-après, de montrer les applications possibles des études perceptives pour traiter ces sources. Parallèlement, cette démarche permettra de mettre en lumière une limitation de ces études, laquelle motivera tout particulièrement notre futur travail.

Systemes audio Lorsque l'on évoque la notion de "qualité sonore", l'une des premières applications qui vient à l'esprit est la conception des systèmes audio pour les véhicules. En effet, les fabricants s'efforcent de perfectionner constamment la qualité des nouveaux systèmes développés. Pour ce faire, l'étude par des campagnes d'expériences perceptives [12] permet depuis longtemps d'orienter le choix des installations en comparant les performances pour plusieurs modèles de véhicules. De

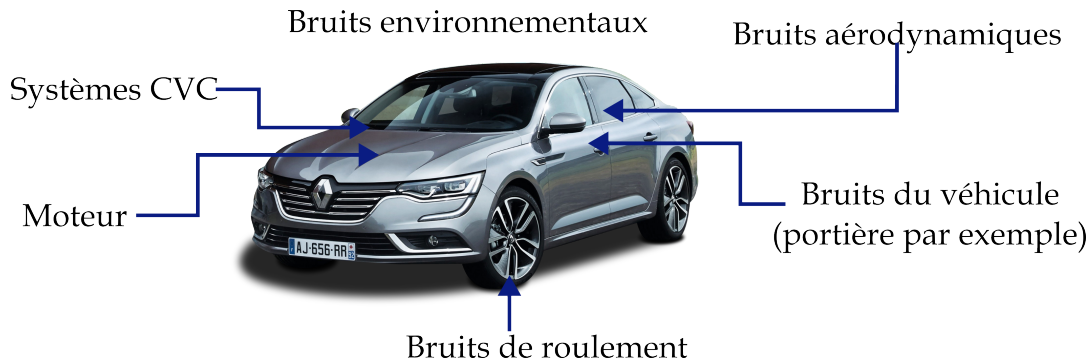


FIGURE 1.2 – Sources sonores perçues dans l'habitacle

615 nouveaux indices mesurables sur véhicule permettant notamment de prédire le res-
 senti des passagers quant à la qualité des systèmes audio sont développés [13]. L'au-
 620 ralisation, quant à elle, s'applique à éliminer le besoin de mesures sur véhicule dans
 les études de réécoute [14]. De même, la reproduction par des ensembles de haut-
 parleurs de l'environnement acoustique très particulier qu'est l'intérieur d'un véhi-
 cule représente un sujet de recherche de premier plan [15]. Le but est finalement de
 pouvoir simuler entièrement les essais de comparaisons.

Chauffage, Ventilation et Climatisation (CVC) Alors que les sources tradition-
 nellement prédominantes telles que les moteurs sont réduites, de nouvelles sources
 de désagrément émergent. C'est le cas des systèmes liés au chauffage à la ventila-
 tion et à la climatisation. Afin donc d'évaluer les origines du désagréments produits
 625 par ces systèmes complexes, les outils utilisés jusqu'alors semblent limitées. De nou-
 veaux modèles ont donc été mis en place et les métriques psychoacoustiques sont
 désormais présentées comme de bonnes alternatives pour étudier les bruits liés au
 débit d'air, cliquetis et autres grincements produits par le système [16]-[19].

Claquement de portières Lors de l'achat d'un nouveau véhicule, l'acoustique re-
 630 présente l'un des principaux moyens pour le consommateur de se faire une idée de
 la qualité de la voiture. De ce fait, le bruit de claquement produit par une portière
 n'est pas à négliger par le constructeur étant donné qu'il s'agit d'une des manipula-
 tions les plus simples à effectuer par l'acheteur potentiel. L'utilisation de comparai-
 sons par paire et de verbalisations libres sur des stimuli enregistrés sur véhicule ont
 635 permis de déterminer les deux paramètres influençant le plus l'appréciation positive
 du bruit de portières [20]. En parallèle, d'autres travaux ont, à nouveau, permis la
 mise au point de modèles numériques couplés avec des calculs d'indice psychoa-
 coustiques comme l'Acuité ou la Sonie pour réaliser des optimisations de structures
 de portes afin d'améliorer la qualité du claquement [21], [22].

640 **Moteur** Il s'agit ici d'un des exemples les plus concrets de la complexité des sources
 à étudier en automobile. Dans le cas d'un moteur thermique, il se compose d'un
 grand nombre de pièces, chacune d'entre elles générant à son tour des vibrations
 et des bruits. Les principales sources de vibrations sont la boîte de vitesse, la ligne
 d'échappement ou encore les masses (masses rotatives et alternatives). De même,
 645 les pompes, les tuyaux d'admissions et d'échappement, les générateurs électriques,
 les valves, les courroies sont considérées comme des sources acoustiques très impor-
 tantes [11].

Appliquée aux moteurs, l'étude de la perception sonore peut donc s'exprimer sous deux formes principales. Il est tout d'abord possible de s'intéresser précisément à l'une des nombreuses pièces qui le constituent. On peut, par exemple, cibler l'étude perceptive des bruits provoqués générés par les valves du moteur lors de la combustion. C'est ce qui a été réalisé grâce à la mise en place et l'utilisation d'un modèle utilisant des paramètres psychoacoustiques. Une fois les premiers tests nécessaires à la détermination empirique de celui-ci, celle-ci a permis de prédire efficacement le désagrément ressenti par les utilisateurs des véhicules en présence du cliquetis [23].

Plus globalement, il est possible d'étudier le moteur comme une source unique afin d'anticiper la façon dont il sera perçu par le consommateur en termes de qualité sonore. Un modèle numérique a par exemple été mis en place à partir d'une simulation élastique multi-corps du moteur. Il a ensuite été employé pour réaliser des études subjectives dans le but de déterminer les indicateurs les plus importants pour caractériser la qualité sonore du moteur. A partir de ce modèle, l'optimisation géométrique de l'encapsulation du moteur ou des matériaux employés (les mousses isolantes par exemple) est même envisagée [24].

Bruit de roulement Le contact entre les pneus et la chaussée, constitue l'une des sources sonores les plus importantes à basse vitesse. Il a par conséquent été longuement étudié, notamment vis-à-vis de la perception. Si souvent ces travaux portent sur la gêne provoquée chez les riverains dans le milieu urbain, certains se focalisent plutôt sur l'auralisation de cette source et sa propagation jusqu'à l'intérieur du véhicule par le biais de chemins structurels [25]. L'objectif est à nouveau de permettre la comparaison de plusieurs types de produits, ici des pneumatiques ou encore de développer des outils permettant d'optimiser le dessin des bandes de roulement [26].

Bruits aérodynamiques de l'écoulement d'air sur le véhicule De manière similaire aux autres applications, les études perceptives permettent de mettre à jour tout un ensemble de facteurs influençant la perception de la qualité du son de cette source à l'intérieur du véhicule [27], [28]. En particulier, les caractéristiques temporelles du bruit aérodynamique ont pu être abordées sous leurs différents aspects. Les désagréments générés chez les passagers par les fluctuations temporelles de l'écoulement de l'air sur la carrosserie ont ainsi pu être étudiés et quantifiés [29]-[31]. Une étude perceptive a également pu être réalisée pour proposer une nouvelle méthode d'évaluation du bruit de vent prenant en compte l'orientation de ce dernier [32]. Il a même été possible d'étudier la présence d'un véhicule sur le désagrément ressenti par les passagers [33]. Un état de l'art résumant les différents travaux réalisés sur la caractérisation de la qualité du bruit de vent est présent dans l'introduction de D. Carr [34].

Confort global Enfin, la perception du confort d'un véhicule n'étant que rarement dépendante d'une seule de ces différentes variables, certaines recherches abordent donc le confort automobile sous son aspect le plus global. Le but de ces travaux est ainsi de développer de nouveaux procédés de développement visant à améliorer la qualité sonore intérieure des véhicules en ne se limitant plus à la simple diminution du volume sonore [35]. Ainsi, on peut évoquer la méthode "Sound Quality" (SQ) reposant sur les quatre étapes suivantes [36] :

- 695 — Enregistrements d'extraits sonores à l'aide d'un système d'acquisition binaurale comme une tête acoustique ;
- Calcul d'indicateur SQ (Sonie, Acuité, Rugosité...);
- Évaluation par des sujets ;
- Corrélation entre les évaluations et les métriques.

700 Il est ainsi possible de déterminer les métriques SQ caractérisant au mieux la qualité sonore perçue par les passagers afin de développer des nouveaux modèles, méthodes de mesures et indices [37]-[39]

À nouveau, des travaux sur l'auralisation du bruit intérieur tendent à limiter la nécessité d'avoir recours aux prototypages complets du véhicule [40]-[42].

705 **Discussion** Au travers de ces exemples, il est possible de mettre en avant l'apport conséquent des études centrées sur la perception dans le domaine automobile. Les différentes sources étudiées jusque-là de manière plus "traditionnelle" ont pu être exposées sous un nouveau jour et ont vu leur méthode de caractérisation grandement améliorée. Désormais, les travaux sont orientés vers l'étude de la perception de systèmes très particuliers, comme les moteurs électriques ou encore les vitrages qui nous
710 intéressent aujourd'hui. Les nouveaux modèles permettent une mesure "objective" de la qualité de son des différents systèmes et peuvent servir à optimiser leur design.

En revanche, si l'intérêt d'étudier la perception sonore est dorénavant bien re-
715 connu, on observe que la plupart des études présentent le désavantage principal de nécessiter un prototype du système étudié. Pareillement, il faut noter que les études sensorielles font régulièrement appel, pour réaliser l'écoute, à un panel d'"experts" dont la formation implique des coûts significatifs en terme de temps et d'argent que certains tentent d'économiser en utilisant des participants dits "naïfs" [43].

720 De nombreux travaux ont donc pour but d'éviter d'utiliser des prototypes en générant les sons testés de manière artificielle. Ils ont pour cela recourt à la détermination des chemins de transfert acoustiques, si possible numériquement, puis utilisent l'auralisation pour générer les sons et éventuellement les faire écouter à un groupe
725 de participants.

Dans l'étude présentée dans ce mémoire, l'intention est également de s'émanciper de la nécessité d'avoir recours à un prototype complet et d'essais coûteux sur pistes ou dans des souffleries aéroacoustiques pour réaliser des comparaisons de vitrages. L'étude exposée dans ce mémoire se focalise en particulier sur la possibilité
730 d'utiliser des signaux simulés entièrement à partir d'un modèle SEA de véhicule pour étudier les apports de nouveaux vitrages, ce qui, à notre connaissance, n'a pas été abordé jusqu'ici.

735 À terme, les travaux présentés dans ce mémoire visent à aider à la conception des nouveaux vitrages produits par Saint-Gobain avec pour finalité la réduction de la gêne induite par le bruit aérodynamique. La justification de l'étude de cette source sonore, en particulier par rapport aux nombreuses autres sources est exposée dans la section suivante. Les caractéristiques principales du bruit aérodynamique seront
740 présentées et le lien direct avec l'isolation acoustique des vitrages est mis en avant.

1.2 Particularités du bruit aérodynamique

745 Contrairement aux sources d'origine mécaniques comme le moteur ou les bruits de roulement qui prédominent à basse allure ($< 100 \text{ km.h}^{-1}$) [44], le bruit aérodynamique devient la principale source pour des vitesses de véhicules élevées ($> 100 \text{ km.h}^{-1}$) (cf. Fig. 1.3). En effet, l'intensité acoustique du bruit généré par l'écoulement de l'air sur la carrosserie est généralement considérée comme étant proportionnelle à la vitesse à la puissance six [45].

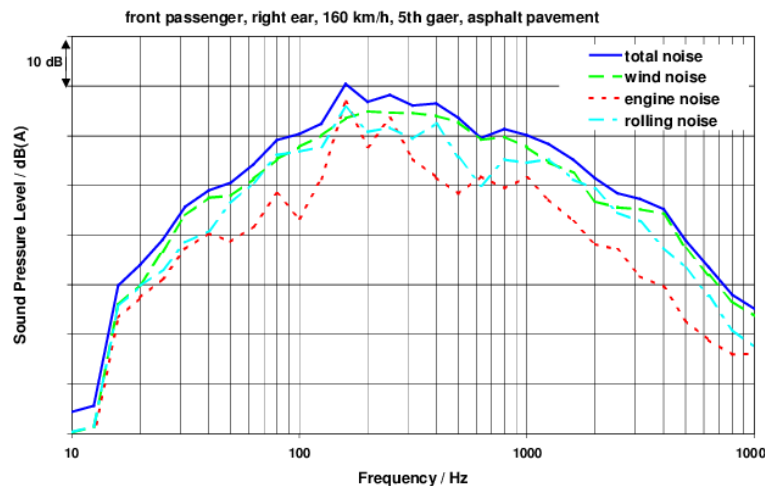


FIGURE 1.3 – Contribution des différentes sources au bruit intérieur véhicule pour un véhicule à 160 km/h [46]

750 Autre particularité par rapport aux sources comme le moteur ou le bruit de roulement, les phénomènes à l'origine du bruit aérodynamique ont une très forte interaction avec les vitrages du véhicule. En effet, le flux d'air, en entrant en contact avec les rétroviseurs, les piliers latéraux (cf. Fig. 1.4) génère des fluctuations de pression et des tourbillons contre la carrosserie. Les composantes acoustiques et convectives alors produites se propagent vers l'intérieur du véhicule au travers des panneaux entourant l'habitacle du véhicule et notamment des vitrages. Ces derniers représentent
755 alors une protection majeure contre ce type de sources.

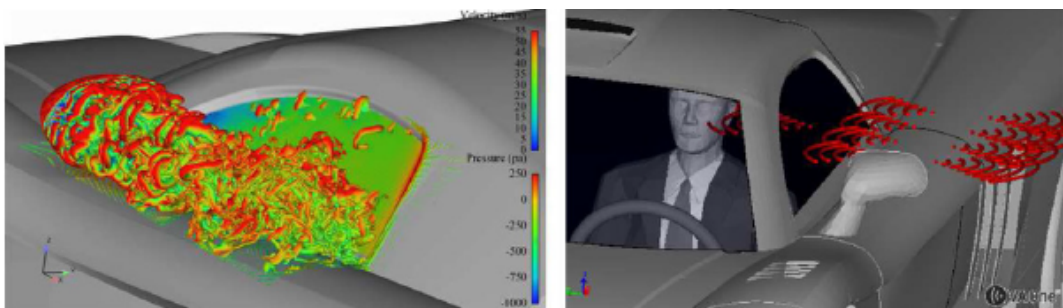


FIGURE 1.4 – Pression de surface fluctuante sur la vitre latérale (à gauche) et propagation des ondes acoustiques de la vitre latérale vers l'extérieur du véhicule (à droite). - Source : [47]

En général, le pare-brise et les vitrages latéraux avant contribuent le plus au niveau acoustique mesuré au niveau du conducteur. Comme nous le verrons dans la

760 sous-partie suivante, il est désormais requis que le pare-brise soit réalisé en verre
feuilleté car celui-ci protège des projections de débris de verre en cas d'impact. de
plus, l'utilisation du verre feuilleté a une influence conséquente sur l'acoustique inté-
rieur du véhicule. En revanche, il convient de souligner qu'il n'y a pas de règle fixe en
ce qui concerne la composition des vitrages latéraux avant. Ces derniers sont géné-
765 ralement fabriqués en verre trempé mais peuvent également être remplacé par leur
équivalent en verre feuilleté. Cette modification des vitrages offre ainsi aux construc-
teurs un levier significatif pour tenter d'améliorer l'isolation acoustique du véhicule
tout en maintenant une masse du véhicule raisonnable.

770 Fabricant français de verre depuis 1665, Saint-Gobain a su, par sa longue expé-
rience en tant que fournisseur de vitrages automobiles, développer toute une gamme
de produits pour répondre à cette problématique. Le verre sera donc le matériau au
cœur de ce mémoire.

1.3 Caractérisation acoustique d'un panneau de verre

775 Les deux différentes technologies du verre que sont le "verre trempé" et le "verre
feuilleté" seront régulièrement évoquées au cours de ce manuscrit. Il est donc né-
cessaire d'introduire quelques brèves notions concernant la fabrication de ces types
de produits. Une fois ces premiers rappels effectués, nous nous intéresserons à sa
caractérisation acoustique. Pour cela, nous rappellerons d'abord la théorie liée au
780 facteur de perte par transmission en présentant notamment l'exemple de la plaque
plane infinie. Ensuite, nous évoquerons la caractérisation plus complexe de ce même
facteur pour un vitrage de dimensions finies.

1.3.1 Les différents traitements du verre

785 Depuis ses débuts en Mésopotamie, le verre a acquis bien des rôles en tant que
matériaux de construction, dans le bâtiment ou en tant qu'objet à part entière. Il est
aisé de concevoir que les propriétés physiques nécessaires pour réaliser un pare-
brise adéquat ne sont rigoureusement pas les mêmes que celles que doit posséder
un vitrage d'insert de cheminée.

790 Le verre dit "**flotté**" ou "étiré" représente la forme la plus brute du matériau. Il
est préparé par "flottage", méthode industrialisée par Alastair Pilkington en 1960 à
partir de l'innovation d'Henry Bessemer en 1900. Cette première étape (cf. figure 1.5)
consiste à réaliser le mélange des matières premières dans le four et ensuite de lais-
ser flotter le verre en fusion sur un bac d'étain. La gravité et le temps de flottement
795 permettent au verrier d'obtenir l'épaisseur de verre voulue avant de le refroidir et
de le découper. Après le flottage et une fois refroidi sur des rouleaux tireurs le verre
possède donc déjà certaines de ses caractéristiques (couleur, épaisseur, propriétés
physiques premières).

800 Néanmoins, il n'est plus utilisé tel quel à cause de son comportement dit "fra-
gile". Par ce terme, on entend qu'il n'est pas possible, à température ambiante, de
déformer le verre tant son domaine élastique est faible. Il ne supportera que peu
de contraintes avant de se briser brutalement [49]. Ses débris seront dangereux, car
longs et coupants (cf. Fig. 1.6). Pour des domaines d'application comme le bâtiment
805 ou l'automobile, il nécessite donc des traitements supplémentaires pour obtenir les

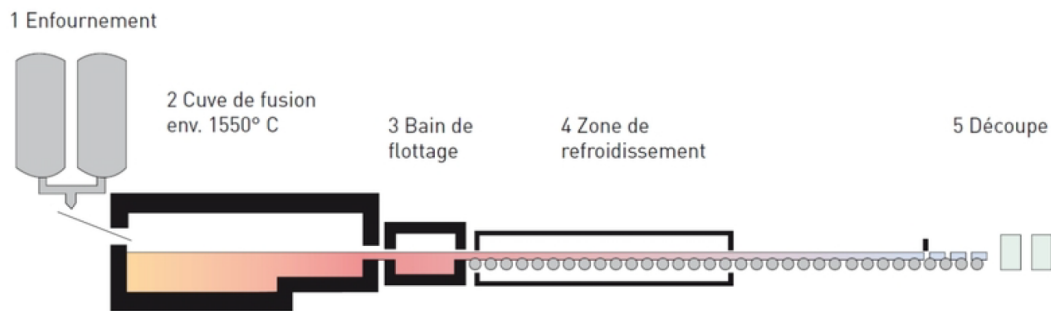


FIGURE 1.5 – Processus de flottage du verre - Source [48]

propriétés mécaniques essentielles à un emploi en toute sécurité. De la même manière que le bois peut être préparé différemment en fonction de l'application qu'il aura, il existe plusieurs types de "traitement" pour le verre.

FIGURE 1.6 – Comportement d'un verre **flotté** lors d'un impact

810 Parmi les différentes méthodes pour renforcer la résistance mécanique du verre, la première que l'on peut mentionner est la trempe, thermique ou chimique, du verre afin d'obtenir du **verre trempé** (cf. Fig. 1.8a).

815 Thermiquement, la trempe consiste à réchauffer le verre à sa quasi-température de fusion pour ensuite le refroidir brusquement par trempe dans de l'eau ou par l'utilisation d'air comprimé. La différence de vitesse de refroidissement entre les couches extérieures et le cœur du verre permet d'obtenir un profil de précontraintes en surface du verre une fois ce dernier refroidi (cf. Fig. 1.7). Ces précontraintes devront être compensées par les futures déformations avant de pouvoir briser le verre
820 augmentant de fait sa résistance.

De plus, les débris sont alors plus petits et non tranchants (cf. Fig. 1.8b).

825 La trempe chimique consiste à baigner les verres dans du potassium à 400°C. L'échange ionique qui s'ensuit génère des précontraintes augmentant la résistance du verre à un niveau plus élevé encore qu'avec la trempe thermique. Autre avantage, la trempe chimique n'impose aucune limite d'épaisseur minimale de verre à tremper et laisse la possibilité de retravailler le verre. Le prix extrêmement élevé de cette méthode (environ 4 fois plus cher que la trempe thermique) réduit toutefois

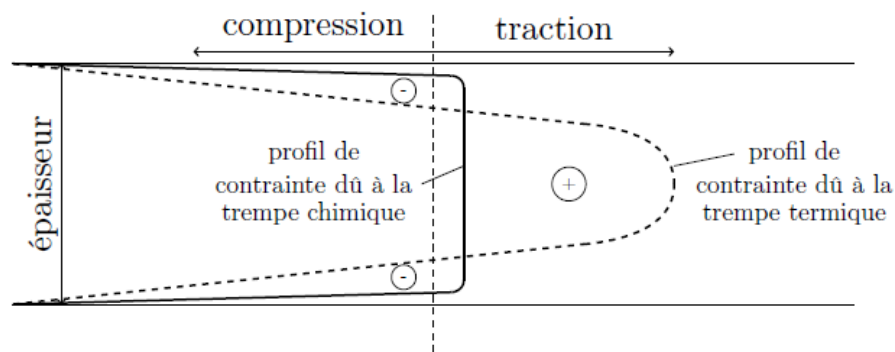
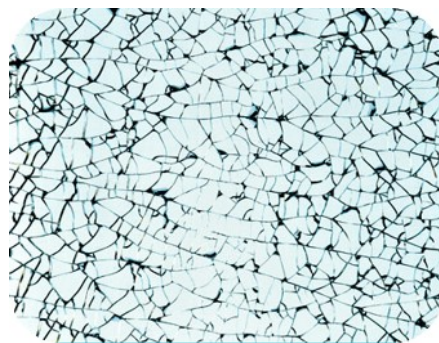


FIGURE 1.7 – Profils des précontraintes dans la section pour les différentes trempes - Source [48]



(A) Tranche d'un verre trempé



(B) Comportement du verre **trempé** lors d'un impact

FIGURE 1.8 – Illustration d'un verre trempé

830 son utilisation à des domaines nécessitant de très faibles épaisseurs de verres très résistants. C'est le cas pour la réalisation de cellules photovoltaïques, de matériels blindés, de verre de protection de téléphone ou encore pour l'aviation. Dans la suite de ce mémoire, le verre trempé utilisé est donc le résultat d'une trempe thermique. Ses propriétés mécaniques sont celles présentées dans la table Tab. 1.1.

835

Il est aussi possible d'assembler plusieurs feuilles de verres, flotté ou bien ayant subi une trempe en les collant ensemble par l'intermédiaire d'une épaisseur de polymère viscoélastique (cf. Fig. 1.9a). L'assemblage, nommé **verre feuilleté** (cf. Fig. 1.9b), est réalisé grâce à la montée en température ($\approx 140^\circ\text{C}$) de l'ensemble verre / intercalaire viscoélastique / verre puis à sa mise sous pression pendant une dizaine d'heures environ. La présence de la couche de matériau viscoélastique offre un avantage supplémentaire en termes de sécurité pour le verre en cas de rupture potentielle. En effet, cette couche intermédiaire permet de retenir les débris de verre, les maintenant solidement attachés à la structure globale. Cela empêche efficacement toute projection dangereuse. La couche intermédiaire offre également la possibilité d'intégrer des fonctionnalités supplémentaires. Ainsi, le choix du matériau de l'intercalaire dépendra des objectifs spécifiques de l'application visée (isolation thermique, isolation acoustique, réalisation de verres pare-feu).

845

850 Parmi les matériaux utilisés dans l'industrie pour réaliser ces assemblages, on

TABLE 1.1 – Propriétés mécaniques pour un verre trempé

Propriété	Symbole	Unité	Verre
Masse volumique	ρ	$Kg.m^{-3}$	2500
Module d'Young	E	GPa	72
Coefficient de Poisson	ν	/	0.22
Amortissement structurel	η	%	0.5

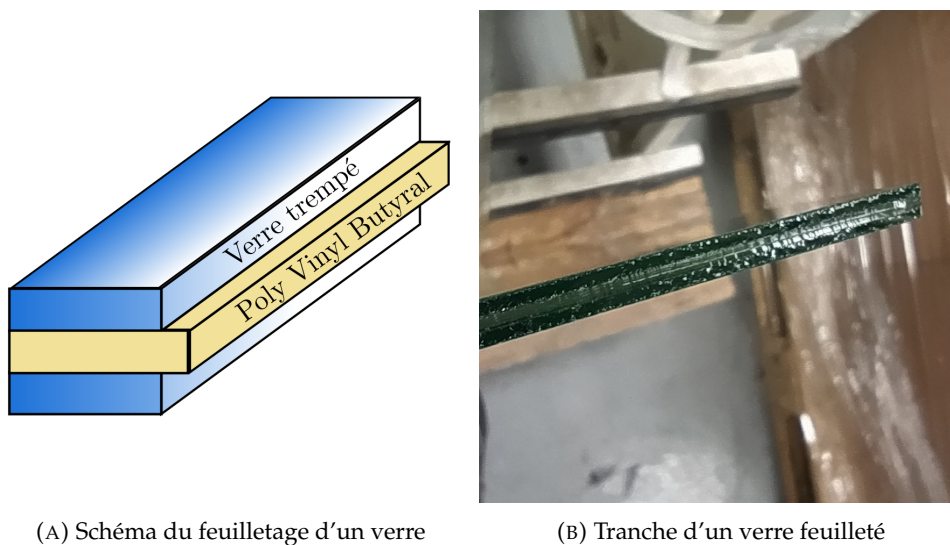


FIGURE 1.9 – Illustration d'un verre laminé

retient l'Acétat d'Ethylene de Vinyle (EVA), les gels intumescents¹ ou encore le polymère employé pour l'automobile : **le PolyVinylButyral (PVB)**. Le PVB, utilisé depuis le début des années 1950 en architecture, présente l'avantage de pouvoir être coloré à la demande et constituer une barrière contre les rayonnements UV en plus de son aspect sécuritaire. Ces qualités font du verre feuilleté PVB un composant de choix pour les constructeurs automobiles, pour les pare-brises, mais aussi plus généralement pour tout type de vitrage (latéraux, lunettes arrières). Ce matériau offre également une isolation acoustique supplémentaire par rapport au verre trempé grâce à un apport de dissipation viscoélastique au cœur de la structure. Certaines optimisations ont même été réalisées dans ce sens par les différents spécialistes du PVB et du verre feuilleté (Saint-Gobain, Saflex, Pilkinton, Fuyao Group, AGC Glass...) afin d'obtenir un matériau avec une dissipation vibratoire interne sensiblement plus importante par rapport au PVB standard permettant ainsi une isolation acoustique et un confort véhicule toujours plus important tout en économisant sur la masse des vitrages [50].

A titre d'exemple, les caractéristiques du PVB standard produit par l'entreprise Saflex sont présentées Tab. 1.2 .

1. Ce type de gel utilisé comme intercalaire, possède la capacité de gonfler lorsqu'il est exposé à des températures élevées, améliorant ainsi l'isolation thermique. En parallèle, cette réaction entraîne l'opacification du gel et augmente encore la protection contre le rayonnement thermique. Ils sont utilisés lors de la réalisation de verres pare-feu.

TABLE 1.2 – Propriété mécanique pour un PVB standard [48]

Propriété	Symbole	Unité	Série RB41
Masse volumique	ρ	$Kg.m^{-3}$	1070
Module d'Young	E	MPa	1.56
Coefficient de Poisson	ν	/	0.5
Amortissement structurel	η	%	[10 – 30]

L'isolation acoustique apportée par ces différents types de verres est souvent caractérisée grâce au **facteur de perte par transmission**. Sa définition fera l'objet de la sous-section suivante.

1.3.2 Caractérisation d'une plaque par le facteur de perte par transmission

Comme évoqué précédemment, la caractérisation des déperditions acoustiques lors du passage du son à travers une structure se fait à l'aide du **facteur de perte par transmission**. Ce dernier est défini comme le rapport de la puissance acoustique transmise par la paroi W_{trans} en [W] et de la puissance des ondes incidentes W_{inc} en [W] (Eq. 1.1) :

$$\tau = \frac{W_{trans}}{W_{inc}} \quad (1.1)$$

On utilise cependant plus couramment l'**indice d'affaiblissement** acoustique R en [dB] (ou **STL pour Sound Transmission Loss en anglais**) exprimé grâce à la formule Eq. 1.2 :

$$R = 10 \log_{10} \left(\frac{1}{\tau} \right) \quad (1.2)$$

Nous utiliserons ici l'exemple de la plaque plane, monocouche, infinie, isotrope et homogène pour mettre en avant les différents phénomènes physiques qui influencent l'indice d'affaiblissement en fonction du domaine fréquentiel étudié.

Pour les basses et moyennes fréquences f en [Hz], cet indice s'approche en fonction de la pulsation correspondante $\omega = 2\pi f$ en [$rad.f^{-1}$], de la masse surfacique Ms en [$kg.m^{-2}$], de la masse volumique de l'air ρ_0 en [$kg.m^{-3}$] et de la vitesse du son dans le matériau c en [$m.s^{-1}$] via la formulation dite de la **Loi de masse** Eq. 1.3 :

$$R_0 \approx 20 \log \left[\frac{\omega Ms}{2\rho_0 c} \right] \quad (1.3)$$

Plus haut en fréquence, apparaîtra le phénomène de **coïncidence**. Les longueurs d'onde des ondes de flexions dans la plaque coïncident avec celles des ondes acoustiques incidentes, ce qui provoque une diminution drastique de l'isolation acoustique apportée par le verre. La **fréquence de coïncidence** est influencée par l'angle d'incidence des ondes acoustiques. Lors d'une exposition à un champ diffus (excitation de toutes les incidences), la plus faible de ces fréquences de coïncidences est

appelé **fréquence critique**. Elle est souvent approximée par la formule Eq. 1.4 :

$$f_c = \frac{c^2}{2\pi h} \sqrt{\frac{12\rho_m(1-\nu^2)}{E}} \quad (1.4)$$

avec E le module d'Young en $[Pa]$, ρ_m la masse volumique du matériau en $[kg/m^3]$,
 ν le coefficient de Poisson et h l'épaisseur de la plaque en $[m]$.

Pour un vitrage de véhicule classique, cette fréquence critique se situe entre 2.5 kHz et 8 kHz en fonction de sa composition (verre trempé, verre feuilleté) et de son épaisseur.

Les formulations de Fahy permettent d'approximer l'isolation apportée par une plaque infinie, d'amortissement structural η en [%], excitée par un champ diffus au voisinage de sa fréquence critique (Eq. 1.5) :

$$R_d = R_0 + 10 \log_{10} \left[0.316 \left(1 - \frac{f^2}{f_c^2} \right) + \frac{2\eta}{\pi} \right] \quad \text{pour } f < f_c$$

$$R_d = R_0 + 10 \log_{10} \left[\frac{2\eta}{\pi} \frac{f}{f_c} \right] \quad \text{pour } f > f_c$$

Si les hypothèses de calculs semblent éloignée des conditions d'utilisation du verre (courbé et fixé dans la porte du véhicule), ces approximations numériques permettent néanmoins de mettre en avant le fait que, pour ce domaine fréquentiel, le comportement du verre est principalement guidé par son amortissement structural. Cela explique notamment la capacité du verre feuilleté à compenser la perte d'isolation acoustique grâce à la couche hautement dissipative de PVB qu'il intègre.

Enfin, pour les fréquences supérieures à la fréquence critique, c'est la raideur du matériau qui domine le comportement de la plaque. On peut finalement résumer l'isolation d'une plaque simple par le graphique Fig. 1.10.

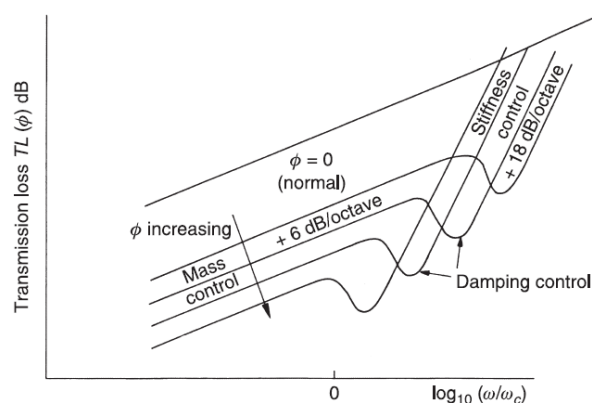


FIGURE 1.10 – Variation de l'indice d'affaiblissement (R) pour un seul angle d'incidence [51]

Dans le cadre de l'étude des vitrages d'un véhicule, les composants étudiés s'éloignent des hypothèses de la plaque plane isotrope infinie. Ainsi les vitrages sont courbés, de dimensions finies et parfois multicouches (cas des verres feuilletés). Il est donc nécessaire d'utiliser d'autres formulations que celles vues jusqu'ici.

925 1.3.3 Évaluation du TL des vitrages

Les méthodes numériques Il existe de nombreux modèles numériques permettant de caractériser des ensembles multicouches et ainsi d'évaluer l'indice d'affaiblissement acoustique d'une plaque en fonction des différents paramètres clefs :

- Nombre de couches
- 930 — Propriétés matériaux isotropiques ou orthotropiques ;
- Dimensionnement de la plaque fini ou infini ;
- Conditions limites : plaque encastrée, supportée, libre, hybrides.

La présentation de ces méthodes peut être trouvée dans la "synthèse bibliographique" de F. Marchetti [52] ou encore à la sous-section "Literature Survey" du manuscrit de M. S. Mosharraf [53].

Dans le cadre de l'étude présentée ici, le modèle numérique de couche plane équivalente utilisé par l'équipe de Saint-Gobain est celui développé par J.L Guyader [54]. En partant de l'hypothèse du couplage parfait entre les couches du système, le modèle permet d'exprimer le champ de déplacement de chaque couche en fonction de la première. On peut ainsi réduire le système initial de multi-couches isotropes à une unique plaque plane équivalente². Ce modèle permet ensuite de calculer rapidement un facteur de perte par transmission [56] pour les différents produits de Saint-Gobain. Les indices d'affaiblissement ont nécessairement été vérifiés par les équipes de Saint-Gobain avant d'être utilisés pour caractériser les vitrages dans certains modèles numériques comme celui présenté dans la suite de ce mémoire. Lors de l'étude de vitrages trop courbés pour l'approximation en vitrage plat, l'évaluation du TL a alors été réalisée grâce à un modèle par éléments finis. C'est ainsi le cas du pare-brise par exemple.

950 En plus de ces méthodes numériques, deux techniques principales de mesure sont utilisées dans l'industrie pour obtenir la transparence acoustique d'un système.

La mesure intensimétrique NF EN ISO 15186 [57] Le système étudié est fixé entre une salle d'émission (salle réverbérante) et une salle de réception (anéchoïque ou semi anéchoïque) (cf. Fig. 1.11). Dans la salle de réception, un balayage est réalisé sur une surface S_{mes} en $[m^2]$ à quelques centimètres de la surface S_p en $[m^2]$ de la plaque grâce à une sonde intensimétrique L'intensité moyenne mesurée \bar{I} en $[W.m^{-2}]$ permet alors de déterminer la puissance transmise W_{trans} en $[W]$ grâce à l'égalité Eq. 1.6 :

$$W_{trans} = \bar{I} S_{mes} \quad (1.6)$$

960 La puissance incidente W_{inc} en $[W]$, quant à elle, est déterminée à partir de la mesure de pression quadratique $\langle p^2 \rangle$ en $[Pa^2]$ du champ diffus généré dans la salle d'émission grâce à un haut-parleur par la formule Eq. 1.7

$$W_{inc} = \frac{1}{4} \frac{\langle p^2 \rangle}{\rho c} S_p \quad (1.7)$$

avec c en $[m.s^{-1}]$ la vitesse du son dans l'air et ρ en $[kg.m^{-3}]$ sa masse volumique.

965 En est alors déduit le facteur de perte par transmissions, τ grâce à Eq. 1.8 :

2. Ce modèle a, par la suite, pu être étendu à des systèmes anisotropes [52] mais également ainsi qu'aux systèmes multi-couches aux interfaces imparfaites [55].

$$\tau = \frac{\bar{I} S_{mes}}{\frac{1}{4} \frac{\langle p^2 \rangle}{\rho c} S_p} \quad (1.8)$$

Également, l'indice d'affaiblissement R en $[dB]$ peut être obtenu via Eq. 1.9 :

$$R = \bar{L}_p - \bar{L}_i + 10 \log_{10}(S_p/S_{mes}) - 6 \quad (1.9)$$

avec $\bar{L}_i = 10 \log_{10}(\bar{I}/I_0)$ le niveau intensimétrique moyen en $[dB]$ et \bar{L}_p le niveau de pression moyen dans la salle d'émission en $[dB]$.

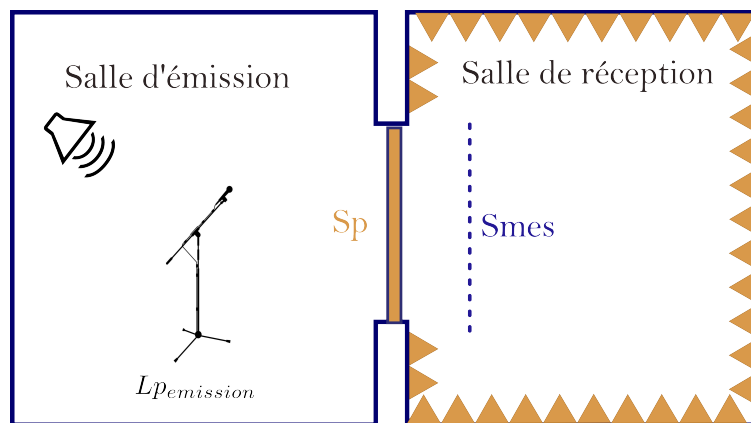


FIGURE 1.11 – Détermination de la transparence acoustique par mesure intensimétrique

970 Le balayage peut être effectué à la main ou bien à l'aide d'un bras robotisé automatisé pour effectuer un quadrillage plus précis. Cette méthode permet de cibler précisément la mesure de la puissance transmise sur la plaque testée, minimisant ainsi la mesure de l'indice d'affaiblissement de la paroi environnante ou encore la perturbation des résultats par de potentielles fuites. En revanche, elle est plus chronophage que la précédente. C'est pourquoi elle n'a pas été ici sélectionnée.

980 **Mesure entre deux salles réverbérantes par la mesure NF EN ISO 10140 [58]** Le système étudié est fixé dans une paroi séparant deux salles réverbérantes (cf. Fig. 1.12). Dans la salle d'émission, une excitation acoustique est générée grâce à un haut-parleur. Le niveau moyen dans les deux salles est mesuré pour ensuite en déduire l'indice d'affaiblissement. Cette méthode de mesure étant employée chez Saint-Gobain, notamment dans le cadre du travail exposé ici, sa description sera approfondie au moment de son utilisation (Chap. 3).

985 Une fois la caractérisation des vitrages réalisées par l'équipe de Saint-Gobain, que ce soit grâce à une application numérique ou par la mesure entre les deux chambres réverbérantes, le vitrage peut être intégré aux modèles développés.

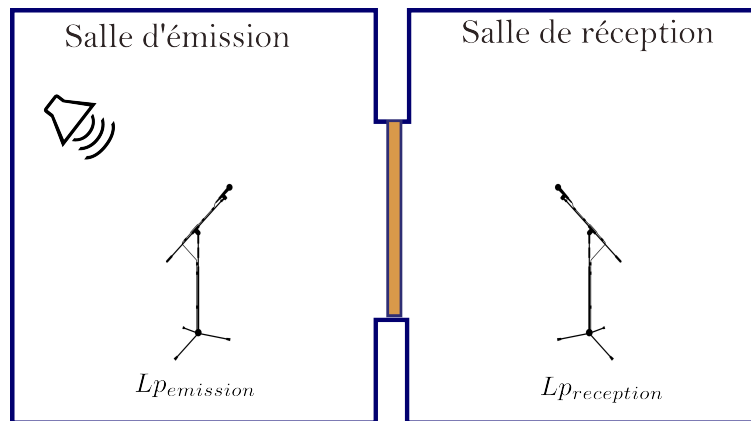


FIGURE 1.12 – Détermination de la transparence acoustique entre deux salles réverbérantes

1.4 Modèle de prédiction du bruit intérieur en moyennes et hautes fréquences

990 Afin de prédire l'apport de ses nouveaux produits sur le comportement acoustique intérieur de cabines de voiture, Saint-Gobain Research Compiègne utilise un modèle numérique SEA. Ce modèle a pour but de permettre la prédiction du bruit aérodynamique en moyennes et hautes fréquences à l'intérieur du véhicule. C'est pourquoi il utilise la méthode de l'Analyse Statistique de l'Énergie (**SEA pour Statistical Energy Analysis en anglais**) qui est aujourd'hui très populaire dans le monde
995 de l'industrie pour répondre à ce type de problématiques.

À noter également que l'objectif du modèle est de permettre la comparaison subjective de produits, ce qui dépend fortement de la source étudiée. Néanmoins,
1000 l'intégration d'une source comme le bruit aérodynamique dans notre modèle nécessiterait la mise en place de méthodes numériques complexes [47], [59] ou bien de coûteux essais en soufflerie aéroacoustique. De plus, comme nous le verrons, le modèle s'éloignerait alors des conditions d'utilisations de la SEA (équirépartition de l'énergie incidente). Une source de type bruit blanc - champ diffus a donc été préférée.
1005 Il s'agit d'une source régulièrement employée par les constructeurs permettant la mise en place d'essais en chambre réverbérante (cf. Chap. 2). Ceux-ci permettent alors d'effectuer des comparaisons des vitrages pour une excitation extérieure en moyennes et hautes fréquences proches d'un bruit aérodynamique.

1010 Dans cette section, une introduction de la méthode SEA sera d'abord faite pour permettre de saisir les avantages qu'elle offre par rapport aux autres méthodes ainsi que les grandes hypothèses qui la régissent. Après quoi, les détails du modèle développé par Saint-Gobain Research Compiègne seront exposés ainsi que leur positionnement par rapport aux dites hypothèses.

1015 1.4.1 Introduction à la SEA

Développée dans les années 1960 sur la base des théories de Lyon et de ces collègues [60]-[62], la méthode SEA était à l'origine motivée par le besoin de prédire les réponses vibratoires des véhicules de lancement de satellites en moyennes et hautes fréquences. Les calculs étaient alors limités par les méthodes déterministes

1020 de l'époque à la prédiction de quelques modes basses fréquences.
 Désormais, ce type d'analyses est couramment utilisé en ingénierie dès lors que l'on s'intéresse à un domaine fréquentiel où les limites des méthodes plus classiques sont dépassées (cf. Fig. 1.13). Ces dernières sont principalement atteintes pour quatre raisons [63] :

- 1025 — la densité des modes dans les hautes fréquences ;
- la sensibilité des modes à de plus petites variations structurales ;
- la précision qui diminue avec l'augmentation de la fréquence rendant les modèles peu fiables ;
- 1030 — le volume de calcul, en poids et en temps, très important qui résulte des maillages nécessaires pour limiter l'imprécision mentionnée précédemment.

Dans le cas des modèles automobiles éléments finis (FEM pour Finite Element Method) par exemple, il est difficile d'étendre le domaine de simulation au-delà de 4 kHz [64]. Or, comme mentionné précédemment, le bruit aérodynamique excite précisément le véhicule sur cette plage de fréquences [45], et c'est également là que les vitrages présentent une faiblesse en raison du phénomène de coïncidence ($f_c \approx 3.15 \text{ kHz}$ pour le verre trempé d'épaisseur 3.85 mm). C'est pourquoi l'utilisation de la méthode SEA est justifiée pour aborder cette problématique. Le modèle SEA couvrira donc la plage fréquentielle des tiers d'octave allant de 315 Hz à 10 kHz.

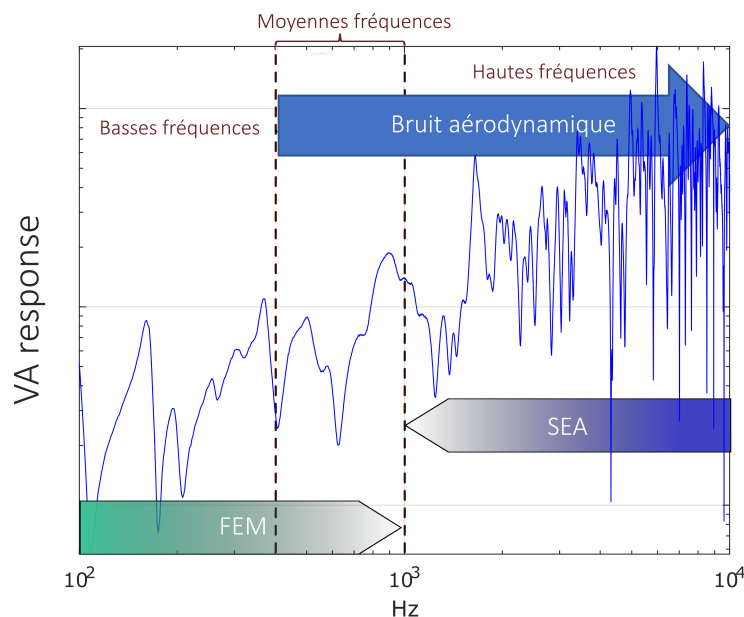


FIGURE 1.13 – Domaines d'applications de la modélisation FEM et de la méthode SEA pour la prédiction vibro-acoustique automobile.

1040 **Théorie** La réalisation d'un modèle SEA passe par la décomposition de l'objet d'étude en N sous-systèmes et consiste à prédire les échanges énergétiques entre ces N éléments [65]. On utilise alors la **balance énergétique** (cf. Eq 1.10) dans laquelle on observe que la puissance injectée $P_{inj,i}$ en [W] dans un sous-système i est égale à la puissance dissipée $P_{diss,i}$ en [W] additionnée à la somme des échanges énergétiques
 1045 avec les j sous-systèmes voisins $P_{i,j}$ en [W].

$$P_{inj,i} = P_{diss,i} + \sum_j P_{i,j} \quad (1.10)$$

avec $P_{diss,i} = \eta_i \omega E_i$ et $P_{ij} = \eta_{ij} \omega N_i (E_i/N_i - E_j/N_j)$ dans lesquels on a :

- N_i et N_j les nombres de modes présents dans les sous-systèmes i et j dans la bande de fréquence étudiée;
- E_i en [J] l'énergie vibratoire moyenne du sous-système i ;
- 1050 — η_i en [%] le facteur de perte par amortissement (**DLF pour Damping Loss Factor** en anglais);
- η_{ij} en [%] le facteur de perte par couplage (**CLF pour Coupling Loss Factor** en anglais).

Cette balance énergétique peut être généralisée à N sous-systèmes (cf. Eq 1.11).

$$\omega \begin{bmatrix} n_1 \left(\eta_{11} + \sum_{i \neq 1} \eta_{1i} \right) & -\eta_{21} n_2 & \cdots & -\eta_{N1} n_N \\ -\eta_{12} n_1 & n_2 \left(\eta_{22} + \sum_{i \neq 2} \eta_{2i} \right) & \cdots & \cdots \\ \cdots & \cdots & \cdots & \cdots \\ -\eta_{1N} n_1 & \cdots & \cdots & n_N \left(\eta_{NN} + \sum_{i \neq N} \eta_{Ni} \right) \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \frac{E_1}{n_1} \\ \cdots \\ \cdots \\ \frac{E_N}{n_N} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_{inj,1} \\ \cdots \\ \cdots \\ P_{inj,N} \end{bmatrix} \quad (1.11)$$

- 1055 Sa résolution permet d'obtenir l'énergie dans chaque sous-système puis de remonter à la pression acoustique (**SPL pour Sound Pressure Level** en anglais) (cf. Eq. 1.12).

$$\langle E \rangle = \langle p^2 \rangle \frac{V}{\rho c^2} \quad (1.12)$$

- avec $\langle p^2 \rangle$ en [Pa^2] la pression quadratique moyenne, V en [m^3] le volume de la cavité étudiée, ρ en [$kg.m^{-3}$] la densité de l'air et c en [$m.s^{-1}$] la vitesse de l'onde acoustique dans l'air.

Les hypothèses de la SEA La SEA repose sur un ensemble d'hypothèses. Ces dernières, bien que débattues de nombreuses fois [66]-[68], peuvent être résumées comme étant les suivantes pour les bandes de fréquences étudiées :

- Les sources vibro-acoustiques sont considérées comme aléatoires.
- 1065 — La densité modale est importante dans chaque sous-système.
- L'équipartition modale de l'énergie est vérifiée. Pour chaque sous-système, les modes reçoivent donc tous en moyenne la même énergie.
- Les facteurs de couplage et de dissipation sont faibles afin de permettre d'établir rapidement un équilibre au sein des sous-systèmes.
- 1070 — Les couplages sont conservatifs.

Les limitations de la SEA La plus évidente limitation de la SEA est que ce type d'analyse produit des résultats statistiques. Ceux-ci sont donc sujets à une certaine incertitude, notamment lorsque la densité modale n'est pas assez importante. C'est le cas lorsque l'on prolonge l'analyse en moyennes / basses fréquences. Dans l'étude présentée dans ce mémoire, le modèle ne pourra donc pas simuler le comportement de notre véhicule pour des fréquences trop basses ($f_{limite\ BF} = 315\ Hz$). En revanche, pour le domaine fréquentiel problématique du verre (majoritairement pour des fréquences supérieures à 3 kHz), le risque d'erreurs dues à la méthode est limité.

1080 Autre inconvénient mentionné par Lyon lui-même, les résultats étant statistiques,
il n'est pas possible de donner une réponse "absolue" à un problème donné, mais
plutôt des suggestions pour améliorer le système étudié. Ces méthodes offrent donc
uniquement la possibilité d'évaluer l'impact d'un changement de dessin du système
sur sa réponse vibro-acoustique. Dans le cas présent, nous chercherons à atteindre la
1085 justesse de modèle nécessaire à la comparaison subjective entre différents produits,
évitant ainsi cette limitation.

Dans la sous-section suivante, la mise en place du modèle SEA chez Saint-Gobain
est détaillée.

1090 1.4.2 Présentation du modèle de l'étude

Le modèle développé par les équipes de Saint-Gobain Research Compiègne re-
présente une application pratique de la SEA. Sa conception répond donc à des im-
pératifs imposés par le sujet d'étude lui-même, à savoir la réponse vibro-acoustique
d'un véhicule à un bruit aérodynamique généré par l'écoulement de l'air sur sa car-
1095 rosserie. Certaines simplifications sont donc réalisées.

1.4.2.1 Source appliquée dans le modèle

Comme mentionné plus tôt dans ce mémoire, l'excitation du véhicule modélisé
correspond à un champ diffus généré par une source de type bruit blanc.

1100 Le spectre utilisé comme source dans le modèle SEA a donc été enregistré lors des
premières mesures effectuées sur le véhicule en chambre réverbérante. L'excitation
de type bruit blanc était diffusée à l'aide d'une enceinte dans la salle et enregistré
par un micro placé à quelques mètres de la source (hors champ proche cf. Fig. 1.14).
La manipulation sera détaillée durant le Chap. 2.1.

1105



FIGURE 1.14 – Voiture placée dans la salle réverbérante exposée à un champ diffus généré par une enceinte (entourée en rouge). Le spectre est mesuré par un micro (entouré en bleu).

Une fois la mesure du spectre réalisée, ce dernier est appliqué sur le véhicule modélisé au travers de **cavités acoustiques en champ proche** (cf. Fig. 1.15) sous la forme d'une pression quadratique égale à la pression quadratique moyenne du champ diffus corrigée de +3 dB [69]. Cette source étant donc un signal stationnaire

1110 aléatoire numériquement appliqué uniformément sur le véhicule, elle est en accord avec la première hypothèse de la SEA.

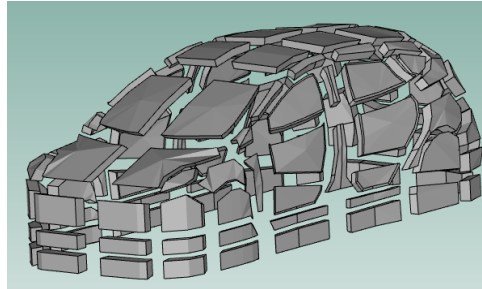
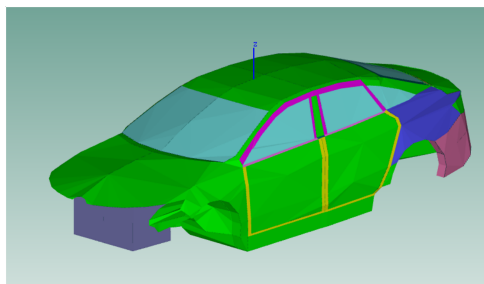


FIGURE 1.15 – Application de la source acoustique dans le modèle SEA par l'intermédiaire de cavité acoustique en champ proche

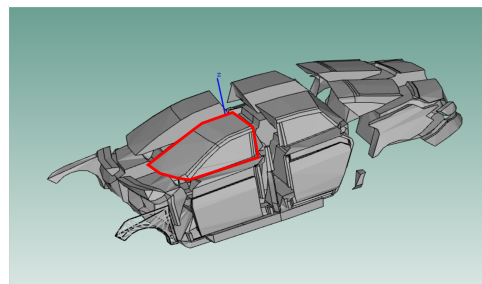
1.4.2.2 Les sous-systèmes SEA : Les cavités acoustiques

La décomposition de la géométrie du véhicule en sous-systèmes est réalisée sur la base de la géométrie physique du véhicule. Il s'agit d'une étape délicate puisqu'elle nécessite de respecter au mieux les hypothèses de la SEA tout en prenant en compte les contraintes expérimentales et les objectifs de modélisation. Ce modèle a donc été réalisé en collaboration entre les expérimentateurs et les numériciens de l'équipe acoustique de Saint-Gobain Research Compiègne.

1120 Un véhicule étant principalement composé de panneaux (carrosserie et vitrage) et de cavités acoustiques, des sous-systèmes SEA ont été définis pour ces deux catégories (cf. Fig. 1.16).



(A) Panneaux de carrosserie et vitrages



(B) Cavités acoustiques intérieures cabines

FIGURE 1.16 – Décomposition d'une petite/moyenne voiture

Pour les **cavités acoustiques intérieures cabines**, plusieurs lignes directrices ont dirigé la définition des sous-systèmes. Premièrement, la cavité sur laquelle se focalise l'étude présentée dans ce mémoire correspond à la cavité tête du conducteur (en rouge Fig. 1.16b). L'objectif du modèle est de prédire la pression acoustique au niveau des oreilles du conducteur. Il a donc été décidé de séparer la cabine du véhicule en trois parties verticales (tête, corps et pieds) et en deux parties horizontales (droite et gauche symétriques).

1130

Les subdivisions représentant en réalité une seule et même cavité, leurs interactions vont à l'encontre de l'hypothèse de "faible couplage" qu'impose la SEA. Ce problème a été examiné à de nombreuses reprises [70]-[73] et un modèle a déjà pu

être réalisé avec succès sur une géométrie similaire [65]. De plus, malgré le non-
 1135 respect de cette hypothèse, le modèle a été validé par comparaison avec des essais
 réalisés dans les locaux de Saint-Gobain Research Compiègne avec une tolérance de
 -/+ 3dB sur le niveau SPL à l'intérieur de la cabine de la voiture [74].

À ces parties intérieures est ajoutée une cavité acoustique définissant le coffre du
 1140 véhicule, elle-même encapsulée dans les panneaux du coffre.

La dissipation de l'énergie acoustique à l'intérieur des cavités est représentée par
 DLF (les facteurs de perte par amortissement η_i en [%]). Ces derniers sont calculés à
 partir du **Temps de Réverbération** ($TR60_i$ en [s]) mesuré pour chaque tiers d'octave
 1145 de fréquence centrale f en [Hz] à l'intérieur de chaque cavité i du véhicule Eq.1.13
 [75] :

$$\eta_i = \frac{2.2}{f * TR60_i} \quad (1.13)$$

On peut également noter la présence de "**cavités acoustiques du dessous de
 caisse**" qui représentent le volume d'air en dessous de la voiture. Des "**cavité acous-
 tiques de baie moteur**" étaient originellement prévues pour ce modèle, mais suite à
 1150 l'incapacité de réaliser les mesures nécessaires à leur définition dans le modèle, il a
 été décidé de ne pas en tenir compte.

1.4.2.3 Les sous-systèmes SEA : Les panneaux

Pour les sous-systèmes **panneaux**, la décomposition reprend concrètement la
 géométrie physique de la carrosserie. Les panneaux ont pour fonction de lier les ca-
 1155 vités acoustiques extérieures avec les cavités en vis-à-vis à l'intérieur de l'habitacle.
 De ce fait, la même décomposition droite / gauche que pour les cavités intérieures
 est réalisée sur certains panneaux comme le toit et la lunette arrière.

Il est important de noter que la contribution des panneaux est ici limitée au trans-
 1160 fert d'énergie entre deux cavités acoustiques. Les panneaux ne sont donc pas couplés
 entre eux dans le modèle (cf. Fig. 1.17). De même, les systèmes disjoints ne sont pas
 couplés non plus.

L'identification des différents **facteurs de pertes par couplage (CLF)** reste l'étape
 1165 la plus délicate du calcul SEA. Comme il a été mentionné plus tôt, ces CLF doivent
 répondre à certaines hypothèses souvent contraignantes lors de tentatives d'appli-
 cations à des problèmes physiques réels, et leur définition numérique est alors le
 sujet de nombreuses discussions [68], [70], [71], [76]-[79]. Afin de limiter à nouveau
 la nécessité d'un prototype de véhicule complet et bien que leur identification par la
 1170 mesure aurait été envisageable [80], les CLF ont ici été obtenus grâce à des formu-
 lations approchées décrivant le type de jonctions entre les sous-systèmes. Ils ont été
 déterminés à partir du facteur de perte par transmission τ_d évoqué précédemment
 (Chap. 1.3.2). Si l'on considère une cavité i , de volume V_i en [m^3] et de surface d'ab-
 sorption S_i en [m^2] séparée d'une cavité j par un panneau de surface S_p en [m^2], le
 1175 CLF η_{ij} en [%] est alors défini dans le modèle grâce à la formule suivante (Eq. 1.14)
 [81] :

$$\eta_{ij} = \frac{S_i c_0}{4\omega V_i} \tau_d \quad (1.14)$$

1.4.2.4 Les sous-systèmes SEA : Les joints d'étanchéités

Notre étude se concentre sur l'impact acoustique des changements de vitrage. La présence ou non de fuites dans les joints d'étanchéités modélisés n'a donc a priori que peu d'influence. De plus, leur représentation³ est très délicate, chronophage et souvent mal maîtrisée. Il a donc été décidé de ne pas prendre en compte l'effet des joints. On peut alors résumer les différents échanges internes du modèle SEA comme suit Fig. 1.17.

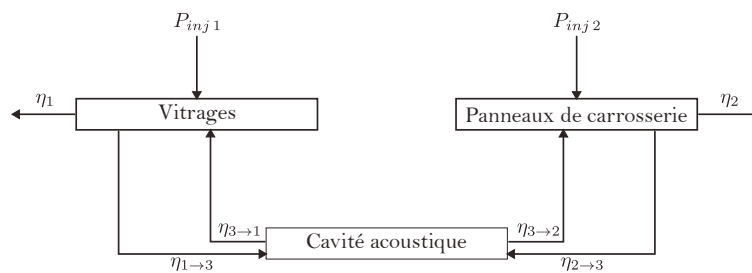


FIGURE 1.17 – Illustration des échanges internes dans le modèle SEA

La vérification du modèle par comparaison avec la mesure a été réalisée préalablement aux travaux présentés dans ce mémoire. La simulation permet donc de prédire le niveau acoustique à l'intérieur du véhicule avec une précision relative de ± 3 dB (cf. Fig. 1.18).

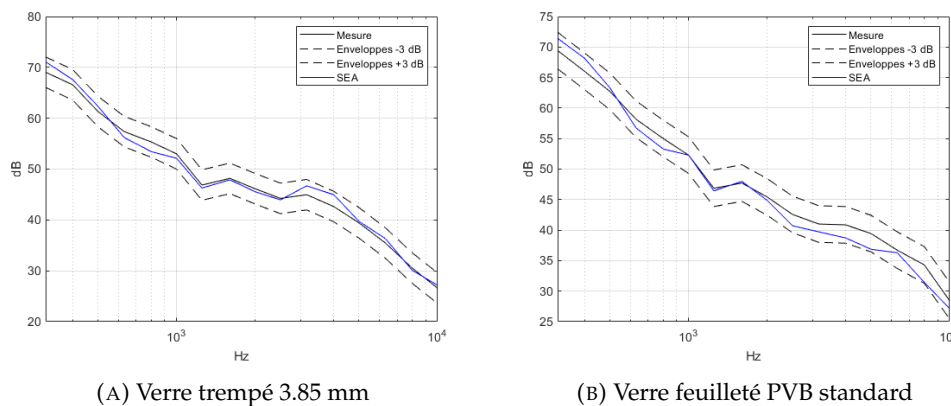


FIGURE 1.18 – Vérification du niveau de pression simulé par le modèle

1.5 Objectifs de l'étude

Comme mentionné précédemment, ce modèle a déjà montré sa capacité à prévoir le niveau de pression acoustique dans la cavité tête du conducteur avec une précision relative (± 3 dB). Si cette précision est considérée comme suffisante par les équipes de Saint-Gobain Research Compiègne pour pouvoir concevoir des verres

3. Il est possible d'effectuer une représentation physique du joint (géométrie et composition), ou bien une représentation homogénéisée locale avec un panneau SEA créé à l'emplacement du joint ou encore une représentation homogénéisée globale où seuls les effets du joint sont modélisés.

répondant aux demandes des fabricants en termes de niveau acoustique dans l'habitacle, peut-il néanmoins être employé du point de vue de la perception ?

En effet, le modèle SEA omet de prendre en compte certains aspects de la physique potentiellement importants du point de vue de la perception sonore. Ainsi, il donne uniquement accès à un spectre de pression dans la cavité tête conducteur moyenné en tiers d'octave. La phase n'est donc pas générée et aucune information temporelle n'est disponible. Le modèle SEA ne permet pas, non plus, de couvrir l'entièreté du spectre audible avec notamment une absence de simulation basses fréquences ($f < 315\text{Hz}$) due principalement aux hypothèses au coeur de la SEA. Pour finir, les résultats de la SEA sont moyennés spatialement dans la cavité tête du conducteur. De ce fait, aucune notion de spatialisation n'est prise en compte pour l'instant. Cela implique de ne pas prendre en compte la différence entre les deux oreilles, la proximité plus importante de la tête du conducteur avec la vitre de gauche par rapport au reste des vitrages.

Des stimuli construits à partir des résultats du modèle SEA seront-ils alors évalués d'une façon conforme à la réalité malgré ces différentes approximations ? A nouveau, l'application industrielle reste de pouvoir utiliser le modèle afin de réaliser des choix pertinents de configurations du point de vue de la perception. De ce fait, on ne cherchera pas à avoir des stimuli simulés parfaitement identiques à ceux mesurés, mais bien à obtenir les mêmes préférences entre les configurations indépendamment de l'origine du stimulus.

Est-il donc possible d'obtenir des comparaisons correctes de la perception entre plusieurs configurations de verre (Feuilleté/Trempé) à partir des résultats numériques ?

Pour répondre à cette problématique, une première approche expérimentale a été menée. Une méthode de génération des signaux a été mise en place afin d'obtenir des stimuli à partir du modèle SEA. Une fois la méthode validée, les stimuli obtenus ont été comparés à des mesures de référence lors de diverses campagnes d'évaluation par des jurys. Le chapitre qui suit fournit une description détaillée de l'ensemble de ces travaux.

Chapitre 2

Évaluation perceptive du modèle

1230	Organisation du chapitre	
	2.1 Mesures de référence en chambre réverbérante : Présentation des configurations véhicules	26
	2.2 Mise en place et validation de la méthode de génération des signaux	29
	2.2.1 Processus de génération des stimuli	29
1235	2.2.1.1 La méthode	29
	2.2.1.2 Les limites	30
	2.2.2 Vérification de la méthode de génération des signaux par des expériences d'évaluation subjectives parallèles	32
	2.2.2.1 Les participants	32
1240	2.2.2.2 L'installation pour la réécoute	32
	2.2.2.3 Les stimuli	32
	2.2.2.4 La méthodologie d'évaluation subjective	33
	2.2.2.5 Les résultats	34
	2.2.3 Discussion intermédiaire	38
1245	2.3 Comparaison entre les stimuli mesurés et les stimuli validés au travers d'expériences d'évaluations subjectives parallèles	38
	2.3.1 Les participants	39
	2.3.2 Les stimuli	39
	2.3.3 L'installation et la méthodologie des essais perceptifs	40
1250	2.3.4 Les résultats	40
	2.3.5 Discussion intermédiaire	44
	2.4 Application du modèle aux configurations "d'usage réel"	45
	2.4.1 Les participants	45
	2.4.2 L'installation pour la réécoute	45
1255	2.4.3 Les stimuli	45
	2.4.4 La méthodologie	46
	2.4.5 Les résultats	47
	2.4.6 Discussion intermédiaire	50
1260	2.5 Conclusion : Influence de l'origine des stimuli sur le désagrément ressenti	50

Introduction du chapitre Dans ce chapitre, nous détaillerons les différentes campagnes de tests subjectifs qui ont été effectuées afin d'étudier s'il est possible d'utiliser les résultats du modèle numérique basé sur la méthode SEA afin de produire des stimuli utilisables pour des évaluations perceptives. Il est important de garder à l'esprit que l'objectif ne sera pas de montrer qu'un son généré à partir d'un calcul SEA est indiscernable de son équivalent mesuré. Ceci demanderait une précision de

calcul inatteignable pour le moment. De plus, les études perceptives réalisées par Saint-Gobain Research Compiègne (SGRC) ont majoritairement pour but de comparer plusieurs produits et non pas d'évaluer la qualité d'un produit unique. On cherchera donc ici à évaluer si l'évolution du désagrément ressenti par des auditeurs est similaire, que l'on utilise des enregistrements mesurés sur prototype ou leur simulation par le modèle numérique (SEA).

Plusieurs stimuli ont donc d'abord été enregistrés au cours de mesures de référence effectuées en salle réverbérante sur plusieurs "configurations de véhicule" (Sec. 2.1).

Par la suite, une méthode de génération des signaux a été mise en place. Elle sera détaillée de même que sa validation expérimentale par une campagne d'évaluation subjective auprès d'auditeurs (Sec. 2.2).

Une fois la méthode de génération des signaux validée, son application aux résultats numériques du modèle a permis d'obtenir des jeux de stimuli "mesurés" et "simulés". Leur comparaison à travers une seconde campagne d'évaluation du désagrément a été conduite (Sec. 2.3); l'objectif étant donc d'observer si les évaluations étaient influencées par l'origine des sons. Cette campagne utilisait un nombre important de "configuration véhicule", pouvant s'éloigner des conditions d'utilisations classiques d'un véhicule. Un examen ciblé des résultats de certaines configurations "d'usage réel" a été tenté mais la méthode d'évaluation subjective employée jusqu'ici a montré ses limites.

Pour finir, une campagne de comparaisons par paires a donc été menée pour recentrer notre comparaison "sons mesurés"/ sons "simulés" autour des trois configurations réalistes du véhicule (Sec. 2.4).

2.1 Mesures de référence en chambre réverbérante : Présentation des configurations véhicules

Au cours de ce chapitre, de multiples tests perceptifs ont été réalisés auprès d'auditeurs. Ces tests reposaient sur l'évaluation de stimuli correspondant à différentes "configurations véhicules". Ces dernières ont été mises en place lors de mesures de référence qu'il convient donc de décrire.

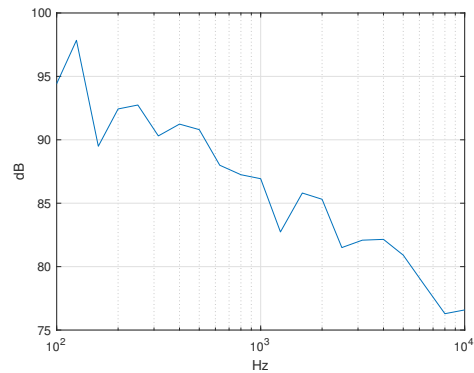
Ces configurations devaient nécessairement répondre à un certain nombres d'imperatifs :

- La caractèrè du véhicule modifié était l'acoustique intérieure;
- Les configurations devaient être suffisamment proches pour que les perceptions des auditeurs soient comparables d'une configuration sur l'autre;
- Les stimuli obtenus pour chaque configuration devaient cependant rester discernables;
- Le passage d'une configuration à l'autre devait pouvoir être simplement réalisée;
- Les configurations devaient être facilement reproductibles numériquement.

Pour ces mesures de référence, une voiture a été placée dans une chambre réverbérante (*Volume = 196.5 m3, Hauteur = 4.11 m, Longueur = 7.99 m, Largeur = 5.98 m*) (cf. Fig. 2.1a). Le véhicule a été exposé à un champ diffus, généré par un haut-parleur

émettant du bruit blanc. Du fait du comportement de la salle et du haut-parleur (modèle : RCF ART 710-A), le spectre du champ diffus ne correspond pas à celui d'un bruit blanc (cf. Fig. 2.1b). Afin donc de prévenir d'éventuelles erreurs dans la représentation numérique de la source, son spectre a été mesuré grâce à un microphone (modèle : B&K PCV378B02) externe à la voiture (entouré en **bleu** Fig. 2.1a). Le niveau sonore a ensuite été implanté dans le modèle (cf. Sec. 1.4.2.1).

1320



(A) Excitation par une enceinte (entourée en **rouge**).
 (B) Niveau de pression mesuré en champ lointain dans la salle réverbérante
 Mesure du spectre par un microphone champ lointain (entouré en **bleu**).

FIGURE 2.1 – Voiture placée en chambre réverbérante

Pour obtenir les "configurations véhicules", la solution qui a été retenue consistait à modifier l'isolation acoustique de la voiture à l'aide :

1325

— de masses lourdes et absorbantes (textile recyclé isolant fixée à une plaque en caoutchouc). Tous les vitrages du véhicule (cf. Fig. 2.3) ont été masqués par une masse sauf un appelé "vitrage participant". Le passage d'une "configuration véhicule" à l'autre a pu être obtenu en modifiant le vitrage participant parmi les vitrages du véhicule (cf. Fig. 2.2);

1330

— l'utilisation des vitrages latéraux, soit en verre feuilleté soit en verre trempé (configuration de série du véhicule).



(A) Véhicule "ouvert" = "usage réel"



(B) Véhicule masqué

FIGURE 2.2 – Masquages des vitrages

TABLE 2.1 – Listes des configurations véhicules utilisées pour les campagnes de réécoute présentées dans ce mémoire

N° de configuration	Composition		Vitrage participant
	Vitrage Avant	Vitrage Arrière	
1	Feuilleté	Feuilleté	Aucun
2	Feuilleté	Feuilleté	Tous les vitrages
3	Feuilleté	Feuilleté	Lunette arrière
4	Feuilleté	Feuilleté	Avant Droite
5	Feuilleté	Feuilleté	Avant Gauche
6	Feuilleté	Feuilleté	Vitrages avants
7	Feuilleté	Feuilleté	Custode arrière
8	Feuilleté	Feuilleté	Arrière Droite
9	Feuilleté	Feuilleté	Arrière Gauche
10	Feuilleté	Feuilleté	Vitrages arrières
11	Feuilleté	Feuilleté	Pare-brise
12	Feuilleté	Trempé	Aucun
13	Feuilleté	Trempé	Tous les vitrages
14	Feuilleté	Trempé	Arrière Droite
15	Feuilleté	Trempé	Arrière Gauche
16	Trempé	Trempé	Aucun
17	Trempé	Trempé	Tous les vitrages
18	Trempé	Trempé	Avant Droite
19	Trempé	Trempé	Avant Gauche

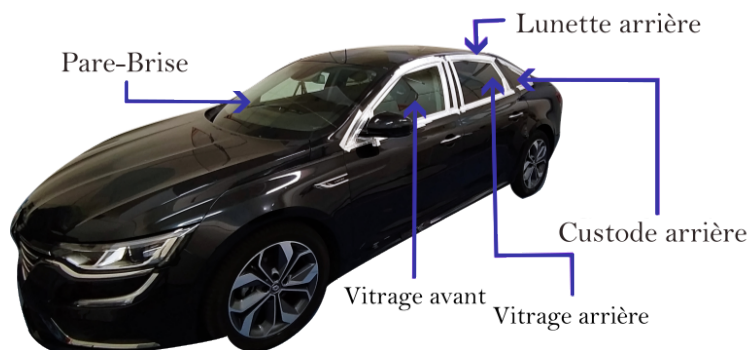


FIGURE 2.3 – Noms des vitrages présents sur un véhicule

Pour chaque configuration ainsi produite (cf. Tab. 2.1), des enregistrements ont été effectués à l'aide de deux microphones (modèle : B&K PCV378B02) fixés à l'appui-tête du conducteur à la hauteur présumée de ses oreilles (entourés en **bleu** Fig. 2.4).



FIGURE 2.4 – Emplacement des microphones fixés sur l'appui tête conducteur (entouré en **bleu**) et du microphone fixé sur un bras tournant utilisé Chap.3.3.2.1 (entouré en **orange**)

2.2 Mise en place et validation de la méthode de génération des signaux

Chacune des configurations obtenue a également été reproduite numériquement. Le modèle de synthèse vibro-acoustique (SEA) employé permettant uniquement de déterminer un niveau de pression moyen dans la cavité tête du conducteur (en rouge Fig. 1.16b), une technique de génération des signaux a donc dû être mise au point pour permettre l'écoute des résultats du modèle numérique. Dans un premier temps, cette méthode sera présentée.

Elle présente un certain nombre de limitations principalement induites par le fait que les signaux numériques sont produits à partir d'une Analyse Statistique de l'Énergie. Il a donc été nécessaire de procéder à une validation des signaux obtenus grâce à la méthode de génération. Celle-ci a été appliquée aux enregistrements de référence mesurés lors des essais en chambre réverbérante. Nous avons alors pu comparer les stimuli provenant des enregistrements et leur version "réauralisée" au travers d'expériences parallèles par évaluations subjectives auprès d'un groupe d'auditeurs.

Cette campagne permettra également de vérifier que les différentes configurations véhicule réalisées lors des essais en salle réverbérante, amènent bien à des différences de ressenti chez les auditeurs. Ces essais ont été réalisés par Mr Alfredo KOC LI lors de son stage de Master pluri-établissement de l'Université de Lyon. Ils seront détaillés ici.

2.2.1 Processus de génération des stimuli

2.2.1.1 La méthode

Les niveaux de pression obtenus numériquement sont utilisés afin de mettre au point un filtre à **Réponse Impulsionnelle Finie (FIR)**. Ce type de filtre est défini par l'équation Eq. 2.1 :

$$y[n] = \sum_{k=0}^{N-1} b[k] * x[n-k] \quad (2.1)$$

avec $x[i]_{1 \leq i \leq n}$ les valeurs d'entrée du signal, $y[i]_{1 \leq i \leq n}$ les valeurs de sortie du signal, N le nombre de coefficients, b_k les coefficients du filtre. Les coefficients b_k du filtre ont été déterminés de manière à ce que sa fonction de transfert représente les spectres simulés servant de cible. Pour cela, la fonction `fir2` de la boîte à outils `Signal Processing` de `MatLab` a été utilisée pour une fréquence d'échantillonnage (f_s) de 44100 Hz pour obtenir un filtre d'ordre $N = 8192$ (cf. Fig. 2.5). Cette fonction de transfert a ensuite été utilisée afin de filtrer un bruit blanc d'amplitude unitaire, pour obtenir un signal temporel de 5 s ($f_s = 44100$ Hz, 24-bits).

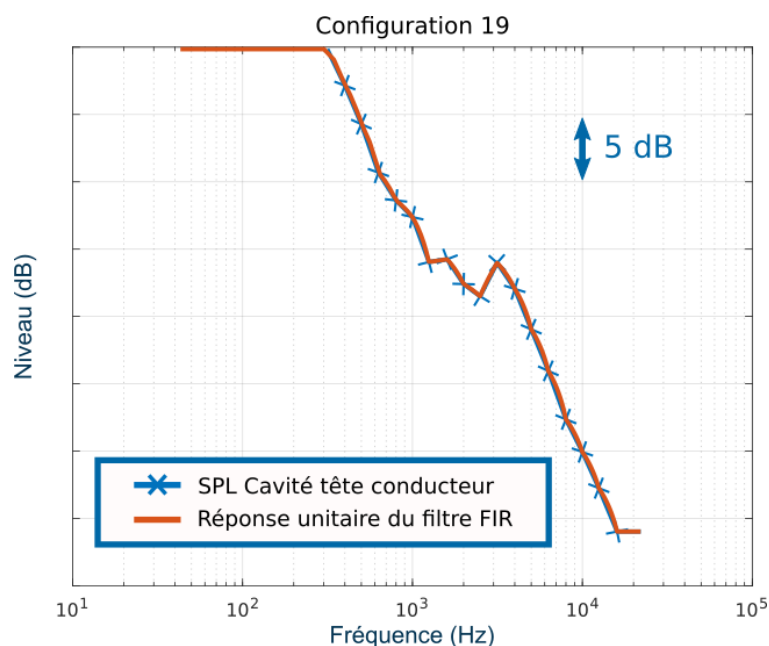


FIGURE 2.5 – Comparaison entre la réponse unitaire d'un filtre FIR et le niveau SPL simulé via le modèle SEA à reproduire

Ce processus a été appliqué à chaque configuration de véhicule, permettant ainsi la création des jeux de sons simulés qui seront utilisés tout au long de ce mémoire.

2.2.1.2 Les limites

Les limites découlent principalement de l'utilisation de la méthode SEA pour réaliser le modèle numérique vibro-acoustique du véhicule. De fait, comme nous l'avons mentionné, **les résultats du modèle ne contiennent aucune information quant à la phase.**

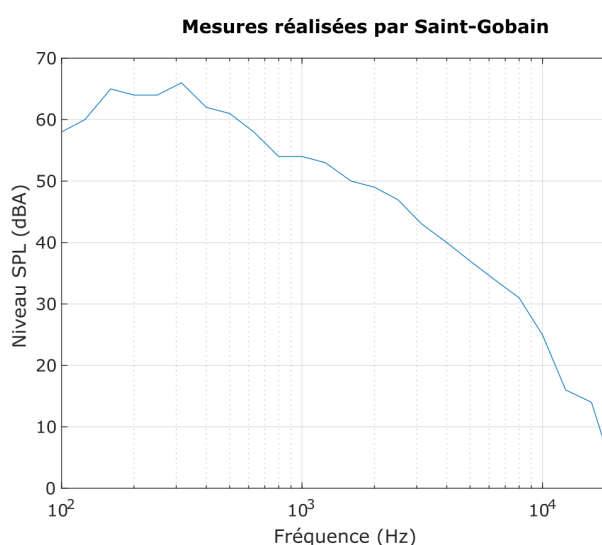
 galement, rappelons que contrairement à la mesure, **la simulation par la méthode SEA ne permet pas de déterminer des valeurs entre 0 et 315 Hz.** Le filtre FIR a été étendu manuellement en fixant les valeurs sur cet intervalle comme étant égales à la valeur du filtre à 315 Hz. Cela permet d'obtenir une composante basse fréquence comme celle présente dans la mesure.

Pour finir, le filtre utilisé lors de la méthode de génération ne conserve pas les valeurs du niveau sonore (cf. Fig. 2.5). De plus, il est appliqué à un bruit blanc d'amplitude égale à 1 Pa. De ce fait, **l'information concernant le niveau de pression du signal est perdu au cours du processus**. Afin de compenser cette perte et de permettre aux auditeurs d'écouter des stimuli à un niveau réaliste, une méthode a été mise en place lors de la préparation des expériences de réécoute. Pour se faire, le niveau SPL joué par le casque utilisé pour les réécoutes a été réajusté afin de correspondre au mieux à ce qu'expérimente un conducteur sur l'autoroute à 130 km/h. Pour cela, le niveau joué dans le casque a été mesuré à l'aide d'une tête acoustique (Fig. 2.6a) avant d'être comparé et conformé à un niveau global de référence mesuré par les équipes de Saint-Gobain Research Compiègne lors d'une campagne réalisée sur circuit antérieure à cette étude (Fig. 2.6b).



(A) Tête acoustique

Neutrik-Cortex Instruments 'MANIKIN MK1'



(B) Niveau SPL de référence en tiers d'octave mesuré lors d'essais sur circuit

FIGURE 2.6 – Ajustement du niveau joué par le casque pour correspondre au niveau de référence mesuré

Étant donné les limites que nous venons d'évoquer, il était crucial d'effectuer une vérification de la qualité des signaux produits par ce processus. Pour cela, la méthode de génération a directement été appliquée aux enregistrements de référence mesurés lors des essais en chambre réverbérante. Les signaux de références et ceux reproduits ont été comparés au travers d'une campagne d'évaluation subjective du désagrément ressenti que nous précisons ci-après. Ainsi, on s'assure que les divergences potentielles entre les signaux (sonie, tonalité...), pouvant influencer le ressenti des auditeurs, proviennent directement du processus de génération des signaux.

1410 2.2.2 Vérification de la méthode de génération des signaux par des expériences d'évaluation subjectives parallèles

2.2.2.1 Les participants

26 personnes (16 hommes et 10 femmes), âgés de 20 à 33 ans et principalement élèves ingénieurs ou doctorants à l'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon (INSA Lyon), ont participé à l'expérience. Les participants ont déclaré n'avoir aucune déficience auditive. Une vérification a été effectuée au début de l'expérience grâce à un audiomètre de dépistage sur PC (EOLYS PDD401 de chez EOLYS¹). Il s'agit d'un audiomètre connecté sous Windows via son propre logiciel PISTONXP, utilisant un casque M PELTOR OPTIME II et un bouton de réponse. Il permet de tester le seuil d'audition des participants grâce à une audiométrie tonale en accord avec la norme ISO 8253-1 :1989. Sept fréquences sont testées entre 125 Hz et 8000 Hz. Les mesures ont montré que les participants possédaient une audition normale avec un seuil inférieur à 20 dB HL pour toutes les fréquences testées.

2.2.2.2 L'installation pour la réécoute

1425 L'expérience a pris place dans la salle de réécoute du Laboratoire de Vibrations Acoustique (LVA) (cf. Fig. 2.7). Les sons étaient écoutés par les participants grâce à un casque Sennheiser HD 600.



FIGURE 2.7 – Salle de réécoute du LVA
Volume ≈ 18 m³, Hauteur = 2.2 m, Longueur = 3.4 m, Largeur = 2.4m

2.2.2.3 Les stimuli

1430 Deux jeux de stimuli de 5 secondes ont été utilisés pour cette campagne d'essais :

- Jeu de sons de référence : Enregistrements bruts mesurés par les deux microphones fixés à l'appuie-tête du conducteur (écoute dichotique);
- Jeu de sons à valider : Signaux obtenus par application du processus de génération des signaux à partir de ces enregistrements (écoute diotique).

1. <https://www.eolys.fr/equipements-de-mesure/65-audiometre-informatise-usb.html>

1435 Le jeu de sons 1 a été obtenu de la manière suivante. Les niveaux SPL mesurés en
bandes fines par chacun des deux microphones fixés sur l'appui-tête du conducteur
(cf. Fig. 2.4) ont tout d'abord été moyennés entre eux. Ce niveau moyen à ensuite
été soumis à la méthode de génération des signaux mentionnée plus tôt. L'obtention
des deux jeux de stimuli est alors résumée Fig. 2.8.

1440

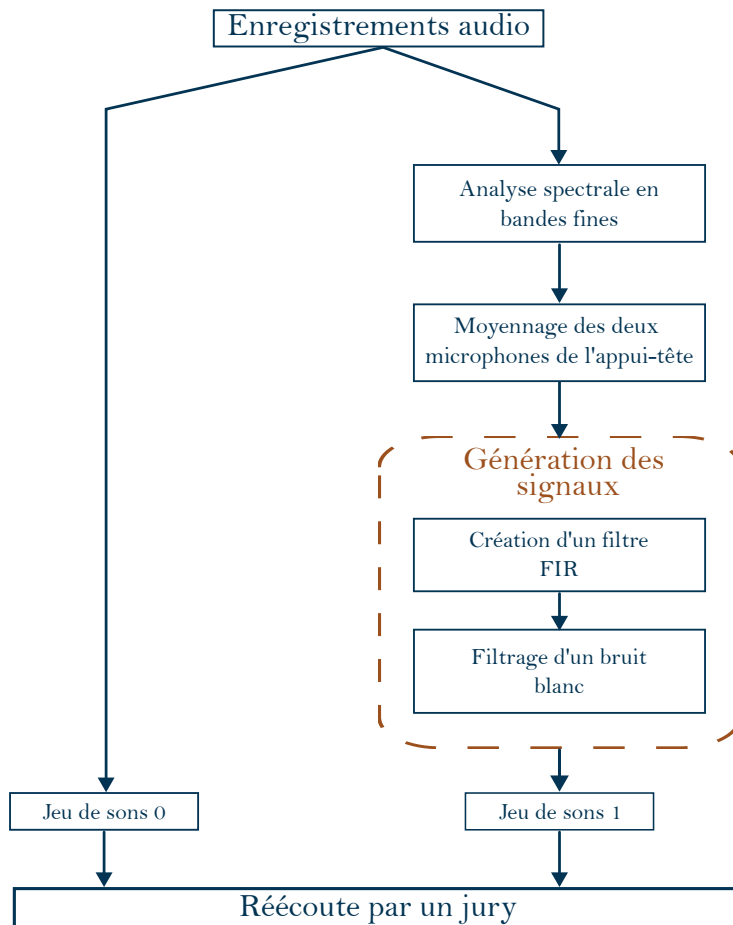


FIGURE 2.8 – Obtention des stimuli pour la première campagne d'évaluation subjective par un jury

2.2.2.4 La méthodologie d'évaluation subjective

L'objectif était de comparer les évolutions des désagréments exprimés par les participants en fonction des configurations écoutées et en fonction de l'origine du son écouté (mesuré ou régénéré). Pour ce faire, on a procédé par expériences parallèles en utilisant chacun des deux jeux de sons décrits Fig. 2.8.

1445

Il a été demandé aux participants de s'imaginer au volant d'un véhicule sur l'autoroute et d'évaluer le désagrément ressenti pour chacun des dix-neuf sons correspondant aux configurations véhicules. Les participants avaient à leur disposition une interface développée en interne au laboratoire sur l'ordinateur présent dans la salle. Sur cette interface (cf. Fig. 2.9) était présente une échelle avec cinq repères ("pas du tout", "un peu", "moyen", "beaucoup" et "extrêmement") sur laquelle les participants pouvaient librement positionner un curseur. Afin de prévenir toute influence

1450

1455 de la séquence de présentation des sons sur les résultats, l'ordre des dix-neuf signaux
 était modifié aléatoirement par le logiciel. Cette expérience a été effectuée pour les
 deux jeux de sons. L'ordre dans lequel ces deux expériences ont été réalisées a été
 équilibré à la main. On s'assure par là que chaque expérience sera effectuée en pre-
 mier un même nombre de fois que l'autre expérience.

1460 Au début de chacune des deux expériences, des sons extraits du jeu alors étudié
 étaient présentés aux participants pour leur permettre de se familiariser avec l'expé-
 rience et de déterminer leurs critères personnels d'évaluation.

Au total, l'expérience a duré en moyenne 20 minutes par participants.



FIGURE 2.9 – Interface développée en interne au LVA et utilisée pour la réalisation de la campagne d'évaluation subjective de sons

1465 2.2.2.5 Les résultats

Pour permettre l'analyse statistique, les réponses des participants ont été converties en scores allant de 0 à 1000 correspondant respectivement aux extrêmes "pas du tout" désagréable et "extrêmement" désagréable (cf. Fig. 2.10).

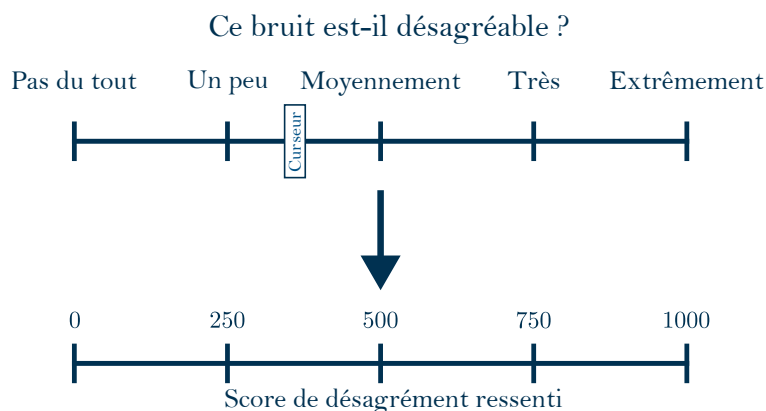
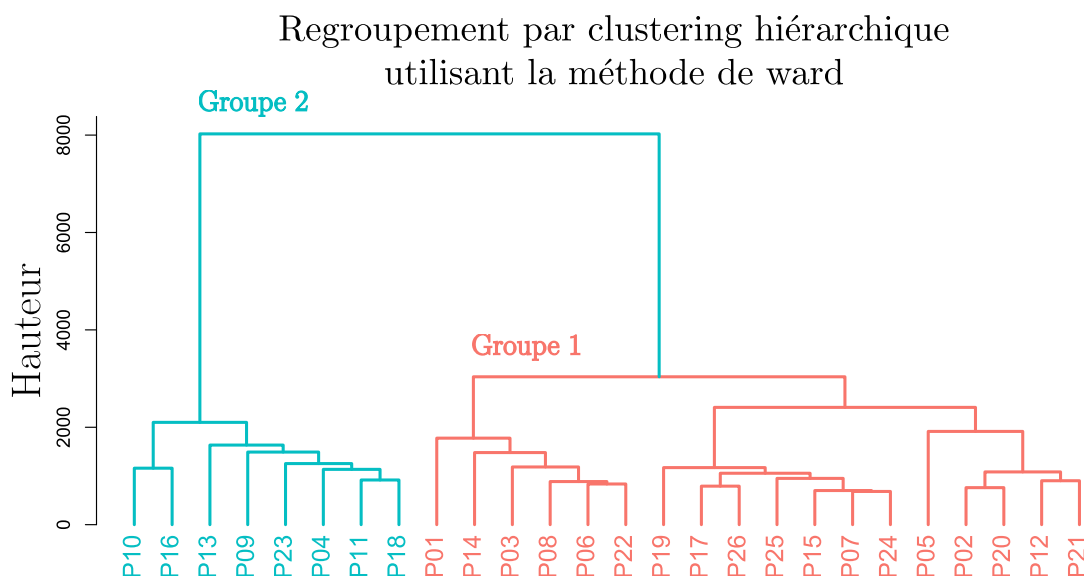


FIGURE 2.10 – Conversion des évaluations des participants en scores de désagrément ressenti

1470 **Classement hiérarchique par regroupement** : Dans un premier temps, ces notes, regroupées sous la forme de vecteurs de désagrément pour chaque participant, ont permis de calculer la distance euclidienne entre ces derniers. Leur classement hiérarchique par regroupement a ainsi pu être réalisé pour repérer les participants ou les groupes dont les réponses diffèrent considérablement du reste des auditeurs. Le cas étant, un examen des réponses des groupes identifiés permet de statuer sur la possibilité d'inclure les réponses sans fausser l'analyse des résultats.

1480 La méthode de Ward a ici été appliquée². Les participants similaires sont alors regroupés ensemble et les regroupements se poursuivent jusqu'à ce qu'un seul groupe contienne tous les auditeurs de l'étude. La méthode permet la réalisation d'un "dendrogramme" facilitant la visualisation des regroupements successifs des individus (cf. Fig. 2.11). La hauteur des branches dans le dendrogramme indique le degré de similarité entre les groupes. Plus la branche reliant les groupes est haute plus les groupes sont différents. On a ainsi pu identifier deux groupes principaux à savoir le groupe 1 (en orange Fig. 2.11) et le groupe 2 (en turquoise Fig. 2.11). Un examen de la moyenne des scores de ces deux groupes a donc été effectué.



1490 **Tracé des moyennes des scores pour les deux groupes identifiés** : La comparaison de l'évolution des moyennes des scores en fonction des configurations véhicules pour chacun des deux jeux de sons (cf. Fig. 2.12) a permis de mettre en avant que la différence principale entre ces deux groupes résidait dans l'utilisation de l'échelle. En effet, les participants du groupe 1 avaient tendance à donner des évaluations autour de la valeur "Moyennement désagréable" tandis que le groupe 2 semblait plus dérangé avec des évaluations évoluant plus autour de "Très" désagréable. L'évolution des courbes restant néanmoins très similaire entre les deux groupes, tous les participants ont été conservés et regroupés pour l'étude.

2. Cet algorithme est régulièrement employé pour effectuer des classifications hiérarchiques. A chaque étape de l'algorithme, un regroupement de classe (ici les participants) est réalisé de manière à ce que l'augmentation de l'inertie interclasse soit minimum [82]

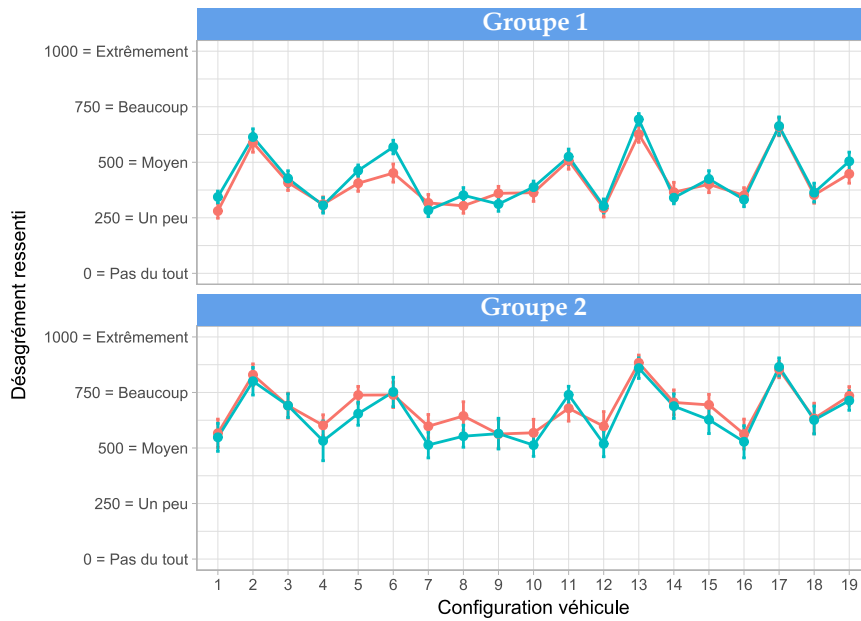


FIGURE 2.12 – Comparaison des résultats pour les deux groupes : Moyenne du désagrément ressenti et de son intervalle de confiance à 95 % en fonction de la configuration véhicule et de l’origine des sons.
 Jeu de référence : Enregistrements bruts — ;
 Jeu à valider : Mesures Bandes Fines reproduites —

Tracé des moyennes des scores pour l’ensemble des auditeurs : L’évolution des moyennes des scores de tous les participants regroupés en fonction des configurations véhicules pour chacune des deux expériences a ainsi pu être tracée (cf. Fig. 2.13). Cette figure montre que l’évolution du désagrément est visiblement très similaire entre les mesures et les signaux réauralisés.

1500

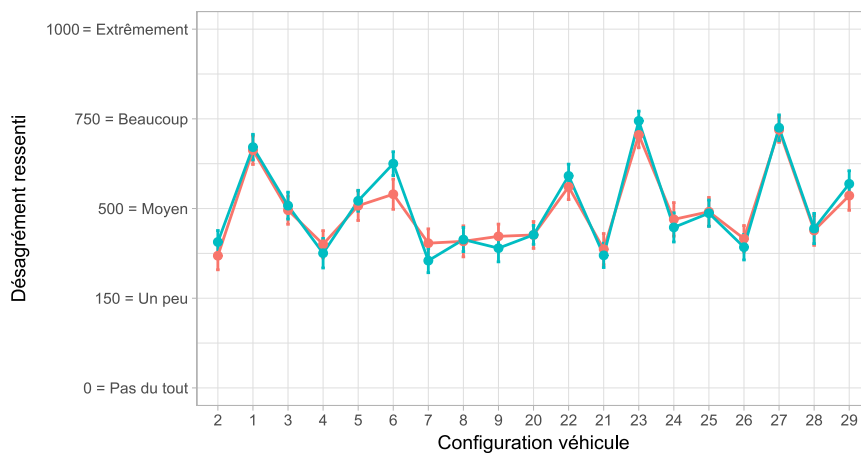


FIGURE 2.13 – Moyenne du désagrément ressenti et de son intervalle de confiance à 95 % en fonction de la configuration véhicule et de l’origine des sons.
 Jeu de référence : Enregistrements Bruts — ;
 Jeu à valider : Mesures Bandes Fines Régénérées —

RM-ANOVA (Repeated-Measures ANalysis Of VAriance) : Pour vérifier statistiquement ces observations, la table de notation a été soumise à une Analyse de Variance de Mesures Répétées à deux facteurs (RM-ANOVA de l'anglais "Repeated-Measures ANalysis Of VAriance"). Cette méthode permet d'étudier l'influence d'un ou plusieurs facteurs sur une variable dépendante étudiée. Dans notre cas, la variable dépendante est le score tandis que l'origine des sons (deux niveaux) et la configuration véhicule (dix-neuf niveaux) représentent les deux facteurs (ou variables explicatives).

Une évaluation préalable de la qualité des données a été réalisée afin de vérifier le respect des hypothèses nécessaires à l'application de l'RM-ANOVA. Les valeurs aberrantes ont été déterminées à l'aide de la méthode des Box plots. La normalité a été déterminée à l'aide du test de Shapiro-Wilk [83]. L'homogénéité des variances a été étudiée par le test de Levene [84]. Ces tests sont réalisés grâce aux fonctions respectives `identify_outliers`, `shapiro_test` et `levene_test` de la librairie `rstatix` disponible dans Rstudio [85]. Aucune valeur extrême aberrante n'était présente parmi les données, les résidus étaient normalement distribués ($p > 0,05$) et les variances étaient homogènes ($p > 0,05$).

Une dernière précaution est à prendre lors de la réalisation de la RM-ANOVA. Lors d'une mesure dite "répétée", comme ici où chaque participant évaluait les 2 jeux de sons, la vérification de la sphéricité des données³ à l'aide d'un test de Mauchly [86] est nécessaire. Si cette hypothèse n'est pas vérifiée, l'application de la correction de Greenhouse-Geisser [87] est impérative pour éviter d'éventuelles fausses conclusions quant à la significativité des facteurs. L'utilisation de la fonction `anova_test()` de la librairie `rstatix` permet d'effectuer la RM-ANOVA en prenant en compte automatiquement les différentes corrections nécessaires. Les résultats de cette RM-ANOVA sont résumés dans la table Tab. 2.2.

Dans cette table, une valeur p inférieure au seuil de 5 % est considérée comme significative ce qui indique que le facteur correspondant exerce une influence sur la variable dépendante. Par la suite le F Ratio, aussi appelé F de Fisher, est exprimé dans le texte sous la forme d'un F[ddl1, ddl2] où ddl1 et ddl2 les degrés de libertés respectifs du numérateur et du dénominateur à utiliser avec la table de Fisher.

TABLE 2.2 – RM-ANOVA à deux facteurs

Hypothèse de sphéricité : OK

Source	ddl	SC	CM	F Ratio	p-value
Origine	1	7297	7297	0.03	0.85
Config. Véhicule	18	12170606	676145	45.54	$\ll 0.0001$
Origine : Config. Véhicule	18	229707	12761	1.08	0.37

ddl : degrés de liberté, SC : Somme des Carrés, CM : Carré Moyen

L'étude des résultats de la RM-ANOVA permettent tout d'abord de mettre en évidence la haute significativité du facteur "configuration véhicule" [F(18,450) = 45.54, $p \approx 0$]. De fait, **les modifications effectuées sur l'isolation acoustique du vitrage**

3. Dans le cas de mesures répétées, les variances des différences entre toutes les combinaisons des conditions (ou groupes) doivent être égales pour appliquer la RM-ANOVA

ont bien produit suffisamment de changement dans les sons pour que les participants les distinguent les unes des autres.

En revanche, on note que ni le facteur "Origine du son" ni l'interaction des deux facteurs n'apparaissent comme significatif (respectivement, on observe $[F(1,25) = 0.03, p = 0.85]$ et $[F(18,450) = 1.08, p = 0.37]$). Ainsi, on peut conclure que le désagrément ressenti n'est pas modifié significativement par l'origine du son.

2.2.3 Discussion intermédiaire

Cette première campagne d'étude subjective a tout d'abord permis de valider la méthode pour obtenir nos configurations véhicules en utilisant des masses lourdes et des changements de verre pour nos vitrages. Celles-ci répondent aux différentes contraintes qui ont été exposées (cf. Sec. 2.1) et offrent un cadre d'étude satisfaisant pour étudier les différences d'évolutions de désagrément ressenti en fonction de l'origine des sons.

Ces essais perceptifs ont aussi et surtout permis de confirmer que la méthode de génération des stimuli (cf. Sec. 2.2.1) n'influence pas les préférences exprimées par les auditeurs. Elle sera donc utilisée dans la suite de ce chapitre afin d'obtenir les stimuli employés pour les campagnes de réécoute comme celle qui sera décrite dans la sous-section suivante.

2.3 Comparaison entre les stimuli mesurés et les stimuli validés au travers d'expériences d'évaluations subjectives parallèles

À travers cette nouvelle expérience, nous avons pu effectuer une première comparaison entre des signaux générés à partir des résultats du modèle numérique et des signaux mesurés lors des essais en chambre réverbérante. Comme pour l'expérience précédente, on cherchera à déterminer si les évolutions des évaluations exprimées par les auditeurs entre les configurations véhicule restent identiques, que les signaux proviennent de mesures ou de simulations. Afin de focaliser exclusivement notre étude sur l'évaluation de la capacité du modèle à produire des résultats suffisamment précis, sans être perturbé par la méthode d'auralisation que nous avons mise en place, les signaux "mesurés" sont à nouveau obtenus par application de la méthode de génération des signaux aux spectres des enregistrements de référence.

Un objectif secondaire de cette campagne a donc été de tester l'influence du choix de l'origine du TL dans le modèle numérique. Comme évoqué plus tôt, le modèle numérique utilise le TL afin de simuler l'isolation acoustique produite par les vitrages. Au sein des équipes de Saint-Gobain Research Compiègne, ce TL peut être mesuré grâce à une méthode itérative (Ann. A) ou obtenu grâce à l'utilisation d'un logiciel interne basé sur la méthode d'homogénéisation développée par J.L. Guyader [54]. Les deux techniques ont été utilisées pour générer deux jeux de stimuli "simulés" qui seront comparés dans cette campagne de réécoute.

Pour finir, on peut noter que le modèle numérique exprime ses résultats sous la forme d'un spectre moyenné en tiers d'octave tandis que les signaux "mesurés" sont eux exprimés en bandes fines. Le dernier but de cette campagne était donc

d'étudier l'influence du moyennage par tiers d'octave du spectre à auraliser. Pour ce faire, deux jeux "mesurés" ont été générés. L'un sera obtenu à partir d'un spectre moyenné en tiers d'octave et l'autre à partir d'un spectre en bandes fines soumis.

1590 2.3.1 Les participants

26 personnes (15 hommes et 11 femmes), âgés de 21 à 33 ans, ont participé à l'expérience. Majoritairement, élèves ingénieurs ou doctorants à l'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon (INSA Lyon), les participants n'ont déclaré aucune déficience auditive. Du fait d'un souci de matériel, la vérification par audiométrie tonale n'a, cette fois ci, pas pu être réalisée. Néanmoins, au vue de l'âge médian des auditeurs (24 ans), on peut supposer que les résultats restent satisfaisants.

2.3.2 Les stimuli

Pour cette campagne, quatre jeux de stimuli ont été employés.

1600 Tout d'abord, pour chaque configuration de véhicule reproduite numériquement, deux niveaux SPL numériques ont été calculés à partir de l'énergie simulée dans la cavité tête du conducteur :

- Niveau de pression en tiers d'octave pour le modèle SEA utilisant le TL mesuré sur véhicule par une méthode itérative (cf. Ann. A). Cette méthode présente l'inconvénient de faire intervenir le modèle numérique SEA durant sa propre mise en place;
- 1605 — Niveau de pression en tiers d'octave pour le modèle SEA utilisant le TL calculé via le logiciel de calcul interne.

1610 L'application du processus de génération a ces niveaux SPL a permis d'obtenir les deux jeux de stimuli "simulés".

Ensuite, deux jeux ont été obtenus par application du processus à la moyenne des enregistrements réalisés par les microphones présents sur l'appuie-tête conducteur lors des mesures de références (cf. Sec. 2.1). Tout d'abord, le processus a été 1615 utilisé pour générer un troisième jeu de sons à partir du spectre moyen en bandes fines des enregistrements. La même opération a été appliquée sur les niveaux mesurés moyennés en tiers d'octave de ces mêmes enregistrements pour générer un quatrième et dernier jeu.

1620 Finalement, le procédé complet (cf. Fig. 2.14) a permis d'obtenir les 4 jeux de sons suivants :

- **Jeu de sons 1 : Simulation SEA avec un TL numérique** calculé par le logiciel interne à Saint-Gobain Research Compiègne;
- 1625 — **Jeu de sons 2 : Simulation SEA avec un TL** extrait de mesures itératives effectuées sur le véhicule;
- **Jeu de sons 3 : Réauralisation du spectre moyen en Bandes Fines des enregistrements microphoniques**;
- 1630 — **Jeu de sons 4 : Réauralisation du spectre moyen en Tiers d'Octave des enregistrements microphoniques.**

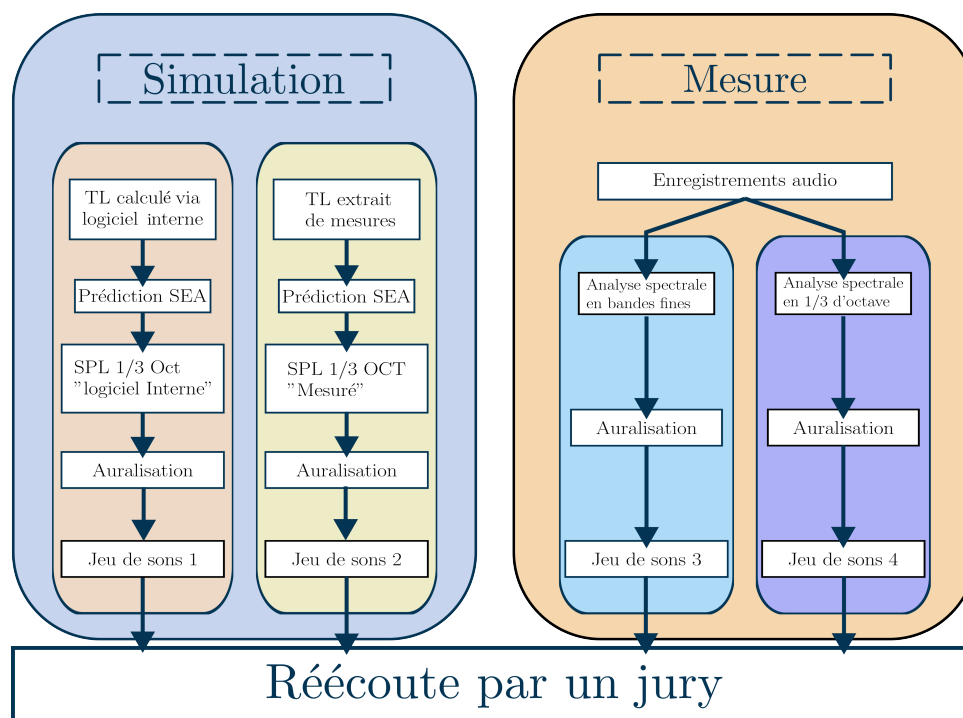


FIGURE 2.14 – Obtention des stimuli pour la première campagne d'évaluation subjective par un jury

2.3.3 L'installation et la méthodologie des essais perceptifs

Le matériel pour réaliser cette campagne est inchangé par rapport à la précédente (cf. Sec. 2.2). La méthodologie employée reste également identique. À nouveau, quatre expériences parallèles ont été réalisées (une expérience par jeu de son) pour chacune desquelles les dix-neuf sons étaient évalués par les participants. De nouveau, l'ordre de passages des quatre expériences par les participants était équilibré à la main et l'ordre d'écoute des sons organisé aléatoirement par l'interface. La durée moyenne de l'expérience était de 25 minutes par participant.

2.3.4 Les résultats

Classement hiérarchique : De la même manière que pour la campagne précédemment exposée, les réponses des participants ont été converties en score et la distance euclidienne entre les participants a été calculée. Un classement hiérarchique a été effectué. Ce dernier a mené à l'identification de deux groupes. Après un examen identique à celui présent lors de la campagne précédente, les résultats des deux groupes ont été conservés et regroupés pour l'étude.

Tracé des moyennes des scores pour l'ensemble des auditeurs : Après quoi l'évolution des moyennes des scores en fonction des configurations véhicules pour chacun des quatre jeux de sons a pu être retracée (cf. Fig. 2.15). On constate alors que l'évolution du désagrément est visiblement très similaire entre les simulations et les mesures. On peut néanmoins observer une tendance de la part des participants à évaluer les sons simulés des configurations 17, 18 et 19 comme plus désagréables que les sons mesurés.

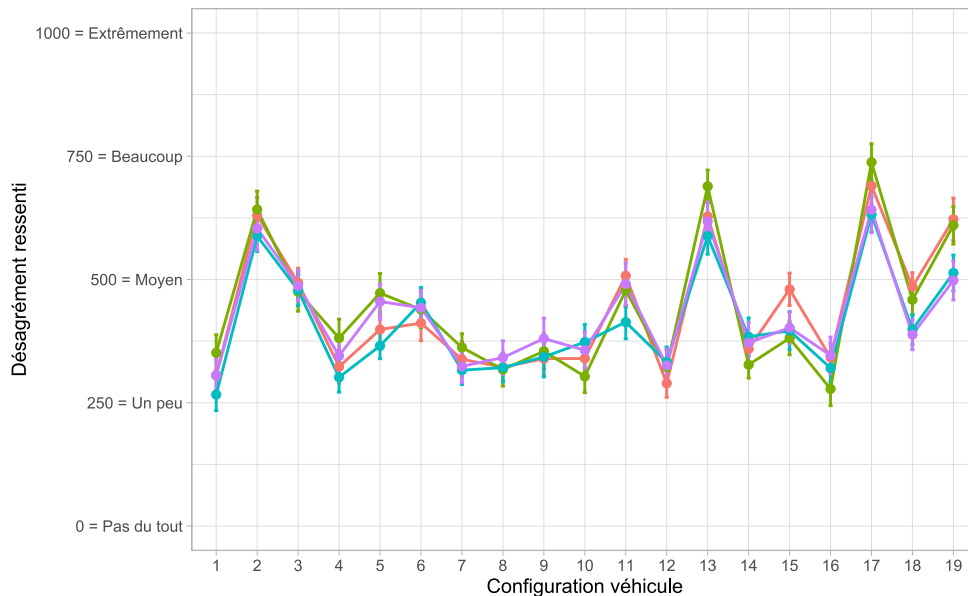


FIGURE 2.15 – Moyenne du désagrément ressenti et de son intervalle de confiance à 95 % en fonction de la configuration véhicule et du jeu d’origine des sons.

Jeu 1 : Simulation TL numérique — ;
 Jeu 2 : Simulation TL extrait de mesure — ;
 Jeu 3 : Mesures Bandes Fines — ;
 Jeu 4 : Mesure en 1/3 d’Octave —

1655 **RM-ANOVA :** Une RM-ANOVA a été appliquée aux scores donnés par les participants avec des précautions identiques à celles mises en place lors de la campagne précédente (cf. Tab. 2.3). La RM-ANOVA a permis de mettre en avant que le facteur "origine des sons" n’était pas significatif [$F(2.34, 58.53) = 0.995$ et $p = 0.4$].

1660 Néanmoins, l’interaction entre les deux facteurs l’est [$F(54, 1350) = 2.039$ et $p \ll 0.0001$] ce qui indique que l’origine des sons ne modifie le désagrément ressenti que pour certaines configurations. Par observation de la figure 2.15, on peut supposer que ces dernières correspondent aux configurations pour lesquelles les vitrages latéraux du véhicule sont conçus en verre trempé.

TABLE 2.3 – RM-ANOVA à deux facteurs pour la campagne n°2

Hypothèse de sphéricité : Corr. Greenhouse-Geisser appliquée

Source	ddl	SC	CM	F Ratio	p-value
Origine	2.34	225398	96324	1	0.40
Config. Véhicule	3.92	5506596	1404744	57.99	$\ll 0.0001$
Origine : Config. Véhicule	54	1557319	28839	2.09	$\ll 0.0001$

ddl : degrés de liberté, SC : Somme des Carrés, CM : Carré Moyen

1665 **Comparaisons multiples appariés (tests-t) :** Un test-t⁴ de comparaisons multiples appariées a été effectué à partir des scores. Il permet de comparer les jeux d’origines

4. "Celui-ci vise à comparer les moyennes de deux populations qui suivent une distribution normale." [88]

de sons entre eux, deux à deux, pour chacune des dix-neuf configurations de véhicule. La correction de Bonferroni a été appliquée à ce test⁵. Pour cela, on a utilisé la fonction `pairwise.t.test`. En raison de contraintes d'espace, le tableau complet présentant les résultats de ces tests statistiques n'a pas été inclus dans ce mémoire.

1670

Dans l'extrait de ce tableau (cf Tab. 2.4), les résultats des tests (indiqué aux lignes 100, 101, 105, 110, 111 et 113) mettent en avant que pour les configurations véhicules utilisant du verre trempé, les réponses exprimées pour les signaux simulés (jeux de sons 1 et 2) sont significativement différentes de celles obtenues à partir de la mesure (jeux de sons 3 et 4)

1675

TABLE 2.4 – Extraits des résultats pour les comparaisons multiples appariées pour les configurations en verre trempé (17/18/19)

N°	Configuration véhicule	Origine 1	Origine 2	p ajusté	significativité
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
97	17	Jeu 1	Jeu 2	0.2550	ns
98	17	Jeu 1	Jeu 3	0.2550	ns
99	17	Jeu 1	Jeu 4	0.3660	ns
100	17	Jeu 2	Jeu 3	0.0080	**
101	17	Jeu 2	Jeu 4	0.0380	*
102	17	Jeu 3	Jeu 4	0.8430	ns
103	18	Jeu 1	Jeu 2	0.7640	ns
104	18	Jeu 1	Jeu 3	0.0810	ns
105	18	Jeu 1	Jeu 4	0.0090	**
106	18	Jeu 2	Jeu 3	0.2210	ns
107	18	Jeu 2	Jeu 4	0.2210	ns
108	18	Jeu 3	Jeu 4	0.7810	ns
109	19	Jeu 1	Jeu 2	1.0000	ns
110	19	Jeu 1	Jeu 3	0.0190	*
111	19	Jeu 1	Jeu 4	0.0070	**
112	19	Jeu 2	Jeu 3	0.0610	ns
113	19	Jeu 2	Jeu 4	0.0190	*
114	19	Jeu 3	Jeu 4	1.0000	ns

ns = non significatif / * : <0.05 / ** : < 0.001

On peut également observer que les origines "mesure 1/3 d'octave" et "mesure bandes fines" (respectivement jeu 3 et jeu 4) ne présentent pas de différence statistique majeure pour ces configurations comme pour le reste des tests-t. **Le procédé de génération des signaux est donc à nouveau vérifié. Son application à partir de spectres en tiers d'octave semble finalement suffisante pour produire des résultats similaires lors de l'évaluation du désagrément.** L'influence de ce paramètre pourra donc être négligée par la suite dans ce mémoire.

1680

Examen des configurations véhicules dites "d'usage réel" : Une étude ciblée a été effectuée pour les résultats des configurations 2, 13 et 17, pour lesquelles tous les vitrages participaient à l'acoustique interne du véhicule, comme en conditions réelles.

1685

5. L'ajustement de Bonferroni est une méthode permettant de corriger le seuil de significativité lors de comparaisons multiples afin de réduire la probabilité d'erreur de type I (faux positifs)

Comme précédemment, l'évolution des moyennes des réponses (cf. Fig. 2.16) est très similaire quelle que soit l'origine des sons. On observe notamment que le remplacement de verre feuilleté par du verre trempé tend à augmenter le désagrément ressenti par les auditeurs ce qui est un résultat classique. Au vu de la forte similitude observable sur l'évolution des courbes des jeux mesurés et simulés, il apparaît envisageable d'utiliser le modèle numérique pour simuler les configurations véhicules "d'usage réel" dans le but de comparer plusieurs produits. Il s'agit là du type d'essais perceptifs principal que les équipes de Saint-Gobain Research Compiègne peuvent être amenées à réaliser et il serait donc très intéressant de pouvoir les reproduire numériquement.

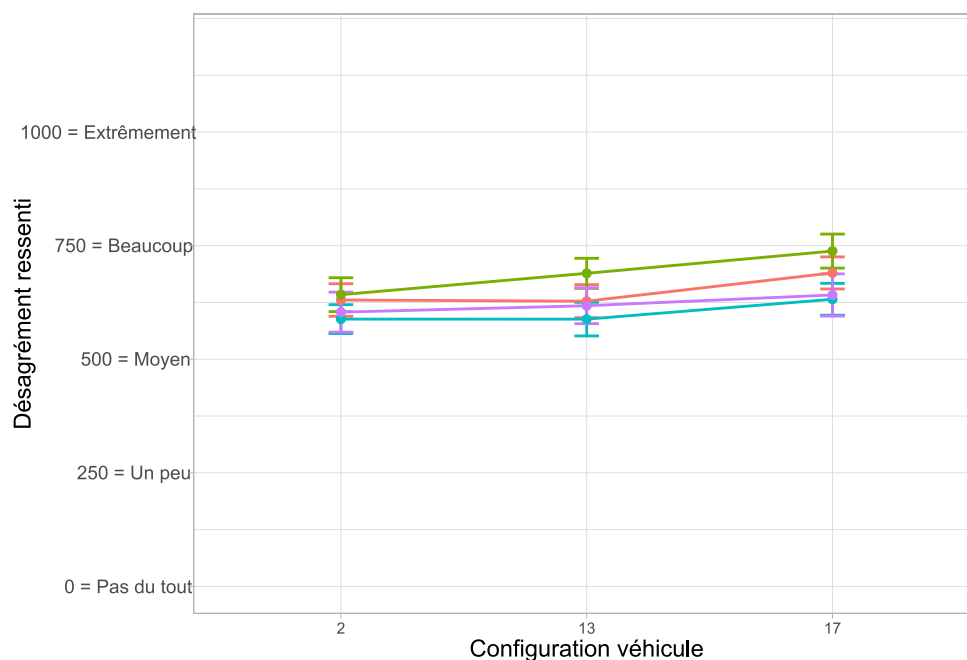


FIGURE 2.16 – Moyenne du désagrément ressenti et de son intervalle de confiance à 95 % pour les configurations véhicules dites "d'usage réel"

Jeu 1 : Simulation TL numérique — ;
 Jeu 2 : Simulation TL extrait de mesure — ;
 Jeu 3 : Mesures Bandes Fines — ;
 Jeu 4 : Mesure en 1/3 d'Octave —

À nouveau, un test-t de comparaisons multiples appariées a été réalisé à partir des scores. Cette fois-ci en revanche, les scores seront regroupés par origine des sons avant de comparer les configurations véhicules deux à deux, pour chacun des quatre jeux de sons. A nouveau la correction de Bonferroni a été appliquée.

Les résultats présentés dans le tableau Tab. 2.5 (extrait d'un tableau complet non présenté dans ce mémoire pour des soucis d'espace) montrent ligne 204, que seuls les sons 2 et 17 présentent une différence significative pour le jeu 2 de simulation. Ainsi, il apparaît que pour les configurations dites "d'usage réel", le désagrément n'est pas influencé par le changement des vitrages sur le véhicule et ce même lorsque les stimuli proviennent d'enregistrements directement effectués sur prototype. Ce résultat va à l'encontre des connaissances que l'on possède quant à l'apport du verre feuilleté sur le confort intérieur du véhicule. Cela peut être expliqué par la méthode

choisie. En effet, la campagne d'évaluation subjective ne permet pas la détection de différence fine comme c'est le cas entre les configurations "d'usage réel". **La mise en place d'une nouvelle expérience centrée sur ces stimuli apparaissait donc comme nécessaire.**

1715

TABLE 2.5 – Extrait du tableau de résultats des comparaisons multiples appariées pour les configurations "d'usage réel"

N°	Origine	Config. Véhicule 1	Config. Véhicule 2	p ajusté	significativité
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
29	Jeu 1	2	13	1.0000	ns
33	Jeu 1	2	17	0.1160	ns
154	Jeu 1	13	17	0.1160	ns
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
200	Jeu 2	2	13	1.0000	ns
204	Jeu 2	2	17	0.0003	***
325	Jeu 2	13	17	0.2180	ns
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
371	Jeu 3	2	13	1.0000	ns
375	Jeu 3	2	17	1.0000	ns
496	Jeu 3	13	17	1.0000	ns
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
542	Jeu 4	2	13	1.0000	ns
546	Jeu 4	2	17	1.0000	ns
667	Jeu 4	13	17	1.0000	ns

ns = non significatif / * : <0.05 / ** : < 0.001

2.3.5 Discussion intermédiaire

La méthodologie de génération des signaux mise en place permet de produire efficacement des signaux à partir des niveaux de pression prédits par le modèle numérique en tiers d'octave. Pour la majorité des configurations véhicules, l'évolution du désagrément est très similaire entre les signaux auralisés à partir du modèle numérique et ceux auralisés à partir de la mesure. En revanche, **les configurations employant les vitrages trempés apparaissent comme problématiques.** Une exploration plus attentive du problème des verres trempés est donc nécessaire.

1720

1725

Le choix des configurations dites "d'usage réel" avait pour objectif d'étudier la possibilité, pour ces configurations particulières, de comparer le confort acoustique apporté par différents produits en utilisant des stimuli obtenus à partir du modèle numérique. Si l'observation graphique semblait encourageante en ce sens, l'analyse statistique a, étonnement, amené à la conclusion que les auditeurs ne parvenaient pas à distinguer clairement ces différentes configurations entre elles, et ce, même pour les stimuli mesurés. Il paraît probable que cela provienne de la méthode d'essais employée. Une campagne centrée sur les stimuli "d'usage réels" a donc été imaginée. Les détails de cette campagne de réécoute sont couverts dans la section suivante.

1730

1735

2.4 Application du modèle aux configurations "d'usage réel"

L'objectif de cette campagne consistait à étudier la possibilité d'employer l'une des deux simulations pour générer des stimuli représentatifs des configurations véhicules dites "d'usage réel" dans l'objectif de comparer des produits Saint-Gobain Research Compiègne.

Cette fois-ci, la méthode de comparaisons par paires a été employée, car très performante pour l'évaluation de différences entre un stimulus A et un stimulus B [89]. Elle peut également être appliquée afin de classer plusieurs produits ne différant que par l'intensité d'un même stimulus [90]. Dans le cas d'étude présent, la méthode de comparaisons par paire a permis d'évaluer les ordres de préférences exprimées par les volontaires entre les configurations du véhicule "d'usage réel" pour ensuite étudier l'influence de l'origine des sons (mesures / simulations) sur cet ordre.

2.4.1 Les participants

38 personnes (25 hommes et 13 femmes), âgés de 20 à 33 ans et principalement élèves ingénieurs ou doctorants à l'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon (INSA Lyon), ont participé à l'expérience. Les participants ont déclaré n'avoir aucune déficience auditive. Une vérification de l'audition des participants, identique à celle réalisée plus tôt dans ce mémoire (cf. Sec. 2.2.2), a été effectuée au début de l'expérience. Les mesures montraient que les participants possédaient une audition normale avec un seuil inférieur à 20 dB HL pour toutes les fréquences testées.

2.4.2 L'installation pour la réécoute

Le matériel employé lors de cette expérience et le niveau de présentation des signaux dans le casque restent inchangés par rapport à la campagne précédente.

2.4.3 Les stimuli

Contrairement à la campagne précédente lors de laquelle chaque son faisait l'objet d'une unique évaluation, ici les sons étaient présentés par paires. Pour une campagne de comparaisons par paires, le nombre de paires présentées p en fonction du nombre de stimuli n s'élève à :

$$p = \frac{n(n-1)}{2} \quad (2.2)$$

Comme évoqué plus tôt, les configurations sur lesquelles porte l'étude sont celles correspondant au véhicule dont la totalité des vitrages participent à l'acoustique du véhicule. Seules les trois configurations véhicules suivantes sont donc évaluées par les participants :

- **Configuration "Feuilleté"** : verre feuilleté pour tous les vitrages ;
- **Configuration "Hybride"** : verre feuilleté pour les vitrages avant et du verre trempé pour les vitrages arrières ;
- **Configuration "Trempe"** : verre trempé pour tous les vitrages.

Également, d'après les résultats de l'expérience précédente, les jeux de sons mesurés amènent aux mêmes conclusions que le spectre initial soit moyenné ou non en tiers d'octave. Seul le jeu de son produit à partir du spectre en bande fine a donc été conservé pour l'étude et finalement 3 jeux de stimuli seront étudiés lors de cette expérience :

- **Jeu de son 1 : Mesure;**
- **Jeu de son 2 : Simulation TL à partir de mesures in situ;**
- **Jeu de son 3 : Simulation TL numérique.**

Pour finir, la comparaison par paires a été effectuée sur la totalité des neuf stimuli regroupés et non pas sur les trois jeux de trois sons indépendamment. En effet, le cas étant, le risque de reconnaissance des sons par les auditeurs aurait été non négligeable ce qui aurait pu entraîner des problèmes de conditionnement des réponses. On entend par là que l'auditeur donne B comme préférable à A, puis C comme préférable à B et, étant capable d'identifier les sons A, B et C, se sentira dans l'obligation logique de décrire C comme préférable à A. Avec un total de 36 paires à comparer, on évite donc que les auditeurs soient en mesure de reconnaître les différents sons.

2.4.4 La méthodologie

Il a été demandé aux participants de se visualiser au volant d'un véhicule sur l'autoroute. Les sons étaient présentés par paires. Pour chaque couple de son A et B, les participants devaient désigner celui qu'ils considéraient être le plus désagréable. Pour ce faire, ils avaient à leur disposition une échelle affichée sur l'ordinateur de la salle sur laquelle ils pouvaient déplacer librement un curseur. A titre d'indicateur, 5 repères "A++ désagréable", "A+", "A=B", "B+", "B++ Désagréable" étaient disposés sur l'échelle (cf. Fig. 2.17). Cela laissait la liberté aux participants de préciser le degré de préférence d'un son par rapport à l'autre.

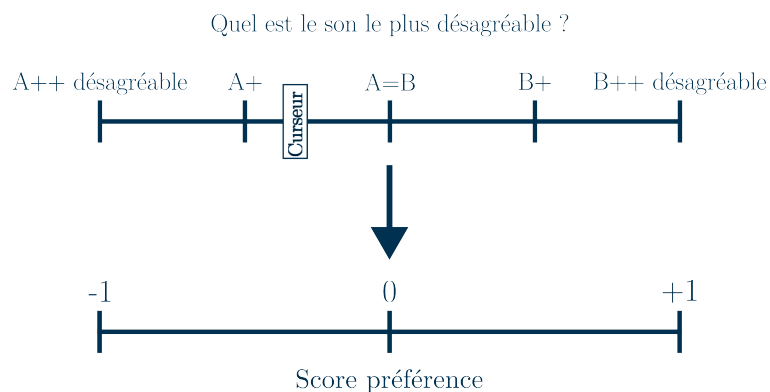


FIGURE 2.17 – Échelle utilisée par les participants et le score de préférence équivalent

L'ordre de présentation des paires utilisé lors de cette expérience correspond à celui développé par R. Ross [91] afin "d'éliminer les erreurs spatiales et temporelles, les répétitions régulières qui pourraient influencer l'appréciation exprimée, et maintenir le plus grand espacement possible entre paires impliquant un membre donné du groupe de stimulus".

1805 **2.4.5 Les résultats**

Les réponses des participants sont converties en "scores de préférence" contenus entre -1 et +1 correspondant respectivement aux extrêmes "A extrêmement désagréable" et "B extrêmement désagréable" (cf. Fig. 2.17).

1810 Les scores étaient réorganisés sous la forme d'une matrice de comparaison *MC* pour chaque participant dans laquelle $P_{i/j}$ est le score attribué par le participant en comparant le *Son i* avec le *Son j*. Le vecteur de préférence *V* contenant les scores moyens de préférence P_i pour chaque *Son i* est finalement obtenu pour chaque participant en réalisant la moyenne des lignes de *MC*. Ce vecteur permet d'évaluer
 1815 simplement qu'un stimulus est plus agréable qu'un autre. Or depuis, le début de ce mémoire, notre approche est centrée sur le désagrément provoqué par les stimulus. Afin de faciliter l'analyse des résultats, le vecteur de préférence est donc transformé en sa négation que nous appellerons le **vecteur d'aversion** *A* (cf. Eq. 2.3) :

$$MC = \begin{pmatrix} 0 & P_{1/2} & \dots & P_{1/n} \\ P_{2/1} & \dots & \dots & \dots \\ \vdots & \dots & \dots & \dots \\ P_{n/1} & \dots & P_{n/n-1} & 0 \end{pmatrix} \begin{matrix} \text{Son 1} \\ \text{Son 2} \\ \vdots \\ \text{Son n} \end{matrix} \rightarrow V = \begin{bmatrix} P_1 = \sum_{i=1}^n P_{1/i}/n \\ P_2 = \sum_{i=1}^n P_{2/i}/n \\ \vdots \\ P_n = \sum_{i=1}^n P_{n/i}/n \end{bmatrix} = -A \tag{2.3}$$

1820 **Classement hiérarchique par regroupement :** Dans un premier temps, la distance euclidienne entre les participants est calculée à partir de ces vecteurs d'aversion permettant ainsi de réaliser un classement hiérarchique par regroupement de ces derniers. Cela a permis de distinguer deux groupes de participants (cf. Fig.2.18).

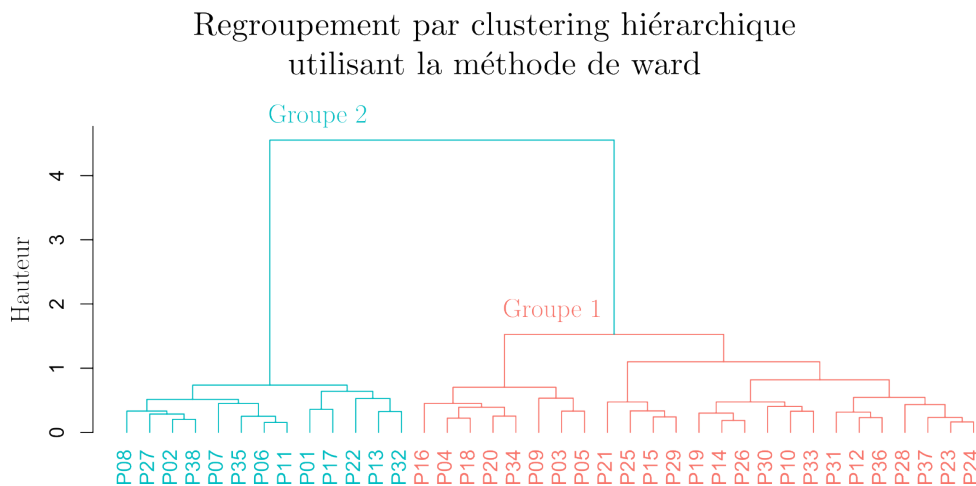


FIGURE 2.18 – Dendrogramme calculé à partir de la distance euclidienne entre les participants (PX)

Tracé de diagramme violon en fonction des groupes : L'observation de la courbe de densité de Kernel, qui représente la fonction de densité⁶, illustrée sur un diagramme violon (cf. Fig. 2.19) a permis d'observer que la principale distinction entre les deux groupes résidait dans l'utilisation de l'échelle. Les participants du groupe n°1 (le groupe majoritaire en **rouge**) concentraient leur réponse dans une zone proche du centre de l'échelle tandis que ceux du groupe n°2 (en **bleu**) tendaient à déplacer le curseur sur la totalité de l'échelle. Les deux groupes comprenant chacun un nombre conséquent de participants et semblant présenter des évolutions similaires de réponses, il a été décidé de conserver et de regrouper tous les participants pour réaliser l'étude statistique.

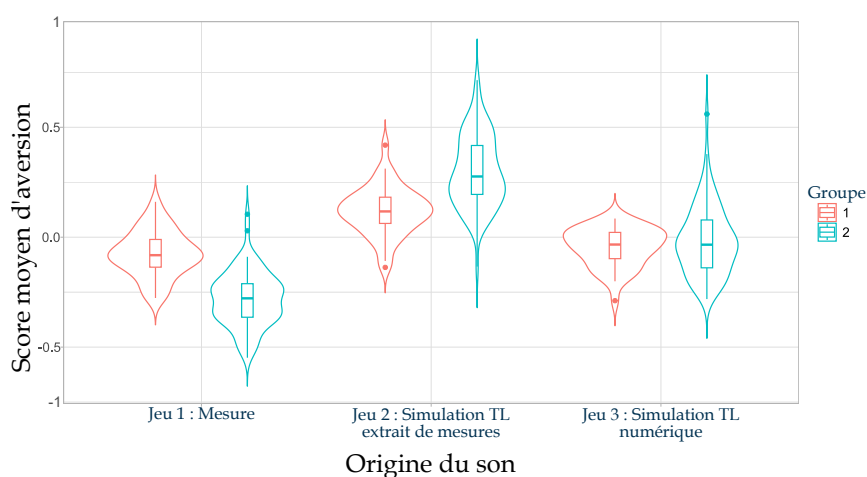


FIGURE 2.19 – Diagramme en violon des valeurs de scores moyens d'aversion en fonction de l'origine des sons pour les deux groupes

Tracé des moyennes des scores d'aversion sur l'ensemble des auditeurs : Par la suite, l'évolution des moyennes de scores d'aversion moyen en fonction des configurations véhicules pour chacun des 3 jeux de sons (cf. Fig.2.20) a été tracée. Plusieurs observations graphiques sont alors réalisables.

Le verre trempé provoque plus de désagrément chez les auditeurs que le verre feuilleté et ceci, quelle que soit l'origine des enregistrements (mesure ou simulation). Il s'agit là d'un résultat déjà évoqué (cf. Sec. 2.3) et attendu.

En revanche, on observe une différence dans l'évolution du ressenti. Ainsi, la mesure montre une croissance constante du score d'aversion moyen coïncidant avec l'introduction de plus en plus de verre trempé dans la configuration véhicule. À l'inverse, pour les deux simulations le changement de la configuration "Verre feuilleté" à "Hybride" (verre feuilleté à l'avant et verre trempé à l'arrière du véhicule) ne marque pas de différence d'appréciation très nette. Le changement de composition des vitrages arrière semble peu impacter les résultats d'évaluation de la simulation. Ensuite, l'augmentation de l'aversion exprimée est bien plus marquée lors du passage de la configuration "Hybride" à la configuration "Verre Trempé" que ce qui était observé pour la mesure. Cette fois-ci, les évaluations pour la simulation paraissent plus sensibles que pour la mesure au changement de composition du vitrage.

6. "La fonction de densité d'une variable aléatoire continue permet de déterminer la probabilité qu'une variable aléatoire X prenne une valeur dans un intervalle fixé." [88]

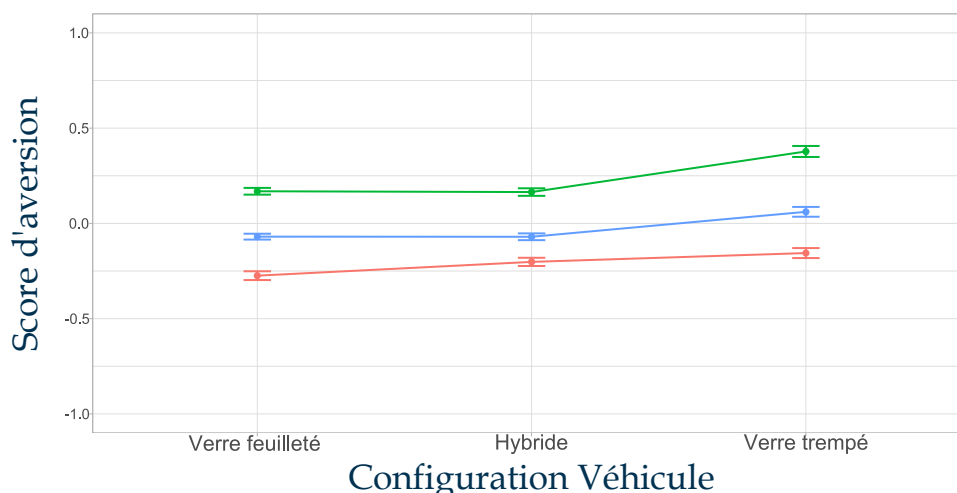


FIGURE 2.20 – Moyenne du score de préférence moyen et de son intervalle de confiance à 95 % en fonction de la configuration véhicule et du jeu d'origine des sons

Jeu 1 : Mesure — ;

Jeu 2 : Simulation TL à partir de mesures in situ — ;

Jeu 3 : Simulation TL numérique —

1855 **RM-ANOVA** : Après avoir effectué des vérifications identiques à celles réalisées lors des campagnes précédentes pour garantir sa bonne application, une RM-ANOVA a été appliquée l'ensemble des scores d'aversions des participants (cf. Table 2.6).

1860 Elle a permis de mettre en avant que le facteur "Origine des sons" était fortement significatif dans le cadre de cette expérience [$F(1.49, 44.66) = 121.58, p \ll 0.0001$]. De même, l'interaction des deux facteurs est à nouveau montrée comme significative [$F(3.67, 110.16) = 6.18, p \ll 0.0001$]. Ainsi, l'évolution de l'aversion ressentie d'un son par rapport à l'autre est influencé par l'origine des sons. **L'utilisation des simulations ne permet donc pas d'obtenir des comparaisons entre les sons similaires à celles que l'on peut obtenir par la mesure.**

1870 Si l'on observe la transition de la configuration "Hybride" à la configuration "Verre trempé" sur le graphique Fig. 2.20, il apparaît que les participants ressentent une augmentation plus marquée quand les signaux proviennent de la simulation par rapport à quand ils proviennent de la mesure. **À nouveau l'utilisation de verre trempé semble donc problématique.**

TABLE 2.6 – RM-ANOVA à deux facteurs

Hypothèse de sphéricité : Corr. Greenhouse-Geisser appliquée

Source	ddl	SC	CM	F Ratio	p-value
Origine	1.49	8.5973	5.77	121.58	$p \ll 0.0001$
Config. Véhicule	1.65	1.2705	0.77	45.09	$p \ll 0.0001$
Origine : Config. Véhicule	3.67	0.26	0.07	6.18	$p \ll 0.001$

ddl : degrés de liberté, SC : Somme des Carrés, CM : Carré Moyen

2.4.6 Discussion intermédiaire

Cette campagne a montré que même pour les configurations "d'usage réel", l'utilisation de stimuli produits à partir de résultat du modèle numérique ne permettait pas d'obtenir des résultats similaires à la mesure lors de campagne de comparaison par paire.

De plus, encore une fois l'intégration des vitrages trempés semble être à l'origine de la divergence de ressenti. Le vitrage trempé semble bien plus désagréable au travers de la simulation que dans la mesure sur prototype.

2.5 Conclusion : Influence de l'origine des stimuli sur le désagrément ressenti

Tout au long de ce chapitre, une succession de trois campagnes ont été présentées.

La première d'entre elle a permis de valider la méthode de génération des signaux préalablement mise en place. En effet, en l'appliquant aux enregistrements réalisés lors de la mesure de référence sur véhicule, puis en la comparant avec ces mêmes enregistrements à travers une campagne perceptive, il a été possible d'obtenir une évolution similaire du désagrément ressenti par les auditeurs.

Néanmoins, les configurations véhicules utilisant du verre trempé comme solution pour leur vitrage produisent un écart dans le ressenti du jury. La simulation est alors perçue comme significativement plus dérangeante par rapport à la mesure. Lors de cette campagne, l'analyse plus ciblée des évaluations exprimées pour les configurations dites "d'usage réel" a été tentée.

Une troisième campagne a finalement été conduite afin d'examiner plus précisément les configurations "d'usage réel". Une technique plus adaptée à la distinction de sons a été employée (comparaison par paire) sur un échantillon de stimuli bien plus réduit correspondant uniquement aux trois configurations "d'usage réel". Cette nouvelle campagne a montré que la simulation ne permet pas la réalisation de campagne d'essais subjectif suffisamment représentative de la réalité pour permettre la comparaison de produits. A nouveau, les configurations utilisant du verre trempé semblent être à l'origine de la divergence d'évolution du désagrément ressenti et une étude approfondie de la simulation de ces vitrages est bien nécessaire.

Les études mises en avant lors du chapitre suivant Chap. 3 viseront ainsi à établir un lien entre les connaissances actuelles concernant le comportement acoustique et vibratoire des plaques déjà évoqués lors du chapitre Chap. 1, le TL utilisé dans le modèle SEA et les différences d'évaluations des participants pour les configurations utilisant le verre trempé.

Chapitre 3

1915 Effet des joints de vitrages automobiles sur le confort acoustique intérieur

Organisation du chapitre

1920	3.1	Importance des joints de vitrages pour la simulation du niveau de bruit intérieur	52
	3.1.1	Effet du TL des vitrages sur le niveau de bruit intérieur	52
	3.1.2	Effet des joints sur le TL des verres	54
	3.2	Étude expérimentale de l'influence des joints sur un vitrage plat	55
	3.2.1	Le montage expérimental	55
1925	3.2.2	La mesure du TL	57
	3.2.3	L'évaluation du facteur de perte η du montage	59
	3.2.4	Les résultats des mesures de TL et de la méthode DRM	63
	3.3	Évaluation subjective des niveaux corrigés de pressions simulées	65
	3.3.1	Les participants	65
1930	3.3.2	Les stimuli	65
	3.3.3	Le matériel et la méthodologie pour l'évaluation subjective	66
	3.3.4	Les résultats	67
	3.4	Conclusion	71

1935 **Introduction du chapitre** Lors des études présentées précédemment, une différence de perception entre les signaux mesurés et les signaux simulés a été mise en évidence. Ce chapitre a pour but de comprendre cette différence observée principalement pour les configurations véhicules possédant des vitrages latéraux en verre trempé.

1940 Dans un premier temps, une analyse spectrale des signaux a été réalisée pour les configurations concernées. Cette analyse a été mise en parallèle avec les connaissances concernant la transparence acoustique des plaques et l'apport d'amortissement de la part des joints de vitrages. Cet apport est, en effet, manquant dans le
1945 modèle numérique.

L'hypothèse a alors été avancée qu'un déficit de dissipation, attribuable à l'effet des joints, serait à l'origine d'une sous-évaluation de l'isolation acoustique menant à une surévaluation du niveau de pression acoustique dans l'habitacle.

1950

Dans un second temps, cette hypothèse a été investiguée grâce à des essais réalisés dans les locaux du service acoustique du centre de recherche Saint-Gobain à Compiègne (SGRC). Pour ce faire, un verre plat a été mis en place entre deux salles réverbérantes. La fixation du verre a été réalisée avec et sans joints automobiles sur son contour, permettant d'étudier leur influence sur deux types d'essais :

1955

- Mesure du facteur de perte interne du montage par la méthode DRM (Decay Rate Method);
- Mesure des pertes par transmissions (TL).

1960

Dans le même temps, le TL mesuré ici a été utilisé pour prédire une nouvelle fois les niveaux de pression (SPL) dans l'habitacle. Les résultats de ces mesures seront présentés conjointement avec la nouvelle prédiction afin de mettre en évidence la séquence des effets.

1965

Dans un dernier temps, une nouvelle campagne d'analyse subjective sera exposée. Elle avait pour but de vérifier que des stimuli générés à partir de la prédiction du modèle tenant en compte des effets des joints permettaient de corriger les écarts de désagrément perçu par les participants pour les configurations utilisant du verre trempé.

1970

3.1 Importance des joints de vitrages pour la simulation du niveau de bruit intérieur

Cette section porte sur l'examen des stimuli utilisés lors des campagnes d'essais subjectifs.

1975

Premièrement, les spectres des stimuli ont été examinés. Nous verrons qu'ils mettent en évidence des différences dans le domaine de la coïncidence des vitrages. Ces différences permettent d'expliquer les disparités d'évaluation. Nous mettrons en relation ce phénomène avec le facteur d'affaiblissement par transmission (TL) qui caractérise l'isolation acoustique du verre dans le modèle numérique.

1980

Deuxièmement, nous examinerons les connaissances actuelles sur le TL afin d'expliquer l'origine de la différence entre sa valeur mesurée et sa prédiction numérique par le modèle de J.L. Guyader. Nous pourrions alors présenter l'hypothèse concernant l'apport des joints sur le facteur de perte du verre et sa répercussion sur le TL.

1985

Les mécanismes à l'origine de cet apport seront, pour leur part, explicités dans le chapitre Chap. 4 dont l'objectif sera la mise en place d'un modèle de prédiction numérique du TL qui prendra en compte les dissipations supplémentaires identifiées.

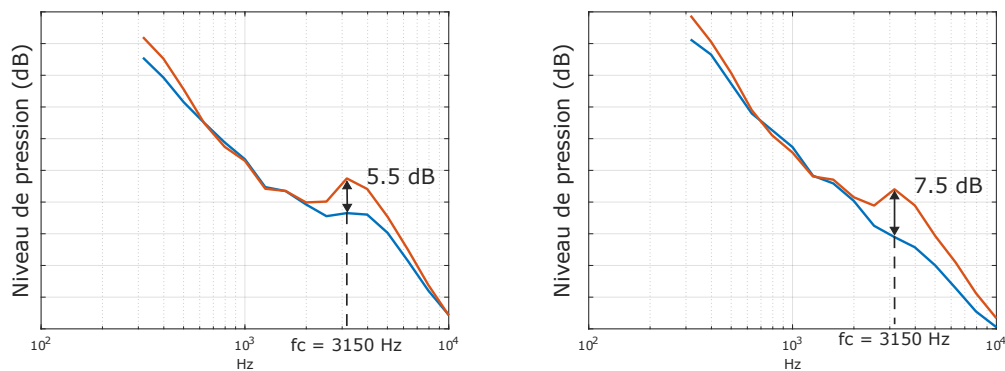
3.1.1 Effet du TL des vitrages sur le niveau de bruit intérieur

1990

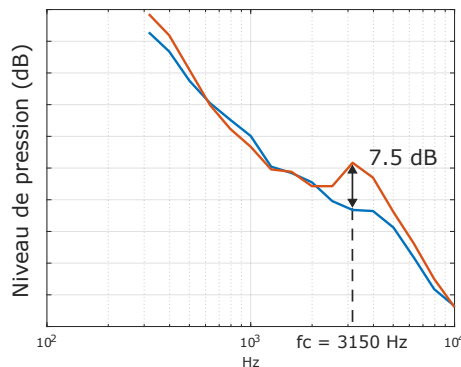
Une analyse spectrale des sons utilisés lors de la seconde campagne d'essais perceptifs (cf. Sec. 2.3) a été réalisée par bande de tiers d'octave grâce à la fonction

1995 poctave de $\text{\textcircled{R}}\text{MatLab}$. Cette analyse se focalise principalement sur les configurations 17/18/19 pour lesquelles des écarts étaient observables dans les résultats des évaluations jury (cf. Fig. 3.1). Il s'agit de configurations pour lesquelles les vitrages latéraux sont tous constitués de verre trempé (composition par défaut des vitrages pour ce type de véhicule).

2000 Les résultats de l'analyse, comme ici avec l'exemple comparant le jeu de sons 1 (Auralisation depuis le modèle utilisant un TL numérique) avec le jeu de sons 4 (Auralisation du spectre tiers d'octave des enregistrements) (cf. Fig 3.1a, Fig 3.1b et Fig 3.1c), mettent en avant une surestimation du niveau de son simulé pour chacune des configurations étudiées. La surestimation affecte principalement les fréquences autour de 3,5 kHz. Il s'agit ici de la fréquence de coïncidence du verre trempé.



(A) Configuration 17 : Tous les vitrages participent (B) Configuration 18 : Participation vitrage avant droit



(C) Configuration 19 : Participation vitrage avant gauche

FIGURE 3.1 – Niveau de pression en tiers d'octave des audios pour le véhicule utilisant du verre trempé

Mesure : Jeu de sons 4 — ;
Simulation : Jeu de sons 1 —

2005 La source simulée étant identique à celle utilisée pour réaliser les mesures, cette surestimation locale du niveau de pression dans l'habitacle est attribuable à un manque d'isolation de la part des vitrages. Comme nous l'avons vu, le comportement des vitrages dans le modèle est représenté par l'indice d'affaiblissement (TL).

3.1.2 Effet des joints sur le TL des verres

La transparence acoustique des plaques est un domaine de recherche déjà fortement exploré [92], [93] et différents phénomènes ont pu être mis en évidence depuis comme notamment celui à l'origine de la "fréquence de coïncidence" du verre (3.15 kHz pour les verres trempés 3.85 mm et 6 kHz pour les verres feuilletés). Pour rappel, autours de cette fréquence, dans le "domaine de coïncidence", la capacité du verre à isoler des ondes sonores sera fortement diminuée. Le comportement vibro-acoustique du vitrage est alors principalement dirigé par le facteur de perte η en [%] du matériau employé (cf. Eq. 3.1 [51]).

$$TL \approx 10 \log_{10} \left[\frac{2\eta}{\pi} \right] \quad (3.1)$$

Ainsi, une augmentation du facteur de perte de la plaque en verre aura pour conséquence une croissance du TL en [dB] au voisinage dans le domaine de coïncidence entraînant augmentation locale de isolation acoustique de la plaque (cf. Fig. 3.2).

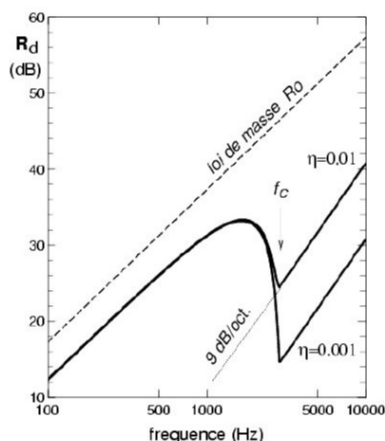


FIGURE 3.2 – Influence du facteur de perte η sur la courbe de TL extrait de [51]

Dans le cas des vitrages automobiles, les joints sont connus pour représenter une source d'amortissement supplémentaire au vitrage [94]. Le modèle de J.L Guyader [95] évoqué plus tôt, à l'origine du logiciel interne de Saint-Gobain Research Compiègne que nous avons employé pour calculer numériquement l'indice d'affaiblissement acoustique des vitrages latéraux, ne tient pas compte de l'effet des joints comme conditions limites. Leur influence n'est donc pas incluse dans la définition du TL.

L'amortissement structural du trempé étant très faible, on peut donc envisager que l'amortissement apporté par les joints influence fortement le comportement pour ce verre, au contraire du verre feuilleté. Ceci n'est finalement pas retranscrit dans les TL des verres latéraux utilisés jusqu'à maintenant dans le modèle numérique SEA.

Une campagne d'essais a été menée à Saint-Gobain Research Compiègne sur un prototype simple de verre plat afin de vérifier cette hypothèse. Elle est décrite ci-après.

3.2 Étude expérimentale de l'influence des joints sur un vitrage plat

La campagne d'essais exposée dans cette section avait pour objectif d'étudier l'influence des joints automobiles à la fois sur le facteur de perte interne du verre dans son montage, sur son TL et sur le niveau de pression prédit par le modèle numérique.

Tout d'abord, le montage sera présenté. Puis, les différentes mesures de la campagne seront introduites. Pour finir, les résultats seront exposés ensemble afin de pouvoir visualiser simplement le cheminement des phénomènes menant à la surestimation par le modèle du niveau dans l'habitacle.

3.2.1 Le montage expérimental

Ces mesures ont été réalisées au Saint-Gobain Research Compiègne en employant les installations utilisées par l'équipe acoustique pour ses essais de transparence de paroi. Un verre plat et rectangulaire de type trempé ou feuilleté a été fixé entre deux salles réverbérantes. Parmi les dimensions de verres intégrables dans le mur séparant les deux chambres, celles qui ont été retenues (*Hauteur* = 800 mm, *Largeur* = 500 mm, $S_{\text{plaque}} = 0.40 \text{ m}^2$), ont été sélectionnées car correspondant à un ordre de grandeur de surface similaire à celui des vitrages dans la réalité (entre $S_{\text{Lat avant}} = 0.26 \text{ m}^2$ et $S_{\text{pare brise}} = 0.56 \text{ m}^2$). Le verre était maintenu par compression contre le cadre de l'ouverture à l'aide d'équerres, elles même directement vissées dans le mur. Deux types de joints étaient montés tour à tour entre l'équerre et le cadre de l'ouverture.

Un premier joint très peu dissipatif a été obtenu à l'aide d'une mousse en caoutchouc EPDM (Éthylène-Propylène-Diène Monomère) de chez Kaimann¹(cf. Fig. 3.3a et 3.3c). Cette mousse a été sélectionnée pour sa raideur importante. Ce type de montage correspond à celui utilisé lors des mesures de TL de vitrage chez Saint-Gobain Research Compiègne. Le rôle de la mousse est d'assurer l'étanchéité du montage tout en limitant l'ajout involontaire d'amortissement par le montage. Le verre était compressé aussi fermement que possible par les équerres du montage.

Un second joint automobile, a été étudié. Le verre a alors été fixé dans des portions de joints de vitrage de voiture berline découpés aux dimensions du verre (cf. Fig. 3.3b et Fig. 3.3d). Malgré l'approximation de vitrage plat, le but du montage était de représenter au mieux le vitrage dans son environnement réel. De ce fait, la salle d'émission a été associée à l'extérieur du véhicule tandis que la salle de réception correspondait à l'intérieur. Ce choix a conditionné l'orientation des joints dans le montage (cf. Fig 3.4 et Fig. 3.5).

1. www.kaimann.com

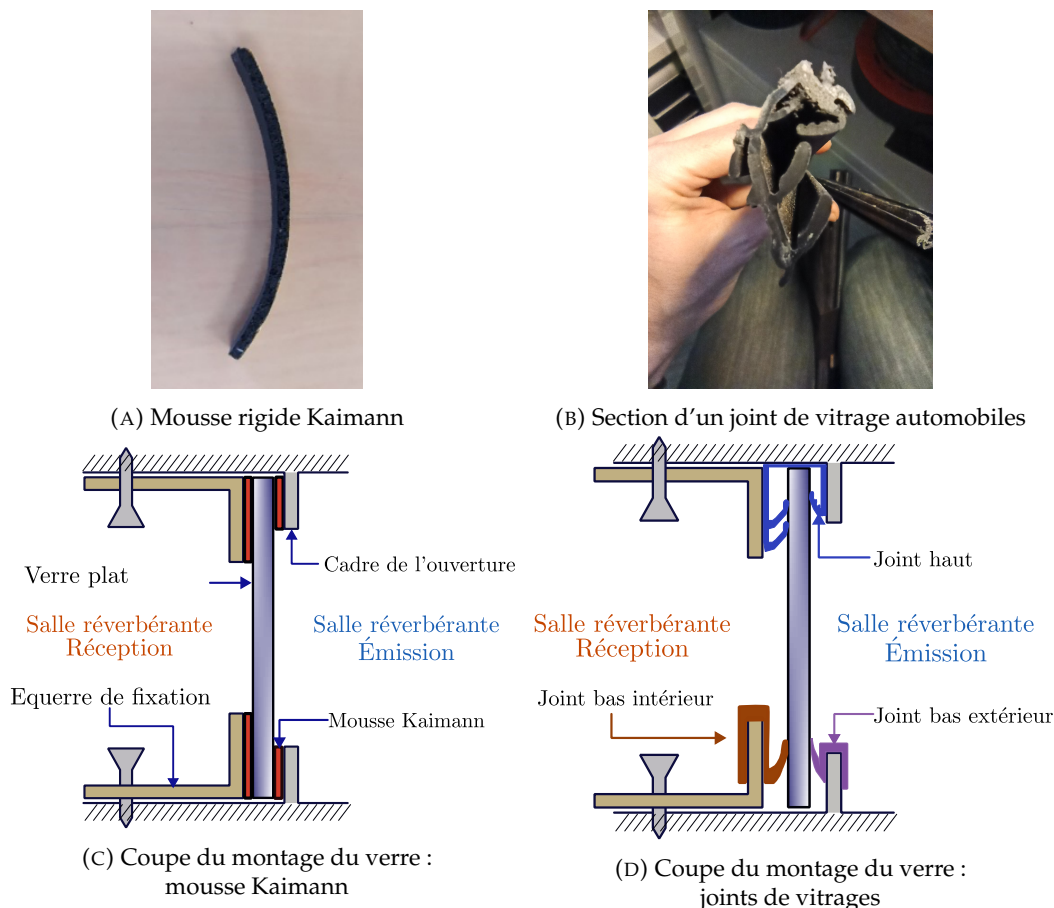


FIGURE 3.3 – Présentation des deux fixations du verre dans le montage

2080 Pour le haut du montage, le joint entourant le haut du vitrage arrière de la voiture a été sélectionné. Ils permettaient de particulièrement bien s'adapter à l'angle droit présent en haut du montage (en **bleu** Fig. 3.4). Ces joints ne permettant en revanche pas de couvrir la hauteur totale du montage en une seule fois, la partie manquante a été complétée en découpant un morceau supplémentaire dans un autre joint identique (en **vert** Fig. 3.4).

2085

Pour le bas du verre, les joints bas du vitrage arrière (appelés lécheurs) ont été utilisés. Sur véhicule, cette jonction est en fait réalisée par deux joints distincts (intérieur et extérieur) fixés sur l'armature de la portière et qui viennent en appui simple sur le verre, lui laissant de fait la possibilité de glisser tout en assurant l'étanchéité. 2090 En accord avec le choix des rôles des salles, le joint extérieur a été positionné du côté de la chambre d'émission tandis que le joint intérieur a été fixé du côté de la chambre de réception.

2095 Une fois positionnés autour du verre, les joints étaient, eux aussi, compressés de chaque côté de ce dernier grâce aux équerres pour éviter les fuites. L'étanchéité a été encore améliorée par ajout d'un scotch en aluminium sur le contour du montage du côté de la salle d'émission.

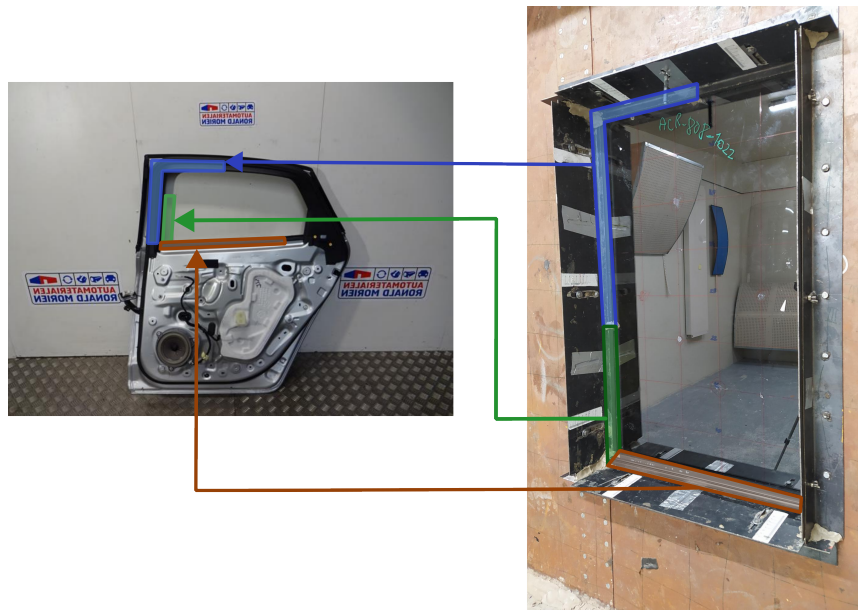


FIGURE 3.4 – Correspondance des joints du montage avec les joints intérieurs du vitrage arrière



FIGURE 3.5 – Correspondance des joints du montage avec les joints extérieurs du vitrage arrière

3.2.2 La mesure du TL

La mesure a été réalisée en accord avec la norme ISO 10140-1,-2,-4 et -5 [58] fixant les conditions du mesurage en laboratoire de l'isolation acoustique d'éléments de construction. Comme mentionné plus tôt dans ce mémoire, il s'agit d'une méthodologie classique employée dans le monde de l'automobile et du bâtiment (cf. Sec. 1.3.2). Elle est notamment employée par l'équipe acoustique de Saint-Gobain Research Compiègne afin de caractériser l'isolation acoustique de leurs produits.

2105

Une source acoustique dodécaédrique (modèle : Norsonic 229) a été placée à l'intérieur de la salle d'émission (entourée en **bleu** Fig. 3.6a). Dans chacune des salles, le niveau de pression a été mesuré en bandes de tiers d'octave, de 50 Hz à 10 kHz, à l'aide de microphones (modèle : PCB 378B02) fixés sur des bras tournants (entouré en **orange** Fig. 3.6a et 3.6b). La mesure a été effectuée grâce à la suite logiciel Nor850 fourni par Norsonic².



FIGURE 3.6 – Installation de mesures de pertes par transmission au centre SGRC :

Source acoustique en **bleu**, Microphones en **orange**, Emplacement de fixation du verre en violet

À partir du niveau moyen SPL mesuré dans la salle d'émission L_{Em} en [Pa], du niveau moyen SPL mesuré dans la salle de réception L_{Rec} en [Pa], de la surface S en [m²] de l'ouverture dans la paroi dans laquelle est montée l'installation et de l'aire d'absorption équivalente A en [m²] à l'intérieur de la salle de réception, l'indice d'affaiblissement TL en [dB] a pu être déterminé à l'aide de l'équation Eq. 3.2 :

$$TL = L_{Em} - L_{Rec} + 10 \log_{10} \left(\frac{S}{A} \right) \quad (3.2)$$

A est, quant à elle, déterminée à partir du temps de réverbération préalablement mesuré dans la chambre de réception en appliquant la formule de Sabine. Ce temps de réverbération est obtenu grâce à la méthode du bruit interrompu [96]. Les TL mesurés ici seront tout d'abord comparés les uns avec les autres. Ils sont ensuite implantés dans le modèle numérique dans le but d'évaluer les conséquences de la modification de TL sur le niveau prédit par le modèle numérique dans l'habitacle.

En parallèle de ces mesures de transparence acoustique, des essais visant à déterminer le facteur de perte du vitrage ont été mis en place. Ces essais étaient pratiqués sur le même montage que les mesures de transparence afin de garder les conditions de fixations identiques. Ces mesures sont détaillées dans la section suivante.

2. www.norsonic.fr

2130 3.2.3 L'évaluation du facteur de perte η du montage

En parallèle de la caractérisation expérimental du TL, des mesures ont été effectuées pour évaluer le facteur de perte moyen η du montage. Notre objectif sera ici d'évaluer l'influence de la présence des joints automobiles sur ce facteur de perte moyen. Le facteur de perte sera évalué par tiers d'octave dans le domaine fréquentiel [1 kHz - 10 kHz].

3.2.3.1 Les méthodes d'évaluation du facteur de perte

Plusieurs méthodes de détermination du facteur de perte dans le montage ont été envisagées. La première est l'une des plus connues et des plus régulièrement employée pour déterminer l'amortissement des premiers modes d'une structure. Il s'agit de la "Méthode de la bande passante à -3dB" (HPBM pour "Half Power Bandwidth Method") [97]. Cette méthode nécessite malheureusement une claire distinction des modes et n'était donc pas applicable dans les hautes bandes de fréquences étudiées ici ($f_c > 1kHz$).

2145 La "Méthode d'Injection de Puissance" (PIM pour "Power Injection Method") [80] a également été envisagée pour cette campagne. Cette méthode est directement héritée de la logique de balance énergétique utilisée par la SEA. Le système est considéré à l'état d'équilibre. Le facteur de perte η en [%] est alors défini comme le rapport de la puissance injectée P en [W] sur l'énergie E en [J] (cf. Eq. 3.3) :

$$\eta = \frac{P}{\omega E} \quad (3.3)$$

2150 La puissance injectée et l'énergie totale moyennée en espace et en fréquence sont alors déterminées à partir de mesures de vitesse quadratique en de nombreux points du sous-système. Souvent réalisées à l'aide d'un vibromètre laser, cette méthode requiert un grand nombre de points de mesure. Dans le cas d'application présent, ce type de mesures aurait été trop chronophage et a donc été écarté.

2155 Finalement, c'est la "Méthode du Décrément logarithmique" (DRM pour Decay Rate Method) qui a été sélectionnée pour obtenir une estimation du facteur de perte moyenné par tiers d'octave. Cette méthode permet d'obtenir des résultats proches de ce que l'on peut obtenir via la méthode PIM [98] en présentant l'avantage d'être plus rapide et simple à mettre en place. Elle sera décrite ci-après.

3.2.3.2 Mise en place de la méthode DRM

2165 Un accéléromètre mono-axe (modèle : B&K 4509-001) a été placé successivement à différentes positions sur le verre (croix bleues sur la figure Fig.3.8). Pour chacune de ces positions, un impact a été exercé sur le verre (croix rouge sur la figure Fig. 3.8) à l'aide d'un marteau instrumenté (modèle : PCB Piezotronic 086C04; voir Fig. 3.7). Un embout en métal a été choisi afin de réaliser une excitation aussi haute en fréquence que possible.

2170 Trois réponses impulsionnelles ont été réalisées aux différents points de mesure définis sur le verre avec rejet des doubles impacts. Leur enregistrement (de $f_{\text{échantillonnage}} = 25.6 kHz$) était déclenché automatiquement par le logiciel ®Simcenter Testlab par la détection du signal du marteau.



FIGURE 3.7 – Marteau de choc



FIGURE 3.8 – Mesures réponses impulsionnelles
Positions de l'accéléromètre (en bleu)
Point d'impact (en rouge)

2175 Ces trois réponses impulsionnelles étaient, dans un premier temps, filtrées pour chaque bande de tiers d'octave comprise entre 1 kHz et 10 kHz. Pour ce faire, la fonction `bandpass` du package `SignalProcessing` de MATLAB a été employée afin d'appliquer un filtre passe bande au signal (cf. Fig. 3.9) (filtre FIR d'ordre minimal calculé par la fonction, pente = 0.85, atténuation de bande = 60 dB).

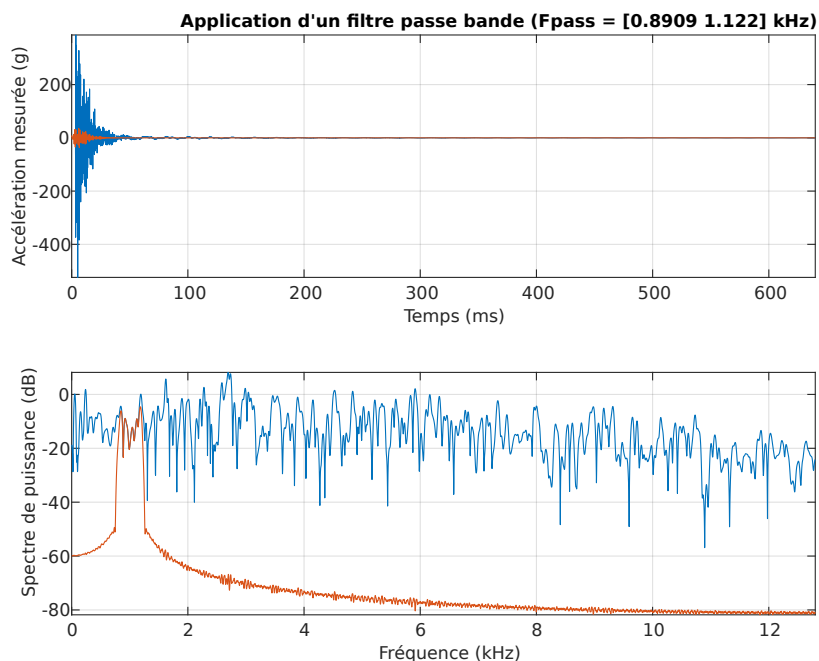


FIGURE 3.9 – Filtrage du signal mesuré par l'accéléromètre pour la bande de tiers d'octave centrée autour de 1 kHz.
Signal d'origine — ; Signal filtré —

2180 Pour pouvoir ensuite procéder à l'évaluation du décrétement logarithmique et donc du facteur de perte par bandes de tiers d'octave, il était impératif de se débarrasser des fluctuations parasites présentes dans le signal de mesure. Il existe plusieurs méthodes qui peuvent être employées pour remédier à ce problème [99].

2185 Ici, nous avons appliqué la méthode d'intégration développée par Schroeder [100]. Ce dernier a prouvé qu'il était possible, par cette intégration, d'obtenir une courbe de décroissance similaire à la moyenne d'une infinité de courbes de décroissance que l'on obtiendrait en excitant notre structure avec un bruit filtré pour une bande de fréquences spécifique. Le niveau intégré à un temps $L_s(t)$ est alors calculé
2190 pour chaque signal de réponse impulsionnelle mesuré $r(t)$ grâce à la formule suivante :

$$L_s(t) = 10 \log_{10} \left[\frac{\int_t^\infty r^2(\tau)}{\int_0^\infty r^2(\tau)} \right] \quad (3.4)$$

Cette formule est régulièrement employée lors des mesures de temps de réverbération du fait de sa facilité d'intégration et de son efficacité à lisser les fluctuations des mesures. En revanche, si trop de bruit de fond est inclus dans l'intervalle
2195 d'intégration, la dynamique de la courbe d'intégration produite est réduite. Afin de limiter cet effet, on restreindra l'intervalle d'intégration à l'intervalle de temps entre T_{init} l'impact marteau et T_{fin} où la structure est considérée comme ayant atteint son équilibre. On choisit ici T_{fin} comme étant la moitié du signal, La détection du pic de réponse est réalisée grâce à la fonction `findpeaks`. L'intervalle d'intégration conservé
2200 est visible Fig 3.10 et le processus est illustré Fig. 3.11.

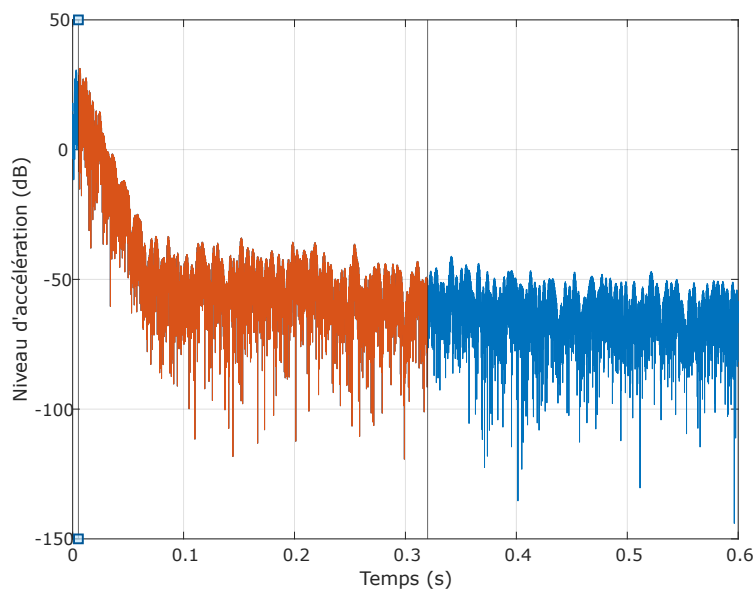


FIGURE 3.10 – Troncature de la réponse impulsionnelle filtrée ;
Signal d'origine — ; Signal tronqué —

Une régression linéaire (en pointillés noirs Fig. 3.11) a ensuite pu être calculée à partir du signal lissé (en vert Fig. 3.11) entre les seuils -10 dB et -30 dB.

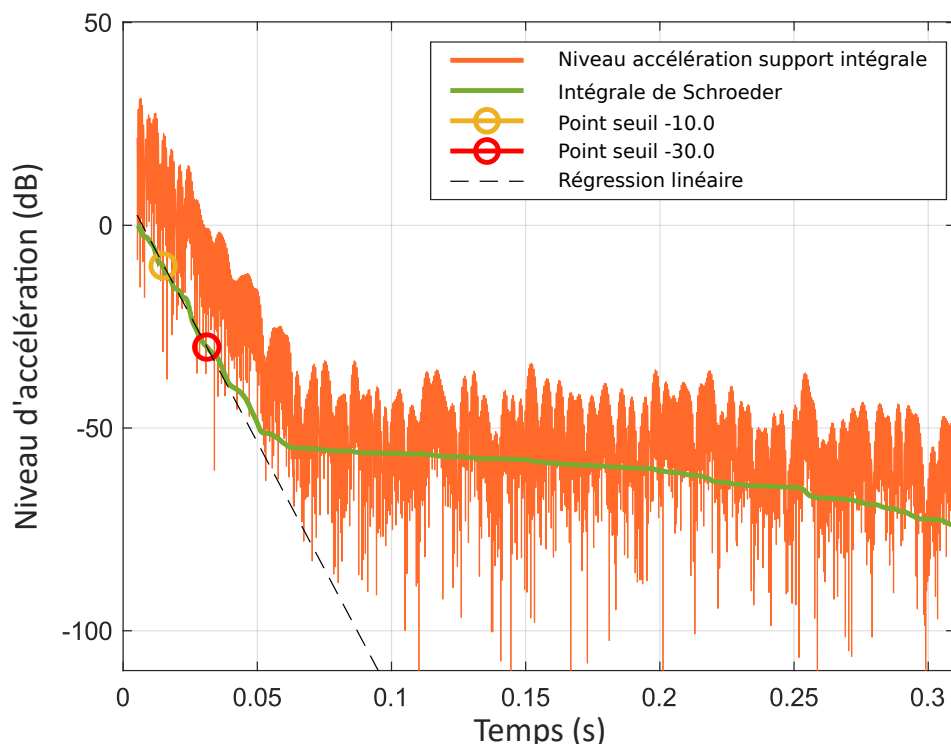


FIGURE 3.11 – Lissage du signal par intégration de Schroeder et détermination du TR60 par régression linéaire
 Signal tronqué —, Intégration de Schroeder —, Régression linéaire ---, Seuil à -10 dB ○, Seuil à -30dB ○

2205 **Le Temps de décroissance à -60dB (Td_{60} en [s])** est alors extrapolé à partir de cette régression linéaire et **le facteur de perte η en [%]** est identifié pour les bandes de tiers d’octave autour des fréquences centrales fc en [Hz] à l’aide de la formule 3.5 :

$$\eta = \frac{2.2}{Td_{60} * fc} \tag{3.5}$$

2210 L’ensemble de ces étapes est réalisé pour les réponses impulsionnelles de chacun des points de mesure i . Les facteurs de perte $\eta_i(fc)$ de ces points sont ensuite moyennés pour obtenir la courbe du facteur de perte moyen du montage étudié η_m en [%] (cf. Eq. 3.6) :

$$\eta_m(fc) = \overline{\eta_i(fc)} \tag{3.6}$$

2215 3.2.4 Les résultats des mesures de TL et de la méthode DRM

L'examen de l'influence des joints sur le vitrage automobile a ainsi pu être étudié à travers les trois critères suivants :

- le facteur de perte (η);
- 2220 — le facteur d'affaiblissement par transmission (TL);
- le niveau de pression prédit par le modèle numérique utilisant les nouveaux TL mesurés.

L'étude a été réalisée sur un verre plat trempé, mais aussi sur du verre feuilleté. Pour permettre la comparaison de l'effet des joints autour de ces deux types de verres, les résultats des mesures sont présentés en parallèle (cf. Fig. 3.12).

Pour le verre trempé (cf. à gauche Fig. 3.12), **on observe ainsi une augmentation significative du facteur de perte lors de l'ajout des joints autour du vitrage.** La différence relative correspond à une augmentation de 100 % par rapport à la valeur initiale à la fréquence de coïncidence du verre. **Cette augmentation se traduit par un fort accroissement de la valeur de perte par transmission mesurée** (+5 dB pour le TL à la fréquence coïncidence $f_c = 3,5\text{kHz}$). **Le niveau simulé par la SEA** (en rouge) **montre alors un meilleur accord avec les mesures** (ligne en pointillés noirs) par rapport à l'ancienne simulation (ligne bleue).

Pour le verre feuilleté (cf. à droite Fig. 3.12), les mêmes comparaisons avec et sans les joints de fenêtre ont été effectuées. Comme attendu, **aucun effet notable n'est observé pour ce type de vitrage.** L'amortissement inhérent au verre feuilleté dû à la couche interne de polymère est suffisamment élevé pour que l'amortissement ajouté par le joint soit négligeable.

Afin de confirmer que cet effet est à l'origine des écarts d'évaluation du désagrément, une nouvelle campagne d'évaluation subjective a été organisée. L'objectif est de vérifier si l'utilisation des niveaux de pression simulés pour les configurations de verre trempé associé aux joints automobiles permet de corriger les différences dans le désagrément ressenti. Les détails de cette campagne sont présentés dans la section suivante.

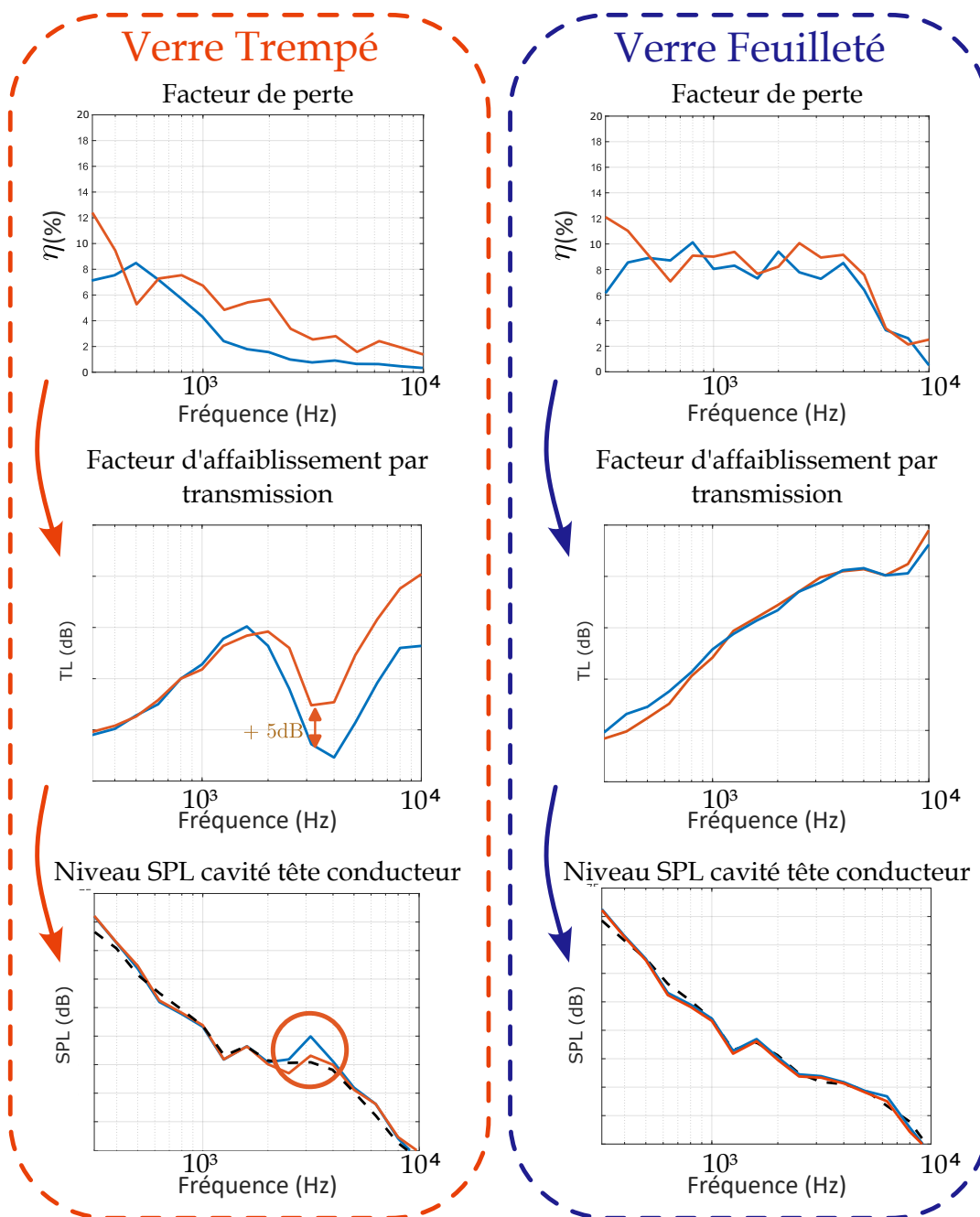


FIGURE 3.12 – Influence de la présence de joints de vitrage
 Sans joints automobiles — ; Avec joints automobiles — ; Mesure ---

3.3 Evaluation subjective des niveaux corrigés de pressions simulées

2250 On cherchait ici à vérifier que l'utilisation des niveaux de pression prédis par le modèle numérique tenant compte de la présence des joints comme conditions limites permettait bien de corriger les écarts de perception que l'on a pu observer lors des campagnes précédentes. Pour ce faire, les nouvelles prédictions numériques cf. Fig. 3.12) ont subi un processus de génération de signaux décrit ci-après. De même, les 2255 anciens niveaux étaient également soumis à ce processus de génération de signaux. Ces deux jeux ont été comparés à la mesure grâce à une étude perceptive .

3.3.1 Les participants

37 personnes (23 hommes et 14 femmes), âgées de 20 à 33 ans, ont participé à l'expérience. Principalement élèves ingénieurs ou doctorants à l'Institut National 2260 des Sciences Appliquées de Lyon (INSA Lyon), les participants n'ont déclaré aucune déficience auditive. À nouveau, la vérification par une audiométrie a montré que les participants possédaient une audition normale avec un seuil inférieur à 20 dB HL pour toutes les fréquences testées.

3.3.2 Les stimuli

2265 3.3.2.1 Auralisation depuis les signaux mesurés

Lors des campagnes exposées au chapitre précédent, les mesures de référence provenaient d'enregistrements obtenus par des microphones attachés sur l'appui-tête du conducteur au niveau de ses oreilles. Or, le niveau simulé par le modèle correspond en fait à un niveau de pression moyen dans la cavité tête du conducteur. 2270 Il a été décidé de profiter de cette nouvelle campagne d'essais pour remédier à cette inexactitude. Pour ce faire, des enregistrements ont été effectués à l'aide d'un microphone (Modèle : PCB 378B02) fixé sur un bras tournant (Modèle : Rotating Boom Stand B&K Type 3923) (entourés en orange Fig. 2.4) et ont été utilisés. Ces nouveaux enregistrements sont directement comparables au niveau de pression moyen 2275 prédit par le modèle SEA. Ces mesures ayant été réalisées simultanément aux enregistrements des microphones de l'appui-tête, les configurations véhicules de cette nouvelle expérience restent donc identiques à celles utilisées lors des campagnes d'essais précédentes. À nouveau, la mesure était soumise au processus de génération des signaux pour permettre de n'étudier que la précision du modèle.

2280 À noter également que la méthode de génération des signaux a été modifiée et permet notamment de combler, de manière plus réaliste, le manque de composantes basses fréquences des signaux provenant du modèle. Le spectre moyen issu du microphone a tout d'abord été exprimé par bande de tiers d'octave (de 25 Hz à 10 2285 kHz). Pour chaque bande de tiers d'octave, un bruit blanc a été généré ($f_s = 44100$ Hz) avant d'être filtré (filtre passe-bande d'ordre 20 utilisant la fonction `octaveFilter` de la boîte à outils audio Matlab®). Le niveau du signal filtré a ensuite été ajusté pour coïncider à celui de la bande correspondante dans le spectre tiers d'octave mesuré. Enfin, tous les bruits filtrés par bande ont été sommés pour former un signal temporel de 5 secondes ($f = 44100$ Hz). Le processus de génération des signaux est résumé 2290 Fig. 3.13.

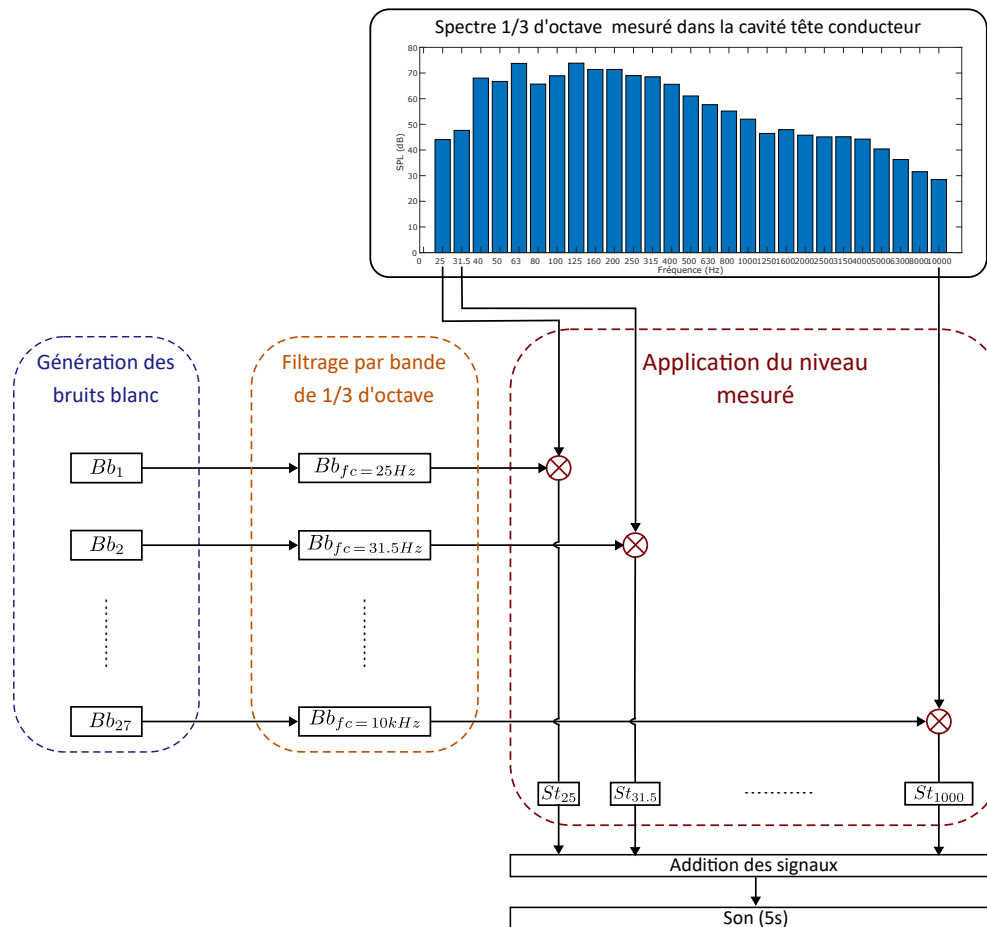


FIGURE 3.13 – Nouveau processus de génération des signaux

3.3.2.2 Auralisation à partir du modèle numérique

Une procédure similaire a été utilisée pour créer des sons à partir de la simulation. Pour chaque configuration de vitrage, et pour chacun des TL (avec et sans joints de vitrages en condition limite), le modèle SEA a permis d'obtenir un spectre en bandes de tiers d'octave de 315 Hz à 10 kHz. Pour compléter ce spectre dans la plage de basses fréquences, tous les spectres tiers d'octave mesurés par le microphone tournant ont été moyennés entre 25 Hz et 250 Hz. Le spectre tiers d'octave moyen alors obtenu a ensuite servi à compléter les spectres prédit numériquement, après quoi la même procédure que pour les spectres mesurés (cf. Fig. 3.13) a été utilisée pour obtenir des signaux temporels d'une durée de 5 secondes.

Le processus complet (cf. Fig. 3.14) a permis d'obtenir les 3 jeux de 19 sons qui ont été utilisés lors de cette étude perceptive.

3.3.3 Le matériel et la méthodologie pour l'évaluation subjective

Le matériel ainsi que la procédure employée restaient, quant à eux, identiques à ceux des deux premières campagnes d'évaluations subjectives du désagrément. Au total l'expérience a duré en moyenne 25 minutes par participants.

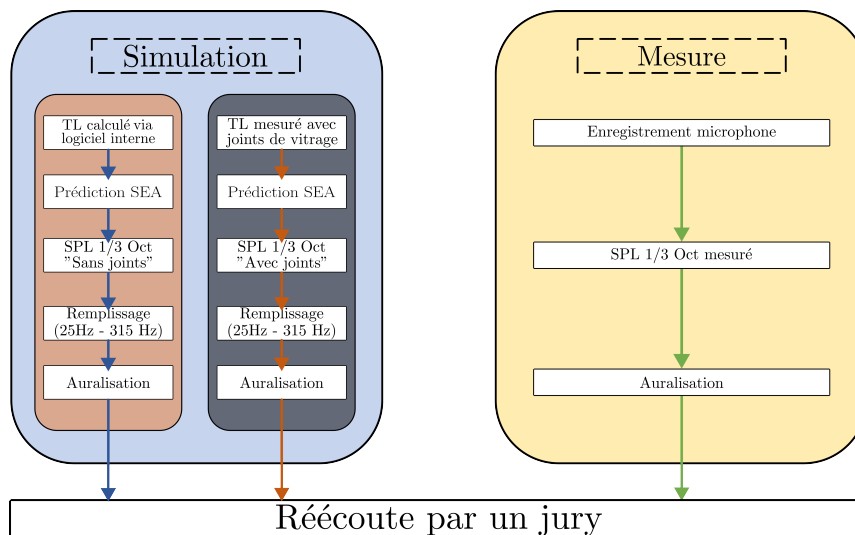


FIGURE 3.14 – Résumé de la méthode d’obtention des stimuli pour l’expérience perceptive

2310 **3.3.4 Les résultats**

2315 **Classement hiérarchique par regroupement :** Encore une fois, les réponses des participants ont été converties en scores de 0 à 1000. La distance euclidienne entre les participants ainsi que le classement hiérarchique correspondant ont pu être calculés (cf. Fig. 3.15). Sur ce graphique, trois groupes sont identifiables. Un examen de la moyenne des scores de chacun de ces groupes a été effectué comme lors de la première expérience perceptive.

2320 Ainsi nous avons donc tout d’abord le groupe n°1 (en orange) constitue le groupe majoritaire avec 23 personnes. Ensuite, le groupe n°2 (en vert) est constitué de 6 personnes dont les scores sont considérés comme très proches de ceux du premier groupe. Enfin, le groupe n°3 (en bleu) est constitué de 9 participants dont les réponses sont bien trop éloignées de la majorité. Seules les réponses des 28 participants des groupes 1 et 2 (17 hommes et 11 femmes) ont donc été conservées, regroupées et utilisées pour l’analyse présentée ici.

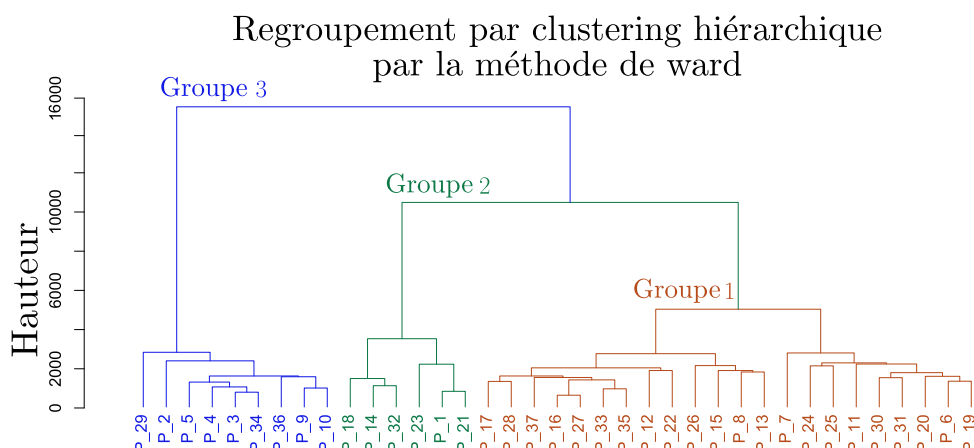


FIGURE 3.15 – Dendrogramme calculé à partir de la distance euclidienne entre les participants pour la campagne d’essais n°4

2325 **Tracé des moyennes des scores pour les auditeurs sélectionnés :** Les moyennes des scores en fonction des configurations véhicules ont été tracées pour permettre la comparaison de la mesure avec la simulation selon la prise en compte ou non des joints. Dans les deux cas, l'évolution de la moyenne du désagrément ressenti est similaire entre la mesure et la simulation.

2330 En observant plus particulièrement la comparaison entre la mesure et les stimuli obtenu à partir du modèle numérique ne tenant pas compte de l'effet des joints (cf. Fig. 3.16a), on peut constater des différences de désagrément. A nouveau, ces différences sont présentes pour les configurations véhicules ayant des vitrages composés de verre trempé (3, 14, 18 et 19).

2335

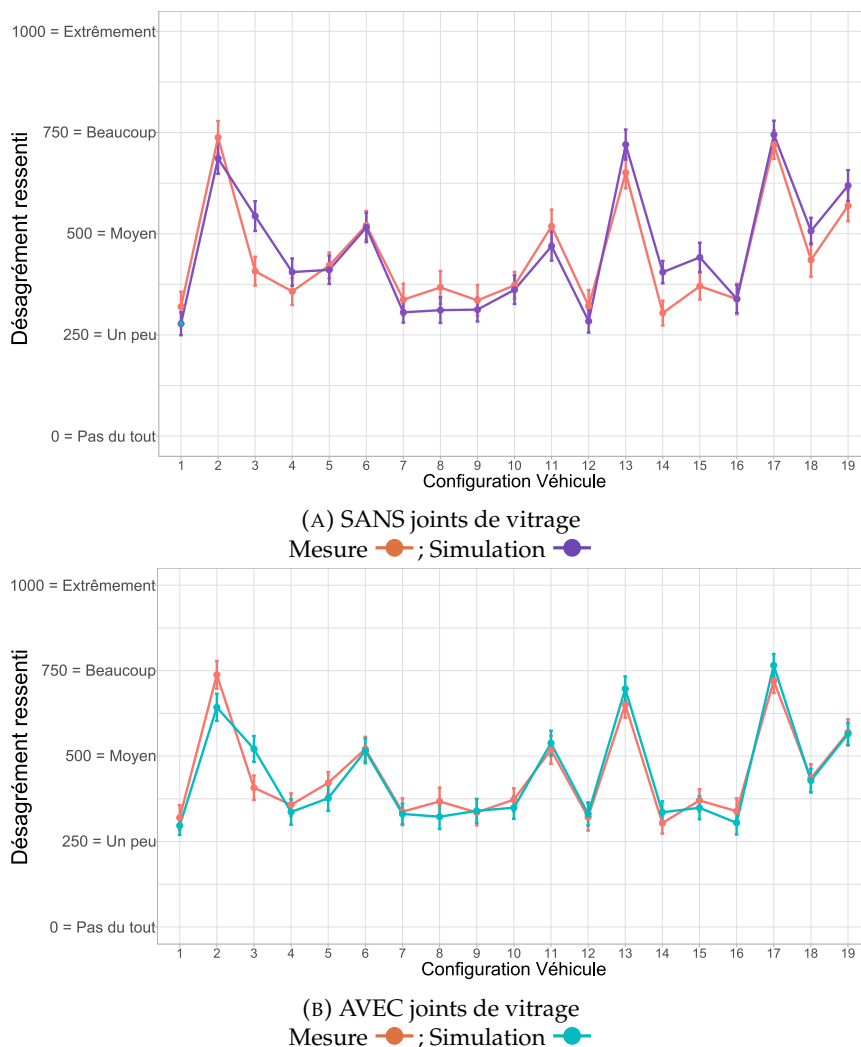


FIGURE 3.16 – Moyenne du désagrément ressenti et de son intervalle de confiance à 95 % en fonction de la configuration véhicule et du jeu d'origine des sons

À l'inverse, ces différences n'apparaissent plus lorsqu'on compare la mesure et les stimuli provenant du modèle numérique tenant compte de l'effet des joints sur le verre (cf. Fig. 3.16b) ne faisait plus apparaître ces différences. Seule la configuration n°3 (lunette arrière qui participe) fait exception. Le cas de cette configuration véhicule sera examiné plus en détails par la suite.

2340

2345 **RM-ANOVA** : Deux RM-ANOVA à double facteurs ("configuration véhicule" et "origine du son") ont été effectuées afin d'étudier séparément l'influence de l'origine du son en fonction de si le modèle numérique prend en compte ou non l'influence des joints. Préalablement à la réalisation de chacune d'entre elles, l'évaluation de la qualité des données a été réalisée de la même manière que précédemment (cf. Sec. 2.3). Il n'y avait pas de valeurs aberrantes extrêmes, les résidus étaient normalement distribués ($p > 0.05$) et les variances étaient homogènes ($p > 0.05$).

2350 Lors de la **première RM-ANOVA** (cf. Tab. 3.1), les jeux de sons appartenant à la mesure ont été comparés avec ceux provenant du modèle numérique ne prenant pas en compte de l'effet des joints. Le facteur "configuration véhicule" y était hautement significatif [$F(4, 69, 126, 67) = 51,87$, p proche de 0]. Le facteur "origine des sons" (correspondant à la manière dont les sons ont été générés) ne semblait pas être
 2355 influent [$F(1, 27) = 0,59$ et $p = 0,45$] mais une fois encore, l'interaction des deux facteurs était significative [$F(9, 43, 254, 61) = 3,27$ et p proche de 0]. La nouvelle méthode d'auralisation ne change donc pas les conclusions qui ont été mises en lumière par les études précédentes. **L'aspect désagréable des sons est similaire que les sons aient été obtenus par des mesures ou des simulations, mais des différences significatives existent néanmoins pour certains sons.**
 2360

TABLE 3.1 – RM-ANOVA à deux facteurs SANS prise en compte des joints

Hypothèse de sphéricité : Corr. Greenhouse-Geisser appliquée

Source	ddl	SC	CM	F Ratio	p-value
Origine	1	47178	47178	0.59	0.45
Config. Véhicule	4.69	20030349	4270863	51.87	$p \ll 0.0001$
Origine : Config. Véhicule	9.43	825884	87580	3.27	$p \ll 0.0001$

ddl : degrés de liberté, SC : Somme des Carrés, CM : Carré Moyen

2365 La réalisation d'un test post-hoc Tukey-HSD³ a confirmé l'**existence de différences significatives** dans les cas des sons des configurations 3 ($p = 0,01$) et 14 ($p = 0,02$) (cf. Tab. 3.2). Ces configurations utilisent des vitrages en verre trempé avec pour la configuration n°3, la lunette arrière qui participe et pour la configuration n°14, le vitrage arrière droit.

3. Test de **Tukey-HSD (HonestSignificant Difference)**. Il s'agit d'un test de comparaisons multiples considéré comme plus conservateur que le t-test utilisé lors des comparaisons multiples évoqués plus tôt dans ce mémoire. [101]

TABLE 3.2 – Résultat du test de Tukey-HSD SANS prise en compte des joints

N°	Configuration véhicule	Origine 1	Origine 2	p	significativité
1	1	Mesure	Simulation	0.37	ns
2	2	Mesure	Simulation	0.35	ns
3	3	Mesure	Simulation	0.01	*
4	4	Mesure	Simulation	0.32	ns
5	5	Mesure	Simulation	0.82	ns
6	6	Mesure	Simulation	0.92	ns
7	7	Mesure	Simulation	0.50	ns
8	8	Mesure	Simulation	0.28	ns
9	9	Mesure	Simulation	0.64	ns
10	10	Mesure	Simulation	0.82	ns
11	11	Mesure	Simulation	0.37	ns
12	12	Mesure	Simulation	0.44	ns
13	13	Mesure	Simulation	0.20	ns
14	14	Mesure	Simulation	0.02	*
15	15	Mesure	Simulation	0.15	ns
16	16	Mesure	Simulation	1.00	ns
17	17	Mesure	Simulation	0.62	ns
18	18	Mesure	Simulation	0.18	ns
19	19	Mesure	Simulation	0.36	ns

ns = non significatif; * : <0.05

Lors de la **seconde RM-ANOVA** (cf. Tab. 3.3), les sons appartenant à la mesure étaient cette fois-ci comparés à ceux en provenance du modèle SEA prenant en compte de l'effet des joints dans le TL. Le facteur "configuration véhicule" était à nouveau fortement significatif [$F(4.67, 126.01) = 47.69$, p proche de 0]. En revanche, le facteur "origine des sons" ne semblait pas significatif [$F(1, 27) = 0.03$ et $p = 0.87$]. De même, l'interaction de ces deux facteurs n'était plus significative [$F(8.74, 235.92) = 1.82$ et $p = 0.068$]. **L'évolution des désagréments est désormais indépendante de l'origine du son (simulé ou mesuré).**

TABLE 3.3 – RM-ANOVA à deux facteurs AVEC prise en compte des joints

Hypothèse de sphéricité : Corr. Greenhouse-Geisser appliquée

Source	ddl	SC	CM	F Ratio	p-value
Origine	1	2800	2800	0.03	0.87
Config. Véhicule	4.67	19726394	4224067	47.69	$\ll 0.0001$
Origine : Config. Véhicule	8.74	486458	55659	1.82	0.068

ddl : degrés de liberté, SC : Somme des Carrés, CM : Carré Moyen

Cependant, comme mentionné plus haut lors de l'observation de l'évaluation des moyennes (cf. Fig. 3.16b), la **configuration n° 3 semblait déroger à cette règle**. Cela a été confirmé par la réalisation d'un test de Tukey-HSD (N°3 $p = 0.003$, Tab. 3.4). Pour cette configuration, seule la lunette arrière participait. Ce vitrage est composé de verre trempé comme les vitrages latéraux, mais son épaisseur ne correspond pas à celle du verre plat mesuré lors des essais de TL. Les joints utilisés pour fixer

la lunette arrière sont également très différents de ceux employés pour les vitrages latéraux. Le TL n'a donc été modifié dans le modèle. **L'effet des joints n'est donc toujours pas pris en compte pour cette configuration et il est normal de toujours observer la différence d'évaluation.**

TABLE 3.4 – Résultat du test de Tukey-HSD AVEC prise en compte des joints

N°	Configuration véhicule	Origine 1	Origine 2	p	significativité
1	1	Mesure	Simulation	0.61	ns
2	2	Mesure	Simulation	0.10	ns
3	3	Mesure	Simulation	0.03	*
4	4	Mesure	Simulation	0.68	ns
5	5	Mesure	Simulation	0.36	ns
6	6	Mesure	Simulation	0.92	ns
7	7	Mesure	Simulation	0.90	ns
8	8	Mesure	Simulation	0.41	ns
9	9	Mesure	Simulation	0.93	ns
10	10	Mesure	Simulation	0.61	ns
11	11	Mesure	Simulation	0.73	ns
12	12	Mesure	Simulation	0.86	ns
13	13	Mesure	Simulation	0.39	ns
14	14	Mesure	Simulation	0.48	ns
15	15	Mesure	Simulation	0.65	ns
16	16	Mesure	Simulation	0.51	ns
17	17	Mesure	Simulation	0.35	ns
18	18	Mesure	Simulation	0.90	ns
19	19	Mesure	Simulation	0.93	ns

ns : non significatif / * : <0.5

3.4 Conclusion

Ce chapitre avait pour objectif d'expliquer les différences observées dans l'évaluation du désagrément exprimé par les participants pour les configurations véhicules utilisant des vitrages trempés. En comparant les spectres en tiers d'octave des sons mesurés et simulés utilisés lors des quatre campagnes présentées précédemment (cf. Chap. 2), il a été montré que le niveau de pression prédit aux oreilles du conducteur était surestimé. Cette surestimation est expliquée par la sous-estimation du TL implanté dans le modèle, en particulier dans la zone de coïncidence des vitrages. Étant donné que le facteur de perte des matériaux a principalement une influence sur cette zone, il semblait probable qu'une source de dissipation n'avait pas encore été prise en compte dans le modèle.

L'étude présentée dans ce chapitre a permis de conclure à la validité de cette hypothèse et a également mis en évidence le rôle des joints comme une source d'amortissement supplémentaire dont il faudra tenir compte dans le cas des verres trempés. En revanche, l'amortissement interne d'un verre feuilleté fait que l'effet des joints est négligeable.

De même, après intégration de l'effet des joints dans le modèle sous la forme d'un TL mesuré sur un verre plat monté dans des portions de joints automobiles, **une nouvelle campagne d'évaluation par un jury** a été conduite. Elle a permis de vérifier la correction des différences observées jusqu'alors dans les notations du désagrément après intégration de l'effet des joints dans le modèle.

Ainsi, tout au long de ce chapitre, la nécessité de prendre en compte l'effet des joints de vitrages dans la définition du TL pour les verres trempés a été exposé. C'est dans ce but qu'un modèle utilisant la méthode des éléments finis a été développé. L'objectif est de permettre la détermination numérique d'un TL intégrant l'amortissement additionnel provoqué par les joints dans les vitrages afin de remplacer les TL précédemment utilisés. La description de ce modèle constitue le chapitre ci-après.

Chapitre 4

2420 Proposition d'un modèle de prédiction du TL des vitrages dans leurs joints

Organisation du chapitre

	4.1	Les mécanismes de dissipations	74
	4.1.1	Dissipations structurelles dans la plaque	74
2425	4.1.2	Dissipations aux bords	75
	4.1.3	Pertes par rayonnement acoustique	76
	4.2	Modélisation numérique	79
	4.2.1	Description de la structure étudiée	80
	4.2.2	Excitation par un champ diffus	82
2430	4.2.3	Prise en compte du couplage fluide / structure	82
	4.2.4	Les paramètres du modèle	84
	4.3	Détermination des paramètres du modèle	84
	4.3.1	Stratégie de recalage	84
	4.3.2	Recalage en basses fréquences [20 Hz - 800 Hz]	85
2435	4.3.3	Recalage en moyennes et hautes fréquences [800 Hz - 10 000 Hz]	94

Introduction du chapitre Le modèle de synthèse vibroacoustique (SEA) développé repose sur l'utilisation de TL pour caractériser les différents composants du véhicule et en particulier le verre. Jusqu'à maintenant, les TL des vitrages étaient définis pour des conditions limites ne tenant pas compte des joints de vitrages. Les études présentées au Chapitre 3 ont mis en défaut l'utilisation de ces TL pour le cas particulier du verre trempé. Il a alors été avancé qu'une dissipation induite aux joints, non représentée dans le modèle numérique, devait être prise en compte.

2445 Le travail exposé dans ce chapitre vise à mettre en place un modèle numérique dédié à la détermination des TL des verres trempés dans l'objectif d'alimenter le modèle de synthèse vibro-acoustique (SEA).

2450 L'accent sera mis sur la prise en compte des phénomènes suspectés d'être à l'origine des déviations observées au sein d'un modèle numérique de prédiction du TL utilisant la méthode des éléments finis.

Pour ce faire, nous commencerons par réaliser un état des lieux des mécanismes de dissipation mis en jeu dans le comportement des vitrages en verres trempés.

2455

Après quoi, nous exposerons le modèle numérique permettant de déterminer correctement le TL. Nous détaillerons alors les paramètres sur lesquels s'applique le processus de recalage numérique permettant de représenter, de manière simplifiée, le comportement des joints entourant l'échantillon de verre étudié.

2460

Pour finir, la stratégie de recalage employée sera exposée, de même que les paramètres du modèle ainsi obtenus. Pour des raisons de confidentialité, certains valeurs ont été normalisées.

4.1 Les mécanismes de dissipations

2465

Si on conserve à l'esprit l'hypothèse adoptée dans le modèle SEA qui consiste à négliger les transferts d'énergie vers les autres panneaux et que l'on examine le montage d'un vitrage latéral sur un véhicule, nous pouvons mettre en évidence les trois principaux mécanismes dissipatifs suivants :

2470

- les pertes structurelles intrinsèques à la plaque de verre (**en bleu** sur la Fig. 4.1);
- la dissipation par les bords du verre due à la présence des joints de fixations (**en rouge** sur la Fig. 4.1);
- les pertes par rayonnement provoquées par le couplage entre le vitrage et l'air (**en vert** sur la Fig. 4.1).

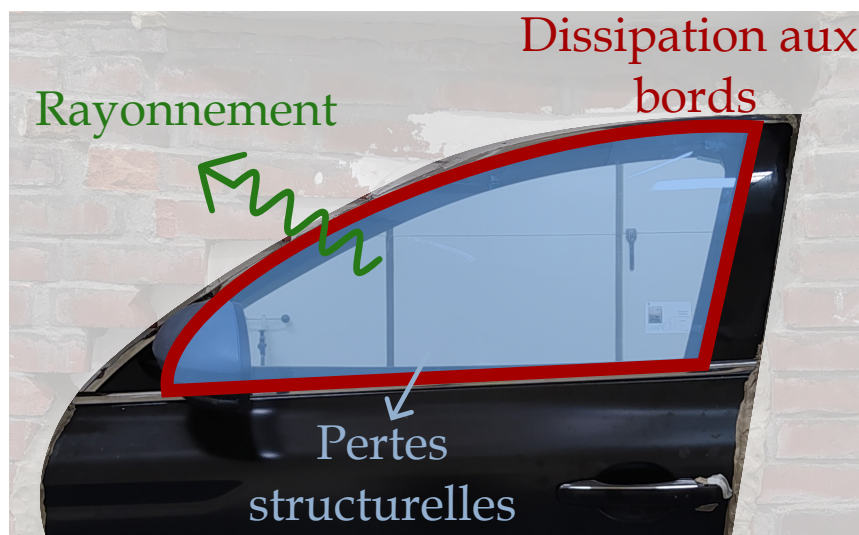


FIGURE 4.1 – Phénomènes de dissipation pour vitrage monté dans une portière

2475

Cette section aura pour objectif de présenter ces différents mécanismes.

4.1.1 Dissipations structurelles dans la plaque

2480

Ce premier type d'amortissement peut également être appelé "amortissement matériaux", "amortissement intrinsèque", "amortissement interne" ou "amortissement par friction interne" [102]. Il résulte de la transformation de l'énergie vibratoire en chaleur lors de la déformation de la structure. Il dépend de nombreux facteurs comme

par exemple le matériau composant la structure (verre, métal, méta-matériau...), sa température ou encore les contraintes qui lui sont imposées. Il est donc parfois difficile à analyser.

2485 **Dans le cas d'un verre trempé, l'amortissement interne est faible. Il est admis que le verre possède un facteur de perte $\eta_{struc\ verre}$ compris entre 0,05 % et 1 % [75].** Dans notre cas, l'amortissement était compris entre 0,1 % et 0,7 % pour $f > 3150$ Hz (cf. en **bleu** Fig. 3.12). Une valeur constante de 0,5 % a été appliqué afin de caractériser le verre dans le modèle FEM. Cette valeur est appliquée comme une constante
2490 sur l'ensemble du domaine étudiée. Comme nous le verrons par la suite, il ne s'agit donc pas ici de la source majoritaire de dissipation du système étudié à la différence d'un verre feuilleté.

2495 La représentation retenue pour le verre dans le modèle numérique sera donc une représentation hystérétique, sous la forme d'un module d'Young complexe $E^* = E(1 + i\eta)$ où la partie complexe traduit la dissipation d'énergie au sein du matériau.

4.1.2 Dissipations aux bords

2500 Ce second type d'amortissement est dû à l'interaction du vitrage et des joints qui l'encadrent. L'énergie est alors principalement dissipée au travers de deux phénomènes.

4.1.2.1 Déformation des joints

2505 Tout d'abord, comme pour le verre, une partie de la dissipation sera interne aux joints. Cette fois-ci en revanche, le matériau qui compose les joints de vitrages (principalement de l'Élastomère Thermoplastique (TPE) (cf. Tab. 4.1)) est un matériau viscoélastique.

2510 Ce type de matériau peut à nouveau être représenté de manière hystérétique. En revanche, il est important de noter que le facteur de perte est d'un ordre de grandeur bien plus élevé à celui du verre (cf. Tab. 4.1). De plus, il est sensible de la fréquence (cf. Fig. 4.2) et de la température (loi Williams Landel Ferry W.L.F [103]).

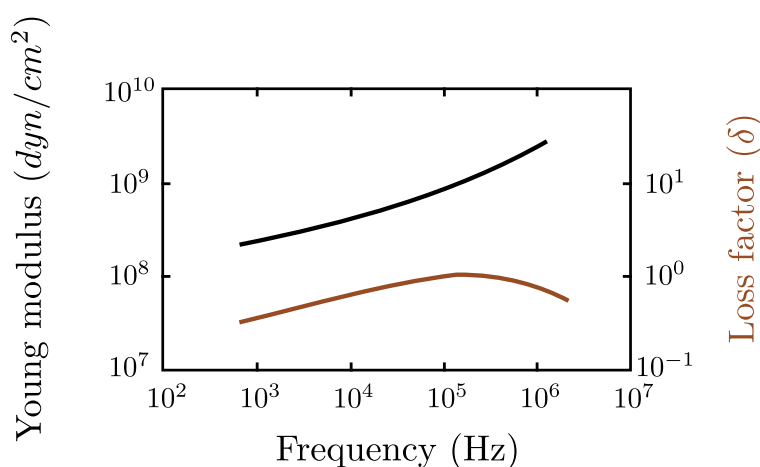


FIGURE 4.2 – Module d'Young et facteur de perte de caoutchouc nitrile (NBR) à $T_0 = 20^\circ\text{C}$ - reproduit à partir de [104]

TABLE 4.1 – Propriétés mécaniques pour le TPE (Extrait de la thèse de C. O. Serna : [94])

Propriété	Symbole	Unité	TPE
Masse volumique	ρ	$kg.m^{-3}$	1
Module d'Young	E	MPa	60
Coefficient de Poisson	ν	/	0,48
Amortissement structurel	η	%	≈ 5

4.1.2.2 Frottement sec

Une seconde partie de la dissipation sera la conséquence du frottement du verre sur les joints. En effet, la liberté de déplacement, nécessaire au bon fonctionnement du vitrage automobile, engendre des frottements à l'interface entre le verre et les multiples lèvres des joints. Ce glissement entre des surfaces non lubrifiées engendre des "pertes par frottement sec". Celles-ci dépendent de la complexité de la géométrie des joints (nombre de lèvres, leur géométrie et éventuellement la présence de renforts métalliques dans le joint (cf. **en bleu** Fig. 4.3)). Leur modélisation complète et rigoureuse demanderait la mise en place d'un modèle non linéaire complexe [94], [105] en plus de la nécessité de connaître la géométrie exacte des joints.

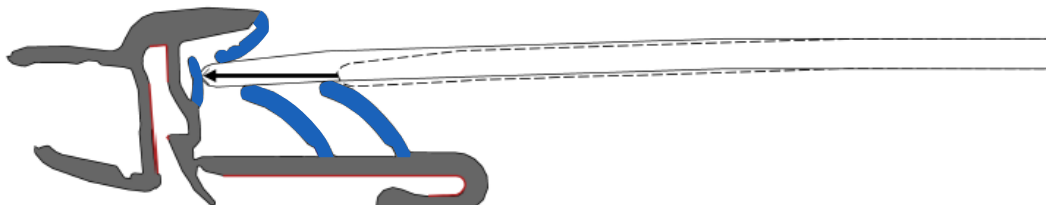


FIGURE 4.3 – Insertion d'un verre dans un joint de vitrage automobile (Extrait de la thèse de C. O. Serna : [94])

L'approche adoptée ici consistera à considérer l'ensemble des mécanismes de dissipations que nous venons d'évoquer et à les représenter par un unique système de ressorts.

La modélisation alors retenue pour les joints dans notre modèle sera finalement celle d'un système hystérétique de raideur complexe $K_{joint}^* = K_{joint}(1 + i\eta_{joints})$ dont le facteur de perte η_{joints} permet alors la représentation simplifiée des deux mécanismes de dissipation dans les bords que nous venons d'évoquer.

4.1.3 Pertes par rayonnement acoustique

Ce troisième et dernier mécanisme de dissipation, appelé "rayonnement acoustique", est le résultat de la dissipation d'une partie de l'énergie de la plaque dans le fluide auquel elle est couplée.

2535 Afin de saisir son influence sur le comportement de notre structure, on peut dans un premier temps étudier le cas **"simple"** de la plaque infinie séparant deux milieux de composition identique. On observe alors deux comportements séparés fréquen-

2540 Pour les fréquences $f < f_c$, les ondes sont dites *subsoniques* (domaine en orange. Fig. 4.4). Le coefficient d'efficacité de rayonnement σ_{ray}^1 est alors nul. Ce dernier étant défini comme le rapport entre la puissance rayonnée sur la vitesse quadratique moyenne, on peut en déduire que la plaque ne rayonne pas.

2545 À l'inverse, pour les fréquences $f > f_c$, les ondes sont alors *supersoniques* (en turquoise Fig. 4.4). La plaque rayonne fortement, en particulier pour des fréquences proches de la fréquence critique pour lesquelles σ_{ray} tend vers l'infini. Pour des matériaux à l'amortissement structural faible (comme ici avec le verre), le rayonnement au-dessus de la fréquence critique peut devenir le phénomène dissipatif prépondérant.

2550

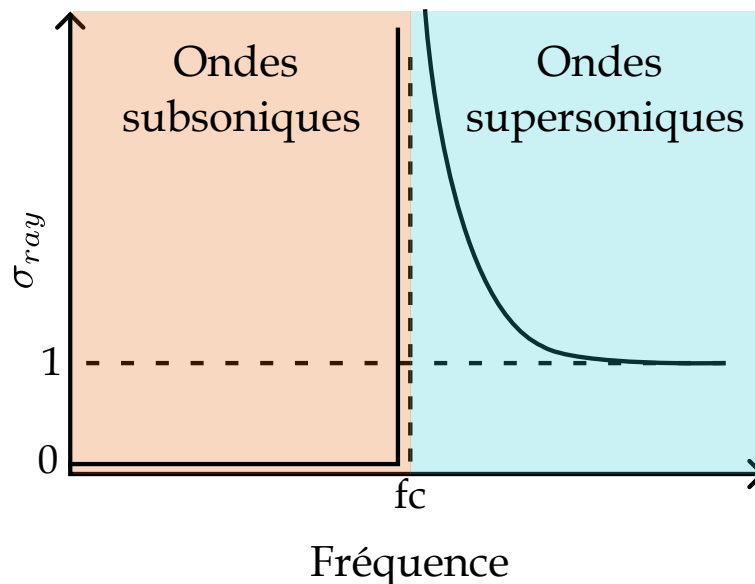


FIGURE 4.4 – Efficacité de rayonnement en fonction de la fréquence pour une plaque infinie

Si on s'attarde ensuite sur le cas de la plaque finie (comme ici le vitrage), on notera des résultats proches de ceux de la plaque infinie, moyennant quelques précisions [108].

2555 Pour des fréquences $f > f_c$ (en turquoise Fig. 4.5) tout d'abord, on note un comportement similaire à celui de la plaque infinie, à ceci près que σ_{ray} ne sera pas infini à la fréquence critique.

2560 Pour des fréquences $f < f_c$, le rayonnement de la plaque sera, cette fois-ci, non négligeable. Celui-ci est désormais dirigé par les efficacités de rayonnement de l'ensemble des modes de la plaque σ_{mn} (on néglige le couplage inter-modale dans l'air).

1. Elle "traduit l'efficacité du transfert d'énergie vers le champ acoustique et est défini comme le rapport entre la puissance rayonnée par la structure et la puissance mécanique moyenne communiquée au fluide" [107]

Chacun de ces modes possède alors à son tour une fréquence critique f_{mn} à partir de laquelle il devient rayonnant. Ainsi donc, plus on s'approche de la fréquence critique de la plaque, plus on a de modes rayonnant et plus le rayonnement devient important (en **bleu** Fig. 4.5).

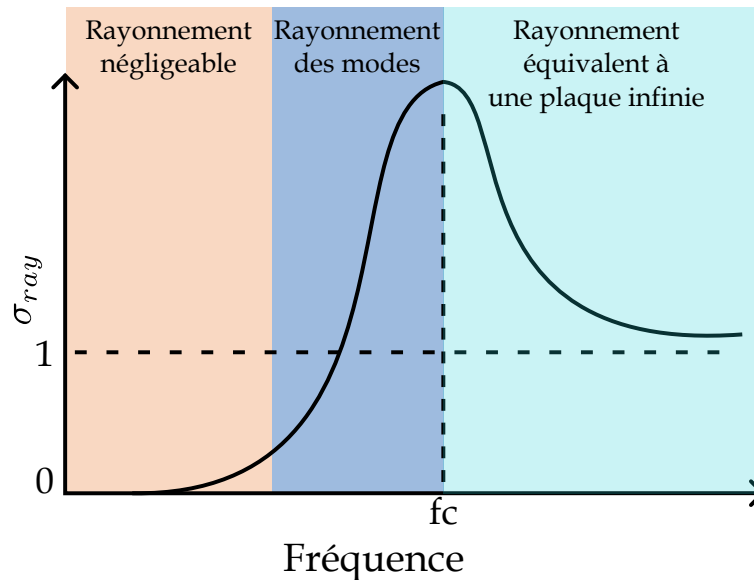


FIGURE 4.5 – Efficacité de rayonnement en fonction de la fréquence pour une plaque finie

Finalement, on peut faire le lien entre le rayonnement et le TL de la plaque. En effet, l'énergie rayonnée est vue par la plaque comme une dissipation d'énergie que l'on peut caractériser par un "**facteur de perte par rayonnement**" η_{ray} . Celui-ci sera d'autant plus important que σ_{ray} est élevé. η_{ray} est donc faible dans les basses fréquences, élevé dans le domaine critique (domaine où le TL est particulièrement sensible à l'amortissement) et tend à se stabiliser lorsqu'on continue d'augmenter en fréquence. On peut résumer les différents domaines d'influence du rayonnement sur le TL de la plaque comme sur le schéma Fig. 4.6.

Comme on le devine alors, les efficacités de rayonnement des modes σ_{mn} possèdent un rôle non négligeable, en particulier pour les fréquences du domaine critique inférieures à f_c . Néanmoins, si leur modélisation analytique a déjà pu être étudiée pour des cas simplifiés², les joints qui fixent la plaque dans le montage éloignent le problème présent de ces conditions idéales. L'étude analytique est donc irréalisable.

Il est donc nécessaire de tenir compte de ce couplage fluide/structure dans le modèle numérique FEM.

2. On peut par exemple mentionner les travaux de G. Maidanik [109]-[111] résumés dans [108] qui ont permis de réaliser l'étude analytique pour une plaque finie simplement supportée et placée dans un écran infini

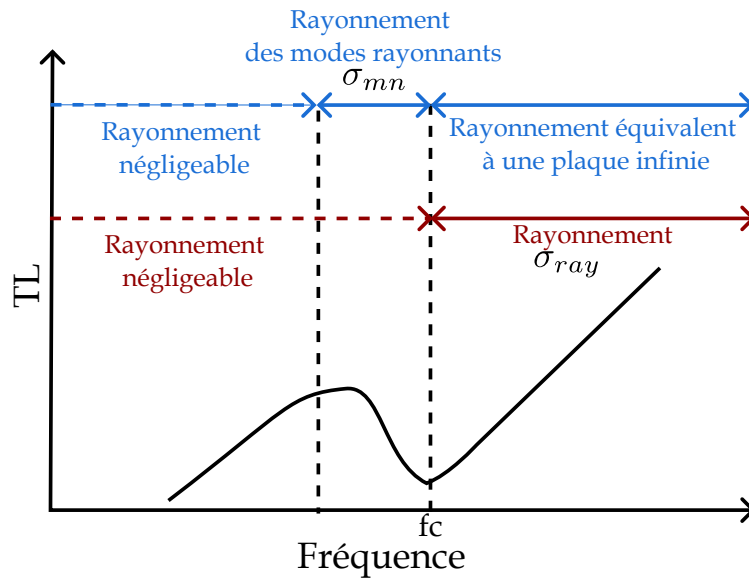


FIGURE 4.6 – Influence du rayonnement sur le TL pour :
 une plaque infinie —
 une plaque finie —

2585

4.2 Modélisation numérique

2590

Un modèle numérique a été mis en place afin de permettre une évaluation correcte du TL du verre trempé. Il pourra, à terme, se substituer aux essais réalisés en chambre réverbérante. Pour rappel, le montage expérimental utilisé de manière courante chez Saint-Gobain Research Compiègne correspond à celui qui a été employé lors du chapitre précédent (cf. Fig. 4.7). Ainsi, le système étudié ici est un vitrage plat en verre trempé, positionné entre deux salles réverbérantes et enserré par de la mousse rigide (classiquement utilisée pour les essais au sein de SGRC) ou par des joints automobiles (le cas d'étude).



FIGURE 4.7 – Montage du verre dans des joints automobiles

2595 La taille de ce montage ($Largeur = 500\text{ mm}$, $Haut = 800\text{ mm}$) et l'épaisseur du
verre ($e = 3.85\text{ mm}$), permettent cette fois-ci, l'emploi de la méthode FEM sans en-
trainner une charge de calcul trop importante malgré le large domaine fréquentiel
étudié. En effet, on cherche à prédire le TL pour chaque tiers d'octave de 315 Hz
à 10 kHz qui correspond à l'intervalle de prédiction du modèle numérique SEA et
2600 comprend le domaine critique du verre trempé (centré sur $f_c = 3150\text{ Hz}$). Pour une
configuration, on obtient donc un modèle de 15,3 Mo pour un temps de calcul de 45
minutes.

L'utilisation de la méthode FEM permet également de représenter simplement le
2605 comportement des joints sous la forme de ressorts intégrant la dissipation (cf. Sec.
4.2.1) et également de rendre compte du couplage fluide/structure (cf. Sec 4.2.3). Le
modèle de prédiction du TL a été réalisé sur le logiciel Actran.

2610 Cette section aura comme objectif de présenter le modèle numérique avant de
mettre en lumière les différents paramètres permettant une représentation simplifiée
des mécanismes qui viennent d'être mis en avant.

4.2.1 Description de la structure étudiée

La structure à représenter est donc constituée d'une plaque de verre et d'un
contour de joints (mousse rigide ou automobile) maintenant la plaque par serrage.

2615 4.2.1.1 Plaque plane de verre trempé

De par la géométrie du modèle considéré, comportant une dimension très petite
(épaisseur) par rapport aux autres dimensions, il aurait été possible de représenter le
volume de la plaque en utilisant des éléments "plaque". Néanmoins, dans une pers-
pective d'une potentielle application du modèle à un vitrage en verre laminé, qui
2620 nécessitera donc trois couches superposées, un modèle utilisant des éléments volu-
miques a été préféré.

TABLE 4.2 – Données matériaux du verre trempé dans le modèle

Données matériaux	Symbole	Valeur	Unité
Masse volumique	ρ	2500	$kg.m^{-3}$
Module d'Young	E	7,2e+10	Pa
Coeff. Poisson	ν	0,22	–
Amortissement structurel	η_{verre}	0.5	%

On considère généralement que la taille correcte de maille associée à un maillage
linéaire correspond à au moins 8 nœuds pour la plus petite longueur d'onde. Dans
2625 notre cas, la distance entre deux nœuds répondant à cette exigence en fonction des
données matériaux du verre trempé (rappelées Tab. 4.2) s'est avérée être égale à 7,3
mm. Afin de respecter cet écart, la distance entre les nœuds est fixée au maximum à
5 mm.

2630 La plaque de verre est ainsi représentée par 48000 éléments volumiques linéaires (en orange Fig. 4.8). Le facteur de perte interne de la plaque sera, pour sa part, défini grâce à la valeur admise de $\eta_{verre} = 0.5\%$.

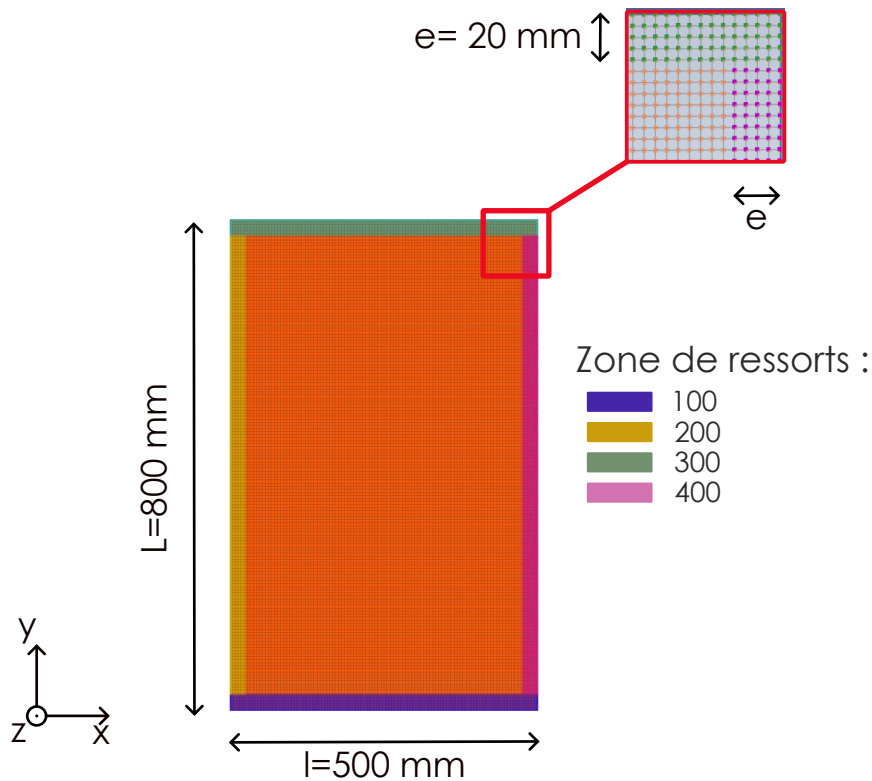


FIGURE 4.8 – Visualisation du maillage de la plaque et des ressorts dans Actran

4.2.1.2 Les joints

2635 Les joints sont représentés de manière simplifiée par des ressorts dont la raideur est rendue complexe afin de rendre compte des effets de dissipation provoqués par la déformation des joints et par leur frottement à l'interface avec le verre. Ils sont donc ici représentés par N ressorts discrétisés de raideur et d'amortissement unitaire $K_u = K_{joints}/N$ en $[N.m^{-1}]$ et $\eta_u = \eta_{joints}/N$ en [%] (cf. Fig. 4.9).

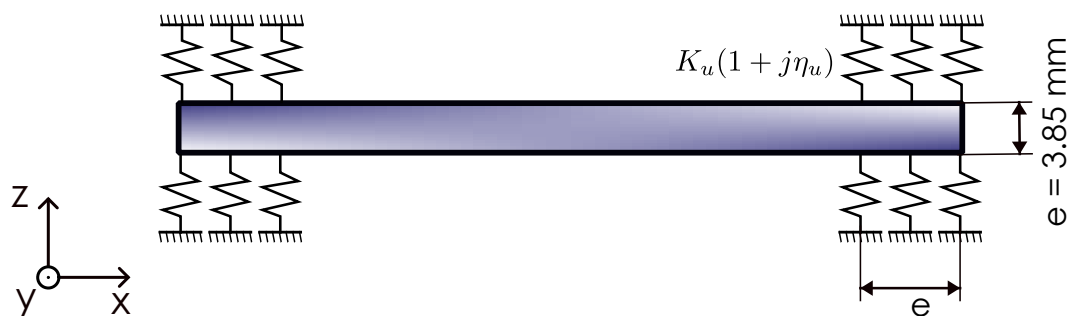


FIGURE 4.9 – Implantation des ressorts dans le modèle

2640 Ces ressorts sont associés aux nœuds correspondant à la surface de serrage sur le contour de la plaque (une bande d'épaisseur $e = 20 \text{ mm}$ visible dans l'encart **rouge** Fig. 4.8). Ils sont fixés de chaque côté du volume mais aucun n'est présent sur la tranche (face libre dans le montage).

2645 L'ensemble des nœuds représentatifs des joints est, par ailleurs, divisé en quatre zones (100, 200, 300 et 400 visibles Fig. 4.8). Cette distinction n'est pas impérative pour le montage utilisant la mousse rigide car celle-ci est appliquée uniformément sur le contour de la plaque. En revanche, cela permet de rendre compte des différences de joints automobiles utilisés dans le montage correspondant (cf. Fig. 3.4 et
2650 Fig. 3.5) et donc de leur raideur.

Pour finir, chacun des nœuds porte trois ressorts orientés respectivement selon les directions normale (Z) et tangentielles (X,Y) au verre.

4.2.2 Excitation par un champ diffus

2655 L'excitation, dans la salle d'émission, de la structure par l'air (cf. Tab. 4.3) sera effectuée dans le modèle numérique par application d'un champ diffus sur la totalité de la surface d'émission (en **bleu** Fig. 4.10).

2660 La puissance injectée sur la surface d'émission est alors calculée par le modèle numérique. Elle sera utilisée afin de calculer le TL.

TABLE 4.3 – Donnée fluide : Air

Donnée champ diffus	Symbole	Valeur	Unité
Masse volumique air	ρ	1,225	kg.m^{-3}
Célérité du son dans l'air	c_{air}	341	m/s
Densité Spectrale de Puissance injectée	PSD	1	Pa/Hz
Nombre de Décompositions	–	30	–
Incidence Maximale	–	78	$^{\circ}$

4.2.3 Prise en compte du couplage fluide / structure

Comme nous l'avons mentionné, le couplage avec le fluide doit être pris en compte dans le modèle. La représentation en éléments finis des deux salles réverbérantes est néanmoins impossible du fait de leur volume trop important (environ
2665 100 m^3 par chambre). Deux approximations peuvent cependant être réalisées.

Premièrement, nous venons de voir que la puissance acoustique de l'excitation était appliquée sur toute la surface de la plaque à l'aide d'un champ diffus. La vibration de la plaque lui est ainsi imposée et on considère qu'elle ne peut rayonner dans
2670 la salle d'émission. Seul le couplage fluide/structure avec la salle de réception sera donc à caractériser dans notre modèle.

Deuxièmement, notre objectif est de prédire numériquement le TL de notre système. Nous avons vu lors du Chap. 1.3.2, que deux méthodes existent afin de réaliser la mesure du TL :

- la mesure entre deux salles réverbérantes. C'est celle que nous employons ici mais dont la représentation numérique est impossible du fait du volume des salles.
- la mesure entre une salle d'émission réverbérante et une salle de réception anéchoïque ou semi-anéchoïque. Elle est basée sur une estimation en champ proche de la puissance transmise par la structure et sa représentation numérique ne nécessite donc pas le maillage complet de la salle de réception.

On peut alors se contenter de modéliser la plaque comme rayonnant en champ libre. Dans le modèle, cela est réalisé grâce à un "domaine acoustique" (en vert Fig. 4.10) représentant le champ proche de la structure, relié à une couche artificielle d'absorption totale PML (Perfectly Matched Layer) (en orange Fig. 4.10). L'épaisseur du domaine acoustique sera fixée automatiquement par le logiciel comme valant une longueur d'onde correspondant à la fréquence étudiée. Dans notre cas, cette épaisseur est donc comprise entre $e_{min} = 0,0304 m$ et $e_{max} = 1,2 m$.

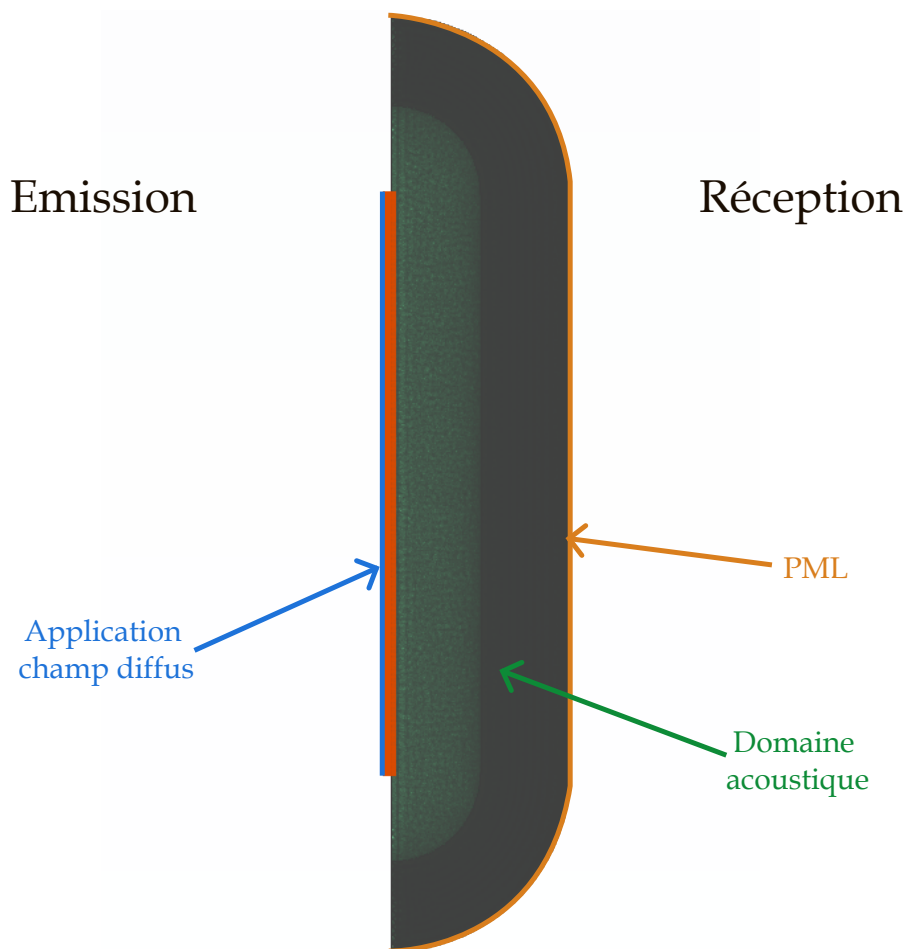


FIGURE 4.10 – Couplage fluide dans le modèle : un seul "domaine acoustique" montré

Enfin, le couplage peut être réalisé avec le fluide contenu dans le domaine acoustique de deux manières :

- Couplage faible : Un solveur **MUMP (MULTifrontal Massively Parallel Solver)** à deux étages est employé afin de d'abord calculer la réponse vibratoire de la structure à l'excitation puis son rayonnement. Ce couplage est "faible" car il ne prend pas en compte la rétroaction du fluide sur la structure.
 - **Couplage fort** : Un solveur MUMP à un seul étage réalise l'ensemble des calculs. La rétroaction du fluide sur la structure est alors prise en compte.
- Dans notre cas d'application, le couplage fort a été sélectionné.

4.2.4 Les paramètres du modèle

Le modèle numérique présenté ci-dessus intègre l'ensemble des éléments de la structure étudiée (plaque de verre et joints). Le comportement de ces éléments étant très complexe, ils sont modélisés de manière simplifiée par des ressorts. Il est donc nécessaire de calibrer les paramètres correspondants (cf. Tab. 4.4) de sorte que le modèle rende compte correctement du comportement de la structure.

TABLE 4.4 – Résumé des paramètres à déterminer pour le modèle de prédiction numérique du TL

Paramètre à calibrer	Symbole	Phénomène associé
Raideurs unitaires des ressorts	$Ku_X / Ku_Y / Ku_Z$	Élasticité des joints
Amortissements unitaires des ressorts	η_{uz}	Dissipation par les bords

4.3 Détermination des paramètres du modèle

Cette section détaille la méthode employée pour recalibrer les paramètres nécessaires au modèle numérique de prédiction du TL présenté précédemment. Dans un premier temps, la stratégie de recalage sera établie. Puis la réalisation de chacune des étapes sera exposée.

4.3.1 Stratégie de recalage

Pour les deux types de joints (mousse rigide, joint automobile), la stratégie de recalage suivante a été appliquée.

Dans un premier temps, le modèle est recalé dans le domaine des basses fréquences [20 Hz - 800 Hz] afin de s'assurer que le comportement modal de la structure soit bien appréhendé. Celui-ci est alors fortement dépendant des conditions limites de la structure. Il est donc possible de déterminer les paramètres liés au comportement vibratoire des joints. Leurs raideur et facteur de perte permettent respectivement de définir les fréquences et amortissements aux modes.

Classiquement, les résultats du modèle numérique ont donc été confrontés aux résultats d'une analyse modale expérimentale. Pour chaque mode de résonance, les critères de comparaison sont :

- 2725 — l'erreur fréquentielle (Δf) aux modes ;
 - le critère de **MAC (Modal Assurance Criterion cf. Ann. D)**, caractérisant la ressemblance spatiale des formes modales ;
 - l'amortissement modal résultant des différentes dissipations physiques dans la structure.
- 2730 Les paramètres de raideur ($Ku_X / Ku_Y / Ku_Z$) et de l'amortissement η_{uz} , ont ainsi pu être calibrés de sorte d'avoir :
- erreur fréquentielle faible (<10 %) ;
 - un critère de MAC supérieur à 0,6 ;
 - un amortissement modal de la structure simulée proche de celui mesuré lors
- 2735 de l'analyse modale.

Dans un second temps, le modèle a été recalé dans le domaine des moyennes et hautes fréquences (800 Hz - 10000 Hz) vis-à-vis de l'objectif défini par le TL du vitrage.

2740 Pour ce faire, les valeurs de ressorts (raideur et amortissement) obtenues lors de l'étape de recalage basses fréquences ont été intégrées. Après quoi, les résultats du modèle numérique ont de nouveau été comparés à la mesure. Pour cela, des tests de caractérisation du TL ont été réalisées sur le même montage que l'analyse modale en suivant un protocole identique à celui utilisé lors du chapitre précédent (Chap. 3.2.2).

2745 La simulation a finalement été ajustée, par recalage des paramètres K_{uz} et η_{uz} , de sorte de minimiser la différence entre les résultats expérimentaux et les valeurs de TL obtenues par la simulation, en particulier dans le domaine de coïncidence de la plaque.

2750 4.3.2 Recalage en basses fréquences [20 Hz - 800 Hz]

Un premier recalage des paramètres de raideur et d'amortissement du modèle a donc été effectué dans le domaine des basses fréquences. Pour cela, une analyse modale du système a été mise en place au sein du laboratoire de SGRC. Ses résultats (fréquences propres, amortissements modaux et formes modales), servent de référence pour le processus d'ajustement des paramètres du modèle que nous décrivons

2755 ici.

4.3.2.1 Analyse Modale Expérimentale

Les mesures de l'analyse modale ont été effectuées en deux temps.

2760 Tout d'abord, un accéléromètre mono-axe (modèle : B&K 4509-001) a été fixé sur la plaque (en **orange** Fig. 4.11) afin de mesurer les vibrations de flexion du verre excité selon la normale à la plaque (emplacements en **bleu** sur la Fig. 4.11). 54 Fonctions de Réponse en Fréquence (FRF) ont ainsi été acquises pour la direction normale.

2765 Ensuite, l'accéléromètre a été remplacé par un accéléromètre tri-axe (modèle : PCB 356A32) pour mesurer (cf. emplacement en **orange** Fig. 4.11) les vibrations du verre excité selon les axes tangents à la plaque à l'aide du marteau instrumenté

(point d'excitation en **vert** Fig. 4.11). L'excitation en question a été effectuée sur un cube métallique fixé de 0,5 cm de côté aux positions souhaitées à l'aide d'une colle époxy. Cependant, cette colle se révèle particulièrement délicate dans les directions tangentielles, ce qui a rendu l'excitation au marteau difficile en raison d'un décollement fréquent du cube. 5 FRF ont finalement pu être acquises dans les deux directions tangentes à la plaque.

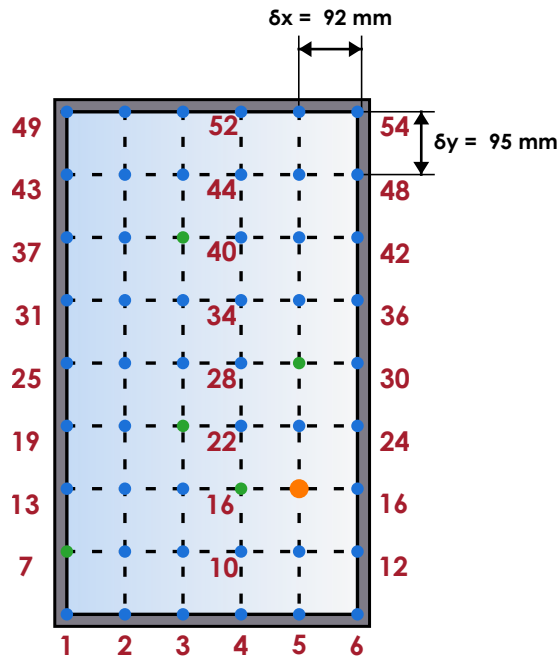


FIGURE 4.11 – Excitation au marteau selon les axes tangentiels ● ;
Excitation au marteau selon la normale à la plaque ● ;
Emplacement de l'accéléromètre pour les deux directions ●

Grâce aux 54 FRF mesurées sur la plaque, l'identification des différents modes du système a été réalisée. Pour cela, le module IDEN de l'outil numérique PRIMODAL³ a été employé. Ce module applique la méthode "Real Time Modal Vibration Identification" RTMVI [112] pour déterminer les fréquences propres, les amortissements modaux et les formes modales d'une structure en ajustant par moindres carrés une FRF synthétisée par rapport à la FRF mesurée.

Pour les montages relatifs aux deux types de joints, les formes modales ont ainsi pu être déterminées (eg. Fig. 4.12a et Fig. 4.12b pour le Mode N°2) de même que leurs fréquences propres et amortissements associés (cf. Tab. 4.5).

Ainsi, tout d'abord, grâce à l'étude de sa forme modale, le mode N°1 ($f_{Mousse}^1 = 22,4 \text{ Hz}$ et $f_{Auto}^1 = 21,9 \text{ Hz}$), est identifié comme étant un mode de pompage de l'ensemble du système dans le mur (la plaque ne subissant pas de déformation, la forme modale n'est pas montrée dans ce mémoire). N'étant pas dépendant des raideurs de ressorts qui nous intéressent, nous avons décidé de l'écartier pour la suite de l'étude.

On observe ensuite (cf. Tab. 4.5), que le montage utilisant les joints automobiles, ne permet pas l'identification d'autant de modes que le montage utilisant la mousse

3. <http://www.topmodal.fr>

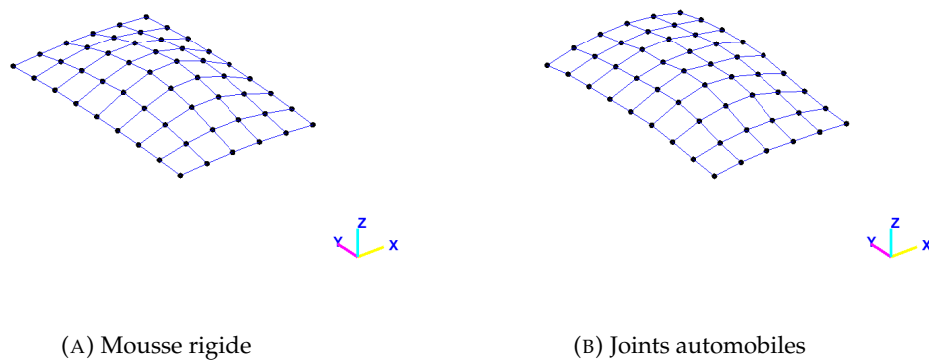


FIGURE 4.12 – Forme du mode N°2 pour les deux types de joints - extraits de l'annexe Ann. E

2795 rigide (Mousse rigide : 14 modes identifiés , Joints automobiles : 6 modes identifiés).
 Cela est dû principalement à l'amortissement, bien plus important pour le montage utilisant les joints automobiles, qui provoque un recouvrement des modes, compliquant ainsi leur identification.

2800 En effet, on remarque également (cf. Tab. 4.5) que les amortissements modaux sont similaires jusqu'au mode N°4. En revanche, pour les modes N°6 et N°7, on constate que l'amortissement du montage utilisant les joints automobiles est bien supérieur à celui du montage utilisant la mousse rigide ([$\eta_{Mes, Mousse}^6 = 9,1\%$, $\eta_{Mes, Auto}^6 = 22,1\%$], [$\eta_{Mes, Mousse}^7 = 8,4\%$, $\eta_{Mes, Auto}^7 = 18,4\%$]). On retrouve ainsi les conclusions faites lors des mesures d'amortissement réalisées au chapitre précédent.

2805 Si l'on compare enfin les modes entre eux, on peut observer que les fréquences propres varient peu lors du changement de joint ($\Delta_f < 10\%$). En revanche, des différences existent sur les formes modales ($MAC < 0.6$ à partir du mode N°4 dans la table Tab. 4.5). On constate alors de plus grands déplacements sur la zone de serrage de la plaque lors de l'utilisation de joints automobiles (cf. Fig. 4.13).

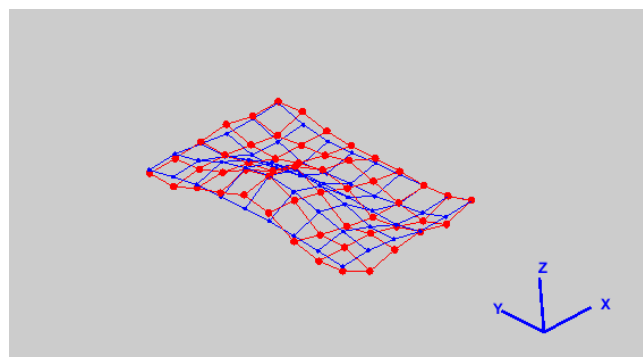


FIGURE 4.13 – Superposition des déplacements maximums :
 Mousse rigide en **bleu** ;
 Joints Automobile en **rouge**

TABLE 4.5 – Résultats de l'identification modale dans la direction normale à la plaque

N° du Mode	Mousse Rigide		Joints Automobiles		Comp. Montage	
	f_{Mousse} (en Hz)	$\eta_{Mes, Mousse}$ (en %)	f_{Auto} (en Hz)	$\eta_{Mes, Auto}$ (en %)	MAC	Δ_f (en %)
1	22,4	9,1	21,9	9,7	0,98	2,49
2	53,6	2,4	57,9	4,0	0,92	-7,27
3	94,6	5,7	95,5	5,5	0,85	-1.03
4	162,0	6,8	162,7	6,1	0,42	-0.41
5	163,2	4,2	–	–	–	–
6	194,2	9,1	190,3	22,1	0,59	2,08
7	252,0	8,4	232,0	18,4	0,18	8.38
8	258,1	5,3				
9	305,1	12,0				
10	335,6	13,4				
11	350,8	10,1		–	–	–
12	366,8	7,0				
13	439,3	10,0				
14	560,2	14,2				

Les FRF acquises aux cinq points de mesures dans les directions tangentielles ont également permis d'identifier les fréquences pour les modes correspondant à une déformation des joints selon les deux directions sans déformation de la part de la plaque (cf. Tab 4.6). En revanche, le nombre de points d'acquisition est, cette fois-ci, trop faible pour effectuer une identification correcte d'autres modes et des formes modales pouvant être utilisés par la suite.

TABLE 4.6 – Résultats de l'identification modale pour les directions tangentielles à la plaque

Direction du mode propre	f_{Mousse} (en Hz)	f_{Auto} (en Hz)
X	441,2	331,6
Y	450,1	546,7

4.3.2.2 Méthode de recalage des raideurs normales au verre

À partir des identifications modales, les valeurs de raideurs unitaires Ku_z pour les ressorts du modèle ont été déterminées à l'aide du module UPDATE de l'outil numérique PRIMODAL. Ce module permet la modification, l'optimisation et l'exécution automatique de modèles éléments finis. Son utilisation nécessite plusieurs paramètres :

- **une référence.** Dans notre cas, il s'agit des résultats de la mesure pour les deux types de joints.
- **un mode ciblé** par l'optimisation du modèle. Les optimisations sont donc réalisées mode après mode.
- **une fonction "objectif".** Elle est définie en fonction des erreurs RMS vis à vis de la fréquence propre, de la forme modale et/ou d'un paramètre donné par l'utilisateur [112]. Dans notre cas, l'optimisation a été réalisée de manière égale sur la fréquence et la forme du mode.
- **un paramètre à varier.** Dans notre cas, il s'agit des raideurs unitaires des ressorts Ku_z . Pour le vitrage enserré dans de la mousse rigide, les raideurs unitaires sont uniformes sur tout le contour de la plaque.

En revanche, pour le montage utilisant les joints automobiles, ces derniers ne sont pas identiques sur tout le contour (cf. Fig. 3.4 et Fig. 3.5). Une première approximation a été effectuée en séparant la zone 100, le "bas" de la plaque, des autres zones 200/300/400, le "haut" de la plaque (cf. Fig. 4.8).

4.3.2.3 Valeurs recalées des raideurs normales

Pour des raisons de confidentialité, les valeurs des raideurs issues du processus de recalage ont été normalisées par la valeur recalée obtenue pour le mode N°2 du montage dans de la mousse rigide (noté K_0 dans la suite de ce mémoire).

Pour le système utilisant de la mousse rigide, (cf. Tab. 4.7), la majorité des modes présentent un nombre de MAC entre le mode identifié sur la mesure et celui recalé par le logiciel supérieur à notre valeur seuil de 0,6. Seuls les modes N°10 et N°11 ne respectent pas ce critère. En effet, la trop forte ressemblance spatiale entre ce deux modes ($MAC(11/12) = 0,25$) rend leur distinction et donc leur optimisation par le logiciel trop compliquée. Les valeurs de raideurs pour ces deux modes (entre parenthèse Tab. 4.7) ne seront donc pas retenues pour la suite de notre travail car non satisfaisantes.

TABLE 4.7 – Résultat normalisé de l'optimisation raideur des ressorts
Type de joints : Mousse rigide

N° du mode	f_{Mousse} (en Hz)	Δf	MAC	K_{uz}/K_0
1	–	–	–	–
2	53,6	0,54	1,00	1,00
3	94,6	-0,51	1,00	1,15
4	162,0	-1,06	0,92	1,50
5	163,2	-0,62	0,61	1,47
6	194,2	-0,72	0,98	1,58
7	252,0	-1,39	0,96	1,68
8	258,1	-1,97	0,91	1,78
9	305,1	-3,83	0,79	1,60
10	335,6	(-7,25)	(0,54)	(1,51)
11	350,8	(-11,26)	(0,35)	(1,51)
12	366,8	-1,60	0,86	2,22
13	439,3	-0,34	0,87	2,53
14	560,2	-0,50	0,77	3,08

Dans le cas du **système utilisant les joints automobiles** (cf. Tab. 4.8), on remarque que les modes 4 et 6 possèdent un critère MAC inférieur à 0,6. L'identification de ces modes était en effet difficile à cause de l'amortissement interne à la structure (cf. Sec. 4.3.2.1). L'optimisation étant réalisée par rapport à cette référence, elle ne peut être effectuée correctement par le modèle. Les valeurs calculées ne seront donc par retenues pour la suite du recalage du modèle.

TABLE 4.8 – Résultat normalisé de l'optimisation raideur des ressorts :

Type de Joints : Joints automobiles
 K_{uz}^{Bas} : Raideur (Zone 100)
 K_{uz}^{Haut} : Raideur (Zones 200/300/400)

N° mode	f_{Auto} (en Hz)	Δf	MAC	K_{uz}^{Bas}/K_0	K_{uz}^{Haut}/K_0
1	–	–	–	–	–
2	57,9	-3,7	0,92	2,66	1,30
3	95,5	-0,04	0,85	3,75	1,07
4	162,7	(-3,88)	(0,35)	(0,93)	(1,18)
5	190,3	-0,21	0,60	5,27	1,31
6	232,0	(-0,59)	(0,20)	(2,81)	(1,13)

4.3.2.4 Valeurs recalées des raideurs tangentielles au verre

2860 Comme nous avons pu le voir précédemment, seules 5 FRF ont pu être obtenues dans les directions tangentielles à la plaque ce qui est un nombre insuffisant de mesures pour réaliser une identification des formes modale. La méthode employée précédemment pour déterminer des raideurs équivalentes est donc écartée.

2865 Cependant, pour pouvoir intégrer des valeurs de raideurs réalistes dans ces deux directions dans le modèle, les fréquences propres des modes de corps rigide f en [en Hz] de la plaque, mesurées lors de l'analyse modale ont été utilisées pour calculer les raideurs unitaires K_u en [$N.m^{-1}$] des N ressorts grâce à l'équation Eq. 4.1 :

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{N K_u}{M}} \rightarrow K_u = (2\pi f)^2 \frac{M}{N} \quad (4.1)$$

où $M = 3.85 \text{ kg}$ est la masse de la plaque.

2870

Les raideurs obtenues (cf. Tab. 4.9) ont ensuite été appliquées aux ressorts dans le modèle numérique sur tout le domaine de fréquence étudié.

TABLE 4.9 – Résultats normalisés pour les axes tangentiels

Type de joints	Direction de translation	Fréquence propre	Raideur
Mousse rigide	X	441,2 Hz	$K_x / K_0 = 7,34$
Mousse rigide	Y	450,1 Hz	$K_y / K_0 = 9,03$
Joints automobiles	X	331,6 Hz	$K_x / K_0 = 4,15$
Joints automobiles	Y	546,7 Hz	$K_y / K_0 = 11,26$

4.3.2.5 Détermination de l'amortissement des ressorts

2875 L'amortissement des ressorts η_{uz} représentant la dissipation dans les joints a pu être recalé pour chaque mode r identifié par utilisation de la méthode de l'**Energie de Déformation Modal (MSE - Modal Strain Energy)**. Celle-ci permet, en effet, de déterminer simplement l'amortissement à affecter aux ressorts grâce à l'équation Eq : C.5 (dém. Ann. C).

$$\eta_{uz}^r = \frac{\eta_{mes}^r - \alpha \eta_{verre}}{1 - \alpha} \quad (4.2)$$

2880 avec :

- η_{mes}^r : l'amortissement obtenu lors de l'identification modale précédente (cf Tab. 4.5);
 - η_{verre} : égale 0,5 %;
 - α : le rapport de l'énergie de déformation modale de la plaque E_p^r en [J] et du système complet E_{tot}^r . Ces valeurs énergétiques modale sont déterminées via
- 2885 le modèle élément fini intégrant les valeurs des raideurs obtenues précédemment (cf. Tab. 4.7 et Tab. 4.8).

2890 La raideur de chaque ressort est donc fixée dans le modèle à la valeur obtenue par optimisation lors du recalage par rapport à l'analyse modale (cf. Sec. 4.3.2.1).

Le modèle FEM permet alors de déterminer les valeurs E_{tot}^r et E_p^r pour le mode r . On peut alors déterminer la valeur de η_{uz}^r . L'amortissement η_{uz}^r obtenu est ensuite intégré dans le modèle numérique avant de déterminer les nouvelles énergies de déformation de la plaque E_p^{r+1} et du système E_{tot}^{r+1} nécessaires au calcul de l'amortissement η_{uz}^{r+1} des ressorts pour le mode suivant $r + 1$.

Cette méthode itérative (cf. Fig. 4.14) permet d'obtenir l'ensemble des amortissements modaux décrivant les ressorts dans notre modèle.

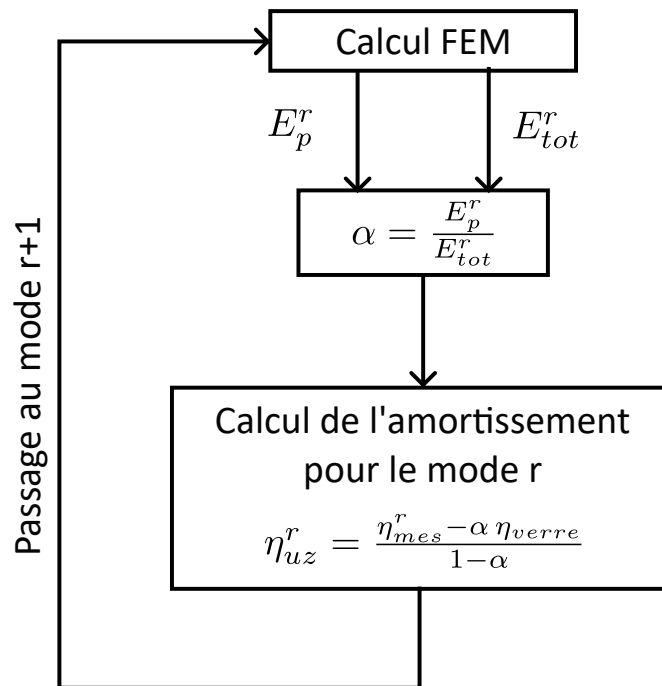


FIGURE 4.14 – Processus itératif de calcul des amortissements modaux

Pour chacun des deux types de joints, les amortissements ont pu être déterminés (cf. Tab. 4.10). Les valeurs des énergies de déformations sont disponibles en annexe Ann. B. À nouveau, pour des raisons de confidentialité, les valeurs des amortissements structuraux affectés aux ressorts ont été normalisées par la valeur recalée obtenue pour le mode N°2 du montage dans de la mousse rigide (noté η_0 dans la suite de ce mémoire).

A noter que cette méthode ne permet pour l'instant pas de distinguer les amortissements par zone pour les joints automobiles. Il sera peut être nécessaire par la suite de développer un algorithme dédié afin de pouvoir faire cette distinction.

Les valeurs ainsi obtenues confirment que l'amortissement apporté par les joints automobiles est plus élevé que celui apporté par la mousse. Cela se retrouve par la suite dans l'amortissement identifié sur la plaque (constatation faite dans la section Sec. 4.3.2.1).

TABLE 4.10 – Amortissements des ressorts recalés η_{uz} pour les deux types de joints avec $\eta_p = 0.5\%$

N° du mode	Mousse Rigide			Joints Automobiles		
	f_{iden} (Hz)	η_{mes} (%)	η_{uz}/η_0	f_{iden} (Hz)	η_{mes} (%)	η_{uz}/η_0
1	–	–	–	–	–	–
2	53,6	2,4	1	57,9	4,0	1,8
3	94,6	5,7	2,3	95,5	5,5	3,0
4	162,0	6,8	2,3	162,7	–	–
5	163,2	4,2	1,6	–	–	–
6	194,2	9,1	2,7	190,3	22,1	3,2
7	252,0	8,4	2,2	232,0	–	–
8	258,1	5,3	1,6			
9	305,1	12,0	2,2			
10	335,6	–	–			
11	350,8	–	–		–	
12	366,8	7,0	1,7			
13	439,3	10,1	2,3			
14	560,2	14,2	3,1			

4.3.2.6 Vérification du modèle en basses fréquences

2915 Une fois les valeurs recalées à partir des données modales mesurées, la comparaison de la moyenne des 54 FRF prédites et mesurées a fait l'objet d'une ultime validation (cf. Fig. 4.15a et Fig. 4.15b).

2920 Pour les deux types de joints employés dans le montage, on constate une bonne concordance entre les amplitudes moyennes de la mesure et de la prédiction numérique. On note également une bonne correspondance des pics liés aux modes identifiés.

2925 Dans le cas du montage dans les joints automobiles, une divergence reste identifiable à partir de 220 Hz mais l'écart d'amplitude reste acceptable au vu de la complexité du système étudié ($\Delta Accl_{max} = 5,7 m.s^{-2}$ à 595 Hz).

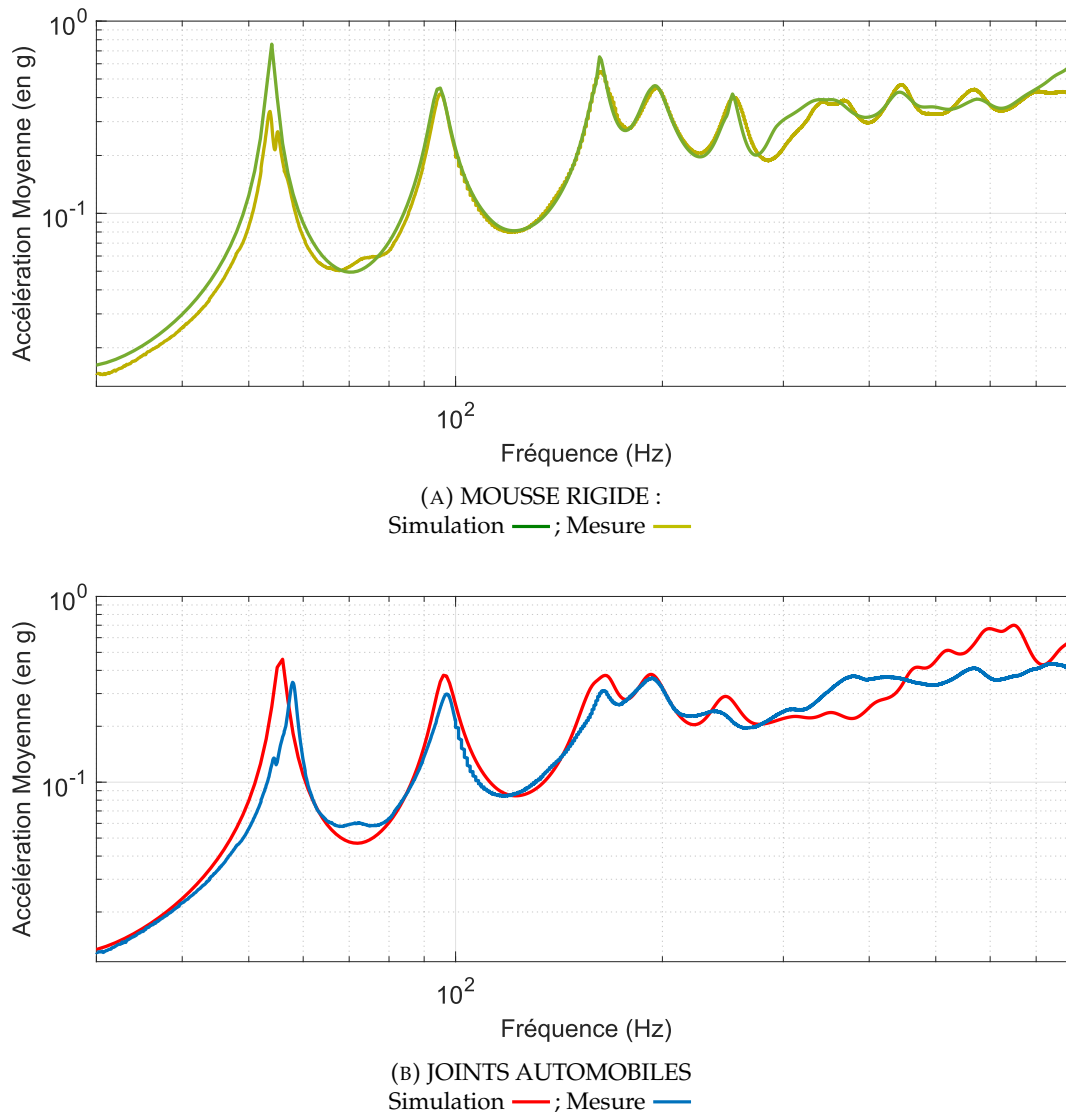


FIGURE 4.15 – Comparaison accélération moyenne mesurée et simulée pour les deux types de joints

4.3.3 Recalage en moyennes et hautes fréquences [800 Hz - 10 000 Hz]

Une fois le recalage en basses fréquences réalisé, le modèle a été ajusté dans le domaine des moyennes et hautes fréquences.

2930

A terme notre objectif est de pouvoir prédire le TL d'un verre trempé monté dans des joints automobiles de sorte de pouvoir intégrer ce TL dans les modèles SEA de synthèse vibro-acoustique. En raison des contraintes temporelles, l'ajustement du modèle n'a été réalisé que pour le système utilisant les joints automobiles. Dans le cadre de travaux futurs, il serait pertinent d'évaluer l'impact des joints par rapport à la mousse rigide en effectuant un ajustement similaire sur le système qui utilise la mousse rigide comme condition limite.

2935

L'ajustement est réalisé sur les valeurs de K_{uZ} et η_{uz} pour tous les tiers d'octave compris entre 800 Hz et 10 000 Hz de sorte que le TL prédit par la simulation soit similaire au TL mesuré expérimentalement. On rappelle que pour le cas du montage

2940

utilisant les joints automobiles, la raideur du "Bas" (cf. zone 100 Fig. 4.8) diffère de celle du Haut" du montage (cf. zones 200/300/400 Fig. 4.8) par la différence de joints employés (cf. Fig. 3.4 et Fig. 3.5). La valeur K_{uz} sera donc réglée indépendamment pour ces deux zones. Ainsi, les paramètres à recalibrer sont les suivants :

2945

- K_{uz}^{Haut}
- K_{uz}^{Bas}
- η_{uz}

Une analyse de sensibilité a été réalisée pour chaque paramètre dans le but de limiter l'ajustement aux paramètres les plus influents.

2950

Afin d'étudier l'influence de la raideur, le facteur de perte sera fixé à η_0 tandis que la raideur prendra les valeurs :

2955

- K_{null} : le millième de la dernière raideur modale en basses fréquences (noté K_{INIT});
- K_{inf} : égale à 1000 fois K_{INIT} .

Similairement, pour évaluer l'influence du facteur de perte sur le TL, la raideur sera fixée à K_{init} tandis que le facteur de perte prendra les valeurs de $\eta_0/10$ puis de $10\eta_0$.

2960

4.3.3.1 Influence de la raideur sur le TL

L'analyse de sensibilité révèle que la raideur K_{uz}^{Bas} possède une influence bien moindre ($\Delta TL < 0,5 dB$, cf. Fig. 4.16b), que la raideur K_{uz}^{Haut} ($\Delta TL_{max} = 2,57 dB$, cf. Fig. 4.16a). Cela peut être principalement attribué au fait que la superficie des joints situés en bas ($S^{Bas} = 0,01 m^2$) est inférieure à celle des joints couvrant le reste du vitrage ($S^{Haut} = 0,025 m^2$).

2965

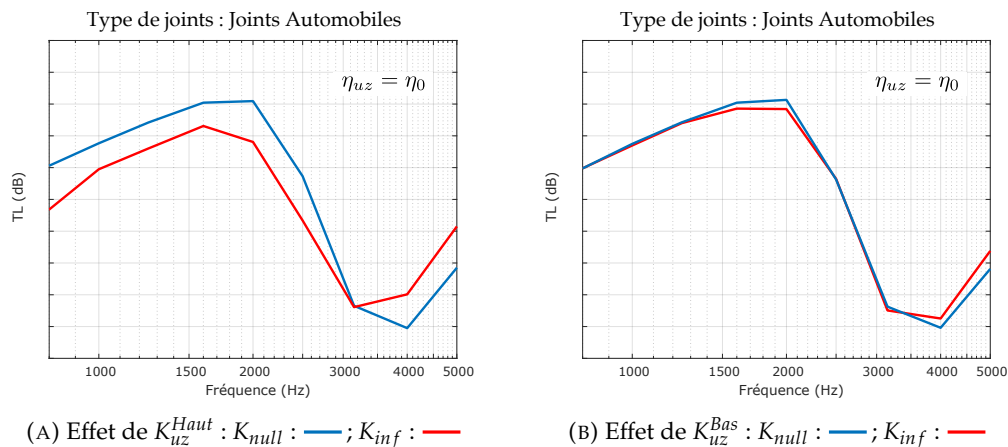


FIGURE 4.16 – Analyse de sensibilité du TL à la raideur

Par conséquent, la valeur de K_{uz}^{Bas} sera fixée sur la totalité du domaine [800 Hz - 10 000 Hz] à la dernière raideur modale ajustée ($K_{INIT}^{BAS} = K_{uz}^{BAS} / K_0 = 5,27$). Le recalage des ressorts ne sera donc effectué que sur le paramètre K_{uz}^{Haut} (cf. zones 200/300/400 Fig. 4.8).

2970

Également, on note que l'influence de la raideur est présente sur l'ensemble du domaine fréquentiel. L'ajout de raideur remonte très haut les modes basses fréquences diminuant le TL entre 800 Hz et 3000 Hz.

2975 4.3.3.2 Influence du facteur de perte sur le TL

Par cette analyse de sensibilité il est possible d'observer (cf. Fig. 4.17) que le TL est sensiblement influencé par le facteur de perte ($\Delta TL = 2,66 \text{ dB}$ à 3150 Hz).

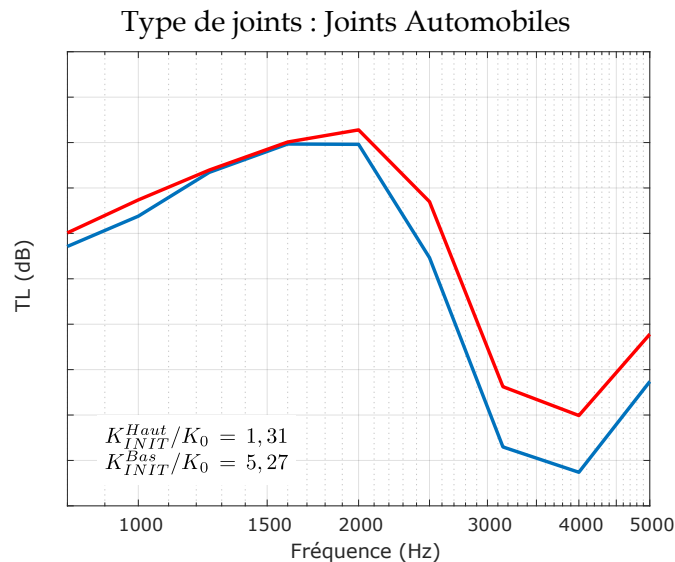


FIGURE 4.17 – Influence η_{uz} sur le TL
 $\eta_0/10$: — ; $10\eta_0$: —

Grâce à ces deux études de sensibilité, on constate que seule la raideur K_{uz}^{Bas} pour les ressorts du bas de la plaque montée dans les joints automobiles peut être négligée.

Tous les autres paramètres possèdent des influences d'ordre équivalents sur le TL simulé. Le TL sera ainsi particulièrement influencé par le facteur de perte des ressorts dans le domaine de coïncidence de la plaque, ce qui est en accord avec la théorie. Il sera également sensible à la raideur sur l'intégralité de la gamme de fréquences examinée. Ces deux paramètres doivent donc être pris en compte pour le recalage.

4.3.3.3 Recalage des couples raideurs/facteurs de perte

Le recalage du modèle par rapport aux mesures est donc réalisé au travers de l'ajustement, pour chaque tiers d'octave compris entre 800 Hz et 10000 Hz, des couples raideur/facteur de perte [K_{uz}^{Haut} , η_{uz}]. Ces couples sont modifiés à la main afin de prédire un TL à l'aide du modèle FEM.

Pour la raideur, la valeur recalée pour le dernier mode relevé en basses fréquences constitue à nouveau notre valeur initiale de recherche notée K_{INIT} . Cinq valeurs sont alors testées entre K_{INIT} et $1000 K_{INIT}$ (cf. Tab. 4.11). D'autre part, onze valeurs comprises entre $\eta_0/10$ et $10\eta_0$ ont été testées pour le facteur de perte des ressorts (cf. Tab. 4.11). Pour chaque tiers d'octave, les TL prédits sont ensuite comparés aux TL mesurés et le couple dont l'écart à la mesure est le plus faible est sélectionné.

TABLE 4.11 – Valeurs testées pour caractériser les joints automobiles dans le montage

Valeurs testées		Unité
K_{uz}^{Haut}	$K_{INIT} \times [1, 250, 500, 750, 1000]$	N/m
η_{uz}	$\eta_0 \times [1/10, 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10]$	%

4.3.3.4 Résultats : Sélection des valeurs pour les ressorts en moyennes et hautes fréquences

L'objectif étant de minimiser l'erreur entre le TL simulé et celui mesuré, on commence par classer les couples $[K_{uz}^{Haut}, \eta_{uz}]$ en fonction de leur erreur croissante pour chaque tiers d'octave. On sélectionne alors le meilleur couple de chaque tiers d'octave. On peut tracer l'évolution des raideurs et des facteurs de perte sélectionnés en fonction de la fréquence (en **bleu** Fig. 4.18).

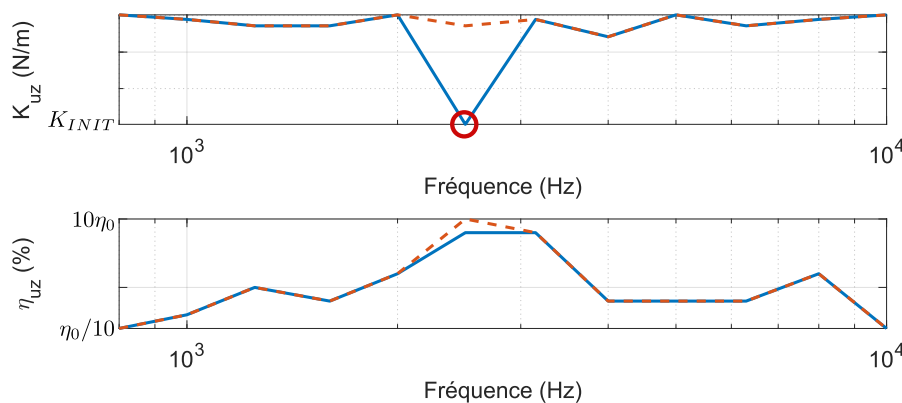
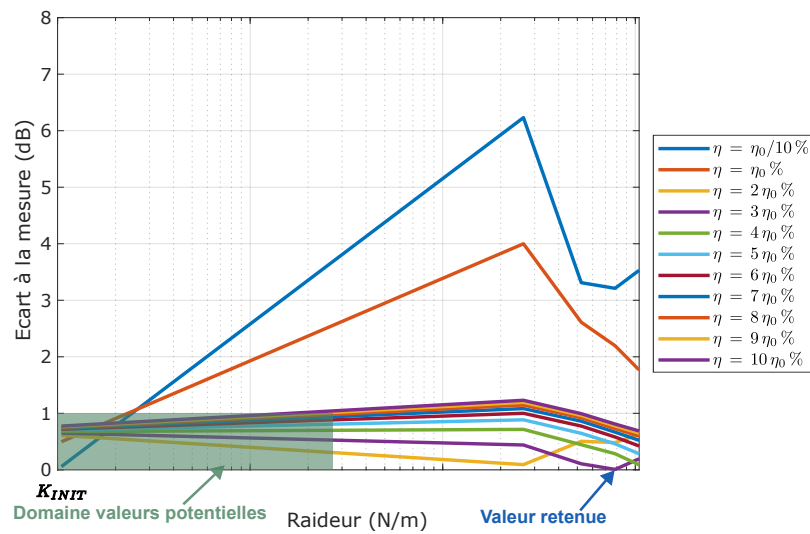


FIGURE 4.18 – Évolution de la raideur (en haut) et du facteur de perte (en bas) pour les couples minimisant l'erreur sur le TL :

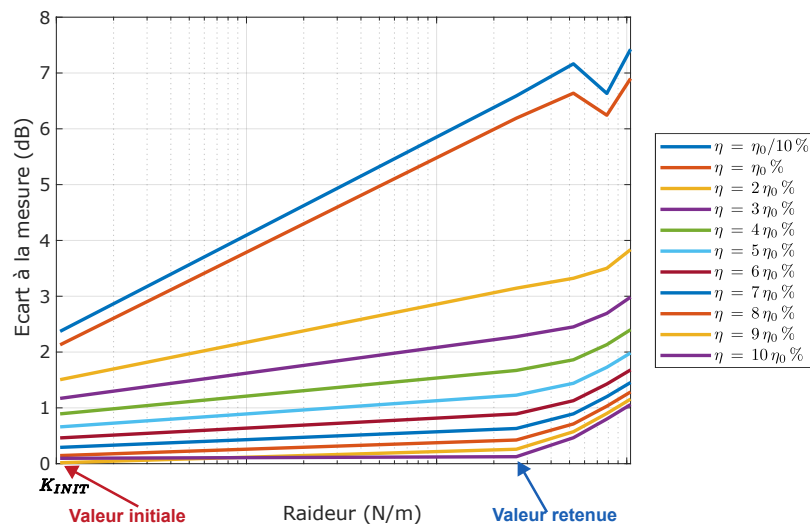
— **Avant correction** de la valeur aberrante;
 --- **Après correction** de la valeur aberrante, \circ : Valeur aberrante

Tout d'abord, on constate que les valeurs obtenues pour les raideurs des premiers tiers d'octave sont bien plus élevées que celles que nous avons déterminées pour les derniers modes observés lors de l'analyse modale ($1000 K_{INIT}$ à 800 Hz). Cependant, si ces valeurs produisent un TL avec un écart à la mesure extrêmement faible, il ne s'agit pas ici des seules solutions existantes. Si l'on admet par exemple une erreur de 1 dB par rapport à la mesure, on peut imaginer sélectionner un des couples solutions pour des raideurs faibles (K_{INIT} N/m et $250 K_{INIT}$ N/m en **vert** Fig. 4.19a) plutôt que celui qui est sélectionné pour l'instant (en **bleu** Fig. 4.19a).

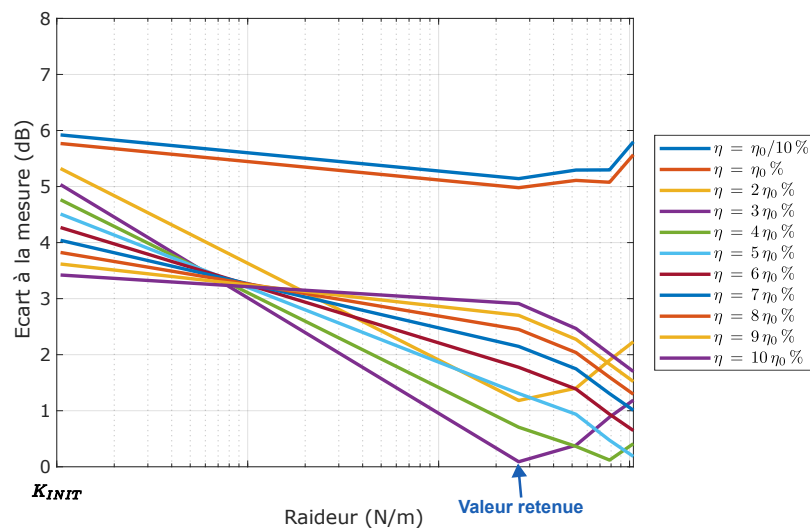
En comparant l'évolution de la raideur avec les tendances connues pour les matériaux visco-élastiques (cf. Fig. 4.2), on note également la présence de valeurs aberrantes à 2500 Hz et 4000 Hz (entourées en **rouge** Fig. 4.18). Afin d'avoir une évolution cohérente de la raideur, ces valeurs sont remplacées par les secondes meilleures valeurs pour finalement obtenir les couples de solutions (en ligne pointillée **orange**



(A) Tiers d'octave : 1000 Hz



(B) Tiers d'octave : 2500 Hz



(C) Tiers d'octave : 4000 Hz

FIGURE 4.19 – Évolution de l'écart à la mesure en fonction de la raideur selon le facteur de perte testé.

Fig. 4.18). Ces changements n'augmentent que très peu l'écart par rapport à la mesure (cf. Fig 4.19).

Enfin, on observe que le facteur de perte possède une évolution similaire aux exemples de matériaux visco-élastiques observés dans la littérature (cf. Fig. 4.2). En revanche, on constate que les valeurs retenues pour les tiers d'octave 2500 Hz, 3150 Hz et 4000 Hz sont très élevées (proche de $10 \eta_0$). À nouveau, ces valeurs ont été sélectionnées car elles permettent d'obtenir un TL avec un écart à la mesure extrêmement faible. Néanmoins, on constate Fig. 4.19 que les courbes correspondant à des facteurs de pertes plus raisonnables ($4 \eta_0$ % - $7 \eta_0$ %) permettent également d'obtenir des écarts acceptables ($< 2\text{dB}$). On pourrait donc aussi les envisager comme étant des solutions potentielles, éventuellement plus réalistes que celles que notre méthode actuelle propose.

TABLE 4.12 – Couples raideur/facteur de perte sélectionnés après traitement

Fréquence	η_{uz}/η_0 (en %)	K_{uz}^{Haut} (en N/m)
800	$2 \eta_0$	$1000 K_{INIT}$
1000	$3 \eta_0$	$750 K_{INIT}$
1250	$5 \eta_0$	$500 K_{INIT}$
1600	$4 \eta_0$	$500 K_{INIT}$
2000	$6 \eta_0$	$1000 K_{INIT}$
2500	$10 \eta_0$	$250 K_{INIT}$
3150	$9 \eta_0$	$750 K_{INIT}$
4000	$4 \eta_0$	$500 K_{INIT}$
5000	$4 \eta_0$	$1000 K_{INIT}$
6300	$4 \eta_0$	$500 K_{INIT}$
8000	$6 \eta_0$	$750 K_{INIT}$
10000	$2 \eta_0$	$1000 K_{INIT}$

Les valeurs retenues à la suite de notre traitement (cf. Tab. 4.12) permettent la prédiction d'un TL proche de celui mesuré (cf. Fig. 4.20) avec notamment une bonne cohérence dans le domaine de coïncidence de la plaque (écart à la mesure de $0,3 \text{ dB}$ à 4000 Hz). On peut alors envisager d'utiliser ce TL dans le modèle SEA pour caractériser le vitrage trempé en tenant en compte de l'influence des joints automobiles. Plusieurs axes d'amélioration développés dans la section suivante ont également été envisagés.

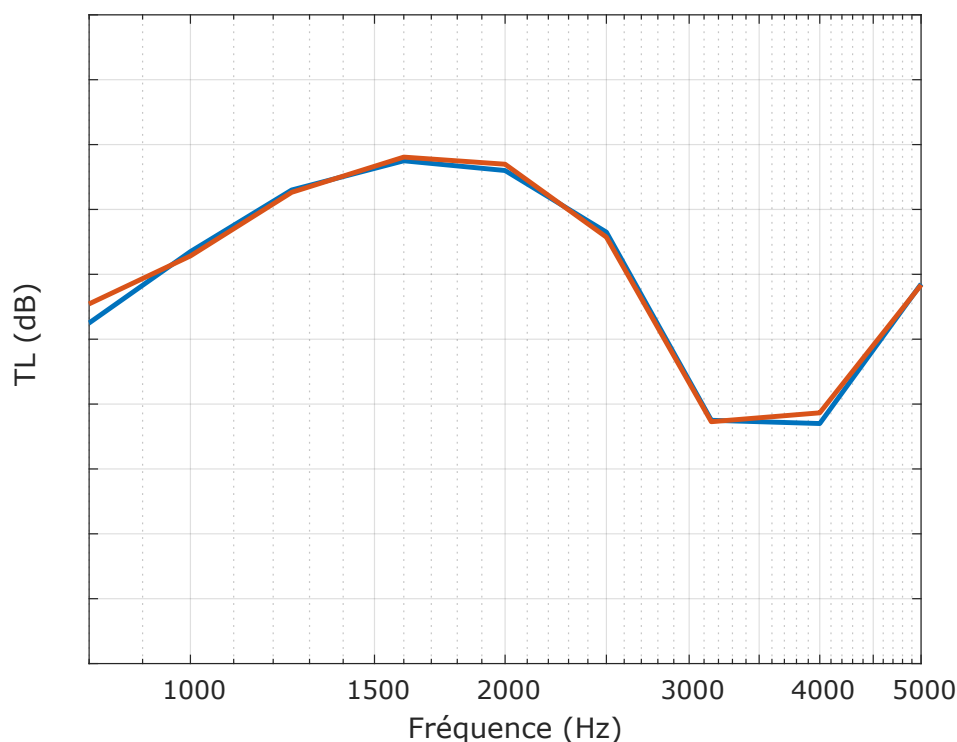


FIGURE 4.20 – Validation du TL
 Mesure : — ; Simulation : —

4.3.3.5 Discussion et proposition pour de futurs travaux

La recherche paramétrique effectuée dans cette dernière section a permis l'ajustement du modèle en moyennes et hautes fréquences. Les couples solutions "raid-
 3050 deur/facteur de perte" déterminés correspondent aux variations fréquentielles connues de comportement des matériaux visco-élastiques.

Néanmoins, leur ajustement repose sur une approche mathématique du problème. Des phénomènes très complexes, comme le comportement du matériau des
 3055 joints ou encore les frottements au contact entre les joints et le verre, sont alors approx-
 imés et "mélangés" au travers de la représentation hystérétique que l'on a employée. Il s'agit ici d'une hypothèse forte. La recherche des paramètres solutions doit être menée en considérant mieux la physique des phénomènes de dissipation afin d'éviter d'obtenir des solutions purement mathématiques. Deux axes peuvent être envisagés afin de poursuivre les travaux évoqués dans cette section.

3060 Amélioration du modèle simplifié (ressorts) Le choix actuel des couples solutions repose essentiellement sur la minimisation de l'écart entre la simulation et la mesure. Nous avons toutefois pu observer que d'autres solutions, présentant potentiellement une meilleure concordance avec la réalité physique du problème, sont disponibles dans une certaine plage d'erreur. De nouveaux critères de sélection sont par consé-
 3065 quent nécessaires afin de savoir quelle solution adopter.

On peut par exemple envisager de comparer le comportement vibratoire de la mesure et la simulation en moyennes et hautes fréquences. Jusqu'à présent, cette

option était exclue. Elle nécessite de représenter la salle de réception dans le modèle FEM ce qui n'était pas réalisable en raison de sa taille considérable, exigeant des ressources de calcul excessivement élevées. Il est imaginable de réaliser, cette fois-ci, nos mesures sur un prototype placé entre une salle d'émission de type chambre réverbérante et une salle de réception de type chambre anéchoïque. La mesure de TL peut ainsi toujours être réalisée (méthode intensimétrique) et employée pour effectuer un recalage avec la méthode mis en avant chapitre IV. La prédiction par le modèle de l'accélération moyenne de la plaque pourra, quant à elle, bien-être effectuée cette fois-ci. On pourra alors comparer ces prédictions à des mesures effectuées au laser sur le système en parallèle des mesures de TL et potentiellement restreindre l'espace des solutions envisageables.

En parallèle du développement de nouveaux critères de sélection, il serait pertinent d'améliorer la recherche des solutions existantes. Dans cette optique, il serait envisageable d'optimiser le choix des valeurs à tester pour la raideur et le facteur de perte en recourant un algorithme robuste d'optimisation (descente de gradient, réseau de neurone par exemples). De plus, l'estimation de l'écart entre la simulation et la mesure pourrait être effectuée à l'aide d'une distance euclidienne pondérée. Cela offrirait la possibilité d'accentuer l'importance des fréquences du domaine de coïncidence dans la recherche.

Mise en place d'un nouveau modèle (Représentation des joints en 3 dimensions)

Dans la poursuite de ce travail, il est envisageable de développer un nouveau modèle FEM utilisant une représentation 3D des matériaux visco-élastique. La géométrie des joints étant toujours extrêmement complexe et non disponible, il sera nécessaire de la simplifier. Une approche consistant à utiliser des bandes de matériaux visco-élastiques pourraient être adoptée pour représenter les joints. La caractérisation des propriétés visco-élastiques nécessaires pour décrire les joints automobiles dans le modèle pourrait ensuite être réalisée à travers des mesures effectuées sur les différents segments de joints existants.

En parallèle, la prise en compte des frottements à l'interface entre les joints et le verre pourra être effectuée grâce à un modèle de Coulomb [113] qui devra être linéarisé afin de permettre son implémentation dans les modèles FEM.

Conclusions et perspectives

Conclusion

L'utilisation d'un outil numérique déjà employé pour le dessin des vitrages, dans le but d'étudier le confort acoustique, a donc été envisagée. Cet outil basé sur la méthode SEA permet actuellement de prédire le niveau de bruit intérieur d'un véhicule exposé à un bruit environnemental (source prédominante pour les verres). Ce modèle numérique peut-il être utilisé pour générer les signaux nécessaires aux études subjectives ?

L'étude présentée dans ce mémoire visait ainsi à déterminer si des évaluations subjectives menées à partir de signaux générés numériquement permettaient d'obtenir des résultats équivalents à des évaluations effectuées à partir de mesures.

Une première étape a donc été la mise en place d'un procédé de génération des signaux à partir de niveaux de pression. Ce procédé d'auralisation a été testé lors d'une première étude subjective évaluant l'influence de l'origine des sons (mesurés sur véhicule ou réauralisés grâce à notre procédé) sur le désagrément ressenti par les participants à l'expérience. Plusieurs "configurations véhicule" ont été testées. Elles étaient obtenues par modification des vitrages participants ainsi que par la modification de leur composition (du verre trempé original au verre feuilleté). Nous avons démontré statistiquement que l'évolution du désagrément en fonction des sons ne divergeait pas significativement selon leur origine, validant ainsi notre procédé de génération des signaux.

Une seconde étude subjective a été menée. Cette fois-ci, le procédé de génération des signaux a été appliqué aux niveaux de pression simulés par le modèle SEA afin de reproduire numériquement les sons de références mesurés pour les différentes "configurations véhicule". Ces jeux de stimuli ont été comparés par l'expérience. Cela a permis de prouver statistiquement que le désagrément ressenti par les participants évolue similairement selon que les sons proviennent de la simulation ou de la mesure. Une divergence a cependant été mise en lumière pour les configurations véhicules employant du verre trempé pour les vitrages de la voiture.

Une campagne de comparaison par paire a alors été effectuée sur un ensemble restreint de stimuli simulés et mesurés, à savoir uniquement les configurations véhicules dites "d'usage réel" dont tous les vitrages participent. Le but était d'étudier plus particulièrement la possibilité d'employer la simulation pour effectuer des analyses comparatives de différents types de vitrages dans des situations d'utilisation réelle. Encore une fois, une différence de désagrément ressenti était identifiable pour les configurations employant du verre trempé.

Par conséquent, le traitement de cette divergence était essentiel pour rendre possible la comparaison des produits en se basant uniquement sur des signaux simulés.

Un examen des spectres des signaux joués aux participants a alors été réalisé en bandes fines par tiers d'octave. Cela a permis d'exposer la présence d'une surévaluation par le modèle numérique de la pression acoustique localisée autour de la fréquence de coïncidence du verre trempé. Il a alors été supposé que le TL, représentant les verres des vitrages dans le modèle, était localement sous-évalué pour le verre trempé. Le TL étant très sensible à la dissipation dans la structure étudiée, en

particulier dans la zone de coïncidence, cela a mené à penser qu'un mécanisme de dissipation n'était pas pris en compte dans le modèle. Les joints, source connue de dissipation et non prise en compte jusqu'alors, ont donc été suspectés comme étant à l'origine des divergences observées.

3155

Des essais ont été menés afin d'évaluer l'influence des joints automobiles sur le TL ainsi que sur l'amortissement d'un prototype de verre plat (trempé ou feuilleté). Un clair impact sur l'amortissement se traduisant par une augmentation du TL mesuré a ainsi été mis en évidence pour le verre trempé. Une fois ces TL réinjectés dans le modèle SEA, l'influence des joints se retrouvait également sur le niveau de pression acoustique prédit, ce qui confirmait l'hypothèse formulée.

3160

Une ultime expérience subjective auprès d'un jury a été réalisée sur des stimuli générés par la simulation en utilisant les TL mesurés avec les joints automobiles comme conditions limites des vitrages. Elle a permis de confirmer que la prise en compte des joints dans le TL permettait de corriger la divergence observée lors des premières expériences.

3165

Finalement, un modèle FEM a été proposé afin de prédire le TL du système constitué du verre plat monté dans ses joints automobiles. Pour ce faire, les joints ont été approximés dans le modèle par un ensemble de ressorts discrétisés sur le contour du verre. Ces ressorts ont été décrits dans le modèle grâce à une raideur complexe dont la partie imaginaire permet une représentation simplifiée des nombreux mécanismes dissipatifs présents dans les joints. Une analyse modale a permis de calibrer leur comportement en basse fréquence [315 Hz - 800 Hz] tandis qu'une méthode de recalage numérique a ensuite été utilisée pour recaler le modèle sur le reste du domaine fréquentiel [800 Hz - 10 000 Hz]. Le modèle a ainsi permis la prédiction d'un TL proche de celui mesuré sur le prototype.

3170

3175

3180 Perspectives

Dans un premier temps, certaines réserves ont pu être soulevées au cours de ce mémoire concernant le modèle SEA employé.

3185

Premièrement, un champ diffus est actuellement employé comme source dans notre modèle. Il nous a permis de réaliser une première validation du point de vue de la psychoacoustique, pour une source à la fois maîtrisée expérimentalement, mais également facilement représentable dans le modèle numérique SEA. En revanche, nous avons mentionné les multiples divergences entre cette source et celle du bruit de vent.

3190

Dans le cas du champ diffus, le chargement de pression du véhicule, et par conséquent des vitrages, est homogène ce qui n'est pas le cas pour une excitation aérodynamique par un écoulement de l'air sur la carrosserie. Le pare-brise et les vitrages latéraux avant seront en effet plus excités que les vitrages latéraux arrière. De ce fait, le désagrément ressenti réellement est plus sensible à un changement des vitrages avant qu'à une modification des vitrages arrière.

3195

Par ailleurs, une excitation aérodynamique du véhicule possède une composante turbulente. De cette dernière dépend directement la perception temporelle du son

3200 par le conducteur. Ainsi, des paramètres psychoacoustiques comme la "fluctuation"
et la "rugosité" ne sont pour l'instant pas pris en compte dans notre modèle.

Le remplacement du champ diffus par une source représentant plus précisément
le bruit de vent au sein de notre modèle SEA apparaît donc comme une étape pri-
3205 mordiale pour permettre une comparaison plus rigoureuse des performances des vi-
trages sur la perception du confort acoustique intérieur. Cette nouvelle source pour-
rait être obtenue par le biais de mesures sur un véhicule en soufflerie ou encore grâce
à une simulation numérique de mécanique des fluides (CFD Computational Fluid
Dynamics). Si cette source est alors utilisée, un travail restera cependant à produire
3210 quant à la reproduction des variations temporelles à partir du modèle SEA lors de
l'auralisation (prise en compte de la phase en sortie du modèle).

Ensuite, nous avons observé lors de la description du modèle, que la moyenne
de la pression au niveau de l'appui-tête du conducteur était réalisée sur une unique
3215 cavité acoustique. De ce fait, ni la spatialisation du son ni l'effet de la tête du conduc-
teur sur le champ acoustique ne sont exprimés dans le modèle. Leur influence sur le
désagrément ressenti n'a cependant pas encore été étudiée. Avant donc de chercher
à les intégrer dans le modèle, une nouvelle campagne d'essais perceptifs est envisa-
gée pour pallier cela. Son protocole sera identique aux évaluations subjectives mises
3220 en place tout au long de ce travail de thèse. Cependant, les stimuli obtenus à partir
du modèle seraient cette fois-ci comparés à des enregistrements effectués sur véhi-
cule en remplaçant les deux microphones par une tête acoustique.

Dans un second temps, un nouveau modèle FEM, qui a été mis en place lors des
3225 travaux exposés ici, offre désormais la possibilité de prédire le TL d'un vitrage en
verre trempé inséré dans ses joints automobiles.

Tout d'abord, un travail pourrait être produit dans le but d'évaluer sa robustesse
avec notamment son application aux joints d'autres véhicules.

3230 Ensuite, le modèle évoqué ici est basé sur une simplification de la description
du comportement viscoélastique des joints, ainsi que du frottement au contact entre
le verre et les joints, à travers l'utilisation de ressorts discrétisés positionnés sur le
contour de la plaque. La calibration de ces ressorts est effectuée en moyennes et
3235 hautes fréquences par le biais d'une recherche mathématique de paramètres sur le
seul critère d'une minimisation de l'écart à la mesure du TL. La détermination et
l'utilisation de nouveaux critères permettrait ainsi de restreindre le champ des solu-
tions possibles.

3240 Enfin, une optimisation du procédé de recherche des paramètres serait souhai-
table. L'estimation de l'erreur entre la simulation et la mesure pourrait être effectuée
à l'aide d'une distance euclidienne pondérée, ce qui permettrait d'accentuer l'im-
portance des fréquences du domaine de coïncidence dans la recherche. Il serait aussi
bénéfique de mettre en place un algorithme afin d'automatiser les valeurs à tester
3245 lors du recalage pour la raideur et pour le facteur de perte.

Dans un troisième et dernier temps, on peut envisager la mise en place d'un nouveau modèle FEM de prédiction du TL de notre système complet (verre/joints) en remplaçant la représentation sous forme de ressorts par une représentation 3D, même simplifiée du joint. Les caractéristiques mécaniques de ces derniers peuvent alors être caractérisées par des mesures dédiées sur des joints réels tandis que les frottements au contact avec les verres pourraient être représentés par un modèle de Coulomb linéarisé.

Annexe A

3255 Méthode itérative de description des panneaux dans le modèle SEA

La méthode présentée ici correspond à l'une des possibilités existantes permettant la description des panneaux SEA représentant les vitrages dans le modèle numérique. Dans cette annexe, cette méthode sera présentée en détails.

3260 A.1 La mesure de Réduction du Bruit

La méthode reposant principalement sur la mesure de l'indice de Réduction du Bruit (**Noise Reduction NR**), il est nécessaire de commencer par définir cet indicateur. Il s'agit d'une quantité qui, comme le facteur de perte par transmission (TL), permet de caractériser l'isolation acoustique d'une paroi. En revanche, si le TL
3265 consiste en un rapport de puissance acoustique, le NR d'une paroi, quant à lui, est défini comme la différence de niveau entre les deux milieux qu'elle sépare (cf. Fig. A.1). Ainsi, le NR d'un vitrage représentera la différence de pression entre l'habitacle et l'extérieur de la voiture.

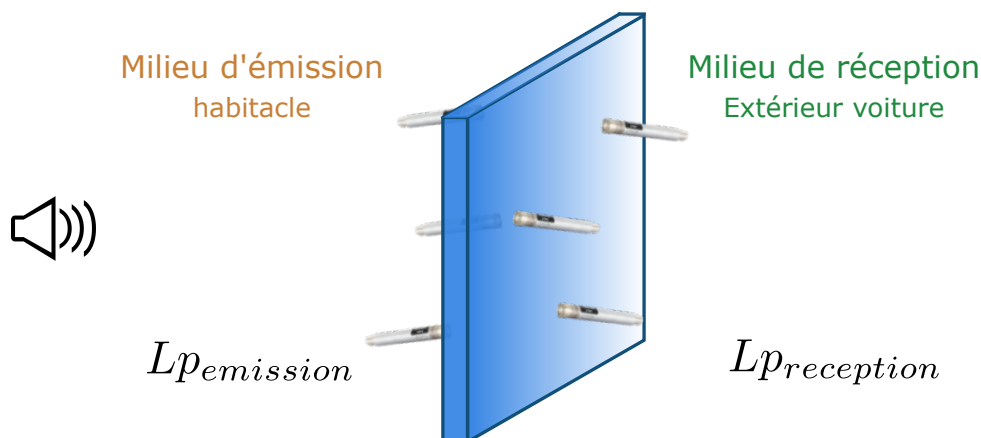


FIGURE A.1 – Mesure de NR pour une plaque séparant deux milieux

3270 La mesure est effectuée in-situ. Pour la caractérisation d'un vitrage automobile, hormis ce dernier, la totalité des panneaux (vitrages ou carrosserie) sont isolés acoustiquement pour que seul le vitrage étudié participe à la transmission du son (cf. Fig A.2b). Les joints sont également scotchés pour éviter toute fuite.

L'excitation est fixée à un niveau de pression acoustique $L_{p\text{cabine}} = 94\text{ dB}$ et est réalisée à l'intérieur du véhicule par une source omnidirectionnelle (modèle : Micro-Flown MHVVS cf. Fig A.2a).

De part et d'autre de la vitre, des microphones (modèle : PCV378B02) sont disposés afin de mesurer les niveaux de pressions en champ proche à différents endroits du verre (cf. Fig. A.2b).



(A) Source omnidirectionnelle



(B) Microphones positionnés de chaque côté du vitrage

FIGURE A.2 – Mesure de NR réalisée sur le vitrage latéral avant gauche

Les résultats des microphones sont moyennés pour chaque côté du vitrage et le NR est alors calculé pour chaque tiers d'octave dans le domaine [315 Hz - 10 kHz] (cf. Eq. A.1) :

$$NR_{\text{mesure}} = L_{p\text{cabine}} - L_{p\text{reception}} \quad (\text{A.1})$$

A.2 La méthode itérative

La mesure décrite précédemment permet d'estimer le coefficient NR de notre vitrage. Cependant, cet indicateur n'est pas celui que l'on utilise dans le modèle numérique pour caractériser les panneaux SEA ; c'est alors le TL. Pour une mesure réalisée sur véhicule, il n'est pas possible d'effectuer une conversion directe du NR en TL. A la place, une méthode itérative de type essais-erreur a été proposée. L'objectif sera, pour chacun des panneaux, d'implémenter un TL dans le modèle SEA et de prédire un NR de la paroi. Le TL sera alors ajusté de manière à diminuer l'écart entre le NR mesuré et celui obtenu par simulation.

Pour ce faire, on se place dans la situation fictive suivante. On considère un pôle p d'excitation situé à une distance r [en m] du vitrage (cf. Fig. A.3). Le niveau d'intensité acoustique L_I à la surface du vitrage dans la salle d'émission est exprimé en fonction de $L_{p\text{reception}}$ grâce à l'équation suivante Eq. A.2 :

$$L_I(r) = \frac{(2 \cdot 10^{-5} 10^{\frac{L_{p\text{reception}}}{20}})^2}{\rho_{\text{air}} c_{\text{air}} (4\pi r)^2} \quad (\text{A.2})$$

Avec ρ_{air} la masse volumique de l'air et c_{air} la célérité du son dans l'air.

3300

Si l'on considère que le niveau de pression $L_{p\,cabine}$ interne est fixé à 94 dB, il est alors possible de calculer la valeur d'un TL correspondant au problème illustré Fig. A.3. On utilisera pour cela la formule déjà évoquée lors du premier chapitre 1.9 et rappelée ci-après (Eq. A.3).

$$TL(r) = L_{p\,cabine} - L_I(r) - 6 \quad (\text{A.3})$$

3305

Le TL est alors fonction du niveau d'intensité acoustique reçu par la paroi et dépend donc directement de la distance r de notre source p .

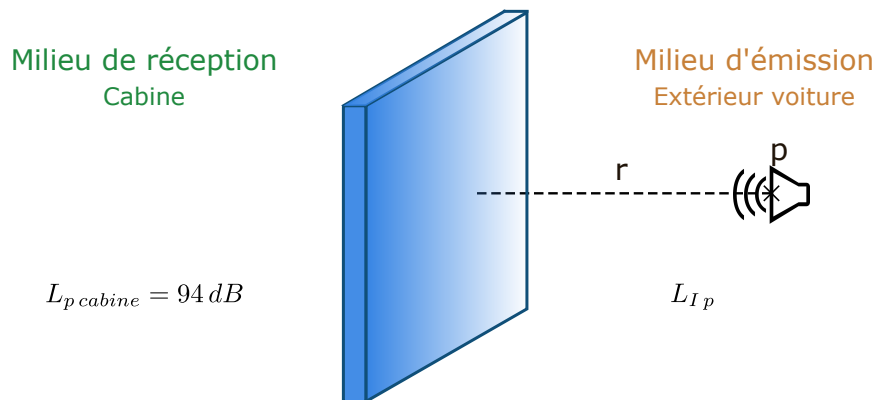


FIGURE A.3 – Situation hypothétique utilisée pour la méthode itérative

La méthode itérative se déroule enfin comme expliqué ci-après.

A.2.1 Étape I

3310

Dans un premier temps, la valeur de la distance r est définie comme égale à une valeur initiale $r_0 = 0.01\text{ m}$.

A.2.2 Étape II

À partir du NR mesuré sur véhicule, on détermine la valeur de $L_{p\,cabine}$ et par application des équations Eq. A.2 et Eq. A.3, on calcule la valeur du $TL(r_0)$ correspondant. Celui-ci est utilisé pour caractériser le vitrage étudié dans le modèle SEA.

3315

A.2.3 Étape III

Dans le modèle SEA, on reproduit le masquage de tous les panneaux sauf celui étudié. Il est ensuite possible de prédire un $NR_{simulation}$ pour chaque tiers d'octave dans l'intervalle [315 Hz - 10 kHz]. L'erreur \mathcal{E} pour chaque tiers d'octave i est alors calculée (cf. Eq. A.4) :

$$|\mathcal{E}_i| = |NR_{Mesure\,i} - NR_{Simulation\,i}| \quad (\text{A.4})$$

3320

Si pour les différents tiers d'octave i , cette erreur $|\mathcal{E}_i|$ est inférieure au seuil de tolérance $\pm 1.5\text{ dB}$, alors le processus s'arrête et le TL calculé à cette étape est conservé pour caractériser le vitrage dans le modèle.

Si tel n'est pas le cas, la distance r est ajustée à la main en fonction de la valeur de l'erreur moyenne $\bar{\mathcal{E}}$, calculée sur la totalité des tiers d'octave :

3325

- si $\bar{\mathcal{E}} > 0$ alors $r_{n+1} > r_n$
- si $\bar{\mathcal{E}} < 0$ alors $r_{n+1} < r_n$

On réitère ensuite le processus en testant chaque itération n jusqu'à satisfaire le seuil fixé à ± 1.5 dB.

3330

Le processus complet est résumé Fig. A.4.

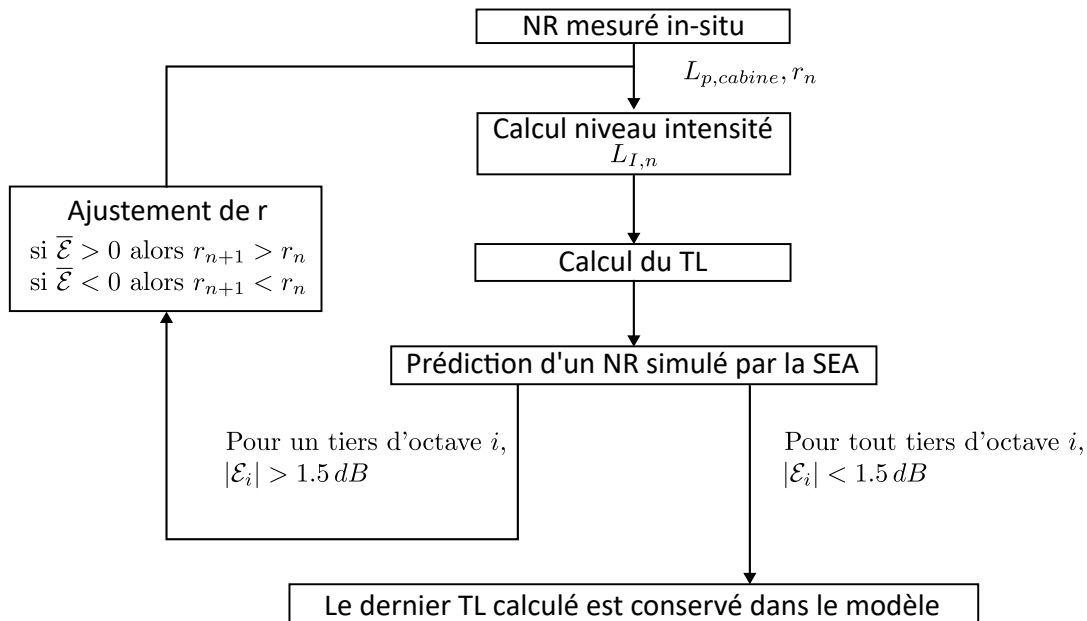


FIGURE A.4 – Processus itératif de calibration du TL pour un panneau

A.3 Les limites de la méthode

Cette méthode permet l'évaluation d'un TL réaliste afin de décrire le vitrage dans notre modèle numérique SEA. En revanche, elle nécessite l'intervention du modèle SEA au sein même du processus visant à sa mise en place. De plus, la méthode nécessite de réaliser un nombre conséquent de mesures in-situ. Par conséquent, elle reste chronophage et elle repose à nouveau sur la nécessité de réaliser des prototypes, ce qui nous éloigne de l'objectif principal des travaux exposés dans ce mémoire.

3335

Annexe B

3340

Énergies de déformations et les amortissements modaux

Les tables suivantes ont été obtenues par application de la méthode MSE (cf Ann. C).

TABLE B.1 – Résultat amortissement des ressorts pour un amortissement de 0.5 % dans le verre

Type de Joints : Mousse rigide					
N° du mode	f_{iden} (en Hz)	η_{mes}^r (en %)	E_p^r (en J)	E_{tot}^r (en J)	η_{uz}^r / η_0
1	–	–	–	–	–
2	53,6	2,4	4,6E+04	5,7E+04	1,0
3	94,6	5,7	1,4E+05	1,8E+05	2,3
4	162,0	6,8	3,6E+05	5,1E+05	2,3
5	163,2	4,2	3,9E+05	5,2E+05	1,6
6	194,2	9,1	4,9E+05	7,3E+05	2,7
7	252,0	8,4	7,7E+05	1,2E+06	2,2
8	258,1	5,3	8,8E+05	1,3E+06	1,6
9	305,1	12,0	7,9E+05	1,7E+06	2,2
10	335,6	–	–	–	–
11	350,8	–	–	–	–
12	366,8	7,0	1,6E+06	2,6E+06	1,7
13	439,3	10,1	2,2E+06	3,8E+06	2,3
14	560,2	14,2	3,4E+06	6,2E+06	3,1

TABLE B.2 – Résultat amortissement des ressorts pour un amortissement de 0.5 % dans le verre

Type de Joints : Joints Automobiles					
N° du mode	f_{iden} (en Hz)	η_{mes}^r (en %)	E_p^r (en J)	E_{tot}^r (en J)	η_{uz}^r/η_0
1	–	–	–	–	–
2	57,9	4,0	1,47E+05	1,9E+05	1,8
3	95,5	5,5	5,05E+04	6,1E+04	3,0
4	162,7	6,1	–	–	–
5	190,3	11,7	4,6E+05	7,1E+05	3,2
6	232,0	18,4	–	–	–

Annexe C

3345 Méthode MSE - Modal Strain 3350 Energy

La méthode de l'Énergie de Déformation Modal (MSE) [114] suppose "qu'un système amorti peut être représenté au travers des modes normaux du système associé non amorti" [115]. L'amortissement d'un système pour le r^{ime} mode η_{tot}^r peut alors être défini comme le rapport de l'énergie dissipée $Ediss_{tot}^r$ et de l'énergie de déformation E_{tot}^r Eq. C.1 :

$$\eta_{tot}^r = \frac{Ediss_{tot}^r}{E_{tot}^r} \quad (C.1)$$

Dans le cas d'application présent, on considère que les dissipations dues aux rayonnements sont négligeables dans le domaine de fréquence que l'on étudie [0-800 Hz]. Ainsi seule la dissipation induite aux joints et à la plaque est influente. On peut alors exprimer l'énergie dissipée au travers des coefficients d'amortissements et de l'énergie de déformation de la plaque (η_p^r, E_p^r) ainsi que des joints (η_j^r, E_j^r) Eq. C.2 :

$$Ediss_{tot}^r = \eta_p^r E_p^r + \eta_j^r E_j^r \quad (C.2)$$

L'amortissement modal du système peut ainsi être décrit par la formule suivante Eq. C.3

$$\eta_{tot}^r = \frac{\eta_p^r E_p^r + \eta_j^r E_j^r}{E_{tot}^r} \quad (C.3)$$

3360 Pour finir, si l'on réalise le bilan énergétique de notre système, on peut exprimer l'énergie présente dans les joints (et par conséquent dans les ressorts que l'on simule) comme Eq. C.4 :

$$E_j^r = E_{tot}^r - E_p^r \quad (C.4)$$

Si on réinjecte cette expression dans Eq. C.3, il vient finalement que l'amortissement des ressorts Eq. C.5 :

$$\eta_j^r = \frac{\eta_{tot}^r - \alpha \eta_p^r}{1 - \alpha} \quad (C.5)$$

3365 avec $\alpha = \frac{E_p^r}{E_{tot}^r}$.

Annexe D

Critère de MAC - Modal Assurance Criteria

3370 Le **Critère d'Assurance des Modes (MAC)** permet, pour toutes les combinaisons de modes identifiés, d'évaluer la similarité spatiale entre deux formes modales. Il est évalué grâce à l'équation Eq. D.1 :

$$MAC(\Phi_a, \Phi_e) = \frac{(\Phi_a^T \Phi_e)^2}{(\Phi_a^T \Phi_a)(\Phi_e^T \Phi_e)} \quad (D.1)$$

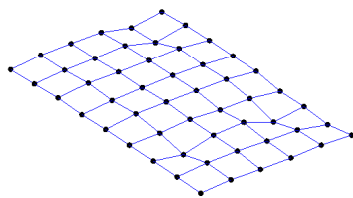
Un MAC de 1 indique alors une similarité totale de la forme modale tandis que 0 permet d'affirmer que deux modes sont distincts.

3375 De manière générale, on considère pour des structures industrielles que deux modes sont corrélés pour une valeur de $MAC > 0,6$.

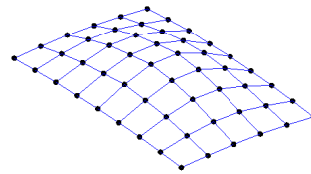
Annexe E

Formes modales obtenues via PRIMODAL

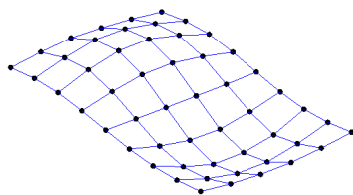
FIGURE E.1 – Visualisation pour le montage dans la MOUSSE RI-
GIDE : Modes 1 à 4



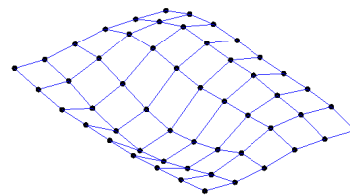
(A) Mode 1



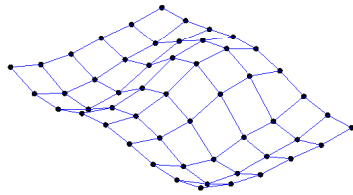
(B) Mode 2



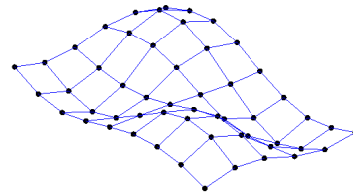
(C) Mode 3



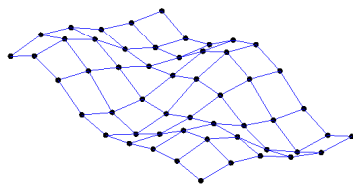
(D) Mode 4

FIGURE E.2 – Visualisation pour le montage dans la MOUSSE RI-
GIDE Modes 5 à 10

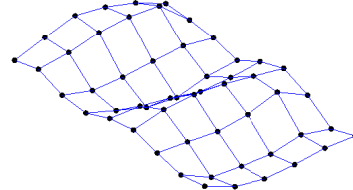
(A) Mode 5



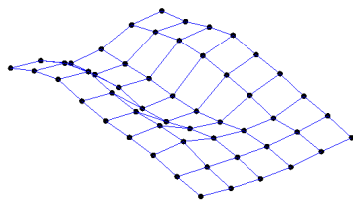
(B) Mode 6



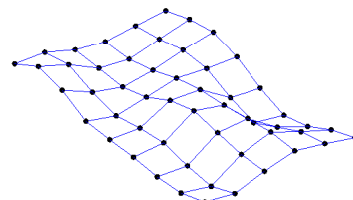
(C) Mode 7



(D) Mode 8

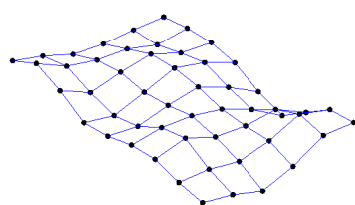


(E) Mode 9

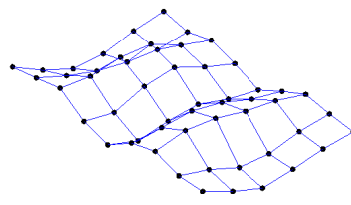


(F) Mode 10

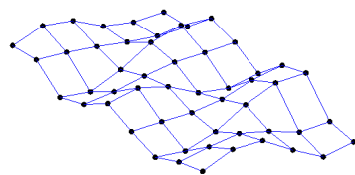
FIGURE E.3 – Visualisation pour le montage dans la MOUSSE RIGIDE : Modes 11 à 14



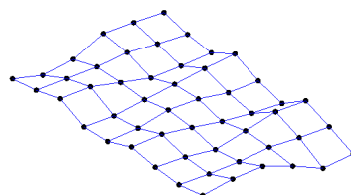
(A) Mode 11



(B) Mode 12

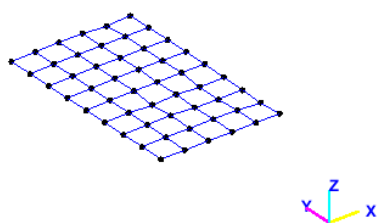


(C) Mode 13

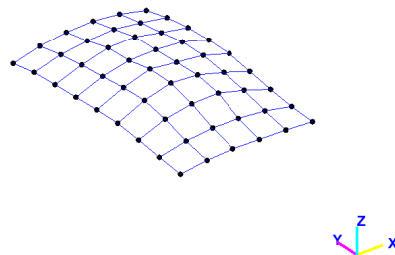


(D) Mode 14

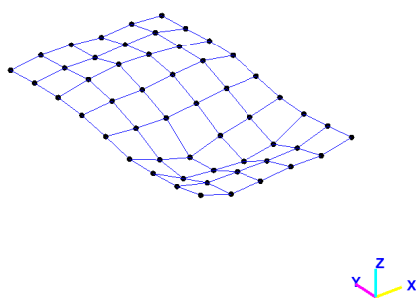
FIGURE E.4 – Visualisation pour le montage dans les JOINTS AUTO-MOBILES : Modes 1 à 7
Attention le mode 5 n'a pu être identifié



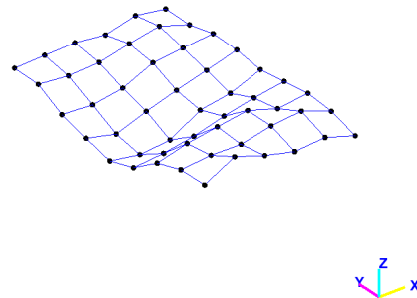
(A) Mode 1



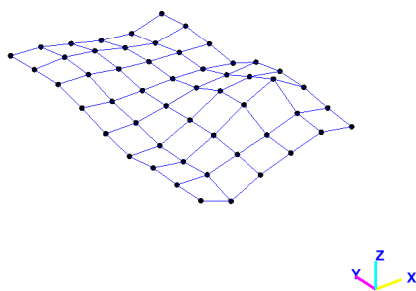
(B) Mode 2



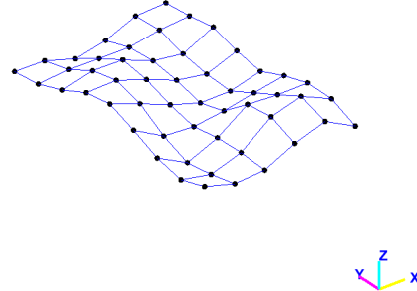
(C) Mode 3



(D) Mode 4



(E) Mode 5



(F) Mode 7

Bibliographie

3380

- [1] X. WANG, *1 - Rationale and History of Vehicle Noise and Vibration Refinement*, X. WANG, éd. Sawston, UK : Woodhead Publishing, 2010, p. 3-17. DOI : [10.1533\9781845698041.1.3](https://doi.org/10.1533/9781845698041.1.3).
- [2] *Règlement (UE) n ° 540/2014 Du Parlement Européen et Du Conseil Du 16 Avril 2014 Concernant Le Niveau Sonore Des Véhicules à Moteur et Des Systèmes de Silencieux de Remplacement, et Modifiant La Directive 2007/46/CE et Abrogeant La Directive 70/157/CEE Texte Présentant de l'intérêt Pour l'EEE.*
- [3] CEREMA, « Agir Contre l'effet de Serre, La Pollution de l'air et Le Bruit Dans Les Plans de Déplacements Urbains (PDU), » FI215211, nov. 2008.
- [4] D. VÄSTFJÄLL, M.-A. GULBOL et M. KLEINER, « Affective Evaluations of and Reactions to Exterior and Interior Vehicle Auditory Quality, » *Journal of Sound and Vibration*, t. 255, n° 3, p. 501-518, août 2002. DOI : [10.1006/jsvi.2001.4166](https://doi.org/10.1006/jsvi.2001.4166).
- [5] F. PENNE, « Shaping the sound of the next generation BMW, » *The Shock and Vibration Digest*, t. 38, n° 3, p. 236-237, 2006.
- [6] E. F. EVANS et J. P. WILSON, « Psychophysics and Physiology of Hearing, » in Cambridge, USA : Academic Press, avr. 1977, ISBN : 9780122440502.
- [7] E. ZWICKER et H. FASTL, « Psychoacoustics : Facts and Models ; » in Berlin, Germany : Springer Science & Business Media, mars 2013, ISBN : 978-3-662-09562-1.
- [8] J. QUEHL, « Comfort Studies on Aircraft Interior Sound and Vibration, » Universität Oldenburg, 2001.
- [9] C. PINEAU, « The Psychological Meaning of Comfort, » *International Review of Applied Psychology*, 1982.
- [10] A. MISKIEWICZ et T. LETOWSKI, « Psychoacoustics in the Automotive Industry, » *Acta Acustica united with Acustica*, 1999.
- [11] D. VIGÉ, *Vehicle Interior Noise Refinement Cabin Sound Package Design and Development*. déc. 2010, p. 286-317, ISBN : 978-1-84569-497-5.
- [12] D. c. MIKAT, « Subjective Evaluations of Automotive Audio Systems, » in *Audio Engineering Society*, Los angeles, USA, nov. 1996, p. 4340.
- [13] A. AZZALI, G. BOREANAZ, A. FARINA, G. IRATO et G. ROVAI, « Construction of a car stereo audio quality index, » *Audio Engineering Society Convention 117*, 2004.
- [14] A. FARINA et E. UGOLOTTI, « Subjective Comparison of Different Car Audio Systems by the Auralization Technique, » *Audio Engineering Society Convention 103*, 1997.

3415

- [15] N. KAPLANIS, S. BECH, S. TERVO et al., « Perceptual Aspects of Reproduced Sound in Car Cabin Acoustics, » *The Journal of the Acoustical Society of America*, t. 141, n° 3, p. 1459-1469, mars 2017, ISSN : 0001-4966. DOI : [10 . 1121 / 1 . 4976816](https://doi.org/10.1121/1.4976816).
3420
- [16] N. HAMZAOU, D. ROY, S. NAJI et P. DUPUTEL, « Psycho-Acoustic Study of Heating, Ventilating and Air Conditioning Unit, » *EURONOISE 2006 - The 6th European Conference on Noise Control : Advanced Solutions for Noise Control*, août 2005.
- [17] S. HOHLS, T. BIERMEIER, R. BALSCHKE et S. BECKER, « Psychoacoustic analysis of HVAC noise with equal loudness, » in *INTER-NOISE and NOISE-CON congress and conference proceedings*, Institute of Noise Control Engineering, t. 249, 2014, p. 1800-1806.
3425
- [18] S. BENNOUNA, « Correlation between Noise Metrics and Subjective Assessment of Automotive Thermal Systems, » juin 2022. DOI : [10 . 4271 / 2022 - 01 - 0974](https://doi.org/10.4271/2022-01-0974).
3430
- [19] R. P. LEITE, S. PAUL et S. N. GERGES, « A Sound Quality-Based Investigation of the HVAC System Noise of an Automobile Model, » *Applied Acoustics*, t. 70, n° 4, p. 636-645, 2009.
- [20] E. PARIZET, E. GUYADER et V. NOSULENKO, « Analysis of Car Door Closing Sound Quality, » *Applied Acoustics*, t. 69, p. 12-22, jan. 2008. DOI : [10 . 1016 / j . apacoust . 2006 . 09 . 004](https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2006.09.004).
3435
- [21] F. DING, W. XIE et X. XIE, « Research on Optimization of Car Door Closing Sound Quality Based on the Integration of Structural Simulation and Test, » *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D : Journal of Automobile Engineering*, t. 237, n° 6, p. 1378-1390, 2023.
3440
- [22] C. T. MUSSER et S. YOUNG, « Application of Transient SEA for Vehicle Door Closure Sound Quality, » *SAE Technical Paper*, mai 2005. DOI : [10 . 4271 / 2005 - 01 - 2433](https://doi.org/10.4271/2005-01-2433).
- [23] S. SCHNEIDER, F. DOLESCHAL, H. ROTTENGRUBER et J. VERHEY, « Psychoacoustic Evaluation of Combustion Engine Noise, » *ATZ worldwide*, t. 124, n° 1, p. 56-59, jan. 2022. DOI : [10 . 1007 / s38311 - 021 - 0769 - 4](https://doi.org/10.1007/s38311-021-0769-4).
3445
- [24] F. DUVIGNEAU, S. LIEFOLD, U. GABBERT, M. HÖCHSTETTER et J. VERHEY, « Engine Sound Weighting Using a Psychoacoustic Criterion Based on Auralized Numerical Simulations, » *10th European Congress and Exposition on Noise Control Engineering-EuroNoise, Maastricht, ISSN*, mai 2015.
3450
- [25] M. LÖFAHL, R. JOHANSSON et A. NYKÄNEN, « An Auralization Model for Structure-Borne Tire Noise, » Lulea university of technology, Sweden, 2014.
- [26] D. BEKKE, « Engineering Tools for Interior Tyre Tread Pattern Noise, » Faculty of Engineering Technology University of Twente, Sweden, 2014.
3455
- [27] B. WEST et P. KENDRICK, « Automotive Aeroacoustic Sound Quality, » Stuttgart, Germany, oct. 2019.
- [28] N. OTTO et B. J. FENG, « Wind Noise Sound Quality, » *SAE transactions*, p. 2524-2528, 1995.
- [29] G. LEMAITRE, C. VARTANIAN, C. LAMBOURG et P. BOUSSARD, « A Psychoacoustical Study of Wind Buffeting Noise, » *Applied Acoustics*, t. 95, p. 1-12, 2015, ISSN : 0003-682X. DOI : [10 . 1016 / j . apacoust . 2015 . 02 . 011](https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2015.02.011).
3460

- [30] M. BODDEN, G. BOOZ et R. HEINRICHS, « Interior Vehicle Sound Composition : Wind Noise Perception, » in *Proceedings of the Joint Congress, Congrès Français d'Acoustique/Tagung Der Deutschen Arbeitsgemeinschaft Fur Akustik (CFA/DAGA)*, Strasbourg, France, Paris, France, 2004.
- [31] S. AMMAN, J. GREENBERG, B. GULKER et S. ABHYANKAR, « Subjective Quantification of Wind Buffeting Noise, » *SAE Technical Paper*, 1999.
- [32] H. HOSHINO et H. KATO, « A New Objective Evaluation Method of Wind Noise in a Car Based on Human Hearing Properties, » *Acoustical Science and Technology*, t. 23, n° 1, p. 17-24, 2002.
- [33] G. LEMAITRE, P. BOUSSARD et C. LAMBOURG, « Etude Psychoacoustique Des Fluctuations et Turbulences Dans Le Bruit Aérodynamique Automobile, » in *Congrès Français d'Acoustique*, Poitiers, France, jan. 2014.
- [34] D. J. CARR, « Perception of Wind Noise in Vehicles, » sept. 2022. DOI : [10 . 25394/PGS.15085386 .v1](https://doi.org/10.25394/PGS.15085386.v1).
- [35] R. S. THOMAS, P. J. STANECKI et H. P. CREUTZ, « A Development Process to Improve Vehicle Sound Quality, » *SAE Technical Paper*, 1991.
- [36] J. VON GOSSLER, « NVH Benchmarking during Vehicle Development Using Sound Quality Metrics, » Stellenbosch : University of Stellenbosch, mars 2007.
- [37] M. J. NOR, M. H. FOULADI, H. NAHVI et A. K. ARIFFIN, « Index for Vehicle Acoustical Comfort inside a Passenger Car, » *Applied Acoustics*, t. 69, n° 4, p. 343-353, 2008, ISSN : 0003-682X. DOI : [10 . 1016/j . apacoust . 2006 . 11 . 001](https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2006.11.001).
- [38] J. JU, Y. WANG, Y. WING, G. SHEN et H. GUO, « Sound Quality Evaluation of Vehicle Interior Noise Base on Psychoacoustical Indices, » *IEED Transactions on Industrial Electronics*, t. 64, n° 12, p. 9442-9450, 2013.
- [39] M. SCHNEIDER, M. WILHELM et N. ALT, « Development of Vehicle Sound Quality - Targets and Methods, » *SAE Technical Paper*, mai 1995. DOI : [10 . 4271/951283](https://doi.org/10.4271/951283).
- [40] P. GRAMS, D. ARSIC et J. E. HUFF JR, « Auralization of ambient noise in vehicles, » in *INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings*, Institute of Noise Control Engineering, t. 248, 2014, p. 340-347.
- [41] A. FARINA et E. UGOLOTTI, « Subjective evaluation of the sound quality in cars by the auralisation technique, » *Proceedings-Institute of Acoustics*, t. 19, p. 105-114, 1997.
- [42] M. AMARI, « Etude Du Confort Vibro-Acoustique Automobile En Simulateur, » INSA de Lyon, 2009.
- [43] E. POIRSON, J.-F. PETIOT et F. RICHARD, « A Method for Perceptual Evaluation of Products by Naive Subjects : Application to Car Engine Sounds, » *International Journal of Industrial Ergonomics*, t. 40, p. 504-516, sept. 2010. DOI : [10 . 1016/j . ergon . 2010 . 06 . 001](https://doi.org/10.1016/j.ergon.2010.06.001).
- [44] T. LI, « Literature Review of Tire-Pavement Interaction Noise and Reduction Approaches, » *Journal of Vibroengineering*, t. 20, p. 2424-2452, sept. 2018. DOI : [10 . 21595/jve . 2018 . 19935](https://doi.org/10.21595/jve.2018.19935).
- [45] S. WATKINS, « 10 - Aerodynamic Noise and Its Refinement in Vehicles, » in *Vehicle Noise and Vibration Refinement*, X. WANG, éd. Sawston, UK : Woodhead Publishing, 2010, p. 219-234, ISBN : 978-1-84569-497-5. DOI : [10 . 1533 / 9781845698041 . 3 . 219](https://doi.org/10.1533/9781845698041.3.219).

- 3510 [46] M. RIEGEL, « Wind Noise-A Dominant Source for in-Cabin Noise in Comparison to Other Noise Sources of a Vehicle, » Strasbourg, France, 2004, p. 827-828.
- [47] D. BLANCHET, A. GOLOTA, N. ZERBIB et L. MEBAREK, « Wind Noise Source Characterization and How It Can Be Used To Predict Vehicle Interior Noise, » *8th International Styrian Noise, Vibration & Harshness Congress : The European Automotive Noise Conference*, 2014. DOI : [10.4271/2014-01-2052](https://doi.org/10.4271/2014-01-2052).
3515
- [48] K. VIVERGE, « Modèle de Plaques Stratifiées à Fort Contraste : Application Au Verre Feuilleté, » Université de Lyon, 2019.
- [49] H. CARRE, « Etude Du Comportement à La Rupture d'un Matériau Fragile Précontraint : Le Verre Trempé, » Ecole Nationale des Ponts et Chaussées, 1996.
3520
- [50] J. LU, « Noise Reduction and Sound Quality Improvement with Acoustic Windshield, » *SAE Technical Paper*, 2008. DOI : [10.4271/2008-36-0507](https://doi.org/10.4271/2008-36-0507).
- [51] F. FAHY et P. GARDONIO, *Sound and Structural Vibration*, Second Edition. Oxford : Elsevier, 2007, ISBN : 978-0-12-373633-8. DOI : [10.1016/B978-012373633-8/50000-4](https://doi.org/10.1016/B978-012373633-8/50000-4).
3525
- [52] F. MARCHETTI, « Modélisation et Caractérisation Large Bande de Plaques Multicouches Anisotropes, » Institut National des Sciences Appliquées de Lyon (INSA Lyon), déc. 2019.
- [53] M. S. MOSHARROF, « Sound Transmission Loss through a Lightweight Double-Leaf Panel, » Auckland University of Technology, 2020.
3530
- [54] J. GUYADER et C. LESUEUR, « Acoustic Transmission through Orthotropic Multilayered Plates, Part I : Plate Vibration Modes, » *Journal of Sound and Vibration*, t. 58, n° 1, p. 51-68, 1978, ISSN : 0022-460X. DOI : [10.1016/S0022-460X\(78\)80060-1](https://doi.org/10.1016/S0022-460X(78)80060-1).
- [55] A. NICOLAS, « Modèle équivalent de structures multicouches à interfaces complexes, » Ecole Nationale des Travaux Publics de l'Etat, oct. 2023.
3535
- [56] J. GUYADER et C. LESUEUR, « Acoustic Transmission through Orthotropic Multilayered Plates, Part II : Transmission Loss, » *Journal of Sound and Vibration*, t. 58, n° 1, p. 69-86, 1978, ISSN : 0022-460X. DOI : [10.1016/S0022-460X\(78\)80061-3](https://doi.org/10.1016/S0022-460X(78)80061-3).
3540
- [57] ISO, éd., *15186 : Acoustique — Mesurage par intensité de l'isolation acoustique des immeubles et des éléments de construction — Partie 2 : Mesurages in situ*, 2003.
- [58] ISO, éd., *10140 : Acoustique Mesurage En Laboratoire de l'isolation Acoustique Des Éléments de Construction Partie 2 : Mesurage de l'isolation Au Bruit Aérien*, 2010.
3545
- [59] M. CABROL, Y. DETANDT et A. TALBOT, « Efficient Method for Car Exterior Noise Prediction Based on Steady CFD Input, » in *ICSV24*, London, UK, juill. 2017.
- [60] R. H. LYON et G. MAIDANIK, « Power Flow between Linearly Coupled Oscillators, » *The journal of the Acoustical Society of America*, t. 34, n° 5, p. 623-639, 1962.
3550
- [61] R. H. LYON et E. EICHLER, « Random Vibration of Connected Structures, » *The Journal of the Acoustical Society of America*, t. 36, n° 7, p. 1344-1354, 1964.

- [62] R. H. LYON et T. D. SCHARTON, « Vibrational-Energy Transmission in a Three-Element Structure, » *The Journal of the Acoustical Society of America*, t. 38, n° 2, p. 253-261, 1965.
- [63] J. WOODHOUSE, « An Introduction to Statistical Energy Analysis of Structural Vibration, » *Applied Acoustics*, t. 14, n° 6, p. 455-469, 1981. DOI : [10.1016/0003-682X\(81\)90004-9](https://doi.org/10.1016/0003-682X(81)90004-9).
- [64] F. V. HERPE et D. BINET, « Calcul de La Réponse Vibro-Acoustique Des Vitrages Automobiles à l'excitation Érodynamique Par La Méthode Des Éléments Finis, » in *CFA 2018*, Le Favre, France, 2018.
- [65] T. LAFONT, F. RONZIO, C. BERTOLINI, T. COURTOIS et D. CAPRIOLI, « Application of Statistical Energy Analysis on a Car : From the Vehicle Modeling to Parts Targeting, » Hamburg, Germany, août 2016.
- [66] F. J. FAHY, W. G. PRICE et A. J. KEANE, « Statistical Energy Analysis : A Critical Overview, » *Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A : Physical and Engineering Sciences*, t. 346, n° 1681, p. 431-447, 1994. DOI : [10.1098/rsta.1994.0027](https://doi.org/10.1098/rsta.1994.0027).
- [67] T. LAFONT, N. TOTARO et A. LE BOT, « Review of Statistical Energy Analysis Hypotheses in Vibroacoustics, » *Proceedings of the Royal Society A : Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, t. 470, n° 2162, p. 20 130 515, 2014.
- [68] A. LE BOT, *Foundation of Statistical Energy Analysis in Vibroacoustics*. Oxford, UK : Oxford University Press, mai 2015, ISBN : 978-0-19-872923-5. DOI : [10.1093/acprof:oso/9780198729235.001.0001](https://doi.org/10.1093/acprof:oso/9780198729235.001.0001).
- [69] J.-D. CHAZOT, O. ROBIN, J.-L. GUYADER et N. ATALLA, « Diffuse Acoustic Field Produced in Reverberant Rooms : A Boundary Diffuse Index, » *Acta Acustica united with Acustica*, t. 102, p. 503-516, avr. 2016. DOI : [10.3813/AAA.918968](https://doi.org/10.3813/AAA.918968).
- [70] A. KEANE et W. PRICE, « Statistical Energy Analysis of Strongly Coupled Systems, » *Journal of Sound and Vibration*, t. 117, n° 2, p. 363-386, 1987. DOI : [10.1016/0022-460X\(87\)90545-1](https://doi.org/10.1016/0022-460X(87)90545-1).
- [71] B. MACE, « Statistical Energy Analysis, Energy Distribution Models and System Modes, » *Journal of Sound and Vibration*, t. 264, n° 2, p. 391-409, 2003, ISSN : 0022-460X. DOI : [10.1016/S0022-460X\(02\)01201-4](https://doi.org/10.1016/S0022-460X(02)01201-4).
- [72] C. H. HODGES et J. WOODHOUSE, « Theories of Noise and Vibration Transmission in Complex Structures, » *Reports on Progress in Physics*, t. 49, n° 2, p. 107, fév. 1986. DOI : [10.1088/0034-4885/49/2/001](https://doi.org/10.1088/0034-4885/49/2/001).
- [73] T. LAFONT, N. TOTARO et A. LE BOT, « Coupling Strength Assumption in Statistical Energy Analysis, » *Proceedings of the Royal Society A : Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, t. 473, n° 2200, p. 20 160 927, 2017.
- [74] T. LAFONT, F. DALZIN, C. BERTOLINI et F. BOUILLET, « Study of the Glass Contribution to the Interior Acoustics of a Car and Related Countermeasures, » in *11th International Styrian Noise, Vibration & Harshness Congress : The European Automotive Noise Conference*, sept. 2020. DOI : [10.4271/2020-01-1585](https://doi.org/10.4271/2020-01-1585).
- [75] I. L. VÉR et L. L. BERANEK, *Noise and vibration control engineering : principles and applications*. John Wiley & Sons, 2005, ISBN : 978-81-265-4680-0.

- [76] F. J. FAHY et Y. DE-YUAN, « Power Flow between Non-Conservatively Coupled Oscillators, » *Journal of Sound and Vibration*, t. 114, n° 1, p. 1-11, 1987, ISSN : 0022-460X. DOI : [10.1016/S0022-460X\(87\)80227-4](https://doi.org/10.1016/S0022-460X(87)80227-4).
- [77] Y. KISHIMOTO et D. S. BERNSTEIN, « Thermodynamic Modelling of Interconnected Systems Part I : Conservative Coupling, » *Journal of Sound and Vibration*, t. 182, n° 1, p. 23-58, 1995, ISSN : 0022-460X. DOI : [10.1006/jsvi.1995.0181](https://doi.org/10.1006/jsvi.1995.0181).
- [78] J. C. SUN, N. LALOR et E. J. RICHARDS, « Power Flow and Energy Balance of Non-Conservatively Coupled Structures, I : Theory, » *Journal of Sound and Vibration*, t. 112, n° 2, p. 321-330, 1987, ISSN : 0022-460X. DOI : [10.1016/S0022-460X\(87\)80199-2](https://doi.org/10.1016/S0022-460X(87)80199-2).
- [79] T. LAFONT, N. TOTARO et A. LE BOT, « Acoustique Statistique : Étude de l'hypothèse de Couplage Faible et de l'influence Des Modes Non-Résonants Pour La SEA., » in *Modèles et Méthodes Numériques En Vibroacoustique*, 2014, p. 1433-1439.
- [80] D. BIES et S. HAMID, « In Situ Determination of Loss and Coupling Loss Factors by the Power Injection Method, » *Journal of Sound and Vibration*, t. 70, n° 2, p. 187-204, 1980, ISSN : 0022-460X. DOI : [10.1016/0022-460X\(80\)90595-7](https://doi.org/10.1016/0022-460X(80)90595-7).
- [81] R. H. LYON, R. G. DEJONG et M. HECKL, *Theory and application of statistical energy analysis*, 1995.
- [82] J. H. WARD JR., « Hierarchical Grouping to Optimize an Objective Function, » *Journal of the American statistical association*, t. 58, n° 301, p. 236-244, 1963.
- [83] S. S. SHAPIRO et M. B. WILK, « An Analysis of Variance Test for Normality (Complete Samples), » *Biometrika*, t. 52, n° 3,4, p. 591-611, 1965.
- [84] H. LEVENE, « Robust Tests for Equality of Variances, » *Contributions to probability and statistics*, p. 278-292, 1960.
- [85] R. TEAM, *RStudio : Integrated Development Environment for R*, Manual, Studio, PBC, Boston, MA, 2021.
- [86] J. W. MAUCHLY, « Significance Test for Sphericity of a Normal N-Variate Distribution, » *The Annals of Mathematical Statistics*, t. 11, n° 2, p. 204-209, 1940.
- [87] S. W. GREENHOUSE et S. GEISSER, « On Methods in the Analysis of Profile Data, » *Psychometrika*, t. 24, n° 2, p. 95-112, 1959.
- [88] D. YADOLAH, *Statistique : Dictionnaire Encyclopédique*. France : Springer Paris, 2007, ISBN : 978-2-287-72093-2.
- [89] E. PARIZET, N. HAMZAOUI et G. SABATIE, « Comparison of Some Listening Test Methods : A Case Study, » *Acta Acustica united with Acustica*, t. 91, n° 2, p. 356-364, 2005.
- [90] A. VESSEREAU, « Les méthodes statistiques appliquées au test des caractères organoleptiques, » *Revue de Statistique Appliquée*, p. 7-38, 1965.
- [91] R. T. ROSS, « Optimum Orders for the Presentation of Pairs in the Method of Paired Comparisons., » *Journal of Educational Psychology*, t. 25, n° 5, p. 375, 1934.
- [92] A. LONDON, « Transmission of Reverberant Sound through Single Walls, » t. 42, n° 2, 1949.
- [93] A. LONDON, « Transmission of Reverberant Sound through Double Walls, » *The journal of the acoustical society of America*, t. 22, n° 2, p. 270-279, 1950.

- 3645 [94] C. OLIVER SERNA, « Vibroacoustic analysis of car door and window seals., » Ecole Centrale de Lyon, 2016.
- [95] J. GUYADER et C. LESUEUR, « Transmission of Reverberant Sound through Orthotropic, Viscoelastic Multilayered Plates, » *Journal of Sound and Vibration*, t. 70, n° 3, p. 319-332, 1980.
- 3650 [96] C. R. M. PASSERO et P. H. T. ZANNIN, « Statistical comparison of reverberation times measured by the integrated impulse response and interrupted noise methods, computationally simulated with ODEON software, and calculated by Sabine, Eyring and Arau-Puchades' formulas, » *Applied Acoustics*, t. 71, n° 12, p. 1204-1210, 2010.
- 3655 [97] M. CASIANO, « Extracting Damping Ratio from Dynamic Data and Numerical Solutions, » Huntsville, Alabama, rapp. tech. NASA/TM-2016-218227, 2016.
- [98] R. CHERIF, J.-D. CHAZOT et N. ATALLA, « Damping Loss Factor Estimation of Two-Dimensional Orthotropic Structures from a Displacement Field Measurement, » *Journal of sound and vibration*, t. 356, p. 61-71, 2015. DOI : [10.1016/j.jsv.2015.06.042](https://doi.org/10.1016/j.jsv.2015.06.042).
- [99] P. ANTSALO, A. MAKIVIRTA, V. VALIMAKI, T. PELTONEN et M. KARJALAINEN, « Estimation of Modal Decay Parameters from Noisy Response Measurements, » in *Audio Engineering Society Convention 110*, 2001.
- 3665 [100] M. R. SCHROEDER, « New Method of Measuring Reverberation Time, » *The Journal of the Acoustical Society of America*, t. 37, n° 6, p. 1187-1188, juin 1965. DOI : [10.1121/1.1939454](https://doi.org/10.1121/1.1939454).
- [101] H. ABDI et L. J. WILLIAMS, « Tukey's Honestly Significant Difference (HSD) Test, » *Encyclopedia of research design*, t. 3, n° 1, p. 1-5, 2010.
- 3670 [102] L. GARIBALDI et H. ONAH, *Viscoelastic Material Damping Technology*. Becchis Osiride, 1996, ISBN : 978-88-900121-0-5.
- [103] M. L. WILLIAMS, R. F. LANDEL et J. D. FERRY, « The temperature dependence of relaxation mechanisms in amorphous polymers and other glass-forming liquids, » *Journal of the American Chemical society*, t. 77, n° 14, p. 3701-3707, 1955.
- 3675 [104] W. M. MADIGOSKY et G. F. LEE, « Automated dynamic Young's modulus and loss factor measurements, » *The Journal of the Acoustical Society of America*, t. 66, n° 2, p. 345-349, 1979.
- [105] U. KIM, L. MONGEAU et C. KROUSGRILL, « Simulation of Friction-Induced Vibrations of Window Sealing Systems, » *SAE Technical Papers*, p. 1838-1849, mai 2007. DOI : [10.4271/2007-01-2268](https://doi.org/10.4271/2007-01-2268).
- 3680 [106] A. CHAIGNE et J. KERGOMARD, *Acoustique des instruments de musique (Collection Echelles)*. Belin, 2008.
- [107] K. EGE, « La table d'harmonie du piano-Études modales en basses et moyennes fréquences, » Ecole Polytechnique X, 2009.
- 3685 [108] C. LESUEUR, *Rayonnement acoustique des structures*, E. PARIS, éd. 1998, ISBN : 978-2-212-01613-0.
- [109] G. MAIDANIK, « Response of Ribbed Panels to Reverberant Acoustic Fields, » *the Journal of the Acoustical Society of America*, t. 34, n° 6, p. 809-826, 1962.

- 3690 [110] G. MAIDANIK, « The Influence of Fluid Loading on the Radiation from Orthotropic Plates, » *Journal of Sound and Vibration*, t. 3, n° 3, p. 288-299, 1966.
- [111] G. MAIDANIK et E. KERWIN JR, « Influence of Fluid Loading on the Radiation from Infinite Plates below the Critical Frequency, » *The Journal of the Acoustical Society of America*, t. 40, n° 5, p. 1034-1038, 1966.
- 3695 [112] N. ROY et F. BUFFE, « Improved Modal Identification from Base Excitation Vibration Tests Using Modal Effective Parameters, » in *European Conference on Spacecraft Structures, Materials & Mechanical Testing*, Toulouse, France, sept. 2009, p. 1433-1439.
- [113] G. ELLIS, « Nonlinear Behavior and Time Variation, » in *Control System Design Guide (Fourth Edition)*, G. ELLIS, éd. Butterworth-Heinemann, déc. 2012, p. 235-260, ISBN : 9780123859204. DOI : [10 . 1016 / B978 - 0 - 12 - 385920 - 4 . 00012 - 6](https://doi.org/10.1016/B978-0-12-385920-4.00012-6).
- 3700 [114] E. E. UNGAR et E. M. KERWIN JR, « Loss factors of viscoelastic systems in terms of energy concepts, » *The Journal of the acoustical Society of America*, t. 34, n° 7, p. 954-957, 1962.
- 3705 [115] B.-G. HU, M. A. DOKAINISH et W. M. MANSOUR, « A Modified MSE Method for Viscoelastic Systems : A Weighted Stiffness Matrix Approach, » *Journal of Vibration and Acoustics*, t. 117, n° 2, p. 226-231, avr. 1995, ISSN : 1048-9002. DOI : [10 . 1115 / 1 . 2873923](https://doi.org/10.1115/1.2873923).



FOLIO ADMINISTRATIF

THESE DE L'INSA LYON, MEMBRE DE L'UNIVERSITE DE LYON

NOM : MIQUEAU

DATE de SOUTENANCE : 04/12/2023

Prénoms : Valentin (Pierre)

TITRE : Fiabilité de la méthode de prédiction vibro-acoustique SEA dans un contexte d'évaluation subjective du confort acoustique automobile

NATURE : Doctorat

Numéro d'ordre : 2023ISAL0102

Ecole doctorale : Mécanique - Énergétique - Génie Civil – Acoustique (MEGA)

Spécialité : Acoustique

RESUME :

À mesure que les habitacles des nouveaux véhicules deviennent de plus en plus silencieux, la qualité du son et le confort acoustique intérieurs se sont imposés comme des arguments de premier ordre pour les constructeurs automobiles afin de se démarquer de leurs concurrents.

Actuellement, la recherche sur la perception sonore en automobile repose sur une approche expérimentale basée de signaux enregistrés sur des prototypes coûteux.

L'objectif de cette thèse est d'étudier la possibilité d'utiliser les prédictions numériques d'un modèle basé sur la méthode SEA (Statistical Energy Analysis) et développé par Saint-Gobain Research Compiègne, afin de générer les signaux nécessaires aux expériences subjectives.

Ce modèle peut prédire l'impact du changement de vitrage sur le niveau sonore d'un véhicule exposé à des bruits environnementaux. Cependant, son utilisation pour évaluer le confort automobile a soulevé plusieurs interrogations :

- (i) Comment générer des signaux audios à partir des niveaux de pressions acoustiques prédits ?
- (ii) Les signaux obtenus permettent-ils de réaliser des études du confort acoustique dans l'habitacle avec la même fidélité que des enregistrements mesurés sur véhicule ?

Ces questions sont considérées à travers

- (1) la mise en place d'une méthode d'auralisation des résultats du modèle numérique SEA et la réalisation d'expériences subjectives afin de comparer le désagrément ressenti en fonction de l'origine des sons (mesurés ou simulé). Une divergence des évaluations pour les verres trempés est alors identifiée. Un apport de dissipation de la part des joints, non pris en compte dans le modèle, est suspecté comme en étant l'origine.
- (2) Le comportement vibro-acoustique d'un verre trempé monté dans des joints automobiles et sa sensibilité à la dissipation qu'ils apportent est donc prouvé non négligeable.
- (3) Un modèle FEM est donc mis en place pour prédire les pertes par transmission caractérisant le système complet (verre et joints) dans le modèle SEA.

MOTS-CLÉS : Confort acoustique, Automobile, Bruit de vent, Statistical Energy Analysis (SEA), Auralisation

Laboratoire (s) de recherche : Laboratoire de Vibrations et Acoustique (LVA)

Directeur de thèse : Etienne Parizet

Président de jury :

Composition du jury : Aramaki Mitsuko (Président du Jury) ; Adrien Pelat (Rapporteur) ; Vincent Koehl (Rapporteur) ; Etienne Parizet (Directeur de thèse) ; Sylvain Germes (Co-encadrant).



INSA