



HAL
open science

Synthèse acoustique d'un module de ventilation automobile

Maxime Legros

► **To cite this version:**

Maxime Legros. Synthèse acoustique d'un module de ventilation automobile. Mécanique [physics.med-ph]. Université de Technologie de Compiègne, 2016. Français. NNT : 2016COMP2295 . tel-01555908v2

HAL Id: tel-01555908

<https://theses.hal.science/tel-01555908v2>

Submitted on 4 Jul 2017

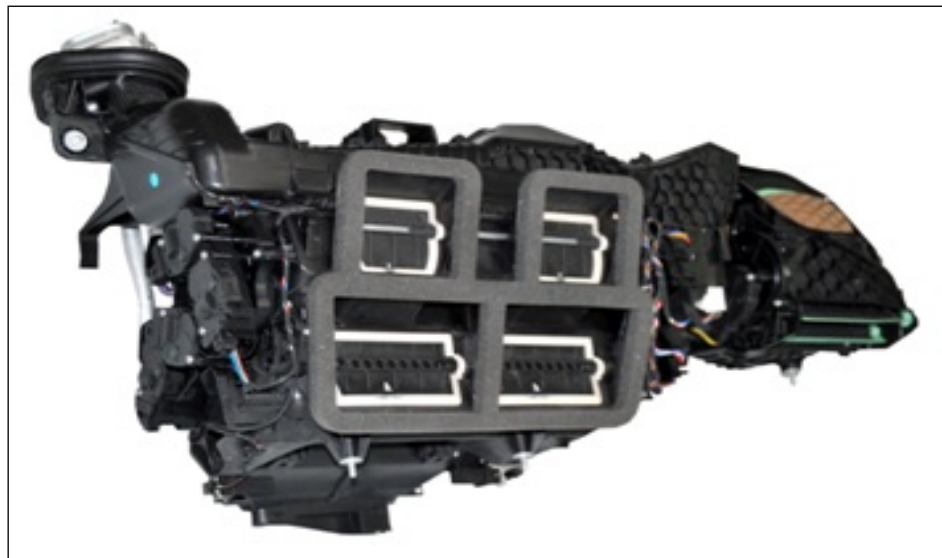
HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

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.

Par **Maxime LEGROS**

Synthèse acoustique d'un module de ventilation automobile

Thèse présentée
pour l'obtention du grade
de Docteur de l'UTC



Soutenue le 20 septembre 2016
Spécialité : Mécanique Avancée

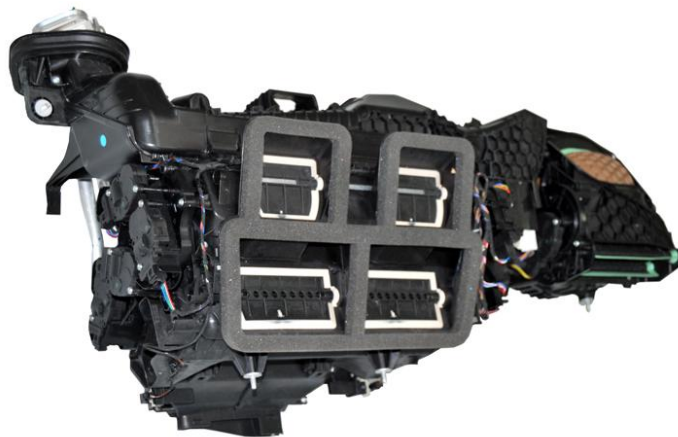
D2295

Par Maxime LEGROS

Synthèse acoustique d'un module de ventilation automobile

Thèse présentée pour l'obtention du grade de Docteur de l'UTC,
Unité de Recherche en Mécanique – UMR 7337 Roberval

Mécanique avancée



Soutenue le 20 Septembre 2016 devant le jury composé de :

M. Mohamed Ali Hamdi	Professeur de l'Université UTC	Président
M. Jean-Claude Pascal	Professeur des Universités, ENSAM	Rapporteur
M. Alain Guédel	Ingénieur-HDR, Cetiat	Rapporteur
M. Xavier Carniel	Ingénieur-Docteur, Cetim	Directeur
Mme Solène Moreau	Maître de Conférences, UTC	Directrice
M. Jean-Michel Ville	Professeur des Universités, UTC	Directeur
M. Olivier Cheriaux	Ingénieur, Valeo	Invité

REMERCIEMENTS

Je tiens à remercier dans un premier temps mes directeurs de thèse Xavier Carniel, Jean-Michel Ville et Solène Moreau pour leur encadrement, leurs échanges et leurs conseils tout au long de la thèse et particulièrement lors de la rédaction de ce mémoire.

Mes remerciements vont pour Yvon Goth, pour sa disponibilité et son désir de partager ses connaissances dans les différents domaines de l'acoustique, de la dynamique des fluides qui ont été précieux lors de la réalisation des travaux de cette thèse.

Je remercie Mohamed Ali Hamdi qui me fait l'honneur de présider le jury de soutenance. Je remercie également Alain Guédel, avec qui j'ai pu échanger lors de travaux connexes et dont son ouvrage sur les ventilateurs est une référence, et Jean-Claude Pascal pour juger cette thèse en étant rapporteurs de ce mémoire.

J'exprime une profonde gratitude envers Olivier Cheriaux et Saïd Naji pour leurs retours et leurs apports dans la création d'un outil de démonstration valorisant le travail effectué lors de la thèse.

Je remercie spécialement Saâd Bennouna, doctorant impliqué dans le même projet, dont la disponibilité et l'abnégation ont été formidables tout au long de ces trois années.

Aux membres du laboratoire Roberval et du pôle IBV, j'exprime ma sympathie, en particulier Hervé, Patrick, Vincent, Julien, Maurin, Damien, Lucie, Céline, Agnès, Arnaud, les deux Sébastien (SC, SD) et les trois Thomas (TG, TJ, TV).

Mes plus profonds remerciements sont pour ma famille, mes parents et mes frères qui m'ont encouragé, soutenu et écouté tout au long de ce long parcours. Ils sont aussi pour ma belle-famille, dont la présence et le soutien sont précieux.

Dans ce genre d'exercice, j'aime garder le meilleur pour la fin. Pour ta patience, ta passion, ton écoute (même tard dans la nuit), ta résilience, merci pour tout, Elise.

RESUME

Synthèse acoustique d'un module de ventilation automobile

La problématique de la qualité sonore à l'intérieur de l'habitacle est importante dans le domaine de l'automobile, particulièrement dans le cas des véhicules haut de gamme. La réduction du bruit des motorisations thermiques et l'émergence de solutions hybrides ou électriques ont transformé la perception du bruit par l'utilisateur. La contribution acoustique des équipements tels que le module de ventilation est devenue prépondérante et doit donc être étudiée dès la phase de conception.

Afin de traiter la problématique acoustique et de fournir un outil de prototypage virtuel, ce travail a été mené dans le cadre du projet Cevas (Conception d'Équipement de Ventilation à Air Silencieux). Une approche de synthèse acoustique permet d'identifier les composants responsables du bruit produit et transmis. Leurs caractéristiques actives, traduites par un terme de source, et passives, traduites par un terme de perte par transmission, sont étudiées et représentées par des spectres en bandes fines. Cette définition permet la synthèse sonore du bruit produit et l'étude de la qualité sonore à l'aide de lois d'acceptation.

Le ventilateur est la source principale d'un module de ventilation. Son terme de source est prédit par une loi originale, basée sur des données expérimentales et inspirée de la loi ASHRAE. Le terme de source du volet est caractérisé à l'aide de la méthode empirique de Nelson et Morphey. Le terme de source de l'échangeur thermique est déterminé à partir de mesures. Les termes de perte par transmission du volet et de l'échangeur thermique sont obtenus à l'aide de la matrice de diffusion expérimentale.

L'environnement du milieu de propagation acoustique a une influence sur le bruit produit. La transposition des termes de source d'un environnement d'essai normalisé à un environnement représentatif des modules de ventilation a donc été étudiée. La méthode développée repose sur la modélisation du terme de source par une force volumique dont l'amplitude et la localisation sont indépendantes du milieu. Le développement de cette méthode a nécessité des modèles analytiques et numériques. L'application de la méthode pour un ventilateur placé dans un module de ventilation simplifié est confrontée à des essais.

Un outil de prototypage virtuel est présenté pour un module de ventilation simplifié. La prédiction du bruit produit est confrontée à des mesures de puissance acoustique. L'usage de l'outil de prototypage permet d'étudier la contribution de chaque composant en considérant différents cas de ventilation.

Mots clés : Synthèse acoustique, aéro-acoustique, qualité sonore, module de ventilation, prototypage virtuel.

ABSTRACT

Acoustic synthesis of an automotive HVAC

The sound quality problem inside the car cabin is important in the automotive field, especially in the case of upmarket vehicles. The reductions of the noise produced by internal combustion engines and the emergence of hybrid and electric solutions have transformed the perception of sound by the user. The acoustic contribution of equipment such as the HVAC has become paramount and must be studied from the design stage.

In order to treat acoustic problems and provide virtual prototyping tools, this thesis was conducted within the framework of the Cevas project (Conception d'Équipement de Ventilation à Air Silencieux) to study and characterize the components of an automotive HVAC. An acoustic synthesis approach is used to identify the components responsible for the noise generated and transmitted. Their active and passive properties, translated by a source term and a transmission loss, have been studied and represented by thin strips spectra. This definition allows sound synthesis of the noise produced and the study of sound quality using acceptance laws.

The source term of the fan is predicted by an original law, based on experimental data and inspired by ASHRAE law. The source term of the flap is characterized by using the Nelson and Morpheu empirical method. The source term of the heat exchanger is determined from measurements. The transmission losses of the flap and the heat exchanger are obtained using the scattering matrix.

The transposition of the source terms from a standardized test environment to an acoustic medium representative of the HVAC has been studied. The developed method is based on modeling the source term by acoustic excitation whose amplitude and location are independent of the environment. The application of this method has required analytical and numerical models to characterize the acoustic excitation. In the case of the fan, its propagation in a simplified HVAC is studied.

A virtual prototyping tool has been implemented in the case of the simplified HVAC. The noise prediction is confronted with sound power measurements. The use of the prototyping tool allows studying the contribution of each component considering various cases of ventilation.

Key words: Acoustic synthesis, aero-acoustics, sound quality, HVAC, virtual prototyping.

TABLE DES MATIÈRES

INTRODUCTION GENERALE.....	1
CHAPITRE I.....	3
MODULE DE VENTILATION AUTOMOBILE : FONCTIONNEMENT ET MODELE DE SYNTHESE ACOUSTIQUE.....	3
1 Introduction.....	3
2 Le module de ventilation automobile.....	4
2.1 Fonctionnement aéraulique.....	4
2.1.1 Structures d'un module de ventilation.....	4
2.1.2 Configurations de ventilation.....	5
2.1.3 Réseau d'un module de ventilation.....	6
2.2 Fonctionnement acoustique.....	8
2.2.1 Génération et propagation acoustique.....	8
2.2.2 Bruit d'un module de ventilation.....	10
2.3 Évaluation de la qualité sonore.....	16
2.3.1 Descripteurs psycho-acoustiques.....	16
2.3.2 Méthodologie.....	17
2.3.3 Objectivation de la qualité sonore d'un module de ventilation.....	18
3 La synthèse acoustique.....	20
3.1 Présentation de la synthèse acoustique.....	20
3.1.1 Processus.....	20
3.1.2 Approches de synthèse acoustique.....	22
3.2 Modèle de synthèse acoustique choisi.....	26
3.2.1 Exigences.....	26
3.2.2 Approche adoptée.....	27
3.2.3 Données disponibles.....	34
4 Conclusion.....	38
CHAPITRE II.....	39
COMPORTEMENT AERO-ACOUSTIQUE DES COMPOSANTS D'UN MODULE DE VENTILATION AUTOMOBILE.....	39
1 Introduction.....	39
2 Le Ventilateur.....	40

2.1	Comportement aéraulique d'un ventilateur.....	40
2.2	Comportement acoustique d'un ventilateur	42
2.2.1	Zones de fonctionnement et comportement acoustique.....	42
2.2.2	Phénomènes de génération du bruit	43
2.2.3	Terme de source d'un ventilateur.....	44
2.2.4	Lois de similitudes du terme de source du ventilateur.....	46
3	Les volets.....	53
3.1	Effets d'interaction entre les volets et le ventilateur.....	53
3.1.1	Variation de l'angle d'ouverture d'un volet de mixage ou de distribution.....	53
3.1.2	Position du volet de recirculation.....	57
3.2	Détermination du terme de source d'un volet	58
3.2.1	Etat de l'art.....	58
3.2.2	Application des travaux de Nelson et Morphey	61
3.3	Perte par transmission.....	68
4	L'échangeur thermique	70
4.1	Comportement acoustique d'un échangeur.....	70
4.1.1	Caractérisation par le calcul.....	70
4.1.2	Caractérisation par la mesure.....	71
4.2	Influence du profil de l'écoulement incident.....	73
5	Conclusion	76
CHAPITRE III.....		77
DEVELOPPEMENT D'UNE METHODE D'INTEGRATION DES COMPOSANTS DANS UN MODULE DE VENTILATION AUTOMOBILE		77
1	Introduction.....	77
2	Présentation de la méthode d'intégration	79
2.1	Principe de la méthode d'intégration	79
2.2	Ecriture des formulations faibles	81
2.2.1	Cas d'un écoulement nul	82
2.2.2	Cas d'un écoulement non nul.....	83
2.3	Influence de l'écoulement sur la propagation acoustique.....	86
2.3.1	Modélisation de l'écoulement	86
2.3.2	Modélisation aéro-acoustique.....	87
2.4	Modélisation d'une terminaison anéchoïque	88

3	Intégration des composants immobiles.....	90
3.1	Obtention de la force volumique	90
3.1.1	Développement analytique	90
3.1.2	Hypothèse de compacité.....	92
3.2	Transposition acoustique dans une cavité quelconque	92
3.2.1	Fonction de transfert de la cavité	92
3.2.2	Validation.....	93
4	Intégration du ventilateur	94
4.1	Configuration de la maquette pour les essais de référence	94
4.2	Structure de la force volumique.....	97
4.3	Calculs de propagation d'une force volumique unitaire.....	98
4.3.1	Bancs de mesure (étape 1b)	99
4.3.2	Maquette (étape 2b).....	101
4.4	Application de la méthode d'intégration à l'aide de la mesure de la puissance acoustique en aval du ventilateur issue du banc Valeo	102
4.4.1	Première prédiction	102
4.4.2	Amélioration du calcul de prédiction	104
4.5	Amélioration de la méthode d'intégration à l'aide de la mesure de la puissance acoustique en aval et en amont du ventilateur issue du banc UTC....	109
4.5.1	Influence de l'orientation de la force volumique.....	109
4.5.2	Ajout d'une impédance sur la surface des pales.....	110
4.6	Synthèse et perspectives	111
5	Conclusion	113
CHAPITRE IV		115
SYNTHESE ACOUSTIQUE D'UN MODULE DE VENTILATION SIMPLIFIE		115
1	Introduction.....	115
2	Prédiction du bruit produit par la maquette Cesam.....	116
2.1	Mise en place de la synthèse acoustique.....	116
2.2	Création d'un outil de synthèse acoustique dédié à la maquette Cesam.....	117
3	Confrontation essai-calcul	120
4	Analyse du bruit produit par la maquette Cesam.....	123
4.1	Ventilateur fournissant le même débit pour différents angles du volet.....	123
4.2	Ventilateur à iso-vitesse de rotation pour différents angles du volet	125
4.3	Qualité sonore.....	127

5	Conclusion	128
	CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES.....	129
	REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	132
	ANNEXE A	138
	GUIDE D'UTILISATION DE L'OUTIL DE PROTOTYPAGE VIRTUEL	138
1	Introduction.....	138
2	Lancement de l'outil de prototypage virtuel.....	139
3	Création d'un nouveau projet.....	139
3.1	Conception et mode de fonctionnement du module de ventilation	140
3.2	Paramétrage des composants pour la synthèse acoustique.....	140
3.2.1	Ventilateur	141
3.2.2	Echangeur.....	142
3.2.3	Volet.....	142
3.3	Lancement du calcul de la synthèse acoustique	143
3.4	Post-traitements	144
3.4.1	Visualisation des spectres des termes de source et de perte par transmission.....	145
3.4.2	Ecoute des spectres.....	145
4	Chargement d'un projet existant.....	145
5	Comparateur de projet	146
5.1	Sélection des projets à comparer	146
5.2	Module de comparaison	146
	ANNEXE B	147
	APPLICATION DE LA NORME ISO-3744 : DISPOSITIF EXPERIMENTAL ET CALCUL DE LA PUISSANCE ACOUSTIQUE.....	147

NOTATIONS ET SYMBOLES

Domaine aéraulique :

- Q : débit (m^3/s),
- Δp : pression (ventilateur) ou perte de charge (obstacles immobiles) (Pa),
- μ : coefficient de pression du ventilateur,
- δ : coefficient de débit du ventilateur,
- M ou *Mach* : nombre de Mach,
- U : vitesse de l'écoulement (m/s),
- St : nombre de Strouhal,
- $K(St)$: coefficient caractéristique d'un obstacle (dB),
- C_f : coefficient de perte de charge d'un module ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-7}$),
- C_l : coefficient de perte de charge intrinsèque d'un obstacle,
- σ : rapport d'ouverture d'un obstacle,
- N : vitesse de rotation du ventilateur (rpm).

Domaine acoustique :

- p : variation de pression (Pa),
- u_i : variation de vitesse particulaire (m/s),
- ρ : variation de masse volumique ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$),
- φ : variation du potentiel de vitesse particulaire,
- \bar{u}_i : variation de l'écoulement du fluide (m/s),
- W : variation de puissance acoustique (W),
- Z : variation d'impédance (rayl),
- ρ_0 : masse volumique du fluide ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$),
- c_0 : célérité des ondes dans un fluide (m/s),
- γ : terme de force représentatif de la source acoustique d'un composant (N),
- γ' : terme de force secondaire (N),
- L_p : niveau de pression acoustique (dB),
- L_W : niveau de puissance acoustique (dB),
- k : nombre d'onde (m^{-1}),
- ω : pulsation (rad/s),
- f : fréquence (Hz).

INTRODUCTION GENERALE

Dans le domaine automobile, l'évolution des motorisations thermiques et l'émergence des véhicules hybrides ou électriques ont transformé le paysage sonore dans l'habitacle. La réduction du niveau de bruit des moteurs a provoqué l'émergence de la contribution acoustique des équipements automobiles. La problématique acoustique du module de ventilation automobile apparaît comme cruciale car son interaction avec le passager est importante. Le besoin de pouvoir prévoir dès la phase de conception la qualité acoustique de ce module devient prépondérant dans le but d'éviter l'insatisfaction des utilisateurs et de coûteuses campagnes de rappel. Le projet Cevas (Conception d'Équipement de Ventilation à Air Silencieux) participe au développement d'outils de prédiction acoustique du module de ventilation automobile en étudiant le comportement aéro-acoustique de ses composants. Cinq partenaires industriels et académiques (UTC, ESI Group, Genesis, Cetim et Valeo) participent à ce projet dont l'un des livrables finals est la construction par le Cetim d'un outil de prototypage acoustique virtuel destiné à Valeo, maître d'œuvre.

La synthèse acoustique est une méthode de caractérisation pertinente pour anticiper le niveau de bruit d'un système mécanique. Le module de ventilation est divisé en sous-structures identifiées comme sources sonores et/ou voies de transfert. Le composant principal d'un module de ventilation est le ventilateur, chargé de délivrer l'écoulement d'air souhaité. Un assemblage d'échangeurs thermiques et de volets permet de projeter l'air dans l'habitacle à l'endroit et à la température souhaités. Ces trois composants et leurs interactions doivent être étudiés afin de pouvoir effectuer la synthèse acoustique d'un module de ventilation automobile. Le résultat du calcul de synthèse est un niveau de puissance acoustique dont la synthétisation sonore et l'usage de lois d'acceptation permettent de donner un aperçu de la qualité sonore.

La caractérisation aéro-acoustique des trois composants (ventilateur, échangeur thermique et volet) présentés est effectuée à l'aide de données expérimentales. Chaque composant est représenté par un terme de source sonore et un terme de perte par transmission. La construction d'une loi originale, inspirée de la loi ASHRAE, a été nécessaire afin de prédire le niveau de puissance du ventilateur pour n'importe quel point de fonctionnement. La méthode empirique de Nelson et Morphey a été appliquée pour le cas du volet. Son emploi pour des ouvertures réduites du volet a été discuté. L'interaction entre le volet et le ventilateur a aussi été étudiée. L'étude des termes de source et de perte de transmission de l'échangeur thermique a montré que sa participation acoustique est faible et dépend fortement de l'amplitude de la vitesse de l'écoulement incident.

La dernière étape de la synthèse acoustique a été de développer une méthode originale permettant de transposer le terme de source des composants d'un

environnement acoustique normalisé à un environnement représentatif de la cavité des modules de ventilation automobile. La mise en place de cette méthode a nécessité plusieurs travaux préparatoires afin de modéliser le terme de source, le localiser et d'étudier l'influence de l'écoulement. L'application de la méthode à des composants simples comme le volet ou l'échangeur thermique est encourageante mais des travaux complémentaires sont envisagés. Les résultats de l'application de la méthode à un composant complexe tel que le ventilateur sont moins satisfaisants. Plusieurs travaux d'amélioration, dont la complexité est incrémentale, apportent des améliorations dont la qualité et la pertinence sont discutés.

Enfin, l'ensemble des travaux présentés est intégré dans un outil de prototypage virtuel de la synthèse acoustique d'une maquette simplifiée de ventilation. Les niveaux acoustiques prédits sont confrontés à des mesures sur un module de ventilation simplifié. Deux cas d'analyse (à iso-débit et iso-vitesse de rotation) sont présentés. Les situations provoquant une augmentation du niveau de bruit du module ou une augmentation de la contribution d'un composant sur le niveau sont étudiées.

CHAPITRE I

MODULE DE VENTILATION AUTOMOBILE : FONCTIONNEMENT ET MODELE DE SYNTHESE ACOUSTIQUE

1 Introduction

Le bruit produit par un module de ventilation fait partie des problématiques qui sont encore difficilement appréhendables dès la phase de conception. Plusieurs études expérimentales [1, 2, 3] ont montré l'importance des phénomènes aéro-acoustiques dans le bruit du module de ventilation. Elles ont aussi permis d'identifier les composants responsables du bruit produit et même de les hiérarchiser. Elles ont utilisé des résultats empiriques pour fournir des équations de prédiction du niveau de bruit global [2]. Des méthodes numériques, basées sur des calculs de dynamique des fluides puis de propagation acoustique, sont aussi explorées. Les moyens numériques et la complexité des phénomènes aéro-acoustiques rendent leur application dans le milieu industriel encore très coûteuses et incertaines [4].

La méthode de synthèse acoustique permet de lier les choix de conception d'un module de ventilation à sa situation acoustique prédite. En utilisant l'ensemble des moyens techniques disponibles, la synthèse acoustique permet de caractériser les composants identifiés comme responsables du bruit produit pour des choix de conception et de fonctionnement donnés. Aussi, l'approche de la synthèse acoustique nécessite de représenter le comportement aéro-acoustique (sources sonores, fonction de transfert) de chaque composant à l'aide de paramètres de conception consacrés. Un outil de conception acoustique est construit afin de permettre un prototypage virtuel d'un module de ventilation.

Plusieurs approches de synthèse acoustique sont possibles [5] ; chacune d'entre elles a ses avantages (précision, rapidité de calcul) et ses défauts (hypothèses, mise en place des protocoles de caractérisation). Le choix de l'approche est contraint par les données d'entrée et de sortie du modèle de synthèse acoustique et par les objectifs de cette dernière.

Pour cette étude, la synthèse acoustique doit permettre de fournir une prédiction de la situation acoustique sous forme de spectres et de sons permettant de hiérarchiser les sources sonores et les fonctions de transfert ainsi que d'avoir une estimation de la qualité sonore du bruit prédit. L'approche choisie est présentée et justifiée en se basant sur l'état de l'art des modules de ventilation et de la synthèse acoustique.

2 Le module de ventilation automobile

Un module de ventilation automobile s'insère entre le moteur et la planche de bord d'un véhicule et, comme son nom l'indique, assure la ventilation et la climatisation de l'habitacle, très importantes pour des questions thermiques et d'humidité. La participation acoustique de cet organe automobile est devenue importante avec les améliorations acoustiques des motoristes et l'émergence des automobiles hybrides ou électriques. De plus, les moteurs électriques ont poussé à la conception de nouveaux systèmes de ventilation pour refroidir la batterie du moteur. Ainsi, de nos jours, deux types de modules de ventilation peuvent participer au niveau acoustique total d'une automobile.

Le Système de Climatisation Automobile (SCA) est l'organe historique de ventilation, chargé de tempérer et de renouveler l'air présent dans l'habitacle. Le niveau sonore de ce système a vu son importance augmenter avec la popularisation de la climatisation, l'amélioration des moteurs à énergie fossile et avec l'émergence des motorisations hybrides ou électriques.

Le Système de Refroidissement de Batterie (SRB) permet de contrôler la charge d'une batterie d'un moteur électrique et doit être à un point de fonctionnement précis. Un système de contrôle de la température de la batterie assure une recharge dans les meilleures conditions. Des systèmes par contact ou par ventilation sont proposés pour remplir la fonction de refroidissement (et d'échauffement) de batterie. D'un point de vue fonctionnel, un SRB est une version simplifiée de SCA.

2.1 Fonctionnement aéraulique

2.1.1 Structures d'un module de ventilation

Un module de ventilation est décomposé en quatre structures qui sont dédiées à des fonctions précises et qui sont présentées sur la Figure 1-1 :

- Le bloc d'admission d'air se charge de faire entrer l'air dans le module.
- Le bloc pulseur – ou bloc ventilateur – a pour objectif de délivrer un écoulement d'air à un point de fonctionnement correspondant à un régime de ventilation.
- Le bloc thermique régule la température de l'air, condense l'humidité contenue dans cet air et filtre les particules.
- Le bloc de distribution délivre l'air refroidi (ou réchauffé) selon le choix du conducteur.

Ces blocs sont toujours agencés dans l'ordre admission-ventilateur-thermique-distribution, mais les constructeurs peuvent imposer une répartition différente en fonction de la conduite, de la place disponible et des codes de conception personnels.

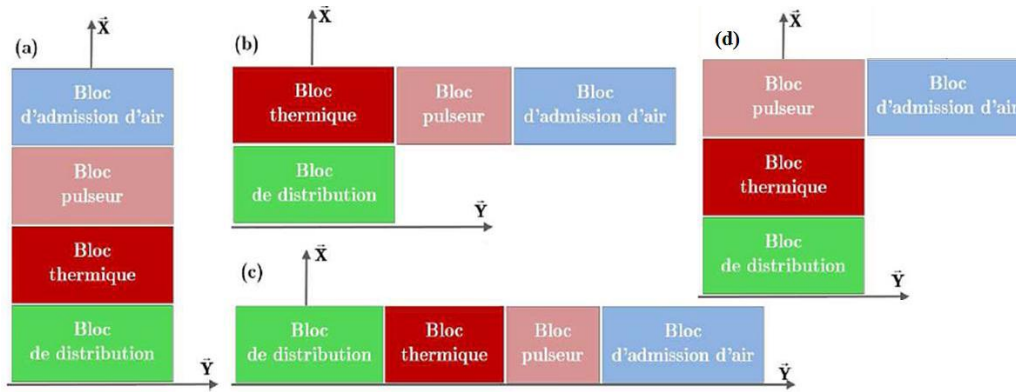


Figure 1-1: Agencement du module de ventilation : a) centré, b) et d) semi-centré, c) latéral (document Valeo)

La Figure 1-2 présente le fonctionnement d'un module de ventilation assemblé. Le bloc d'admission est composé de volets donnant la possibilité à l'utilisateur de choisir l'origine de l'air admis. Un jeu de volets de recyclage, appelé aussi recirculation, fait que le module de ventilation aspire l'air soit de l'intérieur (recyclage) soit de l'extérieur. Le bloc ventilateur est composé d'un ventilateur centrifuge à action et de son stator (ou volute).

Dans le bloc thermique, l'humidité de l'air est condensée. L'air est refroidi puis chauffé en fonction de la température souhaitée par le conducteur. Un jeu de volets de mixage se charge de séparer le flux de l'air froid en deux parties : l'une sera conservée telle qu'elle, l'autre sera réchauffée pour que le flux d'air soit à bonne température une fois reformé.

Le bloc de distribution, composé des volets de dégivrage (pare-brise), d'aération (partie supérieure du conducteur) et d'aération des pieds (partie inférieure du conducteur), est ensuite positionné pour que le flux d'air soit correctement acheminé.

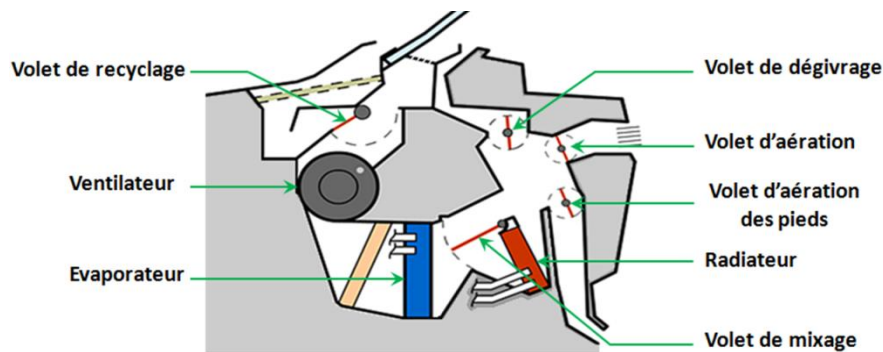


Figure 1-2: Schéma d'un module de ventilation (document Valeo)

2.1.2 Configurations de ventilation

Plusieurs configurations de ventilation sont à prendre en compte dans la caractérisation acoustique d'un appareil de ventilation. Ces configurations de ventilation correspondent à des modes de ventilation purs ou mixtes. Les modes purs correspondent aux cas où l'air sort d'une seule grille de la planche de bord (HDF, HFF,

CVAF, CVAR) tandis que les modes mixtes sont la combinaison de plusieurs modes purs.

Le mode de ventilation HDF (Hot Defrost Fresh) correspond au dégivrage avec de l'air chaud et asséché par l'évaporateur qui est projeté sur le pare-brise. Très souvent, le dégivrage est associé à un débit important. L'air provient de l'extérieur du véhicule.

Le mode de ventilation HFF (Hot Feet Fresh) correspond à celui utilisé lorsque le conducteur désire réchauffer l'habitacle. Comme son nom l'indique, l'air est projeté vers le sol du véhicule, au niveau des pieds du conducteur. L'air provient de l'extérieur du véhicule.

Le mode CVAF (Cold Vent Air Fresh) est lié à la volonté du conducteur d'abaisser la température de l'habitacle. L'air, refroidi par l'évaporateur, est projeté sur le conducteur par les grilles situées à hauteur du volant afin de réduire significativement la température ressentie par l'utilisateur. L'air provient de l'extérieur du véhicule.

Le mode CVAR (Cold Vent Air Recycled) remplit la même fonction que précédemment, mais l'air provient de l'intérieur du véhicule. Ce mode permet d'augmenter l'efficacité de la climatisation, car l'air aspiré a déjà été rafraîchi.

Dans la réalité, lorsqu'un mode pur de ventilation est activé, cela ne veut pas forcément dire que l'air s'échappe exclusivement vers les grilles d'aération correspondantes. Très souvent, la ventilation automobile est répartie sur les trois principales grilles d'aérations (voir Figure 1-3) quel que soit le mode (pur ou mixte) choisi pour des raisons thermiques et d'humidité principalement.



Figure 1-3: Répartition des flux d'air en HFF (gauche) et CVA (droite) [6]

2.1.3 Réseau d'un module de ventilation

Le module de ventilation s'inscrit dans un réseau de distribution complet qui est présenté en Figure 1-4. A un débit donné, le ventilateur doit fournir une pression totale suffisante pour que la somme des pertes de charge du module de ventilation, des conduits de la planche de bord et du système d'extraction de l'air soit compensée. De plus, les pertes de charge liées au module et à la planche de bord sont variables suivant le mode de ventilation. Par conséquent, les équipementiers construisent des ventilateurs ayant des courbes de fonctionnement tenant compte des différents modes de ventilation.

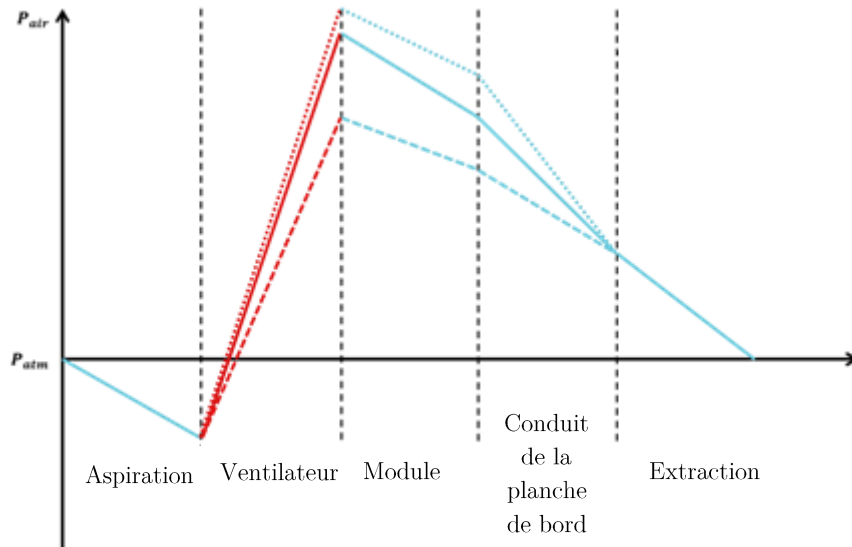


Figure 1-4 : Schéma de répartition des pertes de charge à travers le véhicule

Les courbes caractéristiques en coordonnées réduites permettent de déterminer le point de fonctionnement d'un ventilateur pour plusieurs vitesses de rotation. Les coordonnées réduites reposent sur deux coefficients adimensionnels μ et δ , respectivement appelés coefficients de pression et de débit :

$$\mu = \frac{\Delta p}{\rho_0 \pi D N^2}, \quad (1.1)$$

$$\delta = \frac{Q}{\pi D^2 N h}, \quad (1.2)$$

où (Unités SI) :

- Δp : pression du ventilateur ou perte de charge des conduits,
- Q : débit du ventilateur au point de fonctionnement,
- N : vitesse de rotation du ventilateur,
- D : diamètre du ventilateur,
- h : hauteur des pales du ventilateur,
- ρ_0 : masse volumique de l'air à la température de fonctionnement.

Le fonctionnement du ventilateur est alors traduit par une seule courbe réduite $\mu = f_\mu(\delta)$ (voir Figure 1-5). Un réseau unique de courbes en coordonnées réduites est obtenu pour chaque configuration de ventilation car les pertes de charge du circuit peuvent être considérées comme proportionnelles au carré du débit d'air [7].

Les points de fonctionnement du ventilateur (δ, μ) correspondent aux croisements de la courbe caractéristique du ventilateur avec celles des différentes configurations de ventilation (HFF, HDF, CVAF sur la Figure 1-5).

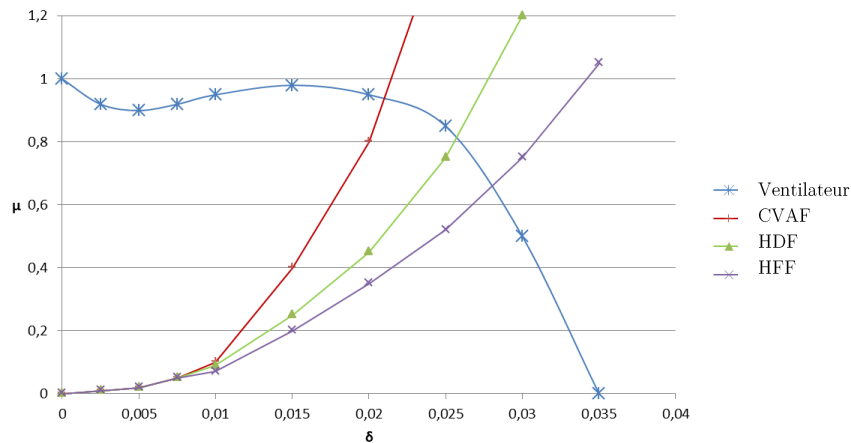


Figure 1-5 : Exemple de courbes caractéristiques en coordonnées réduite de différents circuits de distribution et du ventilateur

2.2 Fonctionnement acoustique

2.2.1 Génération et propagation acoustique

La Figure 1-6 représente les mécanismes de génération et de propagation du bruit au sein d'un module de ventilation. Le bruit d'un module de ventilation est issu de deux origines principales : aéro-acoustique et vibro-acoustique. Le bruit d'origine aéro-acoustique est produit par le ventilateur et l'interaction de l'écoulement avec des obstacles comme les échangeurs et les volets. Le bruit d'origine vibro-acoustique est issu du moteur du ventilateur qui, par transparence ou par propagation à travers la structure ou les composants du module, participe au bruit total. Sous l'effet de l'écoulement, les composants du module peuvent devenir aussi des sources vibratoires secondaires. Les voies de transfert identifiées sont principalement les cavités d'air du module pour les sources aéro-acoustiques et la structure du module de ventilation pour les sources vibratoires.

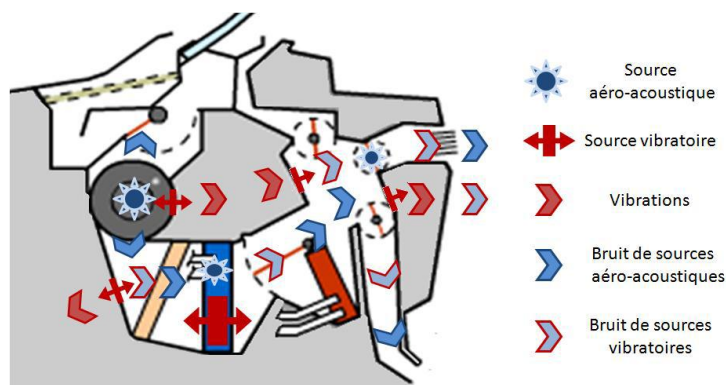


Figure 1-6 : Génération et propagation du bruit dans un module de ventilation (document Valeo)

La contribution du bruit d'origine vibratoire a été étudiée par le Cetim en estimant son influence sur le bruit total. Un calcul de propagation vibro-acoustique est effectué en se basant sur une excitation vibratoire mesurée sur un module en fonctionnement. Les forces radiales et tangentielles produites par le moteur ont été injectées dans un

modèle éléments finis pour calculer les accélérations des parois du module. A l'aide d'un couplage fluide-structure, le rayonnement acoustique de ce champ vibratoire est calculé aux mêmes points que les microphones placés lors des essais. La Figure 1-7 représente le niveau de pression acoustique total de l'unité de ventilation, mesuré quand le ventilateur est en marche, et ceux calculés à partir des forces radiales et tangentielles induites par le moteur. Elle montre que la part de la composante vibratoire sur le comportement acoustique n'est significative que pour quelques fréquences de résonance particulières.

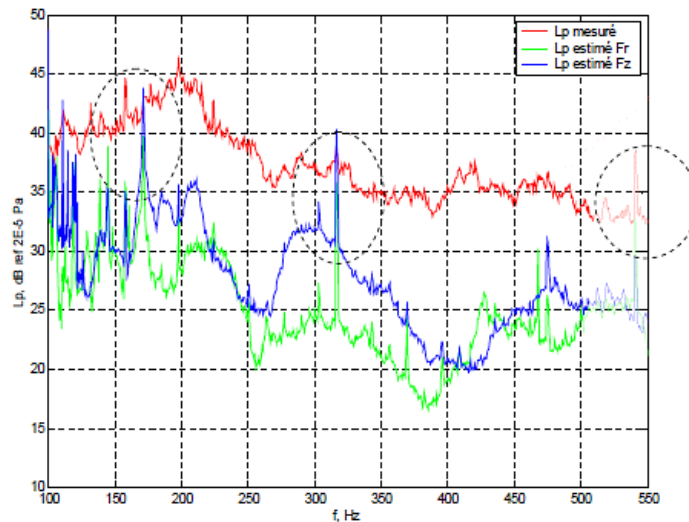


Figure 1-7 : Niveau de pression acoustique mesuré comparé aux estimations des niveaux de pressions calculés à partir de la force radiale Fr et de la force tangentielle Fz (document Cetim)

Les moyens de réduction du bruit d'un module de ventilation sont principalement axés sur le traitement des sources aéro-acoustiques [1] si on néglige les effets aéro-acoustiques d'interaction entre les sources. Le meilleur moyen est de réduire les pertes de charge du module afin de diminuer le bruit du ventilateur à iso-débit. Ensuite, il est conseillé d'optimiser la géométrie des conduits pour réduire les zones de forte turbulence qui sont à l'origine du bruit aéro-acoustique. La réduction des voies de transfert aériennes par le traitement des conduits et des voies de transfert vibratoires par l'amortissement de la structure est le dernier moyen d'optimisation identifié.

Le bruit d'origine électromagnétique existe aussi avec la présence du moteur du ventilateur [3]. Ce bruit de raies est majoritairement lié à la variation des forces engendrées par la fluctuation du champ électromagnétique. Cette origine du bruit est supposée négligeable par la suite même si on constate que le bruit du moteur peut parfois être prédominant à très faible vitesse de rotation (cas qui ne correspond pas à un fonctionnement usuel).

Dans un premier temps, il est donc choisi de ne s'intéresser qu'au bruit aéro-acoustique et de considérer le ventilateur, les échangeurs thermiques et les volets comme composants responsables du bruit produit par le module de ventilation.

2.2.2 Bruit d'un module de ventilation

La prédiction du niveau sonore d'un module de ventilation reste principalement basée sur des études expérimentales. Des outils numériques, basés sur des développements théoriques, offrent un large choix de méthodes de calcul dont le compromis entre la précision et le coût reste incontournable. Une première synthèse acoustique d'un module de ventilation a été développée et représente une référence intéressante pour la prédiction du niveau de bruit d'un module.

2.2.2.1 Etudes expérimentales

On trouve dans la littérature beaucoup de publications traitant de la prédiction du bruit de ventilation. Les modèles semi-empiriques sont fréquemment utilisés par les industriels et sont généralement des fonctions algébriques simples qui relient les performances aérauliques et/ou les paramètres géométriques des sources au niveau de bruit. Une première approche empirique [2] a permis de proposer une quantification du niveau de puissance global produit par un module de ventilation :

$$L_W \approx Q \cdot \Delta p^2 . \quad (1.3)$$

avec L_W en dB.

Warner [8] utilise un modèle pour calculer le niveau de pression d'un module de ventilation à partir du débit fourni par le ventilateur. La Figure 1-8 montre une bonne corrélation entre les valeurs mesurées et prédites quel que soit le mode de fonctionnement.

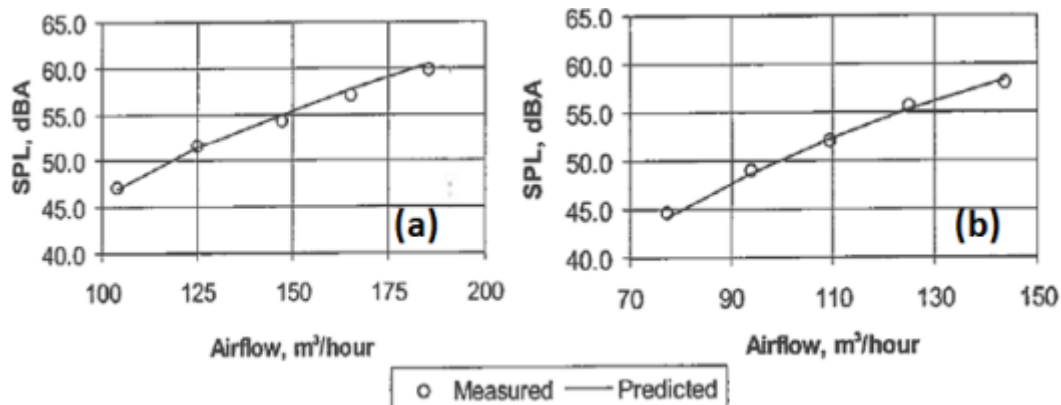


Figure 1-8 : Comparaison des niveaux de pression globaux prédits et mesurés (CVAF, gauche ; HDF, droite)

Naji et Ailloud [2] écrivent que la puissance W acoustique globale d'une unité de ventilation est proportionnelle au débit Q et à la résistance R du module de ventilation (définition interne Valeo) :

$$W \approx Q^5 \cdot R^2 . \quad (1.4)$$

Par homothétie, à partir d'une caractéristique aéro-acoustique (L_{W1}, Q_1, R_1) le niveau de puissance d'un module de ventilation à une autre caractéristique (L_{W2}, Q_2, R_2) peut être calculé :

$$L_{W2} = L_{W1} + 50 \cdot \log_{10} \left(\frac{Q_2}{Q_1} \right) + 20 \cdot \log_{10} \left(\frac{R_2}{R_1} \right) . \quad (1.5)$$

2.2.2.2 Etudes numériques

2.2.2.2.1 Aspects théoriques de l'aéro-acoustique

Les premiers travaux concernant la propagation sonore due à un écoulement d'un fluide ont été présentés par Lighthill [9]. Ensuite, Curle [10] a considéré un écoulement fluide en présence d'un solide. Enfin, Ffowcs-Williams et Hawkings [11] ont amélioré ces travaux en prenant en compte un écoulement fluide en présence d'un solide en mouvement. A partir des équations de propagation dans un milieu uniforme (issues des travaux d'Euler), ils ont établi les formulations de propagation acoustique dans un milieu continu lorsque les sources sonores peuvent être assimilées à des sources simples (monopolaire, dipolaire et quadripolaire).

Le bruit monopolaire engendre un bruit de raies lié à la variation de débit du fluide. Cependant, dans la majorité des cas d'utilisation, le bruit monopolaire est largement minoritaire sur le spectre de raies mesuré [3]. Le bruit quadripolaire est lié à un régime de turbulence élevée (et donc des vitesses d'écoulement élevées) de l'écoulement. Ce phénomène ne se produit donc jamais dans le cas d'un fonctionnement usuel du module de ventilation. Finalement, seul le bruit dipolaire lié aux fluctuations des forces aérodynamiques contribue de façon dominante au spectre de raies et au spectre large bande d'un module de ventilation.

2.2.2.2.2 Démarche d'un calcul aéro-acoustique

Dans le cas de travaux numériques, le couplage de calculs CFD (Computational Fluid Dynamic) avec propagation acoustique est maintenant proposé par de nombreux logiciels. En utilisant les calculs de CFD basés sur les équations de Navier Stokes pour déterminer les termes de source acoustique du tenseur de Lighthill et en propageant ces termes grâce aux équations d'Euler généralisées, le comportement acoustique est maintenant mieux estimé que par le passé. Le calcul de dynamique des fluides implique une densité de maille très élevée étant données la taille des composants et leurs célérités (un ventilateur d'un module de ventilation peut tourner jusqu'à 6 000 tours/min). Un exemple de pale maillée est présenté en Figure 1-9.

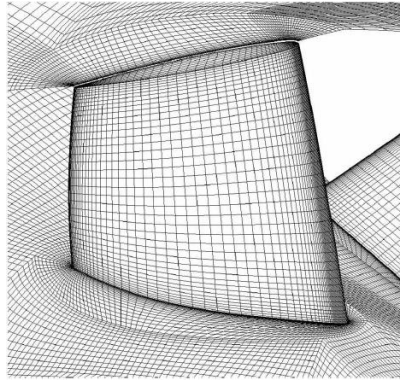


Figure 1-9 : Exemple de détail illustrant la taille du maillage d'un raccord mécanique situé entre la pale et le moyeu [12]

Les calculs CFD sont effectués dans le domaine temporel. Il est donc nécessaire d'effectuer une transformée de Fourier afin d'obtenir un spectre de forces ou de vitesse dans le domaine fréquentiel. Différents calculs CFD sont possibles suivant la richesse souhaitée du modèle de turbulence et la qualité du calcul temporel [13].

2.2.2.2.3 Etat de l'art des travaux numériques

Dans le cas d'un écoulement stationnaire et incompressible, le calcul RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes) permet de considérer un modèle de turbulence moyenné dans le temps. Les modèles de turbulences peuvent être liés à l'énergie cinétique turbulente et au taux de dissipation de la turbulence. Les fluctuations de pression générées par l'écoulement d'air à travers le ventilateur et le circuit d'un module de ventilation ont permis d'estimer le niveau de pression acoustique associé. Le calcul du bruit rayonné par une approche utilisant les équations de Ffowcs-Williams et Hawkings [11] présente des résultats cohérents par rapport aux mesures dans le cas du ventilateur seul. Dès que les conduits et l'ensemble d'un module est ajouté, les résultats divergent cependant fortement de la réalité [14].

Dans le cas d'un écoulement instationnaire, les calculs U-RANS (Unsteady RANS) et LES (Large Eddy Simulation) sont utilisés afin d'obtenir le comportement du fluide autour de la pale du ventilateur. Ayar [4] a utilisé un calcul LES pour déterminer les grandeurs aérauliques qui sont les données d'entrée d'un calcul par éléments de frontière pour déterminer les niveaux acoustiques d'un module de ventilation. Cette étude a consisté à partitionner le système en trois parties distinctes qui sont la grille de sortie, le module de ventilation et un conduit tubulaire de propagation. Les résultats ont présenté une bonne corrélation avec les mesures (voir Figure 1-10).

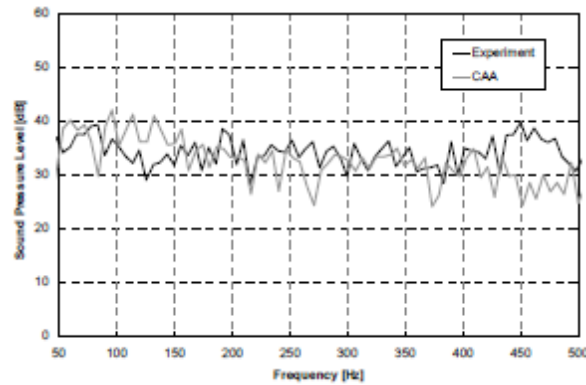


Figure 1-10 : Comparaison essai-calcul du niveau de pression en sortie du module de ventilation [4]

Cependant, la simulation U-RANS produit typiquement un résultat artificiellement périodique et donc inconsistant (voir Figure 1-11). Finalement, le calcul LES est le minimum nécessaire pour restituer les comportements physiques en concession d'un modèle lourd et de temps de calculs sensiblement plus élevés. Des modèles intermédiaires, tels que DES (Detached Eddy Simulation) ou SAS (Scale Adaptive Simulation), sont utilisés afin de réduire la lourdeur du modèle et le temps de calcul.

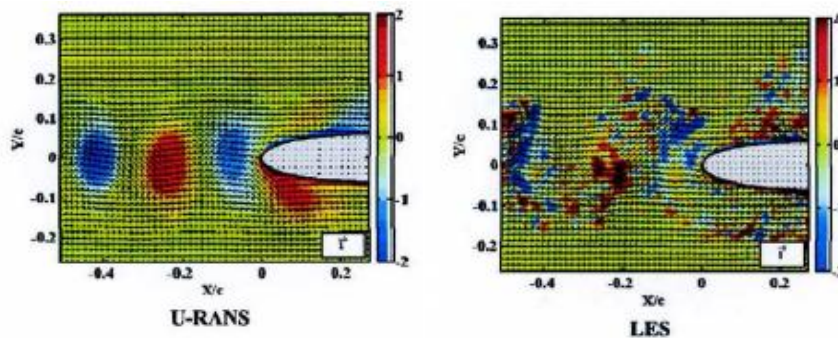


Figure 1-11 : Modélisation de la vitesse du fluide (en m/s) au niveau du bord d'attaque d'une pale de ventilateur [15]

Le calcul DNS (Direct Numerical Simulation) est un calcul CFD complet où toutes les tailles de turbulence sont intégrées, de la plus petite des échelles dissipatives (échelles de Kolmogorov [16]) à l'échelle intégrale. Ce calcul permet de fournir le comportement exact du fluide au niveau de la pale du ventilateur, mais n'est absolument pas accessible avec les capacités de calcul des machines actuelles. Aucune référence bibliographique concernant la détermination du niveau sonore d'un module de ventilation n'a été trouvée.

Une autre méthode de calcul, basée sur les équations de Lattice Boltzmann, permet d'effectuer le calcul chaîné (CFD puis propagation acoustique) en une seule fois. Cette méthode calcule le mouvement d'une particule fluide dans le voisinage d'un obstacle mobile ou en mouvement. La composante acoustique et hydraulique de la pression présente seulement en champ proche est ainsi calculée en tout point. En champ lointain, la pression acoustique est obtenue après avoir effectué la transformée de Fourier du signal temporel de pression. Cependant, comme illustré sur la Figure 1-12, le maillage nécessaire pour effectuer le calcul doit être extrêmement raffiné aux

alentours des éléments mobiles [17]. Le pas de temps, de l'ordre de la microseconde, est proche de ceux utilisés lors des calculs CFD de type LES ou DNS.

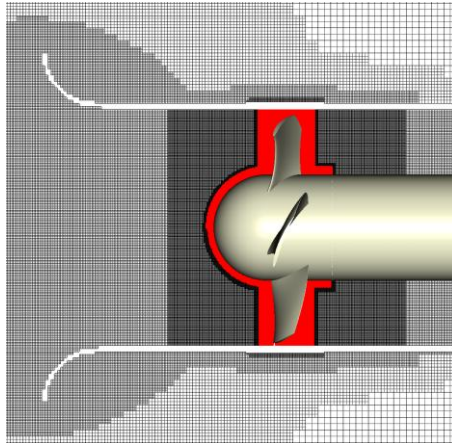


Figure 1-12 : Maillage autour d'un ventilateur axial [17]

La démocratisation des ressources numériques pousse ainsi au développement de logiciels dédiés à un calcul complet ou chaînés. L'investissement matériel peut rester très important dans le cas des calculs les plus enrichis (DNS, LES, Lattice Boltzmann) car plusieurs centaines de processeurs et une capacité élevée de mémoire tampon sont nécessaires [18].

2.2.2.3 Etude par synthèse acoustique

Lors du projet Cesam [7], le Cetim a présenté un modèle de synthèse acoustique d'un module de ventilation en s'appuyant sur une maquette simplifiée (voir Figure 1-13). La maquette est composée d'une entrée d'air, d'un ventilateur, d'un coude, d'un filtre, d'un échangeur thermique, d'un second coude et enfin d'un conduit dans lequel se trouvent deux volets. Cette maquette permet une première approche pour l'estimation du niveau sonore produit.

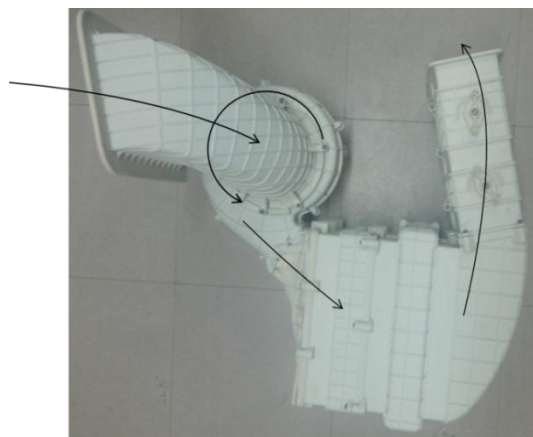


Figure 1-13 : Maquette support du projet Cesam et chemin parcouru par l'air (flèches noires)

La prédiction du niveau sonore du ventilateur a été effectuée à l'aide de lois empiriques basées sur une homothétie des ventilateurs et des conduits. Les fonctions de transfert des volets, de l'échangeur thermique et des conduits ont été caractérisées par une perte par transmission (transmission loss) déterminée expérimentalement. Les

termes de source du ventilateur, de l'échangeur et des volets ont été modélisés par des lois empiriques de comportement acoustique.

La synthèse a permis une bonne prédiction du niveau de bruit de la maquette (voir Figure 1-14) et de montrer l'influence de la position des volets sur le niveau de puissance global (voir Figure 1-15).

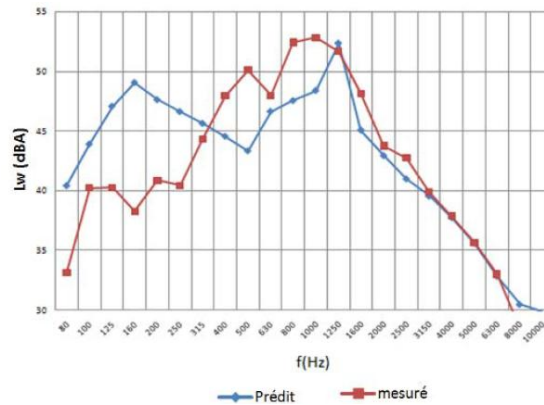


Figure 1-14 : Niveau de puissance d'un bruit de bouche prédit et mesuré sur la maquette Cesam [7]

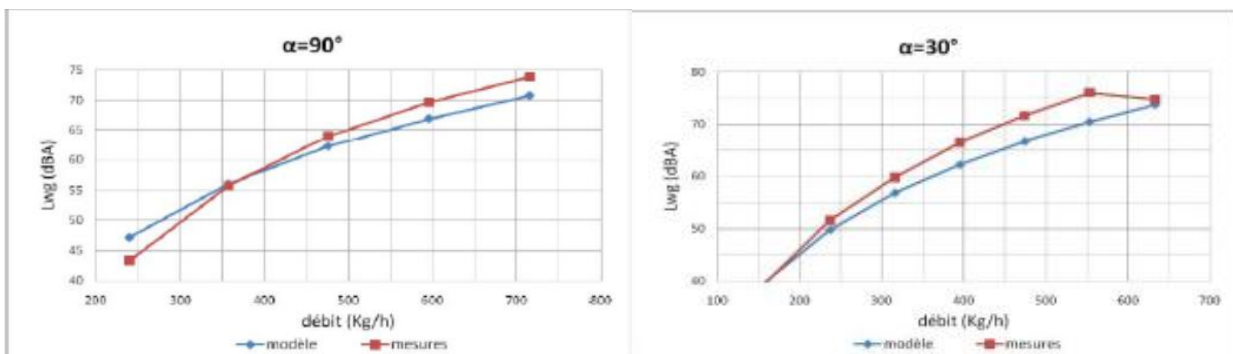


Figure 1-15 : Niveaux de puissance globaux en sortie de la maquette Cesam pour un volet ouvert (90°, gauche) et fermé (30°, droite) en fonction du débit [7]

De plus, grâce au modèle de synthèse, il a été possible d'étudier la contribution acoustique des composants en fonction de la vitesse de rotation N du ventilateur et l'angle d'ouverture α du volet (voir Figure 1-16). Le ventilateur est globalement la source sonore majeure du module. Cependant, pour certaines conditions de fonctionnement, le volet et l'échangeur thermique peuvent participer de manière significative dans certaines bandes fréquentielles.

Les voies de transfert ont été modélisées à l'aide d'outils analytiques simplifiés (conduits rectangulaires, divergents,...). L'ensemble de la cavité du module de ventilation n'a pas été modélisé numériquement afin de prendre en compte les modes acoustiques. De plus, les spectres de puissance en tiers d'octave ne peuvent pas prendre en compte les phénomènes de bruit tonal qui peuvent représenter une résonance ou un sifflement.

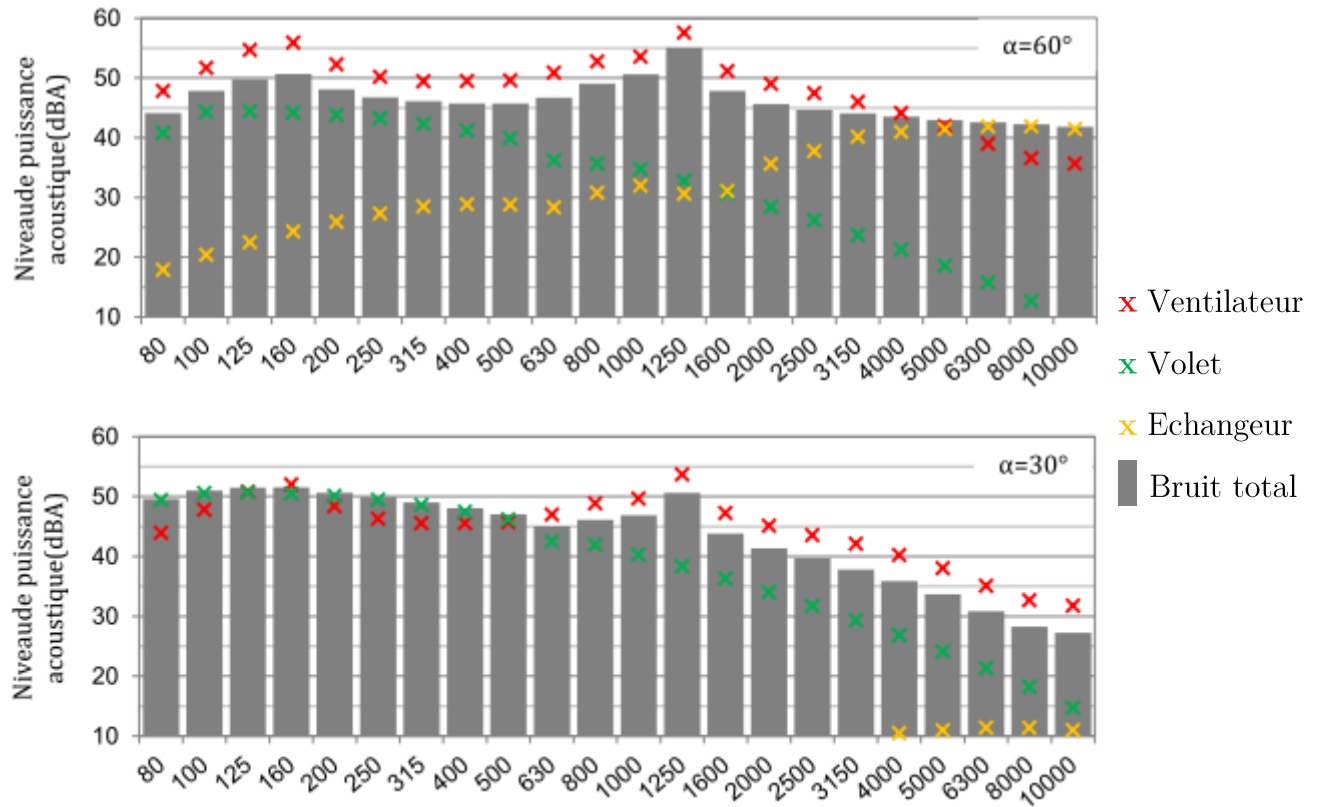


Figure 1-16 : Contribution des sources acoustiques au bruit total de la maquette ($N=2000$ rpm) [7]

2.3 Évaluation de la qualité sonore

La qualité sonore des produits industriels est la dernière étape de validation de la conception dans le cas où le son est un facteur de valorisation du produit par le consommateur. La perception de l'environnement sonore par l'humain est une préoccupation ancienne qui a fait l'objet d'études complètes [19]. De nos jours, la qualité sonore dépasse le cadre du confort acoustique ou de l'environnement et représente ainsi un moyen pour les industriels d'améliorer la conception de produits manufacturés. En effet, plusieurs types de bruit sont associés à une qualité perceptible d'un produit, comme par exemple le bruit de portière ou de moteur associé à une catégorie de véhicule (berline, sportive, familiale...) [20].

2.3.1 Descripteurs psycho-acoustiques

Plusieurs descripteurs ont été mis en place afin de caractériser objectivement un son produit. Ces descripteurs (qui ont été défini de manière complète par Zwicker et Fastl [21]) permettent d'identifier et de classer le son suivant différents aspects :

- Caractérisation liée au signal :
 - Sonie (Loudness) : grandeur subjective qui correspond au niveau sonore perçu. Elle dépend du niveau sonore mais aussi de la fréquence et de la durée du son. La sonie s'exprime en sones, unité basée sur une échelle sensorielle.

- Tonalité (Tonality) : indicateur jugeant de la hauteur (pitch) d'un son périodique.
- Acuité (Sharpness) : indicateur permettant de juger la perception d'un bruit comme aigu.
- Rugosité (Roughness) : indicateur jugeant la variation temporelle rapide d'amplitude (~70 Hz) qui caractérise la perception de battement.
- Force de fluctuation (Fluctuation Strength) : indicateur jugeant la variation temporelle lente d'amplitude (~4 Hz).
- Intelligibilité de la parole (Speech Interference Level, SIL) :
 - SIL_3 : moyenne arithmétique du niveau dans les bandes d'octave 1000, 2000 et 4000 Hz.
 - SIL_4 : moyenne arithmétique du niveau dans les bandes d'octave 500, 1000, 2000 et 4000 Hz.
 - PSIL (Preferred SIL) : moyenne arithmétique du niveau dans les bandes d'octave 1000 et 2000 Hz.
 - Index d'articulation (Speech Intelligibility Index) : indicateur basé sur un rapport entre un signal filtré et un bruit de fond donné (voir norme ANSI S3.5-1997[22]).
 - Speech Transmission Index (STI) : indicateur fondé sur la perte de modulation dans différentes octaves d'un signal de référence (voir norme IEC 60208-16).
- Caractérisation liée à l'écoute :
 - Durée d'écoute (Subjective Duration) : durée perçue par le jury d'écoute du signal. Ce critère optionnel traduit l'apparition de critères acoustiques.
 - Sensation d'écoute (Sensory Pleasantness) : critère subjectif qui peut varier d'une étude à l'autre. Ce critère traduit la combinaison des critères liés au signal.

2.3.2 Méthodologie

Comme écrit précédemment, les méthodes psycho-acoustiques ont pour but d'établir les relations entre les caractéristiques auditives d'un son et les propriétés acoustiques des signaux.

2.3.2.1 Méthode directe

La première démarche consiste à évaluer de manière objective un son écouté en lui attribuant une note par rapport à une référence ou en quantifiant les critères psycho-acoustiques à l'aide d'échelles [23].

Lors d'une étude sur la qualité sonore d'un système, les auditeurs effectuent un jugement qualitatif de chaque son qui est ensuite corrélé avec les descripteurs psycho-acoustiques. Un modèle caractérisant le système est ainsi construit en se basant sur les descripteurs psycho-acoustiques [24].

Cependant cette démarche requiert que les auditeurs soient capables d'identifier et d'évaluer des descripteurs complexes comme les modulations d'amplitude. Les modèles de caractérisation de la qualité sont alors incomplets pour des sons complexes car la qualification des auditeurs n'a pas permis l'identification complète du signal.

2.3.2.2 Méthodes multidimensionnelles

Certaines études ont choisi de ne pas fixer de vocabulaire au son étudié [25]. Pour ce faire, les membres du jury écoutent et jugent la proximité auditive de deux sons (étude par paires). Ensuite, à l'aide d'outils statistiques de proximité (Multidimensional Scaling, MDS), les ressemblances entre les deux sons sont jugées en termes de distances. Les dimensions perceptives sont alors corrélées aux descripteurs psycho-acoustiques.

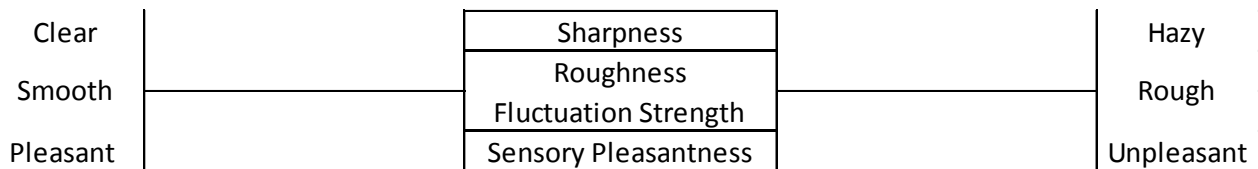


Figure 1-17 : Exemple d'échelle sémantique [25]

2.3.3 Objectivation de la qualité sonore d'un module de ventilation

Dans le domaine d'application des modules de ventilation automobile, la littérature propose peu d'établissement de lois de mérite. Cependant, la question de la qualité sonore est maintenant posée par les constructeurs, ce qui a motivé le traitement psycho-acoustique dans les projets Cesam puis Cevas. De plus, il est notable que les principaux travaux sont contemporains.

Plusieurs lois de mérites ont été établies en considérant un critère d'intensité du son. Ménager et Rochepeau [26], avec cinq modules de ventilation en champ libre et monté sur véhicule, ont été capables d'établir une loi de mérite en utilisant le niveau d'isonie stationnaire de Zwicker $L_{N,Z}$ et le $PSIL$:

$$Mérite = -0,41 \cdot L_{N,Z} + 0,184 \cdot PSIL + 26,949 . \quad (1.6)$$

Cependant la différence entre un module en champ libre ou monté sur véhicule n'est pas claire à partir de cette loi de mérite.

Dans le cadre du projet Cesam, Marteau et Besombes [27] se sont basés sur douze modules de ventilation en champ libre et montés sur véhicules avec deux modes de fonctionnement différents. En utilisant le SIL_4 et la tonalité d'Aures T , la loi de mérite a permis de relier les écoutes du module en champ libre et monté sur véhicule :

$$Mérite = -0,247 \cdot SIL_4 - 13,861 \cdot T + 18,181 . \quad (1.7)$$

Des mesures complémentaires ont montré une préférence de la part des auditeurs pour des sons ayant des composantes tonales et d'acuité faibles.

Dans le cadre du projet Cevas, Minard et Lambourg [28] ont utilisé une quinzaine de modules en champ libre et montés sur véhicule avec les modes purs de ventilation. A partir des résultats des auditeurs, la qualité sonore est calculée sur le niveau d'isonie stationnaire ANSI noté $L_{N,A}$ et l'audibilité tonale ΔL_{ta} basée sur la norme ISO-1996 :

$$M\acute{e}rite = -0,261 \cdot L_{N,A} - 0,205 \cdot \Delta L_{ta} + 26,393 . \quad (1.8)$$

Les lois de mérite (1.7) et (1.8) fournissent une note comprise en 0 et 10 (0 est la note minimale et 10 la note maximale) tant que les échantillons sonores sont homothétiques à ceux utilisés pour établir les lois de mérite.

Selon Leite [29], les attributs les plus significatifs pour modéliser la perception du bruit sont la sonie N , l'acuité et la tonalité. A l'aide d'une échelle sémantique, un modèle prédictif de la gêne causée est proposé en utilisant simplement la sonie :

$$G\hat{e}ne = 0,24 \cdot N - 2,5 . \quad (1.9)$$

D'autres études ont permis de compléter les études psycho-acoustiques d'un module de ventilation. Kuwano [30] alerte que l'étude de la qualité sonore doit être faite en prenant en compte l'environnement du véhicule ainsi que les conditions de circulation. La qualité sonore du module de ventilation peut se retrouver dégradée lors d'une utilisation réaliste. D'après Hédont [31], l'étude de la qualité sonore, effectuée en laboratoire, a permis de montrer la préférence du jury d'écoute pour des sons ayant une tonalité élevée. Ces résultats sont en contradiction avec les travaux de Marteau et Besombes [27]. Les conditions expérimentales et la population du jury peuvent par conséquent provoquer des différences de conclusions. Park [32] a considéré les paramètres de qualité sonore séparément (sonie et acuité). Le son de plusieurs modules de ventilation a été étudié à l'aide de la technique des plans d'expériences (Design of Experiments, DOE) qui a permis de réduire le nombre de test de manière importante.

L'état de l'art de la qualité sonore montre bien qu'il n'existe pas encore de loi de mérite commune. Ces différences montrent la jeunesse de cette discipline dans le domaine des modules de ventilation automobile.

3 La synthèse acoustique

Aussi nommée approche NST (Noise Synthesis Technology) [5], la synthèse acoustique correspond à une démarche de conception et/ou de diagnostic permettant d'analyser et de contrôler le comportement acoustique d'un système ou d'un composant. Elle permet un prototypage virtuel du système mécanique et fournit par conséquent une estimation de la situation acoustique du système en tenant compte de ses caractéristiques techniques (taille, régime, position...).

Une synthèse acoustique permet de découper le système mécanique en sous-structures qui sont actives et/ou passives (sources et voies de transfert). Un schéma vibro-acoustique (voir Figure 1-18) est élaboré et comprend les sources acoustiques et vibratoires (et éventuellement les pulsations de pression) ainsi que les voies de transfert du bruit jusqu'au point de réception. Au point de réception un critère de performance que l'on cherche à optimiser est généralement attribué (niveau de pression acoustique en cabine, niveau de puissance acoustique d'une machine, critère psycho-acoustique...).

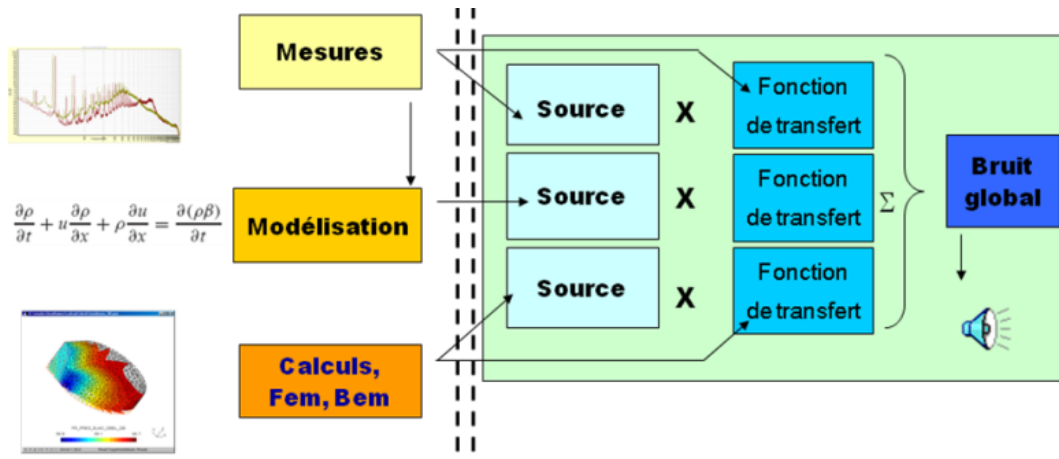


Figure 1-18: Exemple de schéma vibro-acoustique (document Cetim)

3.1 Présentation de la synthèse acoustique

3.1.1 Processus

Une synthèse acoustique sur un système quelconque nécessite de suivre une démarche précise décomposée en trois étapes (voir Figure 1-19) :

- Schématisation vibro-acoustique,
- Caractérisation des sous-structures,
- Recalage.

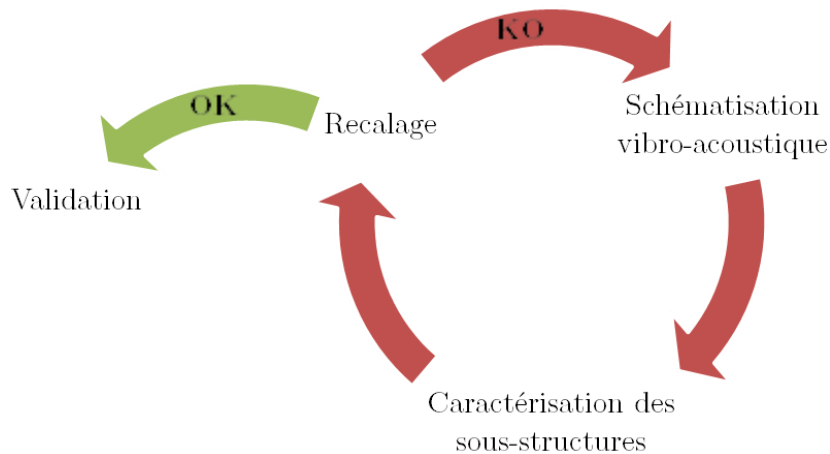


Figure 1-19: Démarche d'une synthèse acoustique

Tout d'abord, les sous-structures passives et actives sont identifiées lors de l'écriture de la première version du schéma vibro-acoustique du système. Ce schéma peut conduire à deux types d'erreurs distinctes : soit une source ou une voie de transfert majeure est oubliée, soit une ou des sous-structures peuvent être négligées à postériori. Le format des données d'entrée et de sortie de chaque sous-structure doit être considéré afin de permettre l'assemblage de ces dernières. Le type de données (temporelles, fréquentielles), les grandeurs considérées (niveaux de puissance, force...) et leurs finesses (bandes fines, tiers d'octaves..) doivent être clairement identifiés pour chaque sous-structure. Il est aussi nécessaire de prendre en compte les interactions des sous-structures entre elles. Dans un premier cas, une sous-structure peut permettre de quantifier la source sonore d'une autre. Par exemple, le débit d'un ventilateur traduit la vitesse de l'écoulement incident sur un volet. Dans un second cas, la modification d'une sous-structure modifie le fonctionnement et donc les caractéristiques acoustiques d'une autre. Par exemple, la fermeture d'un volet va entraîner la modification du fonctionnement du ventilateur.

Lors de la caractérisation des sous-structures, les sources et voies de transfert sont étudiées à l'aide d'outils expérimentaux, numériques ou analytiques. La caractérisation des sous-structures doit tenir compte des exigences de la synthèse acoustique en termes de prototypage virtuel et de temps de calcul. Un compromis doit être trouvé entre la précision et le temps de calcul de certaines méthodes numériques (calculs de dynamique des fluides par exemple).

Des essais de recalage et de validation sont effectués afin de déterminer si la précision du modèle de synthèse acoustique est acceptable. La correction des écarts est effectuée soit en améliorant la caractérisation des sous-structures soit en rééditant le schéma vibro-acoustique.

3.1.2 Approches de synthèse acoustique

Il existe trois approches de synthèse acoustiques différentes pour caractériser les sources sonores et les fonctions de transfert:

- Approche par interface partagée,
- Approche par sources équivalentes,
- Approche par puissance acoustique.

3.1.2.1 Approche par interface partagée

L'approche par interface partagée a été documentée par Pavic [33] et a été l'outil de travail lors d'études diverses [34,35].

Cette approche repose sur un présupposé fondamental qui considère une caractérisation intrinsèque de la source seule, sans prendre en compte l'environnement qui peut la modifier (voir Figure 1-20). La sous-structure intégrant une source a pour donnée de sortie une grandeur physique définissant une perturbation (force, puissance,...). La sous-structure intégrant une fonction de transfert doit quant à elle permettre une correspondance dimensionnelle correcte entre la source et la donnée de sortie.

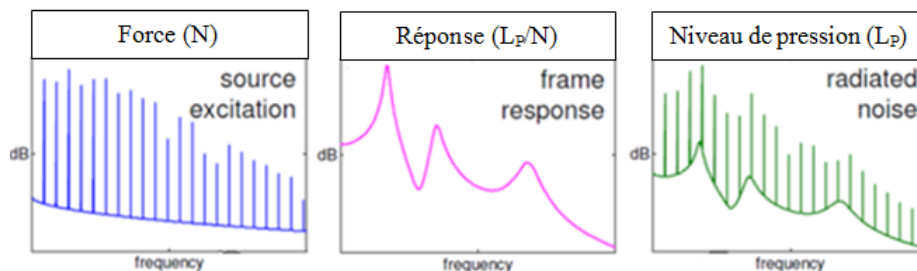


Figure 1-20: Représentation schématique d'une approche par interface partagée [33]

L'assemblage des sous-structures dépend du type de contact entre ces deux sous-structures :

- Contact direct à travers une surface de frontière commune à déterminer et caractériser,
- Élément tiers qui lie ces deux sous-structures. Dans le cas d'une liaison solidienne, le plot fixé à un bâti sur lequel repose une source vibratoire est un exemple typique.

3.1.2.1.1 Contact direct entre deux sous-structures

En prenant pour exemple une machine quelconque dans une pièce (voir Figure 1-21), une approche possible est de considérer séparément la machine et la pièce. Il est alors possible de changer l'environnement ou la source sans avoir besoin de caractériser à nouveau les deux sous-structures en même temps.

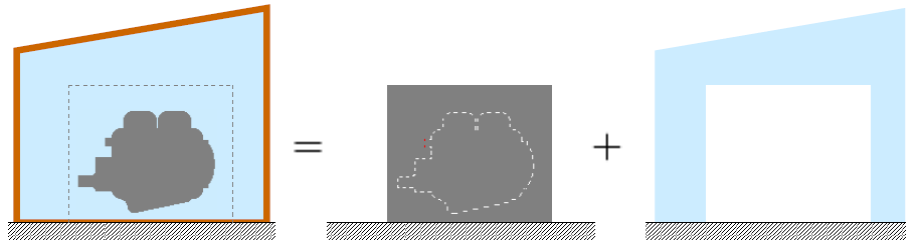


Figure 1-21: Exemple acoustique de sous-structures en contact direct [33]

Afin de caractériser la source, il est nécessaire d'avoir à disposition son comportement et ses conditions aux limites tandis que l'impédance de la pièce est requise. Il est possible d'avoir recours à différents moyens techniques (expérimentaux, numériques ou analytiques) lors de la détermination du comportement de la source bloquée. Par exemple, un calcul (FEM, BEM, SEA,...) peut être effectué en imposant une frontière bloquée (impédance infinie) ou une mesure directe peut être réalisée à l'aide de microphones placés dans un caisson rigide à des emplacements spécifiques.

La pression opérationnelle, résultat de la synthèse, s'obtient par l'analogie électrique présentée sur la Figure 1-22.

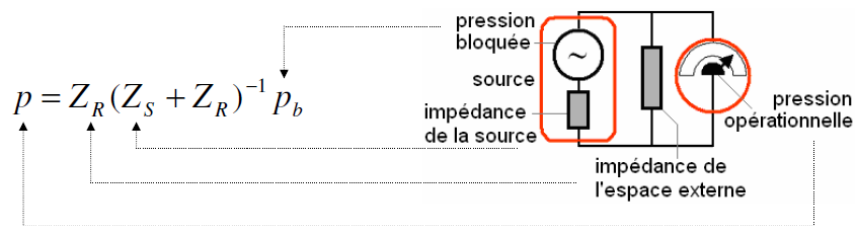


Figure 1-22: Analogie électrique pour calculer le résultat de la synthèse [33]

3.1.2.1.2 Sous-structures liées par un élément tierce

Pour des sous-structures liées par un élément tiers, trois éléments supposés libres entre eux sont identifiés : la source, l'élément tiers et le récepteur. Le résultat de cette synthèse est l'excitation transmise par la source au récepteur à travers l'élément tiers.

Sur la Figure 1-23, le travail de synthèse acoustique se base sur des développements solidiens visant à illustrer l'influence d'un plot placé entre une source et une structure réceptrice. Des analogies permettent aussi de déterminer les éléments caractéristiques pour des liaisons aériennes ou liquidiennes [33].

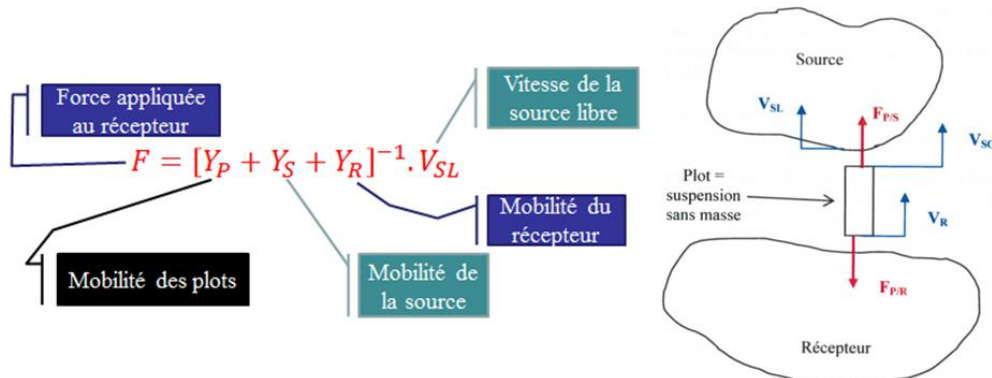


Figure 1-23: Influence d'un élément tiers sur la liaison entre deux sous-structures [35]

3.1.2.1.3 Application industrielle

De nombreuses autres démarches sont possibles dont la pertinence varie en fonction des données de couplage et des caractéristiques intrinsèques du système étudié [36].

Une synthèse vibro-acoustique d'une Pompe à Chaleur a été effectuée par le Cetim en se basant sur cette approche [35]. Un compresseur est la seule source à avoir été étudiée tandis que des voies de transfert aérienne et solidienne ont été prises en compte.

En pratique, cette démarche est très difficile à mettre en place, que ce soit dans le cas de liaisons aériennes ou solidiennes, en raison d'hypothèses fortes sur les impédances (infinies ou nulles) et de difficultés à mettre en place des dispositifs expérimentaux lourds.

3.1.2.2 Approche par sources équivalentes

Dans le cadre d'une synthèse acoustique, certaines sources sonores ou vibratoires sont trop complexes pour que la caractérisation du système complet puisse répondre aux besoins de prototypage virtuel. Par conséquent, la notion de source équivalente peut permettre de transcrire le bruit produit par une source en une somme de sources ponctuelles monopolaires, dipolaires ou quadripolaires placés en certains points de contrôle (voir Figure 1-24).

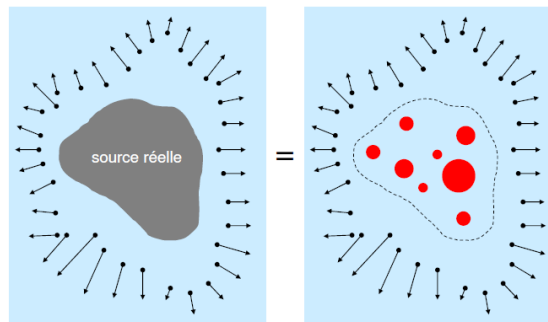


Figure 1-24: Traduction schématique de la notion de source équivalente [33]

Très souvent, l'assimilation de la source complexe est faite en ne considérant que des sources monopolaires [33]. La difficulté liée est due aux caractéristiques intrinsèques d'une source monopolaire qui ne présente pas de directivité et ne permet pas la diffraction, ce qui n'a pas d'importance seulement si la source est petite devant la longueur d'onde. La position, l'amplitude et la phase des monopôles dépendent du point de réception et de la fréquence. Par conséquent, les phénomènes de bruit large-bande sont difficilement traduisible par une somme de sources, ce qui peut poser problème dans le cas d'un bruit aéro-acoustique, d'autant que le bruit large bande traduit souvent des phénomènes décorrélés.

La méthode de base permettant de déterminer les magnitudes et les positions des sources équivalentes suit la démarche suivante :

- Mesure de la pression acoustique issue de la source en plusieurs points,
- Définition des positions des monopôles à l'intérieur du volume de définition de la source,
- Détermination des fonctions de transfert entre les positions des monopôles et celles de mesure afin de créer la matrice de transfert du système équivalent,
- Ajustement de l'amplitude et de la phase des monopôles à partir de la matrice de transfert du système et de la pression mesurée. L'ajustement peut aussi porter sur le nombre et la position des monopôles, qui n'est pas forcément fixé à priori.

La somme des pressions acoustiques partielles issues des différentes sources permet de calculer la pression de la source équivalente en un point de l'espace. Chaque pression partielle en ce point est le résultat du produit du terme de source par la fonction de transfert entre la source et le point de réception.

L'inconvénient majeur est la dépendance entre l'amplitude du terme de source équivalent et son environnement. On peut assimiler une source physique et localisée par une source équivalente mais celle-ci change à chaque fois que l'on modifie l'environnement. Cette approche est donc inadaptée pour un outil de prototypage virtuel qui propose un choix libre dessous-structures et des dimensions du système mécanique, car il serait nécessaire de déterminer à chaque itération l'amplitude des sources équivalentes et les fonctions de transfert entre les sources et le point de réception.

3.1.2.3 Approche par puissance acoustique

La puissance acoustique est couramment le moyen le plus rapide pour caractériser le rayonnement sonore aérien, car elle représente une source de bruit de manière intégrale et varie peu selon l'environnement. Cette approche est la plus pragmatique quant à la caractérisation des sources sonores en termes de caractérisation et de facilité d'accès.

Cette approche par puissance a été utilisée par Al-Mezzawi [7] pour le modèle de synthèse acoustique d'un module de ventilation présenté précédemment. Le terme de source de chacun des composants est représenté par un terme de puissance. Les fonctions de transfert des sous-structures sont caractérisées dans cette approche par un terme de perte par transmission. Beaucoup de méthodes de mesures standardisées de la puissance acoustique de composant et de sa perte par transmission existent et sont donc utilisées de manière récurrente dans le domaine industriel [3].

L'approche de la puissance acoustique est la plus adaptée pour répondre aux exigences de prototypage virtuel de la synthèse acoustique. Cependant, plusieurs désavantages sont identifiés :

- La notion de directivité du bruit n'est pas accessible par cette approche.

- Les interconnexions entre sous-structures ne sont plus possibles entre points, mais sur la totalité des sous-structures.
- L'influence de la géométrie du système mécanique peut se révéler fastidieuse à déterminer dès qu'elle se révèle complexe. La solution de découper en éléments simples une géométrie et de sommer les différentes pertes par transmission nécessite très vite un protocole de caractérisation très long.

3.2 Modèle de synthèse acoustique choisi

A partir de l'état de l'art du bruit d'un module de ventilation et de la synthèse acoustique, le modèle de synthèse est établi en tenant compte des outils et des données disponibles ainsi que des exigences du projet. Une fois le schéma vibro-acoustique construit, les paramètres de la synthèse sont identifiés pour qu'un prototypage virtuel d'un module de ventilation soit possible. Le calcul de la synthèse est présenté à travers un exemple applicatif.

3.2.1 Exigences

Afin de répondre à ce besoin, l'équipementier Valeo demande un modèle de synthèse acoustique capable de :

- Prédire le niveau de bruit total rayonné à la sortie d'air d'un module de ventilation.
- Permettre l'écoute du bruit total rayonné afin de juger des impacts de la conception sur le comportement aéro-acoustique du module de ventilation. Pour une étude psycho-acoustique précise, la définition du spectre acoustique doit être améliorée par rapport à la synthèse acoustique faite par Al-Mezzawi [7] (bandes fines à la place de tiers d'octave).
- Evaluer la qualité sonore de ce bruit à l'aide des critères psycho-acoustiques les plus pertinents et des lois de mérite.
- Hiérarchiser les contributions des différents composants au bruit total.
- Estimer l'effet des modifications géométriques dans la structure, du mode de ventilation et d'un composant sur le bruit total.
- Etre simple à prendre en main: l'utilisateur doit seulement entrer les paramètres caractéristiques de son module pour lancer le calcul. Les paramètres d'entrée doivent être familiers à l'équipementier.
- Etre développé avec un logiciel commercial pour faciliter son transfert à l'équipementier.

Plusieurs hypothèses sont adoptées afin de satisfaire aux besoins de la synthèse acoustique :

- Le flux d'air est uniforme sur la section des conduits de ventilation. La vitesse moyenne de l'écoulement est calculée à partir de la valeur du débit d'air fourni par le ventilateur.

- La température du flux d'air ne varie pas de manière brutale à l'intérieur du module de ventilation.
- Il n'y a pas de relations de niveau ou de phase entre deux sources sonores qui sont donc supposées décorrélées. Les effets de proximité entre composants ne sont pas pris en compte.
- Les effets de réflexion acoustique d'un composant sur un autre placé en amont ne sont pas pris en compte. La perte par transmission d'un composant est seulement prise en compte.
- Le module de ventilation n'est pas intégré dans un véhicule. Les effets de la planche de bords et des grilles d'aération ne sont pas considérés.

3.2.2 Approche adoptée

L'approche par interface partagée est inadaptée pour ce type de synthèse acoustique du module de ventilation car les phénomènes de turbulences restent difficilement traduisibles par des forces localisées. La caractérisation de l'amplitude et la position de ces forces nécessite des moyens expérimentaux lourds (PIV) [18] ou des outils numériques incertains.

L'approche par sources équivalentes rend impossible le prototypage du fait de l'influence des paramètres géométriques sur l'amplitude et la localisation de ces sources.

L'approche par puissance acoustique est la plus adaptée pour la caractérisation des sources sonores et des fonctions de transfert du module de ventilation. La caractérisation passive des composants est traduite par une perte par transmission qui correspond au rapport des puissances incidentes et transmises. Il est choisi de caractériser l'aspect actif des composants par un terme de puissance acoustique. Les paramètres de conception (géométrie) et aéraulique (vitesse de rotation du ventilateur) devront être lié à ces termes de puissance et de perte par transmission de manière directe.

Pour prendre en compte l'influence de la cavité du module de ventilation, il est nécessaire de caractériser le terme de source de chaque composant afin qu'il soit indépendant du milieu acoustique.

Les caractéristiques actives et passives des composants et l'intégration de ces derniers seront traités respectivement dans les chapitres II et III de ce mémoire de thèse.

Toutes les étapes de la synthèse acoustique, présentées dans les paragraphes suivants, sont effectuées à travers une Interface Homme Machine (IHM) associée au calcul de la synthèse réalisé par le logiciel VirtualLab©. L'IHM est directement construite à partir de VirtualLab© en utilisant des outils Visual Basic. L'utilisation de l'outil de synthèse, répondant au cahier des charges de Valeo, est présentée en Annexe A.

3.2.2.1 Construction du schéma vibro-acoustique

Un système mécanique faisant l'objet d'une synthèse acoustique doit être représenté par un schéma vibro-acoustique. Ce schéma est établi à partir d'une analyse vibro-acoustique du système permettant d'identifier les sources et les fonctions de transfert. Le schéma vibro-acoustique est construit en tenant compte du choix de la méthode de synthèse acoustique.

En considérant un module de ventilation tel que présenté sur la Figure 1-2, en champ libre, on peut construire un schéma vibro-acoustique en partant du ventilateur pour atteindre le point de réception (voir Figure 1-25).

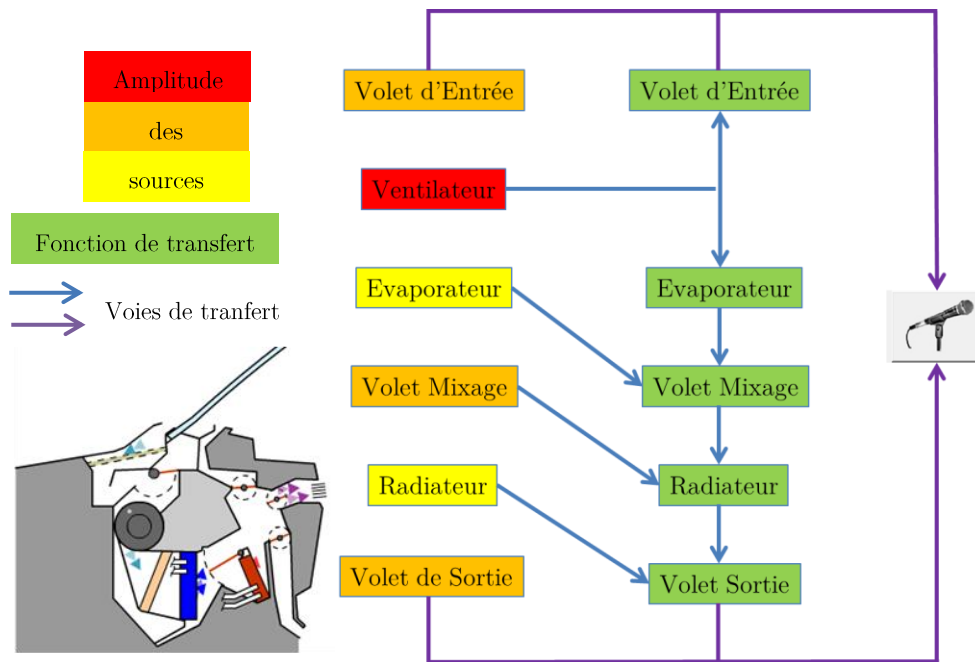


Figure 1-25 : Schéma vibro-acoustique d'un module de ventilation en champ libre

D'après l'état de l'art [7], l'amplitude des sources sonores peut être ordonnée. Les sources identifiées sont les niveaux de puissance du ventilateur aval et amont (respectivement vers les volets de sortie et d'entrée), de l'évaporateur, du volet de mixage, du radiateur, des volets de distribution aval (de sortie) et amont (d'entrée). Le bruit des échangeurs thermiques et des volets dépendent du régime du ventilateur.

Les fonctions de transfert sont liées aux échangeurs thermiques aux volets et à la géométrie du module de ventilation. Les cases vertes représentent les pertes par transmission des composants tandis que les flèches bleues et violettes représentent l'influence de la géométrie du module de ventilation jusqu'au point de réception.

Pour un mode de ventilation donné, on considère que les volets de sortie ne correspondant pas à ce mode sont fermés. Cette hypothèse implique que la totalité du flux d'air est évacuée par la seule grille correspondante.

Le volet de recirculation permet de sélectionner l'origine de l'air aspiré suivant son taux d'ouverture qui traduit l'origine de l'air aspiré. Ce volet n'est pas intégré dans le

schéma vibro-acoustique car ses caractéristiques actives et passives n'ont pas été identifiées en raison de sa géométrie particulière. Il agit de manière indirecte sur le niveau de bruit amont du ventilateur et du volet d'entrée.

Il est possible d'améliorer le schéma vibro-acoustique du module de ventilation présenté sur la Figure 1-25 car les fonctions de transfert de chacun des composants affectent plusieurs sources sonores simultanément. De plus, les effets d'interaction entre deux composants ne sont pas pris en compte. La variation de la position des volets affecte le fonctionnement du ventilateur car la perte de charge vaincue par ce dernier n'est plus la même. Par conséquent, le schéma vibro-acoustique retenu est présenté sur la Figure 1-26.

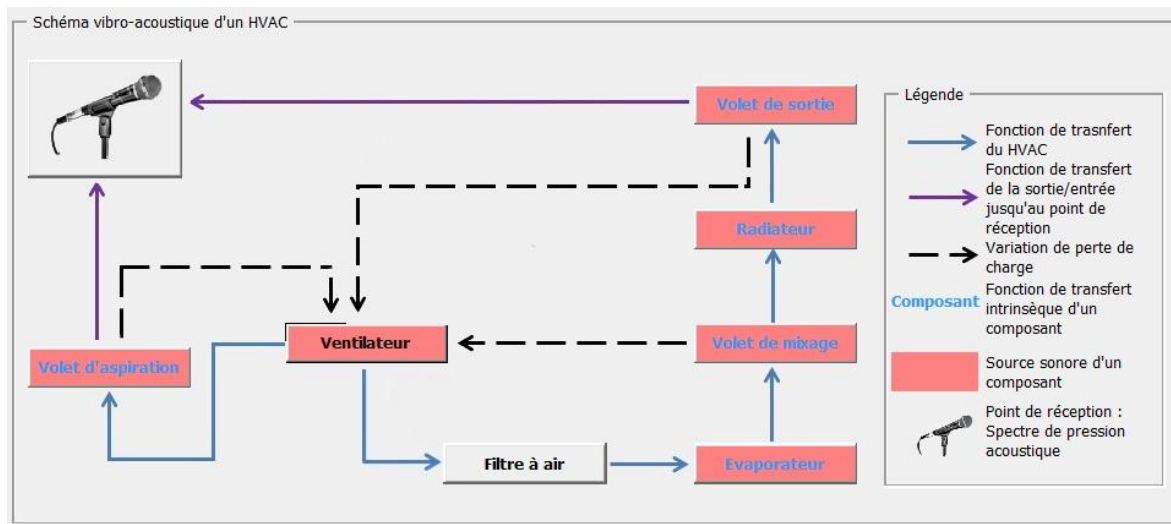


Figure 1-26 : Schéma vibro-acoustique d'un module de ventilation retenu (capture d'écran de l'IHM de l'outil de synthèse acoustique développé sous VirtualLab©)

3.2.2.2 Implémentation

En se basant sur le schéma vibro-acoustique présenté sur la Figure 1-26, le calcul de synthèse acoustique est effectué en plusieurs étapes distinctes présentées sur la Figure 1-27. Après avoir renseigné les paramètres de conception, les spectres de sources de chaque composant sont générés. Les pertes par transmission et le calcul de l'influence de la géométrie fournissent des fonctions de transfert équivalentes. Enfin, le calcul du niveau de bruit total d'un module de ventilation est effectué.



Figure 1-27 : Processus du calcul de synthèse acoustique

Le calcul de synthèse acoustique est effectué de manière à fournir trois informations différentes. La première est le niveau de bruit de chaque source. La seconde information est la fonction de transfert équivalente d'un composant traduisant la différence entre la source sonore seule et filtrée par les composants et la géométrie. La troisième

information est le résultat final et donc la participation de tous les composants dans le niveau de bruit total.

3.2.2.2.1 Paramétrage

Dans cette partie, les paramètres géométriques et aérauliques impliqués dans la génération d'une source sonore et des fonctions de transfert sont présentés. Ces paramètres concernent le ventilateur, le volet et l'échangeur thermique, la géométrie et le mode de ventilation.

Dans le cas du ventilateur, les paramètres aérauliques principaux que sont le débit Q , la pression Δp et la vitesse de rotation N sont nécessaires pour construire le spectre de cette source sonore. Cependant, il suffit de deux paramètres pour déterminer le comportement aéro-acoustique du ventilateur avec :

$$\Delta p = C_f \cdot Q^2 \quad (1.10)$$

où C_f est le coefficient de perte de charge du circuit. Il est choisi de considérer une position par défaut des autres composants afin de fixer le coefficient de perte de charge du circuit. Le spectre de source du ventilateur est défini à partir du coefficient de pression et de la vitesse de rotation. Les paramètres électriques (tension, intensité et puissance) de l'alimentation du moteur du ventilateur sont calculés afin de déterminer si le ventilateur choisi par l'utilisateur est adapté.

Dans le cas des composants immobiles que sont le volet et les échangeurs thermiques, l'angle d'incidence de l'écoulement sur les composants et la vitesse de ce dernier sont responsables du bruit produit (voir Figure 1-28). On considère ainsi qu'il n'y a pas de variations brusques de section aux alentours des composants.

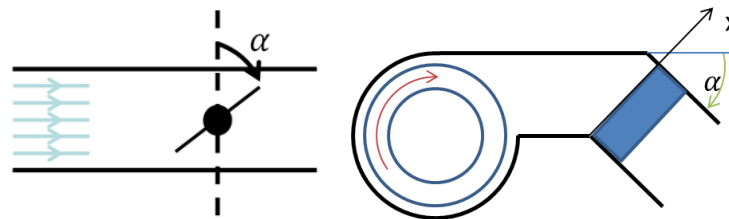


Figure 1-28 : Paramètres géométriques du volet (gauche) et de l'échangeur thermique (droite)

La modification de l'angle des volets de distribution et de mixage va provoquer une variation de perte de charge et donc changer le fonctionnement aéro-acoustique du ventilateur. L'ouverture du volet de recirculation, ou « taux de recirculation », va influencer sur le niveau de puissance amont du ventilateur et sur la vitesse de l'écoulement projeté sur le volet d'entrée. Ces effets d'interaction sont présentés dans le chapitre II.

La géométrie du module de ventilation et le mode de ventilation vont être déterminants pour bien des aspects. Ils vont agir sur la fonction de transfert de la cavité, la vitesse de l'écoulement projeté sur les composants immobiles et la position par défaut des volets.

Le schéma présenté en Figure 1-29 résume les différents paramètres de la synthèse acoustique laissés à l'utilisateur de l'outil de synthèse et les impacts de certains paramètres sur d'autres composants et sur le calcul de la synthèse acoustique.

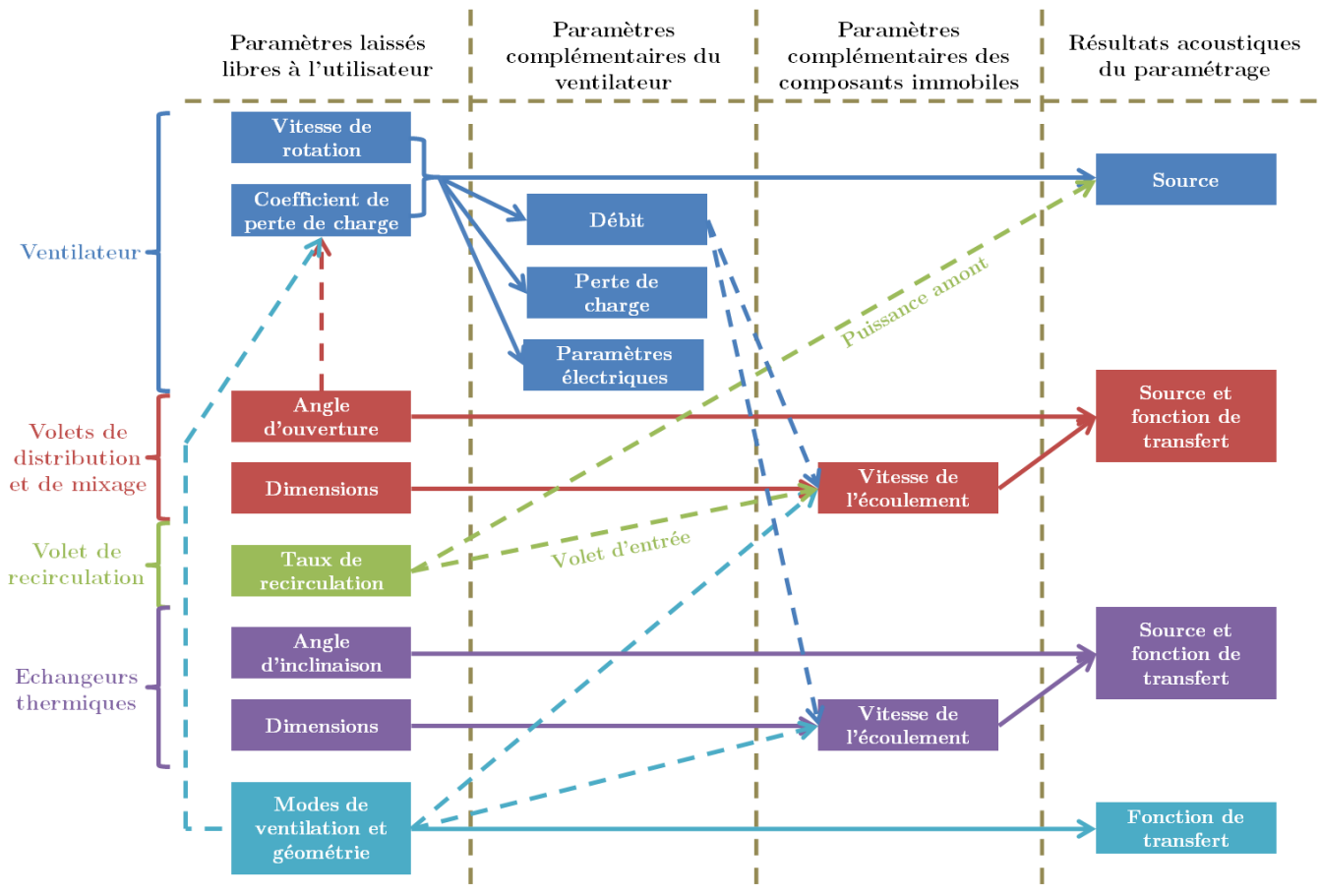


Figure 1-29 : Paramètres de la synthèse acoustique

3.2.2.2.2 Spectres des sources et des pertes par transmission

Les spectres de puissance de chaque composant tiennent compte des effets d'interaction avec :

- W_{Vent_Amont} le terme de source du ventilateur se propageant vers l'amont,
- W_{Vent_Aval} le terme de source du ventilateur se propageant vers l'aval,
- $W_{Evaporateur}$ et $W_{Radiateur}$ les termes de source des échangeurs thermiques,
- W_{Mixage} , $W_{Entrée}$ et W_{Sortie} les termes de source des volets.

Les termes de source sont déterminés à partir de données expérimentales ou numériques pour des composants placés dans des environnements acoustiques normalisés ou académiques (voir paragraphe 3.2.3 de ce chapitre).

Les spectres des termes de perte part transmission τ des composants immobiles (volets et échangeurs) sont aussi générés lors de cette étape.

3.2.2.2.3 Fonctions de transfert équivalentes

Les fonctions de transfert équivalentes T pour chaque composant sont calculées à partir de la fonction de transfert $\beta_{Cavité}^{Composant}$ liée à la géométrie de la cavité du module et des pertes par transmission $\tau_{Composant}$:

$$T^i = \beta_{Cavité}^i \prod_{j=1}^{P_1(i)} \tau_j \cdot \quad (1.11)$$

avec $P_1(i)$ le nombre de composants situés entre le terme de source du composant i et le point de réception.

La fonction de transfert $\beta_{Cavité}^{Composant}$ permet de transposer les spectres de puissance des composants d'un environnement acoustique normalisé (mesure ou calcul) à un environnement quelconque correspondant à la cavité d'un module de ventilation automobile (voir chapitre III).

3.2.2.2.4 Bruit total

La puissance du bruit total du module de ventilation est prédite à l'aide de la formulation suivante :

$$W_{Total} = \sum_{i=1}^{P_2} W_i \cdot T^i \quad (1.12)$$

avec P_2 le nombre de sources sonores du module de ventilation.

3.2.2.2.5 Exemple

Pour illustrer le travail de synthèse acoustique effectué, un exemple appliqué sur un module de ventilation simplifié est présenté sur la Figure 1-30. Il est composé d'un ventilateur, d'un échangeur et d'un volet. Une fois les paramètres laissés libres à l'utilisateur complétés, les termes de source et de perte par transmission sont obtenus pour des composants placés dans des environnements standardisés de propagation acoustique. Ensuite, la transposition des termes de source dans la géométrie du module de ventilation simplifié permet de déterminer la valeur de $\beta_{Cavité}$. Le calcul des fonctions de transfert équivalentes a besoin des termes de perte par transmission des composants et de la fonction de transfert $\beta_{Cavité}$. Enfin, le bruit total produit par les trois composants placés dans le module de ventilation est calculé.

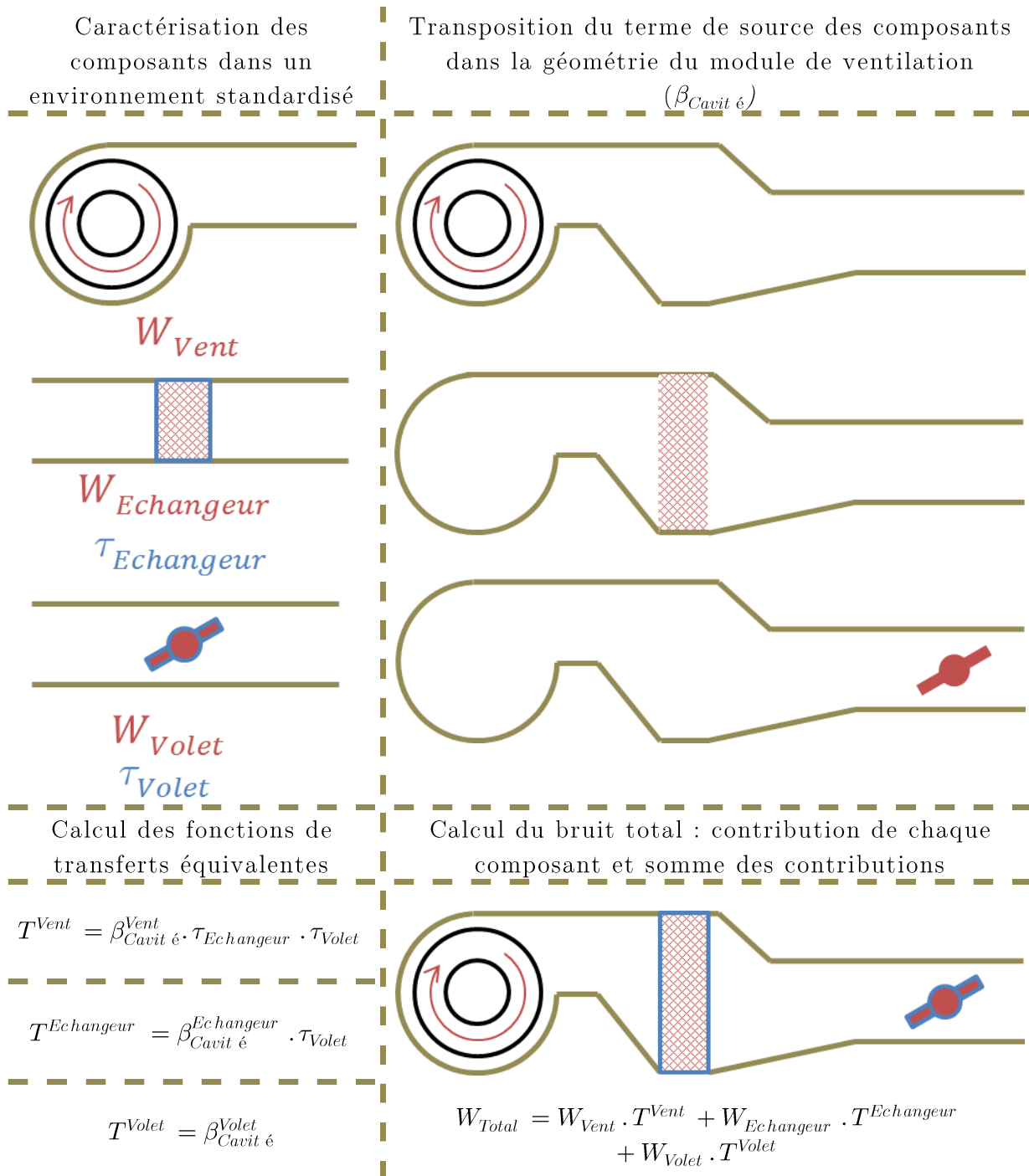


Figure 1-30 : Exemple d'une synthèse acoustique appliquée sur un module de ventilation simplifié

3.2.2.3 Synthèse sonore des spectres calculés

Les spectres des sources seules, filtrées et le bruit total font l'objet d'une synthèse sonore pour que le concepteur puisse apprécier le résultat de la synthèse acoustique. Les synthèses sonores effectuées pour l'étude de la qualité sonore du module de ventilation sont reprises dans la Figure 1-31. Le travail de construction de fichiers audio à partir de spectres bandes fines a été effectué par Genesis dans le cadre du projet Cevas.

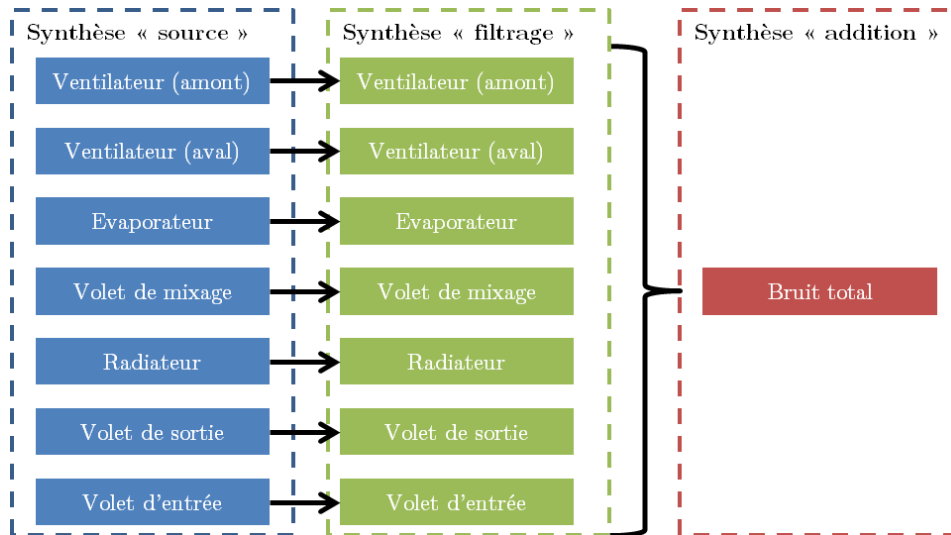


Figure 1-31 : Synoptique des synthèses sonores effectuées

La synthèse sonore de type source permet la création d'un fichier audio du terme de source des composants qui est effectuée à partir d'un spectre bandes fines de puissance. Les spectres de puissance sont synthétisés en les traduisant par un spectre de pression lié à un point de réception situé à un mètre de la source sonore.

La synthèse sonore de type filtrage est effectuée à partir du fichier audio de la source et d'un spectre de la fonction de transfert équivalente calculée (amplitude en dB et phase en radians). Si la phase est nulle, une phase aléatoire est créée.

La synthèse sonore de type addition génère un fichier audio représentant le résultat de l'addition des fichiers audio sélectionnés.

Le calcul des indicateurs psycho-acoustiques identifiés dans les lois de mérite (1.6), (1.7), et (1.8) est effectué sur le fichier audio du bruit total, correspondant au bruit prédit du module de ventilation. Les résultats de ces lois sont aussi un résultat fourni dès la phase de conception.

3.2.3 Données disponibles

Différents outils et méthodes sont développés afin de mener à bien la caractérisation et le paramétrage des termes de source et de perte par transmission des composants. Ces travaux nécessitent la construction et la maîtrise d'une base de données issue de deux bancs d'essais aéro-acoustiques installés dans les locaux de l'UTC et de Valeo. Ces deux bancs associent des mesures acoustiques (niveaux de puissance et de pression, matrice de diffusion [37],...) à des mesures aérauliques (débit, perte de charge, vitesse d'écoulement incident,...).

3.2.3.1 Banc UTC

Basé sur le travail mené en thèse par Trabelsi [38] et A. Sitel [39], ce banc, présenté sur la Figure 1-32, permet la caractérisation acoustique de tous les composants que l'on peut trouver dans un module de ventilation. Qu'ils soient immobiles ou

générateur de l'écoulement, un ventilateur d'appoint permet de créer les cas d'écoulement rencontrés dans un module de ventilation.

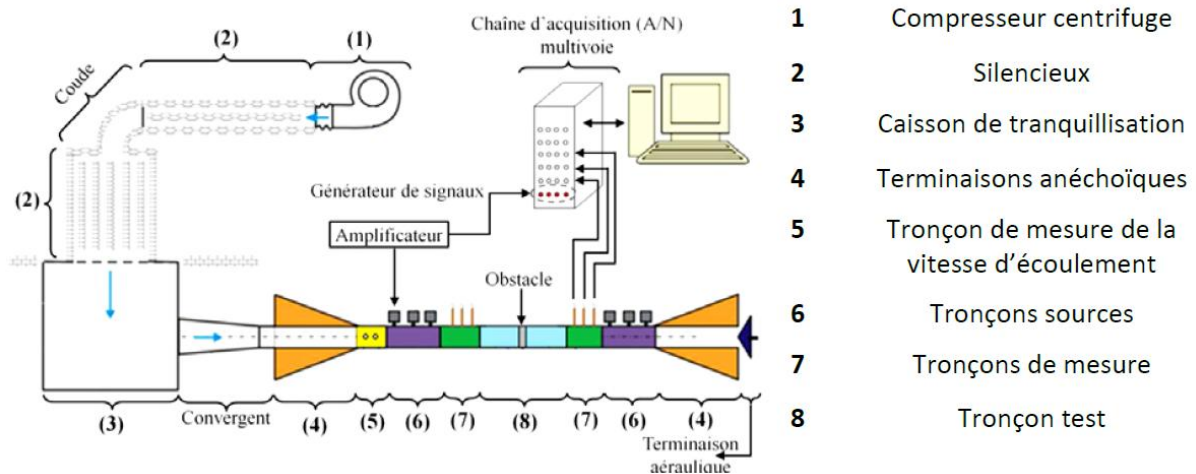


Figure 1-32 : Schéma du banc UTC [38]

Deux essais différents sont menés pour la caractérisation du composant soumis à un écoulement maîtrisé afin d'en obtenir les caractéristiques acoustiques multimodales passive et active.

La caractéristique acoustique passive d'un composant est faite à partir de la mesure de la matrice de diffusion multimodale [38] telle que :

$$\begin{Bmatrix} P_{mn}^{I-} \\ P_{mn}^{II+} \end{Bmatrix}_{2N} = [D]_{2N \times 2N} \begin{Bmatrix} P_{mn}^{I+} \\ P_{mn}^{II-} \end{Bmatrix}_{2N} \quad (1.13)$$

où (Unités SI) :

- P^{I-} et P^{II+} sont les pressions acoustiques sortant du composant,
- $[D]$ est la matrice de diffusion du composant placé dans le conduit,
- P^{I+} et P^{II-} sont les pressions acoustiques entrant dans le composant,
- mn sont les indices des modes de conduits du banc UTC.

La configuration d'essai est représentée sur la Figure 1-33 avec un haut-parleur (HP) pour N positions différentes dans chaque tronçon source.

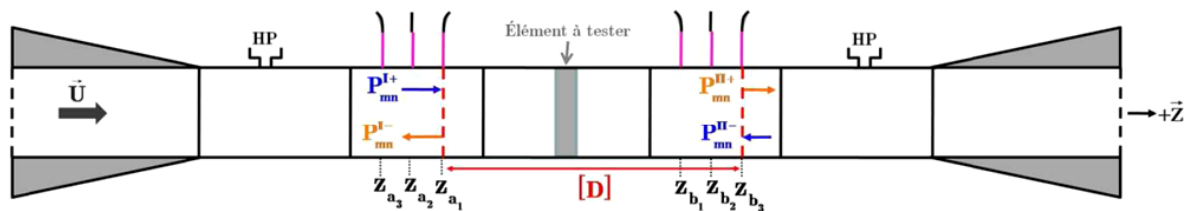


Figure 1-33 : Configuration d'essai pour déterminer la matrice de diffusion du composant [38]

La caractéristique acoustique active du composant lié à l'interaction de l'écoulement et du composant est effectuée à l'aide de la matrice de diffusion déterminé préalablement et est donnée par le vecteur source tel que :

$$\begin{Bmatrix} P_{mn}^{I-} \\ P_{mn}^{II+} \end{Bmatrix}_{2N} = [D]_{2N \times 2N} \begin{Bmatrix} P_{mn}^{I+} \\ P_{mn}^{II-} \end{Bmatrix}_{2N} + \begin{Bmatrix} P_{mn}^{S-} \\ P_{mn}^{S+} \end{Bmatrix}_{2N} \cdot \quad (1.14)$$

avec P^{S-} et P^{S+} les pressions sources du composant [40]. Le vecteur source s'obtient par la matrice interspectrale de source de bruit $[G]$ calculée à partir des termes de source :

$$[G]_{2NX2N} = \begin{Bmatrix} P_{mn}^{S-}(z_{a_1}) \\ P_{mn}^{S+}(z_{b_3}) \end{Bmatrix} \cdot \langle P_{mn}^{S-}(z_{a_1}) \quad P_{mn}^{S+}(z_{b_3}) \rangle^* \quad (1.15)$$

avec $\langle . \rangle^*$ l'opérateur de conjugaison des nombres complexes. La configuration d'essai est présentée sur la Figure 1-34.

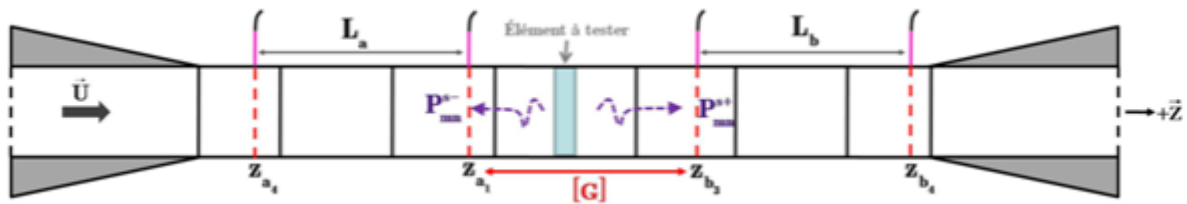


Figure 1-34 : Configuration d'essai pour déterminer le terme de source du composant[38]

Les post-traitements des mesures, développés par Bennouna [41], permettent d'obtenir les niveaux de puissance en amont et en aval du composant et la perte par transmission (donc la fonction de transfert des composants) issue de la matrice de diffusion.

Dans le cas des volets et échangeurs thermiques, ces mesures serviront à établir des termes de source et de perte par transmission en fonction des paramètres de conception. Dans le cas du ventilateur, les mesures serviront à étudier le terme de source et sa dissymétrie amont/aval.

3.2.3.2 Banc Valeo

Le banc Valeo, présenté sur la Figure 1-35, est dédié à l'obtention de la courbe de fonctionnement du ventilateur. Se basant sur la norme aéraulique ISO-5801 [42] et sur la norme acoustique NF S 31-063 [43], le banc associe une mesure de puissance acoustique à chaque point de fonctionnement.

La puissance acoustique est obtenue à partir de trois microphones placés sur un plan normal à l'écoulement en aval du ventilateur :

$$L_W = 10 \log_{10} \left(\sum_{i=1}^3 10^{\frac{L_{pi}}{10}} \right) - C + 10 \log_{10} \left(\frac{S}{S_0} \right) \quad (1.16)$$

avec L_{pi} est le niveau de pression acoustique à la $i^{\text{ème}}$ position et S l'aire d'une section droite du conduit de mesure et $S_0 = 1 \text{ m}^2$. C est la correction globale de réponse en fréquence de la sonde microphonique en décibels telle que :

$$C = \sum_{i=1}^4 C_i \quad (1.17)$$

avec C_1 la correction de réponse du microphone en champ libre, C_2 la correction de réponse en fréquence de la sonde microphonique, C_3 la correction de vitesse d'écoulement et C_4 la correction modale.

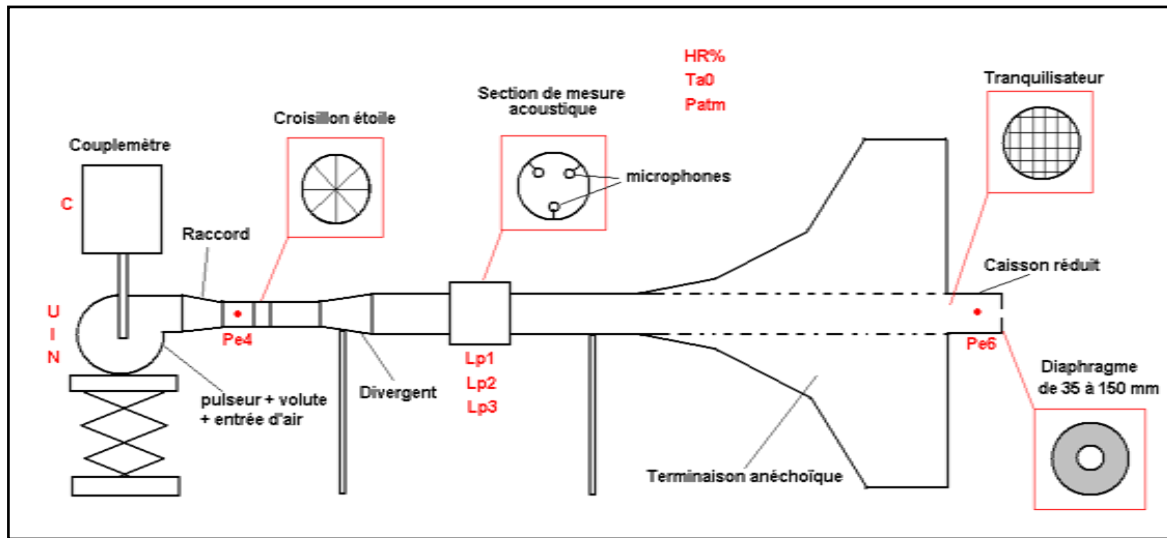


Figure 1-35 : Schéma du banc Valeo utilisé pour la caractérisation aéro-acoustique d'un ventilateur

En faisant varier le diamètre du diaphragme en aval de la terminaison anéchoïque et donc la perte de charge du circuit, le banc permet d'étudier le comportement aéro-acoustique complet d'un ventilateur. Pour chaque diaphragme, le ventilateur est alimenté par une tension de 9 puis 12 V et tourne à une vitesse de 2000 et 3000 rpm. Ainsi, quatre mesures sont effectuées pour chaque diaphragme. Cette méthode de mesure sera très utile par la suite car elle permet d'établir la courbe de fonctionnement complète du ventilateur et d'établir des liens entre les données aérauliques et le comportement acoustique du ventilateur. Plusieurs ventilateurs ont fait l'objet de campagnes de mesures sur ce banc et sont donc disponibles pour la synthèse acoustique.

4 Conclusion

La présentation du module de ventilation automobile a permis d'identifier les sources aéro-acoustiques principales. Les caractérisations acoustiques du ventilateur et des composants immobiles représentent les défis techniques à relever pour maîtriser et prédire la qualité sonore d'un module de ventilation automobile.

Des modèles empiriques de prédiction du niveau de bruit global d'un module de ventilation sont disponibles mais malheureusement difficilement exploitables pour des raisons de confidentialité. Le développement et la démocratisation des outils et méthodes de calculs aéro-acoustiques ont permis d'améliorer la précision et le détail des modèles numériques. Cependant, le coût et la formation nécessaire à la maîtrise de ces calculs restent des obstacles importants pour des applications industrielles. La prédiction du niveau de bruit global d'un module de ventilation peut aussi se faire par une synthèse acoustique.

La synthèse acoustique est une démarche permettant de contrôler le comportement acoustique d'un système mécanique dès la phase de conception. Elle permet la décomposition du système mécanique en sous-structures (sources, voies de transfert) qui est une étape essentielle à la maîtrise et au diagnostic du bruit produit. La caractérisation des sous-structures peut être effectuée à l'aide de méthodes expérimentales, numériques voire analytiques. Le choix de l'approche de synthèse est justifié par les moyens disponibles, les exigences de prototypage virtuel et l'applicabilité dans le milieu industriel.

La démarche adoptée pour effectuer la synthèse acoustique d'un module de ventilation nécessite de prendre en compte certaines hypothèses pour satisfaire aux exigences de l'équipementier automobile Valeo, maître d'œuvre du projet Cevas et utilisateur final de l'outil pédagogique de prototypage virtuel. A travers l'outil, il doit être possible de caractériser le comportement aéro-acoustique du module de ventilation à partir de paramètres de conception standards.

Une première étude de synthèse acoustique a permis de séparer et de hiérarchiser la contribution aéro-acoustique de chacun des composants responsables du bruit produit. Les caractéristiques aéro-acoustiques d'un composant, qu'elles soient passives ou actives, sont respectivement traduites par un spectre de perte par transmission et de puissance acoustique. Les effets d'interaction aéraulique des composants entre eux sont présentés et influencent directement la construction des spectres. Les effets de l'intégration des composants dans la cavité du module de ventilation sont à prendre en compte afin de pouvoir effectuer le calcul complet de la synthèse acoustique.

Les spectres de niveau de bruit donnés par la synthèse acoustique permet une étude de la qualité sonore du module. Cette étude utilise des lois d'acceptation et fournit des fichiers audio permettant une écoute directe du bruit prédit.

CHAPITRE II

COMPORTEMENT AERO-ACOUSTIQUE DES COMPOSANTS D'UN MODULE DE VENTILATION AUTOMOBILE

1 Introduction

Le premier chapitre a permis de mettre en place une synthèse vibro-acoustique d'un module de ventilation automobile. Les composants responsables du bruit produit par un module de ventilation automobile sont représentés par des termes de source et de perte par transmission. Ces termes sont des spectres bandes fines qui doivent être générés à partir de paramètres de conception. Le terme de source $W_{Composant}$ est déterminé à partir de données expérimentales effectuées sur deux bancs présentés dans le chapitre I. Les spectres présentés tiennent donc compte de l'environnement normalisé de mesure des bancs.

Le ventilateur est le seul composant qui génère un écoulement dans un module de ventilation. Des lois de comportement acoustique existent pour caractériser son terme de source sur banc. A partir de cet état de l'art, une méthode originale est mise en place afin de générer un spectre bandes fines de puissance à partir de données expérimentales.

Les autres composants d'un module de ventilation sont immobiles et sont donc des sources sonores liées à l'interaction entre ces derniers et l'écoulement d'air généré par le ventilateur. Des effets d'interaction aéraulique existent donc entre ces composants et le ventilateur. Dans le cas du volet, ces effets d'interaction sont tels qu'ils peuvent changer le comportement aéro-acoustique du ventilateur. Des études expérimentales et numériques ont permis de déterminer les caractéristiques acoustiques actives et passives de ces composants.

Enfin, l'échangeur est un composant complexe dont la caractérisation acoustique est rendue difficile par sa géométrie. Composé d'un nombre élevé de structures élémentaires de taille réduites, les travaux numériques et expérimentaux disponibles sont rares. Les termes de source et de perte par transmission sont paramétrés rétroactivement à partir de données expérimentales. Des calculs de dynamique des fluides RANS ont été effectués afin d'étudier le comportement de l'écoulement incident.

2 Le Ventilateur

Pour la synthèse acoustique, le terme de source du ventilateur est traduit par un spectre de puissance en bandes fines associé aux paramètres de conception choisis. Le coefficient de perte de charge du circuit de ventilation contraint le ventilateur tandis que la vitesse de rotation traduit l'intensité de la ventilation. Ces deux paramètres doivent permettre de déterminer le comportement aéro-acoustique du ventilateur.

Les deux bancs présentés précédemment ont été utiles pour la caractérisation du terme de source du ventilateur et donc au renseignement des termes de puissance W_{Vent_Amont} et W_{Vent_Aval} .

2.1 Comportement aéraulique d'un ventilateur

Lors des essais effectués sur les bancs, des données aérauliques et électriques sont associées à chaque mesure acoustique. Ces données sont le débit Q , la pression totale Δp , la vitesse de rotation N , la tension d'alimentation U et l'intensité I du moteur du ventilateur de diamètre D et de hauteur de pales h .

Avec ces données, les coefficients de pression μ et de débit δ (équation (1.1)) ainsi que le rendement η du motoventilateur sont calculés :

$$\eta = \frac{P_{circuit}}{P_{moteur}} = \frac{Q \cdot \Delta p}{U \cdot I} = \frac{C_f \cdot Q^3}{U \cdot I} . \quad (2.1)$$

A partir des points de fonctionnement du ventilateur relevés lors des mesures, il est possible de calculer deux fonctions d'interpolation polynomiales f_η et f_μ qui permettent d'approcher la valeur du rendement η et du coefficient de pression μ pour n'importe quel point de fonctionnement (voir Figure 2-3) :

$$\eta = f_\eta \delta = f_\eta \left(\frac{Q}{\pi D^2 N h} \right) . \quad (2.2)$$

En pratique, le fonctionnement stationnaire d'un ventilateur correspond à un état où le couple du moteur est égal au couple résistant du circuit de ventilation et où la perte de charge du circuit est égale à la charge du ventilateur :

$$\begin{cases} C_{moteur} = C_{circuit} , \\ \Delta p_{ventilateur} = \Delta p_{circuit} . \end{cases} \quad (2.3)$$

L'objectif est de déterminer les caractéristiques aérauliques et électriques du ventilateur telles que les égalités (2.3) soient vérifiées simultanément. Les variables laissées libres sont la vitesse de rotation N et le coefficient C_f de perte de charge du circuit. En considérant l'équation (2.1), le couple du moteur est donné par :

$$C_{moteur} = \frac{P_{moteur}}{N} = \frac{P_{circuit}}{N \cdot \eta} = \frac{C_f \cdot Q^3}{N \cdot f_\eta \left(\frac{Q}{\pi D^2 N h} \right)} . \quad (2.4)$$

Le couple résistant induit par le circuit de ventilation $C_{Circuit}$ n'est pas calculable directement. Cependant, lors des essais effectués sur banc à iso-tension ($U=9V$ et $U=12V$) et à iso-vitesses ($N=2000$ et $N=3000$ rpm), on peut constater sur la Figure 2-1 que le couple du circuit varie de manière linéaire en fonction de la tension U et de la vitesse de rotation N tel que :

$$C_{circuit} = \alpha_U \cdot U + \alpha_N \cdot N + \alpha_C \quad (2.5)$$

avec α_U , α_N et α_C des constantes de régression.

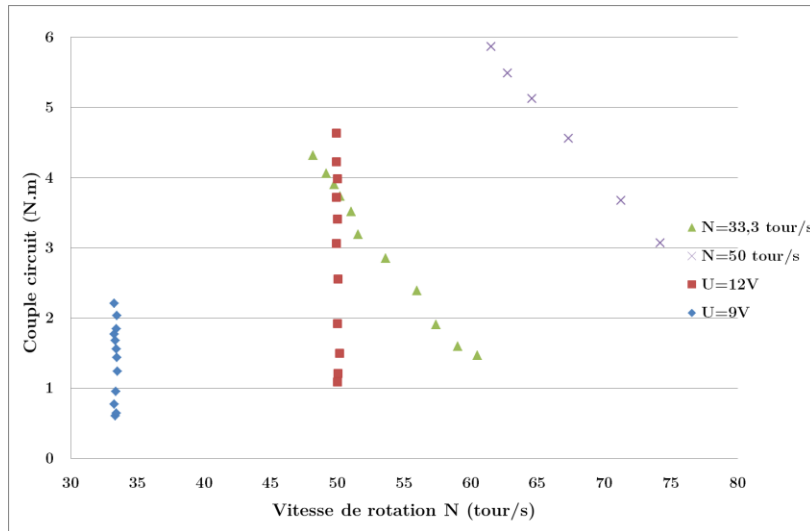


Figure 2-1 : Relation entre le couple circuit calculé et la tension d'alimentation U et la vitesse de rotation N

Pour une tension d'alimentation et une vitesse de rotation données, il est possible de calculer le débit Q_C tel que l'égalité des couples soit vérifiée.

L'obtention du débit $Q_{\Delta p}$ qui permet de vérifier l'égalité des pressions $\Delta p_{ventilateur}$ et $\Delta p_{circuit}$ est plus simple à obtenir. La perte de charge du circuit est définie par la relation (1.10) tandis que la pression du ventilateur est définie telle que :

$$\Delta p_{ventilateur} = \rho_0 (\pi D N)^2 \cdot f_\mu \left(\frac{Q_{\Delta p}}{\pi D^2 N h} \right) \quad (2.6)$$

Pour une vitesse de rotation donnée, le débit vérifiant l'égalité des couples varie en fonction de la tension d'alimentation tandis que celui vérifiant l'égalité des pertes de charge est indépendant de la tension. Le couple de données du ventilateur en fonctionnement (Q_{fonc} , U_{fonc}) est obtenu lorsque les débits Q_C et $Q_{\Delta p}$ sont égaux (voir Figure 2-2).

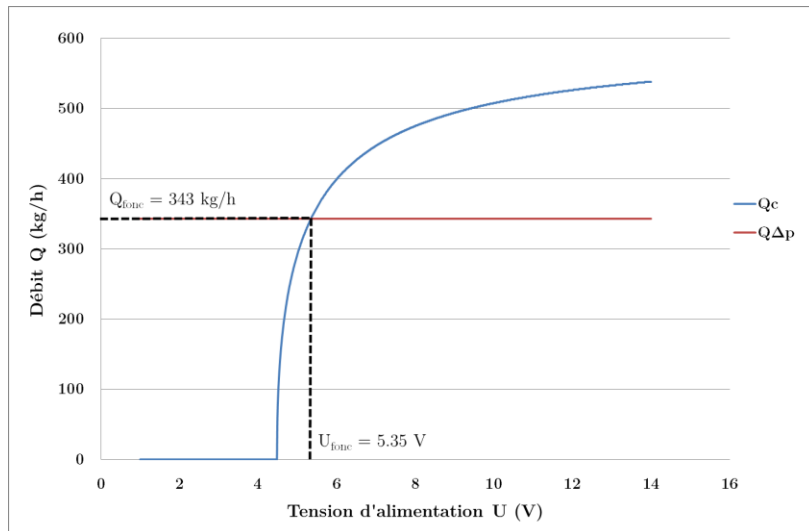


Figure 2-2 : Obtention de la tension d'alimentation pour laquelle $Q_C = Q_{\Delta p}$

Les caractéristiques aérauliques et électriques du ventilateur sont maintenant toutes calculables à partir de la vitesse de rotation et du coefficient de perte de charge du circuit.

La puissance électrique du moteur du ventilateur est une donnée complémentaire utile lors du dimensionnement du ventilateur. La donnée nécessaire à la détermination de la puissance est l'intensité du courant électrique définie telle que :

$$I_{fonc} = \frac{C_f \cdot Q_{fonc}^3}{U_{fonc} \cdot f_\eta \left(\frac{Q_{fonc}}{\pi D^2 N h} \right)} \quad (2.7)$$

Pour un circuit de ventilation donné et un débit recherché, il est donc possible de sélectionner le ventilateur le plus adapté en termes de consommation électrique et de vitesse de rotation.

2.2 Comportement acoustique d'un ventilateur

Le comportement aéro-acoustique d'un ventilateur est lié à des phénomènes de dynamique des fluides qui produisent un bruit dont les caractéristiques sont à la fois harmoniques et large bande. Des formulations permettent de caractériser ces deux aspects du bruit dans des conditions normalisées d'étude (rayonnement en champ libre par exemple). A partir de l'existant, une méthode originale de génération d'un spectre bandes fines est élaborée afin de fournir un niveau de puissance traduisant le terme de source du ventilateur.

2.2.1 Zones de fonctionnement et comportement acoustique

On peut délimiter le fonctionnement d'un ventilateur suivant trois zones en tenant compte des performances aéraulique et acoustique d'un ventilateur (voir Figure 2-3). Ces zones sont délimitées en superposant le tracé des deux fonctions qui représentent

les évolutions du rendement η du ventilateur et du coefficient de perte de charge μ en fonction de δ .

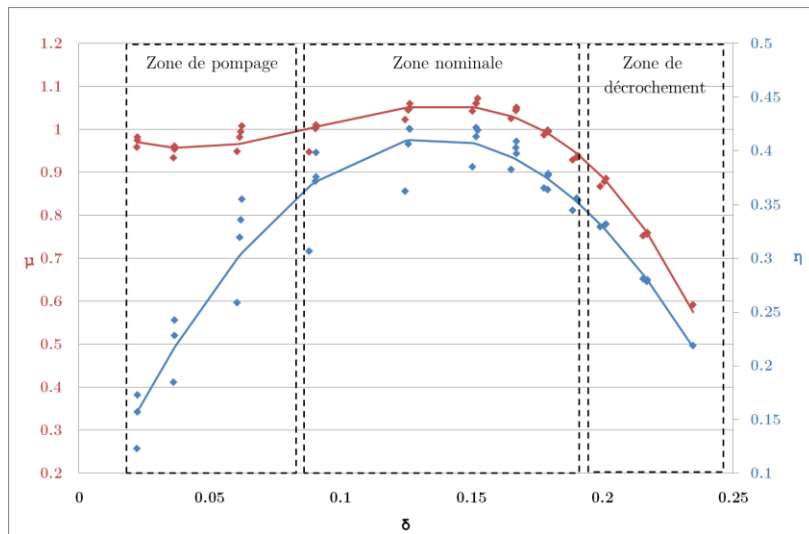


Figure 2-3 : Courbe caractéristique d'un ventilateur centrifuge :■ mesures,— interpolation polynomiale

Dans la zone de pompage, la pression est trop élevée par rapport au débit fourni par le ventilateur. Le point de fonctionnement du ventilateur est instable car le débit s'ajuste constamment en raison de la pression élevée. Ce débit oscillant est appelé « pompage » [44]. Le bruit produit va présenter un niveau large bande et un bruit tonal élevé lié à l'oscillation du débit et dépendant de la vitesse de rotation. Cette zone est donc à éviter pour le bon fonctionnement du ventilateur qui peut être endommagé.

Dans la zone nominale, le meilleur compromis bruit/rendement du ventilateur est atteint. Le point de fonctionnement optimal du ventilateur, obtenu en déterminant le maximum de la courbe de rendement, est dans cette zone de fonctionnement.

Dans la zone de décrochement, le ventilateur fournit un débit trop élevé pour ses capacités intrinsèques (dimensions et moteur) même si le ventilateur ne risque pas de casse. Cette zone est à éviter car le rendement diminue en plus que le bruit produit augmente.

2.2.2 Phénomènes de génération du bruit

Le bruit aérodynamique est majoritaire face aux bruits mécaniques et électriques lors d'un fonctionnement optimal de ventilateur. Le bruit d'un ventilateur en marche est composé d'un spectre de raies et d'un spectre large bande.

Le principal phénomène de génération de bruit de raies s'explique par la non-uniformité de l'écoulement à l'entrée ou à la sortie de la roue (en amont ou en aval du ventilateur), due à des obstacles géométriques ou des conduits dissymétriques. La variation de la vitesse absolue de l'écoulement à l'entrée de la roue provoque une variation de la vitesse relative sur les pales et donc de la force appliquée sur les pales. D'autre part, un bruit de raies apparaît lorsque le sillage de l'écoulement de chaque pale interagit avec le bec de volute à la fréquence de passage de pales. Les expériences

effectuées ont pu montrer que l'amplitude des raies est plus importante si les obstacles amont et aval se rapprochent. Des indications de distance entre obstacles et ventilateur ont été listées afin de simplifier la conception de l'environnement du ventilateur [45]. Les harmoniques de la vitesse de rotation (en tr/s) constituent le spectre de raies du ventilateur.

Les phénomènes produisant un bruit large bande sont multiples et concentrés sur les pales [46]. Tout d'abord, les variations de l'écoulement turbulent ou laminaire provoquent des fluctuations aléatoires des efforts sur les pales. La roue rayonne alors un bruit large bande et le sillage de l'écoulement provoque aussi une émission de bruit lorsqu'il entre en contact avec les obstacles situés en aval.

Dans la même logique de création du bruit dipolaire précédent, différents phénomènes viennent compléter le bruit large bande et sont associés à des phénomènes turbulents :

- les variations de pressions turbulentes de la couche limite sur l'intrados et extrados de la pale,
- les échappements tourbillonnaires des pales,
- le tourbillon créé au bord de fuite des pales impactant la pale elle-même et celles voisines,
- la cambrure des pales provoquant un décollement laminaire plus important.

La séparation du spectre global entre un spectre de raies et un spectre large bande permet ainsi de dissocier les causes turbulentes, provoquant des perturbations à largeur de bande élevée, des causes géométriques amont et aval qui génèrent un spectre de raies.

2.2.3 Terme de source d'un ventilateur

2.2.3.1 Etat de l'art

Les travaux sur les phénomènes cités précédemment ont permis à Lawson [47] d'exprimer la pression acoustique à la fréquence de passage des pales en champ lointain d'un ventilateur dans le cas d'un écoulement stationnaire. Concernant le bruit large bande, Sharland [48] propose aussi une formulation intégrale de la puissance acoustique due à une fluctuation aléatoire des efforts sur une pale dans l'hypothèse d'un champ lointain. Ces formulations, valables dans des conditions de propagation précises et dans le cas où le ventilateur rayonne en champ libre, nécessitent une caractérisation aéraulique antérieure. Elles ne peuvent pas être directement liées à des paramètres de conception tels que la vitesse de rotation et le coefficient de perte de charge.

Une formule a été développée [49] pour déterminer le spectre de puissance acoustique d'un ventilateur en considérant une résolution fréquentielle élevée (bandes fines) et un environnement acoustique quelconque :

$$\frac{W(f, \delta')}{\frac{D^2}{\rho_0 c \pi N} (\rho_0 \pi D N^2)^2} = F^2 St, \delta' \cdot G^2(He) \quad (2.8)$$

où (Unités SI) :

- W : spectre de puissance acoustique à un point de fonctionnement relatif au coefficient de débit,
- $\delta' = \frac{Q}{(\pi^2 D^3 N)}$: coefficient de débit, représentatif d'un point de fonctionnement,
- $St = f/(BN)$: nombre de Strouhal avec B le nombre de pales du ventilateur,
- f : fréquence,
- $He = fD/c_0$: nombre de Helmholtz,
- F : fonction source correspondant à un spectre dépendant du nombre de Strouhal et du coefficient de débit δ' . Cette fonction source ne prend en compte que les phénomènes liés au ventilateur seul (absence de stator ou de volute ni d'obstacles amont et aval).
- G : réponse acoustique du système seul dans lequel est inséré le ventilateur. Cette réponse ne dépend pas du point de fonctionnement (et donc de la vitesse de rotation).

Dans la pratique, la mise en place de la méthode théorique dont l'équation(2.8) est issue nécessite un protocole précis [50]. Cette formule est donc difficilement applicable dans cette étude.

2.2.3.2 Méthode expérimentale utilisée

Un ventilateur centrifuge a été caractérisé sur le banc UTC dont le conduit amont est placé en angle droit par rapport au conduit aval (voir Figure 2-4). La démarche d'acquisition de la caractéristique passive et active du ventilateur a été effectuée en déterminant le coefficient de réflexion des terminaisons anéchoïques du banc sans le ventilateur [51].

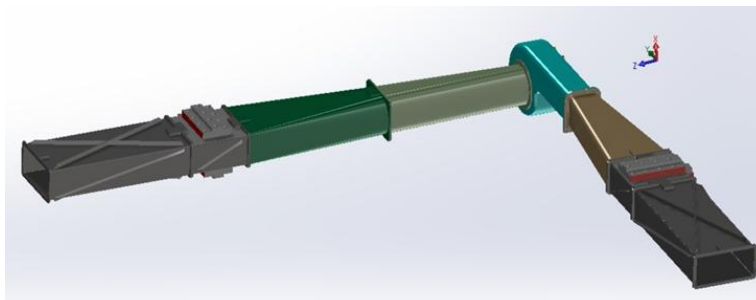


Figure 2-4 : Intégration d'un ventilateur centrifuge dans le banc UTC

Dans un premier temps, il a été nécessaire de déterminer la courbe de fonctionnement du ventilateur intégré dans ce banc en plaçant une obstruction de taille variable à l'extrémité de la terminaison anéchoïque aval. Ensuite, les mesures ont été effectuées avec un ventilateur ayant un fonctionnement situé dans sa zone nominale.

L'acquisition des termes de source se propageant respectivement vers l'amont et l'aval a permis de calculer les niveaux de puissance acoustique du ventilateur.

Beaucoup de ventilateurs (axiaux ou centrifuges) ne respectent pas l'égalité de puissance acoustique rayonnée en aval et en amont (voir Figure 2-5). Le niveau de puissance en aval est plus élevé que celui en amont dans le domaine des basses et moyennes fréquences (jusqu'à 1000 Hz) puis l'écart entre les deux niveaux de puissance se réduit pour des fréquences plus élevées. Pour certaines fréquences, le niveau de bruit en amont est même supérieur. Il est donc nécessaire de construire le terme de source W_{Vent_Aval} (terme se propageant vers l'aval) et le terme de source W_{Vent_Amont} (terme se propageant vers l'amont) après.

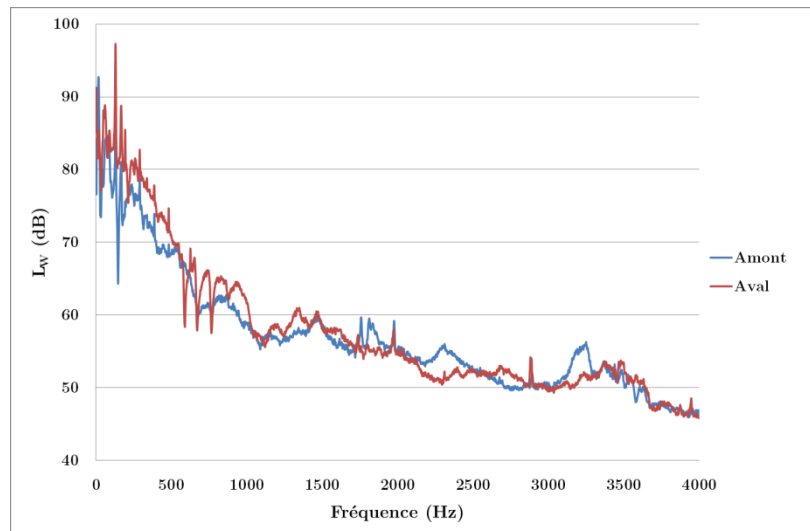


Figure 2-5 : Niveaux de puissance d'un ventilateur centrifuge

2.2.4 Lois de similitudes du terme de source du ventilateur

2.2.4.1 Etat de l'art

Dans le but de caractériser, classer et extrapoler les niveaux de bruit obtenus à partir d'un point de fonctionnement, les ventilateurs ont nécessité la mise en place de formulation de lois de similitudes. Ainsi, pour une courbe de performance correspondant à un ventilateur donné, il est possible d'en extrapoler les courbes correspondant à d'autres régimes de fonctionnement. Suivant la même logique, à partir de la situation acoustique d'un ventilateur de référence, il est possible de déterminer le terme de source d'un ventilateur homothétique.

Tout d'abord, à partir de mesures faites sur un ventilateur de référence de diamètre D_1 , tournant à une vitesse N_1 et délivrant un écoulement dans un fluide de masse volumique ρ_1 , les performances aérauliques approximatives d'un ventilateur homothétique au couple de caractéristiques D_2, N_2 sont déterminées à partir des formules suivantes :

$$Q_2 = Q_1 \cdot \frac{N_2}{N_1} \cdot \frac{D_2^3}{D_1^3}, \quad (2.9)$$

$$\Delta p_2 = \Delta p_1 \cdot \frac{N_2^2}{N_1^2} \cdot \frac{D_2^2}{D_1^2} \cdot \frac{\rho_2}{\rho_1}, \quad (2.10)$$

$$P_{Circuit\ 2} = P_{Circuit\ 1} \cdot \frac{N_2^3}{N_1^3} \cdot \frac{D_2^5}{D_1^5} \cdot \frac{\rho_2}{\rho_1}, \quad (2.11)$$

$$\eta_2 = \eta_1. \quad (2.12)$$

Les formules ne restent valables que si les effets de compressibilité sont négligeables ($\Delta p < 2500\ Pa$ ou $Mach < 0.3$) et si les effets d'échelle sont petits.

Ensuite, à l'aide des mesures multiples effectuées sur un large panel de ventilateurs, il est possible de déterminer un niveau de puissance acoustique à partir d'un niveau de référence. La formulation suivante est un exemple proposé [52] en bande d'octave de fréquence centrale f_c :

$$L_{W_2} f_c = L_{W_1} f_c + 10 \cdot \log_{10} \frac{Q_2}{Q_1} + 20 \cdot \log_{10} \frac{\Delta p_2}{\Delta p_1}. \quad (2.13)$$

En respectant les lois de similitudes aérauliques (équations (2.9) à (2.12)), il est possible de transposer deux spectres de puissance en utilisant la vitesse de rotation et le diamètre.

Si le rapport des vitesses de rotation est éloigné de 1, un décalage fréquentiel du spectre de raies provoque des basculements de raies dans les bandes voisines d'octave ou de tiers d'octave. La loi de similitude (2.13) donne une mauvaise estimation du spectre. Par conséquent, l'AMCA (Air Movement and Control Association) a préconisé une loi de similitude pour un ventilateur hélicoïde dépendante de la vitesse de rotation :

$$L_{W_2} \left(f_c \cdot \frac{N_2}{N_1} \right) = L_{W_1} f_c + 50 \cdot \log_{10} \frac{N_2}{N_1} + 70 \cdot \log_{10} \frac{D_2}{D_1}. \quad (2.14)$$

Dans le cas des ventilateurs centrifuges, la hauteur des pales est prise en compte, ce qui modifie légèrement la transposition (2.14) :

$$L_{W_2} \left(f_c \cdot \frac{N_2}{N_1} \right) = L_{W_1} f_c + 50 \cdot \log_{10} \frac{N_2}{N_1} + 50 \cdot \log_{10} \frac{D_2}{D_1} + 10 \cdot \log_{10} \frac{h_2}{h_1}. \quad (2.15)$$

Les lois de similitudes permettent d'interpoler le niveau de bruit d'un ventilateur à un point de fonctionnement précis à partir d'un ventilateur de référence. Ce ventilateur de référence a été obtenu à partir de larges campagnes d'essais réalisées sur un grand nombre de ventilateurs. Ces références prennent en compte le type de ventilateur (centrifuge, hélicoïde, tangentiel), la géométrie des pales, le diamètre de roue ainsi que la gamme de pression de fonctionnement. A partir des lois de similitudes, la formulation est proposée par l'ASHRAE [53] (American Society of Heating, Refrigerating and Air conditioning Engineers) pour fournir :

$$L_W f_c = K_W f_c + 10. \log_{10} \left(\frac{Q_{op}}{Q_{ref}} \right) + 20. \log_{10} \left(\frac{\Delta p_{op}}{\Delta p_{ref}} \right) \quad (2.16)$$

avec Q_{op} et Δp_{op} les performances aérauliques optimales (maximum de rendement) du ventilateur, Q_{ref} égal à $1m.s^3$, Δp_{ref} égal à $1kPa$ et K_W le niveau de puissance de référence présenté en Figure 2-6. Pour ajouter l'amplitude du bruit lié à la fréquence de passage de pales, il suffit d'ajouter 2 dB à K_W dans la bande d'octave concernée.

Type de ventilateur	Diamètre de roue	Fréquence centrale de la bande d'octave (Hz)								
		63	125	250	500	1k	2k	4k	8k	FPF
Centrifuge										
pales courbées vers l'arrière	> 0.75 m	85	85	84	79	75	68	64	62	3
	< 0.75 m	90	90	88	84	79	73	69	64	3
pales radiales : pression 1 à 2 kPa	> 1 m	101	92	88	84	82	77	74	71	7
	< 1 m	112	104	98	88	87	84	79	83	7
pales radiales : pression 2.5 à 5 kPa	> 1 m	103	99	90	87	83	78	74	71	8
	< 1 m	113	108	96	93	91	86	82	79	8
pales radiales : pression 5 à 15 kPa	> 1 m	106	103	98	93	91	89	86	83	8
	< 1 m	116	112	104	99	99	97	94	91	8
pales courbées vers l'avant	tout diamètre	98	98	88	81	81	76	71	66	2
Hélicoïdes										
avec redresseur										
rapport moyen 0.3 à 0.4	tout diamètre	94	88	88	93	92	90	83	79	6
rapport moyen 0.4 à 0.6	tout diamètre	94	88	91	88	86	81	75	73	6
rapport moyen 0.6 à 0.8	tout diamètre	98	97	96	96	94	92	88	85	6
sans redresseur										
	> 1 m	96	91	92	94	92	91	84	82	7
	< 1 m	93	92	94	98	97	96	88	85	7
hélice	tout diamètre	93	96	103	101	100	97	91	87	5

Figure 2-6 : Niveaux de puissance acoustique de référence K_W (dB) [3]

Un facteur de correction est ajouté afin d'exprimer le spectre de puissance du ventilateur dans la zone de fonctionnement nominal :

$$L_W f_c = K_W f_c + 10. \log_{10} \left(\frac{Q_{op}}{Q_{ref}} \right) + 20. \log_{10} \left(\frac{\Delta p_{op}}{\Delta p_{ref}} \right) + 10. \log_{10} \left(\frac{\Phi}{\Phi_{op}} \right), \quad (2.17)$$

avec le facteur de correction :

$$\Phi = \frac{\delta}{\sqrt{2. \mu}} = \frac{1}{\pi Dh. \sqrt{2C_f}}. \quad (2.18)$$

2.2.4.2 Lois de similitudes développées

Des lois de similitude ont été développées pour prédire le niveau de puissance en amont et en aval du ventilateur à partir des mesures faites sur les bancs UTC et Valeo.

2.2.4.2.1 Terme de source en aval du ventilateur

En s'inspirant de la loi ASHRAE réalisé en bandes d'octave, la loi de similitudes du niveau de puissance en bandes fines a été développée :

$$L_W f = K_W f + POND_N f . \log_{10} \left(\frac{N}{N_W} \right) + g_{LB} \delta + g_H \delta . \quad (2.19)$$

Les trois premiers termes de la somme vont construire le niveau de bruit large bande tandis que le dernier terme ajoute la contribution tonale aux harmoniques de la vitesse

de rotation. Ainsi, les trois premiers termes sont construits en se basant sur des mesures aéro-acoustiques auxquelles la contribution tonale a été supprimée. Ces différents termes ont été définis à partir de données expérimentales issues du banc Valeo.

Le niveau de référence K_W , associé à une vitesse de rotation N_W fixée à 2000 rpm, correspond au niveau de puissance mesuré pour un ventilateur ayant un point de fonctionnement le plus proche du point de fonctionnement optimal.

Le facteur de pondération $Pond_N$, multiplié par le rapport entre la vitesse recherchée N et la vitesse de référence N_W , ajuste le bruit large bande en tenant compte de la vitesse de rotation. Le facteur $Pond_N$ a été calculé à partir de plusieurs mesures aéro-acoustiques pour un même point de fonctionnement. A chaque point de fonctionnement δ_i , on calcule la différence entre la puissance mesurée à environ 2000 rpm et celle mesurée à d'autres vitesses de rotation. Cette différence est divisée par le logarithme du rapport des vitesses. Les $J(i)$ rapports sont moyennés pour chaque point de fonctionnement δ_i . Le facteur $Pond_N$ est la moyenne du terme précédent sur l'ensemble des K points de fonctionnement δ_i . La formule utilisée pour calculer le scalaire $Pond_N$ est la suivante :

$$Pond_N = \frac{1}{K} \cdot \sum_{i=1}^K \left\{ \frac{1}{J(i)} \cdot \sum_{j=1}^{J(i)} \left[\frac{L_W^{N_j, \delta_i} - L_W^{2000, \delta_i}}{\log_{10} \left(\frac{N_j}{2000} \right)} \right] \right\}. \quad (2.20)$$

D'après la Figure 2-7, on peut constater que le facteur $Pond_N$ augmente progressivement avec la fréquence jusqu'à atteindre un niveau asymptotique aux alentours de 70 dB. Une dispersion de la valeur de $Pond_N$ est visible pour des fréquences inférieures à 500 Hz.

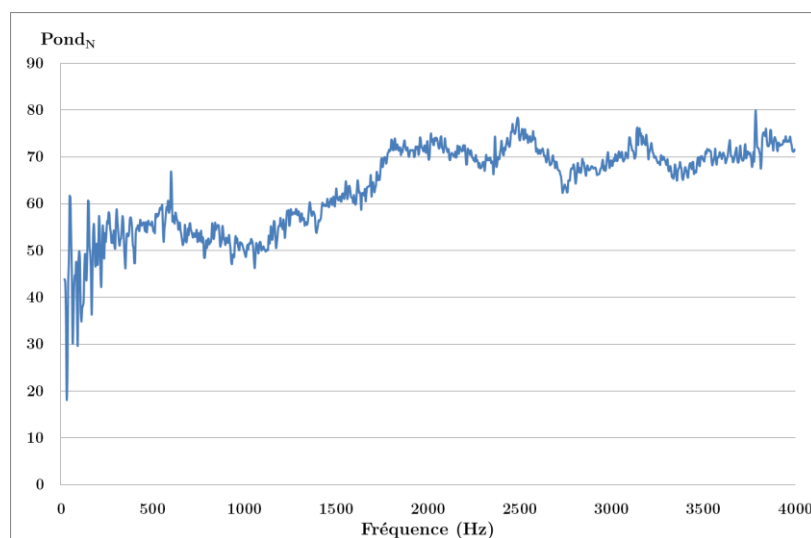


Figure 2-7 : Valeur de $Pond_N$ pour un ventilateur donné

Le facteur adimensionnel δ , lié au débit Q recherché, fait varier le niveau de bruit large bande. La Figure 2-8 montre que le niveau de bruit augmente avec δ pour une même

vitesse de rotation. La fonction polynomiale $g_{LB} \delta$ ajuste le niveau de bruit large bande en fonction de δ . Cette fonction est utile si le débit recherché et la vitesse de rotation sont tels que le point de fonctionnement s'éloigne du point de fonctionnement optimal δ_{op} .

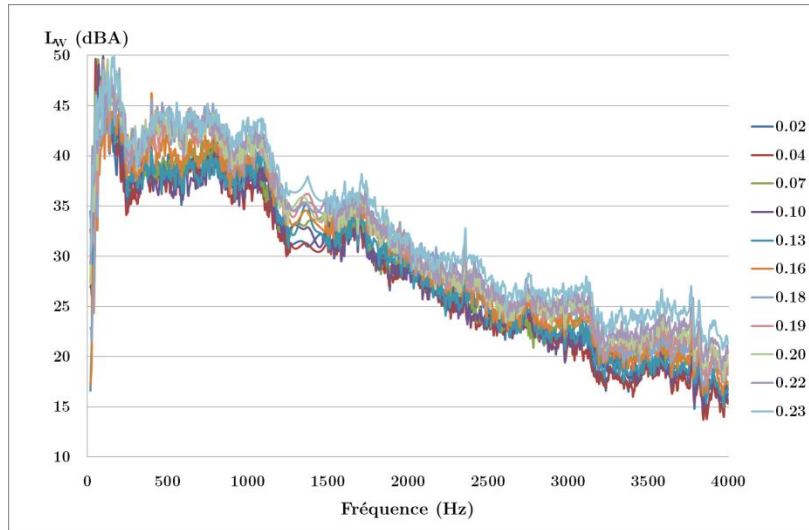


Figure 2-8 : Valeur du niveau de bruit large bande à iso-vitesse ($N=2000$ rpm et $\delta \in [0.02,0.23]$)

Enfin, la fonction $g_H(\delta)$ construit le bruit tonal aux harmoniques de la vitesse de rotation. Pour l'harmonique de passage de pales, l'émergence du bruit tonal est fonction du point de fonctionnement et du paramètre adimensionnel δ . La Figure 2-9 montre que l'amplitude de ce bruit augmente avec δ pour des mesures faites à iso-vitesses (2000-3000 rpm) et iso-tensions (9-12V). A chaque iso-vitesse ou iso-tensions, la droite de régression linéaire (traits pointillés) des amplitudes mesurées (points) a été calculée. La droite moyenne des régressions linéaires est la fonction $g_H(\delta)$.

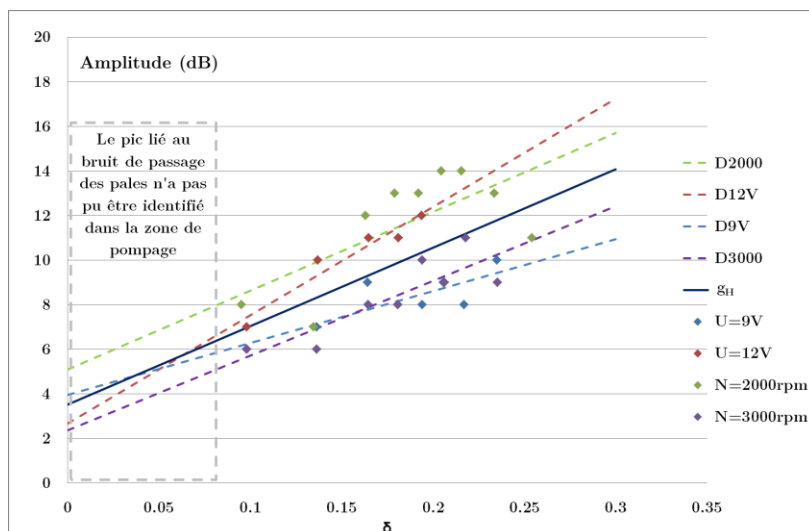


Figure 2-9 : Bruit tonal à la fréquence de passage des pales

La formule (2.19) a été appliquée pour prédire le niveau de bruit en aval du ventilateur centrifuge. Sur la Figure 2-10, on peut voir que la comparaison entre un spectre mesuré et un spectre prédit avec les mêmes paramètres aérauliques ($C_f =$

60400 kg.m⁻⁷ et $N = 3033$ rpm) est satisfaisante sur l'ensemble du domaine fréquentiel considéré.

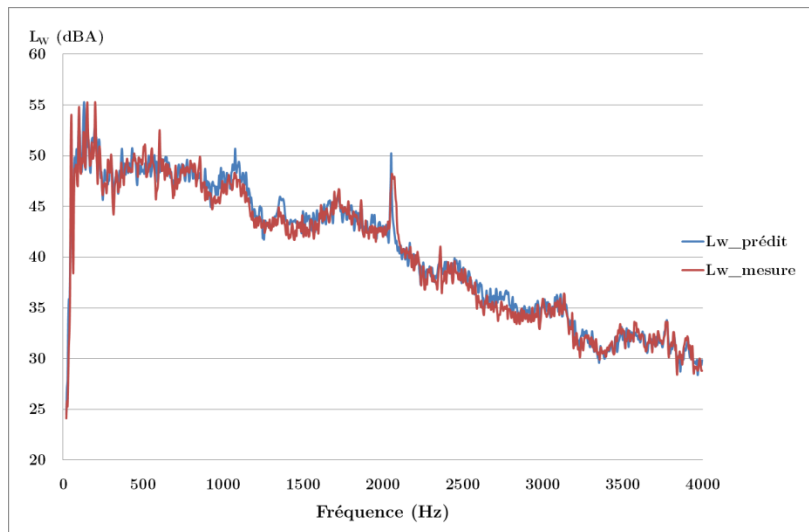


Figure 2-10 : Comparaison du niveau de puissance en aval d'un ventilateur centrifuge prédit avec celui issu de la mesure

On constate sur la Figure 2-11 que la loi ASHRAE est moins précise que la loi analytique construite en considérant une définition fréquentielle en bande d'octave.

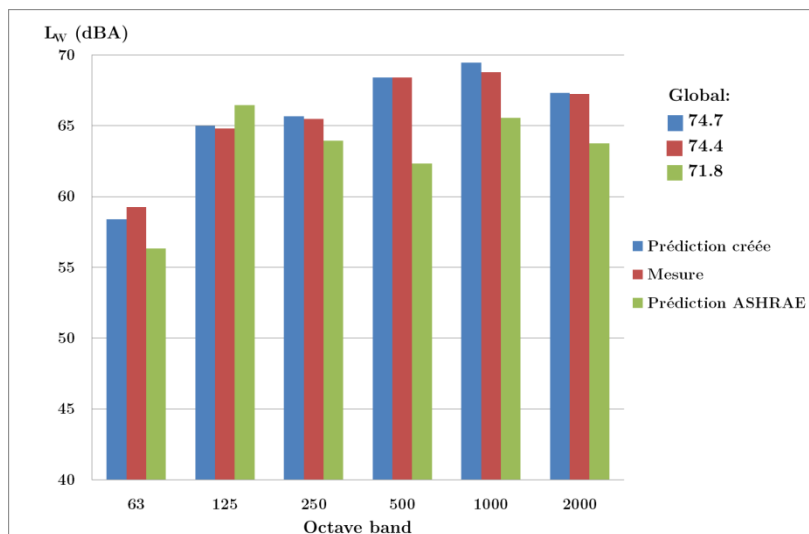


Figure 2-11 : Comparaison du niveau de puissance en aval d'un ventilateur centrifuge entre la prédiction bandes fines créée, la prédiction ASHRAE et la mesure

2.2.4.2.2 Terme de source en amont du ventilateur

Maintenant que le terme de source W_{Vent_Aval} peut être construit, il est nécessaire de déterminer le terme de source W_{Vent_Amont} . Les mesures faites sur le banc UTC ont permis de déterminer la répartition de puissance acoustique entre l'amont et l'aval du ventilateur illustrant le caractère dissymétrique de cette source. D'après la Figure 2-12, on peut remarquer que l'écart de puissance entre l'aval et l'amont est indépendant du point de fonctionnement. Il est choisi de lisser l'écart moyen et de calculer le niveau de puissance amont du ventilateur en fonction du niveau de bruit aval et de cet écart.

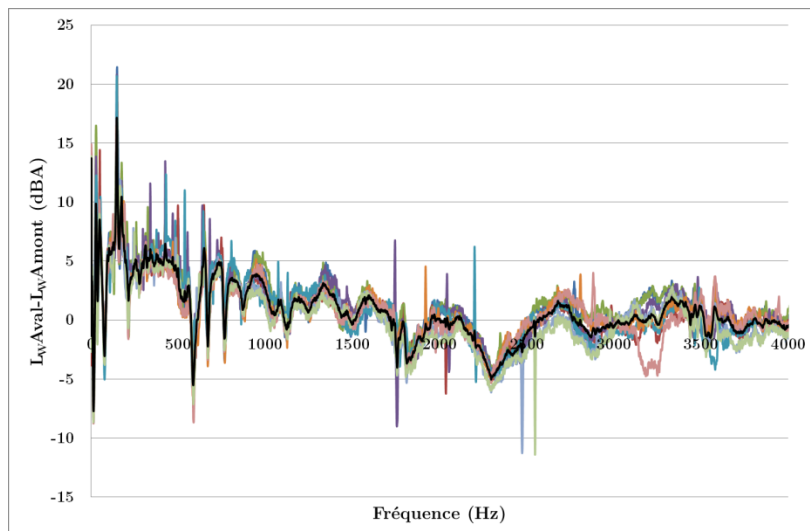


Figure 2-12 : Ecart de puissance du ventilateur $L_W^{aval} - L_W^{amont}$ pour différents points de fonctionnement du ventilateur et moyenne des écarts constatés (tracé noir)

L'étude du comportement aéro-acoustique d'un ventilateur a permis d'atteindre l'objectif de représenter son terme de source par un spectre de puissance bandes fines dans n'importe quelle condition de contrainte (coefficient de perte de charge) et d'intensité de ventilation (vitesse de rotation).

3 Les volets

Le volet est le composant immobile principal d'un module de ventilation automobile. Responsable de l'aspiration et de la distribution de l'air dans l'habitacle ainsi que de l'orientation de l'écoulement, il va avoir une influence sur le comportement aéro-acoustique du ventilateur. L'interaction aéraulique entre ces deux composants est forte car les termes de source et de perte par transmission du volet sont dépendants du débit délivré par le ventilateur. Ces termes doivent être construits à partir de l'angle d'ouverture du volet et des dimensions de la section dans laquelle se trouve ce dernier.

Les données expérimentales issues du banc UTC ont permis de caractériser son terme de source se propageant vers l'aval et son terme de perte par transmission. Les mesures ont été faites pour des angles égaux à 15°, 30°, 45°, 60° et 90°. Pour chaque angle, trois vitesses d'écoulement différentes ont été considérées.

3.1 Effets d'interaction entre les volets et le ventilateur

Le comportement aéro-acoustique du ventilateur va être modifié par les volets dans deux cas distincts. Le changement d'ouverture des volets de mixage et de distribution entraîne une modification de leur coefficient de perte de charge et donc du point de fonctionnement du ventilateur. Le changement d'ouverture du volet de recirculation entraîne une modification de la vitesse de l'écoulement sur le volet d'entrée et du terme de source se propageant vers l'amont du ventilateur.

3.1.1 Variation de l'angle d'ouverture d'un volet de mixage ou de distribution

Lors du renseignement des paramètres de conception du ventilateur, les volets sont supposés placés à une position par défaut lié au mode de ventilation (60° par exemple).

Chaque élément placé comme un obstacle à un écoulement de fluide représente une perte de charge intrinsèque. La perte de charge totale du circuit du module de ventilation est :

$$\Delta p_{\text{Circuit}} = C_f \cdot Q^2 = \sum_{i=1}^P C_f^i \cdot Q^2 \quad (2.21)$$

avec P le nombre d'obstacles d'un module de ventilation et C_f^i le coefficient de perte de charge de l'obstacle i . On suppose donc que les composants sont suffisamment éloignés entre eux.

Le nouveau coefficient total de perte de charge est calculé dès le changement de l'angle d'ouverture d'un volet :

$$C_{f_{\text{nouveau}}} = \frac{\Delta p_{\text{ancien}}}{Q_{\text{ancien}}^2} - C_{f_{\text{ancien}}}^{\text{Volet}} + C_{f_{\text{nouveau}}}^{\text{Volet}} \quad (2.22)$$

La perte de charge calculée précédemment lors du renseignement du ventilateur est divisée par le carré du débit choisi pour avoir le coefficient total de perte de charge avant la modification de l'angle.

3.1.1.1 Coefficient de perte de charge d'un volet

Dans le cas des composants immobiles, le coefficient de perte de charge est directement lié à des caractéristiques géométriques de l'élément faisant obstacle à l'écoulement du fluide :

$$C_f^{Volet} = \frac{\rho_0}{LH} \frac{1 - \sigma^2}{\sigma^2} \quad (2.23)$$

avec σ le rapport d'ouverture défini selon :

$$\sigma = \frac{LH - S_{Volet}}{LH} \quad (2.24)$$

avec L et H les dimensions de la section au niveau du volet et S_{Volet} la surface du volet projetée sur la normale de l'axe du conduit. Si le terme σ est nul, ce qui correspond à une fermeture complète du volet, le terme C_f^{Volet} est fixé à 10^8 car il tend vers l'infini.

Cette relation est appliquée dans le cas des diaphragmes et autres obstacles plans, l'application dans le cas des volets doit être validée en la comparant avec les données aérauliques expérimentales.

Les volets utilisés dans le module de ventilation sont dits « papillons », c'est-à-dire qu'un entraxe de diamètre D_e (environ 2 cm) traverse le volet de dimensions L et H comme présenté sur la Figure 2-13.

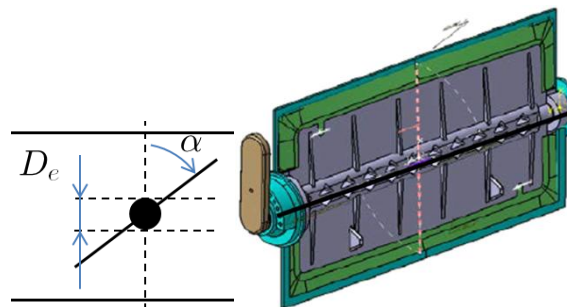


Figure 2-13 : Volet industriel caractérisé sur le banc UTC

Ainsi, la valeur de la section du volet projetée sur la normale de l'axe du conduit est calculée en utilisant l'équation écrite ci-dessous :

$$\begin{cases} S_{Volet} = LD_e \text{ si } \alpha > \alpha_0 \text{ avec } \alpha_0 = \frac{\pi}{2} - \sin^{-1} \left(\frac{D_e}{H} \right), \\ S_{Volet} = LH \cdot \cos \alpha \text{ si } \alpha \leq \alpha_0. \end{cases} \quad (2.25)$$

Le coefficient de perte de charge obtenu théoriquement avec l'équation (2.23) peut être comparé au coefficient de perte de charge obtenu expérimentalement sur le banc UTC. La Figure 2-14 montre une divergence entre le coefficient de perte de charge

théorique et expérimental lorsque l'angle d'ouverture s'éloigne de 45°. Par la suite, il est donc choisi de calculer le coefficient de perte charge en utilisant les données expérimentales extrapolées à l'aide d'une loi de puissance de type $C_f^{Volet} = 10 \cdot \alpha^{-b}$ pour des angles compris entre 15° et 90°.

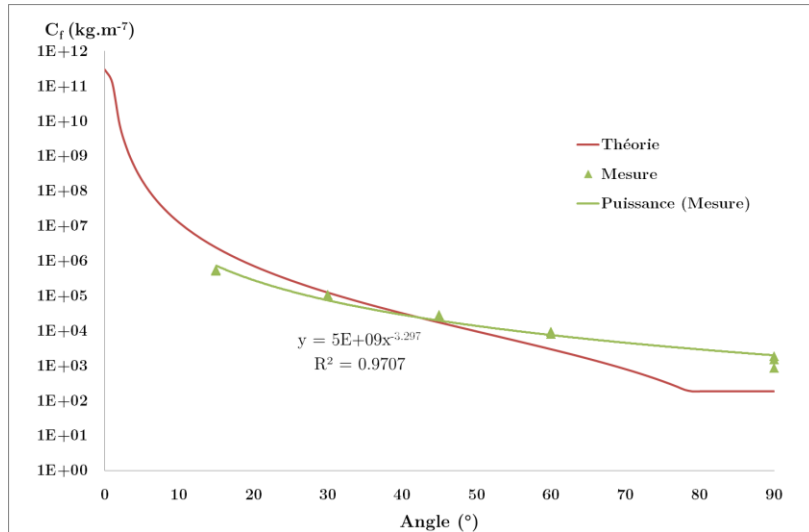


Figure 2-14 : Coefficients de perte de charge du volet en fonction de l'angle d'ouverture

3.1.1.2 Impact sur le ventilateur

Pour illustrer l'impact aéro-acoustique d'un changement d'angle d'ouverture d'un volet de mixage ou de distribution sur le ventilateur, nous considérons la situation initiale, basée sur la Figure 2-15, d'un volet ouvert à 60°, d'un circuit tel que le coefficient de perte de charge est égal à 50000 kg.m⁻⁷ et d'un ventilateur générant un débit de 350 kg.h⁻¹ pour une vitesse de rotation de 2100 rpm.

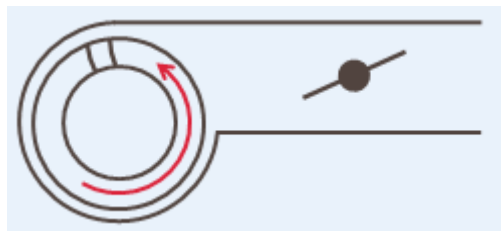


Figure 2-15 : Interaction entre un ventilateur et un volet

Lors de la variation de l'angle d'ouverture, le concepteur est amené à considérer deux cas distincts qui sont la conservation de la vitesse de rotation (iso-vitesse) ou du débit (iso-débit).

Si la vitesse de rotation est conservée, le débit va naturellement diminuer avec la fermeture du volet tandis qu'il va augmenter avec l'ouverture du volet. D'après la Figure 2-16, on peut constater que la composante large bande du terme de source du ventilateur diminue avec la fermeture du volet qui s'explique par la diminution du terme adimensionnel δ . De plus, la composante tonale de la fréquence de passage de pales f_{pp} est aussi diminuée. Globalement, si le concepteur désire conserver la même vitesse de rotation, la valeur du terme de source du ventilateur varie faiblement.

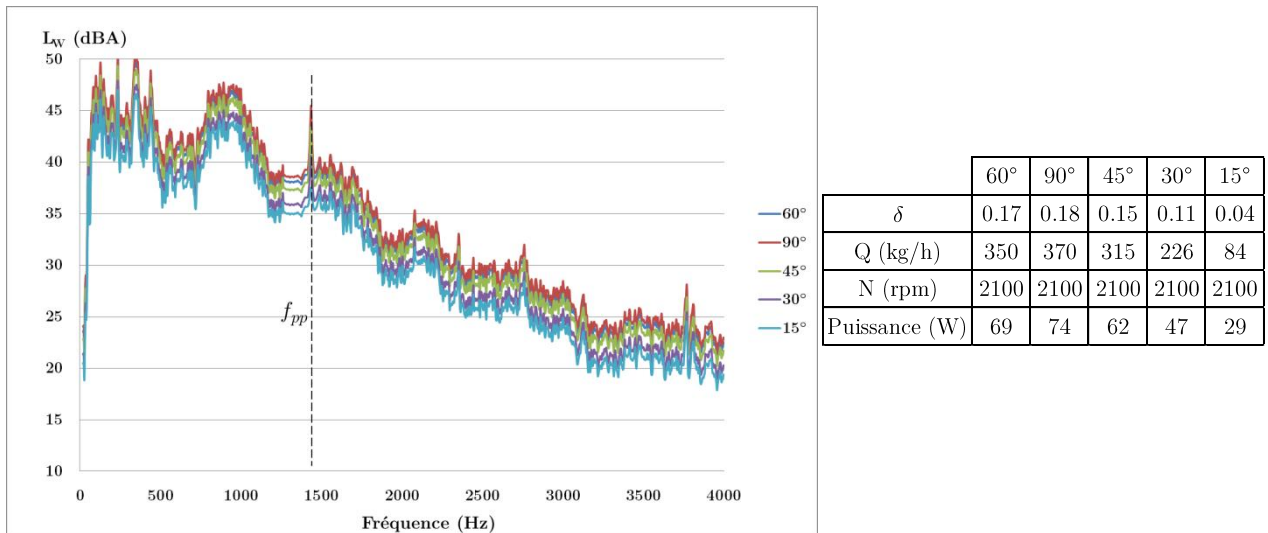


Figure 2-16 : Influence de l'angle d'ouverture du volet sur le terme de source du ventilateur à iso-vitesse de rotation ($N=2100$ rpm)

Si le concepteur désire conserver le débit délivré par le ventilateur, l'impact aéro-acoustique du volet sur le terme de source du ventilateur est bien plus important que dans le cas précédent (voir Figure 2-17). La composante large bande augmente très fortement dans le cas des angles fermés (15° et 30°). La contribution de la composante tonale diminue avec le coefficient δ . Pour le cas extrême de fermeture, le moteur du ventilateur dépasse largement ses capacités électriques.

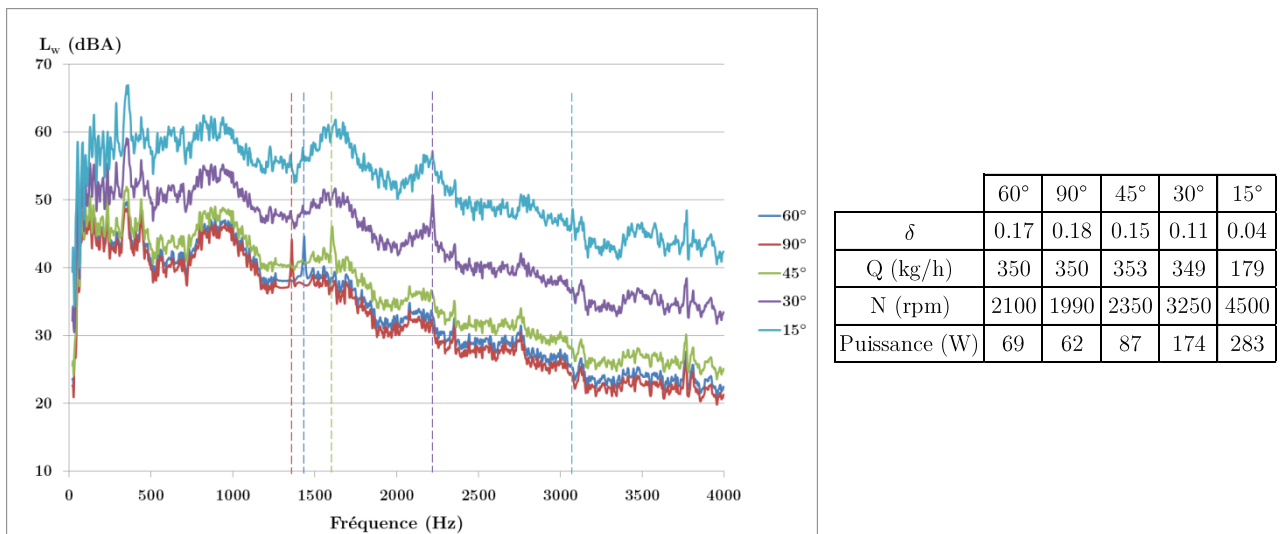


Figure 2-17 : Influence de l'angle d'ouverture du volet sur le terme de source du ventilateur à iso-débit ($Q=350$ kg/h)

3.1.2 Position du volet de recirculation

L'air aspiré par le ventilateur peut provenir de l'habitacle (mode CVAR) ou de l'extérieur (mode HDF, HFF, CVAF). La gestion de l'origine de l'air aspiré est effectuée par un volet de recirculation (en vert sur la Figure 2-18).

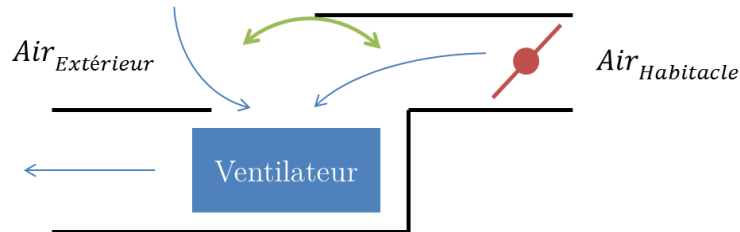


Figure 2-18 : Schéma du volet de recirculation (en vert), interagissant avec le ventilateur placé en aval et le volet d'entrée (en rouge) placé en amont

Même dans le cas d'un mode pur de ventilation, le volet de recirculation n'est pas complètement ouvert ou fermé et un pourcentage d'air recyclé (provenant de l'habitacle) peut être défini. Ce pourcentage est appelé « taux de recirculation » :

$$R = \frac{S_{habitacle}}{S_{habitacle} + S_{extérieure}} \quad (2.26)$$

avec $S_{habitacle}$ la section ouverte sur l'habitacle et $S_{extérieure}$ la section ouverte sur l'extérieur.

Le niveau de puissance acoustique amont du ventilateur perçu dans l'habitacle va augmenter avec le taux de recirculation R . De manière simplifiée, on suppose que l'impact de R sur l'ensemble du spectre du niveau de puissance acoustique amont du ventilateur est traduit par :

$$W_{Vent_Amont, R} = R \cdot W_{Vent_Amont, R=1} \quad (2.27)$$

Par exemple, pour un taux de recirculation de 15 %, le spectre du terme de source amont est diminué de 8.2 dB.

Le taux de recirculation va aussi influencer sur la vitesse de l'écoulement incident du volet d'entrée (en rouge sur Figure 2-18) :

$$U_{Entrée} = \frac{Q}{L \cdot H} \cdot R \quad (2.28)$$

Le volet de recirculation agit donc directement sur le terme de source du volet d'entrée. La vitesse de l'air incident sur les autres volets (de mixage et de sortie) n'est pas influencée par le taux de recirculation.

En raison de la géométrie complexe du volet de recirculation, la détermination de ses termes de source et de perte par transmission n'a pas pu être effectuée expérimentalement sur le banc UTC. Le taux de recirculation R peut être considéré comme un terme simplifié de perte par transmission.

3.2 Détermination du terme de source d'un volet

Le terme de source d'un volet est issu de l'interaction entre l'écoulement de l'air incident et cet obstacle. D'après Curle [10], le bruit du aux forces aérodynamiques agissant sur un obstacle peut être modélisé par une source dipolaire. Le comportement de l'écoulement d'air au niveau de l'obstacle permet d'approcher la valeur du terme de source.

Les travaux réalisés de caractérisation du terme de source ont été transposés au cas des volets. La méthode de Nelson et Morphey [54, 55] est utilisée pour caractériser le terme de source du volet.

3.2.1 Etat de l'art

3.2.1.1 Interaction de l'écoulement avec un obstacle

Pour un obstacle placé dans un conduit de ventilation, l'interaction de ce dernier avec un écoulement de fluide va provoquer des turbulences et donc des sources sonores dipolaires [10]. Les forces aérodynamiques de trainées sont à l'origine de la génération du terme de source [56] qui se propage vers l'amont ou vers l'aval (voir Figure 2-19).

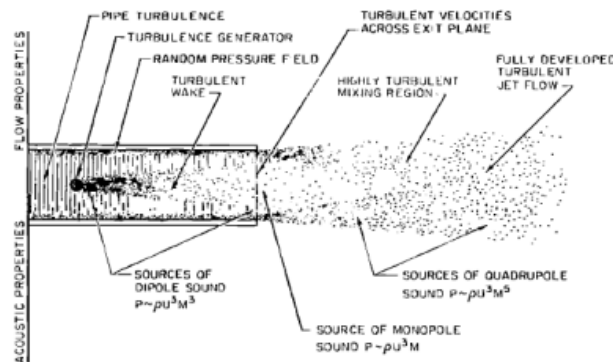


Figure 2-19 : Comportement de l'écoulement et génération des sources sonores caractéristiques d'un bruit de jet [56]

Ribner [57] et Gordon [58] ont exprimé la puissance acoustique générée par un obstacle en supposant que les forces aérodynamiques de trainées sont proportionnelles à sa perte de charge :

$$W f_c = \frac{W_N St \Delta p^3 D^2}{\rho_0^2 c_0^3} \quad (2.29)$$

où (Unités SI) :

- Δp est la perte de charge de l'obstacle,
- D est le diamètre du conduit d'essai,
- f_c est la fréquence centrale de la bande d'octave,
- $W_N St$ est la puissance normalisée et fonction du nombre de Strouhal St .

L'équation précédente est valable pour un obstacle placé en champ libre. Pour un obstacle placé dans un conduit et des nombres de Strouhal élevés, la prédiction de la puissance acoustique devient :

$$W f_c = \frac{W_N St \Delta p^3 D^2}{\rho_0^2 c_0^3} \cdot \left(1 + \frac{f_c^2}{f_0^2} \right), \quad (2.30)$$

avec f_0 la fréquence de coupure du premier mode du conduit.

Heller et Widnall [59] ont confirmé que la force de traînée est largement supérieure à la force de portance qui est négligeable. Ils étudient aussi l'influence de la position d'un volet sur le bruit mesuré à la sortie du conduit. Ils notent que la dépendance entre la puissance acoustique rayonnée et la vitesse de l'écoulement est en U^4 lorsque la fréquence de coupure du premier mode n'est pas atteinte tandis qu'elle est en U^6 lorsque cette dernière est dépassée.

Pour des obstacles placés dans des conduits rectangulaires, Nelson et Morphey [54, 55] s'appuient sur les travaux de Gordon pour estimer la puissance acoustique rayonnée par un obstacle pour des cas de faible vitesse d'écoulement ($Mach < 0,1$, ce qui est standard dans le domaine industriel des modules de ventilation automobile). Ils considèrent que les fluctuations des forces de traînée dans une bande fréquentielle donnée et la moyenne de la force de traînée sont proportionnelles à un coefficient K dépendant du nombre de Strouhal :

$$F_{Trainée\ RMS.\Delta f} = K St \cdot \overline{F_{Trainée}}. \quad (2.31)$$

Ce coefficient $K St$ sert à la construction d'un outil de prédiction de la puissance acoustique rayonnée en amont et en aval de l'élément pour une vitesse d'écoulement et une position données :

$$f_c < f_0 : W f_c = \frac{LH \cdot K^2 St \cdot \Delta p^2}{4\rho_0 c_0}, \quad (2.32)$$

$$f_c > f_0 : W f_c = \frac{\pi LH \cdot [8LH f_c + 3c_0 L + H] \cdot f_c K^2 St \cdot \Delta p^2}{48\rho_0 c_0^3}. \quad (2.33)$$

Karekull [60] modifie les équations (2.32) et (2.33) pour les présenter de manière logarithmique:

$$f_c < f_0 : 20 \cdot \log_{10}(K St) + 120 = L_W f_c - 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{\rho_0 LH \cdot C_l^2 \cdot U^4}{16c_0} \right), \quad (2.34)$$

$$f_c > f_0 : 20 \cdot \log_{10}(K St) + 120 = L_W f_c - 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{\rho_0 \cdot LH^2 k^2 \cdot \left[1 + \frac{3\pi}{4k} \cdot \frac{L+H}{LH} \right] \cdot C_l^2 \cdot U^4}{96\pi c_0} \right), \quad (2.35)$$

avec $k = \frac{2\pi f_c}{c_0}$ le nombre d'onde acoustique et C_l le coefficient de perte de charge intrinsèque de l'obstacle :

$$C_l = \frac{2\Delta p}{\rho_0 U^2} . \quad (2.36)$$

3.2.1.2 Interaction de l'écoulement avec un volet

Ces équations ont été utiles à la prédiction du bruit produit par un volet similaire à ceux trouvés dans les modules de ventilation automobile. Les travaux de Oldham [61], Ukpoho [62] et Guérin [63] ont ainsi travaillé à la détermination du coefficient $K St$ dont la valeur dépend de la forme et de la taille de l'obstacle (donc de l'angle d'ouverture). La détermination par méthode inverse du coefficient intrinsèque $K St$ nécessite un nombre important de mesures pour prendre en compte l'ensemble des cas rencontrés de vitesse d'écoulement (voir Figure 2-20). La puissance acoustique rayonnée par le volet est ensuite déterminée en appliquant les équations (2.32) et (2.33).

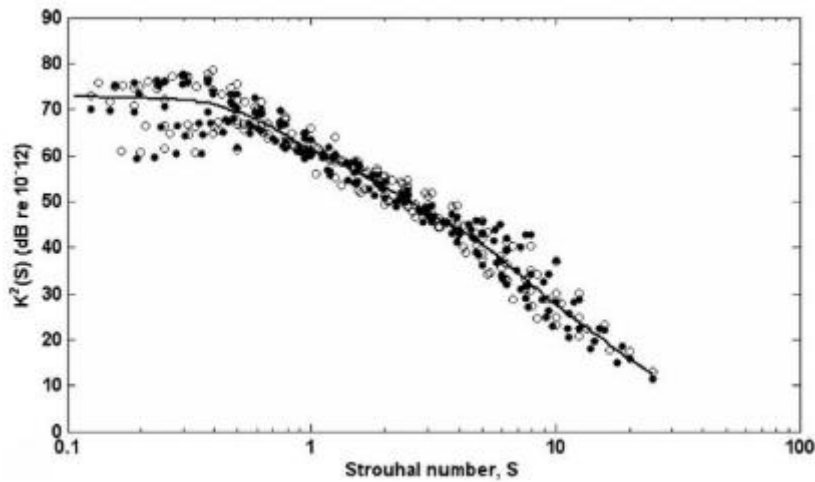


Figure 2-20 : Courbe $K St$ d'un volet à partir de mesures [64]

La détermination de $K St$ nécessite donc un dispositif expérimental important. Mak et Oldham [65, 66] proposent d'évaluer les forces de traînées exercées sur un obstacle à l'aide d'outils CFD. Vu que le maillage nécessaire au calcul des oscillations turbulentes est extrêmement fin, ils considèrent que la valeur efficace des forces de traînée est proportionnelle à l'énergie cinétique turbulente de l'écoulement appliqué sur l'obstacle. Les équations (2.32) et (2.33) sont ainsi modifiées en conséquence même si elles restent fidèles aux travaux de Nelson et Morphey :

$$f_c < f_0 : W f_c = \frac{LH \cdot R^2 St \cdot (\sum_i S_i k_i)^2}{4LHc_0} , \quad (2.37)$$

$$f_c > f_0 : W f_c = \frac{\pi LH \cdot [8LHf_c + 3c_0 L + H] \cdot f_c R^2 St \cdot (\sum_i S_i k_i)^2}{48LHc_0^3} , \quad (2.38)$$

où (Unités SI) :

- $R St$ est la constante de proportionnalité entre la valeur efficace des forces de traînée et l'énergie cinétique turbulente,
- S_i est la surface élémentaire du maillage de l'obstacle sur laquelle est calculée l'énergie cinétique élémentaire k_i correspondante.

3.2.1.3 Définition du nombre de Strouhal

Les coefficients R ou K sont exprimés en fonction du nombre de Strouhal qui est un nombre sans dimension décrivant les mécanismes de circulation oscillante d'un fluide. Le nombre de Strouhal est défini par le physicien homonyme et nécessite de définir une dimension caractéristique de l'obstacle d ainsi que de mesurer la vitesse de l'écoulement U non perturbé par l'obstacle :

$$St = f_c \cdot \frac{\sigma d}{U} . \quad (2.39)$$

Le rapport d'ouverture défini par Karekull [60] est :

$$\sigma = \frac{\sqrt{C_l} - 1}{C_l - 1} . \quad (2.40)$$

Dans le cas d'un élément placé dans un conduit rectangulaire de hauteur H , la dimension caractéristique de l'obstacle est :

$$d = H \cdot 1 - \sigma . \quad (2.41)$$

Cependant, cette dimension est sujette à confusion car elle varie suivant la nature et les dimensions de l'obstacle. Dans le cas du volet, il existe de nombreuses contradictions dans la littérature présentée précédemment. La dimension caractéristique retenue est fournie par Chen [67] déterminée dans des conditions de rayonnement en champ libre :

$$\begin{cases} d = H \cdot \sin 90 - \alpha + e \cdot \sin \alpha & \text{si } \alpha \geq 35^\circ \\ d = H \cdot \sin 90 - \alpha & \text{si } \alpha \leq 35^\circ \end{cases} \quad (2.42)$$

avec e l'épaisseur du volet. La valeur de 35° prend en compte la géométrie du bord d'attaque.

3.2.2 Application des travaux de Nelson et Morphey

Les travaux de Nelson et Morphey permettent de lier le terme de source du volet – représenté par un spectre de puissance acoustique – aux paramètres de conception choisis dans le paragraphe 3.2 du chapitre I. Pour chaque angle d'ouverture, le coefficient $K St$ du volet est donc déterminé par méthode inverse. Ensuite, le spectre de puissance représentant le terme de source du volet est calculé directement.

Il faut noter que la méthode de Nelson et Morphey est donnée pour des spectres en bandes d'octave ou de tiers d'octave. Le travail présenté par la suite a pour objectif d'obtenir un spectre bandes fines, ce qui est une limite à prendre en compte lors de l'application de la méthode.

Bennouna [41] a déterminé le coefficient intrinsèque $K St$ d'obstacles placés dans un conduit sur le banc UTC. Un diaphragme, une association de diaphragmes et un volet papillon sont étudiés. Les mesures qu'il a pu effectuer servent de base de travail pour la détermination du terme de source du volet dont les conditions aérauliques sont visibles sur le Tableau 2-1. Les valeurs des débits sont importantes dans le cas des angles les plus ouverts car les niveaux de puissance n'émergent pas du bruit de fond pour des débits plus faibles.

Angle du volet (°)	Vitesses (débits) de chaque mesure		
15	0,6 (50)	1,2 (100)	1,8 (150)
30	1,2 (100)	1,8 (150)	2,4 (200)
45	2,4 (200)	3,5 (300)	4,7 (400)
60	3,5 (300)	4,7 (400)	5,9 (500)
90	5,9 (500)	7,1 (600)	8,2 (700)

Tableau 2-1 : Vitesses de l'écoulement d'air en amont du volet pour chaque angle d'ouverture en m/s (débit en kg/h)

Les résultats sont présentés pour des angles supérieurs à 35° (volet ouvert) et des angles inférieurs à 35° (volet fermé).

3.2.2.1 Volet ouvert

3.2.2.1.1 Angle d'ouverture de 90°

Pour un angle d'ouverture de 90°, les mesures effectuées et le coefficient $K St$ sous sa forme logarithmique sont présentés sur la Figure 2-21. Deux pics sont visibles à des Strouhal différents pour deux vitesses d'écoulement. Les phénomènes tonals ne sont donc pas intégrés dans la loi d'interpolation.

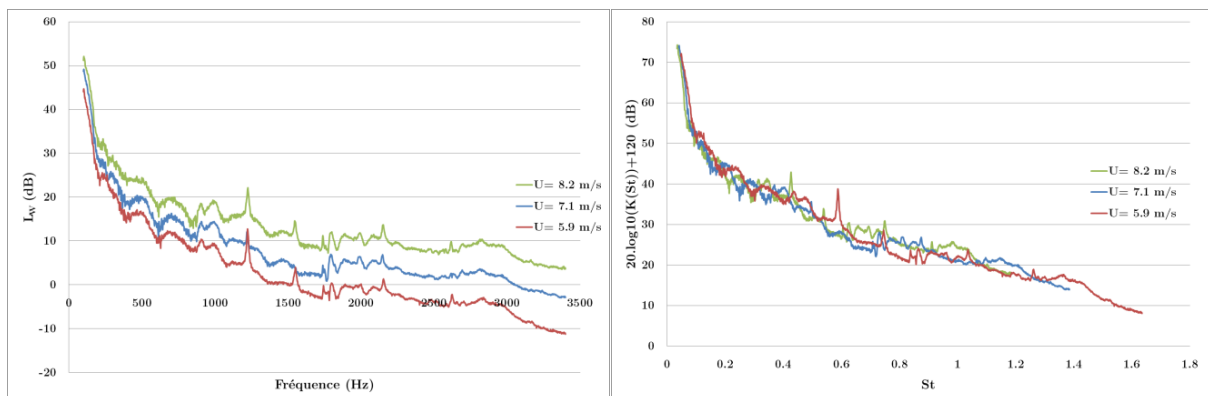


Figure 2-21 : Mesures des niveaux de puissance en aval du volet (gauche) et coefficient $K St$ calculé (droite) pour un angle d'ouverture de 90°

La loi logarithmique est construite sur trois segments et le spectre du coefficient $K(St)$ est présenté sur la Figure 2-22 :

$$St < 0,1 : 20. \log_{10}(K St) + 120 = -59,6 - 9,3. \log_{10} St , \quad (2.43)$$

$$St \in [0,1; 0,45] : 20. \log_{10}(K St) + 120 = 27,5 - 23,1. \log_{10} St , \quad (2.44)$$

$$St > 0,45 : 20. \log_{10}(K St) + 120 = 20,9 - 38,2. \log_{10} St . \quad (2.45)$$

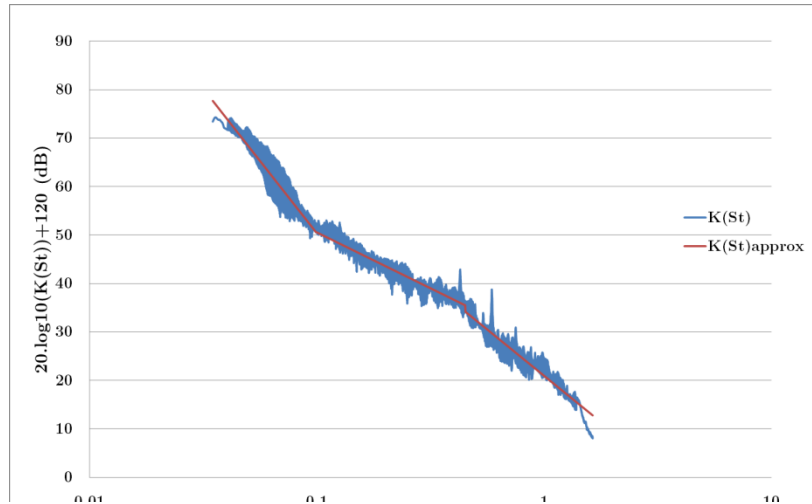


Figure 2-22 : Spectre du coefficient $K St$ du volet pour un angle de 90° et tracé de la loi logarithmique

3.2.2.1.2 Angle d'ouverture de 60°

Pour un angle d'ouverture de 60° , les mesures effectuées et le coefficient $K St$ sous sa forme logarithmique sont présentés sur la Figure 2-23. Des émergences tonales à des nombres de Strouhal différents sont aussi constatées. Comme précédemment, elles ne correspondent pas à des phénomènes aérauliques et ne sont pas prises en compte pour l'interpolation du coefficient $K(St)$. Pour un nombre de Strouhal élevé, correspondant au domaine des hautes fréquences ou à une vitesse d'écoulement faible, on peut remarquer une plus grande variabilité de la valeur de $K St$.

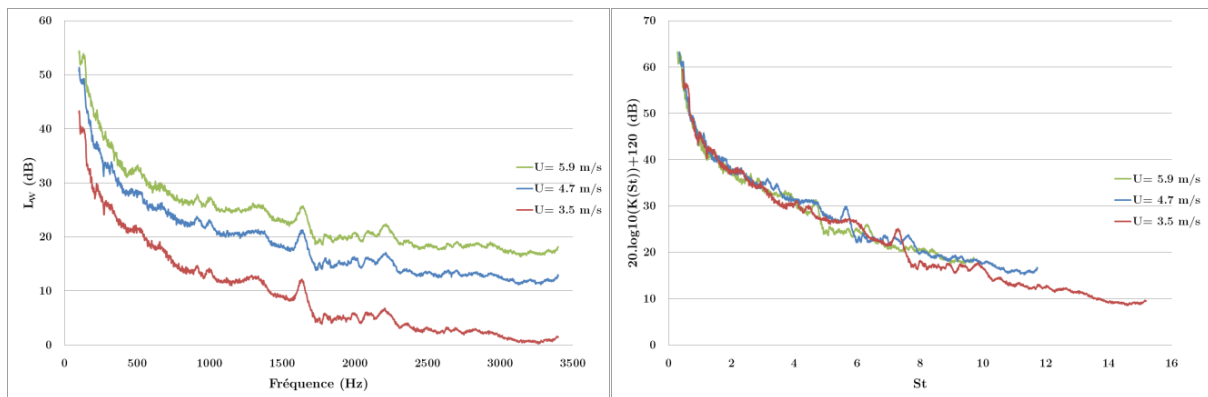


Figure 2-23 : Mesures des niveaux de puissance en aval du volet (gauche) et coefficient $K St$ calculé (droite) pour un angle d'ouverture de 60°

La loi logarithmique est découpée en trois segments pour approcher le spectre de $K(St)$ présenté sur la Figure 2-24 :

$$St < 1 : 20 \cdot \log_{10}(K St) + 120 = 43,9 - 40 \cdot \log_{10} St , \quad (2.46)$$

$$St \in [1; 3] : 20 \cdot \log_{10}(K St) + 120 = 44 - 20,9 \cdot \log_{10} St , \quad (2.47)$$

$$St > 3 : 20 \cdot \log_{10}(K St) + 120 = 53 - 36,7 \cdot \log_{10} St . \quad (2.48)$$

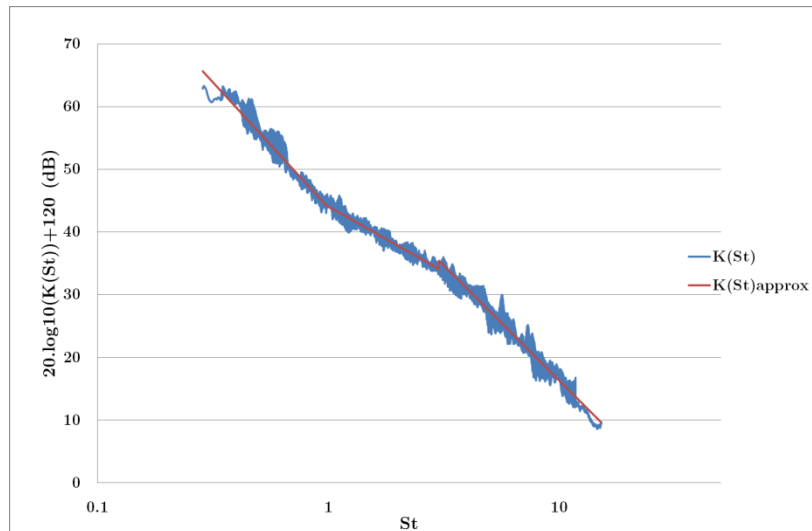


Figure 2-24 : Spectre du coefficient $K St$ du volet pour un angle de 60° et tracé de la loi logarithmique

3.2.2.1.3 Angle d'ouverture de 45°

Pour un angle d'ouverture de 45° , les mesures effectuées et le coefficient $K St$ sous sa forme logarithmique sont présentés sur la Figure 2-25. La disparité de la valeur du coefficient grandit avec l'augmentation du nombre de Strouhal. L'erreur effectuée en interpolant le spectre de $K St$ est donc plus importante pour cet angle d'ouverture.

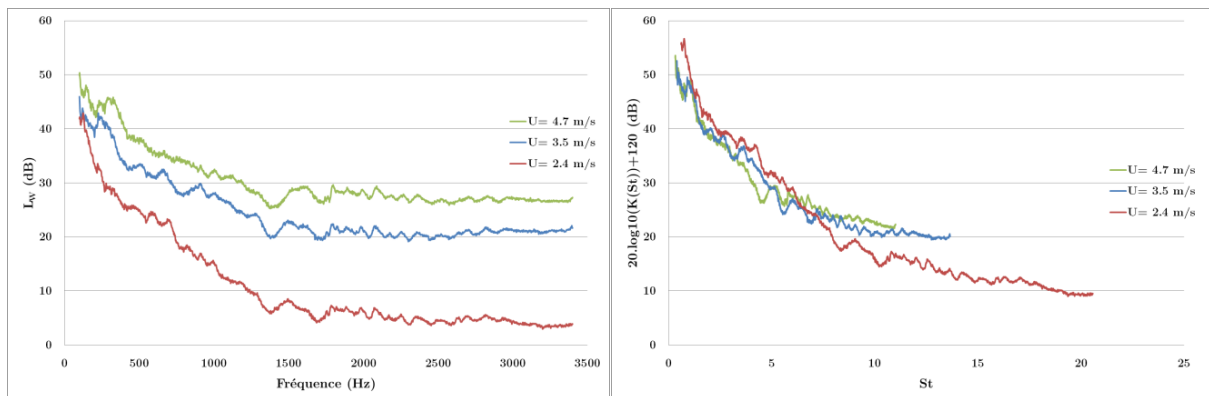


Figure 2-25 : Mesures des niveaux de puissance en aval du volet (gauche) et coefficient $K St$ calculé (droite) pour un angle d'ouverture de 45°

La loi est construite sur deux segments et le spectre du coefficient $K(St)$ est présenté sur la Figure 2-26 :

$$St < 1 : 20 \cdot \log_{10}(K St) + 120 = 48,7 - 2,8 \cdot \log_{10} St , \quad (2.49)$$

$$St > 1 : 20 \cdot \log_{10}(K St) + 120 = 49,8 - 29,8 \cdot \log_{10} St . \quad (2.50)$$

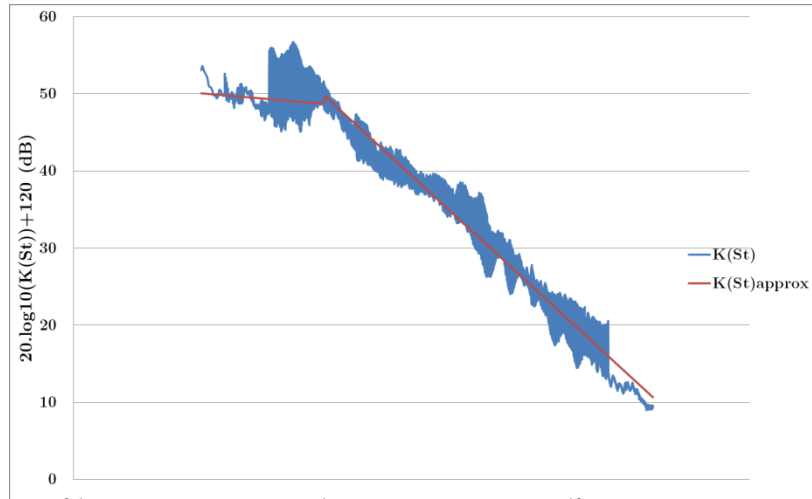


Figure 2-26 : Spectre du coefficient $K St$ du volet pour un angle de 45° et tracé de la loi logarithmique

3.2.2.2 Volet fermé

Pour les angles de 30° et de 15° , le volet représente un obstacle important pour l'écoulement d'air (élévation significative du coefficient de perte de charge, voir Figure 2-14). Les écarts entre les spectres des coefficients $K St$ deviennent très importants. Il est donc envisagé d'interpoler par fréquence le niveau de puissance du terme de source à partir des mesures de puissance. Cette action est possible si les vitesses d'écoulement correspondent à des débits rencontrés lors de la conception d'un module de ventilation automobile.

3.2.2.2.1 Angle d'ouverture de 15°

Dans le cas de l'angle d'ouverture de 15° , les mesures effectuées et le coefficient $K St$ sous sa forme logarithmique sont présentés sur la Figure 2-27. Un écart de plus de 10 dB est constaté lors du calcul du coefficient aéraulique. L'erreur devient trop importante pour être acceptée.

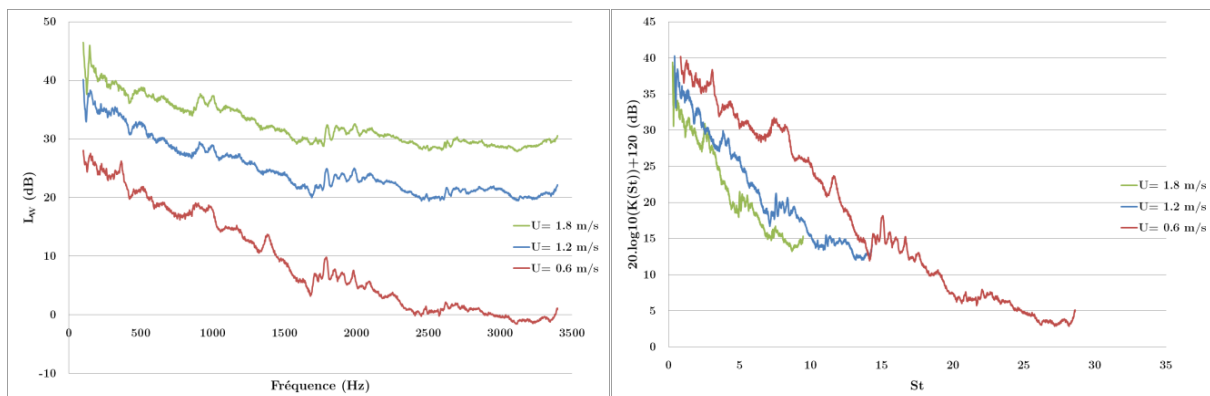


Figure 2-27 : Mesures des niveaux de puissance en aval du volet (gauche) et coefficient $K St$ calculé (droite) pour un angle d'ouverture de 15°

En se basant sur les développements présentés dans le paragraphe 2.1, on remarque qu'un ventilateur délivre un débit d'air compris entre 50 et 180 kg/h pour cet angle

d'ouverture du volet. Les mesures encadrent donc la gamme de vitesses d'écoulement d'air possibles.

Il est donc choisi d'extrapoler par fréquence le niveau de puissance du terme de source à partir des mesures pour prédire le niveau de puissance à la vitesse souhaitée. Sur la Figure 2-28, un exemple d'extrapolation pour un débit de 180 kg/h (soit une vitesse de 2,2 m/s) est présenté. L'utilisation de polynômes de degré 1 est préférée à des polynômes de degré plus élevés.

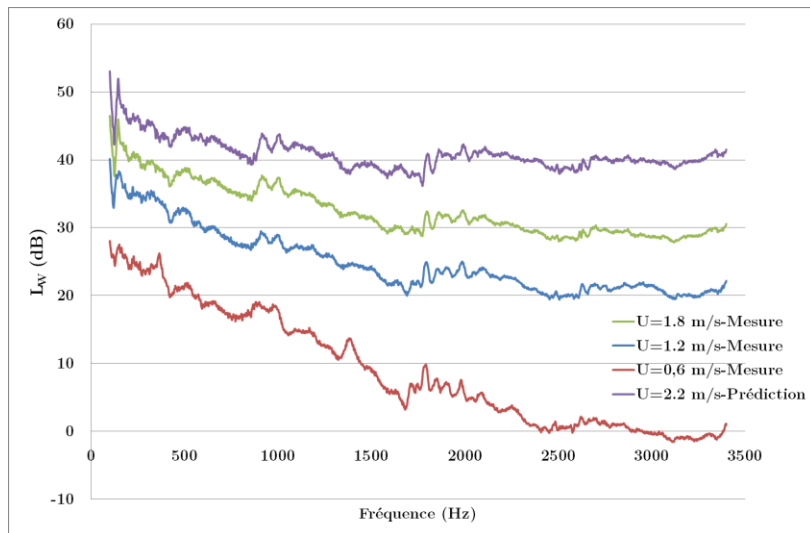


Figure 2-28 : Mesures et prédiction du niveau de puissance du volet pour un angle d'ouverture de 15°

3.2.2.2.2 Angle d'ouverture de 30°

Dans le cas de l'angle d'ouverture de 30° , les mesures effectuées et le coefficient $K St$ sous sa forme logarithmique sont présentés sur la Figure 2-29. Un écart de plus de 7 dB est constaté lors du calcul du coefficient aéraulique. L'erreur devient importante et une interpolation par fréquence est envisagée.

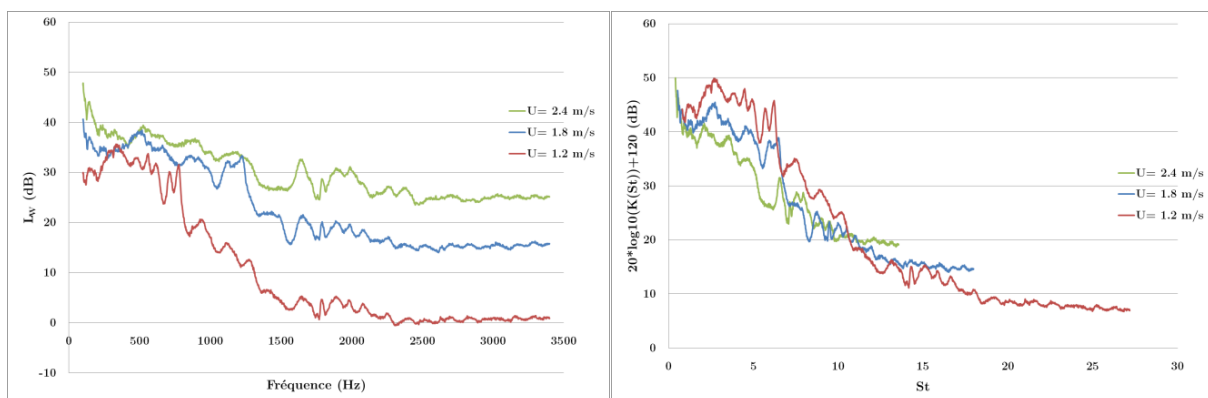


Figure 2-29 : Mesures des niveaux de puissance en aval du volet et calcul du coefficient $K St$ correspondant pour un angle de 30°

Sur la Figure 2-30, un exemple d'interpolation pour un débit de 250 kg/h (soit une vitesse de 3,5 m/s, cas envisageable) est présenté. L'utilisation de polynômes de degré 1 ou 2 donne des résultats qui ne sont pas acceptables pour modéliser le terme de source du volet car le spectre de puissance extrapolé par fréquence est trop instable.

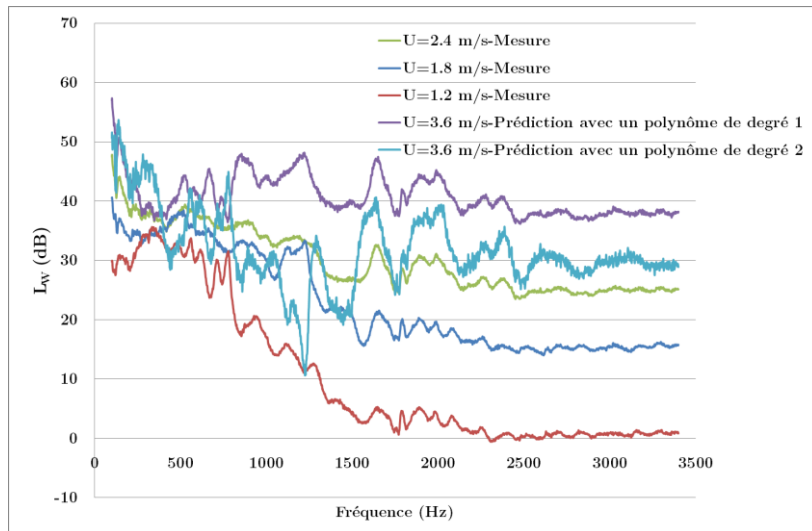


Figure 2-30 : Mesures et prédiction du niveau de puissance du volet pour un angle d'ouverture de 30°

Une loi logarithmique d'extrapolation est construite sur deux segments et le spectre du coefficient $K(St)$ est présenté sur la Figure 2-31 :

$$St < 3,5 : 20 \cdot \log_{10}(K St) + 120 = 42,3 - 1,5 \cdot \log_{10} St , \quad (2.51)$$

$$St > 3,5 : 20 \cdot \log_{10}(K St) + 120 = 62,5 - 40,5 \cdot \log_{10} St . \quad (2.52)$$

En raison de la disparité importante des mesures (>10 dB), cette loi est moins précise pour définir le spectre de puissance du volet.

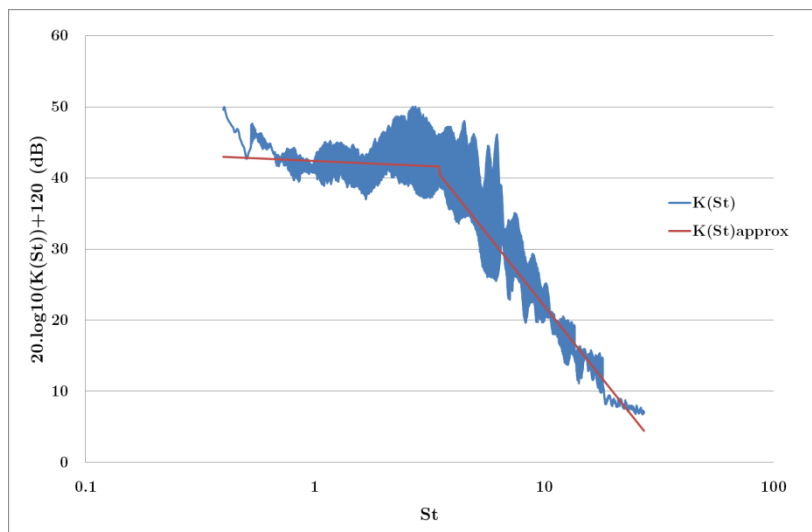


Figure 2-31 : Spectre du coefficient $K St$ du volet pour un angle de 30° et tracé de la loi logarithmique

3.2.2.3 Synthèse

L'application de la méthode de Nelson et Morpheu pour fournir un spectre de puissance du terme de source du volet en fonction de l'angle d'ouverture et de la vitesse d'écoulement (calculée à partir du débit délivré par le ventilateur et des dimensions de la section dans laquelle est placé l'élément) s'est révélée globalement pertinente, principalement dans le cas d'un volet ouvert. La méthode se révèle moins précise pour

un volet fermé car l'écart des mesures est plus important (voir Figure 2-31 par exemple).

Les termes de source notés W_{Mixage} , $W_{Entrée}$ et W_{Sortie} sont maintenant disponibles pour la synthèse acoustique présentée dans le paragraphe 3.2 du chapitre I.

3.3 Perte par transmission

Les mesures effectuées sur le banc UTC ont permis de calculer la perte par transmission à partir de la matrice de diffusion [41]. Le spectre de la perte par transmission TL du volet est défini comme étant égal au rapport des puissances entre les ondes acoustiques incidentes et transmises :

$$TL = 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{W_{Incidente}}{W_{Transmise}} \right). \quad (2.53)$$

Il faut toutefois noter que la valeur de la perte par transmission dépend de la base modale de la puissance incidente. Benounna calcule donc la perte par transmission à partir de plusieurs positions du haut-parleur, ce qui permet de calculer le TL en ne privilégiant aucun mode du banc [39]. A partir de la valeur de la perte par transmission, le coefficient τ , présenté dans le paragraphe 3.2 du chapitre I, est calculé de la manière suivante :

$$\tau = \frac{1}{10^{\frac{TL}{10}}}. \quad (2.54)$$

La Figure 2-32 présente l'évolution de la perte par transmission en fonction de la vitesse de l'écoulement pour un angle d'ouverture du volet de 45° . On peut constater la présence de pics liés aux modes de conduits (traits violets) et au comportement vibratoire des conduits du banc UTC (trait turquoise). La perte par transmission du volet dépend faiblement de la vitesse d'écoulement pour un angle de 15° et de 30° . Le terme de perte par transmission d'un composant est fonction d'une caractéristique dissipative et d'une caractéristique réactive. La première est égale au rapport des puissances acoustiques des ondes entrantes et sortantes tandis que la seconde est égale au rapport des puissances acoustiques des ondes incidentes et réfléchies. La variation de la perte par transmission du volet en fonction de la vitesse d'écoulement s'explique par l'augmentation de la dissipation des ondes. Cependant, l'aspect dissipatif du volet est plus faible que l'aspect réactif. Il est choisi de moyennner les spectres de perte par transmission obtenus.

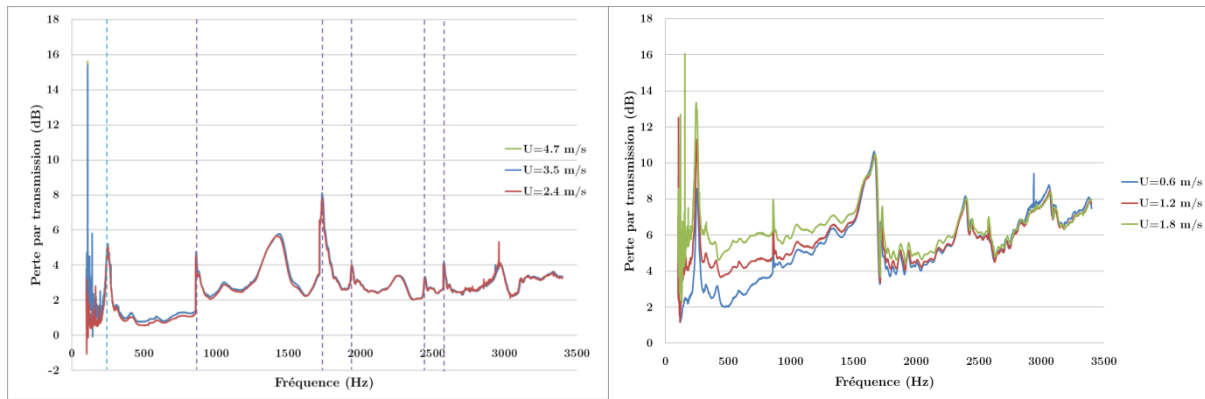


Figure 2-32 : Spectre de la perte par transmission pour un volet dont l'angle d'ouverture est de 45° (gauche) et de 15° (droite). Traits violets : fréquences des modes de conduits. Trait turquoise : comportement vibratoire des conduits

Lorsque la vitesse d'écoulement augmente, les turbulences près du volet sont plus importantes et engendrent des mesures moins précises et plus bruitées dans le domaine des basses fréquences. Pour obtenir les spectres expérimentaux de la perte par transmission du volet en fonction de son angle d'ouverture, les pics identifiés qui ne correspondent pas à une caractéristique propre au volet ont été supprimés et le bruit a été lissé dans le domaine des basses fréquences.

La Figure 2-33 présente les spectres lissés pour les différents angles du volet. La perte par transmission augmente avec la fermeture du volet. Lorsque le volet est fermé, le volet réduit alors fortement l'amplitude des ondes incidentes. La participation dans le bruit total des composants placés en amont est réduite. Pour les angles ouverts, la perte par transmission est relativement faible (3 dB au maximum). Le volet influe moins sur la prédiction acoustique pour ces angles.

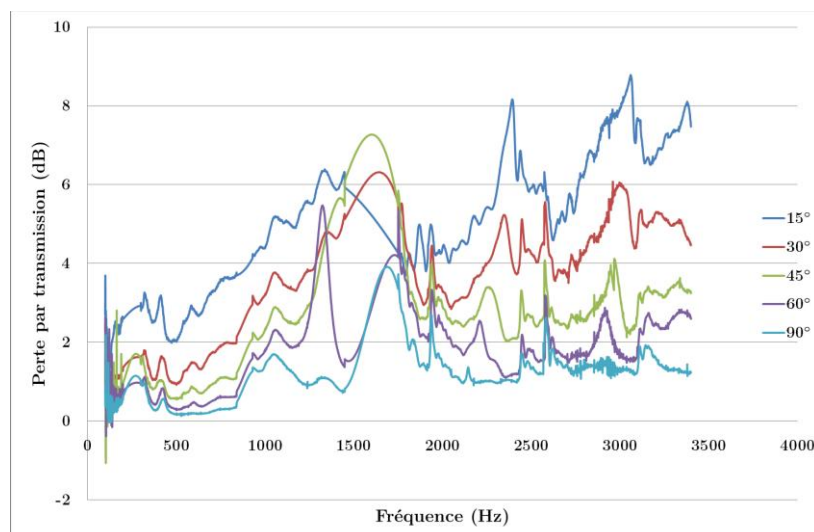


Figure 2-33 : Spectres lissés de la perte par transmission d'un volet papillon pour les différents angles d'ouverture

Les termes de perte par transmission notés τ_{Mixage} , $\tau_{Entrée}$ et τ_{Sortie} ont ainsi définis pour la synthèse acoustique présentée dans le paragraphe 3.2 du chapitre I.

4 L'échangeur thermique

Deux échangeurs thermiques sont installés dans un module de ventilation automobile, l'un se charge du refroidissement et de la condensation de l'humidité tandis que l'autre se charge d'augmenter la température de l'air pour réchauffer l'habitacle. Ces deux échangeurs sont au contact de l'écoulement et, à cause de leur géométrie, vont le modifier et générer du bruit.

Pour l'échangeur, les données expérimentales issues du banc UTC permettent de caractériser son terme de source se propageant vers l'aval et son terme de perte par transmission. L'angle d'inclinaison de l'échangeur (0° , 65° , 75° , et 85°) est le paramètre d'entrée pour la caractérisation acoustique de l'échangeur thermique.

4.1 Comportement acoustique d'un échangeur

Un échangeur est composé d'un nombre important d'ailettes qui, par rapport aux dimensions globales, sont de très petite taille et de forme complexe (voir Figure 2-34).

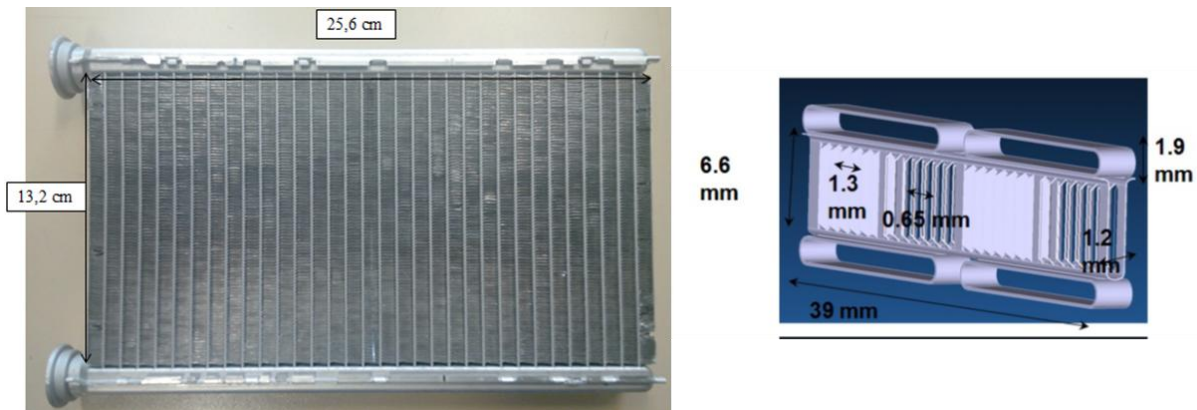


Figure 2-34 : Exemple d'un échangeur thermique et détail d'une ailette

4.1.1 Caractérisation par le calcul

Les travaux effectués dans le cadre du projet Cesam ont chiffré le maillage d'une ailette à 10000 tétraèdres et 4500 nœuds (Figure 2-34, droite). La caractérisation aéro-acoustique d'un échangeur thermique se heurte ainsi aux problèmes de capacité numérique [68]. Il n'y a pas actuellement de travaux de référence qui étudient le niveau de bruit produit par l'interaction entre un échangeur thermique et l'écoulement de l'air.

Dans un cas de propagation acoustique sans écoulement, durant le projet Cesam, ESI Group [68] a proposé une méthode pour calculer la matrice de diffusion d'un échangeur à l'aide d'outils d'homogénéisation couplés avec des développements multi-échelles. En supposant que la dimension d'une ailette est largement inférieure à celle d'un échangeur, ce dernier est une somme bidimensionnelle d'un élément périodique dans les deux directions du plan normal à l'écoulement. Résoudre un problème acoustique d'un échangeur revient donc à le résoudre sur une portion locale (ailette) puis à homogénéiser le résultat en tenant compte des conditions aux limites globales.

Après avoir effectué le calcul acoustique sur une ailette, la géométrie globale simplifiée est le support de la résolution du système d'équations différentielles homogénéisées. Cette résolution permet de réduire par 10 la taille du maillage et par 6 les ressources et le temps alloués au calcul. Les résultats ont été validés après leur confrontation avec les mesures effectuées par Trabelsi [38] (voir Figure 2-35).

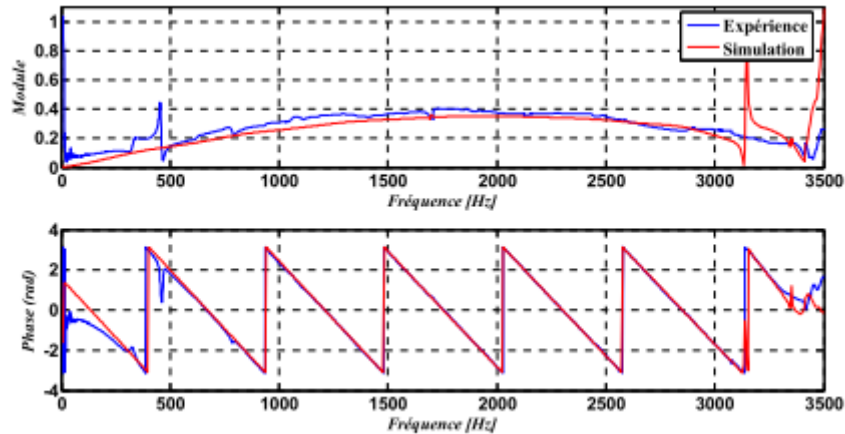


Figure 2-35 : Module et phase du coefficient de diffusion D^{11} pour le mode plan d'un échangeur [38]

4.1.2 Caractérisation par la mesure

Il n'existe pas dans la littérature de formulation empirique relative au bruit aéro-acoustique d'un échangeur comme cela peut être le cas des volets ou du ventilateur. Cela est principalement dû au fait que le bruit émis par un échangeur est très faible. La problématique acoustique est donc négligée face aux défis thermiques principalement. Quelques études expérimentales [69, 70] se sont intéressées à l'émergence d'un bruit tonal lié à l'excitation des modes propres du conduit dans lequel l'échangeur est placé. L'écoulement de l'air à travers ce composant a donc un rôle de catalyseur de ce bruit modal.

Le meilleur moyen de caractériser le bruit d'un échangeur est de calculer la puissance acoustique à partir de celle d'un échangeur homothétique [71]. Trabelsi [38] et Al-Mezzawi [7] ont utilisé un échangeur homothétique pour mesurer les spectres de puissance rayonnée dans le sens de l'écoulement (voir Figure 2-36).

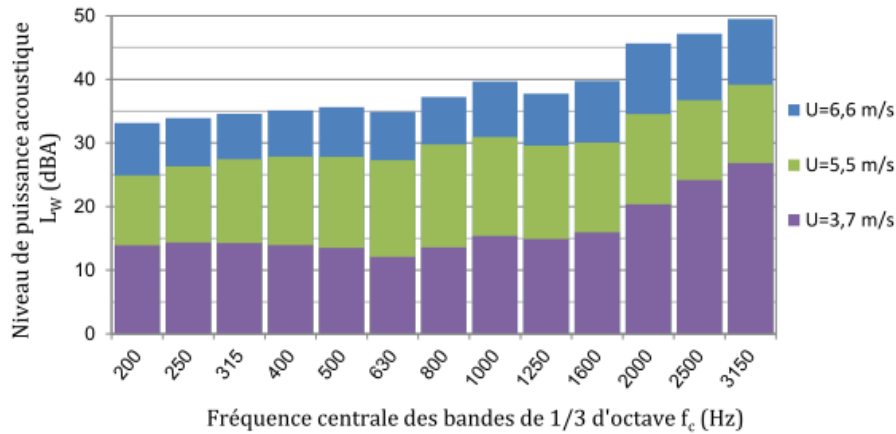


Figure 2-36 : Niveaux de puissance acoustique d'un échangeur placé dans un conduit pour différentes vitesses d'écoulement [7]

Le niveau de puissance augmente avec la vitesse d'écoulement normale à l'échangeur U_N . En tenant compte de la section S de l'échangeur, il est possible d'estimer le niveau de puissance d'un échangeur thermique :

$$L_W f_c = K_W f_c + 10 \cdot \log_{10} S + 80 \cdot \log_{10} U_N \quad (2.55)$$

avec $K_W f_c$ un niveau de puissance de référence. Le niveau de puissance de référence $K_W f_c$ obtenu par méthode inverse à l'aide de la formule (2.55) et des mesures présentées sur la Figure 2-36 par méthode inverse. Une section et une vitesse unitaires ont été considérées.

La caractéristique de perte par transmission TL acoustique a aussi été déterminée à partir des mesures faites par Trabelsi [38]. La Figure 2-37 montre que le spectre de la perte par transmission TL augmente avec la vitesse d'écoulement.

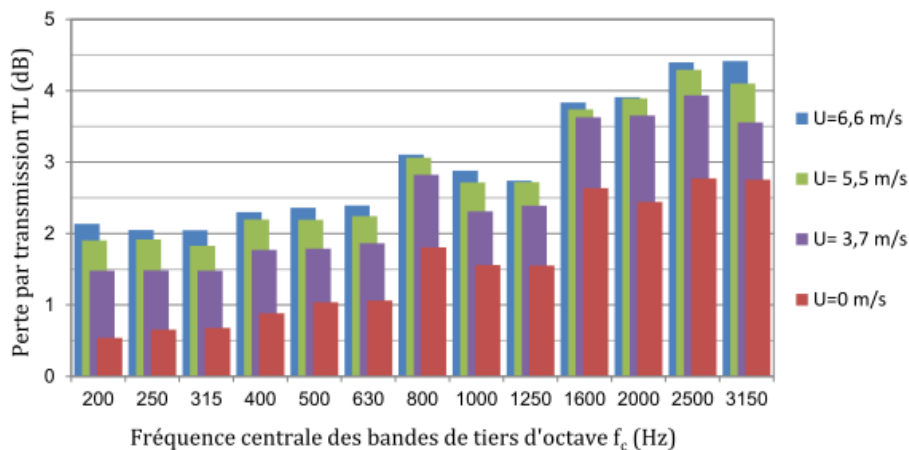


Figure 2-37 : Perte par transmission d'un échangeur placé dans un conduit pour différentes vitesses d'écoulement incident [7]

La perte par transmission de l'échangeur thermique peut se calculer à l'aide de la formulation empirique :

$$TL f_c = TL_0 f_c + 1,7 \cdot \log_{10} U_N \quad (2.56)$$

avec $TL_0 f_c$ la perte par transmission mesurée pour une vitesse d'écoulement nulle.

L'état de l'art des échangeurs thermiques est tel qu'il n'est pas possible d'obtenir des spectres bandes fines de puissance et de perte par transmission acoustique paramétrés en fonction de la vitesse d'écoulement incident et l'angle d'inclinaison de l'échangeur. Cependant, vu les faibles niveaux sonores mesurés, il est possible d'utiliser les équations (2.55) et (2.56) afin d'avoir des tendances de conception en fonction des paramètres d'entrée. Des spectres bandes fines sont donc construits à partir des spectres de référence $K_W f_c$ et $TL_0 f_c$. Aucun phénomène acoustique provoquant l'apparition d'un bruit tonal n'est par conséquent pris en compte.

Le travail complémentaire effectué est de déterminer l'influence du profil de l'écoulement incident et de calculer la vitesse normale à la section de l'échangeur.

4.2 Influence du profil de l'écoulement incident

Les impératifs de conception et de place disponible dans le véhicule imposent souvent de placer l'évaporateur incliné d'un angle, d'au minimum 65° , par rapport au conduit acheminant l'écoulement d'air généré par le ventilateur. Le radiateur, au contraire, est généralement aligné avec le conduit du volet de mixage.

Dans le cas du radiateur, on considère donc que le profil de l'écoulement est uniforme sur toute la section, au contraire de l'évaporateur dont l'angle d'inclinaison nécessite de déterminer le profil de l'écoulement sur sa surface.

Des calculs de dynamiques fluides stationnaire incompressible RANS ont été effectués afin d'évaluer le profil de l'écoulement. Ces calculs, faits à l'aide de l'outil de calcul Code_Saturne [72], considèrent différentes hauteurs et largeurs de section ainsi que trois angles d'inclinaisons (65° , 75° et 85°). Un exemple de répartition du champ de vitesse est présenté sur la Figure 2-38.

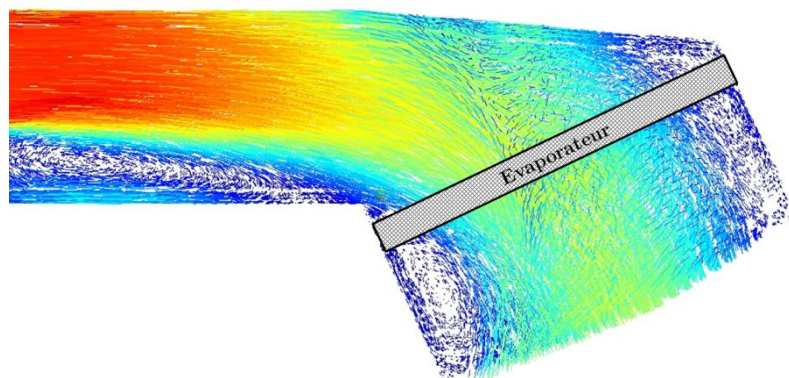


Figure 2-38 : Calcul CFD donnant la vitesse de l'écoulement au niveau de l'évaporateur pour un angle d'inclinaison de 65°

Le calcul de la vitesse normale à la section de l'évaporateur est effectué pour P surfaces élémentaires de section S_i . A partir de l'équation (2.55), pour une section élémentaire S_i , la vitesse normale U_N^i donne une puissance acoustique élémentaire W_i . La somme des P puissances acoustiques permet d'estimer le niveau de puissance du terme de source de l'évaporateur :

$$L_W = 10 \cdot \log_{10} \left(\sum_{i=1}^P W_i \right) \quad (2.57)$$

$$= 10 \cdot \log_{10} \left(\sum_{i=1}^P 10^{K_W + \log_{10} S_i + 8 \cdot \log_{10} (U_N^i)} \right).$$

La Figure 2-39 montre que l'hypothèse de l'écoulement uniforme n'est pas judicieuse dans le cas d'un évaporateur intégré à un conduit incliné. Il est clair que la répartition uniforme sur la section de l'évaporateur est une hypothèse qui réduit fortement le niveau de puissance estimé du terme de source.

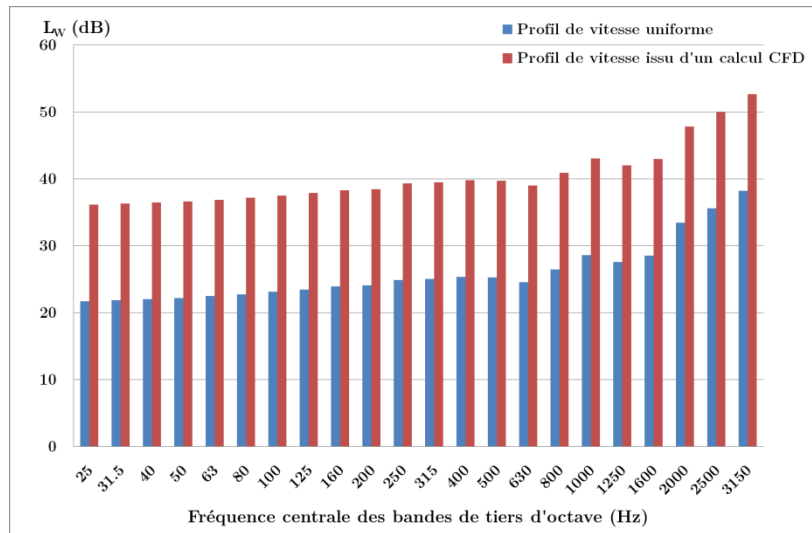


Figure 2-39 : Influence du profil de vitesse sur le niveau de puissance acoustique d'un ventilateur ($Q = 400 \text{ kg/h}$, $S = L \cdot H = 0,2 \cdot 0,3$).

Cependant, la contrainte d'effectuer un calcul de dynamique des fluides à chaque synthèse acoustique rend impossible tout prototypage virtuel. Plusieurs dizaines de calcul CFD ont donc été faits pour trois angles d'inclinaison (65° , 75° , 85°) en considérant plusieurs largeurs L et hauteurs H de la section afin de trouver une tendance du profil de l'écoulement incident. Globalement, la hauteur de l'évaporateur, telle que définie sur la Figure 2-38, et l'angle d'inclinaison ont peu d'influence sur la localisation de l'écoulement d'air. Par contre, la Figure 2-40 montre que le profil des vitesses de l'écoulement varie suivant la largeur de la section.

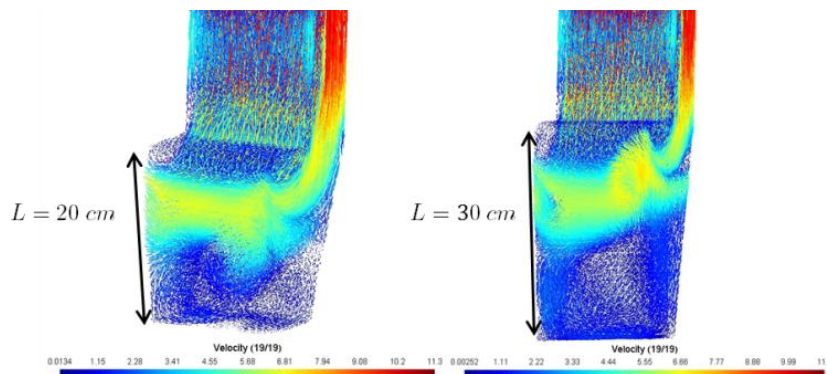


Figure 2-40 : Influence de la largeur de la section sur la vitesse de l'écoulement d'air arrivant sur un échangeur

Ainsi, l'équation (2.55) est modifiée afin d'intégrer la taille de la surface réellement impactée par l'écoulement incident :

$$L_W = K_W + 10 \cdot \log_{10} LH \cdot fact + 80 \cdot \log_{10} \left(\frac{Q}{LH \cdot fact} \right) \quad (2.58)$$

avec *fact* un coefficient dont les valeurs sont listées dans le Tableau 2-2.

<i>L</i>	<i>fact</i>
Moins de 5 cm	0,8
Entre 5 et 10 cm	0,9
Entre 10 et 20 cm	0,5
Plus de 20 cm	0,25

Tableau 2-2 : Valeur du facteur de réduction en fonction de la largeur de l'évaporateur

Les équations (2.56) et (2.58) sont utilisées dans la synthèse acoustique pour fournir respectivement les termes de source et de perte par transmission des échangeurs thermiques. Les termes notés $W_{Evaporateur}$, $\tau_{Evaporateur}$, $W_{Radiateur}$ et $\tau_{Radiateur}$ sont maintenant disponibles pour la synthèse acoustique présentée dans le paragraphe 3.2 du chapitre I.

5 Conclusion

Les composants responsables du bruit produit par un module de ventilation automobile ont été modélisés par des termes de source et de perte par transmission afin de les intégrer au modèle de synthèse acoustique. Cette modélisation s'appuie sur des données expérimentales et un état de l'art qui a été complété. Chaque terme aéro-acoustique est généré à partir des paramètres définis dans le paragraphe 3.2.2 du chapitre I.

Pour le ventilateur, les termes de source se propageant vers l'amont et vers l'aval sont construits en fonction de la vitesse de rotation et du coefficient de perte de charge du circuit. Il a été nécessaire de créer une loi analytique inspiré de la loi ASHRAE [53] à partir de données expérimentales.

Dans le cas du volet, le terme de source se propageant vers l'aval est construit à partir de la méthode de Nelson et Morphey [54] en fonction de l'angle d'ouverture et de la vitesse de l'écoulement. Pour des angles faibles, correspondant à un volet quasi-fermé, la méthode de Nelson et Morphey est moins adaptée. Le terme de perte par transmission du volet ne dépend que très peu voire pas du tout de la vitesse d'écoulement. Les mesures effectuées sur le banc UTC ont permis de constater que le volet atténue plus un signal sonore incident lors qu'il se ferme. Aussi, des effets d'interaction entre le volet et le ventilateur ont été pris en compte car l'ouverture du volet influe sur la perte de charge du circuit et donc sur le terme de source du ventilateur.

Dans le cas de l'échangeur thermique, très peu de travaux existent afin de caractériser son comportement acoustique. Cela est principalement dû à sa géométrie qui rend impossible tout calcul numérique. De plus, le bruit produit par ce composant est très faible, ce qui fait que la problématique acoustique est négligée face à d'autres enjeux. Les termes de source et de perte par transmission ont été générés à partir de données expérimentales faites sur le banc UTC. Des calculs RANS ont permis d'étudier l'influence du profil de l'écoulement sur le terme de source de l'évaporateur. Il a été montré qu'il est nécessaire de déterminer le profil de l'écoulement incident afin de ne pas sous-estimer le terme de source de l'échangeur thermique.

CHAPITRE III

DEVELOPPEMENT D'UNE METHODE D'INTEGRATION DES COMPOSANTS DANS UN MODULE DE VENTILATION AUTOMOBILE

1 Introduction

La dernière étape pour réaliser la synthèse acoustique est de prendre en compte les effets de la géométrie de la cavité d'un module de ventilation automobile sur le terme de source des composants. Cela revient à déterminer la fonction de transfert $\beta_{Cavit\acute{e}}$ de chaque composant du module de ventilation. Elle permet de transposer les termes de puissance $W_{Composant}$ d'un environnement normalisé de mesure à un environnement représentant la cavité d'un module de ventilation automobile.

Pour montrer l'influence du milieu de propagation sur le niveau de puissance acoustique, un ventilateur a été placé dans trois géométries différentes :

- Le banc Valeo qui est équipé d'une terminaison anéchoïque en aval tandis que l'amont est ouvert sur l'extérieur (voir Figure 1-35).
- Le banc UTC qui est équipé de deux terminaisons anéchoïques en aval et en amont (voir Figure 2-4).
- La maquette Cesam [7] qui représente un module de ventilation simplifié. Cette maquette est composée d'un ventilateur, d'un échangeur thermique et d'un volet au niveau de la sortie d'air. L'extrémité amont est reliée à un conduit connecté à l'extérieur de la salle d'essai tandis que la sortie d'air est bafflée. Les composants immobiles ont été retirés pour mesurer le bruit uniquement émis par le ventilateur.

Les conditions expérimentales sont identiques avec un coefficient de perte de charge du circuit de 56000 kg.m^{-7} et une vitesse de rotation de 2000 rpm (débit fourni de 300 kg/h). L'influence du milieu de propagation acoustique sur le niveau de puissance acoustique du ventilateur dans son environnement est visible sur la Figure 3-1. Les bancs Valeo et UTC donnent des spectres proches, ce qui s'explique par la similitude de leurs géométries. Au contraire, la maquette réduit fortement le spectre dans le domaine des basses fréquences (jusqu'à 500 Hz) et tend vers les valeurs proches données par les bancs pour des fréquences supérieures.

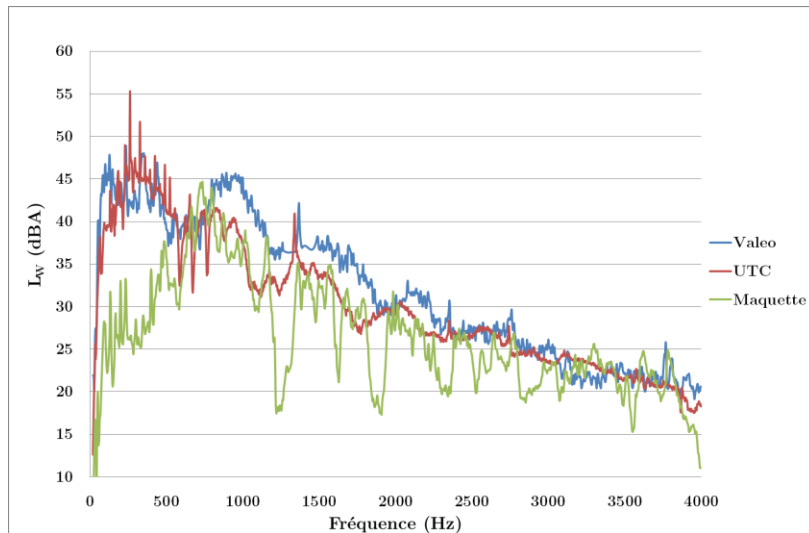


Figure 3-1 : Niveaux de puissance en aval du ventilateur mesuré dans différents milieux de propagation

La Figure 3-1 montre que la mesure de la source de puissance du ventilateur n'est pas intrinsèque car elle dépend de l'environnement. Elle illustre la nécessité de mettre en place une méthode permettant l'intégration des composants – représentés par un terme de source – dans une géométrie quelconque. En constatant cela, on doit dissocier la source sonore des composants, représentée par un terme à définir, de son environnement. L'association de ces deux composantes définit la puissance acoustique d'un composant dans son environnement.

Par conséquent, il est nécessaire de modéliser le terme de source des composants par une composante acoustique indépendante de l'environnement. Cette composante est placée dans un premier temps dans le volume occupé par les composants. Le terme de source est modélisé par un vecteur de force volumique, éventuellement dépendant de la vitesse particulière.

La méthode d'intégration présentée est effectuée en deux étapes. La première permet de caractériser le spectre de force volumique tandis que la seconde permet de transposer ce spectre dans un environnement quelconque. Des développements analytiques et des calculs de propagation acoustique par éléments finis sont nécessaires pour appliquer la méthode d'intégration.

La méthode d'intégration a été appliquée aux composants immobiles – volets et échangeurs thermiques. Dans le cas du ventilateur, l'application de la méthode d'intégration est plus complexe à cause de la géométrie du composant et de son environnement proche (volute). De nombreux travaux de prédiction et d'amélioration de la prédiction sont présentés afin de caractériser complètement le terme de source du ventilateur.

2 Présentation de la méthode d'intégration

Dans le cadre de cette thèse, le terme de source d'un composant est représenté par une force volumique $\vec{\mathcal{F}}$ appliqué dans l'espace occupé par le composant. Ce terme de source peut dépendre de la vitesse particulière des ondes u :

$$\vec{\mathcal{F}} = \rho_0 c_0 \gamma' \vec{u} + \vec{\gamma}. \quad (3.1)$$

avec γ' un terme de force multiplicatif de la vitesse particulière u des ondes et γ un terme de force intrinsèque. L'amplitude, la localisation et la répartition de la force sont à déterminer.

Dans un cadre général, la puissance acoustique d'un composant dans un milieu Ω est calculée selon la formule suivante :

$$\{W\} = \{\mathcal{F}\}^H [\Omega] \{\mathcal{F}\} \quad (3.2)$$

avec $\{.\}^H$ l'opérateur hermitien.

L'objectif de la méthode d'intégration est d'identifier le terme de force volumique puis de le propager dans un environnement défini. La méthode d'intégration développée dans le cadre de ce travail de thèse a été construite pour tenir compte des exigences de la synthèse acoustique en termes de temps de calcul principalement.

2.1 Principe de la méthode d'intégration

Le principe de la méthode de caractérisation acoustique des composants dans un environnement quelconque est illustré sur la Figure 3-2. Elle est basée sur l'hypothèse fondamentale que la source sonore d'un composant peut être traduite par un terme d'excitation dont le spectre est indépendant de la cavité dans laquelle est placé le composant. Cette hypothèse s'inspire de l'approche par source équivalentes – présentée dans le paragraphe 3.2.2 du chapitre I – en supposant, en plus, que l'amplitude des sources équivalentes est indépendante de la géométrie.

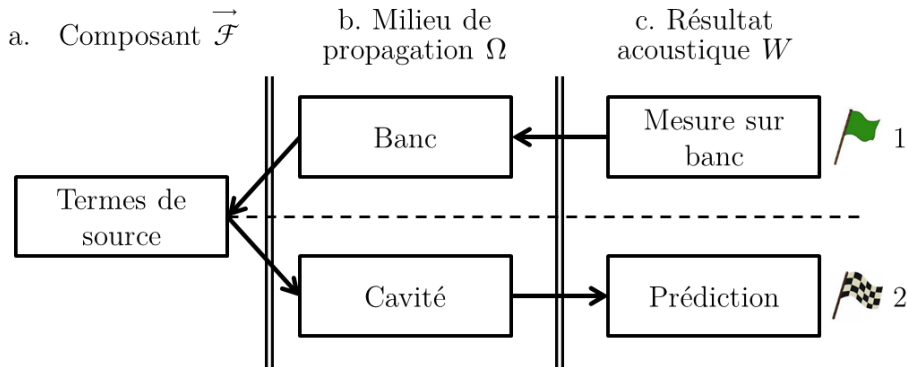


Figure 3-2 : Etapes de la méthode d'intégration

L'étape 1 est dite « inverse » car elle permet d'obtenir les caractéristiques intrinsèques du composant par ajustement paramétrique sur une mesure acoustique. On

mesure sur un banc le comportement acoustique d'un composant (1.c) soumis à des conditions aérauliques définies. La propagation d'un terme de force volumique unitaire dans un banc (1.b), aux caractéristiques connues, permet d'accéder aux propriétés acoustiques du composant étudié (a). Ces propriétés acoustiques sont directement liées à la mesure de puissance $W_{Composant}$.

L'étape 2 est dite « directe » car elle permet de prédire le comportement acoustique du composant inséré dans n'importe quelle cavité. La source intrinsèque du composant (a) est propagée dans la cavité après la détermination de la fonction de transfert $\beta_{Cavit\acute{e}}^{Composant}$ de cette dernière (2.b). Le spectre prédit (2.c) est défini à partir des caractéristiques intrinsèques du composant et de l'environnement dans lequel il est intégré.

Pouvoir déterminer les capacités acoustiques intrinsèques des composants (ventilateurs, échangeurs thermiques et volets) permet ainsi de changer librement l'environnement de propagation acoustique. Cette méthode convient aux exigences de la synthèse acoustique car il n'est pas nécessaire d'effectuer systématiquement l'étape de caractérisation du terme de source (étape 1) à chaque changement de géométrie.

Les étapes 1b et 2b sont l'objet de deux calculs de propagation distincts. Le fait de calculer l'influence de la géométrie plutôt que de la mesurer permet d'éviter la construction coûteuses de modules prototypes. Le logiciel FreeFem++ [73] a été choisi pour le calcul de la propagation acoustique. Cet outil de calcul par éléments finis permet, par édition de la forme faible [74], d'ajouter des termes qui ne sont pas standards dans les logiciels commerciaux. Ce logiciel permet donc une grande liberté dans l'édition de l'équation de propagation des ondes.

Pour calculer la puissance acoustique d'un composant, l'équation (3.2) a besoin d'autant de termes à déterminer que de puissances acoustiques décorrelées. En considérant un cas unitaire (γ' est supposé nul, γ dépend d'un seul scalaire noté γ par la suite), l'équation (3.2) devient:

$$W = \Omega \cdot |\gamma|^2 . \quad (3.3)$$

Cette méthode d'intégration peut donc être appliquée en considérant une complexité incrémentale (γ' non nul, γ dépend de la valeur de trois scalaires...)

Lors de l'étape 1b, une force volumique unitaire est ajoutée dans la modélisation du banc de mesure, caractérisé par son milieu acoustique $\tilde{\Omega}_{1b}$, pour calculer la puissance acoustique $W_{Unitaire}^{1b}$ correspondante. Les puissances acoustiques sont calculées en fonction de la force volumique et de la fonction de transfert du milieu Ω_{1b} .

$$\begin{cases} W_{Composant} &= \Omega_{1b} \cdot |\gamma|^2, \\ W_{Unitaire}^{1b} &= \tilde{\Omega}_{1b} \cdot |1|^2 . \end{cases} \quad (3.4)$$

Si le calcul de propagation du banc est fidèle à la réalité ($\Omega_{1b} = \tilde{\Omega}_{1b}$), on obtient le spectre de la force volumique :

$$|\gamma|^2 = \frac{W_{Composant}}{W_{Unitaire}^{1b}} . \quad (3.5)$$

Lors de l'étape 2b, le calcul de la propagation du terme de force volumique unitaire est réalisé dans la cavité du module de ventilation pour caractériser son milieu acoustique $\tilde{\Omega}_{2b}$. Lors de l'étape 2c, la puissance acoustique est prédite en supposant que $\Omega_{2b} = \tilde{\Omega}_{2b}$:

$$W_{Composant}^{Cavit \acute{e}} = |\gamma|^2 \cdot W_{Unitaire}^{2b} . \quad (3.6)$$

La fonction de transfert $\beta_{Cavit \acute{e}}^{Composant}$ est calculée à partir des équations (3.5) et (3.6) :

$$\beta_{Cavit \acute{e}}^{Composant} = \frac{W_{Composant}^{Cavit \acute{e}}}{W_{Composant}} = \frac{W_{Unitaire}^{2b}}{W_{Unitaire}^{1b}} . \quad (3.7)$$

2.2 Ecriture des formulations faibles

La méthode d'intégration est utilisable pour toutes les applications industrielles acoustiques. Il est nécessaire de prendre en compte l'écoulement pour l'appliquer dans les modules de ventilation.

La force volumique, qui peut dépendre de la vitesse particulaire, va modifier les équations de conservation de la quantité de mouvement et de conservation de la masse régissant le comportement des ondes acoustiques dans un milieu fluide :

$$\left\{ \begin{array}{l} \rho_0 \frac{DU_i}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} - \rho_0 c_0 \gamma' u_i + \gamma_i \\ \frac{D\rho}{Dt} + \rho_0 \frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \end{array} \right. \quad \text{avec} \quad \frac{D}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} + U_j \frac{\partial}{\partial x_j} . \quad (3.8)$$

Pour réduire la lourdeur des équations, la convention de notation du double indice est utilisée au profit de l'emploi d'un opérateur de somme. La répétition d'un même indice signifie que la somme des trois composantes de l'espace est effectuée.

Par conséquent, l'intégration des termes de force volumique va ajouter des termes à l'équation de Helmholtz homogène représentant la propagation des ondes dans un milieu dépourvu de sources :

$$k^2 p + \sum_{i=1}^3 \frac{\partial^2 p}{\partial x_i^2} = 0 \quad (3.9)$$

avec $k = \frac{\omega}{c_0}$ le nombre d'onde acoustique.

L'écoulement moyen homogène $\overline{u_i}$ est supposé incompressible et stationnaire (indépendant du temps). La masse volumique ρ_0 est donc constante en fonction de l'espace. La vitesse particulaire des ondes acoustiques s'écrit :

$$U_i = \bar{u}_i + u_i \quad (3.10)$$

avec u_i la vitesse particulaire.

Les ondes acoustiques sont portées par une fluctuation harmonique de pulsation ω ($\omega = kc_0$). L'air est considéré comme un gaz parfait tel que la relation isentropique entre la pression acoustique et les fluctuations de la masse volumique de l'air est vérifiée :

$$\rho = \frac{p}{c_0^2} . \quad (3.11)$$

L'objectif de ce paragraphe est de montrer qu'il est possible d'intégrer les termes γ et γ' dans l'équation de propagation des ondes en présence ou non d'écoulement.

2.2.1 Cas d'un écoulement nul

Dans un premier temps, l'écoulement est supposé nul ($\bar{u}_i = 0$) :

$$\begin{cases} \rho_0 \frac{\partial u_i}{\partial t} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} - \rho_0 c_0 \gamma' u_i + \gamma_i, \\ \frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho_0 \frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 . \end{cases} \quad (3.12)$$

On obtient une expression en fonction de p :

$$\begin{cases} \rho_0 c_0 u_i \cdot jk + \gamma' = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \gamma_i, \\ jkp - \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{1}{jk + \gamma'} \left(\frac{\partial p}{\partial x_i} - \gamma_i \right) \right) = 0 . \end{cases} \quad (3.13)$$

L'équation de propagation des ondes devient alors :

$$k^2 p + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{jk}{jk + \gamma'} \left(\frac{\partial p}{\partial x_i} - \gamma_i \right) \right) = 0 . \quad (3.14)$$

Le coefficient γ' intervient bien comme un terme d'amortissement acoustique lors de la propagation des ondes. Cet amortissement est constant dans le volume du composant.

La forme faible associée à l'équation de propagation est obtenue en utilisant une méthode intégrale [74]. On suppose que la frontière du milieu acoustique est située en dehors du volume excité par la force volumique :

$$\forall q, \int_V k^2 pq - \left(\frac{jk}{jk + \gamma'} \left(\frac{\partial p}{\partial x_i} - \gamma_i \right) \right) \frac{\partial q}{\partial x_i} dV = \int_S jk \rho_0 c_0 u_n q dS \quad (3.15)$$

avec $jk \rho_0 c_0 u_n = jk \cdot \frac{p}{Z}$ sur les contours du domaine acoustique et Z l'impédance réduite de la frontière du milieu acoustique.

2.2.2 Cas d'un écoulement non nul

Considérer un écoulement non nul dans les équations de conservation de la quantité de mouvement et de la masse revient à poser le terme \bar{u}_i non nul dans la différentielle totale de u_i et ρ . Pour pouvoir obtenir une équation de propagation en présence d'écoulement, deux cas ont été étudiés.

2.2.2.1 Utilisation du potentiel de vitesse

Si on désire intégrer l'écoulement, les équations (3.8) de conservation de la quantité de mouvement et de la masse deviennent :

$$\begin{cases} \rho_0 \frac{\partial U_i}{\partial t} + \rho_0 U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} - \rho_0 c_0 \gamma' u_i + \gamma_i, \\ \frac{\partial \rho}{\partial t} + U_j \frac{\partial \rho}{\partial x_j} + \rho_0 \frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0. \end{cases} \quad (3.16)$$

L'écoulement stationnaire moyen a la caractéristique d'avoir une divergence nulle. De plus, les termes de second ordre sont négligés. Ces deux hypothèses permettent de simplifier certains opérateurs de différentielle partielle :

$$\begin{cases} U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \bar{u}_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + u_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = \bar{u}_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + u_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}, \\ U_j \frac{\partial \rho}{\partial x_j} = \bar{u}_j \frac{\partial \rho}{\partial x_j} + u_j \frac{\partial \rho}{\partial x_j} = \bar{u}_j \frac{\partial \rho}{\partial x_j}. \end{cases} \quad (3.17)$$

Par conséquent, les équations de conservation sont simplifiées :

$$\begin{cases} \rho_0 \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho_0 \bar{u}_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \rho_0 u_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} - \rho_0 c_0 \gamma' u_i + \gamma_i, \\ \frac{\partial \rho}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \rho}{\partial x_j} + \rho_0 \frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0. \end{cases} \quad (3.18)$$

Une hypothèse forte doit être posée afin de pouvoir découpler les variables de pression et de vitesse particulière dans l'équation de propagation des ondes. Il est nécessaire de considérer que la vitesse particulière, la force volumique et l'écoulement dérivent d'un potentiel, notés respectivement φ , Γ et Φ :

$$u_i = \frac{\partial \varphi}{\partial x_i}, \quad (3.19)$$

$$\gamma_i = \frac{\partial \Gamma}{\partial x_i}, \quad (3.20)$$

$$\bar{u}_i = \frac{\partial \Phi}{\partial x_i}. \quad (3.21)$$

En admettant que les trois composantes sont irrotationnelles, il est possible de transformer la notation indicielle des opérateurs de différentielle partielle :

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial \varphi}{\partial x_i} \right) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\partial \varphi}{\partial x_j} \right) = \frac{\partial u_j}{\partial x_i}, \quad (3.22)$$

$$\frac{\partial \gamma_i}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial \Gamma}{\partial x_i} \right) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\partial \Gamma}{\partial x_j} \right) = \frac{\partial \gamma_j}{\partial x_i}, \quad (3.23)$$

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial \Phi}{\partial x_i} \right) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\partial \Phi}{\partial x_j} \right) = \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i}. \quad (3.24)$$

En se limitant aux termes du premier ordre et en considérant que la divergence de l'écoulement moyen est nulle, on obtient :

$$\begin{aligned} \frac{\bar{u}_j}{\partial x_i} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + u_j \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} &= U_j \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \approx \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{U_j^2}{2} \right) \\ &= \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\bar{u}_j \cdot \bar{u}_j + 2 \cdot \bar{u}_j u_j + u_j u_j}{2} \right) = \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{u}_j u_j) \end{aligned} \quad (3.25)$$

Les équations (3.22) à (3.25) modifient les équations de conservation de la quantité de mouvement et de la masse :

$$\begin{cases} \frac{\partial}{\partial x_i} (jk + \gamma' \rho_0 c_0 \varphi + p + \rho_0 \bar{u}_j u_j - \Gamma) = 0, \\ jkp + \bar{M}_i \frac{\partial p}{\partial x_i} + \rho_0 c_0 \sum_{i=1}^3 \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x_i^2} = 0. \end{cases} \quad (3.26)$$

avec \bar{M}_i le nombre de Mach utilisé pour estimer l'intensité de l'écoulement par rapport à la célérité des ondes du milieu de propagation :

$$\bar{M}_i = \frac{\bar{u}_i}{c_0}. \quad (3.27)$$

En supposant que la dérivée de l'ensemble des variables identifiées dans l'équation de conservation de la quantité de mouvement est nulle, p s'écrit :

$$p = -\rho_0 c_0 jk + \gamma' \varphi - \rho_0 c_0 \bar{M}_i \frac{\partial \varphi}{\partial x_i} + \Gamma. \quad (3.28)$$

Enfin, en remplaçant p par l'expression (3.28) dans l'équation de conservation de la masse, on obtient l'équation de propagation du milieu acoustique en considérant le potentiel de vitesse particulaire comme variable de cette dernière :

$$\begin{aligned} -jk jk + \gamma' \varphi - 2jk + \gamma' \bar{M}_i \frac{\partial \varphi}{\partial x_i} + (1 - \bar{M}_i^2) \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x_i^2} \\ = -\frac{1}{\rho_0 c_0} \left(\bar{M}_i \frac{\partial \Gamma}{\partial x_i} + jk \Gamma \right). \end{aligned} \quad (3.29)$$

On remarque que le nombre d'onde devient complexe à cause du coefficient γ' .

La forme faible associée est obtenue en utilisant une méthode intégrale :

$$\begin{aligned} \forall q, \int_V \left(jk jk + \gamma' \varphi + 2jk + \gamma' \bar{M}_i \frac{\partial \varphi}{\partial x_i} \right) q + (1 - \bar{M}_i^2) \frac{\partial \varphi}{\partial x_i} \frac{\partial q}{\partial x_i} dV \\ = \int_V \frac{1}{\rho_0 c_0} \left(\bar{M}_i \frac{\partial \Gamma}{\partial x_i} + jk \Gamma \right) q d + \int_S (1 - \bar{M}_n^2) u_n q dS \end{aligned} \quad (3.30)$$

avec $u_n = -jk \frac{\varphi}{Z+M_n}$ sur les contours du domaine acoustique. On suppose que la frontière du milieu acoustique est située en dehors du volume excité par la force volumique.

2.2.2.2 Utilisation de l'opérateur divergent

Candel [75] propose une méthode différente afin de prendre en compte un écoulement non nul dans le domaine de propagation acoustique. Pour cela, les équations de conservation de la quantité de mouvement et de la masse sont modifiées afin de faire apparaître les opérateurs du divergent ∇ et du gradient $\vec{\nabla}$:

$$\begin{cases} \rho_0 \frac{Du}{Dt} = -\vec{\nabla} p - \rho_0 c_0 \gamma' u + \vec{\gamma}, \\ \frac{D\rho}{Dt} + \rho_0 \nabla \cdot u = 0. \end{cases} \quad (3.31)$$

En appliquant l'opérateur de divergence sur l'équation de conservation de la quantité de mouvement et l'opérateur de différentielle totale sur l'équation de conservation de la masse, on obtient :

$$\begin{cases} \rho_0 \frac{D}{Dt} \nabla \cdot u = -\nabla \cdot \vec{\nabla} p - \rho_0 c_0 \gamma' \nabla \cdot u + \nabla \cdot \vec{\gamma}, \\ \frac{1}{c_0^2} \frac{D}{Dt} \left(\frac{Dp}{Dt} \right) + \rho_0 \frac{D}{Dt} \nabla \cdot u = 0. \end{cases} \quad (3.32)$$

Ainsi, lorsque l'on retranche l'équation de conservation de quantité de mouvement à celle de conservation de la masse, on peut exprimer la propagation des ondes acoustiques selon :

$$\frac{1}{c_0^2} \frac{D}{Dt} \left(\frac{Dp}{Dt} \right) - \nabla \cdot \vec{\nabla} p - \rho_0 c_0 \gamma' \nabla \cdot u + \nabla \cdot \vec{\gamma} = 0. \quad (3.33)$$

Dans le cas d'un scalaire, la divergence ∇ d'un gradient $\vec{\nabla}$ est égale à un laplacien ∇^2 .

En considérant un écoulement moyen uniforme, on obtient:

$$\frac{D}{Dt} \left(\frac{Dp}{Dt} \right) = \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} + 2\bar{u}_j \frac{\partial^2 p}{\partial x_j \partial t} + \bar{u}_j \cdot \bar{u}_k \frac{\partial^2 p}{\partial x_j \partial x_k}. \quad (3.34)$$

Les phénomènes aérauliques provoquant des fortes variations locales de l'écoulement moyen ne peuvent donc pas être pris en compte. L'équation de propagation des ondes acoustiques est écrite en négligeant les termes $\bar{u}_j \cdot \bar{u}_k$ pour $j \neq k$:

$$k^2 p - 2jk + \gamma' \bar{M}_i \frac{\partial p}{\partial x_i} + (1 - \bar{M}_i^2) \frac{\partial^2 p}{\partial x_i^2} = \frac{\partial \gamma_i}{\partial x_i}. \quad (3.35)$$

Le coefficient γ' participe à l'amortissement des ondes sans affecter le laplacien de la pression acoustique.

La forme faible de l'équation s'écrit alors :

$$\begin{aligned} \forall q, \int_V \left(k^2 p - 2jk + \gamma' \overline{M}_i \frac{\partial p}{\partial x_i} \right) q - \left((1 - \overline{M}_i^2) \frac{\partial p}{\partial x_i} - \gamma_i \right) \frac{\partial q}{\partial x_i} dV \\ = \int_S (1 - \overline{M}_n^2) u_n q dS \end{aligned} \quad (3.36)$$

avec $u_n = -jk \frac{p}{Z + \overline{M}_n}$ sur les contours du domaine acoustique en supposant qu'aucun composant n'est à la frontière du domaine acoustique.

2.2.2.3 Synthèse

L'équation de propagation utilisant le potentiel des vitesses particulières (3.30) impose une force volumique, une vitesse particulière et une vitesse d'écoulement irrotationnelles. Ceci pose problème pour une application de la méthode dans le cas du ventilateur, ce qui est paradoxal pour un composant en rotation.

L'équation de propagation utilisant l'opérateur divergent impose un écoulement moyen stationnaire localement uniforme dans la cavité. Cette hypothèse est difficilement justifiable dans le cas d'une géométrie d'un module de ventilation.

Une autre solution est de résoudre par éléments finis les équations (3.16) après linéarisation au premier ordre. Il suffit de résoudre simultanément les 4 équations de conservation pour obtenir la valeur des 4 variables acoustiques identifiées. Des opérateurs de convergence permettant de stabiliser la résolution du calcul sont nécessaires. La complexité de la résolution par éléments finis intervient lors de la définition des conditions aux limites du milieu acoustique. Dans le domaine acoustique, cette approche ne nécessite pas de poser des hypothèses sur l'écoulement.

2.3 Influence de l'écoulement sur la propagation acoustique

Dans le cas des modules de ventilation automobile, la valeur du nombre de Mach de l'écoulement est généralement inférieure à 0,1. Afin de savoir si un écoulement ou non doit être considéré, il faut déterminer son influence sur le niveau de puissance en considérant des cas de ventilation courant.

2.3.1 Modélisation de l'écoulement

La première étape d'un calcul de propagation des ondes est de calculer l'écoulement moyen dans une géométrie proche de celle des modules de ventilation. Les vitesses de l'écoulement sont issues d'un calcul CFD stationnaire incompressible RANS réalisé par Code_Saturne [72] et présenté sur la Figure 3-3. La géométrie utilisée est celle de la maquette Cesam [7] représentant un module de ventilation simplifié.

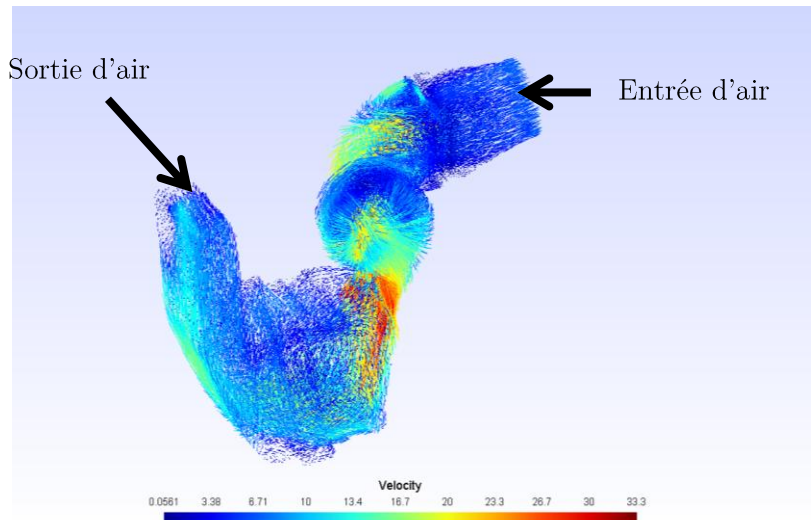


Figure 3-3 : Calcul CFD donnant la vitesse de l'écoulement dans la maquette Cesam ($Q=500\text{kg/h}$)

2.3.2 Modélisation aéro-acoustique

Dans cette partie, l'influence de l'écoulement sur la propagation acoustique est quantifiée. La projection du champ de vitesse de l'écoulement sur le maillage de la géométrie du module permet de réaliser un calcul de propagation acoustique basé sur les équations (3.35) ou (3.29). Le terme de force volumique γ unitaire est placé dans la zone du ventilateur. Le coefficient γ' est supposé nul. Le niveau de puissance total à la sortie bafflée est calculé afin de contrôler l'influence de l'écoulement.

Une représentation des spectres en bandes fines du niveau de puissance acoustique pour différents débits sur une gamme de fréquence réduite montre que l'écoulement permet d'amortir certains pics d'amplitude correspondant à des modes acoustiques (voir Figure 3-4). On peut noter le décalage en fréquence lié à l'écoulement qui ajoute un amortissement des ondes. Les différents débits utilisés correspondent à des situations de débits élevés.

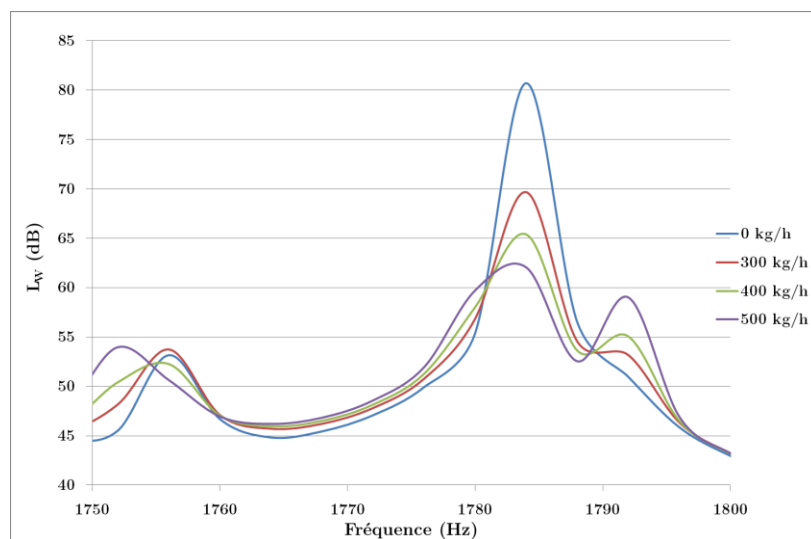


Figure 3-4 : Influence du débit sur l'amortissement d'un mode acoustique

La Figure 3-5 présente les spectres en tiers d'octave du niveau de puissance acoustique sur l'ensemble des fréquences pour différents débits. L'écoulement n'a pas une influence importante dans le cas pratique des modules de ventilation automobile. L'emploi d'un calcul couplé RANS-acoustique n'est pas justifié car les écarts ne sont remarquables que pour des débits très élevés et sur des modes locaux. Par la suite, le calcul de propagation du terme de force volumique peut être effectué en ne prenant pas en compte l'écoulement.

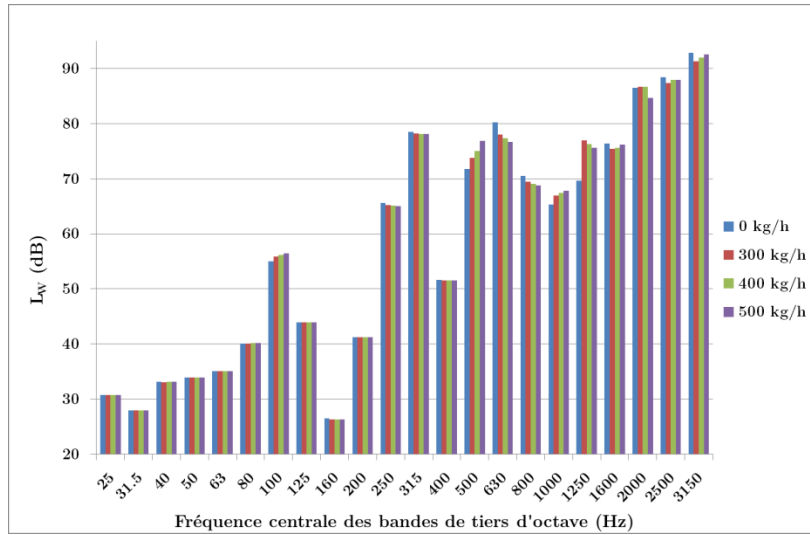


Figure 3-5 : Influence de l'écoulement sur le niveau de puissance en sortie de la maquette Cesam

2.4 Modélisation d'une terminaison anéchoïque

Les bancs UTC et Valeo sont équipés de terminaisons anéchoïques. Elles sont indispensables pour qu'aucun phénomène de réflexion acoustique ne parasite la mesure faite en amont ou en aval de celles-ci. Modéliser la géométrie complète de la terminaison anéchoïque alourdit de manière significative la modélisation des bancs. Par conséquent, la modélisation d'une terminaison passe par l'utilisation d'un outil de couches parfaitement absorbantes ou Perfectly Matched Layer (PML) [76]. Une PML permet d'absorber fortement les ondes incidentes dans une région numérique sans provoquer de réflexions sur le milieu extérieur [76].

Pour les terminaisons anéchoïques des bancs, il est choisi d'amortir les ondes acoustiques seulement selon l'axe du banc x_i . Pour une PML suivant l'axe x_i , la dérivée spatiale est remplacée par un opérateur complexe d'amortissement de la propagation des ondes :

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \rightarrow \frac{1}{1 + \frac{\psi(x_i)}{jk}} \frac{\partial}{\partial x_i} = \xi x_i \frac{\partial}{\partial x_i} \quad (3.37)$$

avec

$$\psi x_i = 100k \cdot (x_i - x_{i_0})^2, \quad (3.38)$$

k le nombre d'onde et x_{i_0} le début de l'extrémité PML.

La PML est d'autant plus efficace que l'incidence des ondes est proche de l'axe x_i . La valeur du paramètre $\psi(x_i)$ permet de réduire l'amplitude acoustique des ondes dans l'extrémité PML. L'augmentation de ce coefficient permet d'augmenter progressivement la phase de $\xi(x_i)$ et donc d'atténuer de plus en plus efficacement les ondes incidentes sans provoquer de réflexions acoustiques indésirables à la frontière entre le milieu de propagation non traité et l'extrémité PML.

Pour valider la modélisation d'une terminaison anéchoïque, un tube de section rectangulaire avec une PML à son extrémité a été modélisé (voir Figure 3-6). Un calcul de puissance à l'extrémité aval W_{aval} et amont W_{amont} de la PML permet de quantifier la réduction des ondes acoustique :

$$L_W^\xi = 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{W_{amont}}{W_{aval}} \right) . \quad (3.39)$$

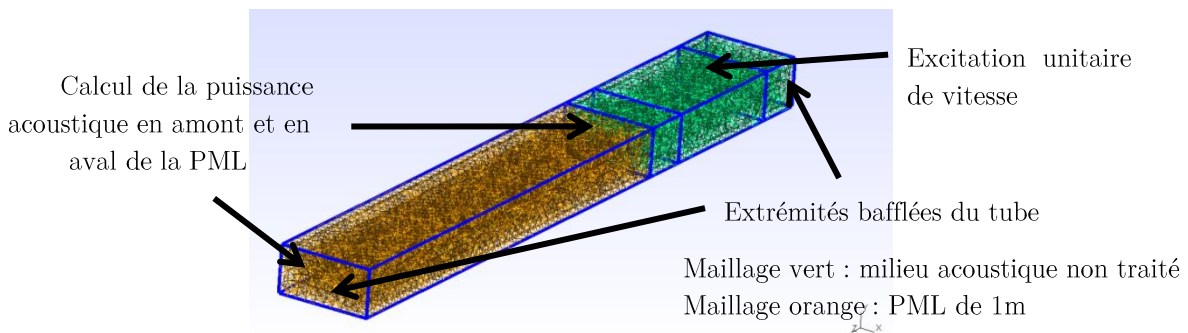


Figure 3-6 : Modélisation d'un tube avec une extrémité PML

La Figure 3-7 montre une réduction acoustique efficace de la couche PML tout en contrôlant la valeur de la phase de $\xi(x_i)$ et donc une bonne modélisation de la terminaison anéchoïque.

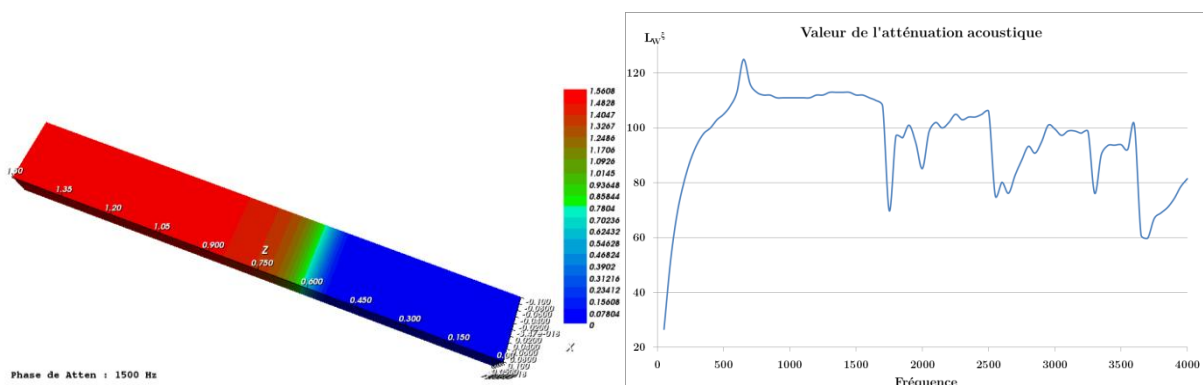


Figure 3-7 : Valeur de la phase de $\xi(x_i)$ le long de la PML (gauche) et valeur du spectre de L_W^ξ (droite)

3 Intégration des composants immobiles

Les échangeurs thermiques et les volets sont des composants immobiles dont la force volumique est répartie uniformément dans le volume occupé par ces derniers. Sachant que la géométrie du domaine acoustique est localement proche d'un conduit, il est choisi d'appliquer un terme de force volumique non nul suivant la normale à la section de ce dernier.

Le volet et l'échangeur thermique sont les deux types de composants dont le terme de source est fonction du débit et de leur position face à l'écoulement incident.

Dans un premier temps, le terme de source des composants immobiles est mesuré sur le banc UTC. Ensuite, une démarche d'obtention de la force volumique puis de propagation acoustique au sein de cavités ayant une géométrie différente est mise en place.

3.1 Obtention de la force volumique

3.1.1 Développement analytique

Le banc UTC est un conduit rectangulaire de largeur L , de hauteur H et d'axe z . Les modes acoustiques liés à la géométrie rectangulaire du conduit de mesure déterminent la valeur du nombre d'onde suivant l'axe z :

$$k_{mn} = \sqrt{\left(\frac{2\pi f}{c_0}\right)^2 - \left(\frac{m\pi}{L}\right)^2 - \left(\frac{n\pi}{H}\right)^2}. \quad (3.40)$$

La Figure 3-8 représente la propagation acoustique autour d'un composant placé dans le banc UTC. Le composant est une source sonore contenue dans un milieu d'épaisseur e propageant une pression acoustique vers l'aval et l'amont. Dans les milieux amont, du tronçon du composant et aval – notés respectivement 1, T et 2 – la pression acoustique est composée d'un terme progressif et rétrograde suivant l'axe z :

$$p(x, y, z) = p^+ e^{-jk_{mn} z} + p^- e^{jk_{mn} z} \cdot e^{j\omega t} \cdot \cos\left(\frac{m\pi}{L} x\right) \cdot \cos\left(\frac{n\pi}{H} y\right). \quad (3.41)$$

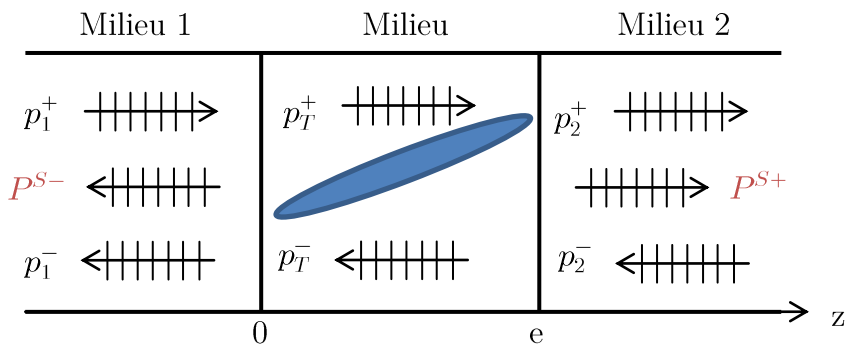


Figure 3-8 : Propagation acoustique autour d'un composant dans le banc UTC

L'équation de conservation de la quantité de mouvement suivant l'axe z dans les différents milieux acoustiques est écrite en considérant nul le coefficient γ' :

$$jk\rho_0 c_0 u_z = -\frac{\partial p}{\partial z} \quad \text{dans les milieux 1 et 2,} \quad (3.42)$$

$$jk\rho_0 c_0 u_z = -\frac{\partial p}{\partial z} + \gamma_{mn} \quad \text{dans le milieu T.} \quad (3.43)$$

Aux interfaces des milieux acoustiques, en $z=0$ et en $z=e$, il est nécessaire de tenir compte des égalités de pression acoustique et de vitesse particulaire traduisant la continuité des ondes acoustiques:

$$\begin{cases} p_1^+ + p_1^- = p_T^+ + p_T^-, \\ p_1^+ - p_1^- = p_T^+ - p_T^- + \frac{\gamma_{mn}}{jk_{mn}}, \end{cases} \quad (3.44)$$

$$\begin{cases} p_T^+ \cdot e^{-jk_{mn} e} + p_T^- \cdot e^{jk_{mn} e} = p_2^+ \cdot e^{-jk_{mn} e} + p_2^- \cdot e^{jk_{mn} e}, \\ p_T^+ \cdot e^{-jk_{mn} e} - p_T^- \cdot e^{jk_{mn} e} + \frac{\gamma_{mn}}{jk_{mn}} = p_2^+ \cdot e^{-jk_{mn} e} - p_2^- \cdot e^{jk_{mn} e}. \end{cases} \quad (3.45)$$

Dans le cas de la mesure effectuée sur le banc UTC, les terminaisons anéchoïques simplifient l'expression de la pression acoustique dans les milieux amont et aval car les pressions p_1^+ et p_2^- sont supposées nulles tandis que les pressions du vecteur source du composant sont égales aux pressions rétrogrades et progressives restantes. La force volumique γ_{mn} s'écrit alors facilement en fonction de ces pressions sources :

$$\begin{cases} P_{mn}^{S-} = \frac{\gamma_{mn}}{2jk_{mn}} \cdot e^{-jk_{mn} e} - 1, \\ P_{mn}^{S+} = \frac{\gamma_{mn}}{2jk_{mn}} \cdot e^{jk_{mn} e} - 1. \end{cases} \quad (3.46)$$

Le terme de source des volets et des échangeurs se propage de manière identique vers l'aval ou vers l'amont. Dans le cas pratique, il est choisi de calculer la force volumique γ_{mn} à partir de la pression source se propageant vers l'aval du composant :

$$\gamma_{mn} = P_{mn}^{S+} \cdot \frac{k_{mn} \cdot e^{-jk_{mn} e} + 1}{\sin k_{mn} e}. \quad (3.47)$$

La puissance acoustique dans un conduit est calculée de manière analytique dans le milieu aval :

$$W = \int \frac{1}{2} \Re\{p \cdot u^*\} dS = \sum_{\substack{m=0 \\ n=0}}^{M,N} \int \frac{1}{2\rho_0 c_0} \Re\{P_{mn}^{S+} \cdot P_{mn}^{S+*}\} dS. \quad (3.48)$$

En utilisant l'équation (3.46), la puissance acoustique rayonnée s'exprime en fonction de la force volumique γ_{mn} et des modes de conduit du banc UTC :

$$W = \sum_{\substack{m=0 \\ n=0}}^{M,N} \frac{\gamma_{mn}^2}{4\rho_0 c_0 k_{mn}^2} \cos k_{mn} e - 1 L H \Lambda_m \Lambda_n, \quad (3.49)$$

avec Λ_m et Λ_n les coefficients de normalisation associés aux modes m et n . Λ_m est égal à 1 si m est nul, $\frac{1}{2}$ si m est supérieur à 0. Λ_n a les mêmes valeurs suivant son indice modal n .

3.1.2 Hypothèse de compacité

L'épaisseur e du milieu T a une influence sur le spectre de la force volumique qui peut tendre vers une valeur singulière pour certaines fréquences. Le terme $\cos k_{mn}e - 1$ provoque l'apparition d'anti-résonances harmoniques aux fréquences :

$$f_p = \sqrt{\frac{c_0^2}{4} \cdot \left[\left(\frac{p}{e}\right)^2 + \left(\frac{m}{L}\right)^2 + \left(\frac{n}{H}\right)^2 \right]} \quad (3.50)$$

avec $p \in \mathbb{N}^*$.

Il est possible d'évaluer l'influence de e sur la puissance acoustique calculée à l'aide de l'équation (3.49). La Figure 3-9 représente le spectre de la puissance acoustique calculée pour des épaisseurs comprises entre 1 cm et 20 cm pour une force volumique γ_{00} unitaire (propagation du mode plan seulement).

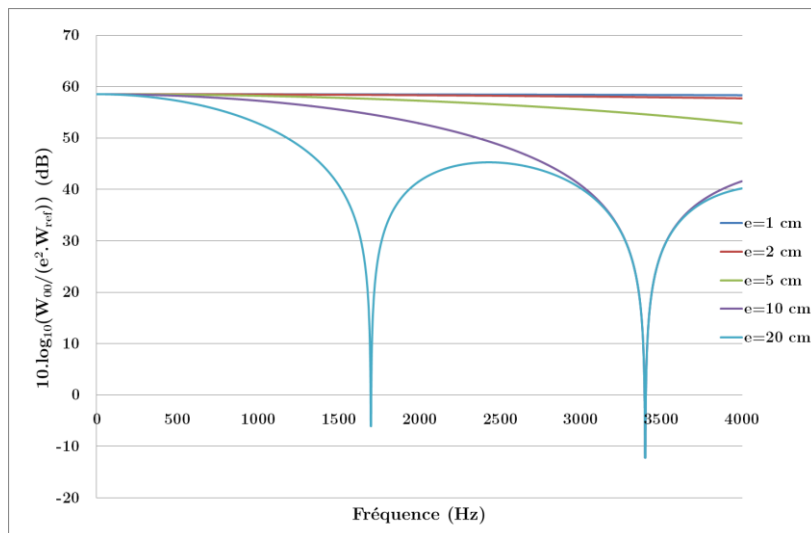


Figure 3-9 : Effet de l'épaisseur e sur la propagation d'une force volumique γ_{00} unitaire

Pour des épaisseurs dépassant 5 cm, la puissance acoustique rayonnée n'est pas constante car perturbée par le phénomène d'anti-résonance. Pour éviter ce phénomène, il faut que la dimension e soit petite devant la longueur d'onde acoustique (hypothèse de compacité). L'hypothèse de compacité retenue est telle que le volume occupé par les volets et les échangeurs est un parallélépipède de largeur L , de hauteur H et d'épaisseur égale à 1 cm.

3.2 Transposition acoustique dans une cavité quelconque

3.2.1 Fonction de transfert de la cavité

La force volumique globale est identifiée à partir de la mesure du terme de pression source se propageant vers l'aval :

$$\gamma^2 = \sum_{\substack{m=0 \\ n=0}}^{M,N} \gamma_{mn}^2 \Lambda_m \Lambda_n = \sum_{\substack{m=0 \\ n=0}}^{M,N} \left(P_{mn}^{S+} \cdot \frac{k_{mn} \cdot e^{-jk_{mn} e} + 1}{\sin k_{mn} e} \right)^2 \Lambda_m \Lambda_n . \quad (3.51)$$

Le spectre de cette force est indépendant de la base modale du conduit d'essai. Elle peut être propagée dans n'importe quelle géométrie en tenant compte des dimensions du composant. La fonction de transfert $\beta_{Cavit \acute{e}}^{Composant}$ est alors égale à :

$$\beta_{Cavit \acute{e}}^{Composant} = \frac{W_{Unitaire}^{2b} \gamma^2 \cdot LH^2}{W_{Composant} \cdot (L_{ref} H_{ref})^2} \quad (3.52)$$

avec L_{ref} et H_{ref} les dimensions de la section du conduit du banc de caractérisation de la propriété active.

3.2.2 Validation

Pour valider l'application de la méthode d'intégration des composants immobiles, le terme de force volumique d'un volet a été acquis. La propagation d'une force volumique unitaire dans le banc UTC a permis d'obtenir la puissance $W_{Unitaire}^{2b}$. La fonction de transfert du banc $\beta_{Cavit \acute{e}}^{Composant}$ a été calculée à l'aide de l'équation (3.52).

La Figure 3-10 montre que la modélisation du banc permet de reproduire la mesure de puissance. La confrontation essai/calcul est satisfaisante dans l'ensemble du domaine fréquentiel d'étude. Les niveaux de puissance divergent le plus dans le domaine des basses fréquences (inférieures à 500 Hz) – erreur liée à la PML – et dans le domaine des hautes fréquences (supérieures à 2500 Hz) car le banc est supposé parfaitement rigide dans la modélisation. Cependant, l'erreur induite par le calcul est très satisfaisante car elle ne dépasse pas les 2 dB.

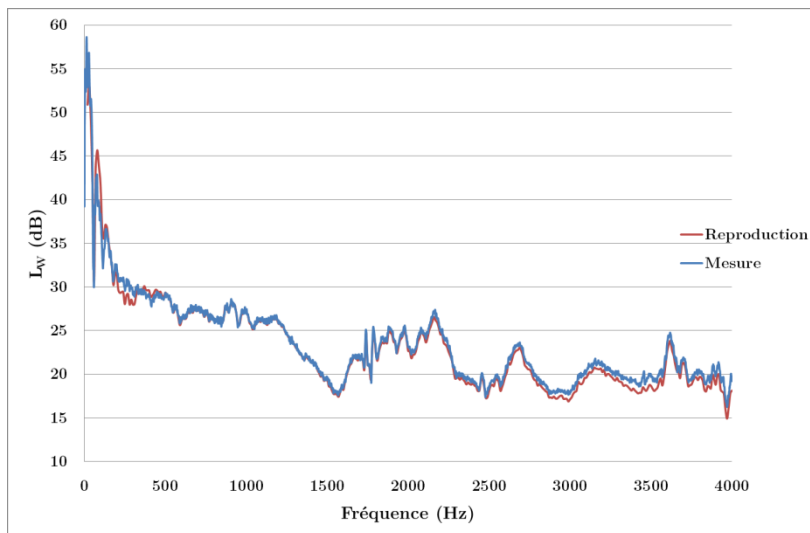


Figure 3-10 : Niveau de puissance d'un volet prédit et mesuré sur le banc UTC ($\alpha=30^\circ$, $U=2.4$ m/s)

Une perspective de travail intéressante serait de tester la transposition acoustique pour des géométries similaires à des modules de ventilation automobile.

4 Intégration du ventilateur

Pour l'application de la méthode d'intégration, la structure de la force volumique du ventilateur doit dans un premier temps être définie en tenant compte de la géométrie et de ses caractéristiques acoustiques. Il est nécessaire de propager une force volumique unitaire dans un banc de référence, lors de l'étape 1b puis dans la cavité du module de ventilation lors de l'étape 2b (voir Figure 3-2). La méthode d'intégration est effectuée sur un module de ventilation simplifié (maquette Cesam) et confrontée à des essais de référence. Ils ont été mis en place afin de comparer les puissances acoustiques rayonnées en aval de la maquette pour un ventilateur dont le point de fonctionnement est situé dans sa zone nominale.

Les résultats des calculs de propagation d'une force volumique unitaire dans les différents milieux acoustiques (banc UTC et Valeo et maquette Cesam) sont présentés. Le spectre de la force volumique γ^2 est calculé à partir d'une mesure effectuée sur le banc (UTC ou Valeo) et du niveau de puissance $W_{Unitaire}^{1b}$.

La prédiction du bruit du ventilateur a tout d'abord été effectuée à partir de la puissance acoustique mesurée en aval du ventilateur sur le banc Valeo. Plusieurs travaux d'amélioration de la prédiction sont présentés.

Ensuite, le banc UTC est utilisé pour caractériser le spectre de force à partir de données de puissance acoustique en aval et en amont du ventilateur. Plusieurs travaux sont engagés afin de préciser le comportement du terme de source du ventilateur.

4.1 Configuration de la maquette pour les essais de référence

Pour évaluer la qualité de la méthode d'intégration, la maquette Cesam, dans laquelle les composants immobiles ont été retirés, est utilisée pour effectuer la mesure en aval du ventilateur placé dans la volute. La sortie d'air est bafflée par un plan rigide tandis que l'entrée d'air est bafflée par le mur extérieur de la salle d'essai, reliée à la maquette grâce à un conduit tubulaire composé de matériau absorbant (voir Figure 3-11). L'application de la méthode d'intégration dans le cas du ventilateur est recalée par rapport à la mesure du niveau de puissance en aval sur la sortie d'air bafflée.

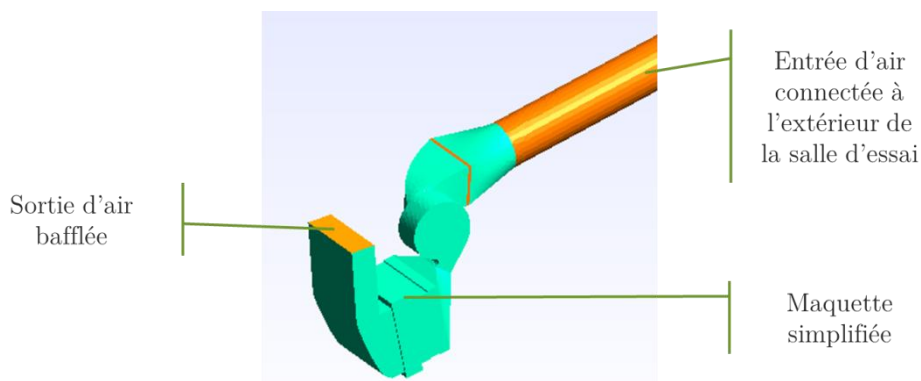
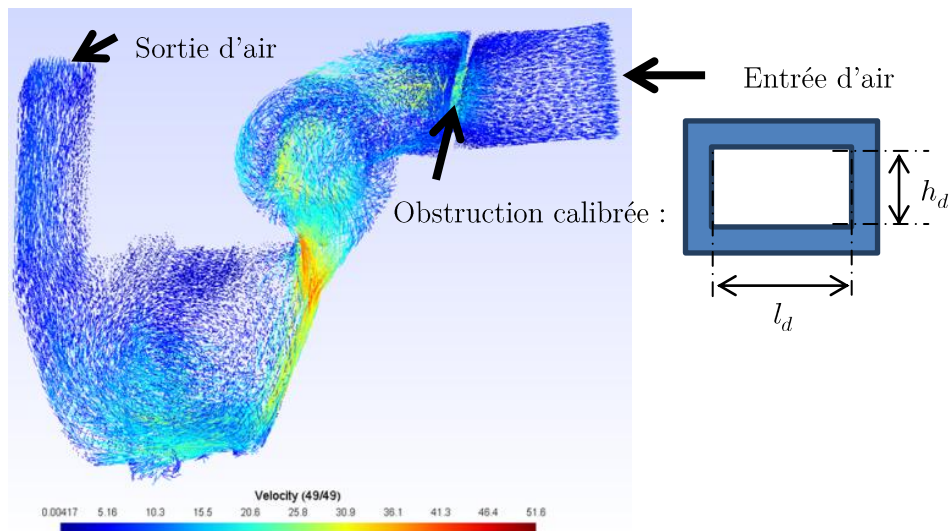


Figure 3-11 : Géométrie de la maquette simplifiée et agencement des ouvertures

La maquette est initialement composée d'un volet papillon et d'un échangeur thermique placés entre le ventilateur et la sortie d'air. Le fait d'enlever ces composants de la maquette revient à réduire la pression vue par le ventilateur. Le ventilateur risque de quitter sa zone de fonctionnement nominal pour glisser vers sa zone de décrochement (voir Figure 2-3). Pour reproduire un point de fonctionnement nominal, une obstruction calibrée (diaphragme) est placée en amont du ventilateur entre l'entrée d'air de la volute et le conduit de connexion vers l'extérieur. Un calcul de dynamiques des fluides RANS, sous Code_Saturne (voir Figure 3-12), est effectué afin de déterminer les dimensions du diaphragme pour que le coefficient de pression soit tel que le ventilateur opère dans sa zone nominale.



Deux diaphragmes sont construits pour reproduire deux points de fonctionnement nominaux. Les dimensions des ouvertures des diaphragmes, de $12 \times 7 \text{ cm}^2$ et de $10 \times 7 \text{ cm}^2$, sont telles que les coefficients de perte de charge de la maquette sont respectivement égaux à 47200 et 55000 kg.m^{-7} .

Pour chaque point de fonctionnement, quatre vitesses de rotation du ventilateur sont considérées pour la mesure de la puissance acoustique. Au total, 8 mesures de référence sont disponibles pour des débits compris entre 250 et 550 kg/h et des vitesses de rotation comprises entre 2000 et 3300 rpm (voir Figure 3-13). Ces points de fonctionnement ont été choisis très proches de ceux relevés lors de la caractérisation du ventilateur sur le banc Valeo.

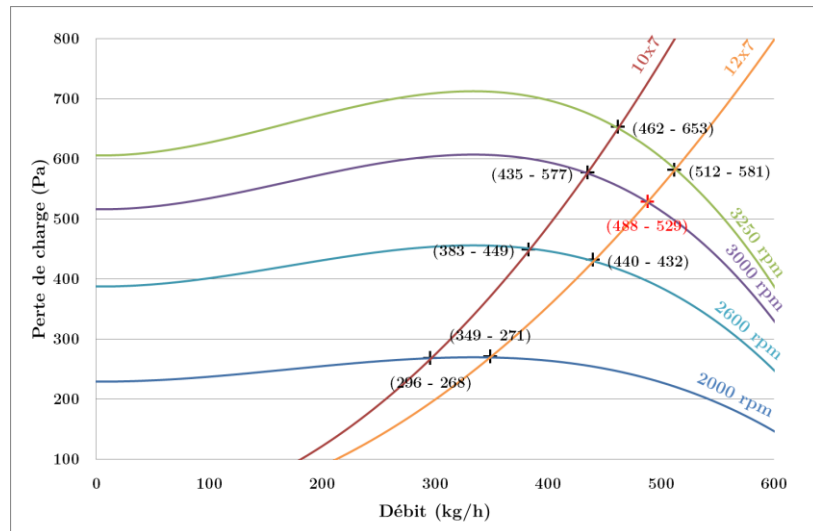


Figure 3-13 : Points de fonctionnement ($Q - \Delta p$) du ventilateur (croix noires et rouges) issus des courbes de pression du ventilateur à différentes vitesses de rotation (couleurs froides) et de la maquette obstruée par un diaphragme $l_d \times h_d$ (couleurs chaudes)

Le comportement aéro-acoustique du diaphragme est tel que :

- Le terme de source généré par l'interaction de l'écoulement avec le diaphragme est faible devant celui du ventilateur.
- La perte par transmission du ventilateur réduit fortement les ondes incidentes émises par le diaphragme. La géométrie du ventilateur obstruant fortement le passage d'air, on estime que les ondes acoustiques du diaphragme sont fortement réfléchies par le ventilateur et sont donc propagées vers le conduit de raccordement.

Le diaphragme a été étudié par Bennouna [41] qui a estimé sa puissance acoustique produite à l'aide des travaux de Nelson et Morphey à partir de mesure faites sur le banc UTC. Pour le point de fonctionnement du ventilateur identifié en rouge sur la Figure 3-13, la puissance acoustique du diaphragme sur le banc UTC est estimée à partir de ces travaux et comparée avec celle du ventilateur (voir Figure 3-14). La puissance acoustique du diaphragme est de 6 à 15 dB inférieure à celle du ventilateur. Si l'on multiplie la puissance du diaphragme par la perte par transmission du ventilateur, on peut considérer que le bruit du diaphragme au niveau de la sortie bafflée est négligeable.

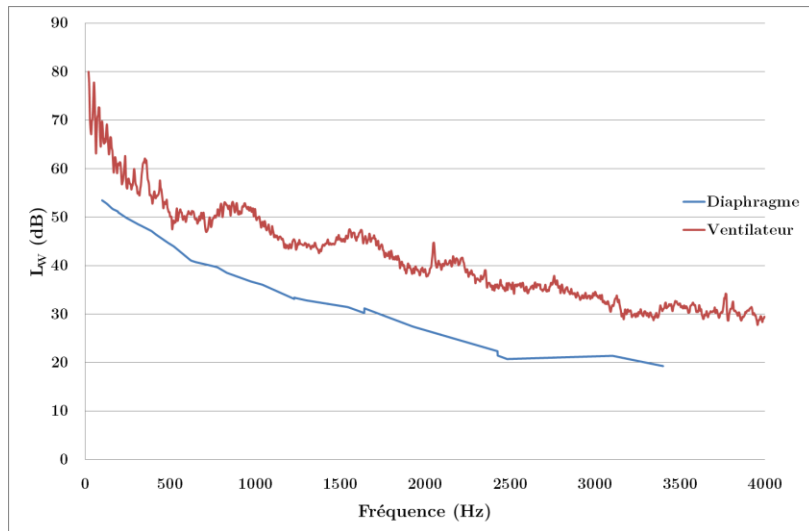


Figure 3-14 : Comparaison des niveaux de puissance du ventilateur et du diaphragme [41]

La norme ISO-3744 [77] est utilisée pour mesurer le niveau de puissance en aval du ventilateur placé dans la maquette à travers la sortie d'air bafflée. Elle définit la méthode de mesure des pressions acoustiques à l'aide de microphones placés dans un hémisphère. Le dispositif expérimental mis en place est présenté en détails dans l'Annexe B.

4.2 Structure de la force volumique

La force volumique doit prendre en compte l'ensemble des composantes génératrices du bruit du ventilateur (bruit de bord de fuite ou d'attaque...). La rotation du ventilateur est responsable de la partition du bruit émis en deux composantes, à savoir celle large bande et celle tonale.

Pour le bruit large bande, le bruit du ventilateur est composé d'autant de sources incohérentes que de pales et donc considérer une seule source pour l'ensemble des pales n'est pas judicieux. Ainsi, pour le bruit large bande, un groupement de 6 pales, considéré comme source, est positionné de manière aléatoire sur le volume occupé par les pales (voir Figure 3-15, gauche). Le calcul de propagation acoustique est effectué plusieurs fois en sélectionnant aléatoirement des groupes de pales différents. Ensuite, pour une force quelconque, il suffit de rapporter le niveau de bruit calculé au volume occupé par la totalité des pales du ventilateur.

Dans le cas du bruit de passage de pales à la fréquence f_{pp} , les sources situées sur chacune des pales sont cohérentes. Une source intégrant le volume complet occupé est donc préférable en tenant compte de la vitesse de rotation du ventilateur. Ainsi, pour le bruit de raies, il convient d'intégrer un décalage de phase pour symboliser le retard des pales les unes par rapport aux autres (voir Figure 3-15, droite) :

$$\gamma = \sum_k e^{\frac{-jk f_{pp} \cdot \theta}{N}} e^{j\omega t} \quad (3.53)$$

où (Unités SI) :

- N : vitesse de rotation du ventilateur,
- k : nombre d'harmoniques,
- θ : angle compris entre $[-\pi, \pi]$ rad.

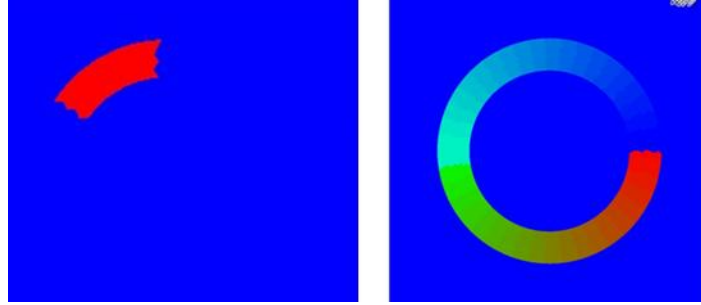


Figure 3-15 : Sélection aléatoire de 6 pales voisines pour le bruit large bande (gauche) et valeur du décalage de phase $[-\pi, \pi]$ pour le bruit tonal du ventilateur (droite)

Au contraire des composants immobiles, la géométrie du ventilateur est telle que le volume occupé par la force est un anneau de section rectangulaire dont les frontières ne sont pas communes aux limites du domaine de propagation acoustique (voir Figure 3-17). Le vecteur de la force volumique s'écrit :

$$\gamma = \begin{Bmatrix} \gamma \cdot \cos \theta + \nu \\ \gamma \cdot \sin \theta + \nu \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3.54)$$

avec $\theta \in [-\pi; \pi]$ et $\nu \in [0; \frac{\pi}{2}]$ comme illustré sur la Figure 3-16.

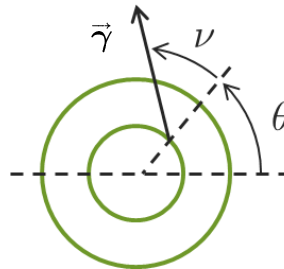


Figure 3-16 : Orientation du vecteur de la force volumique

La variation de l'angle ν permet ainsi d'orienter la force qui peut être radiale si $\nu = 0$ et tangentielle si $\nu = \frac{\pi}{2}$. Dans un premier temps, la force appliquée est supposée radiale.

4.3 Calculs de propagation d'une force volumique unitaire

Un développement analytique n'est pas possible pour la propagation de la force volumique car il faut tenir compte d'une propagation acoustique complexe, de la géométrie de la volute (orange sur la Figure 3-17) et de plusieurs paramètres de forme (hauteur des pales h , diamètres extérieur et intérieur de l'anneau). Il est donc nécessaire d'avoir recours à un calcul par éléments finis de propagation acoustique d'une force volumique.

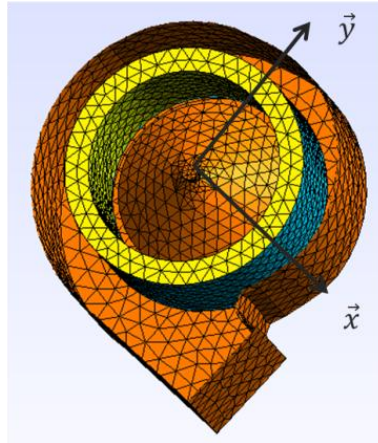


Figure 3-17 : Volume annulaire occupé par la force volumique d'un ventilateur

4.3.1 Bancs de mesure (étape 1b)

Les bancs de mesure ont été modélisés afin de calculer les puissances acoustiques en conduit dues à la propagation acoustique d'une force volumique unitaire:

$$W_{Unitaire}^{1b} = \Re \left\{ \frac{1}{2jk\rho_0 c_0} \int_{S_{Mesure}} p \cdot \left(-\frac{\partial p}{\partial x_n} \right)^* dS \right\}, \quad (3.55)$$

avec a^* le conjugué du nombre complexe a .

4.3.1.1 Banc Valeo

Le banc Valeo, dont la modélisation par éléments finis est présentée sur la Figure 3-18, permet de mesurer la puissance acoustique en aval du ventilateur placé dans sa volute.

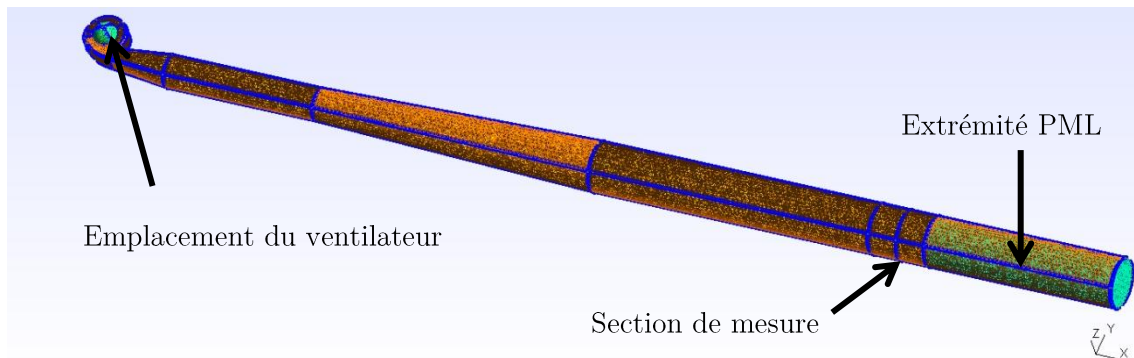


Figure 3-18 : Modélisation du banc Valeo

D'après la Figure 3-19, la puissance acoustique $W_{Unitaire}^{1b}$ est relativement constante sur l'ensemble du domaine fréquentiel sauf pour $f=1500$ Hz où on trouve la présence d'une anti-résonance. La force volumique calculée à partir de la puissance acoustique $W_{Unitaire}^{1b}$ décroît avec la valeur de la puissance acoustique $W_{Ventilateur}$, le phénomène d'anti-résonance provoque l'apparition d'un pic de force à cette fréquence. Le calcul permettant d'obtenir le spectre de la force volumique est jugé satisfaisant malgré l'apparition d'artefacts aux fréquences d'anti-résonances identifiées.

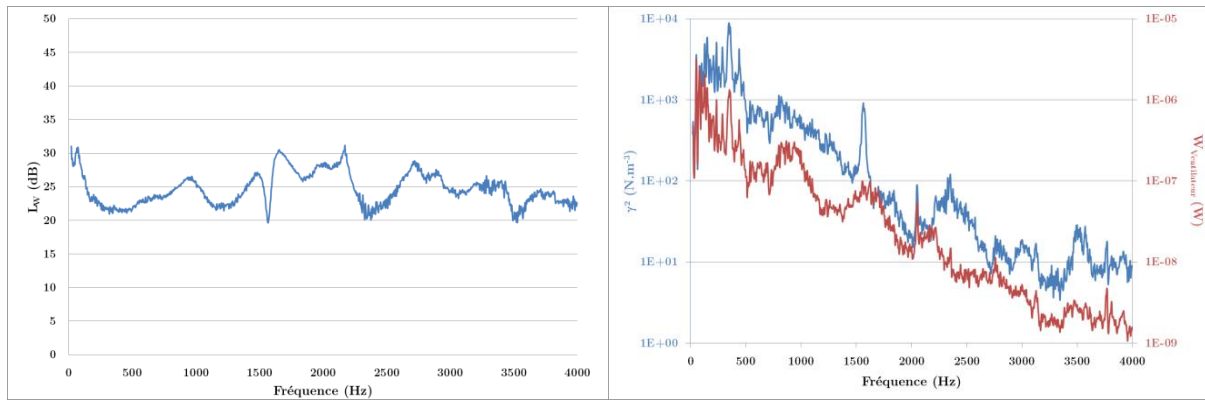


Figure 3-19 : Niveau de puissance $W_{Unitaire}^{1b}$ calculé sur le banc Valeo (gauche) et spectre de la force volumique du ventilateur et puissance acoustique du ventilateur (à droite, $N=3000$ rpm et $C_f=47200$ kg.m³).

4.3.1.2 Banc UTC

Dans le cas de la caractérisation aéro-acoustique du ventilateur, le banc UTC est tel que le conduit amont est perpendiculaire à celui situé en aval (voir Figure 3-20). La géométrie de la volute a aussi nécessité d'installer des conduits de raccordement entre les ouvertures de la volute et les conduits de mesure. En amont du ventilateur, les conduits de raccordement relient la section rectangulaire de mesure à la section circulaire d'entrée air de la volute. En aval du ventilateur, le conduit de raccordement relie deux sections rectangulaires de dimensions et de positions différentes.

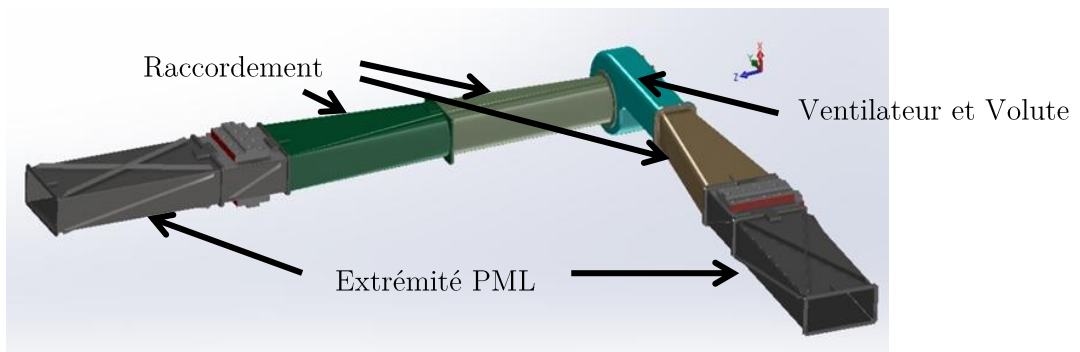


Figure 3-20 : Configuration de la mesure de caractérisation du ventilateur sur le banc UTC

Les niveaux de puissance en aval et en amont du ventilateur liés à la propagation d'une force volumique unitaire sont présentés sur la Figure 3-21. On peut constater que la force volumique, telle qu'actuellement définie, tend à se propager plus vers l'aval que vers l'amont. Les niveaux de puissance aval calculés sur le banc UTC comme sur le banc Valeo sont globalement compris entre 20 et 26 dB. De manière générale, la géométrie des bancs influe donc peu sur les niveaux moyens calculés. Les spectres issus du banc UTC sont cependant plus sujets à des phénomènes de résonances et d'anti-résonances que ceux issus du banc Valeo. Ces phénomènes sont principalement dus au changement des conditions aux limites en amont et à la géométrie des conduits de raccordement. Le spectre de la force volumique va être bruité en conséquence.

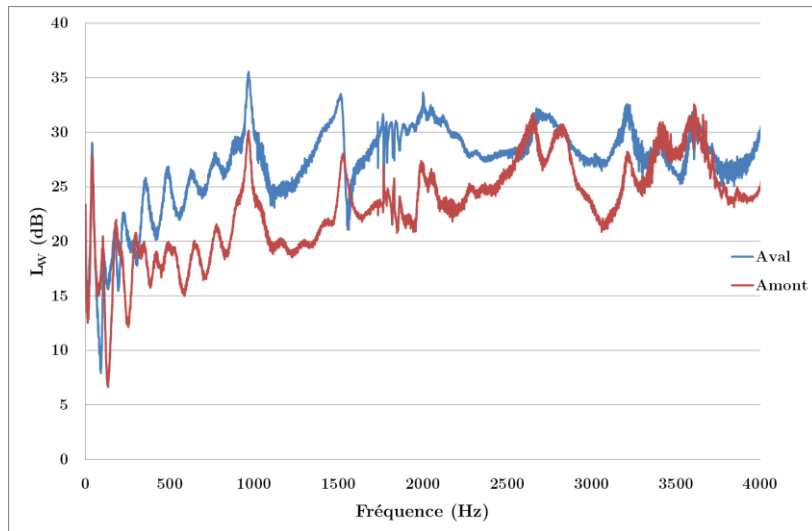


Figure 3-21 : Niveaux de puissance calculés pour une force volumique unitaire du ventilateur sur le banc UTC

Les termes de force obtenus à partir des mesures des puissances acoustiques amont et aval sont présentés sur la Figure 3-22. La force volumique en aval du ventilateur est plus importante que celle en amont. Un terme de force volumique calculé à partir de la moyenne des puissances acoustiques amont et aval est utilisé par la suite.

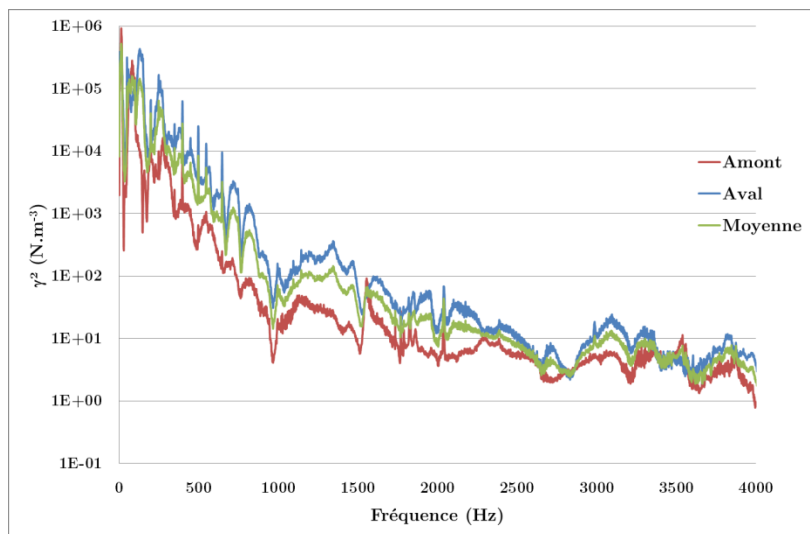


Figure 3-22 : Spectres de la force volumique calculés à partir de la mesure en amont, en aval du ventilateur ou de la moyenne amont-aval

4.3.2 Maquette (étape 2b)

Le résultat de la prédiction du bruit par le ventilateur inséré dans la maquette Cesam sera confronté à une mesure de puissance de référence. Cette mesure est la puissance acoustique de la sortie d'air bafflée. La forme particulière de la sortie d'air est telle que la puissance acoustique rayonnée est calculée à l'aide de l'équation suivante :

$$W_{Unitaire}^{2b} = \Re \left\{ \frac{1}{\rho_0 c_0} \int_{S_{Sortie}} p \cdot p^* dS \right\}. \quad (3.56)$$

Le résultat de la propagation de la force volumique unitaire dans la maquette est présenté sur la Figure 3-23. Il est remarquable que de nombreux modes sont identifiables sur le spectre de puissance calculée. Le comportement modal de la maquette aura une forte incidence sur la prédiction acoustique finale.

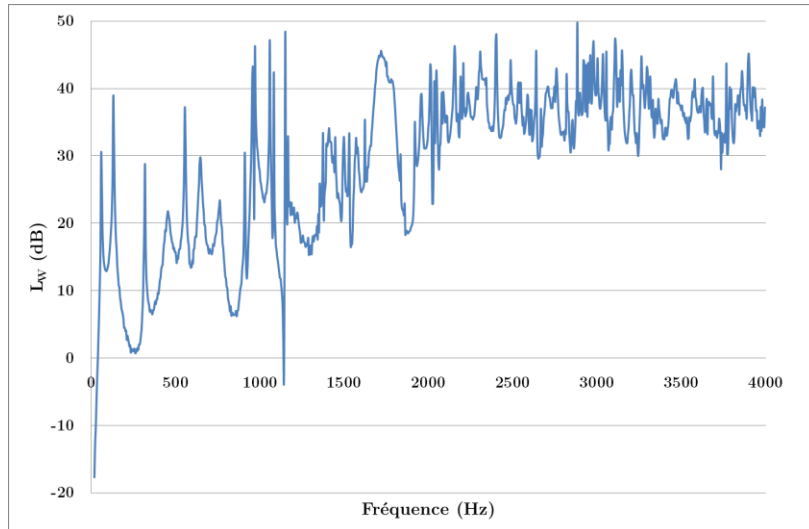


Figure 3-23 : Niveau de puissance acoustique calculé pour une force volumique unitaire sur la maquette Cesam

4.4 Application de la méthode d'intégration à l'aide de la mesure de la puissance acoustique en aval du ventilateur issue du banc Valeo

Les résultats présentés dans les paragraphes suivants sont ceux dont le point de fonctionnement du ventilateur est en rouge sur la Figure 3-13 ($Q = 488 \text{ kg/h}$, $\Delta p = 529 \text{ Pa}$). Les constats présentés sont valables pour les sept autres points de fonctionnement.

4.4.1 Première prédiction

La force volumique obtenue à partir d'une mesure sur le banc Valeo est propagé dans la maquette simplifiée Cesam. Le niveau prédit de la puissance acoustique de la sortie d'air bafflée est comparé à celui mesuré (voir Figure 3-24). La prédiction est loin d'être satisfaisante car le niveau de bruit global est largement surestimé (plus de 7 dB d'écart entre la mesure et prédiction). La comparaison entre la prédiction et la mesure de référence en utilisant une définition par bandes de tiers d'octave montre que le niveau de puissance est sous-estimé dans le domaine des basses fréquences (plus de 10 dB d'écart) et surestimé dans le domaine des hautes fréquences (entre 5 et 10 dB d'erreur). Dans le cas des moyennes fréquences, entre 315 et 800 Hz, la prédiction est relativement satisfaisante.

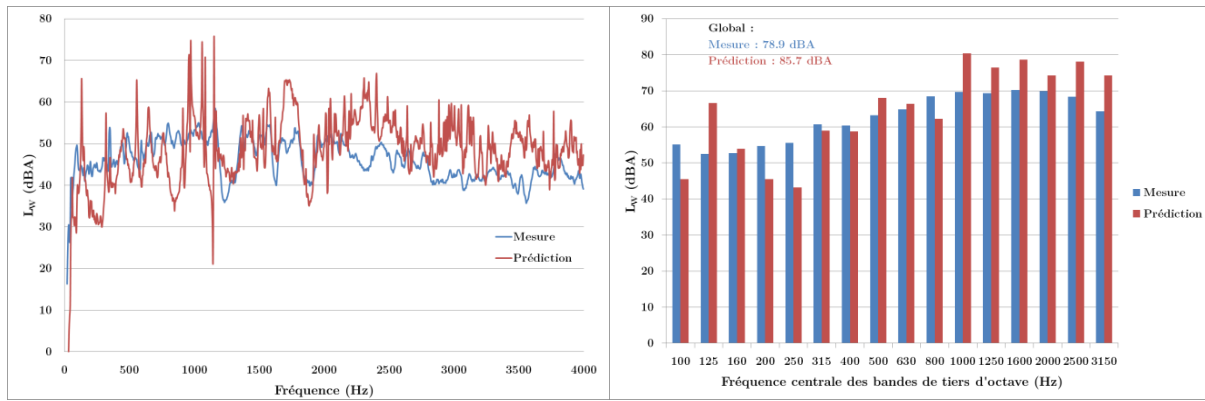


Figure 3-24 : Comparaison entre le spectre de puissance prédit et celui mesuré en bandes fines (gauche) et en tiers d'octave (droite)

La mesure de référence montre que les modes acoustiques de la maquette sont difficilement identifiables sur l'ensemble du domaine fréquentiel au contraire de la prédiction qui montre l'existence de modes acoustiques ayant une amplitude très importante dans le domaine des basses et moyennes fréquences. Deux causes expliquant l'apparition de ces phénomènes tonals sont possibles :

- De nombreux phénomènes d'anti-résonances apparaissent dans le niveau de puissance calculé sur le banc, ce qui provoque l'apparition de pics dans le spectre de la force volumique.
- De nombreux phénomènes de résonances apparaissent dans le niveau de puissance calculé sur la maquette, ce qui provoque l'apparition de pics dans le spectre de la prédiction acoustique.

La comparaison des deux calculs de propagation d'une force volumique unitaire montre que les modes visibles sur le spectre de la puissance acoustique prédite est clairement dû à la seconde possibilité (voir Figure 3-25). Un calcul modal de la cavité de la maquette a permis d'identifier et de localiser les modes présents ayant une influence sur le calcul de propagation :

- Pour des fréquences inférieures à 600 Hz, les modes identifiées correspondent à des modes globaux de la cavité qui apparaissent à cause de la géométrie et des conditions aux limites imposées à l'entrée d'air, en particulier à la modélisation du conduit de raccordement, supposé infiniment rigide, liant la maquette à l'extérieur du local de mesure.
- Pour des fréquences comprises entre 800 et 1200 Hz, les modes acoustiques de la cavité sont localisés dans la volute du ventilateur. Ces modes sont fortement excités car le volume occupé par la force volumique se situe sur leur maximum modal (ventre des modes). Par conséquent, ces modes sont aussi fortement visibles sur le calcul de la propagation de la force volumique placée dans la maquette.

- Les modes acoustiques sont très nombreux et locaux dans le domaine des hautes fréquences. Ils ont une grande influence dans le domaine des basses et moyennes fréquences.

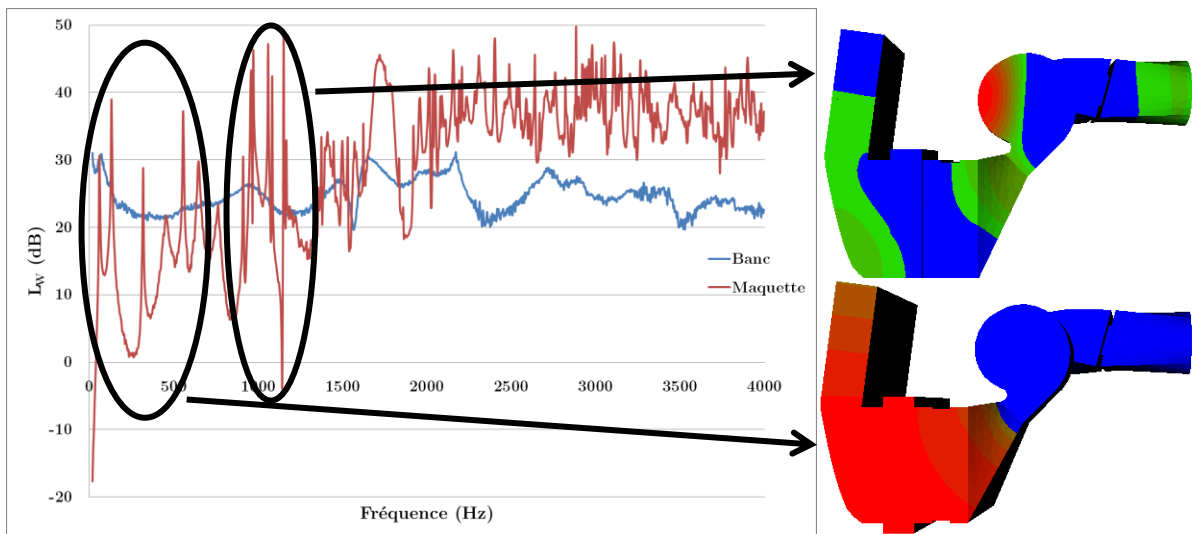


Figure 3-25 : Niveau de puissance calculé pour une force volumique unitaire d'un ventilateur placé dans le banc d'essai Valeo (bleu) et dans la maquette Cesam (rouge)

4.4.2 Amélioration du calcul de prédiction

Le modèle acoustique de la maquette doit être amélioré. Plusieurs hypothèses de progrès sont envisagées :

- Rajout d'un amortissement de la cavité lié aux matériaux plastiques de la maquette.
- Modification de la modélisation du conduit de raccordement en amont du ventilateur sur la maquette Cesam.
- Modélisation plus détaillée de l'axe du ventilateur et de ses pales qui influence la base modale de la cavité de la maquette.

4.4.2.1 Caractérisation de l'amortissement de la maquette

Une piste d'amélioration est de supposer qu'un amortissement résiduel lié aux matériaux de la maquette influe sur l'amplitude de la résonance des modes identifiés.

L'amortissement des ondes acoustiques est tout d'abord imputable à un amortissement visqueux lié au coefficient de perte de charge C_l qui relie la perte de charge du circuit à la vitesse de l'écoulement moyen (voir équation (2.36)). Cet amortissement peut être intégré en ajoutant une composante imaginaire à la célérité des ondes acoustiques :

$$c_0' = c_0 \left(1 + j \frac{c_1 f}{c_0} \right) = c_0 \left(1 + \frac{j}{c_0} \cdot \left(\frac{C_l \cdot \bar{u}}{4\pi f} \right) \right). \quad (3.57)$$

En absence d'écoulement, la composition des matériaux de la maquette peuvent aussi amortir les ondes acoustiques. Dans le but de déterminer la valeur de

l'amortissement, un haut-parleur de taille réduite est installé à la place du ventilateur dans la maquette simplifiée Cesam. La mesure de puissance acoustique du bruit émis par le haut-parleur placé dans la maquette est comparée à celle du haut-parleur bafflé placé dans un hémisphère libre (voir Figure 3-26).



Figure 3-26 : Haut-Parleur bafflé libre (gauche) et haut-parleur placé au niveau du ventilateur dans la maquette Cesam (droite)

D'après la Figure 3-27, la comparaison des puissances acoustiques mesurées montre clairement que des modes de cavité sont identifiables ($f=800$ Hz, 1600 Hz et 1900 Hz). L'amplitude des résonances modales est faible, ce qui prouve l'existence d'un amortissement des ondes dans la cavité.

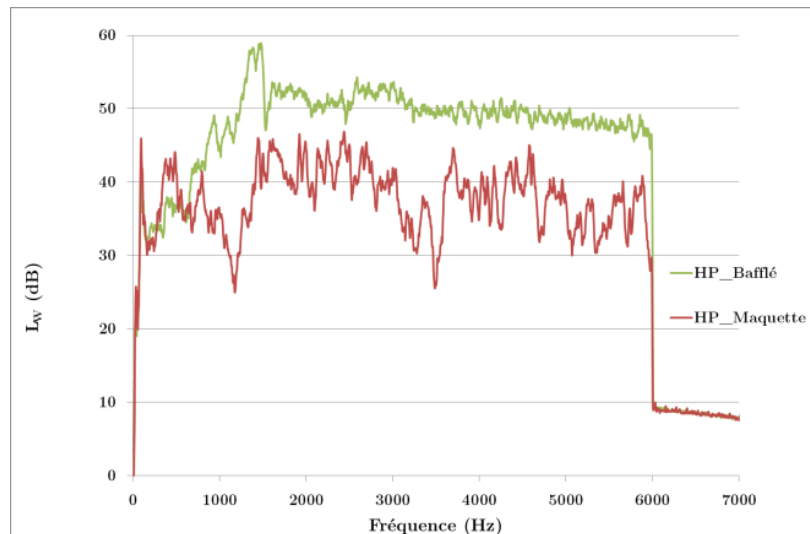


Figure 3-27 : Niveau de puissance du haut-parleur bafflé libre (vert) et placé dans la maquette au niveau du ventilateur (rouge)

La méthode directe de détermination du coefficient d'amortissement à partir des données expérimentales est difficilement applicable. L'amortissement est obtenu par recalage du niveau de puissance mesuré avec celui calculé en ajoutant une composante c_2 imaginaire à la célérité du son dans l'air :

$$c_0' = c_0 \left(1 + \frac{j}{c_0} \cdot (c_1 f + c_2 f) \right) . \quad (3.58)$$

La Figure 3-28 montre que l'amortissement lié à c_2 est proche d'un filtre passe-bas dont la fréquence de coupure est égale à 1000 Hz.

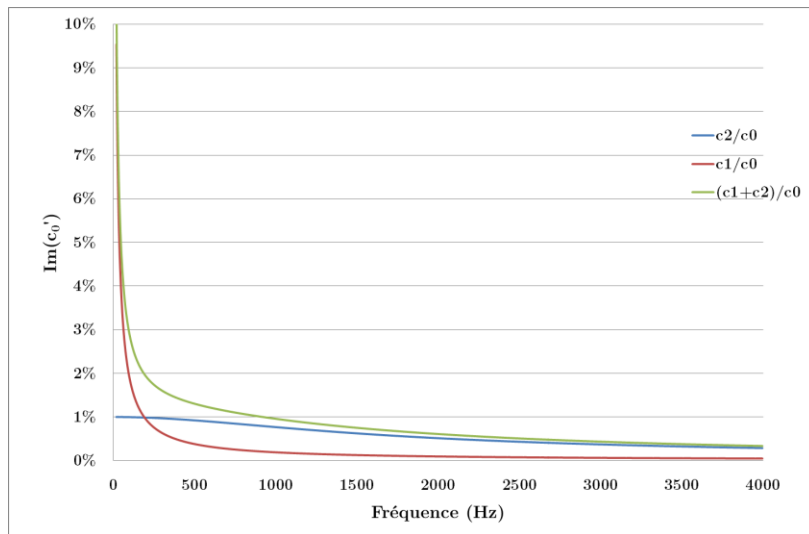


Figure 3-28 : Valeur de l'amortissement

4.4.2.2 Modification de la modélisation du conduit de raccordement de la maquette Cesam

Le conduit de raccordement de l'entrée d'air vers l'extérieur de la salle d'essai étant composé de matériau absorbant, l'entrée d'air peut être considérée comme anéchoïque [7]. Une extrémité PML est donc implémentée en amont du diaphragme. Les caractéristiques de la PML sont celles présentés dans le paragraphe 2.4 du chapitre III.

4.4.2.3 Modélisation des détails géométriques

La modélisation des détails géométriques du ventilateur centrifuge utilisé lors des essais est réalisée (voir Figure 3-29). La modélisation des pales et de l'axe de rotation du ventilateur modifie profondément la géométrie du milieu de propagation acoustique au niveau de la volute (Figure 3-29, droite).

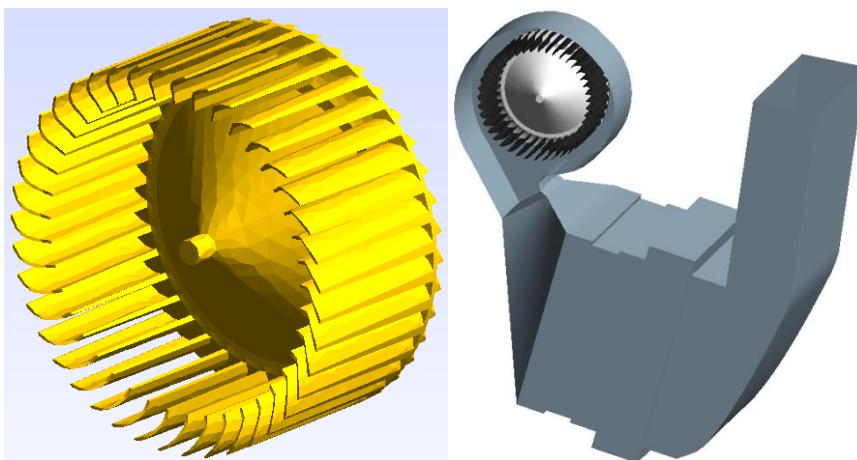


Figure 3-29 : Modélisation des pales du ventilateur (gauche) et modélisation du ventilateur intégré dans la maquette (droite)

La modélisation complète du ventilateur représente une contrainte importante car le maillage nécessaire pour intégrer les détails géométriques est beaucoup plus raffiné au niveau de la volute. Dans le cas où cette modélisation représenterait une amélioration de la prédiction acoustique, elle alourdit de manière significative les calculs dont la durée est augmentée d'un facteur 15. Il serait aussi nécessaire de modéliser chaque ventilateur et d'effectuer à chaque fois un calcul de propagation.

D'après la Figure 3-30, on peut constater que la modélisation des détails géométriques n'a aucune influence sur le comportement des modes situés dans le domaine des basses fréquences. Dans le cas des modes situés dans la volute, leur nombre est certes diminué mais le phénomène de résonance est toujours présent. De plus, un écart entre les modèles au-delà de 2500 Hz est clairement visible. Plusieurs calculs avec des mailles plus ou moins raffinées au niveau des pales du ventilateur ont permis d'identifier que cet écart est une erreur numérique associée à un maillage trop relâché. Le maillage nécessaire à un calcul de propagation ne présentant pas d'erreurs dans le domaine des hautes fréquences est 12 fois plus important qu'un maillage ne tenant pas compte des détails géométriques.

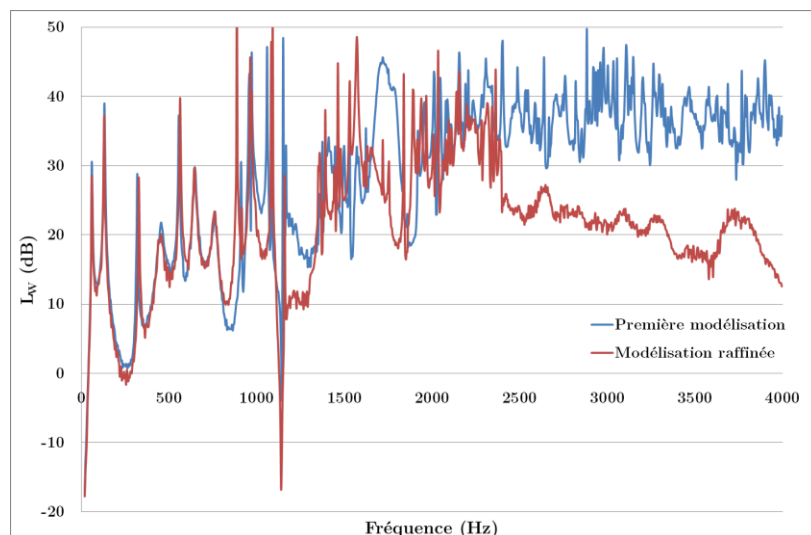


Figure 3-30 : Influence de la modélisation du ventilateur sur la propagation d'une force volumique unitaire

Le coût de modélisation, de maillage et de calcul est bien trop élevé pour seulement bénéficier d'une réduction du nombre de modes localisés dans la volute du ventilateur. Cette piste d'amélioration est donc écartée.

4.4.2.4 Synthèse

La Figure 3-31 présente les niveaux de puissance issus du calcul de propagation de la force unitaire placée dans la maquette pour trois cas :

- Sans amélioration (bleu),
- Avec modification du modèle du conduit de raccordement (rouge),

- Avec modification du modèle du conduit de raccordement et ajout de l'amortissement de la maquette (vert).

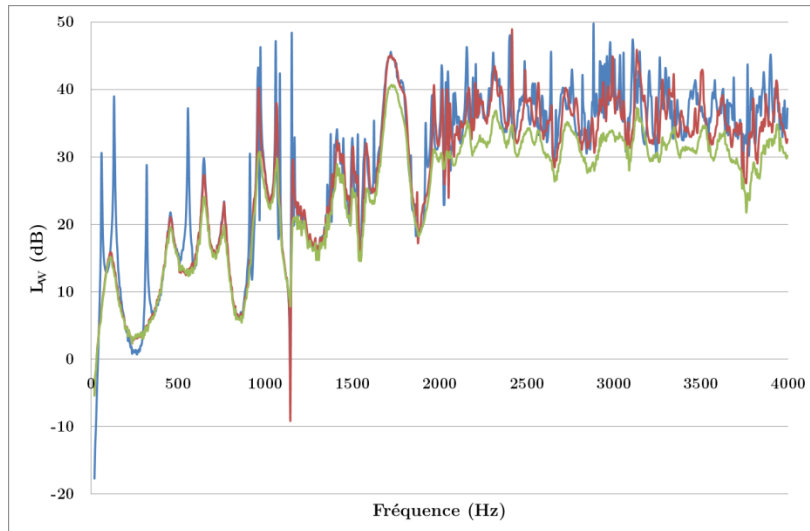


Figure 3-31 : Niveaux de puissance de la propagation d'une force unitaire dans la maquette Cesam

La modification du modèle du conduit de raccordement montre que l'extrémité PML implémentée réduit le nombre des modes présents dans le domaine des basses fréquences. Les modes locaux dont les ventres sont situés proches de la volute restent fortement excités par la force unitaire. Dans le domaine des hautes fréquences, les modes restent nombreux.

L'amortissement de la maquette ajouté permet de réduire l'amplitude de la résonance des modes identifiés. Le niveau de bruit dans le domaine des hautes fréquences est globalement diminué.

Comme espéré, les ajouts d'une extrémité PML en amont et d'un amortissement des ondes dans la cavité de la maquette sont deux améliorations qui permettent une prédiction de meilleure qualité (voir Figure 3-32). Les niveaux de bruit dans le domaine des hautes fréquences sont plus proches de ceux mesurés. La densité modale et l'amplitude des résonances sont réduites dans les domaines basses fréquences.

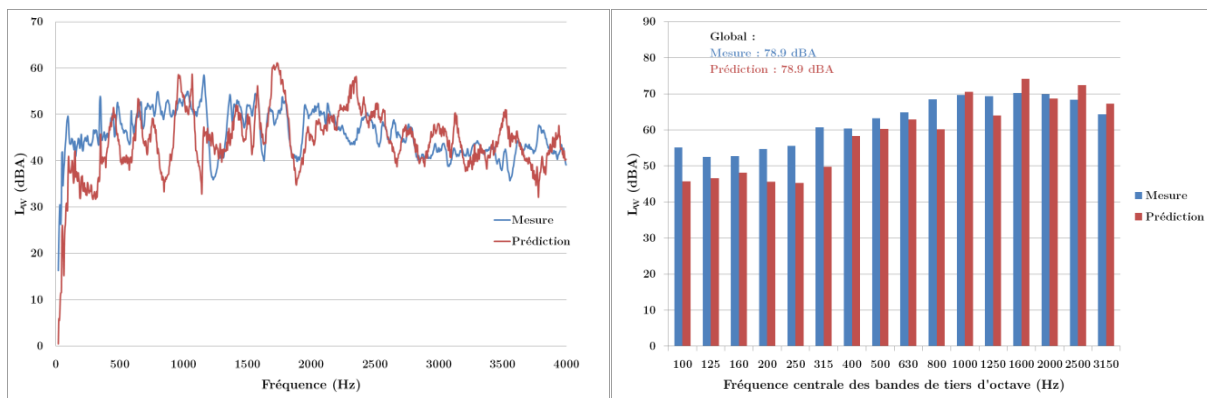


Figure 3-32 : Comparaison entre la prédiction finale du spectre de puissance et celui mesuré en bandes fines (gauche) et en tiers d'octave (droite)

Cependant, la prédiction acoustique reste imprécise même si le niveau global de bruit est bien prédit. Si la prédiction est acceptable dans les domaines des moyennes et hautes fréquences, le niveau de bruit est largement sous-estimé pour des fréquences inférieures à 400 Hz. L'erreur, supérieure à 8 dB pour certaines bandes de tiers d'octave, est telle que la prédiction n'est pas satisfaisante malgré les améliorations apportées.

4.5 Amélioration de la méthode d'intégration à l'aide de la mesure de la puissance acoustique en aval et en amont du ventilateur issue du banc UTC

L'orientation du vecteur de force volumique et l'ajout d'une impédance sur la surface des pales sont deux pistes à explorer afin d'améliorer la prédiction du bruit du ventilateur. Le banc UTC est utilisé pour étudier ces deux pistes afin de pouvoir reproduire la répartition de la puissance acoustique entre l'aval et l'amont du ventilateur.

4.5.1 Influence de l'orientation de la force volumique

Dans les études précédentes, la force volumique est supposée radiale ($\nu=0$, voir Figure 3-16). L'impact de l'angle ν sur l'écart entre la puissance calculée en aval et celle en amont du ventilateur sur le banc UTC est présenté sur la Figure 3-33 dans le cas d'une force tangentielle ou radiale. Les écarts calculés sont du même ordre de grandeur que ceux constatés expérimentalement. Il est possible de trouver l'angle ν tel que l'écart des puissances calculées est égal à celui mesuré. Cependant, l'angle varie fortement en fonction de la fréquence f . Il est donc difficile de justifier l'emploi d'un tel angle pour expliquer le comportement stationnaire d'un ventilateur. L'angle calculé n'étant lié à aucun phénomène physique, cette piste d'étude n'est pas utilisée.

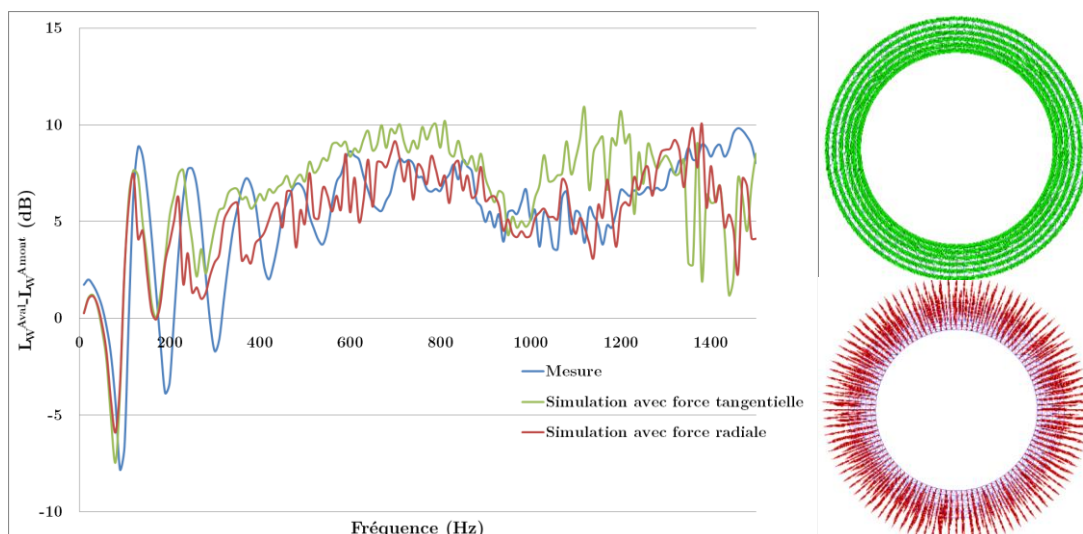


Figure 3-33 : Ecart entre la puissance acoustique en aval et en amont du ventilateur dans le cas d'une force radiale (rouge) et tangentielle (vert)

4.5.2 Ajout d'une impédance sur la surface des pales

Le dernier travail visant à l'amélioration de la prédiction acoustique sur la maquette Cesam utilise un terme d'impédance sur la surface des pales. Comme illustré sur la Figure 3-34, deux impédances acoustiques peuvent être ajoutées sur les surfaces externes (Z_{ext}) et internes (Z_{int}) du volume.

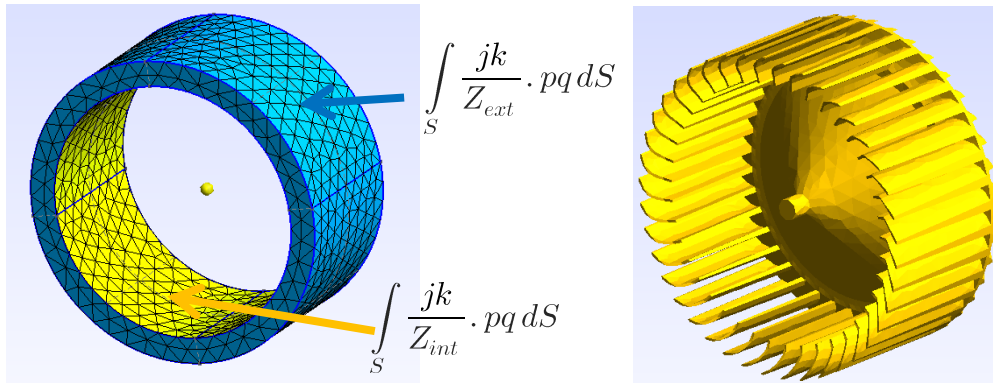


Figure 3-34 : Impédances ajoutées sur les surfaces de l'espace occupé par les pales du ventilateur

Les premiers calculs ont montré que l'impédance externe n'a pas d'influence sur l'écart des puissances entre l'amont et l'aval du ventilateur au contraire de l'impédance interne. La valeur de l'impédance interne réduite ajoutée est comprise entre 5 et 15. Les fortes oscillations de l'impédance, identifiées à 500, 700 et 780 Hz, sont dues à la présence de creux aux mêmes fréquences sur la mesure du niveau de bruit aval, eux-mêmes dus aux jonctions imparfaites des conduits (voir Figure 3-20, gauche).

Le comportement des courbes de force et d'impédance partagent la caractéristique de décroître en fonction de la fréquence puis de tendre vers une asymptote. La Figure 3-35 montre que l'ajout d'une impédance a peu d'influence sur le spectre de la force volumique pour des fréquences inférieures à 800 Hz. Pour des fréquences plus élevées, l'impédance augmente le spectre de force volumique.

L'ajout d'un terme d'impédance permet de reproduire parfaitement les écarts entre la puissance acoustique aval et celle amont (Figure 3-35, droite).

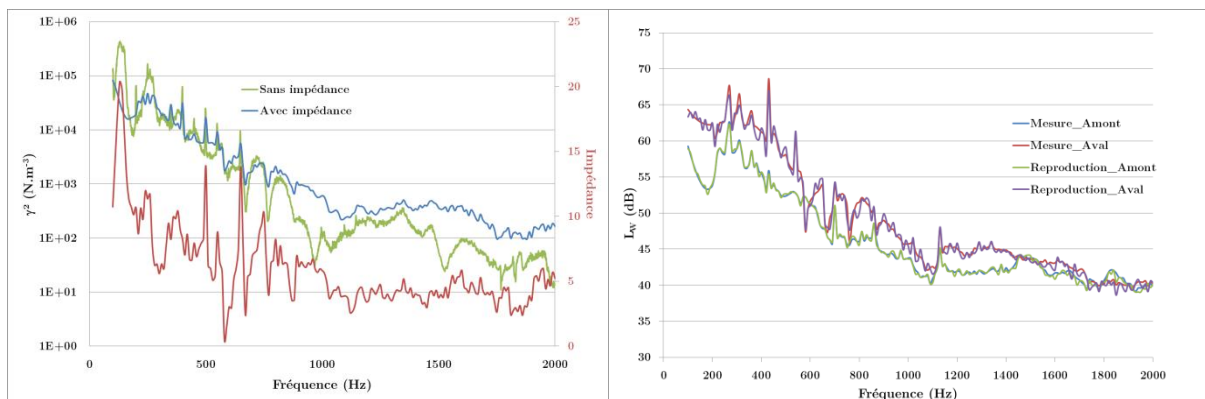


Figure 3-35 : Force volumique et impédance nécessaires pour reproduire la mesure sur le banc UTC (gauche) et reproduction de la mesure effectuée sur le banc UTC (droite)

Une fois que la mesure est reproduite sur le banc UTC et que la force volumique et l'impédance sont déterminées par méthode inverse, l'étape suivante est de calculer le bruit produit par le terme de source placé dans la maquette Cesam. La Figure 3-36 montre que le calcul de propagation du terme de source dans une géométrie différente donne une puissance acoustique avale complètement erronée. Les résultats obtenus sont surprenants et contraires à l'intuition physique attendue. L'erreur reste inexpliquée malgré une vérification complète de l'implémentation et du calcul numérique.

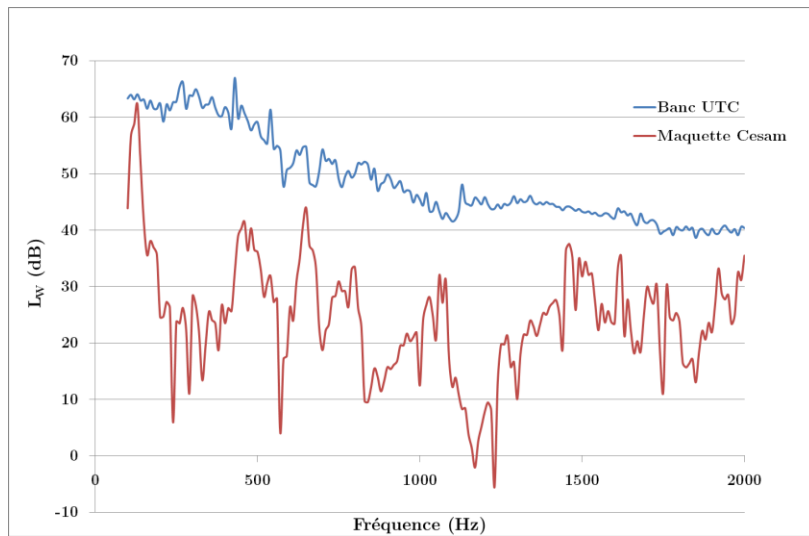


Figure 3-36 : Influence de la géométrie du milieu acoustique sur la puissance acoustique en aval du ventilateur

Il est clair que l'ajout d'une impédance sur la surface délimitant le volume des pales du ventilateur n'est pas une piste d'amélioration de la prédiction du bruit produit par le ventilateur. Il serait intéressant de caractériser l'impédance du ventilateur à partir des mesures effectuées sur le banc UTC qui permet d'extraire les caractéristiques actives et passives.

4.6 Synthèse et perspectives

La première prédiction du bruit produit par le ventilateur placé dans un module de ventilation est insatisfaisante principalement dans le domaine des basses fréquences. De nombreuses pistes d'amélioration de la prédiction ont été présentées en se basant sur les mesures de puissance acoustique fournies par les bancs Valeo et UTC. Les pistes d'amélioration concluantes ont été la modélisation du conduit de raccordement par une extrémité PML et l'ajout de l'amortissement de la maquette.

D'autres pistes d'amélioration de la prédiction non étudiées dans le cadre de cette thèse seraient de considérer la valeur de la phase de la force volumique et de supposer que le terme de source du ventilateur n'est pas localisé sur l'entièreté des pales. Le terme de source du ventilateur peut être localisé sur le bec de volute, sur l'extrémité des pales à cause du bruit de bord de fuite ou de l'interaction avec l'épaisseur de la

couche limite de la volute [78]. Plusieurs travaux sont possibles afin de localiser et déterminer le terme de source du ventilateur :

- Une mesure PIV (Particle Image Velocimetry) [18].
- Un calcul de dynamique des fluides (LES ou DES) ou à l'aide de la méthode issue des travaux de Lattice-Boltzmann [17].

Une méthode éprouvée pour localiser les sources sonores d'un ventilateur est l'utilisation de la mesure par antennerie acoustique dont les mesures sont par exemple post-traitées à l'aide d'outils de Beamforming en considérant une rotation virtuelle de l'antenne [79]. Cette méthode paraît cependant difficilement applicable dans le cas des ventilateurs centrifuges avec volute. La Figure 3-37 présente la disposition des microphones afin de mesurer le bruit produit par le ventilateur axial. La Figure 3-38 présente la localisation et l'amplitude des sources sonores pour une vitesse de rotation donnée.

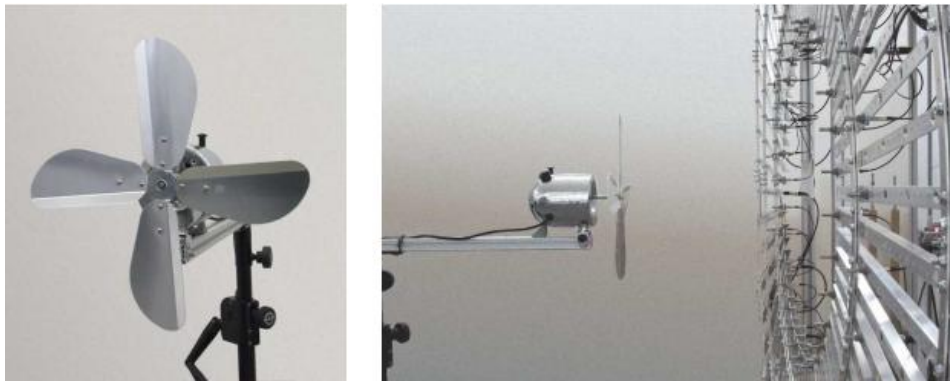


Figure 3-37 : Dispositif expérimental utilisé pour localiser les sources sonores d'un ventilateur axial [79]

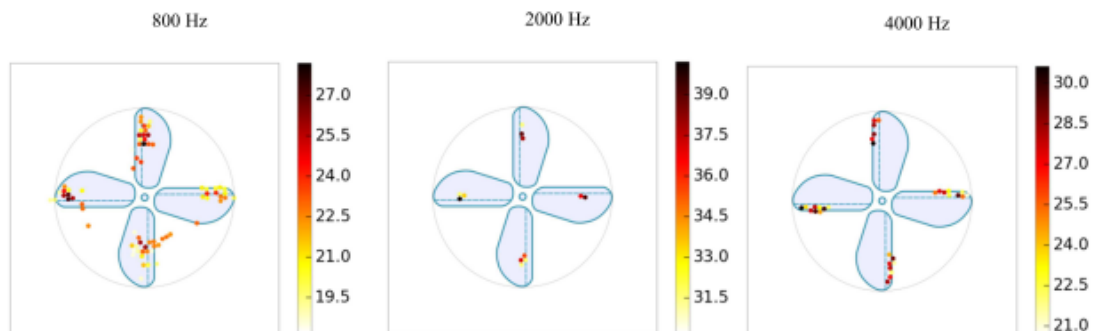


Figure 3-38 : Localisation et amplitude des sources sonores ($N=1315$ rpm) [79]

Il faut cependant noter que ces travaux envisagés doivent aussi être compatibles avec les prérequis de prototypage virtuel de la synthèse acoustique. S'il est par exemple nécessaire d'effectuer un calcul de dynamique des fluides pour chaque choix de conception, la méthode de caractérisation de la source d'un ventilateur sera difficilement intégrable à une synthèse acoustique avec les moyens numériques actuels.

5 Conclusion

Dans ce chapitre, la problématique d'intégration des composants dans la cavité d'un module de ventilation automobile a été présentée. Le bruit des composants (et principalement du ventilateur) ne peut pas être transposé d'une géométrie à une autre car la puissance acoustique émise est dépendante de l'environnement.

L'hypothèse fondamentale de la méthode d'intégration est de supposer que le terme de source des composants peut être exprimé par une excitation acoustique intrinsèque dont la localisation et l'amplitude sont indépendantes de l'environnement aéro-acoustique. Une hypothèse complémentaire est de supposer que les effets système des composants sont supposés négligeables (réflexions par des obstacles voisins des ondes acoustiques émises par le composant, dégradation de l'écoulement incident au ventilateur par un obstacle amont). Pour se faire, le terme de source est traduit par un vecteur de force volumique, éventuellement dépendant de la vitesse particulaire, appliqué dans l'espace occupé par les composants.

La démarche de la méthode d'intégration des composants se déroule en deux étapes. La première étape, dite de caractérisation, permet d'obtenir le spectre de la force volumique du composant à partir de données expérimentales et d'un calcul de propagation d'une force volumique unitaire – par éléments finis ou analytique – reproduisant la mesure sur banc. La seconde étape, dite de prédiction ou de transposition, permet d'estimer le bruit émis par le composant inséré dans une cavité quelconque. Cette prédiction est effectuée à partir d'un calcul de propagation d'une force unitaire dans la cavité et du spectre de force volumique obtenu lors de la première étape.

Plusieurs travaux préliminaires ont été nécessaires avant d'appliquer la méthode d'intégration. Dans un premier temps, il a été montré qu'il est possible de prendre en compte l'écoulement moyen et les termes de force volumique dans l'équation de propagation des ondes découplée. Cette équation a permis d'estimer que l'influence de l'écoulement dans un cas pratique de ventilation est faible.

L'application de la méthode d'intégration dans le cas des composants immobiles a montré que le terme de force volumique peut être identifié à partir d'un modèle analytique du tronçon du composant. L'identification correcte du terme de force repose sur une hypothèse de compacité de la source. La transposition du terme de force dans des géométries différentes est encourageante. Des mesures complémentaires permettant de valider complètement la méthode d'intégration sont cependant nécessaires.

La prédiction du bruit produit par le ventilateur inséré dans une maquette a été comparée à un essai de référence. La complexité de la géométrie du ventilateur a incité à propager la force volumique à l'aide d'un modèle numérique par éléments finis plutôt que par un modèle analytique. Une approche incrémentale d'amélioration du modèle

acoustique de la maquette ont permis d'obtenir une prédiction acoustique globalement satisfaisante dans le domaine des moyennes et hautes fréquences tandis que le bruit est sous-estimé dans le domaine des basses fréquences. Plusieurs travaux ont été menés afin de caractériser de manière plus complète le terme de source du ventilateur mais n'ont pas apporté de satisfaction. Plusieurs perspectives de travaux expérimentaux (PIV, antennerie) ou numériques (dynamique des fluides LES ou Lattice-Boltzmann) sont présentés afin de pouvoir clarifier la localisation et le comportement du terme de source du ventilateur.

CHAPITRE IV

SYNTHÈSE ACOUSTIQUE D'UN MODULE DE VENTILATION SIMPLIFIÉ

1 Introduction

Dans ce chapitre, la synthèse acoustique d'un module de ventilation automobile simplifié est présentée. Les composants, dont les termes de source et de perte par transmission ont été déterminés dans le chapitre II, sont intégrés dans une maquette utilisée lors du projet Cesam. Le schéma vibro-acoustique de la maquette est développé et prend en compte des effets d'interaction entre le volet et le ventilateur. Un outil de prototypage virtuel dédié à la maquette est ensuite construit.

Des mesures de la puissance acoustique émise par la maquette ont permis d'analyser la précision de la prédiction fournie par la synthèse acoustique. Les puissances acoustiques ont été comparées pour différents angles d'ouverture du volet.

Pour deux cas de ventilation différents (à iso-débit et à iso-vitesse de rotation), les résultats fournis par la synthèse acoustique sont étudiés en termes de niveau de puissance et de qualité sonore. L'objectif de l'étude des résultats est d'expliquer les variations du bruit total produit par la maquette et d'identifier le ou les composant(s) responsable(s) du bruit produit.

2 Prédiction du bruit produit par la maquette Cesam

Le support de la synthèse acoustique présenté dans ce chapitre est la maquette Cesam, composée d'un ventilateur, d'un volet et d'un échangeur thermique (voir Figure 1-13). La prédiction du bruit produit par la maquette est confrontée à des mesures effectuées par Al-Mezzawi [7].

2.1 Mise en place de la synthèse acoustique

Le schéma vibro-acoustique de la maquette Cesam est présenté sur la Figure 4-1. Le ventilateur est le composant central chargé de la génération du flux d'air dans la maquette. Le niveau de puissance amont du ventilateur n'est pas considéré dans cette synthèse car un conduit de raccordement empêche le rayonnement acoustique dans la salle de mesure. L'échangeur thermique, dont l'angle d'inclinaison est de 65° , est placé directement après le ventilateur. La section de l'échangeur thermique est de largeur égale à 25 cm et de hauteur égale à 23 cm. Un volet, situé avant la sortie d'air bafflée, est inséré dans une section de 22 cm de largeur et de 8 cm de hauteur. Le volet agit sur le point de fonctionnement du ventilateur lorsque l'angle d'ouverture est modifié.

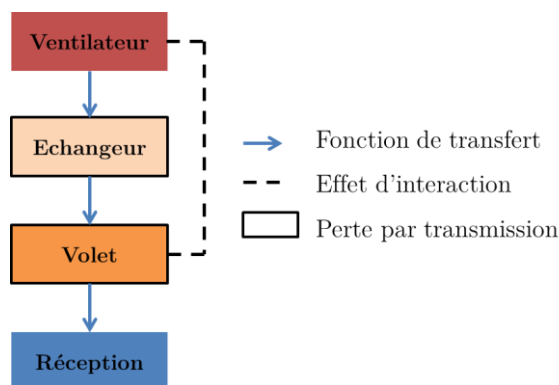


Figure 4-1 : Schéma vibro-acoustique de la maquette Cesam

Le niveau de puissance en bandes fines du terme de source du ventilateur est calculé à l'aide de l'équation (2.19). Dans le chapitre III, la détermination de la fonction $\beta_{Cavit\ \acute{e}}$ du ventilateur n'a pas été satisfaisante. Une autre approche a donc été utilisée pour la maquette Cesam : la fonction $\beta_{Cavit\ \acute{e}}$ a été déterminée à partir des mesures faites sur le banc Valeo et des mesures effectuées lors de la confrontation essai-calcul présentée dans le chapitre III. La puissance acoustique en aval du ventilateur a été mesurée pour 8 points de fonctionnement différents (voir Figure 3-13). Le rapport des puissances acoustiques aval mesurées pour un ventilateur placé dans la maquette et dans le banc Valeo est calculé pour les 8 différents points de fonctionnement. La moyenne des rapports de puissance est utilisée pour avoir à disposition la fonction $\beta_{Cavit\ \acute{e}}^{Vent_Aval}$ (voir équation (3.7)).

Dans le cas du volet, les lois d'interpolation logarithmiques ou polynomiales issues de l'application de la méthode de Nelson et Morpheys sont utilisées pour déterminer son terme de source (voir paragraphe 3.2.2 du chapitre II). Le terme de perte par

la transmission du volet a été mesurée sur le banc UTC et est présentée sur la Figure 2-33 pour les différents angles d'ouverture considérés. Dans le cas de l'échangeur thermique, les équations (2.55) et (2.56) fournissent les termes de source et de perte par transmission. Dans le cas des composants immobiles, il a fallu calculer la propagation acoustique d'un terme de force unitaire dans les sections du volet et de l'échangeur (voir Figure 4-2). Pour le volet, le niveau de bruit du volet placé dans la maquette est calculé à l'aide de l'équation (3.52). Pour l'échangeur thermique, la fonction $\beta_{Cavit \acute{e}}^{Echangeur}$ est calculée à l'aide de l'équation (3.7).

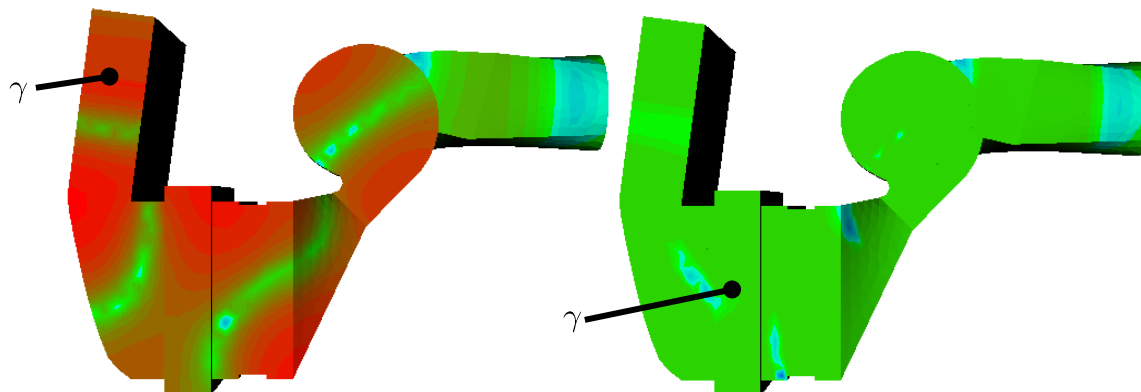


Figure 4-2 : Propagation d'un terme de force volumique unitaire dans la maquette ($f=1000$ Hz) au niveau du volet (gauche) et de l'échangeur (droite)

2.2 Création d'un outil de synthèse acoustique dédié à la maquette Cesam

L'outil de synthèse acoustique construit pour des modules de ventilation complets est présenté en détails dans l'annexe A. Il est composé d'un programme de calcul de synthèse et d'une Interface Homme Machine (IHM). Le schéma vibro-acoustique d'un module de ventilation est créé à partir de sous-structures indépendantes. L'IHM a été construite pour que l'utilisateur effectue le calcul de synthèse acoustique à partir des paramètres identifiés dans le paragraphe 3.2.2.2 du chapitre I (vitesse de rotation, dimensions, géométrie...). L'objectif est de pouvoir construire un outil de synthèse acoustique dédié à un module de ventilation sans devoir reconstruire totalement l'IHM.

L'IHM dédiée à la synthèse acoustique de la maquette Cesam est présentée sur la Figure 4-3. Elle est découpée en deux zones distinctes :

- Le schéma vibro-acoustique de la maquette permet de caractériser le comportement aéro-acoustique des composants en appelant les outils de caractérisation des composants.
- Le tableau de bord de la synthèse récupère les paramètres de conception renseignés par l'utilisateur dans les outils de caractérisation des composants.

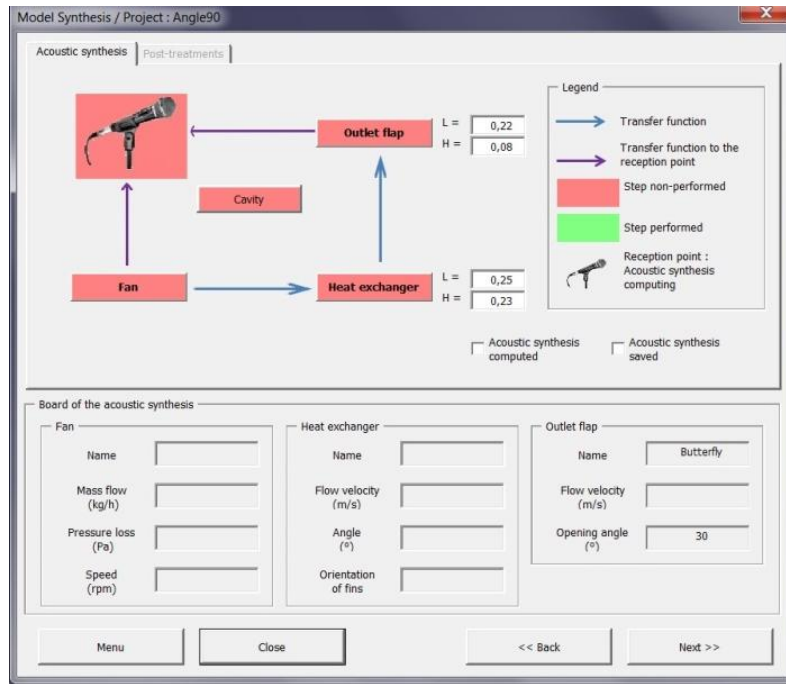


Figure 4-3 : Interface Homme Machine de la synthèse acoustique de la maquette Cesam

L'utilisateur va tout d'abord renseigner les paramètres aéro-acoustique du ventilateur. Le coefficient de perte de charge de la maquette est calculé en fonction de celle du volet qui dépend de sa position (angle d'ouverture initial égal à 30°, voir Figure 4-3), de celle de l'échangeur thermique (estimée) et de celle de la géométrie de la maquette dépourvue de ses composants. En choisissant le type de ventilateur (PL2 sur la Figure 4-4) et la vitesse de rotation, le calcul du point de fonctionnement du ventilateur est effectué. Les informations aérauliques et électriques sont données à l'utilisateur afin qu'il détermine si le ventilateur sélectionné convient en termes de rendement et de puissance électrique.

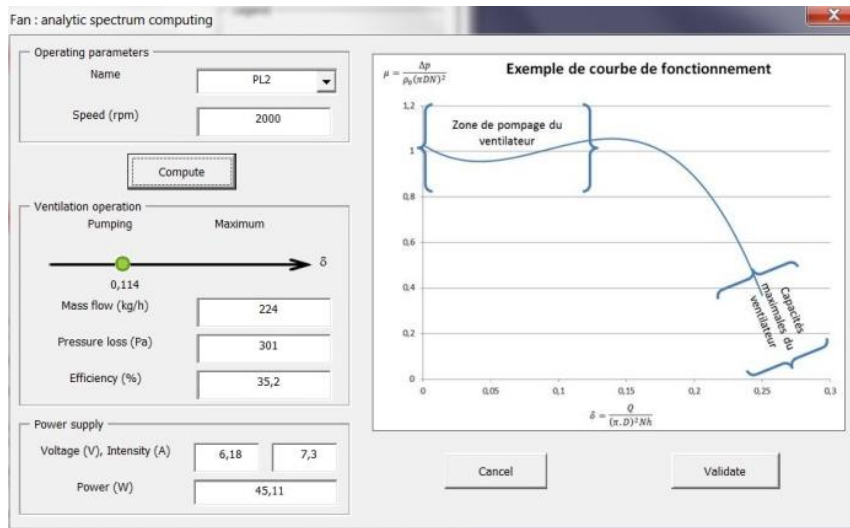


Figure 4-4 : Caractérisation aéro-acoustique du ventilateur

Pour le volet, si l'angle d'ouverture n'est pas celui souhaité, l'utilisateur peut sélectionner un autre angle (voir Figure 4-5). Ceci entraîne un nouveau calcul du point

de fonctionnement du ventilateur. En pratique, l'utilisateur est amené soit à choisir une autre vitesse de rotation du ventilateur afin que le débit délivré par le ventilateur soit identique (cas iso-débit) soit à conserver la même vitesse de rotation (cas iso-vitesse) avec un débit d'écoulement modifié.

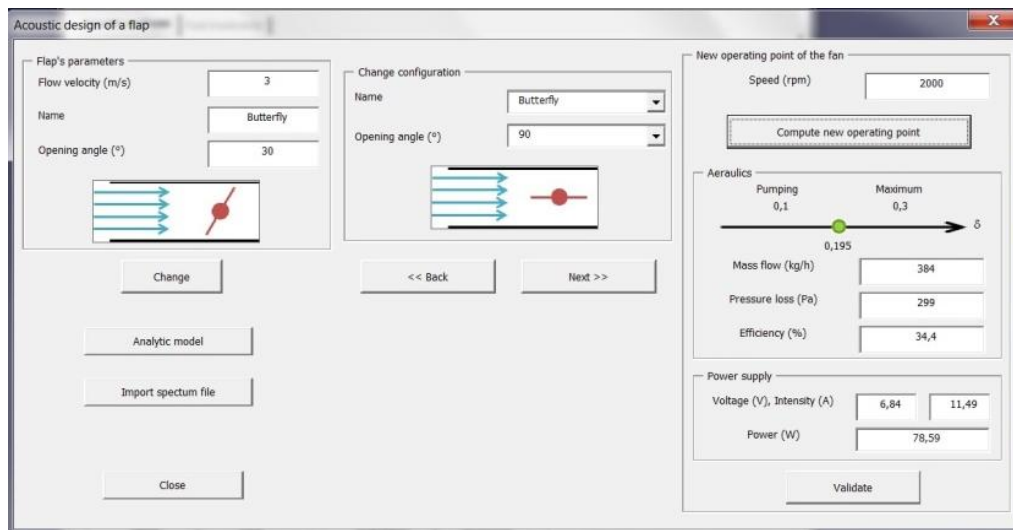


Figure 4-5 : Caractérisation aéro-acoustique du volet avec effet d'interaction entre le volet et le ventilateur

L'outil informatique de caractérisation aéro-acoustique d'un échangeur thermique est présenté sur la Figure 4-6. Dans le cas de la synthèse acoustique de la maquette, les dimensions de l'échangeur thermique sont fixées. La caractérisation aéro-acoustique est donc rapide car les termes de source et de perte de transmission de l'échangeur ne dépendent que de la vitesse de l'écoulement incident et de la largeur de la section. Ces deux paramètres ont été déterminés à partir de données précédemment renseignées.

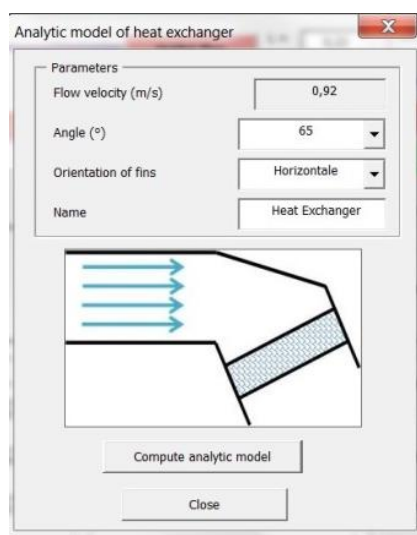


Figure 4-6 : Caractérisation aéro-acoustique de l'échangeur thermique

3 Confrontation essai-calcul

La comparaison des spectres de puissance issus des mesures faites par Al-Mezzawi [7] et de la synthèse acoustique est effectuée dans le cas où le ventilateur fournit un débit constant égal à 300 kg/h. Pour cette situation aéraulique, l'angle d'ouverture du volet ne peut pas être égal à 15° car le ventilateur ne pourrait pas fournir le débit recherché.

Les mesures de puissance acoustique au niveau de la sortie d'air ont été effectuées en appliquant la norme ISO-3746 [80]. La norme ISO-3746 requiert moins de microphones pour calculer le niveau de puissance acoustique que la norme ISO-3744 [77]. Le processus de calcul de la puissance acoustique à partir de données de pression (voir Annexe B) est cependant exactement le même.

D'après les mesures présentées sur la Figure 4-7, on remarque que le niveau de puissance est fortement augmentée dans le cas où le volet est ouvert de 30°. L'angle a par contre peu d'influence sur le niveau de puissance dans le cas d'un volet ouvert.

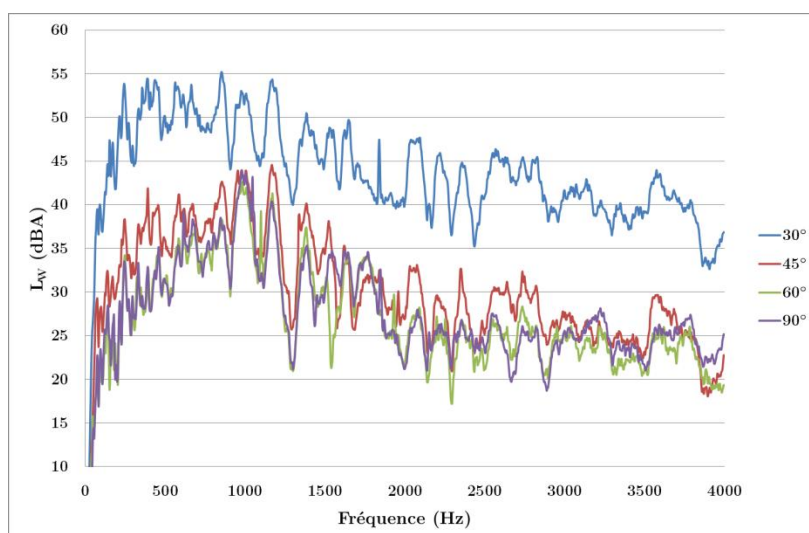


Figure 4-7 : Niveaux de puissance mesurés pour différents angles d'ouverture du volet pour un débit constant

L'objectif de la comparaison entre les essais et la prédiction est double. Dans un premier temps, il faut s'assurer que les mêmes tendances apparaissent dans le cas de la prédiction. Ensuite, il faut veiller à ce que les spectres de la prédiction acoustique soient semblables à ceux issus des mesures. La Figure 4-8 montre les mêmes tendances du niveau de puissance de la maquette Cesam en fonction de l'angle du volet. Le volet dont l'angle d'ouverture est égal à 30° provoque l'augmentation sensible du spectre de puissance acoustique. Aussi, les niveaux de puissance des spectres prédits sont proches de ceux mesurés.

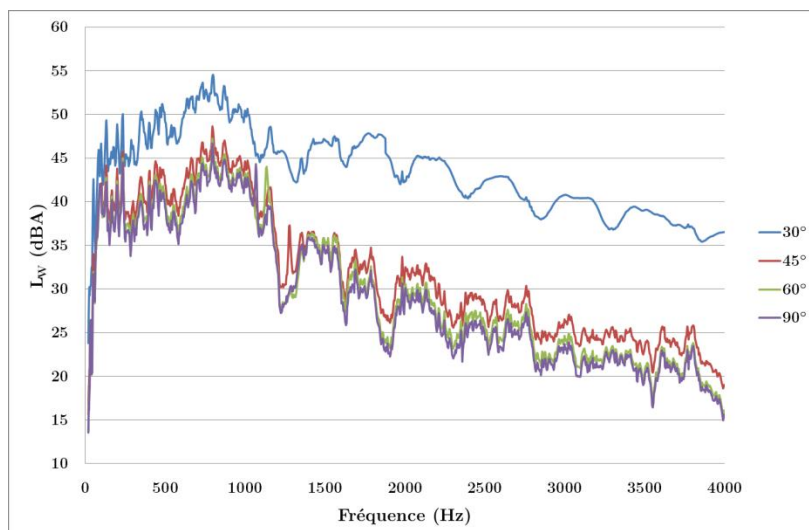


Figure 4-8 : Niveaux de puissance prédits pour différents angles d'ouverture du volet

La comparaison des niveaux de puissance mesurés et prédits pour chaque angle d'ouverture est présentée sur les Figure 4-9 à Figure 4-12. Pour un angle d'ouverture de 30° (voir Figure 4-9), la prédiction est proche de la mesure. L'erreur maximale est de 4 dB pour la bande de tiers d'octave 400 Hz. Le niveau global de la prédiction est inférieur à 1 dB à celui mesuré.

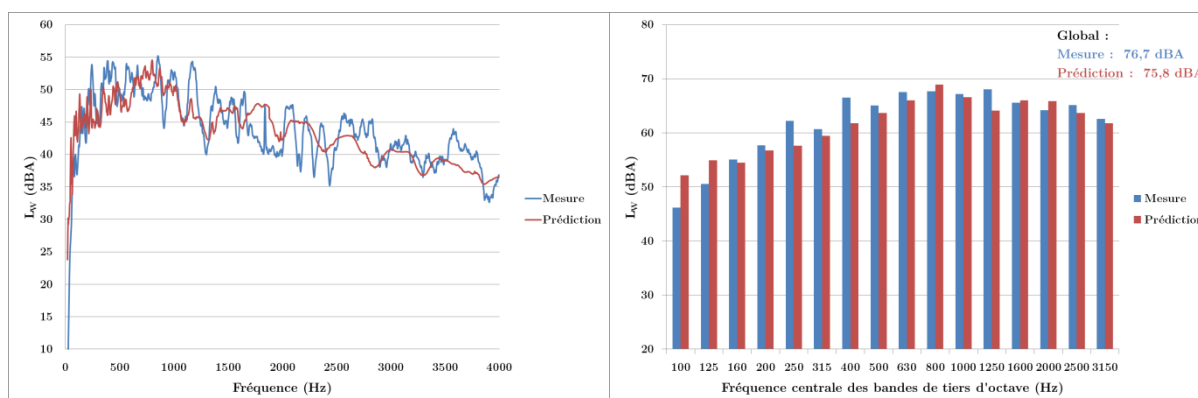


Figure 4-9 : Comparaison entre la mesure et la prédiction pour un angle de 30° avec une définition en bandes fines (gauche) et en bandes de tiers d'octave (droite)

Dans le cas où le volet est ouvert (45° : Figure 4-10, 60° : Figure 4-11 et 90° : Figure 4-12), la prédiction surestime le niveau de puissance acoustique pour des fréquences inférieures à 1000 Hz et fausse le niveau global prédit jusqu'à 3 dB supérieur à celui mesuré. Cette surestimation peut être due à une mauvaise estimation de la perte par transmission des composants immobiles ou de la fonction de transfert β_{Cavit} des composants. Pour des fréquences supérieures à 1000 Hz, le niveau de puissance prédit retrouve celui mesuré.

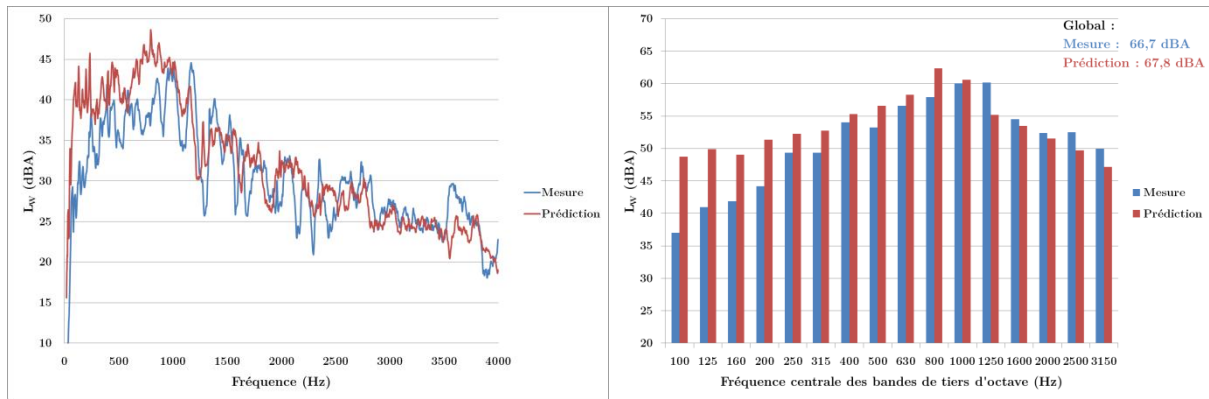


Figure 4-10 : Comparaison entre la mesure et la prédiction pour un angle de 45° avec une définition en bandes fines (gauche) et en bandes de tiers d'octave (droite)

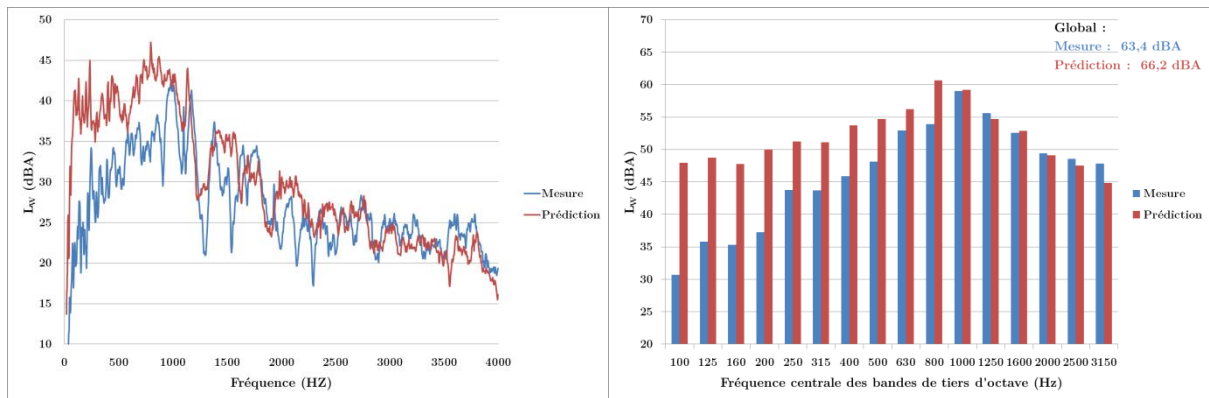


Figure 4-11 : Comparaison entre la mesure et la prédiction pour un angle de 60° avec une définition en bandes fines (gauche) et en bandes de tiers d'octave (droite)

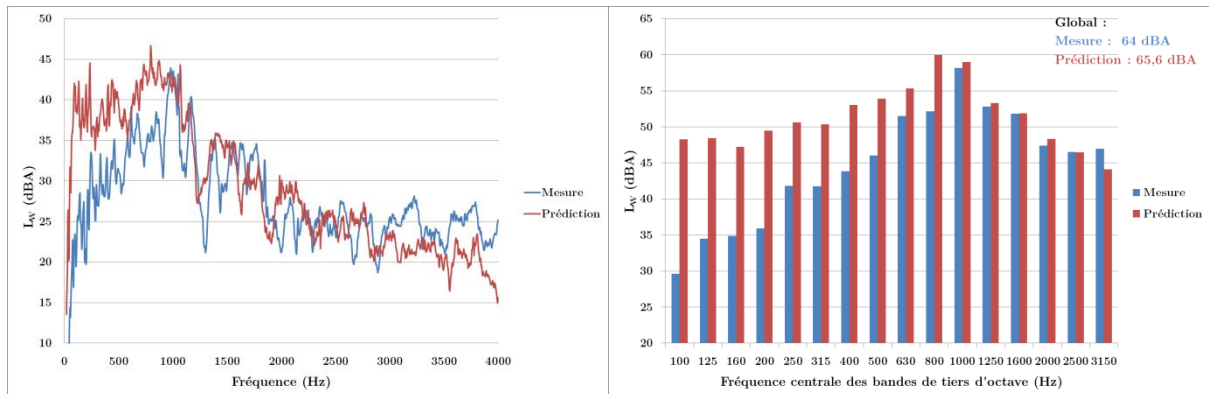


Figure 4-12 : Comparaison entre la mesure et la prédiction pour un angle de 90° avec une définition en bandes fines (gauche) et en bandes de tiers d'octave (droite)

La synthèse acoustique est globalement acceptable pour les cas de ventilation confrontés à des mesures de référence.

4 Analyse du bruit produit par la maquette Cesam

Grâce à la synthèse acoustique sur le bruit produit de la maquette Cesam, un travail d'analyse, qui n'est pas possible à partir des mesures, va permettre de déterminer la participation de chacun des composants dans le bruit produit et d'identifier les causes aéro-acoustiques expliquant l'influence de l'angle d'ouverture sur le bruit produit. Pour cela, deux cas de ventilation sont considérés : un cas d'iso-débit et un cas d'iso-vitesse de rotation pour différents angles du volet.

4.1 Ventilateur fournissant le même débit pour différents angles du volet

Les paramètres de la synthèse acoustique pour un ventilateur fournissant le même débit pour différents angles du volet sont présentés sur le Tableau 4-1.

Angle du volet (°)	N (rpm)	Q (kg/h)	Δp (Pa)	U_{Volet} (m.s ⁻¹)	$U_{\text{Echangeur}}$ (m.s ⁻¹)
30	2685	300	540	4,01	1,23
45	1870	300	269	4,01	1,23
60	1660	300	209	4,01	1,23
90	1565	300	182	4,01	1,23

Tableau 4-1 : Paramètres aéro-acoustiques de la synthèse acoustique de la maquette pour un ventilateur fournissant un débit constant en fonction de l'angle d'ouverture du volet

La Figure 4-13 (gauche) montre que le point de fonctionnement du ventilateur dépend fortement de l'angle d'ouverture du volet. En fermant le volet de 90° à 15°, la perte de charge du circuit est augmentée de 350 Pa et la vitesse de rotation est augmentée de 1000 rpm pour fournir un débit constant de 300 kg/h. L'augmentation de la vitesse de rotation explique l'augmentation du niveau de puissance acoustique du ventilateur sur l'ensemble du domaine fréquentiel (voir Figure 4-13, droite). On constate que le niveau de puissance du ventilateur est identique dans le cas d'un volet ouvert (angles de 45°, 60°, 90°).

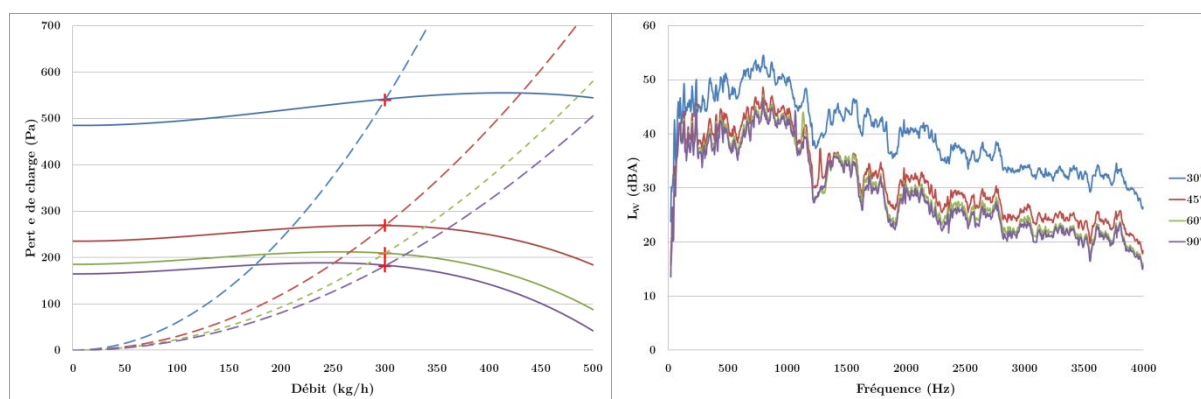


Figure 4-13 : Points de fonctionnement du ventilateur (croix rouges) déterminés à partir des courbes de perte de charge du ventilateur (traits pleins) et du circuit (traits pointillés)(gauche) et influence de l'angle d'ouverture sur le niveau de bruit du ventilateur (droite) à iso-débit

L'étude du spectre de la puissance acoustique du volet est aussi intéressante car elle montre que, pour une vitesse d'écoulement constante, le bruit produit par un volet diminue avec son angle d'ouverture (voir Figure 4-14).

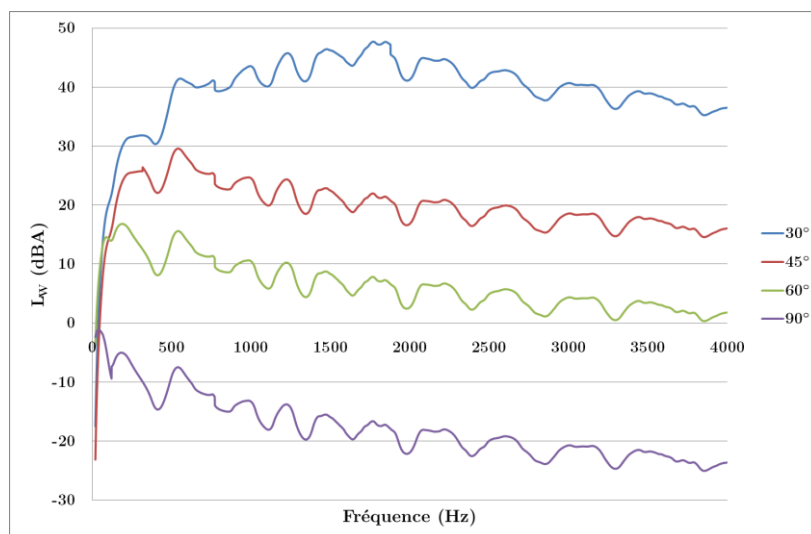


Figure 4-14 : Niveau de puissance du volet en fonction de son angle d'ouverture

Dans le cas de l'échangeur thermique, le niveau de puissance est très faible à cause d'une vitesse de l'écoulement incident peu élevée (-40 dBA sur l'ensemble du domaine fréquentiel).

La Figure 4-15 montre la contribution acoustique du volet et du ventilateur dans le bruit total de la maquette Cesam. Pour un angle de 45° (et des angles supérieurs), on constate que le volet ne représente pas un obstacle suffisamment important pour contribuer au bruit total. Le niveau de puissance total de la maquette correspond au niveau de puissance du ventilateur. Par contre, pour un angle de 30°, le volet contribue pleinement au bruit total pour des fréquences supérieures à 1000 Hz car le bruit du ventilateur est inférieur de 5 dB au bruit du volet.

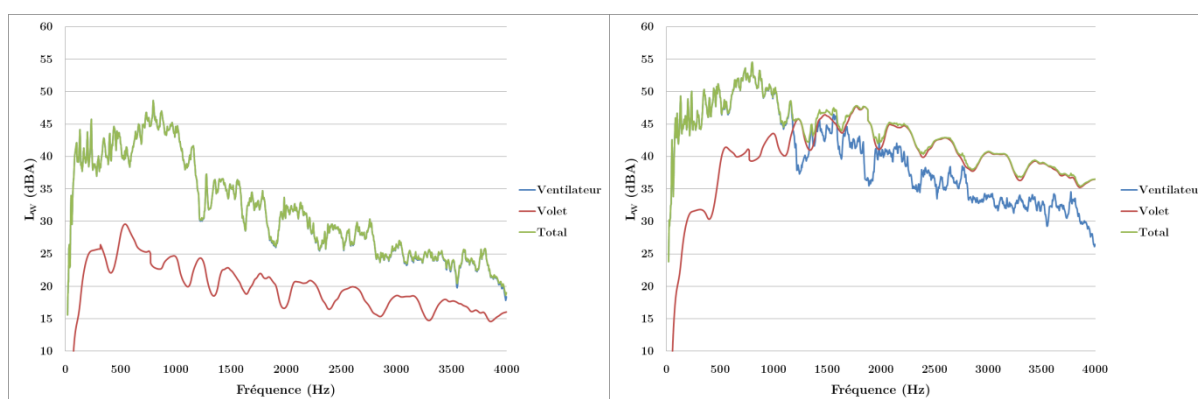


Figure 4-15 : Contribution du ventilateur et du volet dans le bruit total de la maquette Cesam pour un angle d'ouverture de 45° (gauche) et de 30° (droite) à iso-débit

Pour des cas de ventilation à iso-débit et dans une optique de conception d'un module de ventilation silencieux, le choix d'un angle d'ouverture de 30° est déconseillé

car il entraîne une augmentation du terme de source du ventilateur et du volet. Le bruit du volet devient prépondérant par rapport à celui du ventilateur.

4.2 Ventilateur à iso-vitesse de rotation pour différents angles du volet

La seconde analyse de la situation acoustique est pour un ventilateur dont la vitesse de rotation ne dépend pas de l'angle d'ouverture du volet. Les paramètres aérauliques de cette seconde étude sont listés dans le Tableau 4-2.

Angle du volet (°)	N (rpm)	Q (kg/h)	Δp (Pa)	U_{Volet} (m.s ⁻¹)	$U_{\text{Echangeur}}$ (m.s ⁻¹)
15	2000	80	273	1,07	0,33
30	2000	224	301	3	0,92
45	2000	321	308	4,29	1,31
60	2000	361	304	4,83	1,48
90	2000	384	299	5,14	1,57

Tableau 4-2 : Paramètres aéro-acoustiques de la synthèse acoustique de la maquette pour un ventilateur ayant une vitesse de rotation constante

La Figure 4-16 montre que le bruit total prédit est sensiblement le même quel que soit l'angle d'ouverture du volet à iso-vitesse de rotation. Pour un angle de 15°, la perte par transmission du volet est responsable de la réduction du bruit total (voir Figure 2-33).

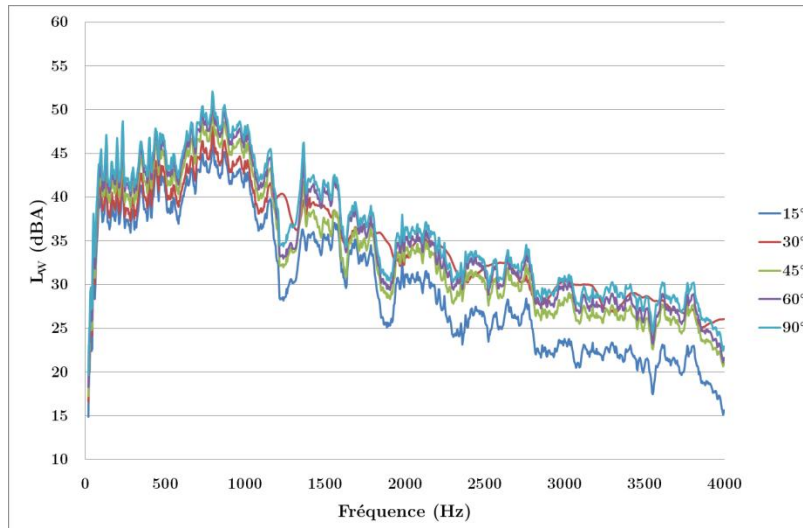


Figure 4-16 : Influence de l'angle d'ouverture du volet sur le bruit total de la maquette Cesam à iso-vitesse de rotation

La Figure 4-17 (gauche) montre les différents points de fonctionnement du ventilateur en fonction de l'angle d'ouverture du volet à iso-vitesse de rotation. Le ventilateur opère dans sa zone de pompage dans les cas d'un angle de 15° et de 30° et donc l'emploi d'un autre ventilateur est conseillé. La Figure 4-17 (droite) montre que le niveau de puissance du ventilateur est faiblement impacté par la variation de l'angle d'ouverture du volet. Pour une vitesse de rotation constante, on retrouve bien que la

puissance acoustique du ventilateur ne varie qu'en fonction du coefficient δ et donc du débit à iso-vitesse de rotation (voir équations (2.19) et (1.2)).

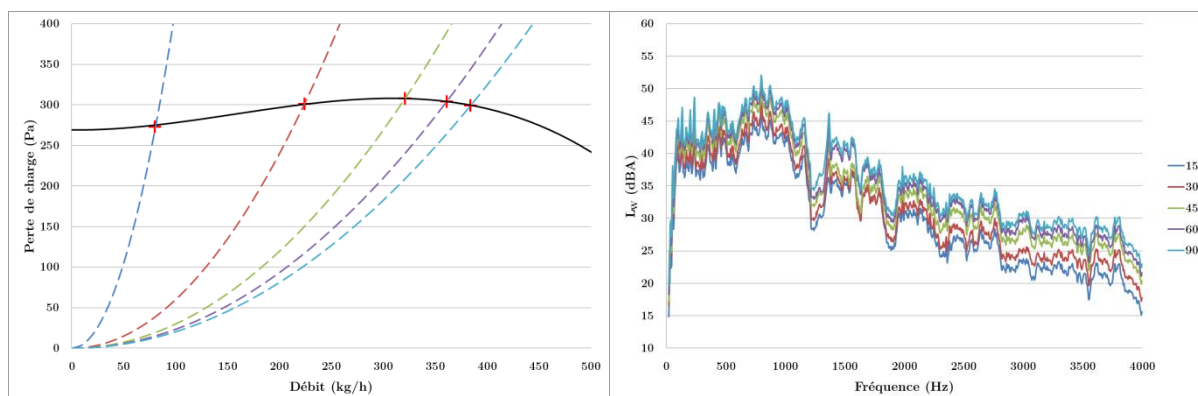


Figure 4-17 : Points de fonctionnement du ventilateur (croix rouges) déterminés à partir des courbes de pression du ventilateur (trait plein) et du circuit (traits pointillés) (gauche) et niveau de puissance acoustique du ventilateur pour les cinq angles d'ouverture (droite) à iso-vitesse de rotation

Le niveau de puissance acoustique de l'échangeur est toujours négligeable pour les conditions de ventilations rencontrées (voir Figure 4-18, gauche). L'augmentation du débit avec l'ouverture du volet est insuffisante pour que l'échangeur contribue au bruit total. La Figure 4-18 (droite) montre que le niveau de puissance du volet augmente avec la fermeture de l'angle entre 90° et 30° . Pour un angle de 15° , le faible niveau de puissance acoustique du volet s'explique par la vitesse d'écoulement réduite.

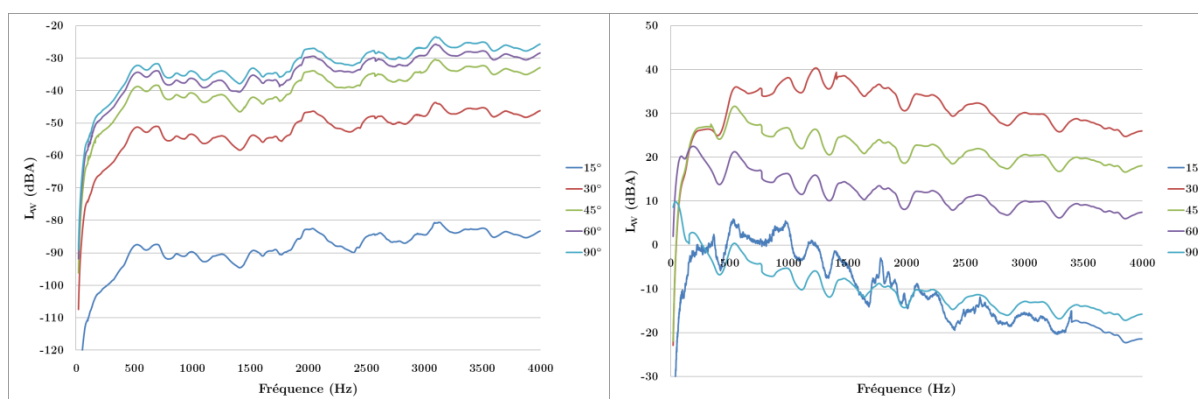


Figure 4-18 : Niveaux de puissance acoustique de l'échangeur (gauche) et du volet (droite) en fonction de l'angle d'ouverture à iso-vitesse de rotation

Comme lors du cas précédent, le bruit total de la maquette correspond à celui du ventilateur sauf pour un angle d'ouverture de 30° du volet et pour des fréquences supérieures à 1000 Hz où il correspond au bruit du volet (voir Figure 4-19). L'analyse du bruit de la maquette Cesam a permis de déterminer le(s) composant(s) responsables du bruit produit en fonction de l'angle d'ouverture du volet.

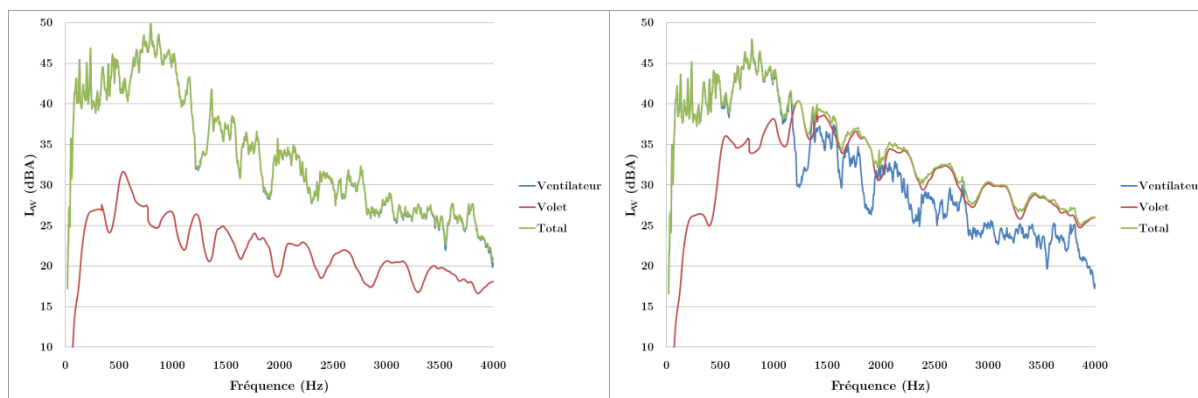


Figure 4-19 : Contribution du ventilateur et du volet dans le bruit produit par la maquette Cesam pour un angle d'ouverture de 45° (gauche) et de 30° (droite) à iso-vitesse de rotation

4.3 Qualité sonore

Les outils de synthèse sonore implémentés dans l'IHM permettent d'effectuer l'analyse avec l'écoute des fichiers audio générés. Le calcul des lois de mérite de Marteau et Besombes (1.7) et de Minard et Lambourg (1.8) sur le niveau de puissance acoustique total permet de fournir un aperçu de la qualité sonore du bruit écouté par l'utilisateur final.

Dans le cas d'un ventilateur tournant à la même vitesse (voir Tableau 4-3), on peut constater que le bruit est apprécié avec la fermeture du volet, ce qui s'explique en partie par la réduction globale du niveau de bruit total.

Angle du volet (°)	15	30	45	60	90
Marteau et Besombes	3,7	2,7	2,7	2,3	2
Minard et Lambourg	4,4	3,7	3,6	3,3	3,1

Tableau 4-3 : Valeur des lois de mérite pour le cas d'iso-vitesse de rotation

Dans le cas d'un ventilateur fournissant un débit constant (voir Tableau 4-4), on peut constater que le bruit est plus apprécié pour un volet ouvert. L'angle de 30° est un choix de conception qui serait fortement rejeté car la note est dégradée. Ce rejet est dû à l'augmentation du niveau de bruit sur l'ensemble du domaine fréquentiel.

Angle du volet (°)	30	45	60	90
Marteau et Besombes	0,7	3,1	3,5	3,6
Minard et Lambourg	1,7	3,9	4,2	4,3

Tableau 4-4 : Valeur des lois de mérite pour le cas d'iso-débit

Les lois de mérite ont été construites à partir de modules de ventilation intégrés dans le véhicule. Par rapport à la maquette, le niveau de bruit produit par un module intégré dans le véhicule est réduit par les conduits de la planche de bord et par les matériaux de l'habitacle. L'usage de ces lois donne donc des notes faibles pour la maquette Cesam et n'est pas pertinent pour objectiver la qualité sonore du bruit prédit mais peut fournir des tendances d'appréciation.

5 Conclusion

Pour ce dernier chapitre, la synthèse acoustique d'un module simplifié de ventilation a été mise en place. La maquette construite lors du projet Cesam a été utilisée. Un ventilateur, un volet et un échangeur thermique composent ce module. Le schéma vibro-acoustique établi tient compte de l'effet d'interaction entre le volet et le ventilateur. Les termes de source et de perte par transmission ont été étudiés dans le chapitre II. La fonction de transfert $\beta_{Cavit \acute{e}}$ des composants a été déterminée soit expérimentalement, soit à l'aide du développement de la méthode d'intégration présentée dans le chapitre III. Un outil de prototypage virtuel dédié à la synthèse acoustique de cette maquette a été construit.

Des mesures sur la maquette Cesam ont permis de valider la prédiction acoustique issue du calcul de synthèse acoustique avec une erreur maximale de 4 dB pour un fonctionnement à iso-débit (300 kg/h) et un volet fermé. Pour un volet ouvert, la prédiction est précise pour des fréquences supérieures à 1000 Hz tandis qu'elle surestime le bruit total pour des fréquences inférieures avec un écart maximal de 8 dB. Cette erreur est due à une mauvaise estimation de la perte par transmission des composants immobiles et/ou de la fonction de transfert $\beta_{Cavit \acute{e}}$ des composants.

La synthèse acoustique permet l'analyse de la situation acoustique d'un système mécanique donné. Cet avantage est illustré par l'étude de la contribution des composants dans le bruit total en fonction de l'angle d'ouverture du volet. Le bruit total de la maquette Cesam correspond en généralement au bruit du ventilateur. L'unique cas où le bruit total correspond au bruit du volet est lorsque l'angle est de 30° pour des fréquences supérieures à 1000 Hz. Il est ainsi possible de déterminer qu'un angle de 30° est déconseillé car il entraîne une augmentation significative du bruit total.

Le calcul des lois de mérite a permis de montrer l'impact de l'angle du volet sur la qualité sonore du bruit total qui est plus apprécié lorsque l'angle diminue à iso-vitesse de rotation ou lorsque l'angle augmente à iso-débit.

CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES

La synthèse acoustique est une méthode adaptée pour intégrer les problématiques acoustiques en amont de la conception de systèmes mécaniques. La prédiction de la situation acoustique d'un système mécanique permet d'éviter la conception de prototypes présentant des écueils en termes de performance acoustique et de qualité sonore. Dans le cadre du projet Cevas, l'ensemble des techniques et méthodes développées pour la synthèse acoustique et la synthèse sonore sont intégrées dans un outil de prototypage virtuel.

L'application de la synthèse acoustique aux modules de ventilation automobile a permis d'identifier les composants ayant une caractéristique de source sonore et/ou de voie de transmission. L'état de l'art des modules de ventilations a permis de négliger les bruits de nature vibratoire ou électrique. Les sources sont de nature aéro-acoustique tandis que les voies de transfert sont aériennes. Les composants identifiés comme source sont le ventilateur, qui se charge de fournir l'écoulement d'air demandé, les volets et les échangeurs thermiques, responsable de l'acheminement de l'air dans l'habitacle à la température souhaitée. Le comportement aéro-acoustique de ces composants est caractérisé à partir de paramètres de conception –accessibles pour l'utilisateur de l'outil de prototypage –tels que la vitesse de rotation du ventilateur ou l'angle d'ouverture du volet.

Le comportement aéro-acoustique des composants est caractérisé à l'aide de données expérimentales issues de deux bancs de mesure développés par l'UTC et Valeo, partenaires dans le projet Cevas. Chaque composant est caractérisé par un terme de source, propriété active. Les composants immobiles (volet et échangeur thermique) sont aussi caractérisés par un terme de perte par transmission, propriété passive. Pour les besoins de la synthèse sonore, le terme de source et la perte par transmission sont donnés sous la forme de spectres en bandes fines.

Inspirée de la loi ASHRAE, une loi originale a été construite afin de prédire le terme de source du ventilateur pour n'importe quel point de fonctionnement. L'usage de cette loi permet de reproduire précisément les spectres mesurés sur le banc Valeo. Le point de fonctionnement est déterminé à partir de la vitesse de rotation et du coefficient de perte de charge du circuit. Ce coefficient dépend de la géométrie du circuit, des échangeurs thermiques et de l'angle d'ouverture des volets.

La méthode de Nelson et Morpheys est utilisée pour caractériser le terme de source du volet en fonction de la vitesse de l'écoulement incident et de l'angle d'ouverture. La pertinence de cette loi pour des angles fermés est discutable car une grande dispersion est constatée sur les spectres mesurés. Le terme de perte par transmission du volet est mesuré sur le banc UTC et dépend faiblement de la vitesse d'écoulement.

Dans le cas de l'échangeur thermique, le comportement aéro-acoustique est caractérisé en fonction de la vitesse de l'écoulement et de son angle d'inclinaison. Les termes de source et de perte par transmission ont été mesurés sur le banc UTC. Le terme de source dépend fortement du profil de la vitesse de l'écoulement incident sur la surface de l'échangeur. Des calculs CFD RANS ont été effectués afin d'estimer ce profil et de prédire plus précisément les termes de source.

La dernière étape de la synthèse acoustique est de transposer les termes de source caractérisés dans un environnement normalisé à un milieu représentatif de la cavité d'un module de ventilation automobile. La méthode originale développée au cours de cette thèse est basée sur l'hypothèse fondamentale que le terme de source des composants est traduisible par un terme d'excitation acoustique dont l'amplitude et la localisation sont indépendantes du milieu de propagation acoustique. Dans ce but, le terme de source est assimilé à un terme de force volumique, éventuellement dépendant de la vitesse particulaire, placé dans l'espace occupé par les composants. Le spectre de la force est déterminé à partir d'un spectre de puissance mesuré et de la modélisation analytique ou numérique du banc d'essai. Ce terme de force est ensuite propagé dans un milieu acoustique représentatif de la cavité des modules de ventilation.

Dans le cas des composants immobiles (volet et échangeur), un modèle analytique du banc de mesure a permis de déterminer le spectre de force volumique représentatif du terme de source. La propagation de ce terme dans d'autres environnements acoustiques est encourageante. Des travaux supplémentaires sont nécessaires afin de confronter la prédiction acoustique à des mesures de référence.

Dans le cas du ventilateur, la géométrie complexe de l'espace occupé par le terme de force volumique a nécessité l'usage d'un modèle numérique reproduisant la mesure de puissance sur banc. Malgré des travaux proposant des améliorations ayant une complexité incrémentale, la prédiction acoustique s'est révélée imprécise dans le domaine des basses fréquences. Plusieurs perspectives visant à l'amélioration de la localisation du terme de source sont envisagées. Elles reposent sur l'emploi de moyens expérimentaux (PIV, antennerie) ou numériques (calculs de dynamique des fluides LES, DES ou basés sur la méthode de Lattice-Boltzmann).

Une maquette simplifiée comportant un ventilateur, un volet et un échangeur thermique a été utilisée pour valider la synthèse acoustique. La confrontation de la prédiction du bruit produit par le module simplifié à des mesures a donné satisfaction dans le cas d'un volet fermé. Pour un volet ouvert, la prédiction a tendance à surestimer le bruit produit pour des fréquences inférieures à 1000 Hz. La synthèse acoustique a permis l'analyse de la contribution de chaque composant dans le bruit total du module de ventilation lorsque l'angle du volet varie pour des cas de maintien de la vitesse de rotation du ventilateur ou du débit fourni. Les résultats de la synthèse acoustique ont permis d'expliquer l'augmentation brutale du bruit lors de la fermeture du volet pour un cas de débit constant et de déterminer la contribution de chaque

composant pour un cas de vitesse de rotation constante. A partir de l'étude de la qualité sonore des spectres de puissance prédits, le choix d'un angle d'ouverture de 30° du volet est déconseillé.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] C. Hipp-Kalthoff, A. Eilemann et J. Kilian, *Acoustic optimization of HVAC systems*, Vehicle Thermal Management Systems Conference Proceedings, Indianapolis, 1997.
- [2] S. Naji et F. Ailloud, *Automotive HVAC Unit Noise Prediction Using Blower Dimensioning Tool*, International Conference Automobile and Railroad Comfort, Le Mans, 2008.
- [3] A. Guédel, *Les Ventilateurs, Bruits et Techniques de réduction*, Dunod, 2015.
- [4] A. Ayar, R. Ambs, C. Cappellmann, B. Schillemeit et M. Matthes, *Prediction of Flow-Induced Noise in Automotive HVAC Systems Using a Combined CFD-CAA Approach*, SAE World Congress, Detroit, 2005.
- [5] G. Pavic, *Preliminary conception of NST models*, Projet NABUCCO, 2000.
- [6] Chonan Technical Service Training Center, *Air Conditioning System*.
- [7] A. Al-Mezzawi, *Démarches de prédiction du bruit d'une unité de ventilation automobile par une méthode de synthèse*, Thèse de l'Université de Technologie de Compiègne, 2012.
- [8] D. Warner, B. Alzahabi, N. Humbad et A. Porada, *Design considerations for flow noise in automotive air handling systems*, Proceedings of the ASME Noise Control and Acoustic Division, NCA Vol 26, 1999.
- [9] M. Lighthill, *On Sound Generated Aerodynamically. I. General Theory*, London: Proc. R. Soc. A211, 564-587, 1952.
- [10] N. Curle, *The influence of solid boundaries upon aerodynamic sound*, Department of Mathematics, The University of Manchester, 1955.
- [11] J. E. Ffowcs-Williams et D. L. Hawkings, *Sound Generation by Turbulence and Surfaces in Arbitrary Motion*, Phil. Trans. R Soc. Lond. 264, 321-342, 1969.
- [12] C. Schram, H. Bériot, M. Roger, H. Reese et T. Carolus, *On the importance of near-field terms in the assessment of acoustic installation effects for ducted low-Mach number fans*, AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, Miami, 2009.
- [13] B. Andersson, R. Andersson, L. Hakansson, M. Mortensen, R. Sudiyo et B. van Wachem, *Computational Fluid Dynamics for Engineers*, Cambridge University Press, 2012.

-
- [14] J. Park, J. Kwon et B. Ahm, *Numerical Simulations of Flow Noise in Automotive HVAC Systems*, JSAE Annual Congress Proceedings, Yokohama, 2004.
- [15] D. Juvé, *Bruit des surfaces solides en mouvement*, Formation du Collège de Polytechnique, 2014.
- [16] M. T. Landhal et E. Mollo-Christensen, *Turbulence and Random Processes in Fluid Mechanics*, Cambridge University, 1992.
- [17] T. Zhu et H. Carolus, *Experimental And Numerical Investigation Of Tip Clearance Noise Of An Axial Fan Using A Lattice Boltzmann Method*, Fan 2015, Lyon, 2015.
- [18] S. Caro, Y. Detandt et J. Manera, *Validation of a New Hybrid CAA strategy and Application to the Noise Generated by a Flap in a Simplified HVAC duct*, AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, Miami, 2009.
- [19] G. W. Cermak et P. C. Cornillon, *Multidimensional analysis of judgements about traffic noise*, Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 59, No. 6, pp. 1412-1419, 1976.
- [20] M.-C. Bezat, *Qualification acoustique du typage sonore : Application au typage sport*, Laboratoire Perception et Facteurs Humains de PSA Peugeot-Citroën, 2003.
- [21] H. Fastl et E. Zwicker, *Psychoacoustics, Facts and Models*, Springer, 1988.
- [22] N. R. French et J. C. Steinberg, *Factors governing the intelligibility of speech sounds*, Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 19, No. 1, pp. 90-119, 1947.
- [23] G. Gescheider, *Psychophysics, the fundamentals*, Psychology Press, 3rd edition, 1997.
- [24] C. Patsouras, H. Fastl, D. Patsouras et K. Pfaffelhuber, *Psychoacoustic sensation magnitudes and sound quality ratings of upper middle class car's idling noise*, Proceedings of the International Conference on Acoustics, Rome, 2001.
- [25] G. Lemaître, P. Susini, S. Winsberg, S. McAdams et B. Letinturier, *The Sound Quality of Car Horns, A Psychoacoustical Study of Timbre*, Acta Acustica united with Acustica, Vol. 93, No. 3, pp. 457-468, 2007.
- [26] M. Menager et D. Rochepeau, *Etude de la qualité sonore d'appareils de soufflage et de climatisation automobile*, INSA, Lyon, 2004.
- [27] J. Marteau et M. Besombes, *Jury d'écoute sur bruits de HVAC*, Rapport Cetim n° 13698, 2009.

-
- [28] A. Minard, C. Lambourg et P. Boussard, *Etude de la perception des sons de climatisation automobiles*, Congrès Français de l'Acoustique, Le Mans, 2016.
- [29] R. P. Leite, S. Paul et S. N. Y. Georges, *A sound quality-based investigation of the HVAC system noise of an automotive model*, Applied Acoustics, Vol. 70, pp. 636-645, 2009.
- [30] S. Kuwano, S. Namba et Y. Hayakawa, *Comparison of the loudness of inside car noises from various sound sources in the same context*, Journal of the Acoustical Society of Japan, Vol. 18, No. 4, pp. 191-195, 1997.
- [31] V. Hédont, *Etude de la qualité sonore d'appareils de soufflage et de climatisation*, Université Pierre et Marie Curie, 2005.
- [32] S. G. Park, H. J. Sim, J. H. Yoon, J. E. Jeong, J. E. Oh et B. J. Choi, *Analysis of the HVAC system's sound quality using the design of experiments*, Journal of Mechanical Science and Technology, Vol 23, pp. 2801-2806, 2009.
- [33] G. Pavic, *Capitalisation NST (Noise Synthesis Technology)*, Cetim rapport n°012838, 2008.
- [34] P. Pavic, L. Gavric, J. Tourret et R. Sottek, *Noise Synthesis from a Fan-Type Source Placed in a Complex Installation*, Fan Noise, Senlis, 2003.
- [35] T. Gardin et M. Legros, *Synthèse Vibro-Acoustique d'une pompe à chaleur*, Congrès Français de Mécanique, Lyon, 2015.
- [36] J.-L. Guyader, *Recommandations sur la caractérisation vibroacoustique des liaisons solidiennes*, Cetim rapport n°045338, 2011.
- [37] H. Bodén et M. Abom, *Maximum Sound Power from in-duct Sources with Applications*, Journal of Sound and Vibration, Vol. 187, No. 3, pp. 543-550, 1995.
- [38] H. Trabelsi, *Banc d'essai et procédure pour la caractérisation des éléments d'un SCA par un système "2N-ports" avec écoulement : Validation et application à des sources aéro-acoustiques*, Thèse de l'Université de Technologie de Compiègne, 2011.
- [39] A. Sittel, *Méthodes de mesure des matrices acoustiques des discontinuités à un ou deux ports en présence des modes élevés*, Thèse de l'Université de Technologie de Compiègne, 2005.
- [40] M. Boudy et V. Martin, *Prediction of Acoustic Fields Radiated into a Damped Cavity by n-port Source through Ducts*, Sound and Vibration, Vol. 264, pp. 499-521, 2003.

- [41] S. Bennouna, *Caractérisation aéro-acoustique d'éléments et d'associations d'éléments d'un système de ventilation d'air pour l'automobile*, Thèse de l'Université de Technologie de Compiègne, 2016.
- [42] NF EN ISO-5801, *Ventilateurs industriels, Essais aérauliques sur circuits normalisés*, 2009.
- [43] NF S 31-063, *Détermination de la puissance acoustique rayonnée dans un conduit par un ventilateur à enveloppe, Méthode en conduit*, 1985.
- [44] Airvision, <http://www.airvision.be/uploads/File/pdf/fr/AIR%20VISION%20-%20Ventilateurs%20et%20ph%C3%A9nom%C3%A8ne%20de%20pompage.pdf>.
- [45] H. Ameziane, *Contribution à la prédiction et la réduction du bruit aérodynamique d'une turbomachine de type hélio-centrifuge*, 1992.
- [46] T. F. Brooks, D. S. Pope et M. A. Marcolini, *Airfoil Self-Noise and Prediction*, NASA Reference Publication 1218, 1989.
- [47] M. V. Lowson, *Theoretical analysis of Compressor Noise*, Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 47, pp. 371-385, 1970.
- [48] I. J. Sharland, *Source of Noise in axial flow fans*, Journal of Sound and Vibration, Vol. 1, pp. 302-322, 1964.
- [49] M. E. Reznick et L. Mongeau, *Method for characterizing aerodynamics sources of sound with applications to computer cooling fans*, Journal of Sound and Vibration, Vol. 180, No. 2, pp. 541-563, 1995.
- [50] L. Mongeau, D. E. Thompson et D. K. McLaughlin, *A method for characterizing aerodynamics sound sources in turbomachines*, Journal of Sound and Vibration, Vol. 181, No. 3, pp. 369-389, 1995.
- [51] S. Bennouna, B. Ouedraogo, S. Moreau, J.-M. Ville et O. Cheriaux, *Aeroacoustic measurement of automotive HVAC in-duct elements*, Fan 2015, Lyon, 2015.
- [52] AMCA, *Methods for Calculating Fan sound Ratings from Laboratory Test Data*, 1990.
- [53] J. B. Graham, *The status of fan noise measurment in North America*, Fan Noise, pp. 293-300, 1992.
- [54] P. A. Nelson et C. L. Morphey, *Aerodynamic sound production in low speed flow ducts*, Journal of Sound And Vibration, Vol. 79, No. 2, pp. 263-289, 1981.
- [55] P. A. Nelson et C. L. Morphey, *Addendum to : Aerodynamic sound production in low speed flow ducts [79 (2)2 (1981) 293-289]*, Journal of Sound and Vibration, Vol. 328, No 1-2, pp. e1, 2009.

-
- [56] C. G. Gordon, *Spoiler-generated flow noise-I : The experiment*, Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 43, No. 5, pp. 1041-1048, 1968.
- [57] H. S. Ribner, *The Generation of sound by turbulent jets*, Advances in Applied Mechanics, Vol 8, pp. 103-184, 1964.
- [58] C. G. Gordon, *Spoiler-generated flow noise-II : Results*, Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 45, No. 1, pp. 214-223, 1969.
- [59] H. H. Heller et S. E. Widnall, *Sound radiation from rigid spoilers correlated with fluctuating forces*, Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 47, No. 3 (part 2), pp. 924-936, 1970.
- [60] O. Karekull, G. Efraimsson et M. Abom, *Prediction model of flow duct constriction noise*, Applied Acoustic, Vol. 82, pp. 45-52, 2014.
- [61] D. J. Oldham et A. U. Ukpoho, *A pressure-based technique for predicting regenerated noise level in ventilation system*, Journal of Sound and Vibration, Vol. 140, No. 2, pp. 259-272, 1990.
- [62] A. U. Ukpoho et D. J. Oldham, *Regenerated noise levels due to closely spaced duct elements*, Proceedings of the Institute of Acoustics, Newcastle-under-Lyme, 1991.
- [63] S. Guérin, E. Thomy et M. C. M. Wright, *Aeroacoustics of automotive vents*, Journal of Sound and Vibration, Vol. 285, No. 45, pp. 859-875, 2005.
- [64] C. M. Mak, J. Wu, C. Ye et J. Yang, *Flow noise from spoilers in ducts*, Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 125, No. 6, pp. 3756-3765, 2009.
- [65] C. M. Mak et D. J. Oldham, *The application of computational fluid dynamics to the prediction of flow generated noise in low speed ducts, Part I : Fluctuating drag forces on a flow spoiler*, Journal of Building Acoustics, Vol. 5, No. 2, pp.123-141, 1998.
- [66] C. M. Mak et D. J. Oldham, *The application of computational fluid dynamics to the prediction of flow generated noise in low speed ducts, Part II : Turbulence-based prediction technique*, Journal of Building Acoustics, Vol. 5, No. 3, pp. 201-215, 1998.
- [67] J. M. Chen et Y. C. Fang, *Strouhal numbers of inclined flat plates*, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, Vol. 61, pp. 99-112, 1996.
- [68] N. Zerbib, *Corrélation Essai-Calcul, Homogénéisation d'un échangeur de chaleur*, ESI Group, 2011.

-
- [69] R. D. Blevins et M. M. Bressler, *Experiments on resonance in heat exchanger tube bundles*, Journal of Sound and Vibration, Vol. 164, No. 3, pp. 503-533, 1993.
- [70] E. Rodarte, N. Miller et P. Hrnjak, *Acoustic resonance in plate heat exchangers*, International Journal of Refrigeration, Vol. 21, No. 8, pp. 626-638, 1998.
- [71] D. J. Oldham et D. C. Waddington, *The prediction of flow-generated noise in ducts from consideration of similarity*, Journal of Sound and Vibration, Vol. 248, No. 4, pp. 780-787, 2001.
- [72] F. Archambeau, N. Mechtoua et S. Sakiz, *Code_Saturne : A Finite Volume Code for the Computation of Turbulent Incompressible Flows - Industrial Applications*, International Journal on Finite Volumes, Vol. 1, No. 1, 2004.
- [73] G. Sadaka, *FreeFem++, a tool to solve PDEs numerically*, arXiv:1205.1293, 2012.
- [74] C. Wielgosz, B. Peseux et Y. Lecointe, *Formulations mathématiques et résolution numérique en mécanique*, Licence Creative Commons, 2004.
- [75] S. M. Candel, *Acoustical radiation from a two-dimensional duct, effects of uniform flow and duct lining*, Journal of Sound and Vibration, Vol. 28, pp. 1-13, 1973.
- [76] S. G. Johnson, *Notes on Perfectly Matched Layers (PMLs)*, Massachusetts Institute of Technology, 2010.
- [77] NF EN ISO-3744, *Détermination des niveaux de puissance acoustique émis par les sources de bruit à partir de la pression acoustique*, 2009.
- [78] M. Legros, Y. Goth et A. Guédel, *Fan noise prediction from local experimental source term and numerical sound propagation*, Fan 2015, Lyon, 2015.
- [79] G. Herold et E. Sarradj, *Microphone array method for the characterization of rotating sound sources in axial fans*, Fan 2015, Lyon, 2015.
- [80] NF EN ISO-3746, *Détermination des niveaux de puissance acoustique et des niveaux d'énergie acoustique émis par les sources de bruit à partir de la pression acoustique*, 2010.

ANNEXE A

GUIDE D'UTILISATION DE L'OUTIL DE PROTOTYPAGE VIRTUEL

1 Introduction

L'outil de prototypage virtuel a été construit à l'aide du logiciel VirtualLab©. Une Interface Homme Machine (IHM) a été développée en utilisant des outils VisualBasic afin de simplifier l'usage du logiciel et de pouvoir exécuter des fonctions spécifiques liées à la génération des spectres de sources sonores et de fonctions de transfert ainsi qu'à la synthèse sonore. Elle donne un aspect pédagogique à l'outil de prototypage virtuel qui permet de ne pas dérouter l'utilisateur habitué à un langage de conception d'un module de ventilation.

Le logiciel VirtualLab© effectue tous les étapes nécessaires au calcul et à la sauvegarde de la synthèse acoustique. Il permet aussi la visualisation des résultats.

Dans la suite de ce guide d'utilisation, l'outil de prototypage virtuel présenté permet d'effectuer la synthèse acoustique d'un module de ventilation dont le schéma vibro-acoustique est présenté sur la Figure A-1.

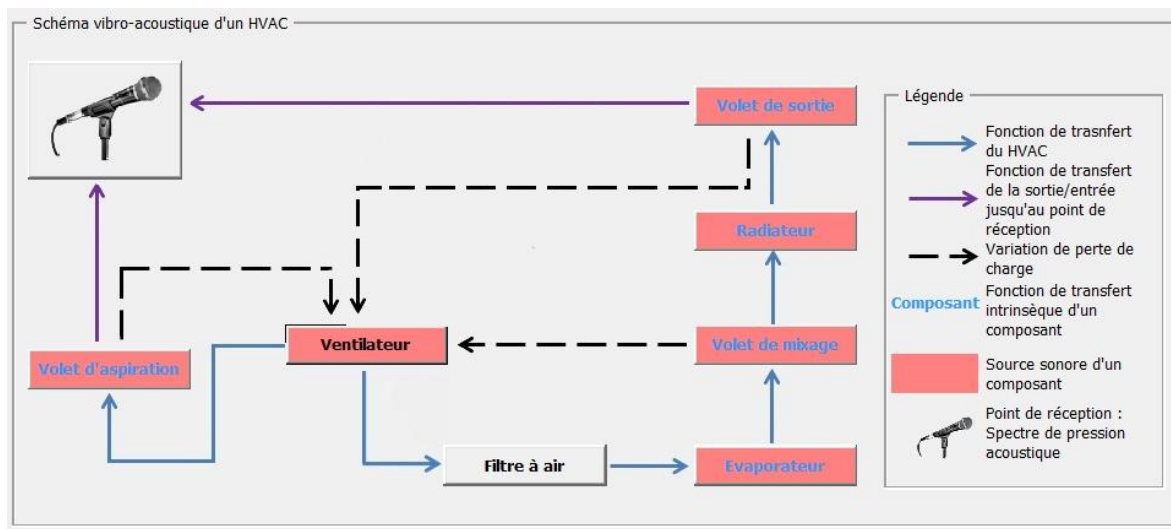


Figure A-1 : Schéma vibro-acoustique d'un module de ventilation

2 Lancement de l'outil de prototypage virtuel

La fenêtre de démarrage (voir Figure A-2) propose trois options :

- « Créer un nouveau projet »,
- « Charger un projet existant »,
- « Comparer plusieurs projets ».

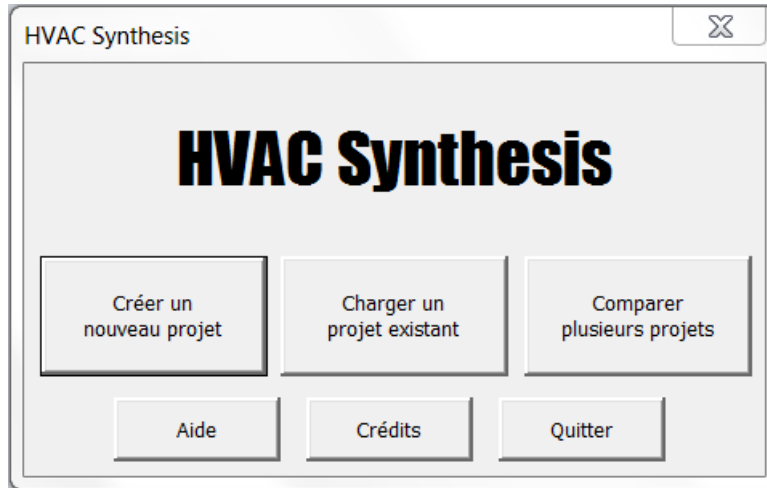


Figure A-2 : Fenêtre de démarrage

3 Création d'un nouveau projet

Dans la fenêtre de démarrage (voir Figure A-2), cliquez sur « Créer un nouveau projet ». La fenêtre « Création d'un projet » (voir Figure A-3) s'ouvre pour donner un nom à votre nouveau projet. Une fois le nom du projet saisi, cliquez sur le bouton « Créer » pour lancer l'interface principale.

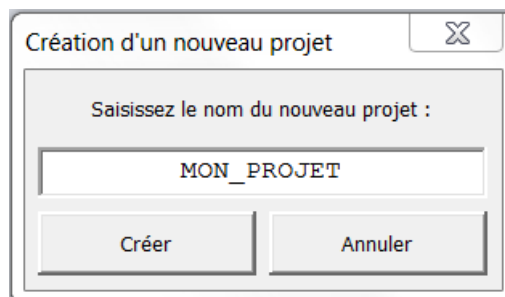


Figure A-3 : Création d'un nouveau projet

Afin d'éviter d'éventuels erreurs du programme, il est vivement conseillé d'utiliser uniquement les caractères alphanumériques (a-z, A-Z, 0-9) ainsi que l'underscore « _ » pour les espaces.

L'interface principale se décompose en trois onglets accessibles successivement en cliquant sur le bouton « Suivant >> ». Le premier onglet « Conception » correspond à la conception géométrique du module de ventilation. Le second onglet « Synthèse acoustique » permet la mise en donnée du modèle alors que troisième onglet « Post-

traitements » est dédié à la visualisation des spectres résultants ainsi qu'à l'écoute des sons.

En dessous de ces onglets, le tableau de bord de la synthèse acoustique se remplit avec la caractérisation des composants du schéma vibro-acoustique (vitesse de l'écoulement incident, débit, perte de charge, vitesse de rotation...).

3.1 Conception et mode de fonctionnement du module de ventilation

Dans le premier onglet « Conception » (voir Figure A-4) :

- Sélectionnez la géométrie du module de ventilation,
- Sélectionnez son mode de fonctionnement,
- Saisissez les dimensions géométriques des composants.

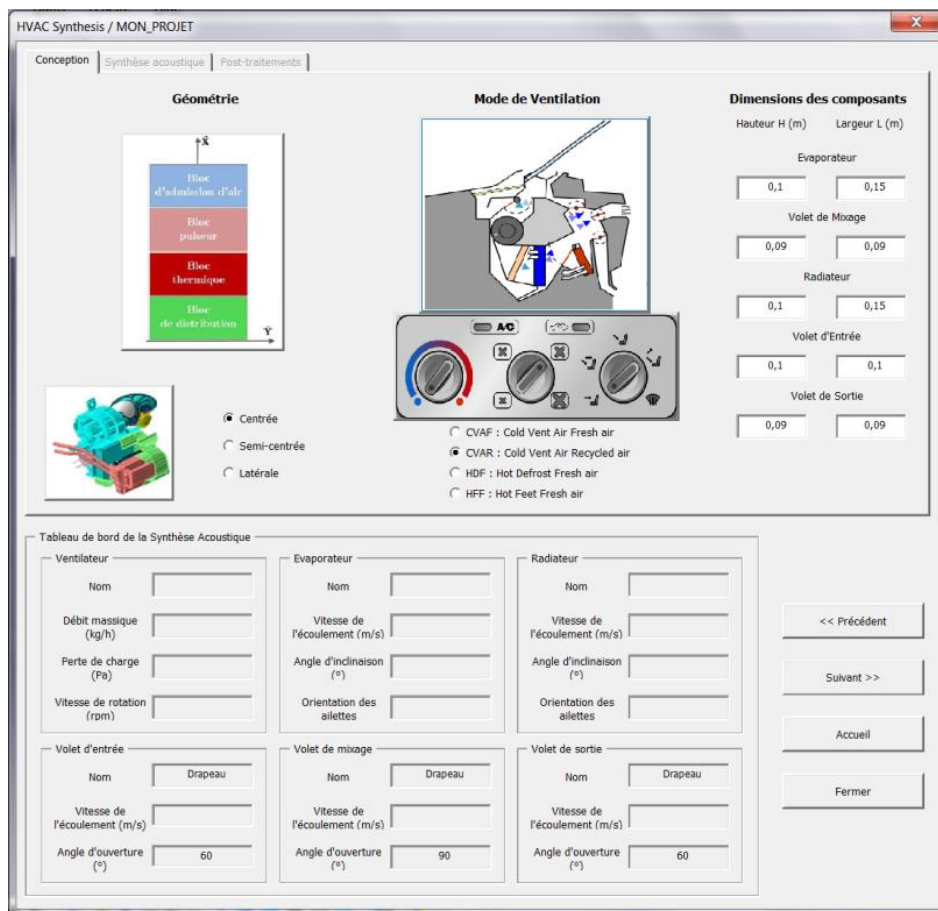


Figure A-4 : Interface principale, onglet « Conception »

3.2 Paramétrage des composants pour la synthèse acoustique

L'onglet « Synthèse acoustique » (voir Figure A-5), permet la mise en donnée des différents composants suivis du calcul de la synthèse acoustique. Chaque fois qu'un composant est entièrement renseigné, son bouton associé devient vert sur le schéma

vibro-acoustique et le tableau de bord est mis à jour en conséquence. Il faut commencer par saisir les paramètres de conception aéro-acoustique en commençant tout d'abord par le ventilateur.

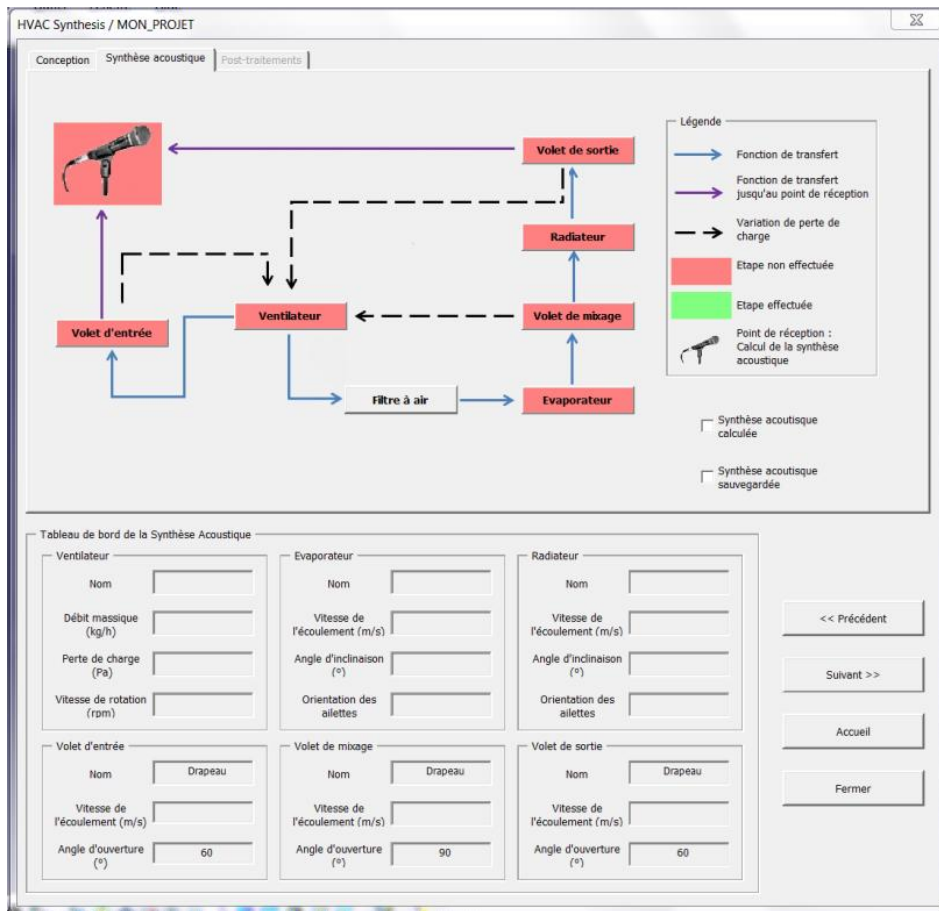


Figure A-5 : Interface principale, onglet « Synthèse acoustique »

3.2.1 Ventilateur

La boîte de dialogue associée au ventilateur (voir Figure A-6) permet de synthétiser son spectre de source acoustique pour un point de fonctionnement donné :

- Sélectionnez le ventilateur de votre choix dans la liste « Nom du ventilateur »,
- Indiquez la vitesse de rotation désirée puis cliquez sur le bouton « Calculer » (le point de fonctionnement est alors calculé),
- Cliquez sur le bouton « Valider » pour synthétiser le spectre acoustique du ventilateur pour ce point de fonctionnement.

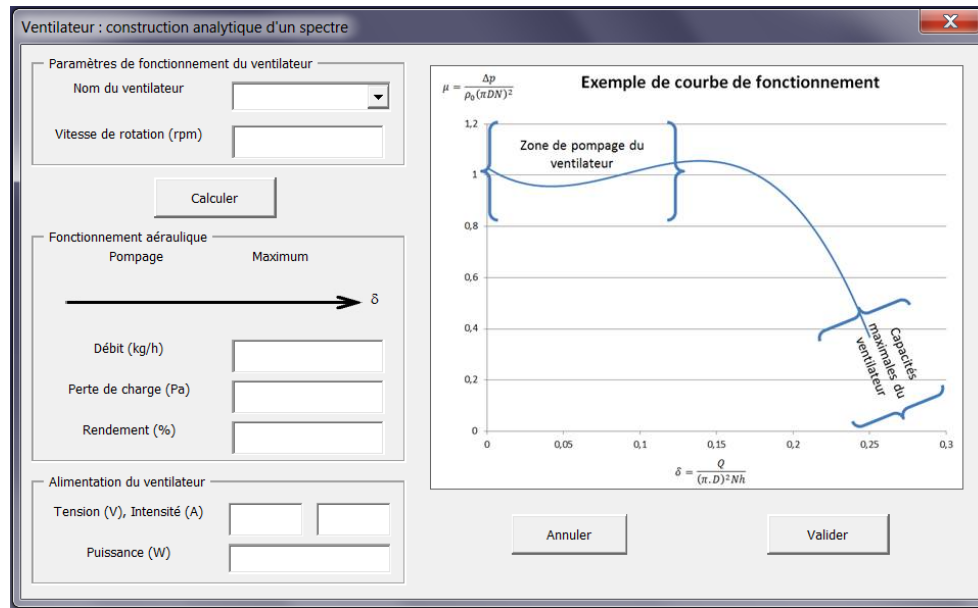


Figure A-6 : Boîte de dialogue « Ventilateur »

3.2.2 Echangeur

La boîte de dialogue associée à l'échangeur (voir Figure A-7) permet de synthétiser les spectres des termes de source et perte par transmission en fonction de la vitesse de l'écoulement d'air imposé par le ventilateur.

- Sélectionnez l'angle d'inclinaison de l'échangeur, l'orientation de ses ailettes et donnez-lui un nom,
- Cliquez sur le bouton « Construction analytique » puis fermez la fenêtre.

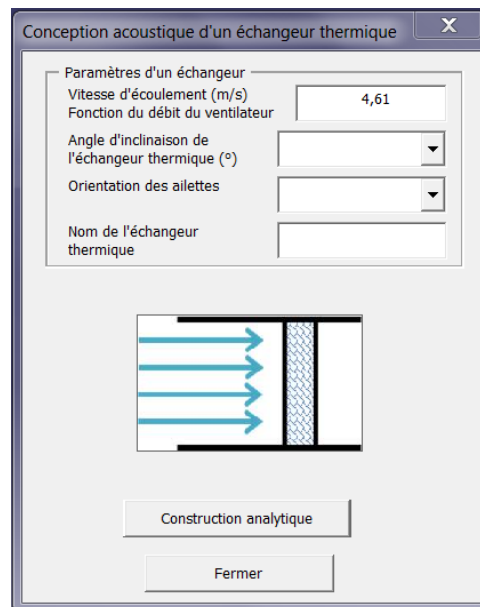


Figure A-7 : Boîte de dialogue « Echangeur »

3.2.3 Volet

La boîte de dialogue associée au volet (voir Figure A-8) permet de synthétiser les spectres des termes de source et perte par transmission en fonction de la vitesse de

l'écoulement d'air imposé par le ventilateur. De plus, il est possible de modifier l'ouverture des volets ce qui impacte la perte de charge globale du circuit et donc le point de fonctionnement du ventilateur.

Si vous voulez conserver le type de volet et l'angle d'ouverture pré-saisi, cliquez directement sur « Construction analytique » puis fermez. Dans le cas contraire, si vous désirez modifier le volet :

- Cliquez sur « Changer » (rectangle bleu) pour accéder à la partie de changement de configuration (rectangle deux),
- Modifiez la configuration du volet et cliquez sur « Suivant » (rectangle violet),
- Modifiez la vitesse du ventilateur si vous le désirez (rectangle trois),
- Cliquez sur « Calcul nouveau fonctionnement ventilateur » puis sur « Valider » (rectangles verts),
- Enfin, cliquez sur « Construction analytique » ou « Import fichier » pour caractériser les termes de source et de perte par transmission puis fermez rectangle un).

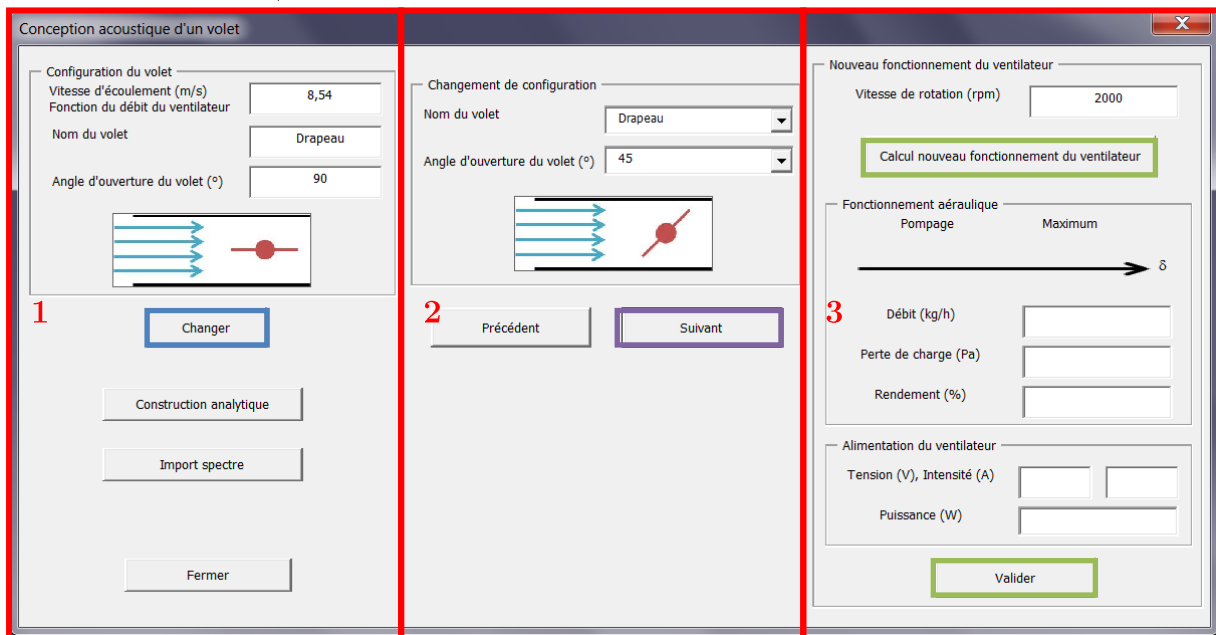


Figure A-8 : Boîte de dialogue « Volet »

3.3 Lancement du calcul de la synthèse acoustique

Une fois tous les composants paramétrés, il est possible de lancer le calcul de la synthèse acoustique en cliquant sur l'image du microphone (voir Figure A-5).

Une fois le calcul terminé, une fenêtre de visualisation des résultats de la synthèse acoustique s'ouvre (voir Figure A-9). Cliquez sur « Oui » pour enregistrer les résultats et lancer la synthèse sonore, ou sur « Non » pour modifier les composants du module de ventilation et relancer un autre calcul.

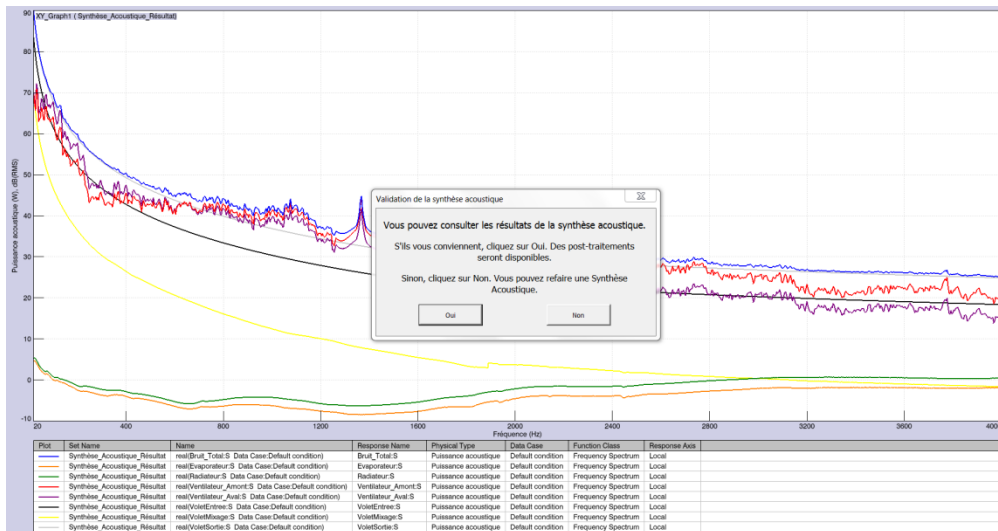


Figure A-9 : Visualisation des résultats de la synthèse acoustique

Une fois de retour dans la fenêtre principale (Figure A-5), cliquez sur « Suivant >> » pour passer à l'onglet de post-traitement.

3.4 Post-traitements

L'onglet « Post-traitements » (voir Figure A-10) offre la possibilité de visualiser les spectres des termes de source et de perte par transmission des composants de votre choix ainsi que l'écoute du bruit produit par ceux-ci (fichiers audio générés par les outils de synthèse sonore).

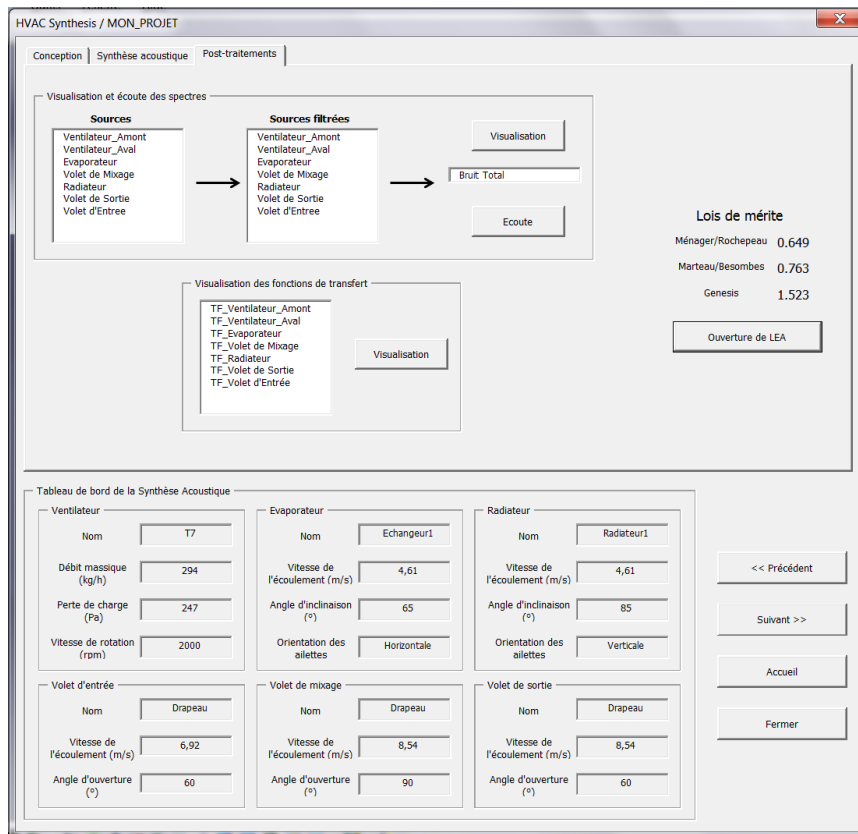


Figure A-10 : Interface principale, onglet « Post-traitements »

3.4.1 Visualisation des spectres des termes de source et de perte par transmission

Pour visualiser les spectres des sources, sources filtrées, ou fonctions de transfert, sélectionnez les spectres ou fonctions de transfert de votre choix (*Ctrl + Clic* pour une multi sélection) puis cliquez sur le bouton « Visualisation » adjacent. Il n'est cependant pas possible de visualiser à la fois des termes de source et des termes de perte par transmission.

3.4.2 Ecoute des spectres

Pour écouter les spectres des sources, sources filtrées ou du bruit total, sélectionnez les spectres de votre choix (*Ctrl + Clic* pour une multi sélection) puis cliquez sur le bouton « Ecoute » adjacent.

4 Chargement d'un projet existant

Le module de chargement de projet permet d'ouvrir un projet existant et d'y apporter des modifications (changement de mode de fonctionnement, de géométrie...). Pour pouvoir être chargé, les résultats du projet en question doivent avoir été sauvegardés.

Dans la fenêtre de démarrage (voir Figure A-2), cliquez sur « Charger un projet existant ». Une fenêtre s'ouvre (voir Figure A-11) affichant la liste des projets existants. Sélectionnez le projet de votre choix puis cliquez sur « Charger ».

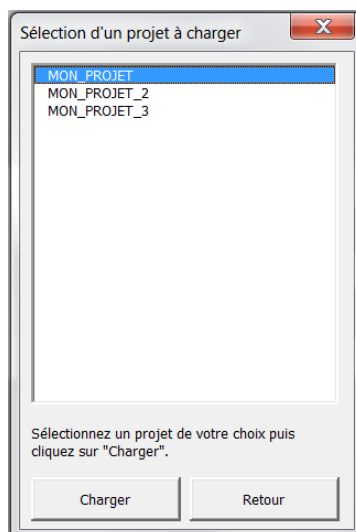


Figure A-11 : Fenêtre de sélection de projet

Vous pouvez alors modifier les composants du module de ventilation ou bien accéder à l'onglet « Post-traitements » pour visualiser/écouter les résultats. Attention, en cas de modification d'un composant ou du mode de fonctionnement/géométrie, un nouveau calcul de synthèse acoustique est nécessaire afin d'accéder aux post-traitements.

5 Comparateur de projet

Le module de comparaison de projet permet d'ouvrir plusieurs projets à la fois afin de comparer les résultats obtenus.

5.1 Sélection des projets à comparer

Dans la fenêtre de démarrage (voir Figure A-2), cliquez sur « Comparer plusieurs projets ». Une fenêtre s'ouvre affichant la liste des projets existants. Sélectionnez plusieurs projets de votre choix puis cliquez sur « Charger ». Veuillez patienter pendant le chargement des données qui peut être long en fonction du nombre de projets sélectionnés. Pour des raisons de lisibilité, il est conseillé de ne pas comparer plus de cinq projets à la fois.

5.2 Module de comparaison

Une fois toutes les données chargées, l'interface du module de comparaison s'affiche à l'écran (voir Figure A-12). A partir de cette interface, il est possible de comparer plusieurs projets que ce soit à l'aide des fichiers audios générés (boutons « Ecouter ») ou à l'aide de graphiques (boutons « Visualiser »). Les graphiques permettent de visualiser les termes de source, les fonctions de transfert équivalentes et la participation de chaque composant dans le bruit total.

Le tableau de bord de chaque projet est accessible en cliquant sur le nom du projet correspondant (rectangle bleu).

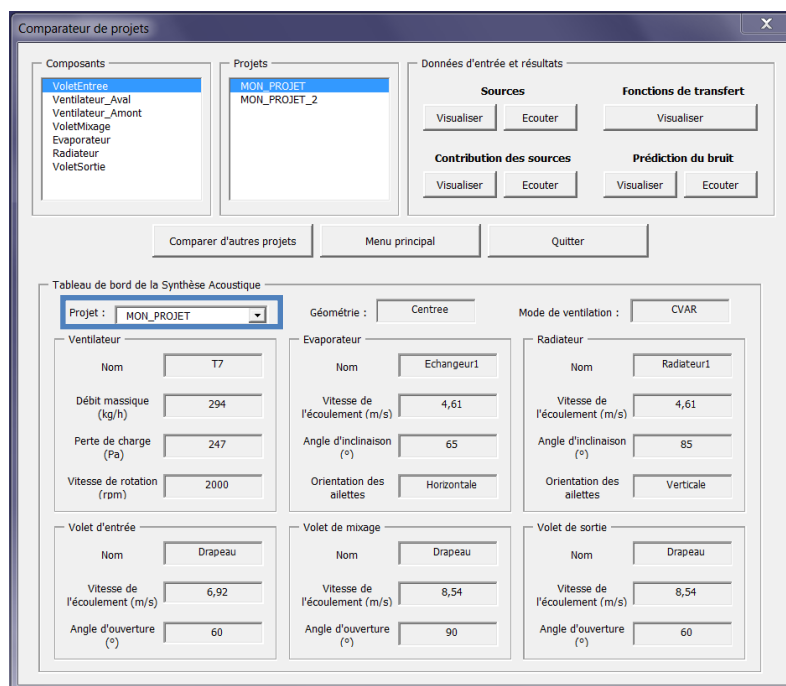


Figure A-12 : Interface du module de comparaison de projets

ANNEXE B

APPLICATION DE LA NORME ISO-3744 : DISPOSITIF EXPERIMENTAL ET CALCUL DE LA PUISSANCE ACOUSTIQUE

Les mesures effectuées dans le local d'essai visant à mesurer le bruit produit par le ventilateur et le haut-parleur placés dans la maquette ont été effectuées en utilisant la norme ISO-3744. Elle définit la méthode de mesure afin d'obtenir le niveau de puissance acoustique d'un système. La puissance acoustique est calculée à partir de la mesure de plusieurs microphones disposés de manière réglementée autour du système mécanique à caractériser. Cette méthode de mesure est dite « mesure par surface enveloppante » car les microphones entourent l'objet étudié.

En fonction de l'espace disponible, de la présence de plan réfléchissant et de la forme du système mécanique, plusieurs enveloppes sont proposées. Dans le cas pratique de la mesure de pressions acoustiques de la sortie d'air bafflée, un hémisphère est choisi. La position des microphones est définie sur la Figure B-1 en fonction du rayon de l'hémisphère, centré sur la sortie d'air.

Position de microphone	$\frac{x}{r}$	$\frac{y}{r}$	$\frac{z}{r}$
1	0,16	-0,96	0,22
2	0,78	-0,60	0,20
3	0,78	0,55	0,31
4	0,16	0,90	0,41
5	-0,83	0,32	0,45
6	-0,83	-0,40	0,38
7	-0,26	-0,65	0,71
8	0,74	-0,07	0,67
9	-0,26	0,50	0,83
10	0,10	-0,10	0,99

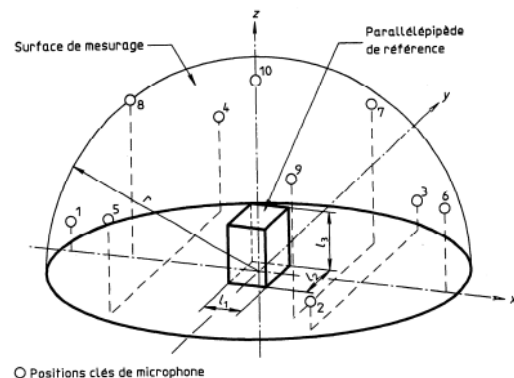


Figure B-1 : Disposition hémisphérique des microphones pour la mesure du bruit du ventilateur placé dans la maquette suivant la norme ISO-3744 [77] : coordonnées des microphones par rapport à la sortie d'air (gauche) et position spatiale des microphones (droite)

Pour les mesures effectuées lors de cette thèse, l'hémisphère possède un rayon de 1m. Les 10 microphones ont été disposés dans l'hémisphère centré sur le baffle de la sortie d'air.

Une fois la mesure des pressions acoustiques effectuée, le niveau de puissance L_W est calculé à partir des mesures de pression en utilisant la formule :

$$L_W = \overline{L_p} - K_1 - K_2 + 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{S}{S_0} \right) \quad (\text{B.1})$$

avec S la surface de mesure et S_0 égal à 1m^2 .

K_2 est la correction de l'environnement de mesure et est calculé grâce à la mesure du temps de réverbération de la salle d'essai.

$\overline{L_p'}$ est le niveau de pression moyen sur l'ensemble de la surface de mesure tel que :

$$\overline{L_p'} = 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{1}{P} \sum_{i=1}^P 10^{\frac{L_p^i}{10}} \right) \quad (\text{B.2})$$

avec L_p^i est le niveau de pression acoustique mesuré sur la $i^{\text{ème}}$ position de microphone et P le nombre de microphones (ici $P=10$).

K_1 est la correction de bruit de fond telle que :

$$K_1 = -10 \cdot \log_{10} \left(1 - 10^{-\frac{\overline{L_p'} + \overline{L_p''}}{10}} \right) \quad (\text{B.3})$$

avec $\overline{L_p''}$ le niveau de pression acoustique moyen du bruit de fond sur l'ensemble de la surface de mesure. Cette correction s'applique si l'écart $\overline{L_p'} - \overline{L_p''}$ est inférieur à 15 dB.

Si l'écart $\overline{L_p'} - \overline{L_p''}$ est inférieur à 6 dB, la mesure du bruit produit est trop proche du bruit de fond moyen. Il est préférable de ne pas conserver cette mesure car le son produit émerge trop faiblement du bruit de fond.