

**Université du Québec
INRS-EMT**

Étude et simulation des enceintes acoustiques dans un centre de données

Par
Nihed GHEDIRA
Mémoire présenté pour l'obtention
du grade de Maîtrise (M.Sc)
En Télécommunications

CE MÉMOIRE A ÉTÉ ÉVALUÉ
PAR UN JURY D'ÉVALUATION COMPOSÉ DE :

Président du jury
Examineur interne

Dr. Amar Mitiche
INRS-EMT
Université du Québec

Examineur externe

Dr. Nouredine Larbi
Président d'ACOVIB Group

Directeur de recherche

Dr. Douglas O'Shaughnessy
INRS-EMT
Université du Québec

Résumé

Une conception simple et efficace de l'enceinte des génératrices portables pour réduire le bruit rayonné est une idée qui semble être souhaitée par les consommateurs sur ce marché. La présente enquête vise à déterminer la faisabilité de la production d'une telle enceinte pour quatre génératrices.

Plusieurs aspects techniques sont intégrés dans la conception de l'enceinte. Le premier, et probablement le plus important, est celui des effets acoustiques de l'enceinte elle-même. L'enquête suit les théories sur la perte d'insertion d'une enceinte de faible encombrement. Le mémoire examine le comportement du système d'un boîtier et comment la rigidité du matériau, la densité et la distance entre la source et le boîtier affectent la perte d'insertion et l'efficacité du boîtier. Les niveaux de pression acoustique mesurés et théoriques de la génératrice avant et après l'application de l'enceinte sont présentés en utilisant les normes décrites par la norme ISO 1344.

La deuxième considération importante pour la conception de l'enceinte concerne les caractéristiques de transfert de chaleur. Les exigences de refroidissement de l'air vers la génératrice sont discutées.

Des considérations de conception acoustique sont également présentées afin d'éviter toute "ligne de vue directe" vers l'une des ouvertures nécessaires, ce qui contribuera à la perte d'insertion globale.

L'utilisation d'une technique de conception est présentée, démontrant ses forces et ses faiblesses dans cette application. La méthode d'optimisation utilisée pour l'étude est la méthode Hooke and Jeeves, ou méthode de recherche de motifs.

MOTS CLÉS : Enceinte acoustique ; cabines acoustiques ; Isolation acoustique ; perte d'insertion ; Traitement acoustique passif ; Optimisation

Amar Mitche

Noureddine Larbi

Douglas O'Shaughnessy

ABSTRACT

A simple and effective design of the portable generator enclosure to reduce radiated noise is an idea that seems to be desired by consumers in this market. The purpose of this study is to determine the feasibility of producing such an enclosure for four generators.

Several technical aspects are integrated in the design of the enclosure. The first, and probably the most important, is the acoustic effects of the speaker itself. The investigation follows the theories about the insertion loss of a small enclosure. The thesis examines the system behavior of a cabinet and how material stiffness, density and distance from the source to the cabinet affect insertion loss and cabinet efficiency. The measured and theoretical sound pressure levels of the generator before and after application of the enclosure are presented using the standards described by ISO 1344.

The second important consideration in enclosure design is the heat transfer characteristics. The requirements for cooling the air to the generator are discussed.

Acoustic design considerations are also presented to avoid any "direct line of sight" to any of the necessary openings, which will contribute to overall insertion loss.

The use of an engineering design technique is presented, demonstrating its strengths and weaknesses in this application. The optimization method used for the study is the Hooke and Jeeves method, or pattern matching method.

KEY WORDS: Acoustic enclosure; Acoustic booths; Acoustic insulation; Insertion loss; Passive acoustic treatment; Optimization

REMERCIEMENTS

Ce travail n'aurait pu se faire seul ! Ce sont les compétences, la disponibilité, le dynamisme et la bonne humeur de chacun, qui m'ont permis de poursuivre mes études et d'achever ce mémoire dans les meilleures conditions. C'est pourquoi je tiens chaleureusement à remercier ici toutes les personnes qui ont contribué de près comme de loin à ce travail.

Mes remerciements les plus sincères vont à Monsieur le Professeur Douglas O'shaughnessy, mon directeur de recherche : Je vous remercie Monsieur de m'avoir accueillie aussi généreusement dans votre équipe, et de m'avoir accordé votre totale confiance pour effectuer ce travail. Je vous suis également reconnaissante votre gentillesse, votre patience et votre disponibilité, ainsi que vos précieux conseils durant toutes ces années.

Toute ma profonde gratitude à Monsieur Larbi Noureddine président d'ACOVIB Group pour son accueil, son aide, ses conseils, son encadrement, sa disponibilité, son savoir-faire inestimable et pour m'avoir fait bénéficier des compétences et des moyens du laboratoire.

Toute ma profonde gratitude à Monsieur Hosni Ghedira directeur du Centre de recherche des Émirats arabes unis pour la cartographie et l'évaluation des énergies renouvelables pour son aide, ses conseils, son encadrement, sa disponibilité, son savoir-faire inestimable. Cette thèse n'aurait pas été possible sans son aide et son soutien, à la fois au niveau professionnel et au niveau personnel. Je lui suis très reconnaissante.

J'exprime par ailleurs toute ma sympathie à l'ensemble des étudiants de l'INRS. Mon parcours passé au sein du laboratoire restera inoubliable grâce aux personnes que j'ai pu y côtoyer. Que tous soient assurés de ma gratitude et de mon amitié

J'exprime toute ma reconnaissance à Monsieur le Professeur Amar Mitiche qui m'a fait l'honneur de présider le jury de cette thèse, d'examiner mes travaux et pour son intérêt et son soutien chaleureux.

Mes parents méritent une mention spéciale pour leur soutien et leurs prières.

Dédicaces

« Cela semble impossible jusqu'à ce que ce soit fait. »

Nelson Mandela

À Toute personne ayant cru en moi, je vous dédie ce travail,

À ma très chère mère Najet

Affable, honorable, aimable : Tu représentes pour moi le symbole de la bonté par excellence, la source de tendresse et l'exemple du dévouement qui n'a pas cessé de m'encourager et de prier pour moi.

Ta prière et ta bénédiction m'ont été d'un grand secours pour mener à bien mes études.

Aucune dédicace ne saurait être assez éloquente pour exprimer ce que tu mérites pour tous les sacrifices que tu n'as cessé de me donner depuis ma naissance, durant mon enfance et même à l'âge adulte.

Je te dédie ce travail en témoignage de mon profond amour.

Puisse Dieu, le tout puissant, te préserver et t'accorder santé, longue vie et bonheur.

À mon très cher père Mohamed Ridha

Aucun hommage ne pourrait être à la hauteur des sacrifices dont tu n'as cessé de faire preuve à mon égard.

Tu as toujours su me soutenir et m'épauler avec amour et tendresse.

Que dieu te préserve et t'accorde santé et bonheur.

À mon cher frère Amine et ma chère sœur Nehla

Les mots ne suffisent guère pour exprimer l'attachement, l'amour et l'affection que je porte pour vous.

Avec tous mes vœux de bonheur, de santé et de réussite.

À mes chères Nièces Houyem & Ilef

J'espère que ce travail sera pour vous une fierté et une source d'inspiration,

En aucun cas, je ne peux me faire pardonner pour mes absences, les moments que j'ai ratés de votre vie, mes moments de détresse et de fatigue...

J'espère que cela valait la peine !

Je vous adore

À ma chère Grand-mère Zohra, Mes oncles, tantes, cousins et cousines

Vous avez de près ou de loin contribué à ma formation.

Veillez trouver dans ce modeste travail l'expression de mon affection et ma reconnaissance.

À la mémoire de mes grands parents

Je vous dédie ce travail en l'expression de mon infinie gratitude et de ma profonde affection.

À mes amis(es) et collègues,

Je ne peux trouver les mots justes et sincères pour vous exprimer mon affection et mes pensées, vous êtes pour moi des frères, sœurs et des amis sur qui je peux compter.

En témoignage de l'amitié qui nous uni et des souvenirs de tous les moments que nous avons passés ensemble, je vous dédie ce travail et je vous souhaite une vie pleine de santé et de bonheur.

À tous mes enseignants

Depuis ceux qui m'ont appris à écrire mon nom.

Avec tout mon respect et ma sincère reconnaissance.

À tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à l'élaboration de ce travail...

Avec ma sincère reconnaissance et mes vifs remerciements.

À tous ceux dont l'oubli du nom n'est pas celui du cœur.

Table des matières

Résumé.....	ii
ABSTRACT	iii
REMERCIEMENTS	iv
Dédicaces	v
Chapitre 1 : Introduction générale.....	1
1. INTRODUCTION	1
2. REVUE DE LA LITTÉRATURE	2
3. MOTIVATION	2
4. ORGANISATION DE MÉMOIRE :	3
5. LEXIQUE ACOUSTIQUE	4
Chapitre 2 : Perte de transmission de son et amplitudes des ondes transmises et réfléchies	6
1. Introduction	6
a. Étude des théories de la transmission du son	6
b. Prévion de la perte de transmission	7
2. Un examen de la perte d'insertion	12
3. Modèle de perte d'insertion ajusté	13
4. Modèle de transfert de chaleur	14
5. L'atténuation acoustique	16
6. Matériaux absorbants acoustiques et panneaux perforés	16
7. Exploitation de ces équations dans ma recherche	17
8. Les exigences de refroidissement de l'air	18
9. Conclusion	22
Chapitre 3 : Développement de modèle de perte d'insertion.....	23
1. Introduction	23
2. Développement du modèle de perte d'insertion	23
3. Un modèle pratique de perte par insertion	23
3.1 Appareil d'essai pour comparer le modèle aux données d'essai.....	26
3.2 Valeurs de perte d'insertion mesurées	27
4. Contraintes du modèle.....	28
5. Effets des propriétés des matériaux et des dimensions des panneaux sur le modèle	31
6. Comparaison des tests d'un boîtier prototype avec la génératrice au modèle de perte d'insertion	33
7. Développement d'un code d'optimisation de la recherche de modèles.....	36
8. Indice de performance :	37
9. Pondération des paramètres : coût, perte d'insertion, poids	38

10.	Méthodologie de conception	40
11.	Résultats du code d'optimisation	41
12.	Conclusion.....	42
Chapitre 4 : Validation expérimentale		44
1.	Introduction	44
2.	Contexte général.....	45
3.	Centre de données.....	45
4.	eStructure	48
5.	Acovib Group	50
6.	État de l'art	50
7.	Objectifs :	50
8.	Méthodologie et calculs effectués :	51
9.	Instruments de mesure utilisés :.....	52
10.	Les conditions météorologiques :.....	53
11.	Réglementation	53
12.	Le bruit généré par les génératrices.....	57
15.	Analyse et résultats :.....	61
16.	Validation expérimentale :	62
17.	Conclusion.....	63
Chapitre 5 : Conclusion		65
RECOMMANDATIONS ET TRAVAUX FUTURS		66
Annexes		68
ANNEXE A : Optimisation de l'interface graphique GUI.....		68
Bibliographie		72

LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS

- **TI** : technologies de l'information
- **AWS** : Amazon Web Services
- **R.R.V.M** : Règlements refondus de la Ville de Montréal
- **ISO** : International Organization for Standardization
- **VPI** : Vicat Produits Industriels
- **PT** : Platine
- **OSHA**: Occupational Safety and Health Administration
- **ANC** : active noise control
- **MTL1** : eStruxture Data Centers Montréal 1
- **MTL2** : eStruxture Data Centers Montréal 2
- **MTL3** : eStruxture Data Centers Montréal 3
- **SPL** : Sound pressure level
- **SPL_n** : la pression acoustique à la nième fréquence
- **GUI** : graphical user interface
- **XaaS** : Anything-as-a-Service
- **VMware** : Virtual Machine Ware
- **RTD** : Resistance Thermal Detector

LISTE DES FIGURES

FIGURE 1 ONDES DE PRESSION INCIDENTES SUR UN PANNEAU	6
FIGURE 2 PERTE DE TRANSMISSION PREVUE D'UNE SEULE PARTITION	10
FIGURE 3 ONDES DE PRESSION INCIDENTES SUR UN DOUBLE PANNEAU	11
FIGURE 4 PERTE DE TRANSMISSION PREVUE D'UN PANNEAU DOUBLE	11
FIGURE 5 MESURE DU NIVEAU DE PRESSION ACOUSTIQUE GLOBAL DU GENERATEUR	15
FIGURE 6 CONDUCTIVITE THERMIQUE λ EN FONCTION DE LA MASSE VOLUMIQUE (PHYSIQUE DU BATIMENT)	15
FIGURE 7 METHODE DE REFROIDISSEMENT EN ALLEES CHAUDES ET FROIDES	19
FIGURE 8 PRINCIPAUX ELEMENTS D'UN SYSTEME DE REFROIDISSEMENT	20
FIGURE 9 PERTE D'INSERTION PREVUE POUR LES MODELES SERRES ET SIMPLEMENT PRIS EN CHARGE (OLDHAM)	26
FIGURE 10 ORIENTATION DU HAUT-PARLEUR DU BOITIER DE TEST.....	27
FIGURE 11 PERTE D'INSERTION PREVUE PAR RAPPORT A LA PERTE REELLE POUR LES CONDITIONS AUX LIMITES SERREES (OLDHAM)	27
FIGURE 12 GRAPHIQUE DE PREDICTION NULLE DE LA PERTE D'INSERTION PAR RAPPORT AU MODELE DE PERTE D'INSERTION.....	29
FIGURE 13 SPL PREVU, CALCULE A PARTIR DU MODELE DE PERTE D'INSERTION A L'AIDE D'UN SPECTRE SPL DE BRUIT.....	29
FIGURE 14 MODELE DE PERTE D'INSERTION CONTRAINTE.....	31
FIGURE 15 EFFETS SUR LA PERTE D'INSERTION EN RAISON DE CHANGEMENTS DANS LES DIMENSIONS DU PANNEAU	31
FIGURE 16 EFFETS SUR LA PERTE D'INSERTION DUE AUX CHANGEMENTS DE DISTANCE DE LA SOURCE AU PANNEAU	32
FIGURE 17 EFFETS SUR LA PERTE D'INSERTION DUE AUX CHANGEMENTS D'EPaisseur DE PANNEAU	33
FIGURE 18 EFFETS SUR LA PERTE D'INSERTION DUE AUX CHANGEMENTS DE DENSITE DU PANNEAU	33
FIGURE 19 OUVERTURES D'ADMISSION ET D'ECHAPPEMENT SUR L'ENCEINTE D'ESSAI.....	34
FIGURE 20 NIVEAU DE PRESSION ACOUSTIQUE MESURE DE LA GENERATRICE EN LABORATOIRE	34
FIGURE 21 SPL DE LA GENERATRICE AVEC ET SANS LE BOITIER.....	35
FIGURE 22 PERTES D'INSERTION REELLE ET PREVUE POUR LE BOITIER DU PROTOTYPE.....	35
FIGURE 23 INDICE DE PERFORMANCE CALCULE POUR LES ITERATIONS DU CODE D'OPTIMISATION.....	38
FIGURE 24 SPL GLOBAL CALCULE POUR LES ITERATIONS DU CODE D'OPTIMISATION.....	39
FIGURE 25 EXEMPLE D'UNE METHODE DE RECHERCHE DE PATTERN	40
FIGURE 26 SPL REEL PAR RAPPORT AU SPL PREVU CALCULE A L'AIDE DU CODE D'OPTIMISATION (MATLAB)	42
FIGURE 27 L'INTERIEUR D'UN DATACENTER	45
FIGURE 28 LES COMPOSANTES PHYSIQUES D'UN CENTRE DE DONNEES	46
FIGURE 30 CARTE DE CENTRE DE DONNEES MONTREAL	49
FIGURE 29 LES CENTRES DE DONNEES MTL2	49
FIGURE 31 POSITION DES 4 POINTS DE MESURE DU BRUIT.....	52
FIGURE 32 PHOTOS REELLES DE 3 COTES DE MTL2.....	52
FIGURE 33 ECHELLE DES DECIBELS DU NIVEAU SONORE	54
FIGURE 34 COTE NUMERO 1 DU CENTRE DE DONNEES MTL2.....	55
FIGURE 35 COTE NUMERO 2 DU CENTRE DE DONNEES MTL2.....	56
FIGURE 36 COTE NUMERO 3 DU CENTRE DE DONNEES MTL2.....	56
FIGURE 37 COTE NUMERO 4 DU CENTRE DE DONNEES MTL2.....	57
FIGURE 38 CLASSIFICATION DES ACTIONS DE REDUCTION DU BRUIT EN ENTREPRISE	58
FIGURE 39 DIFFERENTS TYPE DES SILENCIEUX	60
FIGURE 40 PHOTOS REELLES D'ENCEINTE ACOUSTIQUE SITUees A MTL2 DE ESTRUXTURE	60
FIGURE 41 REFERENCE DE LA GENERATRICE MARATHON ESTRUXTURE	61
FIGURE 42 MTU 3.3MW GENERATRICE INSTALLEE DANS LE BATIMENT DE MTL2	62
FIGURE 43 OPTIMISATION DE L'INTERFACE GUI	68
FIGURE 44 DIMENSIONS DE LA GENERATRICE	71

Liste des tableaux

TABLEAU 1 ETUDE ETABLIE PAR SEAGATE SUR LES CHALLENGES QU'AFFRONTENT LES DATACENTER MANAGERS.....	47
TABLEAU 2 CRITERES SONORES DE LA VILLE DE MONTREAL (R.R.V.M. C. B-3)	53
TABLEAU 3 DESCRIPTION DE CHAQUE ZONE DE TABLEAU QUI PRECEDE	54
TABLEAU 4 NIVEAU DE PRESSION ACOUSTIQUE DE LA GENERATRICE MESURE ET ESTIME A DIFFERENTS POINTS	61

Chapitre 1 : Introduction générale

1. INTRODUCTION

Le contrôle du bruit est devenu au cours du siècle dernier un domaine majeur de la recherche technologique, ceci afin de respecter le confort et la santé des personnes, notamment dans un environnement de travail de plus en plus mécanisé et sujet à de nombreuses nuisances sonores. Des maladies liées au bruit qui dégénèrent en litiges, des rénovations qui doivent être défaites parce qu'elles sont non conformes.

Avec la hausse des problèmes auditifs, plusieurs analyses ont émergé dans le but de comprendre et cerner les causes majeures de ces troubles. Il s'est avéré donc que le bruit demeure un danger imperceptible auquel nous nous exposons chaque jour sans considération.

Dans ce contexte, de plus en plus d'exigences des organismes de réglementation, comme l'OSHA, sont établies et appliquées à chaque facette de la vie quotidienne afin de réduire les nuisances sonores. Ainsi, les voitures ont des exigences sonores limitées ; l'exposition humaine au bruit sur le lieu de travail est réglementée par le gouvernement fédéral ; les nouveaux bâtiments ont des exigences de code sur la quantité de bruit transmis à travers ses murs.

Pour arriver à contrôler et réduire les niveaux de bruit, deux méthodes générales sont utilisées : le contrôle actif et le contrôle passif du bruit.

- Le contrôle actif du bruit (ANC) est spécifique dans son application consistant à contrôler des sources de bruit basse fréquence. Il nécessite un matériel électronique et des logiciels de pointe et de haute précision. Néanmoins, il reste l'une des formes les plus chères de contrôle en temps et en matériel et ingénierie.
- Le contrôle passif est la forme de suppression du bruit la plus rentable et la plus utilisée. Il est obtenu en utilisant des barrières, des enceintes ou un certain type de matériel. Les barrières sont de grands panneaux qui interrompent la « ligne de visée » directe de la source de bruit. Techniquement, la barrière agit comme une surface réfléchissante pour le bruit et le rend à la source.

Un matériau absorbant est utilisé dans ce contexte pour décrire la capacité du matériau à atténuer ou "absorber" l'onde de pression incidente du son, réduisant ainsi les amplitudes de la transmission et les ondes de pression réfléchies. Le niveau de pression acoustique résultant de l'autre côté du matériau absorbant sera donc réduit. Le matériau absorbant est quelque chose d'aussi simple qu'un panneau en métal ou en plastique, ou aussi élaboré qu'une cloison multicouche composée de mousse acoustique d'ingénierie, différentes épaisseurs de couches de panneaux, ainsi que différents matériaux de panneaux.

La réflexion sonore se produit lorsque l'onde acoustique est réfléchi vers la source par le matériau. Un matériau avec une impédance significativement plus élevée que le milieu environnant, dans lequel l'onde acoustique se déplace, provoquera une réflexion. Par conséquent, aucun bruit ne traversera l'enceinte. Pour qu'un matériau ait des propriétés de

réflexion du son qui fourniront une atténuation efficace du bruit dans la plupart des paramètres, le matériau doit être très dense et très épais. Il en résulte une enceinte massive et lourde. C'est le but de cette enquête de développer une meilleure conception d'une enceinte fonctionnelle et pratique. L'enceinte étant destinée à être petite et légère, les effets directs de la réflexion ne seront donc pas discutés.

Le boîtier léger et bien ajusté aura une certaine atténuation du son rayonné en raison de la masse de la structure. Son efficacité dépendra également de la source du panneau, la distance, la rigidité du matériau du boîtier, les vibrations du panneau du boîtier et l'épaisseur du panneau. L'enceinte conçue aura des propriétés de matériau et une épaisseur de panneau spécifiques en fonction du spectre de bruit du niveau de pression acoustique.

Ce présent travail portera sur l'étude de l'efficacité d'une enceinte utilisée pour réduire la pression acoustique développée par un générateur commercial. Il se concentrera sur la sélection de matériau primaire utilisé dans la construction et la géométrie de l'enceinte. Les pièces jointes sont, idéalement, des environnements scellés. Intuitivement, toute ouverture ou espace dans l'enceinte permet au son de passer sans interruption et nuit à la fonction de l'enceinte. C'est généralement physiquement impossible d'avoir une conception complètement étanche. Il faut tenir compte du refroidissement, de la tuyauterie et le câblage de sortie. Des méthodes telles que les silencieux et l'éloignement de la ligne de visée entre la source et le récepteur peuvent être utilisées pour minimiser les effets de ces ouvertures requises d'une enceinte.

2. REVUE DE LA LITTÉRATURE

Notre objectif principal est de familiariser le lecteur avec les notions classiques et celles moins courantes de contrôle acoustique passif par perte d'insertion d'un panneau. Cette étude commence par des travaux sur la perte de transmission et se poursuit avec des développements plus récents sur la perte d'insertion. Les premiers développements de modèles de perte de transmission sont exposés, puis une discussion sur la théorie des ondes de pression incidentes, réfléchies et transmises est proposée. Une réflexion sur les différences entre la perte de transmission et la perte d'insertion est également présentée. Ensuite, il y a une description des principes de la perte d'insertion avec les enceintes. La théorie de la perte d'insertion est examinée à partir de l'application des manuels jusqu'à une étude plus spécifique des enceintes à ajustement serré. Ceci inclut les effets des vibrations de l'enceinte sur la performance de l'enceinte. Pour augmenter la perte d'insertion d'une enceinte, les effets des matériaux acoustiques et des panneaux perforés et leur relation avec la perte d'insertion sont également traités.

3. MOTIVATION

La motivation de cette enquête est d'étudier et simuler une enceinte acoustique pour un générateur portable utilisant des techniques de contrôle passif du bruit. Avec la population toujours croissante l'intérêt pour les activités de plein air et notre demande de confort lors de pannes de courant, l'utilisation de générateurs portables est en augmentation.

Même si ces commodités sont bénéfiques pour notre plaisir de la vie, ils sont extrêmement bruyants. Cette enquête définira avec précision les méthodes de conception destinées à optimiser les performances d'une enceinte passive pour un générateur. L'accent sera mis sur la prévision de la perte d'insertion de l'enceinte, du refroidissement et de la chaleur besoins de transfert, choix des coûts et des matériaux. La conception d'une enceinte efficace pouvant s'appliquer à toutes les tailles de générateurs portables est une application pratique qui a également une demande commerciale. L'intention de cette enquête est de développer un code informatique qui suggérera les propriétés des matériaux et l'épaisseur des panneaux d'une enceinte compte tenu de toutes les dimensions requises du boîtier et des contraintes de conception telles que le poids, le coût et la perte d'insertion souhaitée. L'enceinte est conçue pour être facilement fabriquée à partir de matériaux disponibles.

Ce type de projet nécessite une maîtrise de plusieurs disciplines telles que l'acoustique, le transfert de chaleur, le contrôle actif, la théorie d'optimisation et la science des matériaux.

4. ORGANISATION DE MÉMOIRE :

- **Chapitre 1 :** Ce premier chapitre présente le sujet de ce mémoire et son objectif en exposant les raisons qui ont motivé son élaboration.
- **Le chapitre 2 :** Le second chapitre est consacré à la revue essentielle de l'analyse de la littérature portant principalement sur la théorie des ondes frappant les frontières et les composantes des ondes de pression incidentes, réfléchies et transmises. En premier lieu, on présente la théorie de base d'une onde de pression incidente sur une plaque et les effets que la plaque a sur l'onde transmise. La théorie de la perte de transmission est discutée par la suite conduisant à une discussion plus pratique et affinée sur la perte d'insertion. Les effets du changement de matériel ainsi que la géométrie de l'enceinte et la manière dont ils affectent la perte d'insertion sont également exposés.
- **Le chapitre 3 :** Ce chapitre propose un développement de modèle de perte d'insertion utilisé pour une conception ultérieurement dans l'étude. Les caractéristiques du modèle sont expliquées, tels que les effets de la variation des propriétés des matériaux et la modification de la distance entre la source et le panneau de la source de bruit et enfin une optimisation de son interface graphique.
- **Le chapitre 4 :** Le quatrième chapitre est réservé à l'analyse des résultats des mesures selon des logiciels et des calculs acoustiques et à la validation de ces résultats. Les performances de simulations dans un cas réel chantier MTL2 et les observations faites au cours de ce projet sont également étalés.
- **Le chapitre 5 :** À l'aide des connaissances rassemblées au cours de ce travail, le cinquième et dernier chapitre récapitule les observations les plus pertinentes en conclusion à ce mémoire et propose en perspective quelques travaux futurs.

5. LEXIQUE ACOUSTIQUE

Ci-dessous sont définis les indicateurs acoustiques qui sont utilisés dans ce rapport.

- **Le contrôle actif du bruit (ANC) :** (en anglais, active noise control ou ANC) est une technique de réduction du bruit par l'utilisation de sources sonores auxiliaires.
- **Bruit ambiant :** bruit total existant dans une situation donnée pendant un intervalle de temps donné. Il est composé de l'ensemble des bruits émis par toutes les sources proches ou éloignées.
- **Niveau de pression acoustique continu équivalent pondéré A, L_{Aeq} :** valeur du niveau de pression acoustique pondéré A d'un son stable qui, au cours d'une période spécifique, a la même pression quadratique moyenne qu'un son considéré dont le niveau varie en fonction du temps.
- **Une onde de pression :** appelé aussi une onde de choc est un type d'onde, mécanique ou d'une autre nature, associé à l'idée d'une transition brutale.
- **La fréquence critique :** fréquence la plus basse à la laquelle se produit le phénomène de coïncidence. La fréquence critique dépend de la vitesse de propagation du son dans l'air, ainsi que, s'agissant du matériau considéré, de son module d'Young, de sa masse surfacique, et de son facteur de pertes.
- **La densité du matériau :** aussi appelée la masse volumique d'une substance, ou aussi densité volumique de masse, est une grandeur physique qui caractérise la masse de cette substance par unité de volume.
- **Chambre anéchoïque :** ou « chambre sourde ») est une salle d'expérimentation dont les parois absorbent les ondes sonores ou électromagnétiques, en reproduisant des conditions de champ libre et ne provoquant donc pas d'écho pouvant perturber les mesures.
- **L'indice d'affaiblissement :** l'indice d'affaiblissement d'une structure permet de caractériser son affaiblissement acoustique, noté R. Cet indice caractérise l'aptitude d'un matériau ou d'une paroi à atténuer la transmission directe du bruit. Il donne la performance de la paroi séparative testée entre deux locaux.
- **La rigidité effective :** capacité d'un corps solide à s'opposer à des déformations lorsqu'il est soumis à des sollicitations mécaniques. Elle dépend principalement de la géométrie de la pièce et des modules d'élasticité du matériau.
- **Le coefficient d'amortissement :** l'amortissement d'un système du deuxième ordre caractérisé par la fonction de transfert, le coefficient d'amortissement permet d'estimer la diminution des oscillations transitoires du système.

- **Pondération** : est la pondération standard des fréquences audibles ; elle a été conçue pour se rapprocher de la réaction de l'oreille humaine au bruit.
- **Une baie** : (en anglais rack) est une armoire très souvent métallique parfois à tiroirs mais généralement à glissières (ou rails) destinée à recevoir les boîtiers d'appareils, généralement électroniques, réseau ou informatiques de taille normalisée.
- **Chambre d'expansion** : dans une chambre d'expansion, l'atténuation des ondes acoustiques est principalement due aux changements de section qui favorisent les réflexions d'ondes en entrée et sortie de chambre.
- **L'atténuation acoustique** : l'atténuation acoustique est synonyme d'affaiblissement acoustique, c'est une diminution d'énergie due aux aléas (frottements, anisotropie...) de l'onde dans le milieu où elle se déplace, en transformant ainsi certaines parties en d'autres formes d'énergie.

Chapitre 2 : Perte de transmission de son et amplitudes des ondes transmises et réfléchies

« La meilleure façon de préserver le futur est de l'inventer »
Alan Kay

1. Introduction

L'industrie a toujours été un domaine en constante évolution, depuis que l'homme s'est établi en sociétés, jusqu'au monde moderne actuel. Particulièrement au cours du siècle dernier, la société industrielle a atteint un tel niveau de modernité qu'elle est maintenant étudiée et contrôlée dans ses moindres détails. Comme conséquence de la croissance technologique, l'homme moderne évolue de nos jours dans un environnement chargé et bruyant. De nombreux moyens sont donc mis en place pour isoler une source de bruit ou diminuer sa portée acoustique, afin de respecter le confort et la santé des personnes qui évoluent dans son environnement.

Ce chapitre présente la modélisation mathématique bidimensionnelle du silencieux absorbant, inséré dans une conduite et traversé par un écoulement d'air turbulent. Dans un premier les pressions incidentes, réfléchies et transmises sera mise en place. Également, la perte de transmission sera analysée en appliquant des lois fondamentales dans deux types de panneaux : le premier à discuter sera « ondes de pression incidentes sur un seul panneau » et le deuxième sera « ondes de pression incidentes sur un double panneau ».

Ensuite on traite dans ce chapitre la formulation mathématique de la perte d'insertion. Puis on définit le phénomène de l'atténuation acoustique et enfin on discute l'importance de l'absorption des matériaux acoustiques.

a. Étude des théories de la transmission du son

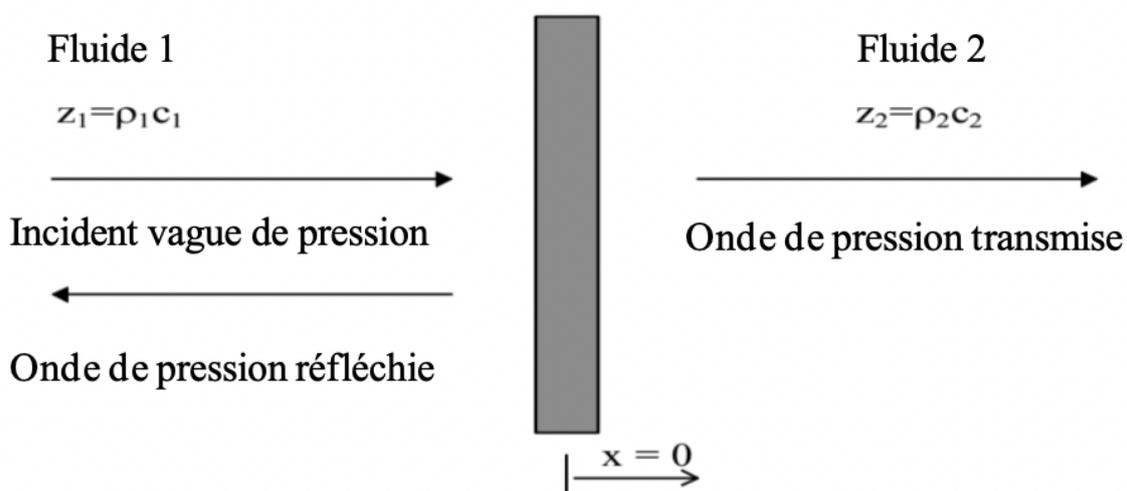


Figure 1 Ondes de pression incidentes sur un panneau

Une grande partie de l'intérêt porté sur l'étude de la perte de transmission par les panneaux a débuté au début de l'année 1900. Dans ce cadre, Buckingham (1924) a publié une théorie élémentaire

de l'affaiblissement de transmission, dans laquelle il définissait l'affaiblissement de transmission comme le \log_{10} du rapport entre les ondes de pression transmises et les ondes de pression incidentes sur une même distance. La figure 1 est une représentation de l'incident et pression transmise sur une surface. Cette représentation ne concerne que l'incidence normale même si la source de bruit peut produire une incidence aléatoire sur une surface. L'équation des ondes de pression sur une surface est complexe et varie en fonction de la fréquence et de la position. Il est encore compliqué par les effets des multiples degrés d'incidence sur la surface.

Comme les calculs ont été faits à la main, les premiers modèles développés sont assez simplistes et n'intègrent pas les conditions aux limites, ni les effets de l'incidence aléatoire du bruit sur une surface ou sa directivité (Crocker, 1994)

b. Prévision de la perte de transmission

La propagation du son commence par la vibration d'un fluide. La vibration du fluide produit des ondes de pression. Quand une onde de pression qui se propage est interrompue par une barrière infinie, la vague de pression incidente est dispersée en deux nouvelles vagues. La barrière infinie est utilisée parce qu'elle élimine la nécessité de prendre en compte la diffraction du son sur les bords de la barrière.

Certaines parties de la vague est réfléchiée vers la source et une partie de la vague est autorisée à passer à travers la barrière. La partie de l'onde qui est réfléchiée est appelée la pression réfléchiée de la vague et la partie de la vague qui est autorisée à passer à travers la barrière est appelée transmission de l'onde de pression.

Ces trois termes de pression de base sont utilisés pour discuter des effets des barrières et des enclos. L'affaiblissement de transmission est généralement utilisé pour décrire le degré d'atténuation du son, en dB, qu'une partition donne à l'onde acoustique transmise. De nombreux manuels tels que Fahy (1989), Beranek et al. (1992) et Kinsler et al. (1982) fournissent des modèles mathématiques apparemment simples pour perte de transmission approximative. Ces modèles sont pour les cas idéaux de dimensions de panneau infinies et n'ont pas inclut les conditions aux limites.

Pour expliquer le panneau infini, les théories des manuels sur la perte de transmission, il commence par expressions mathématiques pour décrire les pressions incidentes, réfléchiées et transmises. C'est important de discerner le côté incident et le côté transmis d'une barrière. Les expressions sont :

- $p_i = P_i j(\omega t - k_1 x)$ Avec $x=0$ (1a)
- $p_r = P_r j(\omega t - k_1 x)$ Avec $x=0$ (1b)
- $p_t = P_t j(\omega t - k_1 x)$ Avec $x=0$ (1c)

respectivement, où kx est le nombre d'onde acoustique et Px est l'amplitude de l'onde. Le nombre d'onde acoustique est défini comme $\frac{\omega}{c}$, l'incident et l'onde transmise ont la même fréquence mais nombres d'ondes acoustiques différents si les deux médiums ont un

$r_0 c$ différent, ou acoustique valeurs d'impédance. A partir de l'éq.1, deux expressions pour la conservation de la pression et la conservation de la vitesse des particules peuvent être développées en utilisant la conservation des forces. Ceux-ci sont respectivement :

$$\bullet \quad p_i + p_r = p_t \quad (2a)$$

$$\bullet \quad u_i + u_r = u_t \quad (2b)$$

où u est la vitesse normale de l'onde de pression et elle est défini comme $\frac{\pm p}{z}$, en fonction de la direction de propagation de l'onde, et où z est l'impédance du fluide. Par conséquent, la continuité de l'équation de vitesse normale peut être réécrite comme :

$$\frac{p_i - p_r}{\rho_1 c_1} = \frac{p_t}{\rho_2 c_2} \quad (3)$$

Le coefficient de perte de transmission est défini comme le rapport de la pression incidente à la pression transmise. Ce rapport, défini comme le coefficient d'affaiblissement de transmission, τ , est :

$$\tau = \frac{|P_i|^2}{|P_t|^2} \quad (4)$$

La perte de transmission du panneau est alors :

$$TL = 20 * \text{Log}_{10} \left(\frac{1}{\tau} \right) \quad (5)$$

C'est l'expression qui définit la perte de transmission en termes d'impédance du fluide médiums. En utilisant la loi de Newton, $\sum F = \sum m * a$, les pressions sur le panneau, la masse et l'accélération du panneau, la perte de transmission peut être exprimée en termes de surface du panneau densité et fréquence. En notation complexe, l'accélération du panneau est :

$$v = j\omega \frac{P_x}{\rho c} \quad (6)$$

où ω est la fréquence [radians/ sec] et ρc est l'impédance acoustique [$\text{Kg} / \text{m}^2 \text{ s}$].

Puis appliquer la loi de Newton

$$(p_i + p_r - p_t)S = \rho_{panel} h S v \quad (7)$$

où S est la surface du panneau et h est l'épaisseur du panneau. En supposant que deux fluides sont les mêmes, le fluide est un milieu matériel parfaitement déformable et on regroupe sous cette appellation les liquides, les gaz et les plasmas et dans notre cas ça peut être l'air.

Et en utilisant la continuité de l'équation de vitesse normale l'onde de pression les amplitudes deviennent :

$$P_r = P_i - P_t \quad (8)$$

L'utilisation d'équations 7 et 8 résolvent le rapport de la pression incidente à la pression transmise, la pression inverse du coefficient de perte de transmission devient :

$$\frac{P_i}{P_t} = \left(\frac{m \cdot j\omega}{2 \cdot z} \right) + 1 \quad (9)$$

où m est la densité de surface du panneau. Équarrer la magnitude de chaque côté pour éliminer la partie complexe de l'équation, ce rapport devient :

$$\left(\frac{1}{\tau} \right)^2 = \left(\frac{m\omega}{2z} \right)^2 + 1 \quad (10)$$

La perte de transmission en termes de masse du panneau et de la fréquence est :

$$TL = 10 \cdot \text{Log}_{10} \left(\left(\frac{m\omega}{2z} \right)^2 \right) \quad (11)$$

L'ajout de l'unité dans l'équation 11 est relativement faible pour $\left(\frac{m\omega}{2z} \right)^2$, et peut être ignoré dans le terme log de l'équation de l'affaiblissement de transmission. Afin de déterminer la perte de transmission en utilisant cette méthode contrôlée par la masse, la densité de surface, m , et le module de masse ou la rigidité effective le matériau B du panneau est nécessaire.

$$\bullet \quad m = \rho_{panel} \cdot h \quad (12)$$

$$\bullet \quad B = \frac{E_{panel} \cdot t^3}{12(1 - \nu_{panel}^2)} \quad (13)$$

La perte de transmission en utilisant la méthode du « panneau unique » (Beranek et al, 1992) est prédite en utilisant les équations suivantes :

$$\bullet \quad TL = 20 \cdot \text{Log}_{10} \left(\left(\frac{2\pi \left(\frac{f_c}{2} \right) f_c m}{2\rho c} \right)^2 \right) - 5 \quad (14)$$

$$\bullet \quad TL = 10 \cdot \text{Log}_{10} \left[\left(\frac{2\pi f_c m}{2\rho c} \right)^2 \right] + 10 \cdot \text{Log}_{10} \left(\frac{2\eta}{\pi} \right) \quad (15)$$

La figure 2 est un tracé de la perte de transmission prévue d'un panneau unique en fonction de la fréquence. L'aire de la courbe sous la moitié, la fréquence critique est appelée région à masse contrôlée. En effet, la quantité de transmission la perte que le panneau fournira en dessous de cette fréquence est contrôlée par la masse du matériau. La zone de la courbe entre la demi-fréquence critique et la fréquence critique est appelée critique de la fréquence. La perte de transmission est diminuée dans cette région en raison d'une résonance de panneau. La zone au-dessus de la fréquence critique est appelée la région contrôlée d'amortissement. En effet, le

montant de perte de transmission que le panneau fournira dépend principalement de l'amortissement interne du matériau du panneau.

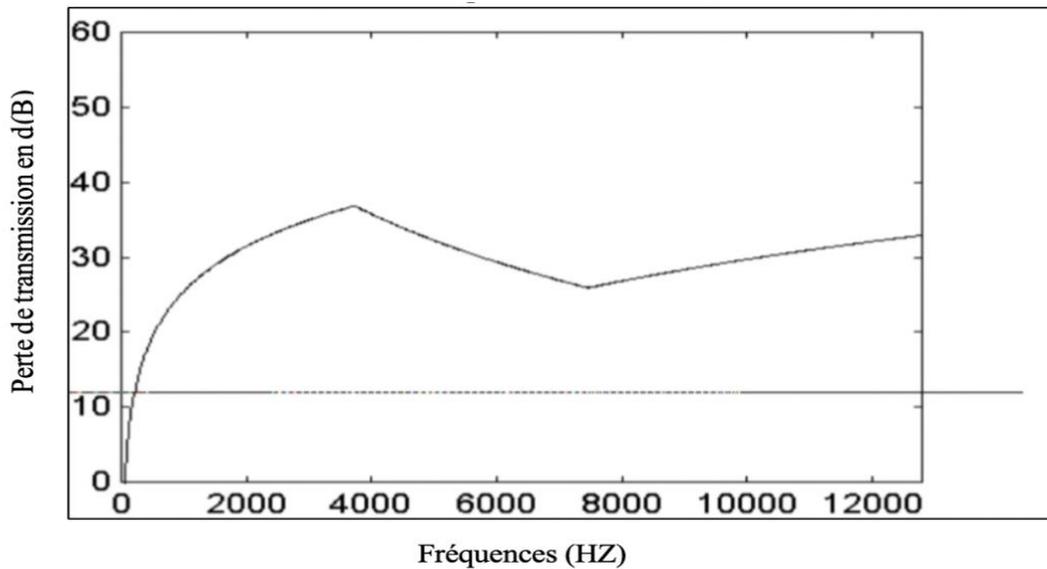


Figure 2 Perte de transmission prévue d'une seule partition

Pour augmenter la perte de transmission, un système à double paroi peut être mis en œuvre. Ce type de la configuration a deux panneaux séparés par un espace. L'espace est généralement rempli d'un absorbant acoustique matériau pour améliorer encore la perte de transmission. Les équations pour prédire la perte de transmission d'un système à double panneaux sont développées de la même manière que le panneau soit simple, sauf que maintenant x est contraint à la distance fixe, d , séparant les deux murs. Kinsler et Fray (Kinsler et al., 1982) montrent un développement minutieux de ces équations.

Pour simplifier ces équations, la théorie du livre de texte stipule indique que la perte de transmission d'un système à double panneau où l'impédance acoustique entourant les deux panneaux est la même, est simplement la transmission d'un panneau plus la perte de transmission du second panneau, qui est :

$$TL = 10 * \text{Log}_{10} \left[\left(\frac{m_1 \omega}{2z_1} \right)^2 \right] + 10 * \text{Log}_{10} \left[\left(\frac{m_2 \omega}{2z_2} \right)^2 \right] \quad (16)$$

Cependant, une double partition n'augmente pas toujours la perte de transmission du son à chaque fréquence. La double partition peut être moins efficace que chacune des partitions simples individuellement aux basses fréquences. Aux basses fréquences, la double partition se comporte comme si système de résonateur à degré de liberté (R.Y. Vinokur, 1996). Londres a prédit la résonance fréquence du système à deux panneaux avec l'équation 17 :

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\rho c^2 M_1 M_2}{(M_1 + M_2)g}} \quad (17)$$

où g est l'épaisseur de l'entrefer et M_1 et M_2 sont les densités de surface des couches (Londres,

1950). La cloison à double couche devient un système masse-ressort masse-efficace et le résultat est extrêmement préjudiciable aux basses fréquences (Vinokur, 1996). Cet effet a été particulièrement répandue pour les petites distances entre les panneaux, comme celles que l'on trouve dans les boîtiers bien ajustés. Les théories des manuels affirment également que la perte de transmission peut être déterminée en ajoutant les pertes de transmission de chacun des panneaux individuels ainsi que la perte de transmission du matériau dans l'espace entre les panneaux (Beranek, 1992, Kinsler et al., 1982, Fahy, 1985). Celles-ci les discussions sur les enceintes à double paroi ne supposent pas non plus de couplage mécanique entre les deux panneaux. Il s'agit d'un cas idéal et ne peut pas être pleinement réalisé dans la fabrication d'une enceinte. Les résultats de la figure 4 montrent la perte de transmission prévue d'un boîtier à double panneau fabriqué à partir d'aluminium avec de l'air comme fluide entre les panneaux.

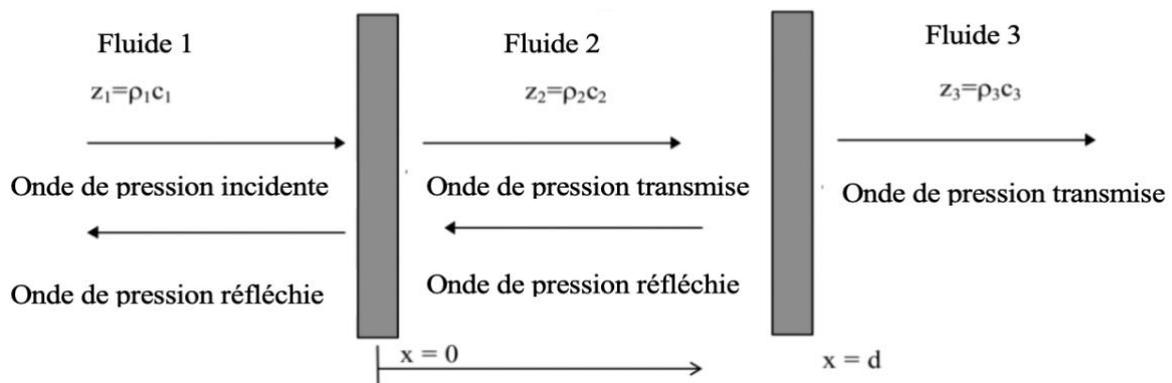


Figure 3 Ondes de pression incidentes sur un double panneau

La perte de transmission des doubles partitions varie de 6 dB de plus pour un couplage serré murs et à 20 dB de plus pour les cloisons à couplage lâche par rapport aux cloisons à simple paroi (Rettinger, 1973). Les cloisons étroitement couplées sont des doubles parois séparées de quelques pouces, tandis que les cloisons faiblement couplées sont séparées par plusieurs pieds.

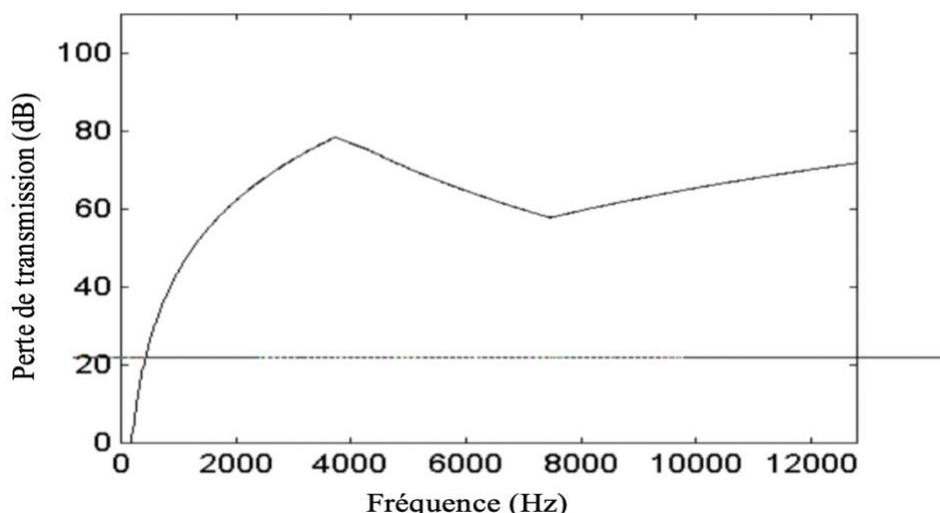


Figure 4 Perte de transmission prévue d'un panneau double

Avec des conditions idéales de murs complètement « découplés », la perte de transmission suggéré par Beranek ne s'applique que pour les fréquences supérieures à 1000 Hz (Rettinger,

1973). Une fois que les valeurs prédites de perte de transmission ont été calculées, il suffit de soustraire la perte de transmission dB de la source de bruit dB pour calculer le son source niveau de pression lors de la mise en place du panneau double. Si ce calcul était appliqué à une enceinte en utilisant les niveaux suggérés de perte de transmission prévus dans la figure 4, il serait révélateur d'une enceinte qui pourrait pratiquement faire taire toute source de bruit. Cependant, la théorie de la transmission de perte qui est discutée dans la plupart des livres a été développée pour les grands panneaux semi-infinis qui doivent séparer de grands volumes de pièce et avoir des conditions aux limites idéales. L'effet en champ proche de la source de bruit sur le panneau de l'enceinte force le panneau à vibrer. La surface du panneau se comporte comme un mur non rigide qui est soumis à de nombreux modes de vibration. Il est difficile de mesurer l'incident et transmettre les ondes de pression sans l'utilisation d'appareils de mesure sensibles. C'est plus bénéfique et pratique pour visualiser l'enceinte ou la barrière du point de vue de la perte d'insertion.

2. Un examen de la perte d'insertion

La perte d'insertion est la réduction, en dB, du niveau de pression acoustique ou de puissance acoustique d'une source de bruit. Elle est plus efficace et mesurable que la perte de transmission d'un boîtier. Un tableau de positions de microphone est utilisé autour d'une machine/équipement afin de mesurer la perte d'insertion. L'expérience de mesure serait détaillée dans le chapitre 4. Les mesures du niveau de pression acoustique sont effectuées lorsque l'équipement fonctionne. L'enceinte est ensuite appliquée et les mêmes mesures de niveau de pression acoustique sont prises à nouveau. Là il n'est pas nécessaire d'obtenir des mesures des pressions incidentes et transmises. Tant que les mesures sont effectuées aux mêmes endroits et le bruit de fond est pris en compte, les mesures de perte d'insertion sont assez simples. L'utilisation d'un boîtier est souvent limitée par l'espace entourant l'équipement. L'enceinte est considérée comme « ajustée » lorsque la source de bruit par rapport à la dimension du panneau est généralement inférieure de 1 mètre. Le champ acoustique à l'intérieur de l'enceinte bien ajustée ne se comporte pas comme dans une grande pièce. Il y a couplage considérable entre la source de bruit et l'enceinte (Oldham et al., 1991). Relativement peu de sources ont présenté des équations qui traitent spécifiquement de l'ajustement des enceintes. Cela est dû à la difficulté de modéliser avec précision la dynamique des enceintes et le couplage entre la source de bruit et l'enceinte. Plusieurs études empiriques ont été réalisées pour prédire les effets d'une enceinte. Jackson a plusieurs articles traitant de la performance des hottes acoustiques (Jackson, 1962 et Jackson, 1966). Ses études ont été menées à l'aide de deux panels. L'un a été utilisé comme vibration source de bruit tandis que la deuxième plaque représentait l'enceinte. Le modèle de Jackson a dérivé une expression de la perte d'insertion en fonction du niveau de vibration du panneau source de bruit. La perte d'insertion n'est pas une fonction basée uniquement sur la vibration du panneau selon l'affirmation d'Oldham (Oldham, 1991). Comme pour la perte de transmission, de nombreux manuels présentent des modèles théoriques pour prédire la perte d'insertion au sens architectural. C'est-à-dire que les théories sont basées sur l'acoustique des salles et des grandes zones fermées. Les modèles sont infinis et théoriques ainsi que les conditions aux limites sont toujours ignorées. Fahy et Beranek discutent tous les deux

la perte d'insertion avec un modèle de zone infinie unidimensionnelle (Fahy, 1985, Beranek, 1992).

3. Modèle de perte d'insertion ajusté

La perte d'insertion est similaire à la perte de transmission en ce qui concerne l'épaisseur, la densité et rigidité. Plus les panneaux de l'enceinte sont denses et épais, plus il y a de perte de transmission dans la région contrôlée en masse. Pour les basses fréquences, une plus grande rigidité conduit à plus il y aura une perte d'insertion dans la région à rigidité contrôlée. Comme discuté précédemment, les modèles utilisés dans l'acoustique de la pièce ne sera pas précis pour prédire les performances d'une enceinte en raison de le fait que la source de bruit occupe la majeure partie du volume de l'enceinte (Bryne et al., 1988). Cela conduit à l'un des deux sujets les plus importants lors de la prévision de la perte d'insertion d'une enceinte bien ajustée. Ce sont les effets provoqués par les modes excités de l'enceinte. L'autre sujet important est lié à l'interférence dépendante de la fréquence entre les ondes incidentes et réfléchies au niveau de frontière.

Plusieurs articles traitent de la réponse du panneau élastique lors de la prévision de la perte d'insertion. Junger a trouvé difficile de prédire avec précision la réponse modale excitée d'une enceinte (Junger, 1970). Tweed et Tree avaient également des modèles pour prédire les performances des boîtiers ajustés, mais ont également échoué (voir la revue dans Bryne, 1988).

Le modèle de Jackson, qui n'est qu'une fonction de la vibration du panneau, a montré une réduction du spectre de bruit prévu. Cependant, le modèle a souffert de grandes valeurs de perte d'insertion négatives dans les modes de panneau de boîtier (Jackson, 1966). Son travail a montré une réduction de la perte d'insertion à des fréquences où la moitié de la longueur d'onde occupait l'enceinte (Oldham, 1991). Crocker aborde également cette difficulté à prédire la perte d'insertion. Crocker décrit qu'à basses fréquences les modes du panneau s'annulent efficacement sauf aux coins de l'enceinte et sont appelés coins modes. À mesure que la fréquence augmente, les modes s'annulent toujours, sauf le long des bords, il les appelle les modes de bord. Comme la fréquence augmente toujours au-dessus de la fréquence critique du panneau, les modes de surface ne sont pas annulés sur le panneau et la surface devient un radiateur de son efficace à ces modes. Le boîtier devient inutile à ces fréquences car le panneau du boîtier transmet le bruit et dans certains cas augmente le niveau de pression acoustique à ces fréquences provoquant une perte d'insertion négative (Crocker, 1994). Roberts (1990) a proposé que la fréquence critique du panneau puisse être déterminée en utilisant la relation suivante :

$$f_c = \frac{Kc^2}{h} \sqrt{\frac{\rho_m}{E}} \quad (18)$$

où la constante $K = 0,555$, h est l'épaisseur du panneau, c est la vitesse du son dans l'air. ρ_m est la densité du matériau et E est le module d'Young (toutes les variables sont en unités métriques). L'un des modèles les plus récents pour la prédiction de la perte d'insertion d'un boîtier ajusté est présenté par Oldham (1991). Il inclut également les effets des modes de panneau dans son

modèle. Il présente deux types de modèles, un pour une condition aux limites simplement supportée et un pour une condition limite serrée. Il déclare qu'il n'y a jamais de condition vraiment tendue ni conditions aux limites vraiment simplement pris en charge. L'hypothèse initiale d'Oldham dans ses efforts de modélisation est que l'enceinte est soumise à un champ uniforme à l'intérieur de l'enceinte. Cela signifie que la source de bruit qui pilote le panneau se comporte comme un piston à un seul degré de liberté et que la pression sera uniforme sur tout le panneau (Oldham, 1991). Oldham a étudié la composition des modes de panneau qui affectaient la perte d'insertion de l'enceinte. Il a supposé que le seul mode qui pouvait émettre du bruit était la forme du mode 1 : 1. Les modes d'ordre supérieur présentent ce qu'il a appelé un effet de « sloshing ». Cela signifie que les modes d'ordre supérieur s'annulent effectivement les uns les autres et n'émettent pas de bruit. Les effets du mode 1 : 1 sur la perte d'insertion sont un creux prononcé à la fréquence qui est égale aux panneaux de la résonance fondamentale de fréquence. Il y a plus de creux dans la perte d'insertion au-dessus de la résonance fondamentale de fréquence, mais ces thèses sont causées par des fréquences de résonance de la cavité. Les résonances des cavités se produisent là où la vitesse des particules, la célérité d'une particule oscillant autour de sa position d'équilibre, à l'intérieur de l'enceinte excite le panneau de telle manière que lorsque la vitesse de panneau est en phase avec la vitesse des particules de bruit et a approximativement les mêmes amplitudes. Cette condition oblige le panneau de l'enceinte à devenir un radiateur efficace de la source de bruit, et il n'y a presque pas d'atténuation du niveau de pression acoustique du bruit, c'est qui provoque un zéro drastique dans la perte d'insertion prévue à ces fréquences. Le modèle d'Oldham se révélera très utile pour prédire la perte d'insertion d'une enceinte, mais ce n'est toujours pas tout à fait exact. Les ingénieurs et concepteurs d'enceintes acoustiques s'appuient fortement sur l'utilisation de données de test réelles, car le boîtier et la source sont fortement couplés par le fluide du milieu, la cavité présente des ondes de pression complexes qui sont difficiles à modéliser et les dimensions de l'enceinte sont suffisamment petites pour que le bruit des champs de la cavité ne correspond pas aux modèles statistiques (Fahy, 1985). Il est également plus avantageux de chercher la pression acoustique globale ou le niveau de puissance comme indice de performance d'une enceinte (Oldham, 1991). Il sera montré plus loin que cet indice de performance rend le modèle d'Oldham plus utile dans sa prédiction du niveau de pression acoustique que tous les autres examinés dans cette étude.

4. Modèle de transfert de chaleur

Jusqu'à présent, dans ce projet, rien n'a été discuté sur les exigences de transfert de chaleur et les considérations relatives à l'échappement et à l'admission. Par conséquent, en plus d'un modèle précis de perte d'insertion, ce problème de conception nécessite un modèle de transfert de chaleur. Puisque le but principal de cette étude est principalement la perte d'insertion d'une enceinte à ajustement serré, le modèle de transfert de chaleur sera une approche typique de manuel avec des hypothèses standard d'efficacité des moteurs à combustion interne et des générateurs de courant alternatif. La figure ci-dessous qui présente les parties du générateur clarifie les notions utilisées après.

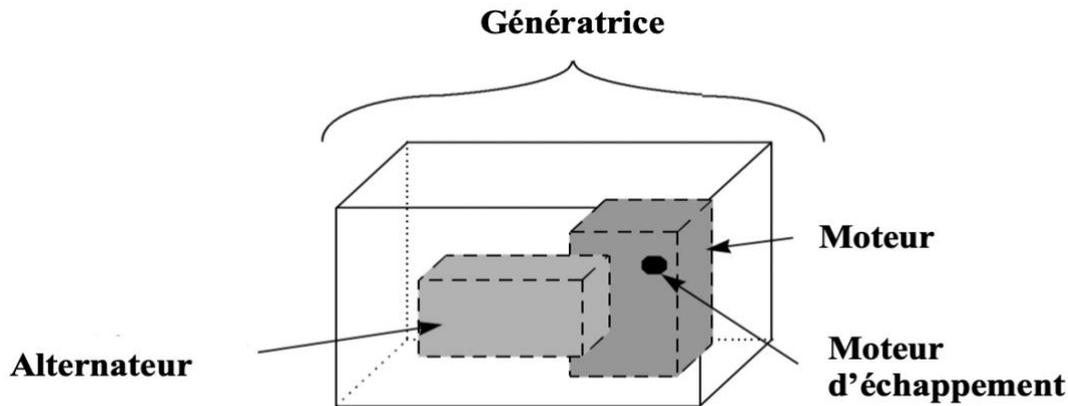


Figure 5 Mesure du niveau de pression acoustique global du générateur

À l'état stationnaire, le flux de chaleur par unité de surface, la densité de flux thermique q , est constante sur toute la section et se calcule comme :

$$q = \frac{d\phi}{dA} = -\lambda \cdot \frac{dT}{dx} = -\lambda \cdot \frac{d\theta}{dx} \quad \text{S'exprime en } \text{w} \cdot \text{m}^{-2}$$

- A : Section en m^{-2}
- $\frac{dT}{dx} = \frac{d\theta}{dx}$: Gradient de température $\text{k} \cdot \text{m}^{-1}$
- θ : Température en $^{\circ}\text{C}$
- T : Température en K
- ϕ : Flux de chaleur (puissance) en $\text{j} \cdot \text{s}^{-1} = \text{W}$
- λ : Conductivité thermique en $\text{W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$

Pour les matériaux employés dans le domaine de la construction, la conductivité thermique est corrélée avec la masse volumique comme montre la figure 6 :

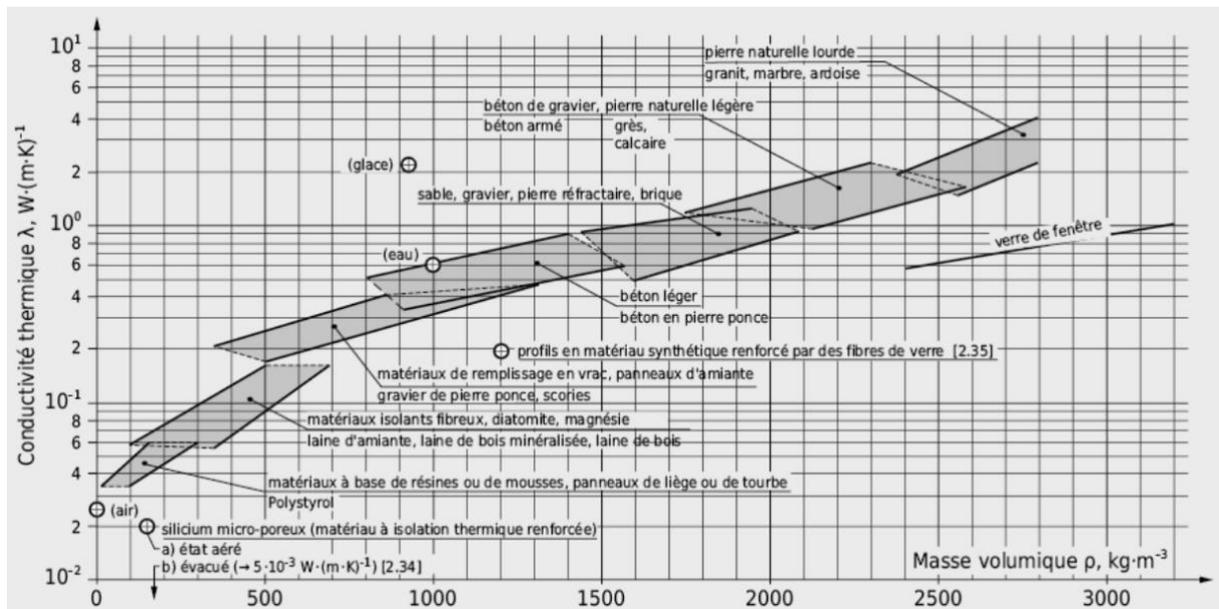


Figure 6 Conductivité thermique λ en fonction de la masse volumique (physique du bâtiment)

Les considérations initiales sur la conception du transfert de chaleur ont commencé avec les températures de fonctionnement du moteur, échappement et générateur dans un environnement en champ libre. Un thermocouple à résistance a été utilisé pour mesurer la température de la

culasse en fonctionnement, et un thermocouple de type K a été utilisé pour mesurer la température de fonctionnement de la culasse du moteur.

5. L'atténuation acoustique

Dans le cas d'un modèle de transfert de chaleur, l'atténuation acoustique doit être discuté. L'atténuation acoustique c'est la perte d'énergie acoustique relative à la présence de l'objet. Elle se calcule comme la différence entre le bruit mesuré dans une conduite vide et celui mesuré au même endroit après l'insertion d'un silencieux. Les mesures doivent être effectuées sans perturber l'expérience par la présence de microphones ou autres appareils de mesure. Pour s'affranchir de ces contraintes, ce type de mesure acoustique est généralement réalisé en présence d'une terminaison ou chambre anéchoïque. Celle-ci, placée à la sortie du dispositif, a pour but d'éviter les réflexions d'ondes parasites et d'isoler la mesure acoustique des bruits environnants.

6. Matériaux absorbants acoustiques et panneaux perforés

Bien que ce ne soit pas l'objet de cette enquête sur les enceintes acoustiques et la perte d'insertion, il est nécessaire de discuter de l'importance de l'absorption des matériaux acoustiques, car cela peut aider à atténuer les basses fréquences qu'un boîtier à panneaux simples ne peut pas. Ce matériau est généralement un matériau poreux, comme la mousse, qui est utilisé pour isoler une surface de la transmission des ondes sonores. La performance du matériau acoustique est déterminée en connaissant le coefficient d'absorption du matériel.

L'absorption du matériau dépend principalement de l'impédance du matériau. Il y a également une certaine dépendance sur la façon dont le bruit frappe la surface du matériau. Certains matériaux ne sont pas aussi efficaces lorsque l'on essaie d'atténuer le bruit qui frappe la surface à des angles d'incidence obliques. Le coefficient d'absorption dépend de la fréquence. Un matériau peut avoir une absorption élevée dans un largeur de bande de fréquence, produisant ainsi une grande perte d'insertion. En dehors de cette largeur de bande, le coefficient d'absorption pourrait être négligeable (Walker, 1971). En ajoutant un matériau absorbant, le boîtier pourrait être réglé pour atténuer une plage de fréquences plus spécifique.

La détermination du coefficient d'absorption d'un matériau acoustique est probablement plus difficile que déterminer la perte d'insertion d'un panneau. La performance d'un revêtement acoustique est basée sur l'impédance du matériau. Il est difficile de prédire cela sans vraiment tester le matériau. À partir des observations de la recherche, des formules semi-empiriques ont été développées (Bolton et al., 1993). Ces modèles ont un succès limité pour prédire la perte d'insertion réelle que le matériel fournira.

La vibration de la structure affecte également l'absorption du matériau. La quantité de l'atténuation que la mousse fournira est liée à la façon dont la mousse est fixée au panneau de l'enceinte. Bolton discute de ses observations concernant l'introduction d'un espace d'air entre la mousse acoustique et le panneau. Les performances de la mousse sont cinq fois meilleures

lorsque la mousse est séparée du panneau par un espace d'air de 1 mm par rapport à la mousse étant directement attachée au panneau lui-même (Bolton et al., 1993).

L'utilisation de panneaux perforés soutenus par un espace d'air pour atténuer le bruit à basse fréquence a également fait l'objet d'une enquête. Le panneau perforé et l'espace d'air deviennent un silencieux de type résonateur système. Les panneaux perforés ont des trous de petit diamètre qui sont très éloignés les uns des autres par diamètres des trous. Maa développe des modèles mathématiques pour prédire les performances des perforations et panneaux à double perforation (Maa, 1987). Son modèle détermine l'impédance acoustique du panneau en fonction des propriétés du matériau et de la densité de perforation.

Jinko et Swenson montrent des résultats expérimentaux en utilisant un mur perforé pour la réduction du son du bruit dans une pièce (Jinko et al., 1992). Leur modèle est basé sur le modèle développé par Maa. Ils ont constaté que ce type d'atténuateur de bruit est plus résistant à un environnement difficile qu'un mousse acoustique. Ils ont également montré que le panneau perforé a un coefficient d'absorption proche de 1 pour les basses fréquences avec une incidence normale. Leurs travaux ont montré que même en acoustique les vibrations du panneau affectent les performances de l'absorbeur acoustique.

L'utilisation de mousse acoustique ou de panneaux perforés améliorerait l'atténuation acoustique capacités de l'enceinte. Cependant, le but de cette enquête est de déterminer l'interaction entre la source de bruit et l'enceinte pour prédire la perte d'insertion et concevoir une enceinte à l'aide d'un simple panneau. Une fois qu'une conception est prédite, les techniques développées pour déterminer le revêtement acoustique pourrait être utilisé pour améliorer les performances de l'enceinte. Pour y parvenir, une modélisation et des tests plus poussés devront être effectués pour développer un modèle de prédiction de la perte d'insertion d'un panneau complexe constitué d'un matériau de base, doublures et perforations acoustiques.

7. Exploitation de ces équations dans ma recherche

L'objectif principal d'avoir recours à l'utilisation de ces équations dans ma recherche est de procurer des outils pour aider à faire le meilleur choix de matériaux destinés à l'isolation aux bruits.

Nous nous sommes intéressés à l'apprentissage de la démarche expérimentale en mathématiques en utilisant ces équations mathématiques pour résoudre certains problèmes de recherche. En effet, la résolution de tels problèmes nécessite de passer par des phases expérimentales. En plus ces équations favorisent la pratique de la démarche expérimentale en mathématiques dans l'optimisation du code.

Nous avons commencé par la définition du coefficient d'affaiblissement. Ceci nous aidera à déterminer l'influence du choix du matériau sur la performance acoustique d'une paroi simple et sur la performance acoustique des parois doubles. En pratique, il faut déterminer le coefficient d'affaiblissement pour tester la résistance d'un élément de construction contre le

passage du bruit, un élément peut être un mur, une paroi intérieure, une façade, un plancher, un plafond, une toiture, un écran autoroutier, une fenêtre, un vitrage et une porte. Et puis nous choisissons le meilleur indice d'affaiblissement acoustique.

Ensuite, nous effectuons des calculs sur la rigidité effective afin de déterminer les caractéristiques de matériel nécessaires pour la conception. Ainsi, si on augmente l'épaisseur du panneau, la rigidité effective augmente ce qui résulte en une augmentation de la perte d'insertion donc c'est la rigidité de la paroi qui domine et fait augmenter la perte par transmission.

Pour conclure, l'isolation est définie par l'indice d'affaiblissement R aussi appelé perte par transmission TL (Transmission Loss en anglais) ; donc il faut déterminer ces derniers pour avoir une meilleure isolation.

Et l'un des défis majeurs à part le choix de matériel que rencontre les centres de données actuels est la ventilation des équipements donc le refroidissement de l'air qui sera discutée dans la section suivante.

8. Les exigences de refroidissement de l'air

Il est important de noter que, à peine 30% de l'énergie utilisée dans un centre de données sert réellement aux équipements et aux unités de stockage. Le reste sert plutôt à alimenter toute une batterie d'autres appareils tels que systèmes UPS, éclairages, humidificateurs / déshumidificateurs, modules de climatisation des locaux informatiques (CRAC), modules de distribution électrique et, enfin et surtout, le refroidissement.

Vu l'importance de la portion d'énergie requise spécialement pour refroidir le centre de données (dans les environs de 33% de la facture énergétique totale), le système de refroidissement doit être un système efficace et de grande précision. L'air froid extérieur utilisé pour le refroidissement, contribue largement à l'efficacité du refroidissement des centres de données. Il faut faire une distinction entre l'air froid direct et indirect.

Dans le cas de l'air froid direct, l'air extérieur est soufflé dans la pièce pour éliminer la chaleur générée par les équipements informatiques. Cette alternative s'avère optimale pour les centres où le renouvellement de l'air est élevé. Néanmoins, même si ce système est efficace, il n'en résulte pas moins des problèmes liés à la qualité de l'air et au contrôle de l'humidité.

Dans le cas de l'air froid indirect, l'air extérieur refroidit un élément de transfert thermique qui, à son tour, refroidit l'équipement informatique. Ce système permet de mieux maîtriser la qualité et l'humidité de l'air, et se présente également plus stable. L'inconvénient de ce dernier est qu'il est moins efficace étant donné que l'écart entre les deux températures de l'élément de transfert se traduit par une perte d'énergie. L'air froid indirect est accessible par le biais de deux solutions techniques différentes.

Pour les centres de données de grande taille, la meilleure option est un système d'eau glacée, doté de refroidisseurs externes fonctionnant en mode « freecooling » et qui constitue une solution polyvalente et à hautes performances pour réduire de 30 à 40% la consommation annuelle d'électricité. Il est possible d'optimiser les performances énergétiques même pour des charges partielles par l'utilisation des moteurs de ventilateurs à commutation électronique (CE).

Pour les centres de données de petite à moyenne taille, où l'installation d'un refroidisseur peut s'avérer problématique, un système à détente directe représente une solution efficace et efficiente. En effet, ce système permet la gestion intégrée d'année le fonctionnement du compresseur et les coûts de fonctionnement qui en résultent.

L'objectif principal d'un centre de données est de fournir un service en continu, 24 heures sur 24, 7 jours sur 7. Ce qui requiert la fiabilité assurée de tous les systèmes (alimentation électrique, onduleur UPS, refroidissement). Désormais, les dispositions courantes de baies informatiques sont incompatibles avec le refroidissement. Ceci entraîne une augmentation excessive de la température qui risque de réduire la fiabilité de l'équipement.

Les centres de données et les salles d'équipement de réseau conçus pour les schémas de ventilation en allées chaudes et froides sont plus efficaces lorsque l'équipement présente une ventilation, comme illustré à la figure 7. D'ailleurs, la grande majorité des serveurs et des périphériques de stockage montés utilisent un système de ventilation.

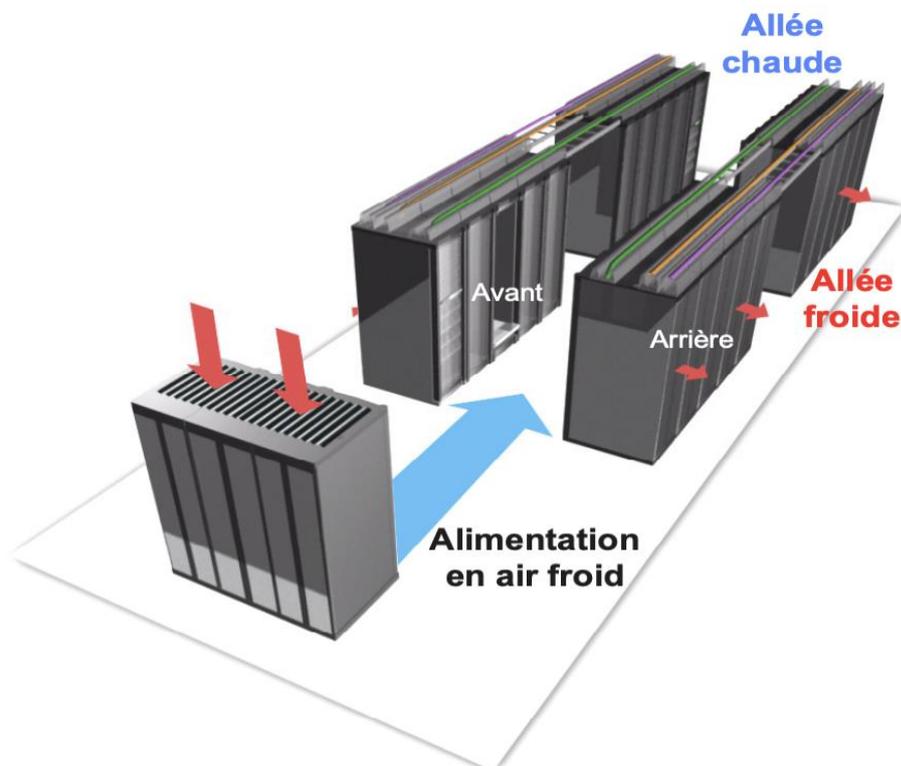


Figure 7 Méthode de refroidissement en allées chaudes et froides

Puisque les Datacenter fonctionnent 24h/24, 7j/7 la refroidissement suit le même rythme de travail et également fonctionne 24h/24, 7j/7. Néanmoins, la ventilation est utilisée à la moitié

de ses capacités ce qui n'est pas efficace énergétiquement. Le refroidissement au niveau de baie est capable de dissiper environ 20 kW de chaleur afin d'assurer une circulation continue du flux d'air froid.

Pour maintenir la durabilité, des équipements efficaces s'avèrent indispensables tels que :

- CRAH: Computer Room Air Handler
- Ventilateurs et autres équipements de ventilation
- Pompes
- Refroidisseurs (à air et à eau)
- Tours de refroidissement, condenseurs

Un système de refroidissement se compose essentiellement et respectivement de:

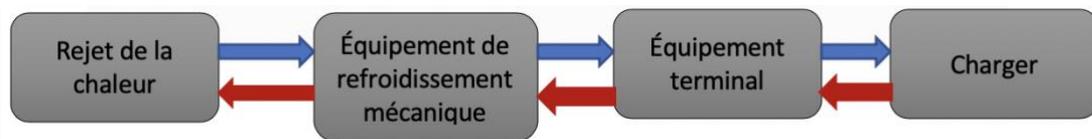


Figure 8 principaux éléments d'un système de refroidissement

- Un système de rejet de la chaleur,
- Des équipements de refroidissement,
- Un équipement terminal (appareil d'évacuation de la chaleur intérieure),
- Une charge thermique (matériel informatique, services, opérateurs).

La ventilation au sein d'un rack et autour de celui-ci consiste à un indicateur en termes de performances de refroidissement.

Afin de bien évaluer la performance de la ventilation, deux principes fondamentaux sont à appréhender :

- L'air climatisé approprié est présent au niveau de la prise d'air de l'équipement.
- Le flux d'air entrant et sortant de l'équipement ne doit pas être restreint.

Pour garantir un fonctionnement optimal des centres des données tout en assurant une bonne gestion de la consommation d'énergie et en optimisant les coûts il faut prendre en considération les paramètres et des bonnes pratiques :

a) Les paramètres

- Équipements informatiques installés (nombre de racks ou de serveurs)
- Énergie totale pour alimenter les équipements informatiques
- Infrastructure de refroidissement présente.
- Surface de la salle

b) Les bonnes pratiques

- Les entrées d'air sont nécessaires pour les équipements informatiques,
- Mettre en place une stratégie d'allées froides/chaudes et séparer l'air chaud et l'air froid,
- Utiliser l'environnement extérieur pour refroidir le site de manière plus directe,
- Utiliser des appareils de distribution d'énergie efficaces,
- Envisager un refroidissement local pour les zones haute densité (les pointes de chaleur),
- Examiner chaque composant du système de refroidissement pour améliorer son efficacité,
- Et finalement améliorer la climatisation.

c) Facteurs influençant les coûts de refroidissement

Le coût de refroidissement présente un important investissement. Dans la plupart des installations, l'électricité consommée par le système de refroidissement équivaut à près à la moitié de l'électricité totale consommée par le centre de données.

Pour le système de refroidissement, le coût d'exploitation de l'électricité contribue à lui seul au coût total de possession dans une mesure plus large que l'ensemble des coûts d'investissement pour les systèmes d'alimentation et de refroidissement. De ce fait, il s'avère nécessaire de contrôler et réduire la consommation d'énergie dans ces systèmes.

La quantité de puissance de refroidissement ou de tonnage de capacité de refroidissement requise par le centre de données n'est pas affectée par la recirculation ; néanmoins, l'efficacité des systèmes de refroidissement subit un impact négatif considérable. Ceci est due au fait qu'un système à recirculation considérable possède les caractéristiques suivantes :

- Il requiert de l'air climatisé entrant à une température plus faible afin de compenser pour le mélange avec l'air évacué plus chaud.
- Il renvoie l'air plus froid au climatiseur en raison du mélange de l'air froid avec l'air chaud évacué.
- La température de retour de l'air climatisé plus froid entraîne une déshumidification qui doit être compensée par une humidification supplémentaire.

La recirculation et ses points chauds connexes peuvent entraîner une augmentation de plus de 10 % des frais d'électricité liés à la climatisation et nécessiter l'installation de climatiseurs supplémentaires. Ces installations supplémentaires impliquent désormais des frais d'investissement et d'exploitation. En outre, il est possible que la capacité du système fonctionnant avec un climatiseur arrêté pour maintenance ne soit pas optimale.

Pour conclure, une planification adéquate est requise pour le refroidissement des équipements à ventilation afin d'éviter l'inefficacité et les dysfonctionnements, en particulier dans les centres de données à ventilation.

Le problème majeur du refroidissement est que la prise d'air de l'équipement est fréquemment alimentée par l'air évacué de l'équipement lui-même ou de l'équipement adjacent. Le fonctionnement des centres des données avec une température plus élevée de l'air fourni entraîne généralement une augmentation des heures d'économiseur, mais avec un facteur de sécurité moins élevé sur les conditions d'entrée des appareils informatiques.

9. Conclusion

Nous avons exprimé des théories de la transmission du son de deux modèles un sur un seul panneau et un autre sur un double panneau et puis nous avons analysé la perte de transmission prévue pour chaque modèle.

Dans la deuxième partie de ce chapitre nous avons comparé deux théories celle de Oldham et une autre de Jackson qui se basent sur la source de bruit et l'insertion de perte et nous avons analysé un modèle de perte d'insertion ajusté, cette analyse rend le modèle réalisé par d'Oldham plus utile dans sa prédiction du niveau de pression acoustique que tous les autres examinées dans cette étude. Nous avons étudié des matériaux absorbants en se basant sur quelques théories et l'effet de facteurs externes sur l'atténuation du bruit.

La conception pour le divergent de l'enceinte est déterminée en prenant en considération l'analyse de plusieurs formes et longueurs. Pour minimiser les pertes de charge, le profil géométrique doit être le plus aérodynamique possible, tout en ayant des dimensions acceptables pour pouvoir répondre aux exigences industrielles d'encombrement minimal (accès et espace souvent limités dans le système) et aux exigences de refroidissement de l'air.

Chapitre 3 : Développement de modèle de perte d'insertion

“L’innovation vient de la destruction créative.”
Yoshihisa Tabuchi

1. Introduction

Un grand nombre d'individus sont exposés à des niveaux de bruit dangereux pour leur système auditif. Si l'on s'en tient à la limite légale d'exposition au bruit de 90 dB(A) 8 heures par jour, le nombre de travailleurs et travailleuses à risque de perdre l'audition au Québec est estimé à 400 000 (Fédération des travailleurs et travailleuses du Québec 1998), soit environ un travailleur sur cinq. La mise en place d'un encoffrement qui isole une machine bruyante est un moyen d'action très souvent préconisé pour réduire l'exposition au bruit du travailleur.

Quand une solution de réduction à la source s'avère difficile, l'encoffrement présente l'intérêt de ne pas remettre en cause la conception d'une solution comme une enceinte dans notre cas tout en assurant généralement une bonne réduction sonore.

Le chapitre précédant était consacré à l'analyse de la théorie des ondes qui frappent les frontières et les composantes des ondes de pression incidentes, réfléchies et transmises. Cette étape expliquera notre démarche pour caractériser le modèle.

Ensuite, comme nous avons discuté la théorie de la perte de transmission et les effets du changement de matériel, nous allons optimiser une interface graphique compatible à notre armoire acoustique.

2. Développement du modèle de perte d'insertion

Dans ce chapitre, le développement d'un modèle de perte d'insertion spécifique est utilisé pour déterminer le niveau de pression acoustique rayonné à l'extérieur d'une enceinte bien ajustée. Le modèle est développé pour une boîte constituée d'une couche solide à panneau unique. Les effets des propriétés des matériaux, les dimensions du panneau et la distance entre la source de bruit et le panneau sont étudiés dans le chapitre précédent.

3. Un modèle pratique de perte par insertion

La perte d'insertion est une méthode plus pratique pour analyser les effets d'une enceinte sur un bruit car il s'agit d'une comparaison directe du niveau de pression acoustique de la source de bruit avec et sans le boîtier. La perte d'insertion est définie comme le logarithme en base dix du carré du rapport du niveau de pression acoustique sans enceinte au niveau de pression acoustique avec l'enceinte. Les méthodes de prédiction de la perte d'insertion comprennent généralement la perte de transmission dans le développement des équations (Beranek et al., 1992). Cela explique pourquoi il existe des effets de loi de masse et de rigidité dans les modèles mathématiques actuels de perte d'insertion. La méthode de prédiction pour ce travail suit de près les théories et les modèles développés par Oldham (1991). Son travail est fortement préoccupé par les vibrations du panneau de l'enceinte causées par la pression acoustique de la

source de bruit. Ce modèle est influencé non seulement par les propriétés des matériaux des panneaux, mais aussi par la distance entre les panneaux et la source de bruit. À ce jour, les chercheurs ont constaté qu'il est impossible de prédire les effets d'une enceinte close en utilisant des techniques d'acoustique ambiante déjà développées (Oldham et al., 1991). Plus les théories ne tiennent pas compte des effets structurels ou des considérations de distance de la source au panneau et comment ces variables affectent la perte d'insertion. Oldham a une étude détaillée sur la prédiction d'une fermeture boîtier de montage où l'espacement source-panneau est inférieur à 1 mètre. Depuis la source de bruit et les panneaux d'enceinte sont si proches qu'ils sont considérés comme étant dans le champ proche. Pour un son dans le champ proche, le nombre d'ondes acoustiques multiplié par la distance entre la source de bruit et le panneau est bien inférieur à l'unité (c'est-à-dire $kd \ll 1$).

Oldham développe deux types différents de modèles théoriques, l'un pour un simple panneau et l'autre pour les conditions aux limites serrées. Puisqu'aucun boîtier ne présentera simplement l'idéal en conditions aux limites supportées ou bloquées, Oldham suggère que la solution correspondant à la condition aux limites réelle se situe quelque part entre les deux. Il n'y a qu'une légère différence entre les deux modèles et il est difficile de distinguer entre les deux sauf aux fréquences en dessous de 2,5 kHz. On verra plus loin que pour ce cas de test, le modèle de conditions aux limites bloquées était assez proche des données réelles prises pour le modèle utilisé dans cette expérience. Oldham suggère que les effets de l'excitation structurelle sont une considération importante dans le développement de modèle. Certains modes structurels de l'enceinte sont excités par le bruit et faire vibrer les panneaux. La vibration des panneaux de l'enceinte devient effectivement une vibration piston. Cette réponse de la structure peut augmenter ou diminuer la perte d'insertion selon la fréquence du mode excité et contenu en fréquence du bruit dans l'enceinte. Si le panneau vibre en phase avec l'onde de pression incidente, la pression transmise est pratiquement non affectée par l'enceinte. Une résonance de la cavité peut produire une pression supérieure à la pression motrice qui se traduit par une perte d'insertion négative. Ces modes de résonance excités font vibrer la structure et produire une nouvelle onde de pression, s'ajoutant à l'onde de pression émis par la source de bruit. Il en résulte une augmentation de la pression transmise et une perte d'insertion. Comme les panneaux sont excités par des fréquences plus élevées de la source de bruit, des modes plus panel sont excités. Cependant, les formes de mode d'ordre supérieur annuleront essentiellement leurs effets, les rendant ainsi inefficaces à rayonner le son.

Par conséquent, le modèle suppose que le mode 1 : 1 de la structure est le seul radiateur efficace. Son modèle suppose également qu'une enceinte bien ajustée subira un champ de pression uniforme sur une large gamme de fréquences (Oldham et al., 1991). Dans sa discussion, la source est supposée être un panneau vibrant qui est placé près du panneau de l'enceinte. Le panneau de l'enceinte est donc exposé à une pression uniforme sur le son transmis à travers l'enceinte. Il est influencé par trois variables :

- L'impédance de la cavité excitée
- L'impédance mécanique du panneau
- Le couplage entre les deux

(Oldham et al., 1991). Cela signifie que la source de bruit crée des ondes de pression dans le milieu à l'intérieur de l'enceinte et que le milieu, dans ce cas l'air, excite le panneau à vibrer. Si la vitesse des particules de la vibration du panneau de l'enceinte est approximativement égale à la vitesse des particules de la source de bruit, le panneau sera inefficace pour empêcher la transmission du son. Si la vitesse des particules du panneau est relativement lente ou déphasée par rapport à la vitesse des particules de la source de bruit, le panneau sera très efficace pour empêcher la transmission du son. Alors, comment le panneau vibre en réponse à la l'excitation par la source de bruit, influence fortement les performances de l'enceinte.

La perte d'insertion des fréquences inférieures à 2 kHz est contrôlée par la rigidité effective (ou module en vrac) du matériau tandis que la perte d'insertion de la haute fréquence est contrôlée par les propriétés des matériaux, densité et amortissement interne, ainsi que la distance de la source de bruit au panel. Les effets de ces variables et leur couplage seront discutés plus loin dans ce chapitre. Oldham a développé deux modèles pour deux types différents de conditions aux limites, simplement soutenu et serré. Le modèle simplement pris en charge est :

$$IL = 10 * \log_{10} \left[\left(\cos(kd) + \left(\frac{\pi^2}{4K\omega\rho_0c} \right) * \sin(kd) \right)^2 \right] \quad (19)$$

où k est le nombre d'onde acoustique, d est la distance de la source au panneau et ρ_0c est l'impédance du fluide autour du panneau (dans ce cas c'est l'impédance de l'air).

Et :

$$K = \frac{\left(\frac{16}{\pi^2} \right)}{\left[D_i \pi^4 \left(\frac{1}{a^4} + \frac{1}{a^2b^2} + \frac{1}{b^4} \right) - \omega^2 \rho h \right]} \quad (20)$$

où D_i est le module de masse complexe,

$$D_i = \left(\frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \right) * (1 + i\eta) \quad (21)$$

et a est la longueur du panneau, b est la largeur du panneau, r est la densité du panneau, η est le coefficient d'amortissement interne du matériau, h est l'épaisseur du panneau, et E est le module d'élasticité ou de module de Young du matériau.

Pour la dérivation du modèle de conditions aux limites fixées, l'équation est approximativement la même que celle du cas simplement soutenu. La différence est dans le terme K de son équation, qui est développé à partir des modes du panneau. Un panneau simplement pris en charge aura des modes différents de ceux d'un panneau serré. Pour une explication détaillée, voir son article (Oldham et al., 1991). Pour le cas de conditions aux limites bloquées le modèle pour prédire la perte d'insertion est le même que l'équation 19 :

$$K = \frac{1.35}{\left[3.86 * D_i \left(\left(\frac{129.6}{a^4} + \frac{78.4}{a^2b^2} + \frac{129.6}{b^4} \right) - \omega^2 \rho h \right) \right]} \quad (22)$$

La figure 9 est un tracé des deux modèles développés par Oldham. La seule vraie différence est la première nulle dans la perte d'insertion.

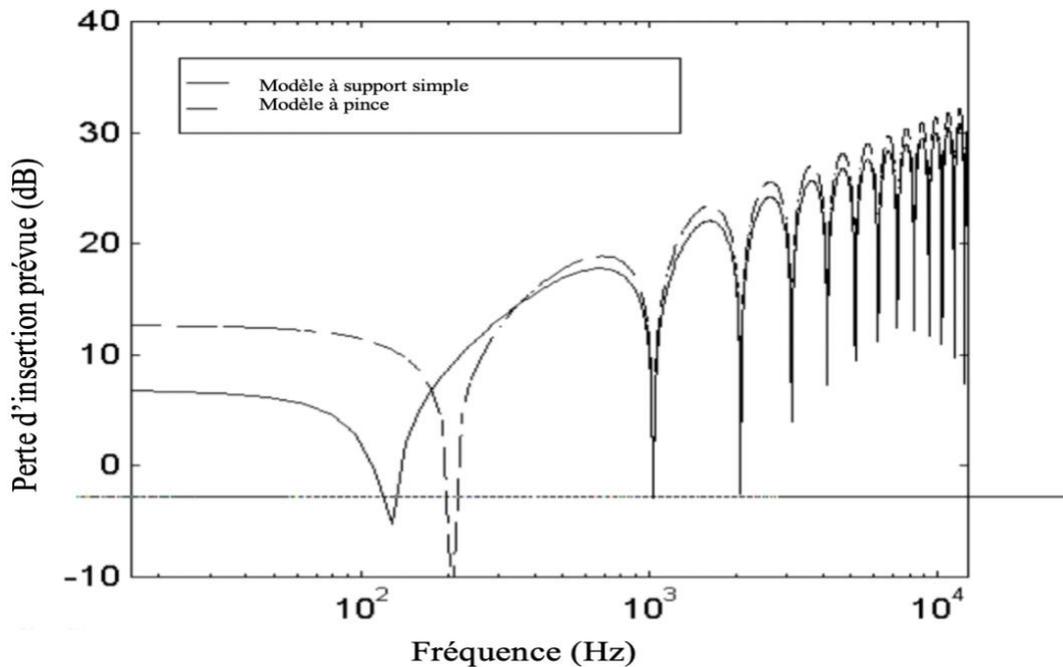


Figure 9 Perte d'insertion prévue pour les modèles serrés et simplement pris en charge (Oldham)

Cette différence entre les deux modèles est due aux différents premiers modes fondamentaux pour un panneau serré et simplement soutenu. Les annulations après le premier sont dues à la distance source-panneau. La cause de la profondeur de ces valeurs nulles dans la perte d'insertion doit être discutée en détail. Ce sont les valeurs de ces valeurs nulles qui contrôleront la perte d'insertion globale de l'enceinte.

3.1 Appareil d'essai pour comparer le modèle aux données d'essai

Un appareil de test a été construit pour comparer la perte d'insertion réelle au modèle prévu présenté par Oldham. L'appareil était composé de deux boîtes en aluminium. L'une des boîtes était un cube avec des dimensions 26,7 x 26,7 x 26,7 centimètres et sera appelé la boîte intérieure. L'autre boîte mesurait 29,2 x 29,2 x 29,2 centimètres et sera appelée la boîte extérieure. Les deux boîtes étaient seulement à cinq côtés de sorte qu'ils s'emboîtent avec la boîte extérieure couvrant la boîte intérieure avec un écart de 1,2 cm entre les deux boîtes sur les cinq côtés. Un haut-parleur de milieu de gamme de six pouces était utilisé comme source de bruit modèle qui a été utilisé pour produire un bruit blanc de 0 à 12,8 kHz. Le haut-parleur et les boîtes ont été placés sur le plancher d'une chambre anéchoïque à des fins de test. Le haut-parleur a été placé face vers le haut afin que le bruit soit dirigé directement vers le haut. La figure 10 montre l'orientation du haut-parleur et de la boîte de test.

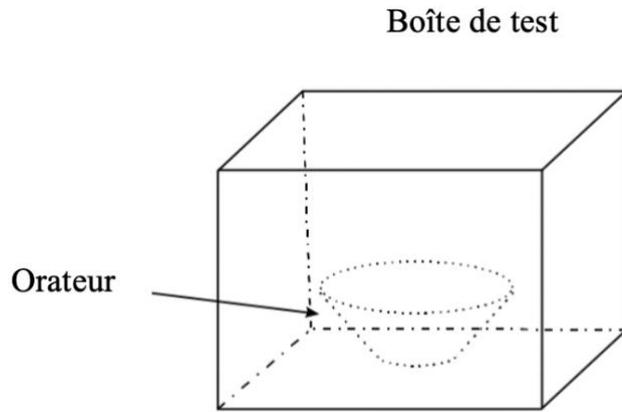


Figure 10 Orientation du haut-parleur du boîtier de test

Les tests ont été effectués à l'aide d'un microphone *B & K* et un signal Hewlett Packard analysé pour enregistrer les données. Plusieurs mesures du niveau de pression acoustique ont été prises sans l'enceinte, avec la boîte extérieure et intérieure individuellement, et avec les deux boîtes ensemble. Plusieurs positions de microphone environ 1 mètre de l'enceinte ont été utilisés pour enregistrer le niveau de pression acoustique mesuré autour de la source de bruit.

3.2 Valeurs de perte d'insertion mesurées

Le modèle a été comparé aux données de test réelles à l'aide des boîtes de test décrites ci-dessus. Figure 11 est la comparaison du modèle de perte d'insertion bloquée proposé par Oldham aux données réelles en utilisant une seule boîte. Il a été constaté qu'en utilisant une configuration à double boîte. Il n'y a eu effectivement qu'un doublement de la masse, ce qui n'a entraîné qu'une augmentation de 6 dB de la perte d'insertion.

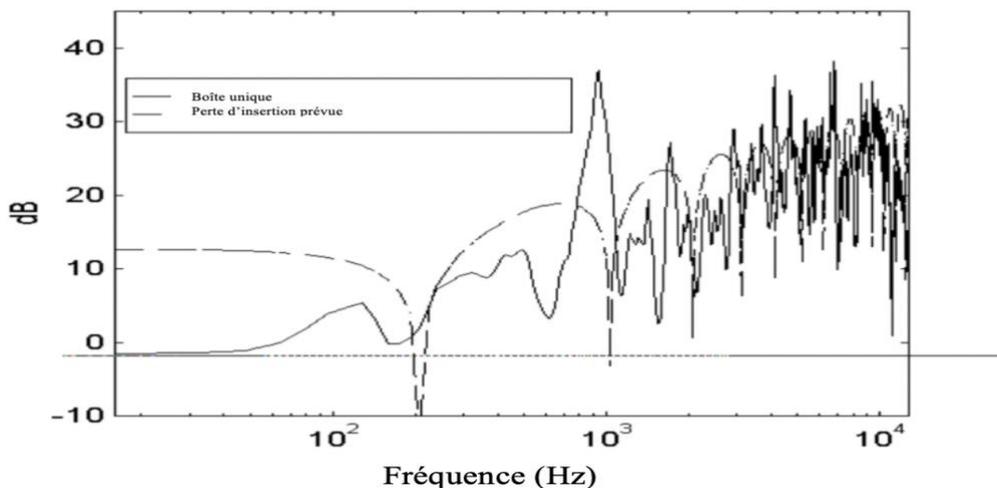


Figure 11 Perte d'insertion prévue par rapport à la perte réelle pour les conditions aux limites serrées (Oldham)

La tendance générale ainsi que les niveaux de pression acoustique prévus en dB des prévisions et les pertes d'insertion réelles sont similaires. Cependant, il existe quelques différences entre les valeurs nulles dans le modèle prévu et les données réelles qui seront discutées.

Comme discuté précédemment, le modèle développé par Oldham, qui est utilisé ici, est influencé par le mode fondamental du panneau seulement. Il a conclu que les modes d'ordre supérieur n'affectaient pas la perte d'insertion autant que le mode 1 : 1. Les effets du premier

mode modifiés par la rigidité de la cavité de support selon Oldham, correspondent au premier nul dans le prévu et réelle perte d'insertion. Il y a une légère différence entre les deux valeurs nulles, mais c'est parce que le cas de test n'est pas vraiment une condition aux limites serrées. Et comme Oldham l'a déclaré, le modèle réel sera entre les modèles serrés et simplement supportés présentés. À environ 1000 Hz, il y a un pic dans les données réelles, mais le modèle prédit un zéro dans la perte d'insertion. Le test de différentes distances entre la source et le panneau en déplaçant le haut-parleur de haut en bas à l'intérieur du boîtier, a permis de déterminer la fréquence et l'amplitude de ce pic, prouvant que certains modes d'ordre supérieur affectent la perte d'insertion. Néanmoins, pour une application générale, ce modèle est correct dans ses tendances de perte d'insertion réelle, et sera supposé être un bon prédicteur de la perte d'insertion.

4. Contraintes du modèle

La première valeur nulle de la perte d'insertion prévue est causée par le mode 1 : 1 effectif du panneau. Dans la section 5, la fréquence du premier nul sera déterminée par les dimensions du panneau du boîtier. Les fréquences nulles plus élevées sont contrôlées par la distance que le panneau provient de la source de bruit. Ces effets seront également examinés à la section 5. Les contraintes placées sur ce modèle traitent des profondeurs nulles dans la perte d'insertion prédite.

Oldham a discuté des causes des annulations, mais a négligé de préciser le niveau des annulations. Mathématiquement, les zéros sont calculés lorsque le terme contenu dans la fourchette de l'équation 19 soit inférieur à un. Pour ces valeurs, la perte d'insertion sera négative. Les valeurs nulles sont donc calculées lorsque :

$$\left(\cos(kd) + \left(\frac{\pi^2}{4K\omega\rho_0c} \right) * \sin(kd) \right)^2 < 1 \quad (23)$$

Pour trouver les minimums extrêmes des nuls, il est nécessaire de déterminer quand l'équation 24 = 0.

$$\left(\cos(kd) + \left(\frac{\pi^2}{4K\omega\rho_0c} \right) * \sin(kd) \right)^2 = 0 \quad (24)$$

Pour simplifier l'équation 24, les minimums extrêmes des valeurs nulles sont déterminés lorsque :

$$\tan(kd) = \frac{-4K\omega\rho_0c}{\pi^2} \quad (25)$$

Un tracé de l'équation 25 contre l'équation 19 en utilisant les conditions aux limites serrées de l'équation 21 et 22 est illustré à la figure 12. La ligne continue est le modèle de perte d'insertion et la ligne en pointillés représente l'équation 25. D'après la figure, on peut voir que les valeurs nulles se produisent lorsque l'équation 25 est approximativement égal à zéro. Si la résolution

de la figure a été augmentée, on pourrait voir qu'aux fréquences où l'équation 25 est égale à zéro, la perte d'insertion serait l'infini négatif. Appliqué à un niveau de pression acoustique généré, il prédirait qu'avec l'enceinte le niveau de pression acoustique rayonné serait à l'infini positif. C'est évidemment incorrect et intuitivement impossible !

En fonction des valeurs des propriétés matérielles et de la résolution des fréquences, les valeurs des zéros fluctueront fortement. En se référant à la figure 11, il apparaît que les valeurs minimales des zéros augmentent à mesure que la fréquence augmente. Mais un examen plus approfondi des fréquences plus élevées révèle que ce n'est pas vrai. Une légère modification de la valeur d'un panneau ou une modification de la dimension du panneau modifie la valeur des zéros.

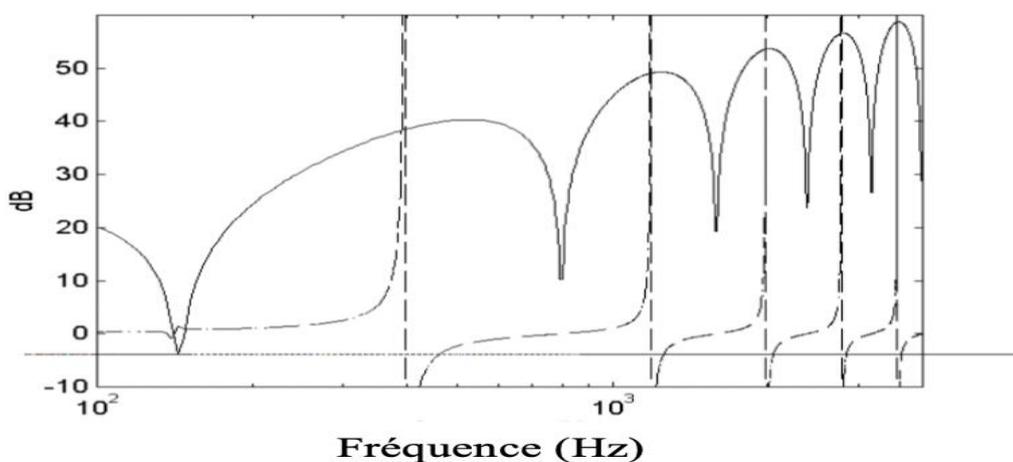


Figure 12 Graphique de prédiction nulle de la perte d'insertion par rapport au modèle de perte d'insertion

La prédiction des valeurs nulles dans la perte d'insertion est extrêmement importante pour déterminer le niveau de pression acoustique prévu. Le niveau de pression acoustique prévu à l'extérieur de l'enceinte est le niveau de pression acoustique rayonné de la source de bruit moins la perte d'insertion. Les nuls dans le modèle de perte d'insertion deviennent des pics du niveau de pression acoustique prévu. La figure 13 montre l'effet du modèle de perte d'insertion sur un niveau de pression acoustique simulé.

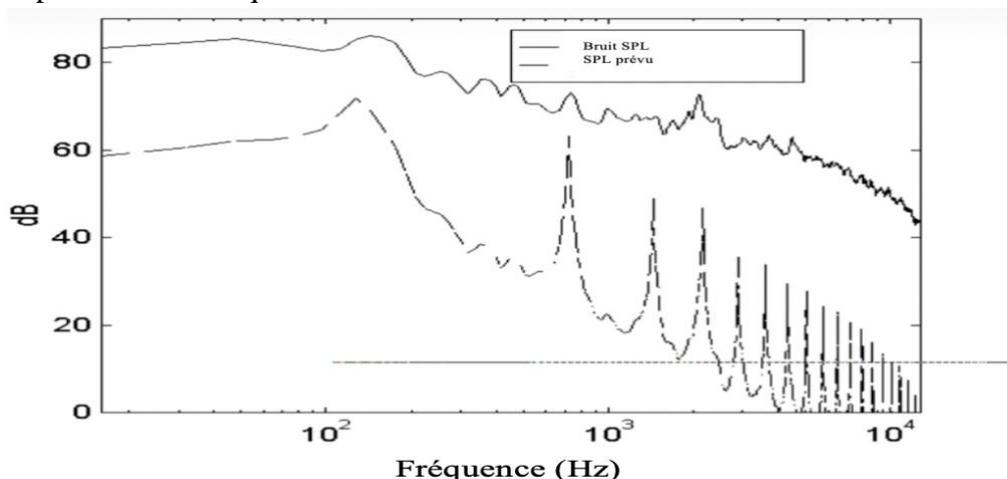


Figure 13 SPL prévu, calculé à partir du modèle de perte d'insertion à l'aide d'un spectre SPL de bruit

Les pics de la perte d'insertion prédite sont les valeurs qui contrôlent le son global au niveau de la pression car ils dominent les calculs globaux du niveau de la pression acoustique. Le niveau de la pression acoustique global est calculé à l'aide de l'expression suivante :

$$SPL_{total} = 10 * \log_{10} \left(\sum_1^n 10^{\left(\frac{SPL_n}{10}\right)} \right) \quad (26)$$

où SPL_n est la pression acoustique à la nième fréquence. Étant donné que le niveau de pression acoustique global est parti de l'indice de performance utilisé dans le code d'optimisation discuté au chapitre 4, il est nécessaire pour contraindre les pics produits par le modèle de perte d'insertion. Cela sera bénéfique pour prévoir un niveau de pression acoustique global qui change en raison des propriétés du matériau et de l'enceinte, en raison de la résolution mathématique dans le modèle lorsque l'onde de pression de la source de bruit excite le panneau au niveau de la cavité et du panneau de résonances, le panneau vibre en phase avec la vitesse acoustique des particules. C'est ce qui permet au son d'être transmis presque sans être affecté par l'enceinte. Comme discuté précédemment, à la résonance fondamentale du panneau, la vitesse des particules acoustiques est en fait augmentée par le panneau vibration.

Plus la fréquence augmente, plus la vitesse des particules acoustiques augmente et plus l'enceinte subit des résonances de cavité plus élevées. Il en résulte une diminution de la perte d'insertion.

La vitesse du panneau de l'enceinte ne peut pas vibrer aussi vite qu'elle est forcée par les ondes de pression incidentes lorsque la fréquence augmente. Il y a toujours une baisse de la perte d'insertion à ces fréquences, mais la vitesse des particules du panneau ne peut pas égaler la vitesse des particules acoustiques, et à mesure que la fréquence augmente, l'effet des vibrations du panneau devient moins grave. La valeur minimale des creux d'affaiblissement d'insertion n'est pas contrôlée par modèle. Ils sont le résultat d'un logarithme d'une valeur inférieure à un. Afin de contrôler ces baisses, une routine de contrainte a été utilisée dans le codage informatique de la perte d'insertion de l'enceinte. Les creux ont été limités à une baisse de 20 dB par rapport au maximum précédent. Cette limitation est basée sur deux facteurs. Premièrement, cette réduction rendra le deuxième nul de la perte d'insertion approximativement nul pour tout matériau. Cela signifie que le deuxième nul de la perte d'insertion ne fournira aucune atténuation de la bruit transmis. Ceci est une hypothèse raisonnable, car la vitesse du panneau peut encore être égale à la vitesse acoustique des particules à cette basse fréquence. Deuxièmement, le travail effectué dans la thèse de James Mumaw de Virginia Tech, a montré que la réponse acoustique de l'enceinte acoustique était inférieure de 20 dB au bruit de perturbation (Mumaw 1996).

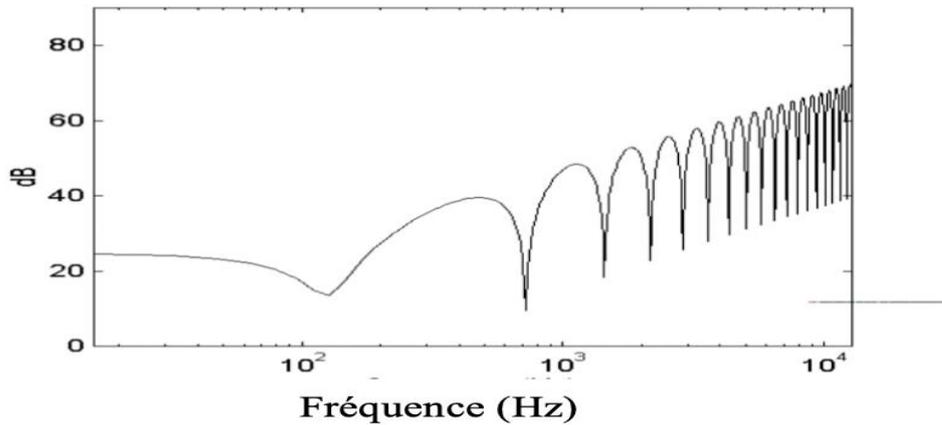


Figure 14 Modèle de perte d'insertion contrainte

En limitant les pertes d'insertion nulles, on obtient un niveau de pression acoustique global qui ne varie qu'en fonction des propriétés et des dimensions des matériaux. La figure 14 montre le résultat de cette contrainte placée sur le modèle de perte d'insertion. En contraignant la valeur minimale de chaque nul, la prédiction de la perte d'insertion a une tendance à la hausse distincte et répétitive. Cela rend ce modèle efficace dans le code d'optimisation car le SPL_{global} augmentera ou diminuera avec le mouvement de la courbe de perte d'insertion. Le SPL_{global} ne variera pas en fonction de la fréquence résolution utilisée pour échantillonner les données ou les valeurs des propriétés du matériau.

5. Effets des propriétés des matériaux et des dimensions des panneaux sur le modèle

Les figures suivantes montrent les effets des différentes propriétés du panneau sur la perte d'insertion de prédiction. Dans chaque cas, il y a une augmentation de l'une des variables. Ceci est illustré dans chaque figure avec la ligne pleine étant la plus petite valeur, la ligne en pointillés la valeur du milieu et la ligne en tirets la plus grande valeur utilisée dans chaque représentation. La figure 15 montre les effets de l'augmentation de la taille du panneau sur la perte d'insertion. Seulement le premier nul est affecté par la modification. À mesure que le panneau s'agrandit, la fréquence du premier mode diminue, d'où la première fréquence nulle décroissante. Les valeurs nulles aux fréquences plus élevées, qui ne changent pas, sont influencés par la distance de la source au panneau.

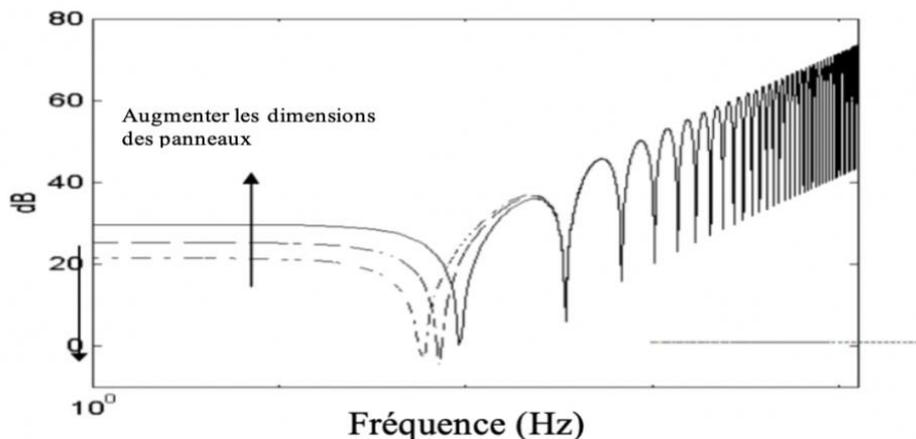


Figure 15 Effets sur la perte d'insertion en raison de changements dans les dimensions du panneau

Le développement du modèle de perte d'insertion est également fortement influencé par la distance de la source au panneau. En fonction de la distance entre la source et le panneau, les fréquences des résonances de la cavité seront déterminées et les pertes d'insertion qui en résultent seront nulles. La figure 16 est un graphique montrant les effets d'augmenter la distance source-panneau. Notez le mouvement des nuls des fréquences supérieures à mesure que la source vers le panneau augmente. Le premier nul provoqué par le premier mode du panneau n'est relativement pas affecté par le changement de la distance de la source au panneau. La perte d'insertion est moindre à ce premier zéro à mesure que la distance augmente, mais la fréquence à laquelle le zéro se produit ne change pas. Une étude plus approfondie du modèle de perte d'insertion a été nécessaire pour comprendre les effets de la modification des propriétés des matériaux et la manière dont ces modifications affecteraient la perte d'insertion. On a utilisé le programme pour prédire la perte d'insertion et la variation de l'épaisseur et de la densité des panneaux.

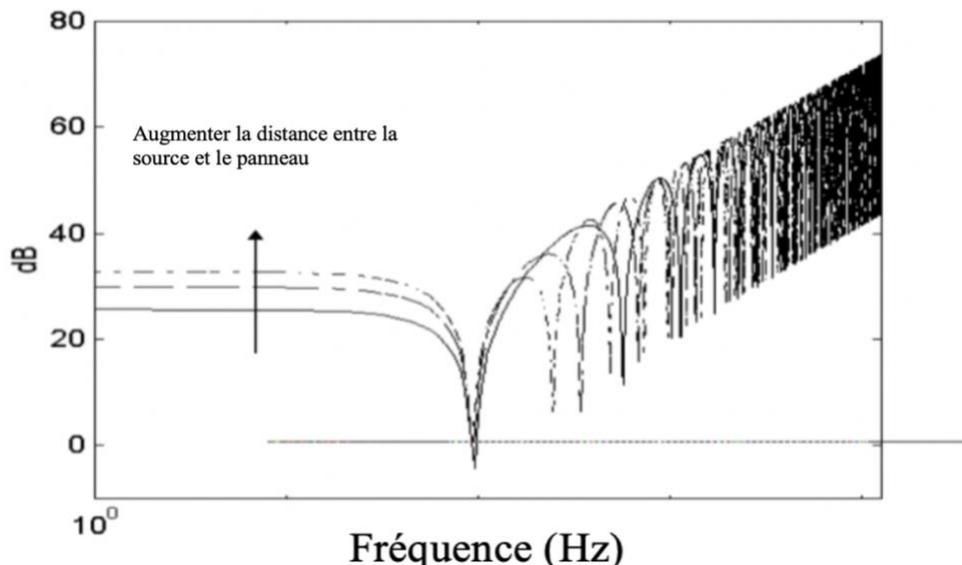


Figure 16 Effets sur la perte d'insertion due aux changements de distance de la source au panneau

En augmentant l'épaisseur du panneau, la perte d'insertion est accrue aux basses fréquences, comme le montre la figure 17. Cela est dû au fait que la perte d'insertion aux basses fréquences est contrôlée par la rigidité effective du panneau. La rigidité effective est une fonction du module d'Young, du rapport de Poisson et de l'épaisseur du matériau comme décrit par l'équation 13. En augmentant l'épaisseur du panneau, la rigidité effective est augmentée et il en résulte une augmentation de la perte d'insertion. Le premier nul, contrôlé par le mode 1 : 1, est également augmenté en augmentant la rigidité effective. Ces réponses sont attendues selon les théories des manuels de perte d'insertion et formes en mode panneau.

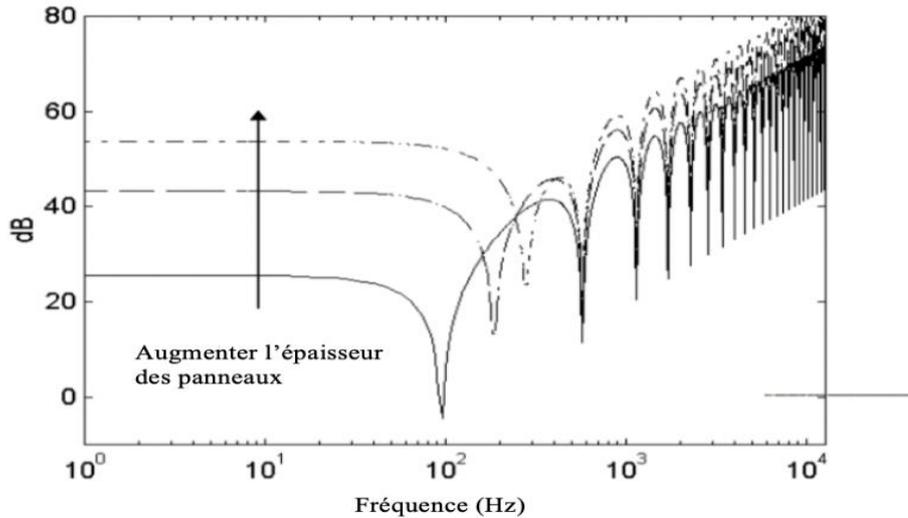


Figure 17 Effets sur la perte d'insertion due aux changements d'épaisseur de panneau

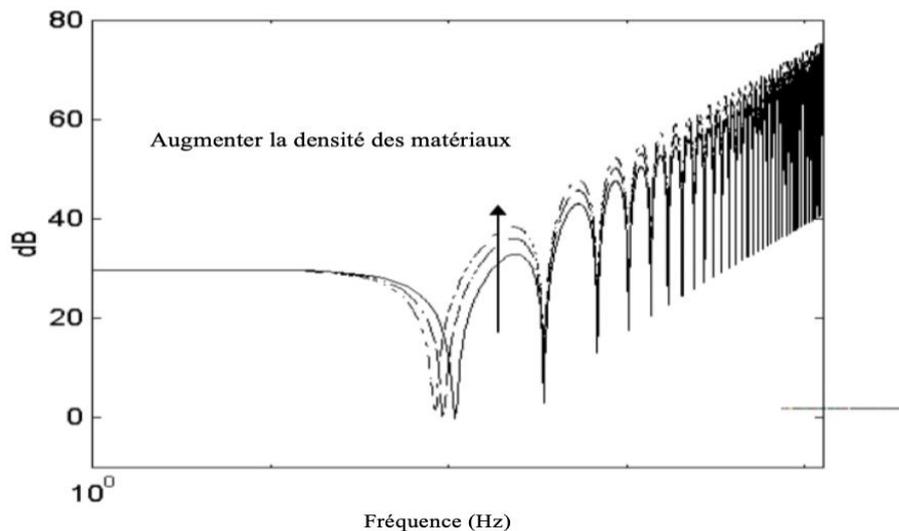


Figure 18 Effets sur la perte d'insertion due aux changements de densité du panneau

La figure 18 montre les effets de l'augmentation de la densité du panneau. La perte d'insertion qui en résulte dans les hautes fréquences est également augmentée. Cela suit également les théories des manuels qui indiquent que la perte d'insertion augmentera à fréquences plus élevées avec la densité.

6. Comparaison des tests d'un boîtier prototype avec la génératrice au modèle de perte d'insertion

Avec une compréhension approfondie du modèle mathématique, une comparaison des prévisions de perte d'insertion, un niveau de pression acoustique rayonné et un niveau de pression acoustique global ont été réalisés. Une enceinte prototype de la génératrice a été construite en contreplaqué. Les dimensions de l'enceinte en bois mesurent 66 x 43 x 46 cm. Comme le générateur est un moteur, on a pensé à laisser le moteur respirer. Un trou de 7,5 x 20 cm a été découpé sur un côté de l'enceinte pour permettre l'évacuation des gaz d'échappement. À l'opposé, un trou de 15 x 25 cm a été découpé pour permettre le refroidissement de l'air

pénétrer dans l'enceinte. On suppose déjà que les performances du bois en tant que la hotte acoustique seront médiocres, mais il sera avantageux d'appliquer le modèle à un cas de test réel.

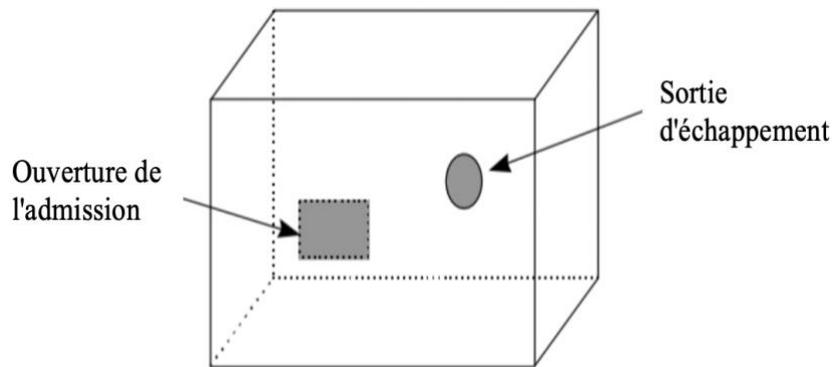


Figure 19 Ouvertures d'admission et d'échappement sur l'enceinte d'essai

Ces trous vont évidemment être des endroits où le son peut passer sans interférence qui se dégrade en perte d'insertion. La perte d'insertion réelle est prévue et les mesures du niveau de pression acoustique qui en résulteront ne seront pas exactement égales car le modèle suppose une enceinte idéale et hermétique. Cependant, la tendance générale entre les pertes d'insertion prévues devrait être similaire. Les niveaux de pression acoustique ont été mesurés en échelle dB (A) dans un laboratoire de moteurs à l'analyseur de signaux Hewlett Packard et le microphone B&K. Des mesures ont été prises sur les côtés de la génératrice à une distance d'un mètre. Les mesures ont ensuite été moyennées à réaliser une mesure globale de la pression acoustique. Ce test a été réalisé avec et sans enceinte alors que la génératrice était sous aucune charge (l'expérience sera discutée en détails avec les étapes et les équipements nécessaires pour prouver la conformité acoustique du projet dans le chapitre 4). La figure 20 montre la mesure de la pression acoustique pondérée A du générateur dans le laboratoire sans l'enceinte. Le résultat est une mesure globale du niveau de pression acoustique de 108,5 dB(A).

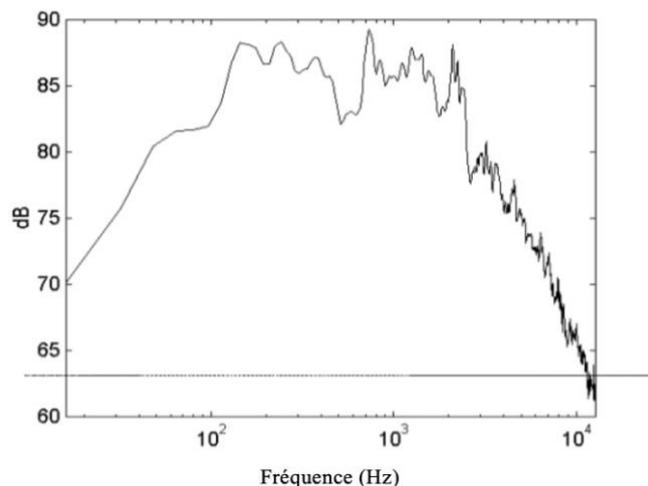


Figure 20 Niveau de pression acoustique mesuré de la génératrice en laboratoire

L'enceinte a ensuite été placée sur la génératrice et les mêmes mesures ont été prises. La figure 21 est une comparaison des niveaux de pression acoustique pondérés de la génératrice avec et sans le boîtier.

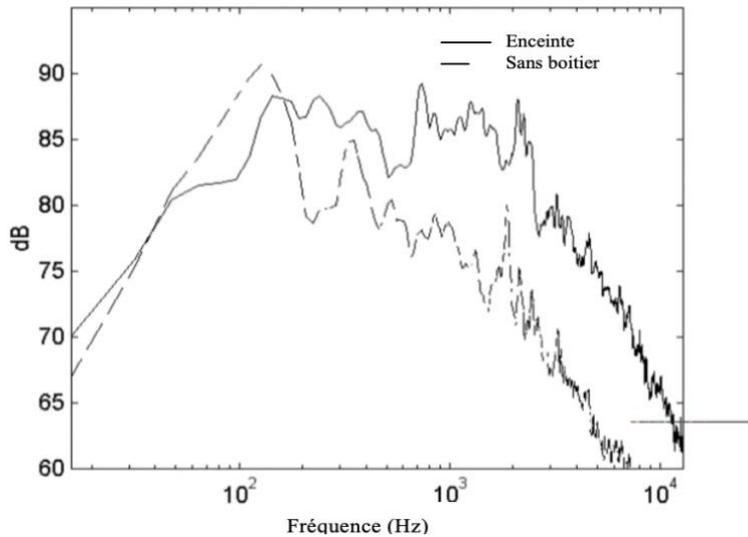


Figure 21 SPL de la génératrice avec et sans le boîtier

Il y a eu une augmentation réelle du niveau de pression acoustique rayonné autour de 100 Hz. C'était causée par le mode 1 : 1 effectif de l'enceinte. Le résultat sur tous les niveaux de pression acoustique avec le boîtier était de 101 dBA, ce qui représentait une réduction de 7 dBA. La perte d'insertion réelle et prévue est illustrée à la figure 22. Notez la baisse prononcée dans la perte d'insertion mesurée et prévue causée par le mode fondamental. Malheureusement, les trous ont eu un impact sévère sur la perte d'insertion. Au-dessus de 1000 Hz, la perte d'insertion était environ 10 dB. Des efforts supplémentaires devront être consentis pour éliminer les trous directs de l'enceinte acoustique. Bien que cela ne soit pas une solution au problème, cela contribuera à améliorer la perte d'insertion.

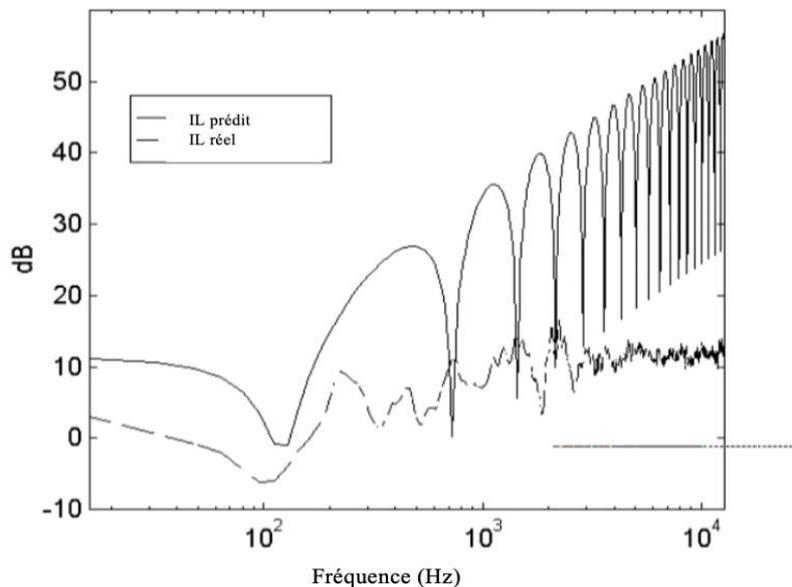


Figure 22 Pertes d'insertion réelle et prévue pour le boîtier du prototype

Bien que le modèle de perte d'insertion se soit avéré mauvais pour prédire la perte d'insertion de l'enceinte de la génératrice, il s'est avéré être une méthode adéquate lorsque l'enceinte était scellée. Cela a été constaté avec l'utilisation des boîtes de test en aluminium. Le modèle prédit toujours la tendance générale de la perte d'insertion fournie par l'enceinte.

7. Développement d'un code d'optimisation de la recherche de modèles

Cette technique d'optimisation a été choisie pour plusieurs raisons. La première et la plus importante est la nature complexe des équations qui prédisent la perte d'insertion. Étant donné qu'il existe plusieurs variables qui peuvent être considérées comme des variables de conception, la méthode de recherche de modèle peut être modifiée pour effectuer une recherche sur une ou toutes les variables de conception. Les variables qui peuvent être considérées comme des variables de conception sont l'épaisseur du panneau, la densité du matériau, le module d'Young du matériau, le coefficient de Poisson et le coefficient d'amortissement interne du matériau. Les dimensions de l'enceinte peuvent également être considérées comme des variables de conception, mais elles ont été considérées comme fixées aux dimensions extérieures de la génératrice dans cette expérience. La deuxième raison est que le niveau de pression acoustique global, qui est la valeur la plus importante, dépend du spectre de bruit de la source de bruit. Une "bonne" conception de l'enceinte permettra d'éviter que les pertes d'insertion soient nulles aux mêmes fréquences que les pics du spectre de pression acoustique du bruit. Le programme charge donc un spectre de bruit, calcule une perte d'insertion sur les mêmes fréquences que le spectre de bruit donné, puis le niveau de pression acoustique global prévu est calculé.

Le programme d'optimisation commence par une interface utilisateur graphique (GUI) développée à l'aide de MATLAB (voir Annexe A). Il permet à l'utilisateur de personnaliser la recherche d'optimisation comme dans notre cas ; nous avons insérer les points de départ, nous avons fixé les dimensions désirées de l'enceinte et nous avons effectué des calculs pour obtenir la meilleure version avec un taux d'erreur minimal.

L'interface graphique est composée de plusieurs zones de texte modifiables qui permettent à l'utilisateur de définir les points de départ initiaux des variables de conception. Elle permet également à l'utilisateur de définir les minimums et maximums que les variables de conception sont autorisées à atteindre.

L'interface graphique (GUI) comporte un ensemble de paramètres qui permettent à l'utilisateur de fixer des valeurs de pondération sur l'indice de performance. Une fois que le code détermine les propriétés de l'enceinte, il affiche la solution dans l'interface graphique et le résultat de calcul sera afficher dans un tableau (voir Annexe B).

Dans les travaux futurs, ce code sera utilisé, ces variables peuvent être utilisées comme variables de conception au lieu de constantes. Parce que le programme est défini sous la forme de plusieurs fichiers *.m qui sont initialement appelés dans le fichier run_file.m, le processus de modification du code est assez simple. Les dimensions de l'enceinte ont été fixées dans cette enquête parce qu'il a été déterminé que l'enceinte ne serait pas plus grande que le châssis du générateur lui-même.

La taille des pas du code d'optimisation est très importante. La méthode de recherche de modèle se prête à être prise dans les minimums ou maximums locaux. Afin d'éviter cela, le code effectue plusieurs calculs lors de la détermination de la meilleure taille de pas. Le code d'optimisation a une valeur de pas définie pour chaque variable de conception. Cette valeur est fixée à l'intérieur du code. Le fichier step calcule ensuite l'indice de performance en utilisant un pas positif et un

pas négatif. Pour éviter d'être pris dans un minimum local, le code calcule à nouveau l'indice de performance en utilisant un pas plus grand que le pas fixé. La taille de pas définie est multipliée par la racine carrée de l'itération dont le code est en train de calculer. Ainsi, pour la troisième itération, le fichier step pourrait calculer l'indice de performance en utilisant un pas de base positif et négatif ainsi qu'un pas positif et négatif égal au pas de base multiplié par 3 (pour la troisième itération). Le code calcule également l'indice de performance en utilisant une valeur inférieure à la taille de pas définie. De la même manière, le code détermine une taille de pas inférieure à la taille de pas définie. Le degré de réduction dépend de l'itération que le code calcule. Ceci est fait afin de se rapprocher de l'optimum. Au fur et à mesure que le processus progresse et que le code se rapproche de l'optimum, la taille des pas devient de plus en plus petite. Le code est doté de drapeaux qui déterminent la taille des pas. Si les pas deviennent trop petits, la valeur du pas est fixée à zéro et si tous les pas des variables de conception atteignent zéro, le processus finira par trouver la meilleure valeur.

8. Indice de performance :

La première préoccupation au début du processus d'optimisation est de déterminer l'indice de performance.

Il s'agit de la valeur qui serait optimisée. Pour cette expérience, il existe plusieurs possibilités des indices de performance. L'indice intuitif est le niveau de pression acoustique global. Le choix de cette norme pour l'indice de performance conduirait à la solution évidente.

L'enceinte deviendrait aussi épaisse et aussi dense que celle définie dans le programme informatique car une enceinte massive éliminerait presque tout le bruit rayonné.

L'indice de performance doit être basé non seulement sur le niveau global de pression acoustique rayonnée, mais aussi sur le poids total de l'enceinte. Il y aura un moment où le niveau de pression acoustique prévu ne changera pas autant avec l'augmentation du poids de l'enceinte. Étant donné que l'objectif de la conception de cette enceinte est de minimiser le bruit rayonné et de maintenir le poids de l'enceinte à un niveau minimum, l'optimisation recherchera l'indice de performance minimum. C'est-à-dire qu'elle recherchera un indice de performance qui se compose du niveau de pression acoustique rayonnée minimum et du poids minimum de l'enceinte. Le code d'optimisation est établi de manière à considérer le coût de l'enceinte comme faisant partie de l'indice de performance, mais il n'est pas utilisé ici.

En mettant d'avantage l'accent sur le niveau global de pression acoustique rayonnée, on obtiendra une enceinte plus lourde et plus massive qui aura un niveau de pression acoustique rayonnée très faible. En mettant l'accent sur le poids global de l'enceinte, on obtient une enceinte légère qui a de faibles capacités acoustiques. La sensibilité de l'indice de performance est contrôlée par des variables appelées paramètres de pondération.

9. Pondération des paramètres : coût, perte d'insertion, poids

Les paramètres de pondération contrôlent la direction de la recherche d'optimisation. Dans ce processus d'optimisation, l'interface graphique offre un panneau permettant de définir les paramètres de pondération pour le coût, la perte d'insertion et le poids. Les paramètres de pondération choisis pour l'exemple de la conception d'enceinte étaient l'unité. Cela signifie que le poids et le rayonnement global du SPL ont été traités de manière égale. Dans cette enquête, l'indice de performance est :

$$PI = SPL_{oa} * SPL_{weight} + Enclosure Weight * Weight_{weight} \quad (28)$$

où SPL_{weight} et $Weight_{weight}$ sont les paramètres de pondération et SPL_{oa} est le niveau de pression acoustique global. Les valeurs de pondération utilisées étaient toutes deux unitaires. À un certain moment de la recherche d'optimisation, l'amélioration ne sera pas aussi importante que l'augmentation du poids. Cela peut être illustré par les deux figures suivantes.

La figure 23 montre l'indice de performance calculé pour les itérations du code d'optimisation. Ici, l'indice de performance est une combinaison du poids de l'enceinte et de l'indice.

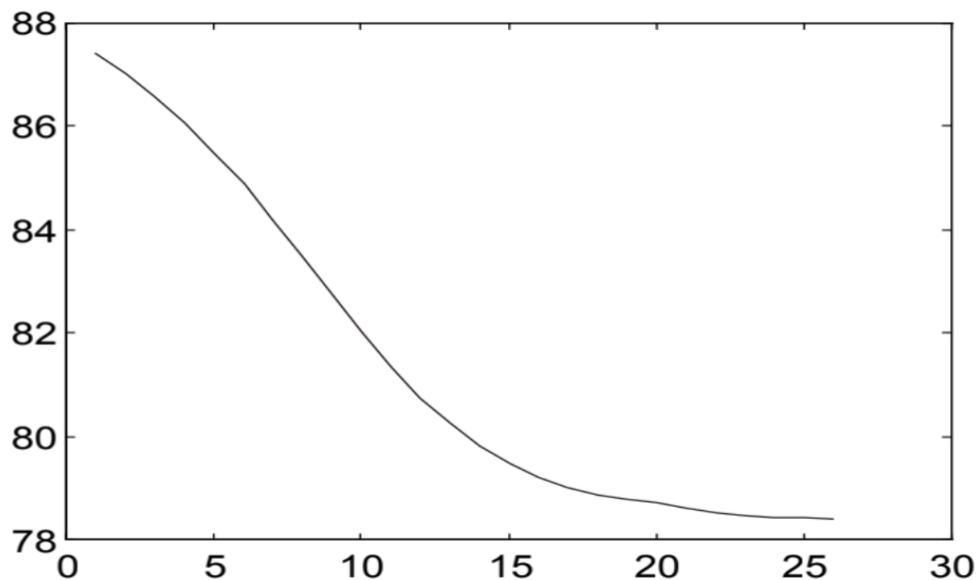


Figure 23 Indice de performance calculé pour les itérations du code d'optimisation

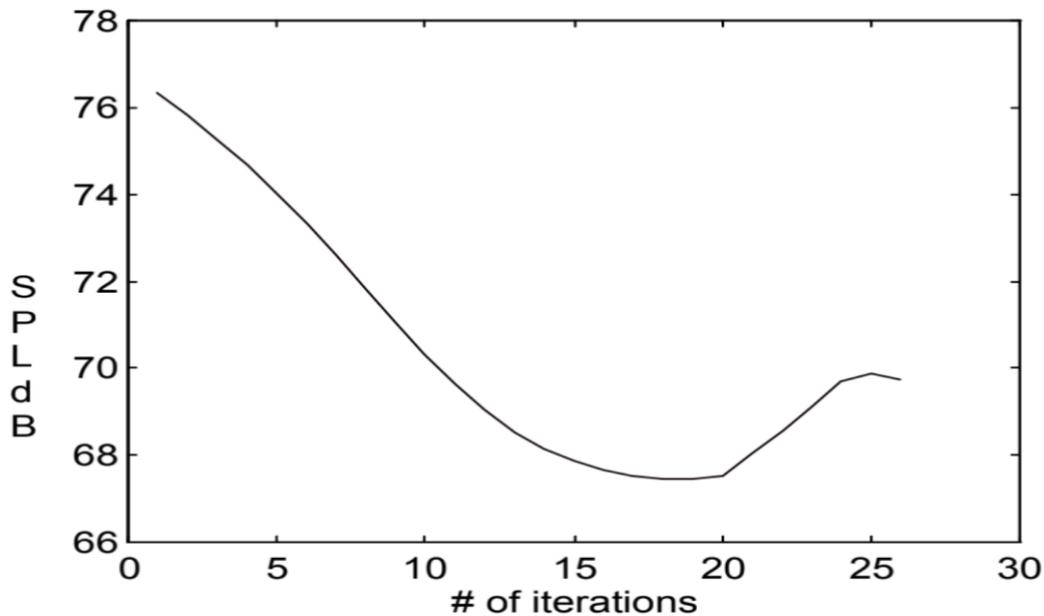


Figure 24 SPL global calculé pour les itérations du code d'optimisation

Il faut noter que dans la figure 24, le niveau de pression acoustique (SPL) rayonné atteint un minimum local à environ 20 itérations. Cependant, comme le poids de l'enceinte fait partie du processus d'optimisation, l'indice de performance de la figure 24 est réduit au minimum en 26 itérations environ, même si le niveau de pression acoustique global augmente après 20 itérations. Si le paramètre de pondération du poids de l'enceinte était réduit à zéro, le processus d'optimisation rechercherait les propriétés des matériaux de l'enceinte qui donnent le SPL rayonné le plus faible. Ce serait intuitivement le matériau le plus épais et le plus dense autorisé par le code d'optimisation. Si le paramètre de pondération du poids de l'enceinte était fixé à un niveau de pression acoustique supérieur au niveau de pression acoustique global, le processus d'optimisation trouverait une enceinte plus légère avec un niveau de pression acoustique moins élevé.

Les paramètres de pondération contrôlent la direction de la recherche d'optimisation. Dans ce processus d'optimisation, l'interface graphique offre un panneau permettant de définir les paramètres de pondération pour le coût, la perte d'insertion et le poids. Les paramètres de pondération choisis pour l'exemple de la conception optimale de l'enceinte étaient l'unité. Cela signifie que le poids et le rayonnement global du SPL ont été traités de manière égale. Si le paramètre de pondération du poids de l'enceinte était réduit à zéro, le processus d'optimisation rechercherait les propriétés du matériau de l'enceinte qui donnent le SPL le plus faible. Ce serait intuitivement le plus épais et le matériel le plus dense autorisé par le code d'optimisation. Si le paramètre de pondération du poids de l'enceinte était fixé à un niveau de pression acoustique supérieur au niveau de pression acoustique global, le processus d'optimisation trouverait une enceinte plus légère avec un niveau de pression acoustique radié plus faible.

10. Méthodologie de conception

Cette section est une discussion autour de la technique de conception technique utilisée dans la présentation.

Cette section traite également un modèle de transfert de chaleur nécessaire à la conception de l'enceinte et des considérations nécessaires pour l'admission et l'évacuation de l'air.

Il existe plusieurs méthodes classiques pour déterminer l'optimum d'un modèle mathématique. Cet optimum peut être soit le minimum soit le maximum de la fonction selon le choix. La plupart des manuels décrivent pratiquement les mêmes méthodes avec des noms légèrement différents. James Siddal (1982) décrit plusieurs méthodes classiques d'ingénierie de conception optimale. Ces méthodes vont de la programmation linéaire à des méthodes de calcul plus avancées.

Cependant, malgré toutes les méthodes mathématiques avancées, les méthodes simplistes restent parfois les meilleures à utiliser. Les méthodes simples rendent la programmation de la logique d'optimisation dans le code informatique beaucoup plus facile. Ces modèles prennent également moins de temps à l'ordinateur car les calculs sont moins compliqués.

La technique d'optimisation utilisée dans cette expérience était la méthode Hook and Jeeves ou la recherche de motifs. C'est l'un des types d'optimisation numérique les plus réussis et probablement l'un des plus faciles puisqu'il évite les dérivés compliqués et nombreux (Siddal, 1982). Avec l'avantage des ordinateurs, c'est aussi l'une des méthodes les plus rapides, et elle n'est ralentie que par la vitesse de traitement de l'ordinateur.

Des indices de performance constants

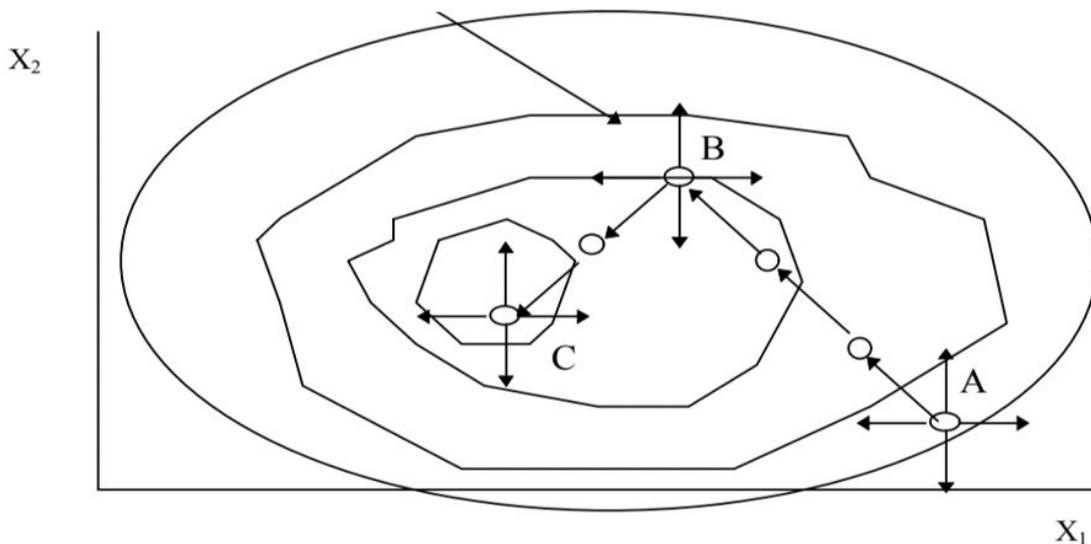


Figure 25 Exemple d'une méthode de recherche de Pattern

Cette méthode de recherche utilise un type de carte en courbes de niveau et un modèle de recherche de type "lay of the land".

La figure 25 explique brièvement la méthode de recherche par modèle. Comme pour toute recherche de modèle optimal, un indice de performance est déterminé. Cet indice de performance peut être une fonction de plusieurs variables de conception et la somme de plusieurs équations. Pour cette expérience, l'indice de performance est composé du niveau de pression acoustique global et du poids de l'enceinte, et sera discuté plus tard. Pour l'exemple de la figure 25, il n'y a que deux variables de conception, X1 et X2. Pour lancer la recherche, on suppose une valeur initiale. C'est le point A de la figure 25. A partir de cette valeur initiale, des « pas » sont faits dans toutes les directions. À partir du point A, l'indice de performance augmente pour la variable X2 avec un pas positif, représenté par un mouvement vers le haut. L'indice de performance augmente également avec un pas négatif, représenté par un mouvement vers la gauche pour la variable X1. Ce mouvement vers le haut et vers la gauche est maintenant appelé modèle de recherche d'optimisation.

Le programme continuera à suivre le pas du modèle jusqu'à ce que l'indice de performance cesse d'augmenter. Dans la figure 25, l'indice de performance cesse d'augmenter au point B. À ce stade, le programme détermine un nouveau modèle à suivre. D'où le changement de direction vers le point C dans la figure 25. Et de nouveau au point C, le programme calculera à nouveau l'indice de performance en faisant un pas dans toutes les directions et un nouveau pas de modèle sera déterminé.

Au point C de la figure 25 se pose l'une des principales difficultés de ce type de technique de recherche. Si la taille du pas est trop importante, la valeur maximale sera « manquée » par le code de recherche. Si le contour de la surface était plus complexe et qu'il y avait un maximum local, le programme de recherche serait bloqué ici en utilisant la taille de pas actuelle, pensant qu'il a trouvé la valeur optimisée de l'indice de performance. Il convient d'examiner attentivement le processus de détermination de la taille de pas de chaque variable de conception et d'utiliser des mesures adéquates pour éviter les minimums et maximums locaux.

Il faut également tenir compte de la détermination des échelons pour éviter de "rater" la valeur maximale. Avec ces bases de la méthode de recherche de modèle, le code d'optimisation peut être discuté.

11. Résultats du code d'optimisation

Après plusieurs essais d'itération, le code d'optimisation a été perfectionné. La figure 24 a déjà montré que l'indice de performance atteint une valeur minimale avec les paramètres de pondération choisis fixés à l'unité.

En fonction des valeurs de départ des variables de conception et de la pondération les processus prennent environ vingt-cinq à trente itérations.

Le niveau de pression acoustique du générateur d'essai sans enceinte est de 91,24 dB.

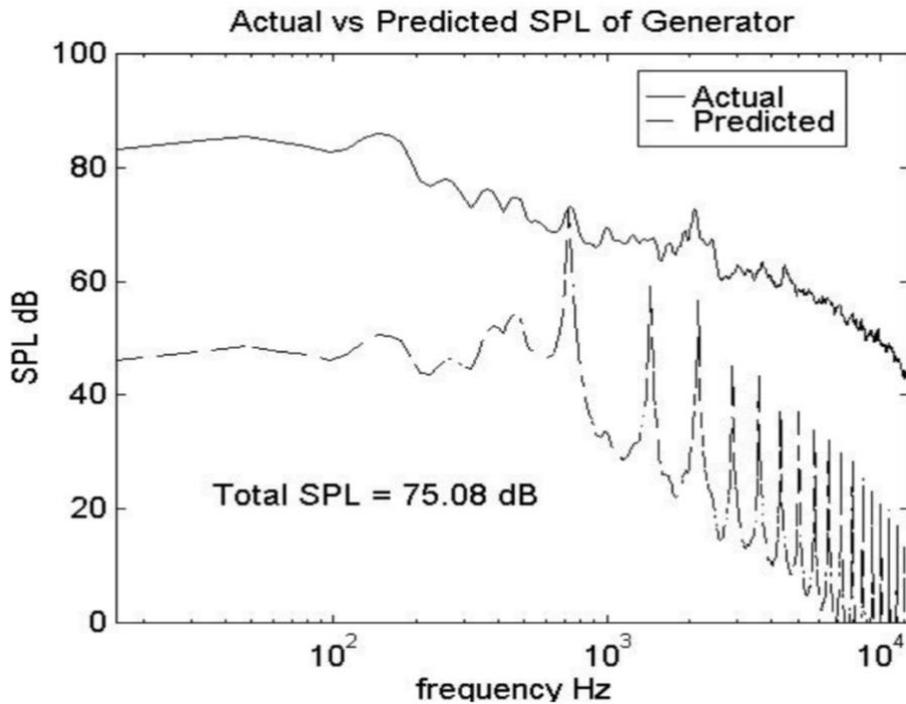


Figure 26 SPL réel par rapport au SPL prévu calculé à l'aide du code d'optimisation (Matlab)

En utilisant le code d'optimisation, il est prévu que le niveau de pression acoustique rayonné puisse être réduit à 75,08 dB.

La figure 26 présente un graphique du niveau de pression acoustique prévu en fonction du niveau de pression acoustique mesuré. Il y a une réduction nette de 16,16 dB du NPA. Pour obtenir cette réduction, l'enceinte devrait être fabriquée dans un matériau ayant une densité de 1430 kg/m^3 , un module d'Young de $8,64 \times 10^{10} \text{ N/m}^2$ et une épaisseur de panneau de 4,75 mm. Le résultat du processus d'optimisation dépend du spectre de bruit fourni au programme et des pondérations placées sur l'indice de performance.

Avec les valeurs obtenues grâce au code d'optimisation, le matériau pour l'enceinte optimale dans cette application aurait un module d'Young proche de celui du laiton et une densité légèrement inférieure à celle du magnésium. Comme aucun matériau ne possède à lui seul les propriétés exactes, la conception de l'enceinte acoustique suggère qu'un matériau composite serait le meilleur matériau à utiliser. Un composite pourrait être développé pour contenir les propriétés prévues du matériau.

12. Conclusion

A côté du modèle de transfert de chaleur, il faut discuter aussi des modèles d'admission. Cette étude propose l'utilisation de conduits pour diriger le flux d'air de refroidissement dans l'enceinte. Ceci serait réalisé grâce à l'utilisation d'un ventilateur à l'intérieur du conduit. En effet, l'utilisation d'un conduit éliminera la ligne de vue à travers le trou. Ceci n'empêcherait pas la transmission de bruit par l'ouverture, mais contribuerait à le réduire.

L'évacuation se faisait par un tube d'échappement. C'était l'un des raisons d'une si mauvaise réponse avec l'enceinte de test en bois. Les mesures prises avec l'enceinte n'ont pas permis de

réduire le bruit d'échappement lors de la mesure du niveau de pression acoustique global. Pour les études ultérieures, l'échappement devrait être réduit au silence en utilisant un silencieux à chambre d'expansion qui est fixé à l'extérieur de l'enceinte. Le fait de placer le silencieux à l'extérieur de l'enceinte n'augmentera pas l'énergie thermique à l'intérieur de l'enceinte.

Afin de pouvoir déterminer une conception pour le divergent de l'enceinte, plusieurs formes et longueurs sont analysées. Et pour pouvoir répondre aux exigences industrielles d'encombrement minimal il faut minimiser les pertes de charge, tout en ayant des dimensions acceptables.

Les méthodes utilisées à ce jour dans la conception des enceintes sont analytiques, expérimentales et numériques. Les premières font généralement appel à des concepts simples, souvent limités voire inappropriés lorsque la composition et la forme des enceintes acoustiques sont complexes. Au contraire les essais expérimentaux sont les plus fiables pour étudier le comportement d'un objet de forme quelconque, puisqu'ils le placent dans des conditions réelles d'application.

Dans le chapitre suivant, on va tester la faisabilité de la méthode expliquée dans le chapitre 3 c'est-à-dire on va mesurer le bruit avant et après la mise en place de l'enceintes acoustique pour prouver l'efficacité de cette étude et on va illustrer cette étude théorique avec une démarche expérimentale et la pratique de la démarche expérimentale en situation de résolution de problème de recherche tel le bruit.

Chapitre 4 : Validation expérimentale

" Rien n'est aussi pratique qu'une bonne théorie "

K. LEVIN

1. Introduction

Dans MTL2, Entreprise de télécommunications à Montréal, fournisseur de services de télécommunications, les ventilateurs génèrent du bruit dû à leurs moteurs. Également tout le circuit d'aération peut générer du bruit : les obstacles perturbent l'écoulement et augmentent son taux de turbulence, ce qui favorise les vibrations du système qui sont autant de sources acoustiques supplémentaires. Les bruits relatifs au système de ventilation sont gênants pour l'homme voire néfastes pour la santé, et les vibrations peuvent endommager le matériel par augmentation de la fatigue.

Les silencieux industriels sont des objets complexes où interviennent simultanément de nombreux phénomènes physiques comme l'écoulement de fluides, la propagation et la génération de bruits, des échanges de chaleurs et des réactions chimiques, etc. La connaissance des performances de l'objet nécessite l'analyse des problèmes aérodynamique et acoustique, pouvant intervenir sur un large domaine. Au cours du 20^{ième} siècle diverses méthodes mathématiques ont été développées pour représenter les phénomènes de propagation sonore et les écoulements internes et externes. Les caractéristiques de ces silencieux sont principalement la perte sonore et la perte de charge aérodynamique engendrées par son insertion, l'objectif d'une bonne conception étant de maximiser la première et minimiser la seconde.

Nous allons généraliser dans ce chapitre les techniques présentées dans le deuxième et le troisième chapitre. Nous cherchons tout d'abord à mesurer selon des logiciels et des calculs acoustiques le bruit généré par les six génératrices des 4 points de mesure et à la limite de propriétés pour pouvoir respecter les règlements de la ville de Montréal et en exploitant des instruments de mesure conformes aux normes applicables. Nous avons ensuite validé les performances de simulations dans notre cas réel MTL2 puis nous avons vérifié l'efficacité de stimulation effectué et enfin nous avons authentifié les résultats et nous avons obtenu le certificat d'étalonnage.

Cette recherche nous a amené à développer la notion de conception grâce à laquelle nous déterminons des apports de la démarche expérimentale pour la résolution de problèmes discutée dans le chapitre 3.

La construction théorique que nous avons proposée sera testée dans ce chapitre, expérimentalement, à l'aide des situations élaborées.

2. Contexte général

Dans cette partie, nous commençons par définir qu'est-ce qu'un centre de données et ses exigences. Ensuite, nous présentons les deux sociétés concernées par notre projet, leurs services, leurs administrations respectives pour décrire enfin leurs rôles envers les tiers pour valider l'expérience.

3. Centre de données

Un data center ou centre de données, est une infrastructure composée d'un réseau d'ordinateurs et d'espaces de stockage. Cette infrastructure peut être utilisée par les entreprises pour organiser, traiter, stocker et entreposer de grandes quantités de données.

En règle générale, une entreprise repose fortement sur les applications, les services et les données contenues dans un centre de données. Il s'agit donc d'une part essentielle de l'entreprise au quotidien.

En matière de nuage informatique, le Québec est devenu un pôle mondial; 45 centres de données sont déjà installés, dont la majorité à Montréal et ses alentours.

Un data center est un ensemble d'éléments. Un centre de données basique regroupe des serveurs, des sous-systèmes de stockage, des commutateurs de réseau, des routeurs, des firewalls, et bien entendu des câbles et des baies physiques (racks en anglais) permettant d'organiser et d'interconnecter tout cet équipement informatique.



Figure 27 l'intérieur d'un Datacenter

a. L'ensemble d'éléments et les composantes physiques d'un Data center :

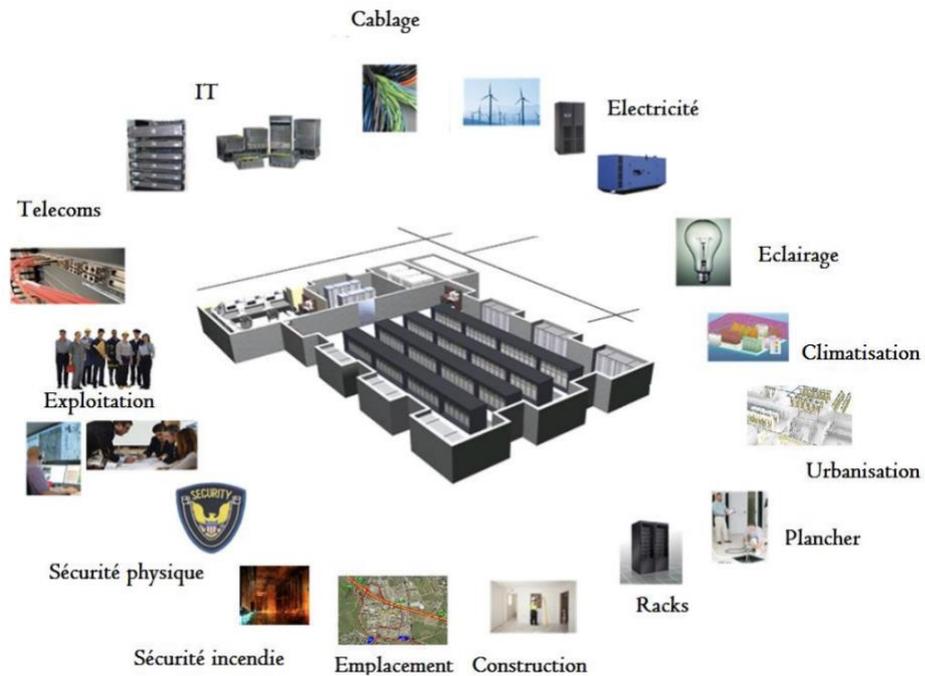


Figure 28 Les composantes physiques d'un centre de données

- ✓ Climatisation (précise et stable)
- ✓ Contrôle de la poussière (filtration de l'air)
- ✓ Unité de distribution de l'énergie
- ✓ Bloc d'alimentation d'urgence, et une unité de secours (Générateur, UPS)
- ✓ Système perfectionné d'alerte d'incendie
- ✓ Plancher
- ✓ Extinction automatique des incendies (par micro-gouttelettes ou gaz inerte)
- ✓ Conduites pour câbles au-dessus et au-dessous du plancher
- ✓ Surveillance par caméras en circuit fermé
- ✓ Contrôle des accès, ainsi que sécurité physique
- ✓ Surveillance 24/7 des serveurs dédiés (ordinateurs)
- ✓ Service de sécurité continuellement présent
- ✓ Câbles de paires torsadées de cuivre pour liaisons
- ✓ Fibres optiques pour liaisons inter-sites

Pour fonctionner correctement, un centre de données doit aussi abriter l'infrastructure adéquate : un système distribution d'énergie, un commutateur électrique, des réserves d'énergie, des générateurs, un système de ventilation et de refroidissement, et une puissante de connexion internet. Une telle infrastructure nécessite un espace physique suffisamment vaste et sécurisé pour contenir tout cet équipement.

Tableau 1 étude établie par Seagate sur les challenges qu'affrontent les Datacenter managers

Chaleur et climatisation	72%
Résistance au sol	44%
Sécurité des données/ perte de données	31%
Performance système	28%
Augmentation de la complexité des systèmes	27%
Utilisation intensive du stockage et manque de compétences experte	25%
Suivi de l'expansion des données	23%
Limitation des budgets	19%
Croissance des prix des ressources énergétiques	17%
Congestion réseaux/ problème de connectivité	16%
Evolutivité des systèmes	15%
Forte consommation d'énergie	15%

b. Exigences d'un centre de données :

Parce que les centres de données contiennent tellement d'équipements informatiques, ils ont des besoins spéciaux en termes de sécurité et d'alimentation.

- **Alimentation fiable et abondante :** l'équipement d'un Data Center nécessite souvent une alimentation importante, à partir d'une source à l'abri des interruptions grâce à une alimentation de secours disponible immédiatement. Les centres de données sont plus efficaces et nécessitent beaucoup moins d'alimentation que les centres de données traditionnels.
- **Climatisation :** dans la mesure où l'alimentation et l'équipement dans un centre de données génèrent beaucoup de chaleur, les centres de données nécessitent souvent un équipement de refroidissement pour fonctionner de manière optimale. L'eau pouvant détruire les ordinateurs, il n'est pas possible d'utiliser des gicleurs pour protéger l'équipement d'un centre de données contre le feu. À la place, les centres de données peuvent utiliser des systèmes retardateurs de feu chimiques qui étouffent les flammes sans endommager l'équipement électronique.
- **Sécurité physiques et virtuelles :** la sécurité est un aspect important d'un centre de données en raison des applications et des informations stratégiques que celui-ci contient. Une violation exposant des données client ou de l'entreprise sensibles peut coûter des centaines de milliers d'euros et, dans les pires scénarios, mettre fin à la marque et aux activités d'une entreprise. Des mesures de sécurité à la fois physiques et virtuelles doivent être prises pour garantir la sécurité permanente d'un centre de données et s'assurer que les activités ne sont pas vulnérables aux violations de données. Un centre de données doit être protégé contre le vol par des mesures de sécurité physiques telles que des cadenas, une surveillance vidéo et une restriction de l'accès. Les logiciels de sécurité du réseau et des applications peuvent apporter des mesures de sécurité virtuelles essentielles.

De nos jours, les fournisseurs de colocation étendent leur offre pour proposer la gestion de services tels que l'interconnectivité pour permettre à leurs clients de se connecter au cloud public.

Dans la section suivante, nous allons présenter le centre de données eStruxture dans lequel nous avons effectué toutes nos expériences.

4. eStruxture

eStruxture est un fournisseur des solutions de centres de données destinées aux entreprises, basée à Montréal. Sa clientèle cible est toute entreprise ayant besoin d'une infrastructure fiable et flexible allant de fournisseurs, d'hébergeurs XaaS ou d'entrepreneurs en technologie financière, en apprentissage automatique ou en effets visuels ou d'autres industries dépendantes de TI.

eStruxture fournit des solutions de centres de données neutres quant au réseau et au nuage, dont la capacité, la performance et la flexibilité permettent d'exécuter les applications d'entreprise modernes et exigeantes. Elle offre aussi la flexibilité nécessaire pour une adaptation rapide aux changements imprévisibles dans les besoins de l'industrie.

eStruxture fournit des centres de données, dont la capacité, la performance et la flexibilité permettent d'exécuter les applications d'entreprise modernes et exigeantes.

eStruxture offre des infrastructures de classe mondiale dotées de systèmes innovants d'alimentation et de refroidissement.

Services offerts par eStruxture :

- Collocation
- Cloud
- Réseau
- Services de TI

Les centres de données sont situés :

Montréal :

Montréal compte parmi les marchés de centres de données canadiens qui connaissent la plus grande croissance :

MTL-1 : Un centre de données à haute densité de puissance au cœur de Montréal

MTL-2 : eStruxture fait entrer un bâtiment historique de Montréal dans l'ère numérique en transformant une ancienne imprimerie en centre de données

MTL-3 : Installation de niveau III située à quelques minutes du centre-ville de Montréal

Nous avons effectué nos expériences de recherche dans le centre de données MTL2.



Figure 29 carte de centre de données Montréal

Centre de données MTL2 :



Figure 30 Les centres de données MTL2

La société eStructure est très consciente de la pollution acoustique dans les environs qui l'entourent. Et pourtant, la demande de machines et d'appareils qui produisent une pollution sonore importante continue d'augmenter.

Dans le secteur des génératrices, il y a un engagement déterminé à produire des solutions plus silencieuses. Ainsi, les marques s'efforcent d'incorporer dans leurs catalogues des génératrices insonorisés, l'une des grandes innovations du secteur.

Depuis quelques années, les fabricants de ces équipements qui produisent cette pollution acoustique, consacrent une grande partie de leurs ressources en investissement dans la recherche-développement et de l'innovation technologique et industrielle afin d'atténuer et de réduire les effets acoustiques de leurs produits, pour s'adapter à cette nouvelle exigence du marché.

Compte tenu de la nature des génératrices avec des composants rotatifs, ils ne sont pas exemptés de ce type de pollution, générant des bruits et des vibrations qui peuvent nuire à la santé. Ce secteur a également été obligé d'investir une grande partie de ses ressources dans ses services de recherche et développement et de l'innovation technologique et industrielle pour améliorer d'une part la conception et d'autre part la fabrication des groupes électrogènes dans le but de réduire ces émissions.

Ensuite, nous allons présenter la compagnie Acovib Group avec laquelle nous avons effectué toutes nos expériences et avec leurs équipements.

5. Acovib Group

ACOVIB Group est la seule compagnie au Québec qui offre les services de consultation en acoustique et en vibrations et le design des composantes acoustiques sur mesure dans les secteurs industriel et commercial.

La principale mission d'ACOVIB Group consiste à fournir un service et à offrir des produits de qualité pour améliorer le confort acoustique et éviter la nuisance sonore et vibratoire dans différents secteurs environnemental, architectural et industriel. ACOVIB Group opère au Québec au Canada et à l'échelle internationale notamment en Europe en Afrique du Nord.

Afin de respecter les règlements de la ville de Montréal, on a effectué une expérience de mesure de pression acoustique dans quatre points spécifiques dans le centre de donnée eStruxture. Dans les parties qui suivent, nous allons présenter les objectifs de cette expérience, les méthodologies, les instruments utilisés pour l'effectuer, les conditions météorologiques nécessaires pour obtenir le meilleur résultat et enfin nous allons analyser les résultats obtenus.

6. État de l'art

eStruxture a mandaté le groupe AcovibGroup pour effectuer sur place (7001 St Jacques St, Montréal, QC) les mesures du niveau de bruit de la génératrice MTU 20V4000. Cette génératrice G02, installée à l'intérieur du MTL-2, a comme numéro de série 95030501484.

Les mesures du niveau de pression acoustique ont été recueillies en utilisant une approche conventionnelle à 1,5 m du sol. Les conditions météorologiques étaient relativement favorables.

7. Objectifs :

Les principaux objectifs de cette expérience sont les suivants :

- D'évaluer la conformité acoustique du projet en phase d'exploitation selon les critères sonores provinciaux et fédéraux.
- D'identifier des mesures d'atténuation s'il y a de dépassement des normes.

Et pour exploiter ces objectifs il faut :

- Mesurer le niveau de pression acoustique (SPL) en champ libre pendant le fonctionnement normal de la génératrice G02, à la fois sans et à pleine charge, sur des points d'échantillonnage situés à la limite du bâtiment MTL-2.

- Produire un rapport technique des mesures observées.

8. Méthodologie et calculs effectués :

Dans ce cadre, des calculs et des estimations bien spécifiques ont été établis : les mesures de bruit ont été recueillies entre 4h30 et 7h30. Ces mesures de bruit ont été mesurées en 4 points différents P1 à P4.

Les points d'échantillonnage P1 et P2 sont situés face au côté nord du bâtiment MTL2. Les autres points d'échantillonnage P3 et P4 sont situés face au côté ouest du bâtiment MTL2, à l'avant de l'entrée des génératrices.

Les données sonores ont été mesurées à un ascenseur de 1,5 m par rapport au sol. La méthodologie utilisée pour effectuer ces relevés de niveau de pression acoustique comprend :

1. Mesure du niveau de bruit ambiant par bandes en octaves aux points P1 à P4 (mesure de la série 1).
2. Mesure du niveau de bruit de la génératrice (à vide) par bandes en octaves aux points P1 à P4 (mesure de la série 2).
3. Mesure du niveau de bruit de la génératrice (hors charge mais incluant le bruit des ventilateurs du banc de charge actif) par bandes en octaves aux points P1 à P4 (mesure de la série 3).
4. Mesure du niveau de bruit de la génératrice à (pleine charge) y compris le bruit des ventilateurs du banc de charge par bandes d'octave aux points P1 à P4 (mesure de la série 4).
5. L'analyse de toutes les données relatives au niveau de bruit.
6. Rapport technique et conclusion.

Le banc de charge est situé à proximité immédiate de la prise de la génératrice.

Son niveau de bruit était dominant à certains points de vue pendant les mesures à pleine charge, de sorte que le niveau de bruit ambiant a également été mesuré séparément afin de le soustraire des bruits de la génératrice.

Avec cette approche, nous avons déterminé le niveau de bruit de la génératrice sans aucun autre bruit (c'est-à-dire sans aucun autre bruit généré par un autre système mécanique).

La période d'échantillonnage (10 secondes) a été utilisée pour obtenir une moyenne représentative du bruit. Le bruit produit par les génératrices était stable pour toutes les mesures de niveau de pression acoustique.

Le sonomètre recueille les mesures en temps réel et fournit un niveau équivalent en dB (A).



Figure 31 position des 4 points de mesure du bruit

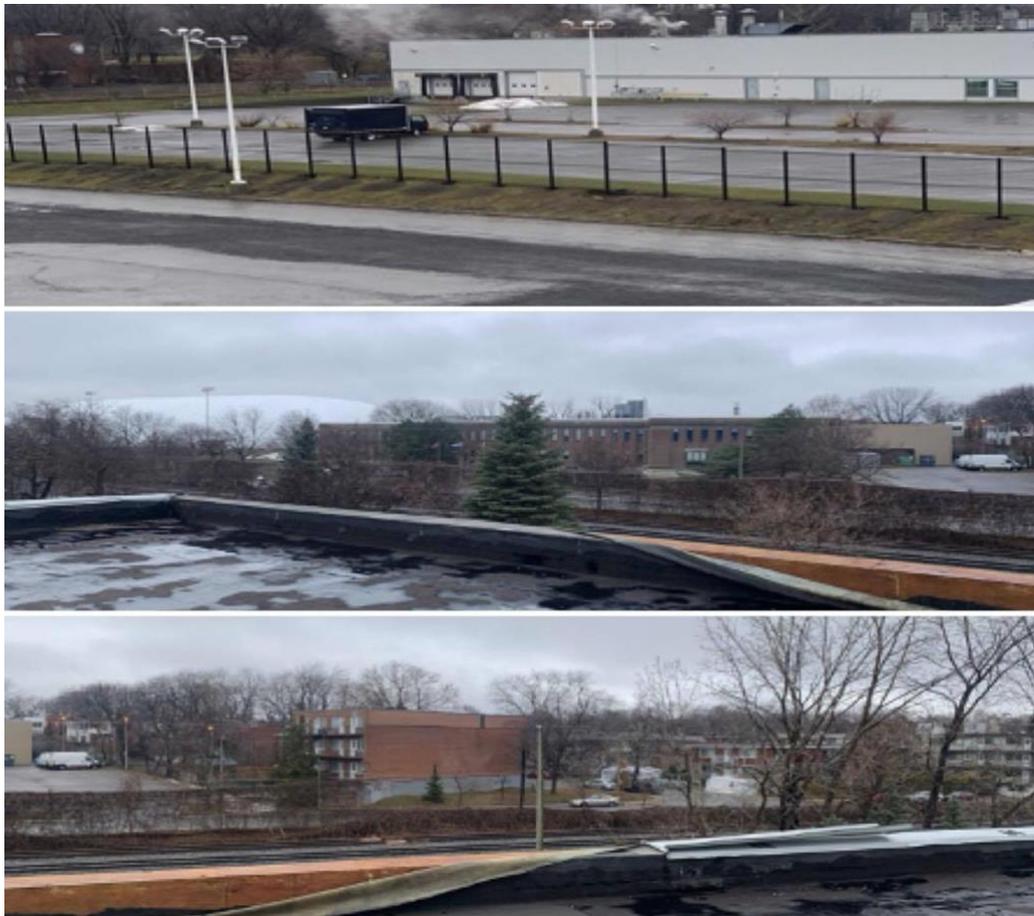


Figure 32 photos réelles de 3 côtés de MTL2

9. Instruments de mesure utilisés :

Les instruments suivants ont été utilisés pour effectuer toutes les mesures présentées dans cette étude :

- Un analyseur de fréquence temps réel calibré (modèle Larson Davis 3000+(type 1))
- Une source sonore Larson Davis étalonnée

- Un micro filtré avec une bonnette anti-vent

Les instruments énumérés ci-dessus sont conformes aux normes applicables. L'étalonnage de l'équipement est certifié avant et après chaque série de mesures du bruit. Aucun écart important (≤ 0.5 dB) n'a été observé lors de l'étalonnage. Les instruments sont également certifiés chaque année par un laboratoire indépendant.

10. Les conditions météorologiques :

Les conditions météorologiques favorables pour le bruit ambiant devraient généralement être les suivantes :

- Température ambiante supérieure à -10°C .
- Vitesse du vent en dessous 20KM/h.
- Humidité relative inférieure à 90%.
- Pas de précipitations et chaussée sèche.

Avant de procéder, les conditions météorologiques ont été évaluées et observées et ont été jugées relativement favorables pour la mesure du bruit. Les données environnementales sont recueillies à l'aérodrome de Pierre Elliott Trudeau de la station météorologique de Montréal.

Dans la partie suivante, nous allons présenter les réglementations de la ville de Montréal et le rapport de ces règlements avec le centre de données.

11. Réglementation

La Ville de Montréal possède un règlement quantitatif sur le bruit. L'ordonnance 2 de la réglementation sur le bruit R.R.V.M. c. B-3 qui détermine les critères sonores dans les lieux habités en fonction de la vocation de ces lieux. Le tableau ci-dessous présente les critères sonores du règlement de la Ville de Montréal.

Tableau 2 Critères sonores de la Ville de Montréal (R.R.V.M. c. B-3)

Zone	Limites de bruit ^{1,2}	
	Nuit (19h à 7h)	Jour (7h à 19h)
I	40 dBA	45 dBA
II	45 dBA	50 dBA
III	50 dBA	55 dBA
IV	70 dBA	70 dBA
1	Valeurs en dBA et référencées à 20×10^{-6} Pa;	
2	Moyenne horaire $L_{Aeq, 1h}$ du bruit émis par l'activité industrielle visée excluant le bruit résiduel.	

Tableau 3 Description de chaque zone de tableau qui précède

ZONES SENSIBLES

Zone I	Territoire destiné à des habitations unifamiliales isolées ou jumelées, à des écoles, hôpitaux ou autres établissements de services d'enseignement, de santé ou de convalescence. Terrain d'une habitation existante en zone agricole.
Zone II	Territoire destiné à des habitations en unités de logement multiples, des parcs de maisons mobiles, des institutions ou des campings.
Zone III	Territoire destiné à des usages commerciaux ou à des parcs récréatifs. Toutefois, le niveau de bruit prévu pour la nuit ne s'applique que dans les limites de propriété des établissements utilisés aux fins résidentielles. Dans les autres cas, le niveau maximal de bruit prévu le jour s'applique également la nuit.

ZONES NON SENSIBLES

Zone IV	Territoire zoné aux fins industrielles ou agricoles. Toutefois, sur le terrain d'une habitation existante en zone industrielle et établie conformément aux règlements municipaux en vigueur au moment de sa construction, les critères sont de 50 dBA la nuit et 55 dBA le jour.
---------	--

Les catégories des zones décrites ci-haut sont établies en vertu des usages permis par le règlement de zonage municipal. Lorsqu'un territoire ou une partie de territoire n'a pas été zoné par une municipalité, ce sont les usages réels qui déterminent la catégorie applicable.

Le jour s'étend de 7 h à 19 h, tandis que la nuit s'étend de 19 h à 7 h. Par ailleurs, lorsque la moyenne horaire du bruit résiduel (c'est-à-dire le bruit ambiant sans les activités du centre de donnée) dans un secteur est plus élevée que les valeurs limites du tableau 1, cette moyenne de bruit résiduel devient alors la norme à respecter.

Les critères sonores de la Zone IV sont donc applicables (50 dBA la nuit et 55 dBA le jour, ou le bruit résiduel, si plus élevé).

Les critères sonores sont comparés au niveau de bruit normalisé. Celui-ci est obtenu après pondération du niveau de bruit perturbateur en fonction du niveau de bruit de fond, de la durée d'émission du bruit perturbateur et des types de bruit mesurés (bruit impulsif, bruit porteur d'information et bruit comportant des sons purs audibles).



Figure 33 échelle des décibels du niveau sonore

Pour estimer le bruit à l'intérieur, on considère le niveau sonore mesuré à l'extérieur (à proximité de la façade) auquel on soustrait 10 dBA pour tenir compte de la réduction sonore procurée par une fenêtre ouverte (ISO R 1996).

L'arrêté préfectoral d'autorisation fixe, pour chacune des périodes de la journée (diurne et nocturne), les niveaux de bruit à ne pas dépasser en limite de propriété de l'établissement. Ces niveaux sont déterminés de manière à assurer le respect des valeurs d'émergence admissibles. Ces règlements ont principalement le but d'éviter le conflit entre habitants et data center.

Les figures que nous proposons soulignent la position géographique de notre projet. En effet, notre projet se localise dans une zone résidentielle et il en est délimité dans les quatre côtés. Il faut donc prendre en considération cette localisation particulière ainsi que les règlements et restriction de la ville de Montréal et veiller à les respecter.

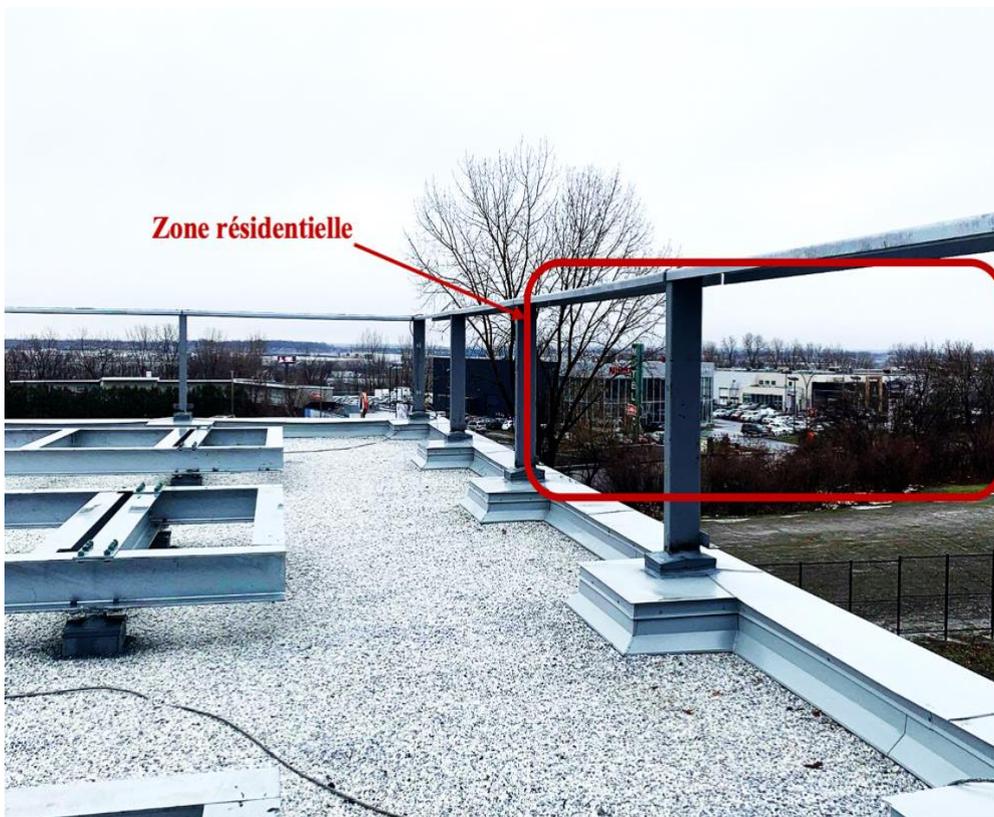


Figure 34 Côté numéro 1 du centre de données MTL2



Figure 35 Côté numéro 2 du centre de données MTL2



Figure 36 Côté numéro 3 du centre de données MTL2



Figure 37 Côté numéro 4 du centre de données MTL2

Dans la section qui suit, nous allons étudier les sources de bruit de ce centre de données.

12. Le bruit généré par les génératrices

Le bruit des génératrices est produit par six sources principales :

- **Bruit du moteur** : ceci s'explique principalement par les forces mécaniques et de combustion, et varie habituellement de 100 dB (A) à 121 dB (A), mesuré à un mètre et selon la taille du moteur.
- **Bruit du ventilateur de refroidissement** : produit en déplaçant l'air à grande vitesse à mesure qu'il traverse le moteur et le radiateur. Le niveau varie de 100 dB à 105 dB à un mètre.
- **Le bruit de l'alternateur** : est causé par le frottement de l'air de refroidissement et des balais et oscille approximativement entre 80 dB et 90 dB à un mètre.
- **Bruit inductif** : ceci est causé par des fluctuations du courant dans l'enroulement de l'alternateur qui provoquent un bruit mécanique qui varie entre 80 dB et 90 dB à un mètre.
- **Échappement du moteur** : sans silencieux d'échappement, cela varie de 120 dB à 130 dB ou plus, mais est normalement réduit d'au moins 15 dB avec un silencieux standard.

- **Bruit structurel (mécanique)** : Principalement causé par la vibration mécanique de différentes pièces et composants structurels qui rayonnent comme un son.

Dans la partie qui suit nous allons proposer quelques méthodes utilisées pour réduire le bruit dégagé par ces équipements.

13. Comment réduire le bruit dans ces équipements :

La classification des types d'action, basée sur celle du « Guide bruit » est donnée dans la figure ci-dessous :

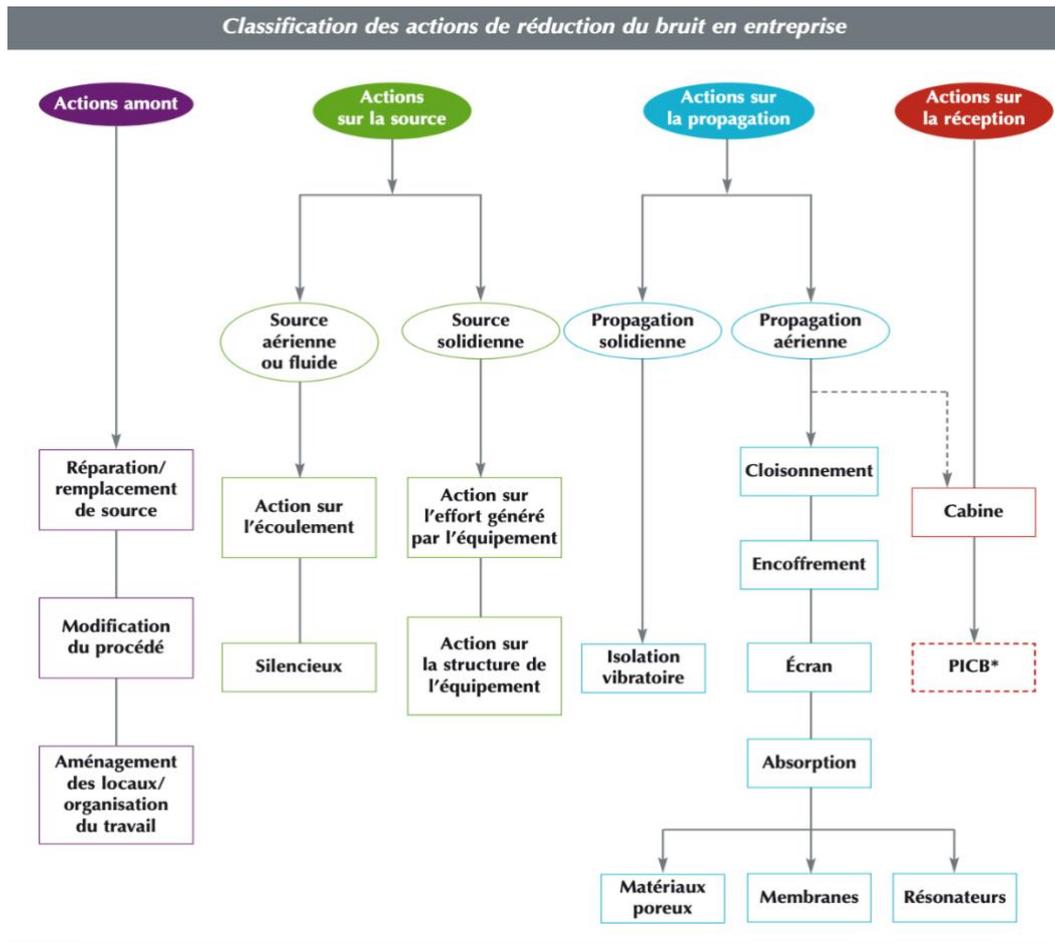


Figure 38 classification des actions de réduction du bruit en entreprise

Les génératrices silencieux (insonorisés) ont fabriqué avec de matériaux spéciaux, qui varient en fonction du fabricant de l'appareil, qui sont responsables de l'absorption du bruit et de l'empêcher de sortir, afin de réduire le bruit.

Même ces dispositifs silencieux sont soumis à des tests sonores pour vérifier qu'ils sont dans les limites autorisées par les institutions et les règlements.

Il existe sept possibilités pour réduire le bruit des génératrices :

1. Réduire le niveau sonore de la source
2. Les barrières acoustiques

3. L'isolation acoustique
4. Les supports d'isolation
5. L'atténuation de l'air de refroidissement,
6. Les silencieux d'échappement
7. Des efforts pour maximiser la distance entre le groupe électrogène et la source réceptrice de ce bruit.

Dans la section suivante, on s'intéressera aux silencieux, ses caractéristiques acoustique et ses différents types.

14. Silencieux (système d'entrée d'air et d'échappement)

➤ *Caractéristiques acoustiques des silencieux*

Il existe deux paramètres essentiels qui permettent de décrire les performances acoustiques des silencieux : Perte par transmission TL, perte par insertion IL.

- **Perte par transmission TL** : La perte par transmission est la différence en puissance entre l'onde incidente et l'onde transmise qui quitte le silencieux quand ses terminaisons sont anéchoïque. Il existe plusieurs méthodes pour prédire la perte par transmission (ex : Matrices de transfert, méthodes des éléments finis) Le TL du silencieux ne dépend pas de la source, c'est une caractéristique du système peu importe l'onde incidente. Il est calculé en dB :

$$TL_{dB} = 10 \log_{10} \left(\frac{W_i}{W_t} \right)$$

avec W_i la puissance acoustique incidente, et W_t la puissance acoustique transmise.

- **La perte par insertion IL** est la différence de niveau de pression, souvent en un point en dehors du système, avec et sans la présence du silencieux, contrairement à la perte par transmission, la perte par insertion n'est pas purement une caractéristique du silencieux car elle ne dépend non seulement de la source rayonnante mais aussi de l'impédance de rayonnement des parois du silencieux. La perte par insertion est une donnée très importante pour estimer les performances acoustiques d'un silencieux.

$$IL_{dB} = 20 \log_{10} \left(\frac{P_{sans}}{P_{avec}} \right)$$

avec P_{sans} la pression acoustique sans le silencieux, et P_{avec} la pression acoustique avec le silencieux.

➤ *Les différents types de silencieux*

Dans la suite, le silencieux concernera à la fois celui de l'entrée d'air et celui du système d'échappement.

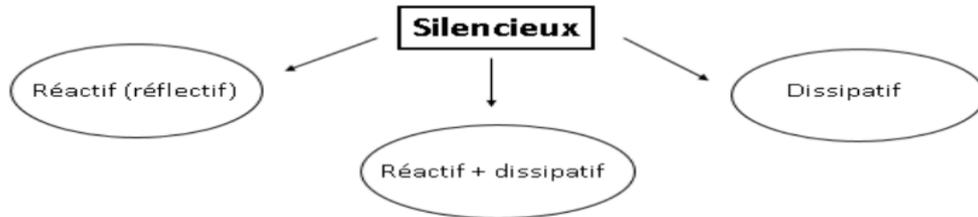


Figure 39 Différents type des silencieux

- Le silencieux réactif, aussi appelé réflectif repose sur l'utilisation de plusieurs segments de tubes de différentes sections. Le mot réflectif dans l'appellation de ce type de silencieux provient du fait qu'au niveau des changements de section, la pression et le flux volumique sont continus, tandis que la vitesse ne l'est pas, ce qui crée une réflexion d'onde.
- Le silencieux dissipatif, aussi appelé absorptif consiste en l'utilisation de matériaux pouvant absorber le son (mélamine, laine de verre, mousse de polyuréthane) ; l'atténuation du son se fait par conversion de l'énergie acoustique qui se propage dans les passages poreux, en chaleur.
- Certains silencieux utilisent les deux principes réactifs et dissipatifs.

Actuellement l'utilisation de cabine acoustique (en particulier les enceintes d'atténuation du son) combine toutes les stratégies de réduction de bruit en un seul ensemble qui offre une protection contre les intempéries et une atténuation du son surtout lorsque les groupes électrogènes sont situés à l'extérieur. Cette stratégie est la plus utilisée par les fabricants des génératrices, car elle permet une plus grande insonorisation et une plus grande standardisation dans la fabrication du groupe électrogène.



Figure 40 photos réelles d'enceinte acoustique situées à MTL2 de eStructure

Afin de minimiser les bruits émis par notre centre de données et contourner une éventuelle pollution sonore, nous proposons d'insérer des génératrices de type Marathon 1040FDH1258 comme montre la figure ci-dessous.

Caractéristiques de Marathon 1040FDH1258



Figure 41 référence de la génératrice Marathon eStructure

1. Cette génératrice haute tension intègre des bobines enroulées et des systèmes d'isolation VPI.
2. Les transformateurs de potentiel de détection haute tension (P / Ts) ne sont pas inclus.
3. Pour la détection triphasée, un PT triphasé est requis.
4. Marathon 1040FDH1258 ont des RTD à enroulement de platine de 100 ohms comme équipement standard.
5. Ce dernier a 4 barres omnibus, avec une capacité de protection différentielle.

Enfin et après avoir effectué les expériences nécessaires pour valider la fiabilité et la robustesse des techniques proposées nous avons créé ce tableau qui illustre les méthodes analysées des chapitres 2 et 3.

15. Analyse et résultats :

Dans le tableau ci-dessous, la première ligne illustre le niveau de bruit ambiant en dB dans toutes les directions des points de mesure P1 à P4.

Tableau 4 niveau de pression acoustique de la génératrice mesuré et estimé à différents points

Le niveau de pression acoustique du générateur à pleine charge mesuré en différents points en dB(A)				
	P1	P2	P3	P4
Bruit ambiant (générateur éteint)	41.2	42.8	43.1	42.6
Génératrice G02 à pleine charge (100%)	43.5	43.8	44.0	43.0
Génératrices G01, G3, G4 et G06 à pleine charge (100%)	49.5	49.8	50.0	49.0

(1):Niveau de bruit arrondi à 0,1 dB(A), référence : 2×10^{-5} Pa

(2):Données sonores mesurées

(3):Estimation du niveau sonore à partir des données mesurées

La première ligne montre les points de 1 à 4 où nous avons installé nos équipements pour effectuer l'expérience.

La deuxième ligne montre le niveau de bruit global des génératrices G02 à pleine charge, à l'exclusion des contributions du bruit ambiant et du bruit de banc de charge pour toutes les directions, tous les points P1 à P4.

La dernière ligne montre l'estimation du niveau de bruit des génératrices G01, G03, G04 et G06 fonctionnant simultanément à pleine charge, à l'exclusion de la contribution du bruit ambiant et du bruit de banc de charge, pour toutes les directions, pour tous les points P1 à P4. Cette estimation est basée sur le niveau de bruit de la génératrice G2.

D'après notre simulation et le niveau sonore recueilli pour la génératrice G2, le niveau de pression acoustique aux points d'échantillonnage P1 à P4 ne dépasse pas 50,0dB (A) lorsque les quatre génératrices G01, G03, G04 et G06 fonctionnent simultanément à pleine charge.



Figure 42 MTU 3.3MW génératrice installée dans le bâtiment de MTL2

16. Validation expérimentale :

Les résultats obtenus en utilisant l'algorithme présenté correspondent à ceux attendus théoriquement. D'ailleurs, le niveau de bruit est estimé à 49.6 dB (A) au niveau des points P1 et P2. Il est légèrement plus bas au niveau des points P3 et P4 où il est estimé à 49.5 dB (A). Compte tenu de ces deux valeurs, le taux d'erreur ne dépasse pas les 5 dB (A) en comparaison avec les résultats présentés dans le tableau 4. D'autre part, les résultats des modèles numériques mis en œuvre concordent avec les résultats expérimentaux. Cette constatation permet de valider les prestations de l'algorithme.

Pour conclure, on a bien vérifié la précision et la fiabilité de cet algorithme ainsi on valide expérimentalement par des mesures numériques sur terrain les performances acoustiques calculées.

17. Conclusion

Avec la collaboration avec Acovib Group, on a recueilli des relevés de niveau de pression acoustique pour la génératrice MTU 20V4000 en champ libre en quatre points différents (P1 à P4), situés à la limite du bâtiment MTL-2.

Le niveau de pression acoustique global de la génératrice G02 en pleine charge (à l'exclusion de la contribution du bruit ambiant et du bruit du banc de charge) varie entre 43,0 dB (A) et 44,0 db (A) en tous points P1 à P4.

D'après nos simulations et le niveau sonore recueilli pour la génératrice G02, le niveau de pression acoustique à tous les points d'échantillonnage P1 à P4 ne dépasse pas 50,0 dB (A) lorsque les quatre génératrices (G01, G3, G4, 46) fonctionnent simultanément à pleine charge.

Cette phase du projet consiste à valider expérimentalement les performances acoustiques calculées numériquement.

Pour conclure, toutes les techniques développées dans ce mémoire sont testées sur des structures réelles et commentées.

Chapitre 5 : Conclusion

La première et principale partie de cette enquête qui a été abordée est le modèle de perte d'insertion. La condition de limite serrée « Le modèle développé par Oldham (1991) » a été acceptée pour être utilisée dans cette enquête.

Oldham a suggéré que le mode fondamental d'un panel était le seul mode qui rayonne efficacement le bruit tout en étant un bon prédicteur de la perte d'insertion pour une enceinte étanche. Il existe bien une baisse prononcée de la perte d'insertion réelle à la fréquence fondamentale, mais des baisses à des fréquences plus élevées sont aussi remarquées. Comme l'avait prédit Oldham, les valeurs nulles plus élevées sont un résultat des modes supérieurs du panel. Ces modes supérieurs, excités semblent avoir une relation directe avec la source de bruit et la distance entre les panneaux. En testant l'enceinte avec différentes distances entre la source de bruit et le panneau, ces annulations de modes d'ordre supérieur diminuaient à mesure que l'orateur se rapprochait du panel.

Le modèle mathématique d'Oldham demeure un bon prédicteur de la perte d'insertion, mais il est désormais peu fiable lorsqu'il prédit la perte d'insertion aux valeurs nulles déterminées par la distance entre la source et le panneau. En fonction de la fréquence et des propriétés du matériel ainsi que des dimensions du panneau, le modèle prédit une perte d'insertion négative à l'infini. Il en résulte une pression acoustique rayonnée prédite positive à l'infini.

En augmentant la fréquence, des valeurs nulles de la perte d'insertion prévue se produisent périodiquement. Ces annulations sont causées lorsque la vitesse du panneau est déphasée par rapport à la vitesse des particules de la source de bruit. La valeur nulle a été limitée à 20 dB par rapport à la crête précédente par le code d'optimisation. La limitation des valeurs nulles a permis de prévoir une perte d'insertion plus réaliste.

Un prototype d'enceinte a été construit en contreplaqué pour comparer la perte d'insertion de modèle avec des données réelles prises avec un générateur. La tendance générale de la perte d'insertion réelle et prédite est similaire, mais les valeurs des niveaux de pression acoustique de perte d'insertion prédite et réelle ne sont pas très similaires. Cela est dû à deux choses. La mauvaise performance réelle de l'enceinte est due à l'ouverture pour l'échappement et à l'ouverture laissée pour l'entrée de refroidissement.

L'application du modèle basé sur une enceinte étanche au cas pratique d'une enceinte avec des ouvertures est une approche de "meilleure estimation". La perte d'insertion réelle sera évidemment bien inférieure à la perte d'insertion prévue, car le modèle est basé sur un environnement scellé idéal. Un modèle plus réaliste inclurait les effets des ouvertures, mais cela dépend du matériel et de la taille des ouvertures.

Le modèle de perte d'insertion est une représentation équitable de la perte d'insertion. Il est efficace dans le code d'optimisation pour prédire les propriétés optimales des matériaux de

l'enceinte. Grâce à une ingénierie et une conception approfondie, il est possible de construire une enceinte qui réduirait les émissions de niveau de la pression acoustique d'environ 15 dB.

Le deuxième objectif de ce présent travail consiste à la modélisation d'une enceinte acoustique en utilisant un code reconnu dans de nombreuses applications afin de déterminer simultanément les performances acoustiques de l'enceinte, du silencieux et du mur. Des calculs de la performance moyenne de ces derniers sont effectués.

Ce travail suit de près les théories et les modèles développés par Oldham (1991). Si les pertes de charge ont pu être déterminées avec un écoulement stationnaire incompressible, la connaissance de la perte sonore par insertion a nécessité une résolution compressible et instationnaire, où le champ de pression acoustique a été calculé directement avec l'écoulement.

La méthodologie était de modéliser et valider expérimentalement des paramètres telle la perte par transmission, les effets du changement de matériel, les dimensions des panneaux sur le modèle étudié, le bruit généré par les six génératrices exposées dans MTL2 dans 4 points de mesure différentes pour voir la différence dans ces 4 emplacements ainsi que l'efficacité de stimulation effectuée comme discuté dans le chapitre 4.

Ces modélisations ont été réalisées afin d'aboutir à une méthode de simulation adaptée à la conception d'une enceinte acoustique industrielle et non industrielle qui réduisent le bruit d'une machine à l'intérieur d'une usine de production.

Enfin notre travail s'inscrit parmi nombreuses autres recherches visant à améliorer d'une part l'environnement acoustique, d'autre part l'efficacité d'un système, par la conception de matériel mieux adaptée au besoin. L'impact souhaité est le respect du confort auditif et de la santé des personnes confrontées à des gênes sonores. Dans le cadre pratique, notre recherche vise à l'optimisation d'installations industrielles comme les systèmes de ventilation, d'un point de vue énergétique et par rapport au matériel soumis à des fatigues vibratoires.

Le temps et l'argent consacrés à l'ingénierie n'en font peut-être pas un projet commercialement intéressant, mais il peut être réalisé pour le bien de l'être humain et l'environnement.

RECOMMANDATIONS ET TRAVAUX FUTURS

Le manque de validation de cette nouvelle méthode de conception de matériel acoustique met encore en doute sa fiabilité surtout que la crédibilité du modèle numérique demeure mal connue. Ce n'est que le début de la conception d'un capot acoustique pour une génératrice. Cependant, en raison des ouvertures qui ont dû être laissées dans l'enceinte du génératrice, la prévisibilité d'une enceinte réelle n'était pas très robuste.

Une étude acoustique plus approfondie devrait être menée pour inclure la dégradation de la perte d'insertion due aux ouvertures laissées dans l'enceinte. Il est également nécessaire d'étudier les valeurs de l'utilisation de conduits dans des hottes acoustiques non étanches.

Un conduit ou un canal d'entrée, qui permet le passage de l'air de refroidissement à travers l'enceinte, est également un domaine d'investigation nécessaire. Le conduit peut être conçu éventuellement pour des fréquences spécifiques. La conception d'un tel conduit se prête également à deux types de contrôle du bruit. Premièrement, le canal fournira un certain contrôle acoustique passif. Deuxièmement, ce serait un endroit où l'on pourrait ajouter un contrôle actif du bruit. Le contrôle actif permettrait de cibler spécifiquement les fréquences qui doivent être atténuées plus que les autres.

Des résultats équitables peuvent être obtenus en utilisant simplement une conception d'une telle enceinte, mais l'échappement constitue toujours un obstacle important à la conception d'une enceinte efficace.

Des études pourraient être menées pour déterminer la contribution de l'échappement au niveau global de pression acoustique rayonnée. Cela pourrait également révéler une procédure permettant de séparer le bruit d'échappement des autres bruits, bruits de moteur et du bruit du générateur. Il est proposé de concevoir une chambre d'expansion accordable qui sera fixée à l'extérieur de l'enceinte. La possibilité de régler la chambre d'expansion permettra à une conception plus spécifique en fonction du spectre de bruit de la génératrice.

En plaçant le silencieux à l'extérieur de l'enceinte, on élimine l'échappement comme source de chaleur à l'intérieur de l'enceinte.

Un domaine du contrôle acoustique passif qui n'a même pas été présenté ici est l'utilisation de doublures ou de mousses acoustiques. Cela nécessiterait le développement d'un modèle approfondi pour prédire les performances d'un capot acoustique doublé de mousse. Une fois qu'un modèle adéquat aura été développé, il pourra être incorporé dans le programme d'optimisation.

Une analyse plus approfondie du transfert de chaleur est nécessaire dans cette étude. De plus, le modèle de transfert de chaleur présenté ici est totalement théorique. L'obtention de données complètes et réelles n'a pas été possible en raison de difficultés de faire plus d'expérience à cause de la situation sanitaire actuelle (covid19).

Toutefois, pour le processus d'optimisation, le modèle d'enceinte étanche est un prédicteur raisonnable de la perte d'insertion. Il prédit avec précision la fréquence à laquelle les effets des modes de panneaux peuvent être observés dans la perte d'insertion. Il détermine également les effets de la distance entre la source et le panneau sur la perte d'insertion pour les fréquences les plus élevées.

L'enceinte n'est peut-être pas un produit commercial du point de vue économique, mais elle vaut les coûts de production et d'ingénierie dans des environnements à bruit contrôlé.

Annexes

ANNEXE A : Optimisation de l'interface graphique GUI

The image shows a software interface for optimization, titled "Initial Search Values". It features several panels for inputting parameters:

- Initial Material Properties:**
 - Material Density (kg/m³): 2700
 - Internal Damping Coeff.: .001
 - Young's Modulus (N/m²): 7.16e10
 - Poisson's Ratio: .34
- Set Maximum Enclosure Dimensions (in):**
 - height (18.75 min.): 18.75
 - length (26.25 min.): 26.25
 - width (17 min.): 17
 - Panel Thickness: .125
- Weighting Values:**
 - Insertion Loss weight (1-10): 1
 - Enclosure weight (1-10): 1
 - Cost weight (1-10): 1
- Set the Source-to-panel Distance (in):**
 - STP Dist. width: 8.5
 - STP Dist. length: 13.125
 - STP Dist. height: 9.375
- Estimated cost/area (sf):** 100
- Optimized Material Properties:**
 - Material Density (kg/m³)
 - Poisson's Ratio
 - Internal Damping Coeff.
 - Weight (kg)
 - Panel Thickness (m)
- Start the Optimization Program:** Start

Figure 43 Optimisation de l'interface GUI

ANNEXE B : Tableau de calcul des paramètres du code d'optimisation

Name ▲	Value
a	0.4763
ans	61
area	1.2750
b	0.4318
big_one	4356x4 double
break_flag	1
c	0.6668
c_air	343
cost_per_area	100
count	4356
d	0.2159
D	50.3760
da	0.2381
db	0.2159
dc	0.3334
Dstar	50.3760 + 0.0504i
E	7.1600e+10
flag2	1
freq	1x801 double
h	0.0020
hc	66
hp	1x66 double
il_band_total	1x801 complex double
IL_side_b	1x801 complex double
IL_side_c	1x801 complex double
IL_top	1x801 complex double
k	1x801 double

Name ▲	Value
K	1x801 complex double
kd	1x801 double
location_perf	1
location_spl	1
m	8.5725
max_E	1.0000e+11
max_h	0.0064
max_mu	0.4000
max_neta	0.0100
max_rho_mat	4500
maximum_a	0.4763
maximum_b	0.4318
maximum_c	0.6668
mc	66
min_E	500000
min_h	0.0016
min_mu	0.3000
min_neta	0.0016
min_rho_mat	600
minimum_perf	73.1913
minimum_spl	72.1913
mu	0.3400
neta	1.0000e-03
new_perf_index	75.6240
old_perf_index	73.1913
omega	1x801 double
org_h	0.0016

The image shows a screenshot of a MATLAB Workspace window. The window title is "Workspace". It contains a table with two columns: "Name" and "Value". The variables listed are:

Name	Value
mu	0.3400
neta	1.0000e-03
new_perf_index	75.6240
old_perf_index	73.1913
omega	1x801 double
org_h	0.0016
orig	830.6388
orig_total	29.1941
over_all_spl	74.6240
perf	66x66 double
Pmax	53.1213 - 0.0000i
predicted_spl	1x801 double
rho	1x66 double
rho_c	406
rho_mat	650
spl	66x66 double
step_h	3.5455e-04
step_mat	50
sum	2.9000e+07
this	801
total_spl	1x801 double
txt_title	1x1 UIControl
weight	1.6198
weight_cost	1
weight_enclosure	1
weight_il	1
ZZ	801

A red rectangular box highlights the variables 'spl', 'step_h', and 'step_mat' in the table.

ANNEXE C : Niveau de puissance sonore du générateur d'essai

L'organisation internationale de normalisation (ISO) définit des procédures détaillées pour calculer la pression acoustique globale et les niveaux de puissance acoustique des sources de bruit. Il existe différentes normes pour les mesures en champ anéchoïque, réverbérant et libre. Une surface d'essai a dû être déterminée en fonction de la taille de la source de bruit. La détermination du rayon, r , de la surface de mesure hémisphérique a été calculée selon les spécifications de l'ISO. Les spécifications exigent que le rayon soit égal ou supérieur à deux fois la dimension minimale, et pas moins de 1 mètre.

La dimension minimale a été calculée par :

$$d_0 = \sqrt{\left(\frac{l_1}{2}\right)^2 + \left(\frac{l_2}{2}\right)^2 + (l_3)^2}$$

où : l_1 , l_2 et l_3 sont respectivement la longueur, la largeur et la hauteur de la source de bruit.

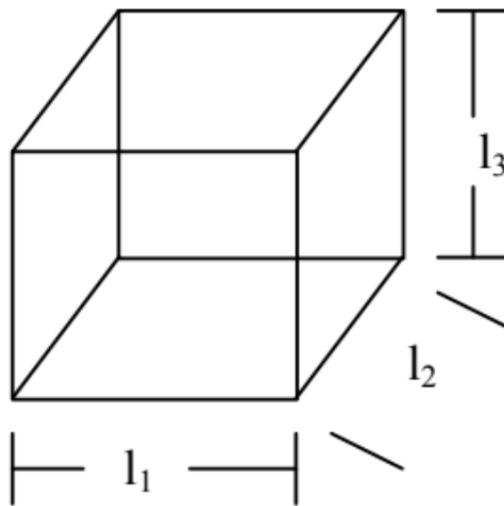


Figure 44 Dimensions de la génératrice

Bibliographie

1. Martin, R., Sommaire des réalisations sur la réduction du bruit tirées du répertoire provincial 2001, RRSSS de Chaudières-Appalaches.
2. Portail du réseau public québécois en santé au travail, www.santeautravail.net.
3. Répertoire internet de réalisations en santé au travail, www.santeautravail.com.
4. Nguyen, P. and G. Parent, Réduire le bruit en milieu de travail. 1998, Commission de la santé et de la sécurité du travail du Québec.
5. L.L. Beranek and I. L. Ver, 1992, Noise and Vibration Control Engineering, New York, John Wiley and Sons.
6. F. Fahy, 1989, Sound and Structural Vibration, San Diego, Ca. Academic Press Limited.
7. L.E. Kinsler and A.R. Frey, 1982, Fundamentals of Acoustics, New York, John Wiley and Sons.
8. D.J. Oldham and S.N. Hilarby, 1991. "The Acoustical Performance of Small Close Fitting Enclosures, Part 1; Theoretical Models", Journal of Sound and Vibration, vol. 150 pp. 261-81.
9. D.J. Oldham and S.N. Hilarby, 1991. "The Acoustical Performance of Small Close Fitting Enclosures, Part 2; Experimental Investigation", Journal of Sound and Vibration, vol. 150 pp. 283-300.
10. ISO 3740-1980, Acoustics - Determination of Sound Power Levels of Noise Sources - Guidelines for the use of basic Standards and Preparations of noise test codes , International Standards Organization.
11. E. Buckingham, 1924. "Theory and Interpretation of Experiments on the Transmission of Sound through Partition Walls", Sci. Papers Natn. Bur. Standards vol. 20, p.193.
12. Malcolm J. Crocker, 1994. "A Systems Approach to the Transmission of Sound and Vibration Through Structures", Noise-Con 94, pp. 525 - 533.
13. R.Y. Vinokur, July, 1996. "Evaluating Sound Transmission Effect in Multi-Layer Partitions", Sound and Vibration."
14. London, A., 1950. "Transmission of Reverberant Sound through Single Walls", Journal of the Acoustical Society of America, vol. 22, p. 270 - 279.

15. Michael Rettinger, 1973 Acoustic Design and Noise Control, Chemical Publishing Co., Inc., New York. pp. 129-140.
16. Junger, M.C., 1970. "Sound Through an Elastic Enclosure Acoustically Coupled to a Noise Source". ASME Paper No. 70 - WA/DE - 12.
17. K.P. Bryne, H.M. Fischer and H.V. Fuchs, 1988. "Sealed, Close Fitting, Machine Mounted Acoustic Enclosures with Predictable Performance", Noise Control Engineering Journal, vol.31, no. 1, pp. 7-14.
18. Jackson, R.S., 1966. "Some Aspects of Acoustic Hoods", Journal of Sound and Vibration, vol. 3, pp. 82 - 94.
19. Mumaw, James, 1996. "A comparison of Analytical Models and Experimental Results in a Non - Rigid Walled Enclosure", Masters Thesis in Mechanical Engineering at Virginia Tech.
20. Non - Rigid Walled Enclosure", Masters Thesis in Mechanical Engineering at Virginia Tech.
21. J. Roberts, September, 1990. "The Principle of Noise Control with Enclosures", Journal of Electrical and Electronic Engineering, Australia, vol. 10, no. 3, pp.151-155.
22. Walker, A.W., 1971. "Acoustic Materials for Absorption", Conference on Noise and Vibration Control for Industries, pp. 7.1 - 7.4.
23. Bolton, J.S., Green, E.R., 1993. "Normal Incidence Sound Transmission through Double Panel Systems with Relatively Stiff, Partially Reticulated Polyurethane Foam", Applied Acoustics, vol. 39, pp. 23 – 51.
24. Livre "Avoidable Mistakes that Compromise Cooling Performance in Data Centers and Network Rooms".
25. 2004 American Power Conversion.
26. ASHRAE: Save Energy Now Presentation Series, 2009
27. Maa, Dah-You, 1987. "Microperforated-Panel Wide Band Absorbers", Noise Control Engineering Journal, vol 29, no. 3, pp. 77 - 85.
28. Jinko, Lee, Sweenson, G.W., 1992 "Compact Sound Absorbers for Low Frequencies", Noise Control Engineering Journal, vol. 3, no. 3, pp. 109 - 117.

29. Peyret, C., Acoustic propagation in presence of an arbitrary flow, ONERA Chatillon.
30. Laville, F., Acoustique industrielle. 1995, Montréal: École de Technologie Supérieure.
31. Articles et conférences du CSTC 2001-2014 – www.cstc.be – www.normes.be
32. INITIATION A L'ACOUSTIQUE – A. Fischetti – BELIN, Paris – 2003.
33. <https://www.lebigdata.fr/definition-data-center-centre-donnees>, 12 Avril 2017
34. LA PRATIQUE DE L'ISOLATION ACOUSTIQUE DES BÂTIMENTS – J. Pujolle – Editions du Moniteur, Paris – 1978
35. Oldham, D.J. and X. Zhao, Measurement of the sound transmission loss of circular and slit-shaped apertures in rigid walls of infinite thickness by intensimetry. *Journal of Sound and Vibration*, 1993. 161(1): p. 119-135.
36. Bolduc, M., Acquiring Statistical Energy Analysis Damping Loss Factor for Complex Structures with Low to High Damping Characteristics, in Département de Génie Mécanique. 2007, Université de Sherbrooke: Sherbrooke. p. 369.
37. L'Espérance, A., Logiciel d'analyse et de gestion du bruit OUIE 2000 - développement et intégration d'un modèle d'acoustique prévisionnelle. 2001, IRSST: Montreal, Canada. p. 26.
38. Nightingale, T.R.T. and I. Bosmans. On using multiple Kij's in the EN12354 acoustics prediction model to represent excess attenuation in flanking surfaces in 17th International Congress on Acoustics. 2001. Rome, Italy.
39. Cheng, L. and C. Lesueur, Influence des amortissements sur la réponse vibro-acoustique: étude théorique et expérimentale d'une plaque excitée mécaniquement et couplée à une cavité. *Journal d'Acoustique*, 1989. 2: p. 347-355.
40. M. L. Munjal. Analysis and design of pod silencers. *J. Sound Vib.*, 262(3), 497 – 507, 2003.
41. Michael Rettinger, 1973 Acoustic Design and Noise Control, Chemical Publishing Co., Inc., New York. pp. 129-140.

42. H. Bodén and R. Glav. Exhaust and Intake Noise and Acoustical Design of Mufflers and Silencers, chapter 85, pages 1034–1053. John Wiley & Sons, 2008
43. D. Borelli and C. Schenone. A finite element model to predict sound attenuation in lined and parallel-baffle rectangular ducts. HVAC&R Research, 18(3), 390–405, 2012.
44. Optimal Design of an Enclosure for a Portable Generator, Joseph E. Blanks, 1997
45. James N. Siddall, 1982, Optimal Engineering Design; Principles and Applications, Marcel Dekker, Inc., New York, chapters 2 - 8.
46. T. Elnady and H. Bodén. On semi-empirical liner impedance modeling with grazing flow. In 9th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, 2003
47. Z. H. Wang, C. K. Hui, and C. F. Ng. The acoustic performance of ventilated window with quarter-wave resonators and membrane absorber. Appl. Acoust., 78, 1–6, 2014.
48. M. J. Crocker. Handbook of acoustics. John Wiley & Sons, 1998.
49. J. Le Nabat. Étude du comportement acoustique d'un silencieux rectangulaire à baffles parallèles. Master's thesis, Université Pierre et Marie Curie, 2007.
50. ISO 9053 :1991, Acoustique – Matériaux pour applications acoustiques - Détermination de la résistance à l'écoulement de l'air.
51. Décret n° 2006-1099 du 31 août 2006 relatif à la lutte contre les bruits de voisinage et modifiant le code de la santé publique.
52. Arrêté du 30 juin 1999 relatif aux caractéristiques acoustiques des bâtiments d'habitation.
53. NF S 31-080 :2006, Acoustique - Bureaux et espaces associés - Niveaux et critères de performances acoustiques par type d'espace.
54. <https://www.cirrusresearch.fr/blog/2013/05/que-representent-les-ponderations-frequentielles-a-c-et-z/> ,28 Mai 2013
55. https://savoirs.usherbrooke.ca/bitstream/handle/11143/9862/Bourgana_Mohamed_Taoufik_MScA_2017.pdf?sequence=3&isAllowed=y

56. Zhou, Z., D. Copiello. (2013). Simulation of Exhaust Line Noise using FEM and TMM. *Sound and Vibration*, volume 47, numéro 9, p. 10-13.
57. Fahy. F., Gardonio. P. (1985). *Sound and Structural Vibration: Radiation, Transmission and response*. 1 ère edition, Academic Press, Orlando, Florida, USA, 656 p.
58. <http://www.ausimaroc.com/wp-content/uploads/2017/06/UPVALIS-AUSIM-Livre-Blanc-Data-Centers.pdf>, Edition 1.0, Octobre 2016.
59. ISO 3741, Acoustique – Détermination des niveaux de puissance acoustique émis par les sources de bruit – Méthodes de laboratoire en salles réverbérantes pour les sources à large bande
60. ISO 3745. Determination of sound power levels of noise sources using sound pressure – Precision methods for anechoic and semi-anechoic rooms, 2012.
61. <https://www.lebigdata.fr/definition-data-center-centre-donnees>, 12 avril 2017
62. ISO 3741. Acoustique – Détermination des niveaux de puissance acoustique émis par les sources de bruit – Méthodes de laboratoire en salles reverberate pour les sources à large bande, 2010.
63. Elnady, T., Åbom, M., Allam, S. (2010). Modeling perforates in mufflers using twoports. *Journal of Vibration and Acoustics*, Volume 132, numéro 6.
64. https://indico.cern.ch/event/718542/attachments/1625249/2601120/CVI06386_AINDU_CMI_RA02.pdf, Arturo Tauro, 29 Mars 2018
65. Atalla, N., Sgard, F. (2015). *Finite Element and Boundary Methods in Structural acoustics and vibration*. 1 ère édition, CRC Press, 470 p.
66. ISO 3745. Determination of sound power levels of noise sources using sound pressure – Precision methods for anechoic and semi-anechoic rooms, 2012