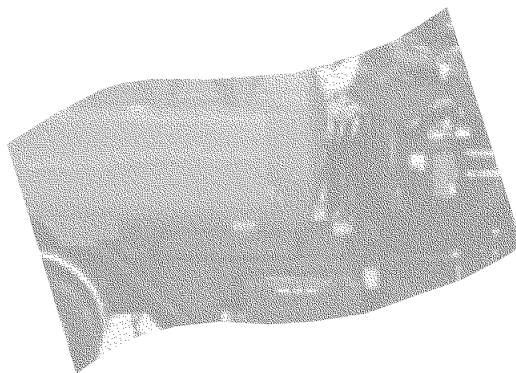


**Identification, modélisation
et réduction du bruit
des systèmes surpresseurs
fixes et mobiles**



**ÉTUDES ET
RECHERCHES**

Olivier Beslin

Février 2002

R-290

RAPPORT



La recherche, pour mieux comprendre

L'Institut de recherche Robert-Sauvé en santé et en sécurité du travail (IRSST) est un organisme de recherche scientifique voué à l'identification et à l'élimination à la source des dangers professionnels, et à la réadaptation des travailleurs qui en sont victimes. Financé par la CSST, l'Institut réalise et subventionne des recherches qui visent à réduire les coûts humains et financiers occasionnés par les accidents de travail et les maladies professionnelles.

Pour tout connaître de l'actualité de la recherche menée ou financée par l'IRSST, abonnez-vous gratuitement au magazine *Prévention au travail*, publié conjointement par la CSST et l'Institut, en téléphonant au 1-877-221-7046.

Les résultats des travaux de l'Institut sont présentés dans une série de publications, disponibles sur demande à la Direction des communications ou gratuitement sur le site de l'Institut.

Dépôt légal
Bibliothèque nationale du Québec
2002

IRSST - Direction des communications
505, boul. de Maisonneuve Ouest
Montréal (Québec)
H3A 3C2
Téléphone : (514) 288-1551
Télécopieur : (514) 288-7636
publications@irsst.qc.ca
www.irsst.qc.ca

© Institut de recherche Robert-Sauvé
en santé et en sécurité du travail,
février 2002.

Identification, modélisation et réduction du bruit des systèmes surpresseurs fixes et mobiles

Olivier Beslin,
Université de Sherbrooke, Département de génie mécanique

ÉTUDES ET RECHERCHES

RAPPORT

Cliquez recherche
www.irsst.qc.ca

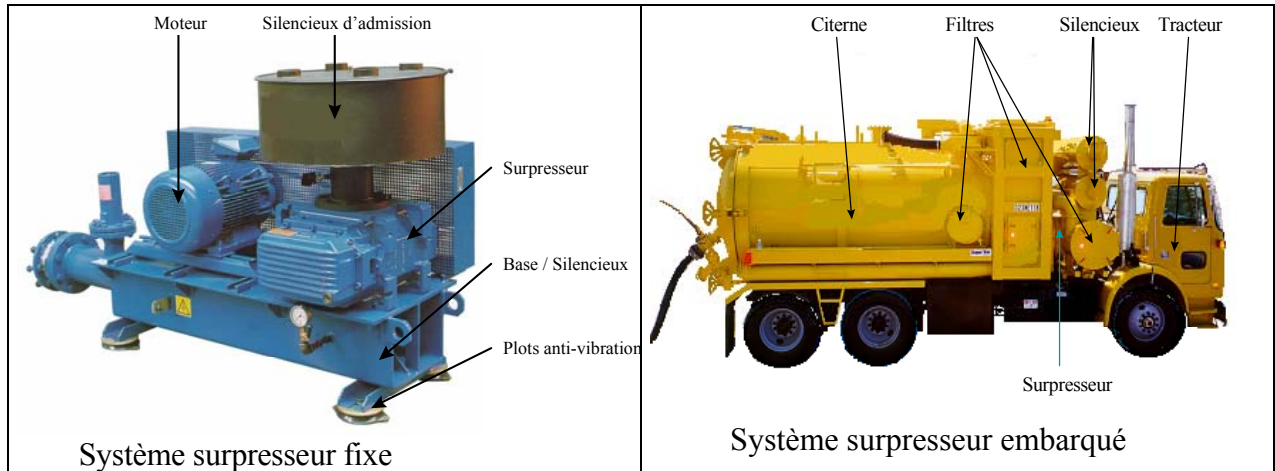


Cette publication est disponible
en version PDF
sur le site Internet de l'IRSST.

Cette étude a été financée par l'IRSST. Les conclusions et recommandations sont celles de l'auteur.

SOMMAIRE

Il existe deux grands types de systèmes surpresseurs : les *systèmes surpresseurs fixes* et les *systèmes surpresseurs embarqués* sur une plate-forme de camion. Un exemple de chaque catégorie est montré ci-dessous :



Ces systèmes surpresseurs posent une problématique au niveau santé et sécurité au travail. La mise en évidence du problème du bruit des systèmes surpresseurs embarqués est venue de la direction de l'entreprise "Breton Transport" qui utilise ce type de matériel sur leurs camions pour le transport de la chaux. Le surpresseur à air utilisé sur ces équipements génère des niveaux de bruit importants auxquels sont exposés les travailleurs lors du chargement et du déchargement des camions. Le problème n'est pas spécifique à cette seule compagnie puisque ces systèmes sont largement utilisés par, entre autres, les municipalités qui nous ont déjà fait part de ce problème de bruit par le passé. Le nombre de personnes touchées directement par le problème est donc très important et se situe dans de nombreux secteurs d'activités au Québec (transport, service public, agro-alimentaire, écurage des égouts, protection civile, dépoussiérage, aspiration de matières dangereuses, ...). C'est un cas typique où un problème de pollution (par le bruit) a été créé pour en régler un autre. Ces équipements sont aussi appelés « soufflantes », ou « blowers », ou « vacuums », ou « pompes à déplacement positif »,... suivant le type de procédé ou de secteur d'activité. Des mesures de niveaux de pression acoustique ont montré que les systèmes surpresseurs génèrent des niveaux de bruit de 91 à 105 dB(A) à trois mètres, ce qui situe les systèmes surpresseurs dans la catégorie des équipement très bruyants.

Les objectifs principaux de ce projet de 30 mois sont les suivants :

- Caractériser et hiérarchiser les sources de bruits présentes sur un système surpresseur.
- Développer un code de prédiction numérique qui puisse permettre de prendre en compte les matériaux poro-élastiques.
- Développer un outil hybride mesure-simulation numérique qui permette de quantifier la puissance rayonnée par les parties structurales du système surpresseur, sans être perturbé par les autres sources de bruits (bruit de bouches, aéraulique...).
- Concevoir, en partenariat avec l'industriel *Hibon Inc.* des systèmes surpresseurs fixes et embarqués à bruit réduit.

TABLE DES MATIÈRES

Sommaire	<i>i</i>
Table des matières	<i>ii</i>
Liste des figures	<i>iv</i>
Liste des tableaux	<i>v</i>
Introduction	<i>1</i>
I Rappel des objectifs de recherche	<i>1</i>
II Objectif 8.1.1: « Identification, hiérarchisation et caractérisation des sources de bruit. Caractérisation du Bruit aéroulque »	<i>1</i>
II.1 Système surpresseur étudié	<i>1</i>
II.1.1 Description du montage étudié	<i>1</i>
II.1.2 Conditions de fonctionnement	<i>1</i>
II.1.3 Fréquences associées au fonctionnement d'un surpresseur à piston rotatif.....	<i>3</i>
II.2 identification	<i>4</i>
II.2.1 Inventaire des sources actives et passives.....	<i>4</i>
II.2.2 Inventaire des différents types d'excitation et des cheminements associés	<i>4</i>
II.3 HiÉrarchisation	<i>5</i>
II.3.1 Hiérarchisation globale des sources.....	<i>5</i>
II.3.2 Répartition en tiers d'octaves	<i>6</i>
II.3.2.a La base	<i>7</i>
II.3.2.b Le surpresseur	<i>7</i>
II.3.2.c Tube d'admission et silencieux d'admission	<i>7</i>
II.3.2.d La transmission	<i>7</i>
II.3.2.e Le moteur	<i>7</i>
II.3.3 Conclusion	<i>7</i>
II.4 Caractérisation	<i>7</i>
II.4.1 Champ vibratoire de la base.....	<i>8</i>
II.4.2 Caractérisation du chemin de transfert surpresseur → Bruit global	<i>8</i>
II.4.3 Cartographie vibratoire et déformée en fonctionnement de la base	<i>10</i>
II.4.4 Caractérisation de la base actuelle	<i>11</i>
II.4.5 Synthèse de la caractérisation	<i>12</i>
II.5 Méthode de Mesure de l'impédance acoustique de source	<i>13</i>
III Objectif 8.1.2: « Modélisation par éléments finis du bruit solidien et aérien émis par les systèmes d'aspiration et de refoulement »	<i>13</i>
III.1 Le code de calcul « Vaporetto »	<i>13</i>
III.2 Étude d'un matériau poreux	<i>14</i>
III.2.1 Influence réciproque des deux phases du matériau poreux	<i>14</i>
III.2.2 Variation des champs dans le matériau poreux.....	<i>14</i>
IV Objectif 8.1.3: « Création d'une nouvelle approche hybride (expérimentale+théorie) pour la prédiction de la puissance acoustique d'une structure à partir de la mesure de la vitesse vibratoire »	<i>15</i>
IV.1 Résumé de la méthode	<i>15</i>
IV.2 Validation expérimentale de la méthode hybride	<i>17</i>

IV.2.1	Descriptions des montages de validation	17
IV.2.2	Validation avec une plaque d'aluminium homogène	17
IV.2.3	Validation avec une plaque contenant un raidisseur	18
V	Objectif 8.1.4: « Conception de systèmes surpresseurs fixes et mobiles à bruit réduit » :	
	Surpresseur fixe	19
V.1	Conception d'une base silencieuse	19
V.1.1	Arrangement intérieur	19
V.1.2	Bruit de corps	20
V.2	Réduction du bruit du surpresseur	25
V.3	Synthèse sur la conception de systèmes surpresseurs fixes	27
VI	Objectif 8.1.4: « Conception de systèmes surpresseurs fixes et mobiles à bruit réduit » :	
	Surpresseur mobiles	27
VI.1	Fréquences d'excitations du système surpresseur et fréquence de coupure des silencieux	27
VI.1.1	Détermination des fréquences principales d'excitation du surpresseur	27
VI.1.2	Détermination du domaine fréquentiel de validité de la théorie classique des silencieux (fréquence de coupure)	28
VI.2	Conception de la partie réactive des silencieux pour un système surpresseur SIAV 870228	
VI.3	Conception de la partie dissipative du silencieux	28
VI.3.1	Choix du matériau	29
VI.3.2	Optimisation de l'absorption	30
VI.3.3	Choix du concept	31
VI.4	Bruit de corps	33
VI.4.1	Choix du concept	34
VI.4.2	Optimisation du traitement amortissant	34
VI.5	Silencieux prototypes	36
VI.5.1	Anatomie	36
VI.6	Efficacité sur banc d'essai	37
VI.6.1	Impact du nouvel arrangement interne	37
VI.6.2	Impact du traitement anti-vibratoire viscoélastique	39
VI.6.3	Bilan sur l'efficacité des silencieux prototypes :	40
VII	Activités supplémentaires	40
VII.1	Valorisation du projet	40
VII.2	utilitaire de dimensionnement de silencieux	40
	conclusion	41
	références	42

LISTE DES FIGURES

Figure 1. Montage utilisé pour l'identification des sources de bruit d'un système surpresseur fixe	2
Figure 2. Schéma de principe du fonctionnement d'un surpresseur trilobe.	3
Figure 3. Cheminement des excitations pour un système surpresseur fixe	5
Figure 4. Niveau de puissance des différentes composantes du système surpresseur	6
Figure 5. Vitesse quadratique de la base soumise à l'ensemble des excitations.....	8
Figure 6. Niveau de puissance de la base soumise à l'ensemble des excitations	9
Figure 7. Montage utilisé pour l'étude de l'influence de l'excitation solidienne de la base	9
Figure 8. Niveau de puissance acoustique rayonnée par la base lors d'une excitation mécanique du surpresseur (pas d'excitation aéraulique)	10
Figure 9. Cartographie des vitesses vibratoires de la base (vue éclatée de dessus).....	10
Figure 10. Fonction de Réponse en Fréquence (FRF) de la base	11
Figure 11. Photographies du montage	17
Figure 12. Schéma du montage.....	17
Figure 13. Comparaison entre la méthode hybride et une mesure d'intensimétrie pour une plaque simplement appuyée.....	18
Figure 14. Comparaison entre la méthode hybride et une mesure d'intensimétrie pour une plaque simplement appuyée avec un raidisseur.....	19
Figure 15. Plan de construction d'une base à déflecteur et double paroi.	20
Figure 16. Schéma de la configuration de paroi doublée à frottement sec	21
Figure 17. Photo du montage d'essai de la technique « paroi à frottement sec »	21
Figure 18. Admittances comparées d'une plaque simple et d'une plaque doublée à frottement sec	22
Figure 19. Comparaison des modules d'Young de l' ISD 112 et du DYAD 606.....	23
Figure 20. Comparaison des facteurs de perte de l' ISD 112 et du DYAD 606.....	23
Figure 21. Influence de l'épaisseur de la couche contraignante sur la vitesse quadratique moyenne de la plaque sandwich contenant du DYAD 606	24
Figure 22. Influence de l'épaisseur de la couche contraignante sur la vitesse quadratique moyenne de la plaque sandwich contenant du ISD 112	24
Figure 23. Vue rapprochée du surpresseur	25
Figure 24. Obstruction des ouvertures de plateau.....	26
Figure 25. Coefficients d'absorption pour 3 configurations	29
Figure 26. Comparaison simulation/mesure du coefficient d'absorption de la laine Nonwover ..	30
Figure 27. Schéma d'une configuration optimisée.....	30
Figure 28. Exemples de configurations testées sur paroi rigide.	31
Figure 29. Noyau en forme d'ogive	32
Figure 30. Traitement dissipatif développé au GAUS, utilisant une vrille diffractante	32
Figure 31. Comparaison de la perte par insertion (IL) de la configuration à vrille et de la configuration classique	33
Figure 32. Configuration à vrille (a), (GAUS) et configuration classique (b).....	33
Figure 33. Simulation de l'efficacité du matériau viscoélastique <i>DYAD 606 précontraint</i>	34
Figure 34. Photographie du traitement viscoélastique utilisé	35
Figure 35. Schéma de la configuration utilisée pour le traitement viscoélastique.....	35

Figure 36. Vitesses quadratiques de la coque du silencieux en fonctionnement avec et sans traitement viscoélastique.....	36
Figure 37. Schéma du silencieux prototype.....	36
Figure 38. Spectres de puissance correspondant au bruit de bouche des silencieux de refoulement prototypes comparés aux silencieux traditionnels fabriqués par DEMERS (livrés avec la machine)	38
Figure 39. Spectres de puissance correspondant au bruit de bouche des silencieux d'injection prototypes comparés aux silencieux traditionnels fabriqués par DEMERS (livrés avec la machine).....	39

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1. Conditions d'essai.....	2
Tableau 2. Composition du système surpresseur.....	3
Tableau 3. Fréquences et bandes 1/3 d'octaves des harmoniques de la pulsation fondamentale de l'écoulement.....	4
Tableau 4. Inventaire des sources actives et passives.....	4
Tableau 5. Séparation des types d'excitations pour un système surpresseur fixe	5
Tableau 6. Hiérarchisation globale des sources.....	6
Tableau 7. Modes propres et amortissements de la base « standard ».....	12
Tableau 8. Participation des différentes sources au bruit du système surpresseur fixe	13
Tableau 9. Comparaison des puissances rayonnées par la base.....	20
Tableau 10. Caractéristiques des plaques du montage « paroi à frottement sec ».....	21
Tableau 11. Caractéristiques des matériaux viscoélastiques	23
Tableau 12. Composition du système surpresseur testé.....	25
Tableau 13. Conditions de fonctionnement du système surpresseur testé.....	25
Tableau 14. Comparaison des puissances acoustiques rayonnées par le surpresseur avec et sans obstruction des ouvertures de plateau.	26
Tableau 15. Liste des cinq premières fréquences d'excitation d'un surpresseur trilobe pour une vitesse de fonctionnement de 1800 tr/min	27
Tableau 16. Conditions de fonctionnement	37
Tableau 17. Hiérarchisation des sources.....	37
Tableau 18. Hiérarchisation des sources avec traitement viscoélastique due au bruit de corps du silencieux de refoulement.	39
Tableau 19. Hiérarchisation des sources (simulation) avec un traitement viscoélastique sur les deux silencieux	40

INTRODUCTION

Ce rapport présente une synthèse des travaux relatifs au projet « Identification, modélisation et réduction du bruit des systèmes surpresseurs fixes et mobiles ». Ce rapport présente d'abord un rappel des objectifs de recherche. Chaque objectif fait ensuite l'objet d'une section présentant un résumé des travaux pertinents effectués.

I RAPPEL DES OBJECTIFS DE RECHERCHE

Les objectifs de recherches définis dans la demande de subvention sont les suivants :

- L'objectif 8.1.1 : « Identification, hiérarchisation et caractérisation des sources de bruit. Caractérisation du bruit aéraulique ».
- L'objectif 8.1.2 : « Modélisation par éléments finis du bruit solidien et aérien émis par les systèmes d'aspiration et de refoulement ».
- L'objectif 8.1.3 : « Création d'une nouvelle approche hybride (expérimentale+théorie) pour la prédiction de la puissance acoustique d'une structure à partir de la mesure de la vitesse vibratoire ».
- L'objectif 8.1.4 : « Conception de systèmes surpresseurs fixes et mobiles à bruit réduit ».

Deux activités ont été rajoutées en cours de projet qui n'étaient pas prévues initialement.

- Valorisation du projet.
- Outil de dimensionnement de silencieux.

II OBJECTIF 8.1.1: « IDENTIFICATION, HIÉRARCHISATION ET CARACTÉRISATION DES SOURCES DE BRUIT. CARACTÉRISATION DU BRUIT AÉRAULIQUE »

L'identification, la hiérarchisation et la caractérisation des sources ont été effectuées pour un système surpresseur fixe. Les travaux effectués se résument de la façon suivante :

II.1 SYSTÈME SURPRESSEUR ÉTUDIÉ

II.1.1 Description du montage étudié

Le montage étudié et schématisé (Figure 1). Il comprend un silencieux d'admission, le surpresseur et son moteur électrique d'entraînement. Le tout est monté sur une base qui intègre également le silencieux de refoulement.

II.1.2 Conditions de fonctionnement

Les conditions d'essais sont résumées dans le Tableau 1. La composition du système surpresseur est résumée dans le Tableau 2. (*) "r" désigne le taux de compression, c'est à dire le rapport entre les pressions absolues de la sortie et de l'entrée du surpresseur; ici l'aspiration se fait à pression atmosphérique de 101350 Pa (14.7 PSI).

Vitesse rotation moteur	1800 r/min
Vitesse rotation surpresseur	≈2880 r/min
Pression de service	13790 Pa (2 PSI, r[*]=1.13)
Température ambiante	18 °C

Tableau 1. Conditions d'essai

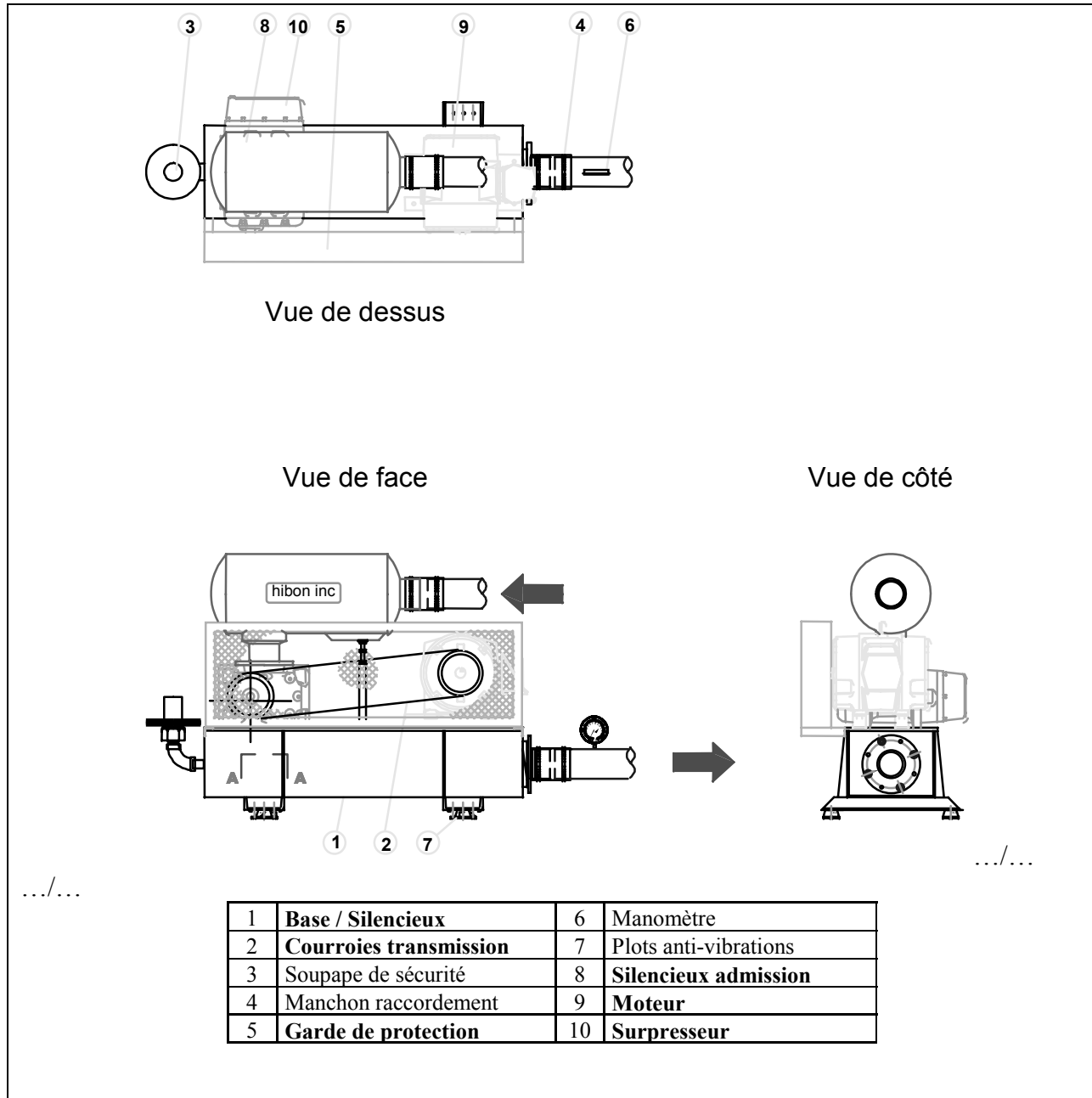


Figure 1. Montage utilisé pour l'identification des sources de bruit d'un système surpresseur fixe

Surpresseur	XN 8045 (TRILOBE)
Moteur	30 HP 575 V
Silencieux aspiration	FHIY-4 compact
Base	Base II-4 (standard)

Tableau 2. Composition du système surpresseur

II.1.3 Fréquences associées au fonctionnement d'un surpresseur à piston rotatif

Dans un surpresseur à piston rotatif, deux rotors (ou pistons rotatifs) de profils conjugués s'engrènent sans contact grâce à un jeu de pignons de synchronisation, tel que schématisé sur la Figure 2.

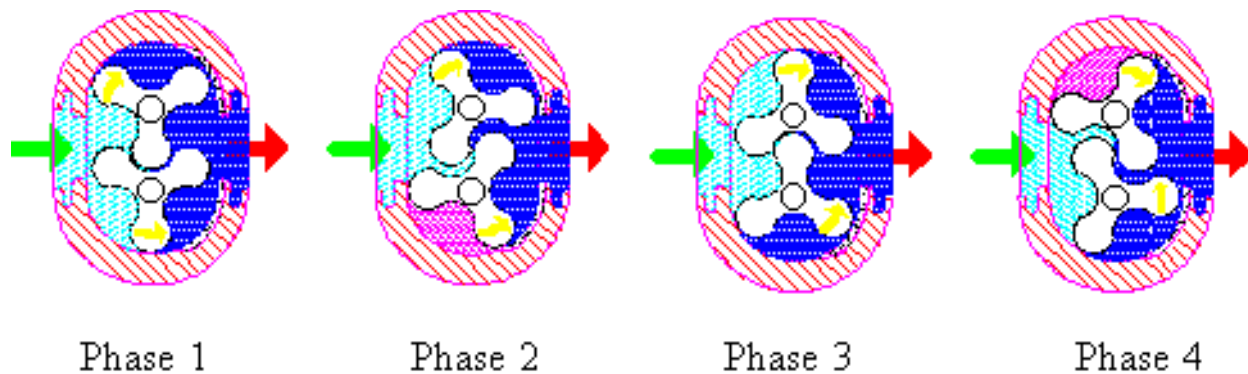


Figure 2. Schéma de principe du fonctionnement d'un surpresseur trilobe.

Un volume de gaz prélevé à la bride d'aspiration est enfermé entre une face d'un rotor et la paroi de la chambre de « compression » et est transféré vers la bride de refoulement. Lors de la mise en communication entre ce volume et la tuyauterie de refoulement, le reflux de gaz sous pression présent à l'aval de la machine provoque un effet de compression sur le gaz transféré, qui est alors éjecté de la machine. Ce phénomène se produisant six fois par tour de l'arbre de commande de la machine, la fréquence de la pulsation fondamentale de l'écoulement est donnée par LARUELLE et RICHARD [Laruelle 90] comme étant :

$$H_1 = \frac{\Omega [\text{tour} / \text{min}] * 6 [\text{compressions} / \text{tour}]}{60 [\text{s} / \text{min}]} = \frac{\Omega}{10} [\text{Hz}]$$

Avec Ω : vitesse angulaire de rotation du surpresseur [r/min].

Le Tableau 3 représente les fréquences associées à une vitesse de rotation de 2880 r/min., ainsi que les fréquences centrales des tiers d'octave contenant ces fréquences.

Harmoniques	Fréquence [Hz]	Fréquence centrale du tiers d'octave associé [Hz]
H1	288	315
H2	576	630
H3	864	800
H4	1152	1250
H5	1440	1600
H6	1728	1600
H7	2016	2000

Tableau 3. Fréquences et bandes 1/3 d'octaves des harmoniques de la pulsation fondamentale de l'écoulement

II.2 IDENTIFICATION

Lors de la phase d'identification des sources d'un système surpresseur fixe, nous avons considéré le système comme un assemblage de sous-composantes.

II.2.1 Inventaire des sources actives et passives

En considérant comme actives toutes les sources d'excitation et comme passives toutes les autres sources de bruit, nous pouvons classer les sources selon le Tableau 4. Il est à noter que le tube d'admission (entre la bride d'admission du surpresseur et le silencieux d'admission) est considéré comme une source à part entière (il s'agit en réalité d'un défaut d'étanchéité du corps du surpresseur qui entraîne une fuite aéraulique dont le champ acoustique semble localisé au niveau du tube d'admission).

Sources Actives	Sources Passives
Surpresseur	Base
Moteur	Silencieux d'admission + tube d'admission
Transmission (poulie/courroies)	Transmission (garde de sécurité)

Tableau 4. Inventaire des sources actives et passives.

II.2.2 Inventaire des différents types d'excitation et des cheminements associés

Le Tableau 5 et la Figure 3. présentent une synthèse des différents types d'excitations issues des différentes composantes d'un système surpresseur fixe ainsi que les cheminements qui leur sont associés.

Composante	Source	Cheminement
Moteur	Aérien	Bruit direct du moteur
	Solidien	Vibration de la base Vibration du silencieux
Surpresseur	Aérien	Bruit direct du surpresseur
	Solidien	Vibration de la base Vibration du silencieux
	Aéraulique	Vibration de la base Vibration du silencieux Bruit de bouche et/ou bruit de ligne
Transmission	Aérien	Vibration de la garde de protection Vibration des courroies

Tableau 5. Séparation des types d'excitations pour un système surpresseur fixe

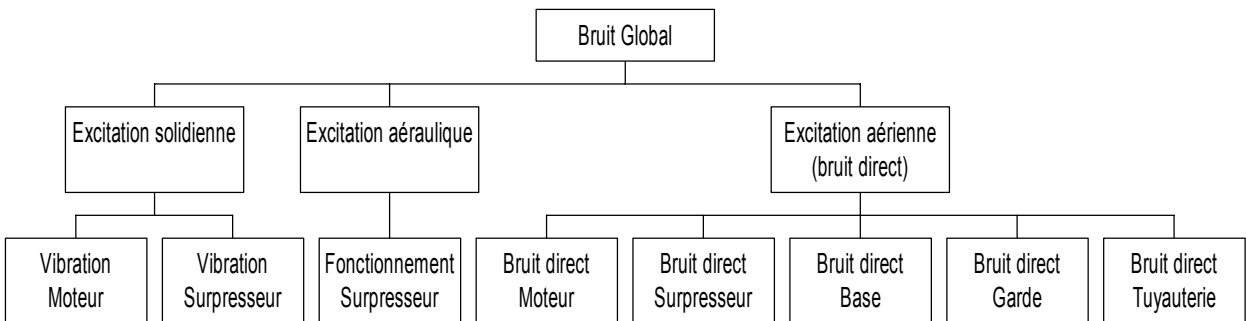


Figure 3. Cheminement des excitations pour un système surpresseur fixe

II.3 HIÉRARCHISATION

La « hiérarchisation des sources » consiste à classer les sources identifiées dans la section précédente en fonction de leur puissance acoustique rayonnée.

II.3.1 Hiérarchisation globale des sources.

Le Tableau 6 représente la hiérarchisation globale des sources de bruit du système surpresseur. La hiérarchisation est dite globale, au sens où les niveaux de puissance reportés dans la seconde colonne sont des niveaux de puissance totale (sur tout le spectre) pondéré "A". Le Tableau 6 fait apparaître que la base et le surpresseur sont les deux sources principales de bruit d'un système surpresseur fixe.

Sources	Lw [dB(A)]
Base	107.0
Surpresseur	104.6
Admission	99.8
Silencieux	98.1
Transmission	95.3
Moteur	92.0
TOTAL	109.8

Tableau 6. Hiérarchisation globale des sources

II.3.2 Répartition en tiers d'octaves

La Figure 4 permet une analyse plus fine de l'influence de chaque source selon la fréquence. La contribution de chaque source est exprimée en tiers d'octaves.

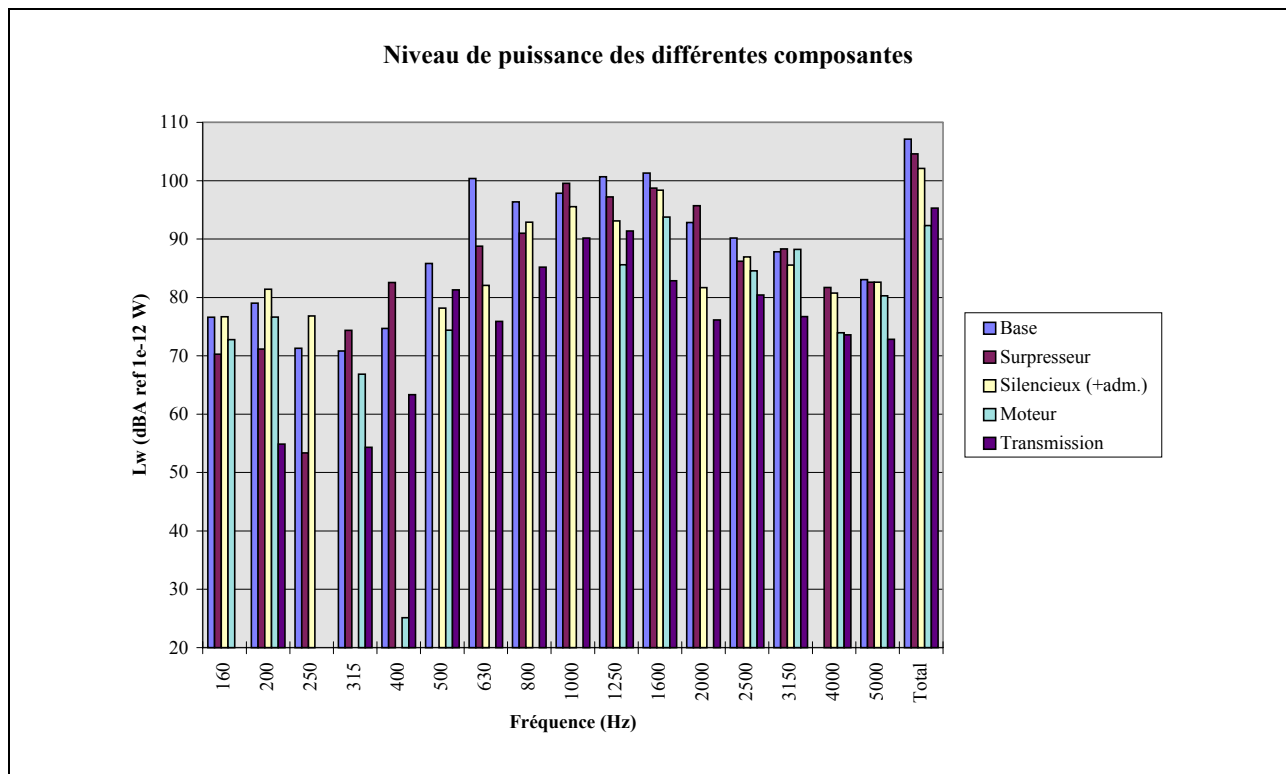


Figure 4. Niveau de puissance des différentes composantes du système surpresseur

La Figure 4 et le Tableau 6 amènent les commentaires suivants pour les différentes sources :

II.3.2.a *La base*

Nous constatons un niveau de puissance très important (107.0 dB(A)) de la base porté par les harmoniques H_2 , H_3 , H_4 et H_5 de la pulsation fondamentale de l'écoulement : l'excitation d'origine aéraulique semble en être la cause, mais la présence de modes de cavité, de modes vibratoires ou d'une efficacité de rayonnement élevée peut également contribuer à ce fort niveau de puissance.

II.3.2.b *Le surpresseur*

Nous constatons un niveau de puissance important (104.6 dB(A)) du surpresseur aux différentes harmoniques de la pulsation fondamentale de l'écoulement, ainsi qu'un niveau de puissance très important au voisinage de 1008 Hz. Ce pic est attribuable à l'harmonique $H_{3/2}$, c'est à dire à une fréquence triple du phénomène associé à $H_{1/2}$. Or ce dernier se produisant 3 fois par rotation, il ne peut s'agir que du passage d'une tête de lobe. Il existe en effet une certaine dissymétrie dans les phénomènes de transfert volumétriques associés aux deux pistons rotatifs pouvant notamment être due à des tolérances sur les formes des pistons ainsi que sur les jeux d'assemblage.

II.3.2.c *Tube d'admission et silencieux d'admission*

Nous constatons un niveau de puissance beaucoup moins important du tube d'admission (99.8 dB(A)) et du silencieux d'aspiration (98.1 dB(A)).

II.3.2.d *La transmission*

Nous constatons un niveau de puissance acceptable (95.3 dB(A)) de la transmission: dans la mesure où le niveau de puissance mesuré provient aussi du système poulie/courroie, le bruit propre de la garde peut être considéré comme relativement faible comparé aux autres sources en présence.

II.3.2.e *Le moteur*

Nous constatons que le niveau de puissance du moteur électrique est nettement inférieur (92 dB(A)) par rapport aux autres sources de puissance sonore.

II.3.3 **Conclusion**

En conclusion, nous pouvons dire que la hiérarchisation des sources a révélé que **la base** et **le surpresseur** lui-même sont les deux principales sources de bruit dans un système surpresseur fixe. La base étant une source passive, il reste à déterminer d'où vient l'excitation de la base. Cette détermination sera faite dans l'étape de caractérisation.

II.4 **CARACTÉRISATION**

Il a été établi que la base constitue la source principale de bruit d'un système surpresseur fixe. Il est maintenant nécessaire de caractériser le cheminement des vibrations qui aboutissent finalement à la base. Cette section résume la démarche effectuée pour évaluer la part due à une excitation aéraulique du surpresseur et la part due à une excitation mécanique dans la génération du fort champ vibratoire de la base.

II.4.1 Champ vibratoire de la base

La Figure 5 représente le spectre de la vitesse quadratique moyenne de la base lorsque le système est en fonctionnement normal.

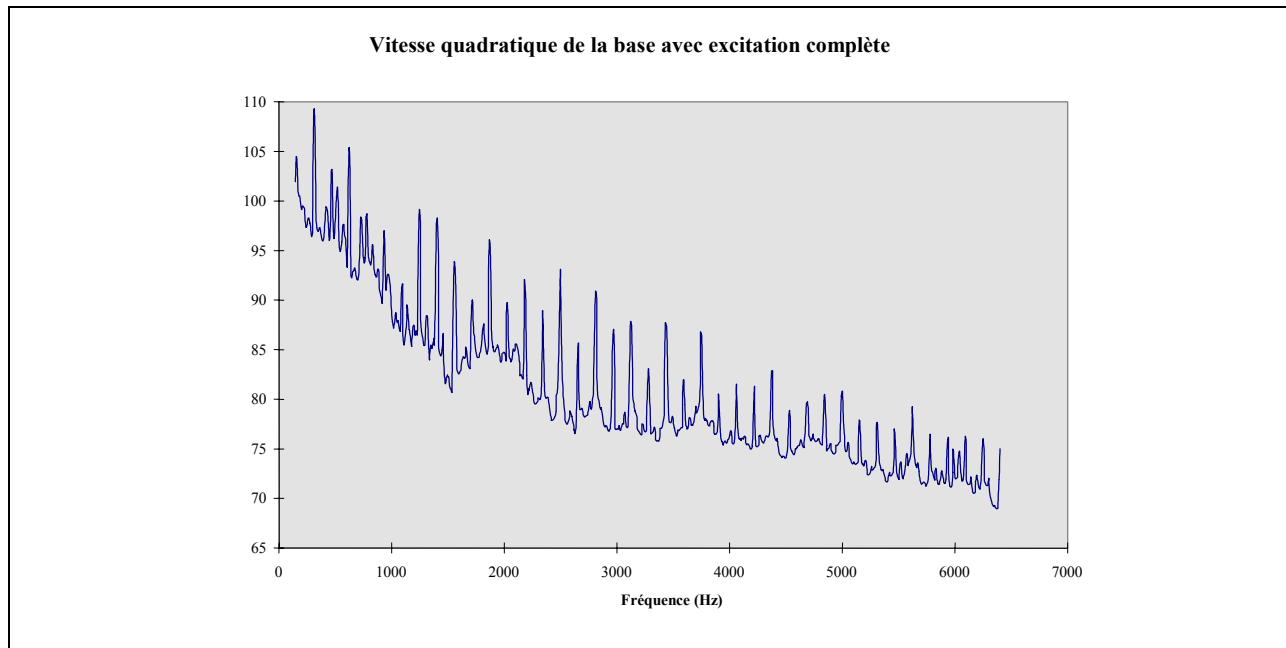


Figure 5. Vitesse quadratique de la base soumise à l'ensemble des excitations

La Figure 5 montre que les vibrations de la base présentent un spectre de raies (multiples de $H_{1/2}$). Ce spectre contient de très forts niveaux en basse fréquence. Des raies bien marquées apparaissent jusque très haut en fréquence (au-delà de 6000 Hz). Un tel spectre est bien représentatif d'un pulse répété périodiquement à la fréquence $H_{1/2}$.

II.4.2 Caractérisation du chemin de transfert surpresseur → Bruit global.

La puissance acoustique rayonnée par base lorsque le système est en fonctionnement normal est reportée à la Figure 6. Afin de déterminer quelle est la part due à l'excitation aéraulique du surpresseur et quelle est la part due à l'excitation mécanique du surpresseur, un second montage, présenté en Figure 7, a été utilisé. Ce montage permet d'évaluer la part de l'excitation mécanique dans le bruit global généré par le système : le surpresseur est monté avec des arbres nus, l'absence de lobes entraîne évidemment l'absence de phénomènes aérauliques et par là même, seule l'excitation d'origine mécanique (au débalancement des pistons près) est prise en compte. Un dispositif de freinage applique un couple résistif constant sur l'axe de commande du surpresseur. Le moteur fonctionne ainsi dans les mêmes conditions que précédemment. La puissance acoustique rayonnée par la base dans une telle configuration est donnée à la Figure 8. En comparant la Figure 6 avec la Figure 8, il apparaît clairement que la puissance rayonnée par la base est principalement due à l'excitation aéraulique du surpresseur.

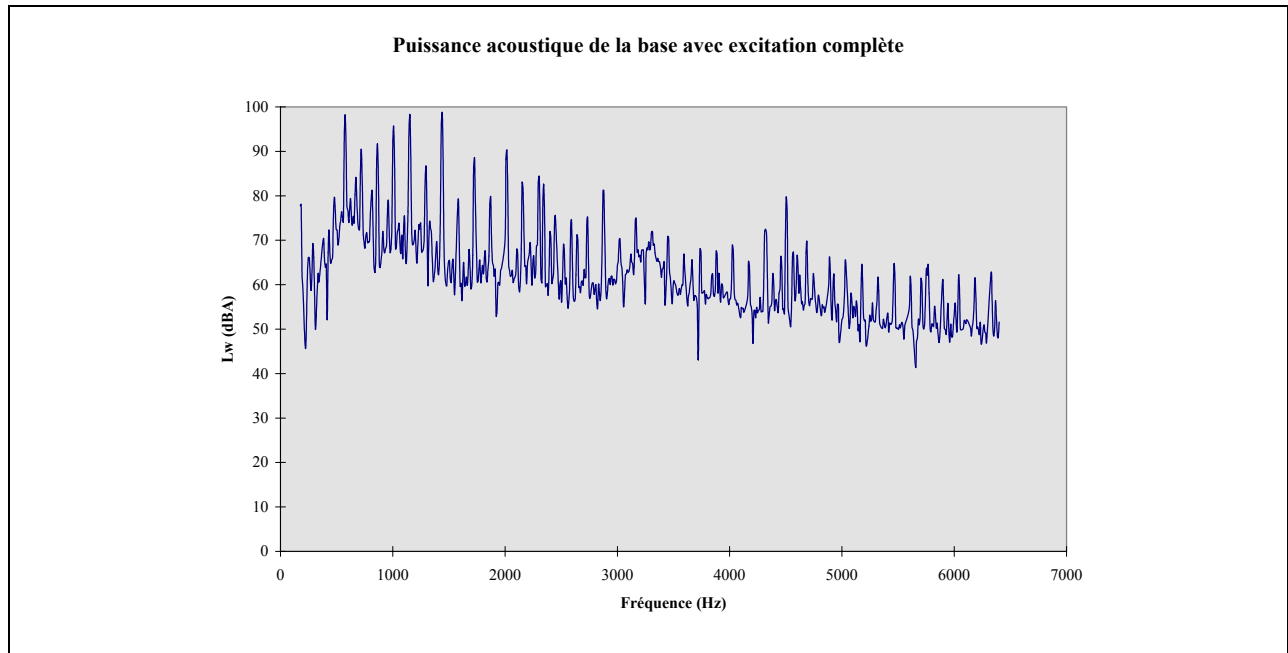


Figure 6. Niveau de puissance de la base soumise à l'ensemble des excitations

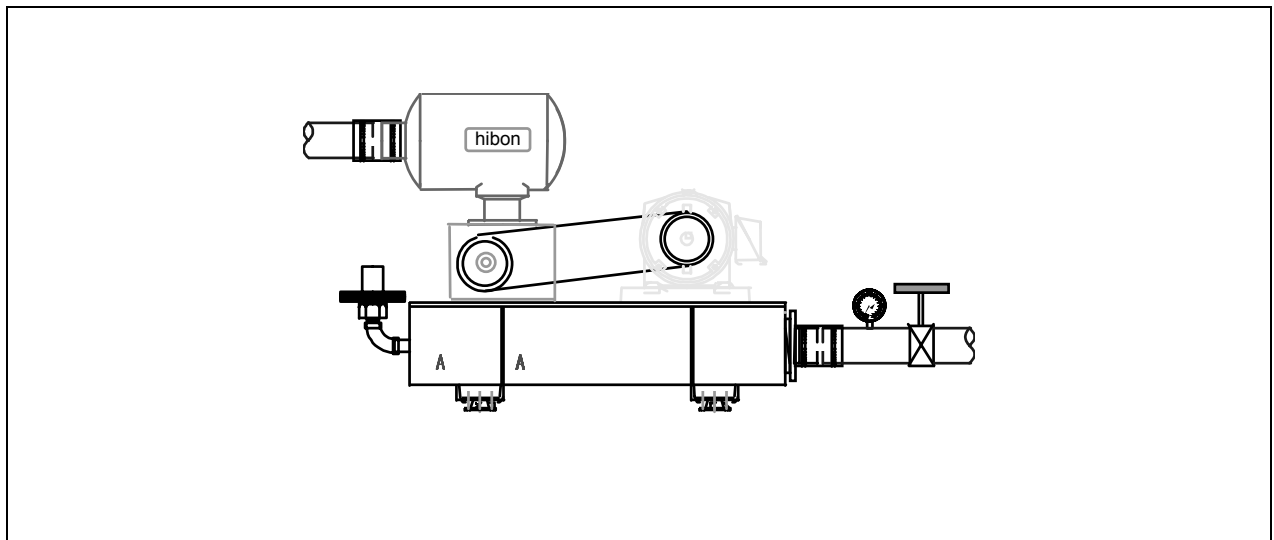


Figure 7. Montage utilisé pour l'étude de l'influence de l'excitation solidienne de la base par les vibrations du surpresseur. (les trilobes ont été retirés du surpresseur afin de supprimer l'excitation aéraulique)

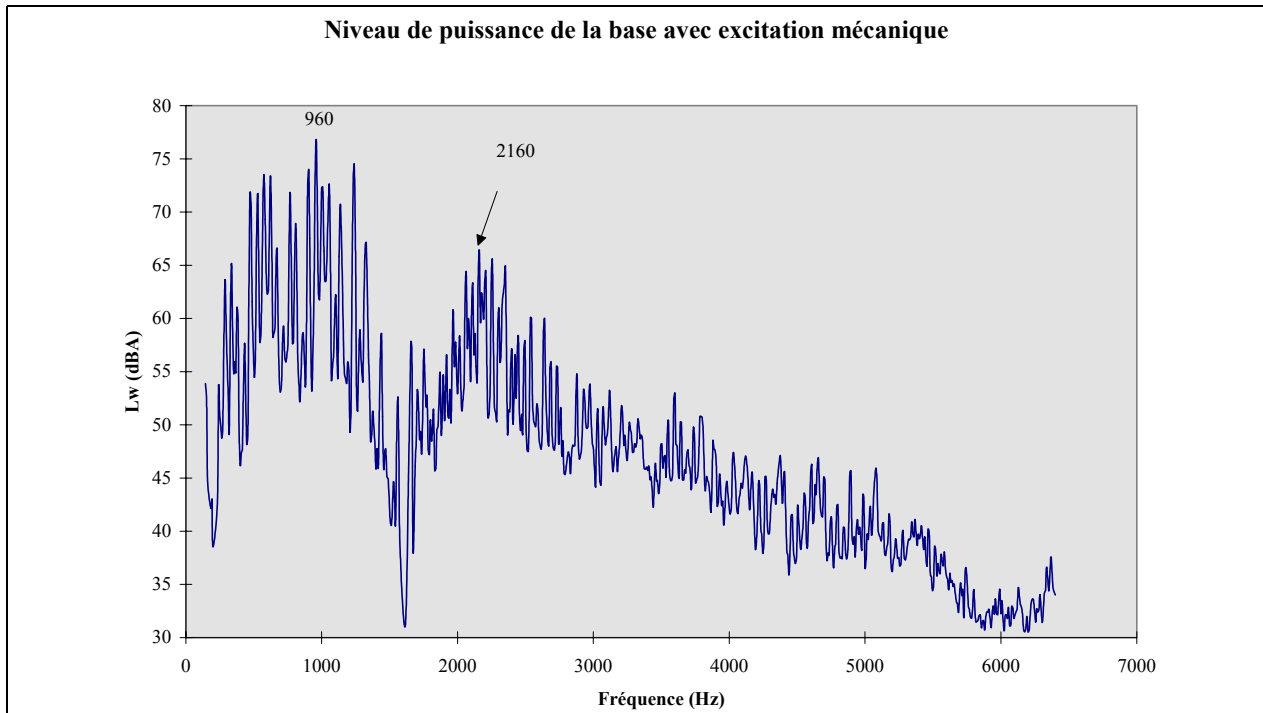


Figure 8. Niveau de puissance acoustique rayonnée par la base lors d'une excitation mécanique du surpresseur (pas d'excitation aéraulique)

II.4.3 Cartographie vibratoire et déformée en fonctionnement de la base

La Figure 9 représente une vue éclatée de la cartographie du champ vibratoire de la base lorsque le système surpresseur est en fonctionnement normal.

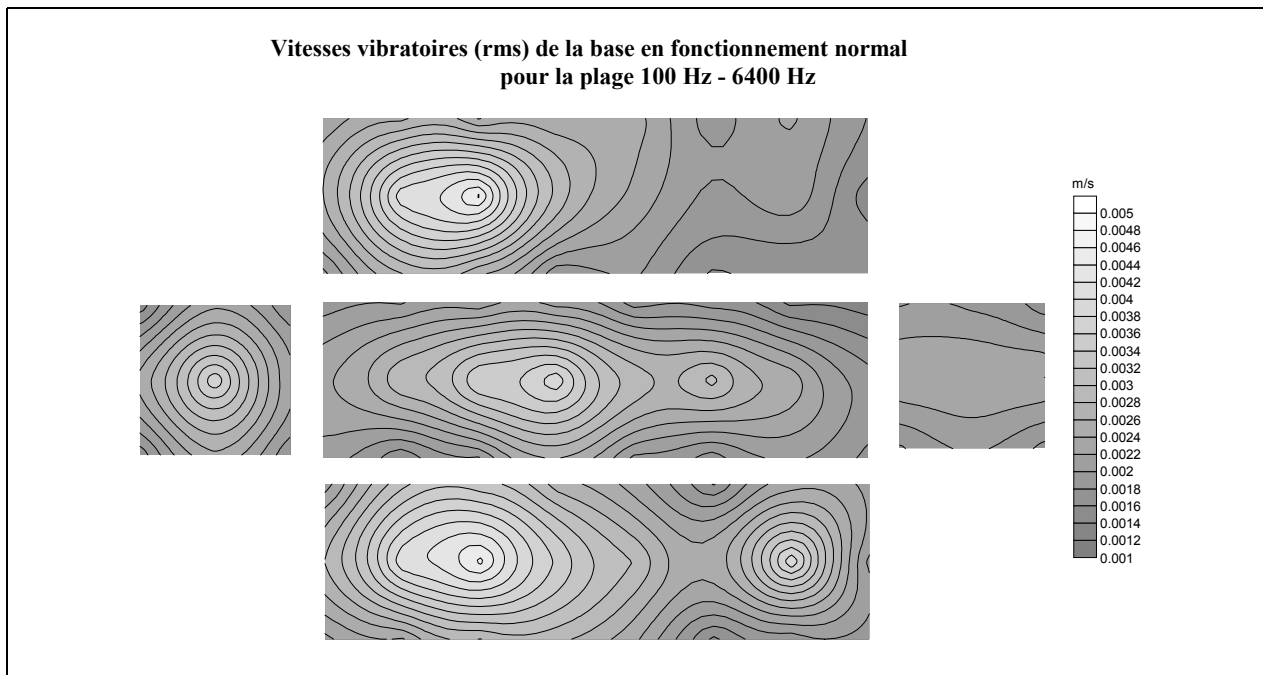


Figure 9. Cartographie des vitesses vibratoires de la base (vue éclatée de dessus)

Nous voyons sur la Figure 9 que la partie la plus excitée de la base semble être la chambre immédiatement en regard avec la sortie du surpresseur. Par ailleurs, la visualisation de la déformée en fonctionnement (la déformée en fonctionnement correspond au patron de vibration de la base lorsqu'elle est soumise à l'ensemble des excitations en fonction du temps) nous a permis d'identifier les zones qui vibrent fortement. Nous avons observé un phénomène de « respiration » de la base : celle-ci se gonfle et dégonfle au rythme de la pulsation fondamentale de l'écoulement. Ces observations viennent donc confirmer que l'excitation de la base est bien d'origine aéraulique.

II.4.4 Caractérisation de la base actuelle

La base étant la source principale de bruit, il est nécessaire d'en faire une caractérisation plus fine afin de mieux comprendre quelles devront être les modifications à apporter dans une étape future de conception. Les modes propres de la base ont été identifiés par une excitation au marteau d'impact. Une FRF moyenne est reportée en Figure 10 et les fréquences propres de la base sont listées dans le Tableau 7. La fonction de réponse moyenne en fréquence de la base fait apparaître une trentaine de modes de vibration sur une plage de 0 Hz à 1600 Hz. Ceci représente une densité modale moyenne (2 modes/ 100 Hz) mais suffisante pour que plusieurs modes puissent coïncider avec une fréquence d'excitation aéraulique.

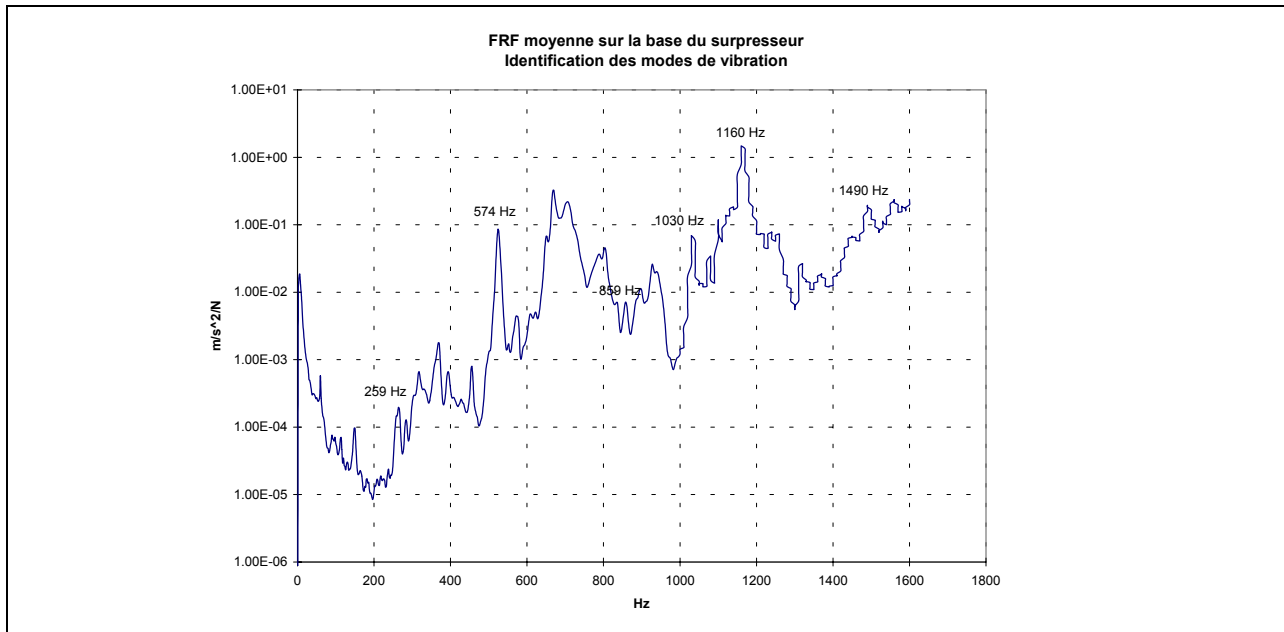


Figure 10. Fonction de Réponse en Fréquence (FRF) de la base (obtenue par excitation au marteau)

Mode	Fréquence [Hz]	Amortissement [%]
1	149	2.52
2	259*	1.93
3	315	1.27
4	367	2.50
5	390	1.14
6	456	0.97
7	524	1.29
8	574*	0.95
9	669	1.01
10	701	1.57
11	799	1.68
12	859*	0.59
13	894	0.64
14	935	0.80
15	1030*	0.53
16	1080	0.42
17	1160*	0.85
18	1320	0.51
19	1370	0.81
20	1490*	0.78

Tableau 7. Modes propres et amortissements de la base « standard »

La présence d'un astérisque (*) signifie que le mode propre possède une fréquence propre proche d'une fréquence d'excitation et qu'il est donc susceptible d'entrer en résonance.

II.4.5 Synthèse de la caractérisation

Les puissances acoustiques des sources secondaires (Moteur, Silencieux, Transmission) ont également été estimées. Le Tableau 8 résume, pour chacune des composantes, la participation des différentes sources à la puissance acoustique rayonnée. Il ressort de cette étape de caractérisation que la base est la source dominante à traiter en premier lieu. Cette base est principalement excitée par l'excitation aéraulique générée dans le surpresseur. La base telle qu'elle est actuellement se comporte comme une caisse de résonance qui amplifie le bruit généré par le surpresseur. La base est donc la première composante à revoir dans une nouvelle conception de système surpresseur.

	Base	Surpresseur	Moteur	Silencieux	Transmission
Complète	107.0	104.6	92.0	98.1	95.3
Mécanique	86.2	82.5	92.0*	81.0	x
Aérienne (directe)	x	104.5	92.0*	x	95.3
Aéraulique	107.0	104.5	x	98.0	x

Tableau 8. Participation des différentes sources au bruit du système surpresseur fixe

« x » signifie que le sous-système n'est pas concerné par ce cheminement. « * » signifie qu'il nous a été impossible de séparer les deux cheminements.

II.5 MÉTHODE DE MESURE DE L'IMPÉDANCE ACOUSTIQUE DE SOURCE

L'annexe A présente le développement d'une méthode d'évaluation de l'impédance acoustique d'une source sonore applicable en milieu industriel. Cette section résume les travaux effectués.

Nous avons tout d'abord utilisé la méthode « des quatre charges » de [PRASAD 87]. Il s'agit d'une approche indirecte reposant sur la mesure de niveaux de pression sonore lorsque la source est chargée acoustiquement. Les charges acoustiques sont des tubes cylindriques et les niveaux de pressions sonores sont mesurés à l'extérieur de ces tubes. L'intérêt de cette méthode réside dans la simplicité des mesures car elle ne requiert qu'un microphone et un analyseur.

En pratique, cette méthode a montré beaucoup d'imprécision provenant des instabilités numériques lors de la résolution du système non-linéaire.

Nous avons amélioré cette méthode en utilisant le même concept de mesure et en augmentant le nombre de charges acoustiques pour évaluer l'impédance acoustique de la source par une méthode des moindres carrés [DESMONT 94].

Nous avons testé la précision de cette méthode modifiée. Nous avons évalué le nombre de charges acoustiques minimales nécessaires pour mesurer l'impédance acoustique avec une certaine précision dans une gamme de fréquence donnée.

La méthode modifiée proposée reste une méthode accessible car elle ne requiert que des mesures de niveaux de pression sonores. Elle est cependant assez lourde à mettre en œuvre car elle demande la fabrication de plusieurs "*charges acoustiques étalons*". Le nombre de ces charges augmentant avec la précision de mesure désirée (typiquement nous avons utilisé de 6 à 9 charges).

III OBJECTIF 8.1.2: « MODÉLISATION PAR ÉLÉMENTS FINIS DU BRUIT SOLIDIEN ET AÉRIEN ÉMIS PAR LES SYSTÈMES D'ASPIRATION ET DE REFOULEMENT »

Cet objectif a été modifié en cours de projet avec l'accord de l'IRSST pour se recentrer sur le développement d'un code de calcul capable de prédire le comportement vibroacoustique des matériaux poreux en utilisant des éléments finis hiérarchiques et une formulation « U,p ».

III.1 LE CODE DE CALCUL « VAPORETTO »

Un code de Calcul Éléments Finis permettant de modéliser des domaines élastiques, fluides et poreux en utilisant une formulation « u,p » a été développé sous la direction du Professeur Noureddine Atalla. Ce code baptisé « Vaporetto » permet plusieurs avancées par rapport aux formulations classiques: (i) L'emploi d'une formulation « u,p » pour modéliser un matériau poreux permet de diminuer le nombre d'inconnues du problème et donc la taille des matrices à traiter. Le terme « u,p » signifie que le squelette du matériau poreux (phase solide du matériau) est modélisé par son champ de déplacement « u » contenant trois inconnues par nœuds (sur x,y,z). Le terme « p » signifie que la phase fluide du poreux (air le plus souvent) est modélisée par le champ de pression associé à cette phase fluide et non par son champ de déplacement en 3 dimensions comme cela était fait classiquement. Cette réduction du nombre d'inconnues permet

un gain important de taille mémoire du code. (ii) Les champs inconnus (déplacement du squelette et pression du fluide) sont discrétisés non pas par des éléments finis classiques mais par des éléments finis hiérarchiques. C'est-à-dire que les fonctions d'interpolation associées à un élément permettent une interpolation beaucoup plus fine en augmentant à volonté l'ordre maximal des polynômes d'interpolation sur un élément, partout où cela est nécessaire. Ceci permet d'avoir un champ très détaillé tout en conservant un maillage assez grossier. En particulier, les éléments hiérarchiques permettent de mieux prendre en compte les champs rapidement évanescents qui existent dans les matériaux poreux et qui nécessiteraient un maillage très fin avec des éléments classiques et donc des tailles de matrices pénalisantes. Le manuel du code de calcul Vaporetto est présenté en annexe B, ainsi que 12 fiches de validation.

III.2 ÉTUDE D'UN MATÉRIAU POREUX.

L'Annexe C présente l'étude détaillée d'un matériau poreux faite à l'aide du code Vaporetto. Cette section présente une synthèse des principaux résultats de cette étude.

III.2.1 Influence réciproque des deux phases du matériau poreux

Cet aspect est fortement dépendant de l'excitation et de la configuration étudiée. Sur la base des caractéristiques du matériau seuls les rapports du mouvement de la phase solide sur celui de la phase fluide ont été calculés pour des types d'onde d'origine solidienne ($P1$, S) et pour des types d'onde d'origine fluide ($P2$). Ces grandeurs ont fait apparaître que la phase solide entraîne a priori plus la phase fluide qu'elle n'est entraînée par celle-ci. Confrontée à la modélisation, cette remarque se traduit de la façon suivante :

- **Influence de la phase solide :** L'influence de la phase solide sur la phase fluide a clairement été mise en évidence pour le cas d'une excitation mécanique (mouvement de piston rigide). Un ordre élevé seul pour la phase fluide ne permet pas de faire converger la pression quadratique moyenne. Une bonne description de la phase solide est nécessaire.
- **Influence de la phase fluide:** Selon les rapports d'amplitude pour chaque type d'onde, la phase fluide ne doit avoir qu'une petite influence sur la phase solide. Dans les faits, celle-ci n'a été observée que pour une colonne poreuse et dans des proportions relativement faibles.

III.2.2 Variation des champs dans le matériau poreux

Cet aspect permet de « sentir » les difficultés qui peuvent intervenir dans la modélisation. Cependant, il ne se manifeste jamais en lui-même mais en conjonction avec d'autres (dont l'entraînement réciproque des phases). Aussi son influence sur la modélisation est-elle difficile à définir. A la lumière des simulations qui ont été faites, les remarques suivantes peuvent être faites:

- **Variations selon l'épaisseur :** La variation avec l'épaisseur des champs dépend de la configuration étudiée et du type d'excitation. En règle générale, les champs varient peu dans l'épaisseur pour une épaisseur faible de matériau (la notion d'*épaisseur faible* peut se définir par rapport au ratio épaisseur/longueur d'onde dans le poreux). Pour des épaisseurs importantes (cas de la colonne poreuse) seule la configuration avec une excitation par condition de pression imposée a révélé une relative importance de la variation des champs. L'excitation mécanique quant à elle, ne produit pas de champs variant fortement avec l'épaisseur. Du moins lorsque l'excitation est suivant la direction de l'épaisseur du matériau. Une bonne approche de la variation des champs avec l'épaisseur peut donc être obtenue par une augmentation minime de l'ordre d'interpolation.

- **Variations selon les directions latérales :** De fortes variations selon les dimensions latérales des champs ont pu être observées pour les configurations en trois dimensions. Celles-ci concernent les déplacements selon x et y dans le cas d'une excitation par pression imposée, et la pression pour une excitation par piston. L'imposition de conditions aux limites contraignantes à chaque fois (encastrement des bords pour le premier cas et pression nulle sur les faces latérales dans l'autre cas) en est en grande partie la cause. Cet effet conjugué avec une longueur d'onde du même ordre de grandeur que les dimensions latérales implique l'utilisation d'un ordre assez élevé comme dans le cas de la configuration « *bords encastres - excitation mécanique* ».
- **Nombre de degrés de liberté (*ddl*) requis et critères de dimensionnement :** La modélisation de toutes les configurations rencontrées ont mis en évidence la performance des éléments hiérarchiques. Une bonne approximation des champs peut être obtenue avec un nombre de *ddl* restreints. De plus, il apparaît qu'il faut privilégier l'option *maillage fin - ordre élevé* pour diminuer le nombre de *ddl* de façon optimale. L'établissement de critères permettant de définir le maillage à prendre et l'ordre à utiliser est beaucoup plus difficile. Pour un même matériau de nombreux paramètres rentrent en ligne de compte, que ce soit l'excitation, ou les conditions aux limites. Selon la configuration étudiée, tel ou tel aspect se révèle être prépondérant dans la détermination de l'ordre pour chaque phase. Partant de là, il ne paraît pas possible d'établir de critère strict de détermination de l'ordre d'interpolation pour un maillage donné. De plus, l'augmentation de l'ordre d'interpolation dans le poreux se traduisant par un raffinement du maillage, cette remarque vient confirmer l'inadéquation déjà avérée des critères de dimensionnement en éléments finis classiques.

IV OBJECTIF 8.1.3: « CRÉATION D'UNE NOUVELLE APPROCHE HYBRIDE (EXPÉRIMENTALE+ THÉORIE) POUR LA PRÉDICTION DE LA PUISSANCE ACOUSTIQUE D'UNE STRUCTURE À PARTIR DE LA MESURE DE LA VITESSE VIBRATOIRE »

Cette section résume l'approche hybride qui a été développée au GAUS pour mesurer la puissance rayonnée par une structure en utilisant les mesures de son champ vibratoire. Aucune équation n'est donnée sur cette méthode afin de ne pas alourdir ce rapport. Un exposé détaillé de cette méthode est donné dans l'article publié dans The Journal of Acoustical Society of America : "Hybrid tool for quickly estimating the radiated acoustic power from a vibrating structure in a multiple-source environment". Une copie de cet article est donnée en annexe D.

IV.1 RÉSUMÉ DE LA MÉTHODE

La méthode hybride développée consiste à mesurer le champ vibratoire de la structure et ensuite à calculer le rayonnement acoustique à partir du champ vibratoire mesuré. Elle permet de calculer le champ acoustique, rayonné par une structure complexe sur une très grande plage fréquentielle (basses, moyennes et hautes fréquences) et avec une très bonne précision, tout en éliminant la contribution des autres sources de bruit qui serait difficilement dissociable avec une mesure d'intensimétrie.

Cette technique permet d'éliminer le problème de sources perturbatrices : il est très difficile de mesurer le niveau de bruit d'une machine dans un atelier où fonctionnent plusieurs autres machines en utilisant des mesures acoustiques. Par contre, un fort niveau de bruit environnant perturbe peu une mesure de vibration. Dans le cas d'une structure qui génère à la

fois du bruit provenant de la vibration d'une structure et du bruit aérodynamique, la méthode hybride pourra très facilement donner la contribution du bruit due à la vibration mécanique dans le rayonnement total.

La plupart des structures couramment rencontrées dans l'industrie ne sont ni entièrement bafflées, ni entièrement non-bafflées. Dans cette étude, nous allons calculer le rayonnement acoustique de la structure considérée plane pour ces deux cas extrêmes (bafflé et non-bafflé), la réponse acoustique de la vraie structure doit être comprise entre ces deux cas. Les calculs bafflés et non-bafflés vont fournir une estimation maximale et minimale du bruit rayonné par la structure.

La méthode hybride se décompose en deux étapes :

1. La mesure du champ vibratoire de la structure.
2. Le calcul du rayonnement acoustique de la structure dans les cas bafflés et non-bafflés.

La mesure du champ vibratoire de la structure peut être faite avec des accéléromètres, un vibromètre laser ou tout autre appareil capable de fournir une indication sur le déplacement, la vitesse ou l'accélération de la structure. Afin d'obtenir des grandeurs en fonction de la fréquence, il faut réaliser une transformée de Fourier des grandeurs fonctions du temps, cela est réalisé à l'aide d'un analyseur. Plusieurs points de mesures sur la structure sont nécessaires pour pouvoir calculer le champ acoustique rayonné. Il faut que la mesure soit réalisée dans le cas d'une excitation stationnaire, mais il n'y a aucune contrainte sur le type d'excitation (acoustique, mécanique, aérodynamique...). Les sources acoustiques autres que le rayonnement du panneau mesuré sont éliminées, ce qui permet d'obtenir la puissance acoustique rayonnée uniquement par la surface mesurée. On peut donc calculer le rayonnement de la structure avec la vraie excitation et non plus avec des excitations académiques telle qu'une force ponctuelle ou une onde plane, ce point est important car on sait que la réponse d'une structure dépend directement de son excitation.

Le calcul du rayonnement acoustique s'effectue en trois étapes :

1. La première étape consiste à calculer les amplitudes du déplacement de la structure à partir des mesures, cela est réalisé à l'aide d'une méthode de collocation, et entraîne la résolution d'un système linéaire de dimension égale aux nombres de points de mesure.
2. La deuxième étape consiste à calculer le rayonnement acoustique de la structure à l'aide de la formulation intégrale en considérant qu'elle est insérée dans un baffle infini et rigide. La condition de baffle infini permet d'utiliser l'intégrale de Rayleigh qui fournit une relation entre la pression acoustique dans le fluide et le déplacement de la structure. Cette étape demande le calcul des impédances de rayonnement de la structure (intégrales quadruples).
3. La troisième étape est le calcul du champ acoustique rayonné dans le cas non-bafflé. Afin d'éviter les problèmes de singularité posés par la formulation intégrale dans ce cas, nous allons utiliser une formulation variationnelle associée à la formulation intégrale, tel que défini par [Hamdi, 82] et reprise par [Nélisse, 95]. Pour résoudre ce cas, une nouvelle inconnue est introduite dans le problème : il s'agit du saut de pression (aussi appelé potentiel de double couche) qui est la différence des pressions acoustiques de part et d'autre de la structure. Le calcul du saut de pression demande la résolution d'un système linéaire ainsi que le calcul d'intégrales quadruples.

IV.2 VALIDATION EXPÉRIMENTALE DE LA MÉTHODE HYBRIDE

IV.2.1 Descriptions des montages de validation

La Figure 11 et la Figure 12 présentent le montage utilisé pour valider la méthode hybride. Deux validations ont été faites : (i) une plaque d'aluminium simplement appuyée, (ii) la même plaque avec un raidisseur d'aluminium (cf photographie). La mesure de référence était effectuée en balayant une sonde intensimétrique devant la plaque.

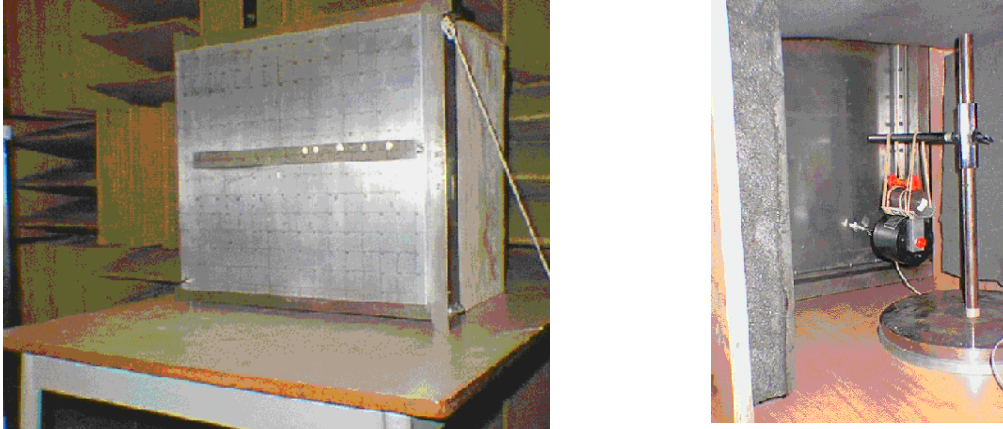


Figure 11. Photographies du montage

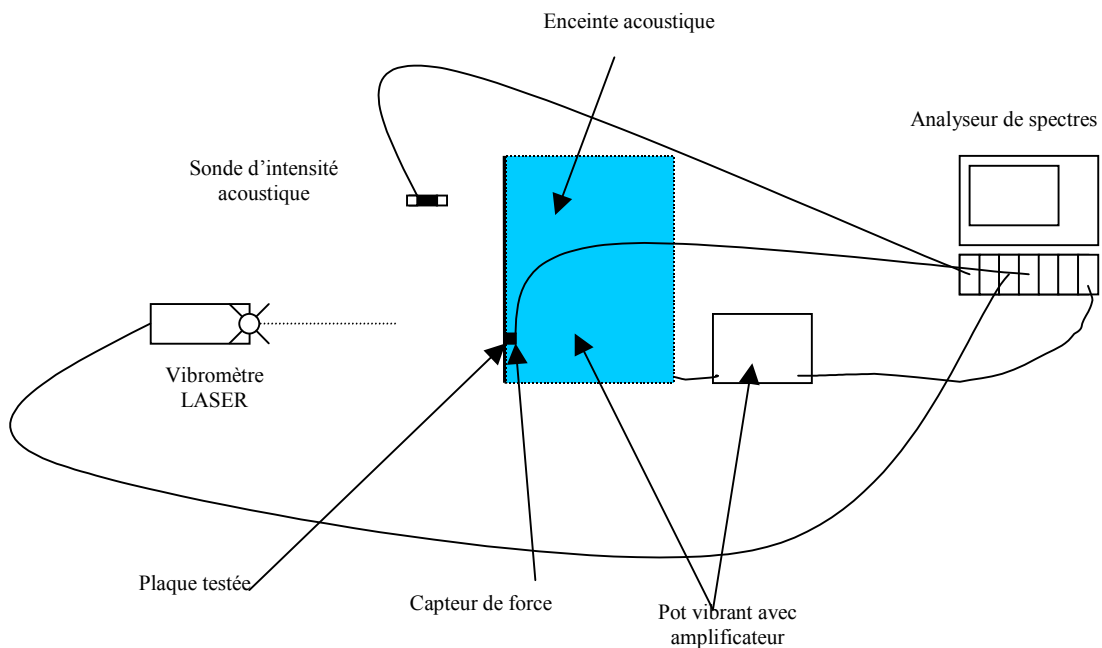


Figure 12. Schéma du montage

IV.2.2 Validation avec une plaque d'aluminium homogène

Il s'agit d'une plaque de 0.48 m par 0.42 m avec 6 mm d'épaisseur en aluminium et montée dans un cadre créant des conditions aux limites « simplement appuyées ». L'excitation est assurée par un pot vibrant qui génère un bruit blanc entre 0 et 5600 Hz et positionné en $x = 8$ cm et $y = 7$ cm d'un coin de la plaque. Un maillage irrégulier de 9×9 points de mesure est utilisé. La Figure 13 présente la comparaison entre la mesure de référence et les résultats donnés

par la méthode hybride. On peut constater que la méthode fonctionne bien. Dans ce cas, les résultats donnés par la mesure d'intensimétrie se rapprochent beaucoup du cas bafflé; cela vient du fait que le cadre dans lequel est insérée la plaque, empêche le court-circuit acoustique entre les deux faces de la plaque.

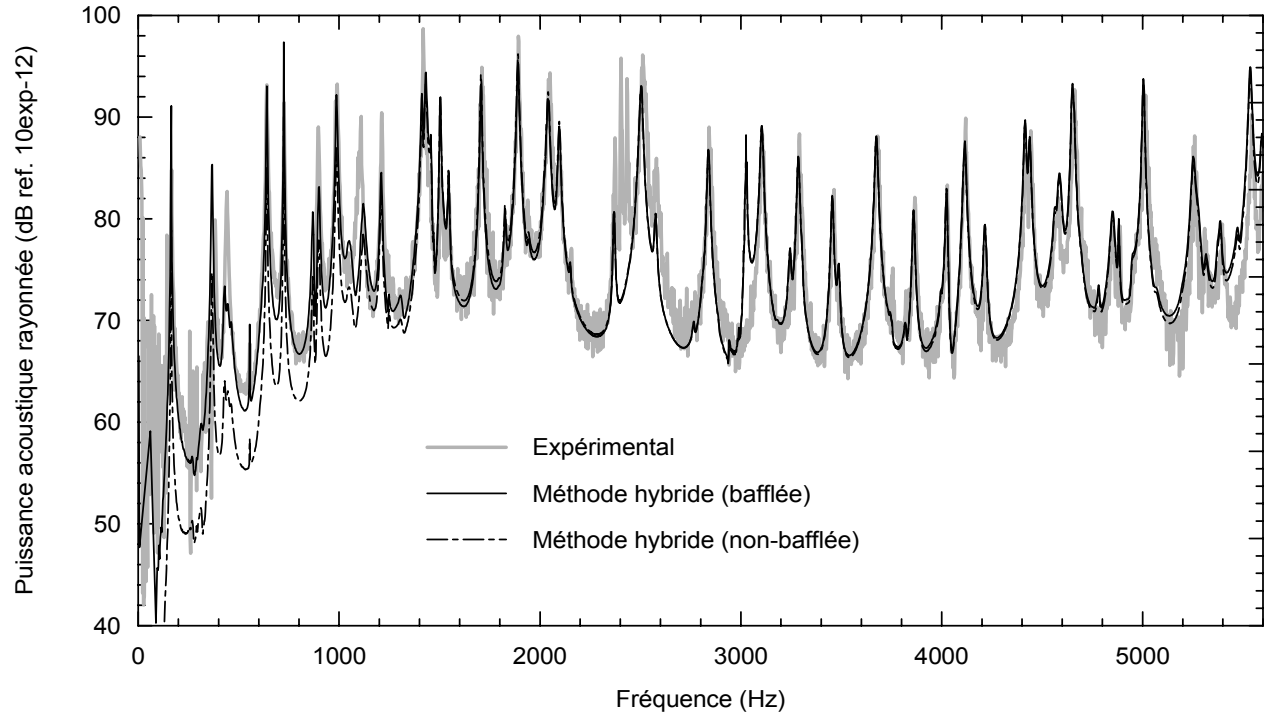


Figure 13. Comparaison entre la méthode hybride et une mesure d'intensimétrie pour une plaque simplement appuyée

IV.2.3 Validation avec une plaque contenant un raidisseur

Afin de tester la méthode sur une structure plus complexe qu'une simple plaque, un raidisseur en aluminium a été ajouté sur la plaque précédemment testée. Dans ce cas en dessous de 3200 Hz on utilise un maillage régulier de 8×7 points, et au-dessus de 3200 Hz on utilise un maillage régulier de 16×14 points. Les résultats sont reportés sur la Figure 14. Bien que le comportement vibratoire d'une plaque avec un raidisseur soit plus complexe que celui d'une plaque simple, la méthode hybride donne, là encore, des résultats très précis sur toute la plage fréquentielle testée.

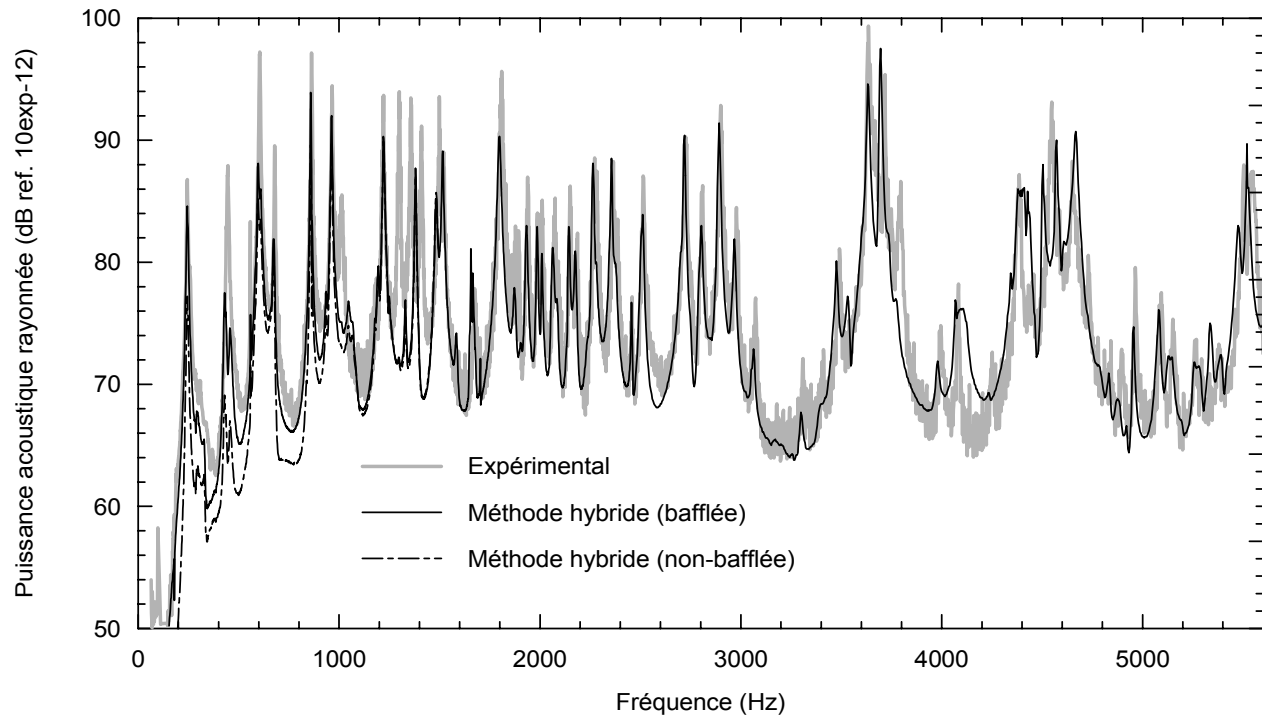


Figure 14. Comparaison entre la méthode hybride et une mesure d'intensimétrie pour une plaque simplement appuyée avec un raidisseur.

V OBJECTIF 8.1.4: «CONCEPTION DE SYSTÈMES SURPRESSEURS FIXES ET MOBILES À BRUIT RÉDUIT » : SURPRESSEUR FIXE

La hiérarchisation des sources exposée dans la section II.3 a démontré que la conception d'un système surpresseur silencieux doit passer en priorité par la réduction du bruit émis par la base et en second lieu, par la réduction du bruit du surpresseur lui-même. Cette section présente un résumé des travaux effectués en ce sens, sur la base et le surpresseur.

V.1 CONCEPTION D'UNE BASE SILENCIEUSE

Afin de réduire le bruit émis par la base, l'arrangement intérieur a été revu et plusieurs pistes de solution ont été étudiées pour réduire les vibrations des parois de la base afin de réduire le bruit de corps de la base. Cette section présente le résumé de ces études. Le plan de la nouvelle base est présenté en Figure 15.

V.1.1 Arrangement intérieur

Un déflecteur a été installé à l'intérieur de la base. Ce déflecteur permet de réduire le bruit rayonné par la base et par le surpresseur lui-même en agissant selon deux effets distincts: (i) Il permet de réduire l'excitation aéraulique des parois de la base par le jet pulsé sortant du surpresseur. (ii) Il permet également d'éviter qu'un régime d'ondes stationnaires ne s'installe entre la paroi du fond de la base en regard avec le surpresseur et la paroi supportant le surpresseur. (voir Figure 15) Ceci a pour conséquence de présenter au surpresseur une impédance de charge moins réactive (il y a moins d'énergie refoulée vers le surpresseur) ceci entraîne une diminution du bruit rayonné par le surpresseur lui-même (diminution de 3.4 dBA, cf. Tableau 9).

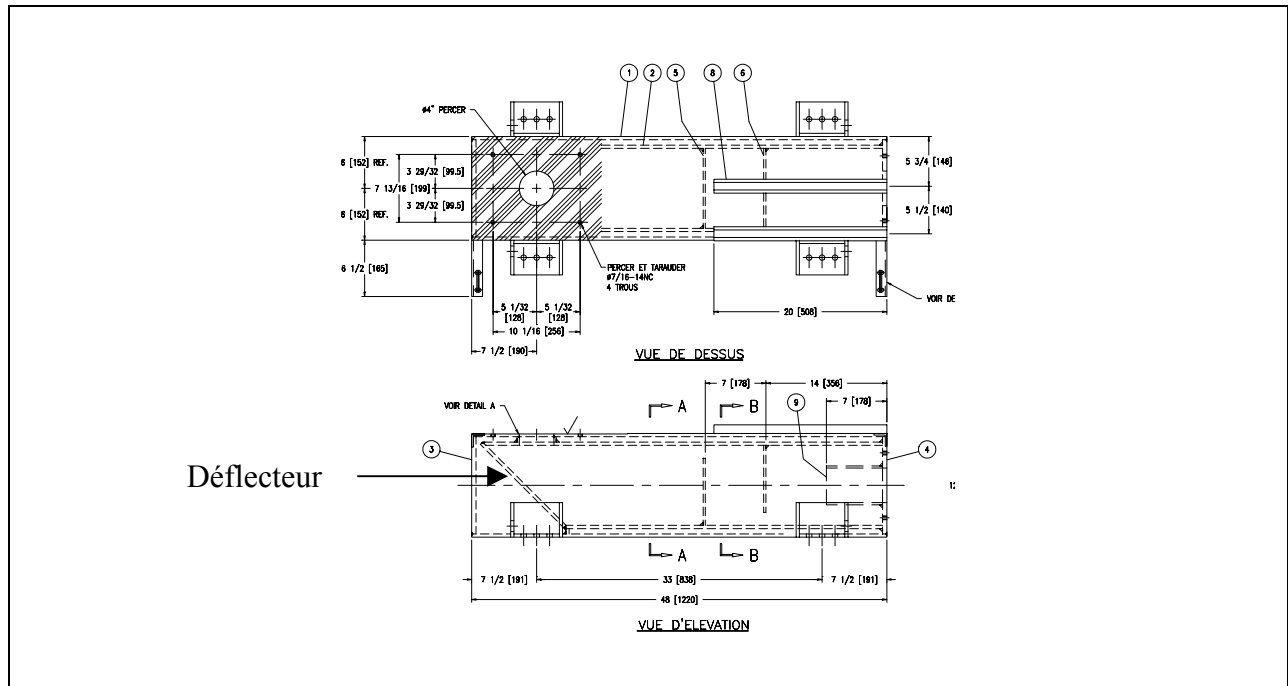


Figure 15. Plan de construction d'une base à déflecteur et double paroi.

V.1.2 Bruit de corps

Pour réduire le bruit de corps de la base, trois pistes ont été étudiées: (i) L'emploi de doubles parois (avec un espace d'air entre les deux parois) pour augmenter la perte par transmission des parois. (ii) L'emploi d'une double paroi sans espace d'air pour amortir les vibrations par frottement sec entre les deux parois. (iii) L'emploi d'une couche viscoélastique contrainte pour amortir les vibrations.

- **Double paroi**

Le plan de la base à double paroi est donné à la Figure 15. Le Tableau 9 résume le gain obtenu à l'aide d'une configuration double paroi + déflecteur. Il est important de noter que le déflecteur, en jouant sur l'impédance de charge du surpresseur, permet une atténuation de puissance rayonnée par ce dernier de 3.4 dBA. La solution de la double paroi n'a pas été retenue en pratique car le gain d'atténuation de 3dB obtenu ne justifie pas les difficultés supplémentaires de fabrication.

Composante	Puissance acoustique [dB(A)]	
	Base standard	Base double paroi (+air)
Base	107.8	104.8
Surpresseur	104.6	101.2
Total	109.9	105.4

Tableau 9. Comparaison des puissances rayonnées par la base

- **Paroi à frottement sec**

Pour amortir les résonances de la base, une technique de paroi à frottement sec a été testée : Cette technique consiste à utiliser deux plaques posées l'une sur l'autre, simplement maintenues par un joint de soudure en périphérie (Figure 16, Figure 17, et Tableau 10). Une telle configuration doit permettre des pertes par frottement sec à l'interface des deux faces en regard. La Figure 18 représente les résultats obtenus avec un tel montage en terme d'admittance (rapport vitesse sur force appliquée en un point de la plaque). on constate que ce montage n'induit pas un fort amortissement des résonances en dessous de 2000 Hz, comme on aurait pu l'attendre. La diminution globale de niveau sur tout le spectre est due surtout à la masse ajoutée de la plaque contraignante. Cette piste a donc été abandonnée.

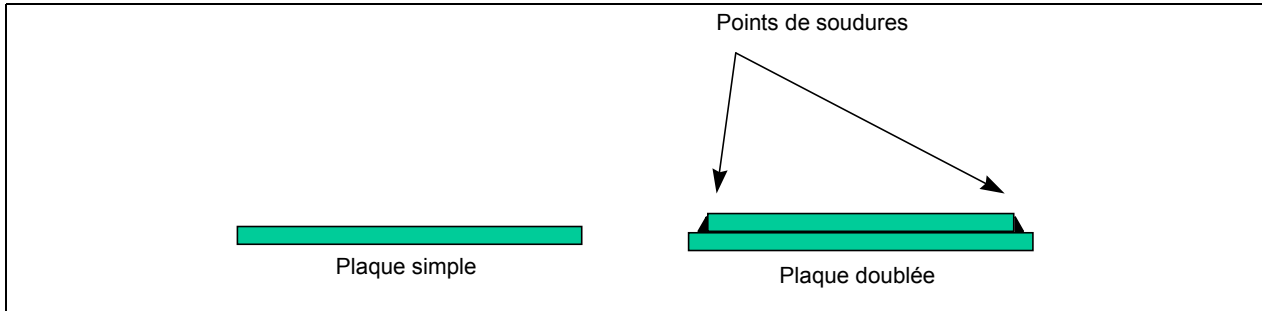


Figure 16. Schéma de la configuration de paroi doublée à frottement sec

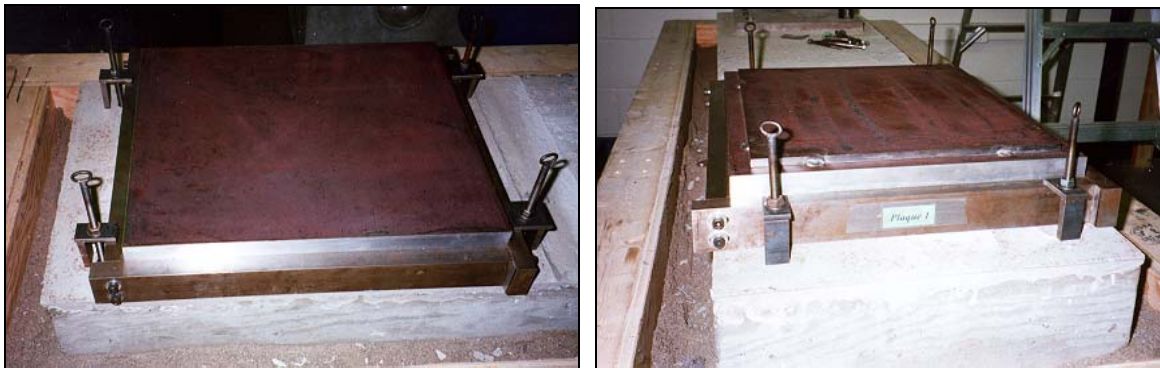


Figure 17. Photo du montage d'essai de la technique « paroi à frottement sec »

Dimensions plaque seule [mm]	480*420*9.3
Dimensions plaque contraignante [mm]	435*375*9.3
Caractéristiques structurales des plaques	Module d'Young : 2.1 1011 Pa Module de Poisson : 0.290 Masse volumique : 7800 kg.m-

Tableau 10. Caractéristiques des plaques du montage « paroi à frottement sec »

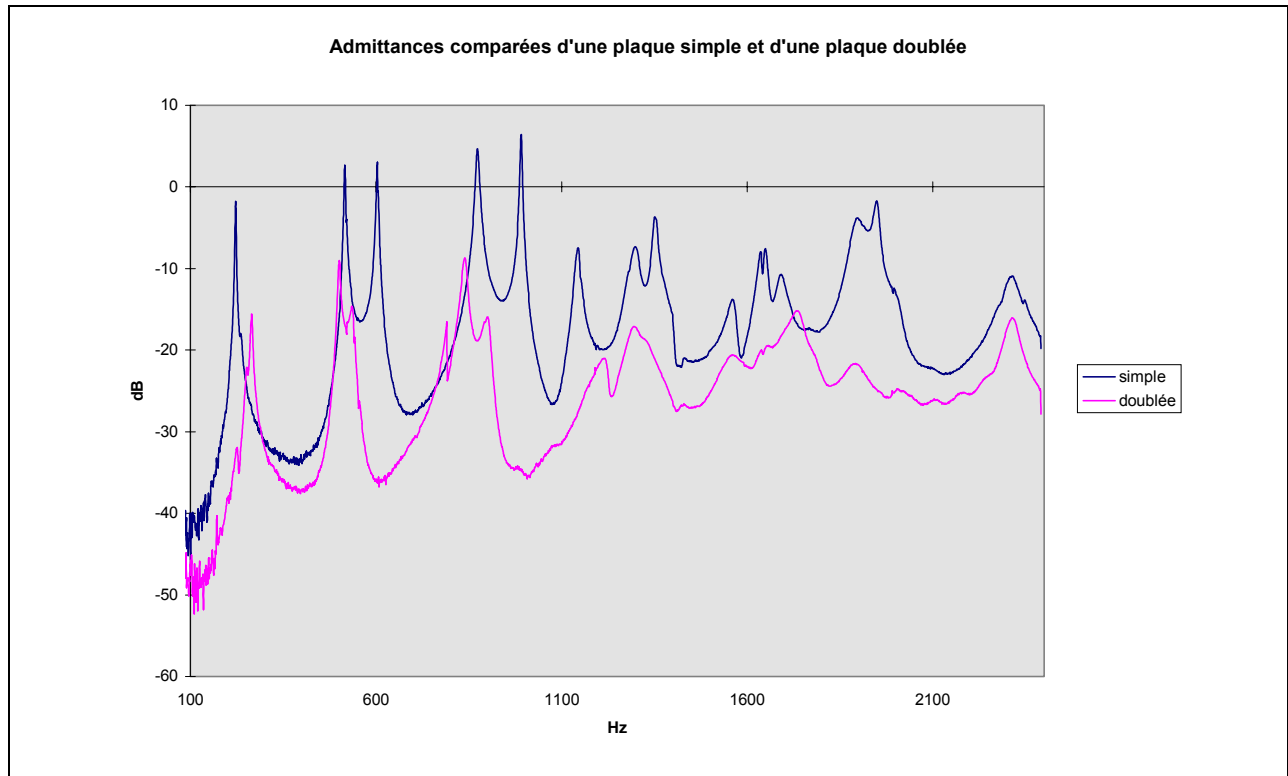


Figure 18. Admittances comparées d'une plaque simple et d'une plaque doublée à frottement sec

- **Paroi à couche viscoélastique contrainte**

Une technique d'amortissement par couche viscoélastique contrainte (plaque à traitée + couche viscoélastique + couche d'acier) a été essayée. Ce type de traitement permet de dissiper l'énergie vibratoire sous forme de chaleur dans le matériau viscoélastique lorsque celui-ci est mis en cisaillement (d'où l'utilité d'une couche contraignante). Deux types de viscoélastique ont été testés: Le ISD 112 de 3M et le DYAD 606 de *Sound Coat Company*. pour 3 épaisseurs différentes de couches contraignantes. Les caractéristiques mécaniques de l'ISD 112 et du DYAD 606 sont résumées dans le Tableau 11, ainsi que sur la Figure 19 et la Figure 20. Les deux produits ont été testés pour trois épaisseurs différentes de couche contraignante (2.25, 4.4 et 9mm) à l'aide d'un montage semblable à celui de la Figure 17. En comparant la Figure 22 et la Figure 21, on voit que le DYAD offre de meilleures performances que l'ISD 112, la meilleure performance (vitesse quadratique la plus faible) étant obtenue avec une couche contraignante de 9mm.

ISD 112 (3M)		
Epaisseur	Masse volumique	Coefficient de Poisson
0.25 mm	1015 kg.m-3	0.3
DYAD 606 (Sound Coat)		
Epaisseur	Masse volumique	Coefficient de Poisson
0.5 mm	1680 kg.m-3	0.3

Tableau 11. Caractéristiques des matériaux viscoélastiques

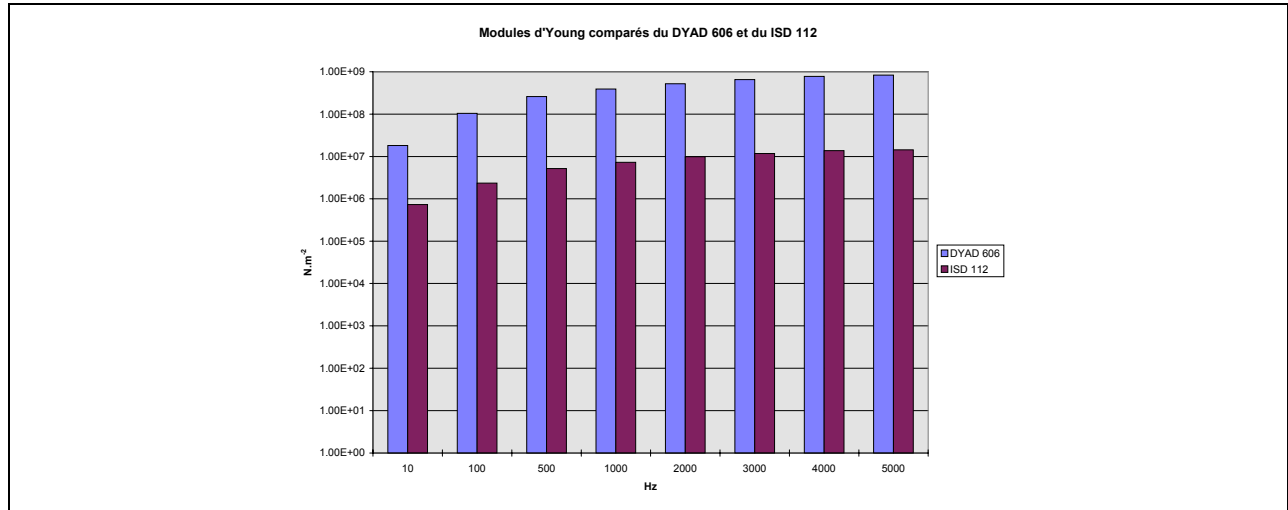


Figure 19. Comparaison des modules d'Young de l' ISD 112 et du DYAD 606

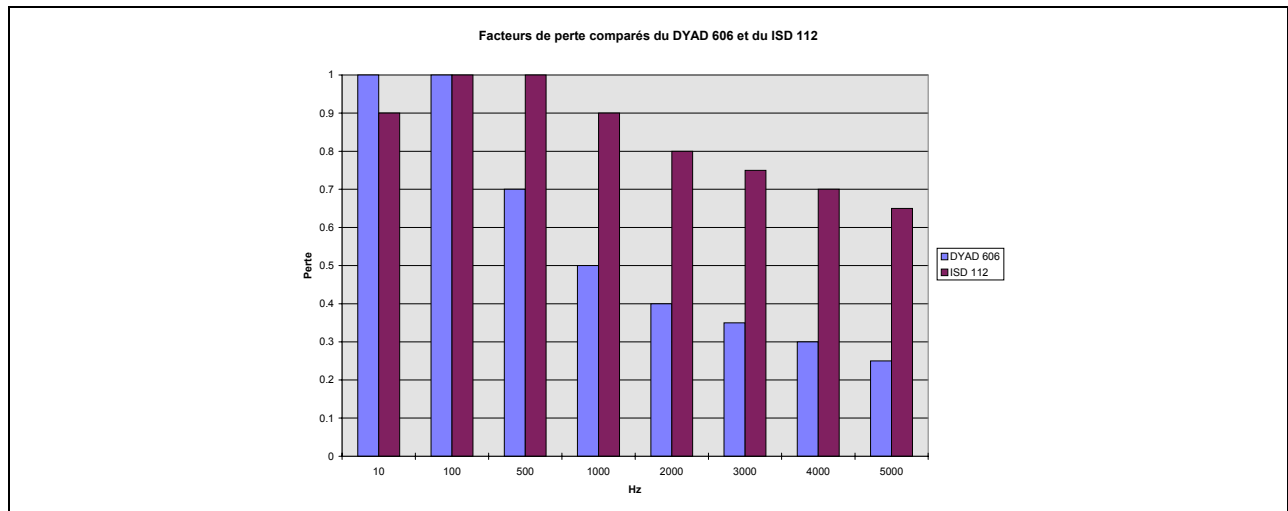


Figure 20. Comparaison des facteurs de perte de l' ISD 112 et du DYAD 606

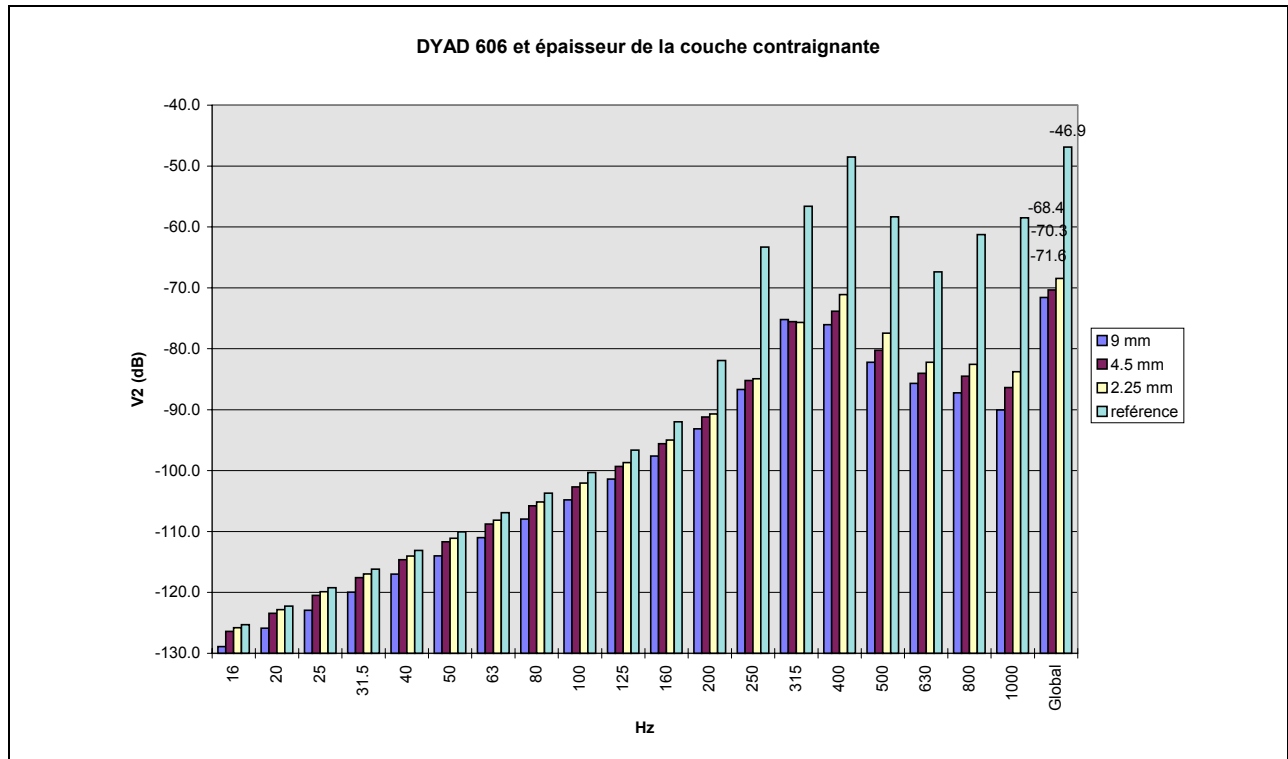


Figure 21. Influence de l'épaisseur de la couche contraignante sur la vitesse quadratique moyenne de la plaque sandwich contenant du DYAD 606

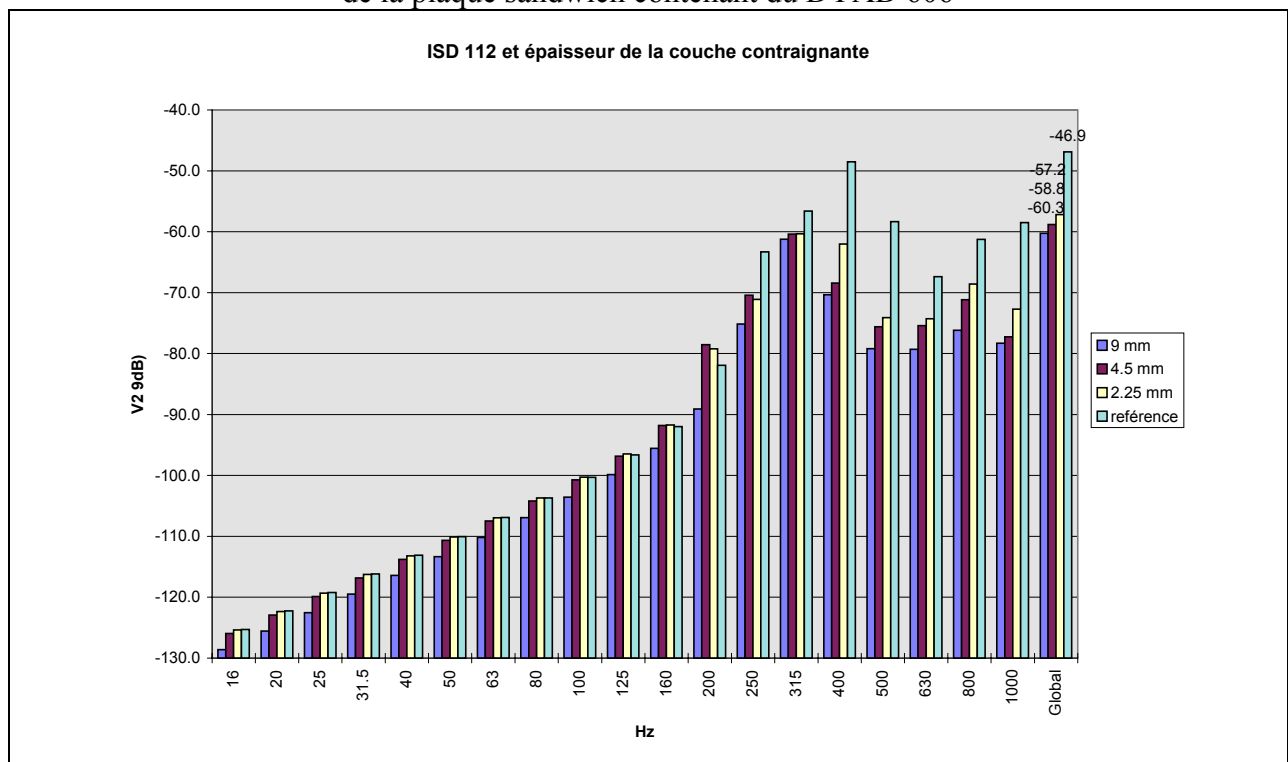


Figure 22. Influence de l'épaisseur de la couche contraignante sur la vitesse quadratique moyenne de la plaque sandwich contenant du ISD 112

V.2 RÉDUCTION DU BRUIT DU SURPRESSEUR

Des mesures de puissance acoustique du surpresseur présenté en Figure 23 ont été prises dans des conditions décrites dans le Tableau 12 et dans le Tableau 13. Dans un second temps, les ouvertures de plateau du surpresseur ont été obstruées à l'aide de bouchons profilés (cf. Figure 24) et la puissance acoustique du surpresseur avec cette modification a été de nouveau mesurée. Le rôle présumé des ouvertures de plateau est de garantir que l'huile des pignons ne passe pas à l'intérieur du corps du surpresseur.



Figure 23. Vue rapprochée du surpresseur

Surpresseur	XN 4.5 TRILOBE
Moteur	30 HP 575 V
Silencieux aspiration	HIY-4 compact (prototype)
Base	Base II-4 « Double Tubing » (prototype)

Tableau 12. Composition du système surpresseur testé

Vitesse rotation surpresseur	3124 r/min
Pression de service	13790 Pa (2 PSI, r=1.13)
Température ambiante	18 °C

Tableau 13. Conditions de fonctionnement du système surpresseur testé

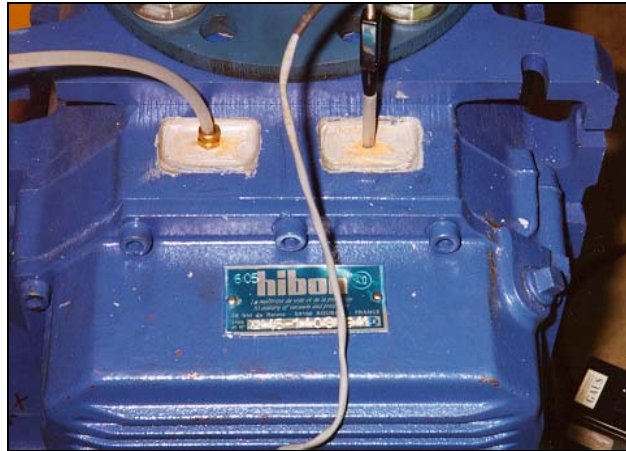


Figure 24. Obstruction des ouvertures de plateau
(on peut observer une sonde de pression à gauche et une sonde de température à droite)

Composante	Puissance acoustique [dB(A)]	
	Avec étanchéité	Sans étanchéité
Face 1	90.6	97.1
Face 2	88.9	89.9
Face 3	87.2	96.9
Face 4	89.2	96.7
Face 5	91.4	102.2
Face 6	-94.2 ¹	99.4
Total surpresseur	93.0	106.1
Total système	105.8	108.0

Tableau 14. Comparaison des puissances acoustiques rayonnées par le surpresseur avec et sans obstruction des ouvertures de plateau.

Les mesures de puissance acoustique rayonnée par le surpresseur sont reportées dans le Tableau 14. Le fait de boucher les ouvertures de plateau apporte un gain net sur la puissance acoustique du surpresseur de 13.1 dB(A) et de 2.2 dB(A) sur le total du système. La modification apportée ne modifie en rien le comportement thermodynamique du surpresseur ; par ailleurs six de ces huit ouvertures ne nous paraissent pas nécessaires, puisque le bain d'huile ne se trouve que d'un côté du surpresseur (côté des pignons de synchronisation) et que la fuite d'huile ne peut se faire que vers le bas. Enfin il est possible de concevoir pour les deux ouvertures restantes un système permettant l'écoulement éventuel de l'huile, mais garantissant la discrétion acoustique du surpresseur.

¹ Cette valeur signifie que la face 6 a une puissance négligeable : en effet, la base est ici encore la source acoustique dominante, or la surface 6 est située entre la base et le surpresseur.

V.3 SYNTHÈSE SUR LA CONCEPTION DE SYSTÈMES SURPRESSEURS FIXES

En résumé, cette étude a permis à la société *Hibon Inc.* d'obtenir des stratégies validées et quantifiées de réduction du bruit d'un système surpresseur fixe: (i) Pour réduire le bruit de corps de la base, un traitement par viscoélastique contraint est la meilleure solution, Le viscoélastique le plus efficace est le DYAD 606. (ii) Pour réduire le bruit du surpresseur lui-même, il est possible d'obstruer les ouvertures de plateau sans que cela nuise au bon fonctionnement de l'appareil. (iii) Enfin, l'implantation d'un déflecteur à l'intérieur de la base permet de réduire à la fois le bruit rayonné par la base (en diminuant l'excitation aéraulique des parois) et le bruit rayonné par le surpresseur en modifiant l'impédance de charge que la base présente au surpresseur.

VI OBJECTIF 8.1.4: « CONCEPTION DE SYSTÈMES SURPRESSEURS FIXES ET MOBILES À BRUIT RÉDUIT »: SURPRESSEUR MOBILES

Nous avons travaillé sur la conception de silencieux pour un système surpresseur mobile *SIAY 8702*. L'approche que nous avons utilisée consiste à traiter les basses fréquences en s'appuyant sur une théorie classique où les ondes acoustiques ne se propagent qu'en mode plan. Cette théorie n'est valable que jusqu'à une certaine fréquence dite *fréquence de coupure* qui est fonction du plus grand diamètre du silencieux. Au-delà de cette fréquence de coupure, la théorie classique n'est plus valide et nous n'avons pas encore de modèle numérique effectif. Aussi avons-nous développé un traitement dissipatif original, basé sur l'utilisation d'une vrille diffractante qui permet d'augmenter l'efficacité du matériau absorbant utilisé.

VI.1 FRÉQUENCES D'EXCITATIONS DU SYSTÈME SURPRESSEUR ET FRÉQUENCE DE COUPURE DES SILENCIEUX

VI.1.1 Détermination des fréquences principales d'excitation du surpresseur

Les fréquences d'excitation du surpresseur (deux pistons à trois lobes) sont distribuées ainsi :

$$f_n = RPM/10 \times n$$

avec: RPM: vitesse de rotation du surpresseur en tr/min

n = ordre de l'harmonique

Par convention, n=1 correspond à la *raie fondamentale* nommée *H1*. Le Tableau 15 liste les 5 premières fréquences d'excitation du surpresseur pour une vitesse de fonctionnement de 1800 tr/min.

Ordre de l'harmonique	Nom usuel	Fréquence (Hz)
1	Fondamentale ou H1	180
2	H2	360
3	H3	540
4	H4	720
5	H5	900

Tableau 15. Liste des cinq premières fréquences d'excitation d'un surpresseur trilobe pour une vitesse de fonctionnement de 1800 tr/min

VI.1.2 Détermination du domaine fréquentiel de validité de la théorie classique des silencieux (fréquence de coupure)

Une des principales difficultés dans le problème de silencieux pour les surpresseurs embarqués vient du fait de leur grand diamètre (26"). Ce grand diamètre est nécessaire au bon fonctionnement de la chambre d'expansion.. Le plus grand diamètre dans la conduite limite la propagation des ondes acoustiques en mode plan. Or, la théorie classique de conception des silencieux s'appuie sur l'hypothèse d'ondes planes. Plus le diamètre est grand, plus la fréquence de coupure est basse. Les raies du surpresseur dont la fréquence est inférieure à cette fréquence de coupure peuvent être traitées en suivant les règles classiques pour la dimension des chambres et des résonateurs. Au-dessus de cette fréquence, on doit, soit utiliser des modèles plus complexes (qui sont en cours de développement dans ce projet), soit essayer d'atténuer les raies par des traitements à base de matériaux acoustiquement absorbants.

La fréquence de coupure d'une conduite cylindrique à paroi rigide peut se calculer grâce à la formule suivante :

$$f_c = C_0 \cdot (2 \cdot \lambda_{10} / \phi) / (2 \cdot \pi)$$

Avec: $\lambda_{10} = 1.8412$: Premier zéro de la fonction de Bessel J

C_0 : Vitesse du son

ϕ : Diamètre de la conduite en mètre

Pour une conduite de 26 pouces de diamètre (0.66 m), la fréquence de coupure est de 305 Hz. Cette fréquence est entre la raie H1 et H2. Ce qui signifie que la raie H2 et les raies supérieures ne sont pas transportées uniquement par le mode plan et que l'efficacité du silencieux est compromise si on utilise l'hypothèse d'ondes planes. Ce qui veut dire que seule la première raie est susceptible d'être « traitée » par des systèmes réactifs calculés sur l'hypothèse d'onde plane. Afin de repousser plus haut en fréquence la fréquence de coupure, un montage original utilisant une partition intérieure en croisillons a été proposé et testé. Ce montage est exposé en annexe F. Malheureusement, le concept s'est avéré inefficace, c'est pourquoi il n'est pas exposé dans la partie principale de ce document.

VI.2 CONCEPTION DE LA PARTIE RÉACTIVE DES SILENCIEUX POUR UN SYSTÈME SURPRESSEUR SIAV 8702

La conception de la partie réactive des silencieux, pour atténuer les deux premières harmoniques H1 et H2, a été réalisée en s'appuyant sur la théorie classique sur les silencieux, qui suppose que les ondes acoustiques se propagent en mode plan. Les détails de la conception ont été reportés en annexe F. Le traitement réactif retenu est constitué d'une chambre d'expansion dimensionnée pour atténuer la fondamentale H1 tandis qu'un résonateur quart d'onde est utilisé pour atténuer l'harmonique H2.

VI.3 CONCEPTION DE LA PARTIE DISSIPATIVE DU SILENCIEUX

L'utilisation de matériau absorbant pour atténuer le bruit en moyennes et hautes fréquences des surpresseurs représente un défi pour la conception de silencieux pour plusieurs raisons : (i) à cause de la pulsation du surpresseur, les matériaux fibreux se désagrègent très rapidement, ils sont pratiquement inutilisables; (ii) les matériaux poreux classiques (mousse uréthane ou autres) ne sont pas non plus utilisables car les températures sont élevées et l'air transporte des gaz qui peuvent contaminer le matériau; (iii) le manque d'espace et le prix des matériaux absorbants.

- Le cahier des charges pour la conception de la partie passive est donc :
- Utiliser un matériau absorbant compatible avec les conditions de fonctionnement.
 - Être efficace sur une large bande de fréquence à cause de la fréquence de coupure relativement basse.
 - Être efficace sur peu de distance pour gagner de la place à l'intérieur du silencieux et limiter les coûts.

VI.3.1 Choix du matériau

Comme il est impossible d'utiliser des matériaux fibreux (type laine de verre) ou poreux (type mousse à cellules ouvertes), *Hibon Inc.* utilise un matériau qui ressemble à de la ouate synthétique, il s'agit du matériau 4 DG/5 DF de Nonwover. Celui-ci est normalement destiné à servir dans les systèmes de filtration de l'air, d'où sa capacité à résister à l'arrachement dû au passage de l'air. Pourtant les données techniques ne font pas référence à des caractéristiques d'absorption acoustique, ce matériau n'est pas destiné à servir d'absorbant acoustique. Nous avons donc voulu savoir si on peut raisonnablement utiliser le 4 DG/5 DF comme absorbant acoustique. Nous avons donc procédé à la mesure du coefficient d'absorption en tube de Kundt, puis nous avons utilisé un code de calcul pour retrouver les absorptions mesurées. La Figure 25 montre les coefficients d'absorption obtenus pour différentes configurations. On remarque que le matériau de Nonwover se comporte comme un matériau absorbant classique :

- le coefficient d'absorption augmente progressivement pour atteindre un maximum de 1 à une fréquence d'autant plus basse que le matériau est épais,
- couplé à un espace d'air, on arrive à obtenir un coefficient d'absorption égal à 1 dès les moyennes-basses fréquences.

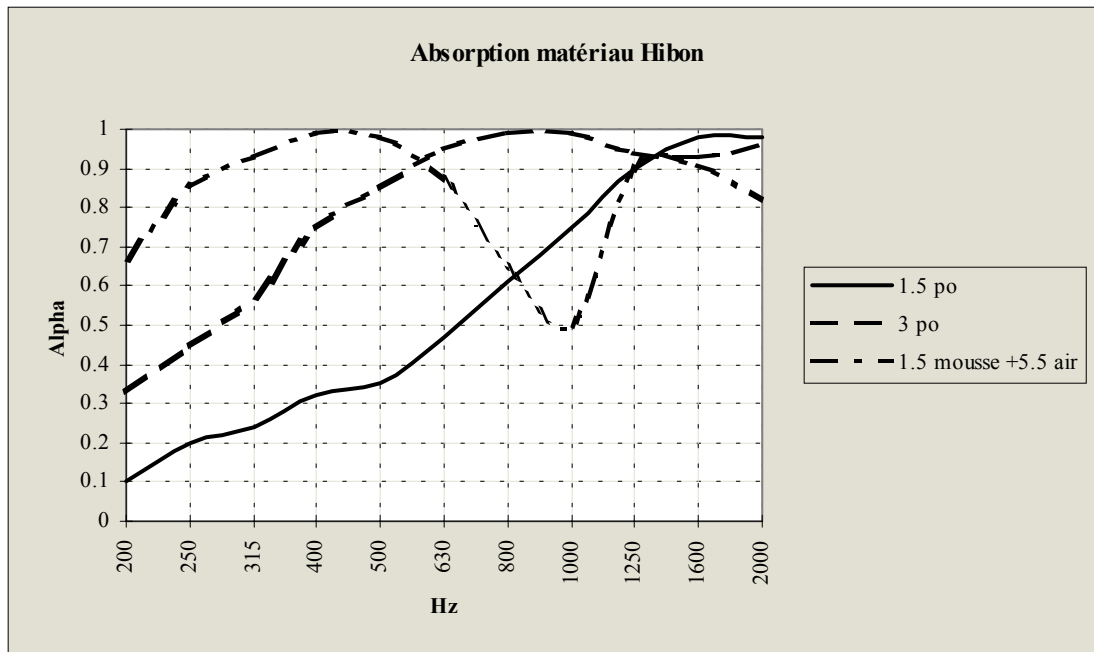


Figure 25. Coefficients d'absorption pour 3 configurations

Par ailleurs, la Figure 26 montre qu'il est possible de modéliser la laine Nonwover de manière naturelle. On peut donc conclure que le matériau utilisé par Hibon possède des capacités d'absorption acoustique intéressantes et suffisantes pour être utilisées dans les silencieux. De

plus, ce matériau a les caractéristiques de résistance à la température et au défibrage nécessaires pour les conditions de fonctionnement des surpresseurs.

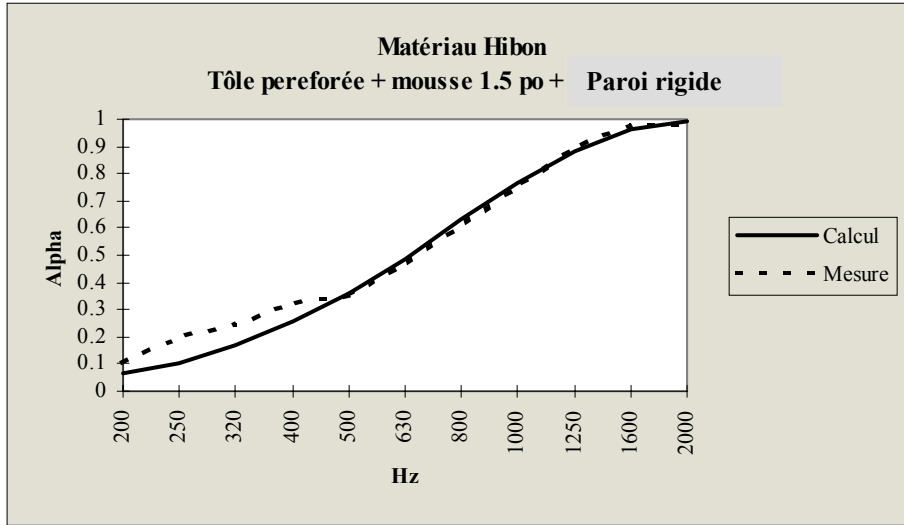


Figure 26. Comparaison simulation/mesure du coefficient d'absorption de la laine Nonwover

VI.3.2 Optimisation de l'absorption

Nous avons modélisé différentes configurations pour l'installation du matériau dans la conduite. La Figure 27 montre l'assemblage qui a été optimisé.

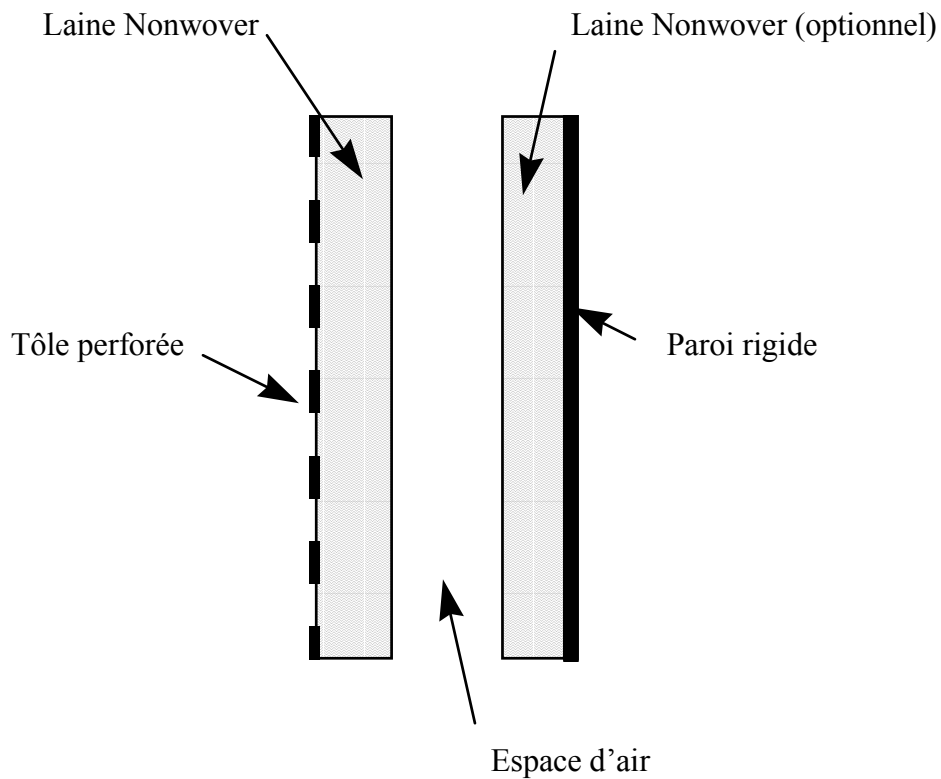


Figure 27. Schéma d'une configuration optimisée

Une étude paramétrique a été effectuée sur les épaisseurs des différentes couches pour un total constant de 7" d'épaisseur de manière à obtenir un coefficient d'absorption le plus élevé possible sur la plus large bande possible. L'épaisseur de 7" correspond au rayon de la chambre moins le rayon de la conduite d'entrée (13" - 6" = 7"). La Figure 28 donne un exemple de configurations testées (la lettre M désigne le matériau absorbant). Le compromis final qui a été sélectionné est : 3.5" de matériau + 3.5" d'air + paroi rigide. Ce choix a été fait en tenant en compte des considérations de fabrication et les résultats des simulations.

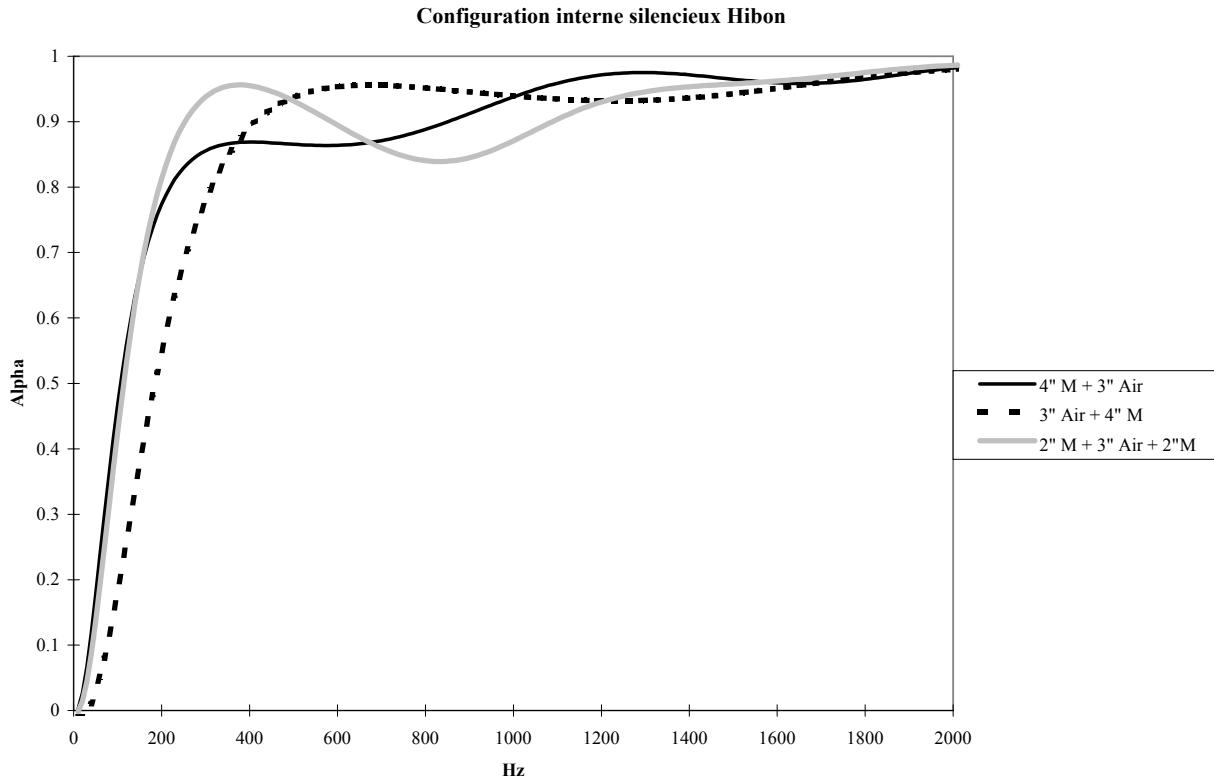


Figure 28. Exemples de configurations testées sur paroi rigide.

VI.3.3 Choix du concept

Le concept choisi est le fruit d'un travail exhaustif d'émergence de concept, de tri de concepts et de tests en laboratoire. L'absorption acoustique d'un tuyau dont les parois sont absorbantes est relativement faible. Il faut, en général, de grandes longueurs pour obtenir des réductions intéressantes. La raison principale est que l'énergie acoustique est absorbée par le matériau seulement quand l'onde acoustique se réfléchit sur la paroi. La réduction est donc limitée par le nombre de fois que va se réfléchir l'onde acoustique par unité de longueur. L'idée est donc d'essayer de multiplier les réflexions à l'intérieur d'un conduit. La méthode la plus simple consiste à insérer des réflecteurs (plans rigides) à l'intérieur de la conduite, ces réflecteurs devront avoir une surface la plus grande possible et en même temps, ne pas générer de perte de charge en freinant l'écoulement. La méthode traditionnelle consiste à utiliser un noyau en forme d'ogive comme montré sur la Figure 29.

Cette méthode est relativement peu efficace car l'onde acoustique ne rencontre une surface réfléchissante qu'au niveau de la tête de l'ogive. De plus, la perte de charge est assez importante. L'objet du concept consiste en un système destiné à augmenter l'efficacité de

silencieux dissipatifs i.e. atténuant le son par le moyen d'absorption acoustique. Le système est basé sur l'augmentation des réflexions des ondes acoustiques dans la partie absorbante par un système original de vrille hélicoïdale générant un minimum de perte de charge. Le système proposé (cf Figure 30) est le suivant : une vrille hélicoïdale est insérée dans un tuyau cylindrique dont les parois sont absorbantes. Cette vrille est constituée d'un matériau susceptible de réfléchir

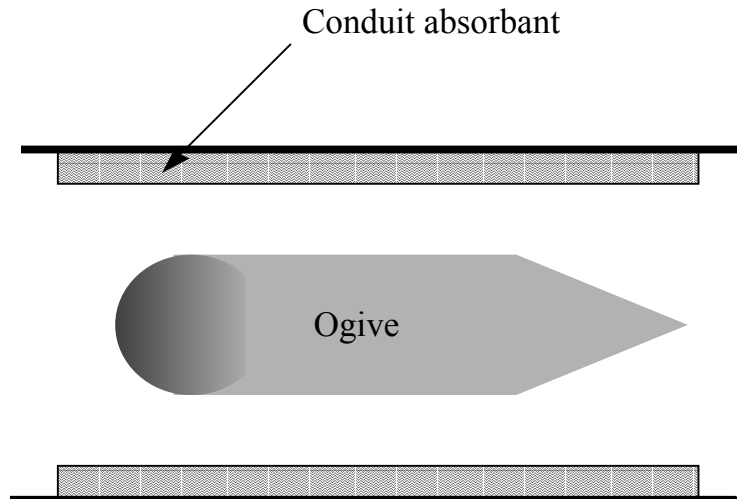


Figure 29: Noyau en forme d'ogive

les ondes acoustiques (tôle d'acier par exemple), et non de les absorber. L'efficacité du système a été validée sur une conduite cylindrique absorbante (coefficient d'absorption 0.9) de 305 mm de diamètre avec une vrille hélicoïdale tournant idéalement avec un angle de 360 degrés et ayant le même diamètre que la conduite.

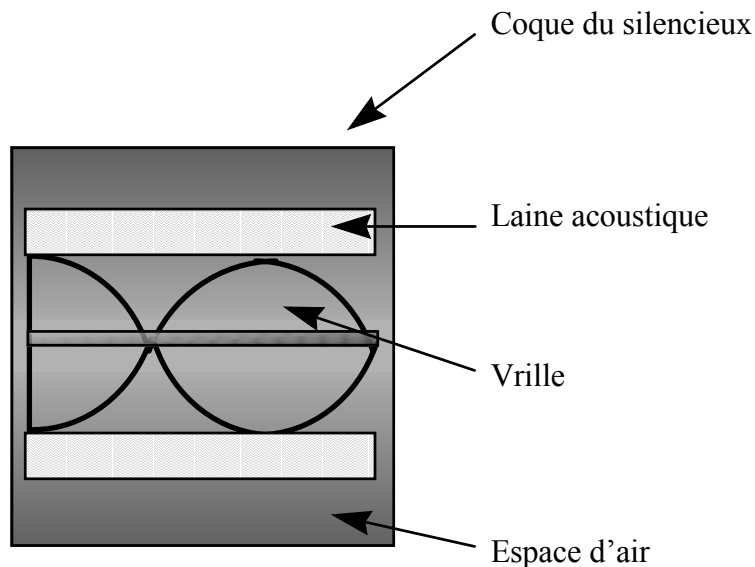


Figure 30. Traitement dissipatif développé au GAUS, utilisant une vrille diffractante

La Figure 31 représente la perte par insertion (IL) d'une conduite ayant un diamètre extérieur de 26", une conduite interne de 12" avec un cylindre troué contenant 3.5" de laine Nonwover avec un déflecteur hélicoïdal (Figure 32-a) comparé avec une même conduite avec un

simple matériau en paroi (Figure 32-b). On constate une augmentation de la perte par insertion du silencieux de 10 à 30 dB et ce dès les moyennes-basses fréquences.

IL chambre absorbante à 0.5 m

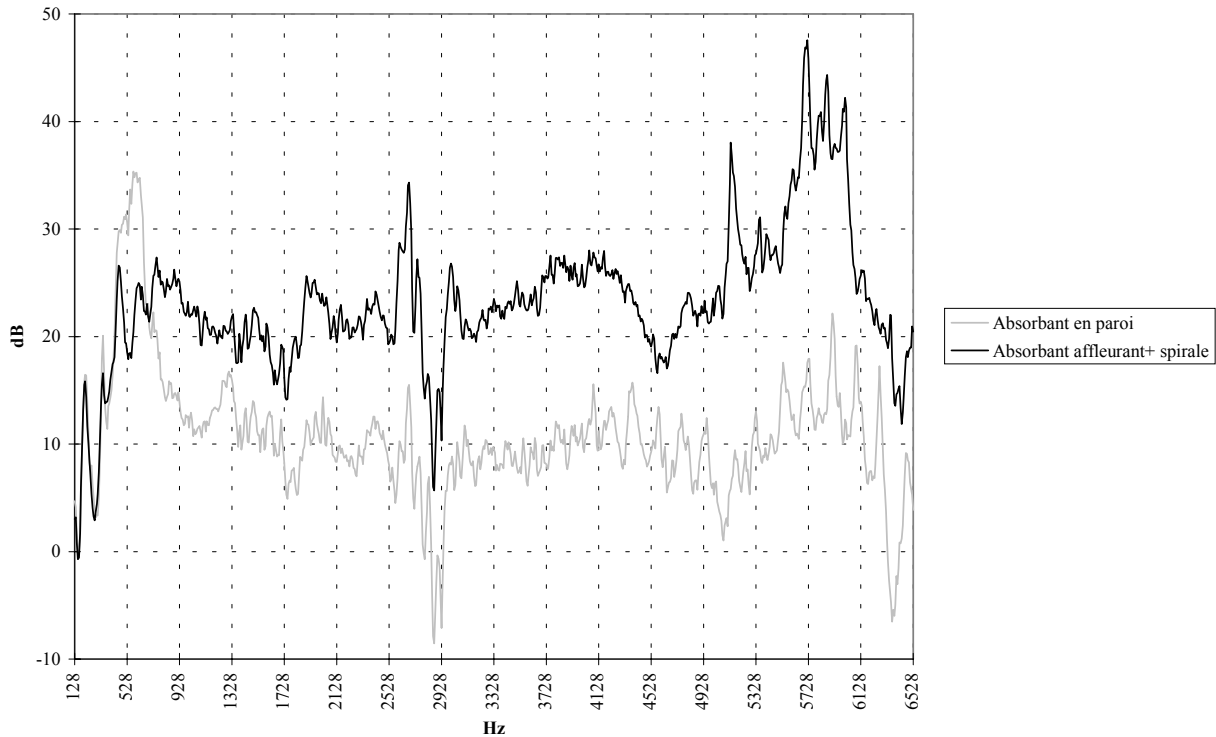


Figure 31. Comparaison de la perte par insertion (IL) de la configuration à vrille et de la configuration classique

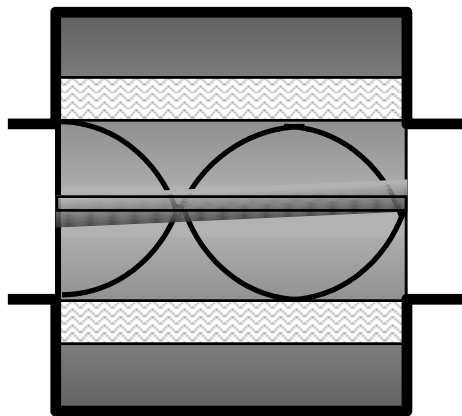


Figure 32. Configuration à vrille (a), (GAUS) et configuration classique (b)

VI.4 BRUIT DE CORPS

Le bruit de corps correspond au bruit rayonné par la structure externe du silencieux lorsqu'elle est excitée par les fluctuations de pression du surpresseur. Le problème de bruit rayonné peut être traité en essayant de limiter la transmission des vibrations ou en amortissant la structure qui vibre.

VI.4.1 Choix du concept

Pour cet aspect, deux principes ont été envisagés :

- Pour réduire les vibrations, un traitement amortissant utilisant une couche de matériau viscoélastique contraint est une solution efficace.
- Pour réduire la transmission des vibrations, il faut découpler la source d'excitation de la structure réceptrice. Comme dans ce cas, l'excitation est aéraulique (pas de liaison mécanique), la seule méthode envisageable reste d'utiliser une double paroi découplée l'une par rapport à l'autre.

Les deux méthodes ont été testées. La première méthode a été retenue, car il est possible d'obtenir un traitement anti-vibratoire efficace en ne traitant qu'une partie de la structure. Tandis que la coque découplée nécessite que tous les endroits susceptibles d'être excités soient découplés, en pratique, il s'agit de toute la surface. La seconde méthode, décrite en annexe C, a également été testée, elle est très efficace mais elle n'a pas été retenue car elle nécessite trop de mise en œuvre pour une réalisation pratique viable.

VI.4.2 Optimisation du traitement amortissant

La première étape est le choix du matériau. Nous avons utilisé la banque de données disponibles au GAUS pour les caractéristiques des matériaux viscoélastiques. Les plus prometteurs ont été introduits dans un code de calcul [Foin, 1999] afin de déterminer celui qui est susceptible d'apporter l'amortissement le plus important. La Figure 33 donne les résultats optimaux correspondant à la simulation d'une plaque carrée de surface équivalente à notre cylindre et de même épaisseur. La plaque est recouverte d'une couche de viscoélastique Dyad 606 ($e=0.050''$) précontrainte par une couche d'acier d'épaisseur égale à celle de la coque.

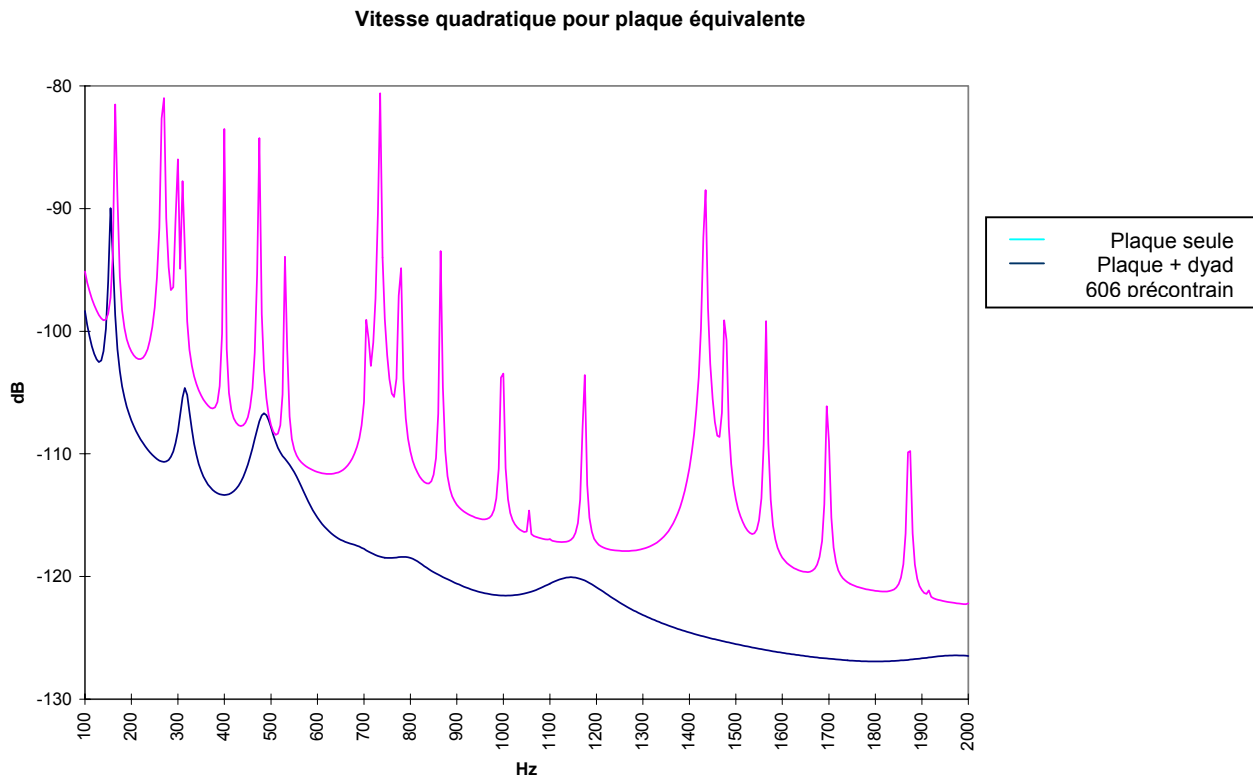
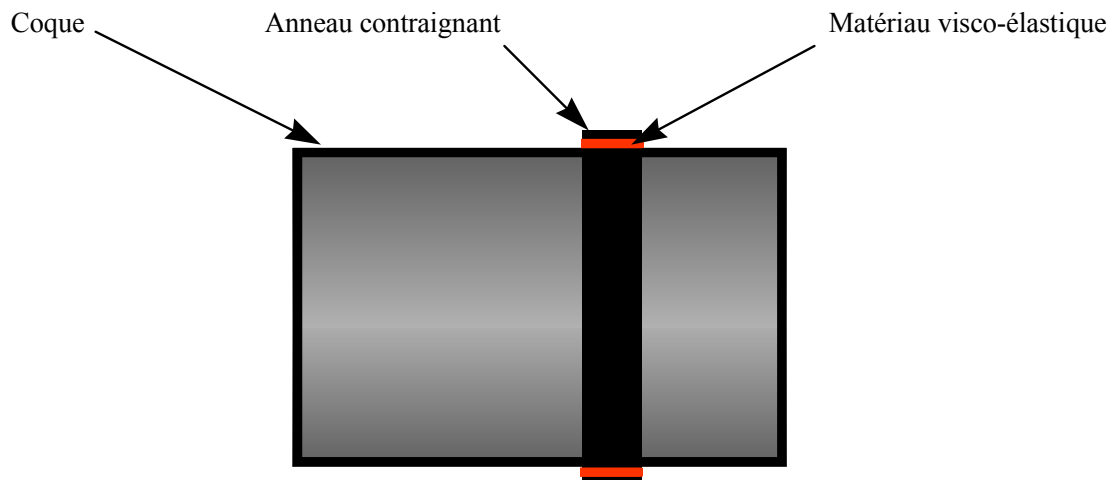


Figure 33. Simulation de l'efficacité du matériau viscoélastique *DYAD 606 précontraint*

Enfin, le traitement a été appliqué sur la coque de test. Pour tester le traitement partiel, nous avons installé le viscoélastique sous un anneau d'acier de 4" de large et de même épaisseur que la coque, situé au tiers de la longueur de la coque tel que montré sur la Figure 34 et la Figure 35. En raison de la température élevée du cylindre, le DYAD 606 utilisé lors des essais préliminaires a été remplacé par du DYAD 609. Il est important de noter que l'efficacité des matériaux viscoélastiques est extrêmement dépendante de la température.



Figure 34. Photographie du traitement viscoélastique utilisé



Matériau : Dyad 609
Épaisseur : 0.050" ou 1.2 mm
Fabricant : Soundcoat
1 Burt Drive, L.I., N.Y. 11729-5701
Tel: 516 242 2200
Fax: 516 242 2246
Fournisseur : EMT
3608 Boul. St Charles, Suite 23
Kirkland, Québec
H9H 3C3
Tel: 514 426 8088
Fax: 514 426 8089

Figure 35. Schéma de la configuration utilisée pour le traitement viscoélastique

La Figure 36 représente la vitesse quadratique de la coque avec et sans matériau viscoélastique. On peut constater que la réduction moyenne obtenue est de 8 dB. Notons que la surface traitée n'est que d'environ 11% de la surface totale. Ce résultat est donc une solution intéressante.

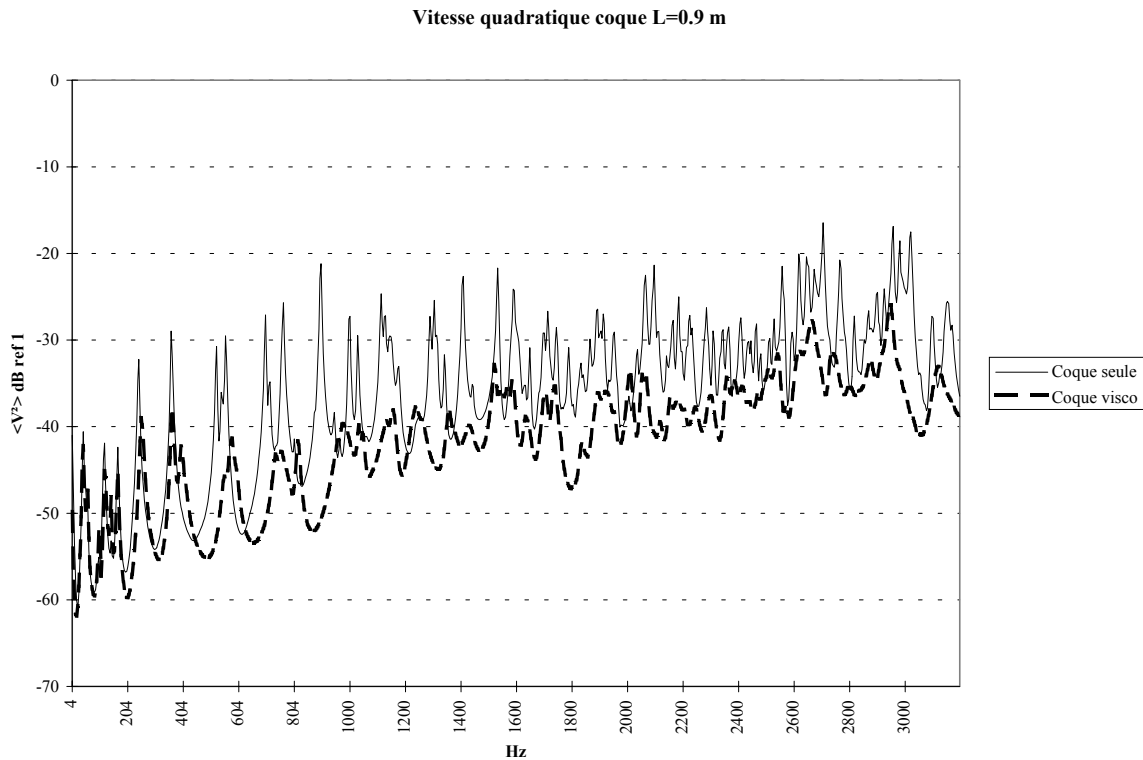


Figure 36. Vitesses quadratiques de la coque du silencieux en fonctionnement avec et sans traitement viscoélastique

VI.5 SILENCIEUX PROTOTYPES

L'ensemble des travaux de laboratoire a été rassemblé sur une paire de silencieux prototypes destinés à être essayés sur une machine SIAV fixe. Cette section décrit ces prototypes.

VI.5.1 Anatomie

La Figure 37 représente les silencieux de refoulement et d'injection issus de cette étude.

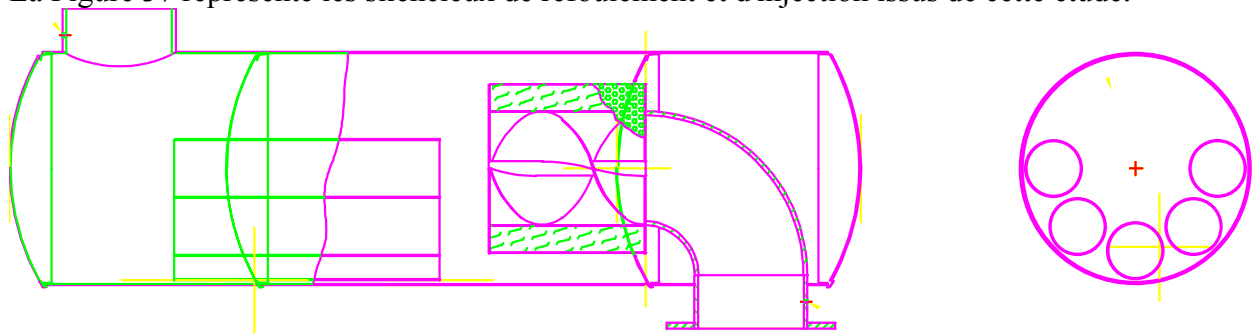


Figure 37. Schéma du silencieux prototype

On remarque sur ces dessins que l'entrée du silencieux de refoulement (et la sortie du silencieux d'injection) comprend un coude à 90° à l'intérieur. Cette conduite coudée a été insérée pour éviter le choc mécanique dû au déchargement brutal du flux d'air dans la première chambre du silencieux et pour permettre à l'écoulement d'être dirigé dans l'axe du silencieux. Cet ajout provient d'un résultat obtenu sur une base de surpresseur fixe où le bruit avait été réduit en insérant une plaque inclinée sous la lumière de refoulement du surpresseur.

VI.6 EFFICACITÉ SUR BANC D'ESSAI

Cette paire de silencieux a été testée sur le système SIAV 8702 et ses performances sont décrites dans ce paragraphe.

VI.6.1 Impact du nouvel arrangement interne

Une première série d'essai a été réalisée sans traitement viscoélastique pour la coque, les conditions de fonctionnement étaient celles du Tableau 16:.

Vitesse surpresseur	2000 tr/min
Pression de service	-15" Hg

Tableau 16. Conditions de fonctionnement

Notons que le surpresseur tournait à une vitesse supérieure à la vitesse habituelle de 1800 tr/min. (Il faut s'attendre à ce que les niveaux de puissance soient plus faibles à la vitesse nominale). Le Tableau 17 donne la hiérarchisation des sources obtenues :

Sous systèmes	Puissance acoustique (dB(A))
Silencieux d'inj.: bruit de corps (sans visco)	117.7
Collecteur	115.7
Corps du surpresseur	113.0
Silencieux de refoul.: bruit de corps (sans visco)	112.9
Silencieux d'injection: bruit de bouche	112.0
Silencieux de refoulement: bruit de bouche	108.8
TOTAL	122.0

Tableau 17. Hiérarchisation des sources

Nous remarquons que le corps du silencieux d'injection est devenu la source principale, ce qui montre que la machine fonctionne dans des conditions inhabituelles, le moteur tourne trop vite. Il est très important de signaler que le bruit du collecteur a notablement été réduit d'environ 6.5 dB dû à la présence du coude

La Figure 38 et la Figure 39 montrent le spectre de puissance correspondant au bruit de bouche des silencieux (refoulement et injection respectivement) prototypes comparés aux silencieux traditionnels qui sont livrés avec la machine. On observe que la raie fondamentale a disparu sur le spectre du silencieux de refoulement. Par contre, la raie H2 apparaît très nettement voire c'est elle qui fait le niveau de tout le spectre, car elle émerge très fortement. Sur le spectre de bruit de bouche du silencieux d'injection, c'est la raie H1 qui ressort fortement. De même, cette émergence constitue la quasi-totalité du niveau de bruit de bouche à l'injection. Ce

phénomène vient du fait que les résonateurs qui traitent chacune de ces raies sont dans le sens du flux. En effet, les deux silencieux sont identiques mais, à l'injection, l'air entre par la bouche supérieure (voir dessin ci-dessus) et s'engouffre dans le silencieux dans le sens opposé au résonateur H2 : cette raie n'apparaît pas sur le spectre, elle est atténuée. Puis l'air entre dans la chambre H1 par les tuyaux du résonateur H1 qui sont dans le sens du flux, la raie n'est pas traitée. Le phénomène inverse se produit pour le silencieux de refoulement. Cette constatation est très importante, dans les futures conceptions de silencieux, **il faudra toujours placer les résonateurs dans le sens opposé au flux d'air.**

Le deuxième aspect important est la très grande efficacité du module absorbif en moyennes et hautes fréquences pour les deux silencieux. La réduction obtenue est sensible sur les premières raies (H3,...) et devient très significative à partir de 1000 Hz environ. La réduction observée est de l'ordre de 10 dB sur l'enveloppe du spectre et dépasse 15 dB sur les raies moyennes et hautes fréquences.

Comparaison des niveaux de puissance des silencieux

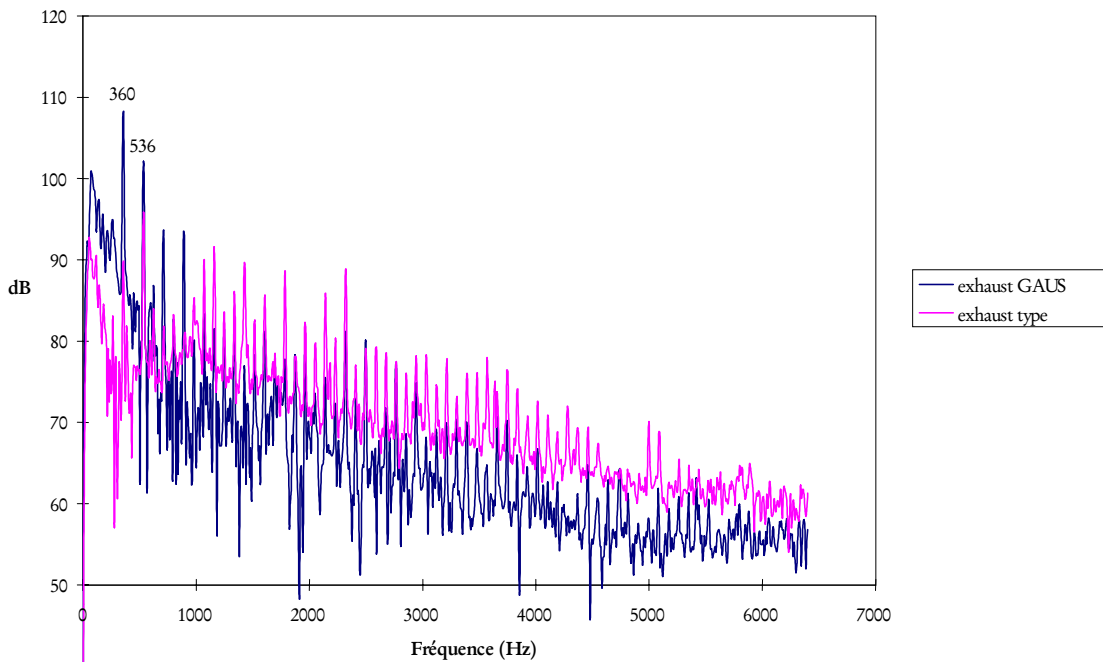


Figure 38. Spectres de puissance correspondant au bruit de bouche des silencieux de **refoulement** prototypes comparés aux silencieux traditionnels.

Comparaison des niveaux de puissance des silencieux

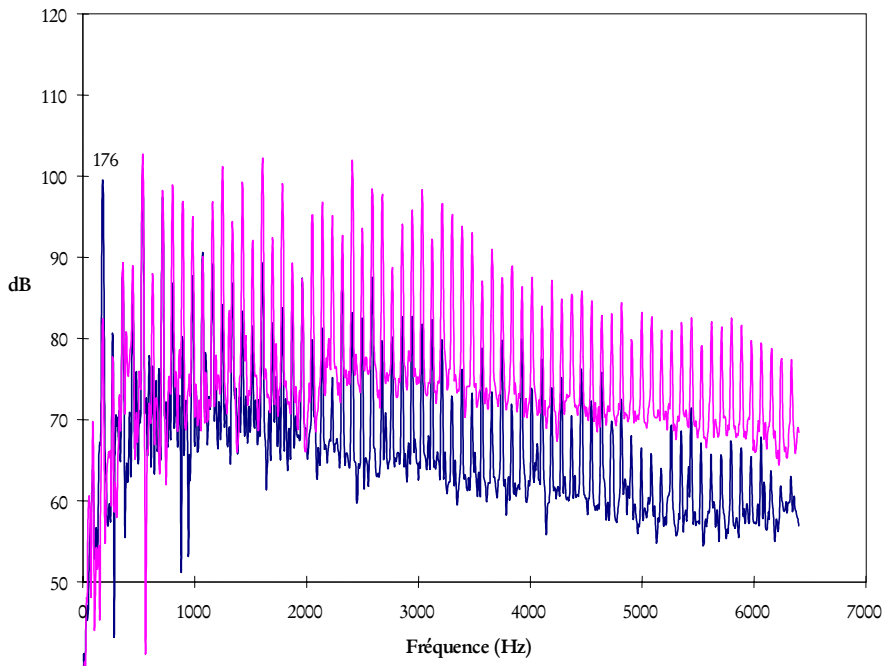


Figure 39. Spectres de puissance correspondant au bruit de bouche des silencieux d'injection prototypes comparés aux silencieux traditionnels fabriqués.

VI.6.2 Impact du traitement anti-vibratoire viscoélastique

Pour les tests de validation, le traitement anti-vibratoire n'a été installé que sur le silencieux de refoulement. La nouvelle hiérarchisation est donnée dans le Tableau 18:

Sous systèmes	Puissance acoustique (dB(A))
Silencieux d'inj.: bruit de corps (sans visco)	117.6
Collecteur	115.7
Corps du surpresseur	113.0
Silencieux d'injection: bruit de bouche	112.0
Silencieux de refoulement: bruit de bouche	108.8
Silencieux de refoul.: bruit de corps (avec visco)	98.2
TOTAL	121.4

Tableau 18. Hiérarchisation des sources avec traitement viscoélastique due au bruit de corps du silencieux de refoulement.

La réduction du bruit obtenue sur le bruit de corps du silencieux de refoulement est de 15 dB environ. Néanmoins, on ne peut pas conclure que ce soit la vraie réduction car on se trouve juste à côté de la source principale (le corps du silencieux d'injection). Dans ces conditions, la méthode de mesure de puissance par intensité atteint ses limites. Cependant, on peut supposer qu'un traitement viscoélastique sur le corps du silencieux d'injection aurait réduit le bruit de celui-ci au mieux de 8 dB environ (comme obtenu au laboratoire). Dans le cas d'un

traitement viscoélastique sur les deux silencieux (en faisant l'hypothèse de 8 dB de réduction sur le bruit de corps à l'injection), la hiérarchisation aurait été celle donnée dans le Tableau 19 :

Sous systèmes	Puissance acoustique (dB(A))
Collecteur	115.7
Corps du surpresseur	113.0
Silencieux d'injection: bruit de bouche	112.0
Silencieux d'inj.: bruit de corps (avec visco)	109.6
Silencieux de refoulement: bruit de bouche	108.8
Silencieux de refoul.: bruit de corps (avec visco)	98.2
TOTAL	119.5

Tableau 19. Hiérarchisation des sources (simulation) avec un traitement viscoélastique sur les deux silencieux

VI.6.3 Bilan sur l'efficacité des silencieux prototypes :

En résumé, les silencieux développés apportent :

- Réduction de 5.1 dB sur le bruit total de la machine.
- Réduction de 6.4 dB sur le bruit du collecteur soit la source principale grâce aux coudes.
- Réduction d'environ 8 dB sur le bruit de corps des silencieux grâce au traitement viscoélastique exclusif.
- Pas encore de réduction significative du bruit de bouche des silencieux, mais un positionnement adéquat des résonateurs dans les futures conceptions permettra sans aucun doute de rendre nos silencieux très efficaces sur les raies dominantes, les ajustements restant à faire sont mineurs.
- Le module absorptif est très supérieur à la conception classique et diminue le bruit de manière drastique (plus de 10 dB) dans la zone de sensibilité maximale de l'oreille.

VII ACTIVITÉS SUPPLÉMENTAIRES

En cours de projet, deux activités se sont rajoutées qui n'étaient pas prévues initialement. Nous en présentons ci-après un bref résumé.

VII.1 VALORISATION DU PROJET

Grâce aux résultats de ce projet, la société *Hibon Inc.* a reçu deux prix du Ministère de l'Industrie et du Commerce lors du Concours « Accolades 1999 » organisé par la Chambre de Commerce de l'Ouest-de-l'Île. Ces prix sont : (i) Le prix « Entreprise de l'Année pour l'innovation » et (ii) le prix « Entreprise de l'Année pour l'environnement », dans la catégorie moyenne entreprise. Plus de détails sont donnés en annexe D.

VII.2 UTILITAIRE DE DIMENSIONNEMENT DE SILENCIEUX

Le GAUS a développé spécifiquement une feuille de calcul « *Microsoft Excel* » pour dimensionner des silencieux réactifs et dissipatifs. L'annexe F présente les méthodes de calcul utilisées ainsi qu'un aperçu du chiffrier. Cet utilitaire rassemble toute l'expertise développée dans le cadre de ce projet (mesures, calculs, facteurs de correction, ...).

CONCLUSION

Au travers de quatre objectifs (techniques et scientifiques) définis pour réduire le bruit des systèmes surpresseurs en vue d'améliorer la qualité de vie des travailleurs exposés quotidiennement à ces machines, l'IRSST et l'Université de Sherbrooke ont travaillé dans le sens des axes communs leurs mandats :

- L'avancement des connaissances scientifiques dans le domaine de la réduction du bruit.
- Le développement de nouvelles techniques.
- La formation de jeunes chercheurs dans le domaine.
- Un transfert technologique à une entreprise québécoise.

Avancement des connaissances scientifiques :

Développement d'un code de calcul numérique qui nous permet maintenant de mieux comprendre comment les phases fluides et solides interagissent au sein d'un matériau poroélastique pour absorber une onde sonore.

Développement de nouvelles techniques :

- Mesure de la puissance acoustique rayonnée par une surface vibrante en n'utilisant que des mesures vibratoires.
- Mesure d'impédance acoustique de sources.

Formation de jeunes chercheurs :

- Deux Doctorats: - Modélisation des matériaux poreux (Stéphane Rigobert)
 - Développement d'une méthode hybride de mesure de puissance acoustique (Olivier Foin).
- Une Maîtrise: - Conception des systèmes surpresseurs faible bruit (Jérémy Voix)
- Un ingénieur: - Développement d'une méthode de mesure d'impédance acoustique. (Guillaume Veux)

Transfert technologique :

- Développement et transfert à *Hibon Inc.* du concept de silencieux à vrille diffractante
- Conception et fabrication avec *Hibon Inc.* de plusieurs silencieux réactifs-absorbants
- Développement d'un classeur Excel de dimensionnement de silencieux destiné aux manufacturiers de silencieux québécois.
- Développement d'un banc d'essais chez *Hibon Inc.*

Grâce à ce projet, la Société Hibon Inc. a pu bénéficier d'une accélération de son expertise en contrôle du bruit. Elle a également bénéficié d'une reconnaissance officielle de son leadership dans la lutte au bruit en recevant deux prix du ministère de l'Industrie et du Commerce : l'un pour son exceptionnelle performance dans la catégorie « *Environnement* » et l'autre pour son exceptionnelle performance dans la catégorie « *Innovation* ».

RÉFÉRENCES

DESMONT L. et HARDY J., « A least squares method for evaluation of characteristics of acoustical sources », *Journal of Sound and Vibration* 175(3), 365-376, 1994.

FOIN, O. « An efficient tool for predicting the structural acoustic and vibration response of sandwich plates in light or heavy fluid », *Applied Acoustics*, 57, 213-242, 1999.

HAMDI, M.A. *Formulation variationnelle par équations intégrales pour le calcul de champs acoustiques linéaires proches et lointains*, Ph.D., Université Technologique de Compiègne, 1982.

ISO 10816-1 « Vibrations mécaniques -- Évaluation des vibrations des machines par mesurages sur les parties non tournantes - Directives générales », Norme internationale, 1995.

ISO 9614 « Détermination par intensimétrie des niveaux de puissance acoustique émis par les sources de bruit. » Norme internationale, 1993.

LARUELLE, G., RICHARD, D. « Pulsations de pression dues aux Roots dans la tuyauterie. » (1990). *Acoustique et techniques*. Vol 3, 1990.

NÉLISSE, H. *Réponse dynamique d'un panneau soumis à un environnement acoustique réverbérant*, Ph.D., Université de Sherbrooke, 1995.

PRASAD M. G., « A four load method for evaluation of acoustical source impedance in a duct », *Journal of Sound and Vibration* 114, 347-356, 1987.

ARTICLES PUBLIÉS

BESLIN, O., FOIN, O., NICOLAS, J., « Hybrid tool for quickly estimating the radiated acoustic power from a vibrating structure in a multi-sources environment », *J. Acoust. Soc. Am.*, 107(2), 840-850, 2000.

RIGOBERT, S., ATALLA, N., SGARD, F., « Investigation of the convergence of the mixed displacement-pressure formulation for 3-D poroelastic materials using hierarchical elements », accepté pour publication dans *Journal of Sound and Vibration*, 2000.

MÉMOIRES PUBLIÉS

VOIX, Jérémie, *Identification et réduction du bruit de surpresseurs industriels*, Mémoire de maîtrise, Université de Sherbrooke, 1997.

FOIN, Olivier, *Outils de prédiction numérique pour l'optimisation des stratégies de contrôle du bruit à la source*, Ph.D., Université de Sherbrooke, 1999.

RIGOBERT, Stéphane, *Modèles simplifiés pour matériaux poroélastiques*, Ph.D. en rédaction, 2001.

VEUX, Guillaume, *Méthode d'évaluation de l'impédance acoustique d'une source sonore applicable en milieu industriel*, Mémoire de stage de fin d'étude, juin 2000.