

Hiver
2013

Conception d'un encoffrement acoustique – GMC 721

GMC 721



1 Table des matières

1. Contexte de l'étude.....	3
2. Détermination de la configuration du coffre	5
2.1 Considérations empiriques.....	5
2.2 Choix des matériaux	5
2.2.1 Laine isolante.....	5
2.2.2 Joints étanches	5
2.2.3 Amortissement des vibrations	6
2.2.4 Parois.....	6
2.2.5 Fermeture	6
2.3 Dimensions.....	6
2.4 Etude théorique de la paroi simple	7
2.5 Les doubles parois	9
2.6 Géométrie du coffre	10
3 Détermination de l'indice d'affaiblissement théorique.....	12
4 Analyse des résultats expérimentaux.....	13
5 Corrélation des résultats	15
6 Critiques de l'encoffrement.....	16

Figure 1 Positions des 5 micros par rapport à l'encoffrement	3
Figure 2 Indice d'affaiblissement d'une paroi simple	8
Figure 3 Coupe de vue de droite du coffre	10
Figure 4 Coupe de la vue de face du coffre	10
Figure 5 Vue isométrique du coffre	11
Figure 6 Il par insertion de doubles parois sous divers angles d'incidence.....	12
Figure 7 IL après insertion par 1/3 d'Octave.....	13
Figure 8 Il par micro en dB après insertion par 1/3 Octave	14
Figure 9 Il théorique par insertion d'un coffre doubles parois sous divers angles et Il expérimental ..	15

1. Contexte de l'étude

L'objectif de ce projet est de concevoir, réaliser et tester un encoffrement léger devant isoler le rayonnement d'une source sonore sur une bande de fréquences étendue. L'encoffrement réalisé devra procurer une perte par insertion minimale de 15 dB tout en ayant une masse minimale.

Les caractéristiques de la source sont les suivantes :

- La source est un haut-parleur mid-range M-Audio Studiophile DX4
- Dimensions : 21 cm (H) x 15 cm (L) x 16 cm (P)
- Poids : 5,4 kg
- Le haut-parleur sera installé en position verticale dans l'encoffrement
- Il sera connecté à un ordinateur externe muni d'une carte de son via une entrée ligne RCA avec prise jack et à l'alimentation électrique via un cordon.
- Le signal d'entrée du haut-parleur sera un bruit blanc sur la bande 100 et 10 kHz.

La prise de mesure sera effectuée dans les conditions suivantes :

- La figure 1 illustre le protocole de mesure : l'encoffrement sera installé sur un support à 1m environ du sol, des matériaux acoustiques seront placés au sol pour minimiser l'effet des réflexions. La mesure de pressions sonores P sera effectuée aux 5 positions indiquées. Les points de mesure seront à une distance fixe de 1.5m environ du centre géométrique de l'encoffrement.

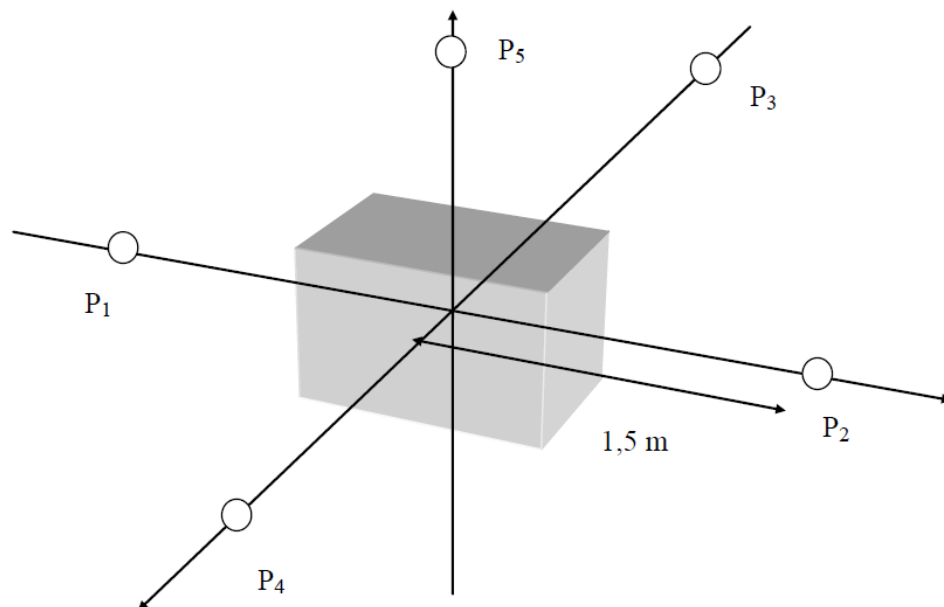


Figure 1 Positions des 5 micros par rapport à l'encoffrement

Le protocole de test inclut les étapes suivantes :

- Mesure des pressions sonores rayonnées par la source en absence d'encoffrement en bandes 1/3 octave
- Mesure des pressions sonores rayonnées par la source en présence de l'encoffrement en bandes 1/3 octave

Le calcul des indicateurs de performance est le suivant :

- Calcul de la perte par insertion de l'encoffrement en bandes 1/3 octave

$$IL(\omega) = 10 \log_{10} \left(\frac{\sum_i |P_{i,sans}(\omega)|^2}{\sum_i |P_{i,avec}(\omega)|^2} \right).$$

- L'indicateur permettant de quantifier la performance de l'encoffrement sur la bande de fréquences mesurée sera la perte par insertion globale

$$IL = 10 \log_{10} \left(\frac{\int \sum_i |P_{i,sans}(\omega)|^2 d\omega}{\int \sum_i |P_{i,avec}(\omega)|^2 d\omega} \right),$$

- L'objectif est d'obtenir un IL minimal de 15dB
- La métrique finale pour quantifier le compromis entre isolation acoustique et légèreté est définie comme $IL_M = IL - 10 \log_{10}(M^2)$
Où M est la masse de l'encoffrement.

2. Détermination de la configuration du coffre

Cette partie du rapport s'intéressera à l'étude du design de la boîte et aux divers éléments à la fois théoriques et empiriques l'ayant guidé vers sa version finale.

2.1 Considérations empiriques

Afin d'élaborer le design de l'encoffrement, celui-ci s'est tout d'abord basé sur des critères empiriques, c'est-à-dire dont l'efficacité a déjà pu être prouvé par l'expérience dans des cas d'isolation acoustique, que ce soit pour l'acoustique des salles ou d'autres cas d'encoffrements.

Les éléments suivants devaient donc être pris en compte dans le design final de la boîte :

- Eviter les liaisons solidiennes entre parois pour réduire au plus possible la propagation de vibrations
- Eliminer les fuites acoustiques notamment au niveau des liaisons des parois par l'utilisation de joints étanches
- Absorber les ondes acoustiques à l'intérieur de la boîte et améliorer l'isolation par l'utilisation de laine de verre ou minérale
- Utiliser un matériau pour les parois suffisamment lourd pour une bonne isolation

Il est à noter que ce dernier point a constitué un point sensible du design. En effet, le sujet impose de trouver un compromis entre masse totale de la boîte et isolation :

$$IL_M = IL - 10 \lg_{10}(M^2)$$

Une attention particulière au respect de ce compromis a donc été apportée lors de la conception.

La fermeture du coffre était également contraignante. En effet, celui-ci doit être fermé hermétiquement pour éviter d'importantes fuites acoustiques au-dessus de la boîte. La piste considérée a été de fermer le coffre par compression d'un joint étanche.

2.2 Choix des matériaux

Le choix des matériaux de la boîte s'est essentiellement basé sur les considérations précédentes. Cependant les matériaux disponibles ou non en magasin posaient également une contrainte supplémentaire.

2.2.1 Laine isolante

Les laines couramment utilisées et disponibles dans le commerce pour l'isolation phonique sont les laines de verre.

Bien que le choix fût relativement restreint une laine d'acier dont les propriétés acoustiques vantées par le fabricant semblaient supérieures a finalement été choisie pour l'isolation interne de la boîte.

2.2.2 Joints étanches

Les joints choisis sont des joints tels que ceux utilisés pour fermer hermétiquement et phoniquement des portes standards.

Afin d'optimiser le calfeutrage du silicone et du joint « acoustique » en bouteille ont également été sélectionnés. Ces mastiques permettent à la fois l'isolation et le colmatage des fuites ainsi qu'une augmentation de l'adhérence des parois.

2.2.3 Amortissement des vibrations

Dans le but de désolidariser les parois verticales du sol et éviter ainsi des liaisons solidiennes il a été choisi de placer au sol un matériau amortissant de type mousse de caoutchouc. Les plaques verticales reposent sur ce matériau et ne sont donc ainsi pas directement en liaison avec le sol pour éviter la propagation de vibrations.

Il a également été choisi de placer de petits éléments de mousse sous la plaque « plancher » afin de réduire la surface de la boîte en contact avec le sol. Il est à noter que les conditions de mesure avec la boîte placée sur une chaise ont finalement rendu le dispositif inutile.

2.2.4 Parois

Dans le commerce deux choix optimaux étaient disponibles : des plaques en MDF ou des plaques en masonite.

Les deux plaques possèdent des propriétés mécaniques et acoustiques équivalentes, bien que le MDF semblait d'une qualité légèrement supérieure. C'est cependant la masonite qui fut choisie du fait des épaisseurs de plaques disponibles. Le choix de ces épaisseurs fut guidé par le compromis isolation/masse de la boîte, il sera discuté ultérieurement dans ce rapport.

Les propriétés mécaniques de la masonite sont les suivantes :

- Module de Young: $4 \cdot 10^9$ Pa
- Coefficient de poisson: 0.33
- Masse volumique: 800 kg/m^3

Note : le bois a été choisi comme matériau de base car il est aisément découpé et permet donc une construction facile de la boîte. Une solution en plaques d'aluminium fin a cependant été étudiée en tout début de conception. La difficulté de mise en place d'un tel matériau, le prix et le poids ont rapidement amené l'abandon du concept.

2.2.5 Fermeture

Afin de réaliser la fermeture de la boîte une fermeture de type « coffre » avec loquets a été choisie. Ce type de fermeture permet en effet une bonne étanchéité une fois le couvercle posé par la compression d'un joint placé sur les parois verticales de la boîte.

2.3 Dimensions

Les seules contraintes imposées par le sujet étaient de limiter les dimensions de la boîte à 1m dans toutes les directions.

Lors de notre conception, il a été choisi d'utiliser des dimensions relativement « petites », tout en permettant l'ajout d'épaisseurs suffisantes de laine isolante, dans le but de repousser d'éventuelles résonnances de cavité dans les hautes fréquences, là où celles-ci seront le plus atténuées par l'isolation.



En effet les résonances de cavité s'expriment en fonction de l'épaisseur de la cavité par la relation suivante :

$$f_c = \frac{n\pi c_0}{e}$$

Où c_0 est la célérité des ondes dans le milieu, e l'épaisseur de la cavité et n entier naturel variant de 1 à l'infini.

Il paraît donc évident que plus e est petit, plus les résonances de cavité seront élevées et poussées vers les hautes fréquences.

Il a également été choisi d'opter pour des plaques rectangulaires plutôt que carrées. En effet, les fréquences propres d'une plaque rectangulaire sont régies par la relation suivante :

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{D}{\mu}} * \left(\left(\frac{m}{a} \right)^2 + \left(\frac{n}{b} \right)^2 \right)$$

Où $\sqrt{\frac{D}{\mu}} = \sqrt{\frac{Eh^2}{12\rho(1-\nu^2)}}$, avec E le module de Young du matériau, h l'épaisseur de la plaque, ρ sa masse volumique, ν le coefficient de poisson, et a et b sont les dimensions de la plaque et m et n sont des entiers naturels variant de 1 à l'infini.

Si la plaque est carrée ($a=b$) alors les modes propres possédant les mêmes indices m et n ne peuvent être différenciés et leurs fréquences propres coïncideront. C'est pourquoi le choix s'est porté sur des plaques rectangulaires où les dimensions a et b sont bien distinctes. Ainsi, plusieurs modes ne posséderont pas la même fréquence propre quelque soit l'indice m ou n .

Il a été choisi pour le choix de l'épaisseur des plaques de favoriser le compromis masse/isolation. Ainsi les plaques de MDF d'abord favorisées pour la conception possédaient des épaisseurs trop grandes (à partir d'un demi pouce) et semblaient donner trop de masse à la paroi. Les plaques de masonite par contre, étaient disponibles en épaisseurs plus faibles (1/4 de pouce et 1/8 de pouce). La masonite d'épaisseur 1/4 de pouce (6.35 mm) a donc été choisie, car elle semblait être un bon compromis entre masse et isolation, sa rigidité paraissant suffisante à cette épaisseur.

Une fois ces dimensions de base établies il s'agissait de déterminer si le design se ferait de type paroi simple ou paroi double. En effet, la paroi double possède des avantages certains pour l'isolation par rapport à la paroi simple mais aussi des inconvénients à certaines fréquences particulières. L'étude théorique qui suit permet de comparer les deux modèles dans le but de faire le choix définitif de design.

2.4 Etude théorique de la paroi simple

L'étude théorique de la paroi simple sert à illustrer le comportement global de l'affaiblissement pour cette configuration. La plaque est considérée infinie.

La source diffuse le son à l'intérieur de la boîte **en champ diffus**, c'est-à-dire que les ondes se propagent dans l'espace dans toutes les directions. Il s'agit ici de présenter l'affaiblissement suite au passage du son à travers la paroi dans ces conditions.

Les calculs suivants sont donc des approximations et des tendances de l'évolution de l'affaiblissement en fonction de la fréquence mais ne constituent pas des prévisions exactes du comportement de la plaque.

Dans le but d'étudier ce comportement pour décider de notre conception il sera calculé tout d'abord l'indice d'affaiblissement en champ diffus dans l'air.

Cet indice est déterminé à l'aide de la relation :

$$R = 10 \log \left(\frac{1}{\tau} \right)$$

Où τ est la transparence acoustique de la paroi qui s'exprime en champ de diffus par :

$$\tau_d(\omega) = 2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} \tau(\omega, \theta) \cos \theta \sin \theta d\theta$$

Avec ω la pulsation, θ l'angle d'incidence de l'onde et

$$\tau(\omega, \theta) = \frac{1}{1 + \frac{\omega^2 (\mu \cos \theta)^2}{(2\rho_0 c_0)^2} \left[1 - \frac{\omega^2}{\omega_{coinc}^2} \right]^2}$$

Avec $\omega_{coinc} = \frac{c_0}{\sin^2 \theta} \sqrt{\frac{\mu}{D}}$, c_0 la célérité des ondes dans le milieu et ρ_0 la masse volumique du milieu.

La courbe suivante réalisée à l'aide d'un script Matlab représente l'indice d'affaiblissement en champ diffus dans l'air pour une plaque de masonite de 6.35mm :

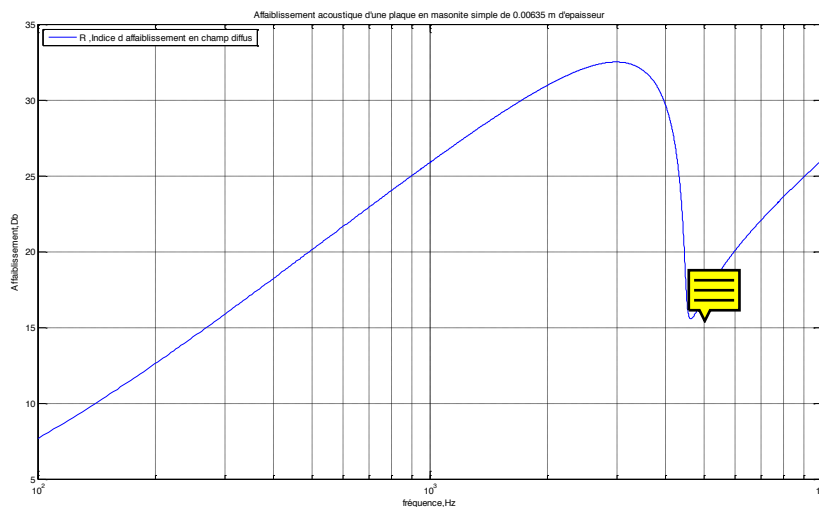
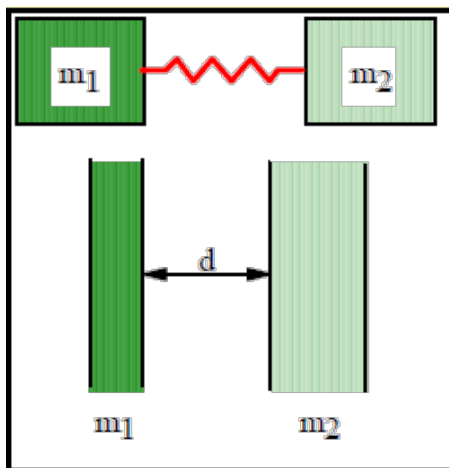


Figure 2 Indice d'affaiblissement d'une paroi simple

2.5 Les doubles parois

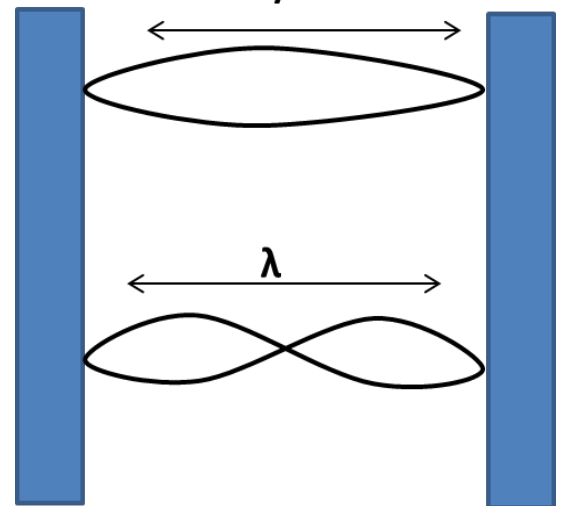
La simple paroi s'avérant déjà efficace pour réduire le niveau sonore, il a été envisagé de diriger la géométrie de l'encoffrement vers une structure double parois. La double parois est composée de deux parois rigides d'épaisseur si possible différentes, séparées par une lame de matériau ou une lame d'air. L'efficacité des doubles parois est généralement plus efficace qu'une structure simple, mais elle présente de nouvelles fréquences pour lesquelles l'indice d'affaiblissement va chuter :

Système Masse Ressort Masse



Fréquence propre
de la paroi double

Ondes stationnaires
 $\lambda/2$



Fréquences de résonance
de la cavité

- La fréquence masse ressort masse :

La double paroi va se comporter comme un système masse ressort masse, une fréquence propre du système va alors apparaître, elle est caractérisée par :

$$f_{\text{masse-ressort-masse}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{S_a \frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2}}$$



m_1 et m_2 , les masses surfaciques des parois 1 et 2 et $S_a = \frac{\rho c^2}{D}$ raideur équivalente de la couche d'épaisseur D .

- **La fréquence de résonance de la lame d'air :**

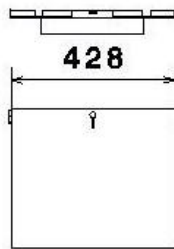
Des ondes stationnaires vont apparaître au sein de la cavité, les fréquences de résonance correspondantes seront définies par :

$$f_{\text{résonance,mat}} = \frac{c_{\text{mat}}}{2D}$$

A cette fréquence, il faut ajouter la fréquence critique de chacune des parois utilisées.

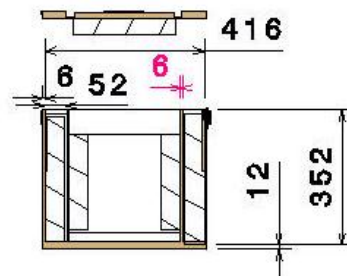
2.6 Géométrie du coffre

Il a été décidé d'adopter une structure de type pavé afin de réduire l'influence des modes liées à la géométrie propre du coffre. Les dimensions du haut-parleur étant : 210mm x 150mm x 160mm, il a été proposé de concevoir le coffre de la sorte :



Vue de droite
Echelle : 1:15

Figure 3 Coupe de vue de droite du coffre



Coupe A-A Vue de face
Echelle : 1:15

Figure 4 Coupe de la vue de face du coffre

Les parois externes auront une épaisseur de 6.35mm mais seront renforcées par des rajouts de plaque de la même épaisseur. Les plaques internes seront quant à elles uniquement de 6.35mm. Les cavités auront une longueur de 52mm. Le socle aura une épaisseur de 12.35mm et sera constituée d'une paroi de 6.35mm d'épaisseur ainsi que d'un tapis acoustique de 6.35mm d'épaisseur.

Les dimensions de l'encoffrement ont été choisies de manière à ce que le haut-parleur puisse entrer correctement dans la plus petite partie en laissant de la place pour la mise en place des câbles d'alimentation et pour la laine interne. L'épaisseur de la laine interne sera d'environ 5cm. Le facteur déterminant pour la géométrie de la boîte résidait donc la taille de la cavité des doubles parois.

La formule explicitant les fréquences de résonance des cavités étant donnée par :

$$f_{\text{résonance,mat}} = \frac{c_{\text{mat}}}{2D}$$

Avec $c_{\text{mat}}=240\text{m.s}^{-1}$ pour une laine d'acier classique. Sachant que les fréquences critiques des deux parois étaient d'environ 4300Hz et 3200Hz, il fallait éviter au maximum ces fréquences. Il fallait donc une distance minimale entre parois de 3.2cm pour obtenir une fréquence de cavité inférieure à

3200Hz. Il a donc été convenu d'utiliser une lame de 5cm entre chaque paroi. La fréquence de résonance de la cavité se portant donc à 2400Hz.

Une lame d'air plus grande aurait pu être choisie, cependant elle aurait contribué à diminuer la fréquence de résonance de celle-ci mais aurait surtout contribué à augmenter le poids du coffre. Or la masse étant un critère tout aussi important pour l'efficacité de l'encoffrement, la lame entre les parois a donc été fixée à 5cm. De plus, une lame plus importante aurait pu faire correspondre la fréquence de résonance à la fréquence masse ressort masse du système ce qui aurait été pénalisant.

La fréquence masse ressort masse est définie comme suivant :

$$f_{\text{masse-ressort-masse}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{S_a \frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2}}$$

En considérant deux parois d'épaisseurs 6.35mm et 8mm, séparées par une lame de laine de 5cm sachant que la masse volumique de laine de verre est de 15kg/m³, la fréquence masse ressort masse est de 400Hz. Cette valeur est éloignée de la fréquence de résonance de la cavité par un coefficient 5.

Par souci pratique et gain de poids, le couvercle ne sera constitué que d'une simple paroi de 6.35mm, renforcée par des rajouts de plaque et avec une épaisseur importante de laine sous celui-ci. Les plaques du coffre seront dimensionnées de la sorte :

Le couvercle aura donc les dimensions : 416mmx428mm

Deux plaques internes de dimensions : 352mmx313mm

Deux plaques internes de dimensions : 352mmx304mm

Un socle de dimensions : 416mmx428mm

Deux plaques externes de dimensions : 428mmx352mm

Deux plaques externes de dimensions : 416mmx352mm

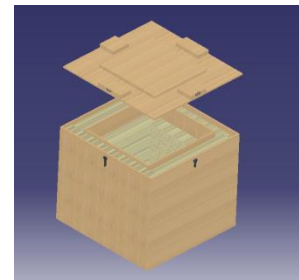


Figure 5 Vue isométrique du coffre

3 Détermination de l'indice d'affaiblissement théorique

Le modèle des doubles parois a été choisi pour réaliser l'encoffrement. Deux plaques de masonite d'épaisseur 6mm et 8mm compose la double paroi. La cavité est de 5cm avec de la laine d'acier à l'intérieur de masse volumique 15kg.m^{-3} et ayant une célérité d'ondes de 240m.s^{-1} . En utilisant les équations de la vibroacoustique pour chaque milieu, à savoir l'équation d'Helmoltz, les équations de continuités des accélérations et l'équation de flexion des plaques, il est possible d'obtenir le coefficient de transparence du système et donc l'indice d'affaiblissement. Cet indice sera donné en fonction d'un certain angle étant donné que le script Matlab utilise une méthode d'inversion de matrices. Dans la partie expérimentale, nous ne prendrons en compte que les valeurs de fréquences inférieures à 3150Hz, c'est la raison pour laquelle les données théoriques seront représentées sur cette plage de fréquence pour procéder plus facilement à une corrélation des résultats. Pour tracer l'IL par rapport à l'indice d'affaiblissement :

$$Il = R + 10\log(\alpha)$$

Avec α le coefficient d'absorption moyen de la laine d'acier (0.9)

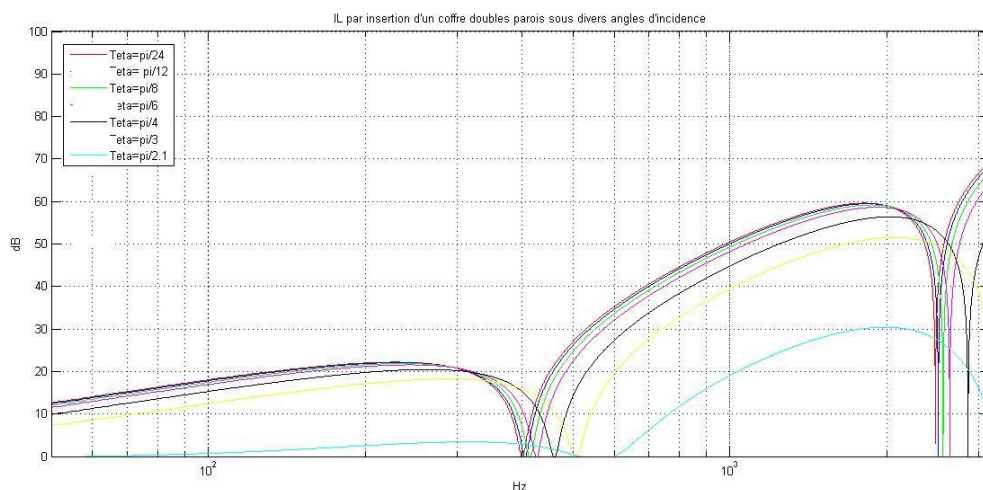


Figure 6 IL par insertion de doubles parois sous divers angles d'incidence

Pour divers angles d'incidence allant de $\pi/20$ à $\pi/2.1$ on constate bien une chute de l'indice à la fréquence masse ressort masse qui avoisine les 400Hz ainsi que la fréquence de cavité qui est aux alentours de 2400Hz. **Ce graphique illustre bien le fait que les ondes à incidence quasi nulle sont les plus gênantes d'un point de vue rayonnement acoustique.** La pente de 18dB/Octave est obtenue pour des fréquences dépassant la fréquence masse ressort masse. Les fréquences critiques des plaques n'apparaissent pas dans la mesure où elles dépassent l'échelle de fréquences.

Cet indice est bien entendu uniquement théorique, ne prend pas en compte la dimension des plaques, ni l'absorption du matériau présent dans le coffre. Pour des valeurs d'angles supérieures à $\pi/3$ l'indice d'affaiblissement moyen est de l'ordre de 45dB sur l'ensemble du spectre.

4 Analyse des résultats expérimentaux

L'efficacité de l'encoffrement se mesure grâce à l'indice de perte par insertion. Cet indice IL représente la différence entre le niveau de puissance acoustique de la source sonore sans l'encoffrement et du niveau de puissance acoustique avec l'encoffrement.

L'indice IL fréquentiel se calcule de la sorte :

$$IL(\omega) = 10 \log_{10} \left(\frac{\sum_i |P_{i,sans}(\omega)|^2}{\sum_i |P_{i,avec}(\omega)|^2} \right).$$

L'indice IL moyenné sur les bandes fréquentielles :

$$IL = 10 \log_{10} \left(\frac{\int \sum_i |P_{i,sans}(\omega)|^2 d\omega}{\int \sum_i |P_{i,avec}(\omega)|^2 d\omega} \right),$$

Grâce aux 5 capteurs on obtient des résultats de l'indice de perte par insertion en fonction de la fréquence en bandes 1/3 octave.

Ce premier graphe représente l'indice de perte par insertion, cet indice a été obtenu en faisant la somme des pressions carrées obtenus sur chaque micro :

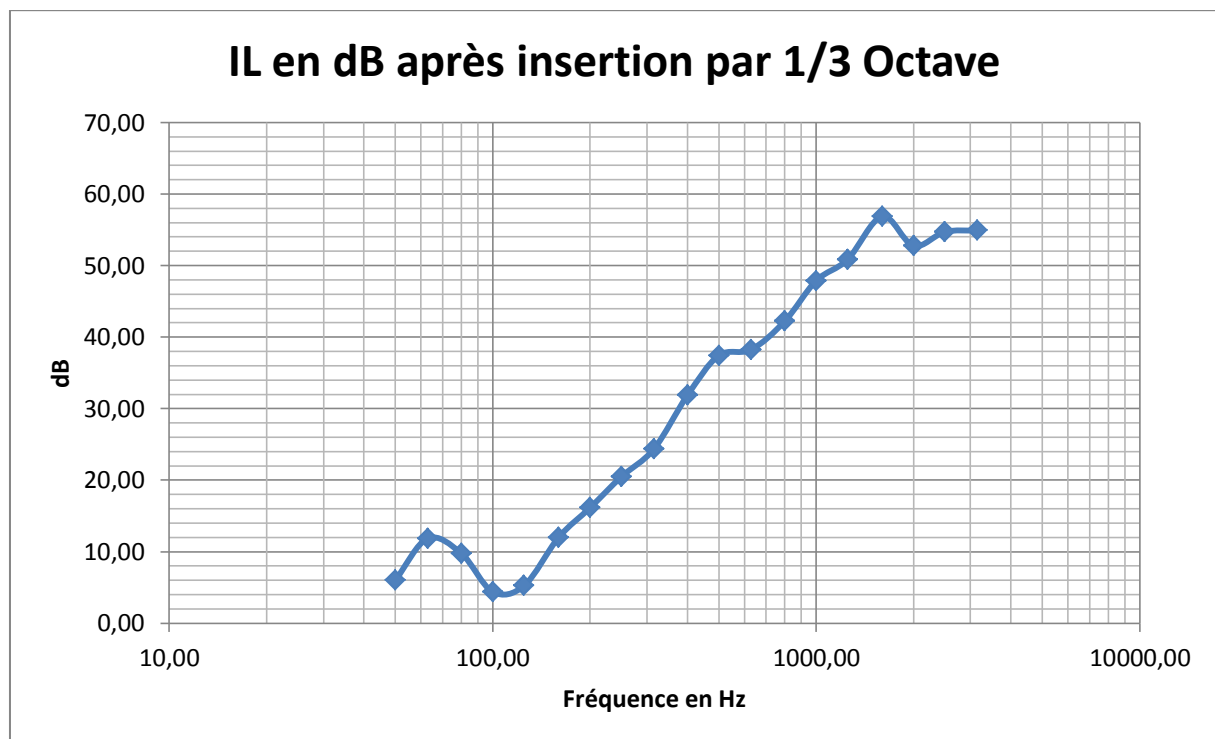


Figure 7 IL après insertion par 1/3 d'Octave

Ce second graphe représente l'indice de perte par insertion, cet indice a été obtenu en utilisant les pressions carrées obtenus sur chaque micro :

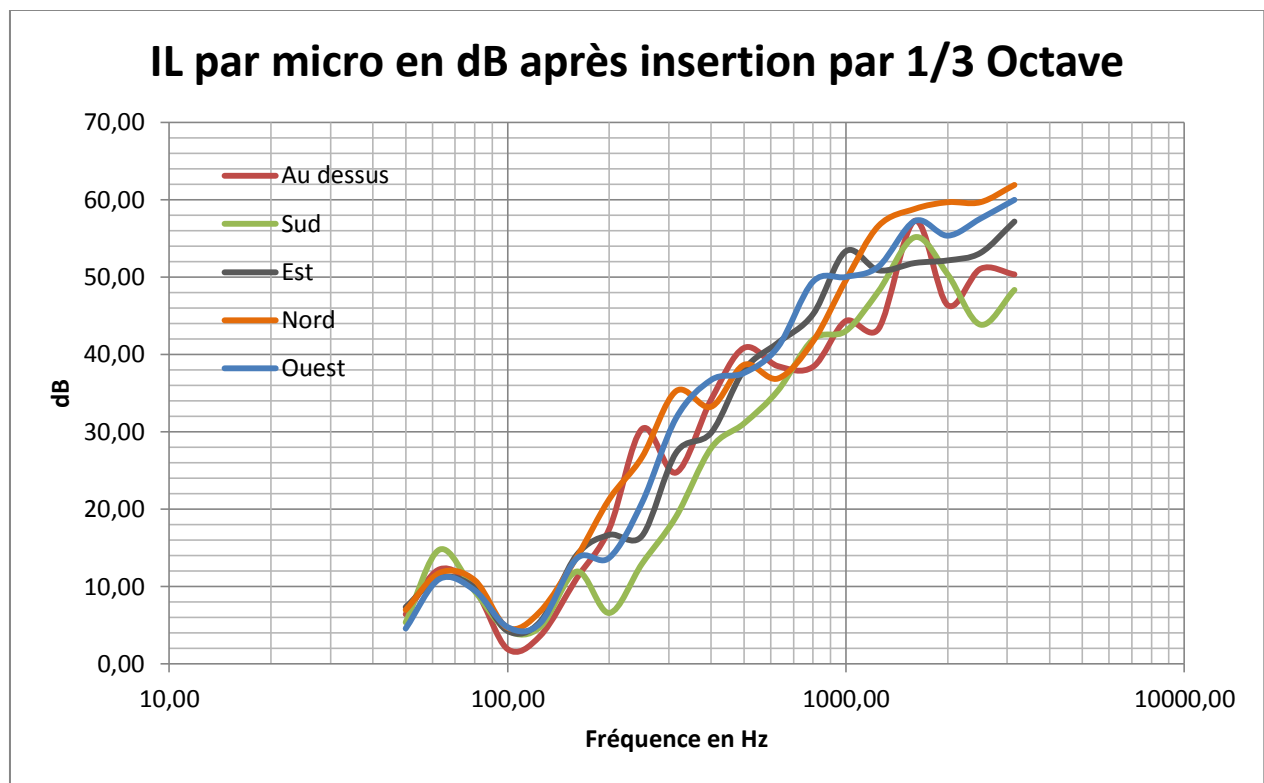


Figure 8 IL par micro en dB après insertion par 1/3 Octave

Sur ce graphe, il est clair que la tendance générale de l'IL pour chaque micro est équivalente, avec une première chute de l'indice aux alentours de 100Hz et une croissance générale de 18dB/Octave. Il est cependant intéressant de remarquer que seule la face sud voit son indice chuter pour une fréquence de lame d'environ 2400Hz. Cette différence s'explique très certainement par le fait que lors de la conception, seule cette face possédait une lame de laine de 5cm. Les autres parois ont eu une distance de lame légèrement inférieure, ce qui a repoussé leur fréquence de lames dans les plus hautes fréquences.

Les valeurs utilisées pour les graphes sont détaillées dans les tableaux présents en annexe. Le calcul a été effectué en retrouvant les pressions carrées de chaque micro et en sommant ces pressions pour le calcul de l'IL(w). Quant à l'indice IL sur la bande fréquentielle, les pressions au carré ont été sommées puis intégrées sur leur bande d'octave et enfin sommées pour obtenir l'indice voulu.

La masse du coffre est de 12.1Kg. L'indice IL obtenu est de 26.45. Ce qui donne un indice final ILm de 4.8.



5 Corrélation des résultats

Il s'agit dans cette partie de comparer l'étude théorique de la double paroi aux valeurs expérimentales.

Le graphique suivant reprend les calculs d'affaiblissement pour différents angles et y superpose l'IL expérimentale global mesuré.

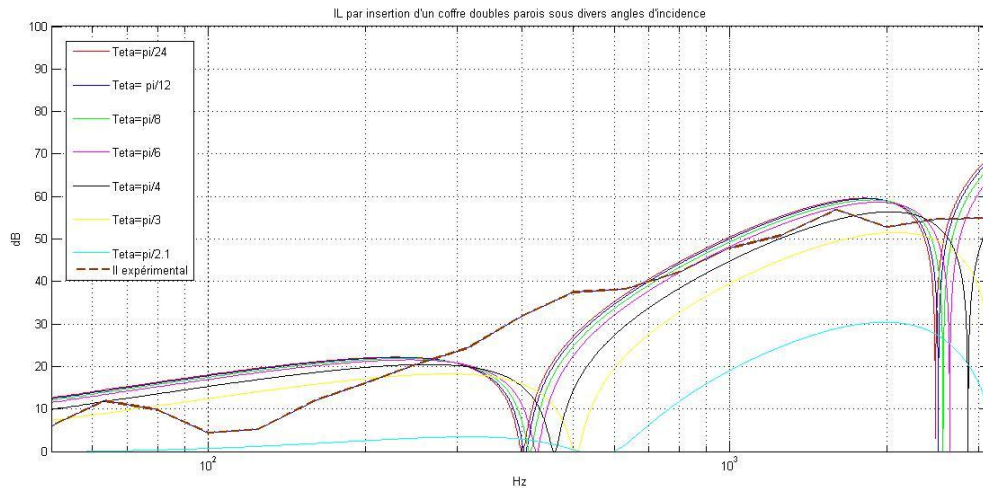


Figure 9 IL théorique par insertion d'un coffre doubles parois sous divers angles et IL expérimental

Les tendances expérimentales en hautes fréquences après la fréquence masse/ressort/masse vérifient l'évolution calculée de l'affaiblissement théorique, notamment en ce qui concerne la pente de 18dB par octave. Ceci conforte la validité de nos calculs.

L'atténuation voir l'absence de chute d'affaiblissement sur la courbe expérimentale comparé au théorique au niveau de la fréquence masse/ressort/masse peut s'expliquer par l'absorption efficace de la laine d'acier dans ce domaine fréquentiel.

En basses fréquences, une chute de l'affaiblissement peut s'observer autour de la fréquence de 100Hz sur la courbe de mesure contrairement à ce que suggèrent les courbes théoriques. Il est possible que cette chute soit liée aux fréquences propres de nos plaques.

En effet les fréquences propres des plaques suivent la formule suivante :

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{D}{\mu}} * \left(\left(\frac{m}{a} \right)^2 + \left(\frac{n}{b} \right)^2 \right)$$

Où $\sqrt{\frac{D}{\mu}} = \sqrt{\frac{Eh^2}{12\rho(1-\nu^2)}}$, avec E le module de Young du matériau, h l'épaisseur de la plaque, ρ sa masse volumique et ν le coefficient de poisson. a et b sont les dimensions de la plaque et m et n sont des entiers naturels variant de 1 à l'infini.

En prenant une des plaques à $a=428\text{mm}$ et $b=416\text{mm}$ nous observons que la première fréquence propre ($m=n=1$) se situe à 115Hz . Ceci semble confirmer que pour cet ordre de grandeur des dimensions des plaques, leurs premières fréquences propres coïncident avec la chute d'affaiblissement autour de 100Hz .



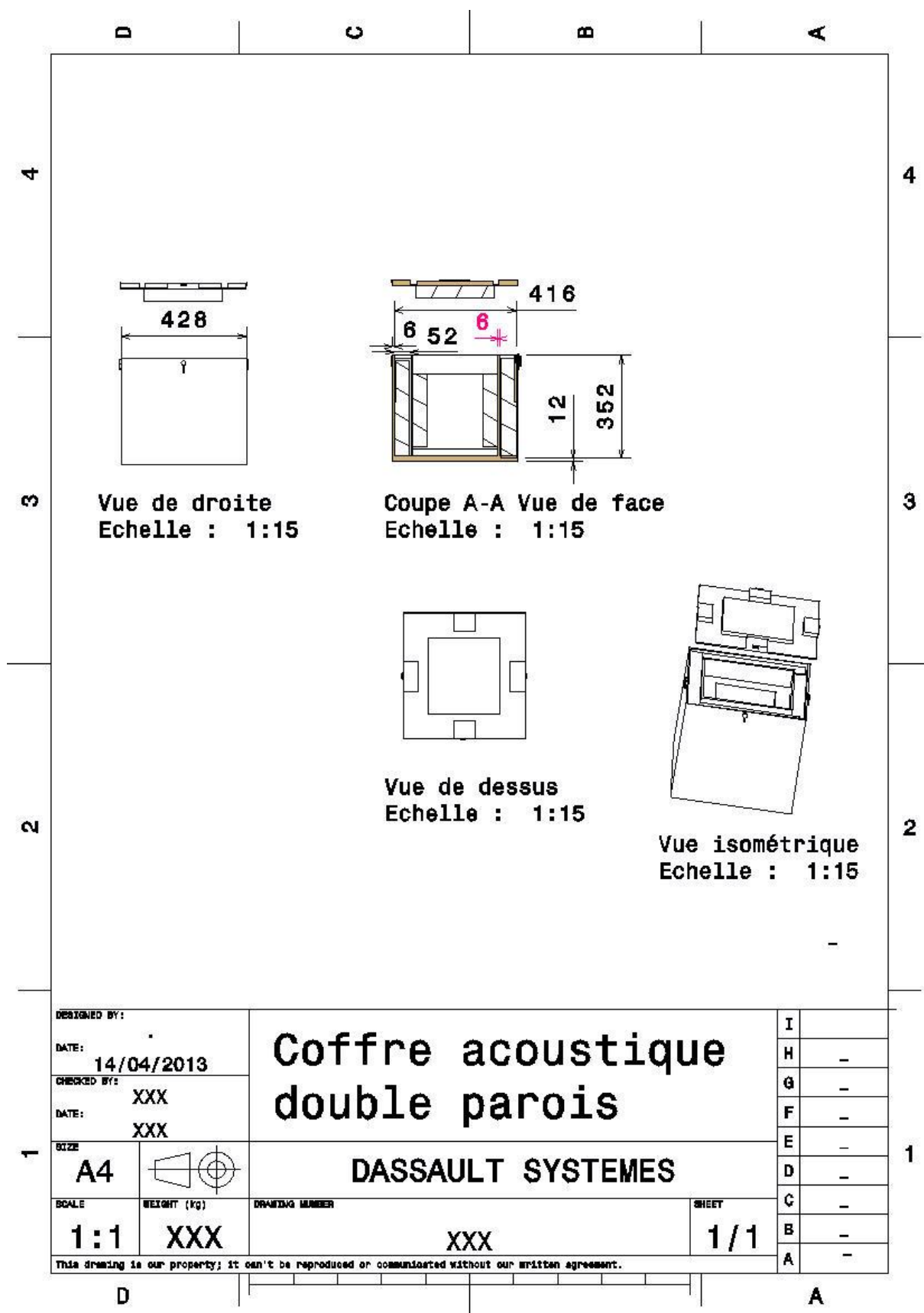
Cette dernière observation reste une hypothèse et une explication parmi d'autres. En effet, la conception même de la boîte et notamment les fuites acoustiques pourraient également expliquer le phénomène.

6 Critiques de l'encoffrement

Il sera constaté qu'un problème d'ordre pratique nous a contraint à utiliser plus de joint en silicone pour consolider les parois et donc aura certainement causé quelques problèmes de fuites et de liaisons entre parois.

De plus, pour concevoir une double paroi parfaite, un coffre interne plus petit aurait été souhaitable afin d'obtenir une lame plus épaisse. Ceci aurait permis d'y insérer une lame d'air qui aurait causé une rupture d'impédance et donc des performances accrues.

ANNEXE 1



ANNEXE 2

Niveaux de pressions en dB avec encoffrement

1/3 Octave en Hz	micro 1	micro 2	micro 3	micro 4	micro 5
50	41,38	46,66	43,18	47,84	48,15
63	41,63	43,42	47,79	52,79	47,60
80	49,78	52,81	54,82	48,80	53,05
100	54,11	61,24	59,21	59,55	59,73
125	59,34	58,90	58,97	58,10	59,41
160	56,71	46,33	45,91	48,61	48,57
200	52,00	47,79	36,94	35,94	45,46
250	38,04	48,57	41,22	34,44	42,88
315	41,09	47,10	35,26	31,22	35,64
400	37,08	41,23	36,12	36,31	33,01
500	29,75	34,02	29,77	32,50	32,62
630	31,42	29,45	25,34	33,04	27,54
800	29,68	25,94	21,33	28,81	20,90
1000	23,06	21,54	14,68	22,24	19,20
1250	20,15	17,91	15,14	15,85	15,79
1600	12,26	9,74	12,81	13,80	10,11
2000	19,16	9,38	10,46	11,93	9,48
2500	18,75	12,94	10,42	14,08	9,85
3150	21,43	13,29	10,76	12,62	10,54

ANNEXE 3

Niveaux en dB sans encoffrement

1/3 Octave en Hz	micro 1	micro 2	micro 3	micro 4	micro 5
50	47,82	52,05	50,54	54,83	52,75
63	53,87	58,22	58,98	64,57	58,61
80	59,48	62,22	64,69	59,63	62,57
100	56,05	65,59	63,48	64,24	64,51
125	63,00	63,69	64,46	64,92	64,70
160	67,77	58,29	59,98	62,40	62,19
200	69,51	54,40	53,64	57,27	59,20
250	68,44	61,56	57,80	61,22	63,77
315	65,84	66,15	62,56	66,50	67,43
400	71,29	69,16	66,02	69,56	69,73
500	70,60	65,11	67,76	71,17	70,23
630	69,91	64,79	66,86	69,94	68,52
800	68,10	67,89	66,54	70,51	70,32
1000	67,40	64,58	68,03	71,84	69,22
1250	63,49	66,11	66,02	72,49	67,17
1600	69,54	64,90	64,63	72,63	67,37
2000	65,53	59,73	62,62	71,61	64,84
2500	69,82	56,80	63,56	73,77	67,42
3150	71,78	61,64	67,94	74,54	70,53

ANNEXE 4

IL par micro après insertion en dB

1/3 Octave en Hz	micro 1	micro 2	micro 3	micro 4	micro 5
50	6,44	5,39	7,36	6,99	4,60
63	12,25	14,79	11,19	11,78	11,01
80	9,70	9,40	9,86	10,83	9,52
100	1,94	4,35	4,28	4,69	4,78
125	3,66	4,79	5,50	6,82	5,30
160	11,06	11,95	14,07	13,79	13,62
200	17,51	6,61	16,70	21,33	13,74
250	30,40	13,00	16,59	26,77	20,89
315	24,75	19,06	27,31	35,28	31,79
400	34,20	27,93	29,90	33,26	36,72
500	40,86	31,10	37,99	38,67	37,61
630	38,50	35,34	41,52	36,90	40,98
800	38,41	41,95	45,22	41,70	49,42
1000	44,34	43,04	53,35	49,60	50,03
1250	43,34	48,20	50,88	56,64	51,38
1600	57,29	55,16	51,83	58,82	57,26
2000	46,37	50,35	52,16	59,68	55,36
2500	51,07	43,86	53,13	59,68	57,57
3150	50,35	48,35	57,18	61,91	59,99

ANNEXE 5

IL moyen du coffre après insertion en dB

1/3 Octave en Hz	Perte par insertion en dB
50	6,01
63	11,86
80	9,77
100	4,40
125	5,24
160	12,01
200	16,14
250	20,49
315	24,36
400	31,86
500	37,43
630	38,25
800	42,23
1000	47,88
1250	50,84
1600	56,88
2000	52,75
2500	54,71
3150	54,91

ANNEXE 6**MATLAB SIMPLE PAROI**

```

%%%%%%%%%%%% Air %%%%%%%%%%%%%
rho_air= 1.3;
C= 342.91;

%%%%%%%%%%%% Masonite %%%%%%%%%%%%%
E= 4e9; % Module Young
nu= 0.33; % Coeff Poisson
rho= 800; % Masse volumique en kg/m3
z=0.00635; % Epaisseur en m
ms= rho*z;
D= (E*z^3)/(12*(1-nu^2));
mat='masonite';

%%%%%%%%%%%% Tracé Indice plaque simple %%%%%%%%%%%%%
f=linspace(100,10000,3000);
Teta= linspace(0.01,78*(pi/2)/90,3000);
kb=((ms/D)^(1/4))*sqrt(2*pi.*f(1)).*sin(Teta);
k=(2*pi.*f(1)/C);
A=(2*rho_air*C./(2*pi.*f(1)*ms.*cos(Teta)));
B=(2*rho_air*C./(2*pi.*f(1)*ms.*cos(Teta)));
E=((k.^4.*sin(Teta).^4)./(kb.^4))-1;
T1= (A.^2./(B.^2+E.^2)).*sin(2.*Teta);
Transparence=trapz(Teta,T1);

%%%%%%%%%%%% Transparence %%%%%%%%%%%%%
for p=2:3000
kb=((ms/D)^(1/4))*sqrt(2*pi.*f(p));
k=(2*pi.*f(p)/C);

A=(2*rho_air*C./(2*pi.*f(p)*ms.*cos(Teta)));
B=(2*rho_air*C./(2*pi.*f(p)*ms.*cos(Teta)));
E=((k.^4.*sin(Teta).^4)./(kb.^4))-1;
Tp= (A.^2./(B.^2+E.^2)).*sin(2.*Teta);
Transparencep=trapz(Teta,Tp);
Transparence=[Transparence;Transparencep];

end
indice=10*log10(1./Transparence);

Nb=size(f);
ind=round(sum(indice)/Nb(2));

figure(1)
semilogx(f,indice')
grid on
xlabel('fréquence,Hz')
ylabel('Affaiblissement,Db')
title(['Affaiblissement acoustique d'une plaque en ' num2str(mat) ' simple
de ' num2str(z) ' m d'epaisseur'])
text(100,0.75*max(R0),['R moyen=' num2str(ind)
'dB'], 'FontSize',9, 'EdgeColor','red')
legend('R ,Indice d affaiblissement en champ
diffus', 'location', 'NorthWest')

```

ANNEXE 7**MATLAB DOUBLE PAROIS**

```

clear all;
clc;
close all;

E      = 4e9; %Module Young
nu     = 0.33; % Coeff Poisson
rho_laine = 15;
rho_plaque = 750;
z1     = 6.35e-3;
z2     = 8.3e-3;
ms1    = rho_plaque*z1;
ms2    = rho_plaque*z2;
D1     = (E*z1^3)/(12*(1-nu^2));
D2     = (E*z2^3)/(12*(1-nu^2));

rho_air = 1.2;
C       = 340;
c3=240;
color=['r' 'b' 'g' 'm' 'k' 'y' 'c']
Teta=[ pi/24 pi/12 pi/8 pi/6 pi/4 pi/3 pi/2.1]
for p=1:7
for f=1:10000

    w=2*pi*f;

e=5e-2;
k=(2*pi*f)/C;
kp= sin(Teta(p))*k;

kx=k*cos(Teta(p));
k3x=w.*sqrt((1/c3^2)-(sin(Teta(p))).^2/C^2);

ep=exp(1i*kx*e);
em=exp(-1i*kx*e);
ep3=exp(1i*k3x*e);
em3=exp(-1i*k3x*e);

X=-w.^2*rho_air;
X3=-w.^2*rho_laine;

alpha1=D1.*(kp.^4)-w.^2*ms1;
alpha2=D2.*(kp.^4)-w.^2*ms2;
%
% M=[1i*kx 0 0 0 X 0; -1 1 1 0 alpha1 0;0 -1i*kx 1i*kx 0 X 0;0 -em*1i*kx
ep*1i*kx 0 0 X;0 -em -ep em 0 alpha2;0 0 0 -em*1i*kx 0 X];
M=[1i*kx 0 0 0 X 0; -1 1 1 0 alpha1 0;0 -1i*k3x 1i*k3x 0 X3 0;0 -em3*1i*k3x
ep3*1i*k3x 0 0 X3;0 -em3 -ep3 em3 0 alpha2;0 0 0 -em*1i*kx 0 X];
A=[1i*kx;1;0;0;0;0];

```



```
Coeff=(inv(M)*A);
T3F=Coeff(4);
T3(f)=T3F;

end

f=linspace(1,10000,10000);
T3=(abs(T3)).^2;

R=10*log10(1./T3)+10*log10(0.9);

fr=[50 63 80 100 125 160 200 250 315 400 500 630 800 1000 1250 1600 2000
2500 3150 ];

R2=[6.01285114 11.86378509 9.765473983 4.399489224 5.244193194 12.0084667
16.1382264 20.48743795 24.35887716 31.8598548 37.42606288 38.24651135
42.23034826 47.88130068 50.83818678 56.87600003 52.75243141 54.70869933
54.90895208
];
figure(1)
semilogx(f,R,color(p),fr,R2)
grid on
axis([50 3150,0 100])
hold on
end
```