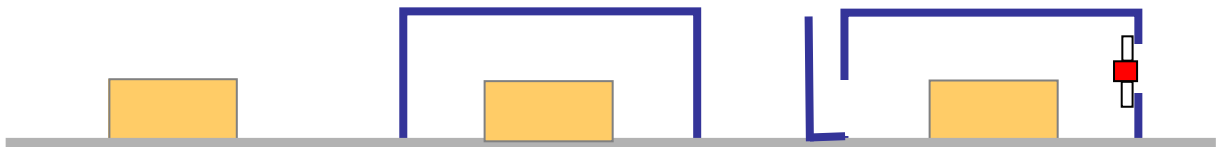


# Insonorisation industrielle : *les encoffrements*

*Jean-Claude Pascal*

Ecole Nationale Supérieure d'Ingénieurs du Mans (ENSIM)  
Laboratoire d'Acoustique de l'Université du Maine (LAUM, CNRS UMR 6613)



**2009**



## Sommaire

INTRODUCTION	1
1 - ELEMENTS POUR L'INSONORISATION	3
1.1 – Puissance acoustique d'une source	
1.2 – Relations entre pression et puissance acoustique d'une source	
1.3 – L'absorption du son par une paroi	
1.4 – Le champ réverbéré diffus	
1.5 – Transparence acoustique	
2 - LES ENCOFFREMENTS	13
2.1 – Efficacité d'un capot	
2.2 – Comportement acoustique d'un encoffrement	
2.3 – Modèle simple pour la prévision des performances d'un capot	
2.4 – Autres modèles pour les capots "close-fitting"	
2.5 – Le traitement des ouvertures et des fuites	
3 – FICHE PRATIQUE POUR LA CONCEPTION DES ENCOFFREMENTS	25
Références bibliographiques	27
Annexe A	28
Exemple calcul de l'indice d'affaiblissement moyen d'une paroi	
Annexe B	29
Exemple d'un logiciel simple : CETIM-Capot	
Exemple de calcul avec CETIM-Capot	31



## INTRODUCTION

Le niveau sonore dans un local industriel au voisinage d'une machine ou d'une installation peut avoir deux origines :

- ❑ la **transmission aérienne directe** depuis la source acoustique,
- ❑ la **transmission solidienne des vibrations** qui sont ensuite **rayonnées** par une surface vibrante.

L'insonorisation industrielle est l'action qui permet de réduire le bruit en agissant sur ces deux modes de transmission dans le but d'assurer

- 1) la protection du personnel,
- 2) la protection du voisinage.

Autant que possible, la réduction du bruit doit être opérée **à la source**, mais cette action pour être efficace doit être entreprise le plus tôt possible dans le processus de conception. La pression de la réglementation et la définition précise du cahier des charges contribuent à créer des produits plus silencieux. Cependant, l'insonorisation se fait encore très souvent à posteriori.

Deux types d'actions doivent absolument menées conjointement :

- ❑ **l'isolation acoustique**,
- ❑ **l'isolation vibratoire**.

Les dispositifs d'insonorisation utilisés sont principalement :

- les dispositifs absorbants (revêtement, baffles acoustiques),
- les écrans acoustiques,
- les cloisons, bardages et cabines,
- les encoffrements (capotages),
- les silencieux.

Les **encoffrements** de machines, qui permettent de résoudre bon nombre de problèmes industriels sont plus particulièrement concernés par ce document. Avant d'aborder les règles qui permettent de concevoir un encoffrement efficace, les éléments qui seront utilisés sont étudiés séparément.



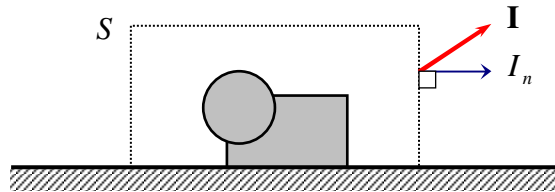
# 1 - ELEMENTS POUR L'INSONORISATION

## 1.1 - Puissance acoustique d'une source

La puissance acoustique  $W$  d'une source est le flux total de puissance qui traverse une surface (de mesure)  $S$  qui l'enferme complètement. La densité (par unité de surface) de ce flux est la composante normale  $I_n$  du vecteur **intensité acoustique**  $\vec{I}$  (en  $W/m^2$ ). Ainsi

$$W = \overline{I_n} S \quad [W]$$

où  $\overline{I_n}$  est la valeur moyenne sur toute la surface de mesure  $S$  de la composante normale du vecteur intensité acoustique. Souvent la source (une machine) est posée sur un sol rigide et la surface  $S$  est celle de l'enveloppe de mesure qui se ferme sur le sol (les ondes sont supposées être totalement réfléchies par le sol).



La composante normale  $I_n$  peut être mesurée à l'aide d'un intensimètre à deux microphones sur  $N$  points répartis sur la surface de mesure  $S$

$$\overline{I_n} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (I_n)_i \quad [W/m^2]$$

Cette méthode de détermination de la puissance acoustique est codifiée par la norme ISO 9614. En prenant un certain nombre de précautions (distance suffisante de la source, environnement peu réfléchissant, absence d'autres sources de bruit), il est possible de considérer que

$$I_n \approx \frac{\langle p^2 \rangle}{\rho_0 c}$$

avec  $\langle p^2 \rangle$  la pression quadratique (pression acoustique efficace au carré :  $\langle p^2 \rangle = p_{eff}^2$ ) et  $\rho_0 c$  l'impédance caractéristique de l'air. C'est cette approximation qui est employée dans les normes ISO 3744 à 3746.

## 1.2 - Relations entre pression et puissance acoustiques d'une source

Dans le cas d'une source monopolaire (c'est à dire avec un rayonnement omnidirectionnel) qui est placée en champ libre, il existe une relation entre la puissance acoustique et la pression quadratique du champ direct qui décroît avec le carré de la distance  $d$

champ libre

$$\frac{\langle p_D^2 \rangle}{\rho_0 c} = \frac{W}{4\pi d^2}$$

Si la source est posée sur un sol rigide, elle rayonne seulement dans un demi-espace (dans un angle solide de  $2\pi$  au lieu de  $4\pi$  pour le cas précédent), donc

posée sur un sol rigide

$$\frac{\langle p_D^2 \rangle}{\rho_0 c} = \frac{W}{2\pi d^2} = \frac{WQ}{4\pi d^2} \quad \text{avec } Q = 2$$

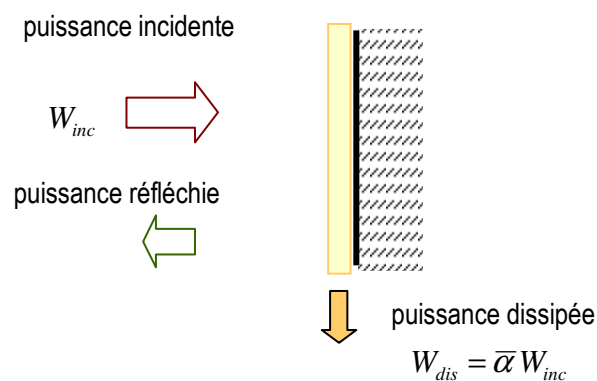
Cette relation se généralise :

$$\frac{\langle p_D^2 \rangle}{\rho_0 c} = \frac{WQ}{4\pi d^2}$$

position de la source	rayonnement	angle solide	$Q$
champ libre	espace complet	$4\pi$	1
posée sur le sol	demi-espace	$2\pi$	2
posée à l'intersection du sol et d'un mur	quart d'espace	$\pi$	4
posée dans un coin (intersection du sol et de deux murs)	huitième d'espace	$\frac{\pi}{2}$	8

### 1.3 – L'absorption du son par une paroi

Quand une onde sonore rencontre une paroi, elle va être réfléchiée mais peut aussi perdre une partie de son énergie si la paroi est recouverte d'un matériau poreux.



La fraction de la puissance incidente qui est absorbée par la paroi est définie par le coefficient d'absorption

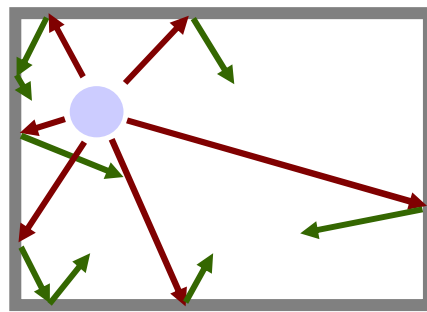
$$\bar{\alpha} = \frac{W_{dis}}{W_{inc}}$$



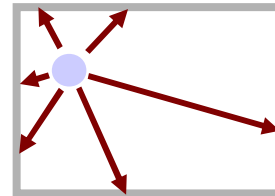
## 1.4 – Le champ réverbéré diffus

Le champ réverbéré n'existe qu'après une **première réflexion** sur les murs de la salle. Avant, il s'agit du champ direct qui se propage à partir de la source comme en champ libre.

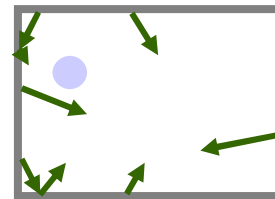
### Champ **direct** et champ **réverbéré**



### **direct**

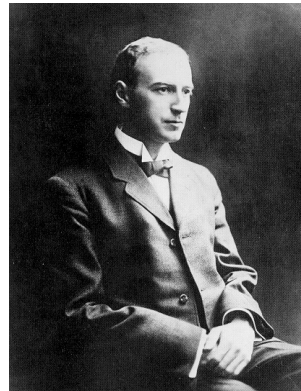
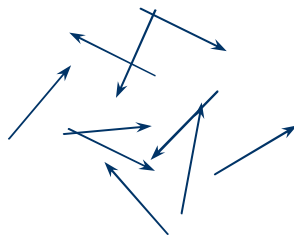


### **réverbéré**



On doit à Wallace Clement Sabine, Professeur à Harvard (1868 -1919), la théorie du champ réverbéré. Cette théorie peut se synthétiser en 3 formules.

Un **champ acoustique diffus** peut se représenter comme une superposition d'ondes planes qui arrivent en un point avec toutes les incidences, par les réflexions multiples des ondes sur les parois d'une salle.



**Figure :** A gauche le champ diffus, à droite Wallace Clement Sabine, Professeur à Harvard (1868 -1919),

On doit à W.C. Sabine la théorie du champ réverbéré diffus. Cette théorie peut se synthétiser en **3 formules**.

### a) Relation pression et puissance dans le champ diffus

Dans le **champ diffus**, le modèle de l'acoustique des salles fournit une autre relation entre la pression quadratique moyenne du champ réverbéré  $\langle p_R^2 \rangle / \rho_0 c$  et la puissance acoustique  $W$  de la source qui le produit :

$$\frac{\langle p_R^2 \rangle}{\rho_0 c} = \frac{4W}{R}$$

avec  $R$  la **constante de salle**  $R = \frac{\bar{\alpha} S_p}{1 - \bar{\alpha}}$

$\bar{\alpha}$  est le **coefficient d'absorption moyen** des parois qui se calcule par  $\bar{\alpha} = \frac{\sum_i \alpha_i S_i}{S_p}$

où  $\alpha_i$  est le coefficient d'absorption de chaque surface élémentaire  $S_i$ .  $S_p = \sum_i S_i$  est la surface totale (murs, plancher, plafond).

### b) Temps de réverbération d'une salle

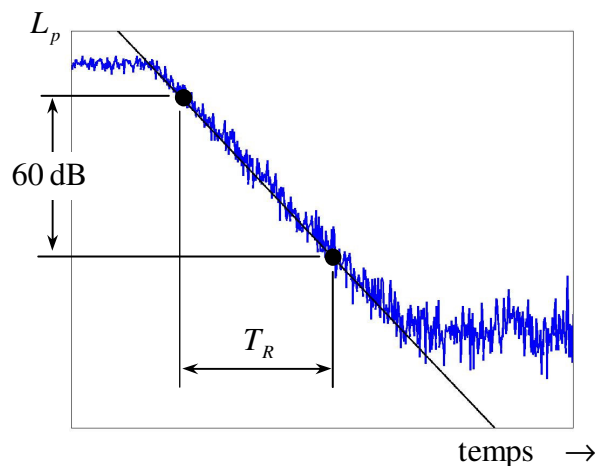
On désigne souvent par

$$A = \bar{\alpha} S_p$$

l'aire d'absorption totale de la salle. Pour une salle de volume  $V$ , l'aire d'absorption  $A$  est liée au temps de réverbération  $T_R$  par la **formule de Sabine**

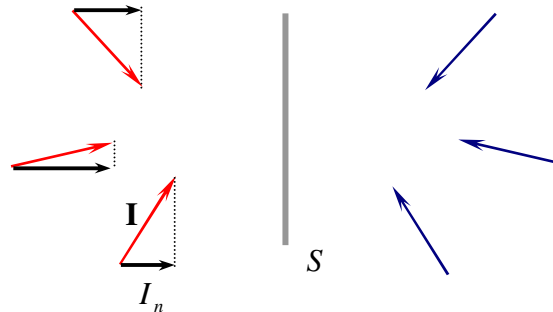
$$T = \frac{24}{c(\log e)} \frac{V}{A} \quad \text{soit} \quad T_R = \frac{0,16 V}{A} \quad [\text{s}]$$

Le temps de réverbération  $T_R$  est le temps mis pour que le niveau de pression du champ diffus diminue de 60 dB après que l'émission de la source a cessé brusquement.



### c) Intensité incidente sur une paroi

Dans le champ diffus l'intensité est nulle (les ondes arrivent avec toutes les incidences possibles donc le vecteur résultant est nul).

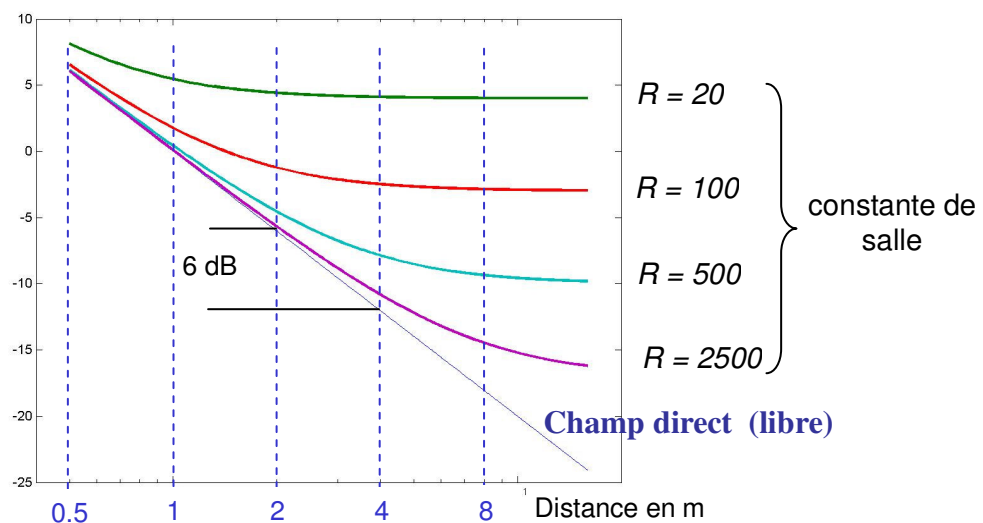


Cependant si on considère seulement la partie incidente sur une paroi, qui correspond à la composante normale des vecteurs orientés vers la paroi, il est possible d'exprimer *le flux du champ diffus incident sur une paroi* comme *le quart de la pression quadratique du champ diffus*

$$I_n = \frac{1}{4} \frac{\langle p^2 \rangle}{\rho_0 c}$$

Quand une source est placée dans une salle, le champ acoustique est la somme d'un **champ direct** et d'un **champ réverbéré**. Ainsi la pression quadratique totale mesurée à une distance  $d$  de la source est

$$\frac{\langle p^2 \rangle}{\rho_0 c} = \frac{\langle p_D^2 \rangle}{\rho_0 c} + \frac{\langle p_R^2 \rangle}{\rho_0 c} = W \left[ \frac{Q}{4\pi d^2} + \frac{4}{R} \right]$$



## 1.5 – Transparence acoustique

### a) Indice d'affaiblissement acoustique

Le **facteur de perte de transmission** d'une paroi se définit par le rapport

$$\tau = \frac{W_{\text{tran}}}{W_{\text{inc}}} \quad \begin{array}{ll} W_{\text{tran}} & \text{puissance transmise par la paroi de surface } S_p \\ W_{\text{inc}} & \text{puissance des ondes incidentes sur la paroi} \end{array}$$

Il est d'usage de l'exprimer en dB sous la forme de l'**indice d'affaiblissement** acoustique :

$$R = 10 \log \frac{1}{\tau} = L_{W_{\text{inc}}} - L_{W_{\text{tran}}}$$

$$L_{W_{\text{inc}}} = 10 \log [W_{\text{inc}} / 10^{-12}] \quad \text{niveau de puissance incidente}$$

$$L_{W_{\text{tran}}} = 10 \log [W_{\text{tran}} / 10^{-12}] \quad \text{niveau de puissance transmise}$$

Le facteur de perte de transmission **moyen** d'une paroi composée de **plusieurs éléments** de surface  $S_i$  et de facteur de perte individuel  $\tau_i$  se calcule par

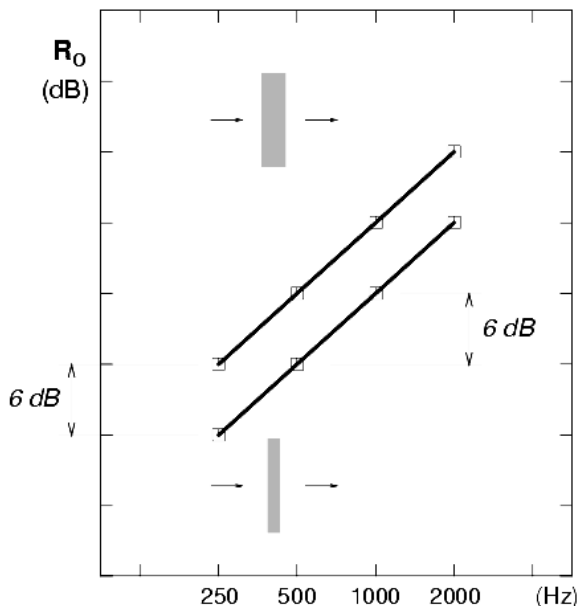
$$\tau = \frac{\sum_i \tau_i S_i}{\sum_i S_i}$$

### b) Loi de masse

Il est possible dans les basses fréquences de fournir une formule simple de l'indice d'affaiblissement pour une onde acoustique ayant une incidence normale sur la paroi.

$$R_0 \approx 20 \log \left[ \frac{\omega M_s}{2 \rho_0 c} \right]$$

Cette approximation est connue sous le nom de **loi de masse** ( $M_s$  : masse par unité de surface) car seuls les effets d'inertie sont pris en compte . Malgré sa simplicité, elle fournit une bonne estimation du comportement des parois infinies et même finies.



**Figure :** Indice d'affaiblissement d'une paroi infinie sous incidence normale selon la loi de masse.

La figure montre que l'atténuation augmente de **6 dB** avec le **doublement de la masse** par unité de surface, mais également de **6 dB chaque fois que la fréquence est doublée** (6 dB/octave). Il sera donc difficile d'empêcher la transmission des basses fréquences.

**Tableau** - Caractéristiques mécaniques de 4 matériaux et indice d'affaiblissement à 1000 Hz pour une épaisseur de 1 mm

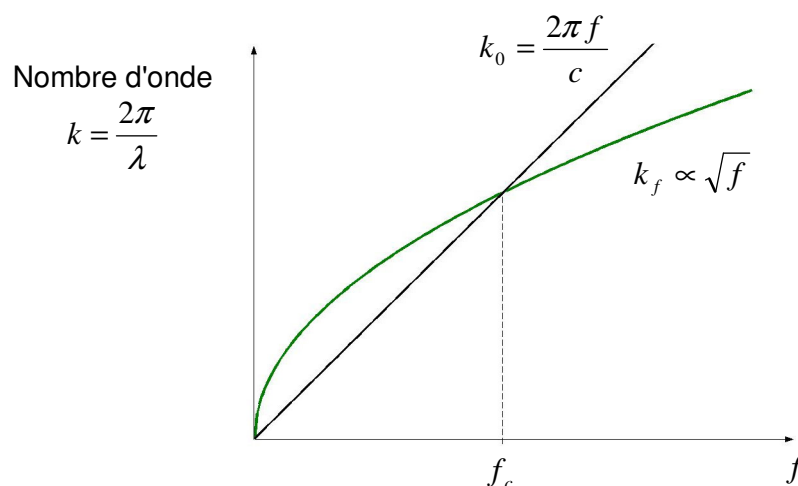
	masse volumique ( kg/m <sup>3</sup> )	module de Young ( N/m <sup>2</sup> )	coefficient de Poisson	facteur de perte	$R_0$ [dB] à 1000 Hz $h = 0,001$ m
acier	7800	$2,10 \cdot 10^{11}$	0,28	$5 \cdot 10^{-4}$	35,8
aluminium	2700	$7,20 \cdot 10^{10}$	0,33	$10^{-4}$	26,6
verre	2500	$6,25 \cdot 10^{10}$	0,22	$10^{-3}$	25,9
polycarbonate	1200	$2,30 \cdot 10^9$	0,34	$10^{-2}$	19,5

### c) Indice d'affaiblissement en champ diffus

Le phénomène de coïncidence, qui apparaît pour un angle d'incidence oblique, va provoquer une réduction significative de l'indice d'affaiblissement acoustique à la **fréquence de coïncidence**. En dessous de cette fréquence, la loi de masse se trouve réduite de  $20\log(\cos\theta)$ , où  $\theta$  est l'angle d'incidence. La fréquence de coïncidence la plus basse correspond à la **fréquence critique**  $f_c$ , fréquence pour laquelle la longueur d'onde de flexion dans le panneau correspond à la longueur d'onde dans l'air (*voir expression plus loin*).

$$k_0 = k_f \Rightarrow \frac{2\pi f_c}{c} = a\sqrt{f_c}$$

(a constante dépendant des caractéristiques mécaniques de la cloison)



**Figure** – Nombre d'onde de flexion dans un panneau et nombre d'onde acoustique en fonction de la fréquence (  $f_c$  : fréquence critique ).

Un indice d'affaiblissement en **champ diffus** est obtenu pour les fréquences inférieures à  $f_c/2$  en considérant des valeurs inférieures à 5 dB à la loi de masse

$$R_d = R_0 - 5 \quad [\text{dB}]$$

A la fréquence critique  $f_c$ , l'isolement passe par un minimum et croit ensuite avec une pente de 9 dB par octave. Le facteur de perte interne de la paroi a seulement une influence à la fréquence critique.

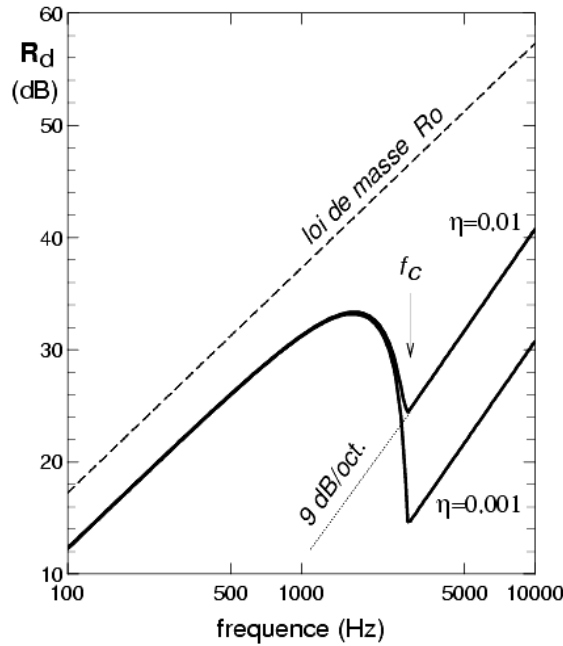


Figure - Indice d'affaiblissement en champ diffus pour une paroi infinie et deux valeurs du facteur de perte.

La formule approchée qui est utilisée pour calculer l'indice d'affaiblissement en champ diffus est (voir par exemple [Fahy 1985])

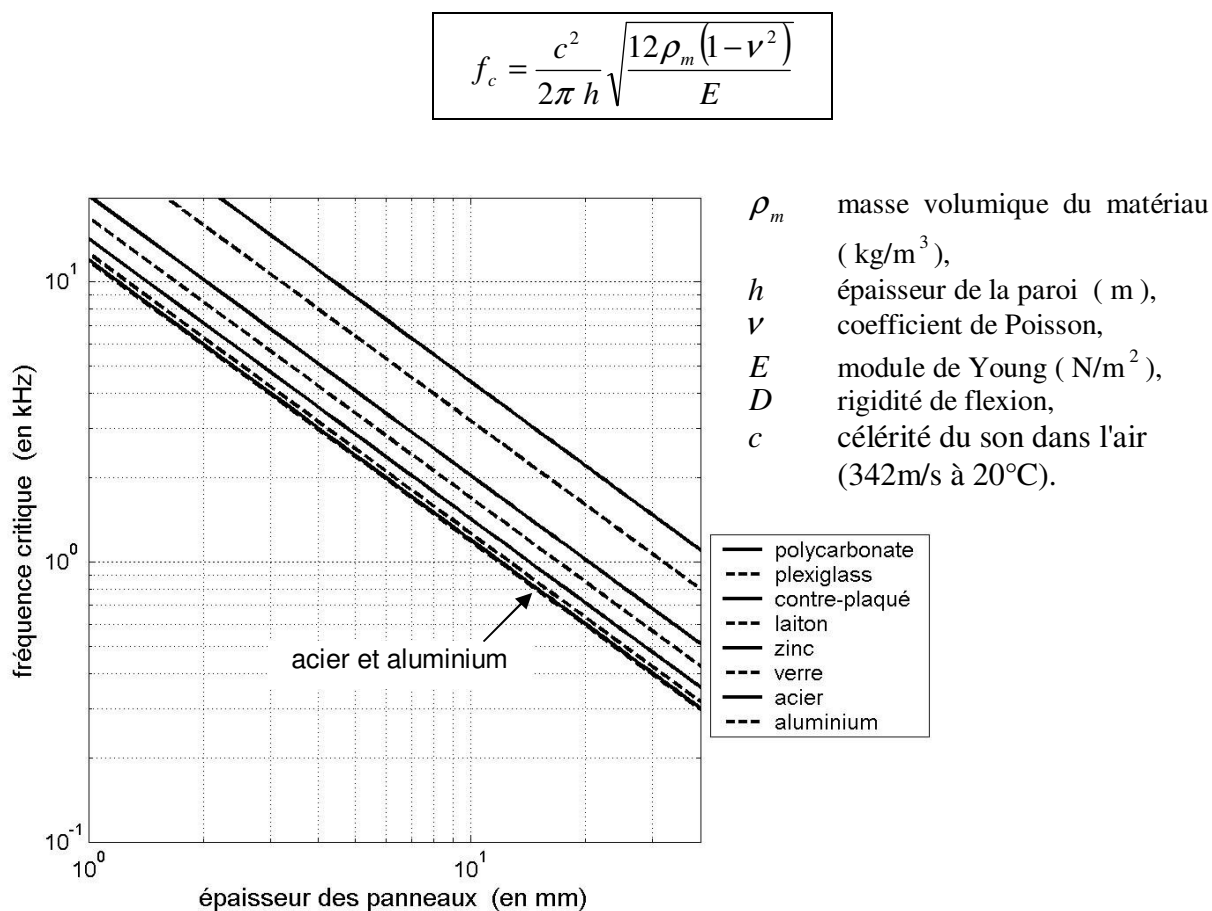
$$R_d = R_0 + 10 \log \left[ 0,316 \left( 1 - \frac{f^2}{f_c^2} \right)^2 + \frac{2\eta}{\pi} \right], \quad \text{pour } f \leq f_c$$

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

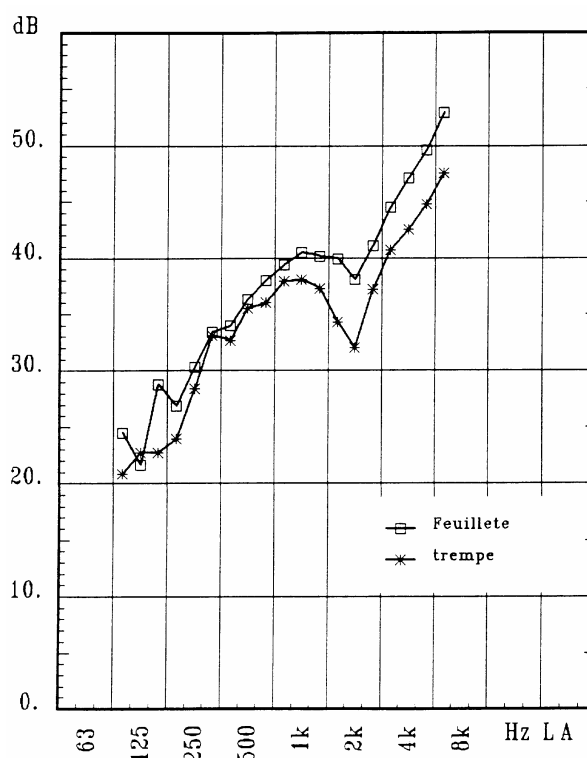
En dehors de la masse par unité de surface utilisée pour déterminer la loi de masse  $R_0$ , l'indice d'affaiblissement acoustique en champ diffus  $R_d$  nécessite de connaître le facteur de perte  $\eta$  du matériau et la **fréquence critique** de la paroi

$$f_c = \frac{c^2}{2\pi} \sqrt{\frac{M_s}{D}},$$

avec  $M_s = \rho_m h$  et  $D = \frac{E h^3}{12(1 - \nu^2)}$  on obtient



**Figure** – Fréquences critiques en fonction de l'épaisseur des panneaux pour différents matériaux.



**Figure** - Indices d'affaiblissement de vitrages de 8 mm en verre trempé et en verre feuilleté (échantillons de 0,84 m x 0,84 m, montage par joint à clé en caoutchouc)

### Expressions en dB

En définissant :

le niveau de puissance acoustique  $L_w = 10 \log \frac{W}{W_0}$  [dB] avec  $W_0 = 10^{-12}$  W

le niveau d'intensité acoustique  $L_I = 10 \log \frac{I}{I_0}$  [dB] avec  $I_0 = 10^{-12}$  W/m<sup>2</sup>

le niveau de pression acoustique  $L_p = 10 \log \frac{\langle p^2 \rangle / \rho_0 c}{I_0} = 20 \log \frac{p_{eff}}{p_0}$  [dB]

avec  $p_0 = 2 \times 10^{-5}$  Pa

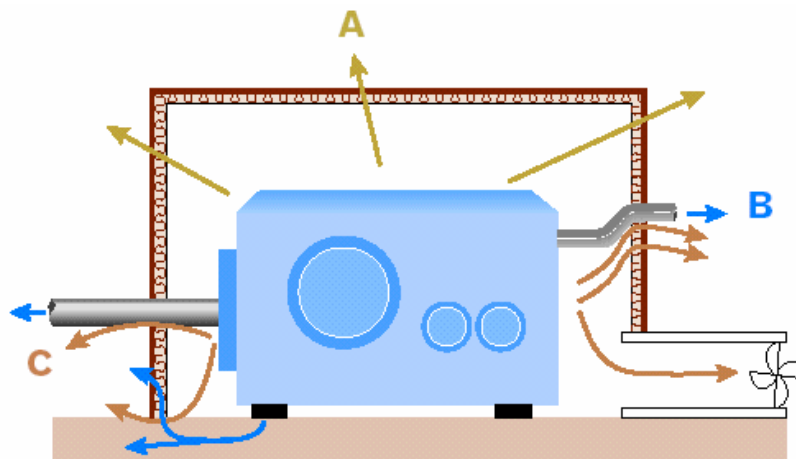
Les formules précédentes peuvent s'exprimer en décibels :

le niveau de puissance acoustique en fonction du niveau moyen d'intensité sur une surface de mesure  $S$

$$L_w = L_{\bar{I}} + 10 \log S$$

le niveau de pression dans un local à une distance  $d$  d'une source

$$L_p = L_w + 10 \log \left[ \frac{Q}{4\pi d^2} + \frac{4}{R} \right]$$



**Figure** – Illustration des diverses voies de transmission d'un encoffrement (doc. INRS)



## 2 - LES ENCOFFREMENTS

Un **encoffrement** (ou **capotage**) est une enveloppe qui enferme la source sonore (machine) totalement ou partiellement, et dont la fonction attendue est de réduire le rayonnement acoustique. On distingue :

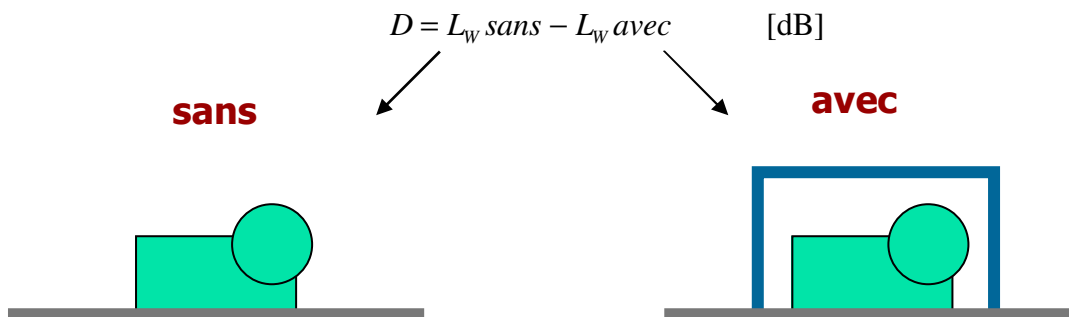
- le capotage complet : il recouvre entièrement la machine, mais peut présenter des ouvertures pour la commande ou l'aération. La réduction du bruit est assurée de manière globale.
- le capotage intégré : c'est un encoffrement acoustique fermé qui est monté directement sur le bâti de la machine. Compact, il épouse les formes de la machine.
- le capotage partiel : il est seulement mis en œuvre sur les parties bruyantes de la machine quand celles-ci sont nettement séparées. C'est une protection acoustique de type écran qui est rarement suffisante pour obtenir une amélioration très importante.

Les parois de l'encoffrement constituent une barrière au bruit aérien rayonné par la source, mais il ne faut pas oublier que c'est **l'ensemble des chemins de transmission** qui doit être maîtrisé afin d'optimiser les performances :

- la propagation à travers les parois : assure l'isolement acoustique. L'indice d'affaiblissement acoustique en est la caractéristique principale.
- l'étanchéité : elle doit être assurée au niveau des assemblages et des ouvertures fonctionnelles par des joints, des silencieux, des chicanes, etc....
- la propagation solidienne : les attaches du capot sur la source, les éléments de machine solidaires du capot ou le traversant doivent être isolés sur le plan vibratoire. Il est indispensable de **désolidariser le capotage de toute source d'excitation**, que ce soit la machine ou le sol.

### 2.1 - Efficacité d'un capot

L'efficacité d'un encoffrement est liée à l'atténuation du bruit qu'il apporte. Elle se définit par la **perte par insertion** qui est la différence entre la puissance acoustique de la source sans capot et la puissance acoustique de la source capotée :



**Figure** – Définition des pertes par insertion.

Cette définition de la perte par insertion est très générale. Pour un capotage partiel on trouve parfois des formulations pratiques de la forme (Millet et Montone, 1978)

$$D \leq \min \left( R - 3, 10 \log \frac{100}{100 - A\%} \right) [dB]$$

## 2.2 - Comportement acoustique d'un encoffrement

C'est l'indice d'affaiblissement acoustique global des parois qui va avoir une influence prépondérante sur la valeur des pertes par insertion. Mais la transparence acoustique n'est pas le seul phénomène concerné : le confinement créé par le capot autour de la source aura tendance à accroître le niveau de sonore à l'intérieur et à augmenter le bruit transmis. Pour cette raison, il est souvent nécessaire de disposer un matériau absorbant sur la face interne des parois.

L'indice d'affaiblissement global des panneaux  $R = \log 1/\tau$  est obtenu en considérant l'indice d'affaiblissement en champ diffus de chaque paroi en tenant compte des ouvertures éventuelles. Le facteur de transmission en champ diffus est

$$\tau = 10^{-R/10}$$

Pour définir un modèle qui nous permette de prédire simplement l'efficacité d'un capotage de machine, on considère

- le rayonnement direct de la source dont une partie de la puissance est transmise par les panneaux ( $W_{TD}$ ), une autre dissipée par les matériaux absorbants disposés sur la face interne et une troisième partie réfléchi ( $W_R$ ).
- l'effet de réverbération qui dépend de l'absorption totale (parois + source) sous le capot. La puissance incidente sur les parois ( $W_{INC}$ ) créée par le champ diffus est en partie transmise vers l'extérieur du capot ( $W_{TR}$ ).

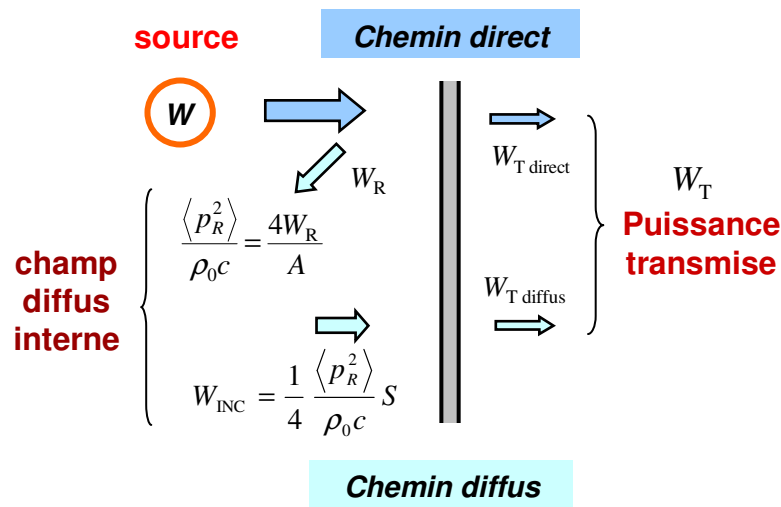


Figure – Le modèle "champ diffus" de la perte par insertion des capots.

### 2.3 - Modèle simple pour la prévision des performances d'un capot

Le niveau de puissance de la source sans encoffrement est

$$L_{W \text{ sans}} = 10 \log \frac{W}{W_0}.$$

#### a) Rayonnement direct

La puissance acoustique incidente sur les parois correspond à la puissance de la source  $W$ . La puissance transmise  $W_{TD}$  est proportionnelle au coefficient de transmission moyen des panneaux. Puisqu'il s'agit d'un champ direct, les angles d'incidence des ondes sont proches de la normale et c'est le coefficient de transmission en incidence normale  $\tau_0$  qui est pris en compte

$$W_{TD} = W \tau_0$$

Puisque l'indice d'affaiblissement acoustique en champ diffus  $R = 10 \log 1/\tau$ , qui est généralement la valeur connue, est de 5 dB inférieur à l'indice d'affaiblissement en incidence normale  $R_0 = 10 \log 1/\tau_0$  (loi de masse)

$$\tau_0 = 0,316 \tau$$

#### b) Effet de la réverbération

C'est la puissance réfléchiée par les parois  $W_R$  après absorption partielle due au matériau qui les recouvre qui vient alimenter le champ réverbéré sous le capot

$$W_R = W(1 - \bar{\alpha})$$

$\bar{\alpha}$  est le coefficient d'absorption moyen à l'intérieur du capot. Pour connaître le niveau de pression acoustique du champ réverbéré  $\langle p_R^2 \rangle / \rho c$  à l'intérieur du capot (produit par les réflexions sur les panneaux et les parois de la machine), le modèle de Sabine est employé

$$\frac{\langle p_R^2 \rangle}{\rho c} = \frac{4 W_R}{A}$$

$A$  est l'aire d'absorption du volume intérieur qui correspond au produit du coefficient d'absorption moyen  $\bar{\alpha}$  par la surface totale intérieure  $S_i$  (panneaux + source)

$$A = \bar{\alpha} S_i$$

Le flux de puissance incident sur les parois dû au champ réverbéré est

$$W_{inc} = \frac{\langle p_R^2 \rangle}{4 \rho c} S = \frac{W_R S}{A} = \frac{W(1 - \bar{\alpha}) S}{\bar{\alpha} S_i}$$

et la puissance transmise correspond à

$$W_{TR} = W_{inc} \tau.$$

### c) Puissance totale transmise et perte par insertion

La puissance transmise totale est la somme des deux contributions : la puissance transmise due au champ direct  $W_{TD}$  et celle due au champ réverbéré  $W_{TR}$

$$W_T = W_{TD} + W_{TR} = W \tau_0 + W_{inc} \tau.$$

Le rapport  $W_T/W$  s'écrit alors

$$\frac{W_T}{W} = \tau \left[ 0,3 + \frac{1 - \bar{\alpha}}{\bar{\alpha}} \frac{S}{S_i} \right]$$

et la perte par insertion

$$D = 10 \log \frac{W}{W_T} = 10 \log \frac{1}{\tau} - 10 \log \left( 0,3 + \frac{1 - \bar{\alpha}}{\bar{\alpha}} \frac{S}{S_i} \right).$$

Cette formule, qui permet de calculer une efficacité globale du capot, est souvent donnée sous une forme encore simplifiée, où il est considéré que

- la surface intérieure  $S_i$  est équivalente à l'aire du capot  $S$  :  $S/S_i \cong 1$ ,
- le coefficient d'absorption moyen  $\bar{\alpha}$  est sensiblement inférieur à 1 pour que

$$\frac{\bar{\alpha}}{1 - \bar{\alpha}} \approx \bar{\alpha} \quad \text{et} \quad \frac{1}{\bar{\alpha}} \gg 0,3.$$

Ces approximations conduisent à la relation

$$D' = R + 10 \log \bar{\alpha}.$$

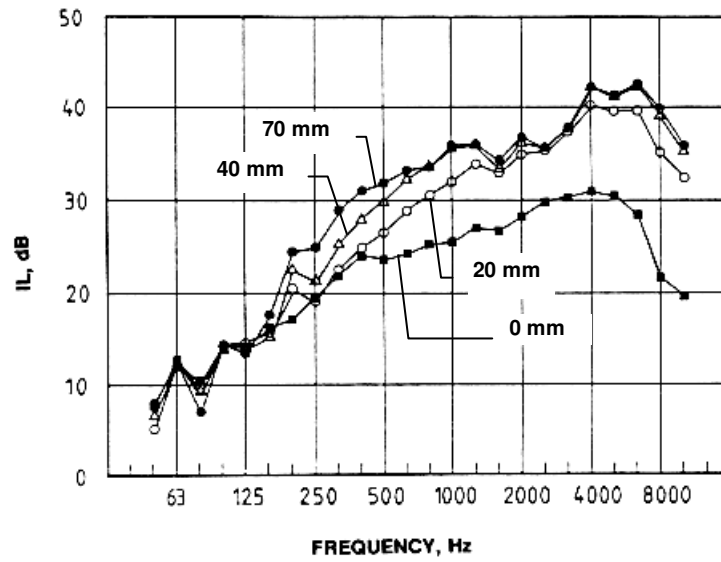
Le tableau suivant compare les pertes par insertion  $D$  et  $D'$  pour différentes valeurs de  $\bar{\alpha}$  et en considérant que  $S/S_i = 0,8$

$\bar{\alpha}$	$D$	$D'$	$D' - D$
1	$R + 5$	$R$	$-5$
0.8	$R + 3$	$R - 1$	$-4$
0.6	$R + 0.8$	$R - 2.2$	$-3$
0.4	$R - 1.8$	$R - 4$	$-2.2$
0.2	$R - 5.5$	$R - 7$	$-1.5$
0.1	$R - 8.8$	$R - 10$	$-1.2$
0.05	$R - 12$	$R - 13$	$-1$

Les résultats ci-dessus permettent de faire les constatations suivantes :

a) le modèle utilisé montre qu'un coefficient moyen  $\bar{\alpha}$  d'environ 0,6 est nécessaire pour obtenir des performances équivalentes à l'indice d'affaiblissement moyen  $R$  des parois qui composent le capot. Au-delà, un accroissement du coefficient  $\bar{\alpha}$  de 0,1 apportera un gain d'environ 1 dB jusqu'à  $\bar{\alpha} = 1$  ( $D = R + 5$  dB).

Cependant, cette rapidité d'accroissement des performances au-dessus de  $\bar{\alpha} = 0,4$  ne correspond pas aux résultats expérimentaux de Fischer et Veres rapportés par Vér [Vér 1992, p.509] et représentés sur la figure 1.3



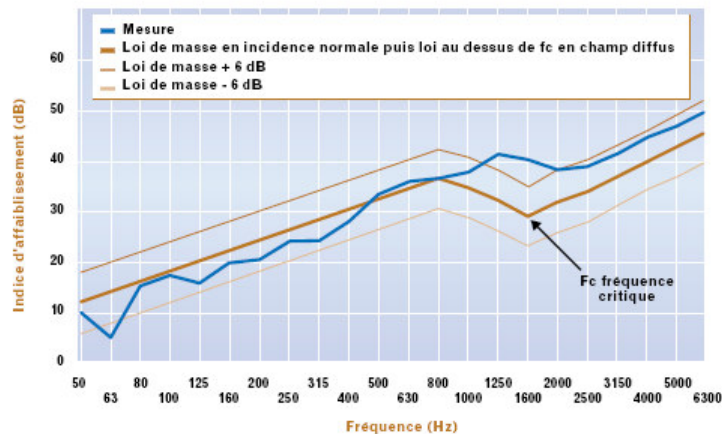
**Figure** - Perte par insertion mesurée sur un encoffrement constitué de panneaux d'acier de 1,5 mm et de matériaux absorbants d'épaisseur variable.

b) la formule simplifiée sous-évalue le modèle d'autant plus sérieusement que  $\bar{\alpha}$  s'approche de 1. Compte tenu des remarques faites juste au-dessus, il est souvent considéré qu'elle corrige les excès du modèle.

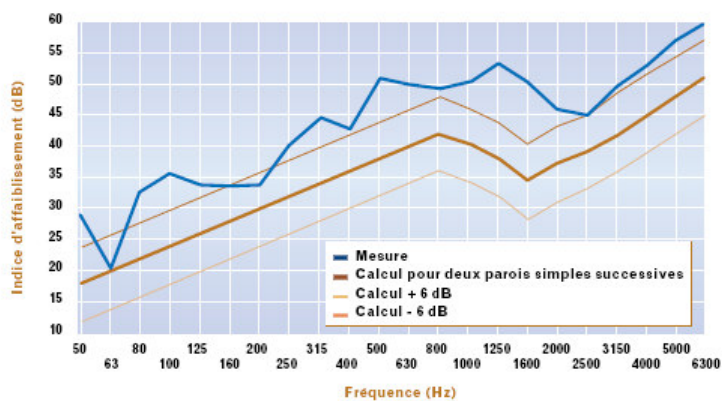


**Figure** – Les capotages comme on les rencontre dans l'industrie.

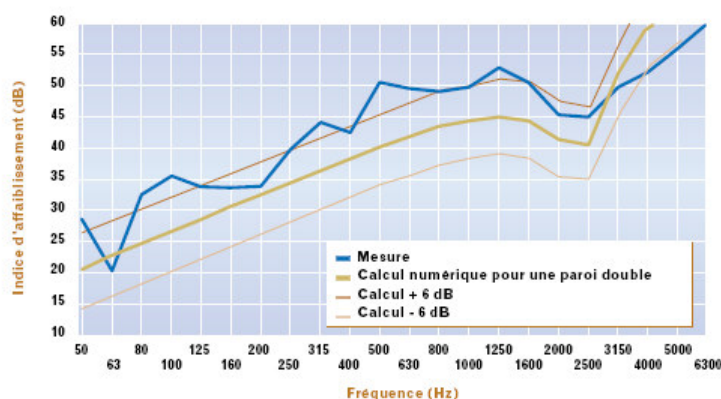
L'INRS<sup>1</sup> a réalisée des comparaisons de résultats expérimentaux avec les prédictions fournis par le modèle  $D' = R + 10 \log \bar{\alpha}$ . Il s'agit d'un encoffrement à ossature constituée de profilés d'aluminium de 1,25 m x 1,25 m de base pour une hauteur de 2,50 m. Les parois simples sont composées de panneaux en aggloméré (Novopan, 15 mm) et d'une couche de laine de roche de 25 mm recouverte de tôle perforée (1,2 mm, taux de perforation 35 %). Pour les parois doubles, un deuxième panneau d'aggloméré (Novopan, 15 mm) est utilisé.



**Fig. 4. Comparaison calcul-mesure : efficacité calculée analytiquement comparée à l'efficacité mesurée. Cas de l'encoffrement bois simple paroi -**  
Comparison of calculation and measurement: efficiency calculated analytically compared to efficiency measured. Single wooden panel enclosure



**Fig. 5. Comparaison calcul-mesure : efficacité calculée analytiquement comparée à l'efficacité mesurée. Cas de l'encoffrement bois double paroi -**  
Comparison of calculation and measurement: efficiency calculated analytically compared to efficiency measured. Double wooden panel enclosure



**Fig. 6. Comparaison calcul-mesure : efficacité calculée numériquement comparée à l'efficacité mesurée. Cas de l'encoffrement bois double paroi -**  
Comparison of calculation and measurement: efficiency calculated numerically compared to efficiency measured. Double wooden panel enclosure

**Figure** – Comparaison entre le modèle de prédiction simplifié  $D'$  et des mesures réalisées sur différents encoffrements à parois simples, à parois doubles calculées comme deux parois simples et avec un modèle de double paroi (doc. INRS).

<sup>1</sup> voir bibliographie : Trompette, Loyau, Lovat, 2001

## 2.4 – Autres modèles pour les capots "close-fitting"

Ce modèle a été proposé par Jackson en 1962. Il est bien adapté aux capots dont les parois sont très proches de celles de la machine. Il n'est plus acceptable de considérer un champ diffus et ce sont des effets réactifs qui deviennent prépondérants. L'impédance de rayonnement de la machine est alors modifiée par le confinement des ondes acoustiques. Les principaux effets sont une augmentation de 6 dB (droite tangente à la courbe sur la figure ci-dessous) par rapport à la loi de masse. Cependant, on observera à certaines fréquences des transmissions importantes. Elles correspondent à la fréquence de résonance des panneaux qui se trouve augmentée par l'effet de raideur ajoutée par la cavité. Ainsi, si le panneau possède par son montage une fréquence de résonance mécanique de 80 Hz, la raideur ajoutée (qui est inversement proportionnelle à la distance  $\ell$ ) portera cette fréquence de résonance à 92 Hz pour un panneau en acier de 2mm d'épaisseur monté à 0,1 m de la surface vibrante de la machine.

$$f_1 = f_0 + \frac{2\pi \rho_0 c^2}{\ell M_s}$$

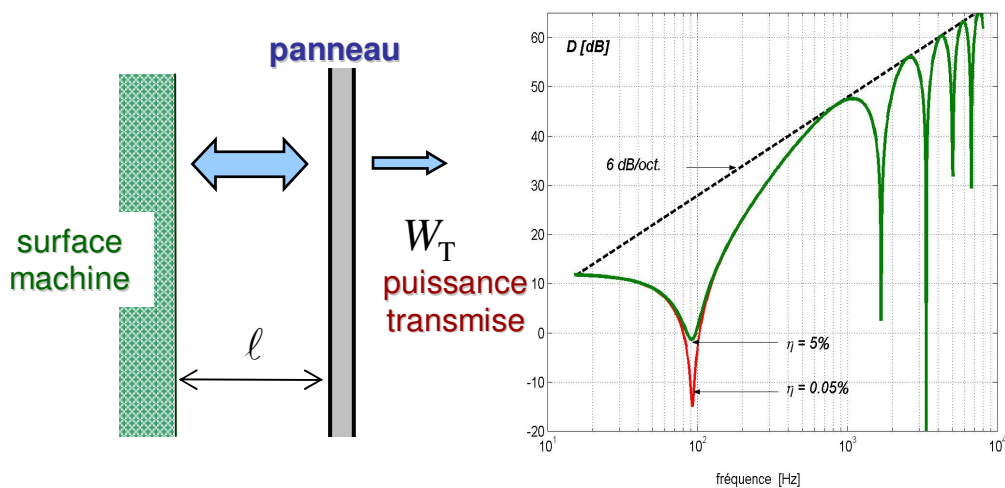


Figure – Modèle de Jackson.



Figure - Structure typique d'un encoffrement : carcasse support, panneaux avec trappes de visite, encoffrement monté sur socle avec ouvertures pour passages et aération.

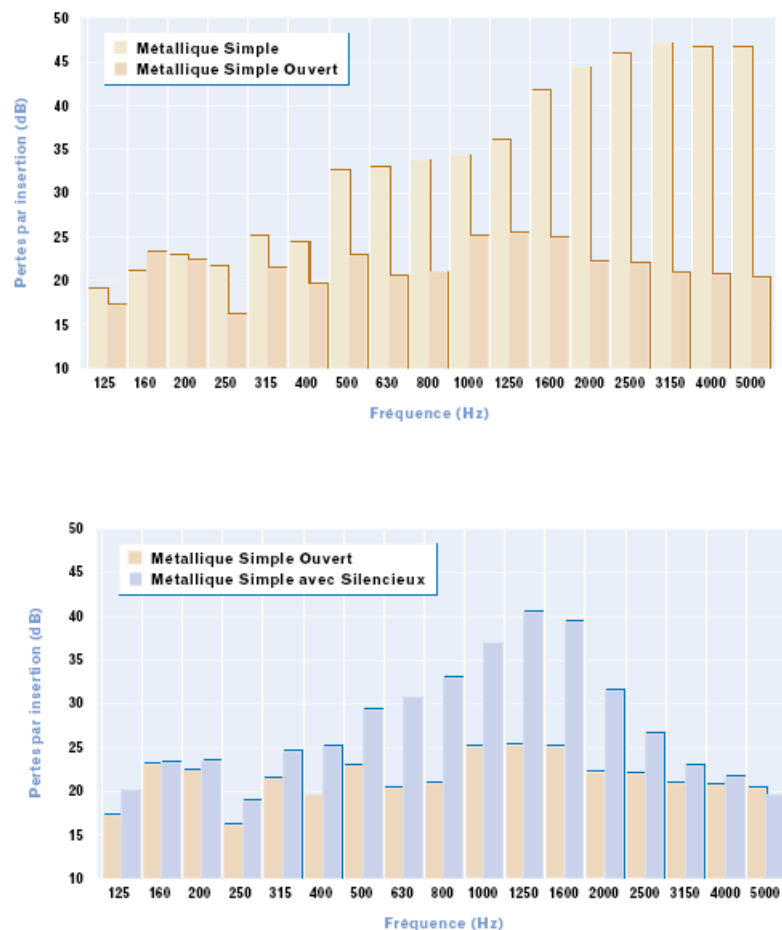


## 2.5 – Le traitement des ouvertures

Les ouvertures sont inévitables dans les encoffrements pour toutes sortes de raisons :

- maintenance (trappe de visite, porte, etc.),
- surveillance (vitre),
- fonctionnement (convoyage de pièces, passage d'arbre, systèmes de transmission),
- évacuation thermique.

Ces ouvertures sont responsables des pertes de performance des capots et une attention toute particulière doit leur être portée. En particulier, les fuites doivent être étanchées (utilisation de joints performants, de pas de porte, etc.). Les ouvertures nécessaires au fonctionnement doivent aussi être traitées par des chicanes, des couloirs garnis de matériaux absorbants ou des silencieux.



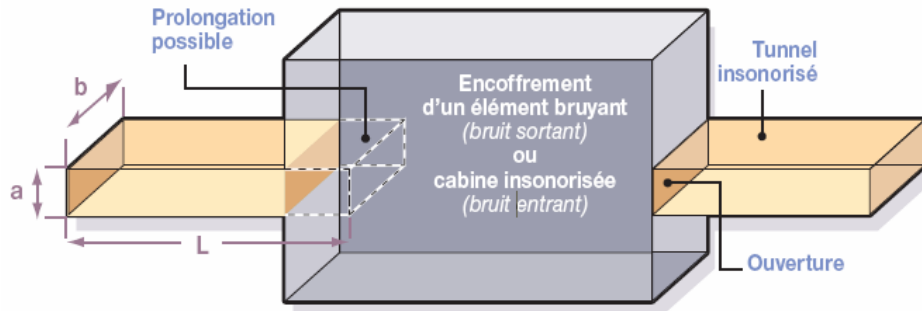
**Figure** - Influence d'une ouverture de 200 x 400 mm dans un encoffrement de 1,35 m x 1,35 m x 2 m (panneaux : plaque support en acier de 1 mm, laine de roche de 50 mm, tôle perforée de 0,8 mm, avec un taux de perforation 33 %) (doc. INRS).

### a) Silencieux

Le principe fondamental du calcul de l'atténuation dans des conduits de silencieux garnis de matériaux absorbants est connu depuis longtemps. L'atténuation d'une onde acoustique se propageant le long de l'axe d'un conduit dépend principalement de la longueur de conduit, de l'épaisseur de la couche de matériau, de la résistance au passage de l'air dans le matériau



absorbant utilisé, de la section du conduit traité, de la longueur d'onde acoustique et de la vitesse d'écoulement de l'air.



**Figure** – Exemple d'implantation de silencieux ou de tunnels sur un encoffrement. On considère généralement que la longueur  $L$  doit être deux fois plus importante que la plus grande dimension  $b$  de la section.

L'approche analytique pour calculer l'atténuation dans les conduits absorbants est due à Morse (1939). Elle est basée sur la théorie modale en considérant des conditions aux limites sur les parois en fonction de l'impédance acoustique du matériau. L'étude de Morse met en évidence que le **mode plan** est **moins atténué** que les modes supérieurs. C'est ce qui justifie l'utilisation des modèles de propagation de l'onde plane pour déterminer l'atténuation globale des silencieux.

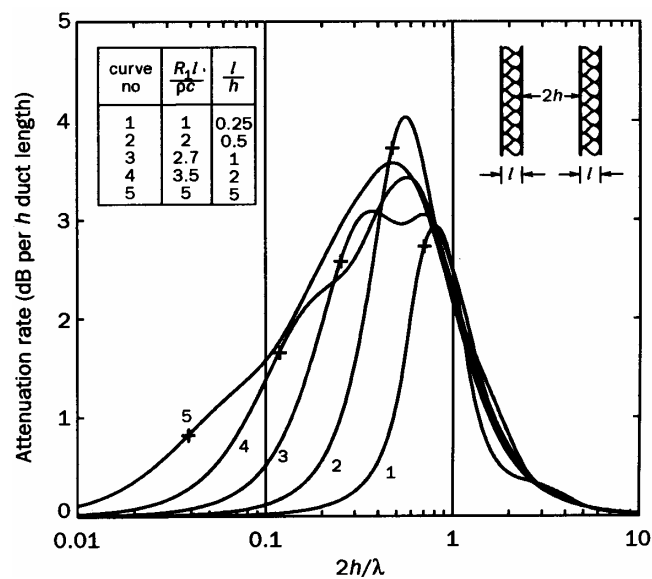


**Figure** – Exemple de silencieux à baffle permettant d'augmenter le rapport  $P/S$ .

Des nombreuses études réalisées sur le sujet il ressort que la perte par propagation  $D_a$  peut s'écrire sous la forme

$$D_a = \frac{P}{S} D_h \quad [\text{dB/m}]$$

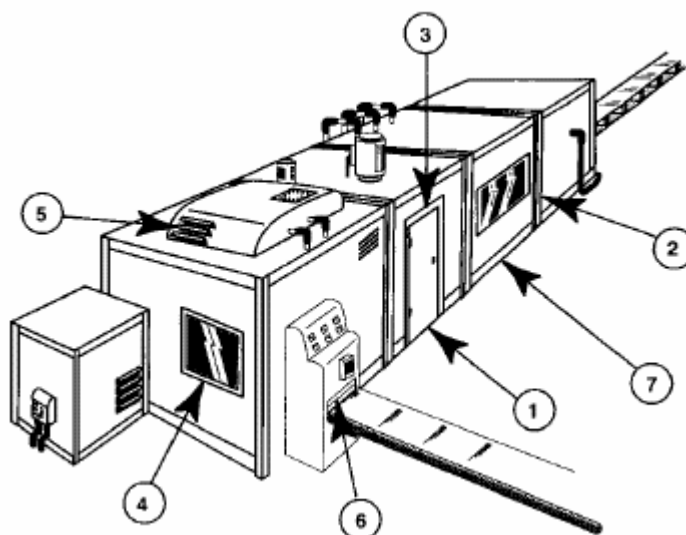
où  $P$  est le périmètre de la face du matériau acoustique tapissant le conduit et  $S$  la section libre du conduit.  $D_h$  est la perte par propagation normalisée, généralement donnée par des réseaux de courbes (voir figure ci-dessous) car les calculs sont longs. L'ajout de baffles dans les conduits a tendance à augmenter le rapport  $P/S$ . L'atténuation des matériaux poreux dans les basses fréquences est limitée par l'effet des transmissions latérales (solidiennes) dans les parois des conduits et aussi par le rayonnement acoustique de ces parois vers l'extérieur.



**Figure** – Pertes par propagation normalisées réalisées en fonction de la résistance au passage de l'air normalisée  $R_1 l / \rho_0 c$  et du paramètre  $l/h$  (d'après Bies et Hansen, 1996).

### b) Fuites

Les causes de fuites sont très nombreuses car les contraintes de fonctionnement des machines capotées imposent de nombreuses ouvertures. La figure ci-dessous illustre un certain nombre de cas typiques et celle de la page suivante montre les remèdes qui peuvent être apportés (d'après J.P. Thomé, INRS, 1996)



**Figure** – Les causes de fuites qui contribuent à réduire les performances des capots (doc. INRS)

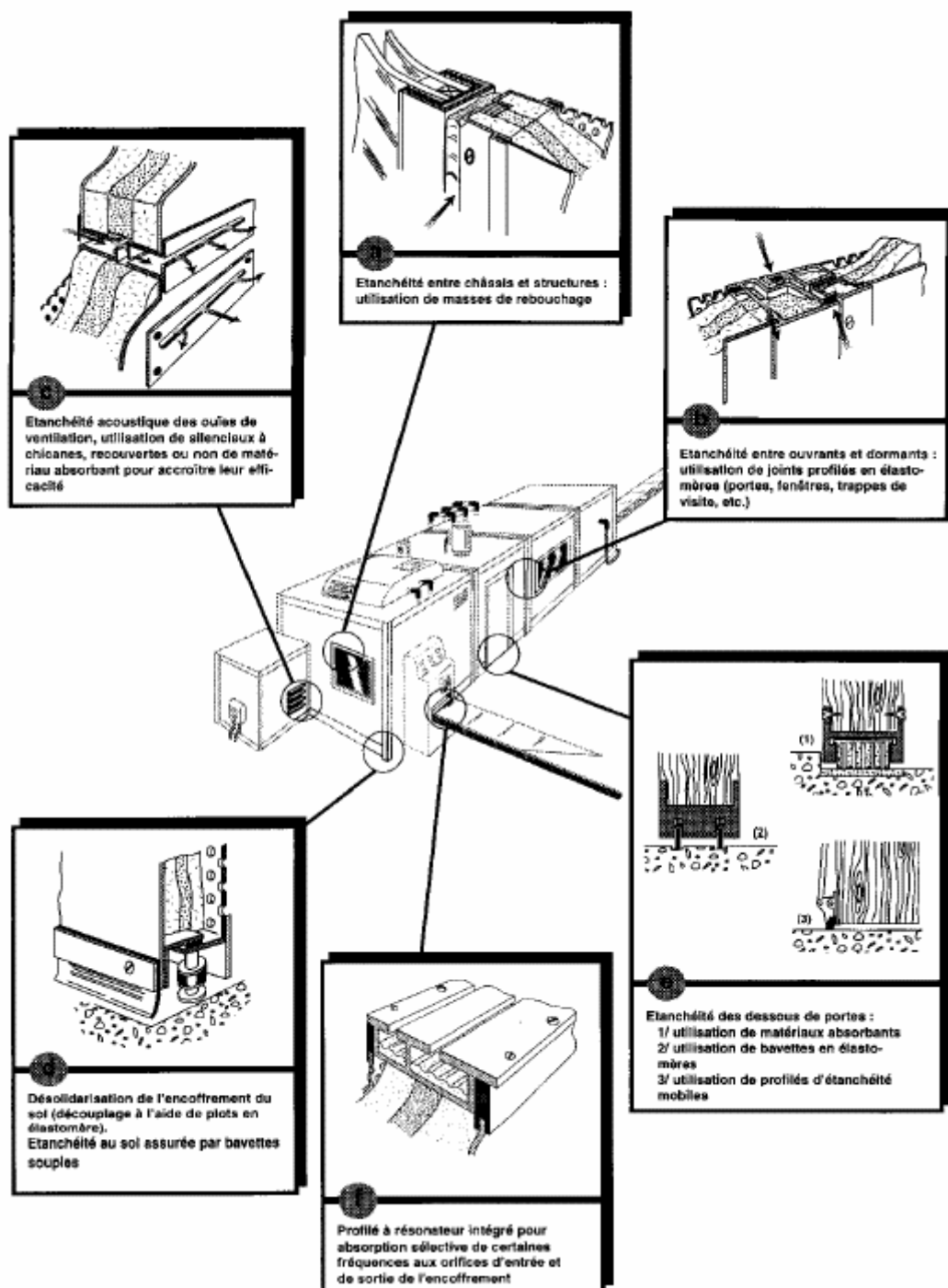


Figure – Les remèdes apportés pour les fuites les plus fréquentes (doc. INRS)



### 3 - Synthèse : Fiche pratique pour la conception d'un encoffrement

**Définir les besoins** : réduire le niveau sonore à l'endroit où se trouvent les opérateurs

**Etudier l'impact** : évaluer l'impact de l'encoffrement sur l'environnement de travail (sécurité, hygiène, maintenance), étudier l'ergonomie du poste de travail

**Recenser les contraintes** : recueillir l'avis des différents intervenants (utilisateurs : opérateurs de production et de maintenance, service méthodes, etc.)

#### Choisir les composants

Les **matériaux absorbants** doivent recouvrir les **parois**. Les laines de verre, laines de roche, mousses synthétiques planes ou alvéolées à pores ouverts, ont à épaisseurs égales des efficacités assez voisines.

Les **laines minérales** sont très efficaces en moyennes et hautes fréquences. En haute fréquence leur efficacité tend à décroître avec la densité du matériau. En moyennes et basses fréquences, leur efficacité dépend fortement de l'épaisseur et augmente légèrement quand la densité augmente (épaisseurs comprises entre 50 et 100 mm et densité supérieures à 60 kg/m<sup>3</sup>).

Le matériau absorbant doit être protégé par un **matériau protecteur** qui n'altère pas le coefficient d'absorption. La protection mécanique peut être faite par une tôle perforée, un grillage, un isorel perforé, etc. Le taux de perforation doit être supérieur à 20%. Une protection mince évite la dispersion des fibres. Une fibre plastique évite la pénétration d'huile et d'humidité. Un intissé de verre évite le dépôt des poussières.

Ce type de protection diminue l'absorption. L'altération est d'autant plus faible que le revêtement est plus poreux ou plus mince. Un voile ou tissu de verre, un film plastique d'épaisseur inférieure à 40 µm et d'une masse surfacique inférieure à 30 g/m<sup>2</sup> affecte peu l'absorption. Par contre, un revêtement plus épais (feuille d'aluminium, de plastique, de papier kraft) peut provoquer une importante baisse d'efficacité.

#### *Trois précautions doivent être prise impérativement*

##### **Supprimer les fuites acoustiques**

Toute ouverture, si petite soit-elle, entraîne des fuites du bruit à l'extérieure de l'encoffrement. Il faut donc les supprimer : en réduisant le plus possible les passages de câbles et de conduites au moyen de joints, en rendant étanche au moyen de joints bitumineux le contact avec le sol.

##### **Traiter les ouvertures**

- par des tunnels acoustiques fixés aux entrées et aux sorties, à l'intérieure ou à l'extérieur,
- par des lamelles (en quinconce) ou des bavettes souples en entrées ou sortie des tunnels,
- par des silencieux à chicanes ou à baffles parallèles, revêtus de matériaux absorbants aux entrées ou extraction d'air.

**Découpler des vibrations**

Si les vibrations de la machine sont transmises aux parois de l'encoffrement, l'encoffrement devient une nouvelle source de bruit. L'encoffrement ne doit jamais être lié rigidement à une partie de la machine. Il faut éviter les transmissions de vibrations par le sol ou par des passage d'éléments de la machine à travers l'encoffrement.

- Si la machine est fixée sur un massif, l'encoffrement doit être fixé sur le sol (en dehors du massif)
- Si la machine est montée sur des silentblochs, l'encoffrement peut être fixé sur le sol
- Si la machine est fixée sur le sol, l'encoffrement doit être placé sur des joints de découplage.

## Références bibliographiques

### Ouvrages d'acoustique industrielle traitant des encoffrements

D.A. Bies, C.H. Hansen, (1996), *Engineering Noise Control*, (Spon).

F.J. Fahy, (2001), *Foundations of Engineering Acoustics*, (Academic Press).

N.P. Norton, (1989), *Fundamentals of noise and vibration analysis for engineers*, (Cambridge Univ. Press), p. 290.

### Ouvrages ou chapitres spécialisés

R.K. Miller, W.V. Montone, (1978), *Handbook of Acoustical Enclosures and Barriers*, (The Fairmont Press).

I. Vér (1992), "Enclosures and wrappings (Ch.13)", in *Noise and Vibration Control Engineering*, (L.L. Beranek and I. Vér, Ed.), (Wiley).

Recueil de conférences (1993) "Insonorisation des machines par encoffrement", Publication du CETIM, Senlis.

### Articles

K.P. Byrne, H.M. Fisher, H.V. Fuchs, (1988), "Sealed, close-fitting, machine-mounted acoustic enclosures with predictable performance", *Noise Control Eng. J.* **31**(1), 7-15.

L.W. Tweed, D.R. Tree, (1976), "Three methods for predicting the insertion loss of close fitting acoustical enclosures", *Noise Control Eng. J.* **10**, 74-79.

J.-C. Pascal (2001), "Acoustic enclosures : principle and modelling", *Acoustique & Techniques* **25**, 26-31.

N. Trompette, T. Loyau, G. Lovat, (2001), "Encoffrements de machines : aide à la conception", Cahiers de notes documentaires de l'INRS<sup>2</sup>, N° 182.

J.P. Thomé (1996), "Importance des fuites acoustiques sur l'efficacité globale d'un capotage de machine", Cahiers de notes documentaires de l'INRS, N° 165.

### Normes

Norme NF EN ISO 3746, "Détermination des niveaux de puissance acoustique émis par des sources de bruit à partir de la pression acoustique", (AFNOR, 1996).

Norme VDI 2711, "Noise reduction by enclosures", (VDI, 1978). (en allemand).

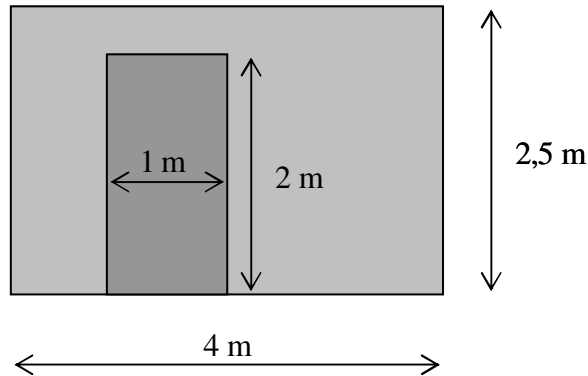
pr Norme NF EN ISO 15667, "Lignes directrices pour la réduction du bruit au moyen d'encoffrements et de cabines", (Draft ISO/DIS 15667, "Guidelines for noise control by enclosures and cabins"), (AFNOR, 1998).

---

<sup>2</sup> Cet article, comme d'autres, peut être téléchargé sur le site de l'Institut National de Recherche et de Sécurité <http://www.inrs.fr/> (faire une recherche simple sur le site avec « encoffrement »)

**ANNEXE A**

Exemple calcul de l'indice d'affaiblissement moyen d'une paroi



Cloison de séparation de 2,5 m × 4 m avec une porte de 2 m × 1 m :

$$\begin{aligned} \text{Paroi : } S_1 &= (2,5 \times 4) - (2 \times 1) = 8 \text{ m}^2 & R_1 &= 30 \text{ dB} \\ \text{Porte : } S_2 &= 2 \times 1 = 2 \text{ m}^2 & R_2 &= 20 \text{ dB} \end{aligned}$$

Facteur de transmission de l'ensemble est

$$\tau = \tau_1 \frac{S_1}{S} + \tau_2 \frac{S_2}{S}$$

d'où l'indice d'affaiblissement de l'ensemble

$$R = 10 \log \frac{S}{\tau_1 S_1 + \tau_2 S_2}.$$

Pour faire ce calcul il faut connaître les facteurs de transmission des éléments (cloison et porte) : ils sont obtenus par

$$R_1 = 10 \log \frac{1}{\tau_1} \Rightarrow \tau_1 = 10^{\frac{-R_1}{10}} \quad \text{et} \quad R_2 = 10 \log \frac{1}{\tau_2} \Rightarrow \tau_2 = 10^{\frac{-R_2}{10}}.$$

Dans le cas présent

$$\tau = 10^{-3} \frac{8}{10} + 10^{-2} \frac{2}{10} = 8 \times 10^{-4} + 2 \times 10^{-3} = 2,8 \times 10^{-3}$$

ce qui conduit à

$$R = 10 \log \frac{1}{\tau} = 10 \log \frac{10^3}{2,8} = 25,5 \text{ dB}$$

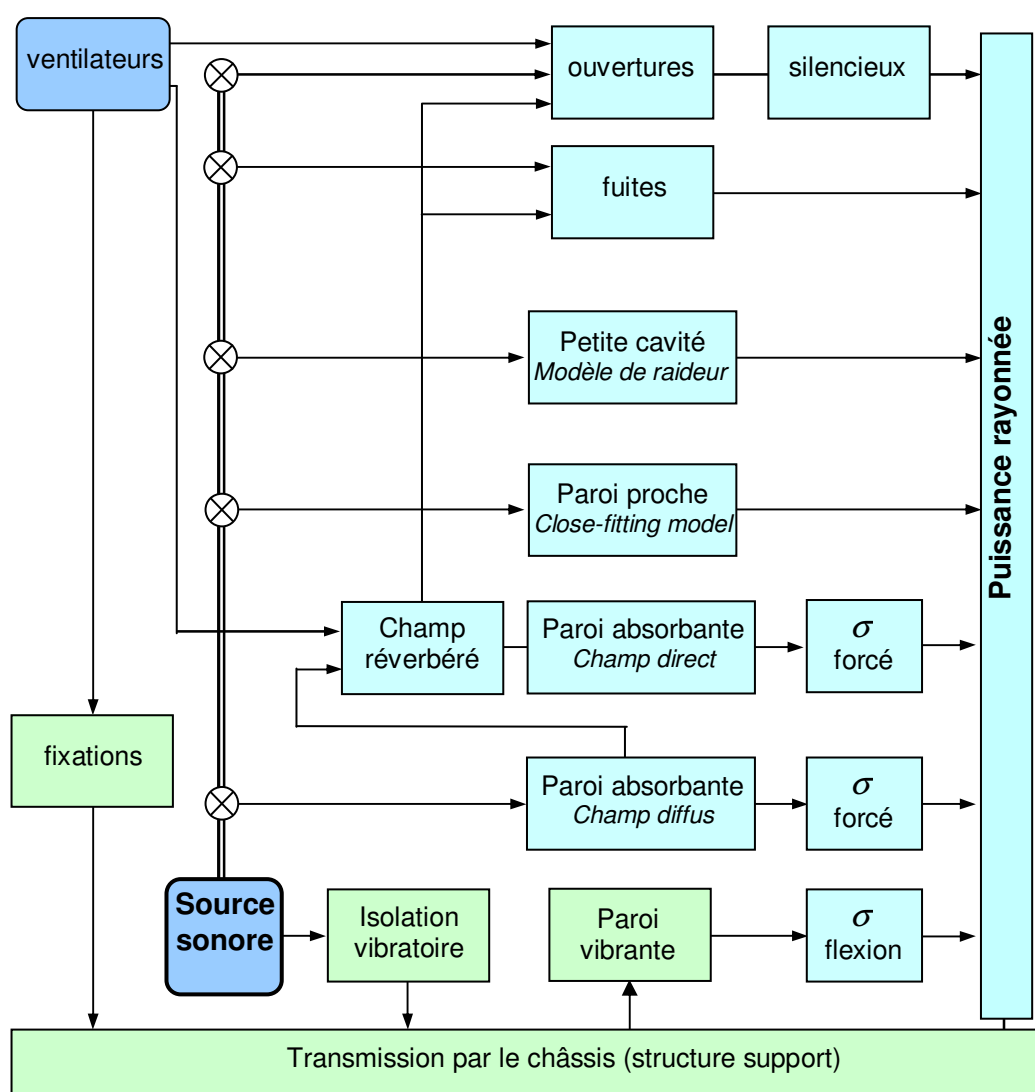
La porte dont la surface ne correspond qu'à 20% de l'ensemble de la cloison réduit l'indice d'affaiblissement de la paroi de 4,5 dB.



## ANNEXE B

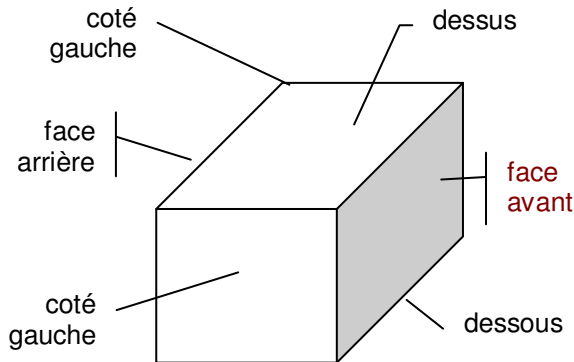
Exemple d'un logiciel simple : **CETIM-Capot<sup>3</sup>**

Le logiciel CETIM – CAPOT est basé sur une représentation énergétique des transferts vibratoires et acoustiques qui sont traités par différents modèles. L'énergie est répartie entre ces modèles en fonction de la longueur d'onde acoustique, des dimensions des différents éléments constituant le capotage et de paramètres propres à chaque modèle. Cette approche permet de considérer des cas complexes qui ne peuvent être explicitement traités dans leur ensemble. Elle permet en plus une évolution du moteur traitement par l'ajout de nouveaux modèles.



**Figure** - Représentation schématique des chemins de transfert de l'énergie utilisés pour modéliser le comportement d'un encoffrement dans le logiciel Capot.

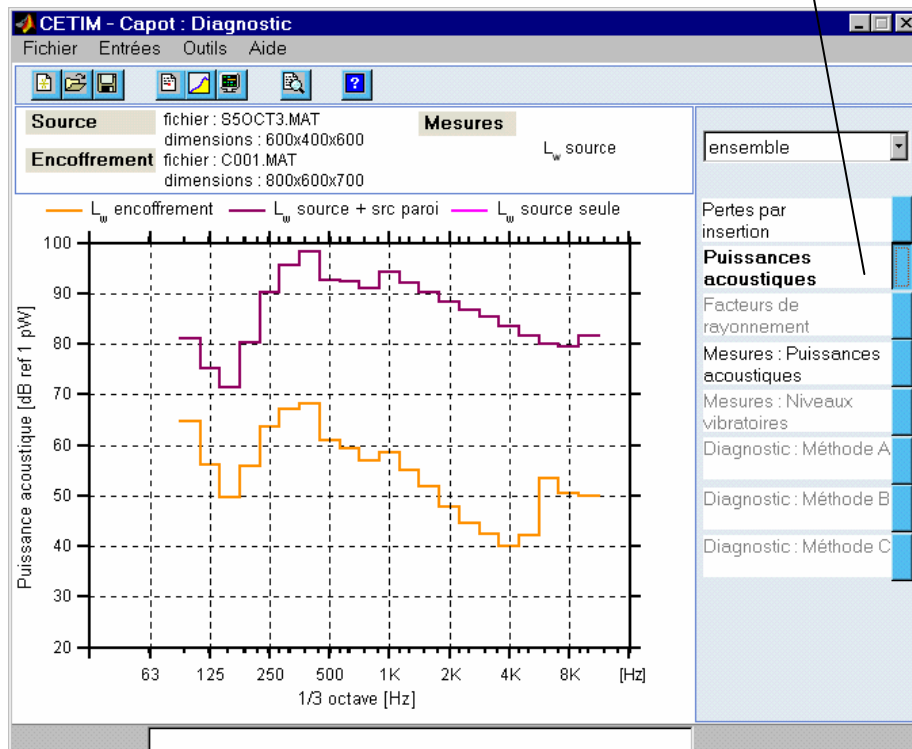
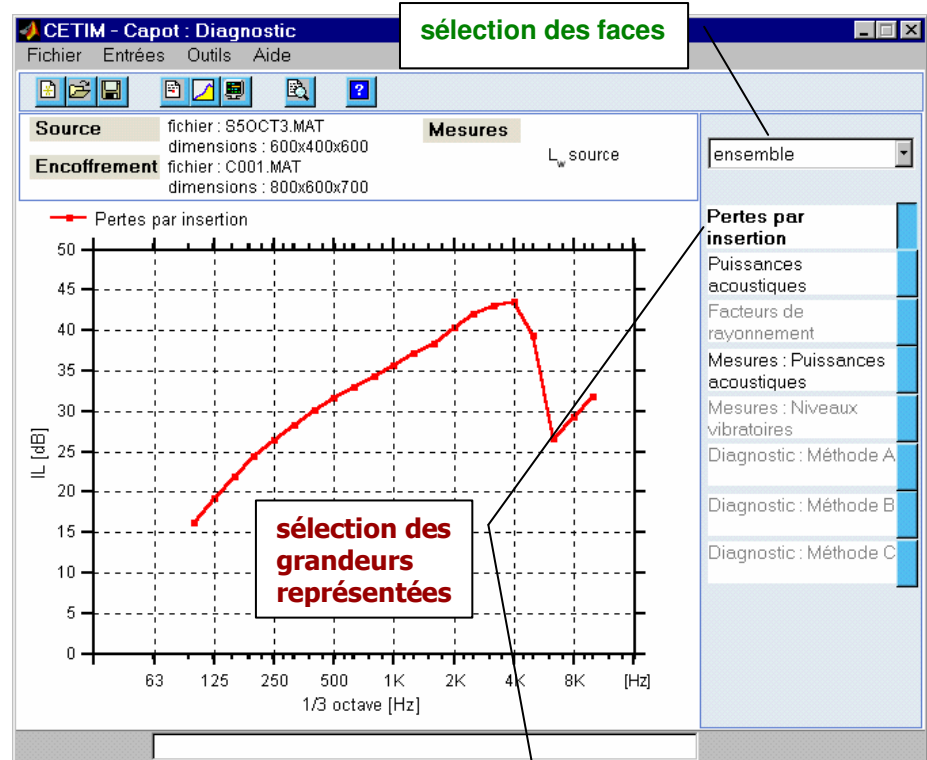
<sup>3</sup> Voir [www.CETIM.fr](http://www.CETIM.fr) et [www.VisualVibroAcoustics.com](http://www.VisualVibroAcoustics.com)



Chaque face est caractérisée par ses dimensions, les propriétés mécaniques des parois, les caractéristiques des matériaux absorbants.

Les ouvertures, les sources en paroi (ventilateurs) et les fuites sont spécifiées.

Le logiciel CETIM-Capot calcule la perte par insertion et fait un bilan de la source capotée et des sources en paroi ajoutées pour évacuer la chaleur



*EXEMPLE DE CALCUL AVEC*

## **CETIM - Capot**

***Logiciel d'aide à la conception  
d'encoffrements acoustiques de machines***

Réalisation Visual VibroAcoustics ([www.VisualVibroAcoustics.com](http://www.VisualVibroAcoustics.com))



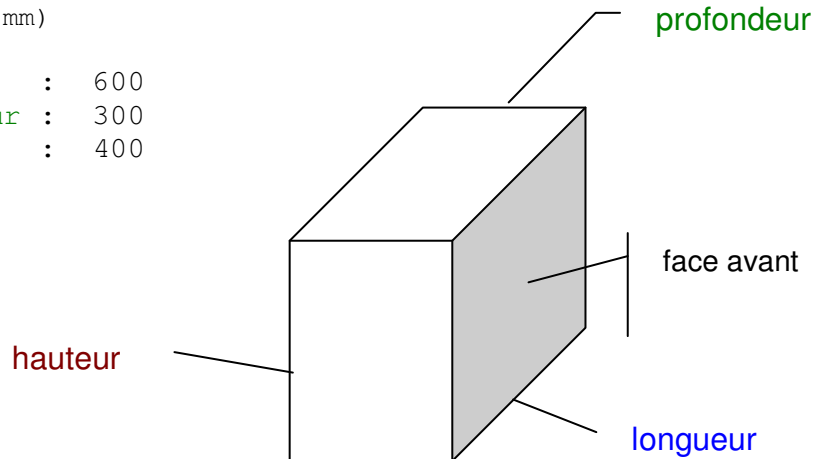
## Définition des caractéristiques de la source

La première étape consiste à entrer les caractéristiques de la source en cliquant sur "Entrée données source":

+++++ DONNEES SUR LA SOURCE +++++

Dimensions du parallélépipède moyen correspondant à l'encombrement de la source (en mm)

-> longueur : 600  
-> profondeur : 300  
-> hauteur : 400



puis de faire l'un des choix suivants en fonction des informations que l'on possède sur la source

Entrer un des codes suivants si l'émission sonore de la source est:

- 0 : inconnue
- 1 : connue sous forme de puissance acoustique pour la totalité de la source
- 2 : connue sous forme de puissance acoustique pour chacune des faces rayonnantes
- 3 : connue sous forme de niveau de pression en un ou plusieurs points autour de la source

-> code choisi (0 à 3):

Si la puissance acoustique de la source est connue, cette information peut être entrée sous forme globale (dBA ou lin) ou sous forme de bande d'octave ou de 1/3 d'octave. Dans le cas où on ne posséderait que des niveaux de pression mesurés autour de la source, le logiciel permet de faire une estimation de la puissance acoustique de la source (voir plus loin).

**Si la puissance acoustique de la source est connue :**

-> code choisi (0 à 3): 1

Entrer un code correspondant au type de données:

- 1 : valeur globale (Lin ou A)
- 2 : octave
- 3 : 1/3 d'octave

▪ Pour une **puissance globale** :

-> code choisi (1 a 3): 1

Entrer la puissance acoustique de la source  
niveau de puissance en dB

-> entrer la valeur globale (linéaire) : 85

niveau de puissance en dB

-> entrer la valeur globale (pondération A) : 88

▪ Pour une **puissance par octave** :

-> code choisi (1 a 3): 2

Entrer la puissance acoustique de la source

niveau de puissance en dB  
entrer les valeurs par bandes d'octave

-> 125 Hz : 71

-> 250 Hz : 85

-> 500 Hz : 74

-> 1000 Hz : 73

-> 2000 Hz : 76

-> 4000 Hz : 69

-> 8000 Hz : 65

Les données prises en compte pour caractériser la source sont listées à la fin de la procédure de saisie :

=====

DONNEES SUR LA SOURCE

Dimensions du parallélépipède moyen correspondant à l'encombrement  
de la source (en mm)

longueur : 600  
profondeur : 300  
hauteur : 400

Puissance acoustique totale de la source (en dB)

Freq			Lw
125	Hz		71.0
250	Hz		85.0
500	Hz		74.0
1000	Hz		73.0
2000	Hz		76.0
4000	Hz		69.0
8000	Hz		65.0
L			86.3
A			81.5

=====

## Définition des caractéristiques du capot

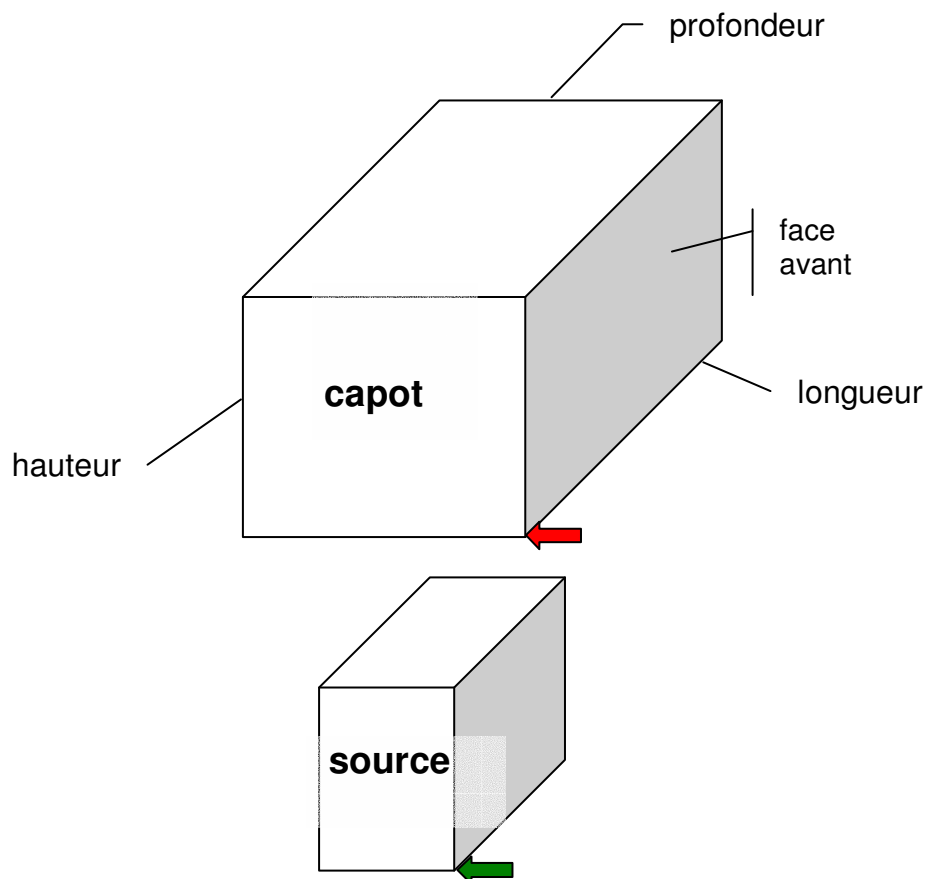
Les caractéristiques du capot sont définies en choisissant l'option "Entrée données capot"

La première étape consiste à donner les caractéristiques dimensionnelles de l'encoffrement et à définir sa position par rapport à la source. Deux possibilités sont offertes à l'utilisateur pour entrer ces informations :

- 1) donner les dimensions des panneaux composant l'encoffrement et la position de l'ensemble par rapport au parallélépipède source,
- 2) donner les distances séparant les panneaux des faces du parallélépipède source.

Le choix entre ces deux options se fait en lançant l'utilitaire de configuration **ConfigK** avant de démarrer Capot.

Dans le **premier cas**, l'utilisateur doit fournir les informations suivantes :



+++++++ CARACTERISTIQUES DE L'ENCOFFREMENT ++++++

Dimensions de l'encoffrement parallélépipédique (en mm)  
(l'ordre des dimensions doit correspondre à celles de la source)

-> longueur : 800  
-> profondeur : 500  
-> hauteur : 460

Position du **point de référence de l'encoffrement** par rapport à  
**celui de la source** (en mm)

-> longueur : 100  
-> profondeur : 100  
-> hauteur : 0

le panneau 3 -- dessous

est considéré comme rigide

Dans le **second cas**, l'utilisateur doit fournir les informations suivantes :

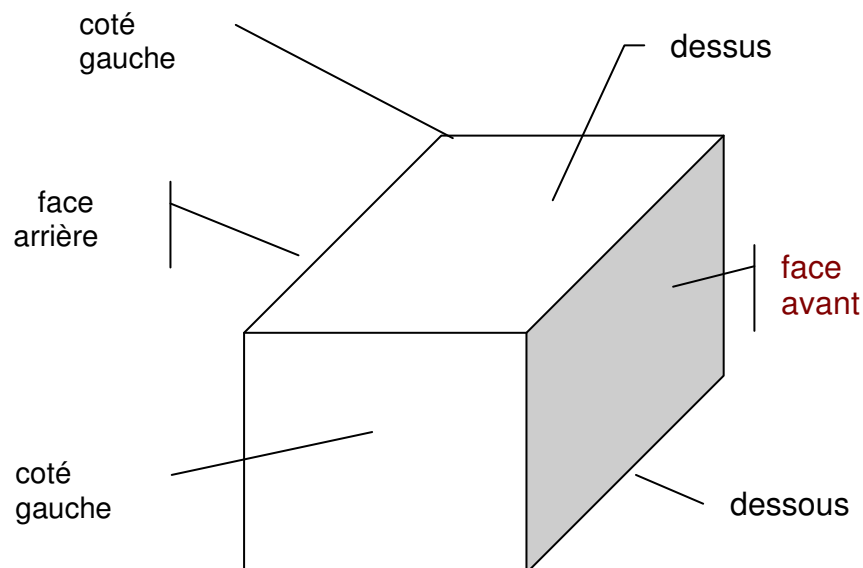
+++++++ CARACTERISTIQUES DE L'ENCOFFREMENT ++++++

Distance des panneaux de l'encoffrement par rapport aux faces  
du parallélépipède de la source (en mm)

-> côté gauche : 100  
-> **face avant** : 100  
-> dessous : 0  
-> côté droit : 100  
-> face arrière: 100  
-> dessus : 60

le panneau 3 -- dessous

est considéré comme rigide





Ensuite, plusieurs options sont proposées pour définir complètement les matériaux constituant les panneaux, ainsi que les éventuelles ouvertures

## Caractéristiques des panneaux composant le capot

Les faces flexibles sont-elles toutes identiques ?

-> [N] O : ☐

Entrer la nature du matériau composant le panneau



### Remarque :

**Le dernier choix permet de rentrer un matériau dont les caractéristiques mécaniques sont connues.**

### Exemple : Caractéristiques mécaniques d'un contreplaqué

Entrer la nature du matériau composant le panneau

Entrer les constantes mécanique du matériau

- > entrer la densité [kg/m3] : 650
- > entrer le module d'Young [N/m2] (par ex: 6.1e9 ou 0 pour le calculer à partir de la fréquence critique) : 6.00e9
- > entrer le coefficient de Poisson (souvent entre 0.25 et 0.35) : 0.3
- > le facteur de perte (par ex: 0.01 ou 1e-2) : 0.02

Caractéristiques saisies

densité	:	650.0	[kg/m3]
module d'Young	:	6.000e+009	[N/m2]
coef. de Poisson	:	0.30	
facteur de perte	:	0.0200	
fréquence critique	:	0	[Hz]

Epaisseur du panneau (en mm) :

-> 1.5

Matériau absorbant sur la face interne des parois ?

-> [O] N : ☐

Entrer la valeur du **coefficient d'absorption**  
 entrer les valeurs par bandes d'octave

```
-> 125 Hz : 0.15
-> 250 Hz : 0.35
-> 500 Hz : 0.55
-> 1000 Hz : 0.75
-> 2000 Hz : 0.80
-> 4000 Hz : 0.85
```

## Caractéristiques des ouvertures et des fuites dans les panneaux

Pour ajouter une ouverture ou une fuite :

Voulez-vous:

```
1 : ajouter une ouverture ou une fuite,
2 : supprimer une ouverture ou une fuite,
0 : sortir.
-> code choisi (0 a 2): 1
```

```
1:coté gauche      4:coté droit
2:face avant      5:face arrière
3:dessous         6:dessus
```

Numéro de la face -> 1 à 6 (ou 0 pour sortir) : 4

Entrer un des codes suivants pour caractériser ses dimensions:

```
1 : [longueur, largeur] (en mm), 2 : diamètre (en mm)
3 : surface (en m2)
```

```
-> code choisi (1 a 3): 1
```

```
longueur (en mm) -> 82
largeur (en mm) -> 65
```

ou

```
-> code choisi (1 a 3): 2
```

```
diamètre (en mm) -> 52
```

ou

```
-> code choisi (1 a 3): 3
```

```
surface (en m2) -> 0.05
```

Dans le cas d'une **ouverture non traitée** la procédure d'entrée des données prend fin ici. Par contre si cette **ouverture est traitée par un silencieux** il faut entrer les atténuations par octave :

Choix entre :

```
0 : ouverture simple non traitée,
1 : ouverture avec source en paroi et non traitée,
2 : ouverture simple traitée par un silencieux,
3 : ouverture avec source en paroi et traitée par
    un silencieux,
4 : fuite.
-> code choisi (0 à 4): 2
```

Entrer la valeur de l'**atténuation en dB par octave**  
 entrer les valeurs par bandes d'octave

```
-> 125 Hz : 8
-> 250 Hz : 12
-> 500 Hz : 20
-> 1000 Hz : 18
-> 2000 Hz : 25
-> 4000 Hz : 20
```

Dans le cas d'une **fuite**, le logiciel demande de fournir l'épaisseur équivalente de la paroi :

Choix entre :

```
0 : ouverture simple non traitée,
1 : ouverture avec source en paroi et non traitée,
2 : ouverture simple traitée par un silencieux,
3 : ouverture avec source en paroi et traitée par
  un silencieux,
4 : fuite.
-> code choisi (0 à 4): 4
```

Entrer la longueur équivalente du conduit de la fente ou du trou

```
longueur (en mm) ['ret' ou '0' : épaisseur du panneau] -> 50
```

L'étanchéité est-elle réalisée par un joint ?

```
-> [N] 0 : ☐
```

Enter la masse du joint en grammes par mètre (fente)

```
-> 15
```

Dans le cas d'une ouverture avec une **source en paroi**, des données doivent être fournies sur la source :

Choix entre :

```
0 : ouverture simple non traitée,
1 : ouverture avec source en paroi et non traitée,
2 : ouverture simple traitée par un silencieux,
3 : ouverture avec source en paroi et traitée par
  un silencieux,
4 : fuite.
-> code choisi (0 à 4): 1
```

Le logiciel permet pour un ventilateur de représenter sa puissance rayonnée vers l'extérieur et vers l'intérieur du capot par bandes d'octave et en valeur globale A avec ou sans bruit de bouche :

- a) en entrant directement sa puissance par bandes d'octave,
- b) en calculant son spectre de puissance à partir de la puissance globale pondérée A,
- c) en calculant la puissance à partir du niveau de pression moyen par bandes d'octave mesuré à une distance d du ventilateur,
- d) en calculant le spectre de puissance à partir du niveau de pression moyen pondéré A mesuré à une distance d du ventilateur,
- e) en calculant le spectre de puissance en fonction des paramètres de débit et de pression statique.

Par exemple, en choisissant d'entrer les paramètres de la source pour obtenir une estimation de sa puissance acoustique :

Entrer un code correspondant au type de données:

- 1 : niveau de puissance par octave
- 2 : niveau de puissance global pondéré A
- 3 : niveau de pression par octave
- 4 : niveau de pression global pondéré A
- 5 : paramètres (débit, pression, ...)

-> code choisi (1 à 5): 5

Types de ventilateurs (D: diamètre de la roue)

- 1 ASHRAE Centrifugal (backward curved or inclined blades) D<0.9 m
  - 2 ASHRAE Centrifugal (backward curved or inclined blades) D>0.9 m
  - 3 ASHRAE Centrifugal (forward curved blades)
  - 4 ASHRAE Radial blade pressure blower D < 0.5 m
  - 5 ASHRAE Radial blade pressure blower 0.5 m < D < 1 m
  - 6 ASHRAE Radial blade pressure blower D > 1 m
  - 7 ASHRAE Vaneaxial D < 1 m
  - 8 ASHRAE Vaneaxial D > 1 m
  - 9 ASHRAE Tubeaxial D < 1 m
  - 10 ASHRAE Tubeaxial D > 1 m
  - 11 ASHRAE Propeller D < 3.5 m
  - 12 AMCA Centrifugal (backward curved or inclined blades, aifoil)
  - 13 AMCA Axial flow
  - 14 Wood Centrifugal (backward curved blades)
  - 15 Wood Centrifugal (forward curved blades)
  - 16 Wood Centrifugal (radial blades)
  - 17 Wood Axial
  - 18 Wood Mixed flow
- > choix du type de ventilateur (1 à 18):

Une fois que le choix du type est fait, le logiciel demandera les paramètres nécessaires au calcul (par exemple):

nombre de pales : 9

vitesse de rotation [tr/mn] : 1000

Fréquence de passage des pales : 150 Hz

Entrer le débit d'air et la pression statique du ventilateur

Pour le débit, choisir l'unité :

1 : m3/s    2 : m3/mn    3 : m3/h    -> : 1

entrer la valeur du débit en m3/s -> :

Pour la pression statique, choisir l'unité :

1 : Pa    2 : mm H2O    -> : 1

entrer la valeur de la pression en Pa -> :

Le logiciel affiche alors le spectre par bande d'octave du ventilateur qui vient d'être défini. Ensuite, en fonction de la présence d'un diffuseur ou d'une grille, un calcul de bruit de bouche pourra être enchaîné :

Calcul du bruit de bouche

0 : pas de calcul    1 : diffuseur    2 : grille

choix :

Un **récapitulatif** des valeurs entrées termine la phase de saisie des données sur le capot

=====

DONNEES SUR L'ENCOFFREMENT

Dimensions de l'encoffrement (en mm)

longueur : 800  
profondeur : 500  
hauteur : 460

Position de l'encoffrement par rapport à la source (en mm)

longueur : 100  
profondeur : 100  
hauteur : 0

Distance de la source aux panneaux (en mm)

n°1 -> coté gauche : 100      n°4 -> coté droit : 100  
n°2 -> face avant : 100      n°5 -> face arrière: 100  
n°3 -> dessous : 0      n°6 -> dessus : 60

Description des ouvertures et des fuites:

No ouverture	1	2	3	4	5	6
No du panneau	1	1	2	4	4	5
surface (m2)	0.0002	0.0013	0.0000	0.0005	0.0010	0.0100
diamètre ou						
largeur (mm)	2.0	30.0	5.0	1.0	NaN	100.0
longueur (mm)	100.0	45.0	0.0	500.0	NaN	100.0
d conduit (mm)	40.0	2.0	20.0	60.0	2.0	2.0
masse du joint						
en g ou g/m	0.00	NaN	0.00	0.00	NaN	NaN

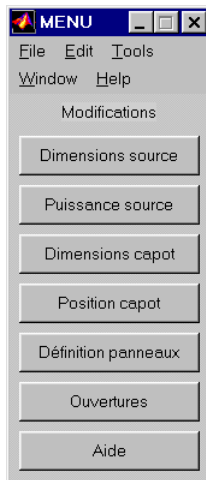
atténuation en dB	.....	.....	.....	.....	.....	.....
	fuite		fuite	fuite	sil.	
125 Hz	9.3	0.0	11.7	8.3	10.0	0.0
250 Hz	9.2	0.0	11.7	8.7	12.0	0.0
500 Hz	9.1	0.0	11.7	9.8	18.0	0.0
1000 Hz	8.5	0.0	11.4	10.7	25.0	0.0
2000 Hz	5.0	0.0	10.4	-8.4	21.0	0.0
4000 Hz	-7.4	0.0	4.7	-4.8	15.0	0.0

No ouverture	7
No du panneau	6
surface (m2)	0.0016
diamètre ou	
largeur (mm)	2.0
longueur (mm)	800.0
d conduit (mm)	25.0
masse du joint	
en g ou g/m	1.50

atténuation en dB	.....
	fuite
125 Hz	23.7
250 Hz	24.8
500 Hz	27.1
1000 Hz	28.9
2000 Hz	25.0
4000 Hz	18.5

## Modifications des caractéristiques de la source et du capot

L'option "modifications" du menu principal conduit au menu suivant :



Pour modifier sélectivement les données sur la source et sur le capot actuellement en mémoire, il est possible de choisir parmi plusieurs options:

### A. Modification des données de la source

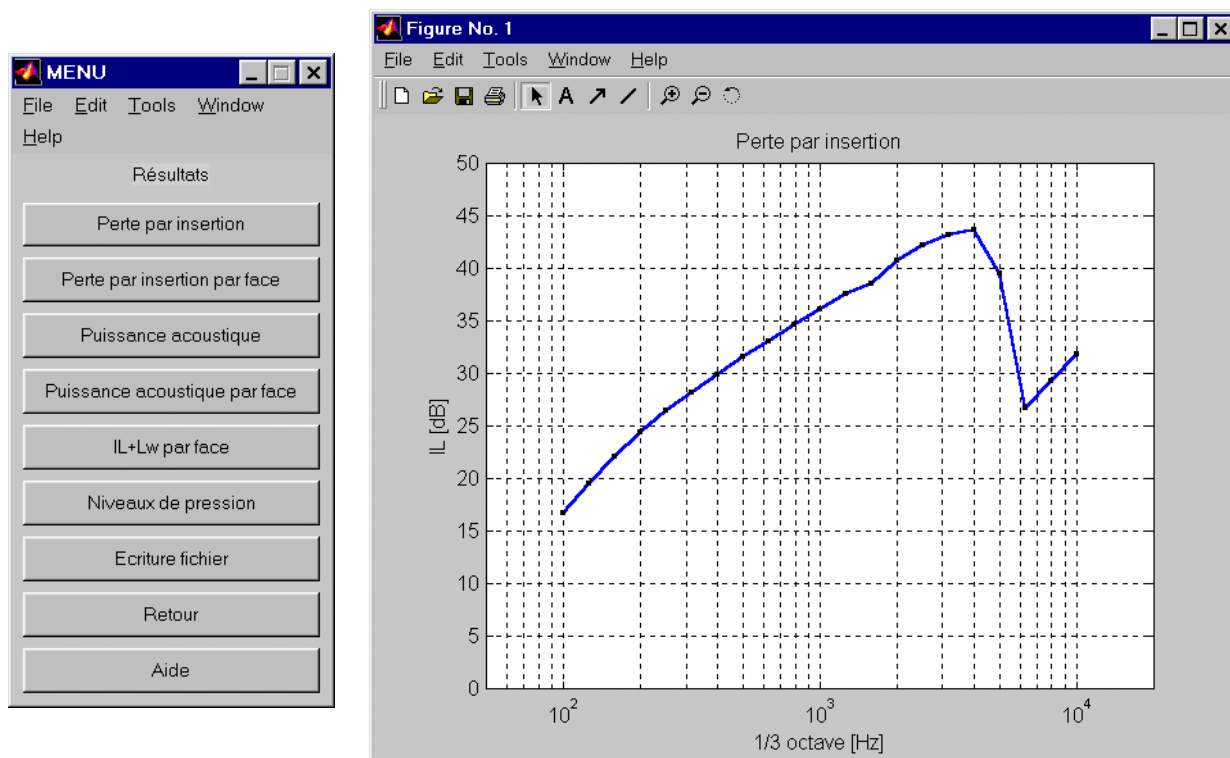
- |                        |   |
|------------------------|---|
| 'Dimensions source'    | pour changer les dimensions du parallélépipède représentant l'encombrement de la source.  |
| 'Puissance acoustique' | pour modifier la caractérisation de la puissance acoustique rayonnée par la source (totale/par face et globale/octave/tiers d'octave) ainsi que les valeurs fournies. |

### B. Modification des données de l'encoffrement

- |                       |  |
|-----------------------|--|
| 'Dimensions capot'    | pour changer les dimensions du capot.  |
| 'Position capot'      | pour changer la position de l'encoffrement par rapport au parallélépipède source.  |
| 'Définition panneaux' | pour modifier la composition des panneaux constituant les faces (matériau, épaisseur, absorption interne par octave).  |
| 'Ouvertures'          | pour ajouter ou supprimer des ouvertures dans les panneaux. Chaque ouverture peut être caractérisée par sa section et par une atténuation par bandes d'octave due à un silencieux. Elle peut comporter une source en paroi ou seulement correspondre à une fuite. Pour modifier les caractéristiques d'une ouverture, il faut la supprimer puis ajouter une nouvelle ouverture avec les caractéristiques souhaitées. |

## Résultats de calcul

L'option "Calcul" permet après la phase de traitement des données d'afficher différents types de résultats. Après calcul, l'indice de perte par insertion par 1/3 d'octave apporté par l'ensemble de l'encoffrement est affiché.



Plusieurs modes de **visualisation des données** sont possibles en fonction des informations fournies sur la source:

'Puissance acoustique'

affiche la puissance acoustique totale de la source sans et avec encoffrement (octave ou tiers d'octave).

'Puissance acoustique par face'

affiche la puissance acoustique par face pour la source sans et avec encoffrement.

'IL + Lw' ou 'IL + Lw par face'

affiche l'indice de perte par insertion ainsi que les puissances acoustiques de la source sans et avec encoffrement (totale ou par face selon les données fournies).

'Niveaux de pression'

donne une estimation des niveaux de pression (en dBA) aux points de contrôle autour de l'encoffrement (voir ci-dessous).