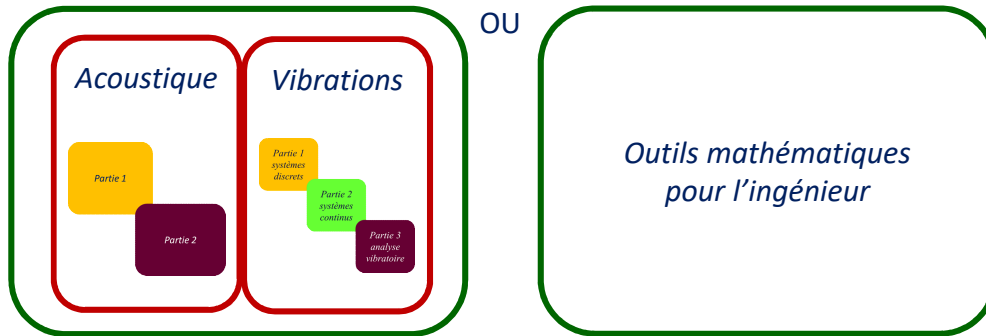


## Acoustique- partie B1

Unité d'enseignement à choix



Cette U.E. est de la même importance que les autres...  
Elle est présente dans tous les cursus d'ingénieur en SPI.

## Acoustique- partie B1



- 16h CM & TD → (DB)

Partie 2

- Impact économique sociétal et industriel
- Méthodes de réduction sonore en milieu industriel

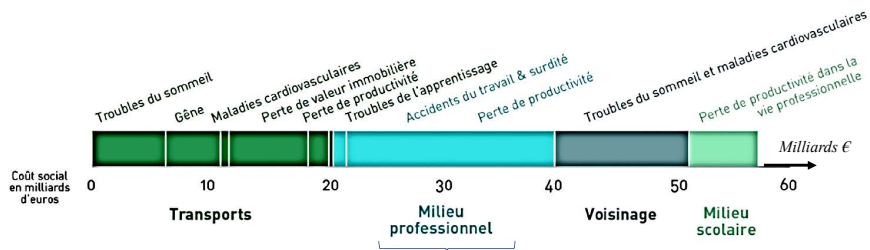
- 8h CM & TD dont examen 1h → (CV)

36% Examen terminal

→ 64% restants =  
Vibrations 36%  
TP 28%

## Approche économique

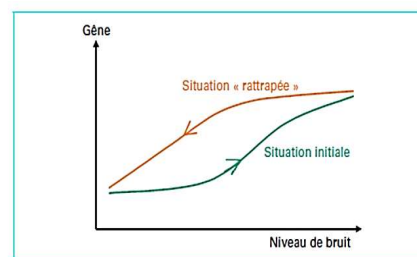
Le coût social annuel du bruit, en France, est estimé à **57 milliards d'euros**.



Source : Données du Conseil national du bruit 2016

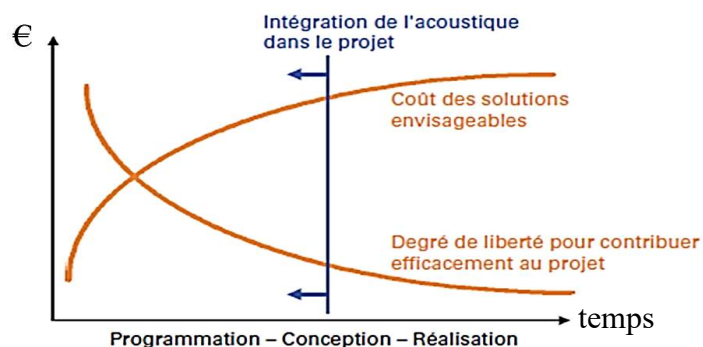
Le coût de la surdité professionnelle (diagnostic, appareillage, rente) est estimé à **50 000 euros** par individu.

La tolérance au bruit comporte un hystérésis, la gêne occasionnée persiste même quand le bruit baisse (→ notion de rejet subjectif).



## Approche économique

La mise en œuvre de solutions de réduction du bruit est d'autant plus **complexe, limitée et coûteuse** qu'elle intervient tardivement dans le processus industriel de réalisation.



En matière de bruit, il vaut donc mieux prévenir que guérir, c'est le rôle de **l'acoustique prévisionnelle**...

## Les 3 leviers

*En effet, le bruit n'est pas une fatalité.*

*Pour réduire la nuisance sonore et respecter le cadre réglementaire et normatif, il est possible d'agir sur les 3 leviers :*



*La réception concerne essentiellement les EPI \*.*

*L'émission et la propagation relèvent de choix technologiques et de solutions techniques propres à ces choix.*

*(\*) équipement de protection individuel*

## Approche économique

### *Actions préalables à l'acoustique prévisionnelle*

- *La caractérisation acoustique du lieu.*
- *Le recensement complet des sources de bruit qui se trouvent soit à l'intérieur, soit à l'extérieur des bâtiments.*
- *L'analyse des besoins en acoustique : exigences réglementaires, exigences particulières vis-à-vis des riverains, exigences de qualité acoustique aux postes de travail, confort acoustique dans certains locaux.*
- *Le recueil de données sur des installations comparables ou à partir de base de données expérimentales.*
- *L'analyse de la faisabilité des solutions techniques existantes tenant compte de l'état des techniques et des contraintes liées à la production.*
- *La définition d'objectifs acoustiques et la validation de leur pertinence : ils doivent être réalistes compte tenu de l'état des techniques et des contraintes inhérentes à l'installation.*
- *Une détection des risques potentiels de dépassement d'objectifs.*

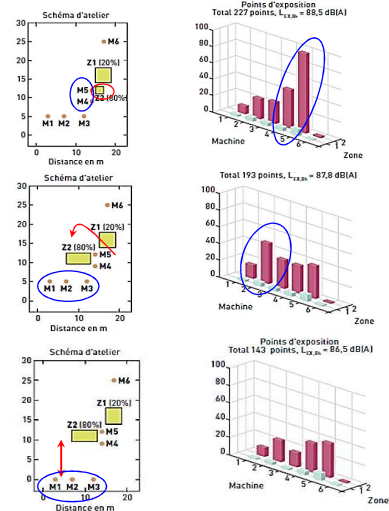
## Acoustique- partie B1

L'analyse des données préalablement collectées appelle à l'élaboration de solutions techniques qui permettent de dresser une carte des niveaux sonores au lieu concerné.

Exemple : **score d'exposition** au bruit dans un atelier pour 80% du temps passé dans la zone Z2 tout près des machines M5 et M4 : **227 pts.**

Après analyse, la zone Z2 est déplacée et agrandie : **193 pts.**

Les machines M1, M2 et M3 sont éloignées davantage des zones de travail Z1 et Z2 : **143 pts.**



## Acoustique- partie B1

L'exemple montre que **l'augmentation des distances** entre opérateurs et machines procure un impact positif et important.

Cependant cette technique simple reste limitée, les surfaces d'ateliers n'étant pas souvent extensibles ou facilement réorganisables.

Il est donc nécessaire d'agir directement :

- sur les propriétés acoustique du bâtiment
- sur la source du bruit à travers 3 niveaux principalement...

## Acoustique- partie B1

Exemple : un ventilateur, une pompe, associés à un moteur génèrent 3 types de bruits qu'il faut chercher à réduire.



Bruit aérien  
(secondaire)

Bruit solide  
(primaire et  
secondaire)

Bruit hydraulique  
ou aéraulique  
(primaire)

## Acoustique- partie B1

Bruit solide

- Analyse vibratoire
- Correction des défauts
- Maintenance prédictive
- Isolation solidienne

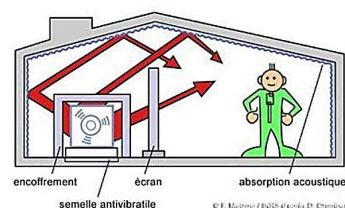
Bruit primaire  
→ Cf vibrations partie C

Bruit aérien

- Encoffrement, écran
- Silencieux
- Traitements actifs

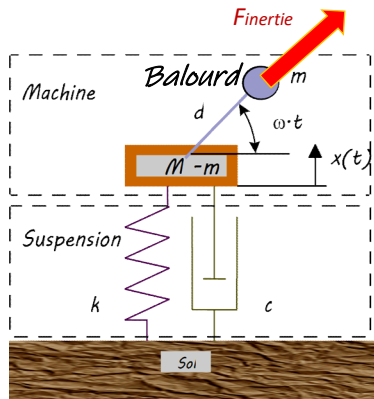
Bruit hydraulique  
ou aéraulique

- Géométrie
- Choix technologiques



© F. Madaoui / ERISE-Expo D. Chénouat

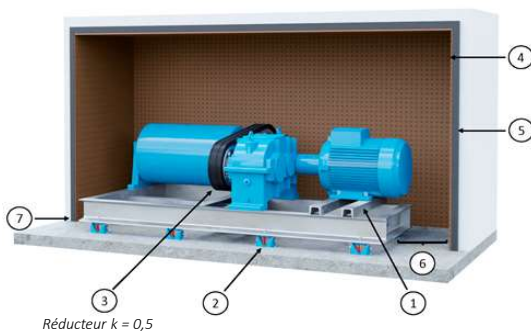
## Acoustique- partie B1



Exemple : transmissibilité en effort



## Acoustique- partie B1



Le moteur vibre à 3000 tr/mn, la vibration transmise au socle est à la fréquence de  $3000/60 = 50 \text{ Hz}$ .

La roue à l'intérieur de la pompe tourne deux fois moins vite que le moteur (réducteur  $k = 0.5$ ) soit 25 Hz.

Mais elle comporte 10 aubages, soit 250 passages chaque seconde  $\rightarrow f = 250 \text{ Hz}$ .

Après analyse on décide de réaliser :

- l'isolation solidienne du système par la pose de plots (2) pour atténuer la plage de fréquence 40-60 Hz,
- la confection d'un capot sur l'ensemble (4+5+7) pour atténuer les fréquences sonores autour de 250 Hz.

## Etude a : Isolation solidienne

L'isolation solidienne concerne principalement **le socle** d'une machine. Par nature, le socle doit respecter les deux critères suivants :

- réduire les pressions exercées sur le sol par l'intermédiaire d'une surface d'appui suffisante,
- constituer un bloc suffisamment « rigide » pour éviter les contraintes de flexion susceptibles d'apparaître lorsque la machine est installée.



Hélas, surface élevée et rigidité sont des **facteurs aggravants** la transmission du bruit solidien.



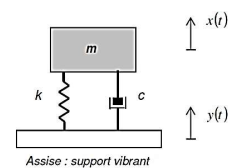
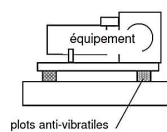
Aussi, on **intercale** entre le socle et le sol, des **suspensions** qui forment un système oscillant susceptible de diminuer sensiblement la transmission au sol du bruit solidien.

## Etude a : Isolation solidienne

L'isolation solidienne concerne alors 2 cas de figure :

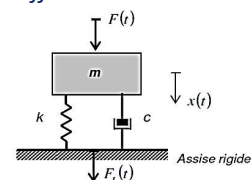
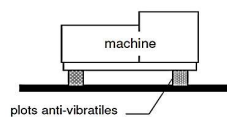
- Socle vibrant qui transmet une vibration à un équipement.

Transmissibilité en déplacement



- Equipement vibrant qui transmet une vibration au socle.

Transmissibilité en effort

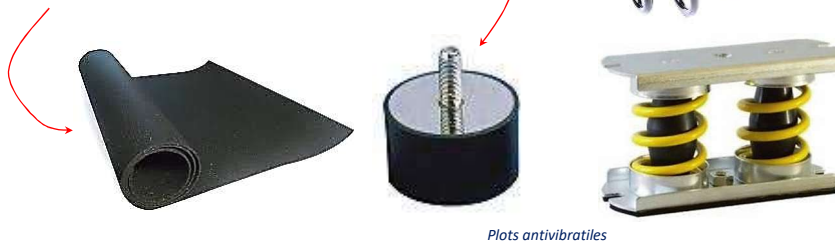


Ces 2 problèmes différents sont régis par la même expression de la transmissibilité.

## Etude a : Isolation solidienne

En général, on distingue 4 types d'isolateurs, qui sont utilisés dans des gammes de fréquences différentes et partiellement superposées :

- Ressorts pneumatiques : env. 0,6 - 3 Hz
- Ressorts en acier : env. 1,8 - 6 Hz
- Elastomères : env. 8 - 12 Hz
- Tapis en caoutchouc : env. 15 - 35 Hz



## Etude a : Isolation solidienne

$$F(t) = F_0 \sin(\omega t) \quad \text{avec } F_0 = m \cdot d \cdot \omega^2$$

P.F.D. 
$$\frac{d^2 x}{dt^2} + 2\varepsilon \omega_0 \frac{dx}{dt} + \omega_0^2 x = \frac{m d}{M} \omega^2 \sin(\omega t)$$

*avec  $\omega_0^2 = k/M$ ,  $\varepsilon = c/c_r$  et  $c_r = 2 \cdot M \cdot \omega_0$ .*

On utilise les complexes pour résoudre l'équation...

Amplitude 
$$X = \frac{m \cdot d}{M} \cdot \frac{\tau^2}{\sqrt{(1 - \tau^2)^2 + 4 \cdot \varepsilon^2 \cdot \tau^2}} \quad \text{avec } \tau = \omega/\omega_0$$

Effort transmis au sol  
(vibration transmise)

$$\left\{ \begin{array}{l} F(t) = k \cdot x(t) + c \cdot x'(t) \\ \text{Soit } \bar{F}_t = (k + j c \omega) \cdot X \cdot \exp(j \omega t - \varphi) \\ \Leftrightarrow F_t = k \cdot \sqrt{1 + 4 \varepsilon^2 \tau^2} \cdot X \end{array} \right.$$



## Etude a : Isolation solidienne

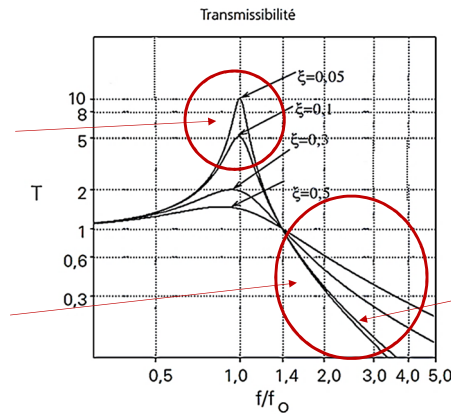
Transmissibilité

$$T = \frac{Ft}{Fo} = \sqrt{\frac{1 + 4\varepsilon^2\tau^2}{(1 - \tau^2)^2 + 4\varepsilon^2\tau^2}}$$

Avec  $Fo = m.d.\omega^2 = m.d.\tau^2.\omega\omega^2 = (k/M).m.d.\tau^2$

Résonance d'effort

Isolation vibratoire  
Si  $\omega > \sqrt{2}.\omega_0$



Isolation quasi indépendante de  $\varepsilon$  si  $\varepsilon < 10\%$

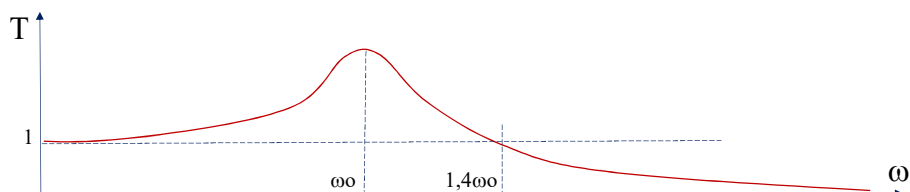
## Etude a : Isolation solidienne

L'isolation vibratoire est d'autant meilleure ( $T \rightarrow 0$ ) si la suspension choisie :

- possède un amortissement  $\varepsilon$  faible
- possède une fréquence naturelle  $f_0$  faible



**Vigilance 1** : dans ce cas le régime intermédiaire passe par une résonance d'effort éventuellement importante.



Démarrage

➔ Résonance d'effort à  $f_0$

➔ Puis isolation vibratoire

## Etude a : Isolation solidienne



**Vigilance 2** : la déflexion statique  $X_s$  est influencée par la valeur de  $f_0$ . En effet :

$$m \cdot g = k \cdot X_s \quad \text{donc} \quad X_s = \frac{m \cdot g}{k} = \frac{g}{4\pi^2 f_0^2}$$

Exemple :  $f_0 = 10\text{Hz} \rightarrow X_s =$   
 $f_0 = 1\text{ Hz} \rightarrow X_s =$

Ces deux points de vigilance poussent à **trouver un compromis** lors du choix de la suspension...

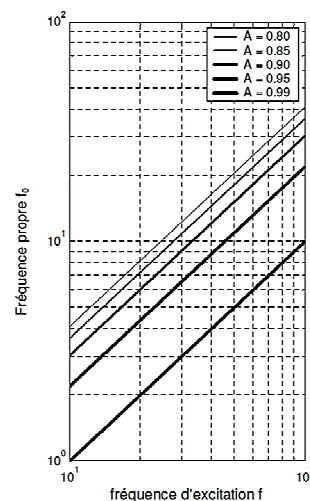
## Etude a : Isolation solidienne

Pour les opérations de réduction du niveau vibratoire, on utilise le taux d'atténuation  $A$  [%] :

$$A = \frac{F_0 - F_t}{F_0} = 1 - T \approx \frac{\tau^2 - 2}{\tau^2 - 1} \quad [\%]$$

$$\text{si } \varepsilon < 10\% \quad \text{et} \quad \tau = \frac{\omega}{\omega_0}$$

Cet abaque formalise la relation entre la fréquence d'excitation  $f$  et la fréquence propre  $f_0$  d'une suspension pour une atténuation  $A$  donnée.

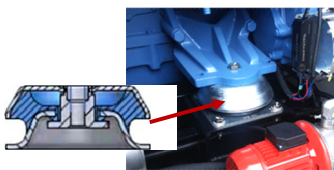


## Etude a : Isolation solidienne

Exemple : on souhaite atténuer de 90% les vibrations transmises par la pompe sur la plage de fréquence 40 Hz – 60 Hz.  
Déterminer la fréquence propre de la suspension élastique à interposer.  
En déduire sa déflexion statique.

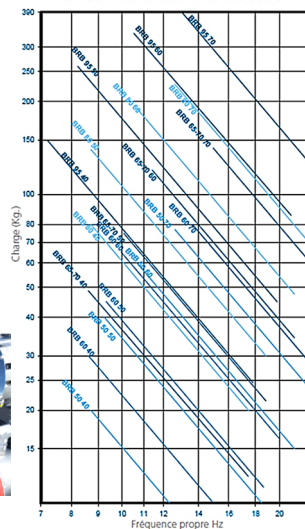
## Etude a : Isolation solidienne

Le poids de la machine est égal à 600 daN.  
On choisit de le répartir sur 6 plots isolants.  
Déterminer dans le catalogue constructeur fourni les plots compatibles avec le problème posé (MECANOCAUCHO® TYPE BRB 50-95).

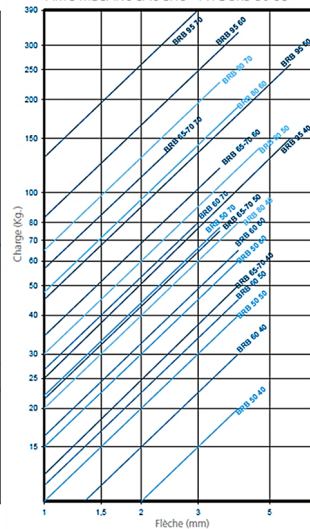


MECANOCAUCHO® TYPE BRB 50-95

FRÉQUENCE PROPRE  
AMC MECANOCAUCHO® TYPE BRB 50-95

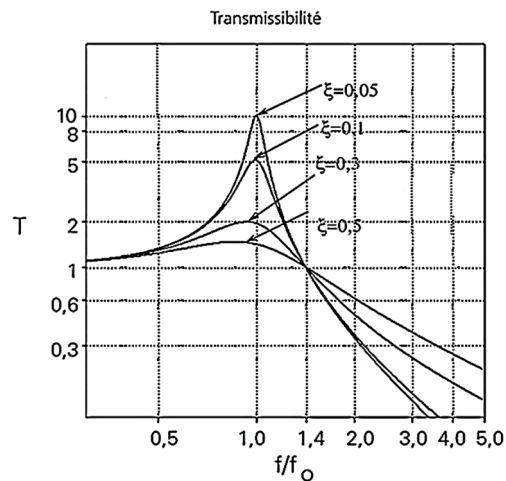


COURBE DE CHARGE-FLÈCHE  
AMC MECANOCAUCHO® TYPE BRB 50-95



## Etude a : Isolation solidienne

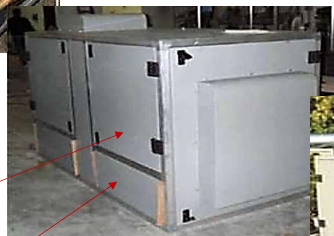
Déduire l'amplification de l'amplitude des vibrations de l'assise de la machine lors du passage à 9 Hz si la suspension choisie comporte un amortissement de 5%...



## Etude b : Encoffrements



Carcasse



Trappe de visite

Panneaux

Les encoffrements et capotages constituent les moyens **les plus couramment utilisés** pour réduire les nuisances dues au bruit dans l'industrie, **même si leurs réductions à la source restent prioritaires.**


Aération



Passage

## Etude b : Encoffrements

Obstacles aux calculs :

- influence mutuelle source  encoffrement (couplage),
- géométries des sources (les machines), et donc des champs sonores, très complexes,
- faibles volumes des encoffrements pénalisant l'application des modèles usuels.

## Etude b : Encoffrements

Un encoffrement (ou capotage) est une enveloppe qui enferme la source sonore (machine) dont la fonction 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.
- **le capotage intégré** : c'est un encoffrement acoustique fermé qui est monté directement sur le bâti de la machine et épouse ses formes.
- **le capotage partiel** : il est seulement mis en œuvre sur les parties bruyantes de la machine quand celles-ci sont nettement séparées.

## Etude b : Encoffrements

Les parois de l'encoffrement constituent une barrière au bruit aérien rayonné par la source, mais 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.

## Etude b : Encoffrements

Niveau de puissance  
acoustique source



source  
 $L_w$

Niveau de puissance  
acoustique transmis



transmis  
 $L_{wt}$

Rappel : le niveau de puissance  
acoustique utilisé se définit par

$$L_w = 10 \cdot \log [W/10^{-12}]$$

Puissance acoustique  
de la source

$$W = \iint I \cdot ds$$

$I = \frac{p^2}{\rho_0 \cdot c}$  intensité acoustique  
 $p$  pression acoustique  
si onde plane

Puissance acoustique  
de référence  
1 piconWatt/m<sup>2</sup>

$p_0 = 20 \mu Pa$   
(minimum  
oreille humaine)  
 $\rho_0 = 1,204 \text{ kg/m}^3$   
 $c = 333 \text{ m/s}$   
 $I_0 = 10^{-12}$

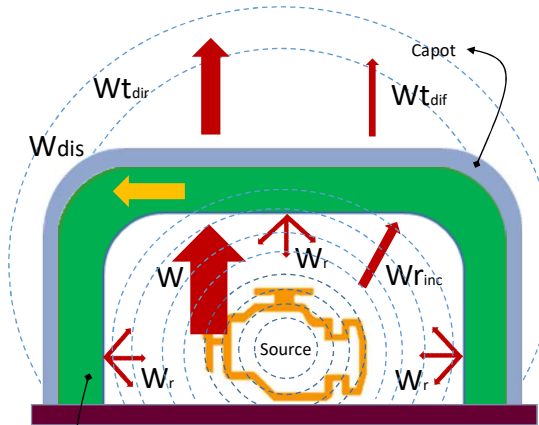
Isolement = perte liée à l'insertion  
du capot

$$D = L_w - L_{wt}$$

soit  $D = 10 \cdot \log [W/W_t] \quad [Db]$

## Encoffrements

### Modèle retenu pour le calcul

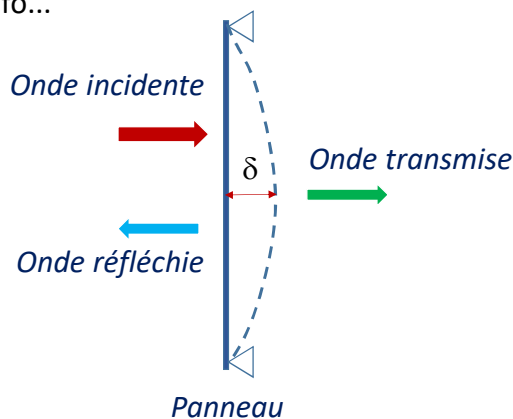


- $W$  = rayonnement direct de la source
- $W_{dis}$  = puissance dissipée (chaleur)
- $W_{tdir}$  = puissance directe transmise par les panneaux
- $W_r$  = puissance réfléchie créant un champ diffus
- $W_{rinc}$  = puissance incidente créée par le champ diffus
- $W_{tdif}$  = puissance diffuse transmise

**Matériau absorbant :** du point de vue de la conservation de l'énergie, si la puissance acoustique générée par la source à l'intérieur du capotage n'a pas changé, la réduction de puissance rayonnée à l'extérieur par le capot ne peut être apportée que par la dissipation d'énergie par les parois. Sans absorbant acoustique, cette dissipation est seulement due au facteur de perte interne des panneaux, ce qui est tout à fait insuffisant.

## Etude b : Encoffrements

Le coefficient de transmission est obtenu en cherchant le rapport des intensités sonores transmise et incidente via l'écriture du PFD appliqué au panneau assimilé à un système masse+ressort de fréquence propre  $f_0$ ...



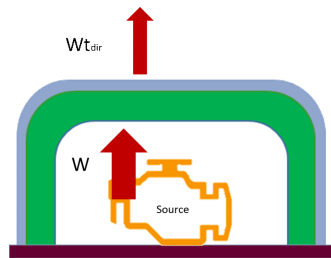
Si faible amortissement et  $f_0/f$  petit :

$$\tau \approx \frac{1}{1 + \left(\frac{\pi * m * f}{\rho_0 * c}\right)^2}$$

$m$  = masse surfacique du panneau  
 $\rho_0$  = masse volumique de l'air  
 $f$  = fréquence de l'onde sonore  
 $c$  = célérité d'un son dans l'air

## Etude b : Encoffrements

En ce qui concerne le **rayonnement direct**, il est considéré comme normal à la paroi, c'est donc le **coefficient de transmission  $\tau$**  qui est utilisé.



- $W_{t_{dir}} = \tau \cdot W = 0,316 \cdot \tau \cdot W$

*Rq : c'est plutôt l'indice d'affaiblissement acoustique en champ diffus  $R = 10 \cdot \log[1/\tau]$ , qui est généralement la valeur connue.*

*Il est admis que cet indice est de 5 dB inférieur à l'indice d'affaiblissement en incidence normale  $R_0$  (donné par la loi de masse).*

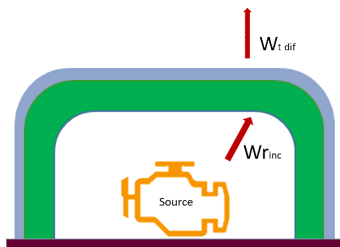
Alors :

$$R_0 = R + 5 = 10 \cdot \log[1/\tau] + 10 \cdot \log[3,16]$$

$$\Leftrightarrow 10 \cdot \log[1/\tau] = 10 \cdot \log[3,16/\tau]$$

$$\Leftrightarrow \tau = 0,316 \cdot \tau \quad (cqfd)$$

## Etude b : Encoffrements



- $W_{t_{dif}} = \tau \cdot W_{r_{inc}} = ?$

*Rq : ici c'est  $\tau$  et non  $\tau_0$  qui est utilisé car le champ réverbéré diffuse dans toutes les directions (incidences autres que normales notamment).*

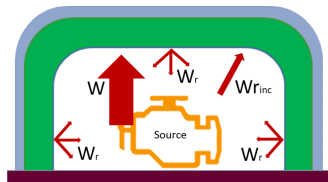


## Etude b : Encoffrements

### Calcul de $W_{rinc}$

La puissance réfléchiée par les parois **après absorption partielle** due au matériau absorbant qui les recouvre vient alimenter le **champ réverbéré** sous le capot qui va lui-même finir par être absorbé.

Ce **champ est supposé diffus et quasi homogène** dans tout le volume sous capot ( $\Leftrightarrow$  hypothèses de Sabine). C'est le cas des chambres réverbérantes mais pas ici car le matériau est absorbant et le volume est restreint...



$$W = \underbrace{W_{\text{absorbée(direct)}}}_{\alpha \cdot W} + \underbrace{W_{\text{absorbée (après réflexions)}}}_{\alpha \cdot (I_{rinc} \cdot S)}$$

Où «  $\alpha$  » est le coefficient d'absorption moyen à l'intérieur du capot, défini à partir des intensités incidentes....

«  $S$  » comprend la surface totale des panneaux  $S$  à laquelle s'ajoutent éventuellement d'autres surfaces recouvertes de matériaux absorbants (éléments de séparation internes, partie de la machine) et recevant la pression réfléchiée.

$$I_{rinc} = W \cdot (1 - \alpha) / (\alpha \cdot S)$$

$$W_{rinc} = I_{rinc} \cdot S = W \cdot S \cdot (1 - \alpha) / (\alpha \cdot S)$$

$$\rightarrow W_{tdif} = \tau \cdot W_{rinc} = \tau \cdot W \cdot (1 - \alpha) \cdot S / (\alpha \cdot S)$$

«  $S$  » car seule l'onde incidente sur les panneaux de l'encoffrement est susceptible d'être transmise à l'extérieur.

## Etude b : Encoffrements

**Bilan :** la puissance sonore totale transmise est issue de la somme de deux puissances :  $W_t = W_{tdir} + W_{tdif} = \tau \cdot W \cdot [0,316 + (1 - \alpha) \cdot S / (\alpha \cdot S)]$

$$\Leftrightarrow W/W_t = 1 / \{ \tau \cdot [0,316 + (1 - \alpha) \cdot S / (\alpha \cdot S)] \}$$

$$\text{Alors } D = 10 \cdot \log[W/W_t] = 10 \cdot \log(1/\tau) - 10 \cdot \log[0,316 + (1 - \alpha) \cdot S / (\alpha \cdot S)]$$

$$\text{Soit } D = R - 10 \cdot \log[0,316 + (1 - \alpha) \cdot S / (\alpha \cdot S)]$$

Atténuation  
d'un capot

En première approximation :  $\left\{ \begin{array}{l} \bullet \text{ } S \text{ et } S_i \text{ sont équivalentes} \\ \bullet \text{ } \alpha / (1 - \alpha) \text{ est proche de } \alpha \text{ (} \Leftrightarrow \alpha \ll 1 \text{)} \end{array} \right.$

$$W/W_t \# 1 / [\tau \cdot (0,316 + 1/\alpha)] \# \alpha / \tau$$

$$\text{Soit } D' = 10 \cdot \log[W/W_t] = 10 \cdot \log(\alpha / \tau) = 10 \cdot \log(1/\tau) + 10 \cdot \log \alpha$$

$$\text{Finalement : } D' = R + 10 \cdot \log \alpha$$

Atténuation  
simplifiée d'un capot

## Etude b : Encoffrements

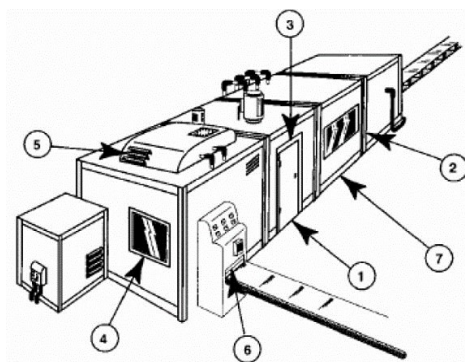
*Remarque : le modèle de Sabine complet a tendance à surévaluer les valeurs réelles car il est établi à partir d'hypothèses fortes (pression uniforme, enceinte de grandes dimensions...).*

*Le modèle de sabine simplifié, bien qu'à priori grossier (car  $\alpha$  n'est pas si petit devant 1), vient finalement corriger les excès du premier modèle, et c'est pour cela qu'il est souvent utilisé...*

## Etude b : Encoffrements

Les causes de fuites sont très nombreuses car les contraintes de fonctionnement des machines capotées imposent de nombreuses ouvertures (passages de câbles et tuyaux, ventilation...).

**Les fuites viennent diminuer l'efficacité de l'encoffrement.**



n°	Type de cause	Remède
1	Dessous de porte	<ul style="list-style-type: none"><li>• utilisation de matériaux absorbants,</li><li>• utilisation de bavettes en élastomère,</li><li>• utilisation de profilés d'étanchéité mobiles</li></ul>
2	Entre châssis et structure	<ul style="list-style-type: none"><li>• utilisation de masses de rebouchage</li></ul>
3,4	Entre ouvrants et dormant (fenêtre, trappes de visite, etc.)	<ul style="list-style-type: none"><li>• utilisation de joints profilés en élastomères</li></ul>
5	Ouies de ventilation	<ul style="list-style-type: none"><li>• utilisation de silencieux à chicanes recouvertes ou non de matériaux absorbants</li></ul>
6	Orifices d'entrée et de sortie	<ul style="list-style-type: none"><li>• profilé à résonateurs intégrés</li></ul>
7	Liaison au sol	<ul style="list-style-type: none"><li>• utilisation de plots en élastomère</li><li>• utilisation de bavettes souples</li></ul>

Exemples de fuites identifiées remèdes probables

## Etude b : Encoffrements

Pour évaluer l'impact des fuites issues d'un taux d'ouvertures de  $T$  %, un modèle simple consiste à considérer qu'une partie  $T$  % de la puissance de la source sort par les ouvertures sans atténuation alors que le complément  $(100 - T)$  % est atténué en fonction des pertes par insertion  $D$  constatées avec un capot étanche.

$$D_{\text{ouv}} = 10 \cdot \log \left\{ \frac{W}{Wt(1-T/100) + W \cdot T/100} \right\}$$

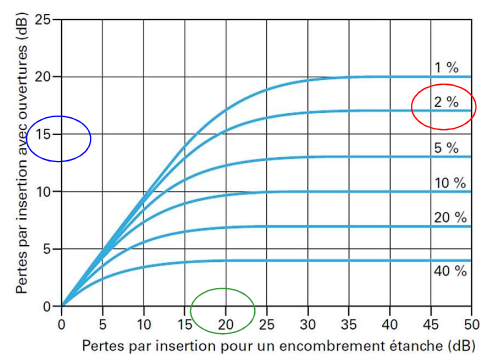
$$\text{Or } D = -10 \cdot \log(Wt/W) \Leftrightarrow Wt/W = 10^{E(-D/10)}$$

Il vient :

$$D_{\text{ouv}} = -10 \cdot \log \left\{ 10^{E(-D/10)} \cdot (1-T/100) + T/100 \right\}$$

Avec ouverture
Sans ouverture

Réduction des pertes par insertion en fonction des surfaces ouvertes en %



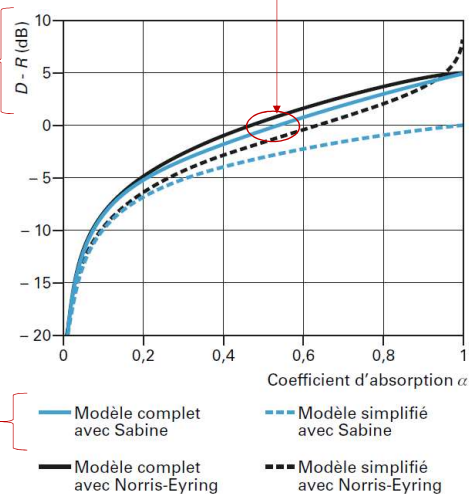
## Etude b : Encoffrements

$\alpha > 0,53$  obligatoire pour observer un gain réel

Gain en dB apporté par le matériau absorbant

Le graphe illustre bien que le capot permet d'atténuer la puissance sonore transmise mais il provoque aussi son augmentation à cause de la hausse de la pression à l'intérieur, issue du champ réverbéré.

Il faut augmenter le pouvoir absorbant des parois (capitonnage...) pour rendre la capot vraiment efficace.



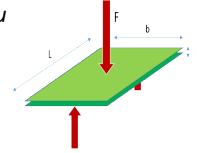
Modèle retenu dans le cours

## Etude b : Encoffrements

Déterminer la fréquence propre d'un panneau en bois si la flèche  $\delta$  du panneau sous l'effort  $F$  est :

$$\delta = \frac{F \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I_{GZ}} \quad \text{avec} \quad I_{GZ} = \frac{bh^3}{12}$$

$$L = 1m \quad b = 0.7m \quad h = 0.01m \quad E = 15GPa$$



## Etude b : Encoffrements

Déterminer le coefficient de transmission  $\tau$  des parois en bois à 250 Hz.

Rappel cours acoustique partie 1 pour  $\tau$  dans le cas d'un faible amortissement et d'un rapport  $f_0/f$  petit:

$$\tau \approx \frac{1}{1 + \left( \frac{\pi * m * f}{\rho_0 * c} \right)^2}$$

avec :

$m$  = masse surfacique du panneau

$\rho_0$  = masse volumique de l'air

$f$  = fréquence de l'onde sonore

$c$  = célérité d'un son dans l'air

## Etude b : Encoffrements

Déterminer la perte théorique par insertion  $D$  de ce capot pour un son à la fréquence de 250 Hz.



Mousse acoustique  
30 mm d'épaisseur

