

## chapitre IV

# Les bruits intérieurs aux bâtiments

### IV.1. Génération (\*)

#### IV.1.a. EXCITATION AÉRIENNE

On a coutume, lorsque l'on parle des bruits intérieurs aux bâtiments, de distinguer les bruits provenant de sources excitant directement l'air, des bruits provenant de sources excitant directement les solides qui constituent le bâtiment lui-même.

#### 1. Types de sources

Les sources de bruits intérieures aux bâtiments d'habitation peuvent être classées de la manière suivante :

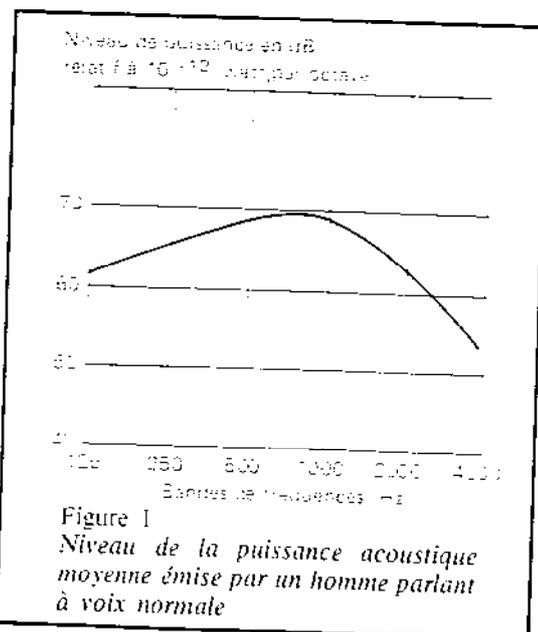
- les personnes
- les appareils radio, télévision, chaînes de reproduction électro-acoustique
- les instruments de musique
- les équipements ménagers
- les installations

Bien que certaines de ces sources réalisent à la fois une excitation aérienne et solidienne de leur environnement, nous considérons ici principalement leur effet direct sur l'air ambiant.

#### a) Les personnes

En parlant, chantant, criant, les adultes et les enfants émettent des sons complexes dont l'intensité et la sonorité changent sans cesse.

La puissance acoustique moyenne (moyenne sur plusieurs minutes) d'une personne de sexe masculin parlant à voix normale a la répartition spectrale indiquée sur la figure 1, ce qui, pondéré par le filtre A des sonomètres, correspond à un niveau de puissance acoustique global de 71 dB (A). On sait que le niveau instantané de la puissance émise fluctue autour de la valeur moyenne précédente, les crêtes étant 12 dB plus fortes et les minima 18 dB plus faibles. En forçant la voix le niveau moyen est majoré d'environ 6 dB, et en criant, de 12 dB.



(\*) Par A. Chaumette, J.-P. Vian et R. Josse, ingénieurs à l'Établissement de Grenoble du CSTB.

A partir de la connaissance de cette puissance et des caractéristiques acoustiques du local, il est aisé, en utilisant les méthodes décrites chapitre II, de calculer le niveau de la pression acoustique régnant alors dans le local. On peut ainsi trouver que dans un local d'aire d'absorption équivalente  $10 \text{ m}^2$  à toutes les fréquences le niveau moyen de la pression acoustique est de 67 dB (A) au cours d'une conversation à voix normale. En fait, on ne parle à voix normale que si le niveau du bruit ambiant est suffisamment bas pour permettre l'intelligibilité de la conversation. C'est en général le cas d'un local d'habitation lorsque les fenêtres sont fermées. Si le niveau du bruit ambiant est élevé, il est indispensable de forcer la voix pour se faire comprendre. Ce peut être le cas d'une conversation dans un local fenêtre ouverte, en présence du bruit dû à la circulation.

Lorsque plusieurs personnes sont réunies dans un local, elles ne parlent pas toutes simultanément. On a constaté que dans le cas le plus élémentaire de deux personnes conversant, des sons ne sont émis par l'une ou l'autre des personnes que pendant la moitié du temps, l'autre moitié étant comblée par des silences. S'il y a beaucoup de personnes parlant par petits groupes (cocktails par exemple) le nombre de personnes parlant simultanément est faible, comparativement au nombre total de personnes. Toutefois, dans ce cas, les différents groupes, s'ils sont trop près les uns des autres ou si le local est trop réverbérant, se gênent mutuellement et ont tendance à parler plus fort que normal. On a pu constater qu'au cours d'une cocktail-partie le niveau sonore moyen est relativement faible (55 à 60 dB) tant que le nombre d'invités ne dépasse pas 100 personnes tandis qu'il est nettement plus élevé au delà de 100 personnes (80 dB pour 200 personnes) (fig. 2). En dehors de la zone de transition (100 personnes) à partir de laquelle les divers groupes de personnes doivent forcer la voix pour ne pas être submergés par les autres groupes, le niveau de pression acoustique moyen est sensiblement proportionnel au logarithme du nombre de personnes présentes. Doubler le nombre d'invités entraîne donc une majoration du niveau sonore de 3 dB.

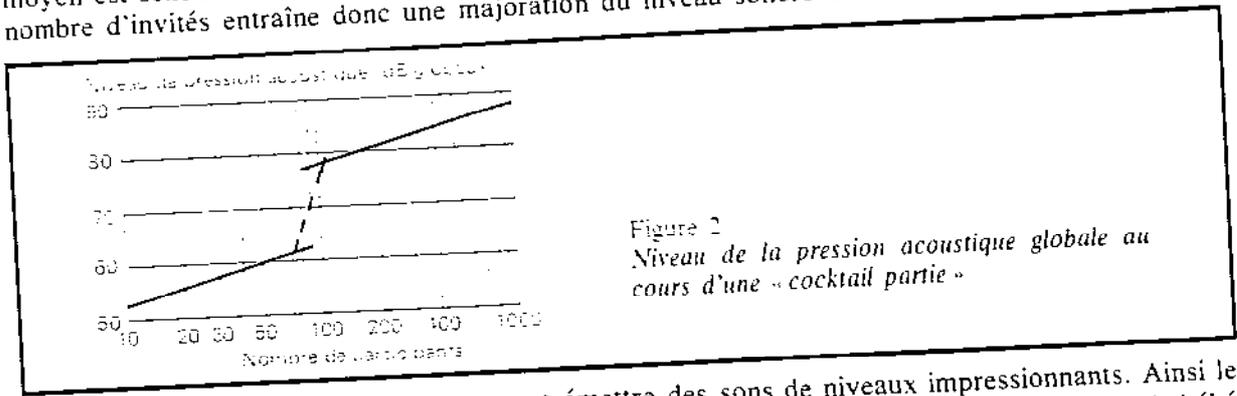


Figure 2  
Niveau de la pression acoustique globale au cours d'une « cocktail partie »

Les enfants, lorsqu'ils crient, peuvent émettre des sons de niveaux impressionnants. Ainsi le niveau de pression dans un local lorsqu'un bébé crie peut facilement être de 100 dB sans que le bébé ait à se forcer.

*b) Appareils radio, télévisions, chaînes de reproduction électro-acoustiques*

Outre les bruits de parole, la radio-télévision peut émettre toutes sortes de bruits plus ou moins agréables (coups de feu, hurlements, musique, etc.). Le niveau de bruit moyen ainsi que les fluctuations du niveau instantané dépendent donc largement du programme écouté.

Van Den Eijk a établi, pour un réglage normal d'un poste de radio (intensité moyenne ajustée de manière que l'écoute soit agréable), une statistique du niveau de bruit produit. Cette étude, portant sur une écoute de 55 heures avec des programmes variés, a donné les résultats indiqués sur la figure 3. Au cours d'une autre expérience, il a observé quels sont les écarts de réglage d'intensité

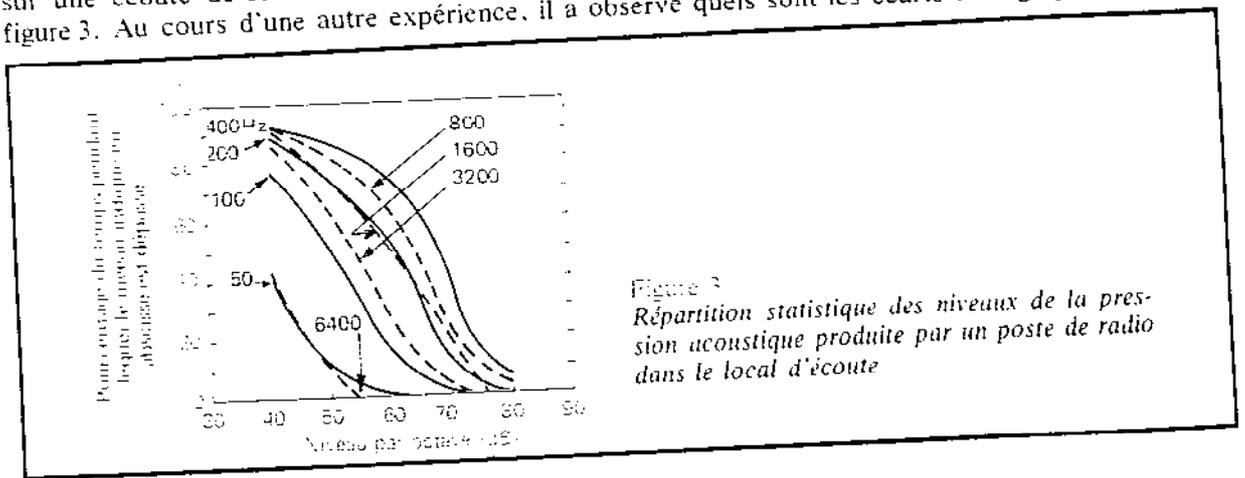


Figure 3  
Répartition statistique des niveaux de la pression acoustique produite par un poste de radio dans le local d'écoute

d'un poste de radio, lorsque différentes personnes ajustent l'émission de manière à avoir une écoute agréable, ceci pour un même programme. Il a constaté que l'écart quadratique moyen est de l'ordre de 4,5 dB, quel que soit le programme.

D'une manière plus simple, on peut retenir qu'une écoute à puissance normale (en site calme) de la radio ou la télévision correspond à un niveau de pression moyen de l'ordre de 60 dB (A), tandis qu'à puissance forte le niveau moyen est d'environ 75 dB (A).

Les bruits de radio-télévision ont une grande importance dans les logements. Une enquête réalisée en Angleterre sur les bruits intérieurs aux logements a révélé que, si les bruits de radio-télévision et autres moyens de reproduction sonore n'étaient pas les plus fréquents, ils étaient toujours ressentis comme les plus gênants.

### c) Les instruments de musique

Bien que moins répandus, dans l'habitation, que les postes de radio ou de télévision, les instruments de musique peuvent être la cause de troubles de voisinage importants. A notre connaissance aucune statistique semblable à celle citée ci-dessus n'a été faite à propos de l'intensité des sons émis par les instruments de musique. D'une manière générale, les instruments courants (à cordes ou à vent) peuvent engendrer des sons de niveau 90 à 100 dB dans la gamme des fréquences qui leur sont propres (50 à 1 500 Hz suivant les instruments). Pour un piano, on a relevé 74 dB (A) au cours d'un pianissimo et 86 dB (A) au cours d'un fortissimo (valeurs moyennes).

### d) Les équipements ménagers

La plupart des équipements ménagers engendrent à la fois des bruits aériens et des bruits solidiens (par leur contact avec les parois). Leur bruit aérien a fait l'objet de quelques mesures soit directement dans des locaux d'habitation, soit en laboratoire. Dans les locaux d'habitation les résultats sont donnés en niveaux de pression acoustique. Pour le laboratoire les mesures sont exprimées sous forme de niveau de puissance acoustique, seule valeur réellement utilisable pour les prévisions de bruit. Au cours des dernières années un important travail de normalisation a été fait tant sur le plan international (ISO 3 740 à 3 745) que sur le plan national (AFNOR S 31-022 à S 31-026) pour élaborer des codes d'essais généraux destinés à la mesure de la puissance acoustique des sources de sons aériens. Il reste maintenant à mettre en application ces codes au niveau de chaque type d'équipement et à élaborer un système de marque des appareils indiquant la sonorité de ceux-ci. Ceci commencera certainement assez rapidement.

EXEMPLES DE NIVEAUX DE PRESSION ACOUSTIQUE (en dB (A))

Constatés		Mesurés en laboratoire	
machine à laver :		armoire sèche linge	45 à 60
lavage	60	climatiseur	45 à 60
essorage	75	humidificateur	65 à 85
robots pour la cuisine	75 à 90		
aspirateur	70		
machine à coudre électrique	70		
réfrigérateur	35		
hotte filtrante de cuisine :			
grande vitesse	65		
petite vitesse	53		

### e) Les installations

Les équipements sanitaires ainsi que les équipements généraux, tout comme les appareils ménagers, produisent des bruits aériens et des vibrations. Le tableau suivant donne quelques exemples des niveaux de pression pour les bruits aériens produits dans le local même où se trouve l'équipement (en dB (A)) :

— remplissage de baignoire .....	75	— chaudière d'immeuble collectif .....	70
— chasse de W.C. ....	70	— chaudière d'appartement, au gaz .....	55
— chaudière de maison individuelle au mazout .....	63	— chauffe-bain à gaz .....	50

## 2. Traitement acoustique des locaux

Les niveaux de pression acoustique donnés comme exemples, pour les différentes sources de bruits, sont évidemment dépendants des caractéristiques des locaux dans lesquels se trouvent ces sources. Nous avons vu au chapitre II.2.c l'influence d'un local fermé sur le champ acoustique créé par une source quelconque, et l'importance de son aire d'absorption équivalente. Pour une même puissance acoustique, plus l'aire d'absorption est petite (durée de réverbération prolongée), plus le niveau sonore résultant dans la pièce est élevé. On a donc intérêt à avoir des pièces d'habitation dont l'aire d'absorption équivalente soit grande. Lorsque par un moyen ou un autre on fait passer l'aire d'absorption équivalente de la valeur  $A_0$  à la valeur  $A_1$ , la réduction du niveau de bruit réverbéré que l'on peut attendre est :

$$10 \log \frac{A_1}{A_0}$$

où  $A_0$  est l'aire d'absorption équivalente, avant traitement et  $A_1$  l'aire après traitement.

On voit qu'un tel procédé ne peut se révéler efficace que si l'augmentation de l'aire d'absorption équivalente du local est égale à plusieurs fois l'aire d'absorption initiale. Dans le cas où on multiplie cette aire par un facteur 5 l'efficacité est de 7 dB. Ce cas peut se produire dans un local industriel où tous les équipements sont particulièrement réfléchissants. Par contre, dans une pièce d'habitation normalement meublée, il est difficile d'accroître fortement l'aire d'absorption équivalente existant du fait du mobilier et il ne faut donc pas compter sur ce procédé pour réduire notablement le niveau d'un bruit aérien. Toutefois, dans certains locaux où la qualité de la parole ou de la musique a de l'importance, le traitement acoustique est indispensable pour assurer à la durée de réverbération une valeur optimale dans chaque bande de fréquence. Ceci sera examiné au chapitre VI.

## 3. Les matériaux acoustiques

Pour modifier l'acoustique des locaux on dispose d'un grand nombre de produits spéciaux dits matériaux absorbants.

Dans les habitations, le mobilier, les tapis, les rideaux, les tentures jouent en partie le rôle de matériaux absorbants et, en général, ainsi que nous venons de le voir, il est inutile de prévoir, en supplément, des matériaux spécialement mis pour absorption. Par contre, dans les bureaux, les couloirs, les salles de classe, etc., la nature ou l'absence du mobilier font que l'aire d'absorption équivalente de ces locaux est faible et par suite la réverbération grande. Le traitement de ces locaux est souvent utile.

Les principes d'action des matériaux spécialement utilisés pour l'absorption sont les suivants :

### a) Matériaux poreux

Si une onde acoustique frappe la surface d'un matériau très poreux, elle est peu réfléchi, elle pénètre presque intégralement dans le matériau. Au cours de sa propagation au sein du matériau, elle perd de l'énergie par suite des frottements inévitables des particules d'air en mouvement contre le matériau. Si le matériau est accolé à une paroi réfléchissante, l'onde, après avoir traversé le matériau est réfléchi et ressort après une nouvelle traversée en sens inverse (fig. 4).

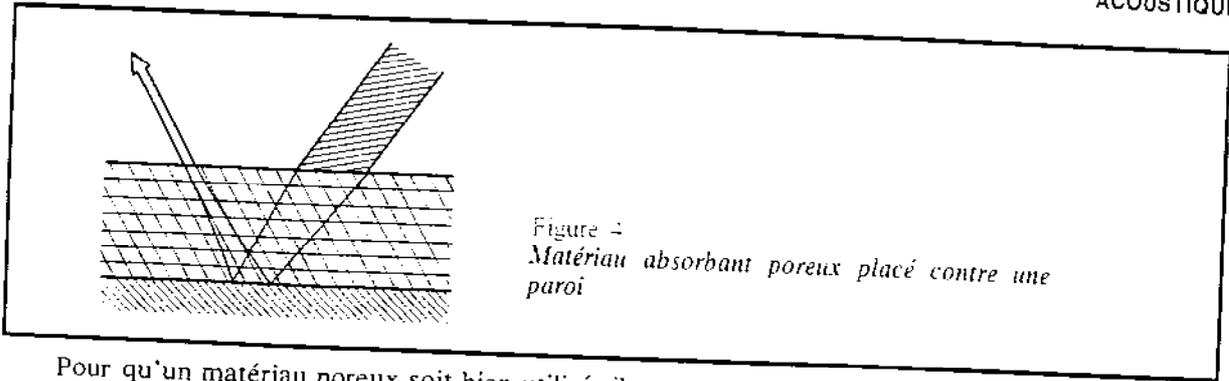


Figure 4  
Matériau absorbant poreux placé contre une paroi

Pour qu'un matériau poreux soit bien utilisé, il y a un compromis à trouver entre son épaisseur d'utilisation et sa porosité. Plus il est poreux et plus il doit être utilisé en forte épaisseur, sinon l'onde ne perd pratiquement pas d'énergie au cours de sa traversée.

D'une manière générale, le facteur d'absorption Sabine d'un matériau poreux croît avec la fréquence. Il est nul aux fréquences basses, et voisin de 1 (pour les bons matériaux) aux fréquences aiguës. L'allure générale de la variation ainsi que l'influence de l'épaisseur d'utilisation sont données sur la figure 5. En général, le facteur d'absorption du matériau n'est pas le même suivant que ce matériau est placé contre une paroi ou à une certaine distance de celle-ci. La disposition contre la paroi est la plus défavorable puisque, contre cette paroi, la vitesse des particules d'air, pour des ondes d'incidence normale, est nulle et, par suite, la perte d'énergie est nulle aussi.

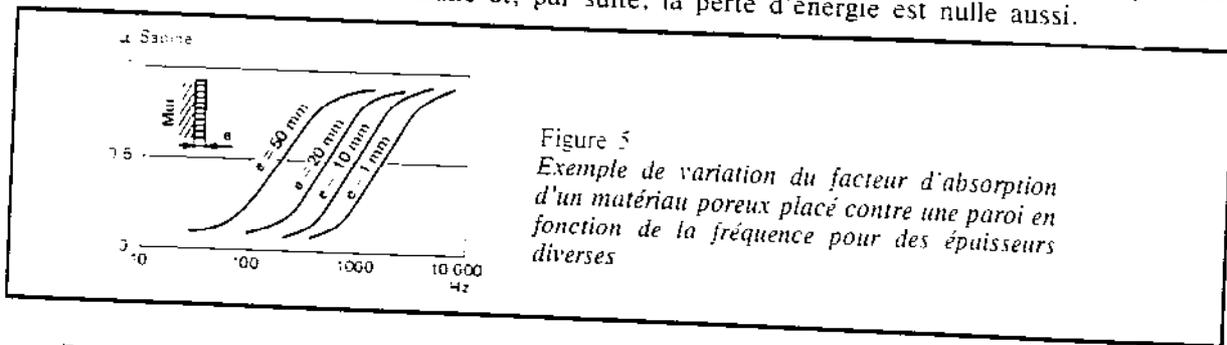


Figure 5  
Exemple de variation du facteur d'absorption d'un matériau poreux placé contre une paroi en fonction de la fréquence pour des épaisseurs diverses

Des matériaux absorbants poreux sont, par exemple, les panneaux de laine de verre ou de roche, les panneaux de fibres végétales, les panneaux de plâtre fissuré.

### b) Résonateurs de Helmholtz

Un récipient fermé de volume  $V$  ne communiquant avec l'extérieur que par une ouverture relativement étroite, constitue un résonateur de Helmholtz. Le comportement d'un tel résonateur a été expliqué au chapitre II.2.

Le système se comporte comme un dispositif absorbant une partie de l'énergie acoustique incidente sur l'ouverture.

Les résonateurs de Helmholtz que l'on utilise sont en fait constitués par des plaques (en bois, en plâtre ou métal) perforées que l'on place à une certaine distance des murs ou plafonds de manière qu'elles emprisonnent entre elles et les parois, un certain volume d'air qui n'est en communication avec l'extérieur que par les trous. Ces ensembles se comportent comme un grand nombre de résonateurs qui seraient placés les uns à côté des autres, chaque trou représentant l'ouverture d'un résonateur (fig. 6).

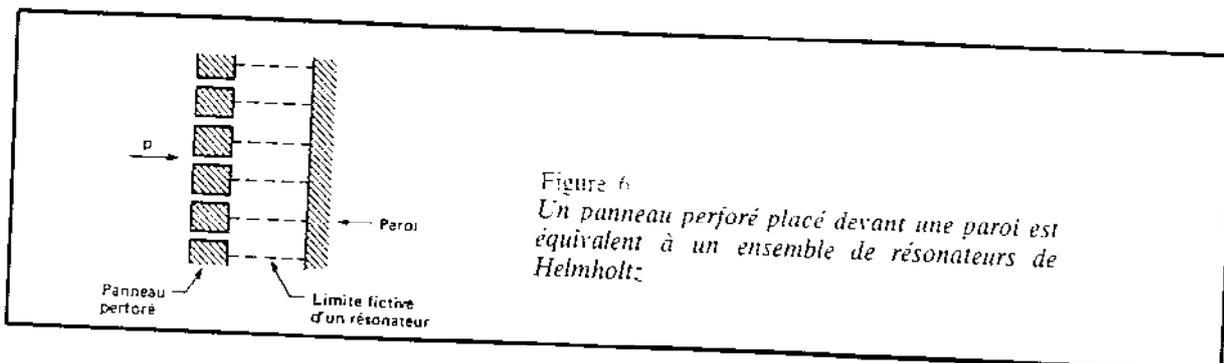


Figure 6  
Un panneau perforé placé devant une paroi est équivalent à un ensemble de résonateurs de Helmholtz

L'absorption de tels dispositifs étant sélective, la courbe donnant le facteur d'absorption en fonction de la fréquence a l'allure présentée sur la figure 7. En général, on installe un matériau poreux absorbant (laine minérale) entre les plaques et le plafond (ou le mur). La présence de ce matériau diminue la sélectivité qui, en général, ne présente pas d'intérêt particulier.

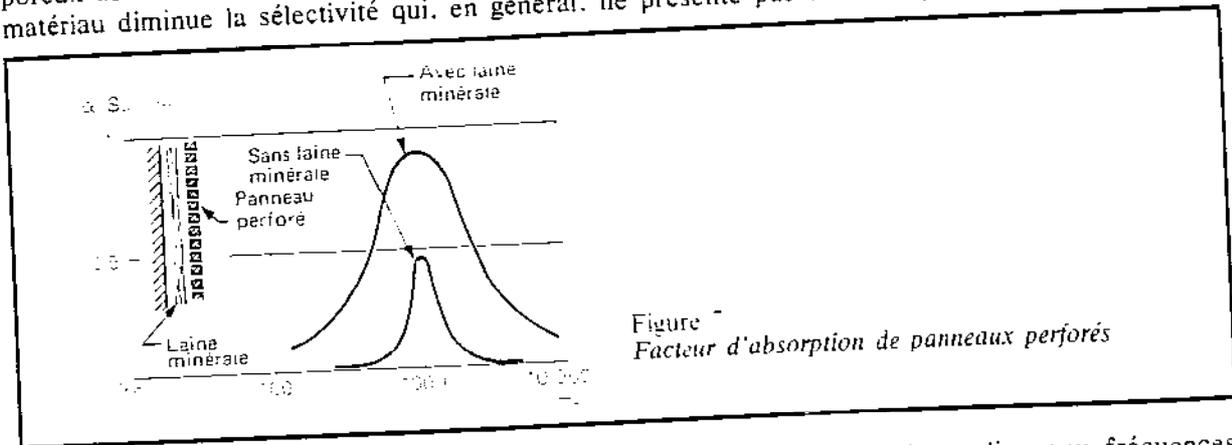


Figure 7  
Facteur d'absorption de panneaux perforés

De par les dimensions de ces dispositifs, le maximum d'absorption a lieu aux fréquences comprises entre 1000 et 2000 Hz. Il existe des formules théoriques permettant de prévoir la fréquence pour laquelle a lieu le maximum. En fait, il est préférable d'avoir recours à des mesures directes en laboratoire pour déterminer le facteur d'absorption Sabine.

c) Diaphragmes

Un panneau, une toile en tissu assez étanche aux flux d'air, placés à quelque distance d'une paroi et emprisonnant plus ou moins d'air sur leur face arrière, constituent aussi des résonateurs dont la fréquence de résonance est relativement basse.

Ces dispositifs permettent ainsi d'absorber les fréquences basses. L'allure de la variation du facteur d'absorption en fonction de la fréquence pour un tel dispositif est celle de la courbe de la figure 8.

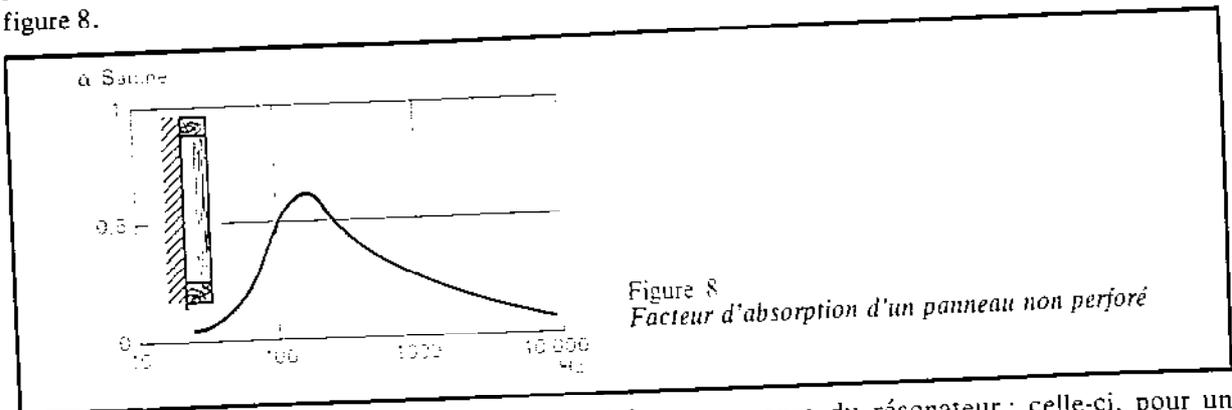


Figure 8  
Facteur d'absorption d'un panneau non perforé

Le maximum d'absorption a lieu pour la fréquence propre du résonateur ; celle-ci, pour un panneau mince peu rigide, est donnée par :

$$f = \frac{60}{\sqrt{md}}$$

m étant la masse en kg/m<sup>2</sup> du panneau  
d l'espace de vide derrière le panneau, en mètres

Le tableau suivant indique (quelques exemples) :

- d'une part, le facteur d'absorption de quelques éléments de construction ou d'ameublement courants particulièrement absorbants (alpha supérieur à 0.05 dans la plupart des cas). La brique, les revêtements de plâtre ou de ciment lissé, le verre plaqué contre la paroi, le marbre, les planchers en bois ou en béton ont, le plus souvent, des facteurs d'absorption inférieurs ou égaux à 0,05 ;
- d'autre part, l'aire d'absorption équivalente, en mètres carrés, d'une personne, d'une chaise et d'un fauteuil ; c'est la surface d'un matériau totalement absorbant qui aurait le même effet sur la durée de réverbération.

## FACTEURS D'ABSORPTION

	100 Hz	800 Hz	6 400 Hz
Tapis léger .....	0,08	0,2	0,6
Tapis épais .....	0,1	0,5	0,8
Rideau de fenêtre léger .....	0,04	0,1	0,3
Rideau de fenêtre lourd .....	0,08	0,4	0,6
Tenture plissée contre paroi .....	0,05	0,4	0,7
La même à 10 cm de la paroi .....	0,2	0,5	0,8
Panneau bois léger à 5 cm de la paroi .....	0,5	0,15	0,05
Verre-vitre de fenêtre .....	0,3	0,05	0,01
Béton apparent à grosse granulométrie .....	0,1	0,3	0,4
Parquet bois sur lambourdes .....	0,3	0,1	0,05
Porte bois .....	0,3	0,1	0,05

AIRE D'ABSORPTION EQUIVALENTE (m<sup>2</sup>)

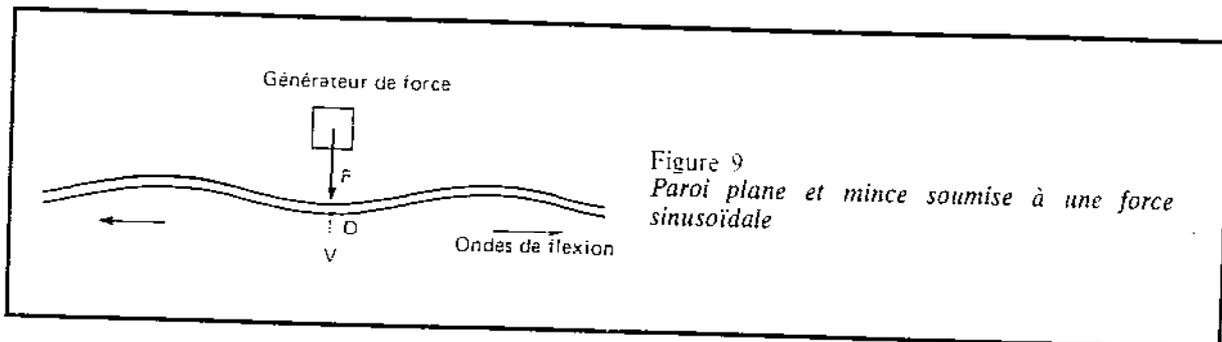
	100 Hz	800 Hz	6 400 Hz
Personne assise sur un siège .....	0,2	0,5	0,8
Chaise .....	0,1	0,2	0,5
Fauteuil rembourré .....	0,6	1,0	1,5

## IV.1.b. EXCITATION SOLIDIENNE

## 1. Vibration d'une paroi homogène excitée en un point

## a) Cas d'une force stationnaire

Lorsqu'une paroi plane homogène infinie et mince est soumise en un point O à une force F sinusoïdale entretenue, de pulsation  $\omega$ , perpendiculaire à la paroi (fig. 9), des ondes de flexion prennent naissance en O et se propagent suivant des cercles concentriques. Chaque point de la paroi est alors soumis à un mouvement alternatif sinusoïdal, perpendiculaire au plan de la paroi et d'amplitude d'autant plus faible que le point est plus éloigné de O.



Le rapport existant au point O, à un instant donné, entre la force F et la vitesse v de la paroi, est dénommé impédance mécanique Z de la paroi, au point O.

$$F v = Z$$

Cette impédance Z est, pour une paroi infinie, une constante indépendante de la fréquence, résultat remarquable par sa simplicité

$$Z = \frac{4}{\sqrt{3}} h^2 \sqrt{\rho E} \quad (E 1)$$

- h étant l'épaisseur de la paroi  
 $\rho$  la masse volumique du matériau constituant la paroi  
 E le module d'élasticité de ce matériau

L'énergie transmise à la paroi par le générateur produisant la force est, par unité de temps :

$$\overline{W} = F_{\text{eff}}^2 Z \quad (E 2)$$

$F_{\text{eff}}$  étant la valeur efficace de la force  $F$ .

Si au lieu d'être infinie, la paroi a des dimensions finies, et si la force, au lieu d'être sinusoïdale pure, est un bruit blanc, le champ vibratoire est formé d'un champ proche, et d'un champ réverbéré. L'énergie transmise par le générateur est encore donnée par (E 2),  $Z$  étant définie par (E 1). Autrement dit, dans le cas d'une paroi plane homogène et de dimensions finies, l'énergie transmise par un générateur de force « blanche », est, par seconde :

$$W = \frac{\sqrt{3}}{4} \frac{F_{\text{eff}}^2}{h^2 \sqrt{\rho E}}$$

Le niveau vibratoire dans la plaque a l'allure indiquée sur la figure 10.

La valeur efficace de la vitesse suivant laquelle se déplacent les points de la paroi sous l'effet de l'ensemble des ondes de flexion constituant le champ réverbéré se détermine en observant que, lors de l'équilibre, l'énergie transmise par le générateur est égale à l'énergie perdue par la paroi sous forme de rayonnement acoustique, sous forme de conduction aux parois adjacentes et de pertes internes à la paroi.

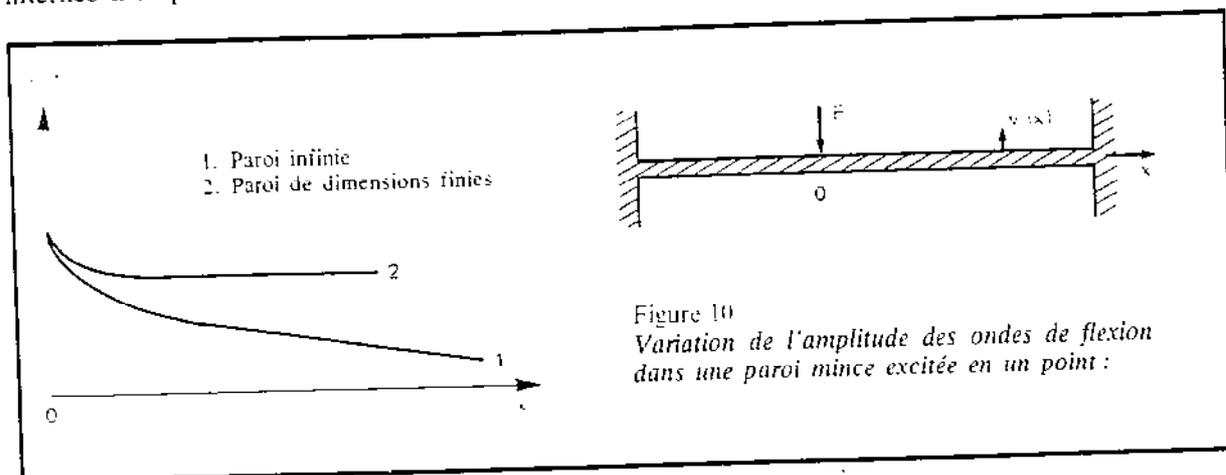


Figure 10  
Variation de l'amplitude des ondes de flexion dans une paroi mince excitée en un point :

On trouve ainsi

$$v_{\text{eff}}^2 \text{réverb.} = \frac{\sqrt{3}}{4} \frac{F_{\text{eff}}^2}{S h^3 \rho^{3/2} E^{1/2} \omega \eta} \quad (E 3)$$

$\eta$  étant le facteur de perte de la paroi (cf. paragraphe II.1.c.3)  
 $S$  la surface de la paroi

### b) Cas d'une force impulsive brève

Lorsqu'un objet dur mais élastique (bille en métal, verre ou bois par exemple) heurte une paroi avec une vitesse  $v_0$  normale à la paroi, il y a choc et l'objet est renvoyé dans la direction opposée à celle de son arrivée. Si l'on suppose que la masse de l'objet est petite vis-à-vis de celle de la paroi et que la surface de la paroi est relativement dure (carrelage par exemple), la durée du choc objet-paroi est relativement courte et l'objet est renvoyé avec une vitesse égale à  $v_0$  mais de sens opposé (fig. 11).

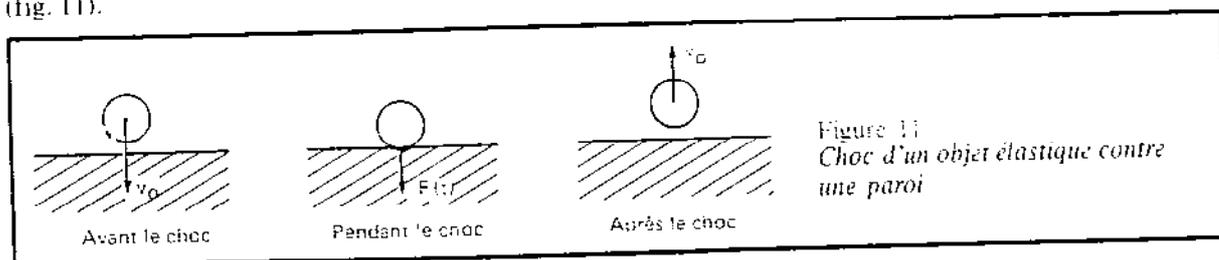


Figure 11  
Choc d'un objet élastique contre une paroi

Pendant la durée  $\tau$  du choc, qui est très courte, la paroi est soumise à une force  $F(t)$  qui varie à peu près selon une demi-sinusoïde (fig. 12).  $F(t)$  est nulle au début et à la fin du choc et passe par un maximum  $F_m$  pour  $t = \tau/2$ . Entre cette force et la vitesse  $v_0$  de l'objet il existe la relation suivante :

$$\int_0^{\tau} F(t) dt = 2 m v_0$$

$m$  étant la masse de l'objet.

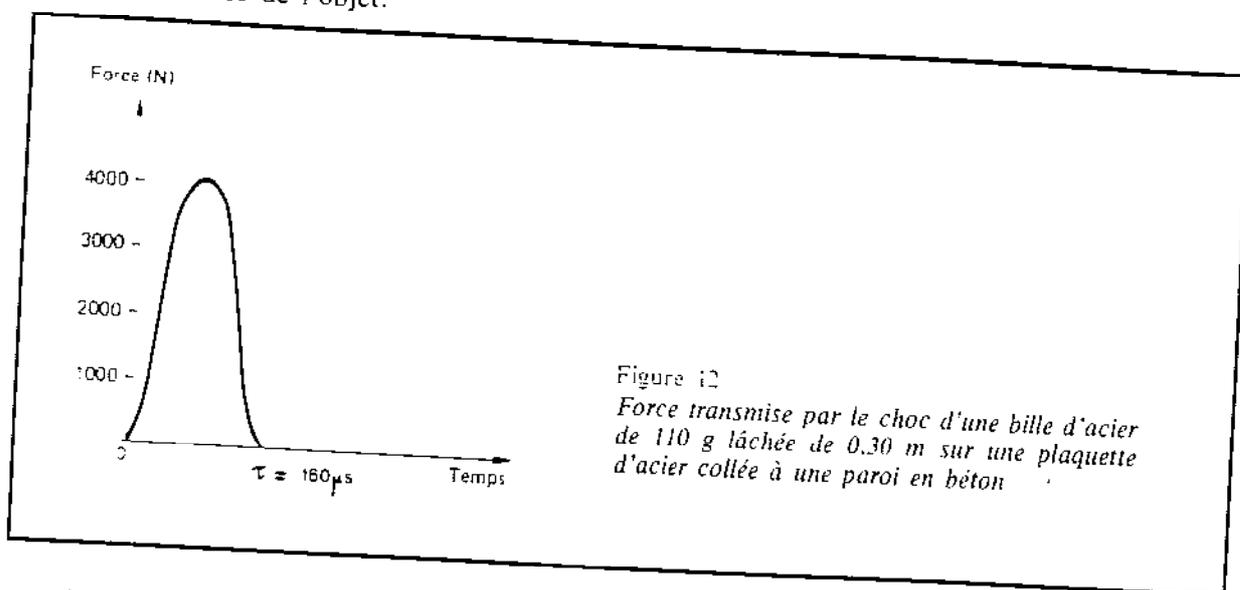


Figure 12  
Force transmise par le choc d'une bille d'acier de 110 g lâchée de 0,30 m sur une plaquette d'acier collée à une paroi en béton

Autrement dit, l'aire comprise sous la courbe de la figure 12 est constante, indépendante de  $\tau$ . Elle ne dépend que de la quantité de mouvement de la masse percutant la paroi. Donc, à  $v_0$  donnée, plus  $\tau$  est petit, plus  $F_m$  est grand. Or  $\tau$  est d'autant plus petit que l'objet, ainsi que la surface de la paroi sont durs.  $F_m$  peut ainsi, dans le cas d'un choc produit par la chute de l'objet, être bien plus grande que le poids propre de l'objet.

Si, au lieu d'être dur, l'objet est plastique, le rebond n'existe plus et :

$$\int_0^{\tau} F(t) dt = m v_0$$

Nous donnons ci-après le calcul de  $F_{\text{eff}}$  en fonction de la fréquence  $f$ , des paramètres  $v_0$ ,  $m$ ,  $\tau$ , ainsi que de la cadence (nombre de chocs par seconde) des chocs, supposés tous identiques, frappant la paroi.

L'analyse de Fourier de la force  $F(t)$  montre que cette force est équivalente à une infinité de forces sinusoïdales composantes, d'amplitude :

$$\frac{2\pi}{\tau} \frac{F_m}{[(\pi^2/\tau^2) - \omega^2]} \cos \frac{\tau}{2} \omega$$

dont la résultante, pour une octave centrée sur la fréquence  $f$ , est (fig. 13) :

$$F_{\text{eff}}^2 = \frac{4\sqrt{2} m^2 v_0^2 f f_r \overline{\cos^2 \pi \tau f}}{(1 - 4\tau^2 f^2)^2} \quad (E 4)$$

dans le cas où la cadence des chocs est, par seconde, égale à  $f_r$ .

1. Le signe « barre » au-dessus de  $\cos^2 \pi \tau f$ , dans (E 4), représente la moyenne dans la bande de fréquences  $\sqrt{2} f/2$  à  $\sqrt{2} f$ , de la valeur de  $\cos^2 \pi \tau f$ .

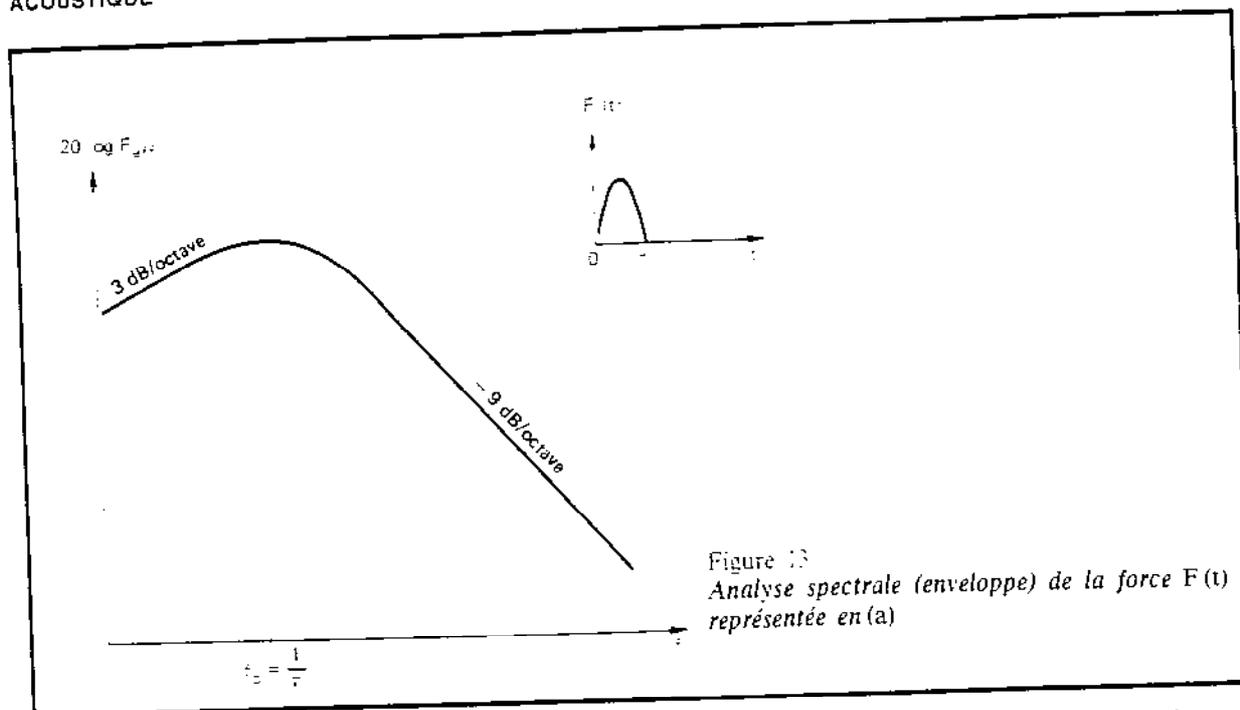


Figure 13  
Analyse spectrale (enveloppe) de la force  $F(t)$  représentée en (a)

Lorsque  $\tau$  est très faible (exemple moins de  $100 \mu s$ ), on peut simplifier l'équation précédente en :

$$F_{eff}^2 = 4\sqrt{Z} m^2 v_0^2 f f_0 \quad (E 5)$$

Pratiquement, dans le cas de percussions d'objets durs contre des parois dures, c'est (E 5) qui s'applique car le domaine  $f \gg 1/\tau$  correspond alors à des fréquences élevées hors de l'échelle usuellement considérée. La vitesse prise par une paroi infinie, à l'endroit du choc, peut être déduite facilement de (E 5) car  $Z$  est indépendant de la fréquence :

$$v = F/Z$$

La vitesse sera donc le reflet intégral de la force.

Dans le cas d'une paroi de dimensions finies les considérations énergétiques telles que celles vues précédemment peuvent permettre d'avoir une idée du champ diffus si l'on suppose que l'énergie transmise par le corps à la paroi au cours du choc se retrouve quasi instantanément dans l'ensemble des ondes de flexion du champ diffus engendré par le choc. Nous ne développerons pas ce point.

Si la surface de la paroi soumise au choc est couverte d'un revêtement élastique ou si l'objet est pourvu d'un ressort, de telle sorte que ce revêtement ou ce ressort puissent, pendant le choc, absorber l'énergie cinétique de la masse  $m$  et la restituer ensuite en rejetant cette masse avec une vitesse égale mais opposée à  $v_0$  le phénomène décrit précédemment conserve le même caractère, mais alors  $\tau$  peut être très grand comparativement au cas du choc dur. En effet, plus le revêtement de sol ou le ressort sont souples et plus leur déformation est lente à se produire, c'est-à-dire plus  $\tau$  est grand. Si les dispositifs élastiques (revêtement ou ressort) conservent leur linéarité durant le choc, la force  $F(t)$  transmise est encore représentée par une demi-sinusoïde mais n'a plus le caractère impulsif car  $\tau$  est alors plus grand que précédemment. Plus exactement,  $\tau$  est alors donné par :

$$\tau = \pi \sqrt{\frac{m}{k}}$$

où  $k$  est la rigidité du ressort ou du revêtement.

- La décomposition de Fourier donnée par (E 4) et (E 5) reste valable et l'on en déduit ce qui suit :
- Les composantes du bruit de choc de fréquence inférieure à  $f_0 = 1/2\tau$  sont les mêmes qu'il y ait ou n'y ait pas de revêtement ou de ressort. Pour ces composantes, le dispositif élastique est donc sans effet.
  - Les composantes de fréquence supérieure à  $f_0 = 1/2\tau$  sont nettement plus faibles lorsqu'il y a le revêtement ou le ressort. Elles sont d'autant plus affaiblies que leur fréquence est plus élevée, l'affaiblissement croissant de 12 dB par octave.

## 2. Cas particulier des planchers

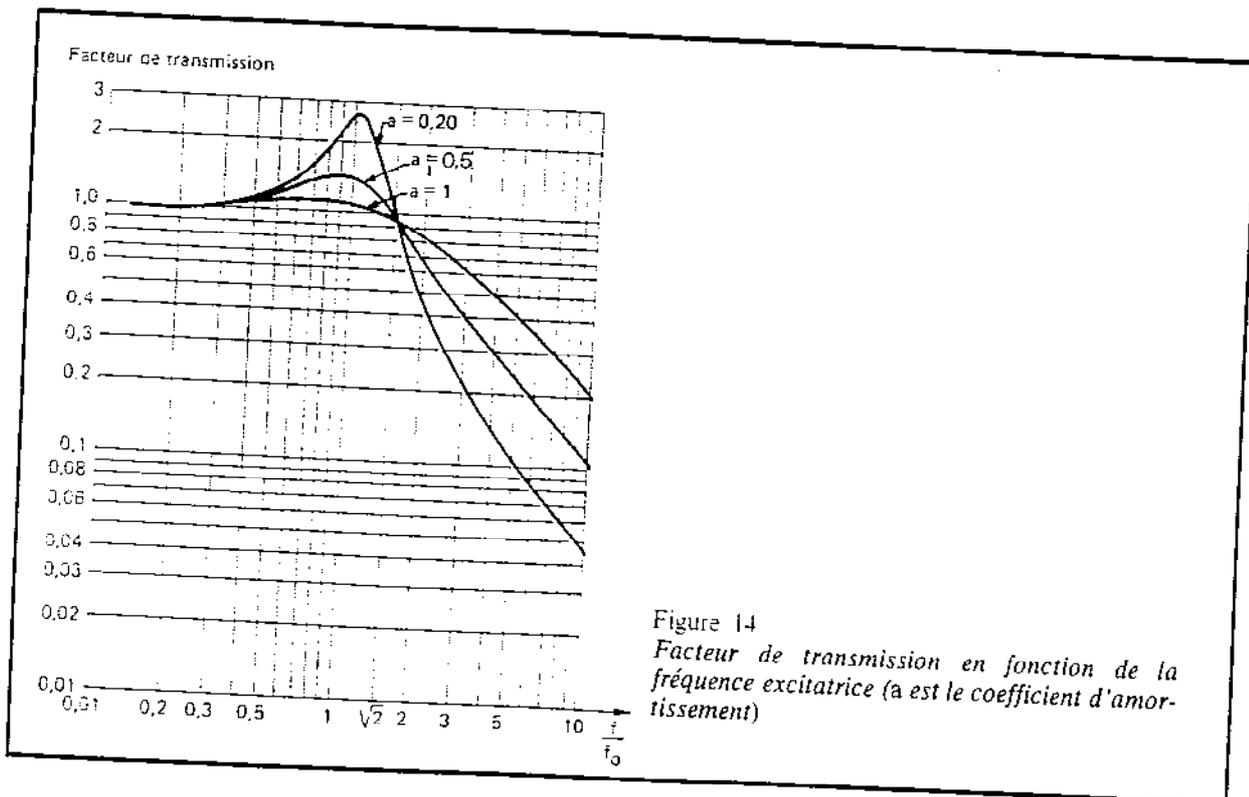
### a) Excitation par les pieds et socles d'équipements

Les objets ménagers tels que machine à laver, machine à coudre, les instruments divers utilisés dans les logements, les moteurs d'ascenseurs, de brûleurs, de ventilateurs qui reposent directement sur le plancher ou sont accrochés rigidement aux parois transmettent, par leurs points d'attache, des forces alternatives qui mettent ces parois en vibration comme il vient d'être indiqué. Les forces transmises peuvent être diminuées par un meilleur équilibrage des pièces mobiles dans les machines, et par la mise en place d'un dispositif antivibratoire entre la machine et la paroi-support.

Un dispositif antivibratoire est un élément élastique permettant à la machine à laquelle il est lié de se déplacer dans la ou les directions suivant lesquelles celle-ci développe des efforts et de la ramener à sa position d'équilibre lorsque la machine est au repos. Dans le cas simple d'une machine reposant sur le sol et n'exerçant sur celui-ci que des efforts verticaux le dispositif antivibratoire peut être un simple feutre, une plaque de liège, un ressort, etc.

L'efficacité d'un tel dispositif antivibratoire se représente par le rapport  $F'/F$  de l'amplitude de la force  $F'$  transmise au sol à l'amplitude de la force  $F$  exercée par la machine. Ce rapport est appelé « facteur de transmission des forces ». Sa valeur dépend, pour un système antivibratoire donné, de la fréquence de la force excitatrice et de la fréquence de résonance  $f_0$  de la masse suspendue ;  $f_0$  est la fréquence d'oscillation du système non en marche auquel on a donné une légère poussée pour l'écartier de sa position d'équilibre.

La figure 14 indique l'allure de la variation du facteur de transmission en fonction du rapport  $f/f_0$  de la fréquence excitatrice à la fréquence de résonance. Il y a plusieurs courbes parce que la variation dépend aussi de l'amortissement du système de suspension. Plus l'amortissement est grand,



plus les amplitudes de variation du facteur de transmission sont faibles. La valeur de ce dernier à la résonance du système est nettement diminuée par un fort amortissement. La figure indique clairement que le rapport  $f/f_0$  doit être plus grand que  $\sqrt{2}$ , si l'on veut que le système de suspension soit efficace.

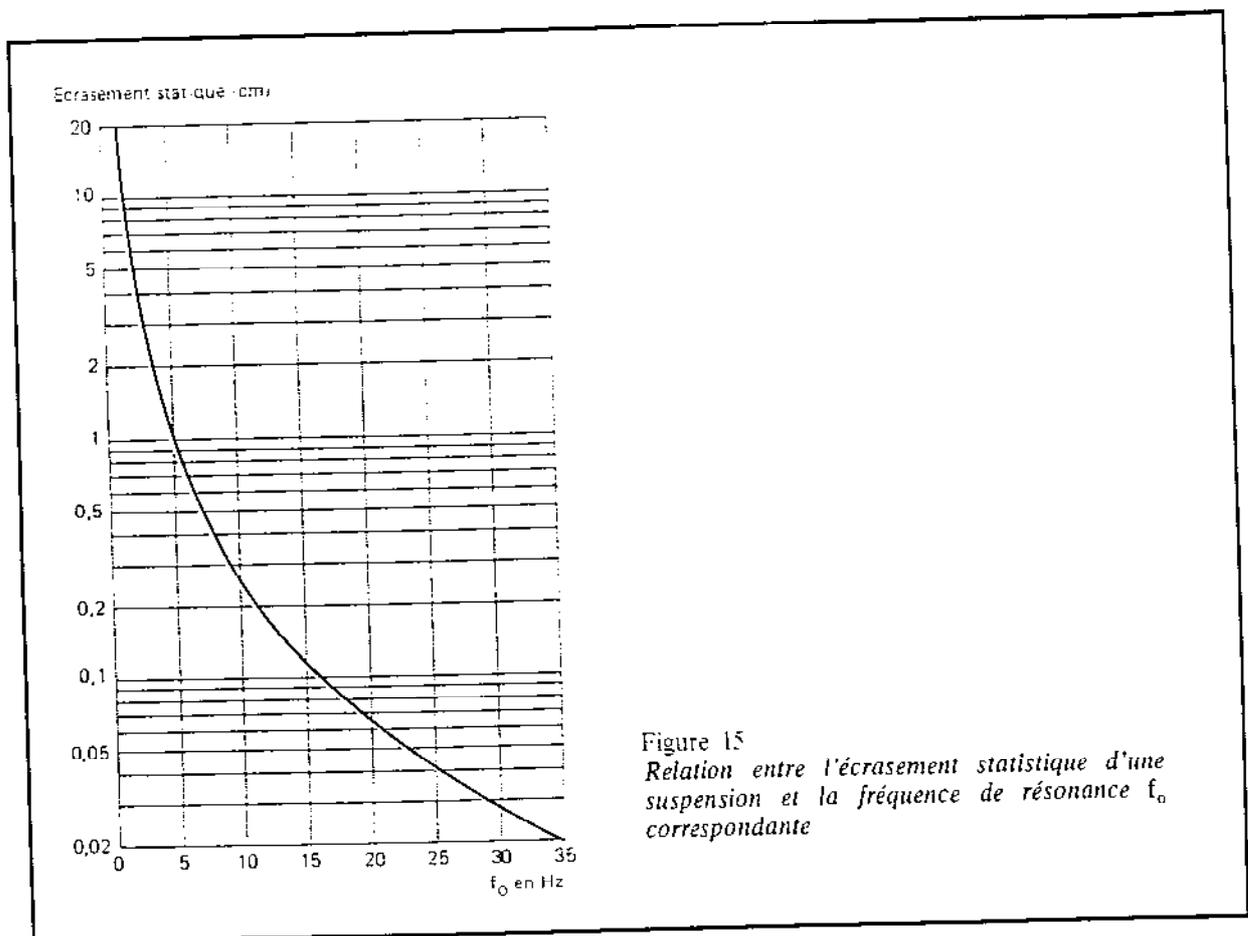
Il est donc très utile de connaître la fréquence  $f_0$ . Celle-ci est reliée à la raideur  $k$  de la suspension, et à la masse  $m$  du corps vibrant par :

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{k/m}$$

L'expression de  $f_0$  est souvent donnée sous une forme plus simple :

$$f_0 = 5/\sqrt{d} \tag{E 6}$$

où  $d$ , en centimètres, représente l'écrasement du système de suspension sous la charge  $m$  statique (fig. 15). En réalité, les valeurs trouvées sont à majorer quelque peu, parce que la raideur du système, quand il vibre (raideur dynamique), est plus grande que la raideur statique.



Le choix d'un système antivibratoire se fait selon les considérations suivantes :

1. Trouver un système de suspension tel que la fréquence de résonance soit au moins deux fois plus petite que la plus petite des fréquences d'excitation de la machine. La fréquence de résonance doit être rendue aussi faible que possible ; on y arrive souvent en augmentant  $m$ , c'est-à-dire en munissant la machine d'un socle très pesant.
2. L'écrasement ne doit pas dépasser la limite tolérable pour le matériau constituant le système ; pour un matériau en plaque, elle est très souvent de l'ordre de 10 à 15 % de l'épaisseur.
3. Rechercher un amortissement suffisant pour que, si la fréquence excitatrice devient égale, même momentanément, à la fréquence de résonance (au démarrage, ou à l'arrêt, par exemple), la machine ne soit pas soumise à des vibrations d'amplitude trop forte. L'amortissement ne doit tout de même pas être trop grand, sous peine de ne pas avoir un affaiblissement suffisant à la transmission.

Les matériaux employés habituellement sont divers :

- le caoutchouc plein ou cellulaire. On peut le faire travailler de différentes façons : écrasement, cisaillement, torsion (fig. 16), ou lui donner des formes diverses, notamment la forme cannelée qui accentue les effets de bord et diminue les surfaces en contact (fig. 17) ;

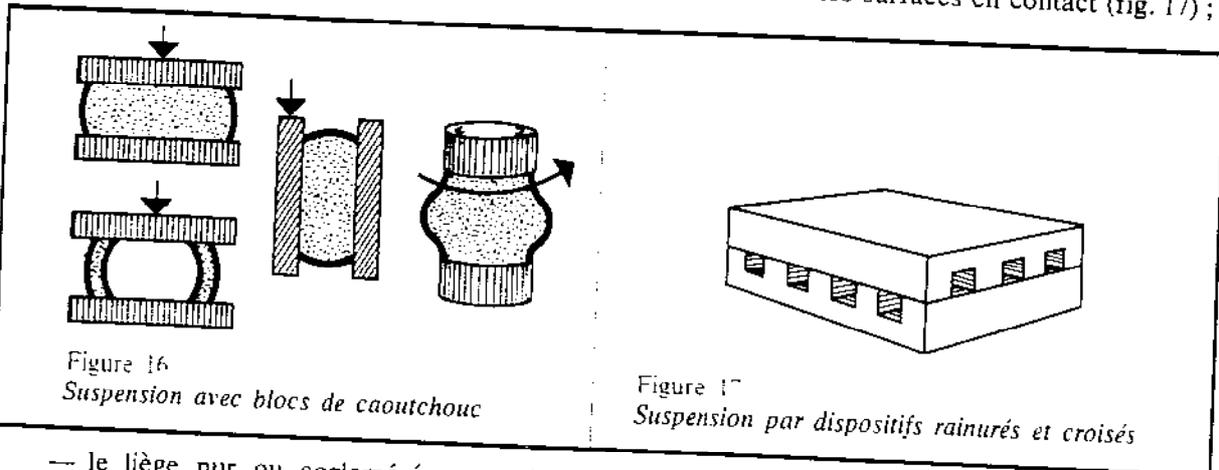


Figure 16  
Suspension avec blocs de caoutchouc

Figure 17  
Suspension par dispositifs rainurés et croisés

- le liège pur ou aggloméré, avec de l'asphalte ou de la résine, en plaques de diverses épaisseurs ;
- le feutre ;
- les matériaux plastiques à condition de choisir ceux qui conservent une bonne élasticité sous charge et n'évoluent pas en vieillissant ;
- le latex ;
- les ressorts, soit seuls, soit employés avec un amortisseur qui est souvent du caoutchouc enrobant le métal.

Notes : Dans le cas de moteurs ou de pompes, il faut prendre garde aux liaisons résiduelles qui peuvent être dues à des tubes électriques ou des canalisations. Une bonne isolation nécessite d'interrompre ces tubes et canalisations par des éléments souples.

### b) Excitation par des personnes marchant

Les forces auxquelles sont soumis les planchers, lors de la marche des personnes, varient suivant les individus considérés et, pour une même personne, dépendent des chaussures, du revêtement de sol, ainsi que du type de marche (rapide ou lente, lourde ou légère, etc.). Elles sont relativement faciles à mesurer en faisant marcher les personnes sur un piézomètre constitué par une plaque métallique supportée par des capteurs de force. C'est essentiellement la composante verticale des forces qui engendre du bruit, par mise en vibration du plancher. Dans ce qui suit, nous ne nous intéressons qu'à elle.

Pour une personne chaussée marchant à allure normale sur un sol dur, la composante verticale de la force transmise au sol varie avec le temps comme l'indique la figure 18, dans le cas de deux personnes adultes du sexe masculin. La première partie de la représentation graphique est constituée par une ou plusieurs pointes relativement brèves et d'amplitude inférieure au poids de la personne. Ces pointes correspondent à la prise du contact du talon avec le sol. Le restant de la représentation graphique, de durée plus longue (400 ms environ) que la partie précédente et d'amplitude maximale légèrement supérieure au poids du marcheur, correspond à l'effort transmis successivement par le talon et l'avant de la plante du pied au cours du balancement du corps sur la jambe considérée.

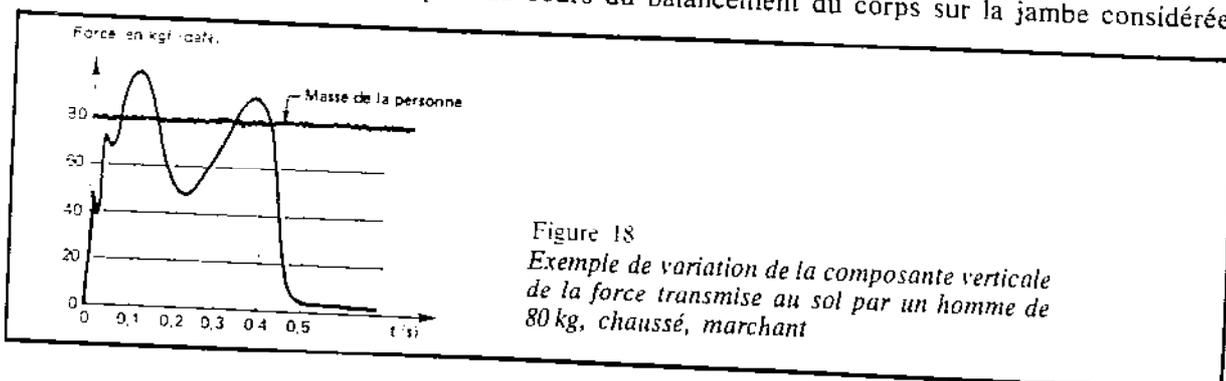


Figure 18  
Exemple de variation de la composante verticale de la force transmise au sol par un homme de 80 kg, chaussé, marchant

En conséquence, le bruit de la marche se compose d'un claquement plus ou moins sec correspondant au choc du talon, accompagné d'un bruit sourd correspondant au passage du poids du corps sur chaque pied. Le claquement est d'autant plus important que le talon de la chaussure et le revêtement de sol sont durs et que la démarche de la personne est sèche.

La figure 19 indique le mouvement vibratoire d'un plancher (dalle de 14 cm d'épaisseur) et de l'air du local sous-jacent lorsqu'une personne marche sur le plancher nu. On constate, mis à part quelques petits accidents, que la courbe représentant le mouvement du plancher est une sinusoïde amortie dont la fréquence est la fréquence propre fondamentale du plancher (33 Hz). La valeur de crête du niveau de la pression acoustique dans le local est de l'ordre de 60 dB.

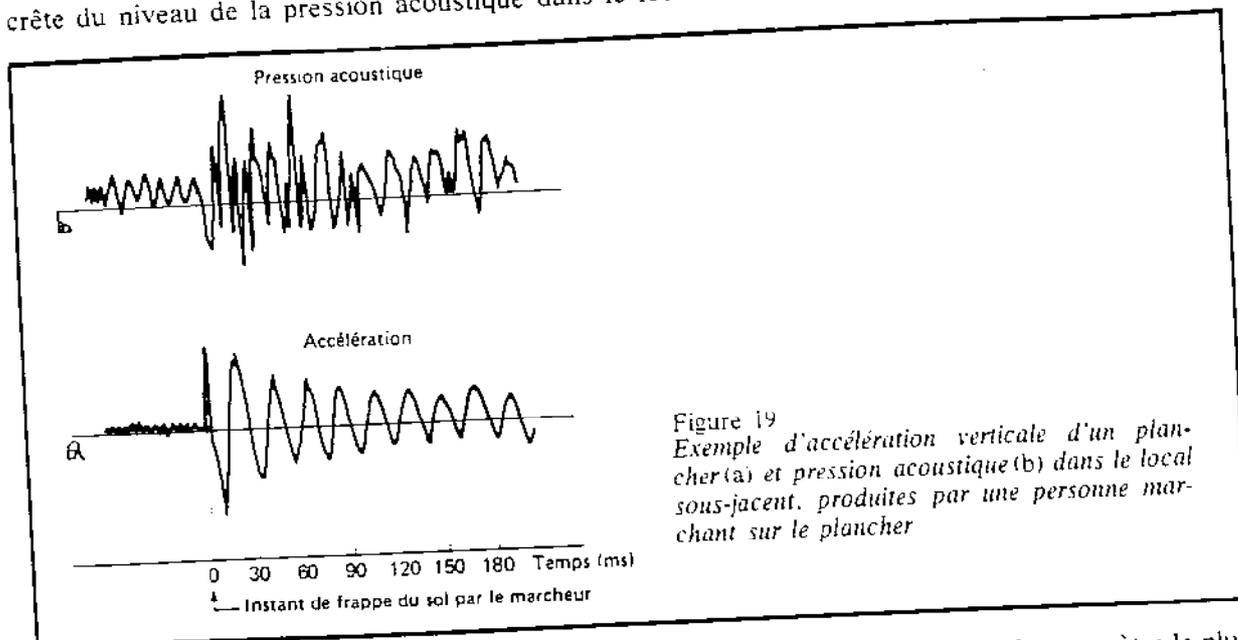


Figure 19  
Exemple d'accélération verticale d'un plancher (a) et pression acoustique (b) dans le local sous-jacent, produites par une personne marchant sur le plancher

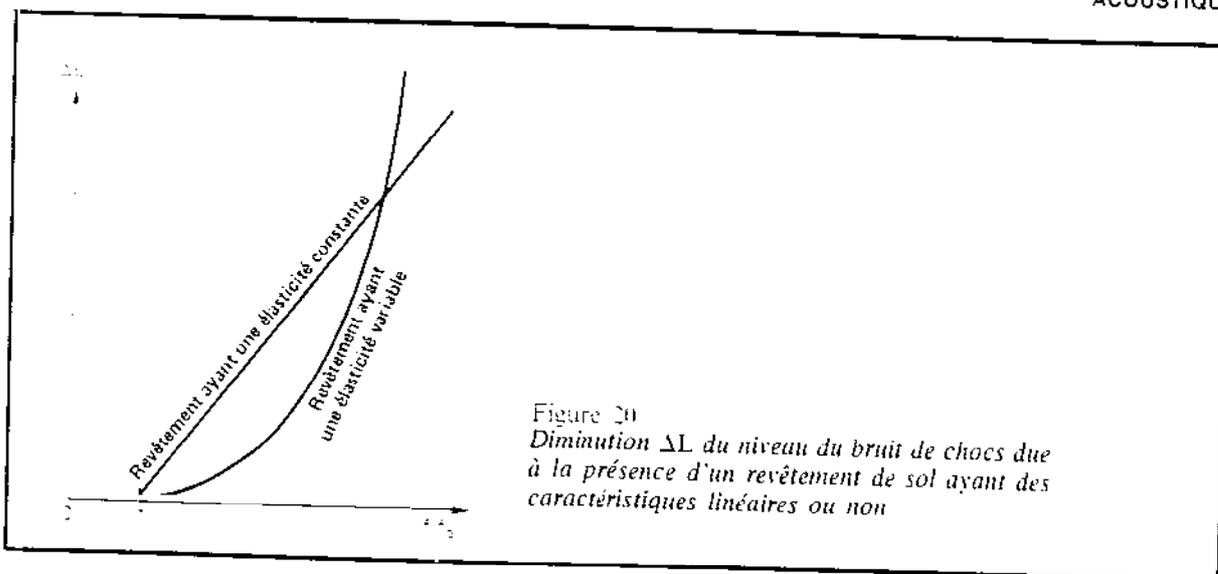
Cette valeur crête, liée à la prise de contact du talon avec le sol, semble être le paramètre le plus caractéristique de la gêne des gens. Elle dépend des marcheurs et de la nature des planchers.

### c) Les revêtements de sol

La mise en place d'un revêtement élastique sur le sol du plancher diminue, lors d'un choc, l'importance des composantes aiguës des vibrations du plancher par augmentation de la durée de ce choc. Le comportement acoustique du plancher étant peu modifié, le bruit rayonné sera diminué d'autant. L'efficacité d'un revêtement de sol dont le comportement reste linéaire pendant tout le choc, peut être représentée par un graphique tel que celui de la figure 20 où, pour chaque bande de fréquences analysées, on porte en ordonnées la diminution  $\Delta L$  du niveau sonore correspondant sous le plancher lorsqu'on met en place le revêtement de sol, et en abscisses le rapport de la fréquence d'analyse à la fréquence de résonance  $f_0$  de la masse qui produit l'impact, posée sur le revêtement de sol.

L'efficacité des revêtements de sol se mesure en laboratoire conformément à la norme NFS 31-053. La nature du plancher-support n'a que peu d'influence sur les résultats (différence entre deux niveaux de bruit tant que le revêtement est mince et de masse négligeable vis-à-vis de celle du plancher. En général, c'est une dalle pleine en béton de 14 cm d'épaisseur qui sert de plancher-support pour les mesures. Il y a exception pour les revêtements lourds, dont l'efficacité doit être déterminée en les testant sur un plancher similaire à celui qui sera utilisé. Dans tous les cas, l'efficacité d'un revêtement de sol se traduit par une courbe ( $\Delta L, f$ ) telle que celle de la figure 20. L'excitation est fournie par le choc des marteaux d'une machine à choc normalisée (voir paragraphe IV.2).

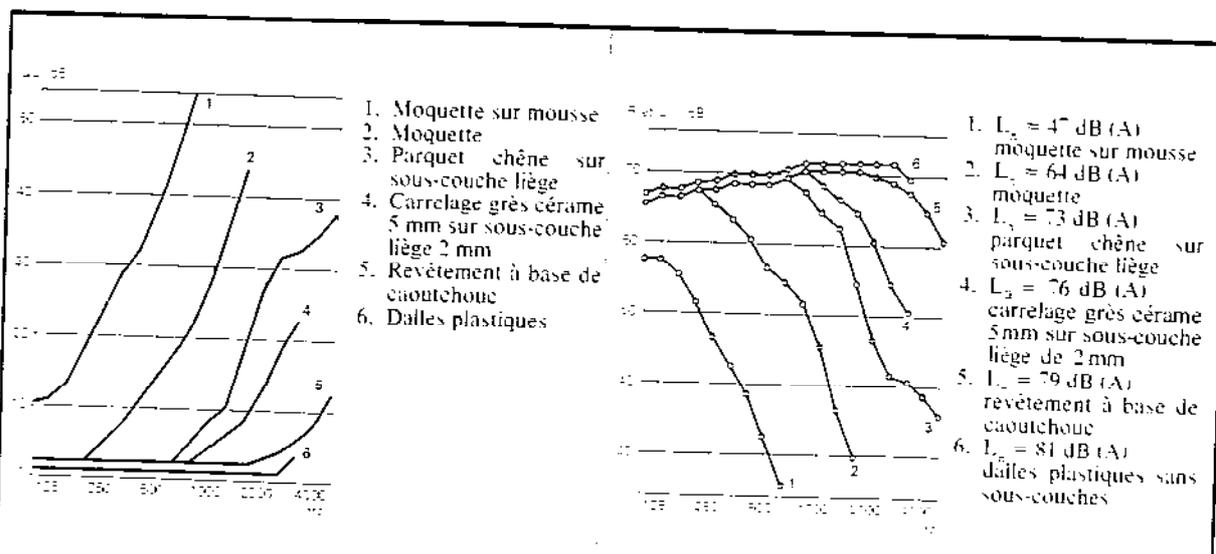
Le comportement linéaire du revêtement de sol sous l'effet de l'impact d'un marteau de la machine est assez rare et ne se produit guère que pour les matériaux relativement souples ayant une forte épaisseur, tels que ceux constitués par une couche d'usure solidaire d'une sous-couche épaisse en caoutchouc ou plastique alvéolaire. Le plus souvent, la linéarité du comportement du revêtement n'est pas conservée au cours du choc : plus le marteau écrase le revêtement, plus celui-ci devient dur par manque d'épaisseur. Cela se traduit, pour l'efficacité du revêtement du sol, par une allure parabolique de la courbe donnant  $\Delta L$  en fonction de  $f$  (fig. 20).



Autrement dit, les composantes aiguës du bruit de choc sont très bien supprimées par un tel revêtement, tandis que les composantes moyennes le sont moins que par un revêtement d'élasticité constante. C'est ce qu'on observe particulièrement avec les enductions plastiques sur feutre.

Dans le cas des revêtements relativement durs (liège, caoutchouc...) la non-linéarité peut être créée par la forme légèrement sphérique de la tête des marteaux de la machine. Plus la tête s'enfonce dans le matériau et plus la surface de revêtement s'opposant au mouvement est grande. Dans ce cas, le degré d'usure des têtes des marteaux peut avoir une incidence sur les résultats de mesure, tandis qu'il n'en a sensiblement pas dans les autres cas.

La figure 21 donne des courbes types de réduction de bruit d'impact (machines normalisées) pour diverses catégories de revêtements. Les niveaux  $L_n$  des bruits d'impact correspondant se trouvent figure 22, dans le cas où ces revêtements sont mis en place sur la dalle de référence indiquée dans la norme.



Tout ce qui précède concerne des revêtements minces simples. L'isolation aux bruits d'impact peut être également réalisée par des dalles flottantes. Le comportement du plancher n'est toutefois plus le même d'un point de vue acoustique et s'apparente à celui d'une paroi double. Il est décrit au paragraphe IV.3.c.

## IV.2. Grandeurs caractérisant la transmission (\*)

### IV.2.a. INTRODUCTION

Les différentes sources de bruit décrites précédemment créent des excitations aériennes ou solidiennes. Les parois des locaux excités directement ou indirectement sont alors animées de mouvements vibratoires, qui peuvent se communiquer à d'autres parois par suite de liaisons mécaniques. Ces vibrations engendrent des bruits dans les locaux. En plus de cette transmission inévitable du son, il peut exister des transmissions accidentelles ou non, dues à des ouvertures laissant passer le son, ou à des conduits ou canalisations qui le retransmettent.

Pour étudier physiquement toutes ces transmissions, il est nécessaire, au préalable, de définir des grandeurs caractérisant d'isolement phonique.

### IV.2.b. ISOLEMENTS ACOUSTIQUES BRUT ET NORMALISÉ

L'isolement d'un local vis-à-vis des bruits aériens émis soit dans un autre local, soit à l'extérieur du bâtiment abritant le local, est défini comme étant la différence entre les niveaux de la pression acoustique existant d'une part au lieu d'émission (dans le cas d'une source extérieure, lorsque le bruit pénètre essentiellement par une façade, le point souvent considéré est un point à 2 m en avant de la façade), d'autre part dans le local de réception :

$$D = L_1 - L_2$$

Cet isolement peut être exprimé soit par bandes de fréquences (octave ou 1/3 d'octave), soit d'une manière globale.

La norme précise comment doivent être faites des mesures d'isolement. Ainsi, pour les mesures entre locaux, on doit utiliser des sources de bruit à large bande pour réduire l'inhomogénéité des champs sonores dans les locaux et prélever les niveaux de pression acoustique à des distances suffisantes des sources et parois et, de préférence, en plusieurs points. L'isolement existant au moment où sont faites les mesures est l'*isolement brut*.

Nous avons déjà vu que les niveaux de bruit dépendent du pouvoir absorbant des locaux. Autrement dit, dans le cas précédent, si  $L_1$  est fixé,  $L_2$  dépend du pouvoir d'absorption du local de réception.

Étant donné que, bien souvent in situ, on effectue les mesures d'isolement de locaux vides, il est nécessaire de corriger l'isolement brut ainsi trouvé pour le transformer en un isolement dit normalisé correspondant au cas où le local de réception serait normalement meublé.

Pour les locaux d'habitation, cette correction s'obtient en admettant que la durée de réverbération des locaux meublés est de 0.5 s à toutes les fréquences. Le terme correctif est alors :

$$10 \log (T 0.5)$$

T étant la durée de réverbération du local de réception lors de la mesure de l'isolement.

L'*isolement acoustique normalisé* d'un local d'habitation 2 vis-à-vis des bruits émis dans un autre local 1 est donc :

$$D_n = L_1 - L_2 + 10 \log (T 0.5)$$

Note 1 : Pour un local de 30 m<sup>3</sup>, une durée de réverbération de 0.5 s correspond à une aire d'absorption équivalente de 10 m<sup>2</sup>.

(\*) Par A. Chaumette et R. Josse, ingénieurs à l'Établissement de Grenoble du CSTB.

*Note 2 :* Dans certains pays tels que l'Allemagne, on a choisi, au lieu d'une durée de réverbération identique pour tous les locaux d'habitation, une aire d'absorption équivalente, de valeur constante  $10 \text{ m}^2$ . Dans ce cas, le terme correctif est  $10 \log A/10$ ,  $A$  étant l'aire d'absorption équivalente du local de réception mesurée. D'après la note 1, les termes correctifs relatifs aux deux types de correction sont égaux, lorsque le volume du local de réception est de  $30 \text{ m}^3$ .

*Note 3 :* Pour les salles de classe, la durée de réverbération de référence est choisie égale à 1 s. Le terme correctif est alors  $10 \log T$ .

*Note 4 :* L'isolement, brut ou normalisé, d'un local 2 vis-à-vis du local 1 n'est pas forcément le même que celui du local 1 vis-à-vis du local 2. Ceci ne veut pas dire que la même source soit perçue différemment en réception suivant qu'elle est placée dans un local ou dans l'autre. Des isolements différents signifient qu'à niveaux d'émission égaux les niveaux perçus en réception sont différents.

*Note 5 :* L'isolement acoustique a été normalisé en se ramenant à une durée de réverbération de 0,5 seconde. Augmenter l'absorption d'un local de réception augmentera l'isolement acoustique brut, mais ne changera rien à l'isolement acoustique normalisé. La mise en place de matériaux absorbants dans un local ne rendra donc pas réglementaire un isolement défectueux.

La normalisation d'un isolement peut aussi être faite dans le cas de certaines mesures de laboratoire. Par exemple, l'isolement constaté entre deux locaux, en laboratoire, en présence d'un plafond suspendu commun aux deux locaux est normalisé en utilisant la correction suivante :

$$D_n = L_1 - L_2 - 10 \log 10 A$$

$A$  étant l'aire d'absorption du local réception au moment des mesures.

#### IV.2.c. INDICE D'AFFAIBLISSEMENT ACOUSTIQUE

Pour aller de la source aux points d'écoute, les ondes sonores suivent des chemins divers et souvent mal connus. On a, dans le cas de deux locaux contigus, l'habitude de distinguer deux voies : la voie directe et la voie indirecte. Dans la première, le son se transmet d'un local à l'autre par franchissement direct de la paroi séparant les deux locaux. Tous les autres chemins utilisés par le son pour aller au local de réception constituent la voie indirecte.

L'isolement brut du local 2 vis-à-vis du local 1 est directement lié à l'ensemble de ces deux voies de transmission.

L'évaluation de la transmission directe peut être faite in situ par des méthodes diverses, non normalisées. Par contre, cette transmission peut être aisément évaluée dans les laboratoires construits de manière à rendre négligeable la voie indirecte. La méthode de mesure correspondante est normalisée (norme NF S 31-051). Elle consiste à placer la paroi entre deux locaux dont les structures sont indépendantes et à mesurer l'isolement existant entre ces locaux.

Si  $I_2$  est l'intensité du son transmis par la paroi de séparation lorsque celle-ci est frappée par un champ réverbéré d'intensité  $I_1$ , le rapport

$$\tau = I_2 / I_1$$

est dénommé *facteur de transmission de la paroi*. Ce facteur est bien caractéristique de la paroi, car indépendant du sens de la transmission du son, d'après le paragraphe II.1.d. si les champs réverbérés dans les locaux émission sont suffisamment diffus.

La forme logarithmique de l'inverse de  $\tau$  est l'*indice d'affaiblissement acoustique de la paroi*.

$$R = 10 \log 1/\tau$$

Cet indice s'exprime en décibels, par bandes de fréquences ou d'une manière globale.

Il est à noter que, pour une paroi donnée, l'intensité transmise n'est pas forcément identique dans un laboratoire sans transmissions indirectes à celle existant in situ, par suite de l'influence, non identique dans les deux cas, sur le comportement de la paroi, des parois voisines. D'autre part, une paroi ayant un bon indice d'affaiblissement acoustique aura un bon pouvoir isolant en tant que paroi séparatrice entre deux locaux. Ceci ne veut pas dire qu'elle ne causera pas des transmissions indirectes importantes, dans une autre disposition où elle ne jouera pas ce rôle de paroi séparatrice.

Il existe une relation entre l'isolement et l'indice d'affaiblissement acoustique de la paroi de séparation de deux locaux, lorsque la transmission du son ne se fait que par cette paroi.

L'intensité du champ réverbéré frappant les parois du local 1 est :

$$I_1 = p_1^2 / 4 \rho_0 c$$

$p_1$  étant la pression acoustique moyenne dans le local 1.

Puisque la transmission ne se fait que par la paroi de séparation, l'énergie acoustique transmise, par seconde, au local 2 est :

$$W = SI_2$$

avec

$$SI_2 = S \tau I_1$$

d'où

$$W = S \tau p_1^2 / 4 \rho_0 c$$

La pression acoustique moyenne dans le local 2 est donc :

$$p_2^2 = \frac{\tau S}{A} p_1^2$$

$A$  étant l'aire d'absorption équivalente du local 2.

Or, comme :

$$D_b = 10 \log p_1^2 / p_2^2$$

on trouve :

$$D_b = R + 10 \log A/S$$

*Note :* L'indice d'affaiblissement a été défini ci-dessus pour un champ sonore incident diffus. Il peut, de la même manière, être défini pour un champ sonore incident constitué exclusivement d'ondes planes de même angle d'incidence. Il varie alors à la fois en fonction de cet angle et de la fréquence.

#### IV.2.d. NIVEAU DU BRUIT DE CHOC NORMALISÉ

La caractérisation de la protection d'un local vis-à-vis des bruits causés par des impacts sur le sol d'autres locaux est basée sur la mesure du niveau de pression acoustique dans le local lorsqu'une machine inventée spécialement pour ces tests frappe le sol des autres locaux considérés.

En 1932, Reiher construisait la première machine devant permettre de tester la sonorité des planchers aux impacts résultant de la marche des personnes. Cette machine se composait d'un marteau en bois de masse de 280 g tombant de 3 cm de haut à la cadence de la marche normale d'une personne. Masse et hauteur de chute avaient été choisies de manière que le bruit produit ressemble à celui provoqué par la marche d'un adulte dont les chaussures seraient munies de talons en cuir.

La machine de Reiher, qui produisait un bruit trop faible et trop discontinu pour qu'on pût le mesurer facilement, fut rapidement abandonnée au profit de celle que nous connaissons bien maintenant (norme AFNOR S 31-052) : marteaux en laiton de 500 g chacun terminés par un élément sphérique de rayon 50 cm tombant de 4 cm de haut à raison de 10 coups par seconde. La première description de cette nouvelle machine a été donnée dans la norme DIN 4110, en 1938. Elle présente,

sur la précédente. l'avantage de créer un bruit de force et de continuité suffisantes pour la mesure, mais elle a l'inconvénient de produire des chocs qui, apparemment, ont peu de rapport avec ceux résultant de la marche normale. Malgré ce défaut de conception, elle sert de base à la plupart des normes nationales concernant la mesure de la sonorité des planchers aux impacts.

Le test sur lequel repose ces normes consiste donc à faire fonctionner, sur le sol du local émission, la machine à chocs normalisée et à mesurer le niveau du bruit ainsi produit dans le local de réception par bandes de fréquences ou de manière globale.

Dans le cas de mesures in situ, il est d'usage, comme pour les bruits aériens, de corriger les résultats obtenus pour les faire correspondre à ceux que l'on obtiendrait si la durée de réverbération du local de réception était uniforme et égal à 0,5 s à toutes les fréquences.

$$L_n = L - 10 \log T \cdot 0,5$$

En laboratoire, on calcule :

$$L_n = L + 10 \log A \cdot A_0$$

$A_0$  étant une aire d'absorption de référence égale à  $10 \text{ m}^2$  et  $A$  l'aire d'absorption du local de réception, au moment de la mesure.

La quantité  $L_n$  ainsi définie en laboratoire est alors proportionnelle à la puissance  $W$  rayonnée par la paroi. En effet, la pression quadratique moyenne dans le local de réception vaut :

$$\langle p^2 \rangle = 4 \rho c W A$$

D'autre part, on peut admettre que le niveau vibratoire d'une paroi similaire, de surface double, sera deux fois moindre, pour la même force excitatrice, et donc que la puissance qu'elle rayonne, proportionnelle à la surface et au niveau vibratoire, reste la même.

Ainsi, pour une force donnée,  $L_n$  est sensiblement indépendant de la surface de paroi.

#### IV.2.e. DIMINUTION DU NIVEAU DU BRUIT DE CHOC

La machine à chocs normalisée fonctionnant, in situ, sur un plancher nu formé d'une dalle pleine en béton de 14 cm d'épaisseur, provoque un niveau de bruit qui, par tiers d'octave, a la valeur moyenne représentée sur la figure 23. On constate que la répartition spectrale de ce bruit est à peu près la même à toutes les fréquences, et qu'il dépasse nettement en force la limite réglementaire (70 dB(A)). Ce dépassement du niveau maximal admissible se produit pour tous les planchers monolithiques, pleins ou creux, non munis d'un revêtement de sol adéquat.

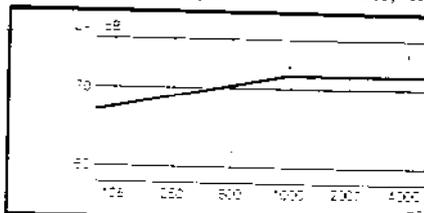


Figure 23

Niveau du bruit par 1/3 d'octave sous un plancher dalle pleine en béton de 14 cm d'épaisseur frappé par la machine à choc normalisée (courbe moyenne) le niveau global correspondant est de 83 dB(A)

La mise en place d'un revêtement élastique sur le sol du plancher diminue l'importance des composantes aiguës du bruit de choc par augmentation de la durée de ce choc, d'après ce qui a été vu au paragraphe IV.1.

L'efficacité des revêtements de sol se mesure en laboratoire. D'après ce que nous avons vu plus haut, la nature du plancher-support n'a que peu d'influence sur les résultats (différence entre deux niveaux de bruit) tant que le revêtement est mince et de masse négligeable vis-à-vis de celle du plancher. En général, c'est une dalle pleine en béton de 14 cm d'épaisseur qui sert de plancher-support pour les mesures. Il y a exception pour les revêtements lourds, dont l'efficacité doit être déterminée en les testant sur un plancher similaire à celui qui sera utilisé.

Pour faciliter le choix des revêtements de sol, on condense les informations que donne la courbe ( $\Delta L, f$ ) en une seule. Pour cela deux méthodes existent :

La première méthode, la plus ancienne, a été élaborée à l'époque où la réglementation était basée sur l'usage de résultats de mesure pour les bandes de fréquences dites graves, moyennes et aiguës. Cette méthode conduit à l'indice d'amélioration alpha du revêtement de sol, déterminée de la manière suivante. On avait constaté, en comparant les limites réglementaires et le niveau du bruit

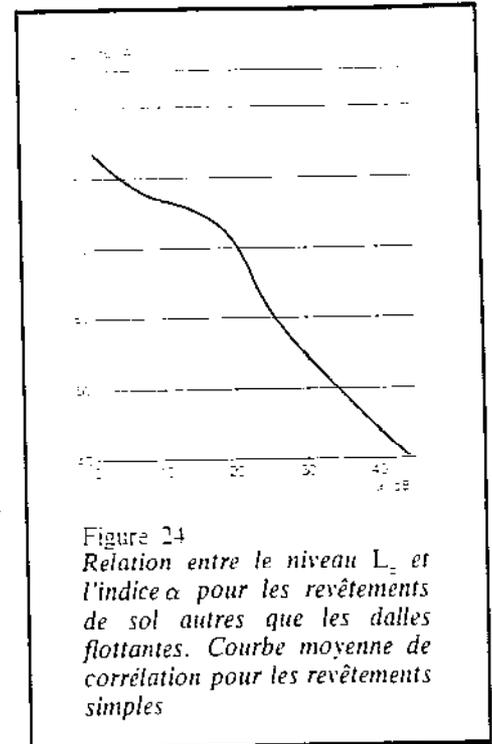
régnant en moyenne sous une dalle pleine nue de 14 cm d'épaisseur, qu'il était nécessaire, pour que l'ensemble dalle-revêtement satisfasse juste à la réglementation, que le revêtement mis en place diminue le bruit de choc à raison de 2 dB pour les composantes graves, 9 dB pour les composantes moyennes et 21 dB pour les composantes aiguës. Si les valeurs  $\Delta L_1$ ,  $\Delta L_2$ ,  $\Delta L_3$  de l'efficacité du revêtement déduites de la courbe  $(\Delta L, f)$  aux fréquences graves, moyennes et aiguës n'étaient pas égales aux chiffres précédents, on admettait que la qualité acoustique de l'ensemble plancher-revêtement était limitée par la plus petite des trois valeurs algébriques :  $\Delta L_1 - 2$ ,  $\Delta L_2 - 9$ ,  $\Delta L_3 - 21$ . Si l'on a, par exemple  $\Delta L_1 = 1$ ,  $\Delta L_2 = 7$  et  $\Delta L_3 = 22$ , la plus petite des trois valeurs est  $\Delta L_2 - 9 = -2$ . Cette valeur minimale majorée de 21 dB pour ne pas avoir affaire à des chiffres négatifs, constitue l'indice  $\alpha$  du revêtement de sol. Ainsi, un revêtement sans efficacité à toutes les fréquences (carrelage par exemple) a un indice  $\alpha$  de 0, tandis qu'un revêtement rendant la dalle de 14 cm juste réglementaire a un indice  $\alpha$  de 21.

La seconde méthode est celle donnée dans la norme NFS 31-053. Elle consiste à exprimer l'efficacité du revêtement par la différence  $\Delta L_n$  existant entre le niveau de pression, en dB (A), sous un plancher de référence nu et le niveau, toujours en dB (A), sous le même plancher recouvert du revêtement étudié. Étant donné que le niveau global sous le plancher de référence nu est  $L_{n0} = 83$  dB (A), on a :

$$\Delta L_n = 83 - L_n$$

$L_n$  étant le niveau global exprimé en dB (A), sous le plancher de référence recouvert du revêtement étudié. En général ce niveau global n'est pas mesuré directement, car cela impliquerait que le local de réception ait la même aire d'absorption de  $10 \text{ m}^2$  à toutes les fréquences, et que le plancher du laboratoire soit en tous points identique au plancher de référence. Il est calculé à partir de valeurs mesurées par 1/3 d'octave, corrigées et composées après pondération par le filtre A (cf. norme NF S 31-053).

La relation expérimentale trouvée entre  $\Delta L_n$  et  $\alpha$  est donnée fig. 24.



### IV.3. Transmission par les structures (\*)

#### IV.3.a. RELATIONS ENTRE TRANSMISSION DE BRUITS D'IMPACTS ET TRANSMISSION DE BRUITS AÉRIENS

On peut montrer, par exemple en utilisant le théorème de réciprocité, qu'il existe une relation, pour un plancher simple, homogène, à surface dure sans revêtement de sol, entre l'indice d'affaiblissement  $R$  et le niveau normalisé  $L_n$  de transmission des bruits d'impacts :

$$L_n + R = 38 + 30 \log f$$

$f$  étant la fréquence centrale de 1/3 d'octave, en Hz.

(\*) Par S. Auzou, A. Chaumette et R. Josse, Ingénieurs à l'Établissement de Grenoble du CSTB.

Le résultat théorique est bien confirmé par l'expérience. Lorsque  $R$  et  $L_n$  sont exprimés d'une manière globale en dB(A), on trouve

$$L_n - R = 137 \text{ dB (A)}$$

- Cette relation s'applique essentiellement à des résultats de laboratoire. Son usage in situ peut permettre de déceler certaines anomalies.

### IV.3.b. PAROIS SIMPLES

#### 1. Rayonnement d'une paroi simple soumise à une force ponctuelle

##### a) Phénomène de coïncidence

La paroi simple est celle se prêtant le plus facilement aux calculs. Par paroi simple, il faut entendre une paroi homogène et isotrope dans le domaine des fréquences acoustiques, ce que l'on pourra admettre par exemple pour un plancher en béton, une cloison en carreaux de plâtres pleins, c'est-à-dire lorsque malgré les inhomogénéités, les ondes solidiennes peuvent être supposées ne pas subir de modifications locales importantes. D'autres types de parois apparemment plus complexes peuvent être également assimilés à des parois simples.

Soumise à une force ponctuelle aléatoire (bruit blanc dans un tiers d'octave ou une octave), une paroi peut être supposée, en première approximation, avoir un champ vibratoire diffus, sauf au voisinage du point d'application de la force, d'après le paragraphe IV.1.b. Ceci revient à dire qu'en un point donné le champ vibratoire peut être représenté par une infinité d'ondes de flexion également réparties selon toutes les directions ayant la même énergie quelle que soit cette incidence.

Si l'on introduit la fréquence dite critique, dont on verra plus loin l'importance, d'une paroi homogène d'épaisseur  $h$ , constituée par un matériau de masse volumique  $\rho$ , de module d'élasticité  $E$ , et de coefficient de Poisson  $\nu$ :

$$f_c = \frac{c^2}{2\pi h} \sqrt{\frac{12\rho(1-\nu^2)}{E}} \quad (E')$$

- c étant la vitesse du son dans l'air, la vitesse moyenne des ondes de flexion vaut :

$$c_f = c\sqrt{f/f_c}$$

- f étant la fréquence centrale de l'octave ou du tiers d'octave. Cette vitesse est donc égale à la vitesse du son dans l'air pour  $f = f_c$ .
- $f_c$  peut se mettre également sous la forme :

$$f_c = \frac{c^2}{2\pi} \sqrt{\frac{m}{B}}$$

- m étant la masse de la paroi par unité de surface
- B la rigidité de la paroi en flexion par unité de longueur.

Si la paroi considérée borde un local, les perturbations acoustiques qu'elle cause vont créer dans ce local un champ de pression pouvant être considéré comme résultant de la composition d'ondes planes aériennes.

Pour les ondes planes acoustiques dont la direction de propagation fait un angle  $\theta$  avec la normale à la paroi, la vitesse de la trace de ces ondes sur la paroi vaut (cf. fig. 25) :

$$c \sin \theta$$

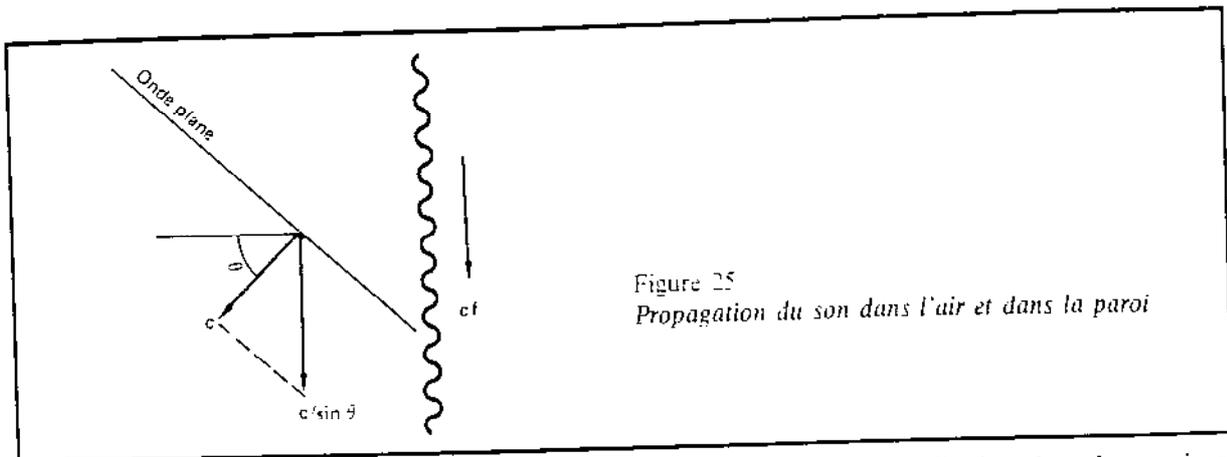


Figure 25  
Propagation du son dans l'air et dans la paroi

On montre que le couplage entre l'onde plane aérienne et une onde de flexion dans la paroi est maximal s'il se produit le phénomène de coïncidence entre ces ondes, c'est-à-dire si l'on a :

$$\underline{c_f = c \sin \theta} \tag{E 8}$$

b) Facteur de rayonnement

L'égalité (E 8) n'est possible que si l'on a :

$$f \geq f_c$$

ce qui justifie l'introduction faite auparavant de la fréquence critique qui délimite ainsi des zones de fréquences :

- Pour  $f > f_c$ , on peut admettre que les phénomènes de rayonnement prépondérants sont dus aux phénomènes de coïncidence. Par définition, le facteur de rayonnement vaut alors (cf. paragraphe II.1.e) :

$$G = 1 \cdot \cos \theta$$

avec

$$\sin \theta = c \cdot c_f = \sqrt{f_c / f}$$

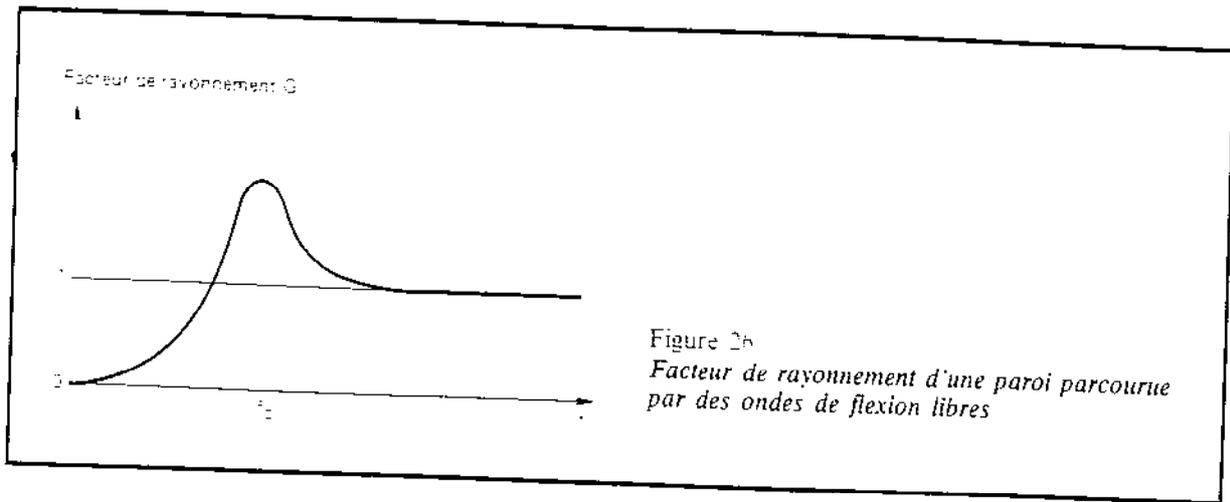
d'où

$$G = 1 \cdot \sqrt{1 - f_c / f}$$

valeur voisine de 1 pour  $f \gg f_c$ .

- Pour  $f = f_c$ , on trouverait par le raisonnement précédent un facteur de rayonnement infini. Une analyse modale montre qu'en fait il n'est pas possible d'associer à chaque onde de flexion une onde plane en coïncidence, de telle sorte que le facteur de rayonnement, important, reste fini.
- Pour  $f < f_c$ , les phénomènes de rayonnement sont beaucoup moins importants que précédemment. La vitesse de propagation dans l'air étant plus grande que dans la paroi, les perturbations acoustiques créées par les creux et les bosses d'une onde de flexion ont tendance à s'annuler à distance, sauf aux bords de la paroi.

On obtient ainsi, en fonction de la fréquence, l'allure du facteur de rayonnement  $G$  donnée dans la figure 26.



Le champ vibratoire dans la paroi n'est toutefois plus diffus, aux très basses fréquences, et il existe au voisinage du point d'excitation un champ proche important. Ce champ proche crée un rayonnement qui peut être prépondérant.

### c) Bruit rayonné par la paroi

Connaissant le facteur de rayonnement, il est possible de calculer le niveau du bruit rayonné.

La puissance acoustique rayonnée vaut, en effet :

$$W = \rho_0 c S G \langle v^2 \rangle$$

$\langle v^2 \rangle$  étant la vitesse quadratique moyenne de la paroi.

En supposant que  $f$  soit supérieure à la fréquence critique  $f_c$  ( $G = 1$ ), on obtient, compte tenu des égalités (E 3) et (E 7), le niveau de pression acoustique réverbérée :

$$L_p = 92 + 10 \log \frac{\bar{F}_{\text{air}}^2 f_c}{\rho^2 h^2 f \eta} - 10 \log A \quad (\text{E 9})$$

en unités SI.

Sous réserve que  $\eta$  soit indépendant de la surface de la paroi, on constate que  $L_p$  ne dépend pas de la surface. Donc, avec une même excitation, une petite paroi peut rayonner autant qu'une grande, au-dessus de la fréquence critique.

Bien au-dessous de la fréquence critique, la puissance acoustique rayonnée est donnée par le champ vibratoire proche

$$W = \frac{\rho_0 \bar{F}_{\text{air}}^2}{2 \pi c \rho^2 h^2}$$

D'où le niveau également indépendant de la surface  $S$

$$L_p = 94 + 10 \log \frac{\bar{F}_{\text{air}}^2}{\rho^2 h^2} - 10 \log A$$

La force excitatrice a été, jusqu'ici, supposée avoir un spectre blanc. Ceci peut-être supposé aussi le cas, pour la force produite par la machine à chocs, compte tenu de la brièveté des impacts.

La relation (E 9) peut alors être appliquée au cas de la machine à chocs, la force correspondante étant donnée par (E 5).

On trouve ainsi, dans le cas d'une machine à chocs normalisée frappant la surface nue d'une dalle pleine en béton, de 16 cm d'épaisseur et de facteur de pertes égal à 1/100, que le niveau du bruit provoqué est de 81 dB par octave, quelle que soit l'octave considérée. Ce niveau s'accorde assez bien avec les résultats de laboratoire.

d) Importance et détermination de la fréquence critique

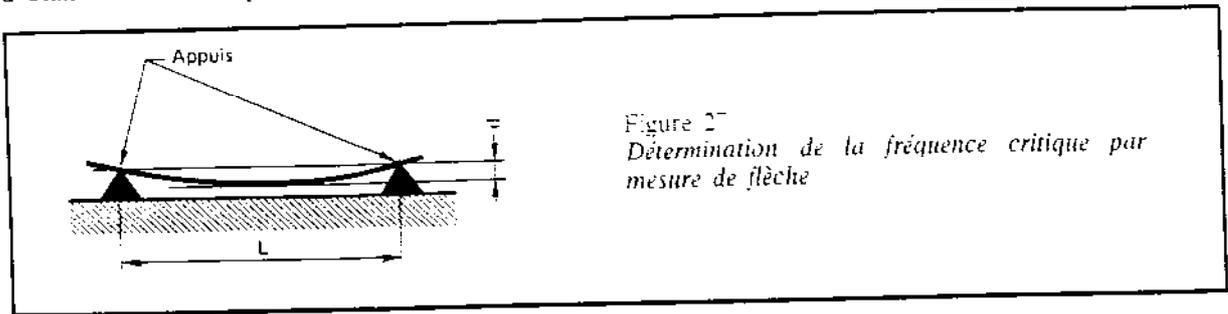
Nous avons vu l'importance de la fréquence critique sur le niveau de bruit rayonné. Si cette fréquence est dans la gamme des fréquences acoustiques, on aura à cette fréquence un bruit rayonné important. La transmission de bruits aériens, qui sera vue plus loin, est de même grande à cette fréquence.

Des valeurs de fréquences critiques sont données dans le tableau du paragraphe II.1.c.

On peut déterminer la fréquence critique d'une paroi légère dont on ne connaît pas les caractéristiques mécaniques, par mesure de la flèche prise par une poutre, découpée dans cette paroi, sous le simple effet de la pesanteur (fig. 27). On a alors :

$$f_c = (51\,500 \sqrt{\bar{u}}) L^2$$

d étant la flèche exprimée en mètres et L la distance entre appuis.



Ceci suppose que la flèche reste bien inférieure à 6 fois l'épaisseur, de manière à ce que la paroi se déforme en flexion simple.

Il est à noter que des parois composites, utilisées par exemple en éléments de façade, peuvent être assimilées à des parois simples, et faire l'objet des mêmes mesures. Ce sont des parois formées de deux plaques collées parfaitement l'une à l'autre, de manière à ce qu'il y ait une déformation négligeable de la colle.

Dans le cas de la fig. 28 a, la rigidité en flexion vaut théoriquement, pour des plaques minces

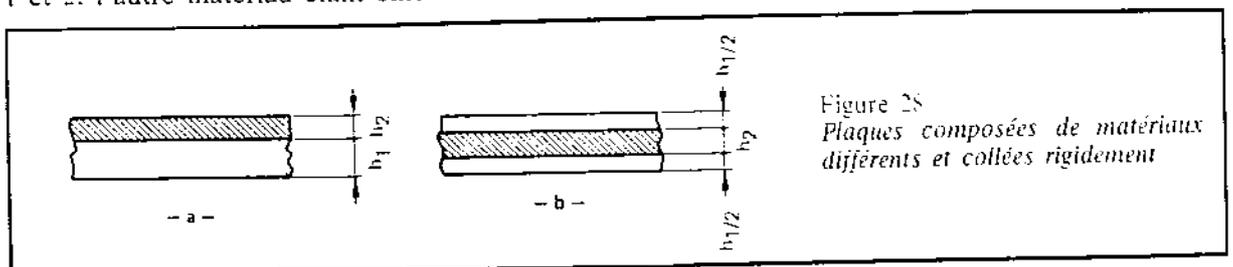
$$B = B_2 \frac{1 + 2 \frac{E_1}{E_2} \left[ 2 \frac{h_1}{h_2} + 3 \left( \frac{h_1}{h_2} \right)^2 + 2 \left( \frac{h_1}{h_2} \right)^3 + \left( \frac{h_1}{h_2} \right)^4 \frac{E_1}{E_2} \right]}{1 + \frac{h_1}{h_2} \frac{E_1}{E_2}}$$

$E_1$  et  $E_2$  étant les modules d'Young des plaques 1 et 2  
 $B_2$  la rigidité en flexion de la plaque 2.

Dans le cas de la fig. 28 b, où la plaque 2 est disposée symétriquement par rapport à la fibre neutre, on obtient une rigidité en flexion :

$$B = B_1 \left( 1 + \frac{h_2^3}{h_1^3} \right) + B_2$$

$B_1$  et  $B_2$  étant les rigidités en flexion des plaques qui seraient formées respectivement des matériaux 1 et 2, l'autre matériau étant enlevé.



Ces plaques composites ont ainsi, comme des plaques homogènes, une rigidité en flexion indépendante de la fréquence, et la relation (E 7) permet de calculer la fréquence critique.

En pratique, toutefois, il existe souvent une déformation de la colle. Les plaques ne sont plus alors assimilables à des plaques homogènes.

## 2. Transmission sonore à travers une paroi simple

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

Nous avons vu que la fréquence critique délimite deux domaines de comportement d'une paroi simple en ce qui concerne le rayonnement de cette paroi. Il en est de même pour la transparence qu'offre cette paroi aux sons aériens.

Aux fréquences supérieures à la fréquence critique, ce sont les phénomènes de coïncidence qui conditionnent principalement la vibration et le rayonnement, et par suite l'isolement d'une paroi soumise à un champ diffus. L'indice d'affaiblissement acoustique pour une bande de fréquence (octave ou 1/3 d'octave) est alors :

$$R = 20 \log \frac{m \omega}{2 \rho_0 c} - 10 \log \frac{f}{f_c} - 10 \log \frac{1}{\eta} - 2 \quad (\text{E } 10)$$

pour une paroi de masse surfacique  $m$ , de fréquence critique  $f_c$ , ayant un facteur de pertes  $\eta$ , excitée sur toute sa surface dans une bande de fréquences dont la pulsation centrale est :

$$\omega = 2 \pi f$$

D'après cette égalité, on constate que :

— A fréquence donnée :

$R$  dépend à la fois de la masse  $m$  par unité de surface et de l'épaisseur  $h$ . Plus exactement, on constate que  $R$  varie si  $\eta$  est constant, comme :

$$10 \log \frac{m^3}{\rho \sqrt{\rho}} = 10 \log h^3 \frac{\rho^2}{\sqrt{\rho}}$$

$\rho$  étant la masse volumique du matériau constituant la paroi.

Pour un matériau donné ( $\rho$  constant),  $R$  augmente donc de 9 dB lorsque la masse  $m$  est doublée ( $h$  doublée).

Pour une épaisseur  $h$  donnée,  $E$  et  $\eta$  étant constants,  $R$  croît de 4,5 dB si la masse volumique du matériau utilisé est doublée.

A masse  $m$  et facteur de pertes  $\eta$  égaux, le mur ayant l'épaisseur la plus grande ( $\rho$  le plus petit) est le plus isolant.

— A masse et épaisseur données :

$R$  croît avec la fréquence à raison de 9 dB par octave (à  $\eta$  constant)

$R$  est d'autant plus grand que  $\eta$  est plus grand.

Si la fréquence centrale de la bande d'octave est voisine de la fréquence critique, les transmissions sonores sont alors importantes, et il se produit un « trou » dans la courbe représentant l'indice d'affaiblissement en fonction de la fréquence.

Si cette fréquence est inférieure à  $f_c$ , les phénomènes sont relativement complexes. Des modes de la paroi dont les fréquences de résonance sont inférieures aux fréquences de l'excitation peuvent satisfaire à l'égalité (E 8) de coïncidence et être fortement couplés avec le local. Ce sont ces modes qui assurent l'essentiel des transmissions bien en dessous de la fréquence critique. Ces modes pouvant être schématisés par des systèmes masse-ressort, excités au-dessus de leur fréquence de résonance se comportent alors comme des masses. Il est donc intuitif de considérer que la paroi se comporte comme une plaque dénuée d'élasticité.

Le calcul permet de retrouver ce résultat.

On obtient :

$$R = 20 \log \frac{m\omega}{2\rho_0 c} - 10 \log 2G$$

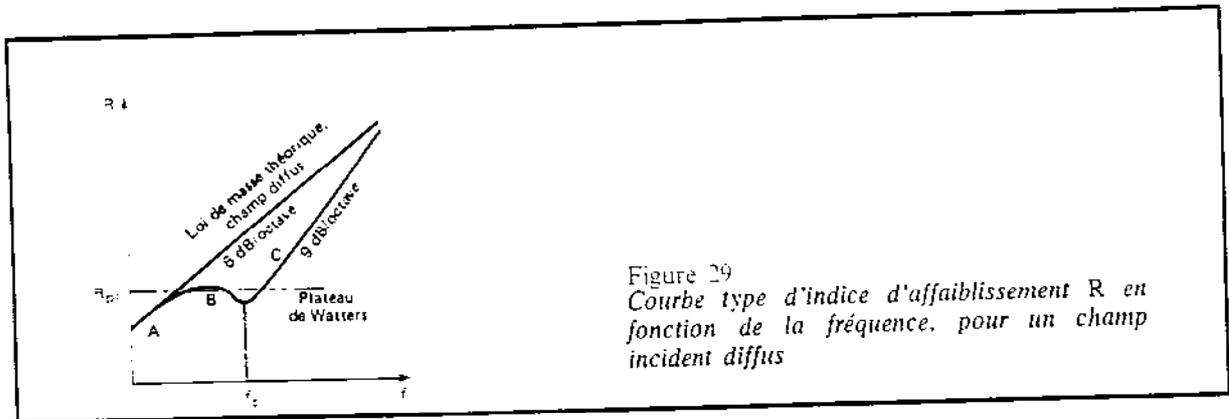
G étant le facteur de rayonnement uniquement des modes précédents. On aboutit ainsi à la loi dite de masse, qui en pratique vaut :

$$R = 20 \log \frac{m\omega}{2\rho_0 c} - (5 \text{ à } 10) \text{ dB}$$

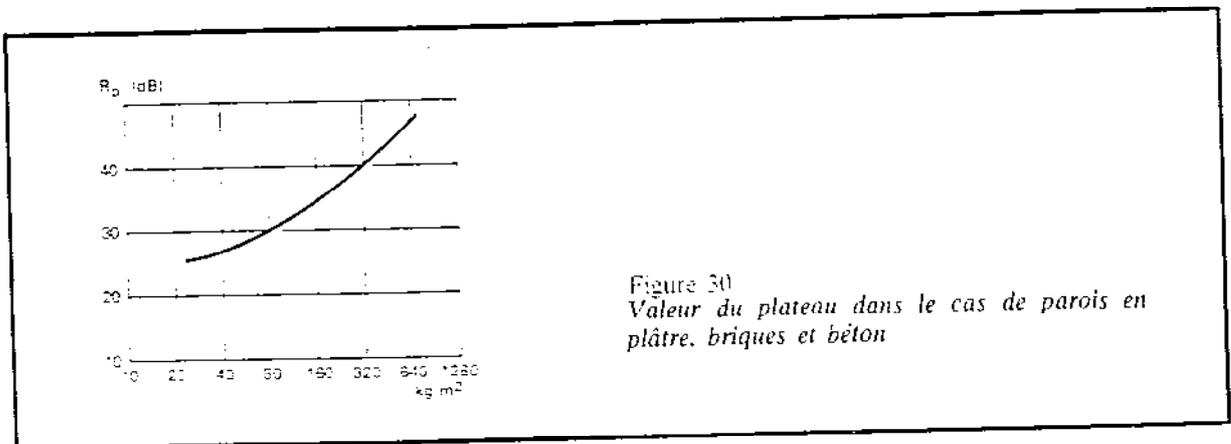
Cette loi peut être obtenue de manière plus intuitive en considérant que chaque élément de la paroi non rigide réagit comme une masse pure sous l'action d'ondes acoustiques planes incidentes, dues au champ sonore dans le local d'émission.

La croissance de R avec la fréquence est de 6 dB/octave.

Pratiquement, tous ces résultats peuvent être résumés sur une figure type représentant la variation de R en fonction de la fréquence f, pour une paroi donnée (fig. 29).



La courbe type peut être divisée en trois domaines A, B et C. Le domaine A correspond sensiblement à la croissance régulière de l'indice avec la fréquence, à raison de 6 dB/octave suivant la loi de masse théorique. Entre ce domaine et la fréquence critique  $f_c$  existe une zone B dite de transition et que Watters a appelé plateau car, dans cette zone, la courbe est très proche d'une droite horizontale. La hauteur de ce plateau est indiquée sur la figure 30 pour des murs en maçonnerie de différentes masses.



Après un minimum aux environs de la fréquence critique, la courbe type se met à croître très rapidement avec la fréquence. Cette croissance est linéaire, et de l'ordre de 9 dB/octave. On trouvera au chapitre V de nombreux exemples.

### b) Transmission d'une onde plane acoustique

La transmission sonore d'un champ diffus résulte de la transmission d'ondes planes frappant la paroi sous toutes les incidences. Il est intéressant de connaître l'indice d'affaiblissement pour chacune de ces ondes planes, c'est-à-dire :

$$10 \log 1/\tau$$

$\tau$  étant le rapport de la puissance transmise sur la puissance incidente.

Ceci peut être important en particulier pour la transmission de bruits extérieurs.

A une fréquence  $f$ , la transmission sera la plus importante lorsque l'onde plane incidente réalise les conditions de coïncidence. On obtient par un calcul classique :

$$R_{\text{coïncidence}} = 10 \log \left[ 1 + \left( \frac{m\omega}{2\rho_0 c} \eta \cos \theta \right)^2 \right]$$

Si les ondes sont incidentes sous un angle inférieur à l'angle de coïncidence ou si la fréquence considérée est inférieure à la fréquence critique, la vitesse de propagation des ondes de flexion libres dans la paroi est inférieure à la vitesse des traces des ondes aériennes sur la paroi. Les ondes de flexion libres tardent trop pour modifier l'action des ondes aériennes. La paroi réagit alors comme si elle était dénuée d'élasticité, et on obtient :

$$R = 10 \log \left[ 1 + \left( \frac{m\omega \cos \theta}{2\rho_0 c} \right)^2 \right] \quad (\text{E 11})$$

Si les ondes sont incidentes sous un angle supérieur à l'angle de coïncidence, ce qui suppose  $f > f_c$ , l'élasticité de la paroi intervient dans son comportement. On peut montrer que cette intervention se traduit dans (E 11) par la multiplication de la masse  $m$  par :

$$\left[ \left( \frac{f}{f_c} \right)^2 \sin^2 \theta - 1 \right]$$

Pour  $f/f_c$  suffisamment grand, ce facteur peut être supérieur à 1 et l'élasticité intervient alors en renforçant l'indice d'affaiblissement acoustique.

Les formules précédentes ont été établies dans le cas de parois infinies.

Elles peuvent être vérifiées par des mesures en laboratoire, la source étant soit située à l'extérieur du bâtiment contenant la paroi, soit dans une chambre sourde (fig. 31).

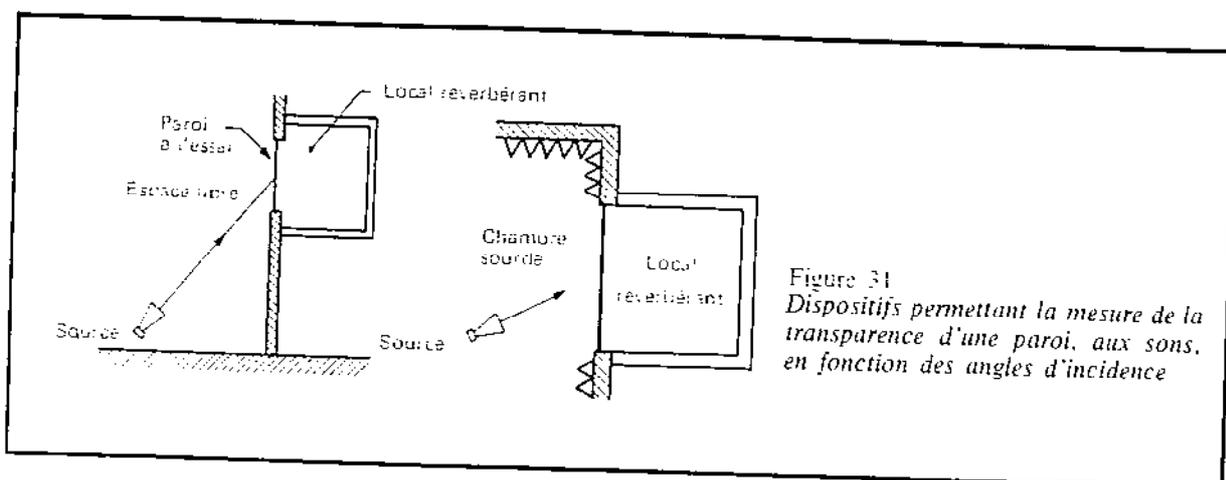


Figure 31  
Dispositifs permettant la mesure de la transparence d'une paroi, aux sons, en fonction des angles d'incidence

En changeant la source de position, et en faisant varier sa fréquence, on peut obtenir l'indice d'affaiblissement dans tous les cas possibles.

Lorsque la source est située à l'extérieur, il peut être difficile, pour certaines fréquences et certains angles d'incidences, d'avoir des ondes provenant d'une direction bien définie, ceci à cause des obstacles voisins des sources, tels que le sol.

Les résultats des mesures peuvent être présentés de deux manières :

- indice d'affaiblissement à une fréquence donnée, en fonction de l'angle d'incidence
- indice d'affaiblissement en fonction de la fréquence pour une incidence donnée.

A titre d'exemple on trouvera, sur les figures 32 et 33, ces deux présentations dans le cas de vitrages.

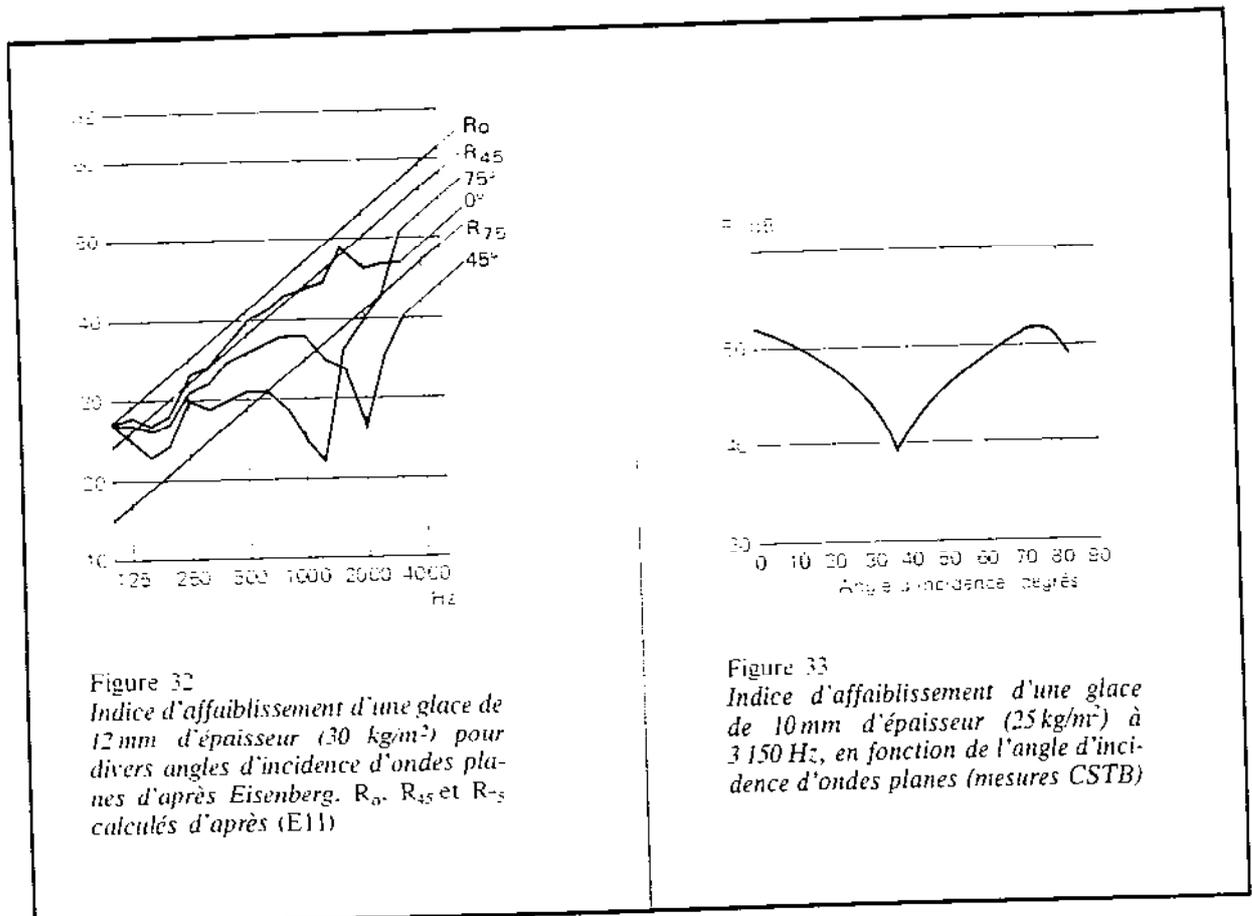


Figure 32  
Indice d'affaiblissement d'une glace de 12 mm d'épaisseur (30 kg/m<sup>2</sup>) pour divers angles d'incidence d'ondes planes d'après Eisenberg. R<sub>0</sub>, R<sub>45</sub> et R<sub>75</sub> calculés d'après (E11)

Figure 33  
Indice d'affaiblissement d'une glace de 10 mm d'épaisseur (25 kg/m<sup>2</sup>) à 3 150 Hz, en fonction de l'angle d'incidence d'ondes planes (mesures CSTB)

Sur la figure 32 on distingue très nettement les fréquences de coïncidence mises en évidence par la baisse accentuée de l'indice d'affaiblissement.

Pour les fréquences nettement plus basses que les fréquences de coïncidence, les courbes se rapprochent assez bien des droites correspondant à la loi de masse théorique. A la coïncidence, la chute d'isolement, comparativement à cette loi, est supérieure à 15 dB. Au-delà de la coïncidence, l'indice d'affaiblissement croît rapidement avec la fréquence, ce qui est expliqué par la présence de f<sup>2</sup> dans la masse équivalente de la paroi.

Les fréquences de coïncidence constatées s'accordent bien avec celles que l'on trouve théoriquement qui, dans le cas de la glace de 12 mm, sont données par :

$$f = 1\,000 \sin^2 \theta$$

elles valent 2 000 Hz pour  $\theta = 45^\circ$   
et 1 070 Hz pour  $\theta = 75^\circ$

### c) Influence des pertes d'énergie

L'étude de la transmission en champ diffus a montré l'importance de l'incidence sur l'indice d'affaiblissement acoustique d'une paroi, du facteur de pertes (rapport des pertes d'énergie acoustique, par cycle de vibration, à l'énergie contenue dans la paroi sous forme de vibrations). D'après la décomposition de ces pertes, indiquée précédemment, on peut écrire :

$$\eta = \eta_r + \eta_c + \eta_i$$

où  $\eta$  est le facteur de pertes de la paroi dans les conditions d'installation de celle-ci.

$\eta_r$  est le facteur de pertes dues au simple rayonnement acoustique des deux faces de la paroi.

$\eta_c$  est le facteur de pertes dues à la conduction de l'énergie acoustique aux parois voisines.

$\eta_i$  est le facteur de pertes au sein de la paroi.

$\eta_i$  est toujours négligeable, sauf dans le cas de parois extrêmement légères (membranes).

$\eta_c$  n'est pas facile à évaluer. Il est lié au « pouvoir d'absorption » des ondes de flexion par les limites de la paroi. Un isolant placé sur le pourtour de la paroi peut changer cette absorption, ce qui peut expliquer des différences entre laboratoires dans la mesure d'indices d'affaiblissements. L'écoulement de l'énergie en flexion de la paroi vers les parois voisines ne sera négligeable que si ces dernières parois sont nettement plus épaisses que la paroi considérée, comme ceci sera vu plus loin.

La mesure de  $\eta_i$  n'est pas facile, et seul un ordre de grandeur en est connu, cet ordre de grandeur est de  $10^{-2}$  pour les matériaux traditionnels de construction, pour les fréquences et les dimensions de paroi usuelles. Les métaux ont un facteur de pertes interne en général plus faible que les matériaux de construction traditionnels.

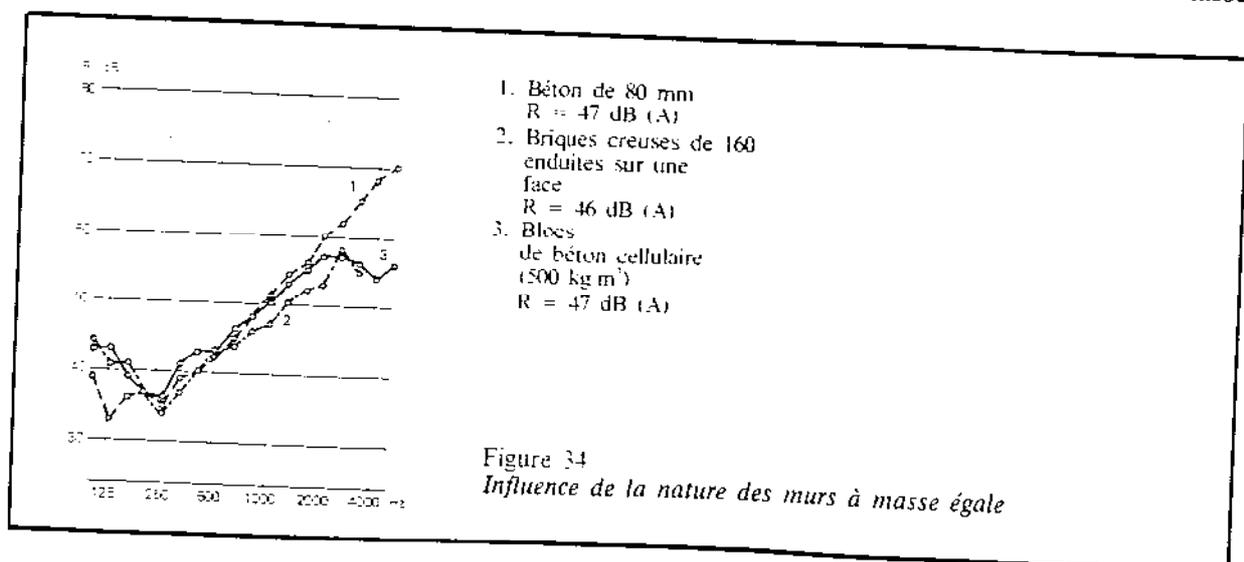
Pour augmenter les pertes d'énergie à l'intérieur d'une paroi, on peut songer à employer des matériaux viscoélastiques. Toutefois ceci conduit également à une augmentation de la rigidité, qui devient également une fonction de la fréquence. La fréquence critique d'une paroi est ainsi diminuée par l'adjonction d'une couche viscoélastique dans son épaisseur, ce qui peut être défavorable d'un point de vue acoustique. Un exemple sera vu au paragraphe 4.

### d) Le facteur essentiel

A cause de leur prix, les matériaux viscoélastiques ne sont pas utilisés. Les facteurs de pertes ont ainsi des valeurs peu différentes suivant les matériaux.

D'autre part, des matériaux légers doivent avoir des rigidités suffisantes pour la construction, tandis que des matériaux lourds sont relativement moins rigides.

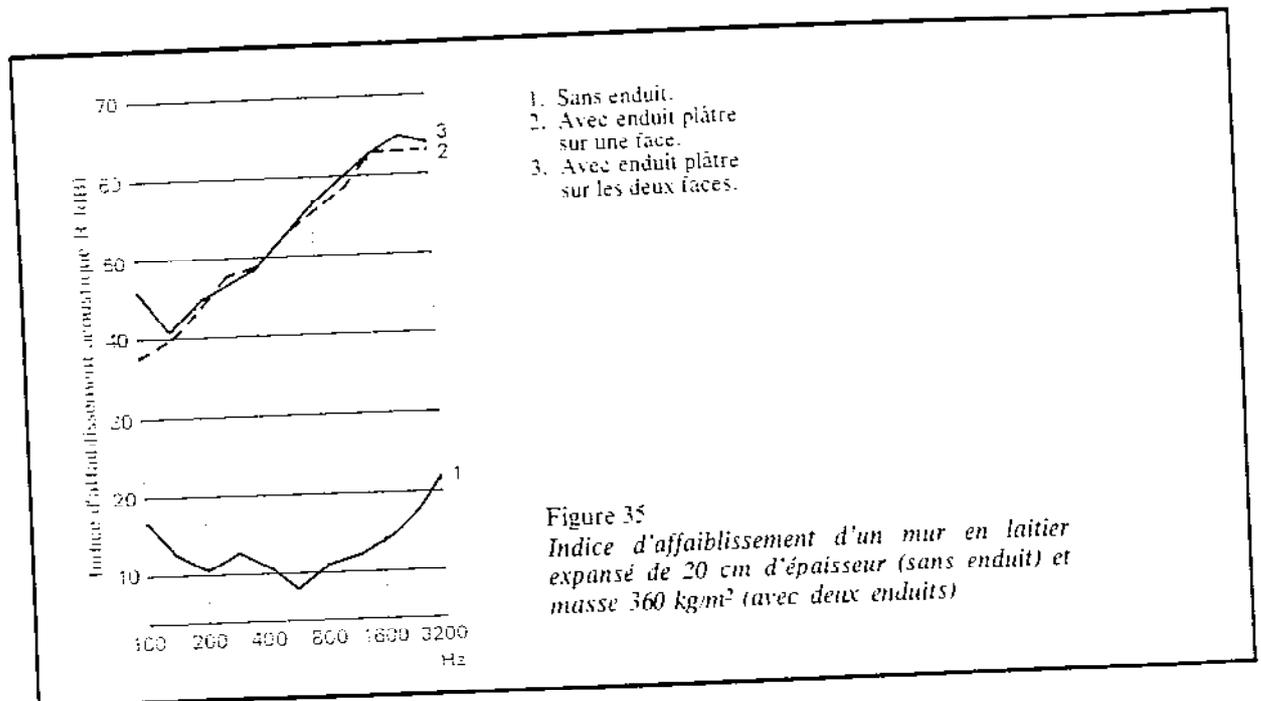
Il s'en suit que, à masse donnée, des matériaux usuels doivent avoir un comportement acoustique peu différent. Ceci a été constaté, (cf. fig. 34) et a permis d'obtenir une loi de masse



statistique, indiquée sur la figure 1 du chapitre V. Cette loi, obtenue au CSTB sur un grand nombre d'essais, montre que pour une paroi simple, c'est surtout la masse qui intervient. On ne peut espérer augmenter de manière importante l'indice d'affaiblissement d'une paroi simple sans accroître en conséquence son épaisseur. L'influence de revêtements collés ou de peintures est négligeable.

### e) Influence de la perméabilité

Les valeurs d'isolement données jusqu'ici concernent des parois recouvertes de bons enduits de plâtre ou de ciment, qui présentent une excellente résistance à ce qui est appelé le flux d'air. De l'air insufflé fortement sur la paroi ne peut arriver à passer plus facilement. C'est le cas d'une paroi de fibragglo. L'importance de l'enduit est d'autant plus grande que le mur est plus perméable. Pour un matériau comme les briques, qui semble assez résistant au flux d'air, la pose d'un enduit fait monter l'indice d'isolement de plusieurs décibels. Cela prouve que les joints ne sont pas parfaitement résistants au flux d'air. Un deuxième enduit posé sur la deuxième face ne fait guère monter l'isolement. Il n'a d'intérêt pour l'isolement que lorsque le premier peut être abîmé par endroits par des encastresments ou des scellements divers. La figure 35 donne un exemple spectaculaire de l'influence des enduits.



### 3. Influence des parois adjacentes

Dans une construction usuelle, les parois adjacentes à la paroi de séparation étudiée n'ont pas que le rôle passif, précédemment signalé, « d'absorbant » des ondes de flexion. Toutes les parois qui délimitent le local d'émission sont mises en vibration par un champ aérien de la même manière que la paroi de séparation, à laquelle sont partiellement transmises. De ce fait, les vibrations des parois adjacentes.

Les parois qui délimitent le local de réception sont mises en vibration par suite des liaisons qu'elles ont avec les parois délimitant le local d'émission. De ce fait, elles rayonnent, dans le local de réception, de l'énergie sonore qui s'ajoute à celle transmise directement par la paroi de séparation. Des phénomènes semblables se produisent lorsqu'une paroi est soumise à une force telle que celle résultant d'un impact.

Un calcul précis de l'importance des transmissions indirectes dues aux vibrations des parois adjacentes à la paroi de séparation n'a été abordé que dans le cas de parois simples maçonnées et encastrees.

Dans le cas d'un assemblage de parois simples encastrées, une méthode d'étude à base énergétique du type SEA (voir chapitre II.2.e) est avantageuse du fait que l'énergie  $E$  d'une paroi de masse  $M$  est connue :

$$E = M \langle v^2 \rangle$$

$\langle v^2 \rangle$  étant la vitesse quadratique moyenne de la paroi.

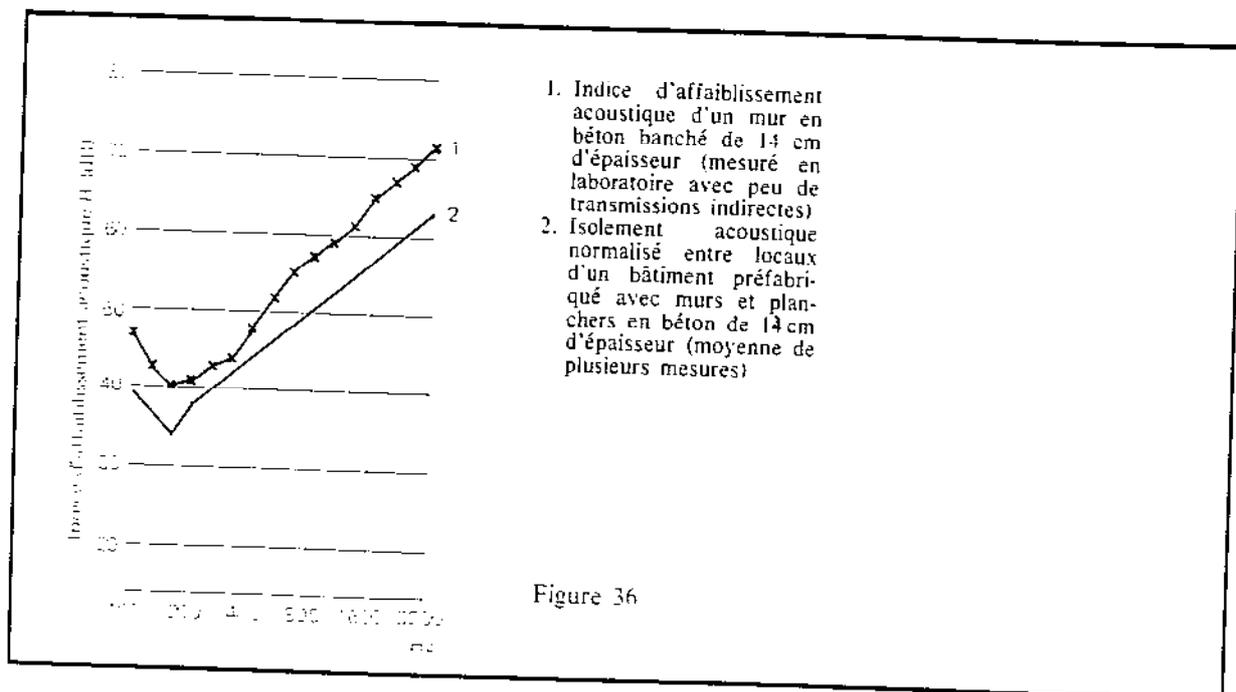
D'autre part, si ces parois ont une fréquence critique basse, comme dans le cas des parois en béton usuelles, les couplages entre les parois et les locaux sont essentiellement dus à des phénomènes de coïncidence ; il s'ensuit que les modes à prendre en compte pour la transmission du son sont ceux dont les fréquences de résonance sont dans la bande des fréquences de l'excitation, ce qui correspond bien aux hypothèses classiques de la SEA.

Ces calculs de transmission dans une ossature nécessitent de connaître les facteurs de couplage entre parois, qui déterminent également les pertes de ces parois par écoulement d'énergie dans les autres. Ces facteurs peuvent être calculés. Toutefois, même avec des hypothèses simplificatrices, il est nécessaire de recourir à l'ordinateur.

En pratique, on constate que c'est par la paroi séparatrice que s'effectue la plus grande partie des transmissions de bruits d'impact ou de bruits aériens.

C'est donc le niveau de vibration de cette paroi qui conditionnera l'isolement, mais ce niveau de vibration dépend non seulement du champ sonore émission et de la paroi de séparation mais aussi de l'influence des parois adjacentes.

Dans le cas usuel, l'isolement normalisé entre locaux est d'au moins 3 dB (A) inférieur à celui que l'on calculerait directement à partir de l'indice d'affaiblissement acoustique de la paroi mesuré en laboratoire, sans tenir compte des parois latérales (fig. 36).



On ne peut, dans des cas différents de celui d'une ossature de parois simples, que donner des indications sommaires.

— Lorsque la paroi séparative est relativement lourde ( $m > 200 \text{ kg/m}^2$ ) et qu'une ou plusieurs parois adjacentes sont constituées de cloisons en maçonnerie d'une épaisseur variant de 4 à 10 cm, la diminution d'isolement résultant des transmissions indirectes peut être nettement supérieure à 3 dB. Si une paroi mince file en about de la paroi séparative et si elle est commune aux locaux émission et réception, l'isolement résultant peut être du même ordre de grandeur que l'indice d'affaiblissement de la paroi filante, la perte d'isolement est alors grande.

— Lorsque la paroi séparative est une cloison légère solidaire de murs et planchers relativement lourds, les transmissions indirectes sont négligeables devant la transmission directe.

#### 4. Utilisation de couches viscoélastiques

Le renforcement d'une paroi par un parement léger avec interposition d'un matériau viscoélastique conduit à une paroi composite d'amortissement plus élevé que la paroi initiale. La couche de matériau viscoélastique travaillant en cisaillement dissipe de l'énergie (fig. 37). Il s'ensuit que le niveau de vibration d'une paroi sous l'action d'un impact, ou d'un champ sonore ou d'un couplage à d'autres parois, peut être réduit par ce procédé. Toutefois, en élaborant une paroi composite, on change la rigidité de la paroi initiale, et par suite la fréquence critique, ce qui peut être au contraire nuisible pour le rayonnement des vibrations dans les locaux.

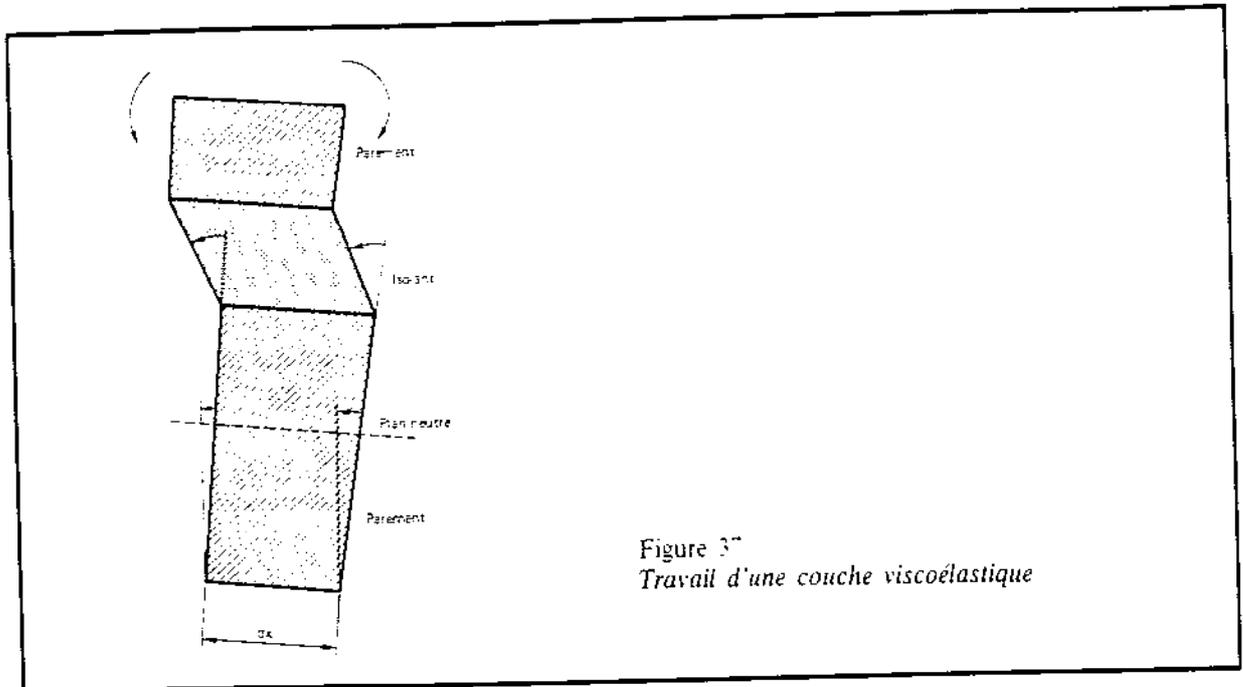


Figure 37  
Travail d'une couche viscoélastique

Ces structures composites se caractérisent par une grande rigidité en flexion aux basses fréquences, due à la résistance en cisaillement de l'isolant, avec également un amortissement fort. Cette résistance en cisaillement diminuant quand la fréquence augmente, la rigidité en flexion décroît, pour valoir à la limite la somme des rigidités des deux parements. Suivant le taux de cette décroissance, la fréquence critique de ces cloisons varie ; pour un matériau viscoélastique très dense, cette fréquence critique peut être au-dessus de la fréquence critique des deux parements.

#### IV.3.c. PAROIS DOUBLES

L'examen des propriétés acoustiques des parois simples montre que les performances acoustiques de celles-ci sont régies par la loi de masse.

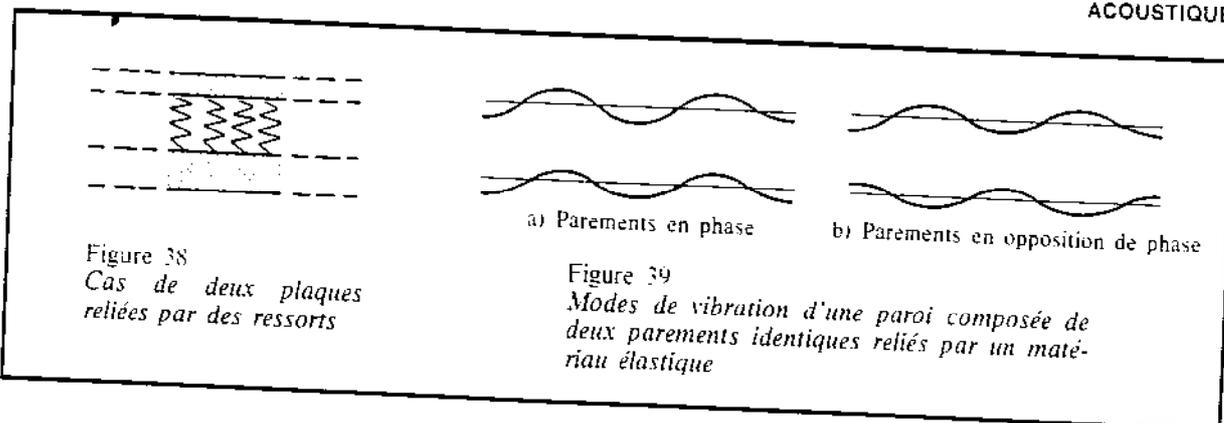
Si l'on réalise un système constitué de deux parois simples faiblement couplées, les vibrations de l'une des parois, excitée, se transmettront peu à l'autre. Il est donc pensable de réaliser ainsi des parois acoustiquement performantes.

Ceci n'est toutefois pas toujours le cas, à cause de la complexité des phénomènes physiques mis en jeu. Les sources principales de difficultés sont les transmissions indirectes ainsi que les ponts phoniques causés par des liaisons mécaniques entre parements.

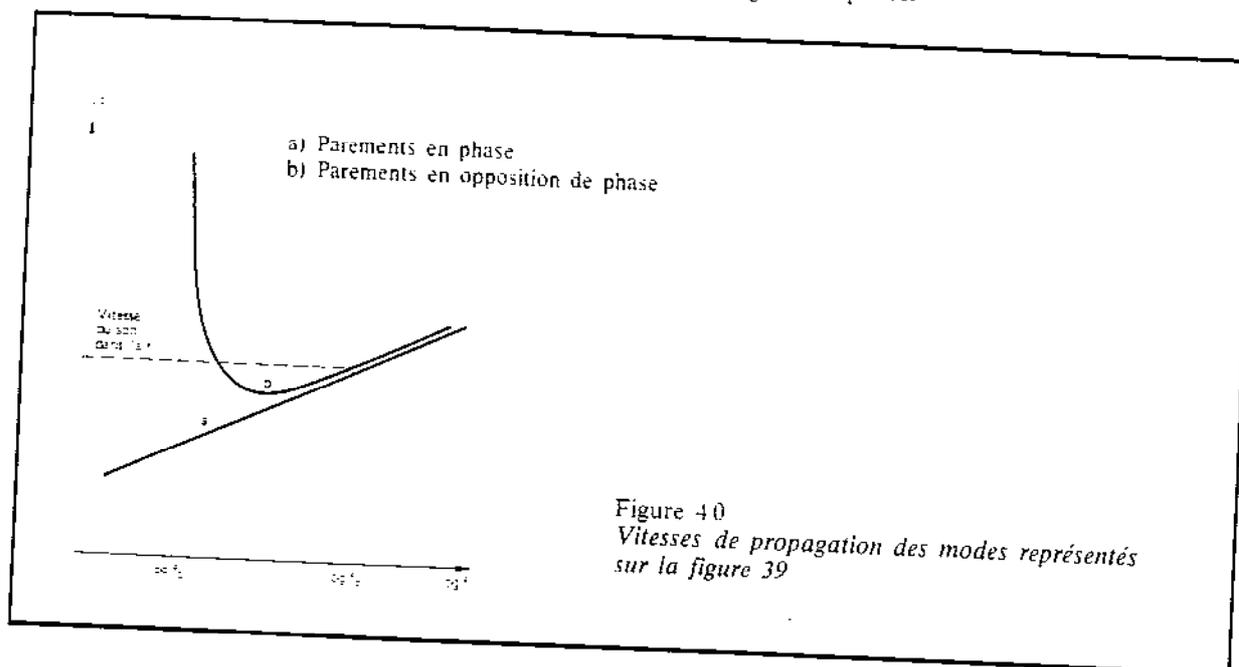
##### 1. Parois doubles avec une liaison élastique entre parements

###### a) Vibrations

Alors que le comportement acoustique des parois simples minces s'explique par une flexion de ces parois, les deux faces étant animées du même mouvement (donc en phase), le comportement des parois doubles avec matériau élastique incorporé nécessite de tenir compte des flexions des parements en phase ou en opposition de phase (fig. 38 et 39).



Les deux types de modes de flexion de la paroi se propagent avec des célérités distinctes dépendant de la fréquence considérée (fig. 40). De plus, le mode avec parements en opposition de phase ne se propage qu'au-delà de la fréquence propre  $f_0$  de la paroi.



Cette fréquence est la fréquence propre du système constitué de deux masses  $m_1$  et  $m_2$  indéformables (les parements) reliés par un ressort de rigidités  $k$  (le matériau élastique) :

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{k \left( \frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} \right)} \quad (E 12)$$

Dans le cas d'un matériau élastique homogène d'épaisseur  $h$  et de module de Young  $E$

$$k = \frac{E}{h} \quad (E 13)$$

Pour  $f < f_0$  seuls les modes en phase peuvent se propager. La paroi se comporte comme si elle était simple.

Pour  $f \geq f_0$  les deux types de modes existent et interfèrent, leur interférence ayant tendance à être destructrice expliquant ainsi un meilleur affaiblissement que dans le cas d'une paroi simple.

### b) Indice d'affaiblissement

Les considérations précédentes permettent d'obtenir l'allure de la courbe donnant l'indice d'affaiblissement en fonction de la fréquence. Un calcul approché peut être effectué en assimilant l'isolant élastique à une infinité de petits ressorts, sans masse et ne travaillant pas en cisaillement, dans le cas de deux parements identiques.

Aux fréquences inférieures à la fréquence  $f_0$ , la paroi se comporte comme une paroi simple dénuée d'élasticité, de même masse  $m$  que la paroi composite. Son indice d'affaiblissement à la fréquence  $f$  est :

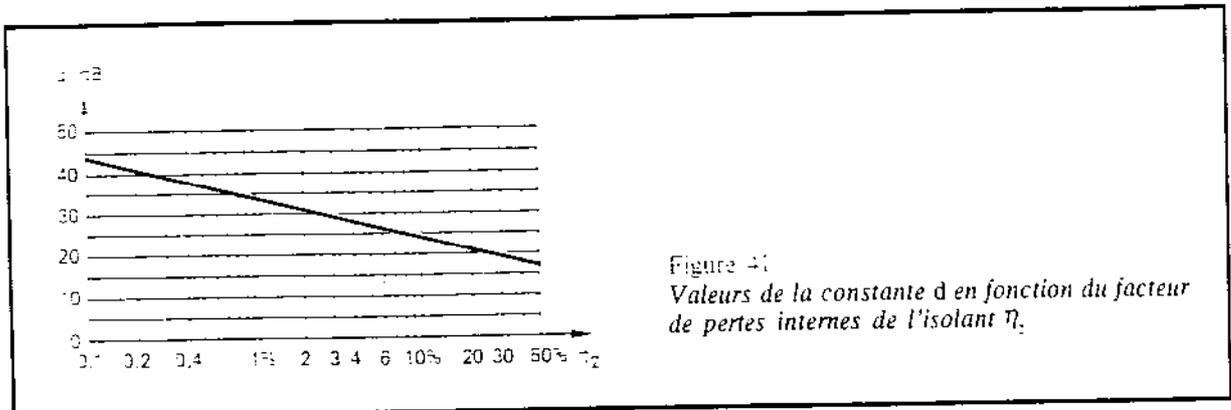
$$R_1 = 20 \log mf - 48$$

Les premiers phénomènes de coïncidence apparaissent ensuite en général à la fréquence  $f_0$ .

Au voisinage de la fréquence  $f_0$ , l'affaiblissement du son est notablement limité par l'effet de résonance au sein de la paroi. L'indice d'affaiblissement est alors :

$$R(f_0) = R_1 - d$$

$d$  est une constante ne dépendant que du facteur de pertes internes  $\eta_2$  de l'isolant; elle est donnée sur le graphique de la figure 41, par un calcul approché.



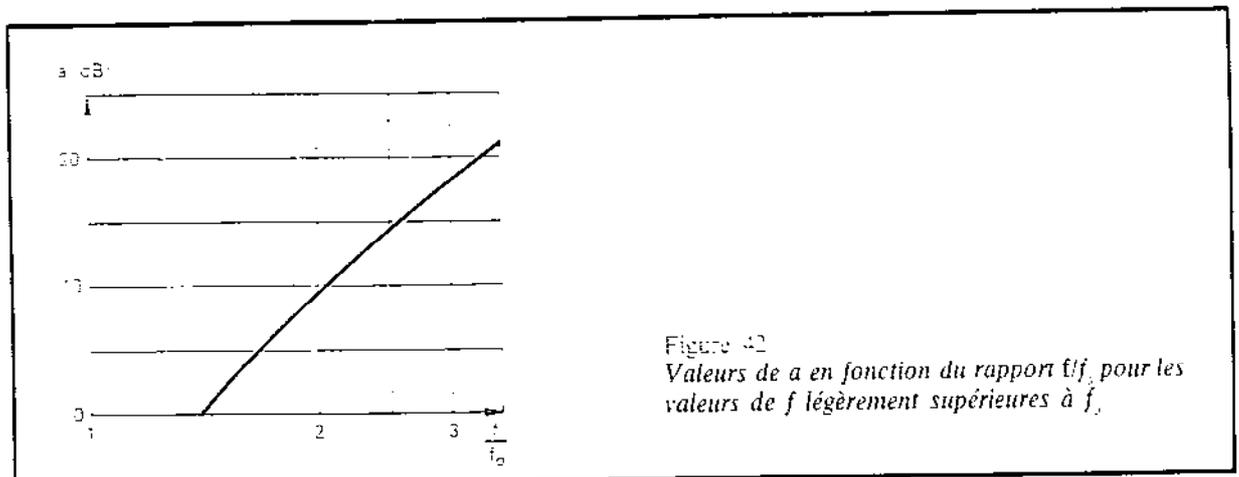
Au-delà de la fréquence  $f_0$ , intervient un effet de double paroi qu'on peut traduire dans l'expression de l'indice d'affaiblissement acoustique par un terme correctif.

La valeur de l'indice d'affaiblissement est définie par :

$$R_2 = R_1 + a$$

- au voisinage immédiat de la fréquence  $f_0$ , le terme  $a$  est donné par la courbe de la figure 42 ;
- pour les fréquences très supérieures à  $f_0$ , la valeur de  $a$  est donnée par la formule suivante :

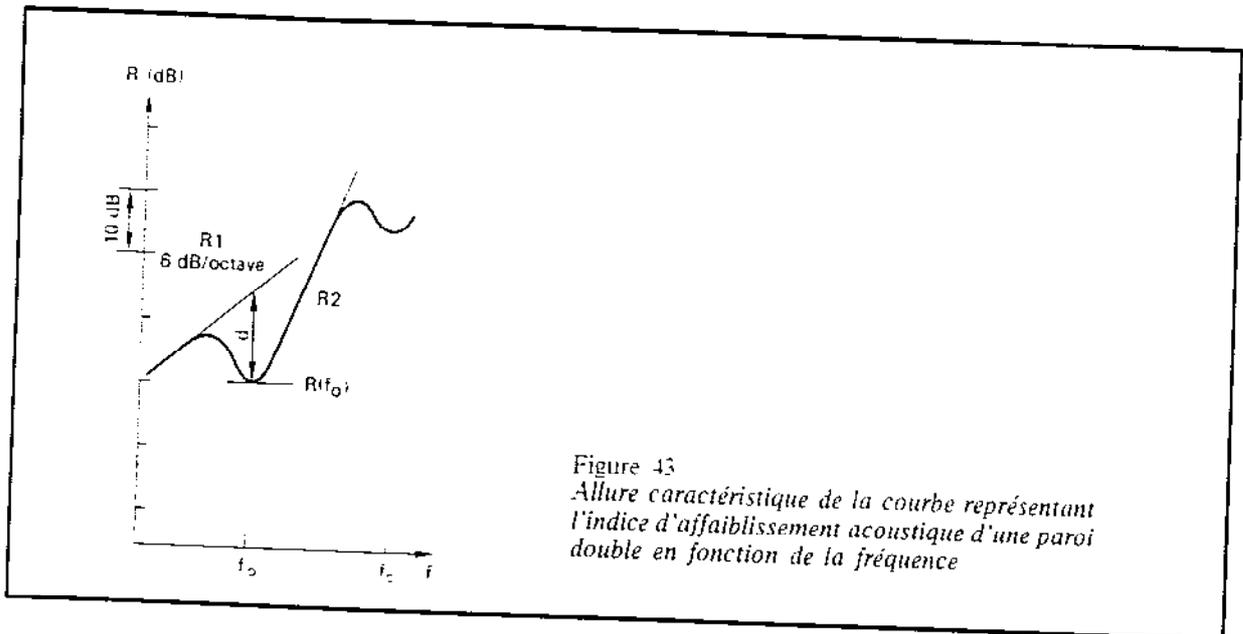
$$a = -10 \log \left[ \frac{\pi}{16 \eta_1^3} \left( \frac{f_0}{f} \right)^4 \cdot \frac{f_c}{f} \cdot G^2 \right]$$



Entre ces deux domaines existe une zone de transition.

- $\eta$  est le facteur de pertes internes aux parements
- $f_c$  est la fréquence critique des parements
- $G$  est le facteur de rayonnement de la paroi

La courbe type donnant  $R$  pour toute la gamme des fréquences usuelles est représentée figure 43. On observe la croissance relativement lente de  $R$  suivie d'un trou aux environs de  $f_0$  puis une croissance relativement rapide.



Cette croissance rapide est en général rapidement perturbée par les phénomènes de cisaillement de l'isolant, et également par les phénomènes de coïncidence des sons aériens et des ondes solidiennes.

Le calcul précédent donne des résultats assez bien approchés pour des parois dont les parements sont légers.

Pour des parements lourds, comme dans le cas d'un plancher avec dalle flottante, l'isolant peut avoir un travail en cisaillement important, ce qui peut en diminuer considérablement l'efficacité ; les relations précédentes ne sont pas toujours applicables dans ce cas.

### c) Cas des dalles flottantes

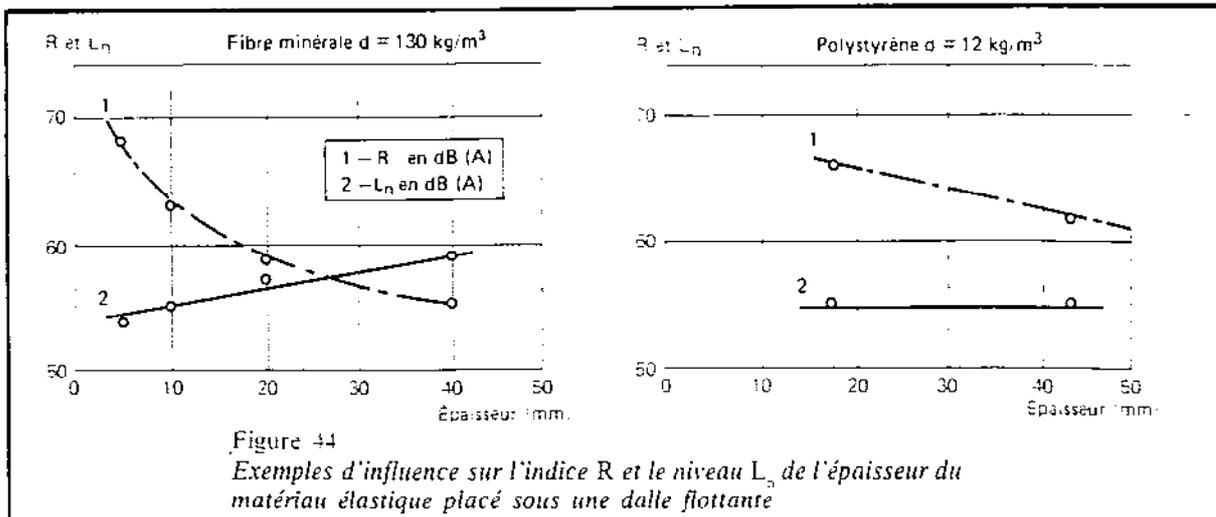
Si l'on connaît la fréquence naturelle  $f_0$  de résonance d'une dalle flottante sur une sous-couche, il est relativement facile d'en déterminer l'efficacité acoustique lorsque la sous-couche est constituée par un matériau parfaitement élastique.

Si la rigidité dynamique est la même que la rigidité statique, on a :

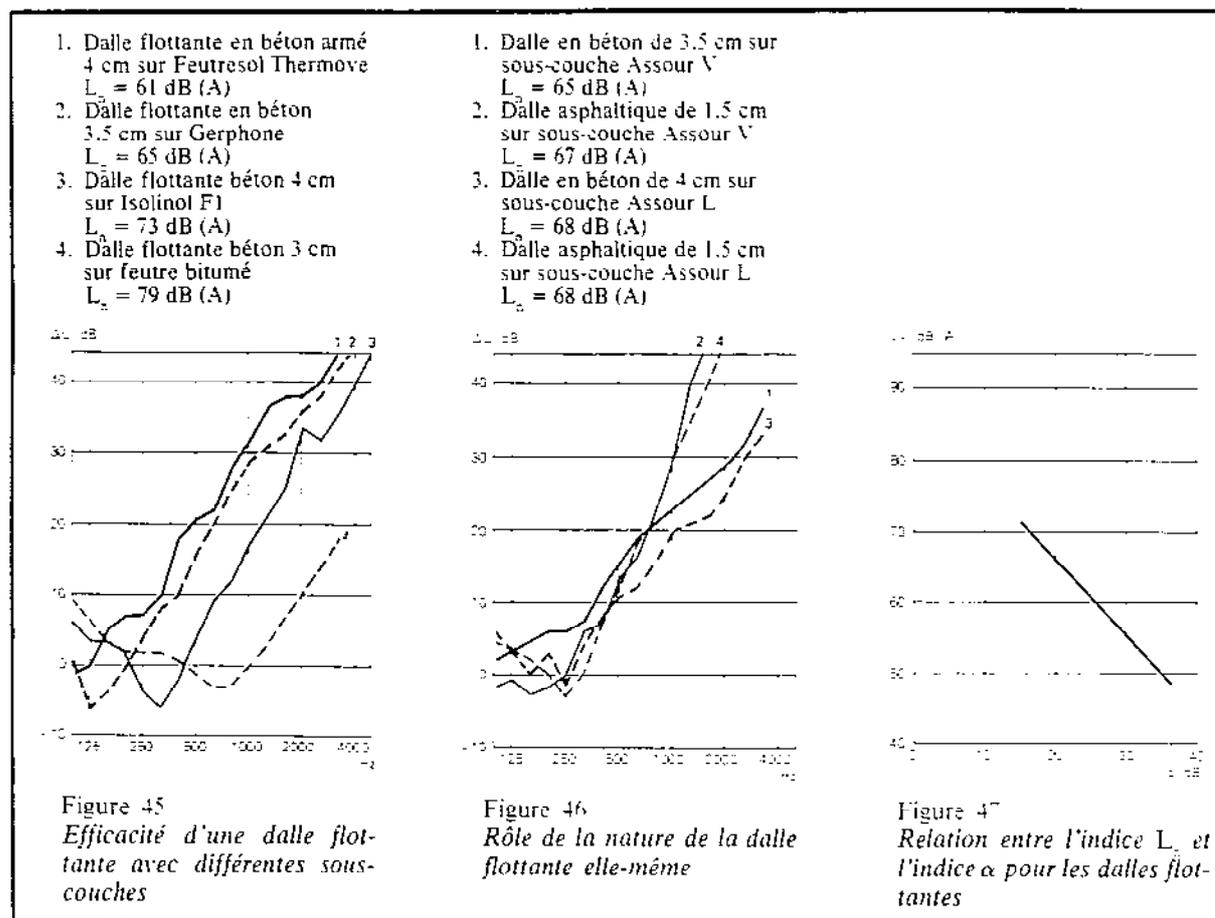
$$f_0 = 5, \sqrt{d}$$

$d$  étant l'écrasement statique, exprimé en cm.

Pour un matériau véritablement élastique, la rigidité du ressort que constitue le matériau varie avec son épaisseur, la qualité augmentant en même temps que celle-ci. Ceci apparaît nettement sur la figure 44 où l'on voit l'évolution des valeurs de l'indice  $R$  et du niveau  $L_n$  exprimés en dB (A) en fonction de deux épaisseurs de polystyrène et de quatre épaisseurs de fibres minérales.



La courbe-type représentant la diminution du bruit de choc en fonction de la fréquence est, au-delà de  $f_0$ , une droite de pente 12 dB/octave (figure 45). Pour la fréquence  $f_0$ , l'efficacité de la dalle flottante est négative, c'est-à-dire qu'il y a augmentation des bruits transmis. Il y a donc intérêt, pour les locaux d'habitation, à choisir une sous-couche telle que  $f_0$  soit inférieure à 90 Hz. La figure 46 montre quelques exemples-types et la figure 47 donne la relation qui existe entre l'indice d'amélioration  $\alpha$  et le niveau du bruit de choc exprimé en dB(A).



Une dalle flottante n'est efficace que si l'on apporte beaucoup de soin à sa réalisation. Il faut notamment veiller à remonter le matériau élastique le long des murs et des cloisons et à éviter toute coulée de laitance qui pourrait rendre solidaire la dalle flottante avec son support (voir chap. IV.5).

#### d) Règles pratiques

La valeur de  $f_0$  apparaît comme très importante sur le pouvoir isolant. Avec une valeur de  $f_0$  basse, on peut espérer un isolement supérieur à celui d'une paroi simple de même masse. Il convient de vérifier qu'elle ne se situe pas au milieu de la gamme des fréquences acoustiques usuelles.

Le calcul de  $f_0$  par la relation (E 12) n'est toutefois pas toujours réalisable, car le module  $E$  de l'isolant n'est pas forcément connu.

Il est d'autre part difficile d'obtenir des valeurs représentatives pour certains matériaux, car ce module peut varier considérablement suivant le mode de fabrication et la densité du matériau.

En pratique, il est aisé d'obtenir une fréquence  $f_0$  basse pour des parements lourds. Ceci est par contre difficile si l'isolant, lié rigidement aux parements dont un ou deux sont légers, a une rigidité trop grande. Ainsi, dans le cas d'un doublage thermique constitué de plaques de plâtre collées sur 15 cm de polystyrène expansé, la fréquence  $f_0$  (qui ne dépend pas de la masse du mur, supposée importante), est de l'ordre de 500 Hz. Cette fréquence est de l'ordre de 2 000 Hz dans le cas de la figure 48 où le fibragglo est fixé rigidement au mur.

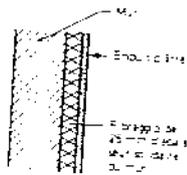


Figure 48  
Exemple de paroi double dont la fréquence de résonance est fort mal située (2 000 Hz environ)

D'autres phénomènes de coïncidence néfastes à l'isolement peuvent également se produire. Ainsi, deux parements légers peuvent avoir une fréquence critique relativement basse qui provoque une perte d'isolement. En pratique, on peut chercher à remonter cette fréquence critique au-dessus de la gamme acoustique, en changeant l'épaisseur du matériau, ou en scellant un autre parement de nature différente sur ces parements. Sinon, il est souhaitable de constituer deux parements différents, dont les fréquences critiques soient différentes, ce qui évite une grande perte d'isolement au voisinage d'une fréquence.

Il est ainsi déconseillé lorsque l'on veut se protéger des sons de fréquences usuelles, d'utiliser des parois doubles en maçonnerie composées d'éléments de 3 à 10 cm d'épaisseur, à cause de la position de leur fréquence critique.

Toutes les considérations précédentes concernent les performances acoustiques mesurées en laboratoire. In situ, la liaison des parements avec d'autres parois peut en fait diminuer considérablement les performances acoustiques. D'autre part, une paroi double assurant un bon isolement peut provoquer des transmissions indirectes importantes. Ces phénomènes, communs pour les parois doubles, avec entre les parements de l'air ou un matériau élastique, seront vus plus loin.

La liaison entre parements a été d'autre part supposée relativement simple. Il peut exister des liaisons mécaniques (clous, etc.) qui tendent à solidariser les deux parements, et à limiter le comportement bénéfique en paroi double ; ceci sera également vu plus loin. Ces liaisons peuvent être des nervures, la paroi devenant alors une paroi creuse, ce qui sera décrit au chapitre 4.3 d. Enfin, l'isolant a été supposé réparti et collé uniformément. S'il n'est lié mécaniquement qu'en quelques points aux parements, on diminue la fréquence  $f_0$ . Pour obtenir le même effet, on peut également disposer cet isolant, dans l'espace intermédiaire entre parements, de manière à ce qu'il n'occupe pas tout cet espace, parallèlement aux parements. Il se produit alors un couplage en parallèle par l'air contenu entre les parements, qui est décrit dans le chapitre suivant.

## 2. Parois doubles avec de l'air entre les parements

### a) Fréquences de résonance caractéristiques du comportement acoustique

Les phénomènes vibratoires sont plus complexes, et donc moins bien connus, lorsqu'il y a de l'air entre les parements. Dans le cas d'un corps élastique intermédiaire, de rigidité plus faible que celles des parements, les déformations de ce corps sont approximativement celles d'une infinité de

petits ressorts. Dans le cas de l'air bien moins rigide, ce type de déformations existe, à cause de la compression de l'air. Mais il faut y ajouter la propagation des ondes sonores dans l'espace intermédiaire, qui se réfléchissent et se composent pour donner des ondes stationnaires dans la gamme de fréquences acoustiques.

Dans le comportement acoustique complexe de la paroi, on peut distinguer deux types de résonances importants :

Résonances de la lame d'air : ces résonances sont dues aux réflexions possibles des ondes sonores dans la cavité. Pour les ondes planes se propageant perpendiculairement aux parements, il existe des fréquences de résonance qui valent :

$$f_n = \frac{170}{d} n$$

où  $d$  est l'épaisseur de l'espace intermédiaire en mètres,  
et  $n$  un entier positif.

Ainsi pour  $d = 0,04$  m, les fréquences de résonance sont :

$$f_1 = 4\,250 \text{ Hz. } f_2 = 8\,500 \text{ Hz, etc.}$$

$f_1$  est importante, car à partir de cette fréquence, les vibrations dans la cavité sont tridimensionnelles, et les résonances de l'air perpendiculairement aux parements pourront les faire vibrer fortement. La présence d'absorbant à la périphérie de la cavité peut en fait diminuer fortement ces vibrations.

Si l'air ne travaillait qu'en ressort, on obtiendrait, par la relation (E 12), une fréquence de résonance  $\nu_0$ , qui, numériquement, vaut :

$$\nu_0 = 60 \sqrt{\frac{1}{d} \left( \frac{1}{m_1} - \frac{1}{m_2} \right)}$$

pour deux parements de masses surfaciques  $m_1$  et  $m_2$  séparés par une lame d'air d'épaisseur  $d$ . Cette relation est également valable pour de la laine de verre, et d'autres absorbants, faiblement comprimés, aux basses fréquences.

Comme dans le cas d'un matériau élastique intermédiaire, pour des fréquences inférieures à  $\nu_0$ , la paroi se comporte comme une paroi simple. La fréquence à laquelle il se produit une chute de l'indice d'affaiblissement n'est toutefois pas  $\nu_0$ , mais une fréquence légèrement supérieure,  $f_0$ . On prend classiquement :  $f_0 = 1,5 \nu_0$ , ou approximativement :

$$f_0 = 90 \sqrt{\frac{1}{d} \left( \frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} \right)} \quad (\text{E 14})$$

### b) Indice d'affaiblissement

Les fréquences  $f_0$  et  $f_1$  sont importantes pour l'indice d'affaiblissement des parois, comme ceci peut être constaté en prenant l'exemple de parois doubles en verre (cf. fig. 49).

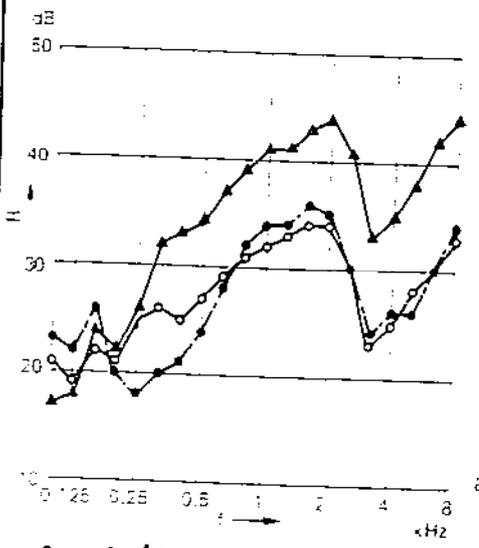
Une chute de l'indice d'affaiblissement se produit vers  $f_0$ . Cette fréquence est bien déterminée par la relation (E 14), comme on le voit sur la figure où la fréquence  $f_0$  calculée a été indiquée.

Après la fréquence  $f_0$ , la courbe donnant l'indice d'affaiblissement est croissante. Si l'on amortit les résonances de la cavité et des parois, la pente est théoriquement de 18 dB/octave, ce qui n'est évidemment pas atteint dans le cas de la figure.

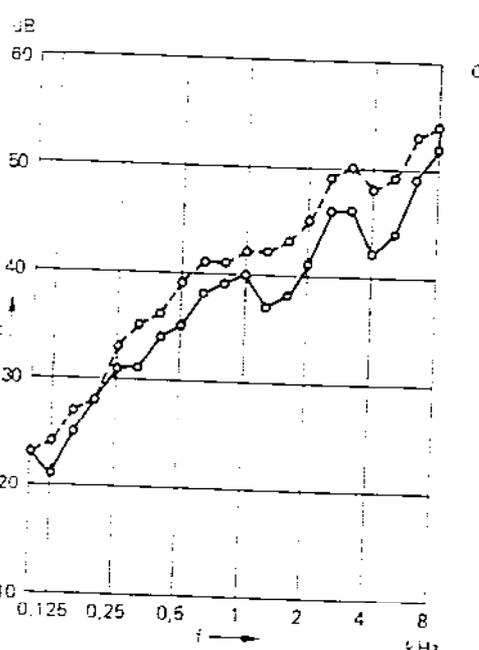
D'autres chutes de l'indice d'affaiblissement se produisent vers les fréquences critiques des parements, ce que l'on observe bien sur la figure 49.

Enfin, la croissance de la courbe donnant l'indice d'affaiblissement peut être interrompue au voisinage de la fréquence  $f_1$ . Ceci dépend toutefois fortement de l'absorption des ondes acoustiques dans la cavité, et est visible sur la figure 49 c.

Les chiffres en mm désignent les épaisseurs :  
 3 mm/12 mm/8 mm signifie deux parois  
 de 3 et 8 mm séparées par une cavité de 12 mm

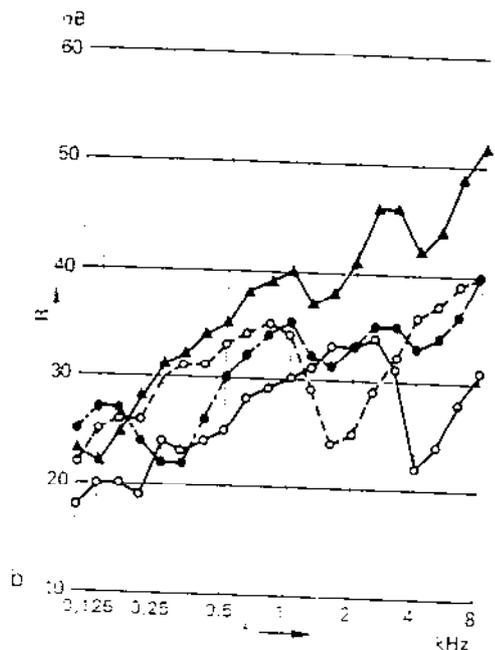


○ 4 mm  
 - - - ● 4 mm/12 mm/4 mm :  $f_0 = 240$  Hz  
 — — — ▲ 4 mm/100 mm/4 mm :  $f_0 = 85$  Hz



— — — ◊ 3 mm/100 mm/8 mm : avec de l'absorbant sur les côtés  
 — — — ○ 3 mm/100 mm/8 mm : sans absorbant

Figure 49. —  
 Indice d'affaiblissement de panneaux simples et doubles, en verre



○ 3 mm  
 ○ - - - ○ 8 mm  
 - - - ● 3 mm/12 mm/8 mm :  $f_0 = 325$  Hz  
 — — — ▲ 3 mm/100 mm/8 mm :  $f_0 = 110$  Hz

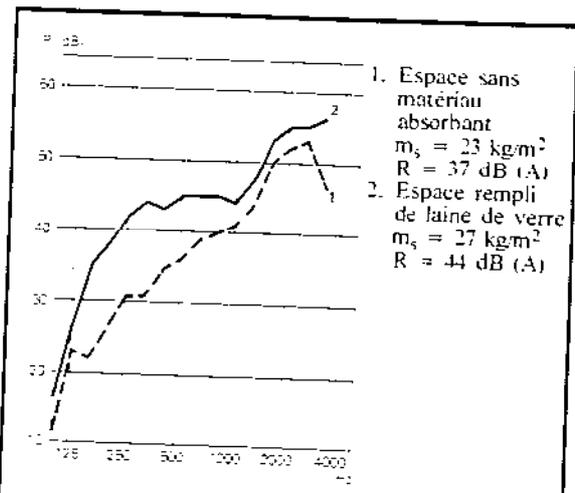


Figure 50  
 Indice d'affaiblissement d'une double cloison à ossature métallique et parements en amiante-ciment. Espace entre les parements 6 cm. Epaisseur des parements 0,5 cm. Fréquence de résonance  $f_0 = 90$  Hz

Cette absorption est également importante à toutes fréquences, et en particulier aux fréquences critiques des parements, comme on peut le voir sur les figures 49 et 50.

Un modèle de calcul énergétique existe pour des parois doubles séparées par une lame d'air. Il est toutefois complexe, à cause des nombreux couplages et modes à prendre à compte, et surtout il est difficilement vérifiable et applicable, à cause de la difficulté d'évaluer l'absorption des ondes acoustiques dans la cavité dans la plupart des cas.

### c) Règles pratiques

L'importance de la fréquence  $f_0$  vient d'être montrée. Avec une valeur de  $f_0$  trop grande, une paroi double ne donnera pas un indice d'affaiblissement sensiblement supérieur à celui d'un des panneaux la constituant. La valeur de  $f_0$  doit donc être très basse.

Pour les applications pratiques, supposons que l'on veuille donner à  $f_0$  la valeur 80 Hz. Cela se traduit de la manière suivante, si l'on applique la relation (E 14) :

- Double cloison constituée de deux panneaux placoplâtre de 13 mm d'épaisseur ( $11 \text{ kg/m}^2$ ) sans liaison entre panneaux autre que l'air. En négligeant le poids des montants verticaux, ce qui est normal puisque les divers panneaux se comportent comme autant de panneaux indépendants (à cause de leur flexibilité), on trouve que  $d$  doit être au moins égal à 10 cm ;
- Mur ( $m > 100 \text{ kg/m}^2$ ) doublé par une cloison en particules de bois agglomérées de 50 mm d'épaisseur ( $21 \text{ kg/m}^2$ ). On trouve que  $d$  doit être d'au moins 2,6 cm ;
- On constate que, pour des parois constituées de deux cloisons en maçonnerie (carreaux de plâtre, briques plâtrières, parpaings, etc.), la fréquence de résonance est toujours largement inférieure à 80 Hz, tant que l'espace intermédiaire est de l'air d'au moins 1 cm d'épaisseur. Si l'air est remplacé par des panneaux de fibres de bois agglomérées, la fréquence de résonance est alors en général supérieure à 80 Hz pour des cloisons en maçonnerie très légères (briques plâtrières de 3 ou 5 cm par exemple) ;
- Verres à vitre de 3,2 mm d'épaisseur ( $8 \text{ kg/m}^2$ ) séparés par l'air :  $d$  doit être d'au moins 14 cm.

Ces divers exemples montrent que si, avec des parois en maçonnerie, il est extrêmement facile d'obtenir des valeurs basses pour  $f_0$ , par contre, avec des parois très légères, l'espace à respecter entre parois doit être relativement grand, en particulier pour les vitrages.

Une chute de l'isolement se produisant vers la fréquence critique de chacun des parements, il est en général bénéfique de ne pas conjuguer ces deux effets néfastes. Pour cela, on a intérêt à utiliser des éléments ayant des fréquences critiques différentes et, si possible, aussi élevées que possible (supérieures à 2 000 Hz).

De l'absorbant dans la cavité ou à sa périphérie est souvent avantageux, sauf dans le cas où cet absorbant crée un couplage mécanique trop fort entre parements.

Avec les précautions précédentes, et par tâtonnement, il est ainsi possible de réaliser des parois ayant de hautes performances acoustiques.

Toutes les remarques précédentes concernent les propriétés des doubles parois, sans liaisons rigides entre parements, et sans tenir compte des transmissions indirectes.

### 3. Liaisons rigides entre éléments

Des liaisons rigides sont, par exemple, constituées par le bâti commun à deux cloisons légères ou les nervures du plancher auquel est rattaché un plafond rigidement fixé aux nervures.

En principe, puisque les deux éléments (l'élément a situé du côté du local d'émission et l'élément b situé du côté du local de réception) sont rigidement liés, l'ensemble devrait se comporter sensiblement comme une paroi simple. En fait, la transmission du son par une paroi de cette nature se fait d'une manière plus complexe que dans le cas de la paroi simple, car l'élément b est mis en vibration à la fois par le son transmis directement par l'air (trajet 1 sur la figure 51) et par les supports (trajet 2).

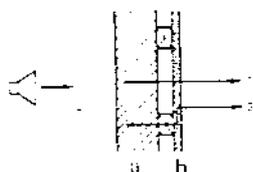


Figure 51  
Double paroi avec liaisons rigides entre les deux éléments

Examinons donc tout d'abord le cas d'une paroi lourde a à laquelle on adjoint un élément b relativement léger.

Aux fréquences pour lesquelles l'élément b présente un facteur de rayonnement faible en regard de celui de l'élément a, la présence de l'élément b peut se traduire par une nette amélioration de l'indice d'affaiblissement de la paroi. L'amélioration est alors d'autant plus grande que le nombre de liaisons entre a et b est plus petit. Ainsi des liaisons par points sont plus efficaces que des liaisons par lignes. On trouvera, sur la figure 52, deux exemples extraits d'une étude allemande montrant l'accroissement de l'indice d'affaiblissement d'un mur par un doublage en panneaux de plâtre fixés soit par l'intermédiaire de plots, soit par l'intermédiaire de lattes en bois. On pourra comparer ces résultats à ceux de la figure 53 qui émanent du Laboratoire du CSTB et l'on constatera que la concordance entre résultats théoriques et résultats pratiques est bonne. L'augmentation de l'indice d'affaiblissement de la paroi, par doublage à l'aide d'une cloison légère ayant un faible facteur de rayonnement est donc efficace si la liaison se fait par des lattes en bois et très efficace si la liaison se fait par points. Naturellement, si les liaisons, au lieu d'être rigides, sont élastiques avec une fréquence de résonance basse, les résultats peuvent être meilleurs.

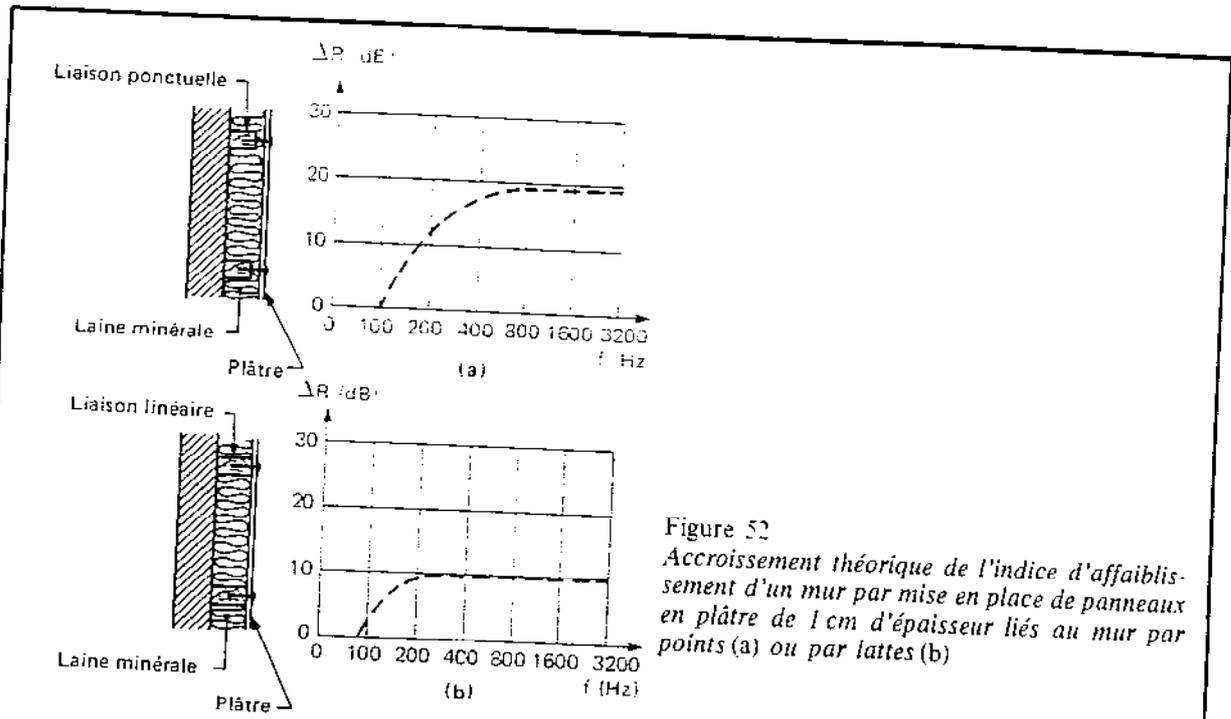


Figure 52  
Accroissement théorique de l'indice d'affaiblissement d'un mur par mise en place de panneaux en plâtre de 1 cm d'épaisseur liés au mur par points (a) ou par lattes (b)

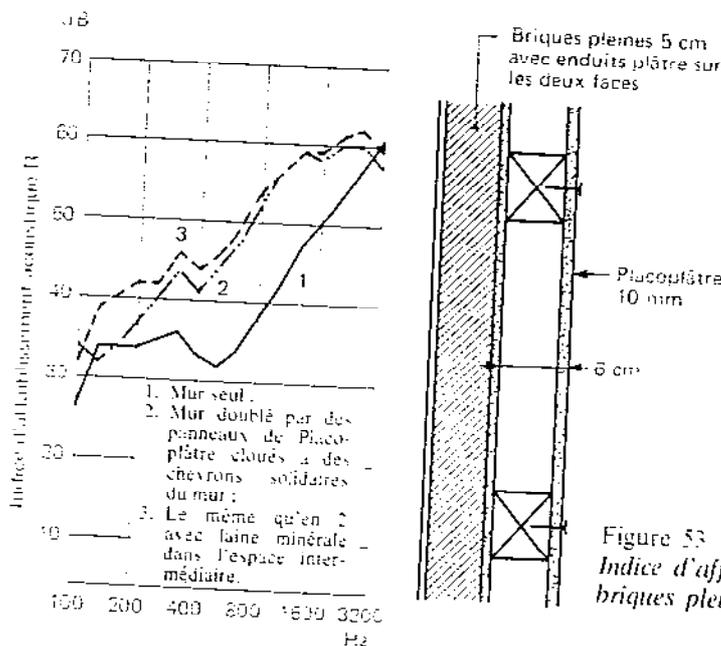


Figure 53  
Indice d'affaiblissement d'un mur en briques pleines

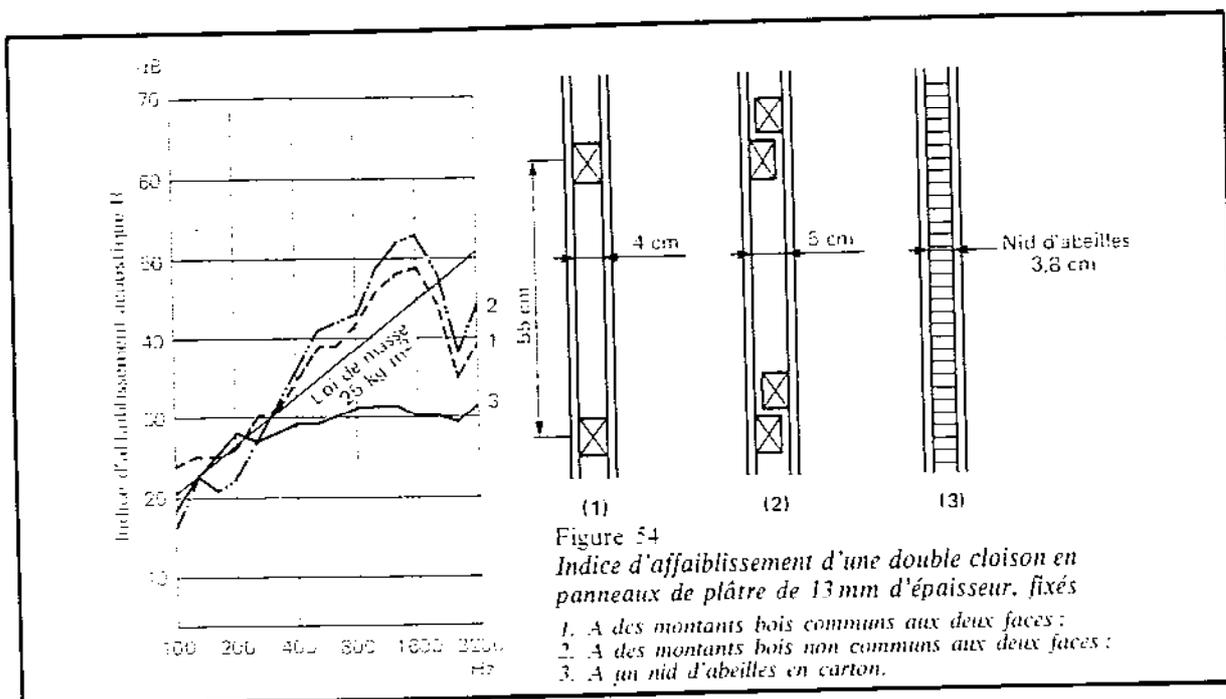
Aux fréquences pour lesquelles l'élément b présente un facteur de rayonnement fort par rapport à celui de l'élément a, la présence de l'élément b risque d'être néfaste et ceci d'autant plus que les liaisons entre a et b sont plus nombreuses. Ce cas serait, par exemple, celui d'un mur épais que l'on doublerait par une cloison légère en briques creuses ou en carreaux de plâtre avec des liaisons accidentelles ou non entre mur et cloison. L'élément b présente alors un facteur de rayonnement qui peut notablement dépasser 1 aux environs de 600 à 800 Hz et le résultat de la présence du doublage est une très nette diminution de l'isolement du mur à ces fréquences.

Examinons maintenant le cas de deux éléments légers, identiques par exemple, liés entre eux par des fixations rigides. L'influence de la mise en place du second élément n'est plus à rapprocher d'une différence entre fréquences critiques de a et b puisqu'elles sont égales. La paroi se comporte alors d'une manière complexe dépendant beaucoup de l'importance des liaisons entre les deux éléments. Nous ne donnerons que des exemples.

Considérons d'abord le cas de deux panneaux légers liés à un même réseau de montants verticaux, en bois, rigidement fixés aux planchers. Les montants sont, relativement aux panneaux, difficiles à ébranler, ceci d'autant plus que les panneaux sont légers. C'est ainsi que l'on peut expliquer les résultats obtenus dans le cas de la figure 54 où l'on ne constate pas une grande différence entre l'indice d'affaiblissement d'une paroi constituée de panneaux en plâtre fixés à un même bâti et celui d'une paroi constituée des mêmes panneaux fixés à des bâtis indépendants.

Toutefois, cet essai a été exécuté sans matériau absorbant dans l'espace intermédiaire, si bien que la transmission directe par l'air est relativement grande.

Si, au lieu d'être fixés à des simples montants verticaux, les deux éléments étaient fixés à un réseau de lattes en bois perpendiculaires les unes aux autres, les résultats seraient forcément plus mauvais puisque les liaisons seraient plus nombreuses. Si, à la limite, le réseau se transforme en un réseau alvéolaire à petits alvéoles (nid d'abeilles en carton par exemple) le comportement de la paroi se rapproche alors de celui d'une paroi simple de même masse que l'ensemble (fig. 54).



#### 4. Transmissions indirectes

##### a) Dégradation par transmissions indirectes de l'isolement apporté par une double cloison séparant deux locaux

Ce que nous venons d'examiner correspond essentiellement à la transmission directe du son par la paroi étudiée, abstraction faite des effets dus aux parois latérales. Celles-ci, lorsqu'elles sont communes aux locaux séparés par la double paroi, ont une double action néfaste : elles transportent elles-mêmes de l'énergie acoustique dans le local de réception et elles mettent en vibration l'élément de la double paroi situé dans le local de réception.

### a) Transport de l'énergie acoustique par les parois latérales

Puisqu'elles constituent, avec la double paroi, les limites du local émission, les parois latérales sont le siège d'ondes de flexion provoquées par les sons aériens émis par la source sonore. Une onde de flexion qui se propage dans une paroi ne s'affaiblit pratiquement pas si elle ne rencontre pas d'obstacle. En l'occurrence, le seul obstacle qu'elle rencontre, lorsqu'elle chemine dans un mur ou un plancher, au passage d'un local à l'autre, est la jonction entre la paroi séparant les deux locaux et les parois latérales. Nous ne possédons, dans le cas général, que très peu de renseignements sur l'effet exact de telles jonctions. D'après des résultats de mesure, on peut dire que :

La jonction d'un plancher (ou d'un mur) et de deux cloisons (ou doubles cloisons) légères en maçonnerie (briques plâtrières, carreaux de plâtre), n'affaiblit que de 1 ou 2 dB, les ondes de flexion, aux fréquences moyennes, ce qui est bien inférieur à l'affaiblissement de la jonction d'un plancher et d'un mur en béton de 16 cm.

Autrement dit, à parois latérales identiques, les transmissions latérales d'énergie acoustique sont plus élevées dans le cas d'une séparation par double paroi légère que dans le cas d'une séparation par une paroi lourde. Cette première constatation est défavorable aux doubles parois légères. Pour que, malgré cet effet défavorable, les transmissions latérales soient du même ordre de grandeur dans les deux cas (mur lourd ou cloison légère), il serait nécessaire que l'indice d'affaiblissement des parois latérales soit meilleur dans le cas de la paroi légère que dans le cas du mur lourd.

Si la double paroi est constituée d'un élément relativement lourd (mur en béton banché de 10 cm d'épaisseur, par exemple) et d'un autre élément lourd ou léger, la transmission latérale devient plus faible et se rapproche de ce que nous avons vu à propos d'une paroi lourde.

### β) Mise en vibration de l'élément situé du côté du local de réception :

Lorsque l'élément situé du côté du local de réception est particulièrement solidaire des parois latérales (cas de la maçonnerie), celles-ci le mettent en mouvement.

On constate que la transmission du son par mise en vibration d'un élément léger de la double paroi est nettement plus importante que la transmission latérale que nous avons examinée.

Si les deux éléments d'une double paroi sont légers vis-à-vis des parois latérales, chacune de celles-ci transmet de l'énergie à l'élément situé côté réception, chemin 1 de la figure 55. Si les quatre parois latérales sont identiques, il y a alors quatre chemins de transmission tels que 1 et l'isolement résultant est de 6 dB plus faible que celui relatif à un seul chemin.

Si la double paroi est constituée de deux cloisons légères identiques, en maçonnerie, les quatre chemins de transmission tels que celui noté 2 sur la figure 55 ont, d'après le principe de réciprocité, un effet identique aux quatre chemins tels que 1 et l'isolement résultant est de 9 dB plus faible que celui relatif à un seul chemin.

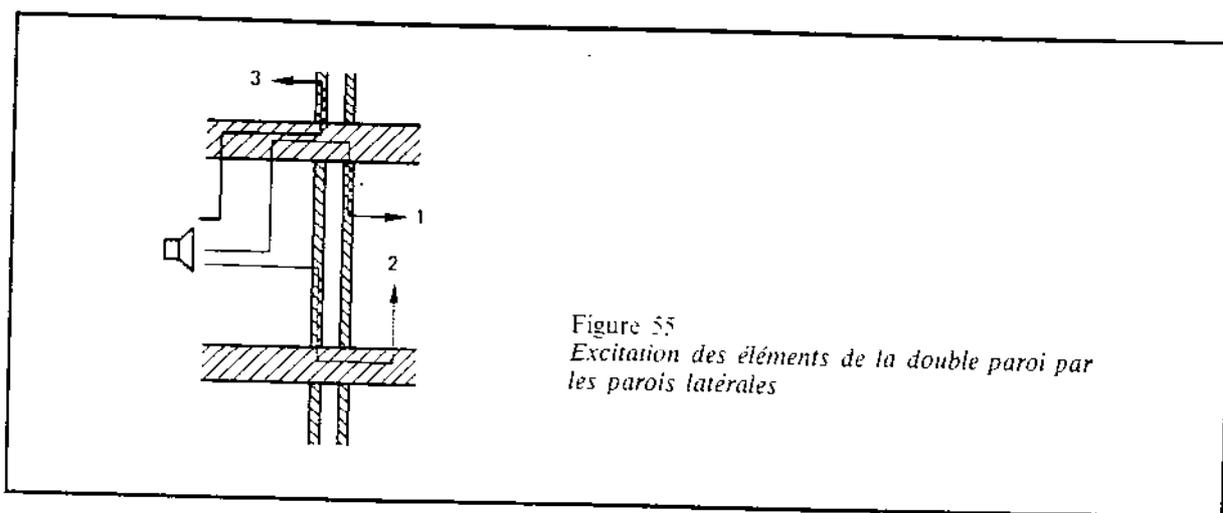


Figure 55  
Excitation des éléments de la double paroi par les parois latérales

Si la double paroi est constituée d'un mur doublé par une cloison légère en maçonnerie, cette cloison est, comme précédemment, mise en vibration par les parois latérales. Toutefois, la transmission correspondante du son est un peu plus faible que dans l'exemple précédent car, du côté réception, les parois latérales vibrent un peu moins que du côté émission par suite de l'effet de jonction dû à la présence du mur.

Quoi qu'il en soit, dans tous les cas, l'utilisation de cloisons légères en maçonnerie est contraire à un bon isolement acoustique : un mur doublé par une cloison légère en maçonnerie risque d'avoir son isolement diminué, tandis que deux cloisons légères en maçonnerie ne peuvent assurer qu'un piètre isolement quelles que soient les valeurs alléchantes qui auront pu être mesurées dans un laboratoire sans transmissions indirectes.

Ce qui vient d'être dit ne vaut que si les parois latérales sont communes aux locaux à séparer. S'il existe une coupure totale (joint de dilatation par exemple) entre les deux locaux et si les éléments de la double paroi sont montés de part et d'autre de cette coupure, les transmissions indirectes sont supprimées et le résultat peut alors devenir satisfaisant.

La mise en place d'un joint élastique sur tout le pourtour d'une cloison légère en maçonnerie ne peut avoir la prétention de remplacer la coupure totale dont il vient d'être question. En effet :

- la présence du joint élastique ne supprime pas les transmissions latérales telles que celles signalées en  $\alpha$ . Au contraire, sa présence a plutôt tendance à les favoriser par suite de l'élimination de l'effet de jonction ;
- le joint doit être relativement dur pour que la cloison tienne bien. Par conséquent les chemins de transmission tels que ceux dont il a été question en  $\beta$  ne sont que partiellement coupés.

Si le joint élastique n'existe pas sur tout le pourtour, son efficacité ne peut être qu'extrêmement limitée.

Après le cas d'une double cloison classique en maçonnerie, examinons maintenant le cas de cloisons dites « sèches » parce qu'elles peuvent être fixées sans mortier ni plâtre. De par leur système de fixation aux parois latérales, de telles cloisons risquent beaucoup moins d'être mises en vibration par les parois latérales, car la solidarisation avec ces dernières n'a rien de comparable à celle qui existe entre des cloisons maçonnées. On est donc en droit d'espérer beaucoup plus des doubles cloisons sèches que des doubles cloisons maçonnées sous réserve qu'elles assurent une coupure suffisante de la transmission directe.

Naturellement, la faible solidarisation ne saurait affaiblir la transmission latérale étudiée en  $\alpha$  ci-dessus ; il est alors impératif, pour l'obtention d'un bon isolement, que les murs et planchers latéraux soient plus lourds qu'ils ne devraient l'être dans le cas de la séparation par un mur simple mais lourd.

Les avantages de la faible solidarisation d'une cloison sèche avec les parois latérales subsistent s'il s'agit d'une paroi relativement lourde doublée par une cloison sèche. Il y a donc espoir d'améliorer l'isolement d'un mur insuffisant en le doublant par une cloison sèche, tandis que, nous l'avons vu, si nous le doublions par une paroi légère maçonnée, le contraire risquerait de se produire.

### *b) Transmissions indirectes par les parois doubles*

Nous avons vu les dégradations possibles de l'isolement procuré par une paroi séparatrice double entre locaux par suite de transmissions indirectes. Ces parois doubles peuvent elles-mêmes causer des transmissions indirectes importantes, comme dans le cas de la figure 55 où la transmission entre locaux séparés par des parois latérales peut être augmentée par suite de la mise en vibration d'une cloison maçonnée légère (chemin 3).

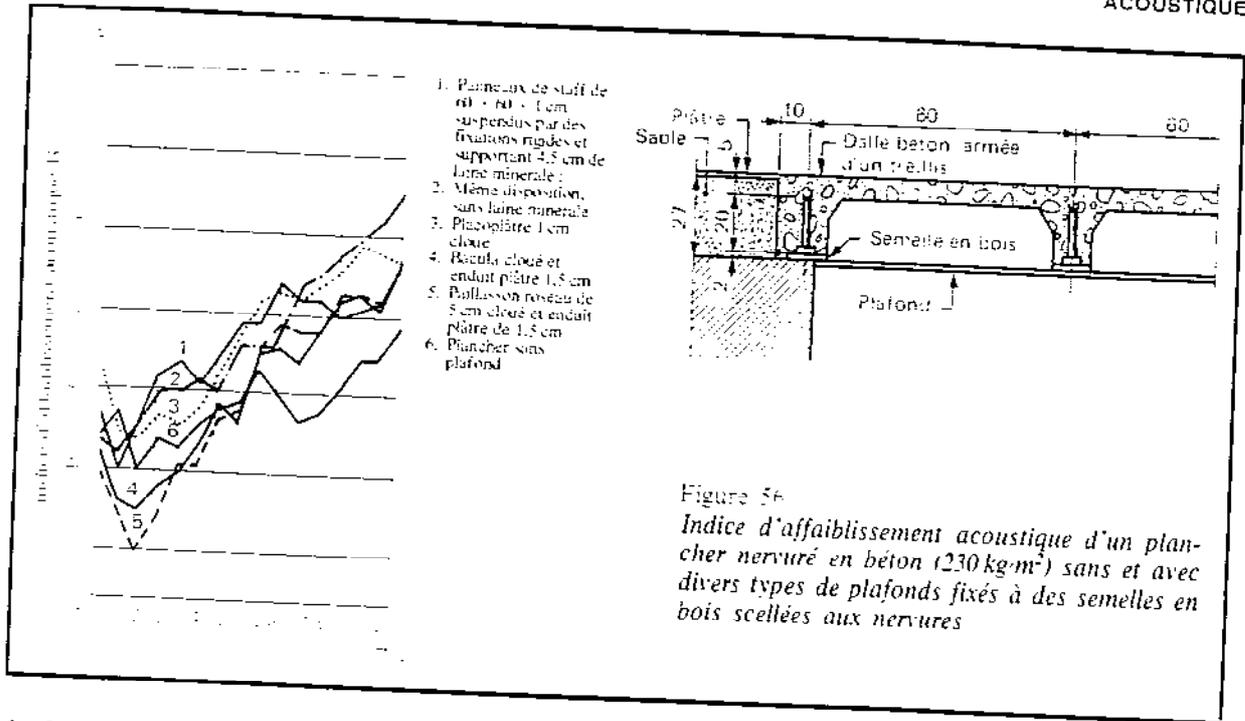
## IV.3.d. PAROIS NERVURÉES

Les parois nervurées simples ou avec hourdis sont d'une complexité telle qu'on est à ce jour incapables d'en prévoir les caractéristiques acoustiques par le calcul.

### 1. Parois nervurées simples

L'indice d'affaiblissement est en général plus mauvais que celui d'une paroi simple de même masse. Toutefois, l'isolement peut être meilleur aux fréquences graves, à cause de la diminution des vibrations due au raidissement.

Ce type de parois se prête à des doublages (fig. 56).

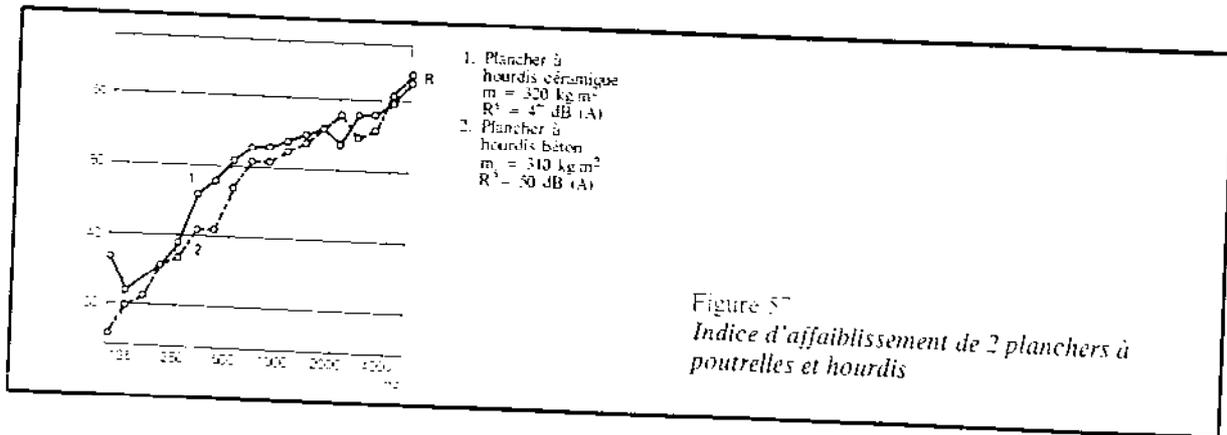


## 2. Parois nervurées avec deux parements

Ces parois creuses sont en général également mauvaises d'un point de vue acoustique, comparativement à une paroi pleine de même masse. Une étude sur des maquettes de planchers creux en béton a montré que l'indice d'affaiblissement se rapproche de celui d'un plancher simple de même masse lorsque l'écart entre nervures se réduit, c'est-à-dire lorsque le plancher se rapproche d'un plancher simple.

## 3. Planchers à hourdis

Les vibrations des hourdis à partir d'une certaine fréquence provoquent généralement une dégradation de l'indice d'affaiblissement, à partir de cette fréquence, comme on le voit sur la figure 57, où la croissance de la courbe d'indice d'affaiblissement faiblit, notablement aux fréquences aiguës.



## IV.3.e. TRANSMISSIONS PAR DES DÉFAUTS ET PAR LES OUVERTURES

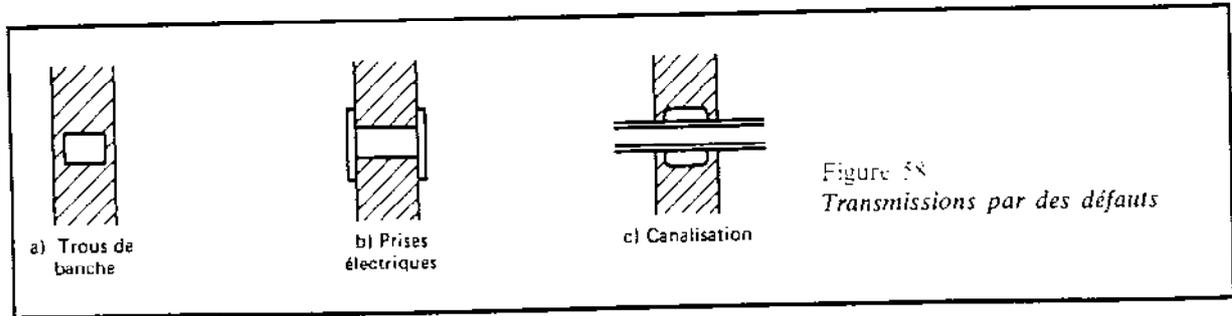
### 1. Modes de transmission

#### a) Transmission par des défauts

Jusqu'ici, aucune modification locale n'a été prise en compte dans les parois. Or, les parois peuvent être percées, puis rebouchées, pour la mise en place par exemple de canalisations. De plus, des portes et des fenêtres sont nécessaires. Ceci peut constituer des points faibles dont il faut tenir compte.

Un percement local des parois nécessite un rebouchage soigné, sous peine d'une dégradation de l'isolement. On peut citer comme exemples classiques de défauts à éviter (cf. fig. 58).

- les trous de banche mal rebouchés.
- des prises électriques en vis-à-vis avec uniquement de l'air entre les plaques installées sur les faces externes opposées de la paroi.
- des trous pour des canalisations rebouchés d'une couche mince d'enduit.



### b) Transmission directe par des ouvertures

Les portes et fenêtres sont souvent des points faibles de l'isolation acoustique. Bien que ces structures se comportent comme les parois vues précédemment, elles se comportent de manière particulière qui mérite d'être examinée, n'occupent qu'une partie d'une paroi, et peuvent laisser passer le bruit par manque d'étanchéité.

Il est utile de savoir dans quelle mesure l'indice d'affaiblissement d'un élément composé d'une paroi percée d'une ouverture se rapproche de l'indice d'affaiblissement propre de la porte ou de la fenêtre qui ferme cette ouverture.

Soit  $\tau_1, \tau_2 \dots \tau_n$  les facteurs de transmission de chaque élément de la paroi,  $S_1, S_2 \dots S_n$  leurs surfaces respectives,  $S$  la surface totale. Le facteur de transmission résultant est :

$$\tau = \frac{1}{S} (\tau_1 S_1 + \tau_2 S_2 + \dots + \tau_n S_n)$$

*Exemple :* Une porte de  $2 \text{ m}^2$  ayant un indice d'affaiblissement de 20 dB est placée dans un mur de  $12 \text{ m}^2$  et de 40 dB d'indice d'affaiblissement. Quel est l'indice d'affaiblissement d'une paroi homogène équivalant à l'ensemble quand la porte est fermée ?

La relation  $R = 10 \log 1/\tau$  donne, pour  $R = 20$  et  $R = 40$

$$\tau_1 = 10^{-2} \quad \text{et} \quad \tau_2 = 10^{-4}$$

Le facteur de transmission résultant a donc pour valeur :

$$\tau = \frac{\tau_1 S_1 + \tau_2 S_2}{S} = \frac{10^{-2} \times 2 + 10^{-4} \times 10}{12} = 1,75 \cdot 10^{-3}$$

d'où l'indice d'affaiblissement cherché :

$$R = 10 \log \frac{1}{1,75 \times 10^{-3}} = 27,6 \text{ dB}$$

L'indice résultant est ainsi plus près de celui de la porte que celui du mur lui-même.

Les deux conclusions pratiques qui peuvent être déduites de ce calcul sont les suivantes :

- Du point de vue acoustique, il est inutile de construire un mur très isolant quand il doit être percé d'ouvertures qui n'ont qu'un faible isolement.

Reprenant l'exemple précédent, nous supposons que l'indice d'affaiblissement du mur soit tombé de 40 dB à 30 dB, ce qui permet de faire descendre son poids de 100 à 20  $\text{kg/m}^2$  environ. Si nous recommençons le calcul précédent, nous trouvons que l'isolement résultant est passé de 27,6 à 26 dB ; la diminution est très faible.

— Lorsqu'une paroi n'est pas constituée de façon identique dans toute son étendue mais comporte, au contraire, des parties de nature et de superficie différentes, celles-ci doivent avoir des indices d'affaiblissement aussi voisins que possible les uns des autres. Si ces indices sont différents, ils doivent être tels que, du fait des différences de superficie des diverses parties de la paroi, l'indice résultant conserve une valeur acceptable. Pour les portes occupant une surface égale à 10 à 20% de la surface totale de la paroi, il faut éviter que l'indice d'affaiblissement de l'ouverture ne descende à plus de 10 dB au-dessous de l'indice de la paroi elle-même. Le tableau suivant donnant l'indice résultant d'une paroi de 50 dB percée d'une ouverture pour divers indices d'affaiblissement de celle-ci fait comprendre cette règle. Les surfaces respectives sont celles de l'exemple précédent : les valeurs sont exprimées en décibels.

INDICE D'AFFAIBLISSEMENT RESULTANT D'UNE PAROI DE 50 dB ET D'UNE OUVERTURE D'INDICE D'AFFAIBLISSEMENT VARIABLE

Indice d'affaiblissement de la paroi de surface S	Indice d'affaiblissement de l'ouverture de surface 0,2 S	Indice d'affaiblissement résultant	Différence d'affaiblissement entre paroi non percée et percée
50	50	50	0
50	40	46	4
50	30	38	12
50	20	28	22
50	10	18	32
50	0	8	42

On voit sur ce tableau que la perte d'isolement due à l'ouverture n'est pas trop sensible tant que la différence entre les indices de la paroi et de l'ouverture est inférieure à 10 dB.

L'isolement propre d'une porte de dimensions données dépend de sa masse et surtout de ses joints. Dans une porte ordinaire, il y a en général un « jour » à la partie inférieure et plus la surface de celui-ci est grande, plus l'isolement est faible. Il est intéressant de donner l'affaiblissement maximal que peut avoir la porte pour des largeurs de fentes diverses en utilisant la formule :

$$\tau = S_f S$$

$S_f$  étant la surface de la fente et S celle de la porte.

C'est ce qu'indique le tableau suivant pour une porte de 2 m<sup>2</sup> de surface et des largeurs de fente allant de 0,5 mm à 40 mm.

Largeur de la fente (en mm)	0,5	1	5	10	20	30	40
Isolement maximal (en dB)	36	33	26	23	20	18	17

Pour les portes d'habitation dont le jour laissé libre est de l'ordre du centimètre, l'indice d'affaiblissement ne peut dépasser 20 à 25 dB quelle que soit la masse de la porte. La suppression du jour par la mise en place d'un seuil sur lequel vient appuyer un joint creux ou par l'adjonction d'un bourrelet de feutre ou d'une plinthe qui s'abaisse à la fermeture de la porte améliore notablement l'isolement.

Dans les meilleures conditions de fermeture, la porte aura un indice d'affaiblissement assez voisin de celui du panneau qui la compose. Dans la plupart des cas, cet indice d'affaiblissement est indépendant de la fréquence, tout au moins, entre 100 et 3 200 Hz. Il se situe à 15 dB pour les mauvaises portes et à 30 dB pour les bonnes portes.

### c) Transmission par diffraction

Même en l'absence de toute surface réfléchissante placée devant la façade d'un bâtiment, le son peut se propager d'un local à un autre grâce aux phénomènes de diffraction.

La prévision théorique de l'affaiblissement du son, d'un local à un autre, par un tel chemin de transmission, est difficile.

D'après quelques mesures effectuées par le CSTB, il apparaît que l'affaiblissement du son, entre deux locaux juxtaposés ou superposés, fenêtres ouvertes, est de l'ordre de :

- 30 à 35 dB, à toutes les fréquences pour des ouvertures ne dépassant pas  $2 \text{ m}^2$  avec une distance entre bords inférieure à 1,5 m, sans relief de la façade ;
- 40 dB, à toutes les fréquences dans les mêmes conditions que précédemment, sauf en ce qui concerne la distance de bord à bord des fenêtres qui est alors de 3 m.

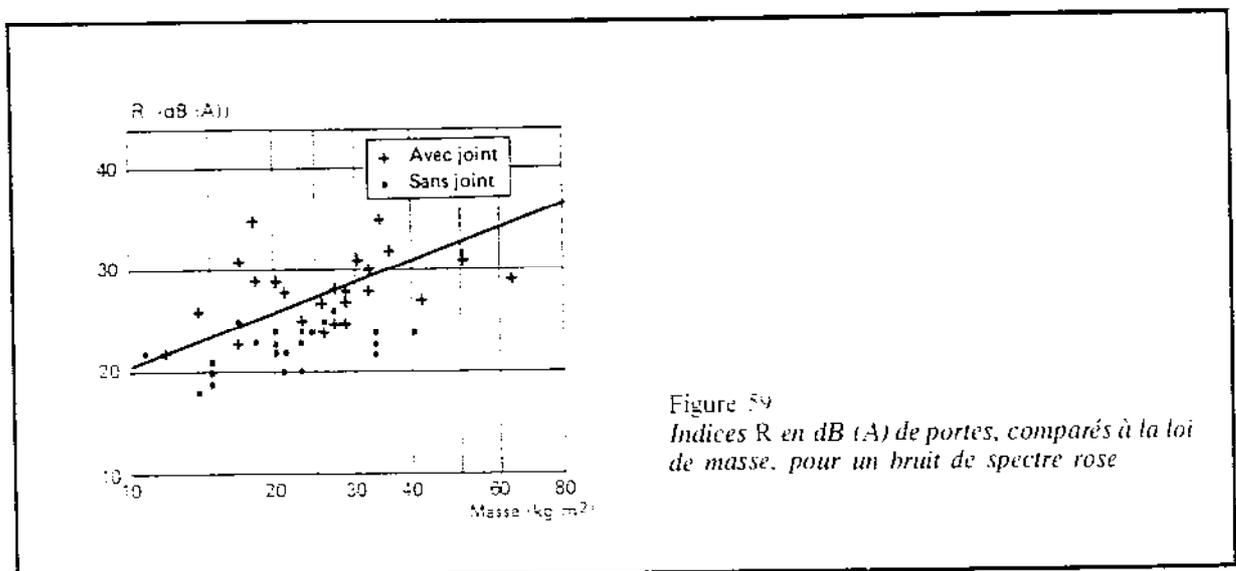
La présence d'un réflecteur (autre bâtiment, par exemple) en vis-à-vis, à courte distance, diminue notablement les valeurs précédentes.

## 2. Les portes et les portes-fenêtres

Comme il a été vu, d'une façon générale, l'isolement procuré par une porte est limité par l'étanchéité de celle-ci, qui dépend de la conception et de la mise en œuvre de la porte et de son huisserie.

On a constaté, en laboratoire où les conditions de montage sont optimales, que la présence de joints et d'un seuil apporte un gain, bien souvent de l'ordre de 5 dB (A).

La masse du battant par unité de surface n'est pas forcément un facteur déterminant de la qualité acoustique d'une porte (fig. 59). Ceci tient soit à l'influence d'une étanchéité insuffisante, soit au fait que certaines portes légères peuvent, par leur conception, se comporter comme des doubles cloisons. Dans ce dernier cas, l'utilisation des panneaux très minces rayonnant mal les fréquences audibles, peut donner un isolement supérieur à celui que la masse seule permettrait d'obtenir.



Les portes-fenêtres ont un comportement analogue à celui de fenêtres. Il faut attirer l'attention des fabricants sur le fait que, pour des portes-fenêtres à performance élevée, il peut arriver que ce soit la partie pleine qui constitue le point faible.

La réglementation, qui se veut exigeante, n'impose pas une valeur d'isolement à la porte elle-même, mais entre la circulation commune et les pièces d'un logement. Outre la porte palière, interviennent dans cet isolement, les portes de distribution et l'aire d'absorption équivalente de l'entrée.

La porte étant choisie, la qualité de l'isolement dépendra du soin apporté à l'étanchéité et à sa conservation dans le temps. Ceci est d'autant plus vrai que l'indice d'affaiblissement est plus élevé.

### 3. Fenêtres

#### a) Les catégories de fenêtres

On distingue les fenêtres simples et les doubles-fenêtres (fig. 60). On entend par doubles-fenêtres, deux fenêtres placées vis-à-vis, mais à ouvrants indépendants. Les fenêtres simples ou doubles peuvent être équipées d'un vitrage simple (du verre de 3 mm à la dalle de 19 mm), d'un vitrage multiple (association de plusieurs verres liés ensemble à la fabrication, avec ou sans lame d'air) ou d'un double vitrage, par la pose d'un second vitrage sur l'ouvrant, généralement sous forme de survitrage.

Note : Sauf mention contraire, tous les exemples donnés dans ce chapitre concernent des fenêtres à excellente étanchéité, c'est-à-dire qui ne présentent pratiquement pas de fuites.

#### b) Les paramètres importants

L'interaction de certains de ces paramètres (étanchéité, nature de la menuiserie, type du vitrage, mode de pose) fait qu'il n'est pas toujours facile d'isoler leurs effets. Mais c'est surtout l'étanchéité des fenêtres qui est responsable de la dispersion que l'on peut noter.

L'étanchéité (fig. 61)

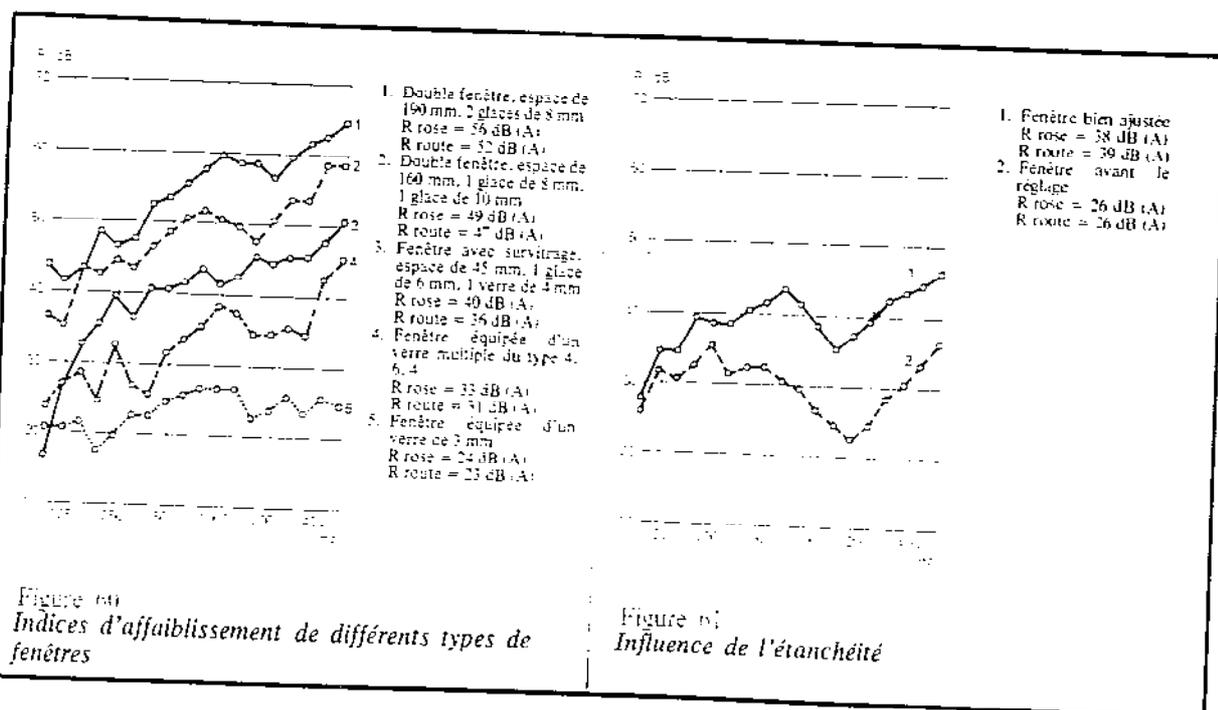
C'est, avec le vitrage, un paramètre d'une importance primordiale. La norme NF 20-302 de juillet 1974 définit trois classes de perméabilité à l'air qui sont caractérisées par des courbes donnant la valeur du débit exprimé en  $m^3$  par heure rapporté à la surface des ouvrants en  $m^2$ .

Il existe trois classes, en plus de la possibilité d'un non-classement :

- Classe A 1 ou normale
- Classe A 2 ou améliorée
- Classe A 3 ou renforcée

Le classement est fondé sur le débit d'air global traversant la fenêtre et il ne rend qu'imparfaitement compte du comportement acoustique de celle-ci. Il est, en effet, vraisemblable qu'une même fuite globale peut avoir des incidences acoustiques différentes, selon la répartition de ce débit. Pour préciser l'influence de la perméabilité à l'air sur l'isolement acoustique d'une fenêtre, il sera nécessaire de procéder à la mesure de l'indice d'affaiblissement, de la perméabilité à l'air et de la détection des fuites localisées, au même emplacement.

Dès que l'on cherche à fabriquer une fenêtre ayant un indice d'affaiblissement acoustique égal à 30 dB (A), il faut qu'elle soit de la classe A 2 et pour un isolement supérieur, il paraît nécessaire qu'elle soit de la classe A 3.



c) Les vitrages simples

Si la masse joue son rôle habituel, l'augmentation de la masse est rapidement limitée, d'une part par la densité du vitrage ( $2\,700\text{ kg/m}^3$ ) et donc son action sur les paumelles, mais surtout par le déplacement vers les fréquences médianes de la fréquence critique ( $1\,200\text{ Hz}$  pour  $1\text{ cm}$ ). Celle-ci est responsable d'un trou prononcé dans la courbe d'isolement.

La figure 62 montre cinq exemples, du verre de  $4\text{ mm}$  à la dalle de  $19\text{ mm}$  d'épaisseur. La figure 3 du chapitre V peut être plus intéressante par son aspect de synthèse.

d) Les vitrages multiples

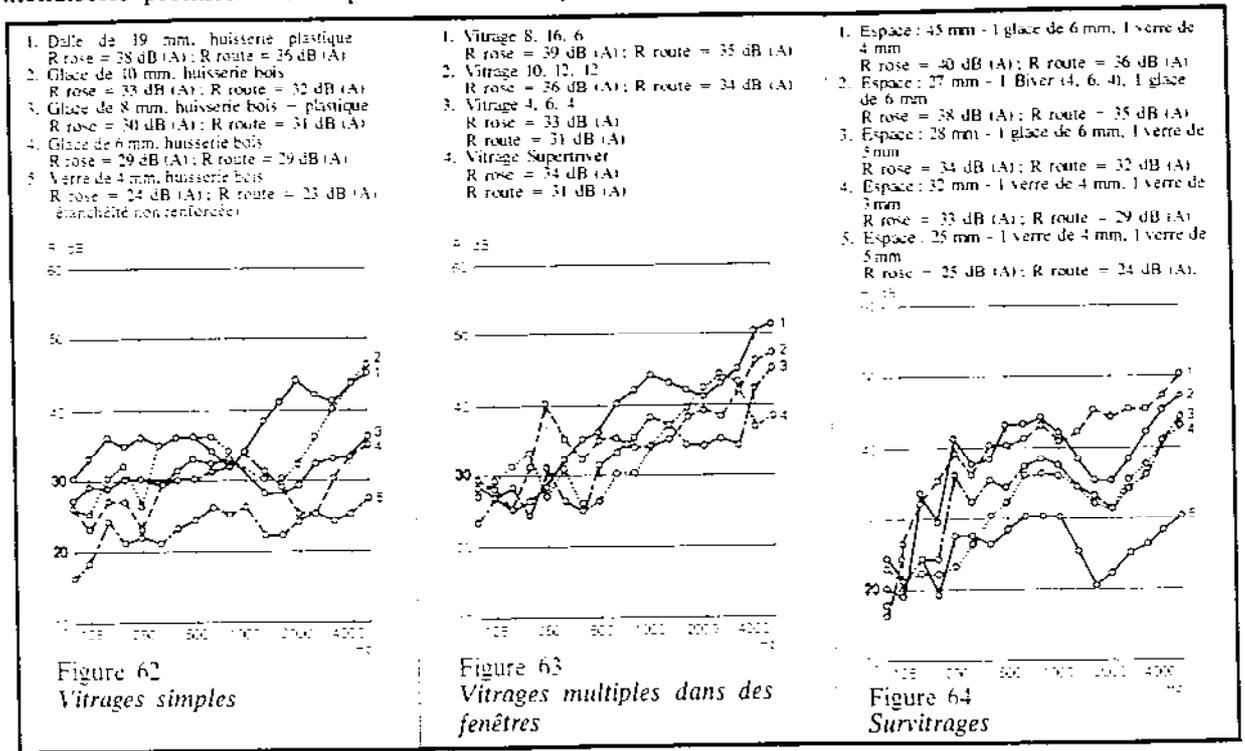
Les vitrages multiples (fig. 63) procurent une isolation thermique, mais n'ont pas de propriétés acoustiques particulièrement intéressantes, car la lame d'air occlus, beaucoup trop mince, est responsable d'une perte d'isolement, souvent importante, à la fréquence de résonance. Un vitrage multiple classique présente en global pondéré (A) un degré d'isolement du même ordre que celui d'un vitrage simple qui aurait comme épaisseur la somme des épaisseurs des verres constituant le vitrage multiple. Ce n'est pas en mm, mais en cm, que doit se mesurer l'espace séparant deux verres, pour que ceux-ci apportent une protection accrue.

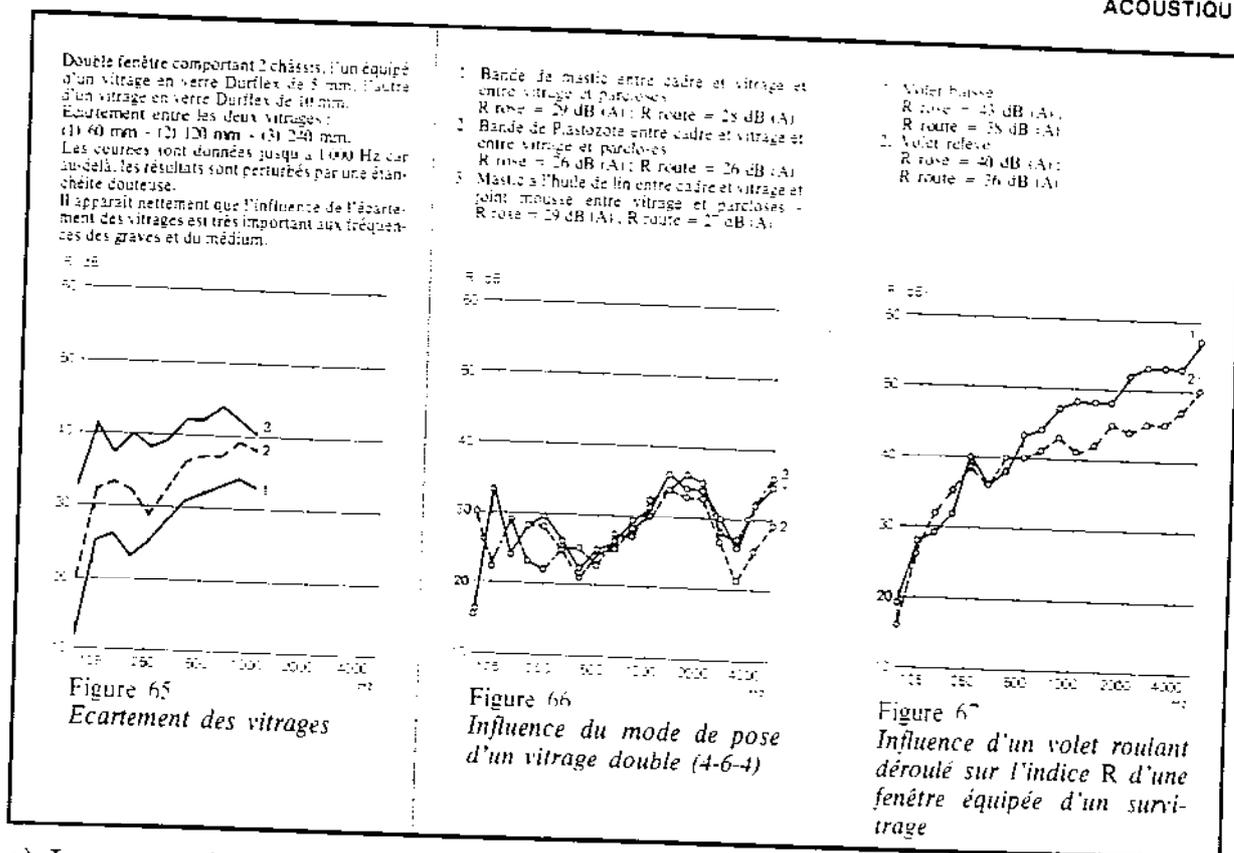
e) Les survitrages

Cette solution est intéressante, car en raison de l'écartement des verres, qui est de quelques centimètres, l'effet de double cloison commence à se manifester. Les exemples de la figure 64 montrent qu'on peut ainsi atteindre des indices d'affaiblissement de  $40\text{ dB (A)}$  pour un bruit rose et de  $36\text{ dB (A)}$  pour un bruit de trafic routier. Pour obtenir un indice R de  $35\text{ dB (A)}$  route, un espace de  $45\text{ mm}$  est le minimum et la fenêtre doit présenter une excellente étanchéité.

f) Les doubles fenêtres

Les lois sur les doubles cloisons sont pleinement applicables aux doubles fenêtres et conduisent à des espacements de  $10$  à  $20\text{ cm}$ . Les deux fenêtres peuvent être vitrées avec des verres identiques ou différents. La pose d'absorbant sur le pourtour de l'ouverture permet d'accroître encore un peu d'isolement. Ce type de solution permet de dépasser la valeur de  $50\text{ dB (A)}$  pour l'indice R. Les problèmes posés par l'étanchéité et sa conservation dans le temps, ainsi que la qualité de la menuiserie prennent une importance encore plus accrue (fig. 65).





### g) Les paramètres secondaires

#### Type de fenêtre et matériau

L'influence de ces facteurs intervient au 2<sup>e</sup> degré. En effet, les fenêtres présentent souvent des étanchéités conditionnées par le type d'ouverture (couissante ou ouvrante à la française) et par la nature des menuiseries (en bois, en PVC ou en métal).

#### Le mode de pose du vitrage (fig. 66)

L'exemple donné ici confirme les études faites en France ou à l'étranger à ce sujet. L'influence du mode de pose, vitrage fixé rigidement ou souplement est pratiquement nulle lorsqu'on examine les résultats exprimés en dB (A), dans cet exemple : 27 dB (A)  $\pm$  1. Toutefois, l'écart peut être de plusieurs dB à certaines fréquences, plus particulièrement à la fréquence critique dont le « trou » est moins accusé, si le montage est souple.

#### Influence des volets roulants (fig. 67)

Lorsque la fenêtre est équipée d'un volet roulant et que celui-ci est descendu, l'ensemble se comporte d'une façon qui rappelle une double cloison. Ceci se traduit par un gain important aux fréquences aiguës, avec un effacement du trou dû à la fréquence critique. Toutefois, les valeurs de l'indice exprimé en dB (A) changent peu pour le bruit rose (4 dB (A)), et pratiquement pas pour le bruit de route (1 dB (A)). Ces valeurs ont été calculées sur 21 essais.

### h) Le Label Acotherm

Le Label Acotherm a été créé par le Ministère de l'Équipement pour promouvoir des fenêtres présentant de bonnes qualités d'isolation acoustique et thermique ; il est attribué deux fois par an dans le cadre d'une sélection permanente. C'est une des mesures destinées à favoriser l'industrialisation ouverte.

Les fenêtres sélectionnées doivent satisfaire aux exigences d'un cahier des charges portant sur :

- l'isolation acoustique
- l'isolation thermique
- les caractéristiques mécaniques
- la durabilité.

Les différents degrés de ces exigences correspondent à différentes nécessités : par exemple, la construction d'un bâtiment d'habitation dans une zone climatique tempérée mais située près d'une autoroute nécessite une isolation acoustique, mais aucune précaution particulière n'est nécessaire pour l'isolation thermique ; de plus, dans ce cas, l'isolation acoustique doit être plus ou moins proche du bâtiment. En revanche, il est évident que l'effort devra, en région montagneuse ou continentale, porter plus particulièrement sur le confort thermique.

Ainsi, avec un même modèle de fenêtres comportant différentes solutions de vitrage, le constructeur pourra-t-il répondre aux différents problèmes d'isolation qu'il doit résoudre.

Le Label Acotherm constitue par ailleurs une information destinée d'une part aux constructeurs, et d'autre part aux utilisateurs. La conformité au label Acotherm est attestée par une marque indélébile apposée sur chaque fenêtre et qui indique le niveau d'isolation. Le règlement du label Acotherm prévoit aussi que les fenêtres sous label feront l'objet d'un contrôle continu de la qualité de la fabrication.

Depuis sa création (octobre 1975), le Label a été attribué à 42 fabricants de fenêtres destinées à la construction neuve et à 11 fabricants de dispositifs pour l'amélioration de fenêtres anciennes.

### *i) Conseils pour le choix des fenêtres*

Plus encore que pour les autres éléments de construction, il faut penser à l'ensemble, c'est-à-dire à la fenêtre complète et pas seulement au vitrage. C'est ainsi, par exemple, que poser des glaces épaisses sur des fenêtres anciennes, et dans la mesure où l'huissier les supporte, risque de n'apporter qu'une amélioration faible ou nulle, par suite d'une mauvaise étanchéité. On assiste ainsi dans la profession à une évolution puisque, à l'occasion de concours comme Acotherm, les fabricants de fenêtres les livrent non seulement peintes, mais vitrées et équipées d'un volet roulant avec son coffre.

Lorsqu'on recherche de forts isollements, ne penser qu'à la fenêtre complète ne suffit plus. Cela devient, en effet, un problème de conception de l'ensemble, car le plus difficile problème de la construction en zone de bruit paraît bien être celui du confort thermique de saison chaude. En effet, ce confort est, en site calme, assuré par l'ouverture des baies. C'est également vrai pour le confort thermique de demi-saison qui implique alors la régulation du chauffage et le renouvellement d'air, dont le taux horaire doit être nettement supérieur à celui demandé normalement, même dans le cas favorable où la construction a une inertie thermique moyenne ou forte.

## **IV.4. Le bruit des équipements (\*)**

### **IV.4.a. ÉQUIPEMENTS SANITAIRES**

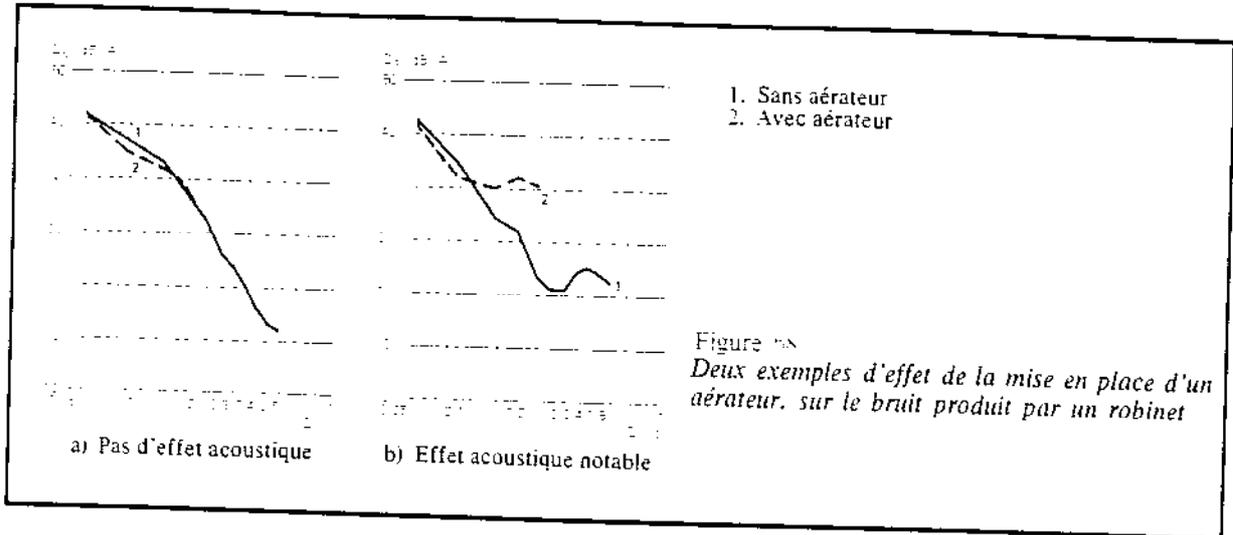
#### **1. Le bruit des robinets**

A l'intérieur des robinets, comme de tous les équipements hydrauliques, les phénomènes acoustiques sont particulièrement complexes. Le parcours de l'eau dans un robinet a une forme compliquée. L'eau, en franchissant les obstacles (coudes, étranglements, etc.) qu'elle rencontre à l'intérieur d'un robinet, est le siège de tourbillons pouvant être accompagnés de phénomènes de cavitation. Les divers mouvements ou changement d'état du fluide en résultant, engendrent des variations de pression.

La cavitation dans l'eau se produit lorsque, par suite d'un étranglement, la vitesse de l'eau devient grande et sa pression suffisamment faible pour que des bulles de vapeur apparaissent. Pour un étranglement donné, ce phénomène n'apparaît qu'à partir d'une certaine vitesse de l'eau, c'est-à-dire d'un certain débit. Par suite, lorsqu'on accroît la pression d'alimentation de manière à augmenter le débit, la cavitation et le bruit correspondant apparaissent brutalement. Gosele et Voigtsberger l'ont montré en faisant des expériences à l'aide d'un tube en forme de venturi installé dans un laboratoire de mesure de bruit des équipements hydrauliques conforme à celui qui est décrit dans la norme AFNOR NF 31-014.

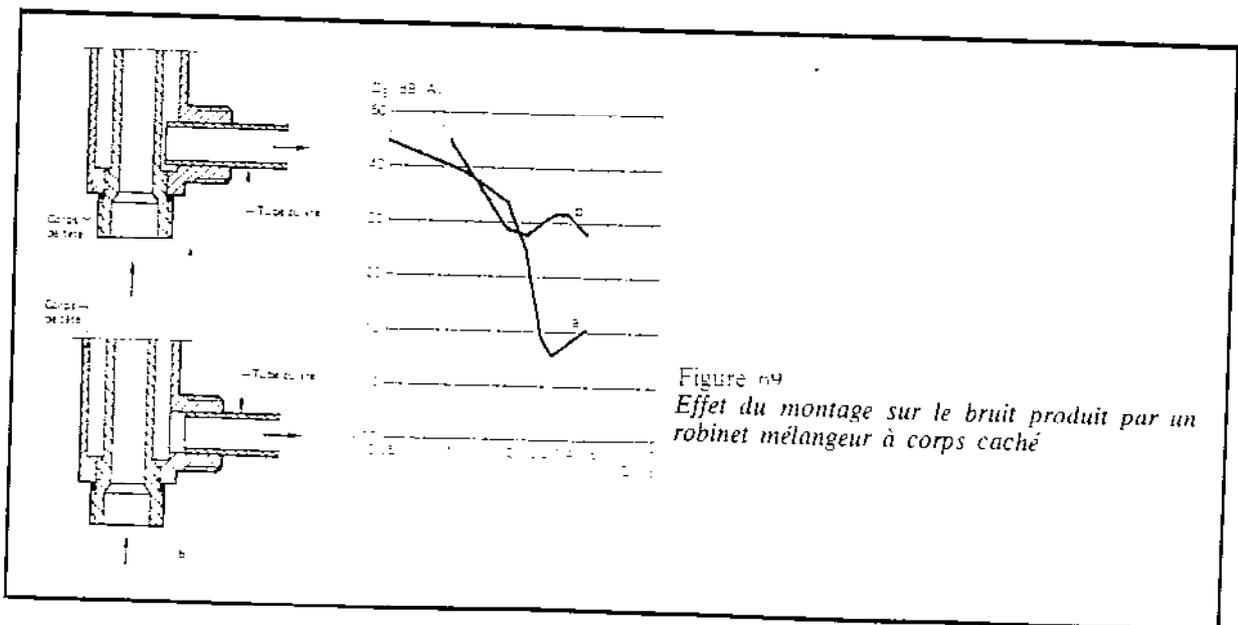
(\*) Par S. Auzou, J. Roland, P. de Tricaud, Ingénieurs à l'Établissement de Grenoble du CSTB.

Le seuil d'apparition de la cavitation peut être retardé par mise en place, en aval de l'étranglement, d'une perte de charge. C'est, en principe, l'un des rôles d'un aérateur, qui permet de répartir la perte de charge totale aux bornes d'un robinet en deux endroits, l'espace siège/clapet et le nez. L'aérateur limite bien évidemment le débit. La figure 68 montre l'influence, tant sur le débit que sur le bruit, d'un aérateur. Toutefois, il n'est guère possible, à même débit, d'avoir des résultats spectaculaires par la mise en place d'une perte de charge additionnelle, car le bruit résultant des phénomènes tourbillonnaires est toujours important et quelquefois prépondérant. Dans ce cas, seule une meilleure conception, c'est-à-dire un meilleur dessin des pièces fixes et mobiles, peut permettre de réduire les bruits dus à ce phénomène.



L'utilisation de clapets aux bords arrondis est préférable à ceux à bords vifs, et les clapets creux donnent des résultats intéressants. Un siège de large section est également préférable. Il faut éviter les changements brusques de section et de trajectoire aussi bien à l'intérieur du robinet que dans les raccords d'adaptation.

Des défauts de fabrication, tels que des coupes mal ébardées ou des soudures mal faites sont causes de bruit et, très souvent, d'un moindre débit. La figure 69 montre l'influence du montage d'un robinet mélangeur à corps caché présentant un défaut de conception. Le tube cuivre reliant la base du bec et le corps de tête peut coulisser plus ou moins dans ce dernier, par absence de butée, et créer ainsi une obstruction partielle, selon que le tube dépasse ou ne dépasse pas, cause de sifflements importants (montage a).

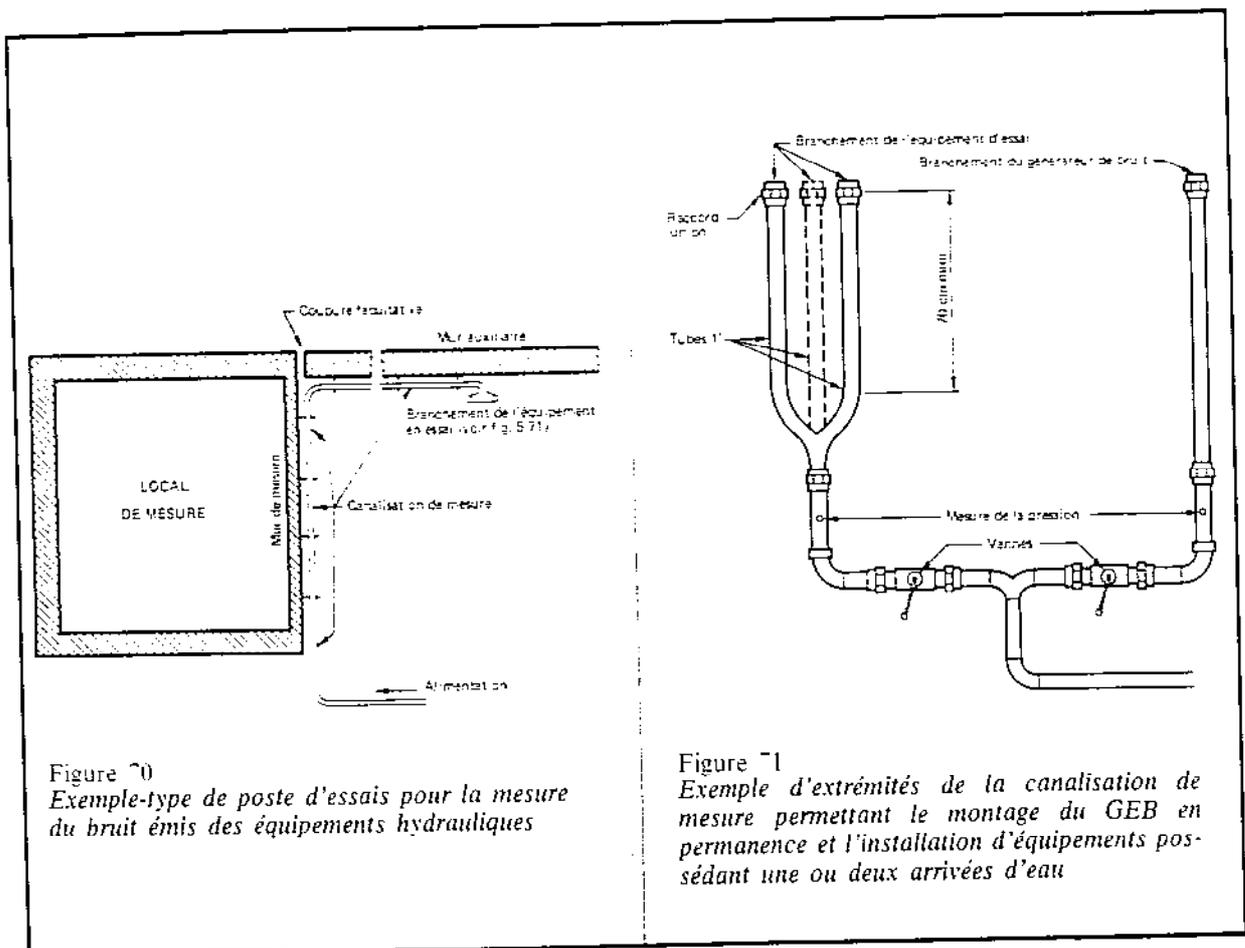


Depuis le début des mesures du bruit des robinets, et plus particulièrement depuis la mise en place des contrôles systématiques, on a assisté à une nette progression de la qualité acoustique des robinets en France.

## 2. La mesure du bruit des équipements hydrauliques

La méthode de mesure du bruit des équipements hydrauliques sera définie par quatre normes AFNOR correspondant aux quatre parties de la norme internationale ISO 3822. Le tableau ci-après donne les sujets traités par ces documents, leurs états d'avancement et la correspondance ISO/AFNOR. Toutefois, la norme ISO 3822 partie 1 a été révisée.

La figure 70 montre le plan d'un laboratoire conforme à la norme ISO 3822 (voir le tableau de la page suivante). L'équipement crée des vibrations transmises par la canalisation au mur de mesure qui rayonne dans le local de mesure. L'extrémité de la canalisation est double, pour recevoir d'une part un générateur de bruit et, d'autre part, l'équipement qui sera raccordé par une fourche, si ce dernier est un mélangeur ou un mitigeur (fig. 71). D'autres possibilités d'aménagement sont possibles, comme la pose d'une canalisation pour le générateur et une pour l'équipement à tester. voire deux canalisations pour l'alimentation de la robinetterie, l'une correspondant à l'arrivée d'eau froide, et l'autre à celle de l'eau chaude.



Les équipements hydrauliques sont mesurés sous une pression d'alimentation de 0,3 MPa et de 0,5 MPa<sup>(1)</sup>, sauf pour les détendeurs et les régulateurs de pression pour lesquels la pression amont a été fixée à 0,8 MPa.

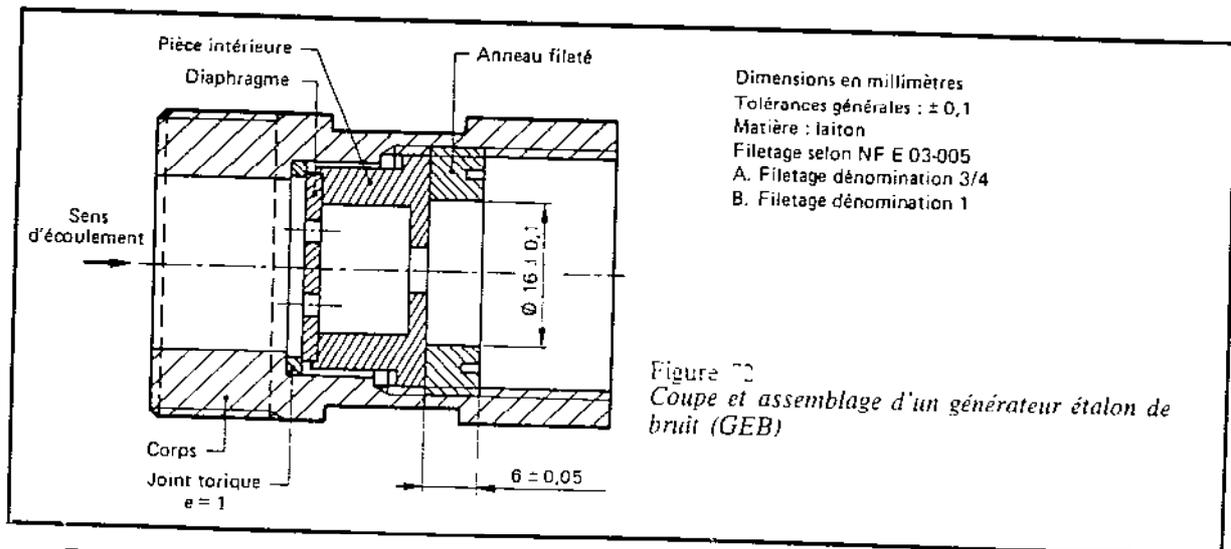
La méthode de mesure de ces équipements fait appel à la différence entre le niveau de la pression acoustique d'un générateur étalon de bruit (GEB) et celui de l'appareil testé dans des conditions définies de pression et de débit.

1. 0,1 MPa = 1 bar.

## ETAT DES NORMES CONCERNANT LA MESURE DU BRUIT DES EQUIPEMENTS HYDRAULIQUES (31-12-1978)

N° des normes	Sujet traité	Etat
ISO 3822 Partie 1 AFNOR NF S 31-014	Norme définissant la méthode générale de mesure, les caractéristiques du poste d'essais et celles du générateur étalon de bruit	Second avant-projet de révision en cours de vote  Norme homologuée à réviser en fonction de la nouvelle norme ISO
ISO 3822 Partie 2 AFNOR NF S 31-015	Mesure des robinets de puisage, coulant directement à l'air libre (robinets simples, mélangeurs, mitigeurs)	Second avant-projet en cours de vote  Norme homologuée à réviser en fonction de la nouvelle norme ISO
ISO 3822 Partie 3 AFNOR S 31-016	Mesure de tous les équipements insérés entre deux morceaux de canalisation (robinets d'arrêt, détendeurs, compteur d'eau, etc.)	En cours d'étude par le groupe de travail  Norme expérimentale à réviser en fonction de la norme ISO
ISO 3822 Partie 4	Mesure des appareils n'entrant pas dans les deux catégories précédentes (robinets flotteurs, robinets de chasse, robinets de bidet dits « noyés dans la céramique », etc.), aérateurs	Ces sujets n'ont pas encore été abordés par le groupe de travail  En attente du document ISO

La figure 72 reproduit la coupe du générateur de bruit constitué d'un premier disque percé de quatre trous, suivi d'un second muni d'un trou central. Ce générateur crée, dans le laboratoire du CSTB, un niveau de l'ordre de 81 dB (A).



Cette mesure peut se faire de deux façons :

- directement en dB (A), à la condition que le spectre du générateur de bruit soit parallèle à  $\pm 2$  dB à celui de la courbe de référence donnée dans ISO 3822 révisée, lorsque l'analyse est faite par bandes d'octave :

$$D_s = L_{GEB} - L$$

où  $L_{GEB}$  est le niveau de bruit du générateur et  
L le niveau du bruit dû à l'équipement

ces trois quantités étant exprimées en dB (A) ;

— par bandes d'octave, avec recombinaison de la valeur en dB(A) :

$$D_s = 45 - 10 \lg \sum_{n=1}^6 10^{\frac{L_{srj} - D_{sj} + C_j}{10}}$$

$L_{srj}$ ,  $D_{sj}$  et  $C_j$  étant respectivement par octave

$L_{srj}$  : la valeur de la courbe de référence

$D_{sj}$  : la différence entre le niveau produit par le générateur et celui dû à l'équipement en essai

$C_j$  : la pondération A.

La courbe de référence, établie après une enquête auprès de 17 laboratoires, a pour valeurs :

125	250	500	1 000	2 000	4 000	Hz
35	39	42	42	37	25	dB

Le niveau global en dB(A) de ce spectre est de 45 dB(A). Ce spectre représente celui du bruit qui serait causé par le générateur étalon dans un bâtiment de construction classique.

Le générateur de bruit est toujours alimenté sous une pression de 0,3 MPa, quelle que soit la pression d'alimentation de l'équipement.

Certains pays préfèrent utiliser la notion de niveau de bruit de l'équipement,  $L_{AP}$  :

$$L_{AP} = 45 - D_s$$

### a) Robinets de puisage

On relève les niveaux de bruit de la position ouverture maximale à la position fermée. Ceci s'applique soit à un robinet simple, soit à un robinet mélangeur dont les deux têtes sont testées séparément, soit enfin, dans le cas d'un mitigeur, pour les débits pleine eau froide et pleine eau chaude. Pour ce dernier type de robinetterie, on relève également la variation du bruit lorsque, le mitigeur étant à son maximum de débit, on passe de la position « tout froid » à la position « tout chaud ».

Pour caractériser la robinetterie sanitaire, on retient quatre couples débit/ $D_s$ , mesurés à la pression de 0,3 MPa. On envisage de tenir compte également des valeurs obtenues sous la pression de 0,5 MPa.

Les quatre couples sont les suivants :

- 1° le robinet grand ouvert.
- 2° le maximum de bruit ( $D_s$  minimal) entre cette première position et le débit de 0,25 l/s.
- 3° le débit de 0,25 l/s. débit considéré comme représentatif et, de plus, égal à la valeur retenue pour le contrôle dans les logements.
- 4° le maximum de bruit ( $D_s$  minimal) entre ce débit et la position fermée.

Ces quatre couples, débit/ $D_s$ , peuvent, sous certaines conditions, se confondre, à la limite, en un seul. Pour les mitigeurs, on ajoute à ces valeurs celle du  $D_s$  minimal pour l'eau mitigée, à pleine ouverture.

Si le robinet est équipé d'un aérateur, on peut le mesurer tel qu'il est fourni par le fabricant. Toutefois, on préfère retirer cet aérateur lors de la mesure (car c'est une pièce interchangeable, qui peut donc être changée) et la remplacer par une résistance hydraulique (ce qu'est un aérateur) non créatrice de bruit. Trois résistances désignées par les lettres A, B ou C peuvent être utilisées. Elles

permettent de déterminer trois classes de débit, toujours sous une pression d'alimentation de 0.3 MPa, qui sont les suivantes :

Classe A :  $0,20 \leq Q < 0,25$  l/s

Classe B :  $0,25 \leq Q < 0,42$  l/s

Classe C :  $0,42 \leq Q < 0,50$  l/s

L'utilisation de cette résistance permet de mesurer toutes les robinetteries dans des conditions identiques. Deux autres classes sont à l'étude, la classe AA, intermédiaire entre A et B et la classe D pour les débits supérieurs à 0.5 l/s.

Les aérateurs font également l'objet d'une mesure de niveau de bruit et d'un classement.

### b) Autres équipements

Ces équipements sont positionnés dans leur état normal de fonctionnement et parcourus par un débit qui est fonction de leur diamètre de raccordement. Ce débit est ajusté par une perte de charge réglable et silencieuse. Les détendeurs et régulateurs de pression sont réglés de telle sorte que la pression aval soit de 0.3 MPa, le débit étant fixé et réglé comme précédemment.

Les robinets flotteurs seront testés après avoir été installés dans une cuve définie, de façon à ce que la quantité d'eau fournie soit constante. On enregistrera alors le cycle de remplissage. La figure 73 montre un exemple caractéristique du bruit produit par ce type d'équipement.

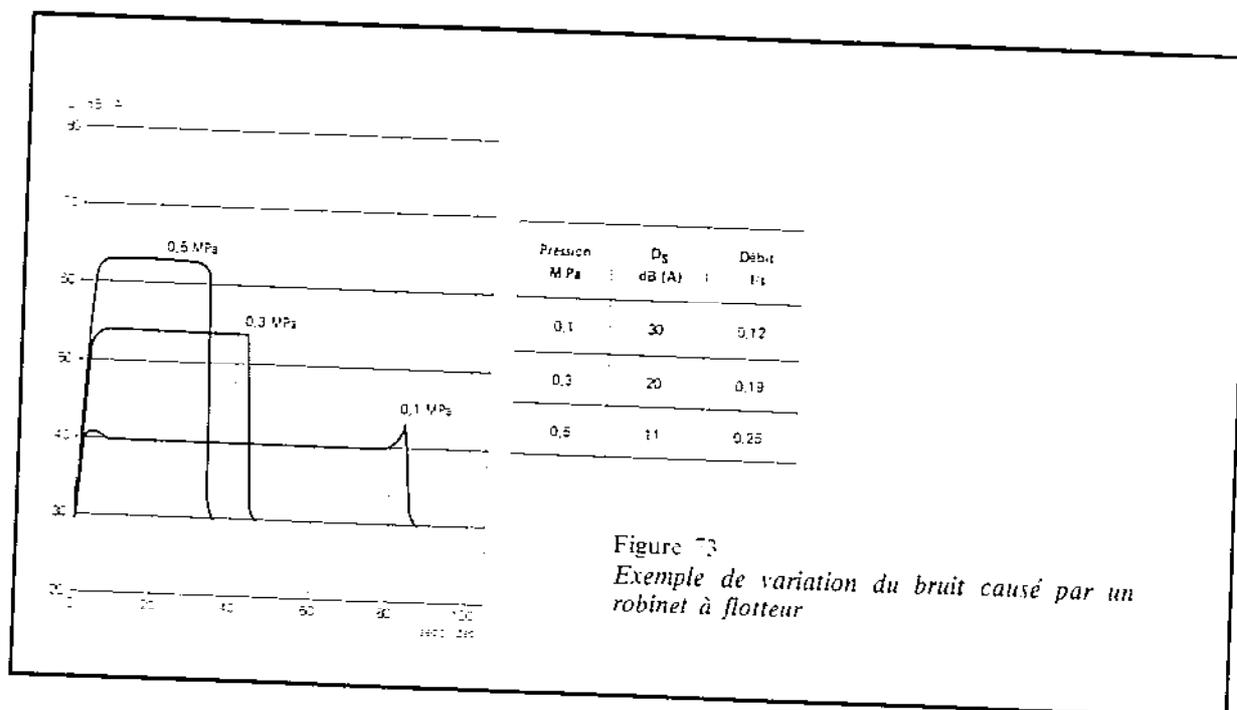


Figure 73  
Exemple de variation du bruit causé par un robinet à flotteur

## 3. La marque NF et le classement

La marque NF-Robinetterie s'applique actuellement à la robinetterie sanitaire et à la robinetterie de bâtiment depuis plus de dix ans. Elle ne s'appliquait, jusqu'en 1974, qu'aux caractéristiques dimensionnelles, physico-chimiques, mécaniques et hydrauliques.

Depuis le 1<sup>er</sup> janvier 1977, le classement acoustique accompagne obligatoirement les robinets simples et les mélangeurs. Toutefois, cette règle ne s'applique pas aux robinets simples de bidets pour lesquels il n'existe pas encore de méthode d'essai. Depuis le 1<sup>er</sup> janvier 1978, ce classement est également obligatoire pour les mitigeurs.

A la fin de 1977, 14 sociétés françaises ou étrangères fabriquant des robinetteries sanitaires étaient titulaires de la marque NF-Robinetterie.

Cette marque forme donc maintenant un tout. Le classement acoustique doit être lisible sur le corps des robinets de même que de l'estampille NF.

Les mesures acoustiques, soit en vue d'une admission, soit pour les contrôles réguliers, auquel cas les robinets sont prélevés chez des dépositaires, portent sur trois exemplaires d'une même robinetterie. L'aérateur, si elle en possède un, est remplacé par une des trois résistances hydrauliques définies précédemment :

- C ou B pour les robinetteries de baignoire
- A pour les robinetteries de douche (ou les sorties douche ou douchette)
- B ou A pour les autres robinetteries.

La qualité acoustique est caractérisée par la valeur minimale de  $D_s$ , sous la pression de 0,3 MPa. Selon la valeur obtenue, le robinet est classé ou non : s'il est classé, il l'est dans l'un des deux groupes suivants :

- Groupe I =  $D_s \geq 25$  dB (A)
- Groupe II =  $25 > D_s \geq 15$  dB (A)

Les robinets dont le  $D_s$  est inférieur à 15 dB (A) ne sont pas classés, le résultat étant jugé non satisfaisant.

Les robinetteries qui ne sont pas équipées d'un aérateur sont classées uniquement en fonction du groupe acoustique (I ou II), ou non classées.

Celles qui sont munies d'un aérateur sont classées ainsi :

- d'une part en fonction du groupe acoustique (I ou II)
- d'autre part en fonction de la classe de débit (A, B ou C) de la résistance hydraulique avec laquelle elles ont été essayées.

Suivant les cas, une robinetterie peut avoir un seul classement (par exemple IB) ou deux classements (par exemple IIB ou IA).

De même, les aérateurs sont marqués avec l'indication de la classe de débit (A, B ou C), si la valeur  $D_s$  de ces aérateurs est supérieure ou égale à 30 dB (A). Les aérateurs dont le  $D_s$  est inférieur à 30 dB (A) ne seront pas classés, le résultat étant jugé non satisfaisant.

Une robinetterie d'une classe donnée devra être équipée de l'aérateur correspondant. Par exemple, si le corps est marqué IB, elle devra avoir un aérateur de classe B. Si cette même robinetterie comporte un aérateur de classe A, elle sera considérée comme classée IA.

En aucun cas, elle ne peut être équipée d'aérateur de classe supérieure (par exemple un robinet classé IA ne peut être équipé d'un aérateur de classe B). Par contre, elle peut être équipée d'un aérateur de classe inférieure moyennant un déclassement.

#### 4. Le bruit des canalisations

Comme on vient de le voir, le robinet est donc le plus souvent à l'origine du bruit. Celui-ci est transmis par la canalisation sous forme de vibrations d'une part dans l'eau, d'autre part dans le métal. La canalisation est fixée à des murs ou cloisons qu'elle excite. Ceux-ci rayonnent plus ou moins, selon leur masse et leur facteur de rayonnement, ces vibrations sous forme d'ondes aériennes.

Les vibrations parcourant les canalisations métalliques classiques (acier et cuivre) ne s'affaiblissent que très lentement, de l'ordre du quart de dB par mètre, si elles ne rencontrent pas d'obstacles.

On manque de données acoustiques concernant les canalisations en PVC, dont la part du marché croît chaque année.

Pour des canalisations constituées par un matériau élastique, Korteweg a montré que l'affaiblissement linéique a du son peut être décomposé en un affaiblissement  $a_f$  dû aux pertes par

frottement entre l'eau et la canalisation et en un affaiblissement  $a_m$  dû aux pertes d'énergies dans le matériau constituant la canalisation :

$$a = a_f + a_m \text{ dB/m}$$

avec

$$a_f = \frac{A}{R} \sqrt{f}$$

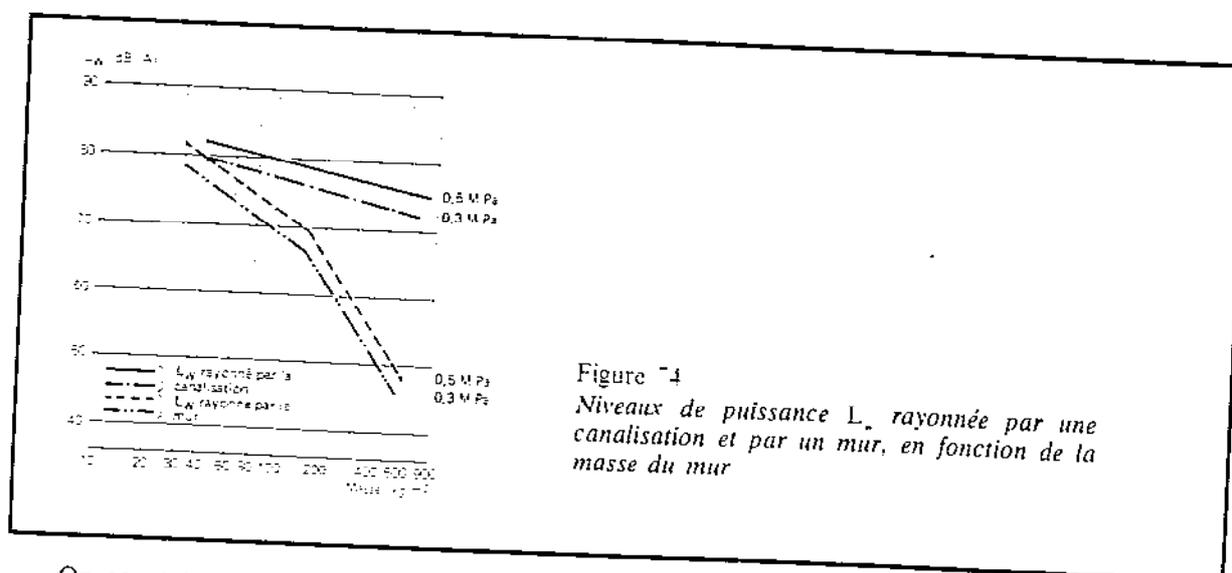
et

$$a_m = B \cdot \frac{R}{eE} \eta f$$

- A et B sont des constantes.  
 f la fréquence du son considéré.  
 R le rayon intérieur de la canalisation.  
 e l'épaisseur de la canalisation.  
 E le module d'élasticité du matériau constituant la canalisation.  
 $\eta$  le facteur de perte du matériau

La canalisation rayonne du bruit aérien également par elle-même. Sa surface étant faible vis-à-vis de celle des parois dont elle est solidaire, on a pris l'habitude de dire que le rayonnement direct par les canalisations est négligeable devant celui des parois auxquelles elles sont fixées.

Cette affirmation n'est pas forcément exacte car l'amplitude moyenne de vibration d'une canalisation fixée en quelques points à une paroi peut être bien plus grande que l'amplitude moyenne des vibrations de la paroi support. Elle l'est d'autant moins que la paroi est plus lourde, donc plus inerte. La fig. 74 donne, à titre d'exemple, le niveau de la puissance acoustique en dB (A) rayonnée par 6 m de canalisation de diamètre 26 cm, fixée à un mur simple de masse variable, en extrémité de laquelle un générateur étalon débite librement sous une pression de 0,3 MPa. Elle donne aussi la puissance acoustique correspondante rayonnée par le mur de surface 10 m<sup>2</sup> auquel la canalisation est fixée.



On constate que le niveau de la puissance émise par la canalisation ne diminue que légèrement lorsque la masse de la paroi augmente.

Le niveau de la puissance acoustique rayonnée par le mur seul varie fortement avec la masse de ce mur, la courbe représentant cette variation rappelant la courbe symétrique par rapport à l'axe des x de la loi de masse classique (droite brisée).

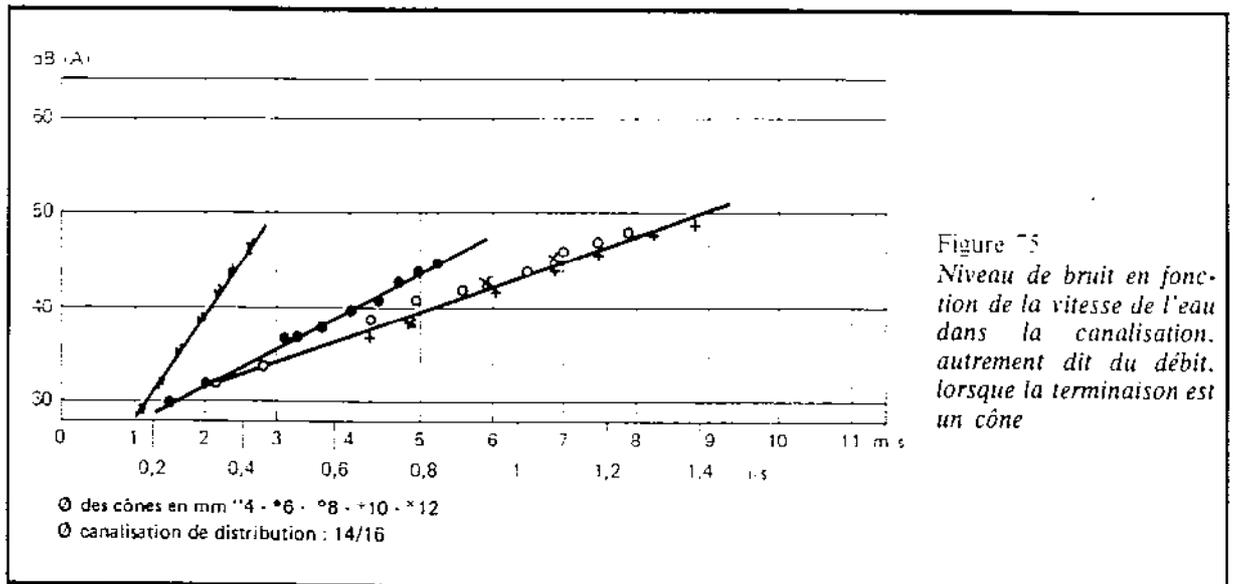
Dans cet exemple, pour lequel la canalisation avait une section relativement importante, le rayonnement de la canalisation est toujours supérieur à celui de la cloison. Il est probable, avec des canalisations plus fines et des cloisons particulièrement sonores (briques plâtrières par exemple), que l'inverse puisse se produire.

La canalisation peut elle-même être le siège de bruit dû à l'écoulement de l'eau.

On distingue deux types d'écoulement, l'un laminaire, obtenu aux petites vitesses, et pour lequel la veine d'eau s'écoule sous forme de cylindres concentriques, l'autre tourbillonnaire pour lequel les couches externes de la veine sont entraînées par les couches internes. Les changements brusques de section et de direction, les téés sont également causes de turbulences. Ces turbulences apparaissent lorsque le nombre de Reynolds correspondant à la vitesse d'écoulement dépasse une certaine valeur limite.

Cependant, l'écoulement laminaire reste pour les constructions une hypothèse d'école.

Pour une cloison en briques creuses de 5 cm d'épaisseur, une canalisation en cuivre de  $16 \times 1$  et un local de volume  $30 \text{ m}^3$  et de durée de réverbération 0.5 s, on a trouvé au laboratoire du CSTB qu'entre 1 et 9 m/s, le niveau de bruit est sensiblement proportionnel à la vitesse d'écoulement (fig. 75). Le bruit d'écoulement est un bruit blanc.



Quelle vitesse pratiquement ne devrait-on pas dépasser ? La réponse n'est pas simple car le bruit aérien que va créer une canalisation dépend de la cloison sur laquelle elle est fixée, et de son mode de fixation. De plus, en ce qui concerne le bruit reçu dans un autre appartement, ou une autre chambre s'il s'agit d'hôtel ou d'un hôpital, ce bruit dépendra également du plan d'étage.

L'expérience montre qu'une vitesse de 2 à 3 m/s est tout à fait admissible, mais que 3 m/s serait une limite à ne pas dépasser dans la partie courante des canalisations (par exemple 80 % de la longueur parcourue par l'eau amenée), la limite maximale admissible de la vitesse pouvant être portée à 5 m/s localement.

## 5) Les installations in situ

Les robinets sont donc connus par des mesures en laboratoire. Se pose alors la question, question classique, quel  $D_s$  faut-il imposer à une robinetterie, pour qu'un certain critère, le règlement de construction par exemple, soit respecté, compte tenu d'un parti architectural et de la nature des parois.

La réponse n'est évidemment pas simple, bien qu'on puisse considérer la question comme cependant résolue. Cette question en appelle deux autres : premièrement, quel est le niveau du générateur de bruit dans des habitations et deuxièmement la valeur  $D_s$  était-elle conservée in situ ?

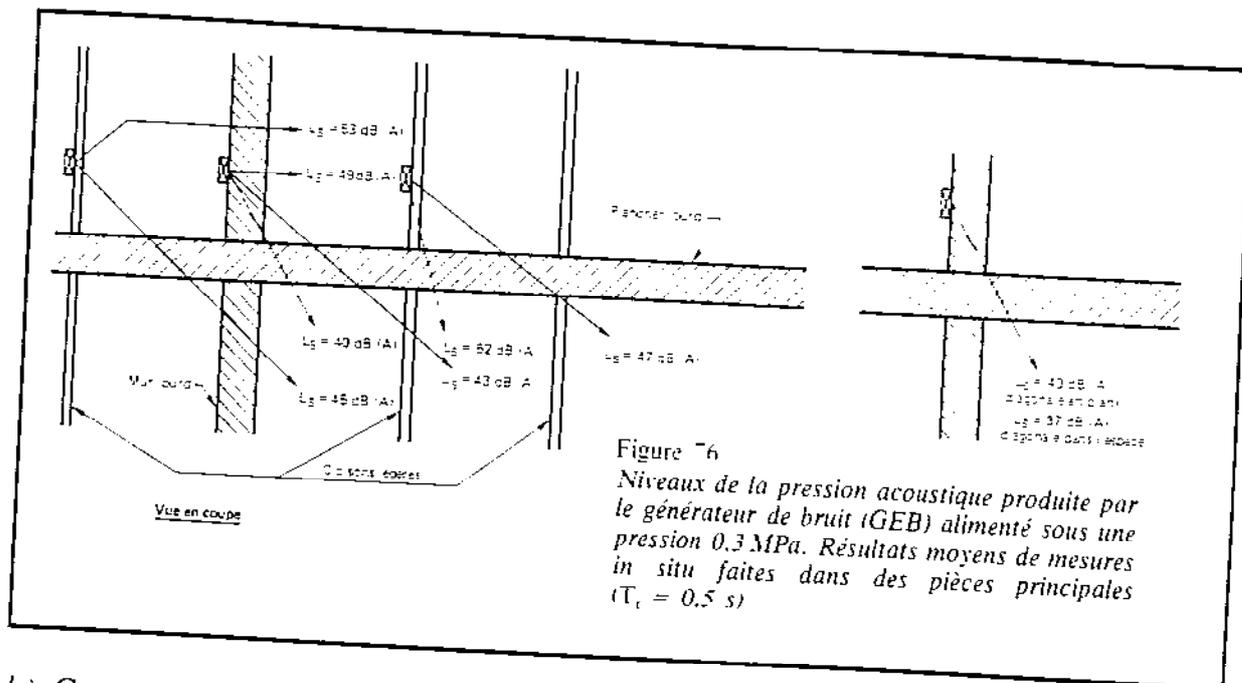
Dans les deux cas, il est nécessaire de connaître le niveau du bruit produit par le générateur étalon placé au point considéré de l'installation hydraulique. En général, il n'est pas question de procéder à la mesure de ce niveau dans le bâtiment, afin d'en déduire le choix des équipements. Ceux-ci doivent être choisis, sur plans, au moment de l'élaboration des descriptifs. Il est donc nécessaire que l'architecte ou l'installateur ait une méthode pour évaluer, d'une manière approximative, le niveau que produirait le générateur étalon installé à la place des robinets.

Par des séries de mesures dans des logements, achevés, mais non encore occupés, le CSTB et le CEBTP ont essayé de répondre à ces questions.

### a) Le bruit du générateur in situ

On a donc remplacé des robinets par un montage comprenant un générateur et un manomètre. Puis on a mesuré le bruit ainsi créé dans les pièces principales et les pièces humides des logements voisins.

On trouvera dans les croquis des figures 76 le niveau moyen du bruit du générateur alimenté sous 0,3 MPa.



### b) Conservation du $D_s$ in situ

On peut considérer que la valeur  $D_s$  est, à quelques dB(A) près, intrinsèquement conservée, mais que le bruit créé par les différents composants du circuit d'alimentation fait que, apparemment, on peut être amené à la conclusion inverse. C'est ainsi que, plus le robinet installé est silencieux, plus les bruits dus à l'installation prennent de l'importance, alors qu'en laboratoire l'alimentation en eau se fait de façon silencieuse.

En fait, l'écart entre les valeurs  $D_s$  obtenues en laboratoire et in situ, ainsi que la dispersion, ont tendance à être d'autant plus grands que le robinet est silencieux et qu'il débite beaucoup.

On a remarqué que la valeur  $D_s$  mesurée in situ pouvait sembler dégradée d'une dizaine de dB(A). Les causes prépondérantes de cette augmentation du bruit étaient dues à l'influence isolée ou conjointe de robinets d'arrêt et(ou) de régulateurs de pression et à une vitesse excessive de l'eau dans les canalisations.

Aussi, pour profiter pleinement des qualités d'un robinet à grand  $D_s$ , il est essentiel de porter la plus grande attention aux éléments du circuit d'alimentation, sinon ce bénéfice est perdu. Il faut toutefois reconnaître, à regret, que les qualités acoustiques des équipements à poser en ligne ne sont pas encore connues.

### c) Règles de qualité

Comme pour tous problèmes d'acoustique, le premier point sur lequel il faut intervenir est le plan. Un plan judicieux, qui regroupe les pièces humides et évite le voisinage de ces dernières et des pièces principales, est un gage de bonne réussite. Viennent ensuite le choix et l'épaisseur des matériaux. Il va de soi qu'on part du principe que l'isolement entre logements est respecté ( $D_n = 51$  dB(A)). On évitera de fixer des canalisations et des équipements sur des cloisons légères à fort facteur de rayonnement.

La pression d'alimentation ne dépassera pas 3 à 5 bars et la vitesse de l'eau 3 m/s dans les parties courantes. Le tracé de la canalisation sera le plus simple possible.

Dès que le comportement acoustique de ces équipements sera connu, on choisira des robinets d'arrêt, des robinets flotteurs (chasse d'eau) et des détendeurs éventuels ayant un  $D_s$  du même ordre que les robinetteries sanitaires. Toutes les canalisations d'amenée d'eau et d'évacuation seront installées dans des gaines.

On a vu que le choix d'une robinetterie NF était un gage de qualité. Le choix d'un robinet de classe I n'est pas indispensable pour le logement. Dans les constructions à forte densité d'équipements hydrauliques (hôtel, hôpitaux), un tel choix est cependant judicieux. La première chose demandée à un robinet est de donner de l'eau. Aussi, il vaut mieux préférer pour une baignoire la classe C à la classe B et pour les autres usages, excepté la douche, la classe B à la classe A.

Le coût n'est pas ici un critère du choix. En effet, il y a peu de relation entre la qualité acoustique d'un robinet et son prix.

## 6. Montages antivibratiles

On pourrait espérer réduire les bruits des équipements hydrauliques en désolidarisant les canalisations des murs et des cloisons, car ce sont surtout ces parois, plus que les canalisations elles-mêmes, qui jouent le rôle de radiateurs de bruit. L'expérience montre que, jusqu'à présent, les succès dans ce domaine sont très limités. La difficulté d'une telle réalisation tient à deux causes. La première, c'est qu'on ne trouve pas de fixations antivibratiles spécifiques pour cet emploi. L'utilisation dans des colliers classiques d'un matériau isolant plus ou moins bien adapté n'est pas la bonne solution. Deuxièmement, cette désolidarisation, pour être efficace, doit être totale. Or, non seulement ceci demande un travail délicat et particulièrement soigné, mais encore il faut absolument qu'il n'y ait aucun point de contact entre maçonnerie, tuyauterie et réceptacle d'eau. Une telle réalisation reste, pour le moins, utopique.

Le fait de noyer les canalisations dans les parois, avec, autour d'elles, un matériau isolant, ne conduit pas à une réduction de bruit par rapport au cas où elles sont fixées à l'extérieur des parois. De nombreuses expériences en Allemagne et en Autriche le prouvent.

La mise en place d'un raccord souple (caoutchouc, métal déformable...) entre deux éléments de canalisations métalliques rigides a pour effet d'accroître notablement l'affaiblissement des vibrations, au passage du raccord. Celui-ci provoque un affaiblissement dû à la réflexion des ondes sonores sur les discontinuités d'impédance rencontrées à l'entrée et à la sortie du raccord, par désadaptation, et un affaiblissement lors de la propagation le long du raccord. Pour des longueurs de raccord relativement courtes (quelques dizaines de centimètres), l'affaiblissement de désadaptation l'emporte largement sur l'affaiblissement dans le raccord, si bien que la longueur de celui-ci n'a que peu d'importance. Toutefois, à partir d'une distance de quelques mètres, les vibrations réapparaissent, à peine atténuées. L'eau contenue dans la canalisation réexcite en effet la canalisation. Les canalisations ne doivent pas être fixées rigidement aux parois, pour ne pas court-circuiter le rôle du manchon. De ce fait, les canalisations sont relativement mobiles, ce qui peut amener d'autres inconvénients. Il n'existe pas non plus de méthode de mesure normalisée pour déterminer la qualité acoustique de ces manchons. Il s'en-suit une difficulté importante pour les connaître et les comparer entre eux. L'utilisation de flexibles peut être une solution intéressante, qui comporte toutefois les mêmes défauts que les manchons.

Ainsi, ces solutions apportent-elles souvent plus d'inconvénients que d'avantages.

## IV.4.b. INSTALLATIONS DE CHAUFFAGE

D'une manière générale, il semble que les personnes supportent assez mal le bruit dû aux installations de chauffage, surtout lorsque celles-ci sont collectives. Il y a en effet, chaque année, un certain nombre de plaintes relatives à ces bruits, la gravité des problèmes rencontrés pouvant être très variable. Nous donnons, au paragraphe suivant, les diverses origines des bruits avec les traitements curatifs possibles pour une installation déjà terminée.

## 1. Les principales sources de bruit et leur traitement

Les diverses sources de bruit peuvent se répartir de la façon suivante :

### a) Bruit dû à la production de chaleur

D'une manière générale, les personnes concernées semblent gênées par le démarrage des brûleurs, surtout la nuit. Pour ce qui est du bruit propre dû à la combustion continue, on peut donner quelques indications très générales suivant le type de brûleurs :

- brûleurs à gaz à foyer atmosphérique. c'est le type de brûleur le moins bruyant (puissance acoustique inférieure de 10 à 15 dB (A) à celle des autres types de brûleurs pour une même puissance thermique) ;
- brûleurs à gaz à foyer surpressé : ce type de brûleur est relativement bruyant avec un spectre pouvant avoir des composantes pures assez marquées. Le bruit émis par ce type de brûleur semble assez sensible à un dérèglement de celui-ci ;
- brûleurs à fuel à foyer soufflé : ce type de brûleur est certes bruyant, mais a un spectre assez continu avec un peu de composantes pures. D'une manière générale la combustion du fuel semble plus lente et plus régulière que celle du gaz ;
- brûleur à fuel à émulsion : ce type de brûleur est surtout utilisé pour les grosses puissances thermiques. Le coût d'installation est plus élevé mais la pollution est moindre. Le bruit émis serait nettement plus faible (environ 10 dB de moins) à puissance thermique égale.

Par ailleurs, pour un même type de brûleur, le bruit émis dépend du régime de combustion. Le cas le plus critique est le régime de combustion pulsatoire, qui, lorsqu'il est marqué, donne lieu à de très forts niveaux de bruit et de vibration à très basse fréquence, qui ébranlent la chaudière, les circuits d'alimentation et les cloisons du bâtiment.

On a affaire à une instabilité du front de flamme, pouvant aller à la limite jusqu'à des successions d'extinction et de réallumage de flamme, si l'amortissement acoustique est faible. La pression instantanée dans la chambre de combustion varie. Lorsque la pression augmente, il en résulte une diminution d'apport d'air par le ventilateur : le mélange air-carburant devient trop riche pour maintenir une bonne combustion, la pression interne diminue. Le débit d'air commence alors à augmenter, ce qui améliore la combustion et fait augmenter la pression interne : le phénomène se répète à nouveau à une fréquence centrée sur la fréquence propre du résonateur constitué par l'ensemble foyer-carneau-cheminée. En résumé, on peut dire que les fluctuations de pression d'origine acoustique entraînent des fluctuations de débit qui, lorsqu'elles sont en phase avec les précédentes, peuvent être à l'origine de pulsations très importantes.

D'une manière générale, le bruit dû à la combustion dépend de nombreux paramètres : puissance thermique, type de l'enceinte de combustion, homogénéité du mélange air-combustible, débit et pression de l'air soufflé, etc. En particulier, il ne dépend pas uniquement du brûleur mais du couple brûleur-chaudière, un brûleur pouvant se révéler bruyant lorsqu'il est monté sur un type de chaudière alors qu'il est peu bruyant s'il est monté sur un autre type. Lorsqu'on cherche à diminuer le bruit de combustion, on essaie d'abord d'agir sur le réglage des brûleurs : réglage des débits d'arrivée d'air et éventuellement de fuel en liaison avec l'installateur ou le constructeur du brûleur, compte tenu des impératifs de la combustion (rendement thermique en particulier). A la limite, on peut être conduit à un changement de brûleur.

Au bruit de combustion, se superpose le bruit propre du ventilateur associé qui dépend aussi de nombreux paramètres : puissance, débit, vitesse de rotation. Ce bruit n'est généralement pas négligeable par rapport au bruit de combustion proprement dit, mais a une tonalité moins grave que ce dernier.

On doit noter que les constructeurs de ventilateurs ont tendance à augmenter la vitesse de rotation de ceux-ci, afin de les miniaturiser (passage de 1 500 à 3 000 tr/mn) ce qui crée parfois des problèmes acoustiques. Néanmoins, les traitements pour diminuer le bruit propre des ventilateurs sont maintenant généralement bien maîtrisés.

*b) Bruit dû à la distribution de chaleur*

Ces bruits ont plusieurs origines :

- En premier lieu, le bruit peut provenir des pompes. A ce sujet, on peut noter deux types de pompes utilisés : les pompes immergées (ou circulateur) généralement peu bruyantes et les pompes accouplées à un moteur électrique. Le bruit aérien émis par les pompes ne pose pas de problème. Les problèmes proviennent des vibrations transmises par la pompe et son moteur électrique éventuellement à la structure du bâtiment et surtout aux canalisations. Ces vibrations peuvent être dues à un mauvais équilibrage de la pompe ou du moteur électrique et aux mouvements des pales elles-mêmes. Ces problèmes peuvent avoir une certaine gravité, car d'une part les bruits résultant ont des composantes pures assez marquées et d'autre part, ces bruits peuvent se transmettre dans des appartements éloignés de la chaufferie (transmission par les tuyauteries). Ils ne sont pas toujours faciles à éliminer pour des installations déjà existantes. On peut essayer les solutions suivantes :
  - poser la pompe sur matériaux résilients si cela n'a pas été fait ;
  - mettre des manchons souples sur les tuyauteries en sortie de pompe. Cette solution donne des résultats plus ou moins valables suivant le type d'installation ;
  - changer le type de pompe ou le moteur électrique qui l'entraîne (réduction de puissance ou de vitesse de rotation). A noter que le bruit et les vibrations générés par les pompes varient avec le temps (phénomène de vieillissement).
- Le bruit peut provenir de la circulation de l'eau : la vitesse de l'eau dans les tuyauteries ou les radiateurs peut être excessive (il ne faudrait pas dépasser 1 m/s dans les appartements) par suite d'une installation mal calculée. Des bruits dus à la circulation de l'eau se produisent aussi en des points singuliers : coudes, diaphragmes d'équilibrage, robinets divers. Il peut alors se produire des sifflements.

*c) Bruit des équipements annexes*

Les principaux types d'équipements concernés semblent être :

- les pompes annexes : pompes de relevage et pompes de maintien de pression. Ces dernières sont assez bruyantes car elles ont un fonctionnement intermittent et fonctionnent sous faible débit et forte pression,
- les vases d'expansion à compresseur, à fonctionnement intermittent, sont souvent assez bruyants,
- les détendeurs de gaz ou de vapeur,
- les transformateurs pour le chauffage électrique qui génèrent des fréquences pures, multiples de 100 Hz. Au-delà d'une certaine puissance, il y a intérêt à placer ces transformateurs hors des immeubles d'habitation.

Les bruits émis par ces équipements dépendent de nombreux paramètres : marque, type, puissance, mode de pose.

**2. La conception d'une installation de chauffage silencieuse**

Le problème général devrait être de minimiser le coût de l'ensemble génie civil et matériel de chauffage pour une puissance thermique donnée, sans avoir des problèmes acoustiques dans les appartements ou au niveau des façades d'habitation. En fait, ce but se heurte à des habitudes relatives aux calculs des prix de revient par corps d'état négligeant l'économie globale du projet. Il est cependant souhaitable d'essayer de choisir, positionner et installer un matériel de chauffage de façon à ce que les précautions acoustiques prises ne soient ni prohibitives, ce qui serait une dépense inutile, ni trop réduites, ce qui donnerait lieu à des problèmes acoustiques.

Les problèmes à traiter pour la conception d'une installation de chauffage collectif qui soit silencieuse peuvent se répartir de la façon suivante :

### a) Problèmes généraux d'implantation et de génie civil

La première chose est de savoir quel type de chaufferie on va choisir : chaufferie d'îlot, chaufferie en terrasse, chaufferie accolée à un immeuble, ou chaufferie en sous-sol au rez-de-chaussée d'un immeuble (une autre solution consistant à choisir le chauffage urbain avec sous-station dans l'immeuble).

Ce choix dépend de plusieurs facteurs :

— de la puissance thermique à installer :

La puissance acoustique d'une chaudière croît évidemment avec la puissance thermique. Il est difficile de donner une loi générale donnant le niveau de la pression acoustique réverbérée en chaufferie en fonction de la puissance thermique étant donné le grand nombre de paramètres pouvant faire varier le niveau de bruit. Néanmoins, on peut donner la formule suivante :

$$L = 16 \log Q - 10 \log V + 54$$

L étant le niveau de la pression acoustique réverbérée, en dB (A), dans la chaufferie  
 V étant le volume de la chaufferie en m<sup>3</sup>  
 Q étant la puissance thermique de la chaufferie en kW.

Cette formule, très approchée, est valable en moyenne à  $\pm 5$  dB (A) près, pour les chaudières au fuel ou au gaz munies d'un ventilateur de soufflage. Pour les chaudières à gaz à foyer atmosphérique, il faut retrancher au minimum 12 dB (A) à la valeur donnée par cette formule.

Compte tenu du niveau de bruit à ne pas dépasser dans les logements (30 dB (A) pour respecter la réglementation et 25 dB (A) pour obtenir le label acoustique) et du spectre du bruit émis dans les chaufferies (le maximum se produisant souvent dans les octaves 31,63 ou 125 Hz), il serait souhaitable de ne pas dépasser un niveau de bruit d'environ 70 dB (A) en chaufferie (niveau de la pression acoustique réverbérée) pour les chaudières intégrées à un immeuble.

En fait, cette valeur est assez théorique, car cela suppose qu'il n'y ait pas de transmission solidienne exagérée entre l'équipement de la chaufferie et les appartements. L'expérience semble montrer que les niveaux de bruit trop élevés en appartement résultent très fréquemment de transmissions solidiennes pour lesquelles très peu de précautions (ou même aucune) ont été prises. Ces transmissions solidiennes peuvent conduire à un niveau de bruit de 10 dB (A) plus élevé que ce qu'il serait si seule la transmission aérienne existait.

— du type de chauffage choisi :

On a vu que les chaudières à gaz à foyer atmosphérique donnent un niveau de bruit plus faible.

— du terrain disponible :

Les chaufferies d'îlot ou accolées à un immeuble utilisent en effet du terrain et sont parfois peu esthétiques. Ce problème se pose surtout en ville.

Lorsqu'on a décidé du type de chaufferie, il faut choisir les dispositions les plus favorables en ce qui concerne la conception générale de la chaufferie. On ne saurait, en effet, trop insister sur l'importance de certaines précautions acoustiques à prendre préventivement (surtout pour le génie civil) lorsqu'on connaît les difficultés habituelles des traitements acoustiques des réalisations terminées (résultats acoustiques imparfaits et coûts généralement élevés). Les principaux points à examiner sont les suivants :

— orientation et réalisation des ouvertures de la chaufferie : ne pas orienter celles-ci (portes d'accès, orifice d'entrée d'air) vers d'autres habitations et éventuellement les traiter correctement (portes lourdes étanches, chicanes absorbantes pour les orifices d'entrée d'air) ;

— génie civil de la chaufferie et de la cheminée : l'isolement aux bruits aériens entre la chaufferie et les appartements les plus proches doit être suffisant, compte tenu de la puissance thermique à prévoir et, dans tous les cas, supérieur aux 51 dB (A) exigés entre appartements. Lorsqu'on cherche un isolement supérieur, on peut :

- augmenter l'épaisseur des parois de séparation en utilisant par exemple des parois en béton armé de 500 ou 600 kg/m<sup>2</sup> ;

- placer un local tampon, non habité, entre chaufferie et appartement (genre local technique) :

- désolidariser complètement la chaufferie de l'immeuble par une coupure totale du gros œuvre (fondation et cheminée comprises). c'est ce qu'on fait souvent pour les chaufferies accolées à un bâtiment et parfois pour les chaufferies en terrasse. Cette technique a, en outre, le gros avantage de diminuer notablement les transmissions solidiennes par le gros œuvre.

Par ailleurs, si on ne veut pas prendre toutes les précautions acoustiques possibles pour des questions de coût, il est nécessaire de concevoir la chaufferie de telle façon que les dispositifs acoustiques complémentaires soient faciles à mettre en œuvre. le cas échéant : ainsi, il faudra concevoir un local chaufferie pas trop exigü de façon que l'on puisse placer, si nécessaire, un plafond léger (doublage de plafond), ou un silencieux en sortie de chaudière.

### *b) Problèmes à l'intérieur de la chaufferie et dans les appartements*

Lorsque l'ensemble de la chaufferie n'est pas désolidarisé complètement de l'immeuble d'habitation, il est fortement conseillé (sauf pour les faibles puissances thermiques) de monter la chaudière et les pompes sur support antivibratile. Par contre, il est risqué, comme on le voit assez fréquemment, d'utiliser une double suspension : ainsi, dans le cas d'une chaufferie en terrasse entièrement isolée de l'immeuble, il arrive que les chaudières et certains équipements soient montés sur une autre suspension. On a alors un système à deux degrés de liberté avec changement des fréquences propres initiales. Il faut alors éviter que ces dernières soient proches l'une de l'autre, ce qui donnerait une nouvelle fréquence propre avec risque d'accord avec une fréquence excitatrice. Il convient donc de se montrer très prudent et de bien étudier le système considéré, lorsqu'on veut utiliser une double suspension.

Il est recommandé de fixer élastiquement les tuyauteries d'eau au plafond de la chaufferie, s'il y a un appartement directement au-dessus de celle-ci. On peut aussi prévoir, pour certains problèmes spécifiques, des capotages de brûleurs, bien que ceux-ci aient une efficacité limitée aux graves.

Il est très important de bien choisir les équipements annexes (pompes, compresseurs, etc.) des chaufferies, bien qu'on ait actuellement peu de données acoustiques à leur sujet. Néanmoins, il peut y avoir des différences importantes entre des pompes de caractéristiques voisines mais de marques différentes. D'une façon générale, il semble que les pompes soient surdimensionnées, les circuits hydrauliques étant souvent mal calculés.

Il peut se révéler utile d'installer en chaufferie des absorbants par exemple du fibragglo en plafond. L'efficacité en est cependant assez limitée.

Enfin, les robinets de purge doivent être placés correctement (en partie haute), de même que les diaphragmes d'équilibrage des circuits hydrauliques.

## IV.4.c. ÉQUIPEMENTS DE VENTILATION

### 1) Les ventilateurs

#### *a) Description*

Ils constituent une part essentielle des sources de bruit des installations de ventilation.

On peut distinguer les bruits d'origine aérodynamique, mécanique, et magnétique.

Les bruits mécaniques et magnétiques

Le moteur ainsi que la turbine du ventilateur étant des organes tournants peuvent donner naissance à des bruits dus, soit au mauvais équilibrage des parties mobiles, soit aux frottements des paliers. Ces vibrations sont transmises de manière solidienne aux tôles qui constituent l'enveloppe du ventilateur puis rayonnées par celles-ci sous forme de bruits aériens.

Il est à noter que les paliers à billes sont plus bruyants que les paliers lisses, mais le choix n'est pas toujours possible car ces derniers ont une usure plus rapide et supportent des charges et des vitesses plus faibles que les paliers à billes.

Les forces magnétiques qui s'exercent entre le rotor et le stator du moteur étant alternatives le moteur est le siège d'une émission acoustique due à ces efforts. Signalons que certains dispositifs électroniques dits à découpage de phase, destinés à faire varier de façon continue la vitesse de rotation des moteurs, peuvent provoquer des émissions de bruit indésirable, d'origine magnétique.

Les bruits d'origine aérodynamique

Ils sont de 2 natures et proviennent de phénomènes différents :

- *des sons purs* sont engendrés par l'interaction entre l'écoulement moyen qui quitte la roue et les parties fixes du ventilateur : volute, supports. Dans le cas des ventilateurs centrifuges, ils résultent de l'interaction entre le champ de vitesse dans le sillage de la roue, qui est fortement haché, et la crosse de la volute. Si  $N$  est la vitesse de rotation de la roue en tour/minute et  $n_p$  le nombre de pales, les sons purs auront lieu pour les fréquences :

$$f_1 = \frac{N n_p}{60}$$

et les harmoniques d'ordre supérieur.

Dans le cas de ventilateurs hélicoïdes les sons purs résultent de la rencontre entre le sillage tournant créé par les pales et les supports des paliers. Si  $n_s$  est le nombre de supports les sons purs auront lieu pour les fréquences :

$$f_1 = \frac{N n_p}{60} \qquad f_2 = \frac{N \times \text{PPCM}(n_p, n_s)}{60}$$

et leurs harmoniques

où PPCM ( $n_p, n_s$ ) est le plus petit commun multiple de  $n_p$  et  $n_s$ . Les sons purs sont d'autant plus accentués que le champ des vitesses est haché, et que les parties fixes sont proches du champ tournant.

- *des bruits à large bande* sont engendrés par les interactions entre l'écoulement turbulent et les parties solides (roues et volute ou virole), et par les oscillations du tourbillon d'extrémité de pale. Les bruits engendrés à l'intérieur même de l'écoulement sont généralement négligeables.

## b) Prédiction du bruit

Considérons une famille de ventilateurs semblables géométriquement, soit  $R$  le rayon de la turbine. Généralement les courbes de fonctionnement aérauliques d'un ventilateur sont données suivant les axes  $\Delta p_t, q$  où  $\Delta p_t$  est la différence de pression totale entre l'ouïe d'aspiration et l'ouïe de soufflage exprimée en Pa. et  $q$  le débit volumique du ventilateur en  $m^3/s$ .

A chaque vitesse de rotation  $N$  de la roue (fréquemment exprimée en tr/mn) correspond une courbe :

$$\Delta p_t = f(q)$$

Le rendement  $\eta$  du ventilateur est égal à :

$$\eta = \frac{\Delta p_t \cdot q}{W_a}$$

où  $W_a$  est la puissance mécanique fournie à l'arbre du ventilateur.

On démontre que les courbes d'égal rendement sont de la forme :

$$R^2 \sqrt{\frac{q}{\Delta p_t}} = \phi \rho_0 \qquad (E1)$$

où  $\phi$  est une constante appelée ouverture réduite  
 $\rho_0$  est la masse volumique de l'air.

Tracées en coordonnées logarithmiques, les courbes

$$\Delta p_t = f(q) \quad \text{et} \quad \Phi = Cte$$

ont l'allure de celles tracées sur la fig. 77.

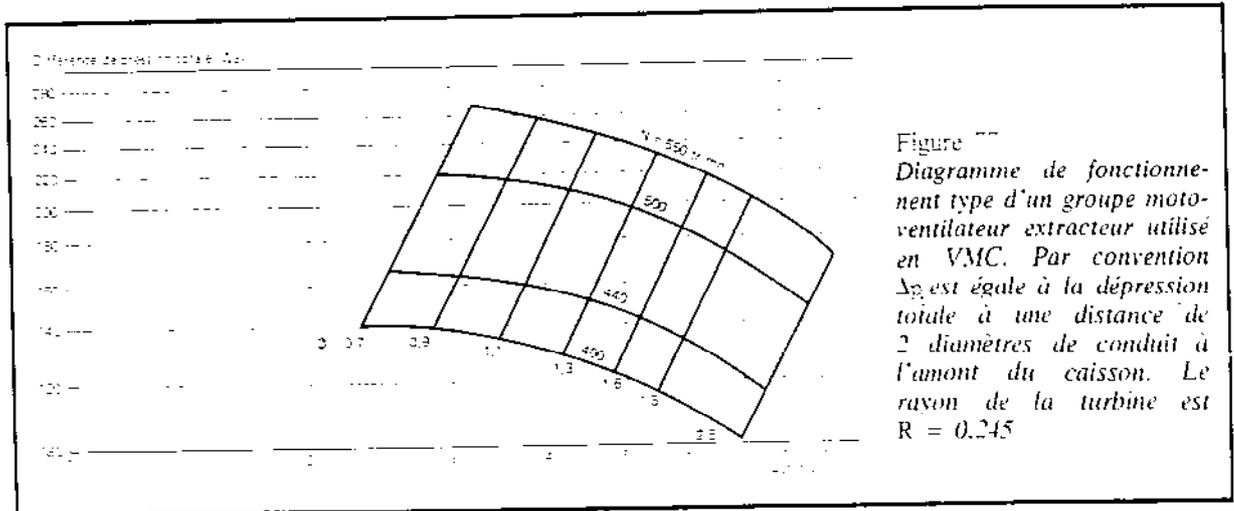


Figure 77  
Diagramme de fonctionnement type d'un groupe motoventilateur extracteur utilisé en VMC. Par convention  $\Delta p_t$  est égale à la dépression totale à une distance de 2 diamètres de conduit à l'amont du caisson. Le rayon de la turbine est  $R = 0,245$

On peut montrer que le niveau de la puissance acoustique  $L_w$  rayonnée par le ventilateur, et par bande d'octave de fréquence médiane  $f$ , peut être mis sous la forme :

$$\begin{aligned} L_w &= 2s \log q + 4s \log \Delta p_t + G(\Phi) + H(St) \\ &= A + G(\Phi) + H(St) \end{aligned}$$

où  $s$  est un exposant variant de 4 à 5 suivant le type de ventilateur

$St = 60 f / 2 \pi N$  est le nombre de Strouhal

$G(\Phi)$  et  $H(St)$  sont deux fonctions caractéristiques d'une série de ventilateurs semblables

$G(\Phi)$  traduit les variations de niveau lorsque l'on modifie le rendement  $\eta$  du ventilateur (on constate d'ailleurs fréquemment que  $G(\Phi)$  passe par un minimum lorsque  $\eta$  est maximum)

$H(St)$  traduit le spectre du bruit émis qui varie avec la vitesse de rotation de la roue, mais reste invariant en fonction de  $St$ .

Les ventilateurs utilisés le plus fréquemment en VMC sont du type centrifuge à aubes inclinées vers l'avant, car ils ont la propriété de présenter une courbe  $\Delta p_t = f(q)$  relativement plate sur une large plage de débits. On constate que pour ce type d'appareil,  $s$  est très voisin de 5.

Des mesures effectuées au CSTB sur des groupes motoventilateurs extracteurs en caisson ont permis d'établir l'allure générale des courbes  $g(\Phi)$  et  $H(St)$ , pour la puissance acoustique émise à l'ouïe de refoulement.

L'abaque de la figure 78 permet de calculer le niveau de puissance acoustique par 1/3 d'octave.

Les premières mesures dans le conduit d'aspiration qui ont été faites au CSTB montrent que le niveau est de 6 à 8 dB inférieur à ce qui est mesuré à l'ouïe de refoulement.

### c) Codes d'essai

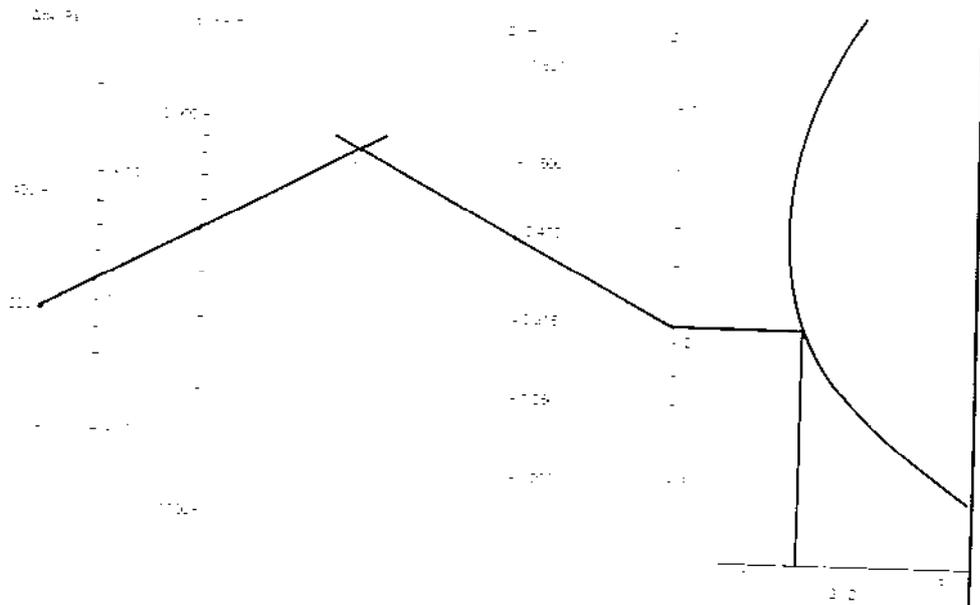
Comme nous l'avons vu, la puissance acoustique d'un ventilateur s'échappe à la fois par l'ouïe de refoulement, la ou les ouïes d'aspiration, et l'enveloppe.

Suivant les utilisations prévues pour le ventilateur, c'est une ou plusieurs de ces quantités qu'il est intéressant de connaître. En ce qui concerne la VMC, deux caractéristiques sont à connaître :

- la puissance acoustique rayonnée dans chaque conduit d'aspiration, et qui est susceptible en parcourant le réseau de conduits de créer une gêne au niveau des locaux desservis.
- la puissance acoustique rayonnée par l'ouïe de refoulement, qui est susceptible de créer une gêne pour le voisinage lorsque le ventilateur est installé en terrasse.

- La valeur de A se lit sur la verticale A à l'intersection avec la droite joignant dépression à débit.
- Z se lit sur la verticale Z à l'intersection avec la droite joignant R au diamètre. D'où G (Z).
- H (St) se lit sur la verticale passant par l'intersection de l'horizontale « vitesse de rotation » et la droite inclinée « fréquences » sur l'exemple :

sur l'exemple :  
 A = 2  
 Z = 1,9  
 G (Z) = 1,2  
 H (St) = 62  
 d'où  $L_w$  dans le  
 13 octave 500  
 Hz = 67,1 dB



$$A + 10 \log \left( \frac{3600}{2000} \right) + 20 \log \left( \frac{62}{200} \right)$$

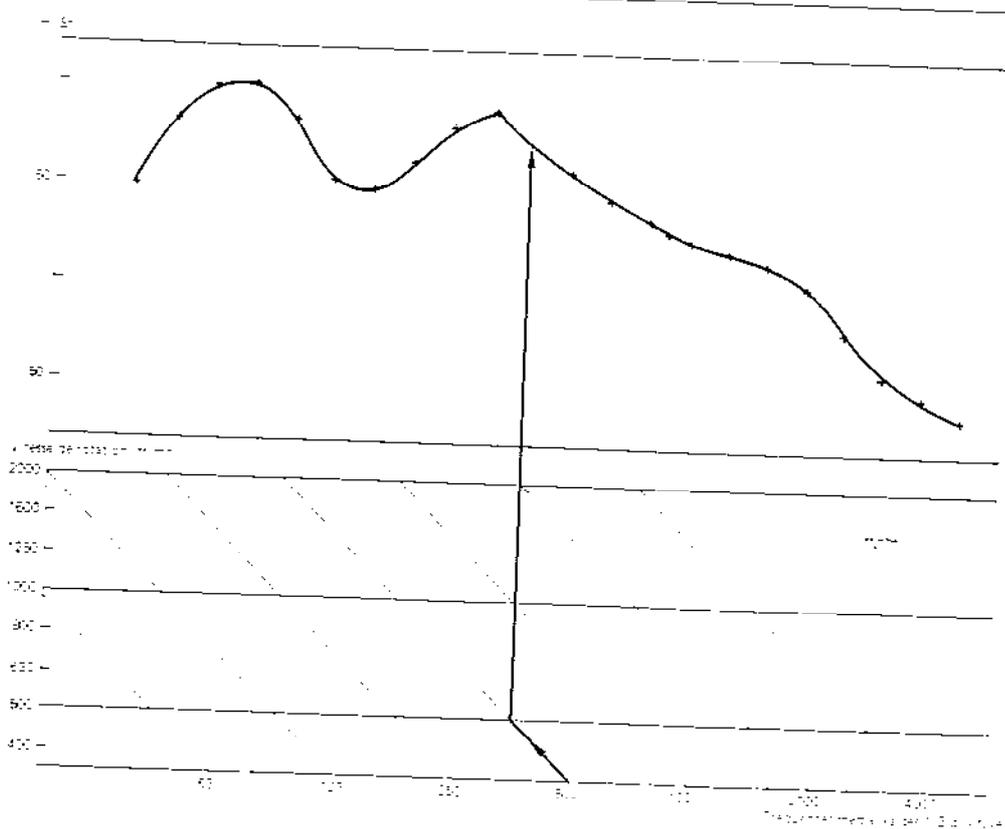


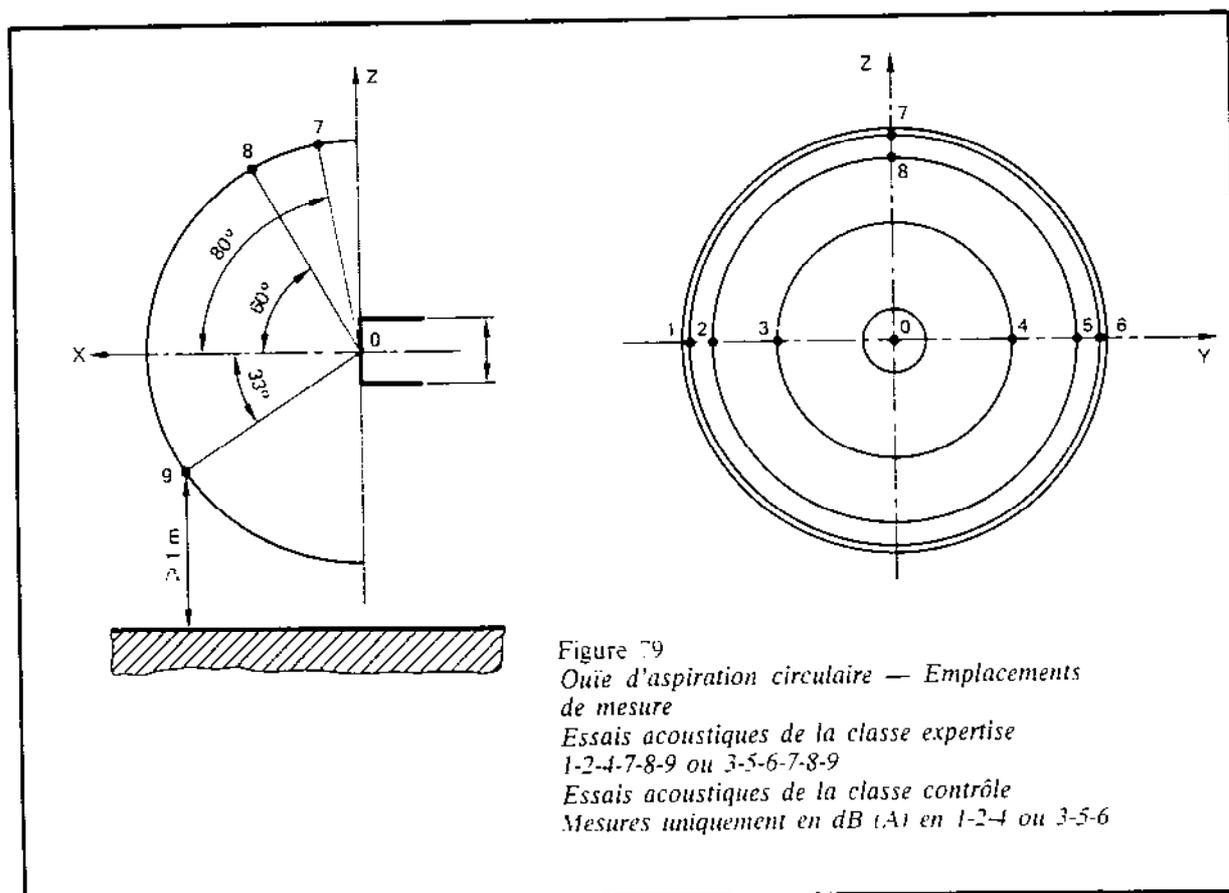
Figure 75  
 Abaque pour le calcul de  $L_w$  par 1/3 d'octave :  
 $L_w = A + G(Z) + H(St)$

Il existe une norme française datant d'avril 1977 (NFS 31-021) qui définit une méthode de détermination d'un bruit émis par les ventilateurs à enveloppe tout en permettant d'effectuer simultanément les mesures aérauliques nécessaires à la détermination du point de fonctionnement (essais en plate-forme suivant la méthode du caisson réduit au refoulement).

La méthode consiste à mesurer le niveau de pression acoustique en six points d'un hémisphère de rayon  $R_D = R_0 + 0.5 D$  centré sur l'ouïe d'aspiration de diamètre  $D$ .  $R_0$  est le rayon minimal égal à 1 m. On montre figure 79 l'emplacement de ces points. Le niveau de puissance acoustique  $L_w$  s'obtient à partir du niveau moyen des six points  $\overline{L_p}$  par :

$$L_w = \overline{L_p} - 10 \log 2 \pi R^2$$

La mesure n'a de sens que si les points de prélèvement du bruit sont dans le champ direct de la source et non dans le champ réverbéré. A cet effet on donne une méthode pour certifier le local où est faite la mesure. Sur un rayon de l'hémisphère considéré on mesure le niveau de pression acoustique pour un point situé à  $0,7 R$  puis  $1,4 R$ , la différence de niveau doit être comprise entre 4 dB et 6 dB pour obtenir une mesure conforme.



Les conditions de montage ainsi que la mesure aéroulrique sont décrites dans la norme NF X 10-200. La norme autorise deux classes de mesure :

- une classe expertise où l'on mesure en octave ou 1/3 d'octave ;
- une classe contrôle où l'on mesure directement en dB (A).

Il est prévu une surface de mesure particulière pour les ouïes d'aspiration de forme rectangulaire. Cette norme est difficilement applicable aux ventilateurs à enveloppe, placés dans un caisson pour usage en VMC. En effet la charge de ces ventilateurs est dans leur usage habituel à l'ouïe d'aspiration, l'ouïe de refoulement étant libre. Pour un point de fonctionnement identique ( $\Delta p_1$ ,  $q$ ) l'émission acoustique est certainement différente de celle produite par le même ventilateur testé selon le principe du « caisson réduit ».

Par contre, on peut songer à transposer cette norme pour effectuer la mesure de la puissance acoustique à l'ouïe de refoulement. La principale difficulté réside dans le fait que certaines positions de mesure se trouvent dans un flux d'air important qui peut rendre la mesure problématique.

Une norme internationale pour la mesure de la puissance acoustique d'un ventilateur en conduit est en préparation. Elle résulte de travaux théoriques de Bolleter.

L'intérêt d'une telle mesure est de connaître directement par la mesure la puissance acoustique rayonnée par le ventilateur dans un conduit d'extraction ou de soufflage.

Les difficultés sont de 2 ordres :

- Il n'y a pas de relations simples entre la pression acoustique en différents points d'une section de conduit et la puissance acoustique incidente lorsqu'on est au-delà de la fréquence de coupure du conduit.
- L'écoulement de l'air provoque sur le microphone une perturbation qui ne doit pas fausser la mesure.

Les travaux de la commission chargée d'élaborer la norme (TC 43, SC 1, GT 3) sont pratiquement terminés et ont abouti au projet DIS 5136 que nous allons décrire.

La norme limite son champ d'application aux conduits circulaires de diamètres compris entre 0,15 m et 2 m. et aux vitesses d'écoulement inférieures à 30 m/s. Afin de supprimer les effets de l'écoulement sur le microphone de mesure, il est prescrit d'utiliser un écran long et cylindrique tel que celui mis au point par Neise, et qui est actuellement commercialisé. La position radiale  $r$  du microphone dépend du diamètre du conduit  $D$  selon le tableau suivant :

D (m)	Position radiale relative $2r/D$
0,15 à 0,3	0,8
0,3 à 1	0,65
1 à 2	0,5

L'extrémité du conduit de mesure doit être munie d'une terminaison anéchoïque destinée à éviter la réflexion des ondes acoustiques. Le facteur de réflexion de cette terminaison doit être inférieur

- à 0,25 entre 90 Hz et 110 Hz
- à 0,15 au-dessus de 110 Hz.

Un exemple de terminaison anéchoïque satisfaisant est donné en fig. 80. Elle possède une section de passage libre de l'air équivalente à un conduit circulaire de diamètre 0,315 m. Les transitions entre sections de formes différentes sont autorisées à condition que l'angle total soit inférieur à 15° et que leur longueur  $l$  exprimée en (m) soit au moins :

$$l = \frac{\text{aire maxi}}{\text{aire mini}} - 1$$

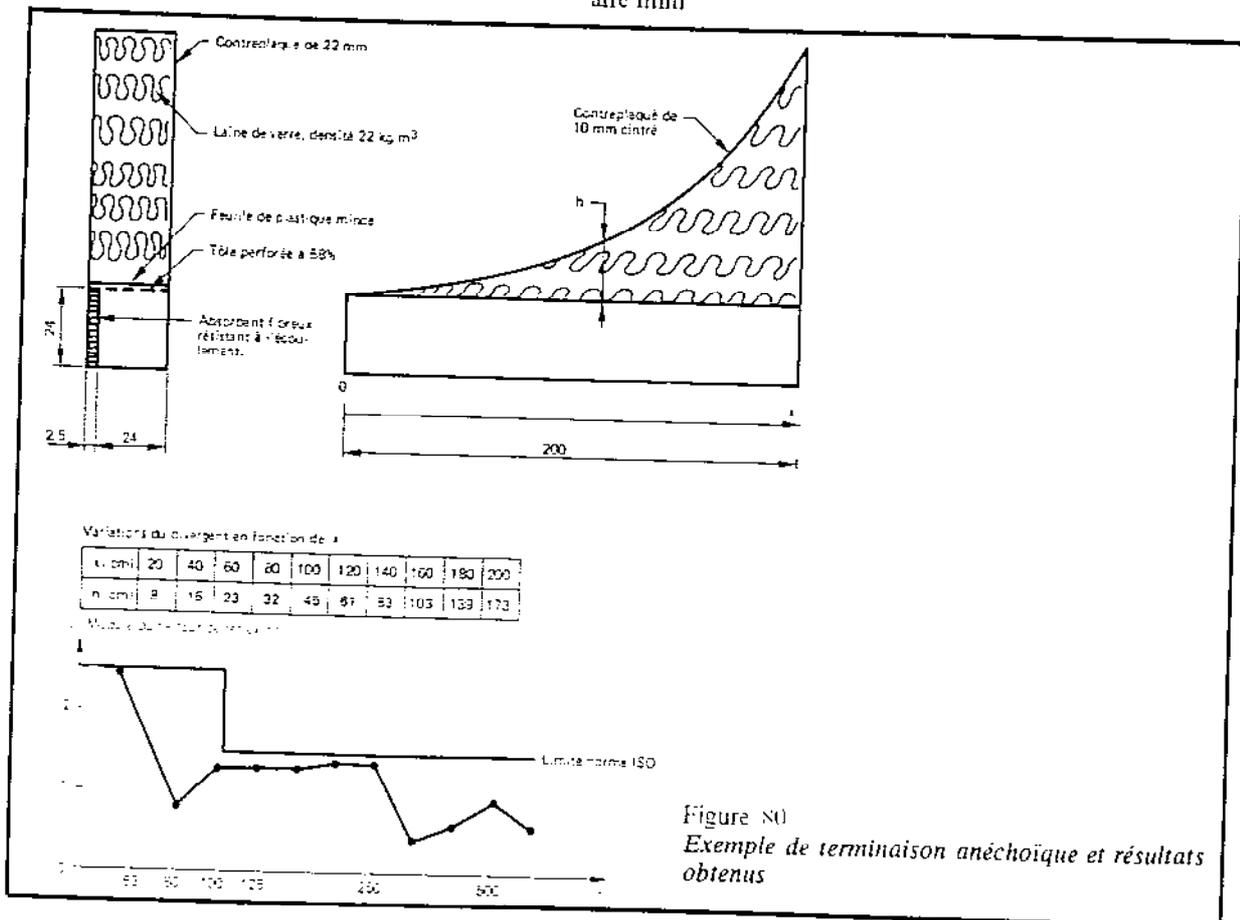
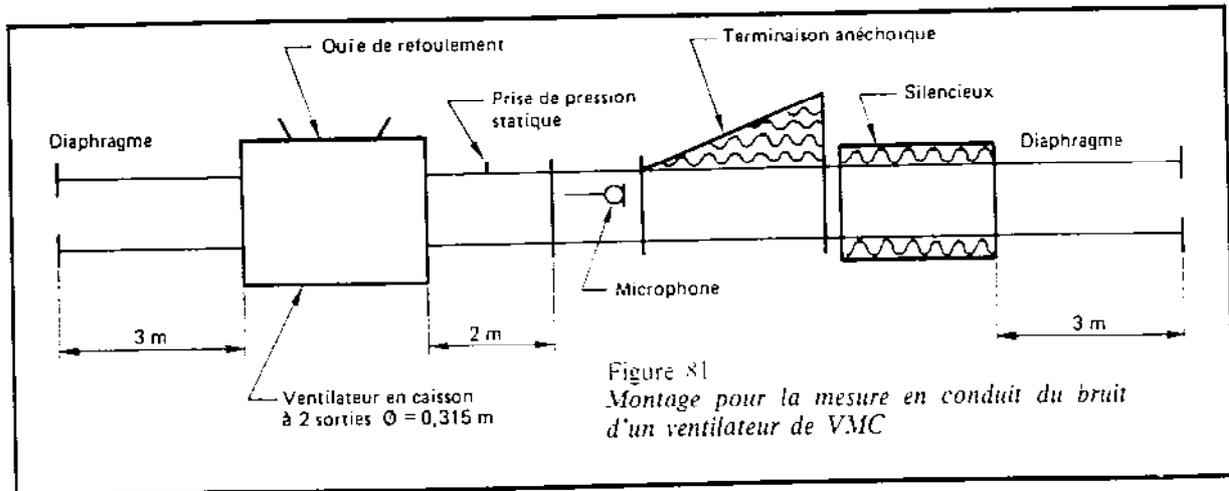


Figure 80  
Exemple de terminaison anéchoïque et résultats obtenus

On donne figure 81 un exemple de montage réalisé pour mesurer la puissance acoustique d'un ventilateur de VMC, dans le conduit d'aspiration. Ce montage permet de faire en même temps la mesure aéraulique.



#### d) Règles de qualité

Il est courant que les constructeurs fournissent en même temps que les propriétés aérauliques d'un ventilateur, les caractéristiques acoustiques. Il est important de savoir comment a été faite la mesure et quelle quantité elle représente.

D'une façon générale il est toujours intéressant de choisir un ventilateur de telle sorte que son point de fonctionnement corresponde au rendement aéraulique maximum.

Pour les ventilateurs employés en VMC, ceci correspond à une ouverture réduite voisine de  $\Phi = 2$

soit :

$$d \approx 1,24 \sqrt{\frac{q}{\sqrt{\Delta p_t}}}$$

où  $d$  est le diamètre de la turbine exprimé en (m) et  $q$  le débit en  $m^3/s$ ,  $\Delta p_t$  la différence de pression totale en (Pa).

Exemple : pour un débit de  $3\,600\,m^3/h$  et une pression totale de 200 Pa, il conviendra de choisir un diamètre de turbine  $d$  tel que :

$$d \approx 1,24 \sqrt{\frac{3\,600 \cdot 3\,600}{\sqrt{200}}} = 0,33\,m$$

## 2. Les bouches et les diffuseurs d'air

### a) Bruit de bouche

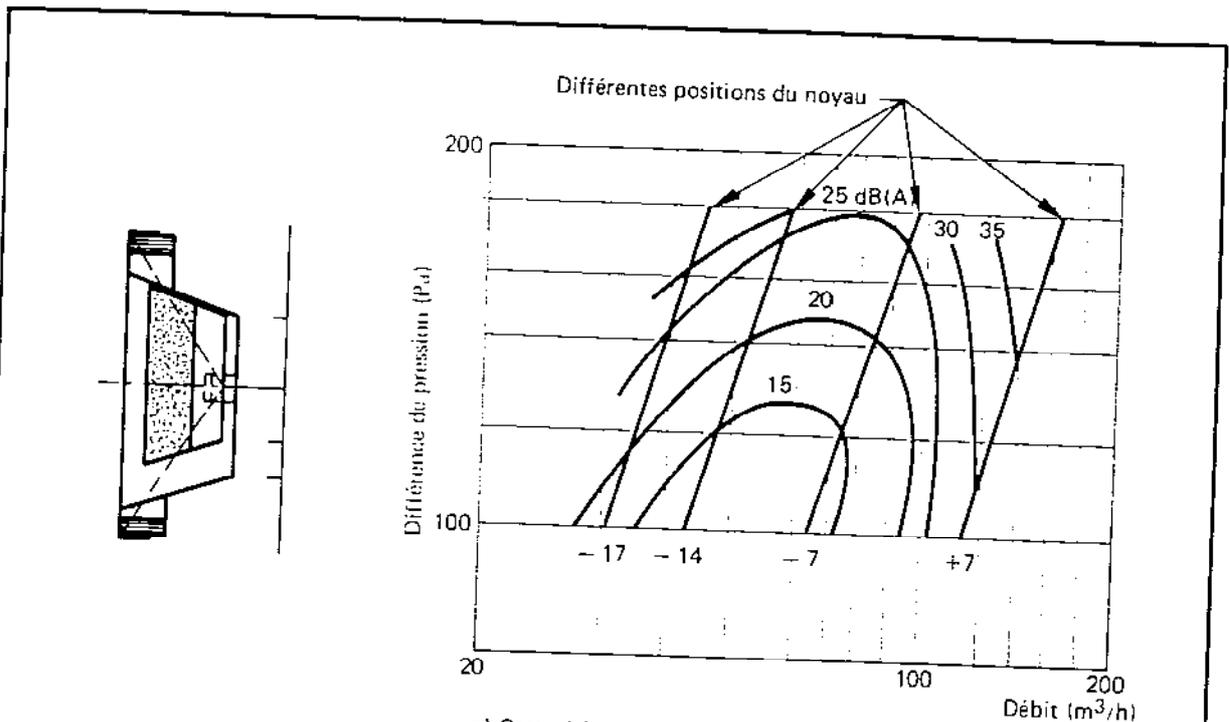
Les bouches et diffuseurs d'air qui sont des éléments conçus pour équilibrer le réseau de distribution d'air en créant localement une perte de charge, ou seulement orienter le flux d'air et créer des survitesses, sont le siège d'une émission de bruit d'origine aérodynamique. La production du bruit est due essentiellement à l'interaction entre l'écoulement, et les obstacles ou discontinuités.

#### Prévision

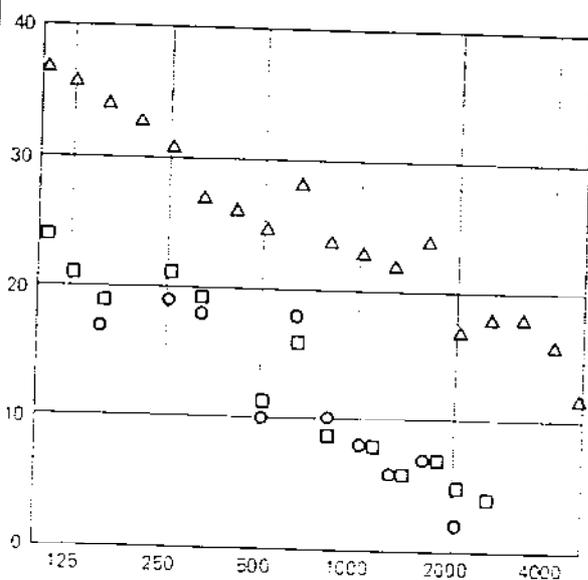
Bouches d'extraction employées en VMC

Les bruits obtenus sont très différents selon la forme de la bouche et le soin apporté à éviter une émission acoustique importante. Pour une différence de pression à la bouche de 100 Pa et un débit de

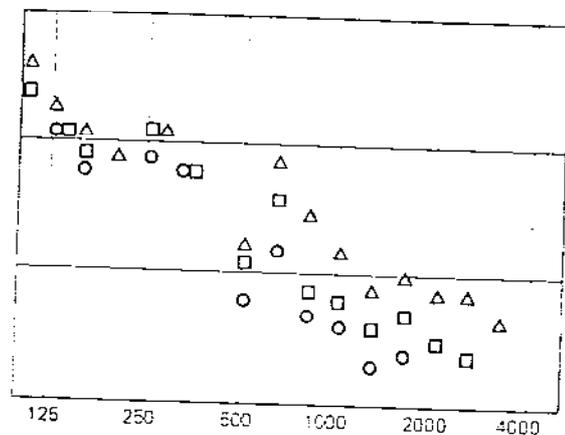
60 m<sup>3</sup>/h, la puissance acoustique peut varier de 20 dB (A) à 50 dB (A). Pour une géométrie de la bouche donnée le niveau de puissance acoustique en dB (A) varie grossièrement comme 30 log Δp<sub>s</sub> où Δp<sub>s</sub> est la variation de pression statique de part et d'autre de la bouche. Il est fréquent que le niveau de pression acoustique en dB (A) pour un Δp<sub>s</sub> donné présente un minimum en fonction du débit. Ceci s'explique par le fait qu'aux faibles débits le flux d'air est fortement étranglé et peut conduire à des bruits importants aux fréquences élevées. On donne figure 82 l'exemple de courbes aérauliques et acoustiques d'une bouche de bonne qualité. Signalons qu'il existe actuellement sur le marché des bouches d'extraction dont le niveau de puissance acoustique est voisin de 30 dB (A) pour Δp<sub>s</sub> = 100 Pa, q = 120 m<sup>3</sup>/h, et d'autres dont le niveau de puissance acoustique est voisin de 20 dB (A) pour Δp<sub>s</sub> = 100 Pa, q = 60 m<sup>3</sup>/h.



a) Caractéristiques aérauliques et acoustiques (puissance acoustique en dB (A)).



b) Spectre de puissance pour une même différence de pression (140 Pa) - ○ 14 - □ 7 - △ + 7



c) Spectre de puissance pour une même géométrie (-7)  
○ 120 Pa - □ 140 Pa - △ 160 Pa.

Figure 82

Caractéristiques aérauliques et acoustiques d'une bouche d'extraction (exemple)

Diffuseurs, grilles

Là encore les résultats sont très dispersés et dépendent du dessin de l'élément. Huber propose une méthode de prévision résultant de la compilation d'un grand nombre d'essais.

Soit  $u$  la vitesse moyenne de l'écoulement en amont des diffuseurs (m/s)

$\rho_0$  la masse volumique de l'air (kg/m<sup>3</sup>)

on définit :

$$\Delta p_s = \zeta \frac{1}{2} \rho_0 u^2$$

$\zeta$  étant le coefficient de pression.

où  $\Delta p_s$  est la chute de pression statique à travers l'élément.

Le niveau de puissance acoustique global vaut alors :

$$L_W = 10 + 10 \log S + 30 \log \zeta + 60 \log u$$

où  $S$  est l'aire de la section du conduit en amont de l'élément.

Le spectre du bruit peut être très varié, et donner éventuellement lieu à des fréquences pures pour certaines géométries particulières.

Si l'on ne dispose pas de résultats d'essais du fabricant, on pourra évaluer la puissance acoustique dans chacune des octaves à l'aide de la figure 83 qui fournit la quantité

$$L_N = L_W - 10 \log S - 30 \log \zeta \tag{E 2}$$

où  $L_N$  est le niveau de puissance acoustique par bande de 1/3 d'octave, en fonction de  $u$ .

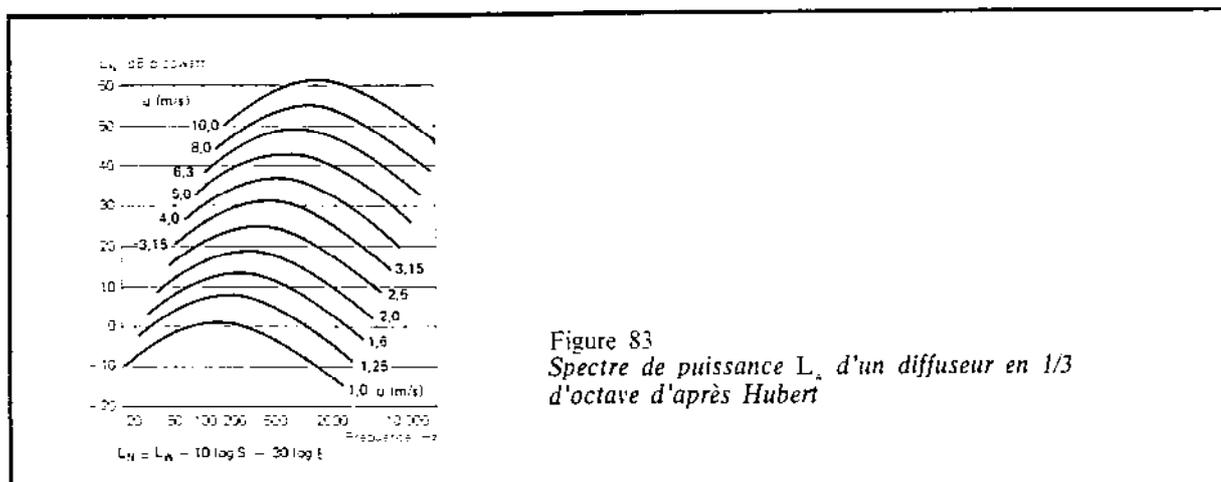


Figure 83  
Spectre de puissance  $L_N$  d'un diffuseur en 1/3 d'octave d'après Hubert

Règles de qualité

Les bouches et diffuseurs présentant de bonnes qualités acoustiques se caractérisent par un parcours de l'air simple, et un bon dessin aérodynamique. Il y a intérêt à ce que la perte de charge soit le plus répartie possible à la traversée de l'élément plutôt qu'obtenue localement. Il faut également éviter de placer dans la zone de vitesses importantes des obstacles non profilés.

Si le niveau de pression acoustique à ne pas dépasser dans un local de volume  $V$  (m<sup>3</sup>) et de durée de réverbération  $T$  (s) est  $L_p$  l'exigence sur le niveau de puissance acoustique  $L_W$  de l'élément s'exprime par :

$$L_W \leq L_p + 10 \log \frac{V}{25 T}$$

Exemple : Pour satisfaire aux exigences du règlement relatif à l'isolation acoustique dans les bâtiments d'habitation, les bouches de VMC en cuisine, réglées sur leur débit minimal, ne doivent pas engendrer un niveau de pression acoustique supérieur à 35 dB (A) pour une durée de réverbération fictive de 0,5 s.

Si le volume de la cuisine est  $V = 25 \text{ m}^3$

$$L_w \leq 35 + 10 \log \frac{25}{0.5 \cdot 25} = 38 \text{ dB (A)}$$

Code d'essai

Il n'existe actuellement aucun code d'essai. Cependant tant au niveau international que français, des textes sont en préparation. Le principe consiste à faire déboucher la grille ou la bouche sur la paroi d'une salle réverbérante et à mesurer le niveau de puissance acoustique selon les normes existantes (1).

### b) Pouvoir isolant

Lorsqu'une installation de distribution d'air est commune à deux locaux, le bruit produit dans l'un de ces locaux peut parvenir à un autre local par le réseau des conduits (fig. 84). Ce phénomène est parfois appelé effet téléphone. Dans le cas de bouches à très faible perte de charge, le phénomène dépend peu de celles-ci, et est conditionné principalement par le réseau de conduits. Par contre pour des bouches à forte perte de charge telles que celles employées fréquemment en VMC, la quantité d'énergie acoustique qui passe d'un local à l'autre est bien sûr dépendante du réseau de conduits mais varie fortement avec la bouche employée, à tel point qu'il est nécessaire de caractériser la bouche elle-même en ce qui concerne son pouvoir isolant.

#### Prévision du pouvoir isolant des bouches de VMC

Considérons 2 locaux superposés et parfaitement isolés reliés par des conduits de piquage à un même conduit collectif (fig. 84). Soit  $L_{pe}$ , le niveau de pression acoustique moyen du champ diffus créé par une source de bruit dans le local d'émission. Soit  $L_{wr}$  le niveau de puissance acoustique rayonnée dans le local de réception. On peut caractériser le pouvoir isolant par la quantité  $\delta$  suivante :

$$\delta = L_{pe} - L_{wr} \quad (E 3)$$

1. NFS 31-022 et ISO 3741.

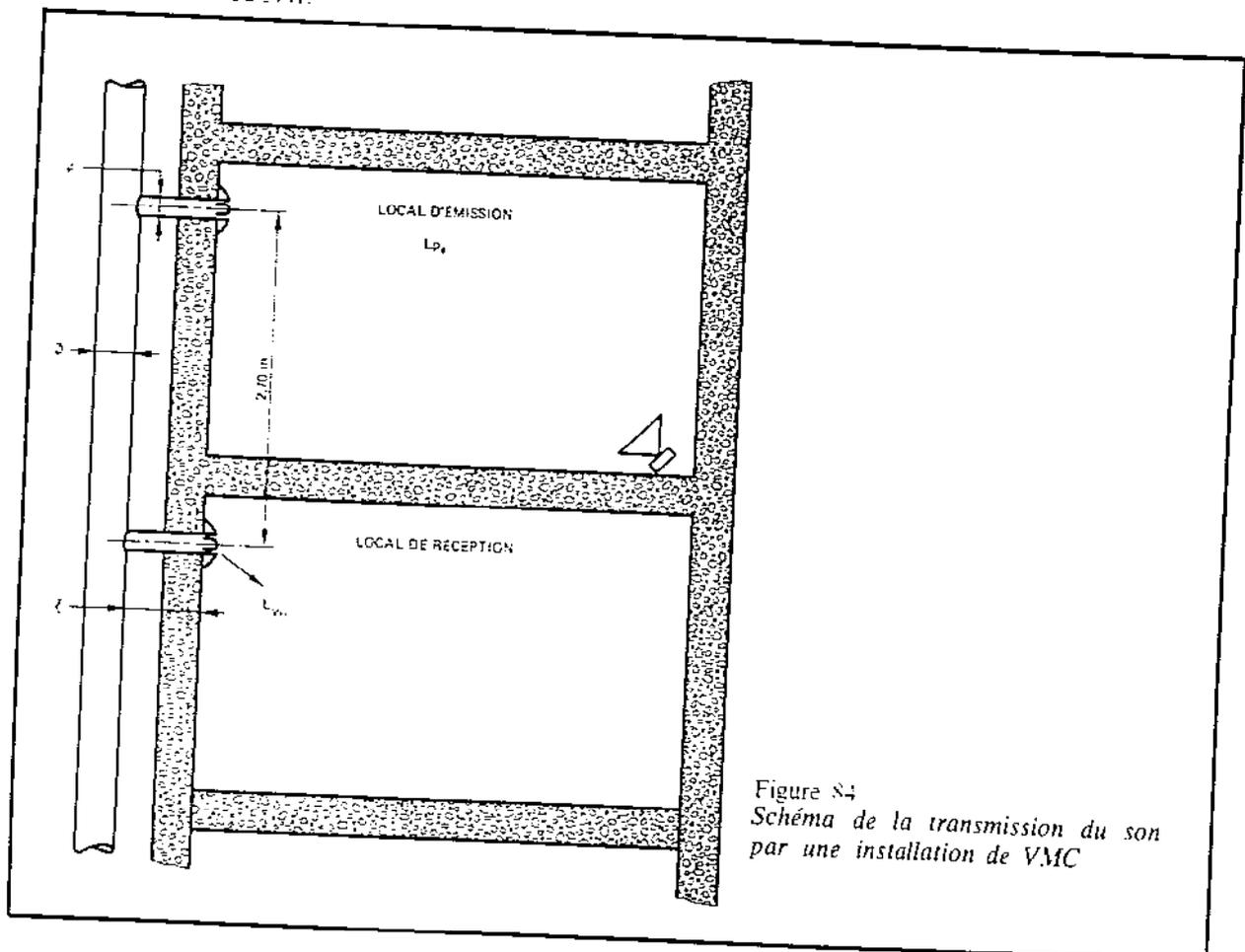


Figure 84  
Schéma de la transmission du son  
par une installation de VMC

Si l'on fait l'hypothèse d'un bruit rose à l'émission,  $\delta$  peut être exprimé en dB (A).

Des essais systématiques ainsi que des calculs théoriques ont été effectués au CSTB, et ont permis d'évaluer les effets des divers paramètres géométriques d'une installation.

Une installation type est constituée d'un conduit collectif de diamètre  $\varnothing$  et de 2 conduits de piquage de diamètre  $\varphi$  et de longueur  $l$ . La distance entre 2 piquages est celle d'une hauteur d'étage d'un bâtiment d'habitation soit 2,7 m environ. Chaque conduit collectif débouche dans un local par une bouche dont l'ouverture est repérée par un paramètre  $x$  quelconque ( $x$  croît lorsque la surface de passage de l'air croît).

Influence sur la valeur de  $\delta$  du diamètre du conduit collectif

En général  $\delta$  est une fonction croissante de  $\varnothing$ . On montre figure 85 comment le spectre de  $\delta$  varie pour une installation comportant des trous béants. Cependant, il peut arriver que le phénomène s'inverse pour certaines bouches, à cause de singularités de propagation.  $\delta$  ne devrait pas varier plus rapidement que  $40 \log \varnothing$ .

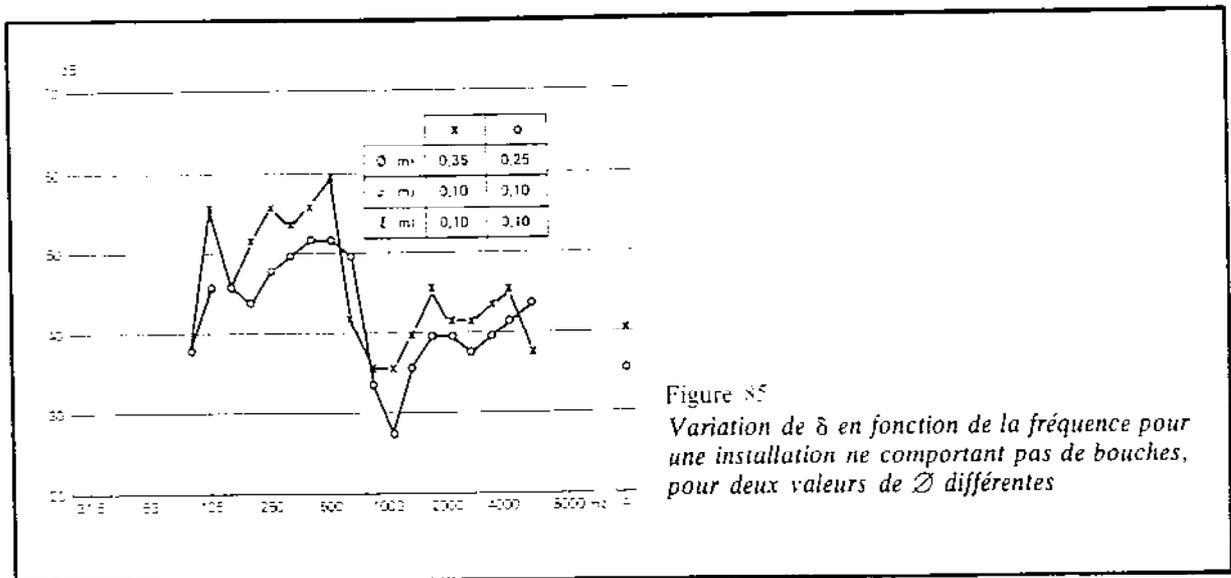


Figure 85  
Variation de  $\delta$  en fonction de la fréquence pour une installation ne comportant pas de bouches, pour deux valeurs de  $\varnothing$  différentes

Influence sur la valeur de  $\delta$  de la longueur  $l$  du conduit de piquage

Des résonances très prononcées sont provoquées par les conduits de piquage. On peut évaluer approximativement les fréquences correspondantes  $f_n$  à l'aide de la formule :

$$f_n = \frac{172 n}{l + 1,2 \varphi} \quad (E 4)$$

où  $n$  est un entier positif et  $\varphi$  est exprimé en (m). Ces résonances sont d'autant plus marquées que la fréquence est basse (fig. 86). L'influence au-delà de 1000 Hz est très faible. Les valeurs de  $\delta$  exprimées en dB (A) tendent à être moins bonnes pour des piquages longs ( $\delta$  dB (A) serait une fonction décroissante de  $l$ ), mais les variations excèdent rarement 3 dB (A) pour  $l$  variant de 0,1 à 0,8 m. La figure 86 montre une variation de  $\delta$  inverse de celle que nous venons de décrire.

Influence sur la valeur de  $\delta$  de la section de passage libre de l'air

Pour une dépression à la bouche donnée, il est habituel de régler le débit souhaité en modifiant la géométrie de la bouche. Pour un réglage de bouche identique dans le local d'émission et de réception, on montre que  $\delta$  exprimé en dB (A) varie sensiblement comme  $10 \log s$  où  $s$  est la section de passage de l'air. On donne figure 87 un exemple des modifications du spectre de  $\delta$  avec l'ouverture.

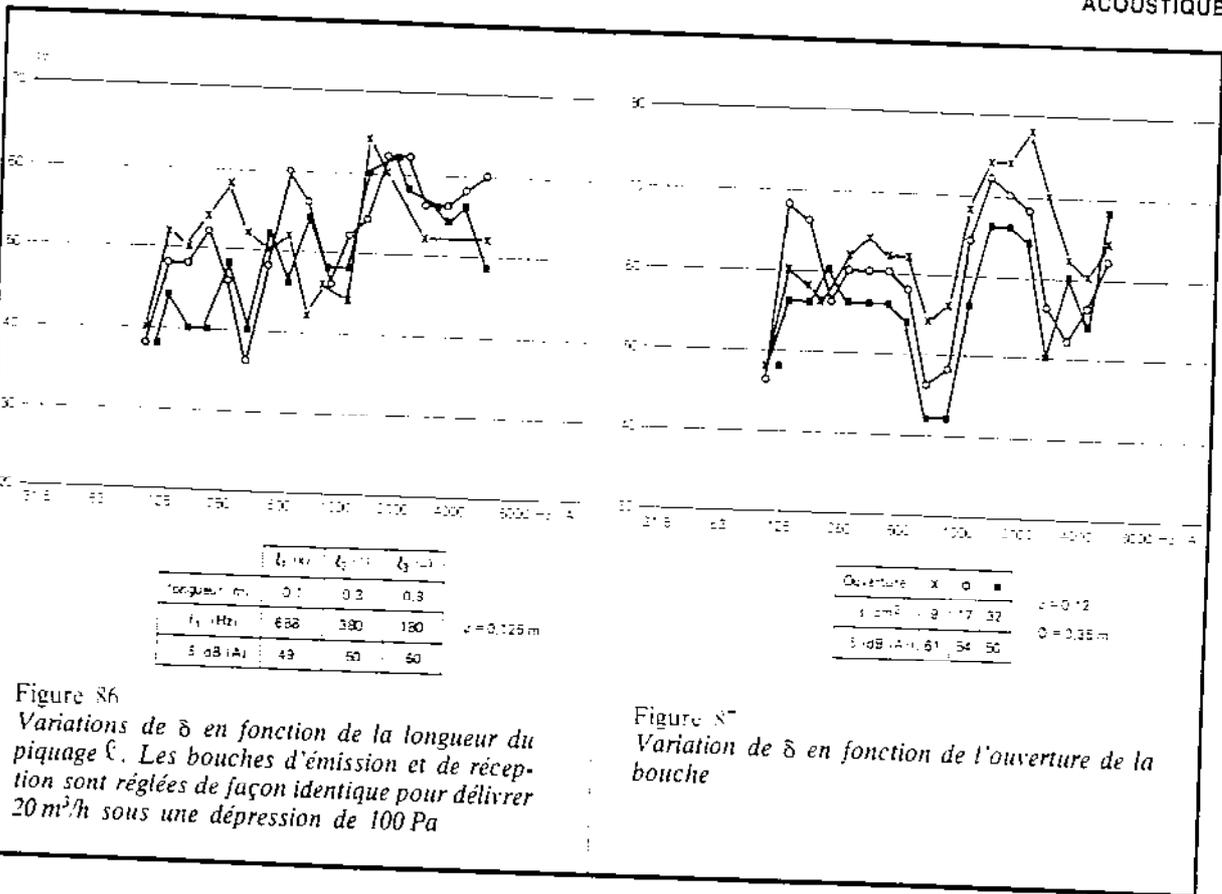


Figure 86  
Variations de  $\delta$  en fonction de la longueur du piquage  $\ell$ . Les bouches d'émission et de réception sont réglées de façon identique pour délivrer 20 m<sup>3</sup>/h sous une dépression de 100 Pa

Figure 87  
Variation de  $\delta$  en fonction de l'ouverture de la bouche

Prévision en valeur absolue de  $\delta$

$\delta$  ne peut être évalué théoriquement connaissant la nature et la géométrie de la bouche. Si l'on considère la totalité des bouches à réglage fixe testées au CSTB en 1974, pour un débit de 60 m<sup>3</sup>/h sous 100 Pa,  $\delta$  varie de 45 à 60 dB (A). On sait que  $\delta$  tend à être plus élevé lorsque le matériau qui constitue la bouche est plus isolant. L'influence de la forme est très complexe et difficilement prévisible.

Règle de qualité

Si  $D'$  est l'isolement entre 2 locaux en l'absence de VMC, et si  $\delta$  est le pouvoir isolant du réseau de VMC, l'isolement  $D$  entre ces 2 locaux raccordés par le réseau de VMC dépend de l'aire d'absorption équivalente  $A$  du local de réception par la formule :

$$D = -10 \log \left( 10^{-\frac{D'}{10}} + \frac{4}{A} 10^{-\frac{\delta}{10}} \right) \tag{E 5}$$

Exemple :

Supposons que l'isolement normalisé en l'absence de VMC soit de 51 dB (A) entre 2 cuisines de volume  $V = 25 \text{ m}^3$ . Si l'on installe un réseau de VMC tel que son pouvoir isolant soit :  $\delta = 48 \text{ dB (A)}$  quel sera l'isolement global résultant ?

L'égalité (E5) reste valable pour des isolements  $D_n$  et  $D'_n$  normalisés, exprimés en dB (A). Il vient alors :

$$D_n = -10 \log \left( 10^{-\frac{D'_n}{10}} + \frac{12,5}{V} 10^{-\frac{\delta}{10}} \right)$$

puisque pour la durée de réverbération  $T = 0,5$  correspondant à l'isolement normalisé, on a l'égalité :

$$A = 0,32 V$$

soit 
$$D_n = -10 \log \left( 10^{-\frac{51}{10}} + \frac{12,5}{25} 10^{-\frac{48}{10}} \right)$$

$$D_n = 48 \text{ dB (A)}$$

ceci correspond à l'isolement minimum réglementaire entre cuisines.

Il est indispensable d'obtenir de la part du fabricant des indications précises concernant le pouvoir isolant car cette caractéristique est difficilement prévisible par la seule connaissance géométrique du matériel, et un mauvais choix peut conduire à des défauts d'isolement importants.

Code d'essai

Aucune norme française n'existe à l'heure actuelle, mais un texte est en préparation<sup>(1)</sup>. Le code consisterait à mesurer entre 2 locaux parfaitement isolés, et réunis par un réseau typique de VMC ( $C = 0,315$  m,  $C = 0,1$  m), le bruit dans le local d'émission étant produit par un haut-parleur.

### 3. Les éléments en ligne

On appelle éléments en ligne tous les équipements qui sur une installation comportent au moins un conduit d'arrivée et un conduit de départ. Ce peuvent être des silencieux, des organes régulateurs de débit, des échangeurs ou pompes à chaleur, etc.

On peut distinguer deux caractéristiques acoustiques différentes : l'aptitude à s'opposer à la transmission du bruit et le bruit propre.

#### a) Transmission du bruit

Il existe 2 méthodes, et deux paramètres associés pour déterminer la transmission des bruits par les éléments en ligne.

Méthode de l'affaiblissement de transmission

Elle consiste à émettre à l'amont de l'élément à tester un bruit à l'aide d'un haut-parleur par exemple. Le conduit situé à l'aval dans le sens de propagation du bruit est muni d'une terminaison anéchoïque afin d'éviter les réflexions d'extrémité (fig. 88a). On mesure alors la puissance acoustique incidente  $W_i$ , puis la puissance acoustique transmise  $W_t$ . L'affaiblissement de transmission RT s'exprime par :

$$RT = 10 \log \frac{W_i}{W_t}$$

RT n'est en général pas le même avec et sans écoulement. Une difficulté de la méthode consiste à mesurer une puissance acoustique en conduit. La méthode habituelle consiste à explorer le champ sonore à la fois dans une section et sur une certaine longueur de conduit. La puissance acoustique incidente est considérée comme le produit de l'intensité acoustique moyenne par la section du conduit. Lorsque la section d'entrée de l'élément est réfléchissante aux ondes acoustiques, la mesure est entachée d'une erreur puisqu'il est impossible de séparer par la mesure la pression de l'onde incidente de celle de l'onde réfléchie.

Méthode de l'affaiblissement par insertion

Le schéma est analogue au précédent. On se contente dans une première expérience de mesurer la puissance acoustique transmise  $W_t$ . Puis on remplace l'élément à tester par un élément de conduit rectiligne aux parois isolantes (fig. 88b). On mesure de la même façon que l'on a mesuré  $W_t$ , la puissance acoustique incidente  $W_i'$ . L'affaiblissement par insertion RI est défini par l'égalité :

$$RI = 10 \log \frac{W_i'}{W_t}$$

Lorsque la section d'entrée de l'élément présente une impédance très différente de l'impédance caractéristique du conduit, la puissance acoustique délivrée par la source de bruit peut être très différente entre les 2 parties de l'expérience. Il est donc recommandé de s'assurer à l'aide d'un microphone témoin situé en amont de l'élément à tester, que celle-ci n'a pas varié sensiblement.

*Note :* La définition de RT suppose que le conduit de sortie du bruit est anéchoïque. La définition de RI ne l'impose pas. Il est préférable qu'il en soit ainsi pour éviter des phénomènes particuliers de résonances. Dans le cas contraire, il est important de connaître le schéma exact de l'installation d'essai avant de conclure de l'efficacité de l'élément.

1. CETIAT : Commission Technique Spécialisée : « Appareils utilisés en ventilation mécanique contrôlée ».

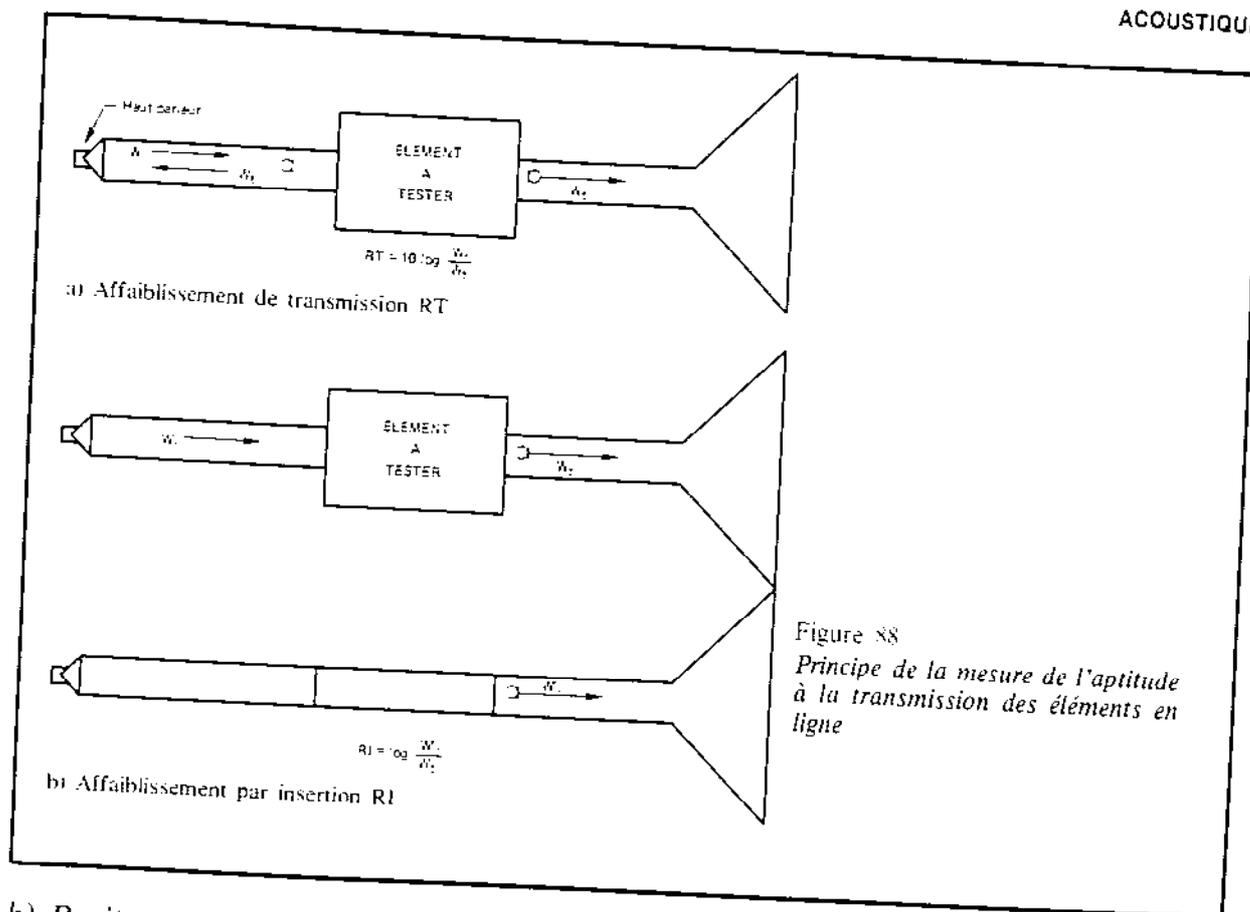


Figure 88  
Principe de la mesure de l'aptitude  
à la transmission des éléments en  
ligne

#### b) Bruit propre

Le passage de l'air à travers l'élément est une source de bruit. Ainsi un silencieux peut être efficace quant au bruit à supprimer, mais donner lieu à une régénération de bruit de spectre différent mais tout aussi indésirable. La puissance acoustique correspondant au bruit propre est une quantité difficile à mesurer, car elle suppose que l'installation est parfaitement silencieuse à l'amont de l'élément et que l'on puisse mesurer des niveaux faibles dans un écoulement.

#### 4. Calcul d'une installation

Il existe deux méthodes permettant de prévoir le comportement acoustique d'une installation de ventilation ou de traitement de l'air.

La première, et la plus couramment conseillée par nombre d'auteurs (Brockmeyer, Ponsonnet, Clain) est une méthode du type énergétique. Elle consiste à faire le bilan des gains et atténuations de l'énergie acoustique, en partant de la source de bruit, en passant par les conduits et singularités de conduit, pour aboutir au lieu où l'on souhaite estimer le bruit. Chaque élément est considéré séparément en supposant qu'il se comporte dans l'installation comme dans le montage qui a servi à déterminer ses propriétés acoustiques. Pratiquement on fait la somme de tous les indices d'affaiblissement de transmission et la somme de toutes les puissances acoustiques rencontrés sur le parcours source-réception, par bande de fréquence.

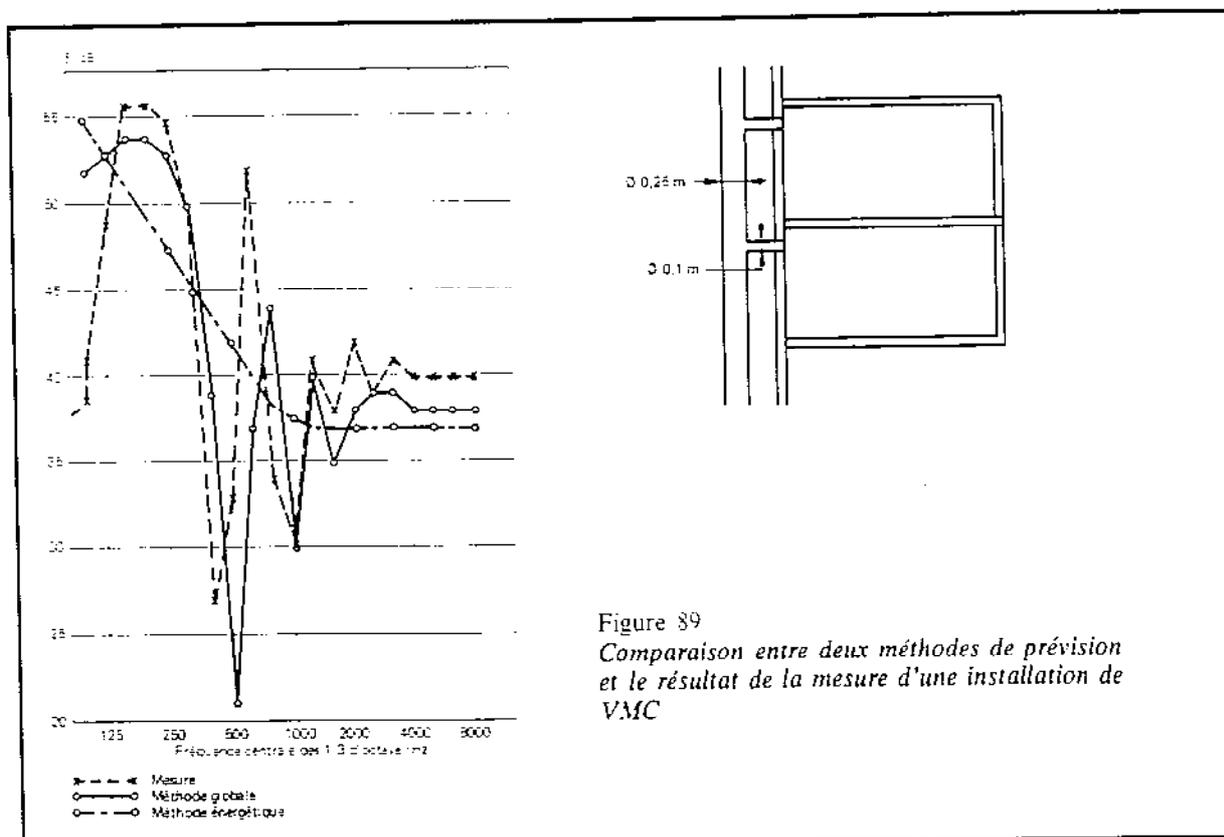
Elle a l'avantage de la simplicité puisque le calcul a un déroulement arithmétique. Elle a l'inconvénient de ne pas tenir compte de l'interaction des éléments entre eux.

La seconde méthode consiste à trouver le schéma électrique équivalent de l'installation en terme d'impédance, ou de matrice d'impédance pour les éléments en ligne (assimilation à un quadripôle), puis de résoudre le problème globalement en calculant l'impédance ramenée aux bornes de la source de bruit. Malheureusement, cette méthode ne peut être souvent employée et ceci pour plusieurs raisons:

- Elle est très complexe car elle exige une résolution analytique globale.
- Elle est inexacte au-dessus de la fréquence de coupure des conduits.
- On ignore la plupart du temps les matrices d'impédance des différents éléments.

D'une façon générale, on obtient des résultats convenables avec la première méthode lorsque les circuits sont suffisamment dissipatifs (présence d'absorbants), ou les fréquences suffisamment élevées de telle sorte que les modes excités dans le circuit soient nombreux. Lorsque le circuit est purement réactif, et aux fréquences basses, en dessous de la fréquence de coupure des conduits par exemple, le calcul global s'impose.

On trouvera figure 89 les résultats relatifs au pouvoir isolant d'une installation de VMC, où l'on peut voir que les résultats du calcul par la méthode énergétique sont très éloignés du résultat de mesure, tandis que le calcul global s'en rapproche.



#### IV.4.d. ASCENSEURS

##### 1. Les problèmes posés et la réglementation actuelle

Lors de leur fonctionnement, les ascenseurs et leur machinerie engendrent des bruits pouvant être perceptibles dans les appartements dont ils sont proches. La perception de ce bruit par les habitants des logements concernés et la gêne qu'ils peuvent en ressentir dépend de plusieurs facteurs, à savoir :

- du niveau de bruit émis par le fonctionnement de l'ascenseur. Ce bruit dépend du type d'installation et est fonction de très nombreux paramètres. A noter que le fonctionnement intermittent des ascenseurs aggrave d'une façon sensible la gêne ressentie par les habitants car la mise en route et l'arrêt d'un ascenseur peuvent être relativement fréquents : on a alors des bruits impulsifs qui peuvent avoir un niveau relativement élevé.
- de la position de l'appartement concerné par rapport à l'ascenseur et à la cage d'ascenseur,
- du bruit de fond ambiant : ainsi le bruit dû à un ascenseur est nettement plus perceptible dans un site calme, surtout la nuit.

La réglementation du 14 juin 1969 concernant les équipements collectifs s'applique évidemment aux bruits produits par le fonctionnement des ascenseurs : le niveau crête de bruit (généralement au démarrage ou au freinage de l'ascenseur) ne doit pas dépasser 30 dB (A) dans un logement (avec une tolérance de 3 dB (A)). La mesure est généralement faite dans les logements les plus proches du local machinerie, avec correction due à la durée de réverbération de la pièce dans laquelle on fait la mesure. Cette valeur est ramenée à 25 dB (A) pour le label acoustique.

- Par ailleurs, le DTU 75.1 de juin 1974 fixe certaines limites de niveau de bruit à ne pas dépasser :
- limitation à 86 dB (A) au maximum du bruit aérien dans le local machinerie par un équipement d'ascenseur (bruit stationnaire ou impulsif).
  - limitation à 71 dB (A) du bruit aérien émis par un équipement d'ascenseur dans la gaine et sur les paliers (bruit stationnaire ou impulsif).

Néanmoins, l'expérience prouve que les règles acoustiques fixées par le DTU ne sont pas suffisantes, car celles-ci peuvent être respectées alors que le niveau de bruit dans les appartements dépassent 30 dB (A). Ceci est dû aux transmissions par voie solidienne des vibrations produites par le treuil ou les tiges guides. Ce problème important est difficile à résoudre, plusieurs essais ayant montré la prépondérance de ces transmissions solidiennes pour certaines installations.

## 2. Les diverses sources de bruit et leur traitement

Les bruits et vibrations transmis par les ascenseurs peuvent être classés de la façon suivante :

### *Bruits et vibrations issus du local machinerie*

Il s'agit de bruits et vibrations transmis essentiellement par le treuil et l'armoire de commande. Les éléments suivants peuvent être à l'origine des bruits émis :

- le moteur électrique
- le réducteur de vitesse à vis sans fin
- le passage des câbles sur les diverses poulies : bruit de roulement et de pincement des câbles
- le frein : freinage proprement dit et retombée du frein qui produit un claquement dû à l'action du ressort de rappel
- le bruit de claquement des contacteurs électromécaniques de l'armoire de commande.

L'intensité et le spectre des bruits et vibrations transmis par ces différents éléments peuvent varier beaucoup selon de nombreux paramètres : marque et type de l'ascenseur, puissance et vitesse de l'ascenseur, poids en charge, etc.

Les vibrations transmises par le treuil peuvent être réduites en isolant le treuil de son plancher support par des dispositifs antivibratiles pouvant limiter la transmission des vibrations verticales et horizontales. Ces dispositifs sont variés (plots, plaques isolantes...) et dépendent des constructeurs et des types de machine. En toute logique, il serait nécessaire que les premières fréquences propres du treuil reposant sur ses supports soient aussi basses que possible : en fait, on ne peut choisir des suspensions trop élastiques pour diverses raisons dont le confort en cabine lors des arrêts (écrasement trop important).

Par ailleurs, il est très souvent utile d'isoler élastiquement l'armoire de commande du plancher support, étant donné la vitesse non négligeable de fermeture des contacteurs (nécessaire pour éviter des arcs électriques et endommager les contacts).

### *Bruits et vibrations issus des équipements en gaine*

Les éléments suivants peuvent être à l'origine des bruits émis :

- le frottement des coulisseaux de la cabine sur les tiges guides avec le problème plus délicat du passage d'un guide à l'autre. Il est nécessaire, pour minimiser ces bruits et vibrations, que l'alignement des tiges guides soit aussi parfait que possible et que le graissage de ces guides soit effectué au cours d'entretiens périodiques. Il ne peut malheureusement être question d'isoler élastiquement les fixations des tiges guides aux murs de la cage d'ascenseur, étant donné la précision du guidage requise.
- le bruit d'ouverture et de fermeture des portes au niveau de chaque palier. Ces bruits sont de natures diverses et varient selon les types de portes utilisées : bruit de coulissement et bruit de claquement lors de la fermeture.

### 3. Règles de qualité

Il est évident que les positions relatives de l'ascenseur et des appartements ont leur importance :

- il est impératif de ne pas placer une machinerie d'ascenseur contiguë à un logement.
- il est fortement conseillé de ne pas accoler une pièce principale d'un logement (chambre et séjour) à la gaine d'ascenseur.
- l'isolement aux bruits aériens entre le local machinerie et le logement le plus proche doit être suffisant. A ce sujet, si le local machinerie est très proche d'un appartement il est important que la trappe de visite et la porte palière de l'appartement soient suffisamment épaisses.

D'une manière générale, les bruits perçus dans les appartements dépendent :

- du bâtiment d'habitation lui-même (plan et réalisation du gros œuvre et du second œuvre)
- de l'ascenseur lui-même : qualité de l'installation et réglages divers lors des entretiens périodiques.

## IV.4.e. EQUIPEMENTS MÉNAGERS

### 1. Les problèmes posés par les équipements ménagers

L'abondance des équipements ménagers et la liberté d'en faire usage de jour comme de nuit peuvent causer des nuisances aux habitants des immeubles dans lesquels ils fonctionnent.

Les principaux équipements ménagers concernés semblent être : les lave-vaisselle, les machines à laver le linge, les aspirateurs, les hottes filtrantes, etc. La transmission d'un logement à un autre se fait à partir des bruits rayonnés directement sous forme aérienne ou des vibrations engendrées dans le plancher ou le mur support. Ce dernier type de transmission est assez important, car il semble bien qu'une bonne partie du bruit transmis par certains équipements ménagers passe de cette manière d'un logement à un autre.

Afin d'essayer de caractériser l'aptitude d'un équipement ménager à générer du bruit et des vibrations, le CSTB a entrepris une campagne de mesure en mesurant :

- la puissance acoustique émise par différents équipements, sous forme aérienne
- les efforts transmis par les supports des équipements ménagers en fonctionnement. Ceux-là sont, en effet, une caractéristique de l'équipement ménager seul et non les vibrations qu'ils génèrent qui dépendent des caractéristiques du plancher support.

### 2. Caractéristiques de quelques équipements ménagers

#### a) Puissance acoustique

Voici la puissance acoustique de quelques équipements ayant été testés :

- lave-vaisselle : le niveau  $L_w$  des puissances acoustiques  $L_w$  varie de 69 à 75 dB (A) suivant les différents types d'appareil, les lave-vaisselle à cuve plastique paraissant moins bruyants que ceux à cuve en métaux inoxydables.
- machines à laver le linge (mesurées en fonctionnement avec 5 kg de linge) :  $L_w$  varie de 63 à 77 dB (A) en essorage (cycle le plus bruyant), suivant les types de machines.
- hottes filtrantes :  $L_w$  varie de 59 à 70 dB (A) suivant les marques (en vitesse rapide).
- aspirateurs traîneaux :  $L_w$  varie de 78 à 90 dB (A) suivant les marques.

#### b) Efforts transmis

Les efforts transmis par les supports des équipements ménagers ont été mesurés à l'aide d'une plate-forme de mesure avec capteurs de force construite spécialement à cet effet. Les mesures ont été faites pour différentes marques de lave-vaisselle et de machines à laver le linge. On a constaté que :

- les efforts diminuent rapidement avec la fréquence au-delà de 250 Hz

- c'est dans la bande 2-20 Hz que les machines à laver le linge développent leur effort maximal à l'essorage. Pour les lave-vaisselle, c'est dans les octaves centrées sur 63 et 125 Hz que l'effet est maximum
- les forces mesurées sont inférieures à 300 N à l'essorage pour les machines à laver le linge, et inférieures à 20 N pour les lave-vaisselle.

Connaissant les forces générées, on peut alors calculer, au moins grossièrement, le niveau de bruit transmis par ces équipements si l'on connaît les caractéristiques de la structure du bâtiment qui les supporte.

## IV.5. La conception des bâtiments (règles pratiques) (\*)

Le texte qui suit a pour but d'indiquer, parmi d'autres, d'une part des moyens susceptibles d'assurer aux logements un isolement acoustique conforme aux spécifications contenues dans le décret du 14 juin 1969 et dans les arrêtés d'application (14 juin 1969 et 22 décembre 1975) et d'autre part, des moyens susceptibles de répondre aux définitions du « label confort acoustique ». Il faut qu'il soit bien entendu qu'il peut y avoir de bonnes solutions différentes de ce qui est exposé ici ; et aussi que l'espoir de voir des solutions produire le résultat escompté repose sur leur conception au même titre que sur la qualité de l'exécution, sans que d'ailleurs on puisse être entièrement à l'abri de l'effet d'éléments imprévus ou impondérables.

D'une manière générale, une bonne conception permettra de rendre le résultat plus fiable, avec des efforts moins amples, qu'une conception acoustiquement médiocre ou mauvaise, telle que logements contigus par des pièces de natures différentes, imbrication des pièces bruyantes et calmes.

En outre, les solutions proposées n'ont de valeur que si elles sont durables. Pour certains ouvrages (équipements et revêtements de sol, notamment), cela peut nécessiter la surveillance de l'usure, de l'entretien et, le cas échéant, un remplacement à qualité acoustique au moins égale.

Deux types de solutions sont définies : tout d'abord celles pouvant satisfaire la réglementation, ensuite, numérotées « bis », celles pouvant atteindre le niveau du « label confort acoustique ».

Ayant évoqué la réglementation, signalons que le Code de l'Urbanisme précise, dans son article L.III.3, qu'un décret en Conseil d'État (décret du 14 juin 1969) fixe les règles générales de construction applicables aux bâtiments d'habitation. Par son article L.421.3, il impose aux demandeurs de permis de construire de s'engager à respecter ces règles. Le code précise aussi les conditions du droit de visite des chantiers par l'administration, droit prolongé jusqu'à deux ans après la date d'achèvement des travaux pour toutes mesures et vérifications de la conformité aux règles précitées. L'article 4 du décret du 14 juin 1969 concerne l'isolation acoustique des logements. Son contenu est le suivant :

Art. 4. — Compte tenu des modes d'occupation normalement admissibles, l'isolation des logements doit être telle que le niveau de pression du bruit transmis à l'intérieur de chaque logement ne dépasse pas les limites fixées par un arrêté conjoint du ministre de l'Équipement et du Logement et du ministre d'État chargé des Affaires Sociales.

Le bruit engendré par un équipement quelconque du bâtiment extérieur à ce logement ne doit pas dépasser les limites fixées dans la même forme.

### IV.5.a. PROTECTION CONTRE LES BRUITS AÉRIENS

#### 1. Rappel des exigences réglementaires

Les arrêtés des 14 juin 1969 et 22 décembre 1975 sont ceux qui sont indiqués par le décret du 14 juin 1969, et qui précisent les exigences de protection contre les bruits aériens. Ainsi, l'isolement demandé entre logements différents est de 51 dB (A) pour un bruit émis dont le spectre est celui

(\*) Par Ph. Gilbert, Ingénieur au CSTB.

indiqué pour le bruit à l'émission, dans l'article 1<sup>er</sup> de l'arrêté du 14 juin 1969 (on appelle ce bruit : bruit rose ou, plus précisément : bruit rose tronqué, voir chapitre V).

Cette valeur est toutefois abaissée à 48 dB (A) entre cuisines, ainsi qu'entre pièces de service appartenant à des logements différents.

L'isolement demandé pour un logement vis-à-vis des circulations intérieures communes est de 41 dB (A) pour le même bruit émis.

L'isolement demandé pour un logement vis-à-vis des locaux à usage commercial, artisanal ou industriel est de 56 dB (A) pour le même bruit émis.

### 1 bis. Définitions du « Label confort acoustique »

Elles figurent dans l'arrêté du 10 février 1972 concernant le « label confort acoustique ».

## 2. Considérations générales sur la manière de répondre aux exigences

### a) Tenir compte des données naturelles défavorables à l'isolement

Il s'agit de trouver les parois séparatives permettant de procurer les isollements exigés, en tenant compte des transmissions latérales du son (encore appelées transmissions de flanc), dues aux parois environnant la paroi séparative, de la surface S de cette dernière et du volume V du local de réception.

Ainsi, dans le cas particulier, mais courant, où les diverses parois d'un immeuble, y compris les cloisons de distribution, ont sensiblement la même masse, la prise en compte de ces divers facteurs conduit à choisir une paroi séparative dont l'indice d'affaiblissement acoustique R est, en fonction de l'isolement recherché D entre locaux, celui qui est indiqué dans le tableau ci-dessous.

VALEUR DE L'INDICE D'AFFAIBLISSEMENT ACOUSTIQUE D'UNE PAROI SÉPARATIVE EN FONCTION DE L'ISOLEMENT D RECHERCHÉ

Surface de la paroi séparative S (m <sup>2</sup> )	Volume du local de réception V (m <sup>3</sup> )								
	100	80	63	50	40	32	25	20	16
25	D + 4	D + 5	D + 6	D + 7	D + 8	D + 9			
20	D + 3	D + 4	D + 5	D + 6	D + 7	D + 8	D + 9		
16	D + 2	D + 3	D + 4	D + 5	D + 6	D + 7	D + 8		
12	D + 1	D + 2	D + 3	D + 4	D + 5	D + 6	D + 7	D + 8	D + 9
10	D	D + 1	D + 2	D + 3	D + 4	D + 5	D + 6	D + 7	D + 8
8		D	D + 1	D + 2	D + 3	D + 4	D + 5	D + 6	D + 7
6			D	D + 1	D + 2	D + 3	D + 4	D + 5	D + 6
5				D	D + 1	D + 2	D + 3	D + 4	D + 5

Ce tableau est valable dans l'hypothèse où toutes les parois (panchers, refends, cloisons...) sont supposées simples et sensiblement de même masse, et il tient compte de la différence systématique de 5 dB environ existante entre R et D à cause des transmissions de flanc existant dans cette hypothèse.

Par exemple, l'indice d'affaiblissement R d'une paroi séparative de deux locaux est d'environ 5 dB supérieur à l'isolement entre ces locaux, dans le cas où les diverses parois de l'immeuble ont la même masse et dans le cas de volume et de surface de séparation usuels (32 m<sup>3</sup> et 10 m<sup>2</sup> environ).

R et D peuvent être exprimés directement en dB (A), à condition de spécifier le spectre du bruit émis (en l'occurrence : bruit rose). On peut assimiler R et D exprimés en dB (A), à R et D exprimés en moyenne arithmétique dans les fréquences moyennes, dans le cas d'une séparation présentant un accroissement de l'isolement de 6 dB par octave.

Dans le cas particulier de l'isolement entre circulation commune intérieure à un immeuble et chaque logement, la variété possible des dispositions ne permet guère de loi générale pour l'indice des parois à utiliser. Cet indice doit être déterminé, dans chaque cas, en fonction des surfaces et volumes utilisés. Nous l'avons fait, en distinguant trois cas types au paragraphe IV.5.a.4.

Citons encore comme donnée défavorable à l'isolement, le cas de plan d'étage non identique d'un étage à l'autre, ou le cas de logements accolés par des pièces différentes : séjour contre chambre d'un autre logement, ou encore salle de bains, WC ou cuisine contre séjour ou chambre d'un autre logement, ou encore cage d'escalier, entrée ou local commun, situé contre une chambre voire un séjour...

### *b) Profiter des données naturelles favorables à l'isolement*

D'une manière générale, les murs porteurs lourds peuvent être judicieusement utilisés pour assurer un isolement correct entre les logements juxtaposés, et aussi entre les diverses parties d'un même logement (pièces de repos ainsi séparées des pièces de service), ainsi que les joints de dilatation qui, bien exécutés, donnent un isolement très satisfaisant entre logements juxtaposés, et qui est capable d'annuler pratiquement les données naturelles défavorables à l'isolement vues en a.

## **2 bis. Conditions générales sur la technique pour atteindre le niveau du Label confort acoustique**

Les considérations qui précèdent sont valables a fortiori puisque les conditions d'attribution du label confort acoustique sont plus difficiles que le respect de l'arrêté du 14 juin 1969. Il faut utiliser des parois plus isolantes que pour le simple respect de cet arrêté, cela même en supposant (ce qui est favorable) que les logements sont séparés par des pièces de même nature : chambre contre chambre, séjour contre séjour, pièce de service contre pièce de service...

## **3. Séparations acceptables entre logements contigus**

### *a) Murs simples*

Par mur simple, on entend un mur dont les constituants sont reliés rigidement.

L'isolement acoustique entre logements contigus pourra être satisfaisant si l'indice d'affaiblissement acoustique exprimé en dB(A) pour un bruit rose émis est de 56 dB(A), les dimensions des locaux étant usuelles (pour d'autres dimensions, voir le tableau au paragraphe précédent).

L'isolement acoustique entre logements contigus pourra être satisfaisant si le mur séparatif est un mur simple, imperméable à l'air, de masse supérieure à  $400 \text{ kg/m}^2$ , sans trous ni fentes.

*Exemples :*

- Parois en béton banché de 15 cm, plus enduits de 1 cm sur chaque face ;
- Parois en béton banché de 17 cm ;
- Parois en parpaings pleins de ciment ordinaire de 18 cm plus enduits deux faces, sous réserve d'un jointoiement plein ;
- Parois en briques pleines de 22 cm plus enduits deux faces, sous réserve d'un jointoiement plein.

### *b) Murs composés de deux parois indépendantes*

Pour réaliser l'isolement acoustique exigé, on peut utiliser :

- 1° Une séparation consistant en un double mur, chacun de ces deux murs étant enduit une face, et ayant une masse d'au moins  $200 \text{ kg/m}^2$  (voir au paragraphe IV.5.d.5. : transmissions parasites,
- 2° alinéa, la justification de cette masse), l'espace entre les murs étant en tous points d'au moins 1 cm et chacun d'eux comportant un enduit (au moins 1 face) ;

2° Un mur moyennement lourd doublé d'une paroi étanche et souple <sup>(1)</sup>, aux conditions suivantes :

- la partie lourde est pleine, a au moins 10 cm d'épaisseur et une masse d'au moins 150 kg/m<sup>2</sup> ; elle comporte un enduit (au moins une face) (fig. 90) :

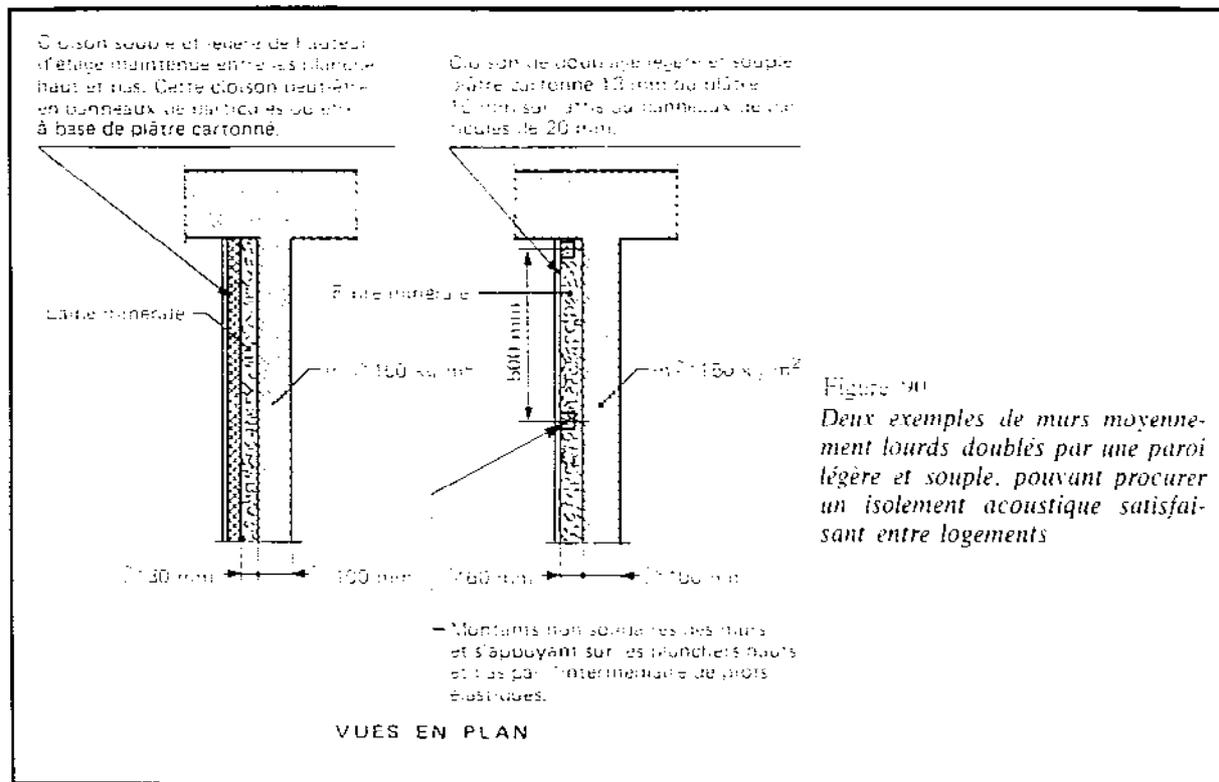


Figure 90  
Deux exemples de murs moyennement lourds doublés par une paroi légère et souple, pouvant procurer un isolement acoustique satisfaisant entre logements

- aucune liaison ou fixation rigide n'existe entre les parois en regard et l'espace entre celles-ci, d est au moins égal à :

$$d_{(cm)} \geq \frac{100}{\text{masse de l'élément de doublage (kg/m}^2\text{)}}$$

- l'espace entre les deux éléments est garni d'un matériau absorbant, notamment à base de fibres minérales ou végétales, ne créant aucune liaison rigide <sup>(2)</sup> entre les parois (l'absorbant n'est pas indispensable, si l'un des éléments est absorbant par lui-même, le fibragglo par exemple)
- la paroi de doublage n'est pas une cloison en maçonnerie
- les parois adjacentes au mur considéré sont lourdes (masse supérieure à 400 kg/m<sup>2</sup>). Deux exemples de ce type de solution sont présentés à la figure 90.

3° Une double paroi légère à base de plâtre cartonné, d'iaante-ciment ou de bois à condition que son indice d'affaiblissement R soit de l'ordre de 60 dB (A), montée de manière très étanche (notamment dans le contact avec le plancher haut) et ce dans le cas où les planchers sont des dalles pleines en béton de masse au moins égale à 400 kg/m<sup>2</sup>.

Cette technique est encore récente et elle peut être justifiée par des mesures acoustiques effectuées in situ par un laboratoire agréé. Compte tenu des transmissions latérales du son,

1. Est souple une paroi dont la fréquence critique est supérieure à 2000 Hz. Nous conserverons cette définition dans la suite du texte.

Exemple : plaques de plâtre cartonné d'épaisseur 10 à 18 mm, panneaux de particules d'épaisseur 20 à 50 mm.

2. Par exemple, une telle liaison rigide risque d'être créée par un matériau trop raide, présent entre le mur moyennement lourd et la paroi de doublage. C'est l'une des raisons pour laquelle le polystyrène expansé est indésirable, à moins qu'il ait été choisi parmi les variétés les plus souples. L'autre raison est que ce matériau n'est pas un absorbant acoustique.

Un autre mauvais exemple de parois multiples est un mur de 300 kg/m<sup>2</sup> doublé de part et d'autre de plâtre projeté sur polystyrène expansé.

l'isolement sera d'autant meilleur que les dalles seront plus lourdes. Si celles-ci sont des dalles pleines en béton pesant plus de  $400 \text{ kg m}^{-2}$ , des cloisons séparatives d'indice R un peu moins élevé pourront être admises. On pourra alors espérer des valeurs de  $R - D_a$  pouvant descendre jusqu'à  $6 \text{ dB (A)}$  environ.

### c) Utilisation de cellules tridimensionnelles

On a constaté que celles-ci pouvaient être un excellent moyen de procurer l'isolement voulu. Pour les adopter, en toute connaissance de cause, on se référera à des mesures acoustiques effectuées par un laboratoire agréé.

Cette solution présente le grand avantage de se prémunir contre la plupart des trahisons possibles de l'isolement que nous citons ci-après.

### d) Observations générales relatives aux solutions a, b et c

Quelle que soit la solution retenue, il faut éviter qu'une transmission indirecte dégrade l'isolement acoustique que l'on se propose d'obtenir. Ainsi de telles transmissions risquent d'exister :

- Si deux logements contigus sont raccordés à un même conduit collectif de ventilation (soit naturelle soit mécanique). La solution retenue est d'éviter cette disposition en ne raccordant à un même conduit collectif que des logements superposés.

On s'attachera dans les circuits d'extraction à éviter les absorbants susceptibles de s'imprégner de graisses et d'huiles. Cette circonstance dangereuse, du point de vue de la protection contre l'incendie, se produit lorsque l'absorbant a une surface fibreuse et lorsqu'il ne se trouve pas dans une zone à l'abri de tout dépôt desdites graisses et huiles. Les absorbants incorporés à l'arrière de la partie mobile des bouches d'extraction sont à l'abri de ces dépôts, et donc sont admissibles.

Ces risques sont particulièrement graves en cuisine, où la présence de ces dépôts combustibles et inflammables peut participer à une extension rapide et imprévue d'un incendie. Dans une moindre mesure, ceci risque de se produire également dans les autres pièces de service.

- Si, par suite de l'encastrement d'un ou plusieurs conduits dans une paroi séparative de logements, la masse de cette dernière est diminuée.

Lorsque la masse du mur est juste suffisante, les conduits doivent être adossés ou accrochés et non incorporés aux parois assurant l'isolement acoustique entre logements.

Même remarque pour, par exemple, l'encastrement de boîtiers électriques.

(Pour lesdits boîtiers, il est nécessaire que l'épaisseur de la paroi séparative ne soit jamais réduite à moins de la moitié de l'épaisseur de la partie courante. On pourra soit utiliser des boîtiers qui permettent le respect de cette condition, soit utiliser des boîtiers qui ont prouvé, par des mesures de l'isolement acoustique, la faiblesse de la transmission du son d'un local à l'autre, soit décaler les boîtiers appartenant à des logements différents.

- S'il existe des canalisations (par exemple de chauffage <sup>(1)</sup>) traversant la séparation sans que l'étanchéité à l'air soit assurée entre les locaux considérés (manque d'étanchéité entre canalisation et fourreau, ou cavités existantes entre le fourreau et le mur).

La meilleure solution est d'éviter de telles traversées. Toutefois, si dans un cas particulier, ces traversées se sont révélées inévitables, un remède consiste à remplir et ce de manière durable, les espaces vides par des manchons, coquilles ou bourrage en fibres minérales ou en matériaux souples durables. Un autre consiste à utiliser des fourreaux souples et minces bien ajustés au diamètre des canalisations traversantes.

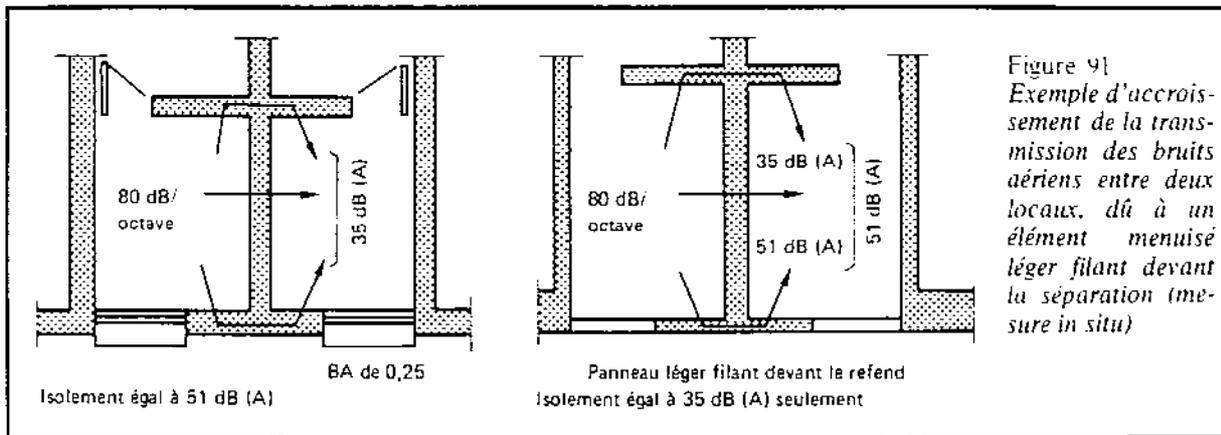
- Si la séparation est traversée par des conduites de chauffage alimentant des corps de chauffe très légers <sup>(2)</sup> constituant ainsi un système microphone haut-parleur. La solution la plus sûre, comme dit, est d'éviter ces traversées.

<sup>1</sup> A noter que de telles traversées de canalisations de chauffage présentent d'autres inconvénients, tels que la rupture de la protection contre le feu. Ainsi, l'étanchéité à l'air entre logements contigus est-elle nécessaire pour de nombreuses raisons.

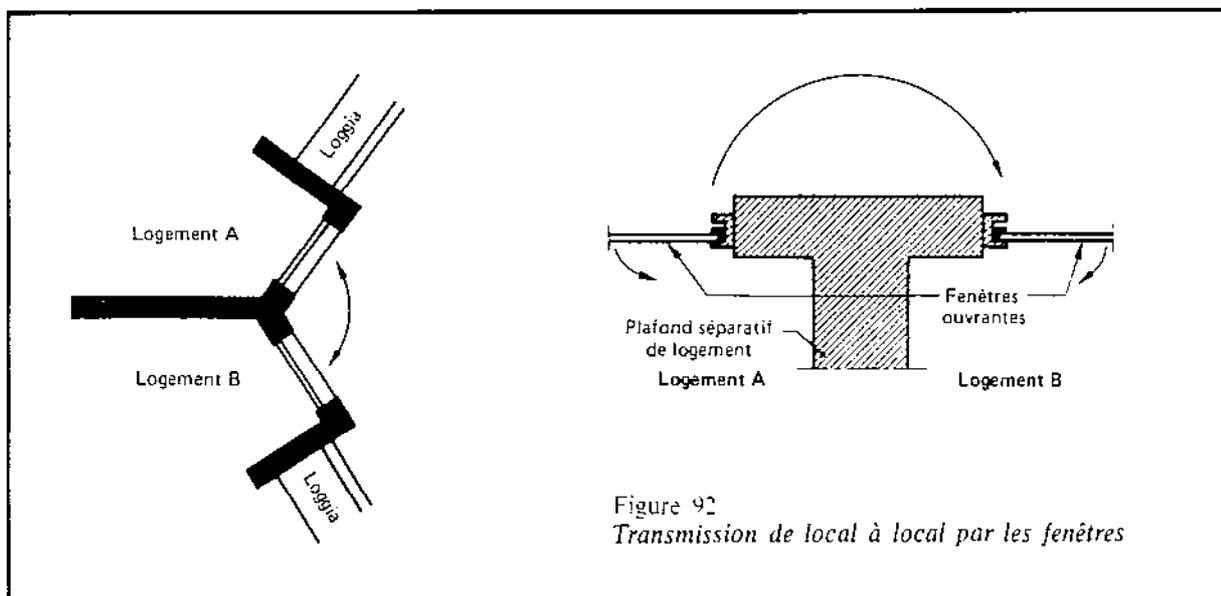
<sup>2</sup> Par exemple, des convecteurs de grande surface rayonnante et légère ou des radiateurs de grande surface rayonnante et légère.

Une autre est de s'assurer préalablement par une mesure en laboratoire, de l'isolement du système formé par les deux corps de chauffe montés dans les conditions qui seront celles de la future utilisation (cet isolement devant dépasser d'au moins 5 dB l'isolement recherché). Parmi ces conditions, on doit inclure notamment le remplissage en eau.

- Si une même chute de vide-ordures dessert les cuisines de deux logements contigus. Là encore, on peut s'assurer préalablement par une mesure en laboratoire, de l'isolement du système formé par les deux vidoirs de part et d'autre de la colonne (un ouvert, un fermé). Si cet isolement ne dépasse pas d'au moins 5 dB l'isolement visé, un remède est de sortir le vide-ordures des cuisines, un autre est de l'enfermer dans un placard.
- Par les façades légères (façades-panneaux et surtout façades-rideaux) lorsqu'il y a continuité des éléments de façades passant devant deux logements juxtaposés : la perte d'isolation peut provenir de la transmission latérale par l'élément lui-même (fig. 91), et aussi de défauts d'étanchéité entre la façade et la séparation des logements. Seuls des résultats de mesures in situ, ou dans un laboratoire conçu pour l'étude des transmissions latérales, peuvent prouver que ce type de transmission peut, dans un cas précis, être négligé.



- Par des coffres intérieurs à volets roulants en continuité sur deux logements voisins (ce qui, là encore, présente d'autres inconvénients que la rupture de l'isolement acoustique, par exemple vis-à-vis de la protection contre le feu).
- S'il existe une paroi horizontale légère (plafond ou dalle flottante ou non) traversant, sans discontinuité, la séparation. Un remède est de faire en sorte que cette paroi soit coupée au droit de la séparation.
- S'il existe (fig. 92), de part et d'autre de la séparation, des fenêtres dont les ouvrants sont très rapprochés (distance inférieure à une distance de quelques décimètres). Un remède est que la séparation fasse saillie en façade de quelques décimètres et que les fenêtres soient étanches.



L'existence en vis-à-vis d'un bâtiment proche faisant réflecteur, ou la vision directe d'un logement à partir d'un autre (cas, par exemple, d'une disposition en équerre) peut aggraver considérablement cette situation.

- Si des cloisons légères en maçonnerie de grande surface (par exemple de plus de  $5 \text{ m}^2$ ) sont liées à la paroi de séparation. La perte d'isolement supplémentaire par rapport à l'isolement normalement attendu en dB (A) peut atteindre une valeur de l'ordre de  $S/15$  à  $S/10$  (S étant la surface totale de ces cloisons légères dans les locaux entre lesquels on considère l'isolement (cumulée dans ces deux locaux et exprimée en  $\text{m}^2$ )). Pour compenser la dégradation de l'isolement il peut être nécessaire de porter à  $450 \text{ kg/m}^2$  la masse des parois séparatives (soit l'équivalent de 20 cm de béton).

Par contre, des cloisons à faible facteur de rayonnement, telles les cloisons à base de plaques de plâtre cartonné, ou de fibres de bois, ou bien des cloisons de masse élevée (au moins  $200 \text{ kg/m}^2$ ) ne créent pas ces inconvénients.

- Si, lors du retrait des espaceurs de coffrage, les trous créés n'ont pas été rebouchés. On peut combattre le défaut en remplissant de mortier au moins la moitié de l'épaisseur de la paroi.

Cette liste de causes de pertes d'isolement ne prétend pas être limitative.

### 3 bis. Séparations entre logements contigus, pouvant atteindre le niveau du Label confort acoustique

#### 3 bis 1. Habitations individuelles accolées

a) Double mur avec coupure totale (fondations séparées), chaque mur pesant au moins  $250 \text{ kg/m}^2$ , l'espace entre murs étant en tous points supérieur à  $1 \text{ cm}^{(1)}$  et chaque mur étant enduit une face (au moins).

b) Utilisation de cellules tridimensionnelles.

#### 3 bis 2. Logements en immeuble collectif

a) Double mur avec coupure totale (fondations séparées), chaque mur pesant au moins  $250 \text{ kg/m}^2$ , l'espace entre murs étant en tous points d'au moins  $1 \text{ cm}^{(1)}$ . Chaque mur est enduit sur une face, au moins. Pour des logements en immeuble collectif, cette solution vaut aussi bien pour ceux contigus par des pièces de nature différente, que pour ceux contigus par des pièces de même nature.

b) Utilisation de cellules tridimensionnelles

On a constaté que celles-ci pouvaient être un excellent moyen de procurer l'isolement voulu. Pour les adopter, en toute connaissance de cause, on se référera à des mesures acoustiques effectuées par un laboratoire agréé.

Cette solution présente le grand avantage de se prémunir contre la plupart des trahisons possibles de l'isolement que nous avons cité en fin du paragraphe IV.5.a.3.

c) Un mur, imperméable à l'air, de masse au moins égale à  $450 \text{ kg/m}^2$ , dans le cas de logements en immeuble collectif, contigus par des pièces de même nature de part et d'autre de la séparation :

A titre d'exemple, la séparation peut consister en un mur en béton banché de 20 cm, plus enduits 2 faces : ces enduits peuvent être minces.

1. Pour préserver la coupure, on sera amené à éviter des chutes d'éléments tels que cailloux... Une précaution pourra être de remplir cet espace par un matériau souple tel que le polystyrène expansé de faible densité et rigidité, choisi spécialement pour que la fréquence de résonance masse-ressort-masse n'excède pas 50 Hz environ, compte tenu du rôle joué par le polystyrène entre les deux murs en tant que ressort.

d) Dans le cas des logements en immeuble collectif, contigus par des pièces de même nature de part et d'autre de la séparation :

Une paroi imperméable à l'air de masse  $350 \text{ kg/m}^2$  doublée par une cloison souple et étanche de masse au moins égale à  $10 \text{ kg/m}^2$  aux conditions qui suivent :

- Aucune liaison ou fixation rigide n'existe entre les parois en regard, et l'espace d entre celles-ci est au moins égal à :

$$d_{\text{cmi}} \approx \frac{100}{\text{masse de l'élément de doublage (kg/m}^2\text{)}}$$

- L'espace entre les deux éléments est garni d'un matériau absorbant, notamment à base de fibres minérales ou végétales, non susceptibles de créer une liaison rigide entre les parois. (La présence d'absorbant n'est pas indispensable si l'un des éléments est absorbant par lui-même, le fibraggio par exemple.)
- La paroi de doublage n'est pas une cloison en maçonnerie.
- Les parois adjacentes sont lourdes, leur masse est supérieure à  $400 \text{ kg/m}^2$ .

On s'attachera à éviter toute transmission indirecte du son, telle que, par exemple, celles évoquées en fin du paragraphe IV.5.a.3. cela à plus forte raison puisque le but recherché est plus difficile à atteindre.

On notera que les solutions c et d sont valables si les logements contigus le sont par des pièces de même nature (chambre contre chambre, séjour contre séjour). Elles risquent d'être insuffisantes dans le cas d'une juxtaposition chambre-séjour.

#### 4. Séparations acceptables entre logements et circulations intérieures communes

De nombreuses solutions sont possibles tant pour respecter la réglementation (voir paragraphe IV.5.a) que pour atteindre les performances spécifiées dans le label confort acoustique.

Nous distinguons deux cas : le premier où aucune pièce principale n'est contiguë à une circulation intérieure commune, et le cas contraire.

##### a) *Il n'y a pas de paroi commune à une pièce principale ou une cuisine et les circulations intérieures communes*

On peut admettre que le cheminement des bruits passe par la porte palière et la porte de distribution commandant chacune des pièces.

On sera amené ainsi à spécifier des valeurs d'indice d'affaiblissement aux portes palières qui s'entendent, montées dans leur huisserie : en effet, une mesure de l'indice d'affaiblissement acoustique du battant de porte serait peu significative du comportement in situ de la porte montée dans son bloc huisserie.

Pour les volumes des locaux et les surfaces des parois de séparation usuels, l'isolement peut être atteint :

- Avec une porte palière de très bonne qualité acoustique, c'est-à-dire présentant un indice d'affaiblissement acoustique mesuré en laboratoire, dans son bloc huisserie d'au moins 33 dB (A) pour un bruit rose à l'émission.
- En garnissant l'entrée de matériaux absorbants donnant une aire équivalente d'absorption d'au moins  $3 \text{ m}^2$ , non susceptible d'être occultée par le mobilier et avec une porte palière de bonne qualité acoustique mesurée en laboratoire, dans son bloc huisserie, d'au moins 30 dB (A) pour un bruit rose à l'émission.
- Lorsque chaque pièce du logement est commandée par une porte de distribution, la porte palière ayant un indice d'affaiblissement acoustique mesuré en laboratoire dans son bloc huisserie, d'au moins 25 dB (A).

Indiquons encore que le facteur éloignement ou proximité entre pièce principale et entrée du logement peut accroître ou diminuer l'isolement vis-à-vis des circulations intérieures communes.

b) *Une pièce principale a une paroi commune avec une circulation intérieure commune*

Il est recommandable que la paroi commune entre la pièce principale et la circulation soit un mur de masse au moins égale à  $300 \text{ kg/m}^2$ . Dès lors, la transmission des bruits se fait essentiellement, comme précédemment, par la porte palière, puis la (ou les) porte(s) de distribution.

**4 bis. Séparations entre logements et circulations intérieures communes pouvant atteindre le niveau du Label confort acoustique**

S'il existe une paroi commune entre une pièce principale et la circulation commune intérieure à l'immeuble, cette paroi a une masse au moins égale à  $350 \text{ kg/m}^2$ .

La transmission des bruits qui se fait, dès lors, essentiellement par la porte palière, peut être rendue suffisamment faible par l'une des solutions suivantes :

- Une porte palière de très bonne qualité acoustique, c'est-à-dire présentant un indice d'affaiblissement acoustique, mesuré en laboratoire, dans son bloc huisserie d'au moins  $35 \text{ dB (A)}$  pour un bruit rose à l'émission.
- L'entrée est dotée de matériaux absorbants donnant une aire équivalente d'absorption d'au moins  $3 \text{ m}^2$  à toutes les fréquences (notamment aux médiums et aiguës), et la porte palière est de très bonne qualité acoustique.
- Chaque pièce du logement est commandée par une porte de distribution et la porte palière est de bonne qualité acoustique, son indice d'affaiblissement acoustique devant valoir au moins  $30 \text{ dB (A)}$ .
- Chaque pièce est commandée par une porte de distribution, l'entrée est revêtue de matériaux absorbants donnant une aire équivalente d'absorption d'au moins  $3 \text{ m}^2$  à toutes fréquences (notamment aux médium et aiguës), et la porte palière présente une bonne qualité acoustique, son indice d'affaiblissement acoustique devant valoir au moins  $25 \text{ dB (A)}$ .

**5. Séparations acceptables entre logements superposés**

Celles-ci peuvent être constituées par des planchers simples ou par des planchers composés (plancher avec plafond distinct ou avec sol flottant). Les séparations décrites sont supposées imperméables à l'air, condition absolument nécessaire pour atteindre les isolements exigés.

a) *Planchers simples*

Les planchers simples (exemples : dalle pleine en béton armé, planchers à poutrelles...) sont des planchers dont les constituants sont reliés rigidement les uns aux autres. Comme pour les murs simples, l'isolément entre logements superposés pourra être satisfaisant si le plancher a une masse supérieure à  $400 \text{ kg/m}^2$  et s'il est plein <sup>(1)</sup>.

Cela est réalisé en particulier pour une dalle pleine en béton armé de  $17 \text{ cm}$  d'épaisseur, brut de décoffrage, et pour une dalle pleine en béton armé de  $16 \text{ cm}$ , plus enduit de lissage et revêtement de sol.

b) *Plancher composé (doublage superposé au support)*

L'isolément entre logements superposés pourra être satisfaisant avec un plancher imperméable à l'air de masse égale ou supérieure à  $250 \text{ kg/m}^2$ , recouvert d'un sol flottant tel que parquet sur lambourdes flottantes ou dalle flottante, aux conditions suivantes :

- Mise en place sur un matériau suffisamment souple pour que l'écrasement statique sous charge soit au moins égal à  $1 \text{ mm}$ , tout en restant dans le domaine élastique.
- Le volume compris entre le sol flottant et le plancher est, par  $\text{m}^2$  de sol, d'au moins  $1 \text{ m}^3$  divisé par la masse  $M$ , en  $\text{kg/m}^2$ , du sol flottant (exemple, pour une dalle flottante de masse  $100 \text{ kg/m}^2$  :  $0,01 \text{ m}^3$  par  $\text{m}^2$  de sol, ce qui correspond à un écart minimal de  $1 \text{ cm}$  entre dalle flottante et plancher.

1. Dans le cas des planchers creux, il n'est pas absolument certain qu'une masse de  $400 \text{ kg/m}^2$  soit suffisante pour procurer les isolements demandés.

- Ce volume est, au moins partiellement, garni de matériau absorbant (exemple : fibres minérales ou végétales).
- Aucune liaison rigide (telle que scellement au plâtre, coulée de mortier, présence de gravats...) ne doit exister entre le sol flottant d'une part, et, d'autre part, le gros œuvre, les mesuïseries, les canalisations, les huisseries, les plinthes.
- Les parois adjacentes au plancher sont lourdes (au moins 400 kg/m<sup>2</sup>).

c) *Plancher composé (doublage suspendu au support)*

L'isolement entre logements superposés pourra être satisfaisant avec un plancher imperméable à l'air de masse égale ou supérieure à 250 kg/m<sup>2</sup>, doublé par un plafond suspendu souple, imperméable à l'air, aux conditions suivantes :

- Aucune liaison ou fixation rigide n'existe entre le plancher et le plafond suspendu, et l'espace d'air d entre ceux-ci est au moins égal à :

$$d_{\text{cm}} \geq \frac{100}{\text{masse du plafond suspendu (kg/m}^2\text{)}}$$

Cet espace est garni au moins en partie d'un matériau absorbant notamment à base de fibres minérales ou végétales, ne créant aucune liaison rigide entre le plancher et le plafond suspendu. (L'absorbant n'est pas indispensable si le plafond suspendu est absorbant.)

- Les parois adjacentes au plancher sont lourdes (masse supérieure à 400 kg/m<sup>2</sup>).

Des exemples de planchers composés peuvent être vus en figure 93.

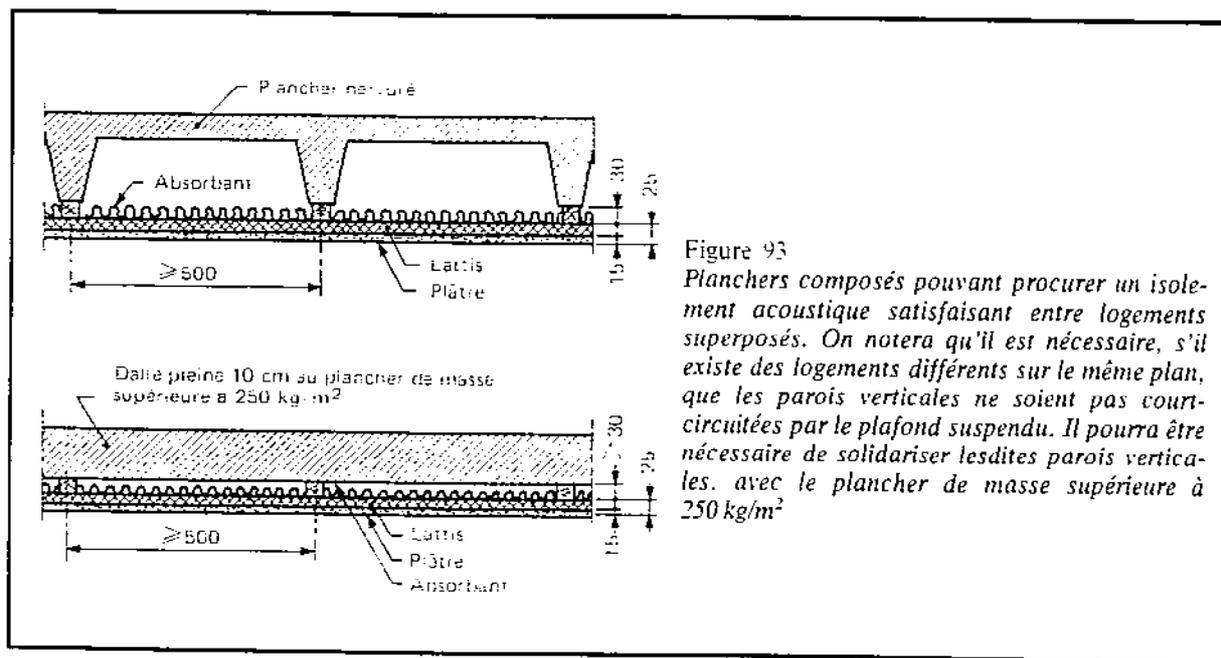


Figure 93  
Planchers composés pouvant procurer un isolement acoustique satisfaisant entre logements superposés. On notera qu'il est nécessaire, s'il existe des logements différents sur le même plan, que les parois verticales ne soient pas court-circuitées par le plafond suspendu. Il pourra être nécessaire de solidariser lesdites parois verticales, avec le plancher de masse supérieure à 250 kg/m<sup>2</sup>

d) *Utilisation de cellules tridimensionnelles*

(voir paragraphe 3c)

e) *Observations générales relatives aux solutions a, b, c, d*

Dans tous les cas, il faut éviter qu'une transmission parasite dégrade l'isolement acoustique que l'on se propose d'obtenir.

A titre d'exemple, des transmissions parasites du son importantes risquent d'exister, soit du fait des dispositions du plan (voir les premiers alinéas), soit par les équipements des logements :

- Si les locaux sont bordés de cloisons légères en éléments maçonnés, de surface cumulée S (cumulée dans les deux locaux émetteur et récepteur), celles-ci créant des transmissions

latérales particulièrement importantes si elles sont nombreuses et de grande surface, disons supérieure à 5 m<sup>2</sup> environ. la chute de l'isolement peut atteindre une valeur de l'ordre de S 15 à S 10 (voir le *Cahier du CSTB* n° 48). Par contre, des cloisons à faible facteur de rayonnement, telles les cloisons à base de plaques de plâtre cartonné, ou des cloisons de masse élevée (au moins 200 kg m<sup>-2</sup>) ne créent pas ces inconvénients.

- Si, dans le cas d'un joint de dilatation l'un des murs, de part et d'autre de ce joint, a une masse inférieure à 200 kg m<sup>-2</sup>.
- S'il existe un joint de dilatation à l'intérieur d'un logement.
- Si une façade-rideau est commune aux deux logements superposés.

La perte d'isolement peut provenir de la transmission par l'élément lui-même (fig. 94), et aussi de défauts d'étanchéité entre l'élément et le plancher. Seuls, des résultats de mesure *in situ*, ou en laboratoire conçu pour l'étude des transmissions latérales, peuvent prouver que ce type de transmissions parasites peut, dans un cas précis, être négligé.

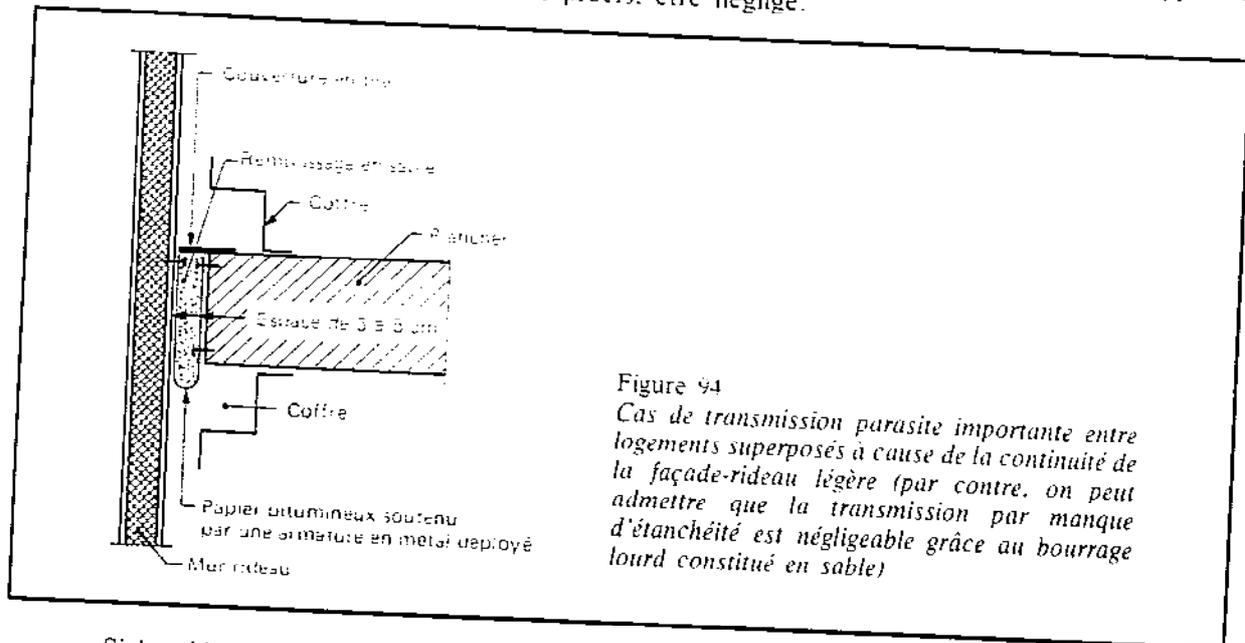


Figure 94  
Cas de transmission parasite importante entre logements superposés à cause de la continuité de la façade-rideau légère (par contre, on peut admettre que la transmission par manque d'étanchéité est négligeable grâce au bourrage lourd constitué en sable)

- Si le vide-ordures traverse les cuisines sans être enfermé dans un placard. Les remèdes peuvent être ceux indiqués au paragraphe IV.5.a.3.
- S'il existe une gaine technique construite en matériaux légers sans séparation horizontale au droit de chaque plancher (fig. 95). Le remède consiste à couper la gaine à chaque plancher par une séparation qui doit être étanche (pour des raisons acoustiques, mais aussi pour d'autres raisons).

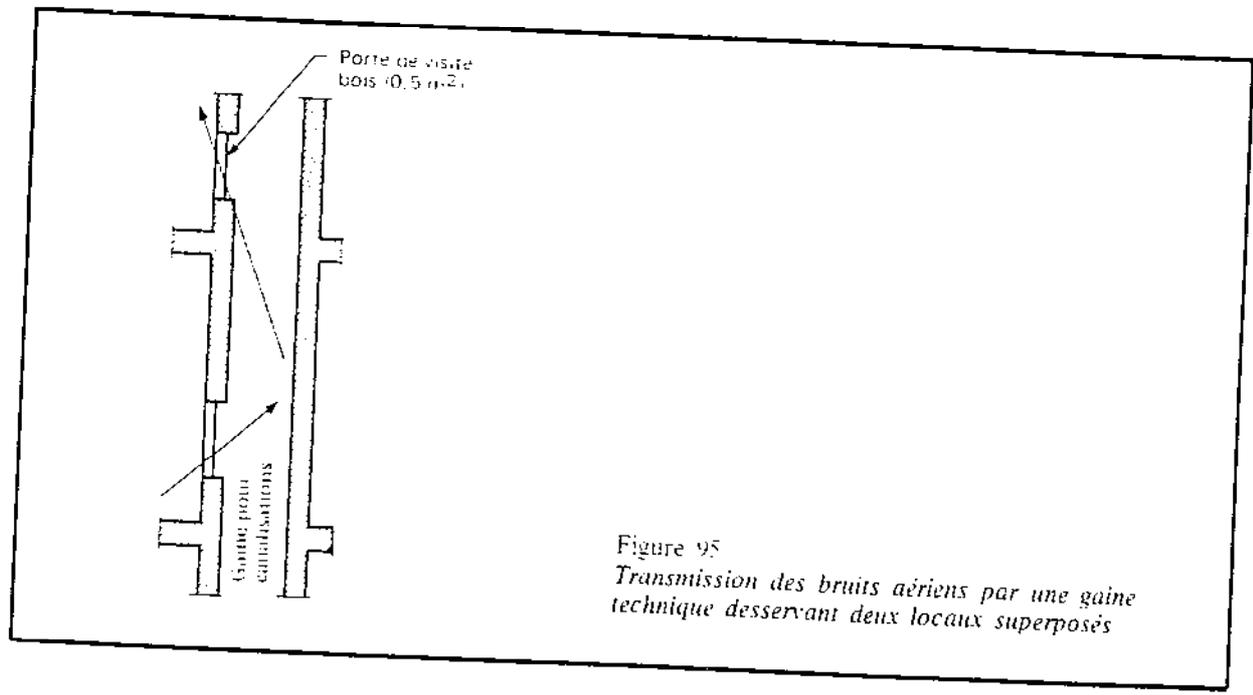


Figure 95  
Transmission des bruits aériens par une gaine technique desservant deux locaux superposés

- Si, en ventilation naturelle, deux pièces de deux logements superposés sont raccordées à un même conduit collectif présentant une surface intérieure lisse. Le remède peut consister à réaliser des conduits individuels.
- En ventilation mécanique, les faibles sections des orifices peuvent dans certains cas, procurer l'isolement désiré entre logements superposés raccordés à un même conduit collectif. Plus précisément, et pour une bouche donnée, la différence  $\delta$ , exprimée en dB (A) pour un bruit émis rose entre le niveau de pression réverbéré  $L_{re}$  dans le local d'émission, et le niveau de puissance acoustique transmise dans le local de réception, est fonction croissante de la dépression de la bouche et décroissante du débit assuré par celle-ci (on peut encore dire que  $\delta$  est fonction décroissante de la section libre  $S$  de passage d'air).

On a bien entendu intérêt à ce que  $\delta$  soit le plus grand possible.

Si on possède le résultat d'une mesure, qui donne directement  $\delta$  dans les conditions aérauliques qui seront celles de l'utilisation normale, il faut <sup>(1)</sup> :

$$\delta \geq 62 - 10 \log V \quad \text{dB (A)}$$

pour que l'influence sur l'isolement entre locaux superposés desservis par la ventilation mécanique ne compromette pas l'isolement réglementaire entre les locaux supposés être de volume  $V$  (exprimé en  $m^3$ ).

Si on ne possède pas de résultat de mesure, il est proposé de suivre les recommandations suivantes :

- Profil de la bouche le plus aérodynamique possible.
- Limitation à  $35 \text{ cm}^2$  de la section  $S$ . Ceci entraîne bien souvent, une dépression aux bouches au moins égale à 70 Pa, excepté dans le cas de bouches d'extraction à géométrie variable commandée par la dépression à la bouche. Celle-ci pourra alors descendre jusqu'à 50 Pa.
- Noyau des bouches suffisamment isolant. Le minimum est, soit une simple tôle d'épaisseur 1 mm, soit une simple feuille plastique d'épaisseur 5 mm. Le caractère isolant du noyau est d'autant plus nécessaire dans le cas où il est fixé en un seul point central.
- Conduits de raccordement individuels dont le diamètre n'excède pas 130 mm.
- S'il existe des canalisations (par exemple de chauffage) traversant la séparation causant ainsi une transmission de bruits, soit par manque d'étanchéité, soit par le fait de leur faible masse superficielle (cas des canalisations de chute d'eaux usées ou pluviales), soit encore par le fait de la faible masse superficielle des équipements (exemple : corps de chauffe tels que radiateurs ou convecteurs) qu'elles alimentent.

Pour éviter ces risques, rencontrés dans le chauffage collectif distribué par eau chaude, un remède est d'utiliser des corps de chauffe lourds, ou des corps de chauffe dont on a mesuré en laboratoire la faiblesse de leur effet « interphone », dans les conditions qui seront celles de la future utilisation (y compris le remplissage en eau).

Un remède, valable essentiellement dans le cas de la transmission par manque d'étanchéité autour de la canalisation, est l'emploi de fourreaux souples et minces, bien ajustés au diamètre des canalisations montantes. Un autre remède est de placer la canalisation dans une gaine (en plâtre cartonné de 10 mm, ou en amiante-ciment, par exemple), avec bourrage intérieur de cette gaine en fibres minérales. Un autre encore peut éventuellement consister en une distribution en étoile autour d'un point peu sensible au bruit tel que paliers, ou placard.

- Si les trémies sont mal rebouchées. Pour ne pas rompre l'isolement vertical, il est nécessaire que l'obturation soit suffisamment lourde. Par exemple, il est certain qu'un rebouchage à l'aide des déchets de chantier conduirait à un mauvais résultat.

Cette liste de causes de pertes d'isolement ne prétend pas être limitative.

1. Si $V = 4 \text{ m}^3$ , il faut $\delta \geq 56 \text{ dB (A)}$	Si $V = 16 \text{ m}^3$ , il faut $\delta \geq 50 \text{ dB (A)}$
Si $V = 5 \text{ m}^3$ , il faut $\delta \geq 55 \text{ dB (A)}$	Si $V = 20 \text{ m}^3$ , il faut $\delta \geq 49 \text{ dB (A)}$
Si $V = 6,3 \text{ m}^3$ , il faut $\delta \geq 54 \text{ dB (A)}$	Si $V = 25 \text{ m}^3$ , il faut $\delta \geq 48 \text{ dB (A)}$
Si $V = 8 \text{ m}^3$ , il faut $\delta \geq 53 \text{ dB (A)}$	Si $V = 32 \text{ m}^3$ , il faut $\delta \geq 47 \text{ dB (A)}$
Si $V = 10 \text{ m}^3$ , il faut $\delta \geq 52 \text{ dB (A)}$	

### 5 bis. Séparations entre logements superposés pouvant atteindre le niveau du label confort acoustique

Dans le cas d'immeubles collectifs dont le plan est identique à tous les étages :

- Un plancher simple imperméable à l'air, de masse au moins égale à  $450 \text{ kg/m}^2$ , par exemple une dalle pleine en béton armé d'épaisseur 20 cm, plus enduit de lissage et revêtement de sol.
- Un plancher de masse au moins égale à  $350 \text{ kg/m}^2$ , imperméable à l'air, recouvert par un parquet sur lambourdes flottantes ou par une dalle flottante aux conditions énumérées au paragraphe IV.5.a.5 (alinéa b).
- Un plancher de masse au moins égale à  $350 \text{ kg/m}^2$ , imperméable à l'air, doublé d'un plafond suspendu aux conditions énumérées au paragraphe IV.5.a.5 (alinéa c).
- La solution donnée au paragraphe IV 5.a.5 (alinéa d) à condition que la pose de chaque cellule sur celle du dessous soit suffisamment élastique.

On s'attachera a fortiori à éviter toute transmission parasite du son.

### 6. Séparations acceptables entre logements et locaux d'activité

L'exigence d'isolement est de 5 dB plus élevée que celle entre logements différents ; on peut obtenir cet isolement par :

- Une paroi de masse  $600 \text{ kg/m}^2$  sans trous ni fentes.
- Une paroi de masse  $350 \text{ kg/m}^2$ , imperméable à l'air doublée par une cloison souple et étanche de masse au moins égale à  $10 \text{ kg/m}^2$ , aux conditions suivantes :  
aucune liaison ou fixation rigide n'existe entre les parois en regard, et l'espace d entre celles-ci est au moins égal à :

$$d \text{ (cm)} \geq \frac{100}{\text{masse de l'élément de doublage (kg.m}^{-2}\text{)}}$$

L'espace entre les deux éléments est garni au moins partiellement d'un matériau absorbant, notamment à base de fibres minérales ou végétales, non susceptibles de créer une liaison rigide entre les parois (présence d'absorbant non indispensable si l'un des éléments est absorbant par lui-même, le fibragglo par exemple).

La paroi de doublage n'est pas une cloison en maçonnerie.

Les parois adjacentes sont lourdes (masse supérieure à  $400 \text{ kg/m}^2$ ).

- Un plancher de masse  $350 \text{ kg/m}^2$  imperméable à l'air recouvert par un sol flottant ou doublé par un plafond suspendu, aux conditions énumérées dans le paragraphe IV.5.a.5.

### 6 bis. Séparations entre logements et locaux d'activité pouvant atteindre le niveau du label

Nous mentionnons, pour les cas de juxtaposition, les solutions décrites aux alinéas a et b du paragraphe 3 bis. Pour les cas de superposition, nous mentionnons la technique dite de la boîte dans la boîte.

## IV.5.b. PROTECTION CONTRE LES BRUITS DE CHOC

### 1. Rappel des exigences réglementaires (arrêté du 14 juin 1969)

L'isolation procurée par les planchers recouverts de leurs revêtements de sol doit être telle que le fonctionnement de la machine à choc normalisée, en un endroit quelconque d'un logement, ne crée pas, dans les pièces principales des logements voisins, un niveau de pression acoustique supérieur à 70 dB (A).

## 2. Transmissions d'impact verticale et en diagonale

Il faut souligner qu'un impact sur le sol d'une pièce est perçu à l'étage inférieur<sup>(1)</sup>, non seulement dans la pièce située immédiatement au-dessous, mais aussi dans les pièces contiguës à cette dernière, la transmission ayant lieu ainsi en diagonale.

En supposant que le plan des locaux soit identique à chaque étage, on a donc à considérer deux types de transmissions de bruits de chocs :

- Bruits de chocs se transmettant d'une pièce principale à la pièce principale immédiatement en-dessous.
- Bruits de chocs se transmettant en diagonale, notamment d'une pièce de service à une pièce principale du niveau inférieur contiguë à la pièce de service.

## 3. Ensembles plancher et revêtement acceptables aux bruits de chocs

En ce qui concerne la transmission des chocs normalisés, on obtient satisfaction avec les solutions qui suivent :

- Une dalle pleine<sup>(2)</sup> en béton d'épaisseur  $e$  exprimée en centimètres ( $\geq 16$  cm) recouverte d'un revêtement de sol dont l'efficacité  $\Delta L$  soit au moins :

13 dB (A) si $e = 16$	11 dB (A) si $e = 18$ ou 19
12 dB (A) si $e = 17$	10 dB (A) si $e = 20$

- Un ensemble plancher et revêtement de sol pour lequel des mesures en laboratoire ont prouvé que le niveau global pondéré (A) des bruits de chocs normalisés qu'il transmet, n'excède pas 70 dB (A). Toutefois, si le local de réception comporte trois cloisons légères, en maçonnerie de grande surface (disons plus de 5 m<sup>2</sup> chacune), le résultat escompté peut ne pas être atteint.
- Dans le cas de la transmission diagonale (par exemple de chocs émis dans une pièce de service et reçus dans les pièces principales), si la pièce de service est séparée des pièces principales par une cloison légère maçonnée, on pourra soit se rapporter aux deux alinéas précédents, soit admettre une qualité acoustique légèrement moindre (de 1 ou 2 dB) du revêtement de sol. L'efficacité  $\Delta L$  de ce dernier pourra donc être de 1 à 2 dB moindre que les valeurs précédemment conseillées.
- Dans le cas de la transmission diagonale si la pièce de service est séparée des pièces principales par une cloison légère à faible rayonnement (plaques minces de plâtre cartonné, ou à base d'amiante ciment ou de panneaux de particules), on considérera comme une bonne solution une dalle pleine en béton d'épaisseur 16 cm recouverte d'un revêtement de sol dont l'efficacité  $\Delta L$  ne soit pas inférieure à 10 dB (A).
- Dans le cas de la transmission diagonale si la pièce de service est séparée des pièces principales par un mur lourd (au moins 250 kg/m<sup>2</sup>), une dalle pleine en béton d'épaisseur 16 cm recouverte d'un revêtement de sol d'efficacité supérieure à 7 dB (A).

### 3 bis. Ensemble plancher et revêtement pouvant atteindre le niveau du label

Le niveau du label peut être obtenu avec les mêmes solutions que celles vues au paragraphe immédiatement précédent, à condition d'accroître de 3 dB (A) toutes les valeurs de  $\Delta L$  vues aux divers alinéas.

Indiquons aussi qu'un joint de dilatation entre l'émission des chocs et la réception du bruit causé par ceux-ci réduit très notablement la transmission des bruits d'impact. Ce peut être le cas notamment de maisons individuelles voisines lorsqu'elles sont séparées par un mur double sans que les dalles et le mur filent d'une maison à une autre.

1. Dans la construction traditionnelle et dans la construction préfabriquée lourde, on ne considère que les bruits de chocs venant des locaux supérieurs. Dans le cas d'une construction préfabriquée légère, il est probable que les transmissions de bruits de chocs doivent être également considérées entre pièces voisines.

2. Dans le cas de planchers creux, il n'est pas certain que les revêtements de sol indiqués soient suffisants. Des essais peuvent alors être nécessaires.

TABLEAU 1 QUELQUES REVÊTEMENTS DE SOL ESSAYÉS AU CSTB

(1) Niveau de bruit de choc normalisé en dB (A), sous une dalle pleine en béton armé de 400 kg m<sup>2</sup> couverte par le revêtement et ce sur local de volume 30 m<sup>3</sup>(2) Réduction en dB (A) du niveau de bruit de chocs normalisé  $\Delta L$ 

Revêtements	(1)	(2)
Moquette courante sur thibaude ou sur sous-couche alvéolaire.....	40 à 54	28 à 43
Tapis à velours nappé ou implanté.....	52 à 54	28 à 29
Tapis vinylique homogène posé par tension entre plinthes sur thibaude de feutre de 800 g/m <sup>2</sup> .....	51	31
Tapis aiguilleté, avec envers mousse.....	53 à 57	25 à 30
Dalle flottante 4 cm béton armé sur 1 cm de fibres minérales longues.....	55 à 60	23 à 28
Tapis caoutchouc à sous-couche cellulaire de 2 à 3 mm.....		
Parquet par panneaux, flottant sur 2 cm de sciure de bois imprégnée au bitume.....	58 à 65	17 à 25
Parquet à lambourdes flottantes sur bandes de feutre liégé bitumé (grains de liège de 4 mm), ou sur panneaux légers de 1 cm d'épaisseur en fibres de bois imprégnées au brai.....		
Parquet par panneaux, flottant sur panneaux légers de 1 cm d'épaisseur en fibres de bois imprégnées au brai.....		
Tapis aiguilleté, sans envers mousse.....	58 à 67	15 à 25
Dalle flottante 4 cm béton armé sur grains de liège collés sur feutre bitumé (épaisseur de la sous-couche 13 mm).....	61	21
Tapis vinylique sur semelle alvéolaire, épaisseur totale 3 à 4,2 mm.....	67 à 70	12 à 16
Parquet à bâtons rompus posés directement sur le plancher ou avec interposition de sable ou de panneaux légers de fibres de bois.....	63 à 67	15 à 20
Tapis vinylique sur semelle alvéolaire et carton d'amiante. Epaisseur totale 3,2 à 3,5 mm ...	67	14 à 16
Dalle flottante 4 cm en béton armé sur grains de liège collés sur feutre bitumé (épaisseur de la sous-couche 8 mm).....	65	17
Tapis vinylique sur feutre jute 700 g/m <sup>2</sup> .....	67 à 74	8 à 16
Dalle flottante 4 cm en béton armé sur 2 cm de balle de riz liée au bitume.....	70	12 à 13
Dalles vinyliques de 2 mm sur sous-couche de 2,8 mm en granulés de fibres de bois.....		
Tapis vinylique sur feutre synthétique (polyester).....	69 à 71	11 à 14
Parquet à l'anglaise sur lambourdes simplement posées sur le plancher ou fixées à lui (par clouage spécial ou scellement au plâtre ou au bitume).....	70	12
Chape asphalte de 20 mm sur deux cartons feutres de 360 g/m <sup>2</sup> , revêtue de vinyl amiante.....	71	11
Parquet mosaïque collé sur panneaux légers de 1 cm d'épaisseur en fibres de bois imprégnées au brai.....	70 à 71	11 à 12
Dalles vinyliques à semelle chargé en liège, l'épaisseur de la semelle étant 2 mm.....	71 à 72	10 à 12
Parquet à bâtons rompus en chêne posé à bain de bitume.....		
Dalle flottante 4 cm béton armé sur tapis de fibres végétales 1 cm.....	71 à 72	10 à 12
Parquet mosaïque collé sur liège aggloméré 2 à 4 mm.....		
Tapis vinylique à semelle alvéolaire et carton d'amiante ; épaisseur totale 2 à 2,2 mm.....	74	7 à 8
Tapis thermoplastique sur carton feutre 500 g/m <sup>2</sup> .....		
Dalles vinyliques sur semelle chargée en liège, l'épaisseur de la semelle étant 1,5 mm.....	75	
Grès cérame collé sur sous-couche de 8 mm à base de liège réalisée <i>in situ</i> .....		
Parquet mosaïque collé.....	77 à 80	3 à 6
Dalles en caoutchouc plein, épaisseur 3 à 4 mm.....		
Linoléum.....	76 à 78	5 à 7
Tapis vinylique calandré sur support textile.....		
Tapis ou dalles plastiques sans support textile ni sous-couche élastique incorporée.....	80	3

## IV.5.c. PROTECTION CONTRE LES BRUITS DE FONCTIONNEMENT DES ÉQUIPEMENTS

### 1. Rappel des exigences réglementaires (arrêtés du 14 juin 1969 et du 22 décembre 1975)

Dans les pièces principales, les équipements collectifs d'un immeuble ne doivent pas créer un niveau de bruit supérieur à 30 dB (A) et les équipements individuels (extérieurs au logement) n'y doivent pas créer un niveau de bruit supérieur à 35 dB (A).

Dans les cuisines, les équipements individuels ou collectifs d'un immeuble ne doivent pas créer un niveau de bruit supérieur à 38 dB (A) et les installations de ventilation mécanique (c'est-à-dire la bouche d'extraction de la cuisine) n'y doivent pas créer un niveau de bruit supérieur à 35 dB (A) (la bouche étant à sa position de débit minimal).

### 2. Considérations générales relatives à la disposition des lieux et à la conception des équipements

Les dispositions du plan ont une incidence importante sur la transmission des bruits de fonctionnement des équipements. Lorsque les équipements sont collectifs on s'attachera le plus possible à ce que les locaux qui les contiennent ne soient pas contigus à (ou juste dessus ou juste dessous) des pièces principales de logements. En effet, on ne peut espérer obtenir un bon résultat sauf précautions particulières convenablement étudiées, en juxtaposant ou superposant à une chambre d'un logement, la cuisine, la salle d'eau ou le WC d'un logement voisin, ou en juxtaposant la cuisine et la chambre d'un même logement, ou en plaçant une chambre contre une cage d'escalier ou d'ascenseur.

La conception des équipements a aussi une grande importance sur les bruits transmis, à laquelle on ne saurait accorder trop d'attention, en raison de la sévérité des exigences réglementaires.

Il est fort utile que les constructeurs des équipements fournissent les caractéristiques acoustiques de ceux-ci particulièrement dans les cas où existe un code d'essai pour leur détermination en laboratoire (exemple : bruit des robinets, normes AFNOR NF S 31-014 à 31-016).

### 2 bis. Considérations générales en rapport avec le label

Les considérations qui précèdent sont valables, *a fortiori*, si l'on vise le niveau du label confort acoustique.

### 3 et 3 bis. Équipements collectifs

La protection contre les bruits qu'ils émettent dépend à la fois de la puissance acoustique des équipements et de l'isolement acoustique entre ceux-ci et les pièces principales. Ceci revient à dire que les équipements collectifs seront satisfaisants si leur éloignement des pièces principales est en rapport avec le bruit qu'ils produisent. Ainsi, lorsqu'ils sont particulièrement bruyants on peut les reléguer judicieusement soit en des emplacements non contigus à des logements, soit en terrasse, sous certaines conditions (1).

Si des équipements généraux sont davantage « imbriqués » dans les espaces réservés aux logements, les solutions consisteront en des isolements plus soignés, et par là même beaucoup plus difficiles à obtenir.

1. A savoir : de placer les équipements sur une dalle flottante ou sur un caisson flottant lourd), dans un local recouvert intérieurement d'absorbants, les canalisations étant interrompues par des manchons souples au droit des séparations du local avec un (des) logement(s). En outre, on remarquera, malgré l'absence de réglementation, que lesdits équipements peuvent, dans certains cas (chaufferies, centrales de ventilation...) envoyer de l'énergie acoustique vers des logements voisins. Ceux-ci seraient alors particulièrement gênés si leur ventilation et, éventuellement, leur confort d'été ne peuvent être assurés que par l'ouverture des fenêtres. S'il en est ainsi, la solution retenue est de n'admettre à 2 m devant les façades exposées qu'un niveau de pression acoustique n'excédant pas 40 dB (A), et ne comportant aucune fréquence pure décelable.

### a) Ascenseur

Il est conseillé aux constructeurs de s'adresser aux fabricants d'ascenseurs pour obtenir des renseignements sur les bruits émis (bruits de machinerie, bruits émis par les vibrations des guides, bruits résultant du passage d'une vitesse à l'autre dans le cas de plusieurs vitesses de défilement, bruits de claquements de portes, bruits de déclenchements de relais, de contacteurs...). L'expérience montre que certains fabricants savent construire des ascenseurs absolument silencieux.

S'il n'en était pas ainsi, on pourrait, dans le cas où il n'a pu être évité qu'une pièce principale soit contiguë à une cage d'ascenseur, rechercher la solution :

- soit dans un mur lourd en béton de masse  $700 \text{ kg/m}^2$ , séparant la pièce principale de la cage d'ascenseur,
- soit dans un ensemble de deux murs de masse non inférieure à  $300 \text{ kg/m}^2$ , pour chacun d'eux, séparés par un espace d'air de 3 cm.
- soit par une construction du type « boîte dans la boîte », de fréquence de résonance masse-ressort-masse inférieure à 30 Hz avec amortissement de cet espace intérieur.

De toute manière, il est indispensable que la machinerie (moteurs, treuils, poulies...) repose sur un socle antivibratoire, que le passage d'une vitesse à l'autre soit effectué progressivement et non brusquement, et que les guides et contacts divers soient conçus pour éviter les vibrations et claquements perceptibles. En service, le maintien des caractéristiques acoustiques est subordonné au bon entretien.

### b) Installation de chauffage

Lorsque cette installation est bruyante, elle l'est bien souvent par le fait :

- de l'équipement principal de chauffe, par exemple s'il y a identité des fréquences de résonance de la flamme et de la chambre de combustion,
- des équipements asservis à l'équipement principal, tels que les ventilateurs et les pompes de circulation,
- des bruits de manutention du combustible si le raccord de ravitaillement est proche de fenêtres de logements.

Les modes de propagation de tous ces bruits sont fort divers : elle peut se faire par l'air (ventilation haute et basse), au travers des parois par le gros œuvre et par les canalisations. Il en résulte, quelle que soit la disposition relative de la chaufferie par rapport aux logements, les conditions communes suivantes, nécessaires pour qu'une chaufferie ne soit pas cause de troubles acoustiques :

- cheminée et carnaux désolidarisés des bâtiments d'habitation (cependant des attaches ponctuelles de stabilité sont acceptables),
- conduits d'alimentation en air munis de silencieux d'autant plus efficaces que les entrées d'air sont vues des logements sous un angle solide plus grand. Des volumes absorbants peuvent, pour cela, être utilisés ou une orientation des entrées d'air vers des espaces non habités (conception qui est très souhaitable),
- raccord de ravitaillement en combustible éloigné des façades des logements.

Ces conditions étant supposées réunies, on peut trouver, pour limiter les transmissions du son directes entre la chaufferie et les logements, des solutions qui consistent :

- soit dans la réduction du bruit de la source, soit dans l'éloignement entre la chaufferie et les logements : par exemple, une chaufferie est placée dans un bâtiment spécial, comportant des murs et une couverture lourds, ou bien est enterrée, avec une couverture lourde ; on notera que, bien souvent, si ce bâtiment comporte des grandes surfaces vitrées comme parois extérieures, la tranquillité des logements voisins est compromise ;
- dans les cas où il est impossible de bénéficier des dispositions précédentes, à accroître l'isolement acoustique ainsi que les précautions antivibratoires entre la chaufferie et les logements. Il semble que cela ne soit possible que dans les cas où l'équipement de chauffe n'a qu'une puissance relativement faible.

Les précautions antivibratoires usuelles sont :

- la pompe de circulation est correctement dimensionnée et réglée pour travailler dans des conditions optimales, elle repose sur un massif désolidarisé du sol, et aussi bien en amont qu'en aval, sa canalisation est équipée de manchons souples afin d'éviter la propagation de vibrations par ce canal ; il est déconseillé d'utiliser des moteurs dont la vitesse de rotation excède 1 500 tours/minute ;
- toutes les canalisations sont désolidarisées des murs et planchers par colliers, plots, coquilles, chevilles, attaches antivibratoires ;
- s'il existe des groupes moto-ventilateurs, ils sont posés sur dalle flottante ou sur des dispositifs équivalents tels que silent-blocs... et ils sont séparés des conduits par des manchons souples.

Pour ce qui est des bruits aériens, les précautions à prendre sont les suivantes :

- dans le cas d'une chaufferie sur terrasse, une solution peut être que l'équipement de chauffe se trouve sur une dalle flottante lourde (ou un dispositif équivalent tel que caisson flottant...), le plancher haut des logements au-dessus desquels se trouve la chaufferie ayant une masse supérieure à  $500 \text{ kg/m}^2$  ;
- dans le cas d'une chaufferie en sous-sol, une solution est de la placer en-dessous d'un étage non habité (locaux techniques ou commerciaux, lieux de passage...);
- dans le cas d'une chaufferie située directement sous un logement (ou contiguë à un logement) le problème acoustique est très difficile, voire même impossible à résoudre si l'équipement de chauffe est bruyant (niveau de bruit dans la chaufferie supérieur à une valeur de l'ordre de 85 dB (A)). Une solution pour le résoudre, si le niveau de bruit à l'émission est inférieur à 85 dB (A), peut être d'entourer le local chaufferie de parois lourdes d'au moins  $600 \text{ kg/m}^2$  doublées par un plafond suspendu étanche et souple (pour le plancher haut de ce local) et par des parois souples et étanches (pour les murs), le plafond et les parois ayant une masse de 10 à  $25 \text{ kg/m}^2$  et se trouvant à au moins 10 cm des parois doublées, cet espace étant garni en partie ou totalement d'absorbants. La liaison entre chaque paroi de doublage et paroi doublée, est aussi lâche que possible. L'isolement ne doit pas être ruiné par des trous, fixations, suspentes, passages de canalisations...

Pour concrétiser les considérations précédentes par un exemple simple, indiquons qu'une pièce principale se trouvant sur une chaufferie de puissance calorifique 2 000 kilowatts devrait être séparée par une séparation telle que celle qui vient d'être décrite, sinon le bruit reçu dans la pièce principale serait tout à fait excessif.

Les précautions précédentes seront prises *a fortiori* dès l'instant que la qualité définie par le label confort acoustique est visée. Par exemple, les dispositions décrites au dernier alinéa sont valables si, dans le local chaufferie, le niveau du bruit n'y dépasse pas 80 dB (A).

### c) Pompes utilisées pour la distribution d'eau

S'il existe de tels appareils (exemple : surpresseurs), les mêmes précautions que celles énoncées au paragraphe précédent sont valables.

### d) Précautions contre les bruits de dilatation

Une solution est d'assurer la libre dilatation des canalisations dans lesquelles circule l'eau chaude. Cela peut être obtenu par des supports permettant un léger mouvement longitudinal, par des formes courbes étudiées à cet effet (boucles, coudes, lyres...). Une précaution supplémentaire est que la température de l'eau ne subisse pas de variations importantes.

### e) Équipements de ventilation mécanique

On rappelle que le dispositif usuel, qui doit assurer un renouvellement d'air de 1 vol/h des pièces principales, consiste en une extraction d'air dans les pièces de service tandis que l'air neuf s'introduit naturellement dans les pièces principales, par l'effet de la légère dépression créée par l'extraction mécanique. Toutefois, il n'est pas exclu d'envisager à la fois l'extraction et l'amenée d'air mécaniques (ce qui permet, par exemple, la récupération de la chaleur de l'air extrait, qui est renvoyée au logement par un échangeur et les conduits d'air neuf ainsi plus ou moins réchauffé. Cela peut être excellent dans le sens de l'économie d'énergie).

Les sources de bruit peuvent être :

- le bruit du ventilateur lui-même parvenant par voie solide (vibrations dues à des balourds) ou par voie aérienne, soit par les conduits (à contre-courant) soit à travers les parois lorsqu'elles sont trop peu isolantes. Le bruit peut arriver dans des logements de l'immeuble ventilé ainsi que dans des logements situés dans des immeubles voisins subissant la transmission directe extérieure du bruit du ventilateur ;
- le passage de l'air dans les conduits et surtout dans les bouches.

Pour limiter les transmissions du bruit du ventilateur par le gros œuvre, la solution retenue est de monter le ventilateur sur une dalle flottante<sup>(1)</sup> ou sur des dispositifs équivalents, tels que supports antivibratiles.

Pour profiter pleinement de cette disposition, des manchettes souples existeront entre les conduits et les ouïes du ventilateur, excepté dans les cas où les conduits sont déjà désolidarisés du groupe moto-ventilateur (soit si celui-ci est « flottant » dans son caisson, soit s'il est sur un sol flottant ou sur des supports antivibratiles, soit encore s'il met en dépression un local étanche dans lequel aboutissent les conduits, ce qui nécessitera alors des manchettes souples entre ce local et le ventilateur, du côté de l'éjection de l'air). Les manchettes souples ne devront pas pouvoir se rabattre, même partiellement, sur le chemin parcouru par l'air, soit au refoulement, soit à l'admission de l'air dans la turbine.

Lorsque la vitesse de l'air dans les conduits ou à travers les bouches est élevée, elle risque surtout, au droit des obstacles tels qu'embouchures, coudes, étranglements, raccordements, de créer du bruit par ces turbulences. Pour des raisons acoustiques, mais aussi pour des raisons différentes (sécurité au feu, perte de charge), la solution retenue est de limiter la vitesse de l'air dans les conduits à une valeur<sup>(2)</sup> de 3 à 4 m/s selon le diamètre des conduits et leur emplacement (plus ou moins proche des logements).

Quant aux bouches, il convient que les constructeurs fournissent le niveau de puissance acoustique en dB (A) dans des conditions aérauliques spécifiées (niveau qui pour le débit minimal en cuisine doit être inférieur à 35 dB (A)).

En l'absence d'une valeur mesurée du niveau de puissance acoustique, on recommandera de limiter la dépression de fonctionnement de la bouche à 100 Pa environ.

Pour l'ensemble ventilateur-moteur, il convient que les fabricants fournissent les valeurs mesurées (en dB (A)) du niveau de la puissance acoustique rayonnée à l'extérieur et engendrée dans le conduit (à contre-courant) dans des conditions aérauliques spécifiées. Ces valeurs ne devront pas dépasser la limite de 6 dB (A) environ.

Sinon, on estimera que l'ensemble ventilateur-moteur est silencieux dans le cas d'un emploi systématique de moteurs non saturés et à paliers lisses, avec limitation de la vitesse absolue de l'air à la sortie de la turbine. Ceci entraîne la nécessité de limiter à la fois ses deux composantes :

a) vitesse relative dans les aubes, ce qui impose un diamètre de turbine suffisant. La solution proposée est de calculer cette valeur minimale, exprimée en mètres, au moyen des formules suivantes :

$$\text{diamètre} = \frac{\sqrt{Q}}{3} \quad \text{pour les ventilateurs centrifuges à double ouïe}$$

$$\text{et } \text{diamètre} = 0.5 \sqrt{Q} \quad \text{pour les ventilateurs centrifuges à simple ouïe.}$$

Q étant le débit maximal d'air passant par le ventilateur y compris débit de fuite (exprimé en m<sup>3</sup>/s) c'est-à-dire celui obtenu lorsque toutes les bouches sont au débit maximal. Le débit de fuite est rarement inférieur à une valeur de l'ordre de 10 à 15 % du débit total extrait.

1. Si la suspension est doublement élastique, il faut éviter l'égalité entre les deux fréquences de résonance suivante :  
 — fréquence de résonance de l'équipement sur ses propres isolateurs antivibratiles.  
 — fréquence de résonance de la dalle (ou du sol) flottante sur sa sous-couche.

2. Se souvenir qu'à débit égal, la puissance acoustique W émise dans les conduits est proportionnelle à la 5<sup>e</sup> puissance de la vitesse de l'air :  $W = kV^5$ .

b) vitesse périphérique non supérieure à 12 m/s environ. On notera que ceci entraîne une pression totale ne dépassant pas 200 Pa environ.

Le circuit d'extraction doit être très simple. Il faut proscrire les coudes inutiles, aussi bien pour des raisons acoustiques que pour des raisons d'économie d'exploitation et de sécurité au feu. Le circuit doit être aussi suffisamment dimensionné. On écartera les petits caissons d'un mauvais aérodynamisme qui créent des pertes de charges désastreuses du point de vue de la consommation d'énergie et du point de vue du bruit émis par le ventilateur extracteur, tant vers l'extérieur qu'à « contre-courant », dans les conduits menant aux pièces desservies. On s'ingéniera à ce que le débouché des conduits soit situé juste devant les ouïes du ventilateur.

Nous ne conseillons pas, dans un circuit d'extraction, la mise en place de matériaux absorbants même incombustibles à cause de la sécurité contre l'incendie. En effet, ces absorbants s'imprègnent de poussières, graisses, huiles... ce qui leur fait perdre leur caractère incombustible. Les organes de réglage et d'équilibrage sont déconseillés car ils sont générateurs de bruits. Il est, en effet, toujours possible de s'en passer, quand les circuits sont bien conçus.

Ces conseils doivent être amendés ainsi qu'il suit pour les circuits d'amenée d'air neuf :

Les inconvénients liés aux absorbants disparaissent du fait de la pureté de l'air, à la condition expresse que ceux-ci ne se désagrègent pas dans le flux d'air ; les coudes avec ou sans absorbant peuvent être recommandables s'ils ne créent pas des pertes de charges notables supplémentaires (plus de 5 Pa au total) pour accroître les isolements procurés par les bouches. L'affaiblissement procuré par les coudes pourra être d'ailleurs aussi procuré par des boîtes répartitrices avec absorbants.

S'il existe des organes d'équilibrage, il conviendra de les éloigner du débouché de l'air, avec interposition d'absorbants.

#### f) *Vide-ordures*

Cet équipement pourra être satisfaisant du point de vue acoustique s'il est monté sur une colonne elle-même montée sur une assise antivibratoire. S'il n'est pas adossé à la paroi d'une pièce principale d'un logement, ni à une paroi en éléments maçonnés légère ancrée sur une paroi d'une pièce principale, ni à une paroi qui soit un prolongement d'une paroi d'une pièce principale, on pourra considérer que cet équipement est satisfaisant même s'il est démuné d'assise antivibratoire, à condition que deux murs lourds (au moins 400 kg/m<sup>2</sup> chacun) s'interposent entre la colonne et chaque pièce principale. Il est recommandable que la manœuvre de chaque vidoir ne puisse s'effectuer que lentement, sans déclic ni rebond, et que l'obturateur placé en fond de gaine puisse, par sa souplesse, absorber la chute des objets jetés).

## 4. Équipements individuels fixes faisant corps avec le bâtiment

Ils comprennent principalement les équipements hydrauliques (évier, lavabo, chasse, bidet, baignoire) et, éventuellement, les appareils de chauffage individuels.

### a) *Installations hydrauliques*

Le bruit perçu dans les logements dépend du niveau de bruit émis par les équipements hydrauliques, de la position des pièces de service d'un logement par rapport aux pièces principales des autres logements et de la qualité des murs qui entourent celles-là. Si l'on s'intéresse aux pièces principales d'un logement recevant ce type de bruit, il s'agit d'une transmission des bruits en diagonale dans le cas de bâtiments à plusieurs niveaux dont le plan est le même pour chacun d'eux, les logements étant supposés accolés par des pièces de même nature.

C'est dire que les meilleures chances de solution pour résoudre les problèmes posés par la transmission du bruit des équipements d'un logement à un autre consistent à agir simultanément sur tous les facteurs, notamment le bruit à la source, les structures et la disposition des locaux. Cette dernière, si elle est favorable, permettra de rendre moins amples les efforts à fournir pour respecter la réglementation.

### Action sur le bruit à la source

L'emploi d'équipements peu bruyants est hautement recommandable, de même que la limitation de la pression d'alimentation en eau à une valeur n'excédant pas 3 bars, soit 0,3 MPa. Pour cela, des régulateurs ou des détendeurs peuvent être utilisés s'ils ne créent pas eux-mêmes des bruits perceptibles dans les logements.

Une bonne solution est d'utiliser des robinets du groupe I alimentés sous 0,3 MPa (3 bars) au maximum ce qui permet pratiquement un bon résultat sans autre précaution.

Les robinets du groupe I C concilient le besoin en débit d'eau et le bruit faible.

Les éléments de l'installation devront eux-mêmes ne pas « ajouter » leur bruit propre à celui des robinets et être donc plus silencieux que ces derniers. C'est le cas en particulier des robinets d'arrêt, des détendeurs, voire des compteurs d'eau. La normalisation de la méthode d'essai de ces appareils est en cours d'étude.

Pour éviter les bruits émis par les canalisations d'amenée de l'eau, il convient de rendre suffisante la section des canalisations (une vitesse d'écoulement de l'eau excédant une valeur de l'ordre de 3 à 4 m/s n'est guère recommandable, cette vitesse devant toutefois être modulée selon les diamètres et les emplacements considérés dans leur proximité des pièces principales).

### Action sur les transmissions des bruits d'équipements par les structures

On évitera de fixer, sans dispositif de désolidarisation convenablement étudiés (des points de vue acoustique et durabilité) et mis en œuvre, les équipements hydrauliques y compris leurs canalisations d'amenée et d'évacuation d'eaux aux murs et planchers bordant une pièce principale. Dans le cas où l'on utilise de tels dispositifs (plots, colliers, chevilles, coquilles, attaches, fourreaux... antivibratoires), ceux-ci doivent être fixés sur des parois suffisamment lourdes (au moins  $250 \text{ kg/m}^2$ ). Un autre dispositif peut procurer une bonne solution : c'est que la paroi subissant la fixation soit doublée par un placard, ou par un meuble cloison, ou par une paroi souple sur toute la surface, côté pièce principale.

### Masse des murs entre pièces principales et pièce d'eau

Il est recommandable, dans le cas de bâtiments à plusieurs niveaux dont le plan est le même pour chacun d'eux, d'utiliser des murs de masse au moins égale à  $350 \text{ kg/m}^2$  entre les pièces qui sont le siège de bruits d'équipements et les pièces principales. Cette disposition limite les transmissions de pièces de service d'un niveau N, vers les pièces principales des logements aux niveaux  $N \pm 1$ , et est utile pour d'autres motifs. Alors il est possible d'obtenir satisfaction avec des robinets marqués NF (groupe II) alimentés sous moins de 0,3 MPa (3 bars).

### a bis) Installations hydrauliques compatibles avec le label confort acoustique

Le renforcement du niveau de qualité acoustique, par rapport à celle réglementaire, accentue la nécessité du choix d'équipements peu bruyants ainsi que la limitation de la pression d'alimentation. Outre les recommandations déjà faites au paragraphe précédent, il est recommandable de grouper les pièces de service et de les ceinturer par des murs de masse au moins égale à  $400 \text{ kg/m}^2$ .

### b) Générateurs de chauffage individuels

S'ils sont implantés sans précautions antivibratoires sur un plancher ou contre un mur séparatif de logements, ils risquent d'engendrer, bien souvent, un bruit excessif dans les logements contigus à ceux qu'ils desservent et cela par les vibrations appliquées à la paroi qui les supporte. De simples précautions antivibratoires permettent de réduire ce grave inconvénient, mais laissent inchangée la gêne dans le logement desservi.

### c) Équipements propres au logement

La réduction de ces bruits à une valeur acceptable rend nécessaire la sélection, du point de vue acoustique, des équipements tels que par exemple, les appareils de chauffage individuels. Éventuellement, la protection acoustique sera complétée en plaçant ces appareils dans des locaux appropriés (séchoir, cellier, palier, m.).

## IV.5.d. PROTECTION CONTRE LES BRUITS EXTÉRIEURS

La protection contre un site bruyant peut s'entreprendre de diverses manières, en corrigeant le site (par exemple par des écrans), ou par une conception spéciale du bâtiment.

Lorsqu'elle est possible, la meilleure solution pour se protéger d'un bruit extérieur bien localisé est d'établir un écran<sup>1)</sup> plein qui s'interpose entre source de bruit et façades à protéger<sup>2)</sup>. On sait que lorsque la vue de toutes les sources de bruit est juste interrompue, sur la totalité de la façade d'un logement, la diminution du bruit à l'intérieur est d'environ 6 dB (A) par rapport au bruit qui existerait sans écran. Cette diminution est, en général, plus grande encore pour les logements situés nettement en dessous de cette limite de visibilité (on dit parfois qu'ils se trouvent dans la zone d'ombre). La présence de l'écran permet la modification du classement de façade et, par conséquent, l'amoindrissement de l'exigence d'isolement acoustique vis-à-vis de l'extérieur.

Les solutions où la protection est apportée par le bâtiment lui-même peuvent être l'une, ou l'autre, ou une combinaison des solutions qui suivent :

- L'emploi de balcons avec garde-corps pleins, ou de loggias, apporte une diminution du bruit d'environ 2 dB (A) à l'intérieur des logements à condition que la vue de la source soit coupée sur toute la baie jusqu'au linteau.

Le niveau du bruit à l'intérieur des logements peut encore être, dans ces conditions, diminué de 2 dB (A) environ si la réflexion des ondes acoustiques incidentes sur la sous-face du balcon (ou loggia) du niveau supérieur peut être atténuée par des absorbants (voir dans le *Cahier du CSTB* n° 901 l'augmentation de l'isolement obtenue par les balcons et loggias).

- Dans le cas de logements à double exposition, le placement des pièces de service vers le bruit et le placement des pièces principales vers un site calme : ces dernières sont, dans bien des cas, pratiquement protégées puisque le bruit n'y vient qu'en traversant le logement, en se diffractant autour de l'immeuble ou en se réfléchissant sur des obstacles proches s'il en existe. On peut estimer cette solution intéressante quand la façade bruyante nécessite un isolement de 30 ou de 35 dB (A) vis-à-vis de l'extérieur. La ventilation mécanique de tels logements est très recommandable.
- L'emploi de façades acoustiquement isolantes : toutefois, il faut garder à l'esprit que l'application d'une telle solution soulève un problème fondamental, qui est que les fenêtres ont deux fonctions qui ne peuvent être assurées que tour à tour, et non simultanément :
  - fermées, elles assurent, dans certains cas (voir ci-après) un excellent isolement acoustique contre l'extérieur ;
  - ouvertes, elles constituent à l'heure actuelle le moyen essentiel d'assurer dans les logements le confort thermique en été et en demi-saison. Mais alors, la protection acoustique est pratiquement nulle.

C'est dire que le confort des habitants de logements construits en site bruyant dépend de la manière dont est assuré le confort thermique en été et demi-saison, les menuiseries étant dans la position qui assure la protection acoustique contre l'extérieur. En tout cas ceci implique des protections solaires efficaces (sauf en N ou NE), la ventilation mécanique et un chauffage d'appoint avec régulation dans le cas où le chauffage de base est assuré par le sol et (ou) le plafond. Il faut aussi que la toiture soit thermiquement très bien isolée. On consultera avec profits les « Exemples de solutions : confort d'été ».

Ce confort pourra être assuré par de l'air soufflé soit fort débit (à condition de prendre les précautions vues ci-dessus) soit rafraîchi par différents procédés.

Dès lors que ces précautions sont prises, l'indice d'affaiblissement acoustique d'une façade devient une valeur significative de la protection contre l'extérieur en regard des exigences humaines en acoustique et en confort thermique, notamment d'été.

1. Nous entendons écrans au sens large : un écran peut être un mur construit spécialement (béton, bois, plaques d'amiante-ciment...) ou bien un ensemble de bâtiments ne craignant pas le bruit par leur conception (bâtiments climatisés) ou par leur destination (locaux techniques ou commerciaux, garages...), ou encore par des levées de terre (armée...) ou même être des capteurs solaires.

Les écrans de verdure, auxquels bien souvent est attribuée une vertu particulière, ne sont pratiquement pas efficaces.

2. Ce point de vue peut être résumé en exprimant que la protection doit être, autant que faire se peut, « hors les murs », c'est-à-dire le plus loin possible du bâtiment et le plus près possible des sources de bruit. Ce point de vue exprime également le souci de disposer d'espaces de détente extérieurs (jeux des enfants, par exemple).

Du point de vue acoustique, on remarque que les façades comportent une proportion de parties vitrées, une proportion de parties opaques et éventuellement un dispositif d'entrée de l'air. Supposons que les parties opaques soient nettement plus isolantes que les parties vitrées, soit du fait de leur masse, soit parce qu'elles se comportent en double paroi.

Dans ces conditions, lorsque la surface vitrée est le quart de la surface au sol du local abrité, dont la hauteur sous plafond est supposée être de 2,50 m, et dont la durée de réverbération est 0,5 s, on peut attendre les isolements suivants, en dB (A) par un bruit de circulation routière à l'émission (mesures faites au laboratoire de CSTB ou au laboratoire de CEBTP).

	Epaisseur du verre (mm)	Menuiseries (fenêtres ouvrant à la française, sauf mention contraire)	Isolément dB (A)	Entrée d'air
Vitrage simple	3	Fenêtre bois	24	NON
	3	Fenêtre bois enrobé PVC, avec joints	28	NON
	8	Fenêtre oscillobattante, avec joints	29	NON
	8	Fenêtre bois enrobé PVC, avec joints	31	NON
	10	Fenêtre PVC	33	OUI débit 30 m <sup>3</sup> /h sous 15 Pa
Vitrage multiple	3 + 5 + 3	Fenêtre bois enrobé PVC, avec joints	27	NON
	3 + 2,5 + 3 + 2,5 + 3	Fenêtre bois enrobé PVC, avec joints	27	NON
	8 + 21 + 4	Fenêtre bois enrobé PVC, avec joints	33	NON
	4 + 40 + 6	Fenêtre bois Acotherm avec ou sans volet roulant	35	NON
	5,5 + 36 + 8	Fenêtre bois Acotherm avec ou sans volet roulant	35	NON
	4 + 45 + 6	Fenêtre PVC Acotherm avec ou sans volet roulant	35	NON
	5 + 45 + 8	Fenêtre bois Acotherm avec ou sans volet roulant	36	NON
	4 + 6 + 4 - 28 + 6	Fenêtre bois Acotherm avec ou sans volet roulant	35	NON
	5 + 45 + 5	Fenêtre bois comportant deux ensembles de verres parallèles, coulissants ou fixes	37	NON
	5 + 6 - (4 + 1 - 4)	Porte-fenêtre comportant un verre double dont l'un (4 + 1 + 4) comprend une résine transparente de 1 mm incluse entre deux vitrages de 4 mm	37 (avec joints)	NON
	8 - 51 - 4	Fenêtre bois Acotherm	37	NON
	8 - 65 - 5	Fenêtre coulissante aluminium (dormant bois) Acotherm	35	NON
	4 + 6 - (4 - 2 - 4)	Fenêtre comportant un verre double dont l'un (4 + 2 + 4) comprend une résine transparente de 2 mm incluse entre deux vitrages de 4 mm	36	NON
Double Fenêtre	8 + 150 - 8	Fenêtre bois enrobé PVC, avec joints	44	NON
	4 + 150 - 4	Fenêtre prototype CSTB (« nouveau composant façade »)	44	OUI débit de 30 m <sup>3</sup> /h sous 15 Pa
	12 + 110 + 8	Fenêtre bois Acotherm avec ou sans volet roulant	45	NON
	10 + 160 + 8	Fenêtre bois Acotherm avec ou sans volet roulant	47	NON
	10 + 160 + 8	Porte-fenêtre bois Acotherm avec ou sans volet roulant	45	NON

Tous ces isolements sont diminués de 1 dB (A) si le rapport entre surface vitrée et surface au sol devient 0,30 de 2 dB (A) si ce rapport devient 0,40 et de 3 dB (A) si ce rapport devient 0,50.

Tous ces isollements sont accrus de 1 dB (A) si la surface vitrée n'est que le 1/5 de la surface du sol, et de 2 dB (A) si la surface vitrée n'est plus que 1/6 de la surface du sol.

Ces valeurs ne sont valables que si aucune transmission indirecte importante ne dégrade sensiblement l'isollement ainsi obtenu. Or, de telles transmissions risquent d'exister :

- du fait d'une étanchéité à l'air non améliorée, ou bien si l'étanchéité est assurée par des matériaux trop légers ou non jointifs sur une trop grande surface ;
- du fait des murs opaques <sup>(1)</sup>, si leur indice d'affaiblissement acoustique n'est pas supérieur d'une dizaine de dB (A) à l'isollement tel que ci-dessus défini (voire même d'une douzaine de dB (A) si les surfaces vitrées sont petites ; exemple : moins de 1/5 de la surface au sol) ;
- dans le cas de vitrage ou multiples, par la périphérie de chacune des parois vitrées lorsque le cadre tend à les relier de manière trop rigide. Un encadrement souple est très préférable ;
- du fait des coffres d'enroulement des occultations s'ils sont visibles tant de l'extérieur que de l'intérieur. Une solution est de placer ces coffres entièrement à l'extérieur du mur de façade : une autre est d'entourer ces coffres de parois suffisamment isolantes et de placer des absorbants (fibres minérales) à l'intérieur de ces coffres <sup>(2)</sup>. Dans ce dernier cas, ils peuvent, s'ils sont convenablement étudiés, assurer la fonction « entrée d'air » sans inconvénient acoustique ;
- du fait des entrées d'air en façade, à moins qu'elles soient munies de silencieux appropriés (chicanes absorbantes par exemple). Il faut que les entrées d'air, elles-mêmes, procurent un isollement plus fort de 5 dB (A) environ que celui qui est visé. Le problème est d'autant plus ardu que, si le logement se trouve en site bruyant, le confort thermique d'été est difficile à satisfaire, fenêtres fermées (à cause de bruit), ce qui implique de forts débits aux entrées d'air ; toutefois, il existe des solutions, à base de canaux absorbants avec ou sans dérivation, de coffres de volets roulants avec absorbants...

A titre d'exemple :

- Un conduit droit formé d'absorbants en regard, long de 300 mm et comportant un passage d'air de 20 mm, convient pour un isollement vis-à-vis de l'extérieur de 30 ou 35 dB (A).
- Un conduit droit formé d'absorbants en regard, long de 550 mm associé à deux coudes, comportant un passage d'air de 20 mm, convient pour un isollement de 42 dB (A).

La figure 96 donne la coupe schématique des conduits décrits ci-dessus.

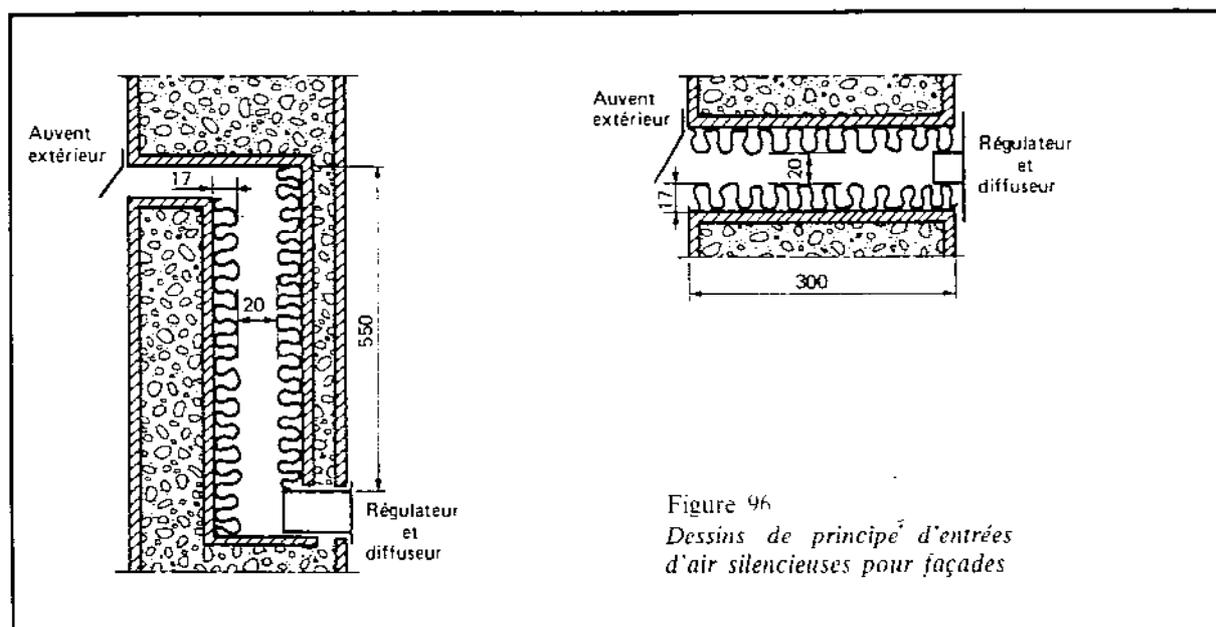


Figure 96  
Dessins de principe d'entrées  
d'air silencieuses pour façades

1. Les façades légères peuvent ainsi présenter un indice d'affaiblissement acoustique insuffisant (Cahier n° 1260), dans la mesure où les deux parements sont solidarisés par un isolant thermique non étudié du point de vue acoustique.

2. Il existe, par exemple, des coffres à volets roulants constitués en fibre de béton de copeau de bois, particulièrement dans les solutions relatives au concours « label Acotherm ».

D'autres solutions sont possibles (coffrets de volets avec absorbants, par exemple à base de béton de copeaux de bois).

- du fait des conduits d'amenée de l'air neuf, si la prise d'air est exposée au bruit et en l'absence d'absorbants dans le circuit ;
- du fait de la toiture lorsqu'elle n'est pas lourde et lorsqu'une partie de l'énergie acoustique incidente vient d'en haut.

Bien souvent, il est possible d'améliorer nettement l'isolement acoustique du dernier plancher haut en plaçant sur celui-ci 100 à 150 mm de fibres minérales. Ceci est éminemment favorable au confort thermique (tant l'hiver que l'été).

#### IV.5.e. ISOLEMENT INTÉRIEUR A UN LOGEMENT ENTRE LA PARTIE « JOUR » ET LA PARTIE « NUIT »

Cet isolement doit pour le label confort acoustique être au moins égal à 41 dB (A) pour un bruit émis rose. Il dépend de l'affaiblissement de la paroi séparative entre partie jour et nuit s'il y a contiguïté, et des transmissions du son par le couloir (ou l'entrée), lesquelles dépendent la qualité acoustique des portes de distribution. L'isolement résultant ne peut être qu'inférieur au plus petit des isolements de chacune de ces voies de transmission, prises séparément. Il est inférieur de 3 dB (A) environ au plus petit de ces isolements si ceux-ci ne sont guère différents.

##### 1. Cas de non-contiguïté entre parties jour et nuit

La seule transmission se fait par les portes : une solution est qu'il existe trois portes successives entre les locaux considérés (par exemple, c'est le cas s'il existe une porte dans le couloir), une autre solution est de placer des absorbants en plafond du passage desservant les locaux entre lesquels on considère l'isolement (aire équivalente d'au moins 3 m<sup>2</sup> aux fréquences médium et aiguës), les fentes entre chaque porte et les cloisons environnantes ayant une surface cumulée inférieure à 100 cm<sup>2</sup>.

##### 2. Contiguïté entre parties jour et nuit

Outre les précautions ci-dessus signalées, il est recommandable que la paroi de séparation entre parties jour et nuit présente un affaiblissement suffisant. Pour cela, on peut utiliser :

- une paroi de masse 200 kg·m<sup>2</sup> (exemple béton armé d'épaisseur 8 cm).
- une paroi dont l'indice d'affaiblissement acoustique soit au moins égal à 43 dB (A). Par exemple certains modèles de placards-cloisons atteignent cette valeur.
- une paroi composée de deux plaques de plâtre cartonné, écartées d'au moins 7 cm, avec fibres minérales, et clouées sur des tasseaux de bois suffisamment espacés (au moins 60 cm).
- une paroi de masse 150 kg·m<sup>2</sup>, doublée sur au moins la moitié de sa surface par des meubles de rangement pouvant être fermés.

#### IV.5.f. INFLUENCE SUR LA QUALITÉ ACOUSTIQUE DU PLAN DES LOGEMENTS

La qualité acoustique des logements dépend étroitement de la disposition relative des locaux, de la nature des parois qui les séparent, des équipements qui y sont ancrés et de leur émissivité de bruit. Tous ces éléments concourent solidairement et conjointement à la qualité acoustique des logements. C'est dire que, s'il n'est pas impératif d'avoir une disposition des pièces éloignant les locaux sources de bruit des locaux de repos, il faudra, pour obtenir une qualité acoustique suffisante, déployer des efforts plus amples dans le cas d'une disposition où les pièces de repos et d'émission de bruit se trouvent très proches. Ceci est vrai aussi bien en matière de bruits aériens qu'en matière de bruits d'équipements ou d'impacts.

## ACOUSTIQUE

Il n'est, ainsi, pas recommandable d'avoir (excepté bien sûr de part et d'autre d'un double mur avec coupure totale) une chambre, voire un séjour, contiguë à une cuisine d'un logement voisin, ni d'avoir une chambre contiguë à la salle de bains ou à un WC d'un logement voisin, voire à la salle de séjour d'un logement voisin.

Il n'est pas recommandable d'avoir une chambre, voire un séjour, contiguë à une cage d'ascenseur (voir escalier), ou bien à un local occupé par une colonne vide-ordure, ou encore à un local renfermant des équipements collectifs tels que chaufferie, supresseurs, détendeurs... ou encore à un hall d'entrée ou à un local collectif d'activité.

Nous entendons le mot contigu au sens le plus large : cela peut signifier dessus ou dessous (par exemple si le plan d'étage n'est pas le même au rez-de-chaussée ou à un étage, ou d'un étage à celui qui lui est superposé).

A l'intérieur même d'un logement, et ne serait-ce qu'en tenant compte des transmissions latérales du son (aérien ou d'impact ou d'équipement), il ne peut être considéré comme souhaitable d'avoir une chambre à côté d'une cuisine, voire même d'avoir une chambre à côté d'une salle de bains ou d'un WC.

Dans les locaux autres que les logements, on peut avantageusement disposer les plans en fonction d'une recherche de la qualité acoustique. Ainsi, dans un bâtiment scolaire, on pourra mieux isoler, des salles de classe usuelles, une salle de musique (ou une salle émettrice de bruits forts) en interposant une cage d'escalier.

Contre les bruits extérieurs (bruits de rue, d'avions...), les dispositions du plan peuvent, là aussi, tendre vers une meilleure qualité acoustique.

Par exemple, la mise en place d'une coursive entre des locaux et l'extérieur, peut accroître la protection de ceux-ci contre les bruits venant de l'extérieur. C'est une solution qui peut être adoptée pour des écoles, des hôpitaux, des bureaux, des ateliers...

Des balcons fermés (par exemple, fermés par des vitrages) peuvent jouer le même rôle.

Dans le cas des logements, les occupants de logements exposés au bruit extérieur sont nettement moins gênés lorsque les logements sont à double exposition (dont une exposition sur un site calme) que lorsque toutes les pièces sont exposées au bruit venant de l'extérieur. De plus, on peut alors, pour ce type de logements à double exposition, dont l'une est calme et l'autre bruyante, chercher à placer les pièces de service au bruit extérieur et les pièces principales sur l'exposition calme.

Une telle double exposition peut ainsi permettre de placer des bâtiments d'habitation dans une zone dont le niveau de bruit dépasse de 6 dB (A) environ le niveau du bruit normalement accepté venant de l'extérieur.

Si l'exposition au bruit est au Sud, et s'il paraît nécessaire de ce fait d'y placer les pièces principales, la double exposition permettra une aération en été par la façade Nord et il pourra être suffisant de placer des fenêtres isolantes du côté du bruit extérieur.

Dans d'autres cas, pourra être utilisée, dans le cas d'un bruit extérieur inexistant ou très faible la nuit, l'orientation des chambres de ce côté, excepté dans le cas où on a des raisons de penser qu'elles puissent être occupées par des travailleurs de nuit.

Dans le cas d'immeubles d'habitation dont toutes les façades sont exposées au bruit extérieur, on pourra chercher à placer les chambres sur une façade non exposée à l'Ouest, et ce notamment en une zone chaude l'été. Au contraire, une chambre exposée à l'Ouest, en même temps qu'au bruit extérieur, aurait besoin d'une puissante ventilation le soir en période d'été. Par contre, les séjours et les pièces de service de logements entièrement exposés au bruit extérieur peuvent être exposés Sud ou Sud-Ouest ou Ouest, notamment quand l'inertie thermique du bâtiment est moyenne ou forte.

## chapitre V

# Matériaux et composants\*

### V.1. Introduction

Les caractéristiques acoustiques des éléments de construction, c'est-à-dire murs, cloisons, planchers et revêtements de sol, y compris les dalles flottantes, sont mesurées en laboratoire selon les cinq normes françaises AFNOR NF S 31-049 à NF S 31-053. Ces documents sont eux-mêmes la version française de cinq parties de la norme internationale ISO 140, consacrée au même sujet. Ces mesures sont effectuées par bandes de fréquences d'une largeur d'un tiers d'octave, les fréquences centrales de ces bandes étant comprises entre 100 et 5 000 Hz. Le résultat se présente alors sous la forme d'une série de 18 valeurs.

Aussi, on a cherché à condenser cette information d'abord sous forme de trois moyennes — graves, médium, aiguës — méthode abandonnée au profit de l'expression des résultats par une valeur unique. Cette dernière façon de procéder, en rendant l'information plus simple et plus maniable, facilite l'établissement de règlements ou de cahiers des charges, l'expression du comportement d'un élément de construction ainsi que l'établissement de synthèses, telle que la loi de masse expérimentale, par exemple.

L'organisation internationale de normalisation, l'ISO, propose un système fondé sur l'utilisation d'une courbe de référence. La recommandation ISO correspondante, R 717, en cours de révision, n'a pas été adoptée en France, où les résultats sont exprimés en dB (A), depuis la publication de l'arrêté du 14 juin 1969, relatif à l'isolement acoustique dans les constructions à usage d'habitation.

Ainsi, les résultats d'essais et les valeurs réglementaires ou contractuelles sont exprimés de façon homogène. Le calcul pratique de ces expressions en dB (A) à partir des valeurs en tiers d'octave est expliqué dans les normes AFNOR précitées.

### V.2. Isolement au bruit aérien

L'isolement global en dB (A) se calcule à partir d'un spectre de bruit émis de référence. Deux spectres ont été retenus, le bruit rose et le bruit de circulation automobile, plus riche en fréquences graves. On calcule ainsi soit l'indice d'affaiblissement acoustique R, soit l'isolement acoustique normalisé  $D_n$ , mesuré tant en laboratoire qu'in situ.

L'indice R correspondant au cas du bruit rose (R rose) est utilisé pour caractériser le comportement acoustique d'un élément de construction, lorsque celui-ci sépare deux locaux entre eux, ou lorsque l'on désire calculer l'isolement d'une façade ou d'un écran vis-à-vis du bruit des trains ou des avions.

L'indice R correspondant au cas du bruit routier (R route) permet la prévision de l'isolement vis-à-vis du bruit produit par le trafic automobile, le spectre de référence choisi découlant de plusieurs études faites par le CSTB sur ce sujet.

Dans les cas très particuliers, l'isolement global en dB (A) peut toujours être calculé à partir du spectre réel du bruit dont on veut se protéger et de la courbe d'isolement de l'élément protecteur.

(\*) Par S. Auzou, Ingénieur au CSTB (Champs-sur-Marne).

### V.2.a. INDICE R, VIS-A-VIS D'UN BRUIT ROSE

Le spectre d'émission choisi est celui du bruit rose, c'est-à-dire un bruit dont la densité d'énergie spectrale est inversement proportionnelle à la fréquence. Il est limité aux bandes de fréquences couvrant la gamme 100-5 000 Hz. C'est la raison pour laquelle ce spectre de référence s'appelle « bruit rose tronqué » ou plus simplement « bruit rose ». L'indice d'affaiblissement est alors donné par :

$$R = L_1 - L_2 + 10 \log \frac{S}{A}$$

où :

$L_1$  est le niveau global, en dB (A), du bruit rose, dans le calcul d'émission.

$L_2$  est le niveau global, en dB (A), du bruit dans le local de réception, l'aire d'absorption équivalente  $A$  de ce local étant supposée indépendante de la fréquence.

A partir des valeurs de  $R$  obtenues par 1/3 d'octave, on calcule le niveau que l'on aurait mesuré dans le local de réception, en dB (A), si dans le local d'émission le bruit avait été rose et si l'aire d'absorption équivalente du local de réception avait été indépendante de la fréquence.

On est alors en mesure de calculer les niveaux pondérés  $L_1$  et  $L_2$  définis ci-dessus, et par suite  $R$ , exprimés en dB (A). La méthode pratique de calcul est donnée dans l'annexe A de la norme AFNOR NF S 31-051.

### V.2.b. INDICE R, VIS-A-VIS DU BRUIT DE TRAFIC ROUTIER

Le spectre d'émission, par 1/3, d'octave est le suivant :

100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1 000	1 250	1 600	2 000	2 500	3 150	4 000	5 000 Hz
66	66	66	65	65	63	62	61	61	61	60	59	59	58	56	54	52	50 dB

Ce spectre correspond à un niveau global pondéré de 70 dB (A) et l'indice d'affaiblissement acoustique est alors donné par :

$$R = L_1 - L_2 + 10 \log \frac{S}{A}$$

où :

$L_1$  est le niveau global, en dB (A), du bruit de trafic routier.

$L_2$  est le niveau global, en dB (A), du bruit dans le local de réception, l'aire d'absorption équivalente  $A$ , de ce local, étant supposée indépendante de la fréquence.

On procède comme précédemment pour le calcul. La méthode pratique de calcul est donnée dans l'annexe A de la norme AFNOR NFS 31-051.

### V.2.c. ISOLEMENT ACOUSTIQUE $D_{nA}$ , MESURÉ EN LABORATOIRE

Lorsque la surface de l'élément testé est petite ou qu'elle est mal définie ou encore que les transmissions latérales ne sont pas négligeables, on ne calcule pas l'indice d'affaiblissement acoustique  $R$ , mais l'isolement acoustique normalisé  $D_{nA}$ , défini par :

$$D_{nA} = L_1 - L_2 + 10 \log \frac{A_0}{A}$$

où :

$L_1$ ,  $L_2$  et  $A$  ont les mêmes définitions que précédemment et  $A_0$  et l'aire d'absorption équivalente de référence, égale à 10 m<sup>2</sup>.

On calcule  $D_{nA}$  vis-à-vis d'un bruit rose ou d'un bruit de trafic routier, voire vis-à-vis d'un spectre particulier, de la même façon que l'indice  $R$ .

*Note :* Le symbole de l'isolement acoustique normalisé en laboratoire est  $D_{nA}$  car il est normalisé par rapport à une aire d'absorption de référence  $A_0$ , alors que celui mesuré in situ a pour symbole  $D_{nT}$ , car il est normalisé par rapport à une durée de réverbération de référence  $T_0$ . Cette double notation permet d'éviter une confusion.

V.2.d. LA LOI DE MASSE

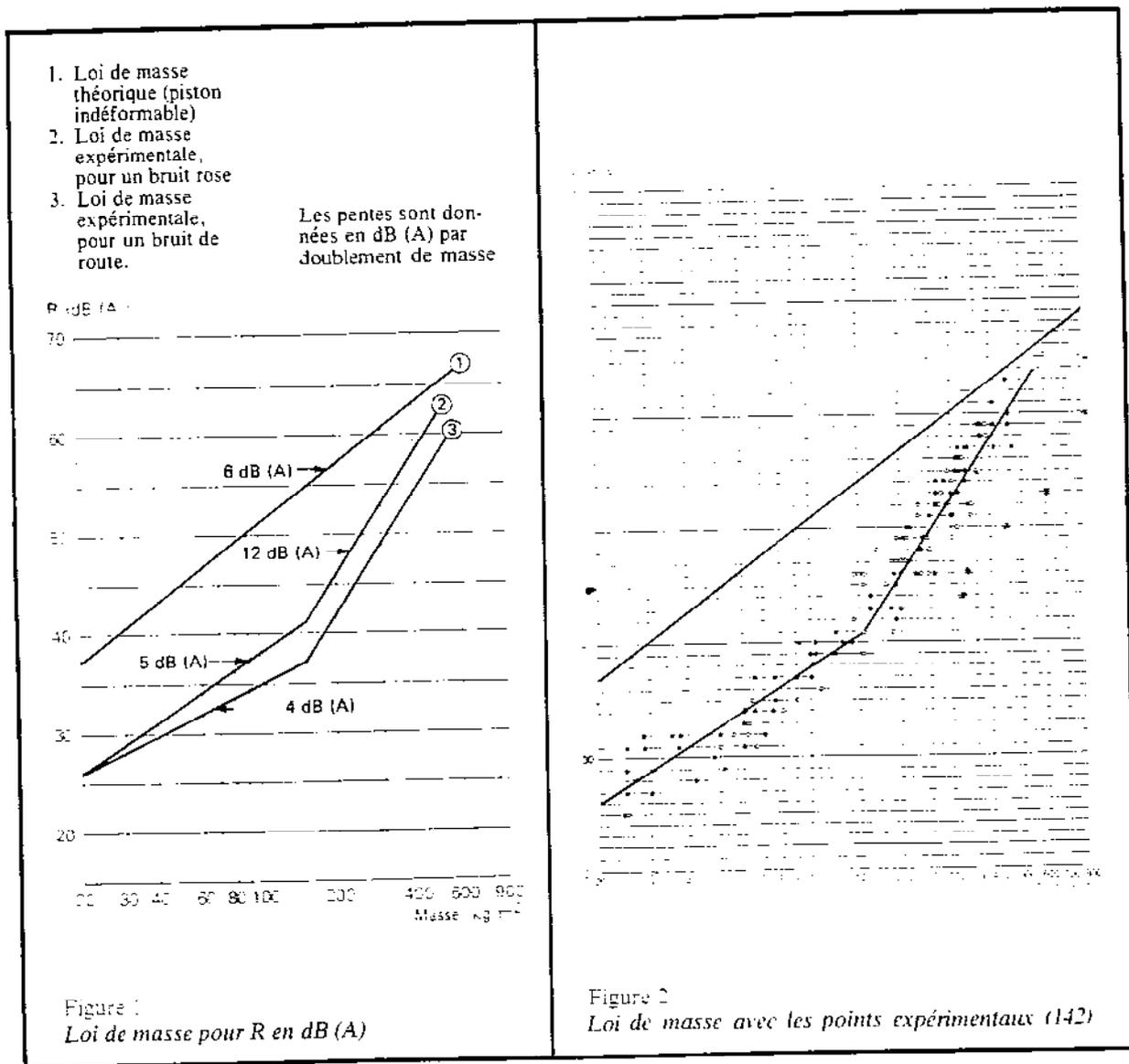
L'indice d'affaiblissement acoustique R d'une paroi simple, verticale ou horizontale, séparant deux champs acoustiques diffus, n'est, en première approximation, fonction que de la masse surfacique et de la fréquence. Exprimé en dB (A), l'indice R dépend alors de la masse surfacique et du spectre d'émission choisi.

La figure 1 montre les lois qui relient l'indice R exprimé en dB (A) et la masse surfacique en kg/m<sup>2</sup>, pour les deux spectres d'émission retenus. La brisure des droites pour la masse surfacique de 150 kg/m<sup>2</sup> est due à la corrélation implicite qui existe entre la masse et la rigidité d'une paroi, dans l'état actuel des techniques de construction.

Au-dessus d'une masse surfacique de 150 kg/m<sup>2</sup>, l'indice R croît à raison de 12 dB (A) par doublement de masse. En dessous de cette valeur la croissance est de 5 dB (A) par doublement lorsque l'indice R est calculé vis-à-vis d'un bruit rose et de 4 dB (A) vis-à-vis d'un bruit de trafic.

Ces lois sont expérimentales. Il est intéressant de montrer à la fois comment elles ont été obtenues et quelle précision on peut en attendre.

La figure 2 montre la loi de masse et les points expérimentaux (142) pour un spectre de bruit rose. Si on examine la validité de cette loi pour les parois homogènes seules, soit 60, on remarque que la moyenne de la différence R réel - R loi est de 0,4 dB (A) et l'écart type de 2 dB (A). Pour l'ensemble des points, excepté les quatre points identifiés par un astérisque, la moyenne de cette différence est également de 0,4 dB (A) et l'écart type est alors de 2,2 dB (A).

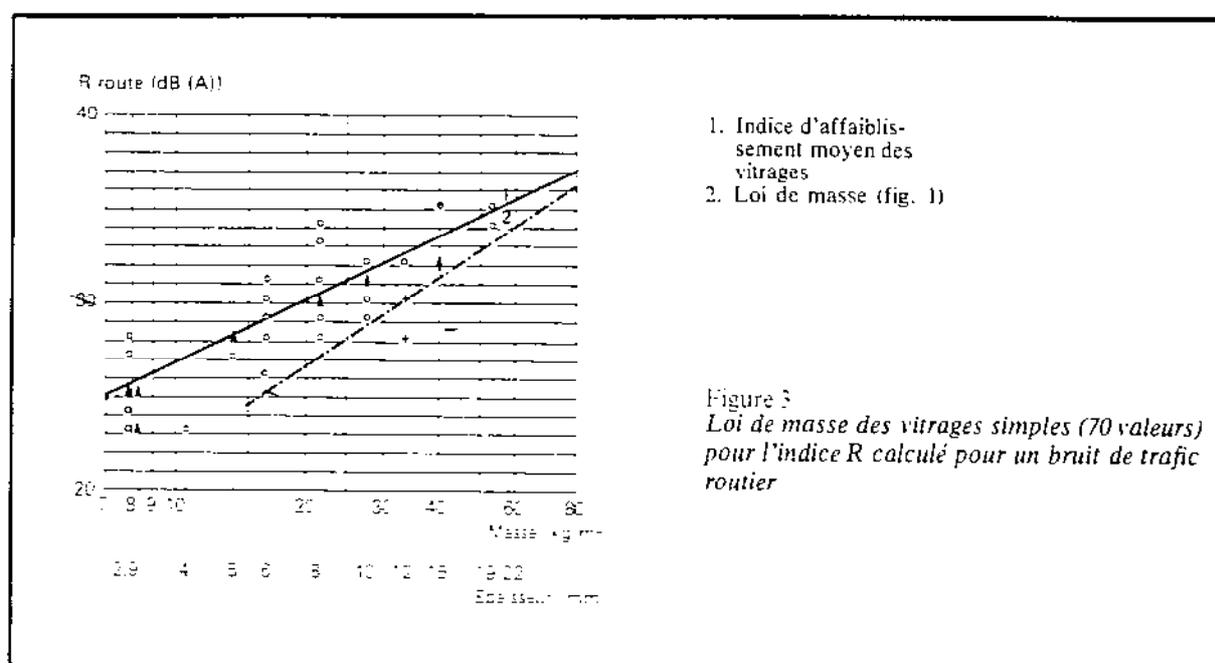


Les quatre points précédents concernent des planchers-caissons et une brique creuse très particulière. On remarque que ces points se situent sur le prolongement de la droite correspondant aux masses inférieures à  $150 \text{ kg/m}^2$ .

Les autres parois ont été séparées en trois groupes, les parois homogènes (60), celles faites d'éléments creux (52) et les autres (30), les bétons légers par exemple. Ces trois groupes ne se différencient pas nettement. Cependant les corps creux montrent un déficit par rapport à la loi de masse d'environ 2 dB (A) et les bétons légers et expansés un gain de l'ordre du dB (A). La détermination de la masse surfacique n'est pas toujours chose facile. Une telle erreur peut éventuellement être responsable de quelques décalages.

### V.2.e. LES VITRAGES SIMPLES

Statistiquement, les résultats obtenus sur les vitrages sont légèrement supérieurs à ce qu'on peut attendre de par leur masse. La droite de régression de la figure 3, tracée à l'aide de 70 points, correspondant à des vitrages simples montés dans un cadre ou dans des fenêtres ou des portes-fenêtres, donne ainsi une loi de masse, ou d'épaisseur, propre aux vitrages.



Ce graphique a été établi pour l'indice d'affaiblissement acoustique R exprimé en dB (A) et calculé vis-à-vis d'un bruit de trafic routier. La pente est de 3,4 dB (A) par doublement de masse, ou d'épaisseur. Compte tenu du coût des produits verriers, un optimum est atteint avec une glace de 6 à 8 mm, pour laquelle l'indice R ne dépasse que rarement la trentaine de dB (A).

### V.2.f. LES PAROIS MULTIPLES

Les facteurs jouant un rôle important dans le comportement de ce type de parois sont la masse surfacique de chaque parement et la distance les séparant, facteurs qui déterminent la fréquence de résonance  $f_0$ . On ne peut pas tracer, comme pour les parois simples, une loi générale.

Cependant, il est intéressant de comparer les résultats obtenus sur des parois multiples à la loi de masse (fig. 4). Cela permet notamment de mettre en évidence le gain d'isolement que procure cette technique par rapport à celle qu'apporte la masse seule.

On remarque que, compte tenu des résultats d'essai faits au CSTB et portés sur ce graphique (280) l'optimum du rapport isolement/masse se situe pour une masse surfacique voisine de  $70 \text{ kg/m}^2$ .

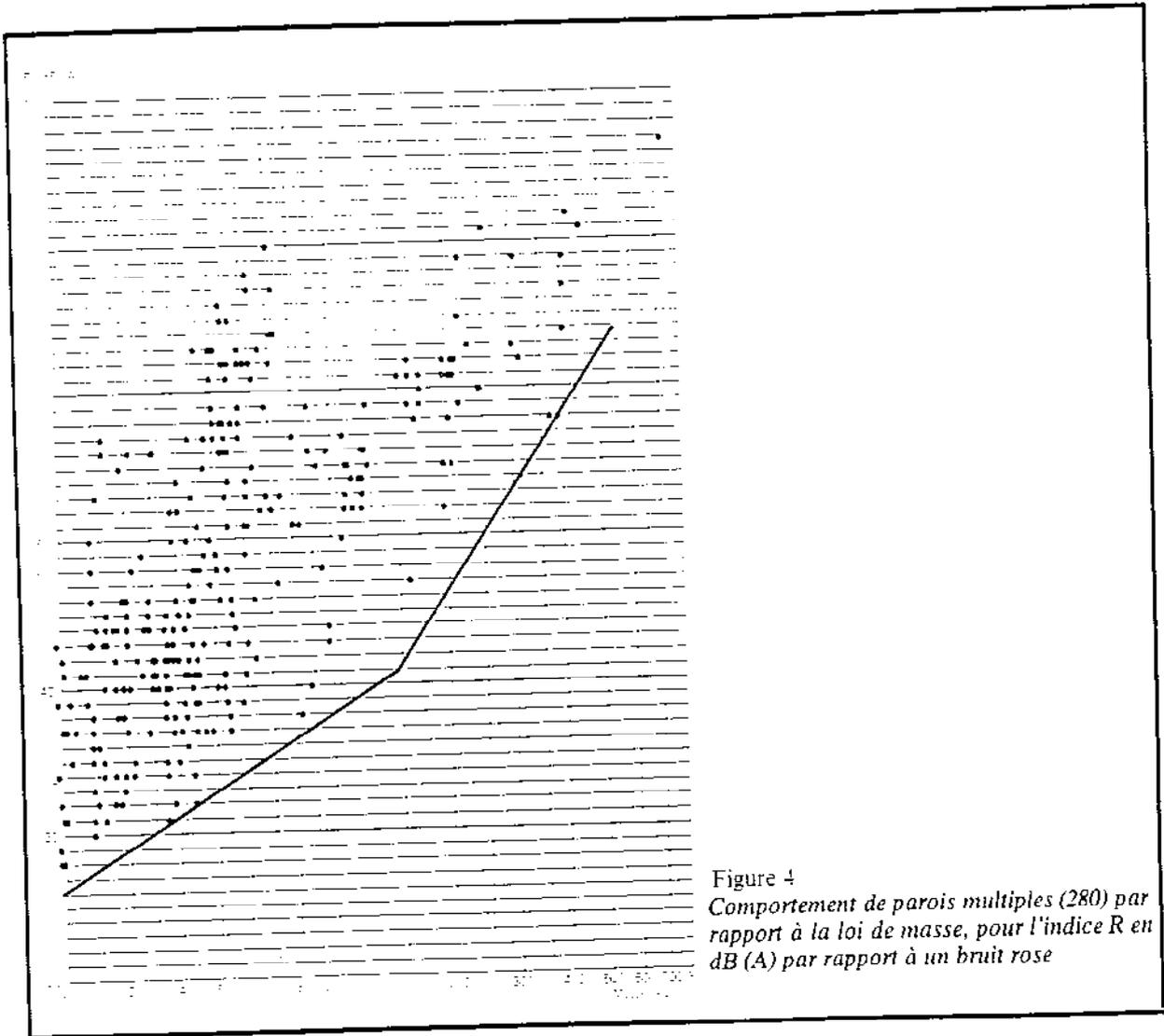


Figure 4  
Comportement de parois multiples (280) par rapport à la loi de masse, pour l'indice R en dB (A) par rapport à un bruit rose

### V.3. Transmission du bruit de choc

Les mesures au bruit de choc visent soit la transmission effective du bruit au travers d'un plancher, simple ou complexe, soit l'efficacité au bruit de choc d'un revêtement de sol ou d'une dalle flottante, c'est-à-dire la capacité qu'a ce revêtement ou cette dalle à s'opposer à la transmission du bruit.

Sauf mention spéciale, le terme revêtement inclura à la fois les revêtements de sol, sans sous-couche, à sous-couche incorporée ou rapportée et les dalles flottantes.

#### V.3.a. NIVEAU NORMALISÉ DU BRUIT DE CHOC $L_n$ (laboratoire)

Il caractérise par une seule valeur la transmission du bruit de choc par un plancher. C'est le niveau du bruit de choc normalisé, lorsque le plancher est excité par la machine à chocs normalisée.

$$L_n = L_i - 10 \log \frac{A_0}{A}$$

où :

$L_i$  est le niveau global, en dB (A), du bruit dans le local de réception (en dessous du plancher), l'aire d'absorption équivalente A de ce local étant supposée indépendante de la fréquence.

Le spectre de bruit est limité aux bandes de fréquences couvrant la gamme 100-5 000 Hz.

La méthode pratique de calcul est donnée dans l'annexe A de la norme AFNOR NF S 31-052.

### V.3.b. EFFICACITÉ AU BRUIT DE CHOC $\Delta L$ .

Dès les années 50, un indice unique, à base de moyennes, avait été conçu pour rendre compte de l'efficacité d'un revêtement. C'était l'indice  $\alpha$ . Puis elle s'est exprimée en  $L_n$  correspondant au niveau du bruit de choc que l'on aurait sous un plancher de référence, recouvert du revêtement à l'essai.

Aucun de ces deux modes d'expression ne donnant pleinement satisfaction et dans un souci d'homogénéité, c'est l'efficacité  $\Delta L$ , exprimée en dB (A), qui a été finalement retenue.

$$\Delta L = L_{no} - L_n$$

où :

$L_{no}$  est le niveau du bruit de choc sous le plancher de référence seul, soit 83 dB (A).

$L_n$  est le niveau du bruit de choc sous le plancher de référence, recouvert du revêtement à l'essai.

Le spectre du bruit produit sous le plancher de référence, nu est excité par la machine à chocs normalisée, est le suivant :

100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1 000	1 250	1 600	2 000	2 500	3 150	4 000	5 000 Hz	
67	68	68	69	69	70	70	70	71	72	72	72	72	72	72	72	72	72	72 dB

Ce plancher étant supposé recouvert du revêtement, le niveau du bruit, pour chaque tiers d'octave, est obtenu en retranchant l'efficacité  $\Delta L$  mesurée des valeurs du tableau. On calcule ensuite le niveau  $L_n$  en dB (A) puis l'efficacité  $\Delta L$  en dB (A).

La méthode pratique de calcul est donnée dans l'annexe A de la norme AFNOR NF S 31-053.

### V.3.c. RELATIONS ENTRE $\Delta L$ , $L_n$ ET $\alpha$

La relation entre  $\Delta L$  et  $L_n$ , donnée au chapitre IV, est immédiate puisque du fait de la définition, on a :

$$L_n = 83 - \Delta L$$

La relation entre  $\Delta L$  et  $\alpha$  est plus complexe. Elle est donnée au chapitre IV.

Ces relations n'ont toutefois qu'un intérêt secondaire, car depuis 1970 les procès-verbaux de mesure donnent la valeur du niveau  $L_n$  en dB (A) et que, pour les procès-verbaux antérieurs à cette date, les valeurs de  $L_n$  ont été calculées. On peut donc toujours connaître la valeur exacte de l'efficacité  $\Delta L$  en dB (A), pour les essais faits au CSTB.

On remarquera que  $\Delta L$  et  $\alpha$  croissent lorsque l'efficacité augmente alors que  $L_n$  diminue. Pour un revêtement de sol, on a l'équivalence :

$$\Delta L = 13 \text{ dB (A)}, L_n = 70 \text{ dB (A)} \text{ et } \alpha = 21.$$

## V.4. Comportement des éléments de construction

Si l'expression des résultats par une seule valeur facilite grandement l'utilisation des résultats et que cette valeur unique suffit souvent pour caractériser les éléments de construction, la série des 18 valeurs représentant l'isolement au bruit aérien ou la transmission et l'efficacité concernant le bruit de chocs garde tout son intérêt pour comprendre le comportement de ces éléments sur le plan acoustique.

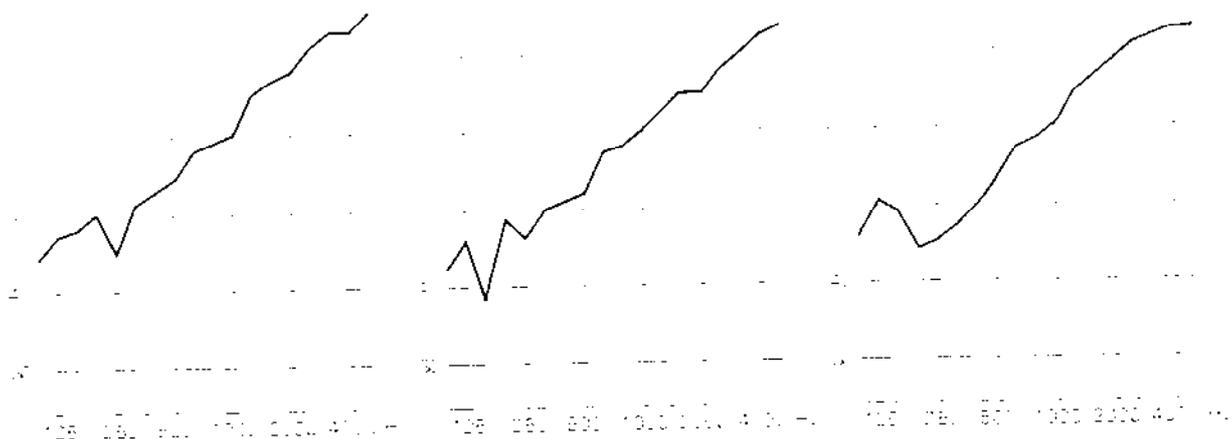
Les facteurs qui interviennent dans ce comportement sont principalement la masse surfacique pour les parois simples et la fréquence de résonance pour les parois doubles. Ont également un rôle la fréquence, ou les fréquences critiques, l'épaisseur, la rigidité et les pertes internes, voire les conditions de montage.

Aussi, ces différents éléments de construction se répartissent en familles illustrées par les exemples suivants.

Ces exemples sont extraits de la collection de quelques milliers d'essais faits au CSTB et mis sur fichier informatique de façon à en faciliter l'accès et l'exploitation.

## V.4.a. MURS ET DOUBLAGES

On présente le comportement de 9 murs simples, en béton normal, cellulaire ou d'agrégats légers, en briques creuses et pleines et en parpaings de ciment creux et pleins. Les illustrations correspondant aux doublages ne concernent que des solutions capables de séparer deux logements, en respectant la réglementation.



## a) Mur homogène en béton

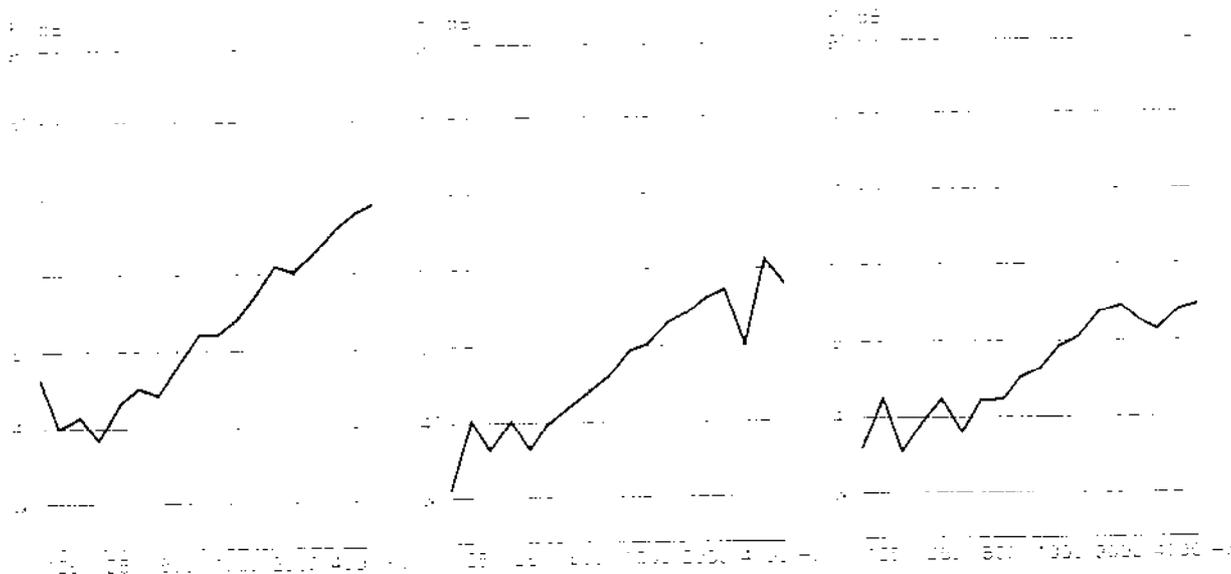
$R_{\text{rote}} = 39 \text{ dB (A)}$   
 Masse surfacique :  $390 \text{ kg/m}^2$   
 Épaisseur : 160 mm  
 Composition : béton de 160 mm.

## b) Mur de béton d'agrégats légers

$R_{\text{rote}} = 57 \text{ dB (A)}$   
 Masse surfacique :  $330 \text{ kg/m}^2$   
 Épaisseur : 205 mm  
 Composition : béton d'argile expansée coulé de 200 mm, enduit plâtre une face.

## c) Mur de briques pleines

$R_{\text{rote}} = 57 \text{ dB (A)}$   
 Masse surfacique :  $480 \text{ kg/m}^2$   
 Épaisseur : 250 mm  
 Composition : briques pleines de 220 mm, enduites plâtre deux faces.



## d) Mur de parpaings pleins

$R_{\text{rote}} = 52 \text{ dB (A)}$   
 Masse surfacique :  $290 \text{ kg/m}^2$   
 Épaisseur : 135 mm  
 Composition : parpaings pleins de 125 mm, enduit plâtre une face.

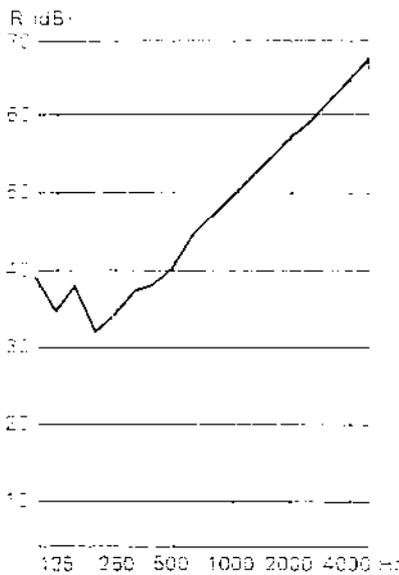
## e) Mur de parpaings creux d'agrégats légers

$R_{\text{rote}} = 48 \text{ dB (A)}$   
 Masse surfacique :  $230 \text{ kg/m}^2$   
 Épaisseur : 160 mm  
 Composition : blocs creux de béton de laitier expansé, monté au mortier et enduits plâtre deux faces.

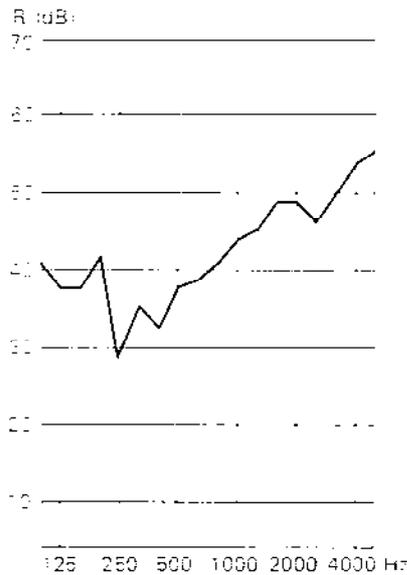
## f) Mur de béton cellulaire

$R_{\text{rote}} = 47 \text{ dB (A)}$   
 Masse surfacique :  $200 \text{ kg/m}^2$   
 Épaisseur : 260 mm  
 Composition : blocs de béton pleins de 250 mm, montés au mortier-colle et enduits plâtre deux faces.

## ACOUSTIQUE



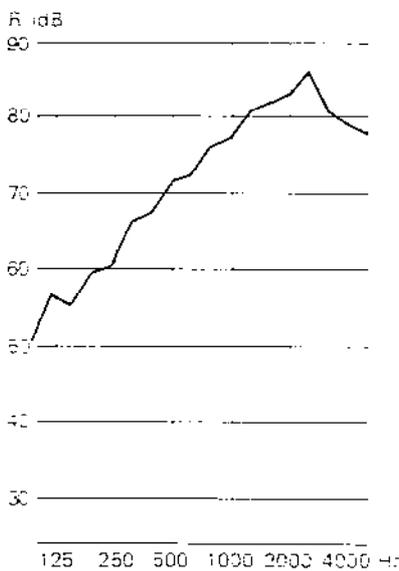
g) *Mur homogène en béton*  
 $R_{\text{rose}} = 45 \text{ dB (A)}$   
 Masse surfacique :  $200 \text{ kg/m}^2$   
 Épaisseur : 80 mm  
 Composition : béton de 80 mm.



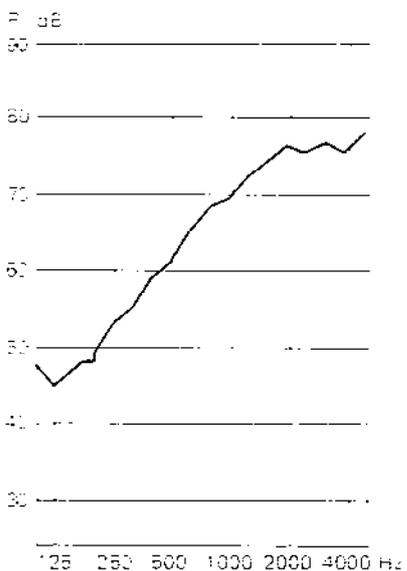
h) *Mur de parpaings creux*  
 $R_{\text{rose}} = 42 \text{ dB (A)}$   
 Masse surfacique :  $150 \text{ kg/m}^2$   
 Épaisseur : 110 mm  
 Composition : parpaings creux de 100 mm, enduit une face.



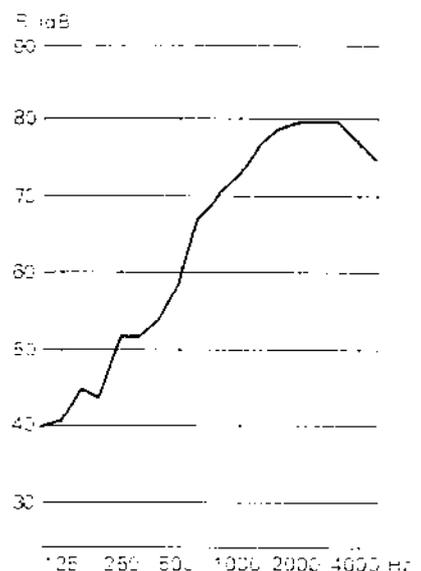
i) *Mur de briques creuses*  
 $R_{\text{rose}} = 42 \text{ dB (A)}$   
 Masse surfacique :  $200 \text{ kg/m}^2$   
 Épaisseur : 170 mm  
 Composition : briques creuses de 150 mm, enduites plâtre deux faces.



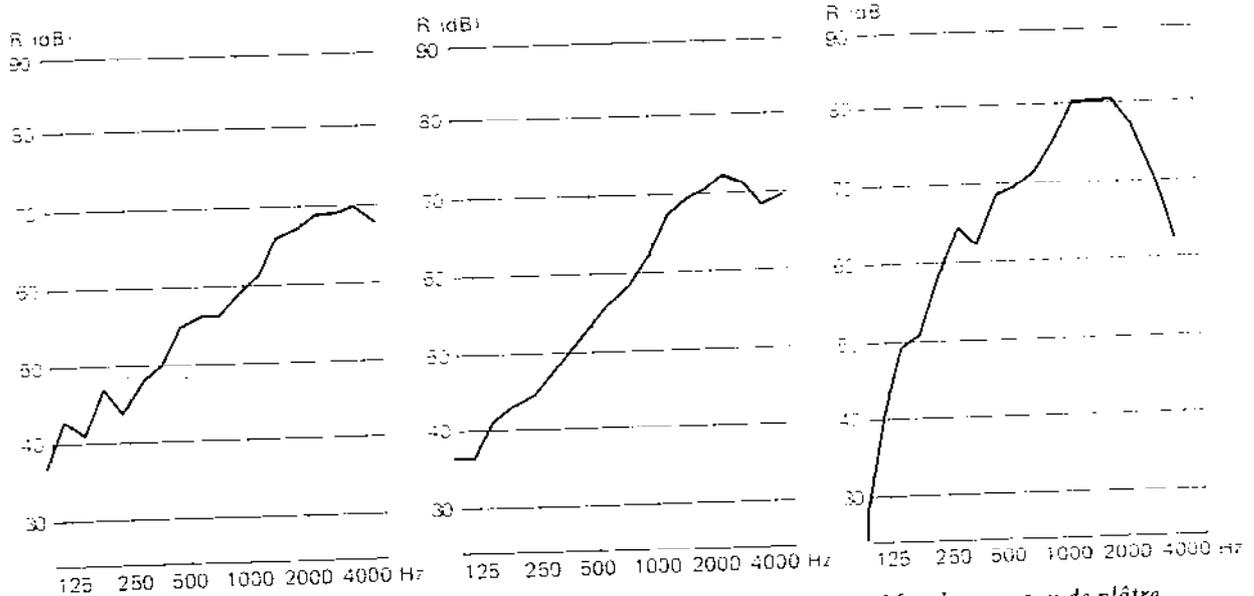
j) *Mur lourd avec un doublage*  
 $R_{\text{rose}} = 71 \text{ dB (A)}$   
 Masse surfacique :  $460 \text{ kg/m}^2$   
 Épaisseur : 270 mm  
 Composition : parpaings pleins de 200 mm, enduits ciment deux faces et doublés d'un côté par une épaisseur de fibre minérale de 40 mm plus deux plaques de plâtre cartonées de 10 mm, séparées par un voile de verre de 3 mm.



k) *Mur de parpaings pleins, avec un doublage*  
 $R_{\text{rose}} = 63 \text{ dB (A)}$   
 Masse surfacique :  
 290  $\text{kg/m}^2$  paroi  
 12  $\text{kg/m}^2$  doublage  
 Épaisseur : 195 mm  
 Composition : parpaings pleins de 125 mm, enduits plâtre une face et doublés de l'autre côté par une épaisseur de fibre minérale de 50 mm et d'une plaque de plâtre cartonée de 10 mm.



l) *Mur de parpaings creux, avec un doublage*  
 $R_{\text{rose}} = 59 \text{ dB (A)}$   
 Masse surfacique :  
 155  $\text{kg/m}^2$  paroi  
 10  $\text{kg/m}^2$  doublage  
 Épaisseur : 150 mm  
 Composition : parpaings creux de 100 mm, enduits plâtre une face et doublés d'une épaisseur de fibre minérale de 30 mm plus une plaque de plâtre cartonée de 10 mm.



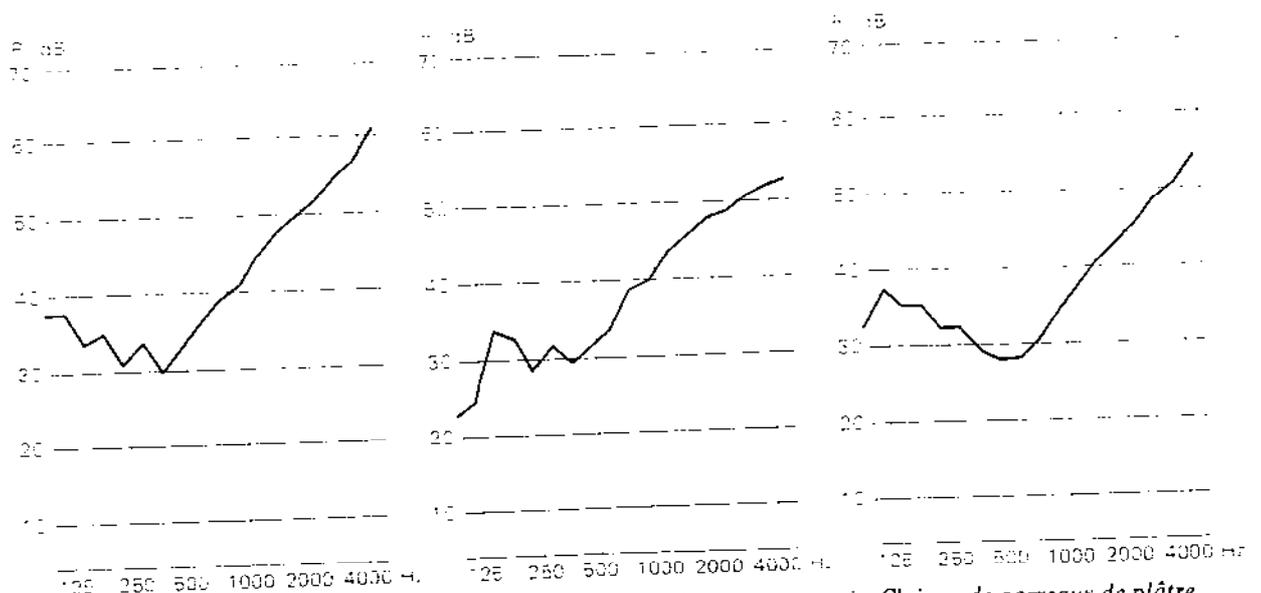
m) **Mur de briques creuses, avec un doublage**  
 $R_{\text{rose}} = 56 \text{ dB (A)}$   
 Masse surfacique :  
 115  $\text{kg/m}^2$  paroi  
 13  $\text{kg/m}^2$  doublage  
 Épaisseur : 190 mm  
 Composition : briques creuses de 100 mm, enduites plâtre une face et doublées par une épaisseur de fibre minérale de 70 mm plus une plaque de plâtre cartonée de 10 mm.

n) **Mur de carreaux de plâtre, avec un doublage**  
 $R_{\text{rose}} = 55 \text{ dB (A)}$   
 Masse surfacique :  
 100  $\text{kg/m}^2$  paroi  
 13  $\text{kg/m}^2$  doublage  
 Épaisseur : 180 mm  
 Composition : carreaux de plâtre de 100 mm doublés par une épaisseur de fibre minérale de 70 mm plus une plaque de plâtre cartonée de 10 mm.

o) **Mur de carreaux de plâtre, avec deux doublages**  
 $R_{\text{rose}} = 55 \text{ dB (A)}$   
 Masse surfacique :  
 42  $\text{kg/m}^2$  paroi  
 24  $\text{kg/m}^2$  doublage  
 Épaisseur : 170 mm  
 Composition : carreaux de plâtre de 50 mm doublés d'un côté par une épaisseur de fibre minérale de 70 mm plus une plaque de plâtre cartonée de 10 mm, de l'autre côté par une épaisseur de fibre minérale de 30 mm plus une plaque de plâtre cartonée de 10 mm.

#### V.4.b. LES CLOISONS

On trouvera ici les cloisons classiques prévues pour séparer des pièces à l'intérieur d'un même logement, par exemple. Toutefois, la majorité des exemples concernent des doubles cloisons constituées d'éléments légers et préfabriqués qui permettent l'obtention de résultats remarquables, tels que un indice R de 70 dB (A) pour une masse surfacique de 70  $\text{kg/m}^2$ .

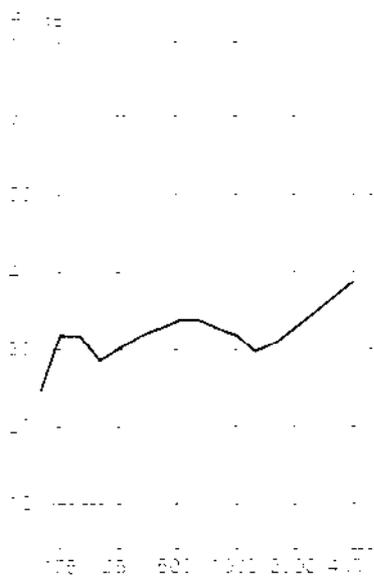


a) **Cloison de carreaux de plâtre**  
 $R_{\text{rose}} = 39 \text{ dB (A)}$   
 Masse surfacique : 110  $\text{kg/m}^2$   
 Épaisseur : 100 mm  
 Composition : carreaux de plâtre pleins

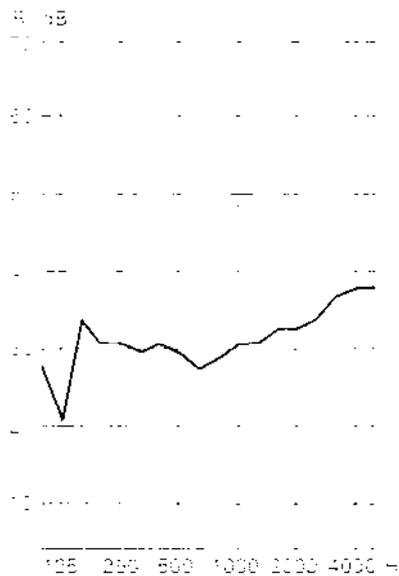
b) **Cloison de béton cellulaire**  
 $R_{\text{rose}} = 37 \text{ dB (A)}$   
 Masse surfacique : 100  $\text{kg/m}^2$   
 Épaisseur : 110 mm  
 Composition : béton cellulaire de 100 mm, enduit plâtre deux faces.

c) **Cloison de carreaux de plâtre**  
 $R_{\text{rose}} = 35 \text{ dB (A)}$   
 Masse surfacique : 65  $\text{kg/m}^2$   
 Épaisseur : 60 mm  
 Composition : carreaux de plâtre pleins.

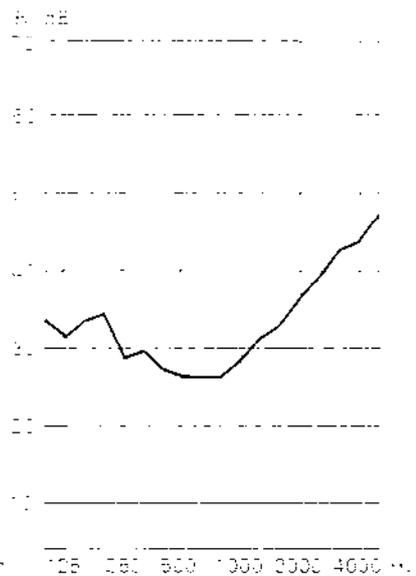
ACOUSTIQUE



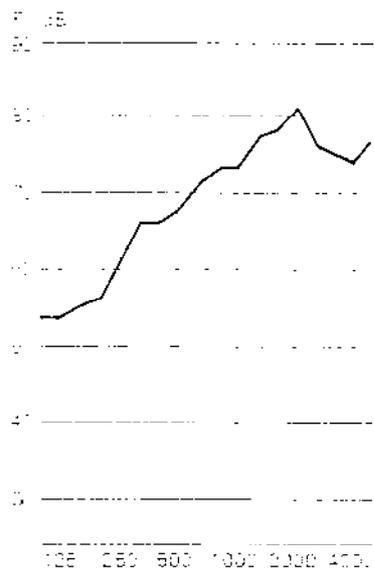
d) *Cloison de particules de bois*  
 $R_{\text{rose}} = 32 \text{ dB (A)}$   
 Masse surfacique :  $35 \text{ kg/m}^2$   
 Épaisseur : 50 mm  
 Composition : panneau de particules de bois de 40 mm, maintenu par deux parements minéraux de 5 mm.



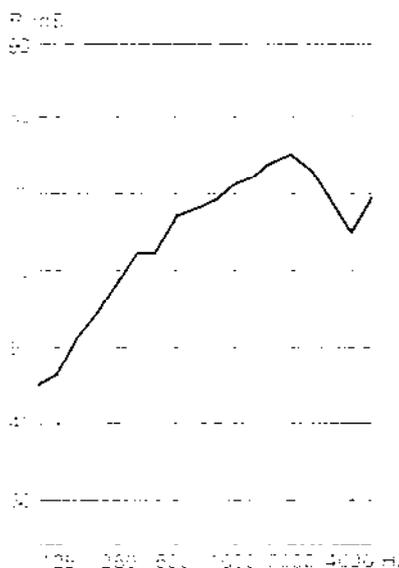
e) *Cloison de briques*  
 $R_{\text{rose}} = 31 \text{ dB (A)}$   
 Masse surfacique :  $60 \text{ kg/m}^2$   
 Épaisseur : 70 mm  
 Composition : briques plâtrières de 50 mm, enduites plâtre deux faces.



f) *Cloison en carreaux de plâtre creux*  
 $R_{\text{rose}} = 31 \text{ dB (A)}$   
 Masse surfacique :  $60 \text{ kg/m}^2$   
 Épaisseur : 60 mm  
 Composition : panneaux de plâtre hauteur d'étage de 60 mm à tubulures verticales de 30 mm de diamètre.



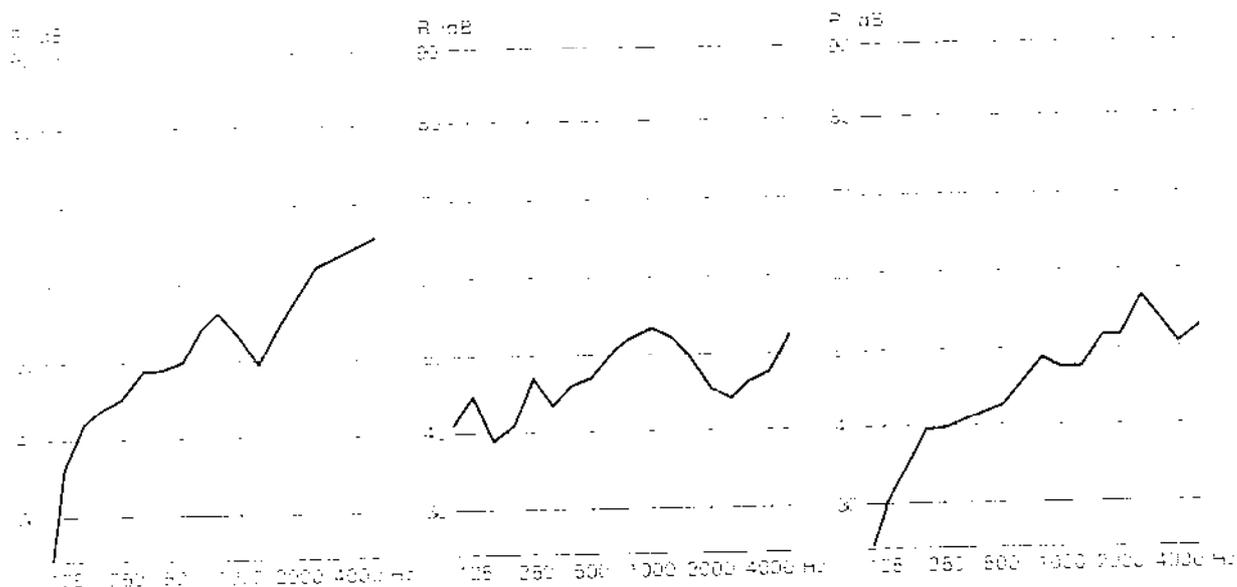
g) *Double cloison en plaques de plâtre*  
 $R_{\text{rose}} = 70 \text{ dB (A)}$   
 Masse surfacique :  $70 \text{ kg/m}^2$   
 Épaisseur : 300 mm  
 Composition : trois plaques de plâtre de 15 mm, un espace d'air amorti de 215 mm, trois plaques de plâtre de 10 mm, double ossature métallique.



h) *Double cloison en plaques de plâtre*  
 $R_{\text{rose}} = 65 \text{ dB (A)}$   
 Masse surfacique :  $60 \text{ kg/m}^2$   
 Épaisseur : 160 mm  
 Composition : trois plaques de plâtre cartonées de 10 mm, fibre minérale de 100 mm, trois plaques de plâtre cartonées de 10 mm, ossature métallique.



i) *Double cloison en plaques d'amiante-ciment*  
 $R_{\text{rose}} = 56 \text{ dB (A)}$   
 Masse surfacique :  $30 \text{ kg/m}^2$   
 Épaisseur : 200 mm  
 Composition : deux plaques d'amiante-ciment de 5 mm espacées par une lame d'air amortie de 190 mm ossature métallique.



j) *Double cloison en particules de bois*

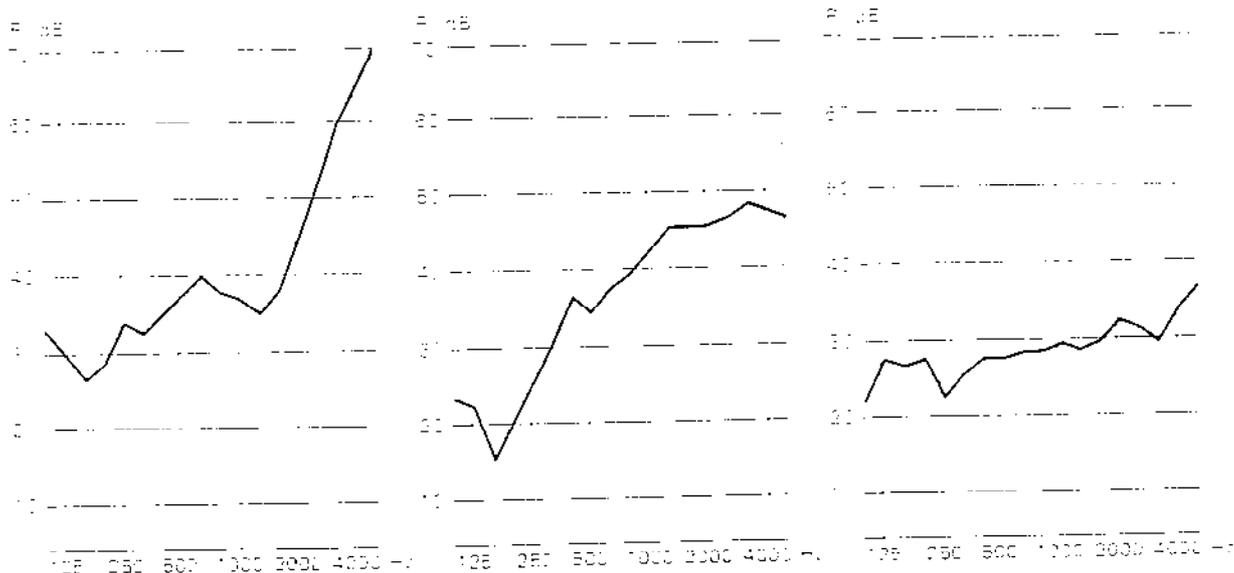
$R_{Tose} = 50$  dB (A)  
 Masse surfacique :  $40$  kg/m<sup>2</sup>  
 Épaisseur :  $102$  mm  
 Composition : deux panneaux de particules de bois de  $35$  mm espacés par une lame d'air amortie de  $32$  mm, ossature bois.

k) *Meuble formant cloison*

$R_{Tose} = 47$  dB (A)  
 Épaisseur :  $600$  mm  
 Composition : fond d'armoire et portes en panneaux de particules de bois laqué de  $20$  mm espacés par une lame d'air de  $560$  mm. Armoires accolées, fixées dans cadre bois.

l) *Double cloison en plaques de plâtre*

$R_{Tose} = 45$  dB (A)  
 Masse surfacique :  $30$  kg/m<sup>2</sup>  
 Épaisseur :  $72$  mm  
 Composition : deux plaques d'amiante-ciment de  $5$  mm espacées d'une lame d'air amortie de  $62$  mm, ossature métallique.



m) *Double cloison en particules de bois*

$R_{Tose} = 39$  dB (A)  
 Masse surfacique :  $50$  kg/m<sup>2</sup>  
 Épaisseur :  $35$  mm  
 Composition : deux panneaux de particules de bois de  $35$  et  $50$  mm espacés par une lame d'air de  $10$  mm. Montage par vérins.

n) *Double cloison en plaques de plâtre*

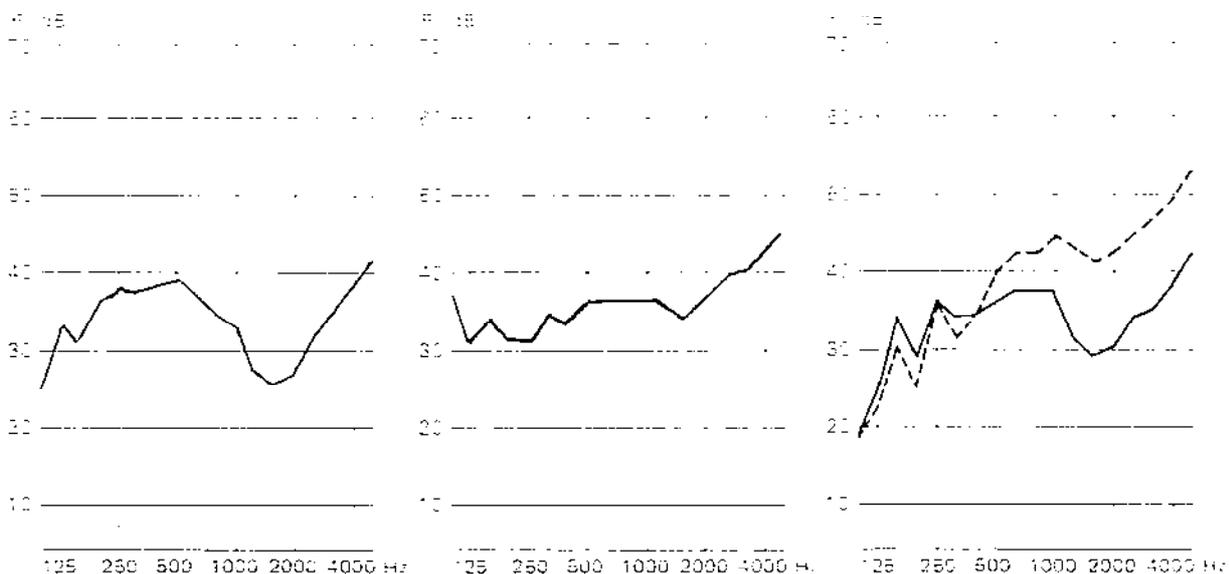
$R_{Tose} = 35$  dB (A)  
 Masse surfacique :  $25$  kg/m<sup>2</sup>  
 Épaisseur :  $70$  mm  
 Composition : deux plaques de plâtre cartonées de  $10$  mm espacées par une lame d'air amortie de  $50$  mm, ossature bois.

o) *Double cloison en plaques de plâtre*

$R_{Tose} = 29$  dB (A)  
 Masse surfacique :  $18$  kg/m<sup>2</sup>  
 Épaisseur :  $50$  mm  
 Composition : deux plaques de plâtre cartonées de  $10$  mm espacées par un réseau cartoné de  $30$  mm, ossature bois.

V.4.c. FENÊTRES, PORTES-FENÊTRES ET PORTES

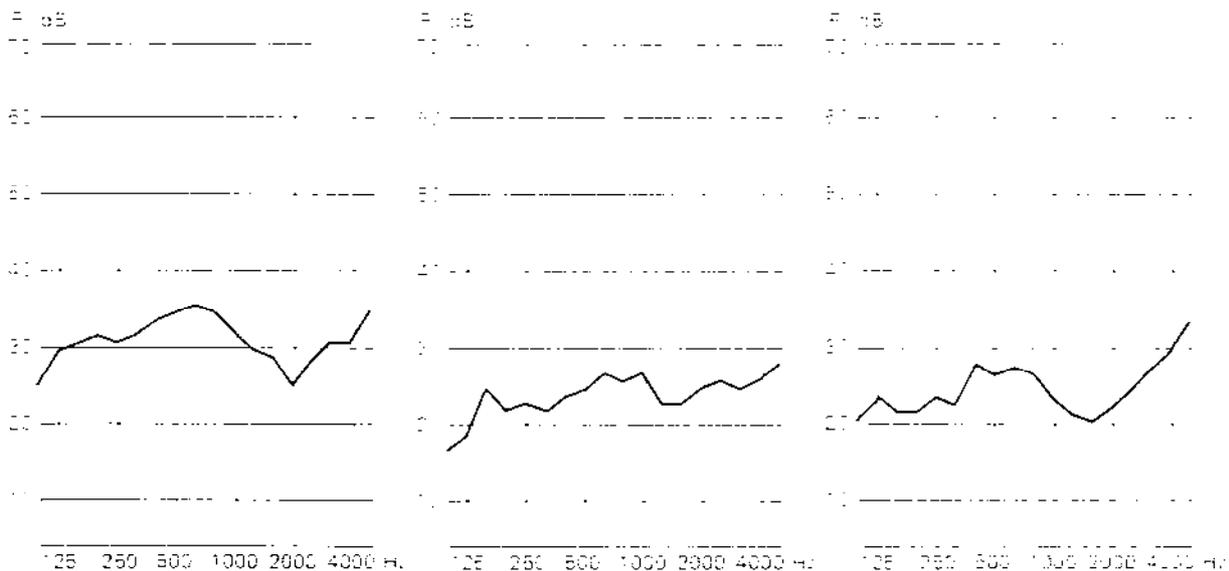
On a regroupé dans cette rubrique les éléments de construction comportant un ou plusieurs ouvrants. On rappelle que l'étanchéité à l'air de tels composants est un paramètre de première importance sur leurs comportements acoustiques. On trouvera des exemples se rapportant aux trois types de menuiserie : bois, PVC, métal. On donne les valeurs de l'indice R calculées vis-à-vis d'un bruit rose et d'un bruit de trafic routier.



a) **Double fenêtre**  
 $R_{\text{rose}} = 49 \text{ dB (A)}$   $R_{\text{route}} = 47 \text{ dB (A)}$   
 Masse surfacique des vitrages :  $45 \text{ kg m}^{-2}$   
 Épaisseur des vitrages : 8 et 10 mm.  
 Composition : vitrage composé d'une glace de 8 mm, d'une lame d'air de 160 mm, d'une glace de 10 mm, huisseries bois et coffre à volet roulant.

b) **Fenêtre équipée d'un double vitrage**  
 $R_{\text{rose}} = 36 \text{ dB (A)}$   $R_{\text{route}} = 35 \text{ dB (A)}$   
 Masse volumique du vitrage :  $40 \text{ kg m}^{-2}$   
 Épaisseur du vitrage : 22 mm  
 Composition : vitrage composé d'un verre de 10 mm, d'une lame d'air de 6 mm et d'un verre de 6 mm, huisseries bois avec coffre à volet roulant.

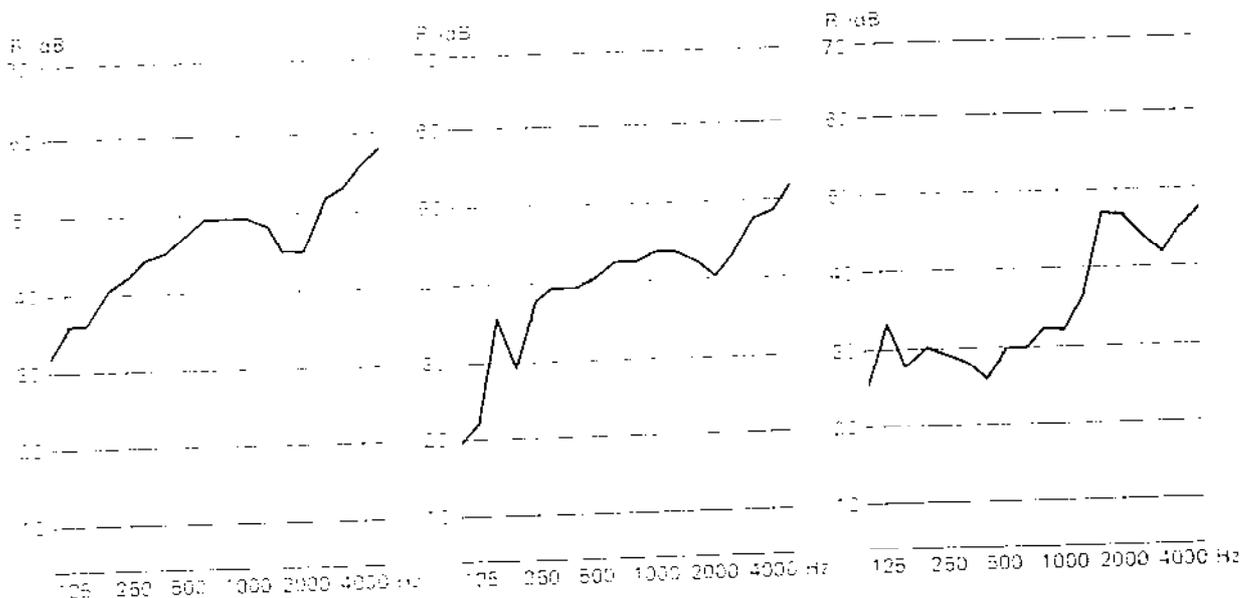
c) **Fenêtre équipée d'un biver volet baissé volet relevé**  
 $R_{\text{rose}}$  39 dB (A) 33 dB (A)  
 $R_{\text{route}}$  35 dB (A) 32 dB (A)  
 Masse surfacique du vitrage :  $35 \text{ kg m}^{-2}$   
 Épaisseur du vitrage : 14 mm  
 Composition : vitrage composé de deux verres de 4 mm espacés par une lame d'air de 6 mm, huisserie bois avec coffre à volet roulant.



d) **Fenêtre à un vantail équipée d'une glace**  
 $R_{\text{rose}} = 29 \text{ dB (A)}$   
 $R_{\text{route}} = 29 \text{ dB (A)}$   
 Masse surfacique du vitrage :  $20 \text{ kg m}^{-2}$   
 Épaisseur du vitrage : 8 mm  
 Composition : l'ouvrant n'est composé que d'une glace de 8 mm.

e) **Fenêtre équipée d'un verre simple**  
 $R_{\text{rose}} = 24 \text{ dB (A)}$   
 $R_{\text{route}} = 23 \text{ dB (A)}$   
 Masse surfacique du vitrage :  $10 \text{ kg m}^{-2}$   
 Épaisseur du vitrage : 4 mm  
 Composition : vitrage composé d'une glace de 4 mm, huisserie bois.

f) **Fenêtre coulissante équipée d'un double vitrage**  
 $R_{\text{rose}} = 24 \text{ dB (A)}$   
 $R_{\text{route}} = 23 \text{ dB (A)}$   
 Masse surfacique du vitrage :  $35 \text{ kg m}^{-2}$   
 Épaisseur du vitrage : 20 mm  
 Composition : vitrage composé d'un verre de 8 mm, d'une lame d'air de 6 mm et d'un verre de 6 mm, châssis coulissant en aluminium.



## g) Double porte-fenêtre

 $R_{\text{rose}} = 47 \text{ dB (A)}$  $R_{\text{route}} = 45 \text{ dB (A)}$ 

Masse surfacique des vitrages :

45 kg/m<sup>2</sup>

Épaisseur des vitrages : 8 et

10 mm

Composition : vitrage composé d'une glace de 8 mm, d'une lame d'air de 160 mm, d'une glace de 10 mm, huisseries bois, soubassement en contre-plaqué de 15 mm.

## h) Porte-fenêtre équipée d'un survitrage

 $R_{\text{rose}} = 40 \text{ dB (A)}$   $R_{\text{route}} = 36 \text{ dB (A)}$ 

Masse surfacique des vitrages :

35 kg/m<sup>2</sup>

Épaisseur des vitrages : 6 et

8 mm

Composition : vitrage constitué d'une glace de 6 mm, d'une lame d'air de 60 mm et d'un survitre en glace de 8 mm, huisserie bois, soubassement composé d'un panneau double : bois de 30 mm, fibre minérale de 20 mm, bois de 10 mm.

## i) Porte-fenêtre équipée d'un biver

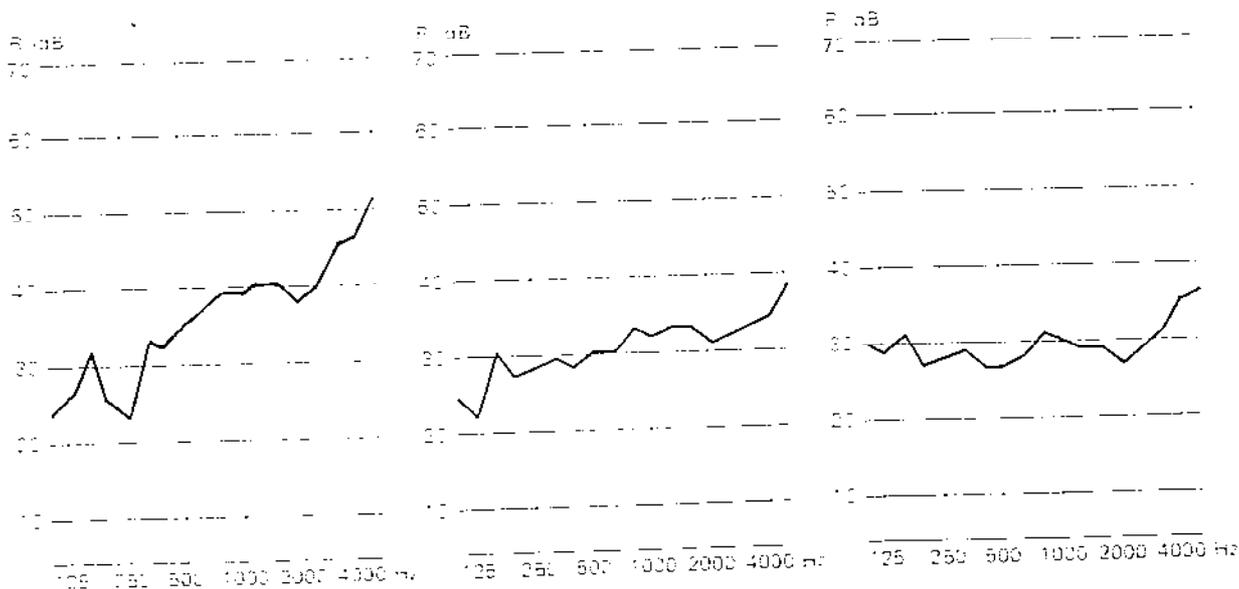
 $R_{\text{rose}} = 34 \text{ dB (A)}$  $R_{\text{route}} = 32 \text{ dB (A)}$ 

Masse surfacique du vitrage :

20 kg/m<sup>2</sup>

Épaisseur du vitrage : 14 mm

Composition : vitrage composé de deux verres de 4 mm séparés par une lame d'air de 6 mm, huisserie en PVC, soubassement constitué par deux panneaux de contre-plaqué recouverts de PVC et séparés par une feuille de plomb.



## j) Porte-fenêtre équipée d'un vitrage feuilleté

 $R_{\text{rose}} = 37 \text{ dB (A)}$  $R_{\text{route}} = 33 \text{ dB (A)}$ 

Masse surfacique du vitrage :

32 kg/m<sup>2</sup>

Épaisseur du vitrage : 20 mm

Composition : vitrage composé d'un verre de 5 mm, d'une lame d'air de 6 mm et deux verres de 4 mm séparés par une résine de 1 mm, huisserie bois.

## k) Porte-fenêtre équipée d'un verre simple

 $R_{\text{rose}} = 32 \text{ dB (A)}$  $R_{\text{route}} = 31 \text{ dB (A)}$ 

Masse surfacique du vitrage :

15 kg/m<sup>2</sup>

Épaisseur du vitrage : 6 mm

Composition : vitrage constitué par une glace de 6 mm, huisserie en PVC.

## l) Porte-fenêtre coulissante équipée d'un double vitrage

 $R_{\text{rose}} = 30 \text{ dB (A)}$  $R_{\text{route}} = 29 \text{ dB (A)}$ 

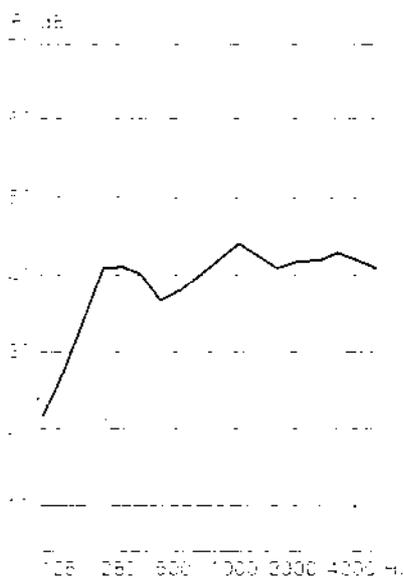
Masse surfacique du vitrage :

25 kg/m<sup>2</sup>

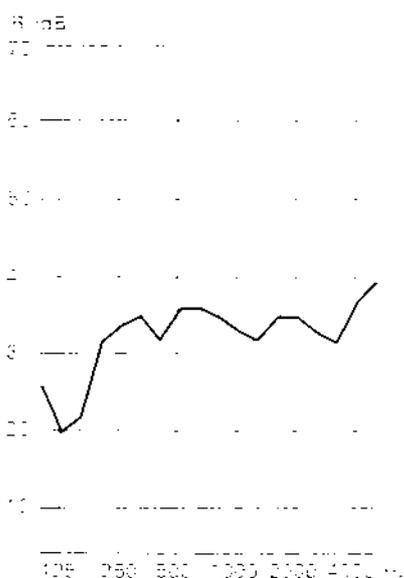
Épaisseur du vitrage : 19 mm

Composition : vitrage constitué par une glace de 6 mm, d'une lame d'air de 6 mm et un verre de 5 mm, huisserie aluminium.

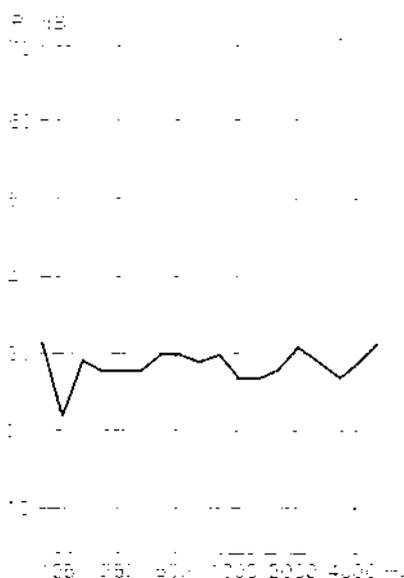
ACOUSTIQUE



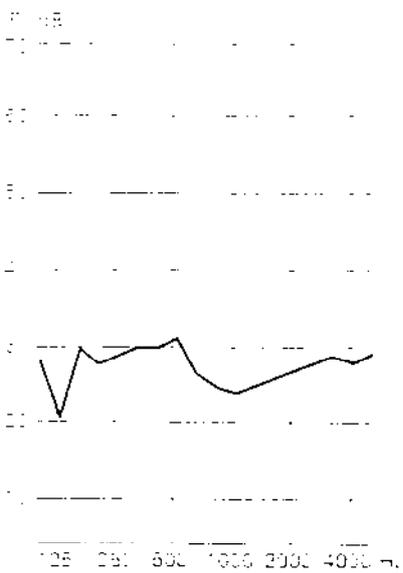
m) *Bloc-porte avec âme du battant en fibre minérale*  
 $R_{T,ose} = 41$  dB (A)  
 Masse surfacique du battant :  $54 \text{ kg/m}^2$   
 Composition : deux parements en tôle de 2 et 3 mm séparés par une âme en laine de roche de 50 mm, huisserie métallique.



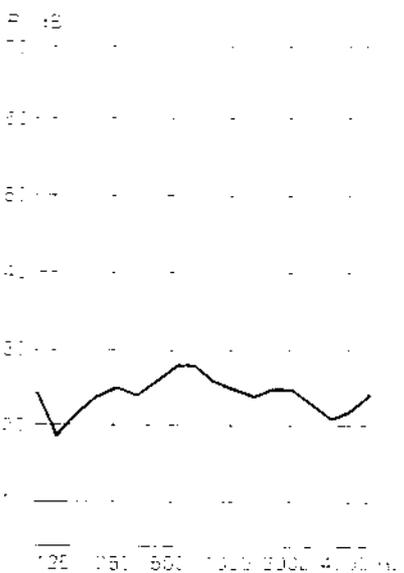
n) *Bloc-porte avec âme du battant en fibre minérale et amiante-ciment*  
 $R_{T,ose} = 34$  dB (A)  
 Masse surfacique du battant :  $32 \text{ kg/m}^2$   
 Composition : deux parements en particules de bois aggloméré de 3.5 mm, une âme constituée par un panneau d'amiante de 6 mm, une épaisseur de fibre minérale de 20 mm et un panneau d'amiante de 6 mm, huisserie bois avec plinthe escamotable.



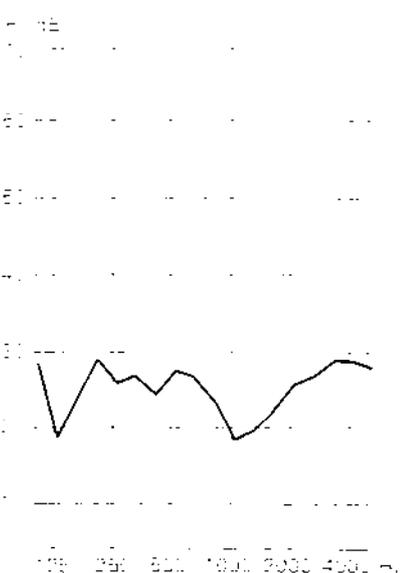
o) *Bloc-porte avec âme du battant en particules de bois*  
 $R_{T,ose} = 28$  dB (A)  
 Masse surfacique du battant :  $25 \text{ kg/m}^2$   
 Composition : deux parements en fibre de bois dure séparés par une âme en particules de bois de 33 mm, huisserie métallique avec plinthe escamotable.



p) *Bloc-porte avec âme du battant en aggloméré de bois*  
 $R_{T,ose} = 27$  dB (A)  
 Masse surfacique du battant :  $32 \text{ kg/m}^2$   
 Composition : deux parements en contre-plaqué de 4 mm séparés par une âme en particules de bois de 45 mm, huisserie bois avec plinthe escamotable.



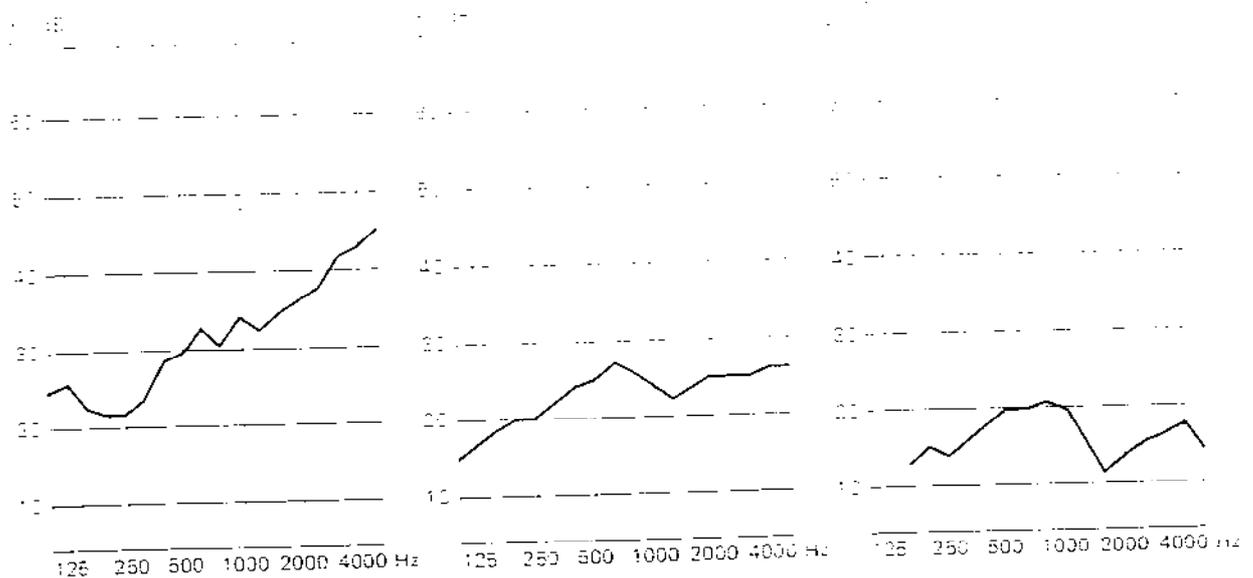
q) *Bloc-porte avec âme du battant en aggloméré de bois*  
 $R_{T,ose} = 24$  dB (A)  
 Masse surfacique du battant :  $25 \text{ kg/m}^2$   
 Composition : deux parements en fibre de bois dure de 3.2 mm séparés par une âme en aggloméré de bois de 33.5 mm, huisserie métallique.



r) *Bloc-porte avec âme du battant en isorel*  
 $R_{T,ose} = 24$  dB (A)  
 Masse surfacique du battant :  $17 \text{ kg/m}^2$   
 Composition : deux parements en fibre de bois dure de 3.2 mm séparés par une âme en isorel de 34 mm, huisserie métallique avec plinthe escamotable.

## V.4.d. TOITURES ET PLAFONDS

Bien que d'un intérêt secondaire, on trouvera quelques résultats concernant des couvertures seules. Ce chapitre contient en outre des plafonds, puis des toitures complètes, associant une couverture et un plafond, avec ou sans comble. Ces illustrations sont complétées par des toitures industrielles prévues notamment comme couvertures d'autoroute.



## a) Couverture en bardeaux bitumés

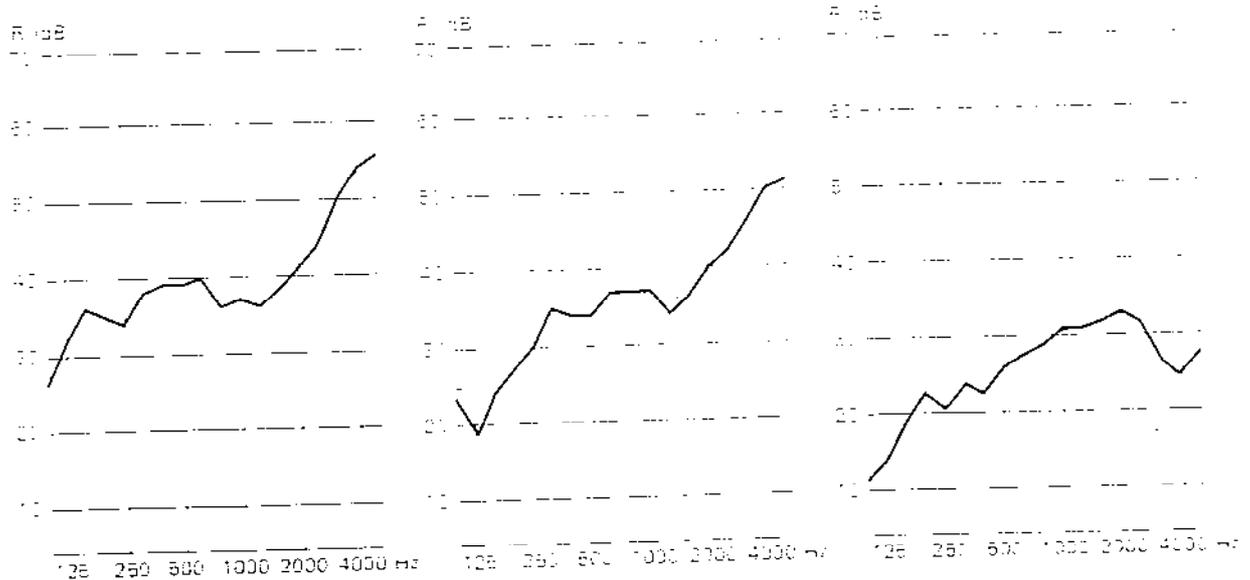
$R_{\text{rose}} = 33 \text{ dB (A)}$   
 $R_{\text{route}} = 29 \text{ dB (A)}$   
 Masse surfacique :  $27 \text{ kg/m}^2$   
 Composition : bardeaux bitumés agrafés en panneaux de particules de 18 mm.

## b) Couverture en ardoises d'amiante-ciment

$R_{\text{rose}} = 24 \text{ dB (A)}$   
 $R_{\text{route}} = 23 \text{ dB (A)}$   
 Masse surfacique :  $37 \text{ kg/m}^2$   
 Composition : ardoises d'amiante-ciment posées au clou sur voliges jointives de  $102 \times 12 \text{ mm}$ .

## c) Couverture en tuiles de terre cuite

$R_{\text{rose}} = 16 \text{ dB (A)}$   
 $R_{\text{route}} = 16 \text{ dB (A)}$   
 Masse surfacique :  $56 \text{ kg/m}^2$   
 Composition : tuiles de terre cuite à emboîtement posées sur liteaux de  $30 \times 24 \text{ mm}$ .



## d) Plafonds en hourdis de terre cuite

$R_{\text{rose}} = 39 \text{ dB (A)}$   
 $R_{\text{route}} = 37 \text{ dB (A)}$   
 Masse surfacique :  $42 \text{ kg/m}^2$   
 Composition : hourdis de terre cuite de 27 mm posés au crochet sous bastingis, enduit plâtre en sous-face et recouverts de fibre minérale de 45 mm.

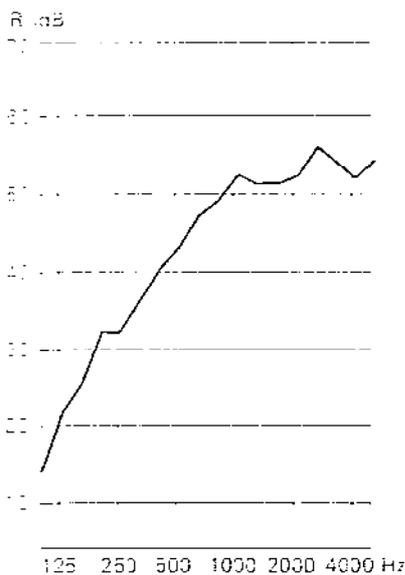
## e) Plafond en plaques de plâtre cartonées

$R_{\text{rose}} = 37 \text{ dB (A)}$   
 $R_{\text{route}} = 33 \text{ dB (A)}$   
 Masse surfacique :  $21 \text{ kg/m}^2$   
 Composition : plaques de plâtre cartonées de 24 mm clouées sous bastingis, recouvertes de fibre minérale de 45 mm.

## f) Plafond en plaques de plâtre cartonées

$R_{\text{rose}} = 27 \text{ dB (A)}$   
 $R_{\text{route}} = 25 \text{ dB (A)}$   
 Masse surfacique :  $8 \text{ kg/m}^2$   
 Composition : plaques de plâtre cartonées de 10 mm clouées sous bastingis.

## ACOUSTIQUE



- g) *Couverture en tuiles de terre cuite avec comble et plafond*

$R_{\text{rose}} = 40 \text{ dB (A)}$

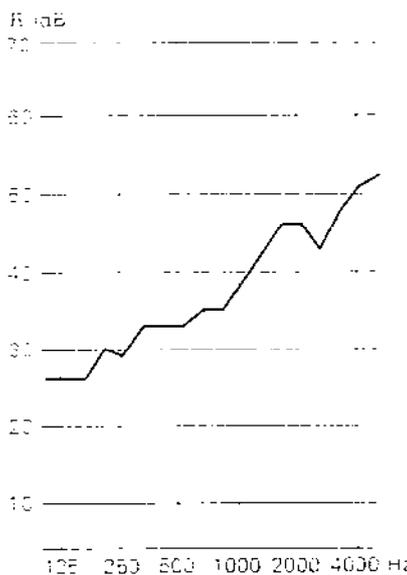
$R_{\text{route}} = 34 \text{ dB (A)}$

Masse surfacique :

56 kg/m<sup>2</sup> couverture

8 kg/m<sup>2</sup> plafond

Composition : tuiles de terre cuite à emboîtement, posées sur liteaux, comble de 1 200 mm avec 45 mm de fibre minérale et plafond en plaques de plâtre cartonnées, clouées sous bastinges.



- h) *Couverture en bardeaux bitumés avec plafond en plaques de plâtre cartonnées*

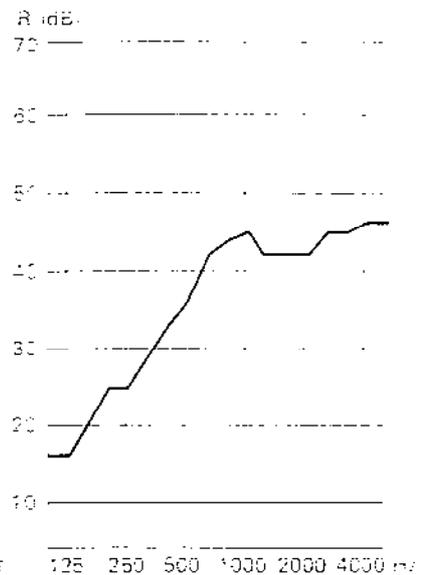
$R_{\text{rose}} = 38 \text{ dB (A)}$   $R_{\text{route}} = 35 \text{ dB (A)}$

Masse surfacique :

27 kg/m<sup>2</sup> couverture

9 kg/m<sup>2</sup> plafond

Composition : bardeaux bitumés agrafés sur panneaux de particules de 18 mm, posés sous chevrons sous lesquels sont vissées des plaques de plâtre cartonnées de 10 mm, doublées de polystyrène expansé de 80 mm.



- i) *Couverture en tuiles de terre cuite avec plafond en plaques de plâtre cartonnées*

$R_{\text{rose}} = 36 \text{ dB (A)}$

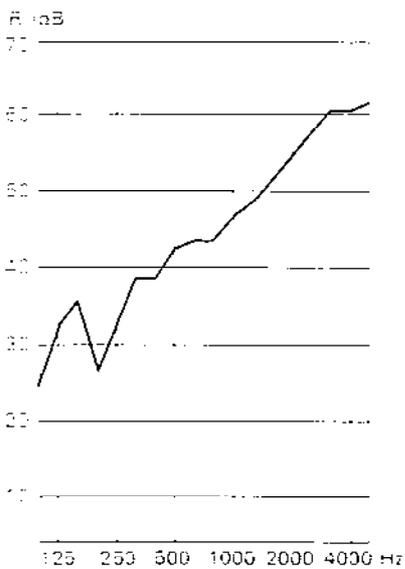
$R_{\text{route}} = 30 \text{ dB (A)}$

Masse surfacique :

56 kg/m<sup>2</sup> couverture

8 kg/m<sup>2</sup> plafond

Composition : tuiles de terre cuite à emboîtement, posées sur liteaux, fibre minérale de 45 mm entre chevrons, sous lesquels sont vissées des plaques de plâtre cartonnées de 10 mm.



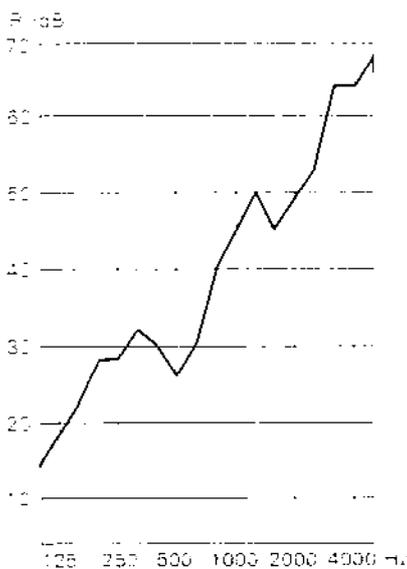
- j) *Toiture en tôle avec absorbant*

$R_{\text{rose}} = 43 \text{ dB (A)}$

$R_{\text{route}} = 38 \text{ dB (A)}$

Masse surfacique : 40 kg/m<sup>2</sup>

Composition : deux parements en tôle de 1,25 mm en forme de coupole englobant de la laine de verre de 90 mm.



- k) *Toiture en PVC*

$R_{\text{rose}} = 35 \text{ dB (A)}$

$R_{\text{route}} = 30 \text{ dB (A)}$

Masse surfacique : 16 kg/m<sup>2</sup>

Composition : deux parois constituées d'éléments monotubulaires en PVC rigide, assemblés par clavettes continues et espacés par 85 mm d'air.



- l) *Toiture en polyester*

$R_{\text{rose}} = 26 \text{ dB (A)}$

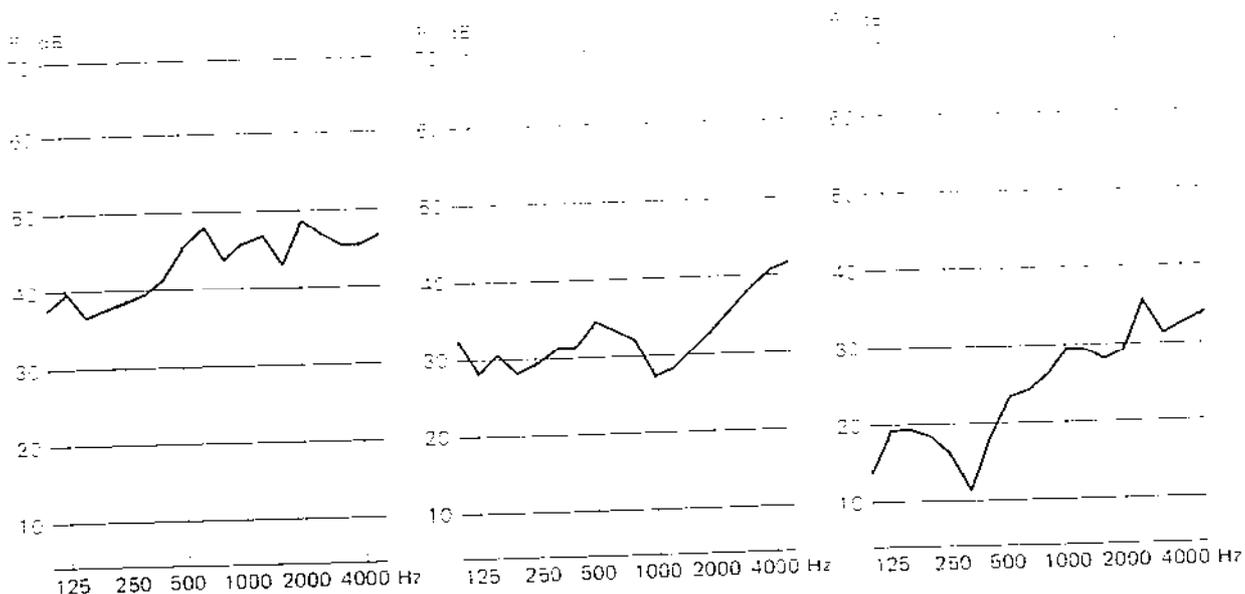
$R_{\text{route}} = 22 \text{ dB (A)}$

Masse surfacique : 6 kg/m<sup>2</sup>

Composition : deux parois en forme de coupole en polyester de 2 mm englobant une lame d'air de 44 mm.

### V.4.e. ÉCRANS ET DIVERS

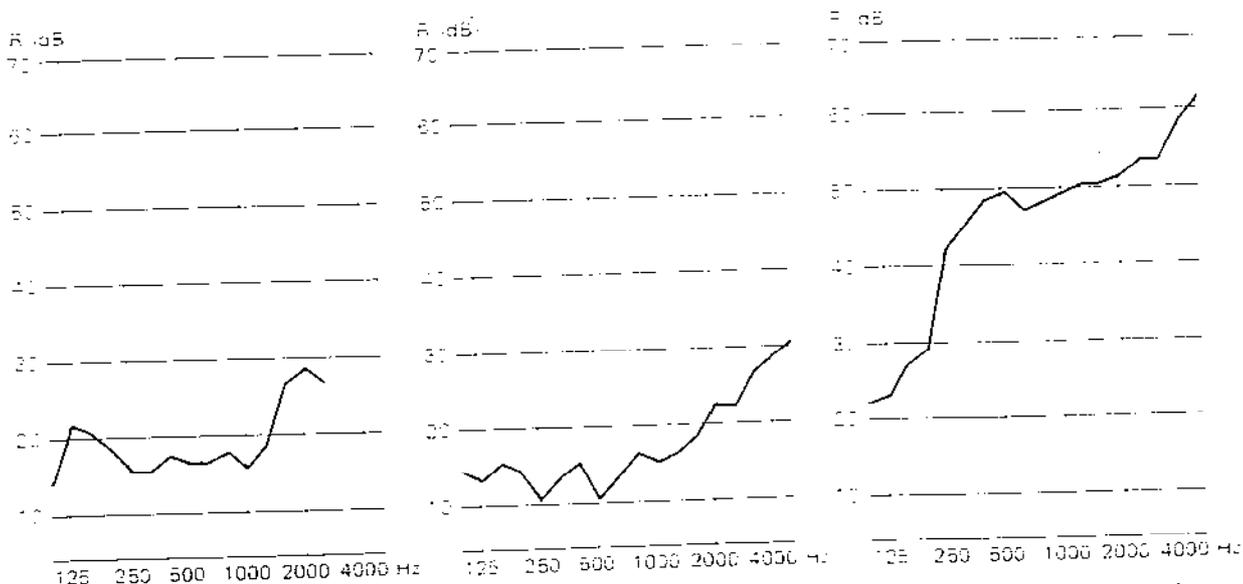
Ce chapitre comporte trois parties différentes. Tout d'abord des écrans, spécialement prévus pour assurer une protection contre le bruit de circulation, puis des bardages et enfin des éléments de remplissage pour façades légères. On a cherché à donner une grande échelle de résultats, exprimés en  $R_{\text{rose}}$  et  $R_{\text{route}}$ .



a) **Écran faisant fonction de barrière de sécurité**  
 $R_{\text{rose}} = 44 \text{ dB (A)}$   $R_{\text{route}} = 43 \text{ dB (A)}$   
 Masse surfacique :  $260 \text{ kg/m}^2$   
 Épaisseur moyenne : 203 mm  
 Composition : deux tôles de 2,6 mm en partie basse et deux tôles de 1,3 mm en partie haute avec remplissage d'argile expansée sur une épaisseur moyenne de 200 mm.

b) **Écran en glace de 12 mm**  
 $R_{\text{rose}} = 32 \text{ dB (A)}$   
 $R_{\text{route}} = 30 \text{ dB (A)}$   
 Masse surfacique :  $30 \text{ kg/m}^2$   
 Épaisseur : 12 mm  
 Composition : glace de 12 mm montée dans un cadre bois.

c) **Écran en aluminium**  
 $R_{\text{rose}} = 25 \text{ dB (A)}$   
 $R_{\text{route}} = 21 \text{ dB (A)}$   
 Masse surfacique :  $9 \text{ kg/m}^2$   
 Épaisseur : 75 mm  
 Composition : panneau composite en aluminium constitué de deux tôles nervurées de 1,2 mm, espacées au maximum par 72 mm d'air.

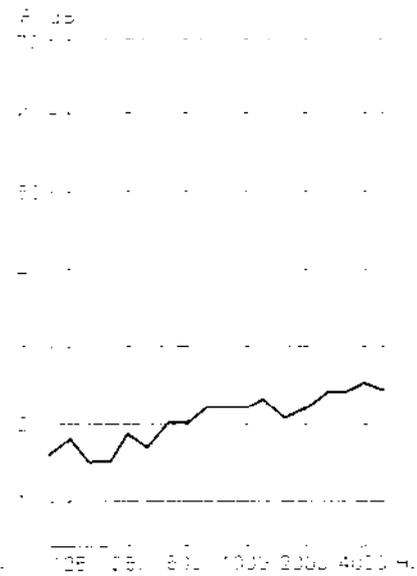
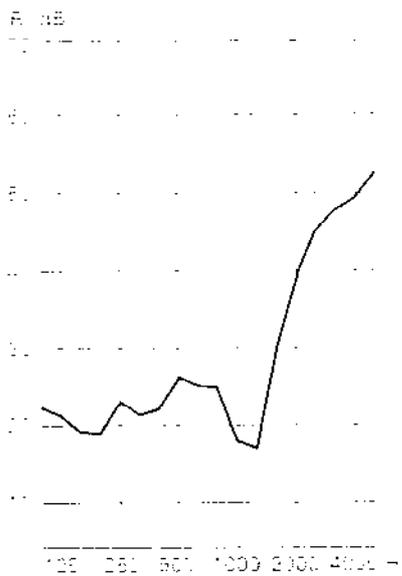
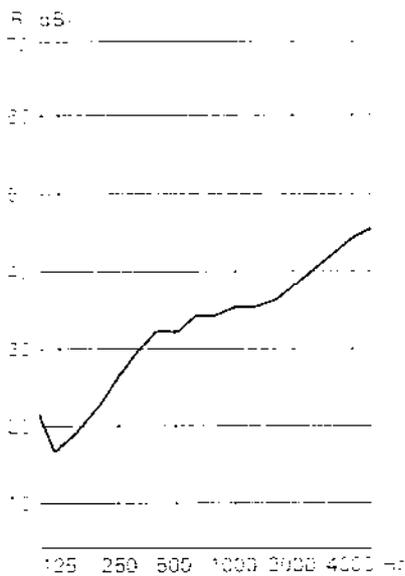


d) **Écran en aluminium**  
 $R_{\text{rose}} = 19 \text{ dB (A)}$   
 $R_{\text{route}} = 18 \text{ dB (A)}$   
 Masse surfacique :  $8 \text{ kg/m}^2$   
 Épaisseur : 2 mm  
 Composition : panneau simple en aluminium de 2 mm.

e) **Écran en panneaux de fibre minérale**  
 $R_{\text{rose}} = 17 \text{ dB (A)}$   
 $R_{\text{route}} = 15 \text{ dB (A)}$   
 Masse surfacique :  $14 \text{ kg/m}^2$   
 Épaisseur : 50 mm  
 Composition : panneaux de fibre minérale de 40 mm maintenus par deux grillages en plastique de 5 mm.

f) **Bardage en tôle avec absorbant**  
 $R_{\text{rose}} = 44 \text{ dB (A)}$   $R_{\text{route}} = 38 \text{ dB (A)}$   
 Masse surfacique :  $28 \text{ kg/m}^2$   
 Épaisseur : 100 mm  
 Composition : tôle ondulée de 0,75 mm, feutre de 60 mm et deux tôles pleines de 0,75 mm séparées par une épaisseur de laine minérale à forte densité de 30 mm d'épaisseur.

## ACOUSTIQUE



### g) Bardage complexe

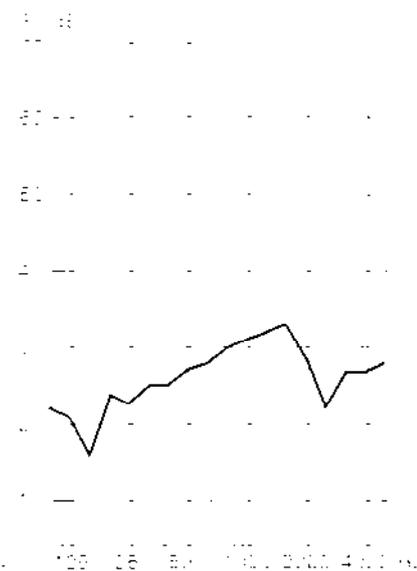
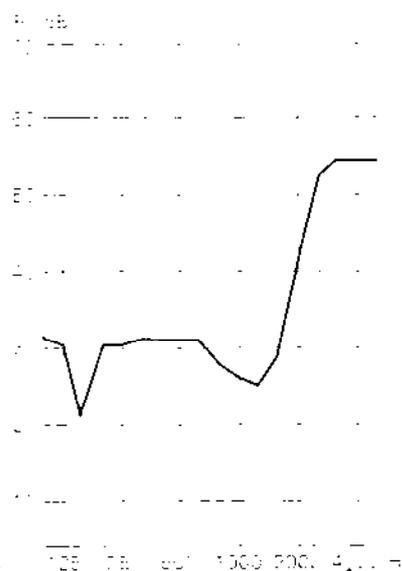
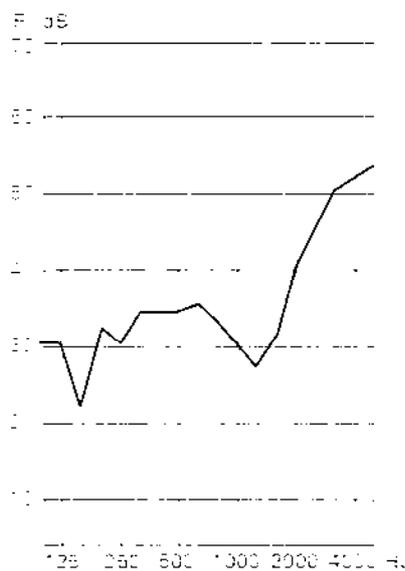
$R_{\text{rose}} = 34 \text{ dB (A)}$   
 $R_{\text{route}} = 30 \text{ dB (A)}$   
 Masse surfacique :  $22 \text{ kg/m}^2$   
 Épaisseur : 160 mm  
 Composition : une tôle nervurée en aluminium de 1 mm, un espace d'air amorti de 70 mm, une tôle d'acier pleine de 1 mm, 30 mm de fibre minérale et une tôle en acier perforée de 1 mm.

### h) Bardage en tôle avec mousse de polyuréthane

$R_{\text{rose}} = 24 \text{ dB (A)}$   
 $R_{\text{route}} = 22 \text{ dB (A)}$   
 Masse surfacique :  $14 \text{ kg/m}^2$   
 Épaisseur : 30 mm  
 Composition : deux tôles nervurées en acier galvanisé de 0,5 mm avec remplissage de mousse de polyuréthane de 29 mm.

### i) Bardage simple en tôle

$R_{\text{rose}} = 22 \text{ dB (A)}$   
 $R_{\text{route}} = 21 \text{ dB (A)}$   
 Masse surfacique :  $7 \text{ kg/m}^2$   
 Épaisseur : 0,75 mm  
 Composition : une tôle nervurée de 0,75 mm.



### j) Façade menuisée à âme en mousse de polyuréthane

$R_{\text{rose}} = 33 \text{ dB (A)}$   
 $R_{\text{route}} = 31 \text{ dB (A)}$   
 Masse surfacique :  $35 \text{ kg/m}^2$   
 Épaisseur : 48 mm  
 Composition : un parement extérieur en glace émaillée de 8 mm, un parement intérieur en aggloméré végétal de 10 mm recouvert d'une tôle galvanisée de 1 mm et une âme en mousse de polyuréthane de 29 mm.

### k) Façade menuisée à âme en mousse de polyuréthane

$R_{\text{rose}} = 29 \text{ dB (A)}$   $R_{\text{route}} = 29 \text{ dB (A)}$   
 $R_{\text{route}} = 26 \text{ dB (A)}$   
 Masse surfacique :  $23 \text{ kg/m}^2$   
 Épaisseur : 35 mm  
 Composition : deux parements en tôle galvanisée de 8/10 mm avec une âme en mousse de polyuréthane de 33 mm.

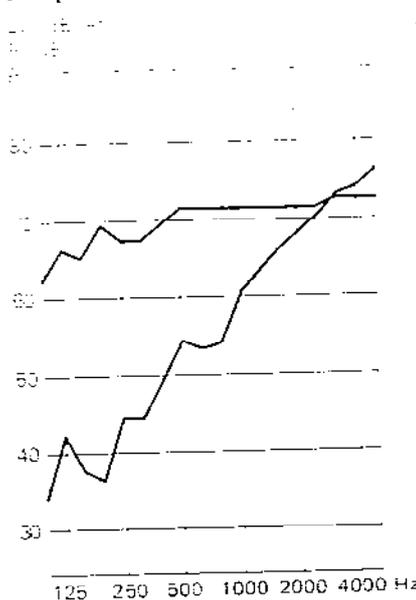
### l) Façade menuisée à âme en mousse PVC

$R_{\text{rose}} = 27 \text{ dB (A)}$   
 $R_{\text{route}} = 26 \text{ dB (A)}$   
 Masse surfacique :  $18 \text{ kg/m}^2$   
 Épaisseur : 57 mm  
 Composition : deux parements en amiante-ciment de 3,5 mm et une âme en mousse de PVC.

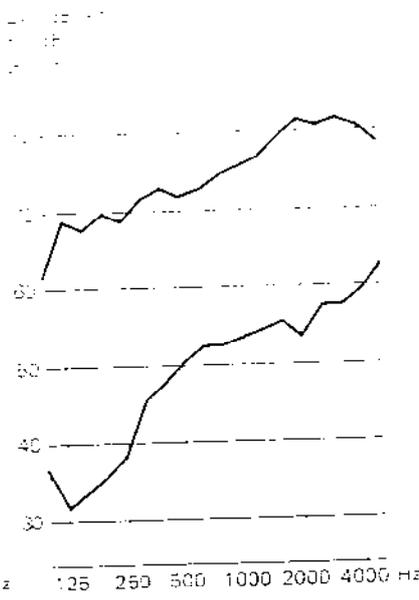
## V.4.f. PLANCHERS

Ces exemples concernent des planchers simples homogènes et surtout hétérogènes : hourdis creux en céramique ou en béton, béton avec des tubulures et plancher caisson ainsi que trois planchers composés dont deux recouverts d'une dalle flottante.

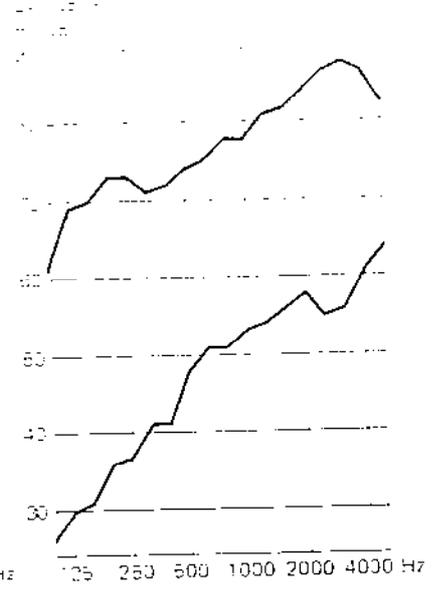
On donne les valeurs de l'indice  $R_{\text{rose}}$ , du niveau du bruit de chocs  $L_n$  et à titre d'information complémentaire la somme  $R + L_n$ .



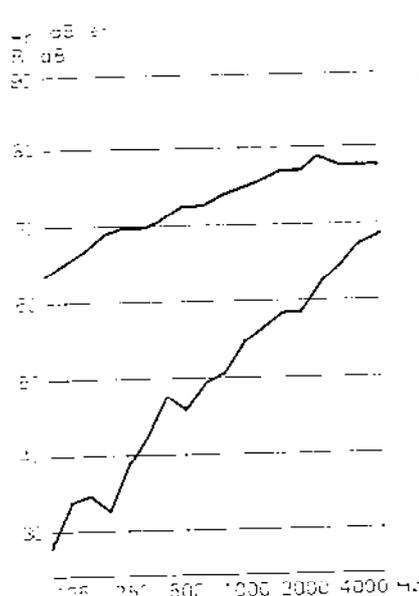
a) *Dalle pleine*  
 $R = 54$  dB (A)  
 $L_n = 83$  dB (A)  
 Masse surfacique :  $330$  kg/m<sup>2</sup>  
 Composition : béton armé de  $140$  mm  
 $R + L_n = 137$  dB (A).



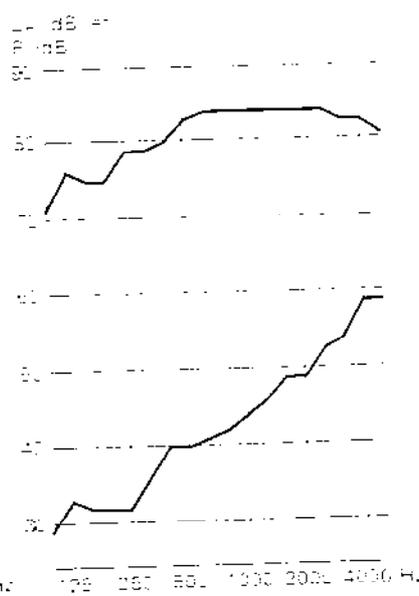
b) *Plancher corps creux béton*  
 $R = 50$  dB (A)  
 $L_n = 90$  dB (A)  
 Masse surfacique :  $310$  kg/m<sup>2</sup>  
 Composition : hourdis de  $160$  mm et poutrelles en béton, une dalle de compression de  $40$  mm et sous-face plâtrée.  
 $R + L_n = 140$  dB (A).



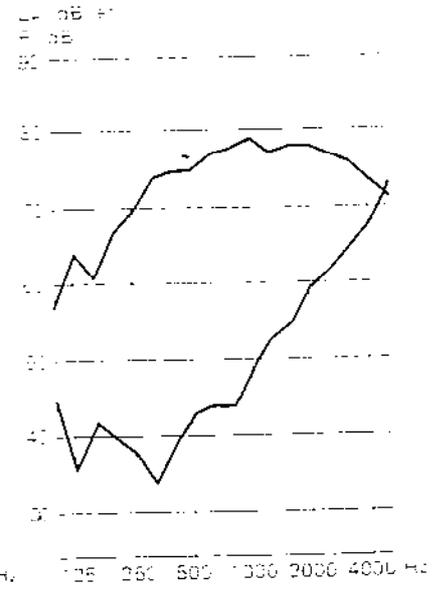
c) *Plancher corps creux céramique*  
 $R = 47$  dB (A)  $L_n = 95$  dB (A)  
 Masse surfacique :  $320$  kg/m<sup>2</sup>  
 Composition : hourdis de  $160$  mm et poutrelles en céramique, une dalle de compression de  $40$  mm et sous-face plâtrée.  
 $R + L_n = 142$  dB (A).



d) *Plancher en béton tubulaire*  
 $R = 49$  dB (A)  $L_n = 88$  dB (A)  
 Masse surfacique :  $210$  kg/m<sup>2</sup>  
 Composition : béton précontraint de  $120$  mm à tubulures horizontales de diamètre  $50$  mm  
 $R + L_n = 137$  dB (A).

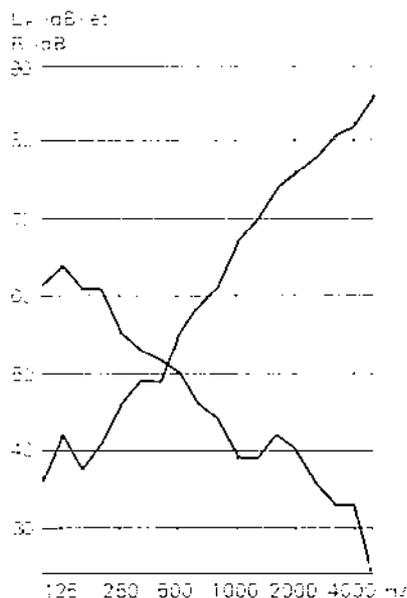


e) *Plancher en béton sur tôle nervurée*  
 $R = 43$  dB (A)  $L_n = 94$  dB (A)  
 Masse surfacique :  $160$  kg/m<sup>2</sup>  
 Composition : béton coulé sur tôle acier nervurée (épaisseur maximale de  $55$  mm, épaisseur minimale de  $36$  mm)  
 $R + L_n = 137$  dB (A).

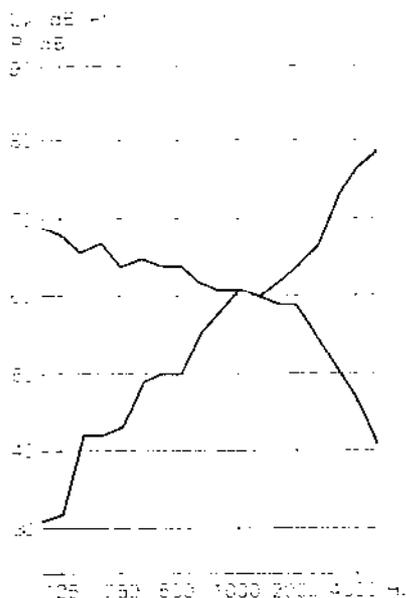


f) *Plancher à caissons*  
 $R = 46$  dB (A)  $L_n = 88$  dB (A)  
 Masse surfacique :  $330$  kg/m<sup>2</sup>  
 Composition : caissons en béton armé de  $40$  mm  
 $R + L_n = 134$  dB (A).

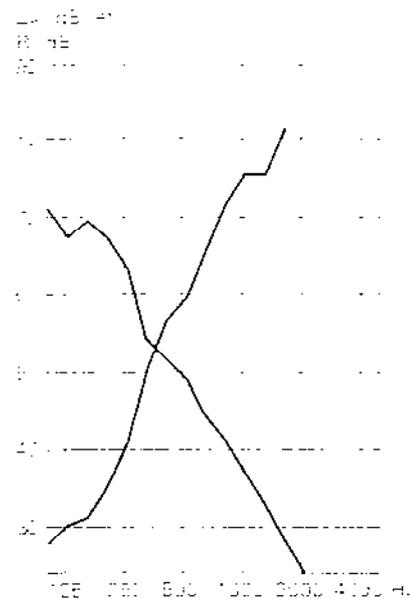
## ACOUSTIQUE



- g) *Dalle flottante sur plancher plein en béton*  
 $R = 56$  dB (A)     $L_n = 58$  dB (A)  
 Masse surfacique :  $420$  kg/m<sup>2</sup>  
 Composition : dalle flottante en mortier de ciment de 40 mm sur sous-couche en laine de verre de 20 mm et plancher support en béton de 140 mm.



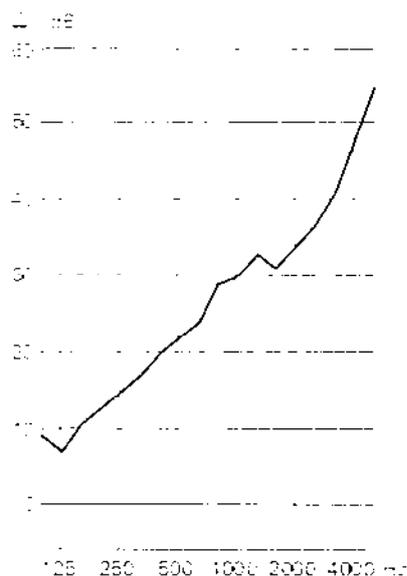
- h) *Dalle flottante sur plancher en corps creux céramique*  
 $R = 53$  dB (A)     $L_n = 71$  dB (A)  
 Masse surfacique :  $350$  kg/m<sup>2</sup>  
 Composition : dalle flottante en mortier de ciment de 40 mm sur sous-couche en fibre de roche de 20 mm et plancher support en hourdis céramique de 120 mm et poutrelles béton.



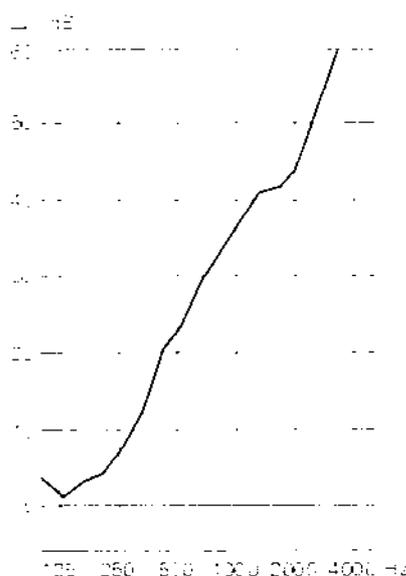
- i) *Double plancher*  
 $R = 50$  dB (A)     $L_n = 62$  dB (A)  
 Masse surfacique :  $90$  kg/m<sup>2</sup>  
 Composition : un plancher à ossature métallique, en amiante-ciment extrudé, recouvert d'une dalle flottante en aggloméré de bois sur feutre et un plafond suspendu en amiante-ciment recouvert de laine de verre.

## V.4.g. LES DALLES FLOTTANTES

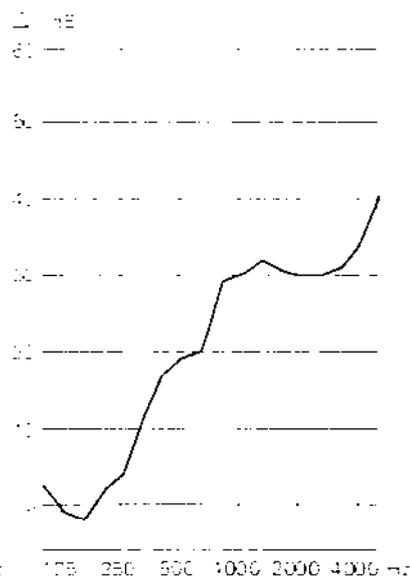
La majorité des exemples concernent des dalles flottantes en mortier de ciment, soit d'une masse surfacique de  $90$  kg/m<sup>2</sup>. A cela, s'ajoutent une dalle en aggloméré de bois, une en asphalte et une en béton bitumineux. Ces exemples sont représentatifs des sous-couches actuellement proposées. La valeur de l'efficacité  $\Delta L$  ne dépasse jamais 30 dB (A).



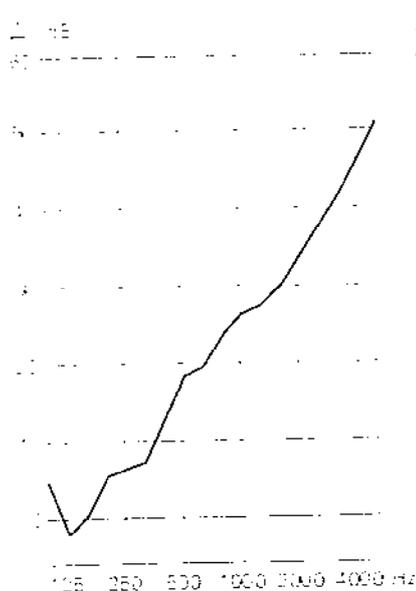
- a) *Dalle flottante mortier de ciment sur fibre de roche*  
 $\Delta L = 28$  dB (A)  
 Masse surfacique :  $90$  kg/m<sup>2</sup>  
 Composition : mortier de ciment de 40 mm sur fibre de roche de 40 mm ( $5$  kg/m<sup>2</sup>).



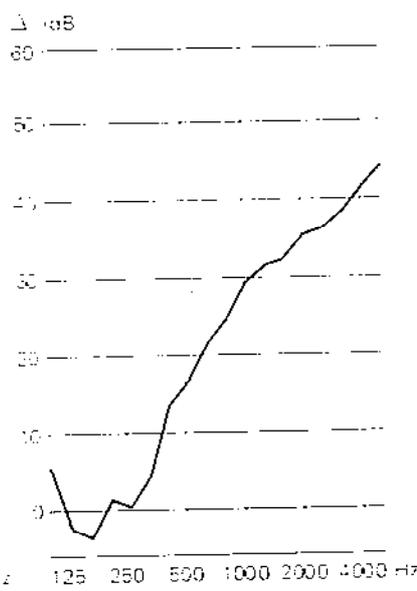
- b) *Dalle flottante bois sur laine de verre*  
 $\Delta L = 23$  dB (A)  
 Masse surfacique :  $12$  kg/m<sup>2</sup>  
 Composition : aggloméré de bois de 16 mm sur laine de verre de 25 mm ( $2$  kg/m<sup>2</sup>).



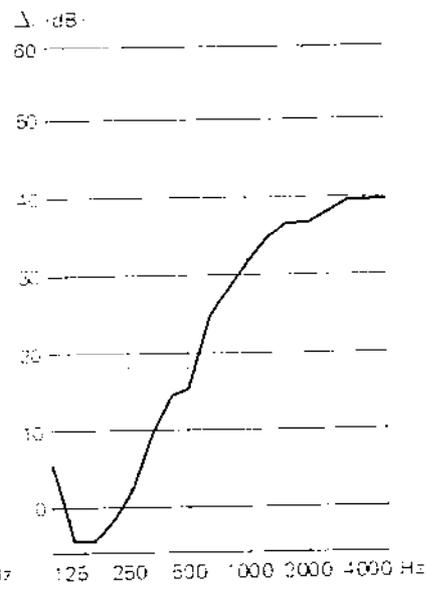
- c) *Dalle flottante mortier de ciment sur fibre de roche*  
 $\Delta L = 20$  dB (A)  
 Masse surfacique :  $90$  kg/m<sup>2</sup>  
 Composition : mortier de ciment de 40 mm sur fibre de roche de 10 mm ( $1$  kg/m<sup>2</sup>).



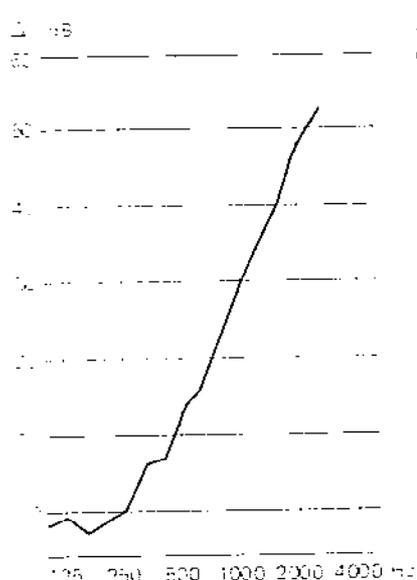
d) *Dalle flottante mortier de ciment sur copeaux de caoutchouc*  
 $\Delta L = 20 \text{ dB (A)}$   
 Masse surfacique :  $90 \text{ kg/m}^2$   
 Composition : mortier de ciment de 40 mm sur copeaux de caoutchouc liés par résine et recouvert de papier kraft de 10 mm ( $4,3 \text{ kg/m}^2$ ).



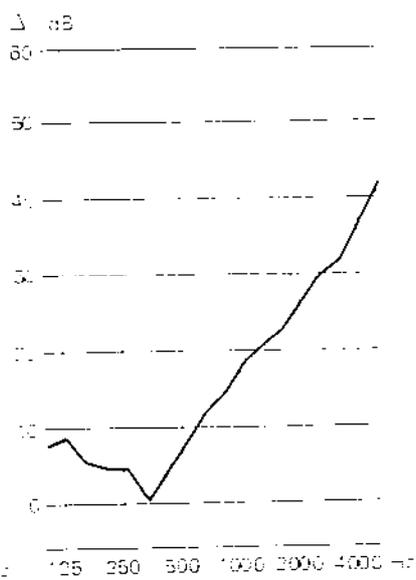
e) *Dalle flottante mortier de ciment sur fibre de verre*  
 $\Delta L = 17 \text{ dB (A)}$   
 Masse surfacique :  $90 \text{ kg/m}^2$   
 Composition : mortier de ciment de 40 mm sur voile de verre, papier kraft, bitume et sable de 2,5 mm ( $1,1 \text{ kg/m}^2$ ).



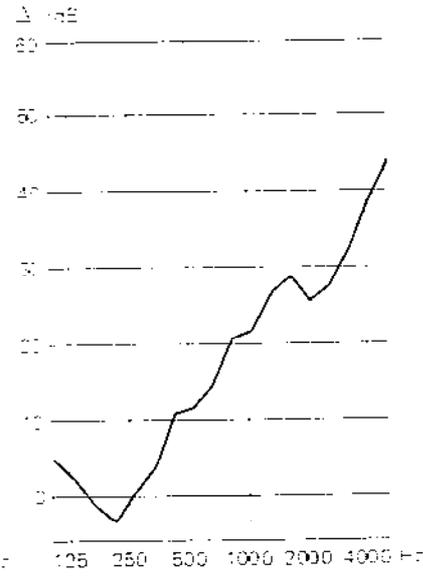
f) *Dalle flottante mortier de ciment sur polystyrène*  
 $\Delta L = 17 \text{ dB (A)}$   
 Masse surfacique :  $90 \text{ kg/m}^2$   
 Composition : mortier de ciment de 40 mm sur polystyrène expansé de 18 mm  $0,27 \text{ kg/m}^2$  (densité :  $15 \text{ kg/m}^3$ ).



g) *Dalle flottante en asphalte sur feutre de verre*  
 $\Delta L = 16 \text{ dB (A)}$   
 Masse surfacique :  $40 \text{ kg/m}^2$   
 Composition : asphalte de 15 mm sur feutre de verre à fibres très longues de 2,5 mm ( $1,85 \text{ kg/m}^2$ ).

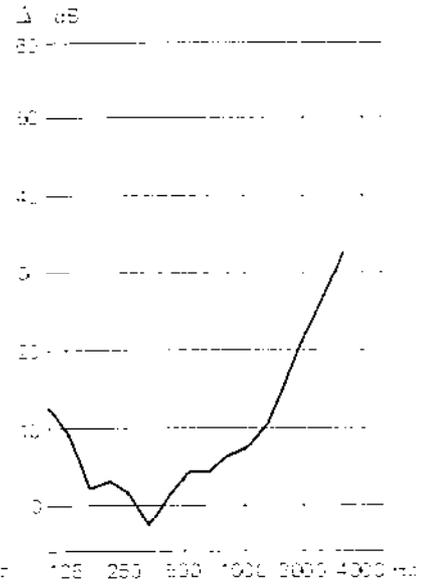
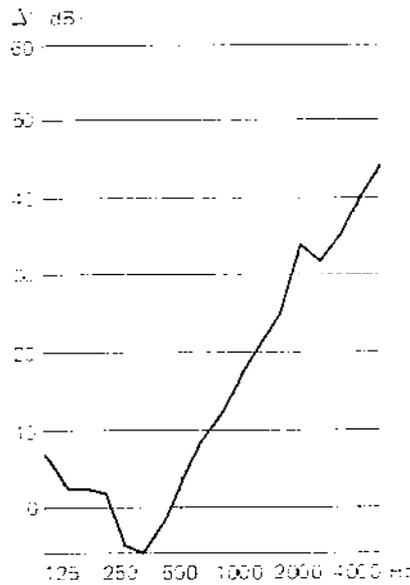
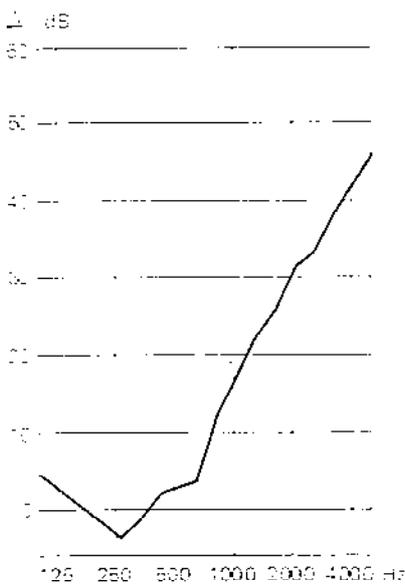


h) *Dalle flottante mortier de ciment sur mousse polyéthylène*  
 $\Delta L = 15 \text{ dB (A)}$   
 Masse surfacique :  $90 \text{ kg/m}^2$   
 Composition : mortier de ciment de 40 mm sur mousse de polyéthylène de 5 mm ( $0,16 \text{ kg/m}^2$ ).



i) *Dalle flottante mortier de ciment sur grains de liège*  
 $\Delta L = 15 \text{ dB (A)}$   
 Masse surfacique :  $90 \text{ kg/m}^2$   
 Composition : mortier de ciment de 40 mm sur grains de liège collés au bitume sur papier kraft de 10 mm ( $1,25 \text{ kg/m}^2$ ).

## ACOUSTIQUE



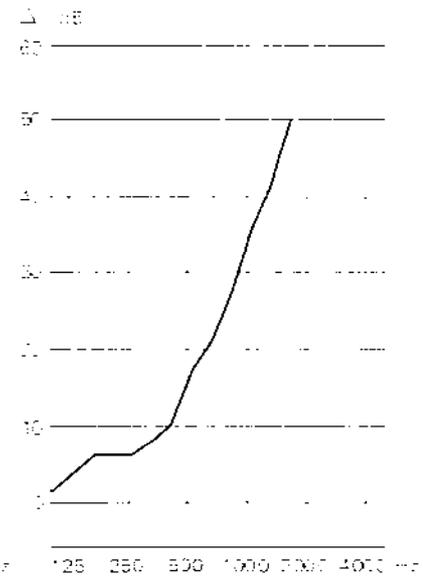
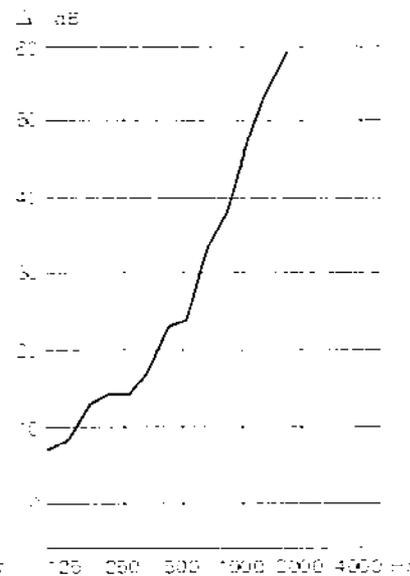
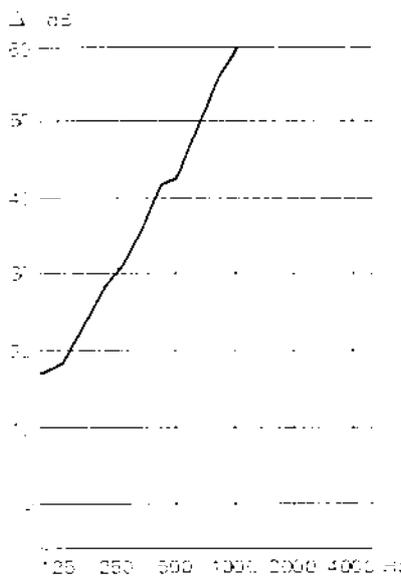
- j) *Dalle flottante mortier de ciment sur fibres de polypropylène*  
 $\Delta L = 10$  dB (A)  
 Masse surfacique : 90 kg/m<sup>2</sup>  
 Composition : mortier de ciment de 40 mm sur fibres de polypropylène plus film polyéthylène de 3.5 mm (0,36 kg/m<sup>2</sup>).

- k) *Dalle flottante mortier de ciment sur carton feutre*  
 $\Delta L = 10$  dB (A)  
 Masse surfacique : 90 kg/m<sup>2</sup>  
 Composition : mortier de ciment de 40 mm sur carton feutre imprégné de bitume (1,1 kg/m<sup>2</sup>).

- l) *Dalle flottante en béton bitumineux sur carton feutre*  
 $\Delta L = 10$  dB (A)  
 Masse surfacique : 45 kg/m<sup>2</sup>  
 Composition : béton bitumineux de 20 mm sur carton feutre croisé (0,44 kg/m<sup>2</sup>).

## V.4.h. LES REVÊTEMENTS DE SOL

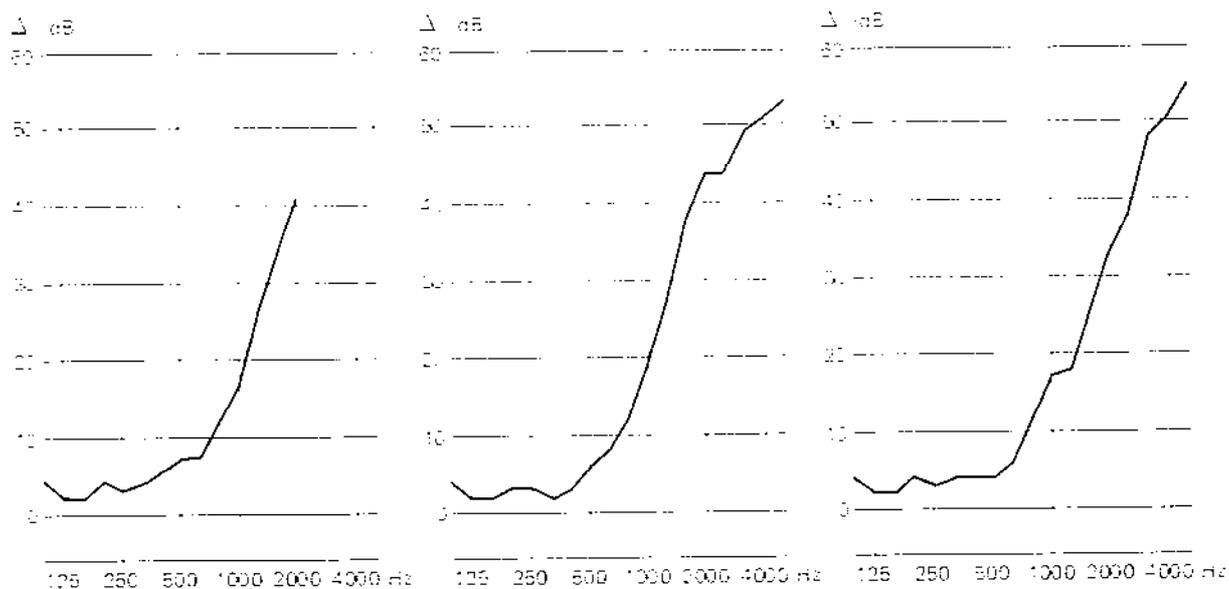
La multitude des revêtements de sol proposés sur le marché fait que cette partie ne peut être que partielle. La valeur de l'efficacité  $\Delta L$  de 44 dB (A) peut être considérée comme un maximum. Le comportement du carrelage sur sous-couche résiliente dépend de la taille des carreaux. Aussi, il n'est pas possible de transposer à un autre format ce type de résultats.



- a) *Velours sur mousse synthétique*  
 $\Delta L = 44$  dB (A)  
 Masse surfacique : 2,1 kg/m<sup>2</sup>  
 Épaisseur totale : 9 mm  
 Composition : velours : 80 % acrylique et 20 % nylon sur toile de polypropylène et mousse synthétique (sous-couche incorporée).

- b) *Velours sur mousse de latex*  
 $\Delta L = 30$  dB (A)  
 Masse surfacique : 1,9 kg/m<sup>2</sup>  
 Épaisseur totale : 8 mm  
 Composition : velours 100 % polyamide sur mousse latex synthétique (sous-couche incorporée).

- c) *Aiguilleté*  
 $\Delta L = 21$  dB (A)  
 Masse surfacique : 0,70 kg/m<sup>2</sup>  
 Épaisseur totale : 4,5 mm  
 Composition : aiguilleté : 70 % polypropylène et 30 % viscosé.

d) *PVC sur liège et PVC* $\Delta L = 15 \text{ dB (A)}$ Masse surfacique :  $4,1 \text{ kg/m}^2$ 

Épaisseur totale : 3,5 mm

Composition : PVC sur granulés de liège et PVC (sous-couche incorporée).

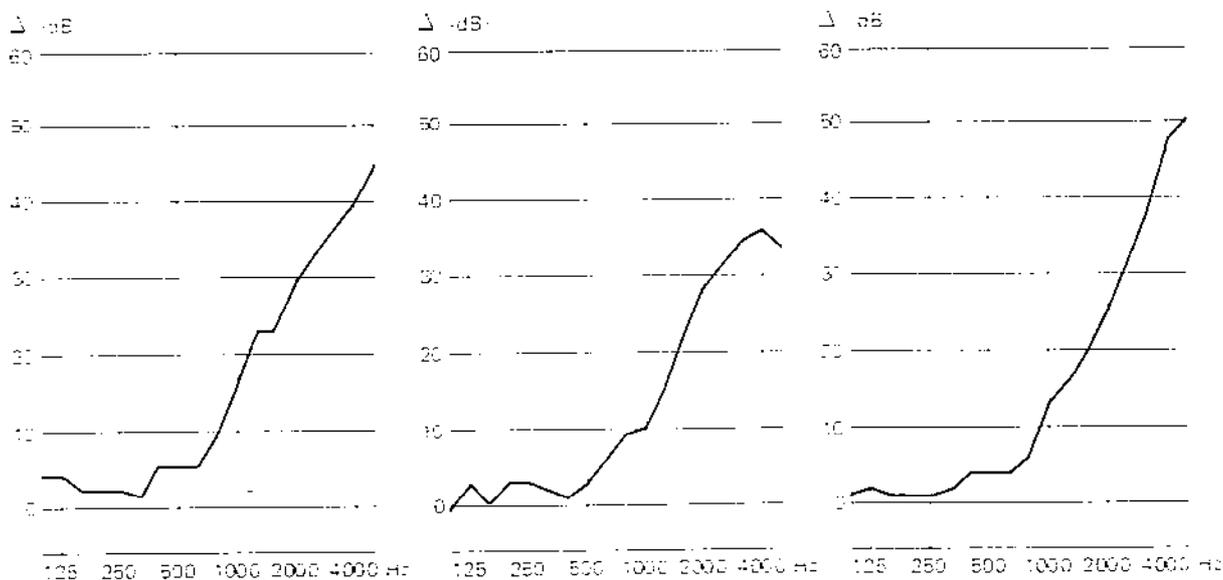
e) *PVC sur mousse PVC* $\Delta L = 14 \text{ dB (A)}$ Masse surfacique :  $4,4 \text{ kg/m}^2$ 

Épaisseur totale : 4,6 mm

Composition : PVC sur mousse de PVC et semelle de PVC (sous-couche incorporée).

f) *Aiguilleté* $\Delta L = 14 \text{ dB (A)}$ Masse surfacique :  $0,8 \text{ kg/m}^2$ 

Épaisseur totale : 3,8 mm

Composition : aiguilleté : 80 %  
Méraklon 20% fibranne (sous-couche non incorporée).g) *Carreaux sur sous-couche caoutchouc* $\Delta L = 13 \text{ dB (A)}$ Masse surfacique :  $18 \text{ kg/m}^2$ 

Épaisseur totale : 13,5 mm

Composition : carreaux grès cérame ( $2 \times 2 \text{ cm}$ ) de 4,5 mm sur granulés de caoutchouc sur primaire de 9 mm (sous-couche indépendante).h) *Parquet mosaïque chêne sur liège* $\Delta L = 12 \text{ dB (A)}$ Masse surfacique :  $5,2 \text{ kg/m}^2$ 

Épaisseur totale : 11 mm

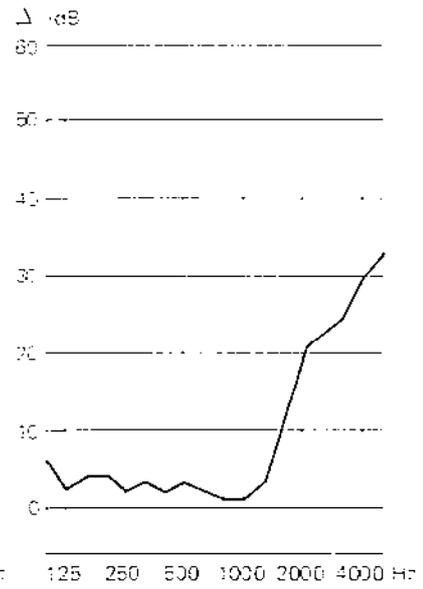
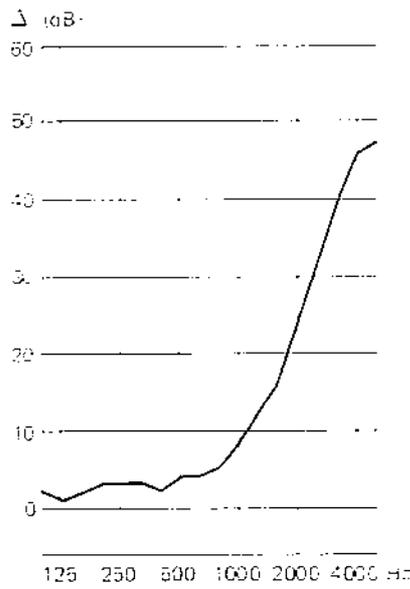
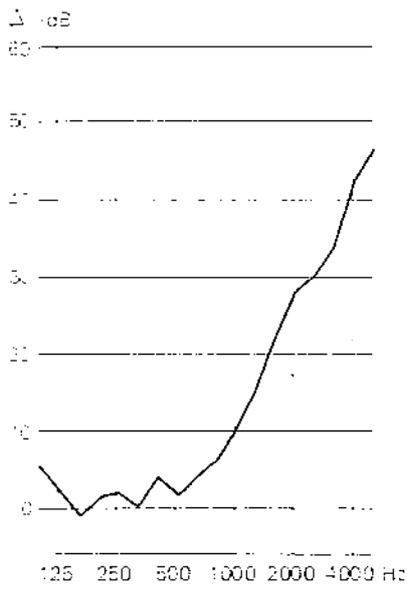
Composition : parquet mosaïque chêne sur granulés de liège (sous-couche incorporée).

i) *Tapis vinylique sur feutre synthétique* $\Delta L = 11 \text{ dB (A)}$ Masse surfacique :  $2,3 \text{ kg/m}^2$ 

Épaisseur totale : 3,2 mm

Composition : tapis vinylique sur feutre synthétique (sous-couche incorporée).

## ACOUSTIQUE



- j) *Carreaux sur aggloméré de liège*  
 $\Delta L = 11 \text{ dB (A)}$   
 Masse surfacique :  $12 \text{ kg/m}^2$   
 Épaisseur totale : 7,5 mm  
 Composition : carreaux de grès cérame ( $2 \times 2 \text{ cm}$ ) de 4,5 mm sur aggloméré de liège (sous-couche incorporée).

- k) *PVC sur liège*  
 $\Delta L = 10 \text{ dB (A)}$   
 Masse surfacique :  $4,20 \text{ kg/m}^2$   
 Épaisseur totale : 3,5 mm  
 Composition : PVC sur particules de liège liées au PVC (sous-couche incorporée).

- l) *Carreaux grès cérame sur caoutchouc*  
 $\Delta L = 6 \text{ dB (A)}$   
 Masse surfacique :  $33 \text{ kg/m}^2$   
 Épaisseur totale : 19 mm  
 Composition : carreaux grès cérame ( $10 \times 20 \text{ cm}$ ) de 10 mm sur granulés de caoutchouc sur primaire de 9 mm (sous-couche indépendante).

## chapitre VI

# Acoustique des salles (\*)

Supposons que les diverses protections d'un volume clos contre les perturbations extérieures (bruits, vibrations) soient accomplies de manière correcte.

Il est alors nécessaire de considérer ce que l'on a coutume d'appeler l'acoustique interne ou encore la correction acoustique.

Le message sonore, parole ou musique, qu'il soit dû à une source isolée ou à des sources multiples, est plus ou moins transformé par le volume dans lequel il prend place et c'est la maîtrise de cette transformation qui constitue en fait l'acoustique des salles.

Précisons tout de suite que, par « salle », il peut s'agir d'un simple séjour dans lequel on écoute un disque ou une bande magnétique ou à l'extrême d'une grande salle de concert ou d'un théâtre de dimensions considérables.

Un auditeur quelconque reçoit tout d'abord l'onde directe, c'est-à-dire le message original affaibli selon la distance de la source comme en plein air où il n'y a pratiquement pas de réflexion sur des parois (sauf sur le sol). Puis le même auditeur reçoit ce même message décalé dans le temps par rapport au précédent et atténué plus ou moins après réflexion sur une ou plusieurs parois : c'est l'ensemble des premières réflexions dont l'importance est capitale et que l'on appelle souvent « early sound » dans la littérature spécialisée.

A ceci se superpose la lente ou rapide décroissance de l'énergie sonore de départ après une succession de réflexions sur les parois et obstacles divers, cette décroissance de la forme :

$$E e^{-\alpha t}$$

constituant la réverbération proprement dite.

Finalement, pour un auditeur quelconque, il se superpose plusieurs messages décalés car les différentes fréquences ne subissent pas fatalement les mêmes altérations et il importe d'étudier le mélange de ces signaux complexes fatalement différents du signal d'origine créé par le ou les sources.

## VI.1. Durée de réverbération

Nous avons vu au chapitre II.2.c que, par définition, c'est le temps que met l'énergie sonore à décroître dans le rapport de  $10^6$  à 1 après l'extinction de la source, c'est-à-dire une décroissance de 60 décibels.

Cette définition due à Sabine se traduit par une formule portant son nom et reliant entre elles les grandeurs suivantes :

- T durée de réverbération exprimée en secondes
- V volume de la salle en mètres cubes
- A aire d'absorption équivalente de la salle exprimée en mètres carrés de « fenêtre ouverte », c'est-à-dire de surfaces ayant une absorption totale ou encore un facteur d'absorption  $\alpha = 1$ .

La formule de Sabine s'énonce :  $T = \frac{0,16 V}{A}$  où  $A = \sum S_i \alpha_i$

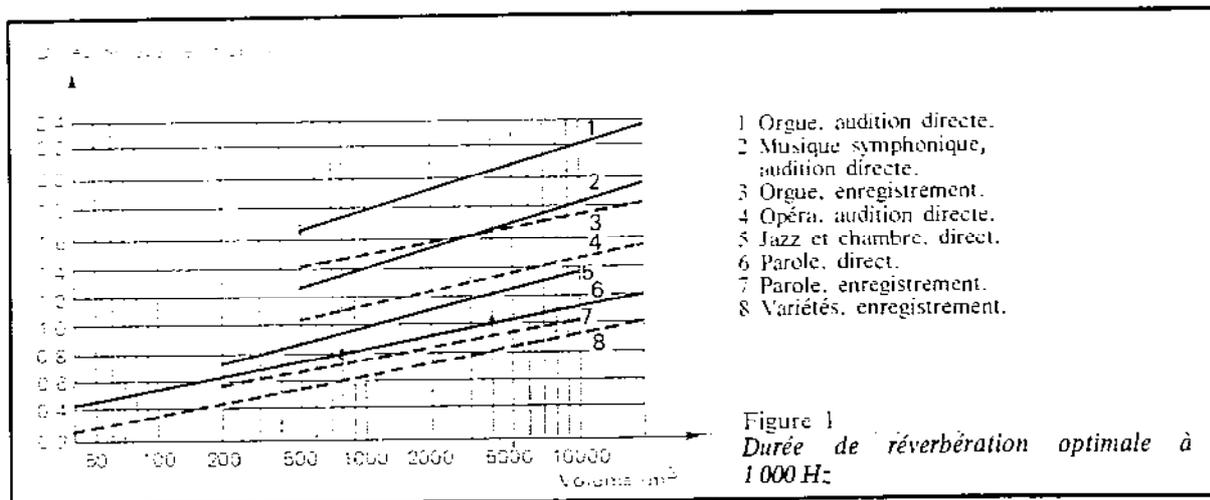
c'est-à-dire la somme des surfaces d'indice  $i$  ayant un facteur d'absorption  $\alpha$  d'indice  $i$ .

(\*) Par R. Lamoral, Bureau d'Etudes Lamoral

Pour arriver à cette formule, Sabine a émis certaines hypothèses, en particulier de répartition uniforme de l'énergie sonore, ce qui signifie en pratique une décroissance relativement lente de l'énergie et partant une durée de réverbération assez élevée.

Dans les pièces « sourdes », c'est-à-dire à faible durée de réverbération, l'hypothèse de départ devient caduque et la formule de Sabine approximative. D'où les formules améliorées ou révisées dues à Millington, Eyring, Cremer et plus récemment à Pujolle que nous n'aborderons pas ici.

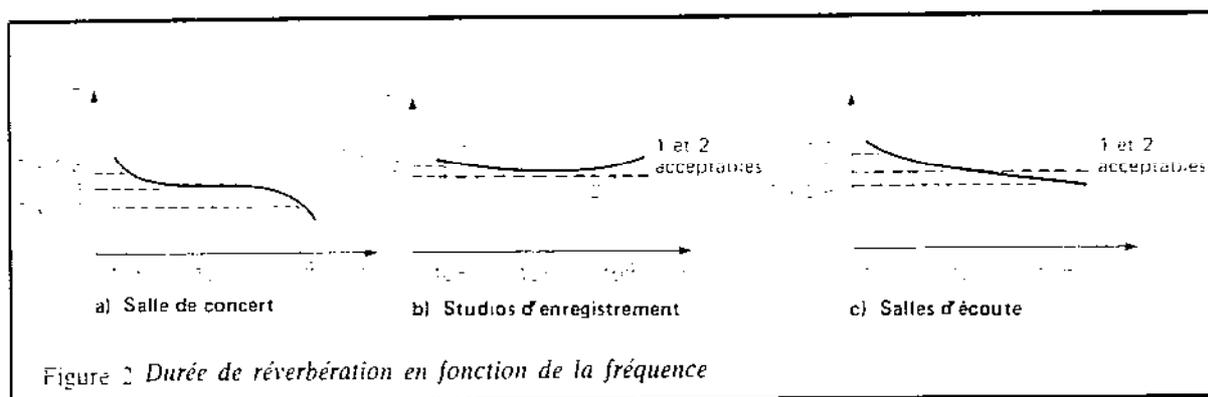
En pratique, pour chaque volume et chaque type d'utilisation correspond ce que l'on pourrait appeler une durée de réverbération optimale donnée par des courbes à la fréquence de référence 1 000 Hz (fig. 1).



C'est ainsi que pour une salle de concert de 10 000 m<sup>3</sup> destinée à la musique symphonique la durée de réverbération conseillée est de 1,8 seconde, que pour un studio d'enregistrement de 1 000 m<sup>3</sup> destiné aux émissions dramatiques la durée de réverbération optimale ou la durée de réverbération conseillée est de 0,8 seconde, etc.

Ceci est valable pour la fréquence 1 000 Hz.

Si on considère l'ensemble du spectre sonore, il est préférable de s'arranger pour obtenir une allure de durée de réverbération en fonction de la fréquence correspondant aux courbes de la figure 2.



On remarque que pour une salle de concert on est très loin de la « courbe droite ». Est-ce dû à l'habitude des auditeurs ou simplement à un choix esthétique impératif, il est difficile de le dire. La vérité est que la forte absorption des fréquences élevées, par l'air contenu dans un grand volume, est rigoureusement inévitable, même si on baisse la température et augmente le degré hygrométrique (peu confortable...) : autrement dit c'est ainsi et on n'y peut rien. D'autre part, il semble bien que les mélomanes préfèrent avoir « de la richesse aux basses » ce qui peut se traduire par un besoin esthétique d'une réverbération plus élevée dans cette partie de la gamme des fréquences.

De plus en plus, peut être par mode mais, croyons-nous, surtout dans la recherche d'une meilleure rentabilité des volumes, on construit des salles dites *polyvalentes*.

L'idée est intéressante, mais il faut reconnaître qu'elle complique singulièrement la tâche des ingénieurs acousticiens.

Par salle polyvalente on entend d'abord un local dans lequel on peut aussi bien donner un spectacle théâtral (parole, donc durée de réverbération faible), un spectacle de variétés (assistance électroacoustique systématique donc durée de réverbération faible), un concert de musique de chambre (durée de réverbération assez élevée), ou un concert symphonique (durée de réverbération élevée).

En clair, on désire par conséquent une durée variable. C'est souvent plus facile à dire qu'à faire car les procédés les plus simples, rideaux absorbants amovibles, ou plus élaborés, panneaux rotatifs ou coulissants, nécessitent un esprit de coopération particulièrement élevé chez les responsables de l'esthétique du bâtiment (architectes et décorateurs).

D'autre part, ces dispositifs interfèrent éventuellement avec les systèmes scénographiques et de conditionnement d'air, ce qui ne facilite pas la solution de compromis qu'il faudra bien définir.

Enfin, dans une évolution encore plus récente, on en est arrivé à non seulement désirer une salle polyvalente dans le sens de flexibilité de la durée de réverbération mais encore à vouloir placer la source sonore « n'importe où » et les auditeurs également : théâtre en rond, scènes multiples, etc.

Sans vouloir dire qu'il s'agit de la quadrature du cercle puisque cela a parfois été résolu (Centre Beaubourg) disons que cela se paye plus ou moins car qui dit compromis dit acceptation d'une baisse partielle de qualité dans telle ou telle configuration possible.

## VI.2. Matériaux acoustiques utilisables

Certains sont de véritables matériaux acoustiques, d'autres ne le sont que par utilisation. C'est ainsi que les auditeurs eux-mêmes, ou les fauteuils, ou l'air contenu dans la salle sont des absorbants et donc des matériaux acoustiques.

D'autres sont fabriqués spécialement : dalles absorbantes, rideaux, résonateurs, etc.

On a coutume de considérer 3 grandes familles de ces absorbants :

### Les matériaux poreux

Constitués en fait de cellules d'air communiquant entre elles et entourées d'une matière telle que la laine de verre, le tissu, l'amiante, etc., la dissipation d'énergie est plus importante pour les fréquences élevées que pour les fréquences basses. Cependant, si on augmente l'épaisseur du matériau l'absorption aux basses augmente. L'allure générale de la variation de  $\alpha$  avec la fréquence est donnée sur la figure 3. La courbe (a) est valable pour une certaine épaisseur. La courbe (b) donne le facteur d'absorption du même produit pour une épaisseur supérieure.

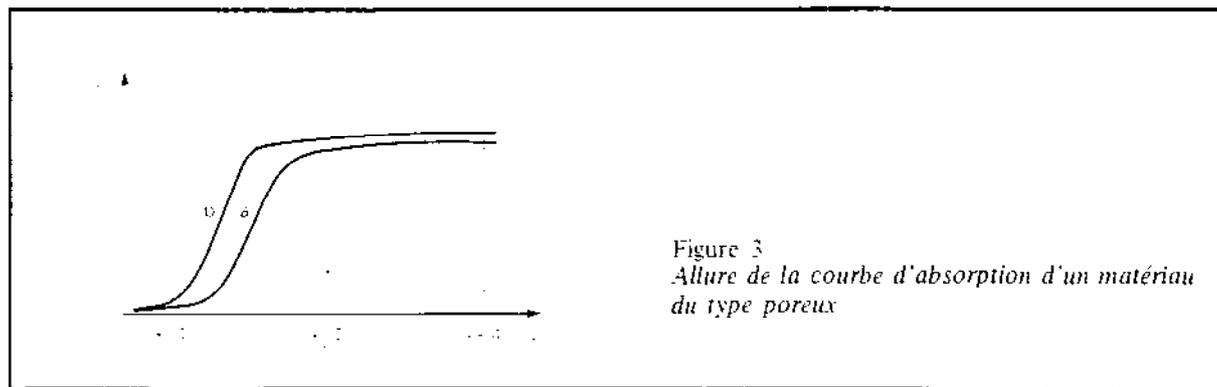


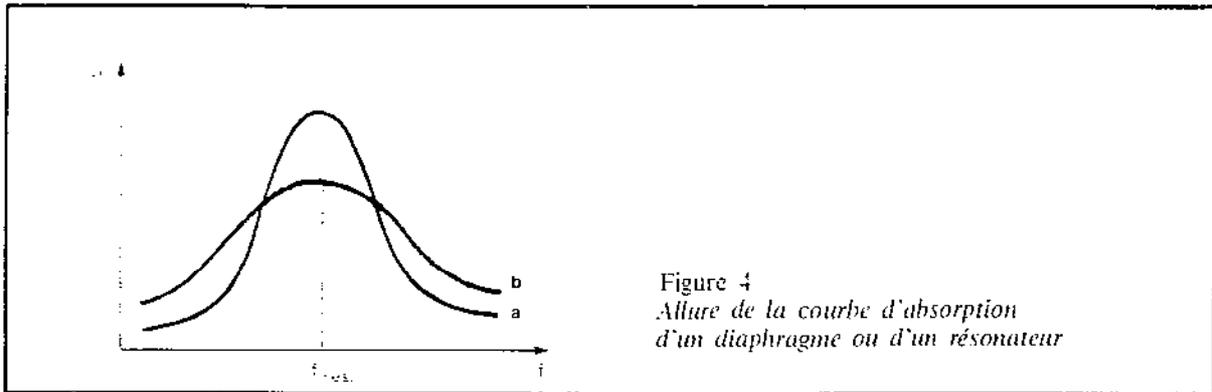
Figure 3  
Allure de la courbe d'absorption d'un matériau du type poreux

## Les diaphragmes

Ce sont des membranes, généralement minces et entrant en vibration sous l'effet de l'énergie incidente. Ceci absorbe de l'énergie à la fréquence de résonance du panneau et aux fréquences voisines selon une courbe plus ou moins pointue selon que l'amortissement interne est plus ou moins faible (fig. 4).

Dans la courbe b l'amortissement interne est plus élevé que dans la courbe a.

Ces diaphragmes sont utilisés pour les fréquences relativement basses, les poreux étant plus économiques aux fréquences élevées.



## Les résonateurs d'Helmholtz

Ils ont une courbe d'absorption de même allure que les diaphragmes mais sont des résonateurs acoustiques au lieu de résonateurs mécaniques (fig. 5).

Leur fréquence de résonance (absorption maximale) est trouvée par la formule :

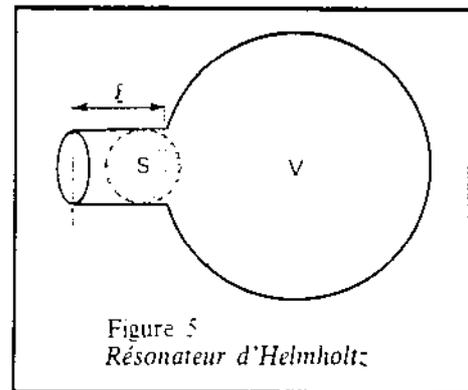
$$f_{res} = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{V\ell}}$$

où : c est la vitesse du son dans l'air  
S la section du col  
 $\ell$  la longueur du col  
V le volume de la cavité

On applique à  $\ell$  une correction de Rayleigh :

$$\ell = \ell + 0,8 D$$

où D est le diamètre du col.



Bien souvent dans la pratique les matériaux sont une combinaison de 2 ou 3 types. C'est ainsi qu'une tenture lourde est à la fois un poreux (tissu) et un diaphragme (panneau suspendu absorbant les basses). De même un staff perforé sur laine de verre est à la fois un poreux (laine de verre), une membrane-diaphragme (panneau de staff) et un Helmholtz (perforations).

Par application de la formule de Sabine et en ne tenant compte que des absorbants inévitables se trouvant dans la salle, on peut facilement estimer la durée de réverbération correspondante. Cette estimation n'est que grossière car les facteurs d'absorption ne sont que mal connus (l'absorption d'un matériau mesuré en laboratoire peut être très différente de l'absorption du même matériau placé dans une salle de géométrie tout autre que celle du laboratoire). Naturellement si la salle existe, il est préférable d'effectuer la mesure de cette durée de réverbération.

Ensuite, par tâtonnement, et toujours par application de la formule de Sabine, on peut décider des natures et surfaces de matériaux absorbants à ajouter (ou à ôter) pour amener la durée de réverbération à la valeur souhaitée.

### VI.3. Échos

Lorsque des sons impulsifs arrivent à l'oreille avec un décalage dans le temps inférieur à 35 millisecondes environ, l'oreille n'entend qu'un seul son en raison de son temps d'intégration. Ceci dépend en outre des intensités relatives des sons successifs, 35 millisecondes étant valable pour des intensités égales.

Donc une différence de marche de l'ordre de 13 mètres peut engendrer un écho franc semblable à ceux de notre enfance... C'est dangereux et nuit à la fois à l'intelligibilité de la parole et à la qualité d'une écoute musicale.

Cette gêne varie avec l'importance du décalage temporel, le spectre, les intensités relatives des ondes directes et décalées, et les directions.

Dans la pratique, on cherche à supprimer dans une salle les échos francs et ceci de plusieurs manières :

- en améliorant la forme générale de la salle
- en rendant absorbantes ou diffusantes les parois de celle-ci responsables d'échos.

Cette recherche n'est pas aisée car bien évidemment les « rayons sonores » se propagent dans toutes les directions du volume à 3 dimensions. Une simple investigation graphique est assez aléatoire comme des exemples connus l'ont démontré (Pleyel).

Une recherche plus précise existe depuis des années, soit en envoyant des impulsions ultrasonores dans une maquette à trois dimensions soit en utilisant un ordinateur. On arrive ainsi, surtout en combinant les deux procédés, à avoir une quasi certitude quant au risque d'échos francs dans la salle réelle.

En fait, on désire « un peu d'échos » afin de sentir la salle, mais ceci ne peut être mis en équation et est du domaine de l'expérience.

### VI.4. Flutter échos

Il s'agit d'un phénomène très désagréable à l'oreille se produisant dans les petits volumes et créé par les réflexions successives entre deux parois parallèles et réfléchissantes à une fréquence donnée. Cela peut également se produire entre plusieurs parois orientées de telle manière que le son puisse tourner selon un tracé fermé. La solution évidente consiste à ne jamais accepter deux parois parallèles et réfléchissantes et donc à créer un « arrêt », soit par un matériau absorbant soit par des éléments diffusants à réflexions polydirectionnelles.

Ce phénomène est fréquent dans les salles de séjour où s'écoute le plus souvent une chaîne haute fidélité pour la raison simple que la décoration d'un appartement s'occupe assez rarement des impératifs acoustiques.

### VI.5. Diffusion

On devrait dire plutôt homogénéité du champ sonore. Il est conseillé d'éviter les parois entièrement lisses et réfléchissantes susceptibles d'engendrer de graves échos francs mais aussi de créer des différences importantes dans les conditions d'écoute selon les emplacements.

Un palliatif consiste à placer sur les parois des saillies de dimensions variées (comme les longueurs d'ondes du spectre sonore utile). Ces éléments diffusants étaient jadis des colonnes, niches, statues, lustres géants, corniches ouvragées et dans l'architecture moderne sont plutôt des bosses, pyramides, calottes sphériques, dents de scie plus dans le goût du jour.

Acoustiquement le résultat est le même si l'esthétique en est très différente.

## VI.6. Assistance électroacoustique

Bien qu'elle ne soit pas à proprement parler une branche de l'acoustique des salles, il est bon de s'en méfier et si possible de ne pas s'en servir.

Il faut s'en méfier car des emplacements mal choisis ou des directivités mal réalisées d'ensembles de haut parleurs peuvent créer artificiellement les échos dans une salle qui géométriquement et architecturalement n'en a pas. Cela est arrivé souvent mais se corrige facilement si on veut bien s'en donner la peine.

On peut s'en servir pour compenser tel ou tel défaut d'une salle. Par exemple, une salle trop réverbérante pour la parole soit par erreur soit parce que prévue pour le concert peut être rendue artificiellement correcte pour la parole si la sonorisation est *très* directive et ne dessert que les auditeurs et non les parois de l'auditorium. On augmente ainsi artificiellement l'énergie directe sans changer notablement l'énergie réverbérée. Cela consiste en fait à modifier la liveness de Maxfield (à la réduire), donc à augmenter l'intelligibilité et à faire croire à une diminution du temps de réverbération qui pourtant n'a évidemment pas changé. Cela fonctionne mais nécessite une utilisation précise, « pointue » pourrait-on dire, et présente ainsi quelques risques.

## VI.7. Facteurs d'absorption de matériaux classiques

Réf. *Acoustique et Architecture*, R. Lamoral, chez Masson Editeur, 1975.

Type du matériau	Facteur d'absorption aux fréquences ci-dessous					
	125	250	500	1 000	2 000	4 000
Laine minérale densité 100 kg/m <sup>3</sup> épaisseur 50 mm	0.27	0.62	0.88	0.93	0.81	0.76
Mousse de polyuréthane floquée épaisseur 15 mm	0.13	0.13	0.24	0.70	0.77	0.68
Mousse plastique d'urée formol, dens. 6 kg/m <sup>3</sup> épaisseur 20 mm	0.14	0.19	0.31	0.62	0.81	0.72
Fibres de bois compressées densité 230 kg/m <sup>3</sup> épaisseur 20 mm	0.15	0.44	0.45	0.44	0.53	0.59
Plâtre perforé irrégulièrement (trous de 20, 11 et 6 mm de diamètre, épaisseur 7 mm sur laine minérale d'épaisseur 13 mm)	0.05	0.18	0.61	0.68	0.39	0.30
Plâtre perforé régulièrement diamètre de perforation 6 mm épaisseur 12 mm sur laine minérale d'épaisseur 18 mm	0.10	0.19	0.42	0.74	0.57	0.34
Tôle 20/10 perforée à 15 % sur laine minérale d'épaisseur 30 mm	0.26	0.33	0.56	0.79	0.65	0.45
Métal déployé (perforation à 20 %) sur laine minérale d'épaisseur 30 mm	0.61	0.75	0.73	0.70	0.76	0.67
Bac de polystyrène expansé avec perforations carrées de 15 × 15 mm sur laine minérale de 50 mm et vide d'air de 10 cm	0.38	0.64	0.68	0.63	0.69	0.53

Type du matériau	Facteur d'absorption aux fréquences ci-dessous					
	125	250	500	1 000	2 000	4 000
Bois verni	0,05	0,04	0,03	0,03	0,03	0,03
Chaux sur lattis bois	0,03	0,03	0,03	0,04	0,05	0,05
Crépi	0,01	0,03	0,04	0,04	0,08	0,17
Marbre	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
Plâtre	0,04	0,03	0,03	0,04	0,05	0,08
Briques peintes	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,02
Briques brutes	0,02	0,02	0,03	0,04	0,05	0,07
Vitre	0,03	0,03	0,03	0,02	0,02	0,02
Crin de jute	0,05	0,07	0,18	0,65	0,75	0,71
Linoléum	0,03	0,03	0,03	0,04	0,04	0,04
Linoléum sur isorel	0,04	0,06	0,08	0,12	0,04	0,04
Parquet	0,03	0,04	0,08	0,12	0,12	0,17
Tapis caoutchouc 6,5 mm	0,04	0,04	0,08	0,12	0,10	0,10
Tapis liège 20 mm ciré et poli	0,04	0,03	0,05	0,11	0,07	0,02
Tapis liège brut 20 mm	0,04	0,03	0,08	0,18	0,21	0,22
Tapis moquette sur thibaude	0,14	0,32	0,45	0,45	0,40	0,35
Flockage rayonne mince	0,04	0,04	0,05	0,07	0,12	0,11
Flockage rayonne moyen 5 mm	0,07	0,15	0,13	0,23	0,25	0,35
Flockage rayonne épais 8-9 mm	0,20	0,36	0,49	0,49	0,53	0,60
Linex 230 en 40 mm	0,25	0,38	0,42	0,38	0,44	0,50
Linex 250 en 22 mm	0,02	0,05	0,03	0,04	0,06	0,10
Projection de vermiculite 15 mm non peinte	0,20	0,15	0,18	0,26	0,40	0,62
« idem » avec peinture caséine très mince	0,20	0,13	0,15	0,20	0,32	0,50
Polyvinyle perforé sur 5 cm de laine de verre	0,16	0,36	0,76	0,90	0,80	0,77
« idem » avec 1 cm de laine de verre	0,04	0,08	0,25	0,56	0,73	0,65
Surface occupée par des spectateurs assis	0,60	0,74	0,88	0,96	0,93	0,85
Surface occupée par des sièges de simili cuir (trembourrage épais)	0,44	0,54	0,60	0,62	0,58	0,50
Peau de Klegecell. trous de 2 mm tous les 20 mm à 1 cm du mur avec laine de verre. éléments 40 x 40 cm	0,19	0,24	0,85	0,82	0,82	0,54
Draperie coton contre mur	0,04	0,05	0,11	0,18	0,30	0,44
Draperie coton plis serrés	0,10	0,38	0,50	0,85	0,82	0,67
Tissu amiante à 20 cm du mur	0,15	0,20	0,30	0,30	0,33	0,35
Feutre 12 mm flottant	0,17	0,24	0,35	0,50	0,65	0,65
Velours à 10 cm du mur	0,09	0,36	0,45	0,52	0,50	0,44
Velours à 20 cm du mur	0,12	0,36	0,45	0,52	0,50	0,44
Aggloméré de liège	0,15	0,26	0,22	0,22	0,20	0,20
Amiante projetée 25 mm	0,20	0,55	0,58	0,59	0,59	0,59
Contreplaqué 5 mm à 25 mm du mur	0,07	0,12	0,28	0,11	0,08	0,08
Contreplaqué 5 mm à 50 mm du mur	0,47	0,34	0,30	0,11	0,08	0,08
Feutre 25 mm collé	0,12	0,25	0,49	0,63	0,65	0,60
Laine minérale 40 mm agglomérée	0,30	0,70	0,88	0,85	0,65	0,60
« idem » recouverte papier kraft	0,74	0,54	0,36	0,32	0,30	0,17

Type de matériau	Facteur d'absorption aux fréquences ci-dessous					
	125	250	500	1 000	2 000	4 000
Laine de verre 25 mm	0.15	0.38	0.60	0.64	0.62	0.62
« idem » sur treillage métallique flottant	0.45	0.45	0.45	0.50	0.52	0.52
Laine de verre 50 mm recouverte de toile poreuse	0.39	0.45	0.56	0.59	0.61	0.55
Laine de lin	0.09	0.18	0.48	0.73	0.50	0.33
Moleskine tendue	0.51	0.57	0.48	0.35	0.28	0.20
3 couches de toile cirée à 30 mm d'intervalle	0.33	0.48	0.26	0.14	0.08	0.11
Acouslicelote 12 mm	0.22	0.28	0.47	0.53	0.62	0.62
Heraclith à 8 cm du mur (25 mm)	0.44	0.61	0.61	0.64	0.63	0.77
Isorel mou 12 mm	0.06	0.11	0.33	0.40	0.40	0.43
Isorel dur en diaphragme à 50 mm du mur	0.32	0.15	0.09	0.09	0.09	0.09
Isover 25 mm	0.43	0.51	0.57	0.62	0.65	0.67
Laine de verre projetée 10 mm	0.06	0.09	0.13	0.19	0.25	0.31
Panneaux bakélinés de laine de verre	0.19	0.27	0.37	0.54	0.44	0.40
Surface occupée par des sièges de tissus (rembourrage épais)	0.49	0.66	0.80	0.88	0.82	0.70
Peau de Klegecell non perforée à 8 cm du mur avec laine de verre, éléments 40 x 40 cm	0.59	0.68	0.38	0.35	0.27	0.22
Staff perforé commercial sur laine de verre	0.20	0.33	0.50	0.65	0.60	0.50
Spontex 10 mm	0.10	0.25	0.40	0.45	0.60	0.90
Panneaux agglomérés de lin en diaphragme 50 mm du mur	0.75	0.80	0.50	0.40	0.38	0.33
Laine de verre sous pegamoïd perforé	0.12	0.27	0.48	0.70	0.70	0.60

## chapitre VII

# Mesures et appareils de mesure (\*)

Que ce soit pour évaluer la qualité acoustique d'un composant, pour contrôler que les exigences réglementaires sont bien satisfaites, pour procéder à un diagnostic dans un cas critique, les acousticiens sont amenés à effectuer de nombreuses mesures acoustiques. Ainsi, le contrôle des exigences réglementaires dans l'habitat tend à devenir de plus en plus systématique (circulaire du 12 juin 1973), il peut être effectué à l'aide des C.E.T.E. et (ou) des bureaux de contrôle, après simple notification au maître d'ouvrage, et ce dans les deux ans qui suivent l'achèvement des travaux. Chaque campagne annuelle permet de vérifier les programmes de construction correspondant à environ 35 000 logements.

### VII.1. Principales mesures acoustiques

#### VII.1.a. MESURE DES CARACTÉRISTIQUES D'UN BRUIT

Une des mesures les plus fréquemment effectuées par les acousticiens est la mesure des caractéristiques d'un bruit que ce soit un bruit d'origine industriel ou un bruit interne aux bâtiments.

Dans tous les cas cette mesure s'opère grâce à un microphone qui joue le rôle de transducteur transformant la pression acoustique instantanée en tension électrique facilement mesurable.

Ainsi qu'il l'a déjà été dit plus haut la valeur instantanée est souvent de peu d'utilité et l'on s'intéresse plutôt à la valeur efficace soit en large bande soit pour des bandes étroites. Dans tous les cas le résultat est exprimé sous forme du niveau de la pression acoustique relative à la pression de référence, en décibels.

L'analyse par bandes se fait le plus souvent par bandes d'octave ou de  $1/3$  d'octave.

L'évaluation globale peut être faite sans pondération ou bien avec une pondération dépendant de la fréquence.

L'ensemble de ces opérations peut être effectué à l'aide de sonomètres que nous décrivons plus loin.

Lorsque le niveau du bruit présente un caractère fluctuant tout en ayant des caractéristiques stationnaires (au sens statistique), il peut être utile de connaître les niveaux  $L_1$ ,  $L_{10}$ ,  $L_{50}$ ,  $L_{90}$ , etc. atteints ou dépassés pendant 1, 10, 50, 90 % du temps d'observation, ainsi que le niveau équivalent  $L_{eq}$  correspondant et l'écart quadratique moyen des fluctuations. Ce type de mesure nécessite un appareillage spécifique que nous décrivons plus loin.

La mesure des caractéristiques d'un bruit demande de nombreuses précautions tant en ce qui concerne l'utilisation du matériel de mesure (se référer pour cela aux notices d'emploi des appareils) que des conditions de mesure.

En particulier signalons qu'une mesure en présence de surfaces réfléchissantes telles que le sol ou les parois d'un local peut conduire à des résultats différents selon que l'on déplace plus ou moins le microphone. Cette difficulté est aplanie soit en fixant le point de mesure d'une manière arbitraire (centre des locaux dans le cas du label confort acoustique) soit en effectuant la mesure en plusieurs points et en faisant la moyenne des résultats obtenus.

(\*) Par J.-P. Vian, Ingénieur à l'Établissement de Grenoble du CSTB.

### VII.1.b. MESURE DE L'ISOLEMENT D'UN LOCAL VIS-A-VIS D'UN AUTRE

La mesure de l'isolement acoustique brut existant entre deux locaux 1 et 2 s'effectue en comparant le niveau acoustique du bruit existant dans le local 2, et provenant du local 1, lorsqu'un bruit est émis dans le local 1.

$$D = L_1 - L_2$$

Pour que cette mesure ait un sens, il est nécessaire que les locaux soient suffisamment réverbérants de manière à ce que les champs acoustiques dans les deux locaux soient diffus. La plupart du temps les niveaux sonores  $L_1$  et  $L_2$  sont mesurés dans des bandes de fréquence de largeur une octave ou un 1/3 d'octave, le bruit émis dans le local 1 étant un bruit stationnaire à large bande.

Malgré les précautions prises habituellement, les champs sonores dans les locaux ne sont jamais parfaitement diffus. Il faut alors soit mesurer les niveaux sonores en différents points de chaque local, et en faire des moyennes (méthodes décrites dans ISO 140 par exemple) soit mesurer les niveaux en un point de chaque local défini a priori (méthode du label). Toutefois les points de mesure doivent être choisis suffisamment loin de la source de bruit pour que le champ sonore direct soit négligeable devant le champ réverbéré et suffisamment loin des parois pour éviter des mesures de valeurs trop fortes causées par une concordance de phases entre ondes frappant les parois et ondes réfléchies. L'isolement défini plus haut est appelé brut parce que c'est celui constaté en l'état d'ameublement des locaux au moment des mesures.

L'isolement normalisé  $D_n$ , dans le cas de mesures in situ, s'en déduit après mesure de la durée de réverbération du local 2 par la formule :

$$D_n = D + 10 \log \frac{T}{0,5}$$

Ces isollements peuvent être exprimés pour une seule fréquence, ou une bande de fréquence, ou pour l'ensemble des fréquences en faisant ou non intervenir la pondération A.

### VII.1.c. MESURE DE L'INDICE D'AFFAIBLISSEMENT ACOUSTIQUE D'UNE PAROI

L'indice d'affaiblissement acoustique sert à caractériser de manière intrinsèque le pouvoir d'une paroi à s'opposer au passage des sons sans que rentrent en compte la surface de la paroi, la nature des locaux qu'elle sépare et les modes de liaisons de cette paroi aux locaux.

L'indice d'affaiblissement mesure donc l'atténuation apportée par la paroi à l'intensité acoustique incidente. Si on appelle  $I_2$  l'intensité du son transmis par la paroi de séparation et  $I_1$  l'intensité du champ réverbéré incident, l'indice d'affaiblissement R de la paroi s'exprime par :

$$R = 10 \log \frac{I_1}{I_2}$$

Cette grandeur se mesure en laboratoire, la paroi testée étant placée entre deux locaux, sans liaison solide entre eux, et se déduit de la mesure de l'isolement D entre ces deux locaux, par la formule :

$$R = D - 10 \log \frac{A}{S}$$

A étant la surface d'absorption équivalente du local de réception  
S étant la surface de la paroi.

### VII.1.d. MESURE DE LA DUREE DE REVERBERATION D'UN LOCAL

La durée de réverbération d'un local est définie comme le temps nécessaire pour que la pression acoustique entretenue dans un local atteigne le 1/1000 de sa valeur initiale lorsque l'on coupe brusquement l'émission de la source de bruit. Autrement dit, c'est le temps mis par le niveau sonore pour diminuer de 60 dB lorsque l'on coupe la source de bruit.

Cette durée dépend évidemment de la fréquence, aussi, la mesure-t-on habituellement par bandes d'octave ou de 1/3 d'octave.

Il suffit, pour cela, de disposer dans le local une source de bruit pouvant être coupée instantanément et de mesurer la décroissance du bruit à l'aide d'un sonomètre muni de filtres suivi d'un enregistreur de niveau. La pente de la trace enregistrée ainsi que la vitesse de déroulement du papier permettent de calculer facilement la durée de réverbération.

Un appareil spécifique appelé chronoréverbéromètre permet aussi de réaliser cette mesure de manière automatique ; nous donnons une rapide description de cet appareillage au paragraphe VII.2.b.

### VII.1.e. MESURE DE LA SONORITÉ D'UN PLANCHER AUX IMPACTS

Le test de la sonorité d'un plancher aux impacts s'effectue en excitant mécaniquement le plancher et en mesurant le niveau du bruit résultant dans le local situé au-dessous du plancher, ou dans un autre local éventuellement. Cette excitation se fait au moyen d'une machine comportant des marteaux heurtant le plancher et à une certaine cadence. Les spécifications de cette machine sont données dans la norme française (S 31-002) ainsi que dans ISO 140 : 5 marteaux en laiton de 500 g chacun, terminés par un élément sphérique de rayon 50 cm, tombant de 4 cm de haut à raison de 10 coups par seconde. Tous les règlements et recommandations des différents pays concernant les bruits d'impact sont basés sur l'utilisation de la machine normalisée.

Pourtant l'utilisation de cette machine est controversée par certains pour différentes raisons, et il est possible qu'au cours des prochaines années on voie le développement de nouvelles machines à chocs.

Les niveaux mesurés in situ s'expriment en supposant que la durée de réverbération du local de réception est de 0,5 seconde. Ceux mesurés en laboratoire sont corrigés pour correspondre à une aire d'absorption équivalente du local de réception de 10 m<sup>2</sup>.

Les mesures en laboratoire sont décrites en détail dans la norme NF S 31-052. Pour les mesures in situ en vue du contrôle du règlement de la construction, il est d'usage d'utiliser la méthode décrite dans la circulaire relative au label confort acoustique.

### VII.1.f. MESURE DE LA PUISSANCE ACOUSTIQUE DE SOURCES DE BRUIT

La puissance acoustique d'une source peut être évaluée soit en salle réverbérante, soit en espace libre, soit dans des configurations intermédiaires.

La mesure en espace libre nécessite un grand nombre de mesures sur une surface fictive enveloppant la source. Le plus souvent elle doit être faite dans une chambre sourde. Elle est donc longue et coûteuse mais donne des renseignements sur la directivité de la source.

La mesure en salle réverbérante est rapide mais ne s'applique, forcément, qu'à de petites sources. Ces deux méthodes, et les méthodes intermédiaires, sont décrites en détail dans les normes NF S 31-022 à 31-027.

## VII.2. Appareils de mesure

Les appareillages utilisés dans la mesure acoustique peuvent se répartir en trois catégories :

- les capteurs qui sont des transducteurs réalisant la transformation d'une grandeur acoustique en un courant électrique.
- les mesureurs qui permettent de réaliser la lecture de l'équivalent électrique de la grandeur acoustique étudiée.
- les enregistreurs qui permettent de conserver des valeurs prises par cette grandeur acoustique.

## VII.2.a. LES CAPTEURS

### 1. Les microphones

De toutes les grandeurs caractérisant le son dans l'air, c'est la pression acoustique qui est la plus facile à mesurer. Pour cela on dispose de microphones.

Le microphone est un transducteur qui délivre à ses bornes électriques une tension proportionnelle à la pression acoustique agissant sur lui.

Les principales caractéristiques d'un microphone sont :

- sa sensibilité
- sa directivité.

La sensibilité s'exprime, à une fréquence donnée, en volts délivrés aux bornes électriques du microphone, par pascal de pression acoustique. Les microphones de très bonne qualité ont une sensibilité indépendante de la fréquence dans un domaine de fréquence étendu. Pour des mesures de bruit à spectre large, il est indispensable que la sensibilité du microphone soit indépendante de la fréquence. Pour des sons purs ou des bruits à bande très étroite ce n'est pas une nécessité car il suffit de connaître la sensibilité aux fréquences considérées. La sensibilité d'un microphone peut varier avec la température et le degré hygrométrique de l'air ainsi qu'avec l'âge du microphone. Il est recommandé de la contrôler régulièrement.

Les microphones les plus courants sont électrodynamiques, électrostatiques et piézo-électriques.

La directivité d'un microphone caractérise le fait que la sensibilité du microphone dépend de la direction d'arrivée des ondes sonores. Elle dépend surtout de la taille et de la forme du microphone. Elle est d'autant plus accentuée que le microphone est gros et que la fréquence considérée est haute.

Tous les microphones de bonne qualité sont accompagnés d'une fiche technique sur laquelle les caractéristiques principales sont indiquées.

### 2. Autres capteurs

Pour la mesure des grandeurs caractérisant le son dans les solides on utilise des accéléromètres. Plus exactement les accéléromètres permettent de caractériser l'état vibratoire de la surface d'un solide. Comme leur nom l'indique, les accéléromètres sont des transducteurs qui délivrent une tension électrique proportionnelle à l'accélération de la surface au point où ils sont collés. À partir de la mesure de l'accélération, on peut, par intégrations successives obtenir une mesure de la vitesse vibratoire de la surface et une mesure du déplacement vibratoire de la surface.

Il existe différents types d'accéléromètres : électrodynamique, piézo-électrique, et tous sont principalement caractérisés par leur sensibilité et le domaine de fréquence dans lequel on peut les employer.

On utilise parfois des capteurs de déplacement dans le domaine des vibrations mécaniques de basse fréquence ou encore des capteurs de force qui permettent de mesurer la force appliquée à un solide. Parfois un capteur de force associé à un accéléromètre est utilisé pour réaliser des mesures d'impédance ou de mobilité mécanique.

## VII.2.b. LES MESUREURS

### 1. Les sonomètres

Pour la mesure de la pression acoustique régnant en un point, le microphone doit être complété par un amplificateur suivi d'un système de mesure de la valeur efficace, associé à un appareil de lecture. L'ensemble de mesure est dénommé sonomètre si son étalonnage ainsi que la graduation de son appareil de lecture sont tels qu'il indique directement, en décibels, le niveau de pression acoustique existant à l'emplacement du microphone. Les caractéristiques acoustiques et électriques des sonomètres d'usage courant font l'objet de la norme AFNOR S 31-005 et de la recommandation de la CEI n° 123. Celles des sonomètres de précision sont définies dans la norme AFNOR S 31-009 et la recommandation de la CEI n° 179.

L'appareil de lecture des sonomètres indique le niveau de pression acoustique efficace. la durée d'intégration pouvant être longue ou courte. Cette durée est choisie en positionnant un commutateur. Le choix de cette durée n'a pas d'importance dans le cas de la mesure d'un bruit de niveau stable. Il en a beaucoup si le bruit a des fluctuations rapides. Si celles-ci sont trop rapides, l'indication de l'instrument n'a plus grande signification. Il peut alors être utile d'utiliser un sonomètre impulsif indiquant exactement la valeur maximale atteinte par la pression acoustique instantanée. Ce genre d'instrument se trouve déjà dans le commerce bien que ses caractéristiques ne soient pas encore normalisées.

Depuis longue date les sonomètres sont équipés des trois réseaux pondérateurs A, B et C vus au chapitre II.

Les mesures à l'aide d'un sonomètre ne peuvent pas être exécutées dans n'importe quelles conditions. Il est nécessaire de se conformer strictement aux recommandations du constructeur, en particulier en ce qui concerne les positions relatives de l'observateur, du sonomètre et de la source de bruit.

## 2. Les analyseurs

On appelle analyseur un appareil permettant de déterminer la composition spectrale d'un signal acoustique.

Il existe différents types d'analyseurs que l'on partage en général en deux grandes catégories : les analyseurs en temps réel et les analyseurs qui ne le sont pas.

Un analyseur en temps réel permet de réaliser et de visualiser simultanément la mesure du niveau sonore dans toutes les bandes de fréquences choisies en suivant, avec un retard négligeable, les variations de ces niveaux sonores au cours du temps. Ils se distinguent des analyseurs non en temps réel, pour lesquels la mesure du niveau sonore dans les bandes de fréquences s'effectuent, soit simultanément, mais après l'événement sonore (analyseur en temps différé), soit successivement une bande après l'autre.

A l'intérieur de ces deux catégories on distingue encore les analyseurs à largeur de bande de fréquence constante (dits à  $\Delta f$  constant) et les analyseurs à largeur de bande relative constante (dits à  $\Delta f/f$  constant).

Les analyseurs à  $\Delta f$  constante ont des largeurs de bande de fréquence plutôt faibles (quelques hertz), les analyseurs à  $\Delta f/f$  constant ont des largeurs relatives allant de 1 % à 70 % pour les bandes d'octaves. Les largeurs de bandes les plus couramment utilisées sont les 1/3 d'octaves et les octaves.

Un sonomètre équipé de filtres commutables de largeur une octave ou un 1/3 d'octave constitue un analyseur encore appelé spectromètre. Du point de vue technologique les analyseurs peuvent différer énormément les uns des autres. D'une manière générale on peut dire que le filtrage et la détection de la valeur quadratique moyenne du signal sont réalisés soit de manière analogique, soit de manière numérique. Parmi les différents types d'analyseurs numériques existant nous mentionnerons les analyseurs dits « de Fourier », parce qu'ils permettent d'obtenir le spectre du signal étudié par calcul numérique de la transformée de Fourier rapide (FFT). Ces appareils sont en général programmables, ce qui offre des possibilités très intéressantes : par exemple calculer toutes les fonctions utilisées pour l'analyse de signaux, et les combiner entre elles ou avec d'autres calculs.

En ce qui concerne les analyseurs en temps réel il en existe par bande d'octave ou de 1/3 d'octave, associés à une visualisation en temps réel du spectre sur un système d'affichage (le plus souvent un tube cathodique). Ces appareils peuvent être soit analogiques soit numériques.

## 3. L'analyseur statistique

Comme son nom l'indique cet appareil permet de réaliser une analyse statistique des variations d'un signal acoustique fluctuant. L'analyseur statistique est constitué d'un sonomètre et d'un système d'échantillonnage du niveau sonore, suivis d'un appareil effectuant un comptage des temps pendant lesquels les différentes tranches de niveau sont atteintes au cours du temps. Ce dernier étage peut être un simple compteur, ou un système plus sophistiqué calculant automatiquement les paramètres statistiques décrivant le bruit mesuré à savoir les indices  $L_1$ ,  $L_{10}$ ,  $L_{50}$ ,  $L_{90}$ ,  $L_{eq}$  et

## ACOUSTIQUE

Les cadences d'échantillonnage du niveau sonore sont variables de 0,1 s à 10 s en général. Pour l'analyse d'un bruit de circulation routière on utilise souvent une cadence de 1/10 de seconde.

Ces appareils permettent de réaliser soit une analyse cumulative, ce qui permet d'obtenir le temps pendant lequel le niveau sonore a dépassé une valeur donnée, soit une analyse distributive, ce qui permet d'obtenir le temps pendant lequel le niveau sonore a été compris entre deux valeurs données.

### 4. Chronoréverbéromètre

Cet appareil permet de réaliser de manière automatique une mesure de la durée de réverbération d'un local. Il est constitué d'un sonomètre numérique (sonomètre pour lequel la mesure du niveau sonore est réalisée et disponible sous forme digitale) associable à des filtres, suivi d'un système de calcul et d'affichage numérique du temps mis par le niveau sonore pour décroître de 60 dB lorsque l'on supprime l'émission de la source sonore. Moyennant certaines précautions la source sonore utilisée peut être de type impulsive, ce qui simplifie notablement la mesure.

## VII.2.c. LES ENREGISTREURS

Il existe deux types d'enregistreurs : les enregistreurs graphiques qui mémorisent, sur un support papier en général, les variations d'un signal acoustique, sans que ces informations puissent être relues autrement que par voie optique. Les enregistreurs magnétiques, sur support bandes, disques ou tores qui permettent la mémorisation et la restitution d'un signal quelconque sous forme analogique ou digitale. Les enregistreurs graphiques sont particulièrement utiles pour la mesure de la durée de réverbération des locaux lorsque l'on ne dispose pas de chronoréverbéromètre ou que l'on veut réaliser une analyse fine des phénomènes.

Le magnétophone (enregistreur et lecteur de bandes magnétiques) est un instrument de travail idéal pour permettre l'analyse en laboratoire de phénomènes acoustiques passagers ou encore de phénomènes acoustiques ayant lieu loin du laboratoire.

Pour cela il doit posséder les qualités de : haute fidélité, faible bruit propre, grande dynamique (écart entre les niveaux maximal et minimal pouvant être enregistrés).

Suivant les besoins on utilise des magnétophones à enregistrement direct (bande passante type 20 Hz - 16 000 Hz; dynamique type 50 dB) ou des magnétophones fonctionnant en modulation de fréquence (bande passante partant du continu à une fréquence maximale dépendant de la vitesse de défilement de la bande - dynamique type 45 à 60 dB).

Les magnétophones utilisés dans les laboratoires d'acoustique permettent souvent l'enregistrement simultané de plusieurs signaux, jusqu'à 28 ou 32 voies en parallèle.