

# HAUT-PARLEURS

## ET ENCEINTES ACOUSTIQUES

### II.3 – Intérêt de la théorie du piston plat

Quelle que soit la forme du diaphragme utilisé, le haut-parleur à rayonnement direct connaît des limites à ses performances dues à l'adaptation de son impédance interne à l'impédance acoustique de l'air ambiant et à la non rigidité de l'élément rayonnant. Toutefois, en s'en tenant à l'hypothèse d'un fonctionnement en piston, dont on cherche systématiquement à se rapprocher aujourd'hui avec des petites membranes rigides, on peut tirer de la théorie classique du rayonnement des pistons plats, sans pavillon ni charge acoustique arrière, beaucoup d'enseignements et, en particulier, évaluer la bande passante, le niveau acoustique rayonné et la directivité.

#### a) Domaine de validité de l'hypothèse de fonctionnement en piston

On est amené, pour simplifier, à considérer quatre zones de fonctionnement (fig. 10) :

– **Aux fréquences très basses :** le haut-parleur fonctionne en régime forcé en dessous de la résonance ( $f_R$ ).

– **Aux fréquences basses :** le haut-parleur fonctionne en système à masse prépondérante. La réponse en pression acoustique décroît de 12 dB/octave. Pour maintenir la puissance constante, il faut maintenir l'ac-

celération de la membrane constante ( $\gamma = \omega v$ ). La directivité est faible.

– **Aux fréquences moyennes :** Le régime est à vitesse contrôlée. Pour maintenir la puissance constante, il suffit de maintenir la vitesse de déplacement de la membrane constante, mais la directivité croît avec la fréquence. La puissance acoustique totale rayonnée décroît avec la fréquence.

– **Aux fréquences élevées :** la vitesse de propagation du son dans le matériau constituant la membrane n'étant plus négligeable devant la vitesse de déplacement, il apparaît des ondes stationnaires liées à des modes propres qui se traduisent par des irrégularités de la réponse. La directivité augmente très rapidement.

L'assimilation d'un haut-parleur à un piston rigide ne peut être faite finalement que dans des limites assez étroites, définies par les fréquences  $f_R$  et  $f_2$ , qui peuvent être estimées avec une approximation suffisante au moyen des formules :

$f_R = 1/(2 \pi \sqrt{MC})$   
 $f_2 = 200/d$   
 $f_R, f_2$  en Hz  
 $M$  = masse dynamique totale du système (en kg)  
 $C$  = élasticité de la suspension (en m/N)

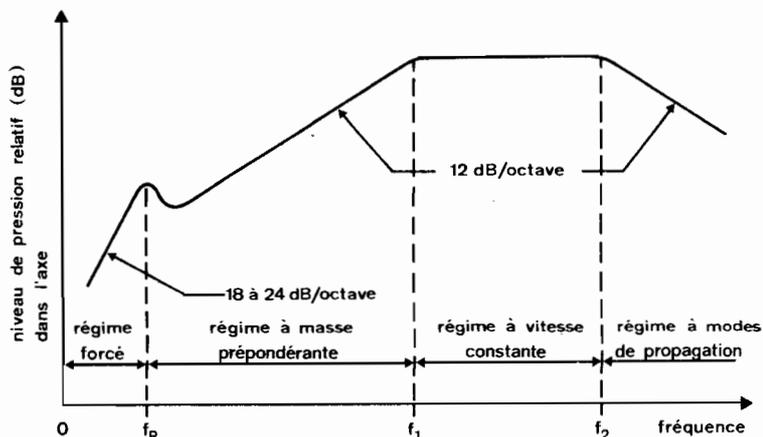


Fig. 10. – Réponse acoustique en pression d'un haut-parleur à rayonnement direct non bafflé relevée avec microphone proche (distance  $< \lambda/6$ ) avec :

- $f_R$ , fréquence de résonance principale
- $f_1$ , fréquence au-delà de laquelle ne se manifeste plus l'effet de doublet
- $f_2$ , fréquence au-delà de laquelle ne vibre plus en piste.

d = diamètre du piston plat équivalent à la membrane (en m)

Par ailleurs, la fréquence  $f_1$  peut être évaluée à partir de la relation :  $\lambda$  (correspondant à  $f_1$ ) = 2d, soit  $f_1 = 170/d$ .

Au-delà de la fréquence  $f_2$ , l'inertie de l'équipage mobile ajoutée à des oppositions de phase entre les différentes parties émisseuses conduisent à une chute d'efficacité et à une augmentation rapide de la directivité. Les fréquences séparant ces trois zones dépendent des dimensions de la membrane, donc de sa masse, à laquelle on doit ajouter les masses additionnelles des suspensions. L'estimation de la fréquence de résonance  $f_R$  à l'air libre pourra se faire au moyen de l'abaque de la figure 11, limité aux haut-parleurs grave et médium. A titre indicatif, en considérant que le diamètre hors tout du haut-parleur est 0, on obtient aujourd'hui couramment :

au carré du diamètre et au carré de la fréquence.

Plus précisément, à l'aide des formules qui suivent, on peut estimer les niveaux de pression acoustique N en-

alors 0,33 Pascal. La puissance  $P_A$  de la source sonore s'en déduit :

$$P_A = \frac{4 \pi r^2 \rho^2}{\rho c}, \text{ soit } P_A = 0,03 \text{ W}$$

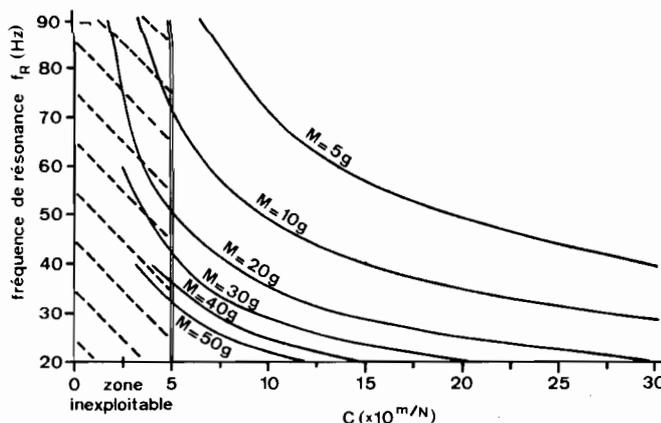


Fig. 11. — Evolution de la fréquence de résonance principale en fonction de la masse dynamique de l'équipage mobile et de l'élasticité C de la suspension d'un haut-parleur à l'air libre.

D = 38 cm	d = 34 cm	M = 46 g	C = 24,2.10 <sup>-4</sup> m/N	f <sub>R</sub> = 15 Hz	f <sub>1</sub> = 500 Hz	f <sub>2</sub> = 660 Hz
D = 30 cm	d = 26 cm	M = 29,5 g	C = 25,9.10 <sup>-4</sup> m/N	f <sub>R</sub> = 18 Hz	f <sub>1</sub> = 650 Hz	f <sub>2</sub> = 770 Hz
D = 24 cm	d = 20 cm	M = 23 g	C = 12,5.10 <sup>-4</sup> m/N	f <sub>R</sub> = 30 Hz	f <sub>1</sub> = 875 Hz	f <sub>2</sub> = 1 000 Hz
D = 17 cm	d = 13 cm	M = 15,5 g	C = 18,5.10 <sup>-4</sup> m/N	f <sub>R</sub> = 29 Hz	f <sub>1</sub> = 1 300 Hz	f <sub>2</sub> = 1 550 Hz
	d = 5 cm	M = 1,6 g	C = 0,8.10 <sup>-4</sup> m/N	f <sub>R</sub> = 450 Hz	f <sub>1</sub> = 3 400 Hz	f <sub>2</sub> = 4 000 Hz

Il est toujours possible de chercher à exploiter un haut-parleur au-delà de la fréquence  $f_2$ , par des artifices qui seront décrits ultérieurement. Dans le cas d'une structure simple, il est raisonnable de fragmenter le spectre en canaux correspondant aux limites indiquées ci-dessus.

**b) Puissance acoustique en fonction du déplacement de la membrane**

La puissance totale émise par un haut-parleur nu rayonnant dans un angle solide de  $4 \pi$  obéit à la formule :

$$W = v^2 / 2 Ra$$

v = vitesse de déplacement de la membrane.

Ra = résistance de rayonnement.

Sachant que Ra est proportionnel à la surface émisseuse, on en déduit la proportionnalité de W à  $v^2 d^2$ , avec

$$v = A \omega$$

A = amplitude de crête de l'élongation du déplacement de la membrane à la pulsation  $\omega$ .

On tire la conclusion que la puissance totale rayonnée est proportionnelle à la fois au carré de l'élongation,

généralisés par une membrane rigide soumise à des déplacements d'élongation connue X.

On établit :

$$N \text{ (dB)} = 20 \log_{10} \left( \frac{P}{2 \cdot 10^{-5}} \right)$$

avec P (pression acoustique) =  $\frac{S \omega^2 \rho X}{2 \pi r}$

avec :

S = surface de piston équivalent à la membrane (en m<sup>2</sup>)

$\omega = 2 \pi f$  (f en hertz)

$\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$  (masse spécifique de l'air)

X = élongation du déplacement de la membrane (en m)

r = distance de mesure de la pression acoustique dans l'axe (en m).

Soit :

$$N = 100 \text{ dB} + 20 \log_{10} \left( \frac{S \omega^2 \rho X}{4 \pi r} \right)$$

Soit, pour r = 3 m, f = 50 Hz, X = 3 mm, S = 0,017 m<sup>2</sup> (haut-parleur  $\varnothing$  15 cm), X = 0,003 m.

N = 82,5 dB

La pression acoustique à 3 m vaut

En adoptant un haut-parleur de diamètre 7 cm, la puissance acoustique chuterait de 3 dB, ce qui ne pourrait être compensé que par une augmentation d'un facteur 4 de l'élongation, soit 12 mm. Une telle exigence est incompatible avec les contraintes tant mécaniques que magnétiques, ou thermiques, qui s'appliquent au projet d'un haut-parleur, d'aussi haute qualité soit-il.

Le calcul de déplacement indiquerait qu'on atteint dans la deuxième hypothèse une vitesse de déplacement de 3,8 m/s, qui représente 1,1 % de la vitesse du son. On peut en conclure que l'effet Doppler sera nettement perceptible puisque le pleurage qui en découle excédera largement la norme admissible de 0,3 % (chiffre juste tenu avec un haut-parleur de 15 cm).

**c) Directivité en fonction du diamètre et de la fréquence**

La théorie laisse prévoir que la directivité d'un piston plat dépend à la fois de la surface émisseuse et de la fréquence. En admettant que l'angle de rayonnement utile doit être de 30°

minimum pour une écoute confortable (voir plus loin le chapitre « Haut-parleurs et stéréophonie »), il faut vérifier la condition :

$$k \frac{d}{2} \leq 3, \text{ avec } k = 2\pi/\lambda$$

On en déduit qu'un haut-parleur bafflé assimilé à un piston plat à rayonnement semi-infini ne doit pas avoir un diamètre supérieur à la valeur  $d_{\max}$  dans toute la gamme de fréquence utile, avec :

$$d_{\max} = 3\lambda/\pi$$

On peut retenir la condition :

$$d_{\max} = \lambda = 340/f$$

Ce qui indique qu'on ne doit pas dépasser respectivement 34 cm – 7 cm – 2 cm à 1 000 Hz – 5 000 Hz et 15 000 Hz, pour ne pas être gêné par la directivité.

Sur un plan pratique, il faut également accorder de l'importance à l'apparition de lobes secondaires dus à des phénomènes de diffraction. A cet égard, il convient de soigner la position du haut-parleur dans l'enceinte acoustique et la forme de cette dernière.

### III – Le haut-parleur électrodynamique classique

Les haut-parleurs à bobine mobile constituent encore aujourd'hui la majorité des modèles actuellement fabriqués.

Les haut-parleurs électromagnétiques, conçus par extrapolation des premiers écouteurs téléphoniques (voir fig. 1b), connaissent un mauvais rendement aux fréquences basses. De plus, ils souffraient de résonances parasites et de distorsion dues au manque de linéarité du fonc-

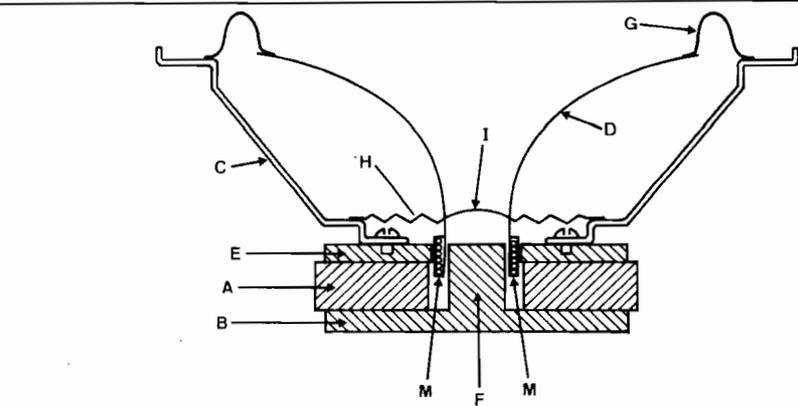


Fig. 12. – Coupe d'un haut-parleur électrodynamique classique. A : aimant, B : culasse, C : châssis, D : diaphragme, E : plaque de champ, F : noyau, G : suspension périphérique, H : suspension intérieure (« spider »), I : cache-noyau, M : bobine mobile.

tionnement de l'ensemble aimant-armature, qui les ont rapidement condamnés au profit des modèles à bobine mobile. Ceux-ci ont la propriété commune d'avoir un moteur électrodynamique (cf. fig. 12), un châssis – ou saladier – et une membrane. Très rarement concurrencé pour la restitution du registre grave, ce type de haut-parleur a connu maintes améliorations, qui ont notamment porté sur les points suivants :

- Augmentation de la rigidité du saladier en faisant souvent appel à des alliages moulés. Outre une meilleure précision d'usinage, ces châssis sont ouverts à l'arrière, ce qui évite la mise en résonance du volume d'air situé à l'arrière de la membrane.

- Augmentation du flux d'induction totale avec des aimants permanents de taille réduite. L'industrie utilise aujourd'hui presque exclusivement des aimants en ferrite, dont l'énergie totale ne rejoint pas celle des alliages Ticonal, mais dont le coût de fabrication est beaucoup plus faible.

- Réduction de la masse des pièces en mouvement, par exemple en remplaçant le cuivre de la bobine mobile par l'aluminium, avec éventuellement suppression de la carcasse par utilisation de fil thermoadhérent ou par collage époxyde.

- Assouplissement des dispositifs de centrage avec recours désormais systématique à un anneau largement dimensionné en tissu gaufré imprégné qui remplace l'ancien spider en bakélite, parfois réduit à trois languettes.

Mais les travaux les plus originaux ont concerné les membranes qui connaissent aujourd'hui de nombreuses variantes quant à la dimension, au matériau utilisé et à la forme. C'est cette dernière caractéristique qui est généralement retenue pour classer les différentes réalisations, les autres parties (saladier, suspension) ne présentent pas de différences significatives quant aux performances attendues, tout au moins quand elles sont conçues selon les règles de l'art.

(à suivre) P. LOYEZ

## Bloc-notes

### PROTECTION CONTRE LES PARASITES

Pour protéger contre les parasites les moniteurs, les systèmes informatiques petits et moyens, les machines de bureau, les balances électroniques ou les appareils électriques ne dépassant pas 6 A, Siemens présente un filtre

(B 84104) parfaitement blindé par son boîtier en aluminium. Le blindage se poursuit jusqu'à la sortie des broches, pour parvenir à une atténuation supplémentaire des signaux parasites dans la plage de fréquence supérieure.

Pourvu d'une prise selon IEC 320, les filtres peuvent être montés directement dans l'appareil à l'entrée de la ligne pour optimiser la compatibilité électromagnétique (CEM). Les nouveaux filtres B 84104 existent en trois versions corres-

pondant à différents niveaux d'atténuation pour des longueurs de 51, 61 et 76 mm. Le raccordement côté appareil se fait avec les prises classiques (AMP/6,3 x 0,8).