

HAUT-PARLEURS

ET ENCEINTES ACOUSTIQUES

Dans le numéro précédent, nous avons traité des fonctions d'approximations appliquées à des réseaux électriques. Nous revenons, en appendice, sur ce sujet avec quelques courbes pour fixer les idées. Par ailleurs, pour éclairer un peu plus nos lecteurs sur le haut-parleur électrodynamique à bobine mobile, ceux-ci trouveront dans le corps de ce numéro le début d'un article de complément dû à Jacques Dewevre, professeur à l'université de Louvain. Nous continuons ci-après le chapitre II du traité de Pierre Loyez.

Cette même théorie conduit à d'autres formulations commodes pour les autres facteurs entrant dans la conception d'un moteur électrodynamique, cette fois en négligeant le terme R_g , compte tenu du fait que les amplificateurs modernes sont assimilables à des sources de tension.

- Le rendement

$$\eta = \frac{P_A}{P_E}$$

avec P_A (puissance acoustique) = $R_A \cdot i^2$ et R_A (résistance de rayonnement) = $\rho_o \omega^2 / 2 \pi c$, avec ρ_o (densité de l'air) = $1,18 \text{ kg/m}^3$, c (vélocité du son) = 340 m/s

$$P_E \text{ (puissance électrique)} = R_o \left(\frac{e_g}{R_g + R_e} \right)^2 \quad (9)$$

$$i, \text{ d'après (5) et (6) } = \frac{B l e_g}{p (R_e + R_g) S \cdot M_{AS}} \cdot G(p)$$

d'où $\eta =$

$$\frac{\rho_o}{2 \pi c} \cdot \frac{B^2 l^2}{R_e} \cdot \frac{1}{S^2 \cdot M_{AS}^2} \cdot |G(p)|^2 \quad (10)$$

Le premier terme, indépendant de la fréquence représente le rendement intrinsèque du moteur, soit :

$$\eta_o = \frac{\rho_o}{2 \pi c} \cdot \frac{B^2 l^2}{R_e} \cdot \frac{1}{S^2 M_{AS}^2} \quad (11)$$

En notant que $S^2 \cdot M_{AS}^2 = M^2/S^2$ (M_{AS} = masse mécanique de l'équipage, S = surface équivalente), on établit enfin :

$$\eta_o = \frac{\rho_o}{2 \pi c} \cdot \frac{B^2 l^2}{R_e} \cdot \frac{1}{(M/S)^2} \quad (12)$$

Cette expression ne fait donc intervenir que des paramètres physiques du moteur considéré :

- un critère électromagnétique lié au terme $B^2 l^2 / R_e$,
- un critère mécanique lié à la masse surfacique M/S .

- Le déplacement de l'équipage mobile

On établit [4] que, pour un haut-parleur sur écran infini, la fonction normée d'amplitude vibratoire $X(p)$ est du type passe-bas (fig. 6) où l'on note l'influence de l'amortissement au voisinage de la résonance :

$$\text{avec } X(p) = \frac{1}{1 + p T / Q_T + p^2 T^2} \quad (13)$$

En effet, on peut écrire dans l'analyse acoustique de la figure 4 que le

déplacement du diaphragme est obtenu par intégration (division par p) de la vitesse de déplacement (v), elle-même égale au débit volumique (i) divisé par la surface du diaphragme (S), d'où :

$$x = \frac{i}{p S}$$

avec i proportionnel à (admittance vue par le générateur E), soit encore :

$$x = \frac{1}{p S} \cdot \frac{1}{R_{AT} + p M_{AS} + 1/p C_{AS}}$$

Expression dont la valeur normée (valeur égale à 1 pour une fréquence nulle) se met finalement sous la forme (13), en tenant compte de (7) et (8).

On observe que les courbes des figures 5 et 6 sont images l'une de l'autre par rapport à la pulsation normée ($\omega = \omega_R$).

- La puissance acoustique maximale [4]

$$P_A = \frac{4 \pi^3 \rho_o}{c} \cdot \frac{f_R^4 \cdot V_d^2}{|X(p)|_{\max}^2} \quad (14)$$

avec $V_d = S \cdot x_{\max}$, où V_d représente le volume maximum balayé par la membrane, x_{\max} est l'élongation maximale dans la zone de linéarité de la suspension, $X(p)_{\max}$ est l'amplitude maximale.

- La puissance électrique maximale [4]

$$P_E = \frac{\pi f_o Q_E V_d^2}{C_{AS} |X(p)|_{\max}^2} \quad (15)$$

avec $Q_E = \omega_o R_o M_{AS} S^2 / B^2 l^2$

Pour un fabricant de haut-parleurs, l'exploitation de ces formules ne présente d'intérêt que si on est capable

d'y faire entrer des grandeurs mesurables simplement, et, si possible, dont les effets sont indépendants. Ceci a conduit tout naturellement à introduire des grandeurs électriques accessibles à la mesure avec une grande précision, complétées si nécessaire par des mesures physiques simples (pesée par exemple).

Toujours fondée sur le concept d'impédance de Kennely, c'est la représentation de la figure 7, duale de l'analogie acoustique de la figure 4, qui a apporté la solution avec :

$$L_{em} = \frac{(BI)^2}{S^2} \cdot C_{AS}, \text{ soit } L_{em} = (BI)^2 \cdot C_m$$

$$C_{em} = \frac{S^2}{(BI)^2} \cdot M_{AS}, \text{ soit } C_{em} = \frac{M}{(BI)^2}$$

d'après (3)

$$R_{em} = \frac{(BI)^2}{S^2} \cdot \frac{1}{R_{AS}}$$

A partir d'un relevé classique de la courbe d'impédance tel que celui de la figure 8 et dans les conditions qui seront précisées au chapitre consacré aux mesures, on détermine R_m et R_e , puis, par calcul :

$$C_{em} = M/(BI)^2$$

$$L_{em} = (BI)^2 \cdot C_{em}$$

L_e est classiquement mesuré avec un pont d'inductance, tandis que les termes BI et M sont le résultat d'une pesée (voir fig. 9).

Par exemple : pour un haut-parleur de 13 cm - $Z_{nom} = 8 \Omega$ pour lequel on mesure, d'une part,

$M = 8,7 \text{ g}$ et $BI = 9,1, (N/A)$

d'autre part

$$R_{em} + R_e = 32 \Omega,$$

$$R_e = 6,6 \Omega,$$

$$R_{em} = 25,4 \Omega,$$

on calcule :

$$C_{em} = 105 \cdot 10^{-6} F (105 \mu F)$$

$$L_{em} = 96 \cdot 10^{-3} H (96 mH)$$

Ayant mesuré

$$f_R = 55 \text{ Hz},$$

$$f_1 = 20 \text{ Hz et}$$

$$f_2 = 150 \text{ Hz}$$

(fréquences pour lesquelles le module d'impédance passe par la valeur :

$$R_2 \sqrt{r_0}$$

$$\text{avec } r_0 = \frac{R_{em} + R_e}{R_e} = 4,85,$$

on déduit :

$$Q_m \text{ (surtension mécanique)} =$$

$$= \frac{f_r \sqrt{r_0}}{f_2 - f_1}$$

$$\text{soit } Q_m = 0,93$$

$$Q_e \text{ (surtension électrique)} =$$

$$= \frac{Q_m}{r_0 - 1} = 0,24$$

$$\text{d'où } Q_T \text{ (surtension totale)} =$$

$$= \frac{Q_m \cdot Q_e}{Q_m + Q_e} = 0,19$$

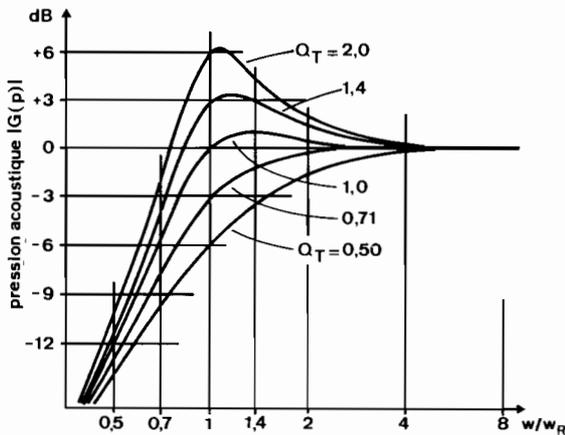


Fig. 5. - Réponse normalisée d'un haut-parleur répondant au modèle de la figure 4 (la pente asymptotique d'atténuation est de 12 dB/octave).

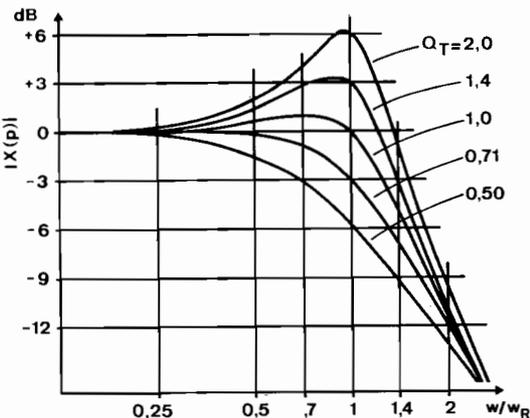


Fig. 6. - Réponse normalisée du déplacement de l'équipage acoustique d'un haut-parleur monté sur écran infini (d'après R.H. Small)

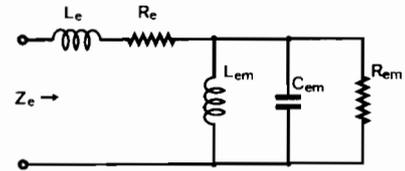


Fig. 7. - Schéma électrique équivalent à un haut-parleur électrodynamique monté sur un écran infini.

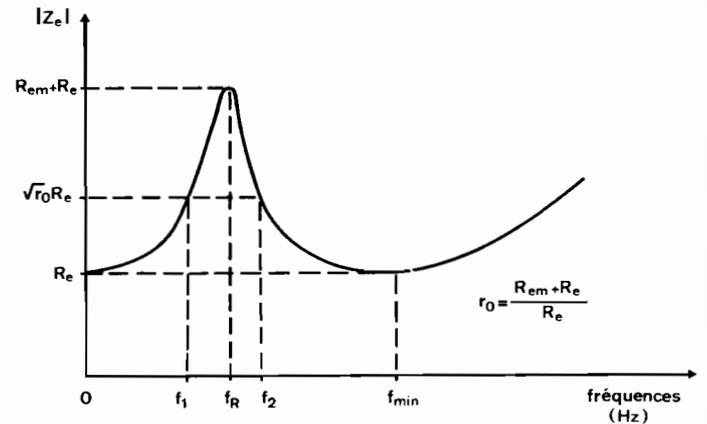


Fig. 8. - Relevé classique du module de l'impédance Z_a d'un haut-parleur électrodynamique.

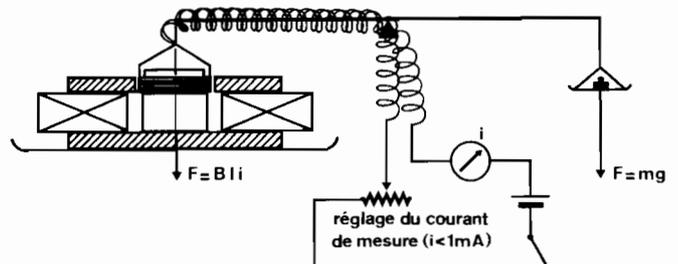


Fig. 9. - Détermination de la force constante d'un moteur électrodynamique à l'aide d'un pont d'inductance (R.H. Small) mode d'après J.-P. Héroguez

On note ici, en se référant à la figure 5, un amortissement élevé essentiellement dû aux pertes mécaniques.

Le retour à l'analogie acoustique de la figure 4 donnerait :

$$C_{AS} = kL_{em}$$

avec $k = (S/BI)^2$
soit $C_{AS} = 7,9 \cdot 10^{-8}$

$$M_{AS} = 1/k L_{em}$$

soit $M_{AS} = 127$.

Des modélisations affinées, tenant compte des déformations d'une membrane conique considérée comme coque non rigide, conduisent à une représentation plus complexe où interviennent les caractéristiques géométriques et les constantes mécaniques (coefficient de Poisson, module de Young) du cône [5]. La méconnaissance de ces constantes et les non-linéarités qui affectent les suspensions rendent difficile l'application de tels modèles, sauf dans le cas de matériaux homogènes et isotropes.

Les autres propriétés telles que rendement, puissance acoustique et puissance électrique s'établissent comme suit :
d'après (12) $\eta_o = 0,62 \%$

En supposant que l'équipage mobile est capable d'une elongation de

4 mm sans sortir de la zone de linéarité, on obtient avec la formule (14) :

$$\text{avec } \frac{4 \pi^3 \rho_o}{c} = 0,42$$

$$f_r = 55 \text{ Hz}, BI = 9,1$$

$$S = 8,2 \cdot 10^{-3} \text{ M}$$

$$R_e = 6,6 \Omega, M_{AS} = 127$$

$$P_A = 0,0086 \text{ W}$$

Cette puissance acoustique correspond à un niveau de pression acoustique de 91,5 dB à une distance de 1 mètre ; la puissance électrique correspondante vaut alors 1,4 W (on suppose un rayonnement isotrope hémisphérique avec $\lambda >$ diamètre du diaphragme).

Il est intéressant de constater que la réponse en fréquence ne dépend pas du diamètre du haut-parleur, pour une fréquence de résonance imposée, ce qui détruit l'idée très ancrée qu'on ne peut obtenir une bonne restitution des fréquences graves avec un petit haut-parleur. En revanche, pour une même elongation maximale imposée par la technologie (élasticité et linéarité des suspensions, difficulté du centrage de la bobine mobile, linéarité du champ), la puissance acoustique maximale, restant liée à la puissance quatrième du diamètre, sera toujours très supérieure avec les grands diamè-

tres. Par ailleurs, pour une puissance acoustique donnée, les petits diamètres engendreront plus d'harmonique de rang 3.

Notons enfin que le risque de talonnement d'un haut-parleur monté en baffle infini sera diminué en adoptant un terme d'amortissement Q_T inférieur ou égal à 0,7.

On voit finalement combien une telle modélisation, basée sur une caractérisation assez simple, est précieuse pour l'optimisation d'un moteur électrodynamique, en fonction de l'application visée. Les deux tableaux qui suivent le confirment. Le tableau II, relatif à une gamme de fabrication courante, fait apparaître que le terme $(BI)^2/Re$, qui est prépondérant pour le rendement, peut varier dans le rapport de 1 à 100, alors que le rapport M/S , qui représente une masse surfacique équivalente au piston idéal, reste compris entre 0,7 et 1,3, donc finalement peu dépendant du diamètre.

Un aimant lourd représente finalement le prix qu'il faut payer pour avoir une puissance acoustique élevée avec un rendement correct. L'amortissement lié au terme $1/Q_T$, lui-même proportionnel à B^2l^2 , est dans ce cas

Tableau II – Paramètres de modélisation de haut-parleurs

Diamètre hors-tout cm (pouces)	2,5 (1'')	13 (5'')	20 (8'')	30 (12'')	38 (15'')
BI (N/A)	2,97	5,16	9,43	9,61	26,04
Re (Ω)	5,8	6,6	6,6	6,3	5,5
B^2l^2/Re	1,55	4,1	13,5	14,66	123
S (m^2)	$1,6 \cdot 10^{-4}$	$8,4 \cdot 10^{-3}$	$2,2 \cdot 10^{-2}$	$5,3 \cdot 10^{-2}$	$8,8 \cdot 10^{-2}$
$M^{(1)}$ (kg)	$0,20 \cdot 10^{-3}$	$9,6 \cdot 10^{-3}$	$1,55 \cdot 10^{-2}$	$2,95 \cdot 10^{-2}$	0,113
M/S	1,25	1,14	0,70	0,56	1,28
Q_T	0,9	0,69	0,27	0,34	0,17
Poids d'aimant (kg)	0,23	0,23	0,35	0,725	3,14
Sensibilité ⁽²⁾	87 dB	82,4 dB	89,4 dB	95 dB	103 dB
Rendement (η_o)	0,4 %	0,22 %	1,48 %	2,5 %	4 %

(1) Incorpore la masse d'air chargeant les deux faces de la membrane.

(2) Niveau de pression acoustique (référence 0 dB = $2 \cdot 10^{-5}$ Pascal) mesurée à 1 pour une puissance électrique de 1 W en bruit rose limité spectralement au domaine nominal de fréquence.

élevé également, ce qui peut être une contre-indication à l'usage en baffle infini (risque de talonnement).

Le tableau III, relatif à des variantes de haut-parleurs d'un même diamètre ($\varnothing = 20$ cm), montre la liberté qu'a le concepteur de régler l'amortissement en jouant sur la taille de l'aimant, sans modifier la fréquence de résonance, ou bien augmenter le rendement en jouant essentiellement sur la fréquence de résonance.

Ce principe de modélisation, établi initialement pour un haut-parleur électrodynamique classique idéalement

chargé acoustiquement par un baffle infini, donc sans influence au premier ordre sur la fréquence de résonance et sur l'amortissement, se révèle parfaitement adaptable aux charges acoustiques les plus répandues qui seront décrites plus loin. Il en résulte la nécessité d'un dialogue étroit entre concepteur d'enceintes acoustiques et fabricants de haut-parleurs qui doivent mettre au point des spécifications communes. L'optimisation d'un système de restitution sonore est à ce prix, au moins pour le domaine de fréquence où le modèle est stable, ce

qui n'est pas vérifié dans la totalité du spectre audible, comme on va le voir dans le prochain numéro.

(A suivre)
Pierre LOYEZ

Bibliographie

- [5] S. Zimmerman, M. Bruneau et A.M. Bruneau. « Sur les modèles des haut-parleurs à diaphragme conique ». *Acustica*, vol. 35 (1976).

APPENDICE

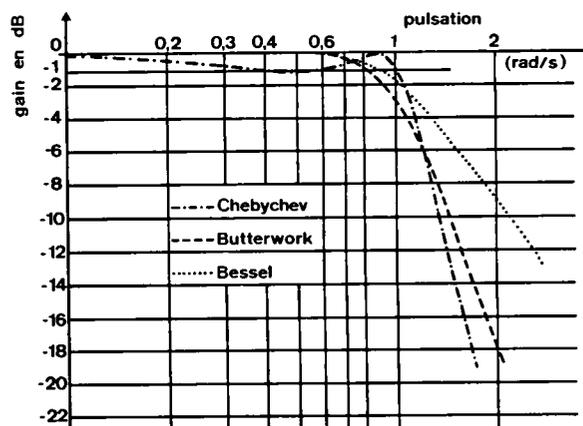
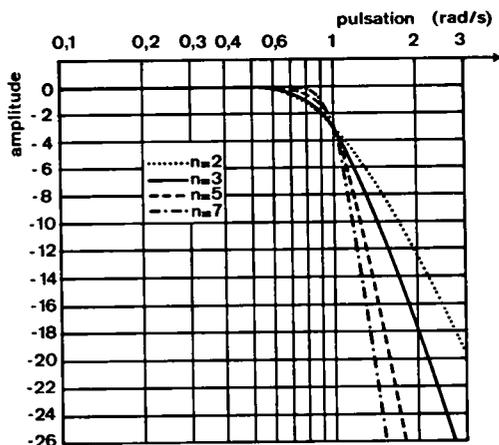


Fig. A et B. — Elles ont trait aux fonctions d'approximation dont il a été question dans le précédent numéro et permettront de se fixer les idées. La figure A donne la réponse d'un filtre passe-bas de Butterworth pour différentes valeurs de n ($n = 2, n = 3, n = 5, n = 7$). La figure B donne les réponses comparées d'un filtre passe-bas d'ordre 3 ($n = 3$) selon les différentes approximations. On remarquera que l'efficacité du filtrage croît dans l'ordre : Bessel, Butterworth, Chebyshev.

Tableau III — Critères d'optimisation de haut-parleurs de même diamètre ($\varnothing = 20$ cm) selon l'application visée.

Modèle	A	B	C	D
f_0 (Hz)	29	29	29	105
BI (N/A)	5,16	6,67	7,32	12,10
Poids d'aimant (kg)	0,23	0,35	0,725	0,870
M (kg)	$17,5 \cdot 10^{-3}$	$17,5 \cdot 10^{-3}$	$17,5 \cdot 10^{-3}$	$8,4 \cdot 10^{-3}$
Q_T	0,78	0,46	0,44	0,29
Sensibilité	83,8 dB	86,8 dB	87,6 dB	96 dB
Application visée	Grave	Grave-medium	Grave-medium à faible distorsion	Medium à haut rendement