

Chapitre 1

Les haut-parleurs électrodynamiques

1.1 Description et schéma équivalent

1.1.1 Description

Les haut-parleurs électrodynamiques sont largement utilisés aujourd'hui dans le domaine de l'audio. Les applications couvertes sont nombreuses, depuis les haut-parleurs miniatures insérés dans les téléphones portables jusqu'aux énormes enceintes équipant la sonorisation de concerts rock, en passant par les haut-parleurs de salon, les subwoofers chargés de reproduire les très basses fréquences dans un système home-cinéma, les moniteurs de studio ou encore les enceintes utilisées dans les automobiles.

Pour les applications hi-fi (high fidelity), ces haut-parleurs sont souvent groupés par deux ou trois dans une enceinte, de manière à couvrir la plus large bande de fréquences possible. Nous verrons en effet qu'il est très difficile avec un seul haut-parleur de ce type d'atteindre une réponse en fréquence constante dans toute la bande audio. Notons que l'enceinte joue aussi un rôle acoustique qui sera analysé plus loin.

La figure 1.1 illustre, en coupe, un haut-parleur électrodynamique (version classique), dont les éléments sont les suivants :

1. aimant permanent.
2. bobine mobile traversée par le courant électrique (signal audio amplifié).

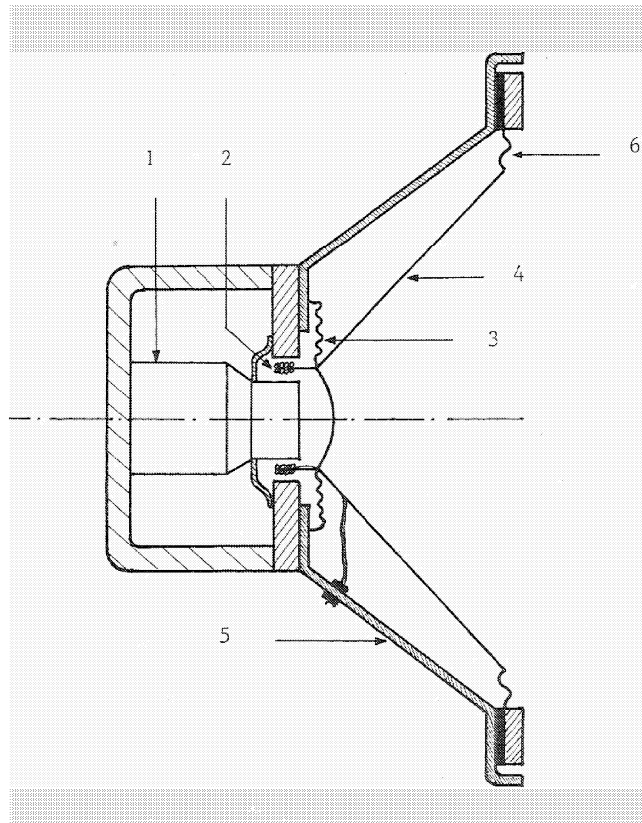


FIG. 1.1 – Représentation en coupe d'un haut-parleur électrodynamique (voir le texte pour les éléments numérotés).

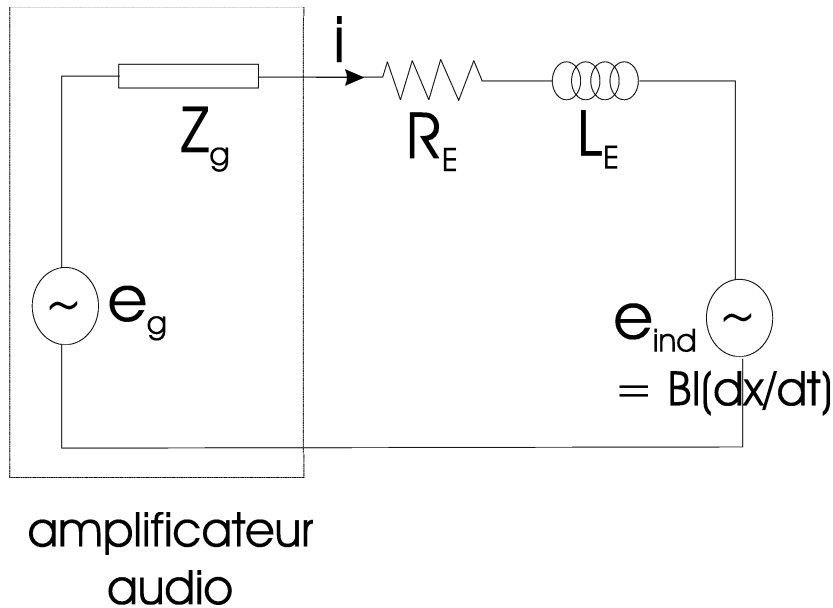


FIG. 1.2 – Schéma du circuit électrique du haut-parleur électrodynamique.

3. *spider* : suspension élastique attachant la membrane au corps métallique rigide (le saladier).
4. cône ou membrane, solidaire de la bobine mobile : le cône est léger (généralement en papier ou en aluminium) de manière à limiter les effets d'inertie. Son angle d'ouverture varie en général de 100 à 130 degrés.
5. saladier, charpente métallique.
6. suspension élastique externe.

La forme du cône assure une rigidité suffisante, permettant à la membrane d'attaquer efficacement la charge d'air. L'utilisation du carton légèrement feutré augmente l'effet de "résistance mécanique" (pertes par frottements, échauffements) de l'ensemble des pièces mobiles, ce qui favorise l'amortissement des déplacements de la membrane à ses différentes fréquences de résonance (voir sections suivantes).

1.1.2 Schéma équivalent pour les basses fréquences

La figure 1.2 illustre le circuit électrique du haut-parleur : R_E et L_E symbolisent respectivement la résistance électrique (souvent de l'ordre de 4

à 10Ω) et l'inductance de la bobine mobile, tandis qu'apparaît une f.e.m. (e_{ind}) induite par le mouvement de cette dernière dans le champ magnétique d'induction (B) :

$$e = Bl \frac{dx}{dt}$$

où l est la longueur du fil de la bobine et $\dot{x} = \frac{dx}{dt}$, la vitesse liée à son déplacement dans l'entrefer de l'aimant permanent.

En outre, le passage du courant $i(t)$ dans la bobine plongée dans l'induction B génère une force $F = Bli$ qui s'applique à la bobine, et entraîne le déplacement de celle-ci et du cône dans l'entrefer.

Nous nous limiterons ci-après au fonctionnement du haut-parleur en basse fréquence pour la mise en équations. A ces fréquences, on peut supposer que la membrane vibre d'un seul bloc, comme le ferait un piston circulaire de masse m_M (membrane + bobine + suspensions) et de rayon (a) égal au rayon extérieur de la membrane. Aux moyennes et hautes fréquences, cette approximation n'est plus valable car les modes de vibration de la membrane sont plus complexes.

Note 1 : une règle courante consiste à considérer que, pour les basses fréquences, le rayon équivalent du piston (a) est légèrement inférieur au rayon extérieur de la membrane : $a(cm) = \phi(inches)$ où ϕ est le diamètre de la membrane.

Note 2 : qu'appelle-t-on "basse fréquence" ? Typiquement 500 Hz pour une membrane de diamètre 16cm, cette limite fréquentielle est inversement proportionnelle au diamètre.

Le schéma électrique équivalent complet est illustré à la figure 1.3. Outre les éléments électriques déjà décrits plus haut, on y trouve dans la partie mécanique la masse de l'équipage mobile m_M , la résistance mécanique R_M et la compliance C_M du cône et de ses suspensions. Dans la partie acoustique du schéma équivalent figurent les impédances acoustiques Z_{AV} et Z_{AR} vues respectivement depuis les faces avant et arrière de la membrane. Ces deux impédances seront détaillées plus loin.

1.2 Courbe de réponse du haut-parleur dans un baffle infini (B.F.)

Il est habituel de présenter la courbe de réponse en fréquence du haut-parleur lorsque ce dernier est placé dans un baffle infini, c'est-à-dire un plan

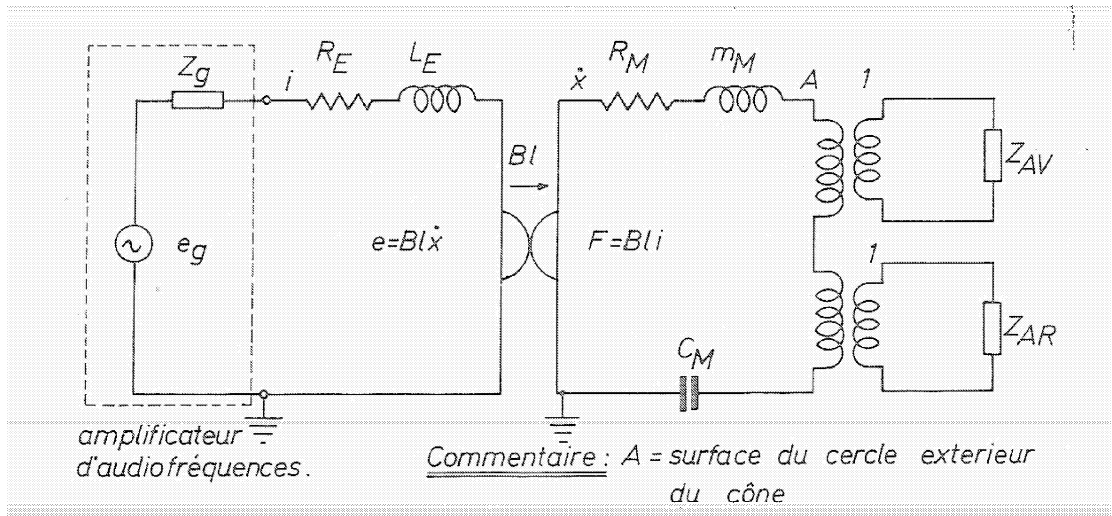


FIG. 1.3 – Schéma électrique équivalent complet du haut-parleur électrodynamique.

rigide percé d'un trou circulaire de rayon a . Le rôle du baffle infini est d'empêcher l'onde acoustique émise par le haut-parleur vers l'arrière de perturber l'onde émise vers l'avant, et vice-versa. En effet, les interférences entre ces deux ondes (émises en opposition de phase) pourraient atténuer fortement le rendement du haut-parleur dans les basses fréquences.

En pratique, l'enceinte (boîte fermée) dans laquelle le haut-parleur est inséré joue un rôle similaire.

Lorsque le haut-parleur est placé dans un baffle infini, les deux impédances acoustiques Z_{AV} et Z_{AR} de la figure 1.3 sont identiques et égales à l'impédance de rayonnement d'un piston circulaire de rayon a placé dans un baffle infini. Transposées dans la partie mécanique du schéma équivalent, ces deux impédances deviennent l'impédance de la charge d'air Z_{air} , dont l'expression est la suivante (si le rayon de la membrane est faible vis-à-vis de la longueur d'onde) :

$$Z_{air} = \frac{\pi\rho_0 a^4 \omega^2}{c} + j \frac{16\rho_0 a^3 \omega}{3} \quad ka \ll 1$$

Note : $\rho_0 = 1.2 \text{ kg/m}^3$ est la densité de l'air et c la vitesse de propagation.

La charge d'air en contact avec la membrane oppose donc au mouvement

de cette dernière une force, symbolisée en régime sinusoïdal par l'impédance mécanique Z_{air} . Cette impédance contient une partie réelle (résistive) dans laquelle se dissipe la puissance acoustique rayonnée vers le milieu extérieur. Elle contient également une partie imaginaire positive (inductive) se traduisant par une masse équivalente ($\frac{16}{3}\rho_0 a^3$) qui vient s'ajouter à la masse de l'équipage mobile m_M .

Toujours dans le cas d'un baffle infini, la pression résultante dans l'axe du haut-parleur, à r mètres, suit à grande distance ($r \gg a$) une loi de propagation type :

$$p(r, t) = \Re \left(j \frac{\omega \rho_0 a^2}{2r} \dot{x} e^{j(\omega t - kr)} \right) \quad r \gg a$$

La pression acoustique exprimée à 1m dans l'axe du haut-parleur est souvent considérée comme la "grandeur de sortie" du système constitué par le haut-parleur, alors que la "grandeur d'entrée" en est la tension fournie par l'amplificateur de puissance e_g . La réponse du haut-parleur est obtenue grâce aux équations suivantes, tirées du schéma équivalent de la figure 1.3 :

$$j\omega \dot{x} \left(m_M + \frac{16\rho_0 a^3}{3} \right) + \left(R_M + \frac{\pi\rho_0 a^4 \omega^2}{c} \right) \dot{x} + \frac{\dot{x}}{j\omega C_M} = Bl i$$

$$Bl i = Bl \frac{e_g - e_{ind}}{Z_{es}} = Bl \frac{e_g}{Z_{es}} - (Bl)^2 \frac{\dot{x}}{Z_{es}}$$

où Z_{es} est l'impédance électrique statique totale ($Z_g + R_E + j\omega L_E$).

En basse fréquence, cette impédance électrique peut être assimilée à une résistance R_{es} . Si le premier terme de l'équation mécanique est écrit plus simplement $Z_{MT}\dot{x}$, dès lors la pression dans l'axe à 1 mètre s'exprime par

$$p_{eff} = \frac{\omega \rho_0 a^2}{2} \frac{Bl (e_{g,eff})}{R_{es} \left| \frac{(Bl)^2}{R_{es}} + Z_{MT} \right|} \quad a \ll 1 \text{ m}$$

La courbe de réponse en champ libre, c'est-à-dire la pression mesurée à tension d'alimentation constante, fait donc apparaître une fréquence de résonance f_0 en basse fréquence, donnée par l'annulation du terme imaginaire de Z_{MT} :

$$f_0 = \frac{1}{2\pi \sqrt{\left(m_M + \frac{16\rho_0 a^3}{3} \right) C_M}}$$

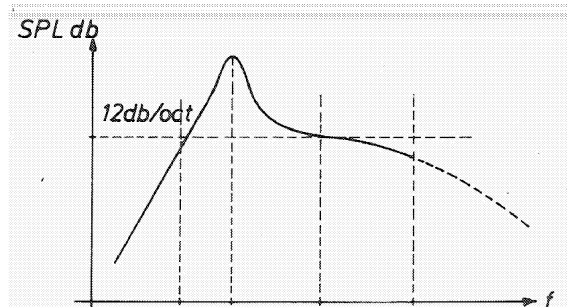


FIG. 1.4 – Courbe de réponse théorique du haut-parleur électrodynamique en basse fréquence.

En dessous de la fréquence de résonance, la compliance mécanique domine le système. La pression efficace mesurée à 1 m est donc proportionnelle à ω^2 , c'est-à-dire une croissance de 12 dB/octave. Après la fréquence de résonance, la masse "équivalente" impose une loi constante en fonction de la fréquence. Mais il ne faut pas oublier que l'impédance de la charge d'air contient un terme résistif proportionnel à ω^2 , qui devient prépondérant aux fréquences élevées, imposant ainsi une décroissance en 6 dB/octave. La courbe de réponse théorique du haut-parleur pourrait donc ressembler à celle de la figure 1.4.

1.3 Modèle et courbe de réponse pour les moyennes et hautes fréquences

Dès les fréquences moyennes, la membrane adopte un comportement modal consistant en une succession de modes de résonance associés chacun à une fréquence particulière (fréquence propre) et un profil de déformation caractéristique (voir figure 1.5).

La réponse aux moyennes fréquences est donc constituée d'un ensemble de systèmes résonants, dont l'amortissement est contrôlé par la partie résistive de l'impédance mécanique, c'est-à-dire la résistance mécanique proprement dite (choix du matériau de la membrane et de ses suspensions, ...) et la résistance de la charge d'air qui joue un rôle de plus en plus important au fur et à mesure que la fréquence augmente (jusqu'à atteindre un maximum lorsque ka approche de l'unité).

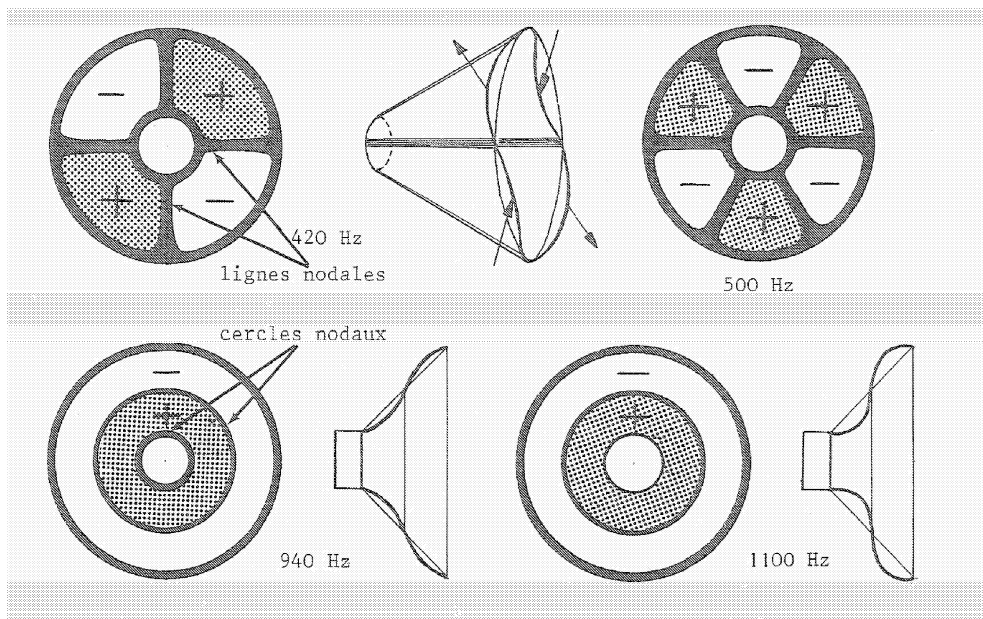


FIG. 1.5 – Profils de déformation présentés par la membrane du haut-parleur à quelques fréquences de résonance.

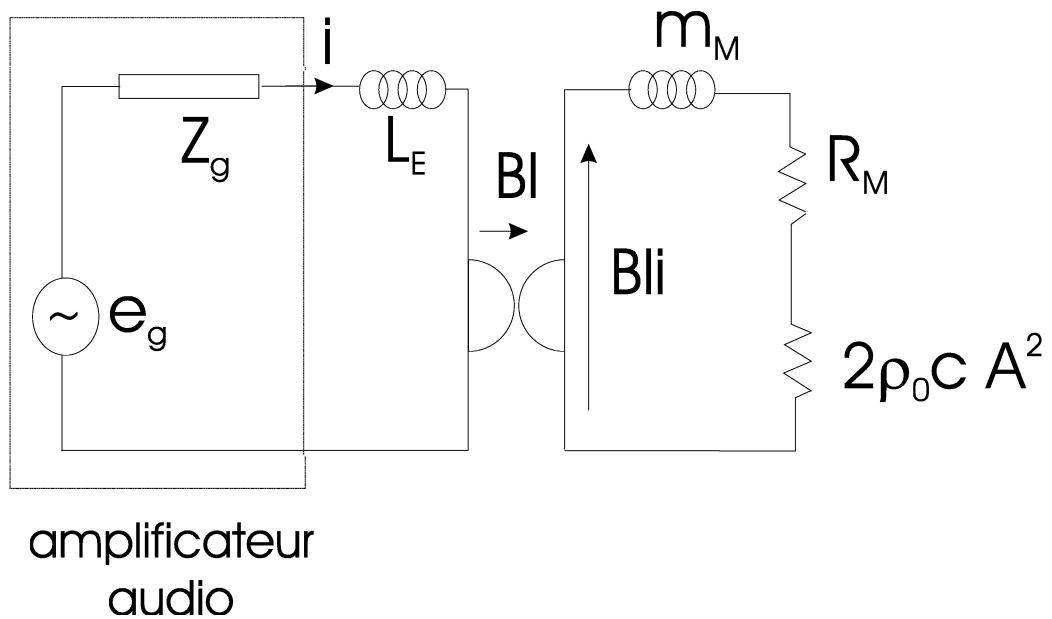


FIG. 1.6 – Schéma électrique équivalent du haut-parleur pour les hautes fréquences.

Suite à ces déformations, la surface rayonnante effective de la membrane a tendance à diminuer avec la fréquence, ce qui se traduit par une réduction progressive du diamètre du piston équivalent.

Pour les hautes fréquences, le schéma équivalent se réduit à quelques éléments seulement :

- dans la partie électrique, l'inductance de la bobine est prépondérante ;
- dans la partie mécanique ne subsistent que la masse et la résistance mécanique de l'équipage mobile ;
- l'impédance acoustique de rayonnement se résume à sa partie résistive, qui est constante et égale à $2 \frac{\rho_0 c}{S_{eff}}$, où S_{eff} est la surface effective (rayonnante) du piston équivalent en haute fréquence.

La figure 1.6 représente ce schéma électrique équivalent pour les hautes fréquences. L'application des équations précédentes permet de déduire l'expression de la pression générée dans l'axe de la membrane, à 1 m de celle-ci :

$$p_{eff} = \frac{\omega \rho_0 S_{eff}}{2\pi} \frac{Bl (e_{g,eff})}{|(Bl)^2 + j\omega L_e R'_M - \omega^2 m_M L_E|} \quad a \ll 1 \text{ m}$$

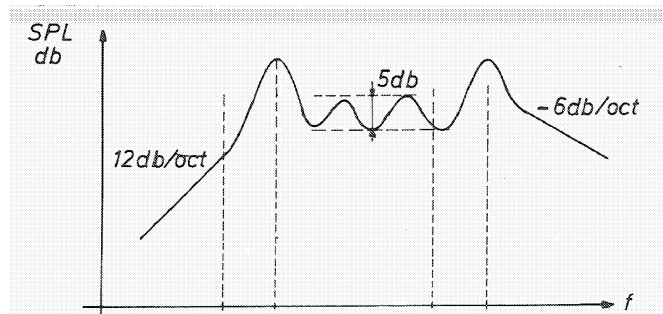


FIG. 1.7 – Courbe de réponse théorique large-bande du haut-parleur électrodynamique.

Dans cette dernière expression, $R'_M = R_M + 2\rho_0 c S_{eff}$. Il s'agit de nouveau d'un système résonant. L'annulation de la partie réelle du dénominateur se produit à une fréquence de résonance définie par la masse de l'équipage mobile, l'inductance de la bobine et le produit Bl . Au delà de cette fréquence de résonance, la pression diminue avec un taux de 6dB par octave.

Exercice : Démontrez la formule précédente.

La courbe de réponse théorique large-bande est donnée à la figure 1.7. On y constate la présence de la dernière fréquence de résonance et de la pente finale de -6dB par octave.

1.4 Amélioration de la courbe de réponse

en basse fréquence : pour étendre la réponse en basse fréquence, une première méthode consiste à augmenter le rayon de la membrane. Il en résulte une diminution de f_0 , par augmentation de la masse mécanique et de la charge d'air. Notons également que le pic à la résonance est moins prononcé, car la résistance mécanique due à la charge d'air contient un facteur proportionnel à a^4 .

Une deuxième méthode consiste à augmenter C_M (en diminuant la raideur des suspensions), mais cela entraîne des vibrations d'amplitudes trop importantes en basse fréquence, et donc des distorsions. En effet, la bobine peut alors sortir partiellement de l'entrefer, ce qui se manifeste par une force $Bl i$ dépendant de la position de l'équipage mobile. De même, pour des grands déplacements x , la force de rappel n'est plus proportionnelle à x . Tous ces comportements non-linéaires sont à

l'origine de distorsions.

Enfin, nous verrons plus loin comment l'enceinte dans laquelle est inséré le haut-parleur peut améliorer la réponse aux basses fréquences.

à haute fréquence : pour déplacer la réponse vers les hautes fréquences, un moyen est de diminuer le rayon de la membrane, ce qui entraîne l'augmentation de f_0 . On peut également augmenter la raideur. Ces deux moyens vont évidemment à l'encontre de la réponse en basse fréquence.

Pour obtenir avec le même haut-parleur une réponse en fréquence très étendue vers les basses et les hautes fréquences, il est possible de recourir à des artifices de conception, par exemple celui du *double cône*, représenté à la figure 1.8(a). Aux basses fréquences, les deux membranes se déplacent pratiquement d'un seul bloc. Mais le petit cône est couplé au grand par une suspension C_{MS} , dont la raideur est conçue de telle manière à "court-circuiter" le grand cône au-delà d'une certaine fréquence f_{seuil} . On entend par là que les suspensions liant le grand cône au petit et à la bobine deviennent très souples pour $f > f_{seuil}$ et que, dès lors, le mouvement de la bobine n'entraîne plus (pratiquement) que le petit cône.

La figure 1.8(b) décrit un système composé d'un double cône et *deux* bobines : au delà de f_{seuil} , le système constitué par la petite bobine et le petit cône (2+A) devient indépendant du système constitué par les grands éléments (1+B). De plus, une capacité en parallèle sur la grande bobine (B) la court-circuite pour $f > f_{seuil}$, ce qui immobilise le grand cône.

Outre ces systèmes relativement sophistiqués, la solution la plus courante pour augmenter la bande passante consiste à utiliser plusieurs haut-parleurs dans une même enceinte (systèmes multi-voies).

Dans les systèmes multi-voies, un réseau de filtres à la sortie de l'amplificateur de puissance distribue à chaque haut-parleur les fréquences les mieux adaptées à la reproduction. Une enceinte à trois voies comprend un *woofer* (basses fréquences), un *medium* ou *squawker* (fréquences moyennes) et un *tweeter* (hautes fréquences).

La figure 1.9 illustre la réponse en fréquence d'une enceinte à trois voies.

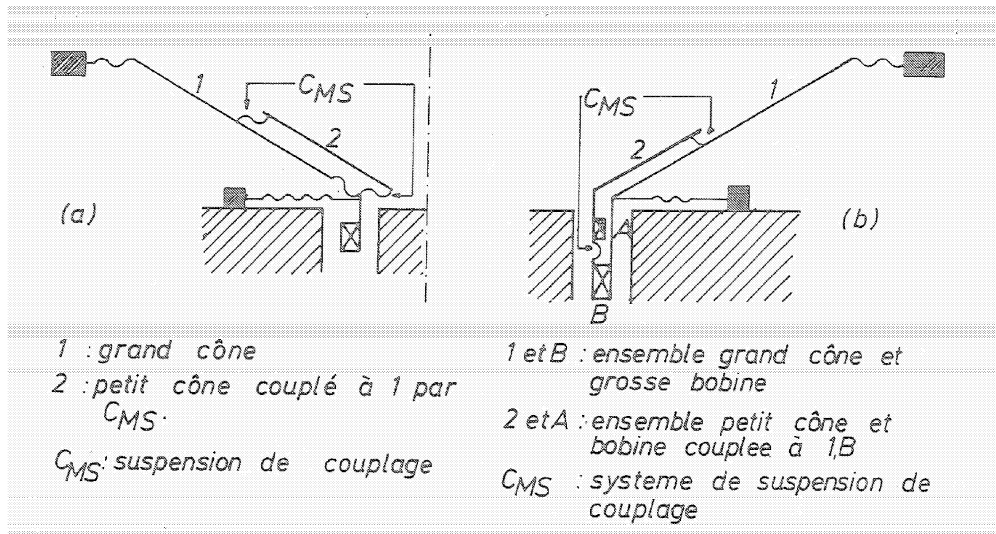


FIG. 1.8 – Description d'un système à double cône (a) et d'un système utilisant deux cônes et deux bobines (b).

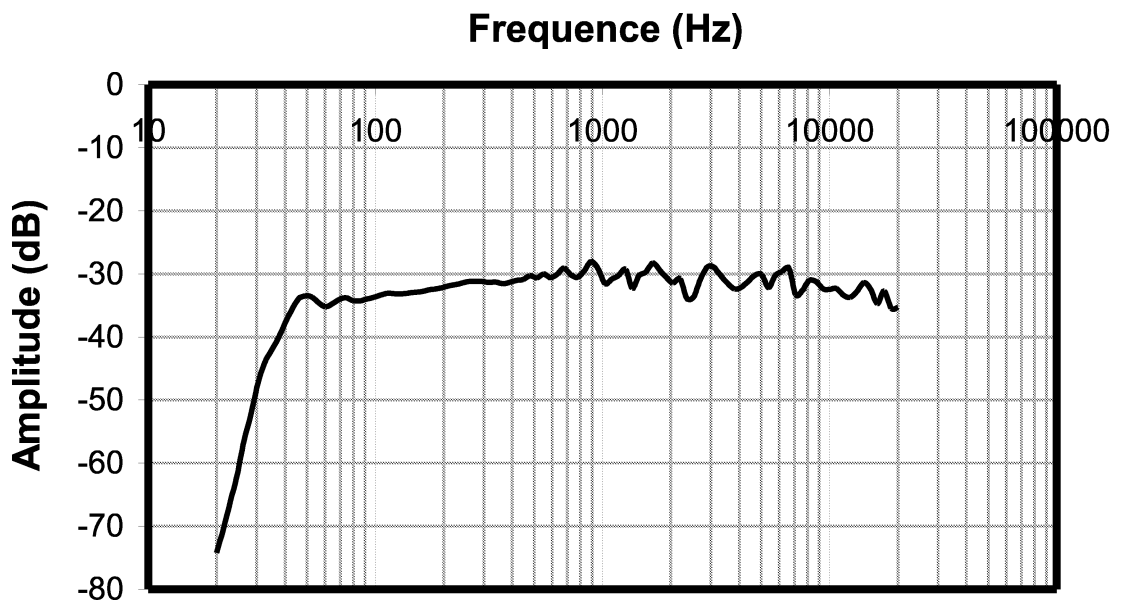


FIG. 1.9 – Courbe de réponse en fréquence d'une enceinte à trois voies.

1.5 Propriétés du haut parleur électrodynamique

1.5.1 Impédance

L'**impédance électrique nominale** est la moyenne de l'impédance d'entrée du haut-parleur dans la bande passante, spécifiée par le constructeur (légèrement supérieure à la résistance en régime continu pour les haut-parleurs électrodynamiques).

L'impédance d'entrée du haut-parleur varie avec la fréquence. Egale à R_E en régime continu, elle présente un pic très marqué à la fréquence de résonance, puis diminue rapidement pour atteindre dans la bande utile une valeur minimale (Z_{min}) légèrement supérieure en module à R_E . La figure 1.2 nous indique que l'impédance d'entrée du haut-parleur vaut (en négligeant l'impédance de sortie de l'amplificateur Z_q) :

$$Z_{in} = \frac{e_g}{i} = R_E + j\omega L_E + \frac{Bl}{i} \frac{dx}{dt} \quad (1.1)$$

D'autre part, si Z_{MT} représente l'impédance mécanique totale, en tenant compte de $Bl i = Z_{MT} \frac{dx}{dt}$, l'impédance d'entrée s'écrit :

$$Z_{in} = R_E + j\omega L_E + \frac{(Bl)^2}{Z_{MT}} \quad (1.2)$$

Le dernier terme est l'impédance "motionnelle", qui n'existe que lorsqu'il y a mouvement.

En basse fréquence, le terme $j\omega L_E$ peut être négligé. La figure 1.10 illustre dès lors la variation fréquentielle typique de l'impédance d'entrée. Cette courbe a été tracée avec les valeurs suivantes :

- $R_E = 4\Omega$
- $R_{MT} = 4 \text{ N.s/m}$
- $Bl = 10 \text{ teslas.m}$
- masse totale (y compris la charge d'air) = 22 grammes
- $C_M = 9.18 \cdot 10^{-5} \text{ m/N}$ (ce qui donne une fréquence de résonance égale à 112 Hz).

1.5.2 Rendement et puissance nominale

La **puissance nominale** est la puissance maximum d'entrée (watts) spécifiée par le constructeur, et donnant une reproduction satisfaisante des signaux audio (paroles et musiques).

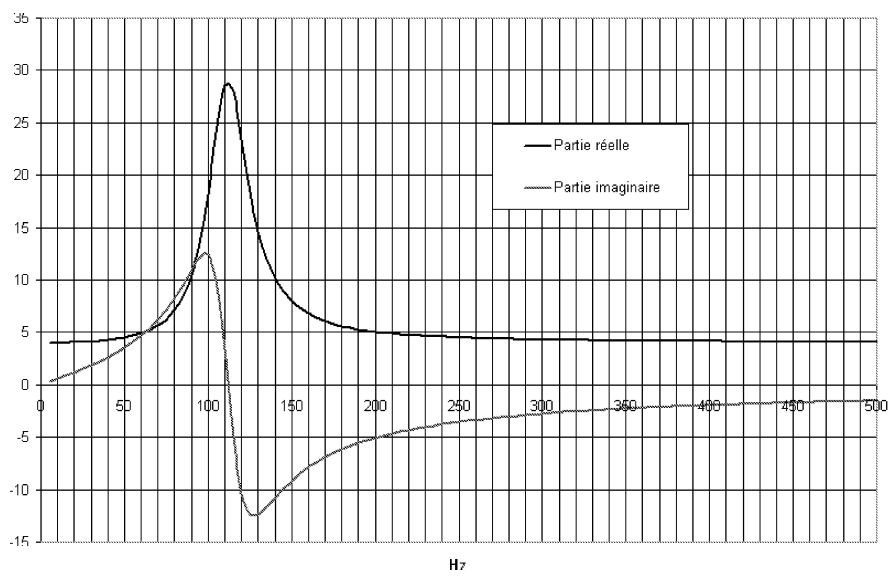


FIG. 1.10 – Courbe typique de l'impédance d'entrée du haut-parleur électrodynamique en fonction de la fréquence (parties réelle et imaginaire) : modèle basse fréquence.

Le **rendement d'un haut-parleur** est le rapport entre la puissance acoustique rayonnée (puissance utile) et la puissance électrique totale consommée par le haut-parleur (le rendement est souvent exprimé en pourcents). Les haut-parleurs électrodynamiques sont caractérisés par un rendement assez faible (de l'ordre de quelques pourcents).

En se basant de nouveau sur le schéma électrique équivalent B.F. (figure 1.3), il est possible de déduire une expression du rendement en fonction des éléments constitutifs du haut-parleur. Cette expression est bien entendu valable dans le domaine fréquentiel (B.F.) pour lequel ce schéma a été établi.

$$\eta = \frac{W_{acoustique}}{W_{electrique}} = \frac{\frac{1}{2}R_{AV}|U_D|^2}{\frac{1}{2}\Re(Z_{ET})|i|^2}$$

Dans cette expression, R_{AV} représente la partie réelle de l'impédance acoustique de rayonnement, côté "avant" uniquement. Le rendement calculé ne comprendra donc que la puissance acoustique rayonnée vers l'avant. D'autre part, U_D représente le débit acoustique à travers la membrane.

Au dénominateur, i est le courant parcourant la bobine et Z_{ET} est l'impédance électrique "totale" du haut-parleur, c'est-à-dire son impédance d'entrée donnée par l'équation 1.2. On tiendra compte ensuite de :

$$\frac{U_D}{i} = \frac{S_{eff}\dot{x}}{i} = \frac{BlS_{eff}}{Z_{MT}}$$

Comme précédemment, Z_{MT} représente l'impédance mécanique totale, incluant les composantes mécaniques et acoustiques. En appelant R_{MT} la partie réelle de Z_{MT} , il vient que :

$$\eta = \frac{R_{AV}}{R_E + \frac{(Bl)^2 R_{MT}}{|Z_{MT}|^2}} \frac{(BlS_{eff})^2}{|Z_{MT}|^2} = \frac{R_{AV} (BlS_{eff})^2}{R_E |Z_{MT}|^2 + (Bl)^2 R_{MT}}$$

1.5.3 Directivité

Le **coefficient de directionnalité** est le rapport de la pression efficace mesurée dans une direction donnée et de la pression efficace mesurée dans une direction de référence (souvent l'axe du haut-parleur), et à même distance du haut-parleur. Ce coefficient dépend de la fréquence f .

Symbole : $Q_p(f, \alpha)$, où α est l'angle entre la direction donnée et la direction de référence.

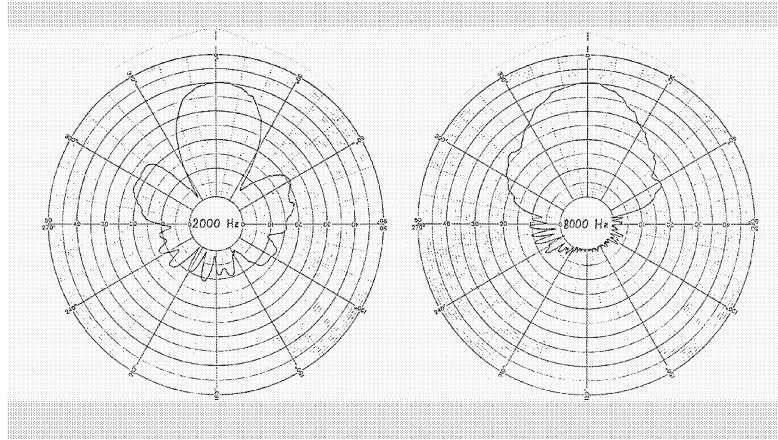


FIG. 1.11 – Diagrammes directionnels d’un haut-parleur mesurés dans le plan horizontal, à 2000 Hz et 8000Hz .

Le **diagramme directionnel** est la courbe $20 \log_{10} (Q_p(f, \alpha))$, tracée en fonction de α (f en paramètre). La figure 1.11 est un exemple de diagramme directionnel.

Le haut-parleur électrodynamique présente une directivité de plus en plus marquée lorsque la fréquence augmente, et cela d’autant plus que le diamètre du haut-parleur est grand. En effet, pour comprendre ce comportement, nous pouvons de nouveau faire référence au fonctionnement du piston circulaire, placé dans un baffle infini.

On peut se rappeler que la pression générée par ce dernier dans une direction θ (angle mesuré par rapport à l’axe du piston) est proportionnelle à $\frac{J_1(ka \sin \theta)}{ka \sin \theta}$, où J_1 est une fonction de Bessel et a le rayon du piston. La figure 1.12 illustre quelques diagrammes directionnels obtenus en faisant varier le produit ka . Pour un piston de taille donnée, la directivité augmente avec la fréquence, avec apparitions de lobes secondaires aux hautes fréquences. Pour une fréquence donnée, la directivité augmente avec le diamètre du piston.

Il existe donc un compromis à trouver entre une large bande passante et une faible directivité, puisque les haut-parleurs capables de reproduire efficacement les basses fréquences sont également directifs pour les fréquences moyennes et élevées. De nouveau, l’utilisation de plusieurs haut-parleurs dans une même enceinte est un moyen d’atteindre ce compromis.

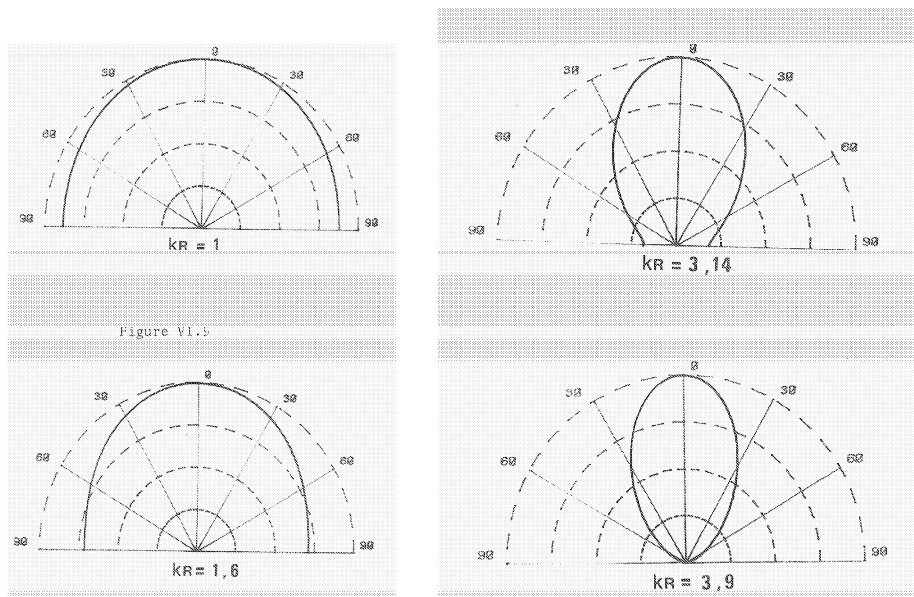


FIG. 1.12 – Diagrammes directionnels d'un piston de forme circulaire placé dans un baffle infini, en fonction de kR (R est le rayon du piston).

1.5.4 Non-linéarités et distorsions

Les haut-parleurs électrodynamiques introduisent des *distorsions* significatives. Les causes principales en sont les non-linéarités observées dans le champ magnétique, ainsi que dans le comportement mécanique des suspensions.

En général, les distorsions croissent avec la puissance injectée dans le haut-parleur.

1.5.5 Paramètres de Thiele-Small

Ces paramètres, communiqués par les constructeurs de haut-parleurs électrodynamiques, permettent d'obtenir les valeurs des éléments du schéma équivalent et de la courbe de réponse en basse fréquence. Ces paramètres sont déterminés à partir de mesures, telle la mesure d'impédance en fonction de la fréquence.

Pour bien comprendre leur signification, revenons un instant sur la courbe de réponse en fréquence du haut-parleur électrodynamique placé dans un

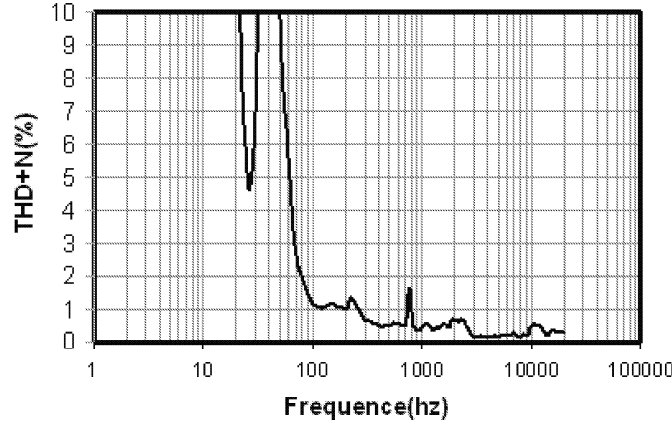


FIG. 1.13 – Taux de distorsion harmonique + bruit d'un haut-parleur.

baffle infini. Cette courbe exprime le fonctionnement d'un système résonant et peut se mettre sous la forme générale suivante :

$$F(\omega) = \frac{X(\omega)}{\sqrt{Y^2 + \left(\omega m_M - \frac{1}{\omega C_M}\right)^2}}$$

où Y est quasiment indépendant de la fréquence.

La fréquence de résonance f_0 est donnée par l'annulation de la partie imaginaire de l'impédance mécanique totale : $f_0 = \frac{1}{2\pi\sqrt{m_M C_M}}$. Notons que dans ces expressions (et les suivantes), la masse m_M inclut la masse équivalente de la charge d'air, le haut-parleur étant placé dans un baffle infini.

Les deux fréquences pour lesquelles la réponse est égale (en valeur absolue) à une fraction de $\frac{1}{\sqrt{2}}$ (-3dB) de sa valeur à la fréquence de résonance sont données par :

$$\omega_{\pm} = \frac{\pm Y C_M + \sqrt{Y^2 C_M^2 + 4 m_M C_M}}{2 m_M C_M}$$

Le facteur de qualité Q est une mesure de la courbe de réponse autour de la fréquence de résonance : plus il est élevé, plus le "pic de résonance" est prononcé. Il est défini par :

$$Q = \frac{\omega_0}{|\omega_+ - \omega_-|} = |Y|^{-1} \sqrt{\frac{m_M}{C_M}}$$

Le facteur de qualité total Q_{TS} est lié à la courbe de réponse en pression, pour laquelle $Y = R_{MT} + \frac{(Bl)^2}{R_E}$. L'application de la formule précédente donne donc :

$$Q_{TS} = \frac{1}{R_{MT} + \frac{(Bl)^2}{R_E}} \sqrt{\frac{m_M}{C_M}}$$

Le facteur de qualité mécanique Q_{MS} est lié à la courbe d'impédance en fonction de la fréquence, courbe pour laquelle $Y = R_{MT}$ (voir l'équation 1.2). Dès lors :

$$Q_{MS} = \frac{1}{R_{MT}} \sqrt{\frac{m_M}{C_M}}$$

Par analogie avec les deux relations précédentes, le facteur de qualité électrique Q_{ES} s'écrit :

$$Q_{ES} = \frac{R_E}{(Bl)^2} \sqrt{\frac{m_M}{C_M}}$$

Les principaux paramètres de Thiele-Small sont les suivants :

- f_0 : la fréquence de résonance mécanique,
- A_M : la surface rayonnante effective (de la membrane),
- V_{AS} : la compliance volumique : volume d'air équivalent, correspondant à la compliance mécanique C_M : pour pouvoir mettre en relation avec le volume d'air d'une enceinte éventuelle dans laquelle serait placé ce haut-parleur. $\frac{V_{AS}}{\rho_0 c^2} = A_M^2 C_M$,
- Q_{TS} : le facteur de qualité total, défini ci-avant,
- Q_{MS} : le facteur de qualité mécanique, défini ci-avant et issu de la courbe d'impédance,
- Q_{ES} : le facteur de qualité électrique, défini ci-avant.

Le tableau de la figure 1.14 illustre quelques valeurs de ces paramètres, pour trois haut-parleurs particuliers :

- un "micro-" haut-parleur, utilisé dans un téléphone mobile,
- un subwoofer,
- un haut-parleur "résonant", c'est-à-dire un haut-parleur assez particulier présentant une bande passante étroite en basse fréquence.

Thiele-Small Parameters	Microspeaker	Conventional Subwoofer	Resonant Loudspeaker
f_0	857.0 Hz	50.1 Hz	145.1 Hz
R_E	7.26	3.8	3.6
Q_{MS}	5.687	4.99	3.79
Q_{ES}	4.241	0.55	0.99
Q_{TS}	2.429	0.49	0.78
V_{AS}	2.103 mL	27.1 L	0.3 L
C_{MS}	1.637×10^{-3} mm/N	0.82 mm/N	0.73 mm/N
M_{MS}	2.11×10^{-5} kg	0.0121 kg	0.0017 kg
R_{MS}	0.01995 kg/s	0.82 kg/s	0.4 kg/s
Bl	0.441 T · m	5.2 T · m	2.4 T · m
L_e	1.59×10^{-2} mH	0.32 mH	0.15 mH

FIG. 1.14 – Quelques exemples de valeurs de paramètres TS (Thiele-Small).
Extrait de l'article de Bai et al, référencé dans la section suivante.

1.6 Ecrans et enceintes acoustiques

Sans écran ou enceinte, la réponse du haut-parleur marque une nette décroissance dans les basses fréquences. La raison de cette décroissance est simple : lorsque la membrane se déplace vers l'avant, elle crée une surpression devant elle et une dépression derrière elle. Le haut-parleur rayonne donc par ses deux faces de manière semblable, mais les champs acoustiques émis sont en opposition de phase et interfèrent en basse fréquence de manière destructive.

Pour améliorer la réponse des haut-parleurs en basse fréquence, il faut les associer soit à un écran, soit à une enceinte.

1.6.1 Ecrans

Un écran est un dispositif destiné principalement à augmenter le trajet acoustique effectif des ondes émises par les faces avant et arrière du haut-parleur vers, respectivement, l'arrière et l'avant. Il a généralement une surface plane.

L'écran *régulier* est un écran carré ou rectangulaire au centre duquel est disposé le haut-parleur. La figure 1.15 montre que l'emploi de l'écran acoustique allonge d'une distance d les chemins de propagation réunissant les faces avant et arrière du piston équivalent.

L'effet de l'écran est maximum lorsque le pas acoustique d , c'est-à-dire l'allongement de parcours, est égal à la demi-longueur d'onde $\lambda/2$. Dans ces

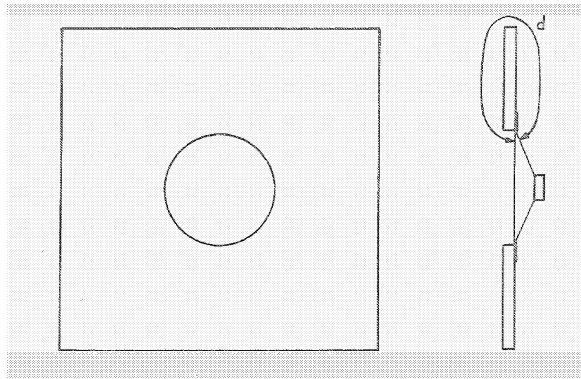


FIG. 1.15 – Haut-parleur dans un écran régulier. "d" est l'allongement de parcours des ondes entre les faces avant et arrière (le pas acoustique).

conditions, l'onde avant arrive en phase avec l'onde arrière (et vice-versa) et la renforce.

Un écran concentrique au haut-parleur présente un effet maximum lorsque $d = \lambda/2$. Par contre, si le pas vaut λ , l'effet sera nul (interférences destructives). La figure 1.16 illustre la réponse d'un haut-parleur dans un écran régulier (courbe 2). La réponse présente un maximum à 250 Hz ($\lambda/2$) et un minimum à 500 Hz (λ).

Un écran *irrégulier* est un écran plan carré ou rectangulaire dans lequel le haut-parleur est placé de manière décentrée, ou un écran plan au contour purement irrégulier. La figure 1.16 montre que l'effet destructeur des interférences constaté pour l'écran régulier à 500 Hz ($d = \lambda$) est fortement réduit par l'emploi d'un écran irrégulier (courbe 1), car les trajets acoustiques des ondes émises par l'arrière du haut-parleur sont différents les uns des autres.

Remarques :

1. Les écrans deviennent très encombrants lorsque l'on veut une courbe de réponse satisfaisante dans les très basses fréquences. On y renonce pratiquement, sauf lorsque l'on peut faire usage d'un grand mur ou d'une grande paroi, comme dans le cas de l'écran de cinéma.
2. Aux hautes fréquences, les écrans plans de dimensions finies se comportent pratiquement comme des écrans infinis (l'effet de la face arrière cesse de se faire sentir).

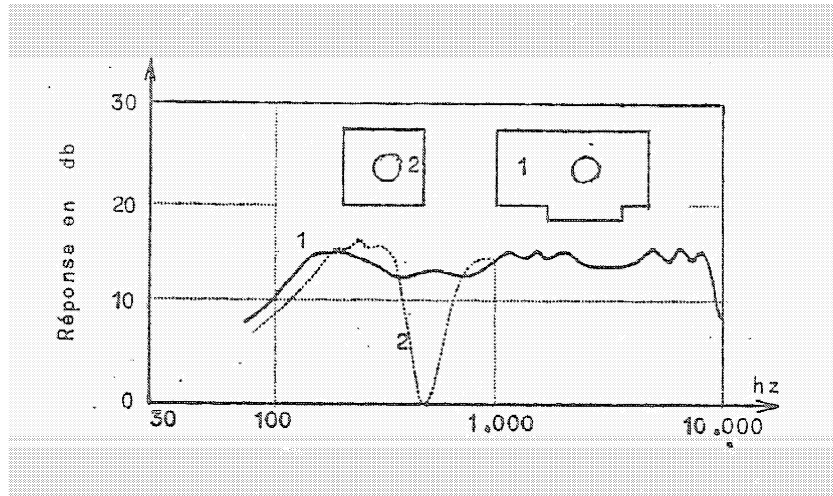


FIG. 1.16 – Comparaison de la réponse d’un haut-parleur placé dans un écran régulier et de celle du même haut-parleur dans un écran irrégulier.

1.6.2 Enceintes fermées

D’une manière générale, une enceinte acoustique est formée par un volume clos dont la face avant peut présenter, dans certains cas, une ouverture plus ou moins importante (voir section suivante) et sur la surface de laquelle sont placés le (ou les) haut-parleur(s).

Avec les écrans, on essaie de domestiquer l’onde sonore engendrée par la face arrière du cône. Avec les enceintes fermées, on empêche la transmission de la vibration produite par cette face arrière, de sorte que l’on a plus à redouter l’interférence des deux ondes.

D’un point de vue acoustique, une enceinte fermée se présente généralement comme une impédance R-L-C série. En pratique, il est évident que l’effet capacitif est prédominant ; le volume d’air V enfermé dans l’enceinte est équivalent à une capacité acoustique :

$$C_E = \frac{V}{\rho_0 c^2}$$

A noter que le remplissage d’une partie de l’enceinte par un absorbant acoustique (laine minérale) permet d’augmenter la résistance mécanique équivalente du système.

Dans l'hypothèse où l'effet de l'enceinte est capacitif avant tout, le schéma équivalent (dans sa partie mécanique) devient celui de la figure 1.17. On y constate que la masse équivalente de la charge d'air devant la membrane (soit m'_a) est différente de celle présentée par cette même membrane dans un baffle infini (m_a), surtout en basse fréquence.

La nouvelle fréquence de résonance s'écrit (C_{ME} est la compliance mécanique équivalente à la capacité acoustique C_E) :

$$f'_0 = \frac{\sqrt{C_{M0} + C_{ME}}}{2\pi\sqrt{(m_0 + m'_a)C_{M0}C_{ME}}}$$

Si l'on néglige les différences entre les masses équivalentes dans les deux circuits de la figure 1.17, le rapport entre les fréquences de résonance (enceinte/baffle infini) s'écrit :

$$\frac{f'_0}{f_0} \simeq \sqrt{\frac{C_{M0} + C_{ME}}{C_{ME}}} = \sqrt{1 + \frac{C_{M0}}{C_{ME}}}$$

La présence de l'enceinte élève donc la fréquence de résonance, par rapport au cas du baffle infini. Le rapport $\alpha = \frac{C_{M0}}{C_{ME}}$ s'appelle le "rapport des compliances" (*compliance ratio*) : il est généralement compris entre 3 et 10.

D'autre part, le facteur de qualité total Q'_{TS} augmente lui-aussi par rapport à la situation typique du baffle infini. En effet, l'expression de ce paramètre de Thiele-Small nous indique qu'il est inversement proportionnel à $\sqrt{C_M}$, d'où :

$$\frac{Q'_{TS}}{Q_{TS}} \simeq \sqrt{1 + \frac{C_{M0}}{C_{ME}}}$$

La figure 1.18 illustre la courbe de réponse en basse fréquence du même haut-parleur placé dans trois enceintes (a, b, c) de volume décroissant.

- Plus le volume décroît, plus le rapport des compliances augmente, et donc
- plus la fréquence de résonance est élevée,
 - plus le facteur de qualité Q_{TS} augmente et plus le pic à la résonance est prononcé.

Dans le cas présent, l'enceinte (b) est celle qui offre la courbe de réponse la plus étendue vers les basses fréquences : il semble donc exister un volume optimal pour l'enceinte fermée, ni trop grand, ni trop petit.

Remarque :

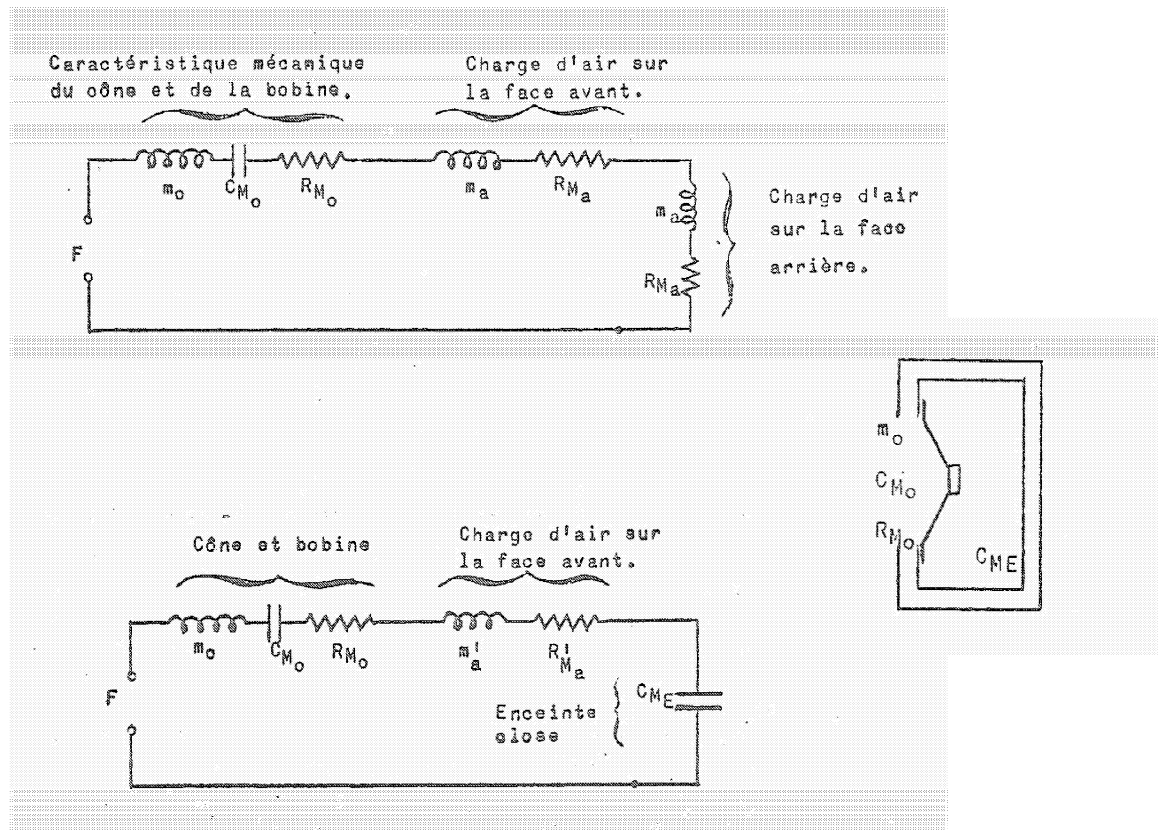


FIG. 1.17 – Schéma équivalent "mécanique" d'un haut-parleur dans un baffle infini (haut) et dans une enceinte fermée (bas) dont l'effet est purement capacitif.

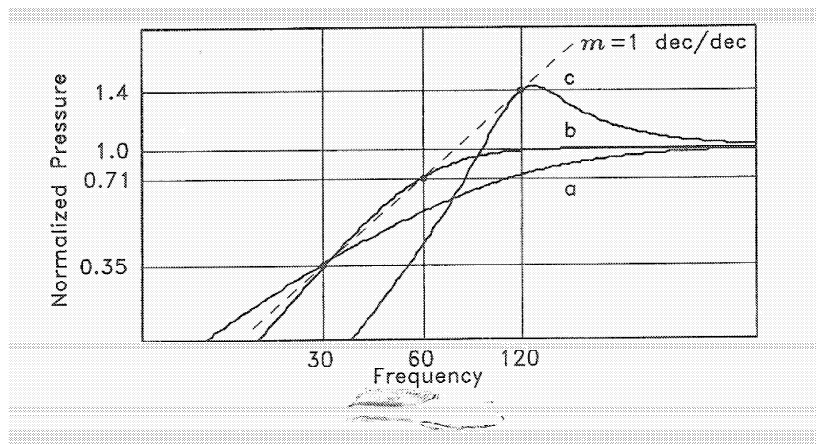


FIG. 1.18 – Comparaison de la courbe de réponse B.F. de trois enceintes de volumes différents ("a" est la plus volumineuse et "c" la plus petite). Figure extraite de *W.M. Leach, Introduction to Electroacoustics and Audio Amplifier Design, Kendall/Hunt ed., 2001.*

Lorsque la fréquence augmente, des ondes stationnaires peuvent se manifester à l'intérieur de l'enceinte (d'autant plus que son volume est régulier) et perturber ainsi la courbe de réponse. Pour lutter contre cet effet, il est recommandé de matelasser l'intérieur de l'enceinte à l'aide d'un matériau absorbant acoustique.

1.6.3 Enceintes à évent : vented-box loudspeakers

Le texte qui suit est inspiré largement de l'article suivant : *Designing Low-Frequency Enhanced Loudspeaker Systems Using a Vibration-Absorber Theory.* (M.R. Bai, R.-L. Chen and H.-S. Zhang, *J. Audio Eng. Soc.* 57(3), 2009, 131-148).

Les enceintes avec évent sont utilisées pour améliorer la réponse des haut-parleurs en basse fréquence.

Une enceinte de ce type est représentée à la figure 1.19. Elle consiste principalement en un volume d'air, enfermé dans l'enceinte, et un évent (tunnel) de section circulaire S_P (rayon a_P) et de longueur L_P . L'amélioration en basse fréquence résulte du résonateur de Helmholtz, constitué par la masse d'air dans l'évent et la cavité (capacité acoustique) de l'enceinte.

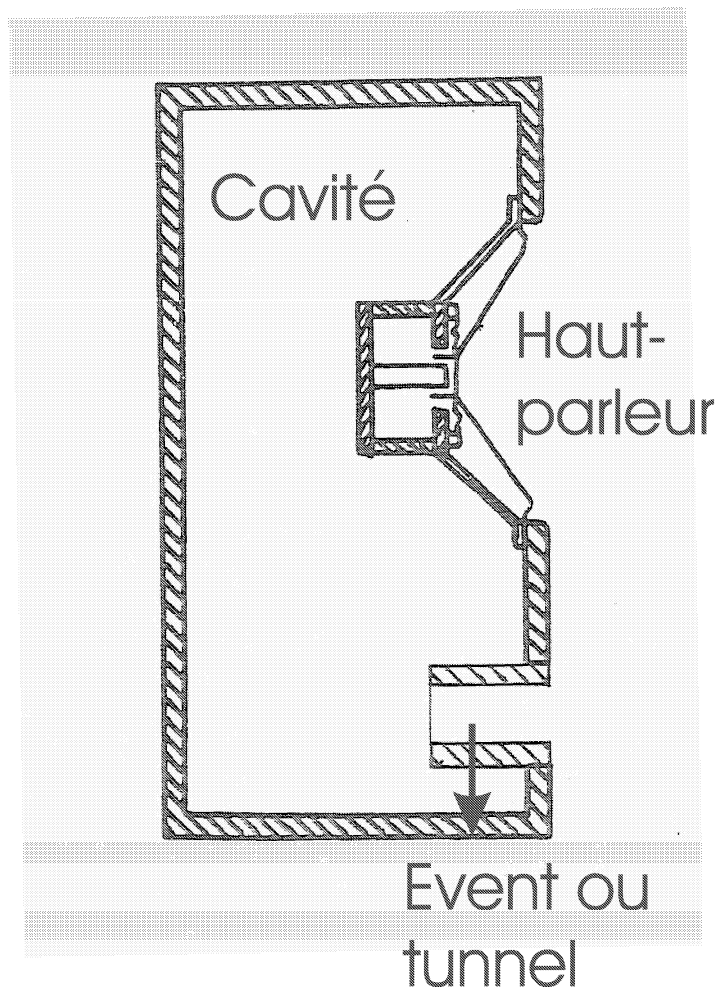


FIG. 1.19 – Enceinte avec évent.

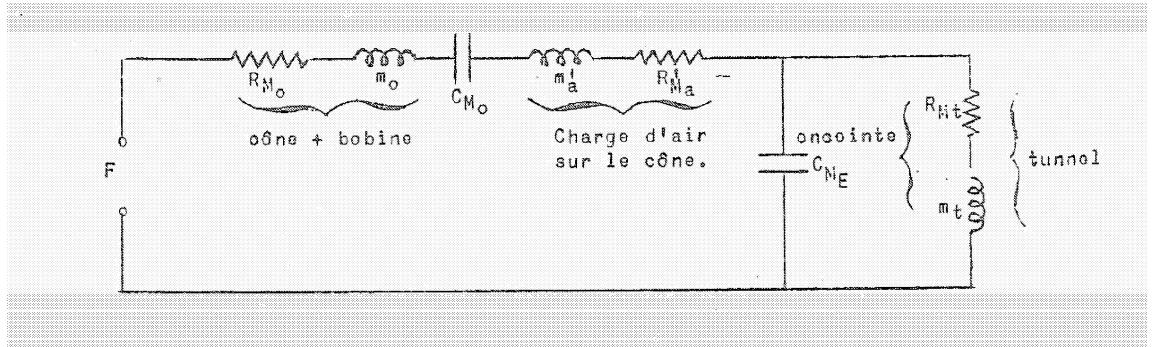


FIG. 1.20 – Schéma équivalent "mécanique" d'une enceinte avec évent.

Le circuit électroacoustique équivalent de cette enceinte est représenté à la figure 1.20. Seule la partie mécanique y est représentée, y compris les impédances acoustiques transformées en impédances mécaniques. On y voit apparaître les éléments condensés résistif (R_{Mt}) et inductif (m_t) modélisant l'évent et la compliance C_{ME} représentant l'enceinte. Si A_M est l'aire effective de la membrane :

$$A_M^2 C_{ME} = \frac{V}{\rho_0 c^2}$$

$$m_t = A_M^2 \frac{\rho_0 L_P}{S_P} + \frac{8}{3} \rho_0 a_P^3$$

Exercice : établir la partie acoustique du schéma équivalent de la figure 1.20, incluant les impédances vues des faces avant et arrière de la membrane. Où se trouve le noeud de pression acoustique nulle dans ce schéma ?

Remarques :

1. la résistance mécanique R_{Mt} inclut les pertes par échauffement dans le tunnel et la résistance acoustique de rayonnement vue de la sortie de l'évent ;
2. dans l'expression de la masse m_t est incluse la masse équivalente de la charge d'air à la sortie de l'évent, en assimilant cette dernière à un piston circulaire dans un baffle infini, ce qui n'est qu'une approximation ;
3. l'évent peut également être modélisé par une ligne de transmission.

Design d'une enceinte avec évent

L'objectif est de choisir une fréquence de résonance ω_A du résonateur de Helmholtz proche de la fréquence de résonance mécanique ω_0 . De cette manière, on espère créer une fréquence de résonance plus basse que la fréquence de résonance fondamentale ω_0 elle-même.

La figure 1.20 montre que l'impédance mécanique totale peut se mettre sous la forme :

$$Z_{MT} = Z_0 + \frac{R_{Mt} + j\omega m_t}{1 + j\omega R_{Mt} C_{ME} - \frac{\omega^2}{\omega_A^2}}$$

avec Z_0 , l'impédance de la branche mécanique, y compris la charge d'air sur la face avant de la membrane, et $\omega_A = \frac{1}{\sqrt{m_t C_{ME}}}$, la fréquence de résonance du résonateur de Helmholtz.

Notons qu'à cette fréquence de résonance ω_A , l'impédance mécanique totale passe par un maximum (d'autant plus prononcé que R_{Mt} est faible). Dès lors, la vitesse de la membrane se réduit fortement et la puissance acoustique est principalement rayonnée par l'évent à cette fréquence.

En développant Z_0 , il vient que :

$$Z_{MT} = \frac{j\omega C_{M0} R_{Mt} - \omega^2 m_t C_{M0} + \left(1 + j\omega R_{Mt} C_{ME} - \frac{\omega^2}{\omega_A^2}\right) \left(1 + j\omega R'_{M0} C_{M0} - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)}{j\omega C_{M0} \left(1 + j\omega R_{Mt} C_{ME} - \frac{\omega^2}{\omega_A^2}\right)}$$

Dans cette dernière expression, R'_{M0} inclut la résistance mécanique R_{M0} et la résistance acoustique de la charge d'air sur la face avant de la membrane. De même, dans l'équation suivante, m'_0 inclut la masse de l'équipage mobile m_0 et la masse équivalente de la charge d'air sur la face avant de la membrane. Si l'on néglige l'influence des résistances mécaniques (systèmes non amortis), l'impédance Z_{MT} s'annule lorsque :

$$\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right) \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_A^2}\right) - \frac{m_t}{m'_0} \left(\frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right) = 0$$

ce qui peut encore se mettre sous la forme simplifiée :

$$1 - r_M^2 (1 + \rho + \alpha^2) + \alpha^2 r_M^4 = 0$$

avec :

$$\alpha = \frac{\omega_0}{\omega_A}$$

$$\rho = \frac{m_t}{m'_0}$$

$$r_M = \frac{\omega}{\omega_0}$$

L'équation précédente admet deux solutions pour ω , soit les deux fréquences de résonance du système complet ω_1 et ω_2 . Leurs valeurs peuvent être déduites des diagrammes de la figure 1.21, en fonction de deux paramètres :

- le rapport des fréquences de résonance α ,
- le rapport des masses ρ .

Remarquons que, pour un rapport de masse ρ donné, il existe toujours une fréquence de résonance (ω_1) inférieure à la fréquence de résonance fondamentale ω_0 , et une autre (ω_2) supérieure.

La procédure suivante permet de déterminer simplement les paramètres d'une enceinte avec évent :

- choisir la fréquence de résonance ω_1 souhaitée ;
- à partir de ω_0 , calculer $r_1 = \frac{\omega_1}{\omega_0}$;
- choisir un rapport des masses (ρ) : on préférera en général les valeurs les moins élevées, afin d'obtenir des paramètres de conception "réalistes" ;
- faire l'hypothèse (réaliste) d'un rayon de tunnel a_P et déterminer la longueur de l'évent L_P ;
- déterminer (via les abaques de la figure 1.21) la valeur de α qui correspond au rapport des masses et à la fréquence de résonance ω_1 choisis ;
- calculer la fréquence de résonance $\omega_A = \omega_0/\alpha$;
- calculer la capacité acoustique de l'enceinte C_E , et de là son volume.

Généralement, la stratégie consiste à préférer un rapport des masses faible et une valeur de alpha élevée. Bien entendu, cette procédure ne donne pas une seule solution.

L'article de Bai et al mentionné plus haut présente quelques applications de cette procédure, en particulier pour améliorer la réponse aux basses fréquences d'un "micro-" haut-parleur pour téléphones portables (figure 1.22). Ce haut-parleur a une fréquence de résonance mécanique $f_0 = 857 \text{ Hz}$ et

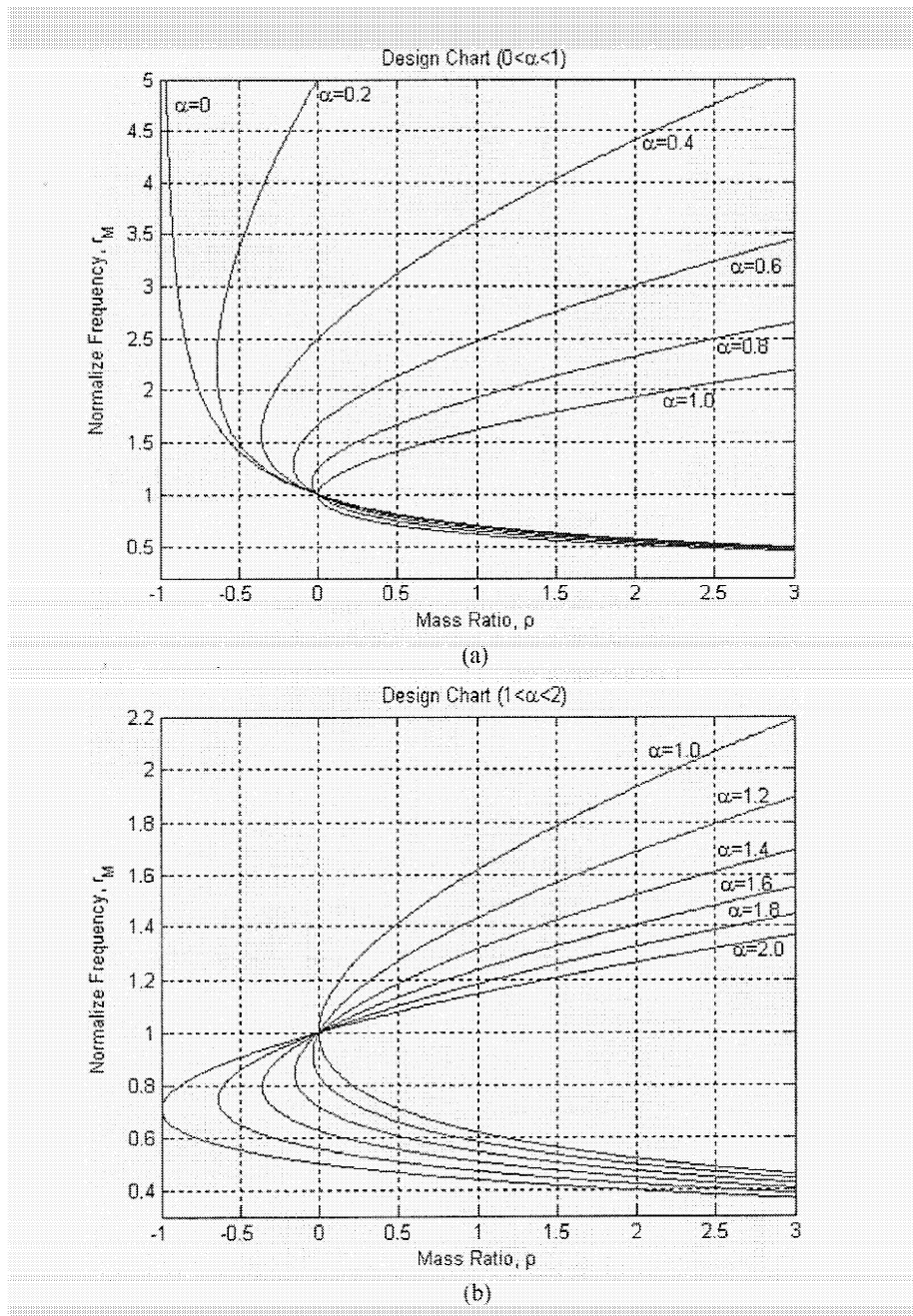


FIG. 1.21 – Diagrammes donnant les deux fréquences de résonance ($r_M = \omega/\omega_0$) d'une enceinte avec évent, en fonction des paramètres ρ et α (cfr. texte). *Figure extraite de l'article de Bai et al (2009).*

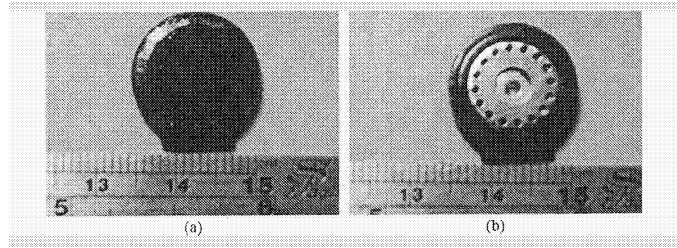


FIG. 1.22 – Représentation du micro haut-parleur pour téléphone mobile utilisé dans l'article de Bai et al : (a) Vue de face (b) Vue de face sans couvercle de protection. *Figure extraite de l'article de Bai et al (2009).*

l'on désire créer une résonance à la fréquence $f_1 = 400\text{Hz}$, ce qui donne $r_1 = 0.46$.

Après application de la procédure (avec les paramètres $\alpha = 1.5781$ et $\rho = 1.8$), le volume de l'enceinte (2.9cm^3) et les dimensions de l'évent ($L_P = 3\text{cm}$ et $a_P = 1.7\text{mm}$) ont été déterminés et utilisés pour mettre au point un prototype.

Ce dernier a été testé par une mesure de sa courbe de réponse en pression et de sa courbe d'impédance en fonction de la fréquence. La figure 1.23 montre les résultats obtenus. On y voit très bien, sur la courbe d'impédance, l'apparition (lorsque l'évent est ouvert, courbe pleine) de deux fréquences de résonances, dont la première est située aux environs de 400 Hz et la seconde un peu au-delà de 1000Hz.

La courbe de réponse en pression montre effectivement l'amélioration apportée dans les basses fréquences par l'évent.

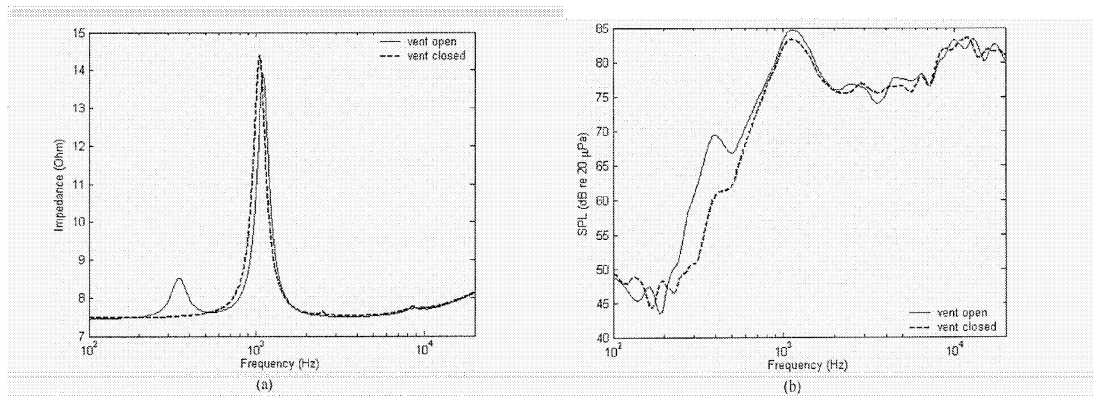


FIG. 1.23 – (a) Courbe d'impédance et (b) courbe de réponse en pression mesurées pour le haut-parleur de la figure 1.22 équipé d'une enceinte avec évent. Les courbes en trait plein sont obtenues avec l'évent ouvert et les courbes en trait discontinu avec l'évent fermé. *Figure extraite de l'article de Bai et al (2009).*