



Mémoire pour le Master Sciences et Technologie de  
l'UPMC Mention sciences de l'ingénieur - Spécialité MIS  
Parcours ATIAM

Rapport de stage de Samuel Rodriguez

Création d'un outil de simulation de la  
réponse et de la directivité de la tuyère  
acoustique

Haliaetus Technologies - LAM

Encadrants : Jean-Pierre Morckerken et Jean-Dominique Polack

Stage effectué du 8 mars au 8 septembre 2005

Soutenance le 6 juillet 2005

# Remerciements

Remerciements chaleureux à Jean-Dominique Polack, Jean-Pierre Mor-  
kerken et aux autres membres de l'équipe d'Haliaetus : Raphaël de Thoury  
et Patrice Caule.

# Table des matières

<b>1</b>	<b>Tuyère acoustique et système bass-reflex : principes de base</b>	<b>5</b>
1.1	L'enceinte Bass-reflex classique . . . . .	5
1.1.1	Modes de fonctionnement . . . . .	5
1.1.2	Evolution du fonctionnement selon les fréquences . . . . .	7
1.1.3	Lien avec le niveau de pression . . . . .	7
1.2	Le haut-parleur dans un conduit . . . . .	9
1.3	La tuyère acoustique . . . . .	12
1.3.1	L'utilité de la tuyère . . . . .	12
1.3.2	Mesures de la tuyère EX 01 . . . . .	12
1.3.3	L'aspect directif . . . . .	13
<b>2</b>	<b>Rappels d'électroacoustique</b>	<b>14</b>
2.1	Rappel des éléments de base . . . . .	14
2.2	La modélisation d'un haut-parleur . . . . .	14
2.2.1	Le circuit électrique . . . . .	15
2.2.2	Le circuit mécanique . . . . .	15
2.2.3	Le circuit acoustique . . . . .	16
<b>3</b>	<b>L'approche adoptée sur la tuyère EX 01</b>	<b>18</b>
3.1	La démarche . . . . .	18
3.2	Le modèle sans perte . . . . .	19
3.2.1	Equations . . . . .	19
3.2.2	Résolution . . . . .	21
3.2.3	Les paramètres dégagés . . . . .	21
3.3	Le modèle avec pertes . . . . .	22
3.3.1	Equations . . . . .	22
3.3.2	Résolution . . . . .	24
3.3.3	Les paramètres dégagés . . . . .	25

<b>4</b>	<b>Simulations et mesures</b>	<b>27</b>
4.1	Le modèle sans perte . . . . .	28
4.1.1	Application à la tuyère EX 01 . . . . .	28
4.1.2	Application à un tuyau . . . . .	29
4.1.3	Conclusion . . . . .	30
4.2	Le modèle avec pertes . . . . .	31
4.2.1	Application à la tuyère EX 01 . . . . .	32
4.2.2	Application au tuyau . . . . .	37
4.2.3	Comparaisons simulations mesures . . . . .	39
4.3	Analyse des différences entre simulations et mesures . . . . .	42
4.3.1	Les non-linéarités des haut-parleurs - le calcul des pa- ramètres . . . . .	42
4.3.2	Les pertes visco-thermiques . . . . .	43
4.3.3	Les hypothèses de base . . . . .	44
4.4	Le modèle simplifié . . . . .	44
4.4.1	Séparation des masses d'air . . . . .	45
4.4.2	Le calcul de la compliance . . . . .	45
4.4.3	Application au cas de la tuyère EX 01 . . . . .	45
<b>A</b>	<b>Paramètres mesurés du haut-parleur SP 60 utilisé pour les mesures</b>	<b>50</b>
<b>B</b>	<b>Géométries des deux conduits</b>	<b>51</b>

# Introduction

L'entreprise Haliaetus Technologies est née de l'innovation technologique développée par Jean-Pierre Morckerken en partenariat avec le Laboratoire d'Acoustique Musicale de l'UPMC et le CNRS : la tuyère acoustique. L'une des applications de celle-ci est son utilisation en basses fréquences. Le profil aérodynamique emprunté à l'aéronautique permet de limiter de façon significative le souffle provoqué par l'écoulement. Parmi les applications encore à l'état de prototype existe la petite tuyère que nous appelons par la suite tuyère EX 01. L'idée consiste à la charger avec un petit haut-parleur pour obtenir une source basses fréquences de petite taille.

L'objectif de mon stage consiste à développer un outil de simulation de ce système pour avoir la réponse en niveau et en directivité en fonction de la fréquence. L'approche utilisée pour cette étude est une approche hybride utilisant la modélisation de Thiele et Small des enceintes bass-reflex complétée par la modélisation par masses-ressorts du conduit acoustique constitué par la tuyère. Le modèle n'est donc pas électrique mais mécanique.

Le premier chapitre de ce rapport est une approche qualitative du comportement des bass-reflex et de la tuyère EX 01 . On y voit leurs points communs et différences. Après quelques rappels d'électroacoustique dans le deuxième chapitre, l'approche utilisée dans l'étude est développée dans le chapitre trois. La dernière partie est quant à elle consacrée aux résultats donnés par l'outil de simulation pour deux géométries de conduit et à la comparaison de ceux-ci avec les mesures.

# Chapitre 1

## Tuyère acoustique et système bass-reflex : principes de base

### 1.1 L'enceinte Bass-reflex classique

#### 1.1.1 Modes de fonctionnement

Les enceintes closes ont été créées pour séparer l'onde arrière de l'onde avant du haut-parleur afin d'éviter au maximum les phénomènes de court-circuit acoustique. Le système bass-reflex a ensuite été élaboré pour utiliser l'onde arrière mais de façon contrôlée.

En observant la courbe d'impédance électrique du haut-parleur monté dans un bass-reflex, on distingue deux bosses. (*Fig 1.1*)

Chacune d'elle correspond à un comportement mécanique précis du système.

La modélisation mécanique d'Olson et Beranek nous invite à considérer

- la membrane du haut-parleur comme une masse,
- la suspension comme un ressort,
- l'air de la cavité comme un ressort,
- l'air de l'évent comme une masse.

On modélise ainsi le système par deux masses reliées entre elles par un ressort et à la structure par un autre ressort. Les pertes sont abordées plus loin dans le rapport. Ce modèle est représenté *Fig 1.2*.

Ce système comporte deux masses donc deux résonances. Chacune correspond à un mode de fonctionnement privilégié. Le premier mode est le

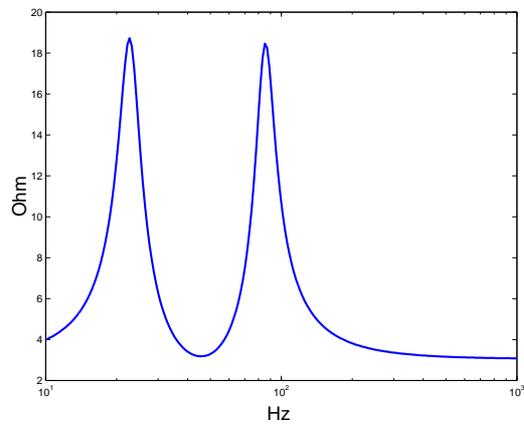


FIG. 1.1 – Impédance électrique typique d'un haut-parleur monté dans un système bass-reflex

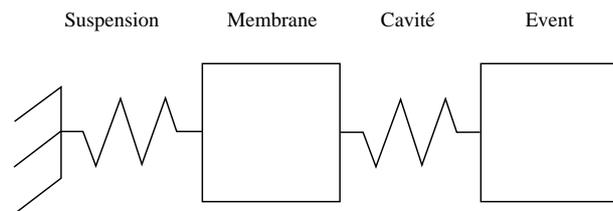


FIG. 1.2 – Représentation de la modélisation sous forme mécanique

mode antisymétrique. En première approximation, le ressort central du modèle ne bouge pas, donc physiquement l'air de la cavité n'est pas comprimé ; Ce mode est appelé par la suite mode incompressible. Le second est le mode symétrique. Le ressort central est sollicité, la pression dans la cavité varie. On appelle ce mode le mode compressible.

Ces phénomènes sont représentés *Fig 1.3*. Le régime est alternatif, mais pour des questions de lisibilité, un seul sens de l'écoulement est représenté. Les flèches indiquent le sens de déplacement des deux masses au même instant (la membrane pour le haut-parleur et la masse d'air pour l'évent). Ainsi on voit que pour le mode incompressible, lorsque la membrane pousse dans la cavité, l'air sort de l'évent. L'air dans la cavité n'est donc pas comprimé. En

revanche pour le mode compressible, la membrane rentre dans la cavité en même temps que la masse d'air de l'évent, et les deux sortent en même temps.

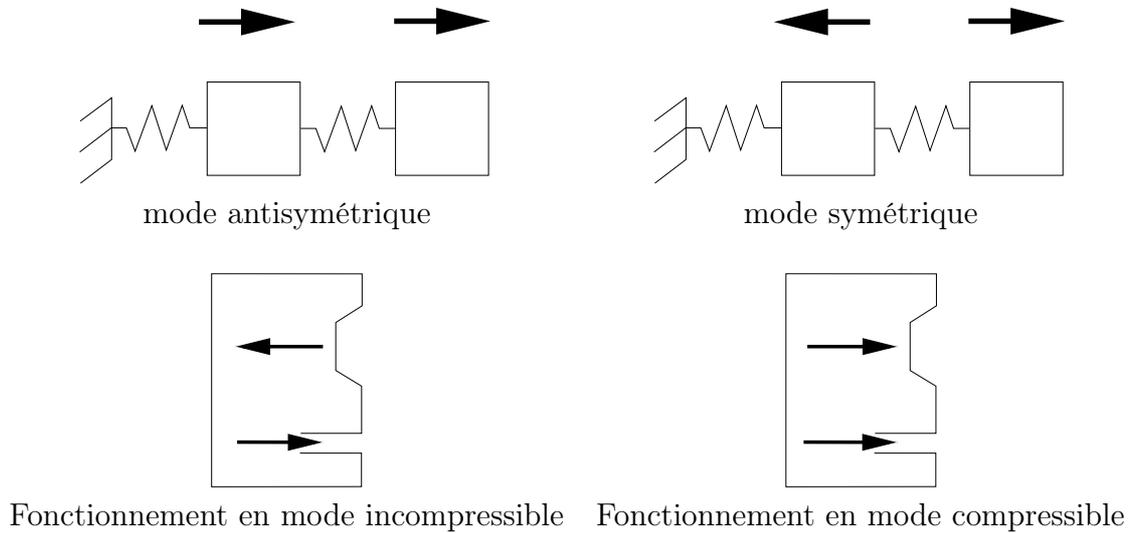


FIG. 1.3 – Les modes de fonctionnement du bass-reflex

### 1.1.2 Evolution du fonctionnement selon les fréquences

On distingue *Fig 1.4* les deux grandes zones de fonctionnement correspondant aux modes décrits ci avant et une zone intermédiaire de transition. Cette dernière est centrée sur la fréquence de Helmholtz de la cavité couplée à l'évent. Dans la modélisation bass-reflex, on l'appelle fréquence de la boîte. L'excursion du haut-parleur est minimale à cette fréquence. Le haut-parleur rayonne alors très peu, seul l'évent rayonne de façon sensible.

### 1.1.3 Lien avec le niveau de pression

Le mode incompressible correspond à un mode en phase du point de vue mécanique. En effet le ressort central n'est pas comprimé et les deux masses se déplacent dans le même sens. Mais d'un point de vue acoustique, donc vu de l'extérieur de la boîte, les deux sources (haut-parleur et évent) sont en opposition de phase. Comme ils sont dans le même plan on a alors un

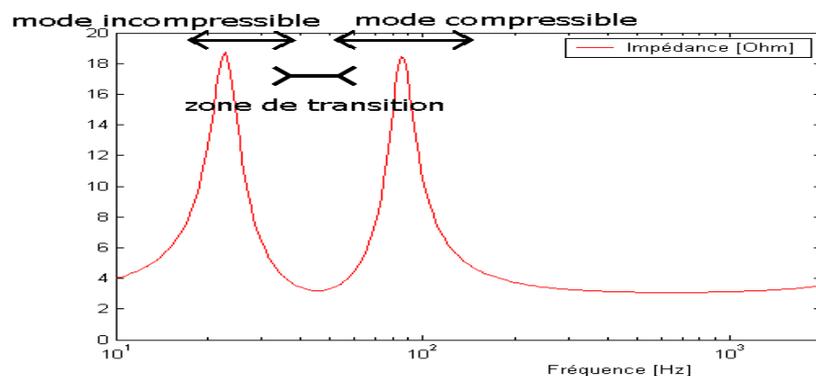


FIG. 1.4 – Impédance électrique typique du bass-reflex

phénomène de court-circuit acoustique (*Fig 1.5*) qui a comme conséquence la chute du niveau sonore en face de l'enceinte aux basses fréquences. (*Fig 1.6*)



Rayonnement en mode incompressible  
Court circuit acoustique

Rayonnement en mode compressible  
Monopole

FIG. 1.5 – Rayonnement des modes

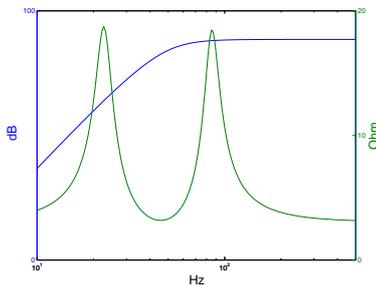


FIG. 1.6 – SPL et impédance d'un système bass-reflex en basses fréquences ( $< 500Hz$ )

## 1.2 Le haut-parleur dans un conduit

L'idée consiste à placer un haut-parleur en série avec un tuyau de diamètre égal à celui du haut-parleur et de longueur par exemple 50 cm pour un petit haut-parleur . On mesure ensuite l'impédance électrique de celui-ci. On voit sur la *Fig 1.7* la présence de plusieurs résonances donc de plusieurs modes.

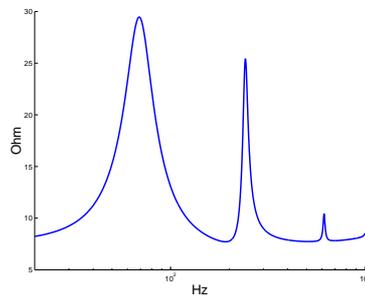


FIG. 1.7 – Impédance d'un système haut-parleur et tuyau

Si on ne considère que les deux premiers, on pourrait de manière analogue au Bass reflex modéliser ce système par deux masses reliées par des ressorts. La difficulté est ici qu'on ne sait pas qui fait quoi, c'est à dire quelle partie du système joue le rôle du ressort, quelle partie joue celui de la masse. Cependant on sait que le premier mode est toujours le mode antisymétrique et le deuxième le symétrique.

Ainsi on a les deux modes privilégiés de la *Fig 1.8*

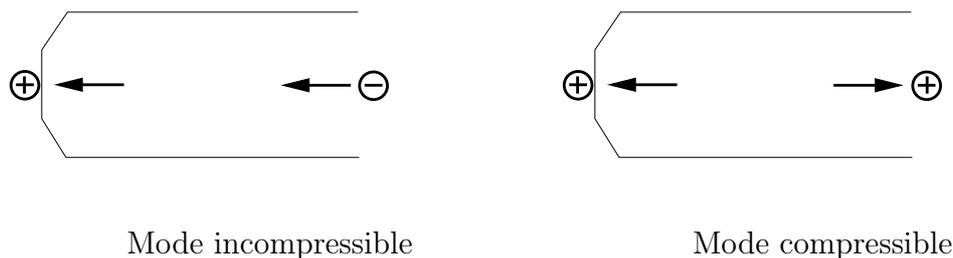


FIG. 1.8 – Modes du système tuyau et haut-parleur

Le comportement à l'intérieur du système est similaire à celui d'un bass-reflex. Le rayonnement est cependant différent. Pour le mode incompressible, les deux sources rayonnantes (le haut-parleur et l'extrémité du tuyau) sont suffisamment éloignées pour que le court-circuit acoustique soit limité dans l'axe. Cela nous permet d'avoir un comportement dipolaire en rayonnement. On gagne ainsi du niveau dans des plages de fréquences où il n'y en avait pas avant (quand les sources étaient dans le même plan) et on rend la source directive dans les basses fréquences. Cette dernière propriété est intéressante car une source directive est moins susceptible d'exciter le champ réverbéré de la salle.

On peut retrouver ce gain de niveau par le calcul en supposant que les deux sources sont omnidirectionnelles, ce qui est raisonnable dans la plage des fréquences étudiée.

Soit

- $q_1$  le débit du haut-parleur
- $q_2$  le débit de l'extrémité du conduit
- $r_1$  la distance du point mesuré au haut-parleur
- $r_2$  la distance du point mesuré à l'extrémité du conduit.

Dans la plage de fréquences correspondant au mode incompressible, on a  $q_1$  et  $q_2$  de signe opposé. Les deux masses rayonnantes sont en phase mécaniques et en opposition de phase acoustique.

Pour la simplicité des calculs, on va supposer  $Q = q_1 = -q_2$ . On a alors :

$$\begin{cases} P_1 = jk\rho C q_1 \frac{e^{-jkr_1}}{4\pi r_1} \\ P_2 = jk\rho C q_2 \frac{e^{-jkr_2}}{4\pi r_2} \end{cases}$$

Et

$$P = P_1 + P_2 = jk\rho C Q \left( \frac{e^{-jkr_1}}{4\pi r_1} - \frac{e^{-jkr_2}}{4\pi r_2} \right)$$

En posant  $d = r_1 - r_2$ , on a

$$P = jk\rho C Q \frac{e^{-jkr_1}}{4\pi r_1} \left( 1 - \frac{e^{-jkd}}{1 + \frac{d}{r_1}} \right)$$

On fait ainsi ressortir le coefficient multiplicateur  $1 - \frac{e^{-jkd}}{1 + \frac{d}{r_1}}$  qui diminue avec le rapprochement des sources et qui s'annule pour  $r_1 = r_2$ . Ainsi si les sources sont équidistantes de l'auditeur la pression résultante est nulle. C'est ce qui se passe dans le cas du système bass-reflex classique. La courbe de niveau chute en deçà de la fréquence de Helmholtz. (*Fig 1.6*) Dans le cas du conduit, la courbe du SPL décroît lentement entre les deux bosses d'impédance, comme on peut le voir sur la *Fig 1.9*.

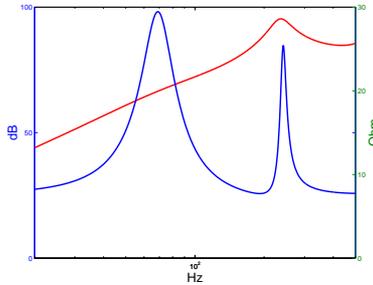


FIG. 1.9 – SPL et impédance d'un système haut-parleur et tuyau en basses fréquences ( $< 500Hz$ )

## 1.3 La tuyère acoustique

### 1.3.1 L'utilité de la tuyère

La mise en place du tuyau en série avec le haut-parleur permet l'éloignement des sources, mais à longueur fixée, on ne peut pas accorder le système. L'idée consiste donc à introduire un changement de section. La solution classique consiste en une géométrie du type de celle de la *Fig 1.10*.

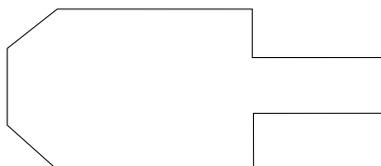


FIG. 1.10 – Géométrie permettant l'éloignement des sources et l'accord du système

Cependant un tel système révèle très rapidement ses limites dès que l'on augmente le niveau dans les basses fréquences. L'écoulement devenant alors important, les phénomènes fluides dans l'évent provoquent un souffle qui couvre rapidement le signal. Mettre une tuyère (convergent et divergent) à la place de ce dispositif permet d'accorder notre système tout en contrôlant le flux, et ainsi de diminuer considérablement les problèmes de souffle dus au décrochage des couches limites de l'écoulement dans le conduit.

### 1.3.2 Mesures de la tuyère EX 01

La petite tuyère existante, la tuyère EX 01 est représentée en annexe. Elle fait 36 cm de long pour un diamètre maximal de 8cm. Le haut-parleur utilisé est un Monacor SP-60. C'est un haut-parleur de petite taille (8 cm de diamètre). Les paramètres mesurés de celui-ci sont reportés en annexe. Une mesure du système nous donne les courbes de réponse à 1W à 25cm représentées *Fig 1.11*.

On voit sur la réponse la pente douce entre les deux résonances. A 1W à 25cm on a donc un niveau de 80 dB à 60 Hz, ce qui est une performance au regard de la taille du haut-parleur . On peut ensuite monter le niveau mais

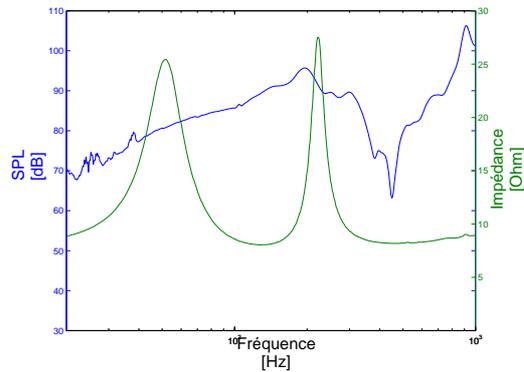


FIG. 1.11 – Réponse mesurée de la tuyère existante de 20 à 1000 Hz, à 1 W, à 25 cm

l'excursion du haut-parleur nous limite rapidement. En effet personne n'a jusqu'ici fabriqué de haut-parleur de petite taille avec une forte excursion, ceci n'ayant pas de sens jusqu'alors.

### 1.3.3 L'aspect directif

Comme nous l'avons dit précédemment l'éloignement des sources provoque un plus faible court-circuit acoustique dans l'axe pour le mode incompressible. On a ainsi un dipôle acoustique. La zone de directivité correspond approximativement à la zone avant le minimum de la courbe d'impédance. A cette dernière fréquence, seule l'extrémité de la tuyère rayonne. C'est la transition entre le mode incompressible et le mode compressible.

## Pour conclure

La tuyère acoustique permet un gain important de niveau dans les basses fréquences, et ce dans un petit volume.

Elle concilie éloignement des sources et accord du système.

Son rayonnement est directif aux basses fréquences.

Cependant la technologie de la tuyère est aujourd'hui limitée par celle des haut-parleurs. En effet, l'exploitation du potentiel aérodynamique de la tuyère est bridée par le débit d'entrée, en d'autres termes, par l'excursion du haut-parleur .

# Chapitre 2

## Rappels d'électroacoustique

Le principe de Thiele et Small est de résoudre des problèmes acoustiques linéaires en employant un formalisme électrique. Ainsi à un système acoustique correspond son analogue électrique.

### 2.1 Rappel des éléments de base

Dans un circuit acoustique un tuyau de rayon petit par rapport aux dimensions des autres éléments du circuit correspond à une masse acoustique, un volume important à une compliance acoustique. Les formules correspondantes sont données *Fig 2.1*.

Ainsi on modélise par exemple un résonateur de Helmholtz par le circuit électrique du milieu de la *Fig 2.2*. L'analogie peut être également mécanique. En effet les équations sont les mêmes que celles de la modélisation de droite de la *Fig 2.2*. La différence se situe dans les variables utilisées. En analogie électrique les variables sont la pression et le débit, en analogie mécanique les variables sont force et vitesse.

### 2.2 La modélisation d'un haut-parleur

Le haut-parleur est composé d'un système électromagnétique couplé à un système mécanique. Mais pour modéliser son rayonnement, il faut prendre en compte le couplage de l'air avec la partie mécanique. Ainsi le haut-parleur peut être modélisé par trois circuits électriques équivalents. Ces circuits sont

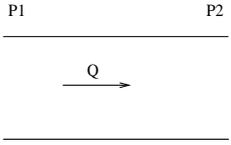
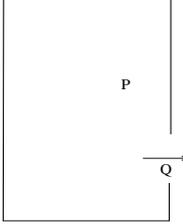
 <p>Masse acoustique</p>	$M_{ac} = \rho l / S ;$	$P_2 - P_1 = j\omega M_{ac} Q$
 <p>Compliance acoustique</p>	$C_{ac} = V / \rho C^2 ;$	$P - P_0 = \frac{1}{j\omega C_{ac}} Q$

FIG. 2.1 – Deux éléments de bases

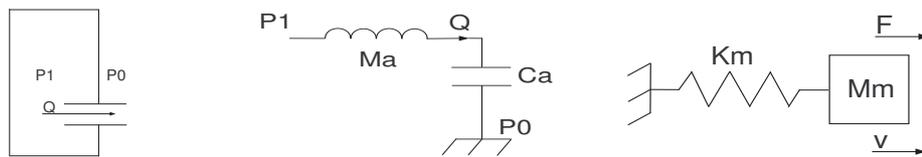


FIG. 2.2 – Modélisations du résonateur de Helmholtz (sans perte)

représentés sur les *Fig 2.3, Fig 2.4, Fig 2.5.*

### 2.2.1 Le circuit électrique

La partie électrique est composée du générateur, de la résistance  $R_e$  mesurée à courant constant, de l'inductance  $L_e$  et de la force contre-électromotrice induite par la réaction mécanique de la partie mobile sur le circuit. Le schéma est représenté *Fig 2.3.*

### 2.2.2 Le circuit mécanique

Le circuit mécanique est alimenté par la force électromotrice de l'aimant exercé sur la bobine. La masse est celle de l'équipage mobile. La compliance acoustique correspond à la souplesse induite par la suspension de la membrane

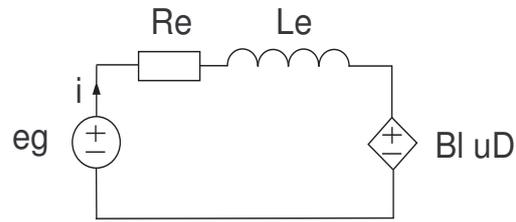


FIG. 2.3 – Circuit électrique du haut-parleur

et le spider. La résistance simule les pertes mécaniques du système. Le schéma est représenté *Fig 2.4*.

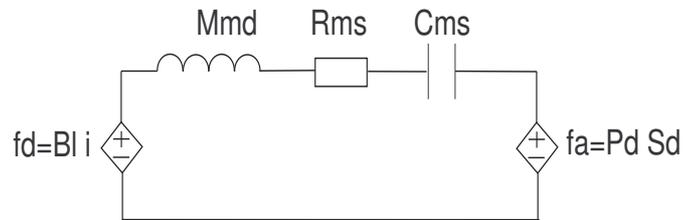


FIG. 2.4 – Circuit mécanique du haut-parleur

### 2.2.3 Le circuit acoustique

Le circuit acoustique est alimenté en pression et en débit par le système mécanique. Les deux impédances correspondent aux circuits acoustiques derrière et devant la membrane. Si le haut-parleur est à l'air libre, les deux impédances sont des impédances de rayonnement. Si celui-ci est placé dans une enceinte, les composants dépendront du type d'enceinte et de la géométrie de celle-ci. Le schéma est représenté *Fig 2.5*.

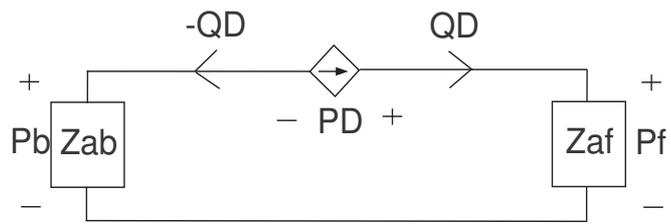


FIG. 2.5 – Circuit acoustique du haut-parleur

# Chapitre 3

## L'approche adoptée sur la tuyère EX 01

### 3.1 La démarche

L'approche adoptée pour ce travail consiste à reprendre la modélisation de Thiele et Small en la départageant en seulement deux parties : la partie électrique et le reste. Les parties mécanique et acoustique sont donc regroupées. La modélisation nous impose donc de mettre en exergue l'admittance  $Z_{HP} = \frac{F_{HP}}{v_{HP}}$ .

Celle-ci s'intègre dans la modélisation finale comme sur le schéma *Fig 3.1*. Pour décrire tout le système mécano-acoustique, le conduit est découpé en tranches. A chaque tranche sont associées la masse et la compliance acoustique qui conviennent. La raideur de la suspension et la masse de la membrane font le lien entre la structure et le conduit acoustique. De cette manière la partie mécanique du haut-parleur et l'air du conduit sont intégrés dans le même système masses-ressorts. Cette méthode permet de prendre en compte de façon fine la géométrie du conduit. Les variables sont homogènes à une force d'une part et à un déplacement d'autre part.

Les variables de la membrane sont  $(F, x)$ . Celles des tranches d'air sont  $(PS_D, \frac{Q}{S_D j\omega})$ .

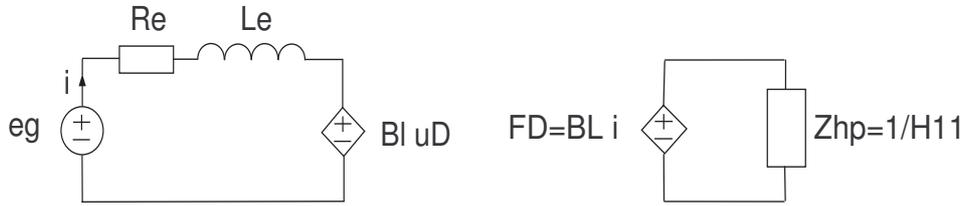


FIG. 3.1 – L'approche adoptée

## 3.2 Le modèle sans perte

Sur le schéma *Fig 3.2* on voit représenté le schéma mécanique équivalent sans perte. A chaque tranche correspond une masse et une compliancne mécanique en fonction de la géométrie de celle-ci. Les formules sont celles de la *Fig 2.1* appliquées à chaque tranche considérée comme un cylindre. Dans les deux cas  $S_D$  est la surface de la membrane du haut-parleur .

$$M_i = \frac{\rho \delta_i S_D^2}{S_i} \quad \text{où } \delta_i \text{ est la largeur de la tranche et } S_i \text{ sa surface}$$

$$C_i = \frac{V_i S_D^2}{\rho C^2} \quad \text{où } V_i \text{ est le volume de la tranche}$$

On note qu'il ne s'agit pas là de la masse d'air réelle, mais de la masse acoustique ramenée en analogie mécanique. Cela vient de la normalisation des débits et des pressions par ceux du haut-parleur .

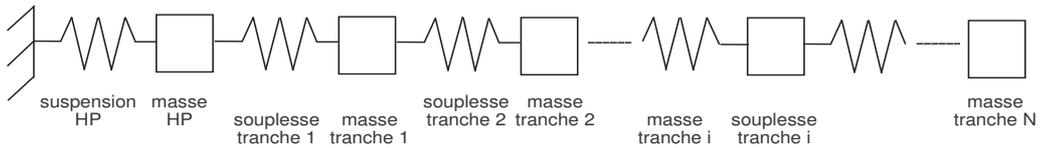


FIG. 3.2 – Représentation du schéma mécanique équivalent

### 3.2.1 Equations

Dans un système masses-ressorts classique, les variables sont

- les déplacements de chaque masse, les  $X_i$
- les forces d'excitations appliquées à chaque masse, les  $F_i$

Les données sont

- les masses  $M_i$
- les raideurs des ressorts  $K_i$

Ici nous voulons résoudre les équations sans source d'excitation pour pouvoir extraire les modes propres de vibration du système. Pour formuler l'équation d'un tel système, il est d'usage d'utiliser une méthode énergétique comme celle présentée dans l'ouvrage [1]. On pose dans le cas du système du type de la *Fig 3.2* (masse libre à droite) :

$$\begin{aligned} \mathcal{L} &= \mathcal{E}_c - \mathcal{E}_p \text{ avec } \mathcal{E}_c \text{ l'énergie cinétique totale} \\ \mathcal{E}_c &= \frac{1}{2} \sum_{i=1}^N M_i \dot{X}_i^2 \\ \mathcal{E}_p &= \text{l'énergie potentiel totale} \\ \mathcal{E}_p &= \frac{1}{2} (K_1 X_1^2 + \sum_{i=1}^{N-1} K_{i+1} (X_i^2 - X_{i+1})^2) \end{aligned}$$

Les équations de Lagrange donnent

$$\frac{\partial}{\partial t} \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \dot{\vec{X}}} - \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \vec{X}} = \vec{0} \quad (3.1)$$

avec  $\vec{X}$  le vecteur des  $X_i$ .

On définit ensuite les matrices  $[M]$  et  $[K]$  telles que :

$$\mathcal{E}_c = \frac{1}{2} \dot{\vec{X}}^t [M] \dot{\vec{X}} \quad \text{et} \quad \mathcal{E}_p = \frac{1}{2} \vec{X}^t [K] \vec{X}$$

Le problème se ramène donc à l'équation (E)

$$[M] \ddot{\vec{X}} + [K] \vec{X} = \vec{0} \quad (3.2)$$

avec

$$[M] = \begin{pmatrix} M_{HP} + M_{ray} & 0 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & M_1 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & 0 & M_3 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \cdots & M_N + M_{ray} \end{pmatrix} \quad (3.3)$$

et

$$[K] = \begin{pmatrix} K_{HP} + K_1 & -K_1 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ -K_1 & K_1 + K_2 & -K_2 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & -K_2 & K_3 + K_2 & -K_3 & & 0 \\ 0 & 0 & -K_3 & K_3 + K_4 & & 0 \\ \vdots & \vdots & & & & -K_{N-1} \\ 0 & 0 & \dots & 0 & -K_{N-1} & K_N \end{pmatrix} \quad (3.4)$$

Les masses de rayonnement dépendent normalement de la fréquence, mais la formule de la masse à ajoutée au piston de rayon  $r$  rayonnant dans l'espace  $M_{ray} = \frac{0.613\rho}{\pi r} S_D^2$  permet une bonne approximation.

### 3.2.2 Résolution

Pour la résolution des tels systèmes, on peut se référer à [5]. On se place en vibration sinusoïdale forcée. Ainsi  $\frac{\partial}{\partial t} = -\omega^2$ . Le système à diagonaliser est donc :

$$(-\omega^2 [M] + [K]) \vec{X} = 0$$

La fonction "eig.m" de Matlab permet de diagonaliser le système. On en ressort les vecteurs propres  $\phi_i$  et les fréquences propres  $\omega_i$ . On a ainsi

$$\forall i = 1..N \quad \omega_i^2 [M] \phi_i = [K] \phi_i$$

Un petit calcul vectoriel nous donne le vecteur  $\vec{X}$  en fonction de la fréquence.

$$\vec{X} = \sum_{k=1}^N \frac{{}^t \phi_k \vec{F} \phi_k}{\mu_k (-\omega^2 + \omega_k^2)}$$

où  $\vec{F}$  est le vecteur des forces d'excitation sur chaque masse et  $\mu_k = {}^t \phi_k [M] \phi_k$  est le  $k^{ieme}$  terme de la matrice de masse diagonalisée, ou masse généralisée. Notons que cette valeur dépend de la normalisation choisie pour le vecteur propre.

### 3.2.3 Les paramètres dégagés

Dans notre cas c'est la première masse (la membrane du haut-parleur) qui excite le système. En posant  $F = (F_1 0 \dots 0)$ , on a les admittances

mécaniques :

$$H_{1m}(\omega) = j\omega \frac{X_m}{F_1} = \frac{Q_m}{S_D F_1} = \sum_{k=1}^N \frac{\phi_k(1)\phi_k(m)}{\mu_k(-\omega^2 + \omega_k^2)} \quad (3.5)$$

On note que pour des raisons de commodité, on définit  $H_{1m}$  comme une admittance mécanique. Pour calculer la pression, il est nécessaire de connaître les débits de la membrane et de l'extrémité du conduit. Dans notre modélisation ils correspondent aux débits de la première et de la dernière masse. Les deux paramètres importants à dégager sont donc les admittances  $H_{11}$  et  $H_{1N}$ .

Dans le modèle sans perte, ces grandeurs divergent aux résonances et donc ne sont pas utilisables. On a cependant les fréquences de résonance et les modes propres du système, qui nous informe sur l'évolution relative du débit dans le conduit pour chaque mode.

### 3.3 Le modèle avec pertes

Les pertes prises en compte dans ma simulation sont les suivantes :

- les pertes au niveau du haut-parleur ,
- les pertes dues au rayonnement,
- les pertes thermiques dans le conduit,
- les pertes visqueuses dans le conduit.

Le fait de prendre en compte ces pertes ajoute deux difficultés. D'une part les équations du système dépendent de la fréquence d'excitation. D'autre part il nous faut diagonaliser un système aux variables complexes. Nous verrons au paragraphe suivant que les pertes se représentent comme sur la *Fig 3.3*. On a à présent à résoudre un ensemble de problèmes ( $E_\omega$ ) avec  $\omega$  la pulsation d'excitation.

#### 3.3.1 Equations

La prise en compte des pertes implique soit l'introduction d'une nouvelle matrice, soit l'utilisation de termes complexes dans les matrices  $[M]$  et  $[K]$ . Nous avons choisi la deuxième option pour des raisons de diagonalisation. Les énergies  $\mathcal{E}_c$  et  $\mathcal{E}_p$  sont alors à valeurs complexes. L'existence et l'unicité de la diagonalisation n'est pas mathématiquement assurée, cependant les

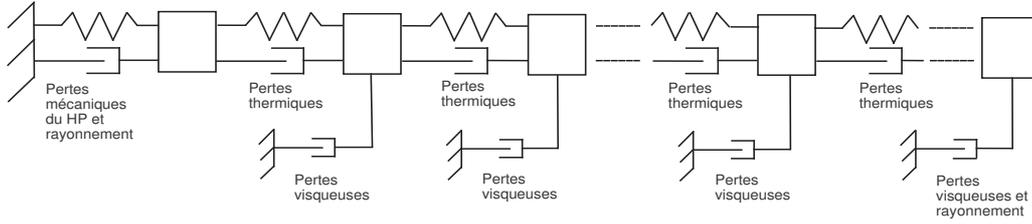


FIG. 3.3 – Représentation du schéma mécanique équivalent

parties imaginaires des énergies étant petites devant les parties réelles, la diagonalisation selon Morse et Feshback [3] donne des résultats sensés.

### Impédance de rayonnement

Dans notre étude nous avons deux surfaces rayonnantes : la face arrière du haut-parleur et l'extrémité du conduit. Ces deux surfaces peuvent être considérées comme des pistons plans rayonnant dans un espace infini. Pour l'impédance de rayonnement, nous avons appliqué la formule de Levine et Schwinger [2]. La partie réelle de cette impédance correspond à une résistance et la partie imaginaire à un ajout de masse sur le piston rayonnant. Les formules sont reportées dans (3.6) et (3.7).

Soit  $z = kr$ . Deux cas sont à distinguer :

Si  $z < 1.5$

$$Z_{ray} = \rho CS(z^2/4 + 0.082z^4 \ln z - 0.023z^6 + j(0.6133z - 0.036z^3 + 0.034z^3 \ln z - 0.0187z^5)) \quad (3.6)$$

Sinon

$$Z_{ray} = j\rho CS \tan(k\Delta l + 0.5j \ln R) \quad (3.7)$$

Avec

$$R = e^{-z} \sqrt{\pi z} (1 + \frac{3}{32z^2})$$

$$\Delta l 0.634 - 0.1102z + 0.0018z^2 - 0.00005z^{4.9}$$

$$S = S_D^2 / S_{sortie} \text{ pour l'extrémité libre du conduit}$$

$$S = S_D \text{ pour la membrane du haut-parleur}$$

On prend en compte ensuite cette impédance de manière équivalente dans les deux cas :

$$M = M_{piston} + \frac{Z_{ray}}{j\omega}$$

### Pertes visco-thermiques

Pour introduire les pertes visqueuses et thermiques, ce sont les formules de Lurton et al [4] qui ont été utilisées. Pour les introduire, il faut multiplier les termes de masse et de raideur des tranches d'air par des termes correcteurs complexes de la manière suivante :

$$\begin{aligned} - M_i &= M_{tranche,i} * \left( 1 + \frac{2}{r_v}(1-j) - \frac{3j}{r_v^2} \right) \\ - K_i &= K_{tranche,i} * \left( 1 + (\gamma+1) \left( \frac{\sqrt{2}}{r_t}(1-j) + \frac{j}{r_t^2} \right) \right) \end{aligned}$$

$r_v$  et  $r_t$  dépendent de la fréquence et du rayon  $r$  du conduit correspondant à la tranche calculée. Ainsi pour une tranche de rayon  $r$

$$\begin{aligned} r_v &= r \sqrt{\frac{\omega \rho}{\mu}} \\ r_t &= r \sqrt{\frac{\omega \rho C_p}{\lambda}} \end{aligned}$$

### Pertes du haut-parleur

Dans la théorie de Thiele et Small, les pertes au niveau du haut-parleur sont prises en compte par la résistance mécanique  $R_{MS}$ . C'est ce même facteur que nous avons utilisé. Pour l'introduire dans le système il a été ajouté au terme de masse de la manière suivante.

$$M(1,1) = M_{membrane} + \frac{R_{MS}}{j\omega}.$$

### 3.3.2 Résolution

Le système à résoudre est à présent un ensemble de problèmes ( $E_\omega$ ) du type :

$$\forall \omega \in \Omega \quad \{ \text{trouver } X \text{ tq } [M_\omega] \vec{X} + [K_\omega] \vec{X} = \vec{0} \} \quad (3.8)$$

Rappelons que dans la modélisation avec pertes nous devons prendre en compte la variation des paramètres du problème en fonction de la fréquence d'excitation. D'un point de vue plus pratique nous devons résoudre les problèmes ( $E_\omega$ ) pour un ensemble de valeurs de  $\omega$  choisi à l'avance. Par

exemple on définit une zone qui s'étend de 20 à 500 Hz avec un pas de 2 Hz.  $\Omega = \{\omega = 20 + 2k \quad k = 0 \dots 240\}$  A chaque résolution du système, on calcule les termes  $H_{11}(\omega)$  et  $H_{1N}(\omega)$  du système ( $E_\omega$ ). La durée du calcul s'en trouve évidemment rallongée mais reste raisonnable (de l'ordre de 10 secondes pour l'exemple cité).

Comme les matrices  $[M]$  et  $[K]$  ne sont pas hilbertiennes, la diagonalisation ne donne ni des valeurs propres réelles, ni des vecteurs propres réels. La fonction "eig.m" de Matlab permet de la même manière que dans le cas réel de diagonaliser le système, mais cette fois ci, les fréquences propres et les vecteurs propres sont des valeurs complexes.

### 3.3.3 Les paramètres dégagés

Les paramètres importants dégagés du calcul sont les admittances mécaniques  $H_{11}$  et  $H_{1N}$ . Elles se calculent avec la même formule que (3.5) sauf qu'à chaque pas de fréquence le système à résoudre change et que donc la valeur  $H_{1m}(\omega)$  est définie par la résolution du problème ( $E_\omega$ ).

A partir de celles-ci on peut simuler l'impédance de la bobine, la pression en n'importe quel point de l'espace(et ainsi la directivité).

#### La simulation de l'impédance

La représentation du circuit équivalent *Fig 3.1*, nous permet de calculer facilement l'impédance électrique dans la bobine notée  $Z_{vc}$ .

$$Z_{vc} = R_e + j\omega L_e + (BL)^2 H_{11} \quad (3.9)$$

La simulation de l'impédance a ceci d'intéressant qu'elle est facile et assez sûre à mesurer. En effet il n'y a nul besoin de conditions spéciales pour la mesure, et elle se prête donc bien à la comparaison entre simulation et expérience.

#### La simulation de la pression

Etant données les fréquences qui nous intéressent nous avons choisi de considérer les sources comme omnidirectionnelles. Ainsi, il nous suffit de connaître le débit du haut-parleur et le débit à la sortie du conduit pour pouvoir calculer la pression en n'importe quel point (suffisamment éloigné des sources). Pour ce faire, il nous faut connaître la force d'excitation de la

première masse de notre système (la membrane du haut-parleur ). Il nous faut choisir une tension constante  $U$  appliquée à la bobine du haut-parleur . Le circuit *Fig 3.1* nous montre :

$$F_{exc} = BL \frac{\sqrt{U}}{Z_{vc}} \quad (3.10)$$

Ainsi on a facilement les débits :

$$\begin{aligned} Q_1 &= -S_D H_{11} F_{exc} \\ Q_N &= S_D H_{1N} F_{exc} \end{aligned} \quad (3.11)$$

On ajoute un moins pour le débit du haut-parleur, car c'est le dos de la membrane qui est montré à l'extérieur. On calcule ainsi les pressions produites respectivement par les deux sources situées à  $r_1$  et  $r_2$  du point de calcul.

$$\begin{aligned} P_1 &= jk\rho C Q_1 \frac{e^{-jkr_1}}{4\pi r_1} \\ P_2 &= jk\rho C Q_2 \frac{e^{-jkr_2}}{4\pi r_2} \end{aligned} \quad (3.12)$$

Pour calculer le niveau de pression totale, on somme les deux termes. On a ainsi le SPL :

$$SPL = 20 \log \left( \frac{P_1 + P_2}{2 \cdot 10^{-5}} \right) \quad (3.13)$$

### Autres paramètres

Parmi les autres paramètres intéressants que l'on peut retirer de la simulation, on a

- l'amplitude du déplacement de la membrane qui correspond à l'excursion du haut-parleur ,
- la vitesse en chaque point du système,
- la représentation des modes propres du système en vitesse,
- le déphasage entre les deux sources acoustiques,
- la directivité.

# Chapitre 4

## Simulations et mesures

Pour l'ensemble des simulations et mesures le même haut-parleur a été utilisé : le SP 60 en 8 Ohms de Monacor. Les paramètres mesurés de celui-ci sont reportés en annexe. Par contre plusieurs géométries de conduit, dont vous trouverez les dimensions exactes en annexe, ont été mesurées. Ne sont reportées ici que les géométries de type tuyère EX 01 et tuyau. Pour les simulations l'approche masses-ressorts est utilisée à chaque fois, mais sous des formes différentes. Les trois formes étudiées sont le modèle sans pertes, le modèle avec pertes et le modèle simplifié obtenu par un procédé de calcul à partir de la modélisation sans perte.

Notre étude va se porter principalement sur le comportement en basses et moyennes fréquences, c'est à dire pour des fréquences inférieures à 1000 Hz.

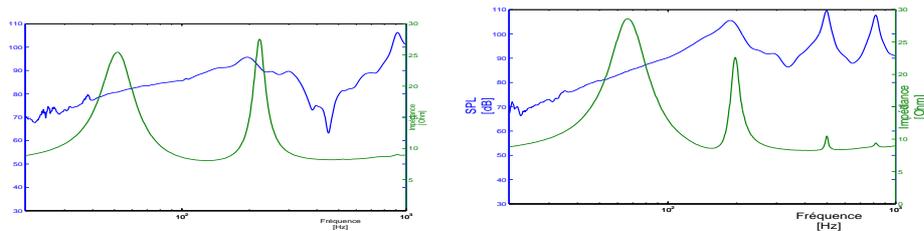


FIG. 4.1 – Mesure de l'impédance et du SPL de la tuyère EX 01 et du tuyau

Une lecture précise des mesures nous donne  $f_1$  la fréquence de la première résonance,  $f_2$  la meure de la seconde et  $f_b$  celle du minimum d'impédance.

- pour la tuyère EX 01
  - $f_1 = 51,6 \text{ Hz}$

- $f_b = 127 \text{ Hz}$
- $f_2 = 222 \text{ Hz}$
- pour le tuyau
  - $f_1 = 66.3 \text{ Hz}$
  - $f_b = 156 \text{ Hz}$
  - $f_2 = 198 \text{ Hz}$

## 4.1 Le modèle sans perte

Le modèle sans perte ne permet pas la modélisation du niveau de sortie, ni de l'impédance, mais on peut d'ores et déjà en ressortir quelques informations sur le fonctionnement du système.

Les chiffres donnés ci-après correspondent à une simulation avec un découpage de l'air dans le conduit en 250 tranches. Le calcul est quasi instantané.

### 4.1.1 Application à la tuyère EX 01

#### Fréquences de résonance

Les fréquences des deux premières résonances données dans la simulation sont :

- mode incompressible : 52,00 Hz
- mode compressible : 233.23 Hz

La fréquence du mode suivant est estimée à 924.74 Hz, domaine de fréquence auquel nous nous intéressons peu au final mais qui se révèle intéressant pour les comparaisons entre modèles et mesures.

#### Modes de vibration

La diagonalisation du système matriciel nous donne un ensemble de vecteurs propres correspondant aux vibrations des modes propres. Les deux premiers sont représentés *Fig 4.2*. Rappelons que les variables de notre système matriciel sont les  $X_i = \frac{Q_i}{S_D j \omega}$ . Ainsi la représentation des vecteurs propres correspond à une évolution du débit le long du conduit.

La géométrie du conduit est en arrière plan.

Le premier mode correspond sur la figure au mode "plat". C'est ce mode que l'on a appelé incompressible. On voit d'ailleurs ici que c'est un abus de langage dans la mesure où l'amplitude du débit augmente légèrement le long

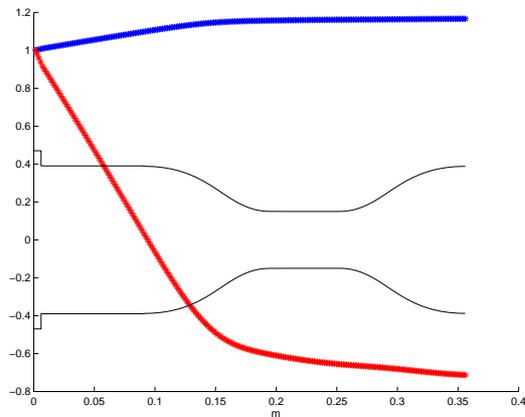


FIG. 4.2 – Les deux premiers modes propres normalisés

du tube et qu'il y a donc une variation de la pression dans le tube. Dans cette configuration toutes les masses sont en phase mécanique. Le haut-parleur déplace avec lui tout l'air contenu dans le conduit.

Le deuxième mode passe quant à lui par zéro. Cela signifie que de part et d'autre de ce zéro les masses se déplacent en sens opposé. Ainsi à gauche du zéro, l'air est déplacé en phase avec la membrane. A droite du zéro, l'air oscille en opposition de phase avec la membrane. Ce mode est celui que nous avons appelé compressible, à juste titre d'ailleurs, puisque les deux masses d'air de part et d'autre du zéro du mode se compressent et se détendent alternativement.

On distingue clairement deux zones sur le deuxième mode, l'une où le débit évolue (partie de la courbe en pente) et l'autre où le débit est quasiment constant. Cela laisse à penser que la partie en pente joue le rôle de cavité. La séparation des masses d'air et cette zone de variation de pression permet d'envisager une simplification du problème. C'est ce que nous étudierons dans le paragraphe consacré à la modélisation simplifiée.

### 4.1.2 Application à un tuyau

On applique la même méthode à un tuyau de rayon 46.5 mm et de longueur 500 mm.

## Fréquences de résonance

Les fréquences de résonance données par la diagonalisation pour les deux premiers modes sont les suivants :

- mode incompressible : 68.25 Hz
- mode compressible : 199.31 Hz

Le troisième mode est prévu à 499 Hz, le quatrième à 820 Hz.

## Les modes de vibration

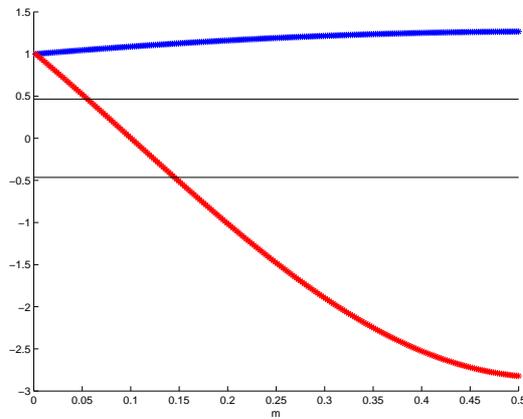


FIG. 4.3 – Les deux premiers modes propres normalisés

Sur la *Fig 4.3*, on a des modes comparables au cas de la tuyère. Le mode incompressible suit une évolution tout à fait semblable. Cependant le mode compressible correspond à une variation de débit entre l'entrée et la sortie du tuyau beaucoup plus importante pour le tuyau. De plus, il n'y a pas de séparation entre une zone où le débit évolue et une où il est constant. La variation est plus continue.

### 4.1.3 Conclusion

Résumons ce paragraphe par les tableaux *Fig 4.4* et *Fig 4.5* où l'on reporte les fréquences de résonance mesurées et simulées.

mesurées (Hz)	calculées (Hz)	erreur (%)
51.6	52	0.8
222	233.23	5.1
915	924.7	1.1

FIG. 4.4 – Comparaisons simulation - mesures pour la tuyère EX 01

mesurées (Hz)	calculées (Hz)	erreur (%)
66.3	68.25	2.9
198	199.31	0.7
498	499.8	0.4
822	820.9	0.1

FIG. 4.5 – Comparaisons simulation - mesures pour le tuyau

Le modèle sans perte permet d'ores et déjà de donner un bon ordre de grandeur des fréquences de résonance. Les deux systèmes ne se comportent pas pareil au niveau de l'évolution de la précision. Pour le tuyau, la définition de la deuxième fréquence de résonance est très bonne alors qu'elle est encore médiocre pour la tuyère EX 01. Il faut noter que mesurer la géométrie très exacte de la tuyère n'est pas évident.

Le modèle donne des indications intéressantes sur l'évolution du débit dans le conduit. Pour les comparer à la réalité, on prévoit la mise en place d'une expérience de visualisation du comportement du fluide dans le conduit transparent avec de la fumée. La modélisation sans perte permet également d'envisager une modélisation simplifiée du problème.

## 4.2 Le modèle avec pertes

Appliquons à présent le modèle avec pertes tel que décrit dans le chapitre précédent à la géométrie de la tuyère EX 01 et au tuyau. Pour des raisons de temps de calcul, on ne découpe le conduit qu'en 50 tranches. Après vérification on constate que pour des fréquences inférieures à 500 Hz et pour les géométries étudiées ici la précision est très largement suffisante.

## 4.2.1 Application à la tuyère EX 01

### Fréquences de résonance complexes

Les valeurs du système étant à présent complexes, les valeurs propres (donc les fréquences de résonance) sont également complexes. De plus le système changeant à chaque fréquence, les fréquences de résonance calculées évoluent. Le seul moyen de donner les fréquences de résonance pour la simulation avec pertes, c'est de les lire sur l'admittance  $H_{11}$  ou, ce qui revient au même, sur la simulation de l'impédance.

L'évolution de la partie réelle des fréquences de résonance en fonction de la fréquence d'excitation est représentée *Fig 4.6*

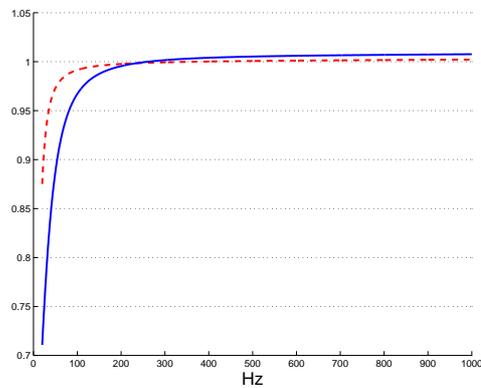


FIG. 4.6 – Evolution de la partie réelle des deux premières fréquences de résonance normalisée par les fréquences des deux mêmes modes du modèle sans perte en fonction de la fréquence d'excitation (mode 1 : pointillé ; mode 2 : plein )

### Les modes de vibration complexes

De la même manière les modes de vibrations sont complexes et évoluent à chaque fréquence. La partie imaginaire correspond en fait à un déplacement en quadrature de phase par rapport à la partie réelle. Cette donnée n'est pas étudiée précisément ici.

## H11 et H1N

Ces deux grandeurs sont déterminantes. On peut les voir représentées *Fig 4.7*. Pour une force d'excitation sinusoïdale d'amplitude 1 N, elles représentent le débit divisé par la surface  $S_D$  de la membrane en fonction de la fréquence d'excitation pour la membrane d'une part et pour la dernière masse oscillante d'autre part. On a ainsi pour une force d'excitation donnée, les débits aux deux extrémités du conduit.

On voit très nettement sur la figure les deux premières résonances. Les hauteurs des bosses sont tout à fait cohérentes avec les vecteurs propres mis en avant dans la simulation sans pertes. En effet à la fréquence de la première résonance la valeur de  $H_{1N}$  est légèrement supérieure à celle de  $H_{11}$ , ce qui indique un débit plus important. C'est ce que nous indiquait le premier vecteur propre de la simulation sans perte. De la même manière, la deuxième résonance se caractérise par un débit du haut-parleur (valeur de  $H_{11}$ ) plus important que celui de l'autre extrémité du conduit ( $H_{1N}$ ).

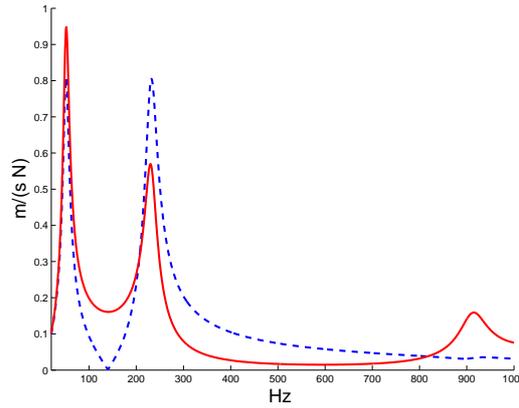


FIG. 4.7 – Valeurs absolues de  $H_{11}$  (trait pointillé) et  $H_{1N}$  en fonction de la fréquence

## L'impédance électrique

La donnée de  $H_{11}$  nous permet de simuler la courbe d'impédance selon la formule déduite du circuit *Fig 3.1*.

$$Z_{vc} = Re + j\omega Le + (BL)^2 H_{11}.$$

Cette donnée permet une première comparaison intéressante entre mesure et simulation. D'une part elle a un sens physique fort, car elle est proportionnelle à  $H_{11}$ . D'autre part elle est facile à mesurer.

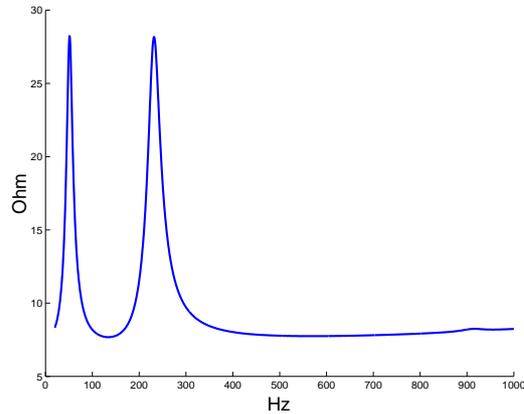


FIG. 4.8 – Impédance simulée de la tuyère EX 01

## SPL

C'est bien entendu la donnée la plus importante puisque c'est elle qui donne le niveau de sortie du système. Elle est représentée *Fig 4.9*.

## Directivité

A partir des débits aux deux extrémités du conduit on peut recalculer la pression en tous les points de l'espace suffisamment éloignés des sources et ainsi simuler la directivité. On suppose le rayonnement omnidirectionnel dans l'espace ce qui est une bonne approximation dans la plage de fréquences qui nous intéresse.

Sur la *Fig 4.10* on peut voir le niveau de pression en tout point du plan suffisamment éloigné autour de la tuyère. L'évolution de la directivité est à lire avec l'évolution du comportement du système. De la première résonance (52 Hz) au minimum entre les deux résonances (136 Hz), on passe du mode incompressible au mode de résonance du conduit chargé où seule l'extrémité libre du conduit rayonne sensiblement. Puis on passe en mode compressible où le rayonnement peut être considéré comme monopolaire. (200 Hz).

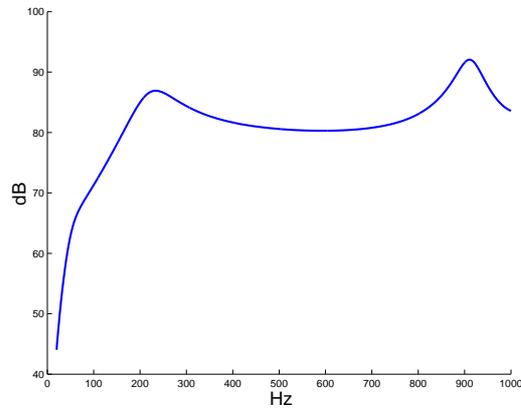


FIG. 4.9 – SPL simulé 1W à 1m de la tuyère EX 01

### Le déphasage entrée-sortie

On peut mettre en lien, la directivité avec le déphasage entre la première et la dernière masse de notre système, soit entre la membrane et l'extrémité du conduit.

Lorsque le déphasage est nul, les deux extrémités du conduit sont en phase mécanique, donc en opposition de phase acoustique. Le comportement acoustique du système est alors dipolaire, le rayonnement est donc directif. A contrario, lorsque le système est en phase acoustique, le rayonnement est omnidirectionnel. Le déphasage mécanique correspond à la valeur  $angle(H_{11}/H_{1N})$ . La simulation est reportée *Fig 4.11*.

### Le rapport des débits

Le rapport des débits permet de visualiser l'importance relative des sources dans la production sonore en fonction de la fréquence. En le corrélant au déphasage entrée-sortie, on a une idée qualitative précise de la directivité. On le calcule par la formule  $|H_{11}/H_{1N}|$ . Voir *Fig 4.12*.

A la fréquence entre les deux modes (ici 136 Hz), on observe un minimum très bas du rapport des vitesses. C'est la fréquence de Helmholtz où l'excursion de la membrane est très faible et où seule l'extrémité libre du conduit rayonne sensiblement.

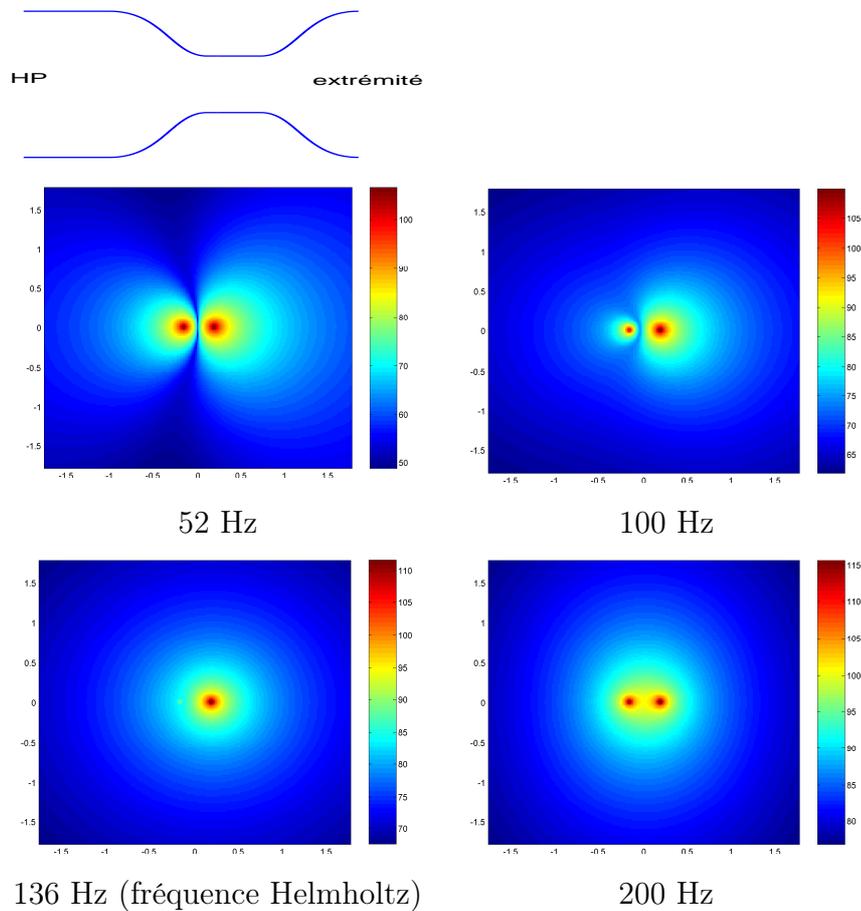


FIG. 4.10 – Directivités simulées pour différentes fréquences d'excitation

### Excursion

L'excursion maximale d'un haut-parleur limite le système. La simuler nous permet de voir jusqu'où le système peut monter en niveau. Le calcul de celle-ci se fait facilement à partir de  $H_{11}$ . L'excursion maximale du SP60 est de 2mm.

On voit sur la *Fig 4.13* qu'à la résonance du premier mode l'amplitude de déplacement de la membrane atteint 1.5 mm alors que la tension appliquée n'est que de 2.83 V. On est déjà assez proche de la limite tolérée par le haut-parleur .

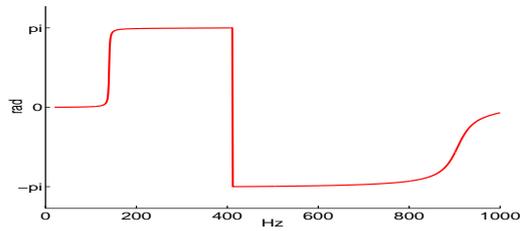


FIG. 4.11 – Déphasage entre la première et la dernière masse

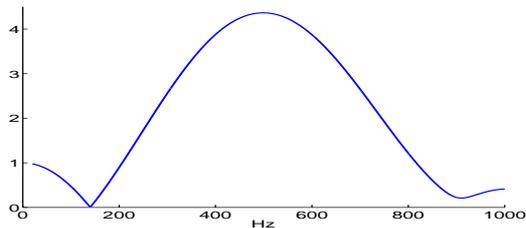


FIG. 4.12 – Rapport des débits entre la première et la dernière masse

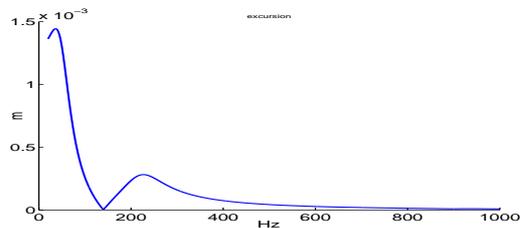


FIG. 4.13 – Simulation de l'excursion du haut-parleur à 2.83 V (1 W)

## 4.2.2 Application au tuyau

Pour le tuyau étudié, les commentaires que l'on peut faire sont qualitativement semblables à ceux donnés ci avant pour la tuyère EX 01 . Cependant d'un point de vue quantitatif, les différences sont assez marquées. Dans la bande 20-1000 Hz, on a quatre résonances au lieu de trois pour la tuyère EX 01 . L'évolution des débits paraît amplifiée pour le premier mode comme le prévoyait le modèle sans perte.(cf.  $H_{11}$  et  $H_{1N}$ ). Les grandeurs simulées sont reportées *Fig 4.14* et les directivités *Fig 4.15*.

Le nombre plus important de résonances dans la bande de fréquences étudiée permet de constater quelques phénomènes nouveaux. Parmi eux, on voit très nettement la chute du niveau après la troisième résonance. Celle-ci est à mettre en lien avec le déphasage entrée-sortie qui est alors nul. Le comportement acoustique du système est à nouveau dipolaire, donc il y a un court-circuit acoustique et ainsi chute du niveau. Le rapport des débits est lui aussi nettement différent.

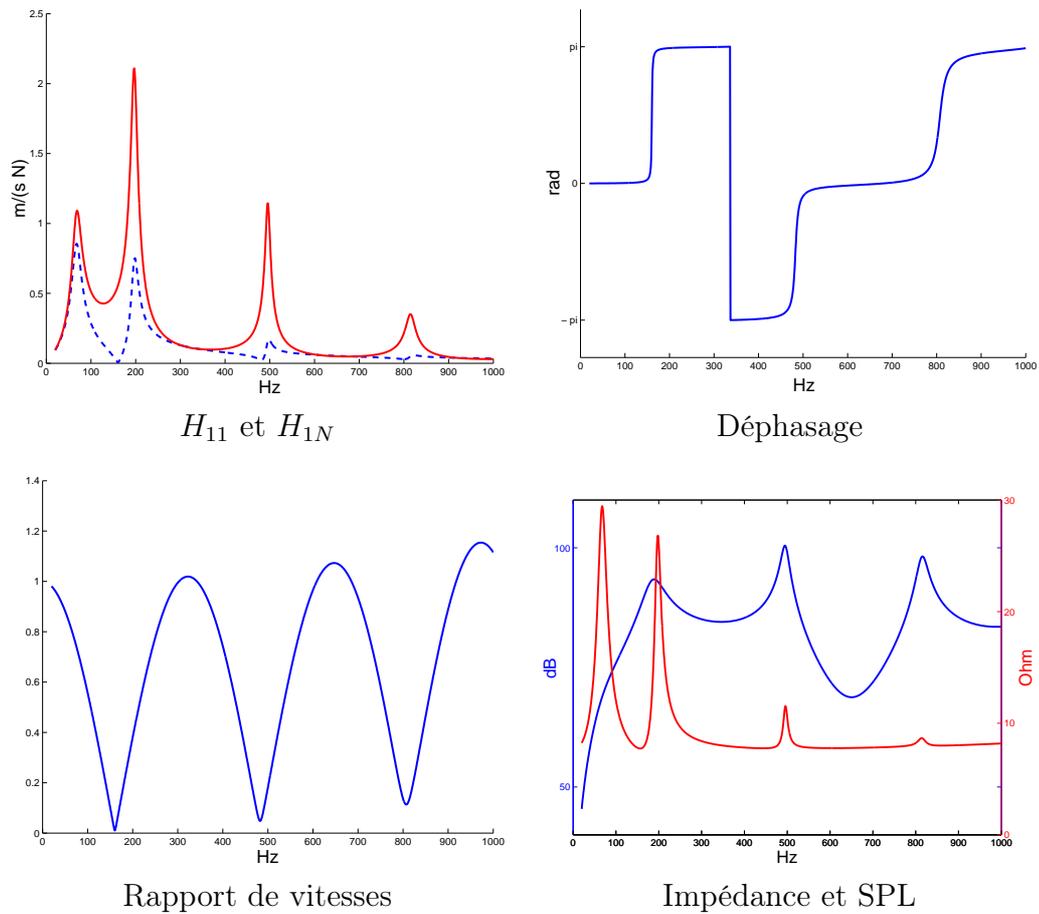


FIG. 4.14 – Grandeurs simulées pour le tuyau

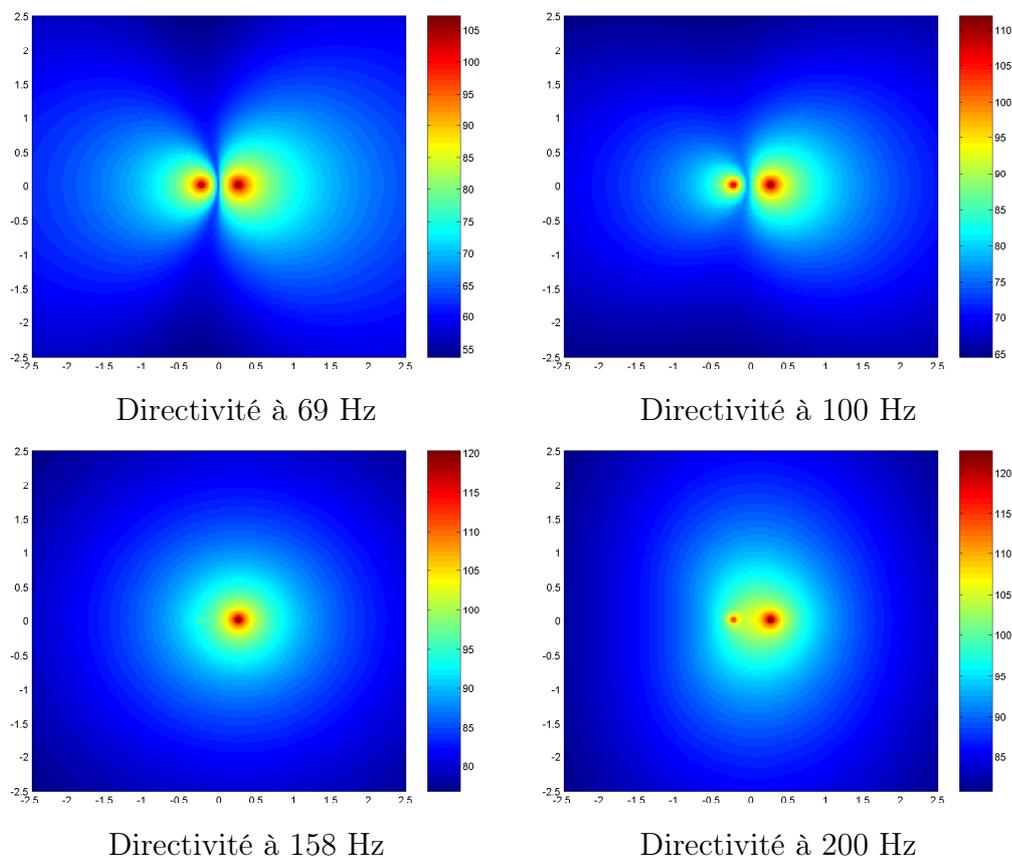


FIG. 4.15 – Directivités simulées pour le tuyau

### 4.2.3 Comparaisons simulations mesures

Pour les comparaisons nous allons nous concentrer uniquement sur l'impédance électrique et le SPL à 25cm. Le choix de cette distance est du aux difficultés de mesures. Ces dernières ont été effectuées dans une cabine de mesure remplie d'absorbant. L'influence de la salle dans la mesure augmente avec l'éloignement du point de mesure. De plus nous étudions un système acoustique à deux sources qui interfèrent, ce qui complique encore la mesure. En effet lorsqu'on est à 25 cm de l'extrémité du conduit, cela implique qu'on est à une longueur du conduit plus loin du haut-parleur.

## La tuyère EX 01

Sur la *Fig 4.16* on peut comparer simulations et mesures à travers l'impédance et le SPL à 25 cm pour une bande de fréquences allant de 20 à 1000 Hz.

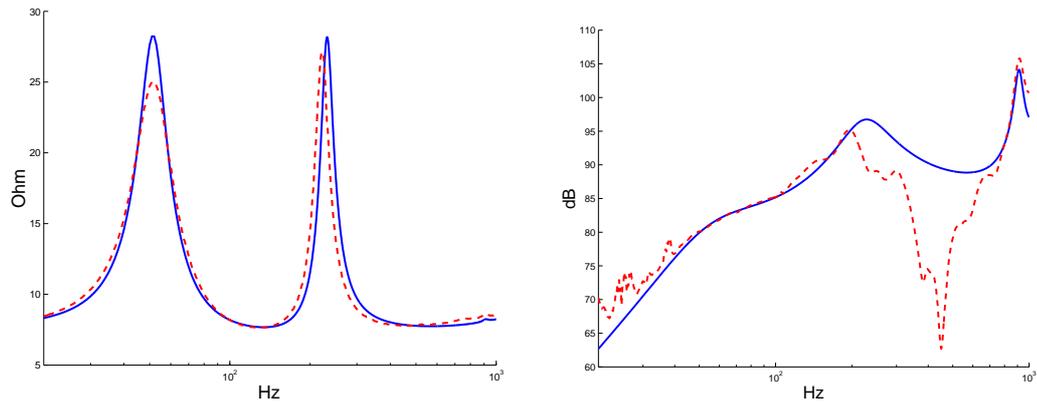


FIG. 4.16 – Comparaison simulation mesure pour l'impédance et le SPL à 25 cm à 1W (mesure en pointillés et simulation en plein)

Comparons les fréquences de résonances

mesurées (Hz)	calculées (Hz)	erreur (%)
51.6	51.5	2
222	232	4.5
915	917	0.2

FIG. 4.17 – Comparaisons simulation - mesures pour la tuyère EX 01

On retrouve des valeurs de fréquence de résonance proches de celles obtenues dans le modèle sans perte. Ce décalage assez important de la deuxième fréquence rend la simulation assez fautive, car il intervient à la fois sur l'impédance et sur le niveau SPL.

Les hauteurs des bosses d'impédance ne correspondent également pas à la réalité. La hauteur absolue n'est pas à mon sens le plus important, c'est la hauteur relative qui va nous intéresser le plus. En effet on dit qu'un système

bass-reflex est bien réglé quand les deux bosses d'impédance sont à la même hauteur. Il faut se rappeler que ces bosses caractérisent les pertes d'énergie du système. Ainsi cette différence entre simulation et mesure nous indique que les pertes sont mal simulées.

Les courbes de SPL sont très semblables jusqu'à 200 Hz. Puis la mesure nous montre un grand "trou", une partie de ce trou est sans doute due à la mesure puisqu'on retrouve le même pour le tuyau. Cependant il se peut qu'il y ait également une interaction destructrice entre les deux sources que le modèle ne simule pas. Les mesures sont à refaire dans de meilleures conditions pour une analyse plus sûre.

### Le tuyau

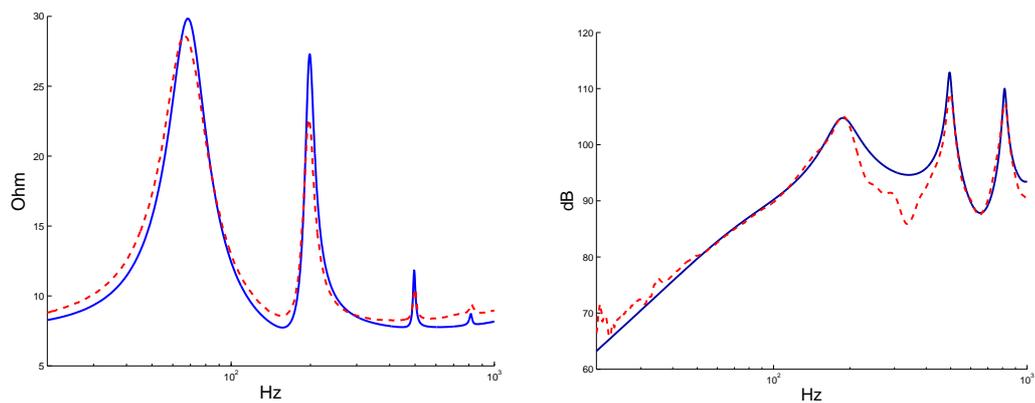


FIG. 4.18 – Comparaison simulation mesure pour l'impédance et le SPL à 25 cm à 1W

Au niveau des fréquences de résonance le résultat est satisfaisant. On voit de nouveau à travers la courbe d'impédance que la modélisation des pertes n'est pas encore bonne. Pour ce qui est du SPL on retrouve le trou de la mesure de la tuyère EX 01 mais de façon moins prononcée. La mesure est là aussi à refaire dans de meilleures conditions.

mesurées (Hz)	calculées (Hz)	erreur (%)
66.3	68	2.2
198	198	0
498	496	0.4
822	814	1

FIG. 4.19 – Comparaisons simulation - mesures pour le tuyau

## 4.3 Analyse des différences entre simulations et mesures

### 4.3.1 Les non-linéarités des haut-parleurs - le calcul des paramètres

Les paramètres de Thiele et Small permettent de modéliser le haut-parleur de façon simple, mais cette modélisation présente de nombreuses limites. Par exemple, lorsque l'excursion devient importante, les paramètres "BL" et "Cms" peuvent varier de manière sensible. Tous les paramètres varient avec le temps d'utilisation dans des ordres de grandeurs qui peuvent dépasser les 25 %. La température et l'humidité sont également susceptibles d'influer sur ces valeurs.

Il y a plusieurs méthodes de calcul des paramètres et pour chacune d'elle plusieurs algorithmes possibles. Pour ma part j'ai utilisé la méthode des masses ajoutées. On fait deux mesures d'impédance du haut-parleur dans l'air libre, l'une tel quel et l'autre en ajoutant une masse pesée au préalable sur la membrane. A partir de ces mesures, on lit les fréquences de résonance, les facteurs de qualité et l'on peut en déduire les paramètres de Thiele et Small.

Dès cette étape on note des non-linéarités importantes, sur les hauteurs de bosses. En effet en ajoutant une masse sur la membrane, on est censé faire varier uniquement le paramètres  $M_{ms}$  et ainsi déplacer la fréquence de résonance. La hauteur de la bosse d'impédance étant définie par  $Z_{max} = R_e + (BL)^2/Rms$ , elle est supposée rester la même avec ou sans masse. Cependant on mesure une différence importante augmentant avec la valeur de la masse ajoutée. (*Fig 4.20*) Or dans un système du type haut-parleur et conduit, on a vu que la membrane entraîne avec elle une certaine masse d'air variant selon le mode de fonctionnement du système. En mode incompressible, la

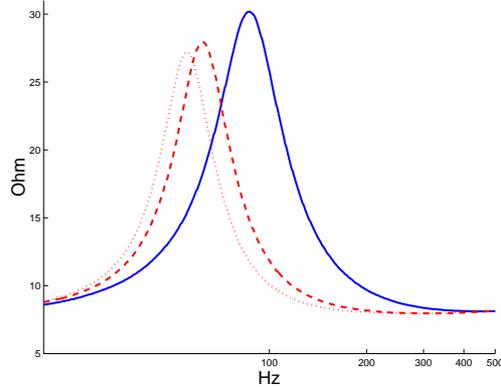


FIG. 4.20 – Impédances mesurées du SP60 vertical à l’air libre, seul et avec une masse ajouté de respectivement 4.67 g pour la courbe en pointillés tirets et 7 g pour celle en pointillés points.

membrane entraîne avec elle toute la masse d’air du conduit, en mode compressible, une partie seulement. Si on met ces informations en regard avec le fait qu’en tant qu’excitateur du système, le haut-parleur influe de manière déterminante sur les pertes du système, on constate que la non-linéarité de ce seul paramètre  $R_{MS}$  peut être lourde de conséquences.

### 4.3.2 Les pertes visco-thermiques

Les pertes visco-thermiques sont celles proposées dans [4]. Celles-ci sont données pour des parois totalement lisses, ce qui n’est pas le cas ici. On estime que l’on peut jouer jusqu’à 6 % sur ce paramètre. Cependant la différence qui en découle entre deux simulations est vraiment négligeable. Par contre en ajoutant une perte indépendante de la fréquence (contrairement aux pertes visco-thermiques) sur chaque masse d’air on obtient des résultats qui vont dans le sens de la mesure.

Par exemple, on a ajouté la même perte ad hoc à chaque tranche indépendante de la fréquence.(on a pris dans l’exemple  $R = 0.002 \text{ kg.s}^{-1}$ ). Cette perte correspond à une force opposée au mouvement et proportionnelle au débit. Sont reportées *Fig 4.21* les courbes d’impédance simulées et la mesure pour les deux géométries en ajoutant ces pertes ad hoc.

Pour la tuyère le brutal changement de section au début du conduit est

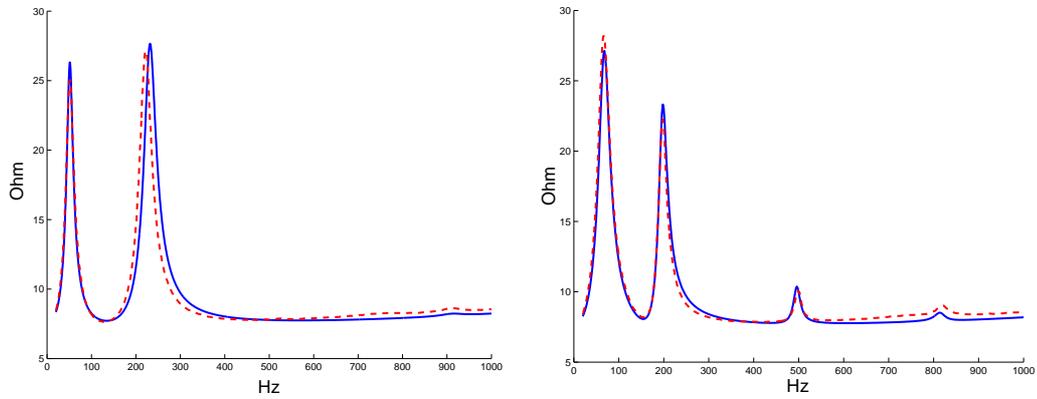


FIG. 4.21 – Impédances simulées pour la tuyère à gauche et le tuyau à droite

également susceptible de créer des pertes non prises en compte dans le modèle.

### 4.3.3 Les hypothèses de base

L'approximation faite à la base de l'acoustique linéaire est peut-être trop restrictive pour la précision désirée. De même avec la modélisation sous forme d'un système de masses-ressorts on met totalement de côté le comportement fluide de décrochement et les conséquences qu'il peut avoir, notamment sur les pertes d'énergie.

## 4.4 Le modèle simplifié

Le modèle simplifié se base sur la simulation sans perte. Il ne permet de simuler que les deux premiers modes de résonance ce qui peut être suffisant dans une application pratique. La démarche consiste à extrapoler à partir des modes propres de la simulation sans perte les deux masses oscillantes et la zone qui a le rôle de cavité. On se ramène alors à une étude analogue à celle d'un bass-reflex .

### 4.4.1 Séparation des masses d'air

La séparation des deux masses oscillantes se fait grâce au mode compressible. On découpe le conduit en deux au niveau du zéro du débit. On additionne la masse de la membrane à la masse d'air à gauche du zéro. A droite on calcule la masse d'air restant du conduit. On a ainsi deux masses :  $M_1$  et  $M_2$ .

### 4.4.2 Le calcul de la compliance

C'est là que réside la difficulté. Dans le cas de la tuyère EX 01 on distingue clairement la zone où le débit évolue (la zone qui fait cavité), d'une zone à débit constant qui se comporte donc comme une masse. Dans le cas du tuyau, on ne distingue pas une telle zone. Cette piste reste encore à explorer.

### 4.4.3 Application au cas de la tuyère EX 01

On repart des deux premiers modes propres extraits de la simulation sans perte présentés *Fig 4.2*. On peut lire sur ce graphe la séparation des masses avec précision pour l'abscisse  $x_{masse} = 96mm$ . La séparation entre la zone qui joue le rôle de cavité et le reste peut être estimée à l'abscisse  $x_{raideur} = 150mm$  environ.

A partir de ces valeurs, on définit :

- $M_1 = M_{ray,HP} + M_{membrane} + M_g$
- $M_2 = M_d + M_{rayextremite}$
- $K_1 = \frac{1}{Cms}$
- $K_2$

avec

- $M_g$  la masse acoustique d'air à gauche du  $x_{masse}$  multipliée par  $S_D^2$
- $M_d$  la masse acoustique d'air à droite du  $x_{masse}$  multipliée par  $S_D^2$
- $M_{rayHP}$  et  $M_{rayextremite}$  les masses de rayonnements
- $Cms$  la souplesse du haut-parleur
- $\frac{1}{K_2} = \sum_{tranches i} 1/K_i$

En reprenant le modèle sans pertes de la tuyère, on peut lire les valeurs  $x_{masse} = 92mm$  et  $x_{raideur} \simeq 150mm$  pour la tuyère EX 01 . Dans un premier temps on ne met que la résistance du haut-parleur . Ainsi les deux bosses sont à même hauteur, ce qui paraît logique dans la mesure où c'est la force

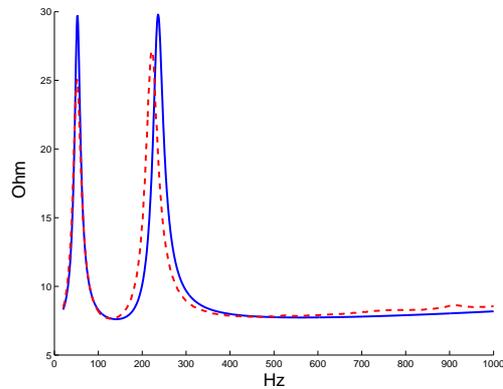


FIG. 4.22 – Impédance simulée pour la tuyère avec pour seule perte, celle du haut-parleur

appliquée à la membrane qui pilote le système. C'est ce qu'on représente *Fig 4.22*.

Par la suite on peut mettre une perte ad hoc sur la deuxième masse. C'est ce qui est fait dans le deuxième exemple avec une perte de l'ordre de 15 % de celle du haut-parleur . On applique le même procédé sur le tuyau où on a pris  $x_{raideur} = 250mm$ . Ce qu'on obtient est reporté *Fig 4.23*

Le résultat n'est pas encore satisfaisant, car la simulation des pertes est ici très pauvre. De plus aucune méthode automatique de calcul du  $x_{raideur}$  n'est encore établi. En l'occurrence pour l'exemple cité le  $x_{raideur}$  du tuyau a été pris très arbitrairement. Cette méthode est intéressante mais il faut encore beaucoup y travailler.

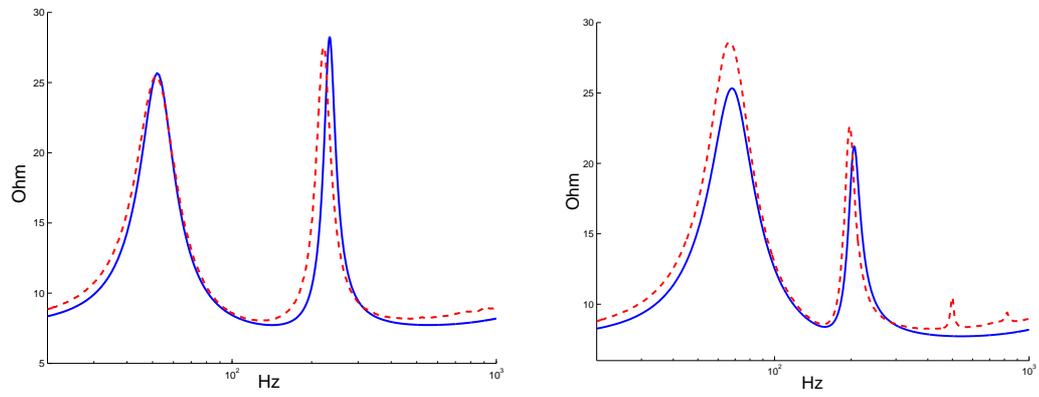


FIG. 4.23 – Impédances simulées pour la tuyère à gauche et le tuyau à droite

# Conclusion

Les résultats obtenus par l'approche utilisée sont encourageants. La précision fréquentielle est correcte. La simulation des pertes n'est pas encore assez complète pour obtenir une simulation satisfaisante du système. Les mesures et leur analyse tendent à montrer que la simulation des pertes du haut-parleur est celle sur laquelle il faut travailler en premier.

D'autre part nous allons continuer à tester le modèle sur d'autres profils et d'autres haut-parleurs.

Une fois les simulations sur les profils continus maîtrisées, il sera intéressant d'appliquer notre modélisation sur des profils discontinus.

# Bibliographie

- [1] Jacques Jouhaneau. *Notions élémentaires d'acoustique - Electroacoustique*. Editions Cnam, 1994.
- [2] H. Levine and J. Schwinger. On the adiation of sound from an unflanged circular pipe. *Phys. Review*, 73 :383–406, 1948.
- [3] Feshback Morse. *Method of theoritical physics*. Mc Graw Hill Book Company, 1953.
- [4] X. Lurton René Caussé, J. Kergomard. Input impedance of brass musical instruments - comparaison between experiment ans numerical models. *J. Acoustical society of America*, 75 :241–253, 1984.
- [5] Geradin Rixen. *Théorie des vibrations : application à la dynalique des structures*. Masson, 1996.

# Annexe A

## Paramètres mesurés du haut-parleur SP 60 utilisé pour les mesures

### paramètres géométriques

- $SD = 54 \text{ cm}^2$

### paramètres mécaniques

- $M_{ms} = 4.9 \text{ g}$
- $M_D = 4.5 \text{ g}$
- $C_{ms} = 6.910^{-4}$
- $R_{ms} = 1.15 \text{ N s}^{-1}$

### paramètres électriques

- $R_e = 7.6 \Omega$
- $BL = 5.05 \text{ Tm}$

# Annexe B

## Géométries des deux conduits

L'élargissement à la base de la tuyère correspond à l'espace d'air entre la membrane et le début du conduit proprement dit.

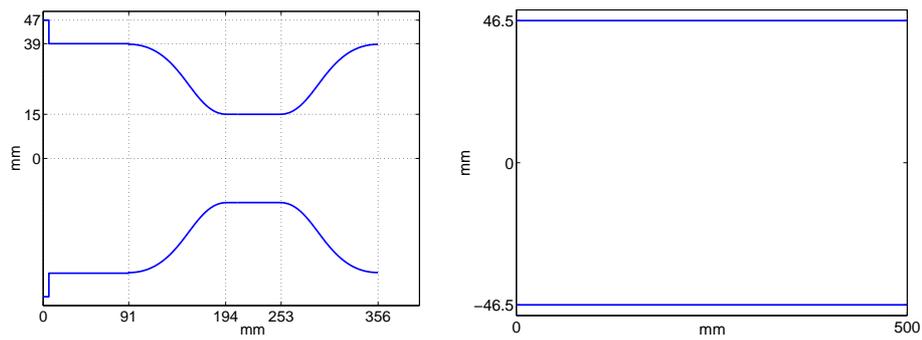


FIG. B.1 – Géométries de la tuyère EX 01 et du tuyau