

UNIVERSITÉ DE SHERBROOKE
Faculté de génie
Département de génie mécanique

CONCEPTION, INSTRUMENTATION ET
VALIDATION EXPÉRIMENTALE D'UN
TRANSDUCTEUR ULTRASONORE
PNEUMATIQUE DE PUISSANCE

Mémoire de maîtrise
Spécialité : génie mécanique

Romain Rousseau

Sherbrooke (Québec) Canada

Septembre 2023

MEMBRES DU JURY

Nicolas QUAEGBEUR

Directeur

Philippe MICHEAU

Codirecteur

Patrice MASSON

Évaluateur

Jean-Sébastien PLANTE

Évaluateur

RÉSUMÉ

L'utilisation des ultrasons de puissance dans l'air constitue un champ de recherche grandissant de l'acoustique car de nombreuses applications lui sont découvertes (lévitation acoustique, analyse non destructive de matériaux, séchage par ultrasons et traitements médicaux).

Dans ces applications, le recours aux ultrasons de puissance est limité car les technologies actuelles ne permettent pas de générer de hauts niveaux sonores (>120 dB SPL) au-delà de 40 kHz. De plus, elles sont coûteuses et ne permettent pas d'être utilisées sur une large bande de fréquence tout en permettant un contrôle de phase et de l'amplitude. C'est pourquoi, une nouvelle source ultrasonore de puissance remplissant les objectifs suivant permettraient d'étendre les applications des ultrasons dans l'air :

- atteindre un minimum de 20 kHz
- avoir un niveau sonore de 120 dB à 0.5 m
- être large bande de : 20 kHz à 60 kHz

Pour répondre à ces objectifs, le développement d'une source ultrasonore pneumatique est effectué. Elle permettrait de répondre à des besoins grandissants et d'étendre les possibilités d'utilisation des ultrasons de puissance à d'autres champs de l'ingénierie et de la science.

Le développement de cette nouvelle source a été fait selon une approche itérative ayant pour objectif la réalisation d'une preuve de concept. Pour ce faire, un modèle analytique a été adapté. Ce modèle ne couvrant pas le cas étudié un modèle numérique a été effectué. Pour finir des phases de conception ont été réalisées grâce à la fabrication additive. Elles ont été suivies de phases expérimentales pour caractériser la source ultrasonore.

Les résultats expérimentaux ont permis de démontrer les performances du système en atteignant des niveaux de pressions acoustiques (SPL) de 122 dB et 125 dB respectivement pour des pressions dans le plenum de 6 Psi et 36 Psi et pour la fréquence fondamentale. Cette fréquence a été mesurée jusqu'à 22 kHz lorsque la première harmonique atteignait 44 kHz et la deuxième harmonique atteignait 66 kHz, les niveaux acoustiques maximums observés pour ces harmoniques sont respectivement de 122 dB SPL et 112 dB SPL pour une pression dans le plenum de 36 Psi.

Mots-clés : Acoustique - Ultrasons - Source pulsée - Source ultrasonore - Source électropneumatique

REMERCIEMENTS

Je remercie chaleureusement Nicloas Quaegebeur et Philippe Micheau pour leur encadrement, leurs conseils et l'aide qu'ils m'ont apporté avec sourire et bonne humeur. Votre soutien m'a permis de réaliser ce projet dans les meilleures dispositions possibles. Vous m'avez aussi beaucoup appris en me partageant votre expérience. Je suis sûr que je pourrai réutiliser vos conseils lors de mes futurs travaux. Vous m'avez permis de réaliser ma première expérience en recherche, ce qui compte énormément pour moi et qui a grandement confirmé mon choix de continuer dans ce domaine de la recherche. Vous m'avez également fait découvrir le domaine de l'acoustique qui, je l'espère, sera le cadre de ma pratique professionnel à l'avenir. Les repas du vendredi midi et les soirées CRASH me resteront en mémoire.

Je tiens à remercier Pierre Grandjean. Tu m'as aidé tout au long de ce projet. J'ai dû t'embêter à poser mes questions entre ton repas et le café, mais tu m'as toujours répondu. Merci ! Tu es aussi l'une des personnes du laboratoire avec Clément à m'avoir fait découvrir le joyau qu'est Kaamelott.

Je tiens à remercier Maxime Bilodeau, le groupe UT et les représentants du CRASH pour leurs aides et la bonne ambiance qu'ils faisaient régner dans le laboratoire. Je ressors d'ici avec plein d'idée en tête, inspiré par vos travaux et ceux présentés lors des meetings du mercredi. Je me rappellerai des sorties et des discussions courses à pied, des soirées Refuges et des soirées BBQ, vin et fromage ou encore des soirées tartiflette.

Je voudrais remercier ma famille et plus particulièrement mes parents. Merci pour votre soutien durant ces plusieurs mois au Québec. Merci de m'avoir permis de réaliser ce cursus académique que je clôture de la plus belle des façons. Je me dois de vous remercier pour m'avoir offert la possibilité d'effectuer un tel cursus et de m'avoir poussé à travailler au moment où je n'en avais pas envie, avec du recul... Cela en valait largement le coup !

Enfin merci à toi Pauline, tu m'as laissé la possibilité de réaliser un de mes rêves et tu m'as permis de le réaliser. Pendant presque deux années, tu as réussi à me soutenir malgré la distance et tu as su me remotiver aux moments nécessaires. Les vacances passées à sillonner le Québec à tes côtés en panchos-plaid resteront dans ma mémoire et j'espère que beaucoup d'autres moments s'y ajouteront.

TABLE DES MATIÈRES

1	INTRODUCTION	1
1.1	Mise en contexte et problématique	1
1.2	Problématique et objectifs	2
1.3	Apports du projet	3
1.4	Plan du document	3
2	ÉTAT DE L'ART	4
2.1	Transducteur ultrasonore de puissance	4
2.1.1	Transducteur piézoélectrique	4
2.1.2	Transducteur au plasma	7
2.1.3	Transducteur capacitif	8
2.1.4	Source Ultrasonore "Cam-follower"	10
2.1.5	Conclusion sur les transducteur ultrasonores	11
2.2	Sources sonores pneumatiques	11
2.2.1	Sifflet de Levasseur	11
2.2.2	Sirène	12
2.2.3	Volet oscillant	12
2.2.4	Source acoustique pneumatique à harmoniques (HAPS)	13
2.2.5	Récapitulatif des sources sonores	16
2.3	Acoustique d'une source pneumatique	17
2.3.1	Acoustique du HAPS	17
2.3.2	Résultats typique d'un HAPS	20
2.3.3	Fréquence, pression acoustique, niveau de pression	20
2.4	Bilan de l'état de l'art	22
3	MODÉLISATION ET VALIDATION EXPÉRIMENTALE DE LA SOURCE ULTRASONORE	23
3.1	Avant-propos	23
3.2	Abstract	25
3.3	Introduction	25
3.4	Modeling of an ultrasonic HAPS	26
3.4.1	Analytical model	26
3.4.2	Numerical model	30
3.4.3	Parametric study with the first harmonic	30
3.5	Experimental Validation	33
3.5.1	Source design and manufacturing	33
3.5.2	Experimental setup	35
3.5.3	Experimental results	35
3.6	Discussion and conclusion	39

4	DISCUSSION	41
4.1	Discussion des résultats	41
4.2	Comparaison du HAPS ultrasonore aux transducteurs existants	43
5	CONCLUSION	45
5.1	Conclusion	45
5.2	Perspectives	46
A	Code Matlab et Python	47
B	Réglage modèle numérique	48
C	Fichiers de conception et 3D	50
	LISTE DES RÉFÉRENCES	51

LISTE DES FIGURES

2.1	Vue éclatée d'un transducteur à couplage air direct[22].	5
2.2	Schéma d'un transducteur Langevin[33].	5
2.3	Schéma d'un transducteur piézoélectrique à membrane [12].	6
2.4	Radiateur forme disque. A gauche : vue en coupe du rayonneur en forme de disque avec son actionneur piézoélectrique. A droite : vue de plusieurs rayonneurs de différentes tailles fait pour différentes fréquences d'utilisations[33]	6
2.5	Radiateur cylindrique et enceinte renfermant le rayonneur[33]	7
2.6	schéma transducteur capacitif à backplate rugueuse "[35]	8
2.7	schema transducteur capacitif "net backplate" [28]	9
2.8	Schéma transducteur capacitif à backplate rugeuse "[35]	9
2.9	Photos du montage expérimental du "came follower"[10]	10
2.10	Sifflet de Levasseur[27]	11
2.11	sirène ultrasonore	12
2.12	Volet oscillant[25]	13
2.13	Vue en coupe de la première version du HAPS à cage rotative [13]	14
2.14	Vue de l'assemblage de la deuxième version du HAPS	14
2.15	Haps à disque et diaphragme[1]	15
2.16	Modèle HAPS pneumatique proposé par Chapman et Glendinning[7]	17
2.17	Amplitude du SPL mesurée expérimentalement en fonction du débit massique et pour plusieurs fréquences [13]	21
3.1	simplified model of the pneumatic speaker[7, 3]	27
3.2	Model with the oblong hole geometry (left). Mesh used(left).	30
3.3	Predicted radiated SPL P at 0.5 m as function of frequency for different fluctuating area and a plenum pressure $p_0 = 6$ Psi (left) or 36 Psi (right).	31
3.4	Acoustic pressure (dB SPL) in function of the distance	32
3.5	Normalized directivity of the source. Left, directivity following the smallest dimensions L . Right, directivity following the largest dimensions l	32
3.6	Assembled HAPS	33
3.7	Cages used for experimentations. Top left : CAD of the cage with 122 slots. Top right : experimental cage with 122 slots. Bottom left : CAD of the cage with 1 slot. Bottom right : experimental cage with 1 slot.	34
3.8	Experimental set up (1) with details on the microphone mounting (2), HAPS installation (3) and robot arm configuration (4).	35
3.9	Time-domain signals for the single slot cage. Typical pattern obtained on several revolution of the cage (left) with zoom on a single pulse (right).	36
3.10	Typical temporal traces for the 122 slots cage. Trace for several revolution of the cage (left) and zoom on the higher amplitudes (right).	37

3.11	Experimental amplitude of the three first harmonics. Spectrograms for $p_0 = 6$ Psi (bottom left) and for $p_0 = 36$ Psi (bottom right). Complex envelopes of the first three harmonics for $p_0 = 6$ Psi (top left) and for $p_0 = 36$ Psi (top right).	38
3.12	Acoustics pressure a function of distance from the source and directivity for 22 kHz.	39
4.1	spectrogramme pour une pression de 6 Psi à droite. Zoom montrant des impulsions à gauche	42
B.1	Réglages utilisés pour la condition "Thermoviscous Boundary"	48
B.2	Réglages utilisés pour la condition "Lumped port"	49

LISTE DES TABLEAUX

1.1	Résumé des principales utilisations des ultrasons de puissance	1
2.1	Résumé des sources sonores	16
A.1	Codes utilisés pour l'acquisition, l'analyse de données et pour le modèle analytique	47
C.1	Fichiers de conception et fichiers 3D (STL) des pièces utilisées pour HAPS ultrasonore	50

LISTE DES SYMBOLES

Symbole	Définition
Z	impédance caractéristique du milieu
Z_3	impédance mécanique du conduit
Z_e	impédance de rayonnement du conduit
Z_i	impédance intrne de la source
ρ	masse volumique
P_{pl}	pression dans le plenum
P_s	pression à la sortie du transducteur
A_1	section fluctuante
A_2	section sortie de source
A_2	section sortie conduit aval à la source
q	débit d'air à la sortie du transducteur
p_2	pression aval de la surface A_1
P_{ac}	pression acoustique
ω	fréquence angulaire
R	distance à la source sonore
r	distance à la source
L	longueur de conduit
a	rayon du piston plan
k	nombre d'onde
N	nombre de fente du hacheur
C_c	coefficient contraction au niveau de A_1
f_c	fréquence de coupure pour les pavillons
a	rayon du conduit
m	coefficient d'expansions pour les pavillons
J_1	fonction de Bessel du premier ordre
S	section de sortie du transducteur sans pavillon
S_0	section de initiale du pavillon
p_c	pression critique pour avoir un écoulement sonique
U_a	vitesse acoustique
ρ_{air}	masse volumique de l'air à pression atmosphérique
c_{air}	célérité du son dans l'air à pression atmosphérique
p_3	pression acoustique dans le conduit
u_3	vitesse acoustique conduit
p_0	pression dans le plenum
γ	coefficient adiabatique de l'air

LISTE DES ACRONYMES

Acronyme	Définition
CRASH-UdS	Centre de Recherche Acoustique Signal Humain de l'Université de Sherbrooke
GAUS	Groupe Acoustique Université de Sherbrooke
UdeS	Université de Sherbrooke
HAPS	Harmonic Acoustic Pneumatic Source
SPL	Sound Pressure Level

CHAPITRE 1

INTRODUCTION

1.1 Mise en contexte et problématique

Les ultrasons de puissance dans l'air ont de nombreuses applications telles que le séchage, l'imagerie sans contact, le contrôle non-destructif et la lévitation acoustique. Le domaine du séchage industriel s'intéresse aux ultrasons de puissance, car ils permettent d'améliorer l'efficacité du séchage. Quant à elle, la lévitation acoustique demandent des ultrasons de puissance, car l'augmentation des niveaux acoustiques permet d'augmenter la taille des objets lévitant (actuellement de l'ordre du centimètre).

Les ultrasons de puissance ont d'autres applications. Dans notre cas, nous nous limiterons essentiellement aux utilisations par couplage d'air qui sont listées dans le tableau (non-exhaustif) suivant avec les propriétés attendues pour chaque application.

TABLEAU 1.1 Résumé des principales utilisations des ultrasons de puissance

Domaines	Fréquence	Puissance acoustique	puissance électrique	Contrôle de phase	Remarques
Séchage Industriel [31] [33]	20-40 kHz	>40 W	>40 W	Indifférent	
Nettoyage et dégraissage [23] [33]	20-50 kHz	1-6 W/cm ² ou >120 dB SPL	Non renseigné	Indifférent	
Conditionnement alimentaire [33] [6]	20-40 kHz	8 W/cm ²	> 60 W	Indifférent	dans certains cas >200 kHz
Extraction [23]	20 kHz	500 W/cm ²	Non renseigné	Indifférent	
Cristallisation [33] [36]	20 kHz - 1 MHz	10 kW/m ²	Non renseigné	Indifférent	souvent entre 20 et 40 kHz, intensité recommandée

Atomisation[23] [33]	20 kHz- 2 MHz	4-11 W	Non ren- seigné	Indifférent	souvent entre 20 et 40 kHz
Dégazage de liquide[33]	20 kHz- 1 MHz	>120 dB SPL	Non ren- seigné	Indifférent	
Lévitacion acoustique	40 kHz - 200 kHz	140 dB SPL	Non ren- seigné	oui	

Jusqu'à maintenant, les technologies développées (transducteurs piézoélectrique de type langevin ou avec radiateur) permettent de générer des niveaux acoustiques jusqu'à 174 dB SPL, mais sont limitées en bande passante (< 1 kHz). Leur prix sont élevés et leurs encombrements peuvent être importants. Elles ne permettent pas non plus de réaliser un contrôle précis de la phase et de l'amplitude. Ces sources ultrasonores présentent aussi des problèmes de fiabilité et de durée de vie. Ces problématiques empêchent certains procédés de devenir des procédés industriels, car l'industrie a besoin de technologies fiables, qui demandent peu d'entretien et qui offrent un bénéfice financier par rapport aux systèmes qui existent déjà. Certaines applications demeurent donc à l'état de recherche et de développement.

C'est dans l'optique de pouvoir créer un transducteur répondant aux problématiques industrielles, avec une bande passante allant de 20 kHz à 60 kHz, tout en ayant des niveaux supérieur à 120 dB SPL que les sources sonores pneumatiques peuvent être utilisées. Jusqu'à présent, ces sources sonores pneumatiques de haute puissance ont été développées pour des fréquences allant jusqu'à 1 kHz [1, 13]. Ces travaux ont permis de développer un transducteur produisant un niveau sonore d'environ 180 dB SPL en conduit avec l'amplitude et la phase contrôlable. Les performances cette source laissent penser qu'il serait possible de réaliser, sur la même base, une source ultrasonore de haute puissance. En effet, la théorie développée sur cette technologie ne semble pas montrer de limite physique pour monter en fréquence si ce ne sont les dimensions nécessaires pour les fréquences supérieures à 20 kHz. Il est donc raisonnable de penser que cette technologie est une bonne candidate pour répondre aux problématiques.

1.2 Problématique et objectifs

Les applications possibles des ultrasons de puissance demandent de haut niveau acoustique et une large bande de fréquence (20 kHz à au moins 100 kHz). Les transducteurs existants ne permettent pas de remplir les prérequis du tableau 1.1 . De plus, certains de ces transducteurs sont complexes et chers à mettre en œuvre.

Les sources pneumatiques tels que les hacheurs pneumatiques (HAPS) ont été très peu étudiées dans le domaine ultrasonore bien qu'elles permettent d'atteindre des hauts niveaux de pression acoustique tout en étant large bande.

Ceci nous mènes à nous poser la question suivante : **Est-il possible de réaliser une source ultrasonore pneumatique de haute puissance avec la technologie actuelle du HAPS ?**

Pour répondre à cette question, l'objectif à atteindre est le suivant : le transducteur développé devra atteindre des fréquences de 20 kHz à 60 kHz et un niveau sonore d'un minimum de 120 dB SPL à 0.5 m.

Plusieurs sous-objectifs sont à remplir. Le premier sous-objectif sera de développer le modèle analytique et le modèle numérique du transducteur pneumatique afin de dimensionner le transducteur. Le deuxième sous-objectif sera de réaliser une preuve de concept expérimentale sur la base des modèles. Cette preuve de concept devra atteindre un minimum de 20 kHz et 120 dB SPL à 0.5 m.

1.3 Apports du projet

Les contributions originales de ce projets seront principalement :

- des simulations analytiques et numériques d'une source de type HAPS émettant des ultrasons.
- une preuve de concept de source ultrasonore atteignant 20 kHz 120 dB SPL à 0.5 m.
- une validation expérimentale de la source.

1.4 Plan du document

Dans un premier temps, l'état de l'art est proposé avec en premier lieu, les différentes sources sonores de puissance puis les modèles acoustiques des transducteurs pneumatiques et pour finir, les résultats typiques obtenus avec un hacheur acoustique pneumatique. Dans un deuxième temps, le modèle analytique couplé au modèle numérique et les résultats expérimentaux sont présentés aux cours d'un article soumis dans la revue "Applied Acoustics". Cette partie est suivie d'une discussion sur les modèles développés, les résultats expérimentaux et sur la conception du transducteur.

CHAPITRE 2

ÉTAT DE L'ART

Dans cette section il est proposé d'identifier et d'évaluer les différentes sources acoustiques de haute puissance existantes dans le domaine ultrasonore et dans le domaine audible ($20 \text{ Hz} < f < 20 \text{ kHz}$). Cela permettra d'étudier leur fonctionnement et d'identifier leurs éventuelles limites.

2.1 Transducteur ultrasonore de puissance

2.1.1 Transducteur piézoélectrique

Les transducteurs piézoélectrique sont les les transducteur le plus répandu dans le domaine ultrasonore. Ces transducteurs fonctionnent grâce à des matériaux piézoélectriques qui ont la propriété d'entrer en vibration lorsqu'une tension alternative leur est appliquée. Les transducteurs cités dans la partie suivante se basent sur les vibrations de ce type de matériaux.

Émetteurs Piézoélectriques à transmission directe

Ces transducteurs produisent des ondes acoustiques grâce aux vibrations d'un matériau piézoélectrique en contact avec une surface rayonnante, permettant le fonctionnement de ce type de transducteur. L'impédance acoustique, entre le composant piézoélectrique et l'air doit être minimisée pour permettre une bonne propagation de l'onde acoustique et maximiser le niveau de pression acoustique. Le problème des matériaux piézoélectriques est qu'ils ont une impédance acoustique supérieure à celle de l'air, ce qui crée une rupture d'impédance qui fait baisser la transmission d'un milieu à l'autre.

Pour pallier à ce problème, des études [24, 22] ont proposé l'utilisation de plusieurs couches d'adaptation d'impédance en utilisant des matériaux avec une impédance décroissante jusqu'à arriver à un matériau ayant une impédance proche de celle de l'air. De plus, pour maximiser la transmission acoustique et améliorer le rendement, chaque couche doit avoir une fréquence de résonance similaire. Ce système d'adaptation d'impédances (matching layer) est schématisé dans la figure suivante 2.1.

Le montage ainsi réalisé permet d'atteindre des fréquences jusqu'à plusieurs MHz[24] mais ne permet pas une grande bande passante puisqu'elle est basée sur les résonances mécaniques d'un élément piézoélectrique et est de l'ordre de 1 kHz.

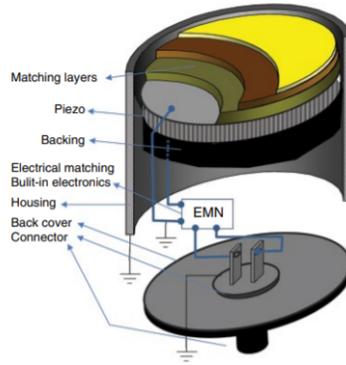


FIGURE 2.1 Vue éclatée d'un transducteur à couplage air direct[22].

Transducteur Langevin

Le transducteur Langevin fonctionne grâce à l'empilement de plusieurs couches de céramiques piézoélectriques. Des pièces en métal sont insérées de part et d'autre des céramiques piézoélectriques pour pouvoir amplifier les amplitudes de vibrations en créant des résonances mécaniques. Un schéma de ce transducteur est présenté à la figure 2.3.

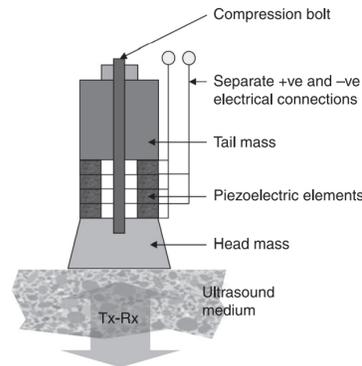


FIGURE 2.2 Schéma d'un transducteur Langevin[33].

En se basant sur les 4 premiers modes de vibrations du transducteur, A. A. Vjuginova [37], a pu créer un transducteur permettant de fonctionner pour 4 fréquences dans une plage allant de 20 kHz à 70 kHz. De plus, ces transducteurs peuvent être contrôlés en phase et en amplitude[21] de manière électronique.

Cependant ces dispositifs sont conçus pour des fréquences de résonances et donc ont une bande passante très faible de l'ordre de 1 kHz. Pour finir le pilotage de ces transducteurs se fait avec des hautes tensions électriques (plus grandes que 200 V) ce qui requiert des amplificateurs de puissance coûteux.

Transducteur piézoélectrique à membrane

Ce transducteur utilise un matériau piézoélectrique fin pour mettre en mouvement une membrane de faible épaisseur. L'intérêt de ce mécanisme est que la membrane peut avoir des formes complexes et peut générer des niveaux de pression jusqu'à 128 dB SPL pour une fréquence de 52 kHz et à 40 cm [18] avec une bande passante de 6 kHz. Pour générer un tel niveau, la surface du transducteur est de 436 mm².

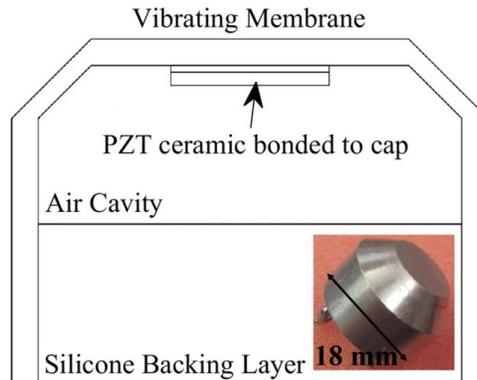


FIGURE 2.3 Schéma d'un transducteur piézoélectrique à membrane [12].

Transducteur "Stepped-plate"

Un piézoélectrique vient mettre en vibration une plaque (circulaire ou rectangulaire) de métal usinée. Cet usinage permet de contrôler les modes de vibration. Pour optimiser les amplitudes et permettre que chaque partie de la plaque vibre en phase. Cela permet d'obtenir une directivité équivalente à un piston oscillant. Ce montage est visible dans figure suivante 2.4.

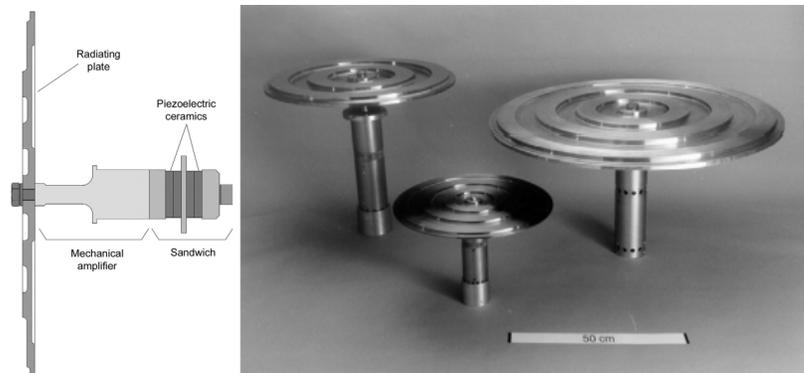


FIGURE 2.4 Radiateur forme disque. A gauche : vue en coupe du rayonneur en forme de disque avec son actionneur piézoélectrique. A droite : vue de plusieurs rayonneurs de différentes tailles fait pour différentes fréquences d'utilisations[33]

Ce montage permet d'atteindre des fréquences centrales entre 10 kHz et 40 kHz pour un niveau sonore de 175 dB à 40 cm. Ce montage a une directivité de 2°, et le niveau maximum est comprises dans une zone de 2 cm de diamètre mesurant 13 cm de long.

L'avantage de ce montage est qu'en modifiant la taille du disque et le motif d'usinage, il serait possible d'atteindre n'importe quelle fréquence. Cependant, cette technique est malheureusement complexe car le motif d'usinage demande une modélisation par éléments finis pour les modes de vibrations, un usinage très précis et une connaissance des propriétés des matériaux. Le montage est également très sélectif. En effet, un disque est conçu pour une fréquence donnée et possède une bande passante de l'ordre 2 Hz pour la plaque rectangulaire. Pour finir, les disques pouvant être de taille conséquente (>50 cm de diamètre), l'usinage du disque peut s'avérer cher à mettre en œuvre.

Transducteur avec un rayonneur cylindrique

Pour les applications ayant besoin d'une enceinte confinée, l'idée est de mettre directement l'enceinte en vibration. Ce montage est illustré par la figure suivante 2.5.

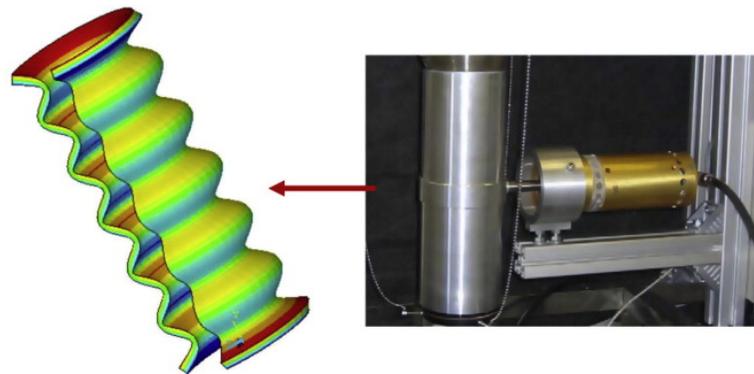


FIGURE 2.5 Radiateur cylindrique et enceinte renfermant le rayonneur[33]

Ceci se base sur le même principe qu'un radiateur en forme de disque, sauf que dans ce cas, le radiateur est de forme cylindrique. Un transducteur piézoélectrique met en vibration le cylindre usiné dans une forme prédéterminée selon la même méthode que précédemment. Celui-ci rayonne un champ acoustique à l'intérieur du cylindre. Les expériences menées ont pu montrer qu'il était possible d'obtenir une onde acoustique atteignant 153 dB SPL à l'intérieur de l'enceinte pour une fréquence de 21 kHz. Cependant, ce système ne permet pas non plus d'avoir une grande bande passante et est limité en terme de volume d'action.

2.1.2 Transducteur au plasma

Les hauts parleurs plasma utilisent l'effet d'ionisation d'un gaz entre deux électrodes soumises à une différence de potentiel de plusieurs centaines de volts. Une onde sonore est produite grâce à l'agitation thermique suivant la fréquence du chant. Cette agitation crée des variations de pression ce qui génère une onde sonore. Ce système a été inventé en 1900 par W. Durdell. La bande passante de ce dispositif permet d'avoir une bonne efficacité entre 5 kHz et 150 kHz. L'amplitude de l'onde sonore peut quant à elle être modulée [16]

et peut atteindre des niveaux d'environ 85 dB SPL mesurés à 6.4 cm pour une fréquence de 40 kHz[29].

Cependant, la nécessité de souvent changer les électrodes et d'utiliser des gaz nocifs rendent ce système peu recommandable pour l'utilisation industrielle car il n'est pas robuste et cher à mettre en oeuvre. Pour finir, ce transducteur peut dégager de l'ozone ce qui pose des problèmes dans l'environnement où il est placé.

2.1.3 Transducteur capacitif

Les transducteurs capacitifs fonctionnent avec une membrane métallisée tendue grâce à une électrode rugueuse ou poreuse (backplate) située sous la membrane. L'électrode est alimentée avec une tension continue (tension de biais) qui permet à la membrane de se tendre sur l'électrode. Cette tension est souvent de l'ordre de quelques centaines de Volt. Une tension alternative est ajoutée pour permettre la mise en mouvement de la membrane selon cette tension, ce qui permet de générer une pression acoustique grâce à la rugosité ou porosité créant des cavités agissant comme résonateur de Helmholtz. Une partie isolante située sur la membrane permet d'isoler la membrane de l'électrode et permet d'empêcher que la membrane et l'électrode est le même potentiel et donc d'empêcher le mouvement de la membrane. Plusieurs type de transducteurs capacitifs existent : "rough backplate", "net backplate" [28], " micro-machined groove" [35] et "CMUT" [32]. Ces transducteurs ont typiquement une bande passante de l'ordre 100%.

Transducteur capacitif avec backplate rugueuse

Les transducteurs capacitifs utilisent des électrodes contenant des cavités de taille non uniforme, agissant comme des micro membranes. Ces cavités agissent comme des résonateur de Helmholtz pour générer des ondes de pression. Comme les cavités sont de tailles différentes, les résonances se produisent à différentes fréquences de résonance sur une partie élémentaire de la membrane. Un tel transducteur est présenté dans la figure 2.6.

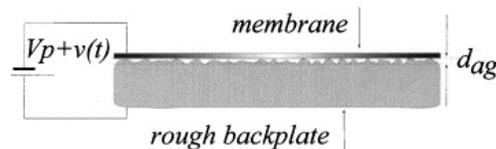


FIGURE 2.6 schéma transducteur capacitif à backplate rugueuse "[35]"

Ces types de transducteur peuvent générer des fréquences sur une bande passante entre 100 kHz et 600 kHz. Les niveau de pression obtenus pour ces transducteurs dépendent de la surface de l'électrode et de la membrane. Il a été montré, dans le cas idéale, qu'un capteur de 26 cm de rayon permettrait de générer un niveau de 150 SPL à 10 cm [10].

Transducteur capacitif "net backplate"

Les transducteur de type "net backplate" sont été développés. Ce transducteur est présenté dans la figure 2.7.

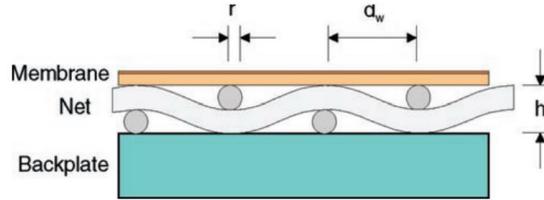


FIGURE 2.7 schema transducteur capacitif "net backplate" [28]

Une plaque en métal pouvant être trouvée dans le commerce est utilisée comme électrode. La rugosité ou les pores sont créés grâce à un treillis en métal avec des motifs recréant des pores. Ce transducteur permet d'avoir une bande passante de 100 kHz de (20 kHz à 120 kHz) quand une tension continue de 200 V est appliqué à l'électrode [28].

Transducteur capacitif "micro-machined"

Les électrodes de ces transducteurs sont usinées pour créer les cavités nécessaires au fonctionnement du transducteur comme le montre la figure 2.8.

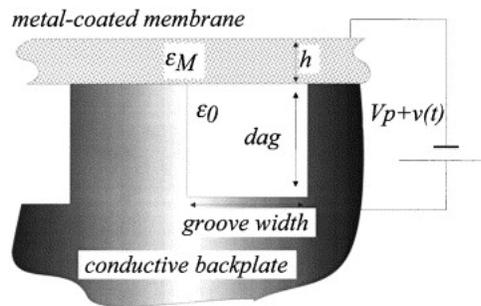


FIGURE 2.8 Schéma transducteur capacitif à backplate rugueuse "[35]

Deux types d'usinages : les rainures et les perforations. Les "backplate" rainurées, fonctionnent sur le même principe que les autres transducteurs capacitifs présentées à l'exception des cavités qui sont usinées avec des dimensions contrôlées. Les capteurs perforés, sont fabriqués en contrôlant les tailles des perforations et donc des cavités. Cependant ces capteurs présentent les mêmes limitations que les autres capteurs capacitifs pour générer de hauts niveaux acoustiques. En effet, soit les composants doivent être optimisés (ce qui implique des épaisseurs de membranes de l'ordre de 50 nm), soit les dimensions doivent être grandes (rayon > 20 cm).

conclusion sur les capteur capacitifs

Ces transducteurs permettent de générer des fréquences sur une grande plage de fréquence (>300 kHz). Cependant, pour générer des niveaux de pression remplissant nos objectifs, les dimensions nécessaires sont trop grandes et donc peu envisageable.

2.1.4 Source Ultrasonore "Cam-follower"

Le transducteur "cam-follower" se base sur la conversion d'un mouvement de rotation en mouvement de translation grâce à un mécanisme de came [11]. Une roue avec un profil sinusoïdal est mise en rotation et la fréquence d'excitation est déterminée par la fréquence spatiale du profil sinusoïdal. Le montage expérimental est présenté sur la figure 2.9.

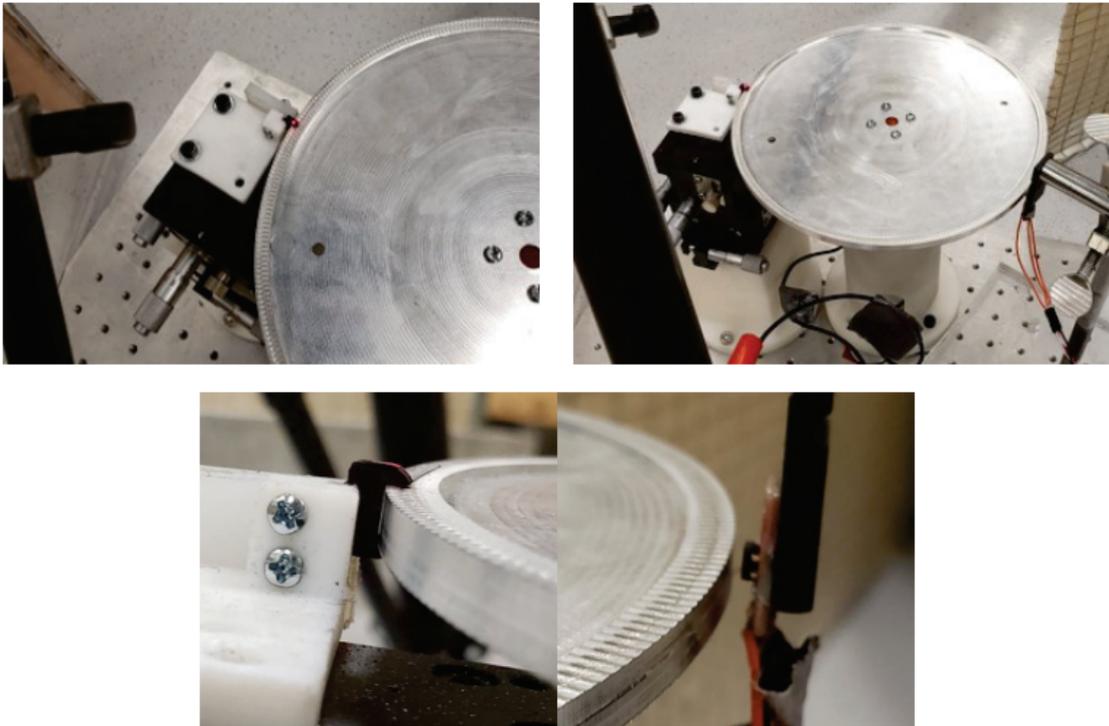


FIGURE 2.9 Photos du montage expérimental du "came follower"[10]

Un mécanisme d'arbre à came permet de suivre le mouvement sinusoïdal et de le transformer en mouvement de translation. Cette came fonctionne alors comme un piston plan. Ce piston oscille en suivant le profil sinusoïdal. Ce mécanisme a permis d'atteindre des fréquences de l'ordre de 20 kHz et des niveaux sonores d'environ 121 dB SPL à 0.3 m. Des projections permettent de penser qu'il serait possible de créer un transducteur allant jusqu'à 75 kHz et d'atteindre des niveaux sonores supérieurs à 140 dB SPL à 0.3 m. Cependant des problèmes de fiabilité et de répétabilité ont été identifiés. De plus, l'amplitude de l'onde sonore dépend directement du profil sinusoïdal et de la surface de la came.

Une fois ces paramètres fixés, l'amplitude de l'onde sonore n'est plus ajustable pendant le fonctionnement.

2.1.5 Conclusion sur les transducteur ultrasonores

Les transducteurs ultrasonores se basant sur différents mécanismes ont été étudiés. Des niveaux acoustiques plus grands que 120 dB SPL peuvent être générés par les transducteurs utilisant des matériaux piézoélectriques et le "cam-follower". Cependant, les transducteurs piézoélectriques utilisent des phénomènes de résonance qui limitent la bande passante à un maximum de < 6 kHz. Le "cam-follower" a été étudié et montre des limitations de fiabilité et de fatigues qui ne permettent pas de monter plus haut que 20 kHz. Une bande passante plus grande que 100 kHz peut être atteinte grâce aux transducteurs capacitifs. Cependant, ces transducteurs sont limités dans la génération de haut niveau acoustique (< 85 dB SPL). Les sources ultrasonore déjà existante n'étant pas de bonnes candidates pour réaliser les objectifs de ce projet, les sources acoustiques pneumatiques sont étudiées dans la partie suivante, puisqu'elles permettent de générer de haut niveau acoustique.

2.2 Sources sonores pneumatiques

2.2.1 Sifflet de Levasseur

Le sifflet de Levasseur est une source sonore pouvant aussi bien émettre dans la bande fréquentielle audible que dans les ultrasons. L'avantage de ce transducteur réside dans le fait qu'il peut générer des niveaux de pression entre 150 dB et 160 dB à la sortie du sifflet, pour une fréquence de 21 kHz [17]. La puissance en sortie mesurée s'élève jusqu'à 80 W. un dessin de ce sifflet est présenté dans la figure 2.10.

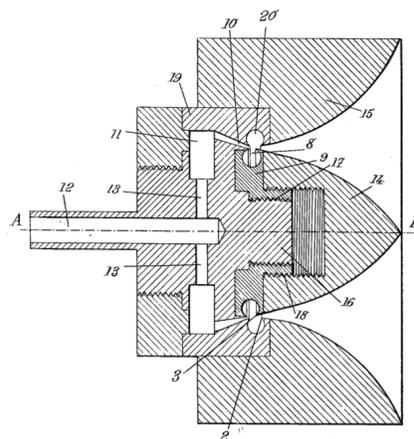


FIGURE 2.10 Sifflet de Levasseur[27]

Pour atteindre de tels niveaux, le sifflet fonctionne grâce à un jet sous pression arrivant par le tube (12) puis redistribué par les orifices (10 et 11) afin d'amener l'air sous pression

dans la chambre toroïdale (8). Cette chambre a une profondeur de la moitié de la longueur d'onde et joue le rôle de cage de résonance tout comme la chambre (20). Le son est produit grâce aux arrêtes (3 et 2). A la sortie de ce système, un pavillon de forme exponentielle est installé pour adapter l'impédance du système et maximiser le niveau sonore.

Bien qu'il soit possible d'atteindre de haut niveau et de hautes fréquences, la fréquence et phase de l'onde sonore ne sont pas pilotables car le phénomène est basé sur un phénomène de résonance acoustiques. De plus, la chambre toroïdale a typiquement une profondeur de 1.5 mm pour une fréquence de 100 kHz. La dimension devient donc vite un problème lors de la conception du sifflet.

2.2.2 Sirène

Le système de sirène se base sur le concept de hachage d'un flux d'air mis en mouvement grâce à des pales à l'intérieur d'une cavité. La fréquence de ces installations dépend de la vitesse de rotation du système venant hacher le flux d'air. En 1947, un modèle de sirène a été proposé par Allen et Rudnick[4] et présenté à la figure suivante (Fig. 2.11) :

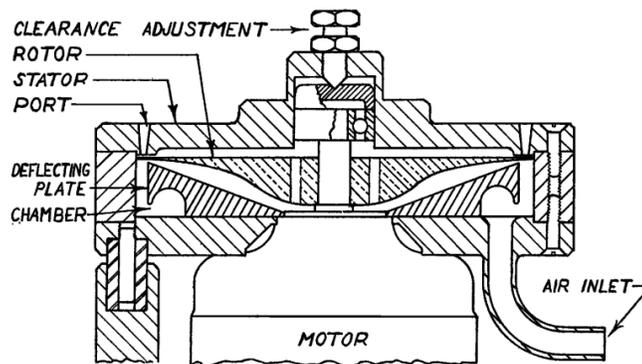


FIGURE 2.11 sirène ultrasonore

Cette sirène a permis d'atteindre des fréquences allant jusqu'à 34 kHz et des niveaux de 100 dB SPL. Par la suite, pendant la guerre froide, les sirènes ont été très utilisées avec par exemple la sirène "Victory siren" développée par "Chrysler Bell Telephone Laboratories". Cette source atteignait 138 dB SPL à 30 m [1] pour une fréquence de quelques centaines de Hertz.

2.2.3 Volet oscillant

Une solution possible pour produire une source sonore est d'utiliser un volet oscillant dans un tube avec un jet d'air sous pression à l'intérieur [25, 30]. Ce procédé a surtout été utilisé pour le contrôle actif de bruit afin de provoquer des pertes de charges fluctuantes créant une onde sonore. Du fait de son utilisation pour le contrôle actif de bruit, ce système

permet le contrôle de la phase et de l'amplitude de l'onde sonore créée. un des systèmes existant est présenté dans la figure suivante (Fig. 2.12) :

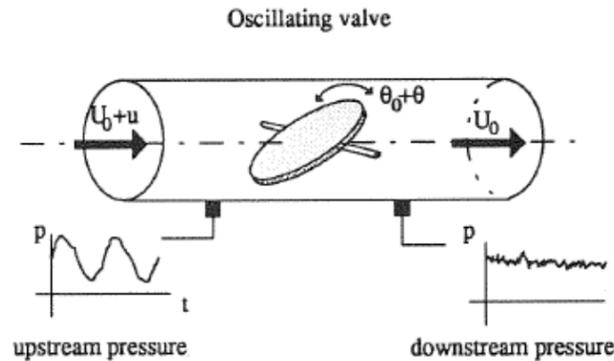


FIGURE 2.12 Volet oscillant[25]

Ce système permet d'atteindre des niveaux sonores de 112 dB SPL à 1 m pour un débit de 150 m³/h . La pression acoustique étant proportionnelle à la fréquence, il est tout à fait possible d'augmenter cette dernière pour augmenter le niveau sonore en augmentant la fréquence de l'onde générée. Cependant, le système présenté est limité à 80 Hz à cause du principe de battement. Ceci laisse donc penser qu'il serait difficile d'augmenter la fréquence du système.

2.2.4 Source acoustique pneumatique à harmoniques (HAPS)

Plusieurs projets antérieurs et se basant sur le principe de hacheur pneumatique ont permis de développer des sources électropneumatiques [1, 13]. Leur fonctionnement se base sur la génération d'un écoulement pulsé. Le jet d'air est haché grâce à l'utilisation d'un moteur électrique qui met en rotation une pièce percée laissant passer le jet d'air par intermittence. Plusieurs sources distinctes reposant sur le même principe de fonctionnement ont été développées : les HAPS avec cage rotative et les HAPS avec disque rotatif.

La première technologie de HAPS [14] se base sur un flux d'air sous pression qui est haché grâce à des orifices présents sur une cage rotative. Cette même cage rotative se trouve devant un autre orifice permettant de faire sortir le jet d'air, ce qui crée des variations de pression à l'origine d'une onde acoustique. La première version de ce montage est visible à la figure 2.13.

Une deuxième version du HAPS à cage rotative a été développée dans le but de rendre le transducteur plus fiable et plus puissant afin d'effectuer du contrôle actif de bruit [13, 15]. Cette technologie présente des différences par rapport à la première, notamment en ce qui concerne le mécanisme de fixation. Dans le cas de la deuxième version, la fixation n'est plus effectuée de chaque côté de l'axe de la cage, situé sur les deux côtés fermés de celle-ci.

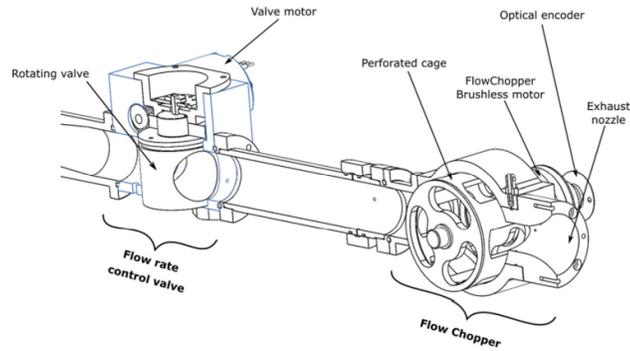


FIGURE 2.13 Vue en coupe de la première version du HAPS à cage rotative [13]

Elle est plutôt réalisée à l'aide d'un cône de fixation positionné du côté motorisé, ce qui permet de générer le mouvement de la cage. Pour finir, une liaison pivot est ajoutée du côté opposé de la cage afin de réduire les risques de porte-à-faux. Cette solution permet d'éviter les modes de vibrations de la cage dans la plage de vitesse de rotation allant de 0.1 kRPM à 10 kRPM. Ce montage est présenté dans la figure 2.14

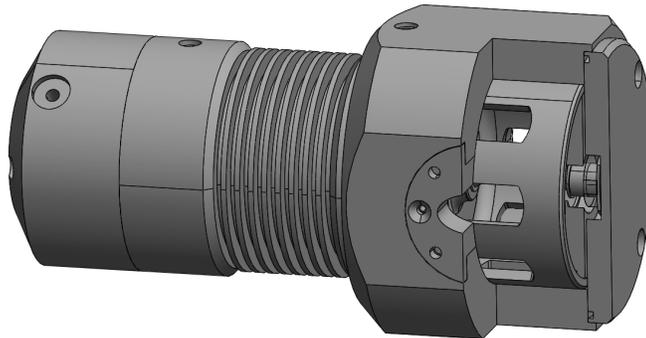


FIGURE 2.14 Vue de l'assemblage de la deuxième version du HAPS

Cette deuxième version du HAPS permet d'obtenir des niveaux sonores supérieurs à 130 dB SPL à 1 m. Ces niveaux sonores ont été mesurés dans des conditions ne visant pas à avoir un niveau de pression maximum [13]. Il est donc tout à fait possible d'obtenir des niveaux supérieurs. De plus, ce montage permet le contrôle de la phase ainsi que le contrôle de l'amplitude.

En se basant sur le même concept, Allard [1] propose une source sonore avec une géométrie différente. La cage rotative est remplacée par un disque usiné avec un motif sinusoïdal à son extrémité. Ce motif va hacher le flux d'air s'écoulant à une vitesse moyenne de 0.4 Mach. L'intérêt de cette nouvelle source est de pouvoir augmenter la taille de l'aire fluctuante et donc d'augmenter le niveau sonore pour atteindre 180 dB SPL mesuré en conduit pour

des fréquences harmoniques pures allant de 100 à 1000 Hz et avec un taux de distorsion inférieur à 10 %. Ce montage permet le contrôle de la phase avec une précision inférieure à 5°. Ce montage est visible sur la figure 2.15.

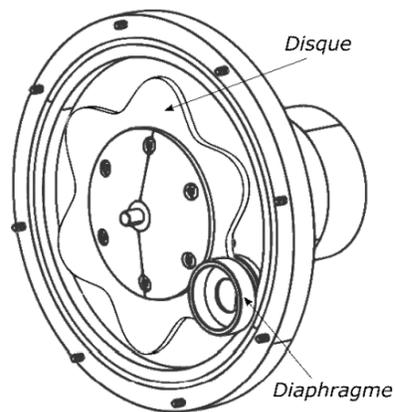


FIGURE 2.15 Haps à disque et diaphragme[1]

Ces sources sonores ont l'intérêt de produire des niveaux sonores supérieurs à 180 dB SPL en conduit et d'avoir la possibilité de piloter la phase et l'amplitude de l'onde produite. Néanmoins, ces sources n'ont pas encore été étudiées dans le domaine ultrasonore.

2.2.5 Récapitulatif des sources sonores

Dans la section précédente nous avons énuméré plusieurs sources sonores existantes dans le domaine audible ou ultrasonore. Toutes ces sources offrent différentes propriétés en termes de fréquence, d'amplitude et sur la pilotabilité de la phase et de l'amplitude. Un récapitulatif des forces et des faiblesses est fourni dans le tableau suivant :

TABLEAU 2.1 Résumé des sources sonores

Source	fréquence	bande-passante	Puissance	contrôle amplitude	Contrôle de phase
Transducteur piézoélectrique	20-70 kHz	< 1 kHz	175 dB SPL à 40 cm	oui	oui
Haut parleur plasma	5-150 kHz	N.R.	85 dB SPL à 6.4 cm	non	non
Transducteur capacitif	0-2 MHz	> 300 kHz	80 dB SPL	oui	oui
Source Sonore "Cam follower"	0-20 kHz	N.R.	121 dB SPL à 0.3 m	non	oui
Sifflet de Levasseur	< 21 kHz	< 100 kHz	160 dB SPL en sortie du système	oui	non
Sirène	< 32 kHz	N.R.	100 dB SPL	non	non
Volet oscillant	< 500 Hz	N.R.	>112 dB SPL à 1 m	oui	oui
HAPS	< 1 kHz	< 1 kHz	180 dB SPL en conduit	oui	oui

2.3 Acoustique d'une source pneumatique

2.3.1 Acoustique du HAPS

Un modèle du hacheur pneumatique est proposé par Chapman and Glendinnig [7, 5]. Ce modèle est développé sous l'hypothèse axisymétrique avec $ka \ll 1$ (propagation d'une onde plane 1D). Ce modèle décompose la source pneumatique en 3 parties. La zone (0) sur la figure 2.11, représente le réservoir de pression supposé suffisamment grand pour que la pression soit constante. La pression est notée p_0 , la célérité du son c_0 et la masse volumique ρ_0 . La zone (1) sur la figure 2.11, représente l'orifice de détente de ce réservoir. Cette zone correspond également à l'air fluctuante A_1 . La zone (2) représente la fin de l'orifice qui débouche sur un conduit. La zone (3) représente un conduit de section A_3 situé en aval de l'aire fluctuante et débouchant à l'air libre à la pression atmosphérique p_{atm} . La pression acoustique est notée p_3 , la masse volumique ρ_3 et la célérité du son c_3 , correspondent à celles de l'air à pression atmosphérique.

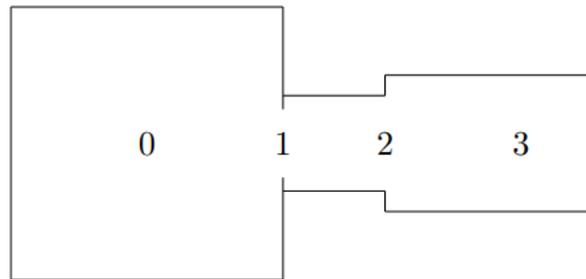


FIGURE 2.16 Modèle HAPS pneumatique proposé par Chapman et Glendinning[7]

La différence de pression entre le réservoir (0), et l'air libre (3), crée un écoulement d'air. Deux cas sont à distinguer : le cas où l'écoulement d'air est à une vitesse subsonique (< 342 m/s) et le cas où l'écoulement de l'air est à une vitesse sonique ($= 342$ m/s). La pression critique P_c , permet de distinguer le passage d'un écoulement subsonique à un écoulement sonique. Cette pression dépend uniquement de la pression atmosphérique P_{atm} et de l'indice adiabatique γ et est typiquement défini par l'équation suivante :

$$P_c = P_{atm} \left(\frac{(\gamma + 1)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}}{2} \right) \quad (2.1)$$

Dans le cas de l'air comprimé et pour une pression atmosphérique de 101325 Pa (pression atmosphérique à 15 C° et à 0 m), la pression critique dans le plenum est de 7 Psi (pression absolue de 149 kPa).

Régime sonique

Dans le cas du régime sonique, l'équation fondamentale du haut parleur pneumatique développée en 1990 dans l'article de Chapman et Glendinning[7] s'applique :

$$p_3 u_3 = \beta A_1, \quad (2.2)$$

où

$$\beta = \frac{c_0 p_0}{A_3} \left(\frac{5}{6}\right)^3,$$

avec u_3 la vitesse de l'écoulement dans le conduit, avec A_3 la section du conduit et p_0 la pression dans le plenum. En appliquant l'hypothèse quasi-stationnaire l'équation du haut-parleur pneumatique, l'aire fluctuante, la pression et la vitesse varient sinusoidalement à une pulsation ω autour de leur valeur moyenne :

$$u_3 = \bar{u}_3 + \delta u_3, \quad p_3 = \bar{p}_3 + \delta p_3, \quad A_1 = \bar{A}_1 + \delta A_1 \quad (2.3)$$

Où $[\bar{u}_3, \bar{p}_3, \bar{A}_1]$ sont les valeurs moyennes et $[\delta u_3, \delta p_3, \delta A_1]$ sont les valeurs maximales des fluctuations. En combinant l'équation 2.2 et 3.4, il est possible de réécrire l'équation 2.2 dans sa forme quasi-stationnaire et en considérant que l'aire fluctuante est équivalent à une pression acoustique d'une impédance interne Z_i :

$$\delta u_3 + Z_i \delta p_3 = \alpha \delta A_1 \quad (2.4)$$

où

$$Z_i = \frac{\bar{p}_3}{\bar{u}_3}, \quad \alpha = \frac{\beta}{\bar{u}_2}. \quad (2.5)$$

A partir de ces équation Allard [1] propose de modéliser la source comme un générateur de Thévenin constitué de la pression P_s et de l'impédance interne notée R_s :

$$P_s = \frac{\delta A_1}{\bar{A}_1} \frac{(5/6)^3 c_0 \rho_3}{\kappa} \quad (2.6)$$

$$R_s = \frac{\bar{p}_3}{\bar{A}_1 \rho_0 \kappa} \quad (2.7)$$

avec $\kappa = \sqrt{\frac{\gamma}{RT_0} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}}$

Régime subsonique

Dans le cas du régime subsonique, l'équation fondamentale du haut-parleur subsonique développé par Blondel en 1999[5] est la suivante :

$$q = A_1 \sqrt{\frac{C_c(p_0 - p_3)}{\rho}}. \quad (2.8)$$

Le débit, dépend ici de l'aire fluctuante $A_1(t)$, de la pression amont à l'air fluctuante, p_0 , de la pression aval à l'air fluctuante, $p_2(t)$, de masse volumique de l'air ρ et d'un coefficient de contraction du jet d'air, C_c . Ce coefficient représente, lors d'un rétrécissement de conduit, le ratio entre la surface du jet d'air et la surface du conduit. Ce coefficient dépend de la forme et est souvent compris entre 0.5 et 1. De la même façon qu'en régime sonique, il est possible de représenter la source par un générateur de Thévenin [1] :

$$P_s = \frac{\delta A_1 2p_0}{A_1} \quad (2.9)$$

$$R_s = \frac{2\sqrt{p_0}}{A_1 \sqrt{\rho_0 C_c}}. \quad (2.10)$$

Pression acoustique en conduit

Dans le cas d'un conduit ouvert et non bafflé en sortie de la source, la pression acoustique peut être calculée grâce aux équations de générateur de Thévenin[1] :

$$\delta p_3 = \frac{Z_3}{R_s + Z_3} P_s \quad (2.11)$$

Où Z_3 représente l'impédance de la charge acoustique du conduit ouvert et bafflé. Cette impédance est définie par l'équation 2.12.

Une autre approche développée par Chapman et Glendinning[7] est proposé pour le cas sonique et permet de calculer la variation de la pression δp_3 et de la vitesse δu_3 dans le conduit. Ces valeur sont reliées à l'impédance interne du système Z_i , l'impédance de rayonnement d'un conduit non bafflé Z_e et l'impédance Z_3 du conduit :

$$Z_e = \left(\frac{1}{4}(ka)^2 + \frac{3}{5}ika \right) (\rho_3 c_3) \quad (2.12)$$

$$Z_3 = \left(\frac{\left(\frac{Z_e}{\rho_3 c_3} \right) + i \tan(kL)}{1 + \left(\frac{Z_e}{\rho_3 c_3} \right) i \tan(kL)} \right) (\rho_3 c_3) \quad (2.13)$$

ou k représente le nombre d'onde, a le rayon du conduit en sortie, ρ_3 la masse volumique de l'air en sortie, c_3 la célérité du son en sortie, L la longueur du conduit, \bar{u}_3 la vitesse moyenne de l'écoulement en sortie et \bar{p}_3 la pression moyenne en sortie. Dans le cas d'un conduit bafflé, l'impédance de rayonnement suivante doit être utilisée :

$$Z_e = \left(\frac{1}{2}(ka)^2 + \frac{8}{\pi^3}ika \right) (\rho_3 c_3) \quad (2.14)$$

Ces impédances permettent de calculer les variations de pression acoustique et de vitesse acoustique en conduit :

$$\delta p_3 = \left(\frac{\alpha Z_3}{Z_3 + Z_i} \right) \delta A_1, \quad (2.15)$$

$$\delta u_3 = \left(\frac{\alpha}{Z_3 + Z_i} \right) \delta A_1. \quad (2.16)$$

2.3.2 Résultats typique d'un HAPS

Dans le cas de ce projet, il a été choisit d'utiliser un HAPS avec une cage d'écureuil. Les géométries choisies pour les aires fluctuante correspondent à des trous oblongs. Cet géométrie couplée à la cage d'écureuil permettent de restreindre l'encombrement du transducteur. Un tel transducteur a déjà été utilisé par Drant [14]. La caractérisation de ce transducteur à été faite en champs libre à 1 m pour des fréquences de 400 Hz à 1050 Hz. Le niveau de pression acoustique en fonction du débit consommé et de la fréquence est présenté dans la figure 2.17.

Des niveaux plus grand que 120 dB SPL et jusqu'à 130 dB SPL sont atteints en champs libre à 1 m. Il est donc pensable que de tels niveaux sont atteignable dans le cas des ultrasons si la pression et la surface de l'aire fluctuante sont adéquatement choisit.

2.3.3 Fréquence, pression acoustique, niveau de pression

Fréquence d'un élément tournant

Dans le cas du HAPS, c'est la vitesse de rotation de l'élément tournant ainsi que les ouvertures se trouvant sur cet élément qui définissent la fréquence du système. Elle est

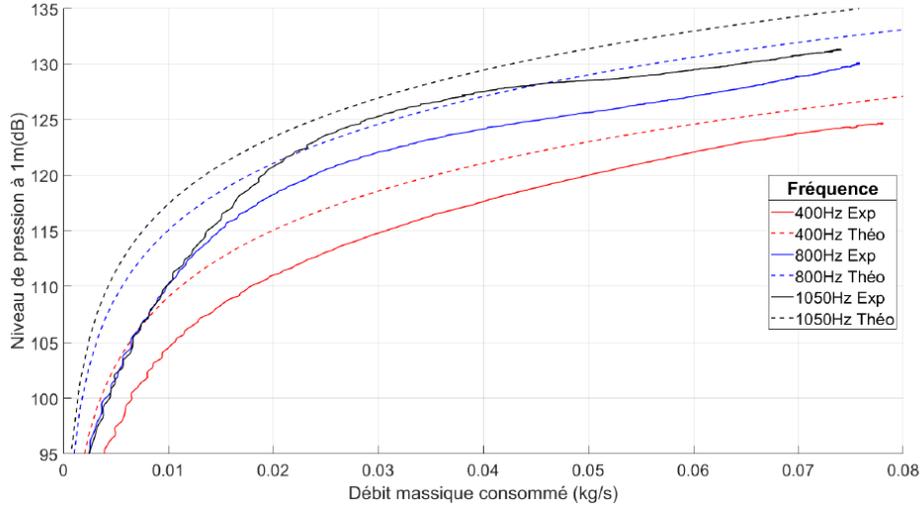


FIGURE 2.17 Amplitude du SPL mesurée expérimentalement en fonction du débit massique et pour plusieurs fréquences [13]

donc définie par la relation liant la vitesse de rotation Ω du moteur (en RPM) et le nombre d'ouverture N tels que :

$$f = \frac{\Omega N}{60}. \quad (2.17)$$

Niveau de pression

Dans le cas étudié, nous allons suivre la littérature et donc exprimer la pression en dB SPL. De plus, nous utiliserons la pression RMS pour le calcul. Ce niveau de pression peut être défini par :

$$SPL = 20 \log \left(\frac{P}{\sqrt{2} P_{ref}} \right) \quad (2.18)$$

où P_{ref} est la pression référence égale à 20 μ Pa.

2.4 Bilan de l'état de l'art

Dans cette étude bibliographique nous avons pu étudier les différentes sources ultrasonores de puissance existantes. Nous avons pu voir que ces différentes sources comportent toutes des limites en termes de bande passante ou de niveau acoustique (SPL). Les sources pneumatiques ont donc été étudiées car elles permettent de générer de hauts niveaux sonores. Les systèmes de type HAPS nous permettent de générer des niveaux sonores allant jusqu'à 180 dB SPL en conduit et de piloter l'amplitude et la phase de l'onde sonore. Cependant, l'extension aux ultrasons n'a jamais été faite.

Les modèles développés dans la littérature permettent de déterminer la pression acoustique en conduit cylindrique. Il est donc possible de déterminer la pression rayonnée en champs libre. Cependant les modèles utilisés sont limités à des cas axisymétriques et pour lesquels $ka \ll 1$. C'est pourquoi un modèle numérique se basant sur le modèle analytique devra être réalisé pour permettre d'évaluer le rayonnement acoustique et la directivité d'une source non axisymétrique.

CHAPITRE 3

MODÉLISATION ET VALIDATION EXPÉRI- MENTALE DE LA SOURCE ULTRASONORE

Un article décrivant le travail mené durant ce projet a été soumis dans le journal Applied Acoustics. Les parties de modélisation et de validation expérimentale y sont présentées et discutées.

3.1 Avant-propos

Auteurs :

Romain Rousseau : étudiant à la maîtrise, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, Département de génie mécanique, CRASH-udes.

Pierre Grandjean : post-doctorant, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, Département de génie mécanique, CRASH-udes.

Nicolas Quaegebeur : professeur, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, Département de génie mécanique, CRASH-udes.

Philippe Micheau : professeur, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, Département de génie mécanique, CRASH-udes.

Date de soumission : 28/08/2023

Revue : Applied Acoustics

État d'acceptation : soumis le 28/08/2023

Titre Anglais : Generation of broadband airborne ultrasound using an harmonic acoustic pneumatic source

Titre français :

Développement d'une source acoustique pneumatique à harmonique pour la génération large bande d'ultrasons de puissance dans l'air.

Contribution au document :

Cet article développe un modèle analytique couplé à un modèle numérique de HAPS pour prédire la pression rayonnée dans les cas non-axysymétrique et pour lesquels $ka > 1$. Ce modèle permet de calculer la pression acoustique en champ libre rayonnée par le transducteur ainsi que sa directivité. L'article décrit aussi la fabrication de la cage d'écureuil par impression 3D et le choix du nombre de fentes pour atteindre 120 dB SPL à 60 kHz. Pour finir, la la pression acoustique en fonction de la fréquence et de la distance sont présentés pour des pressions dans le plenum de 6 Psi et 36 Psi. La directivité est investiguée dans le cas de 6 Psi et pour une fréquence de 22 kHz.

Résumé français :

Cet article présente un nouveau type de transducteur permettant de générer des ultrasons large bande dans l'air avec un niveau de pression acoustique (SPL) élevé. Le concept est basé sur une source acoustique pneumatique à harmonique (HAPS) qui utilise de l'air pressurisé avec un hacheur à flux d'air. Ce hacheur de flux est constitué d'une cage rotative avec des fentes reliées à un échappement spécifique. La fréquence fondamentale dépend du nombre de fentes et de la vitesse de rotation de la cage. Un modèle analytique simplifié et un modèle numérique sont utilisés pour estimer l'influence des paramètres dimensionnels sur les performances acoustiques de la source. Enfin, des expériences sont menées dans une chambre anéchoïque. Des niveaux de pression acoustique allant jusqu'à 125 dB SPL à 0,5 m pour une fréquence fondamentale de 22 kHz sont observés, ainsi que des harmoniques d'une fréquence allant jusqu'à 66 kHz avec un niveau égal ou supérieur à 120 dB SPL à 0,5 m.

3.2 Abstract

This paper presents a new type of airborne transducer for generating broadband ultrasound with a high Sound Pressure Level (SPL). The concept is based on Harmonic Acoustic Pneumatic Source (HAPS) that uses a pressurized air in conjunction with a flow chopper constituted of a rotating cage with slots connected to a specific exhaust. The fundamental frequency depends on the number of slots and the rotation speed of the cage. A analytical model of the HAPS coupled with a numerical model of the exhaust is used to predict the radiated acoustic pressure and to estimate the influence of dimensional parameters on pressure level generate by the source. Experiments are conducted with two cages : one with one slot in order to generate pulses periodically and one with 122 slots to generate periodic sound. Sound pressure level is measured as a function of the distance (0.004 to 0.5 m), the cage rotation (up to 11 kRPM) and directivity (0 to 90 deg) at 0.5 m. For the fundamental frequency at 23 kHz, the maximal SPL of 150 dB (632 Pa rms) is measured at 0.004 m, and decreases to 125 dB (35 Pa rms) at 0.5 m. At 0.5 m, the second and the third harmonics can generate a SPL equal or greater than 120 dB above 22kHz and up to 66 kHz. Discrepancies between the experiments results and numerical model are observed in terms of SPL, directivity and in-axis pressure.

3.3 Introduction

Airborne power ultrasound is used for acoustic drying [31, 19], food processing [8], non-destructive testing [9]. Those applications usually use frequency bandwidth that range from 20 kHz to 200 kHz and a Sound Pressure Level (SPL) of 140 dB SPL in a duct, or at a given focal point closed to the acoustic emitter or at a specific resonance frequency.

Technologies based on piezoelectric materials are widely used for power ultrasound applications. Langevin transducer configuration is based on mechanical resonances to reach large vibration amplitudes. Based on the design of a specific resonator and radiator, different transducers have been developed for food drying [19, 33]. These transducers are designed for operating at a frequency in the range of 10 kHz to 40 kHz with a bandwidth of 0.1 kHz. Experimental results have shown a maximum level of 175 dB SPL at 0.4 m in the range of 0.02 m of diameter by 0.13 m length for a frequency of 25.8 kHz [20]. Direct air-coupled transducers [22] have also been considered in the literature using a matching layer for a better transmission. The main drawback of the resonance principle is to be limited at a given frequency that make impossible to sweep a wide frequency range with a single same transducer.

For a large bandwidth excitation (> 100 kHz), capacitive transducers are typically used. Sound pressure level of 80 dB at 1 m can be reached with net backplates [28], micro-machined v-groove [35] and Capacitive Micromachined Ultrasound Transducer (CMUT) [32].

Frequency conversion mechanisms such as cam-follower have also been proposed in the literature [11] for generate broadband ultrasound. The cam-follower mechanism can reach a level of 120 dB SPL at 1 m and produces harmonic radiation at a fundamental frequency between 1 and 23 kHz.

Pneumatic acoustic sources are devices that use compressed air to generate acoustic waves (e.g. whistle or sirens). Few of them were developed for ultrasound. Levasseur whistles are able to reach frequency of 22 kHz and produce level up to 134 dB at 1 m [17] while sirens can produce frequency up to 34 kHz and intensity level around 100 dB SPL at 0.25 m for a pneumatic pressure around 30 Psi (207 kPa) [4]. However the amplitude, frequency and phase of these processes can hardly be tuned or controlled.

With the aim to generate an harmonic sound perfectly controlled in frequency, phase and amplitude while having high pressure level, Harmonic Acoustic Pneumatic Source (HAPS) was developed. This transducer works by chopping an air flow through a fluctuating area. Previous studies show that SPL of 180 dB can be reached in ducts [2] and for a range of frequency from 100 Hz to 1 kHz. These studies also demonstrate that both the phase and amplitude can be controlled simultaneously [14]. It appears that the HAPS transducer could be a good candidate in order to realise a new broadband ultrasound transducer that can generate high SPL. The originality of this paper is to present a solution based on the HAPS concept to reach a minimum fundamental frequency of 20 kHz and a minimum level of 120 dB SPL at 1 m, while generating higher order harmonics up to 66 kHz. Section 2 presents a mixed analytical and numerical model to predict the sound pressure radiated in free field. Section 3 presents the design of the source and the experimental results.

3.4 Modeling of an ultrasonic HAPS

3.4.1 Analytical model

The analytical model of HAPS is based on the pneumatic loudspeaker model where the fluctuation area modulating the air flow is obtained with a rotative chopper [7, 3]. The four parts considered for the modelisation, are presented in Fig. 3.1. In this figure, (0) represents the plenum assumed at a constant pressure p_0 , (1) represents the fluctuating area ("throat") of section A_1 which is followed by (2) a duct of section A_2 , where air density $\rho_2 = \rho_{air}$ and sound velocity $c_2 = c_{air}$ at atmospheric pressure. The "throat" and

the duct have a total length of L and opening on (3) with a section A_3 , equal at A_2 , and a radius a , to radiate toward the outside (atmosphere). In the case studied the maximum value of A_1 is equal at A_2 . An assumption of plane wave propagation with $ka \ll 1$ where $k = \frac{\omega}{c}$ denotes the wavenumber of a propagating wave of celerity c at angular frequency ω . This model also assumes that air is a perfect gas, that the transformations are adiabatic, and that the flow is a one-dimensional steady flow. From the acoustic part (2) onwards, the mean flow is neglected. Finally, the linear radiation of a pulsating sphere at the end of the duct is assumed.

The state pressure difference between (0) and (3) causes an air flow that can be subsonic or sonic at the restriction (1) if the pressure of the plenum is above or below the critical pressure P_c , typically given by :

$$P_c = \frac{P_{atm}}{2} (\gamma + 1)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3.1)$$

where P_{atm} is the pressure atmospheric and γ the adiabatic coefficient of the air. This critical pressure is about a gauge pressure of 7 Psi (absolute pressure of 149 kPa) for an atmospherical pressure of 101 kPa. In the cases considered, the sonic regime is assumed to have been reached at the throat, as the plenum pressure is selected above the critical value.

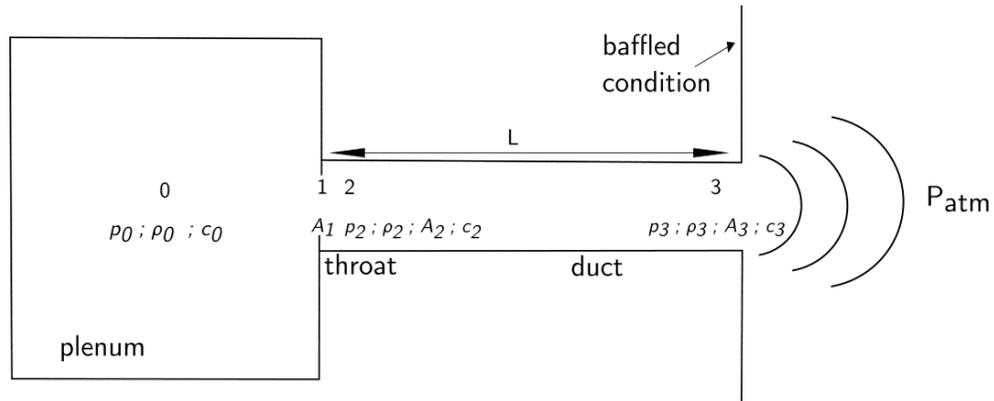


FIGURE 3.1 simplified model of the pneumatic speaker [7, 3]

Pressure assessment in the duct

For a sonic flow, the fundamental equation for the pneumatic loudspeaker is given under the quasi-static hypothesis by [7] :

$$p_2 u_2 = \beta A_1, \quad (3.2)$$

with

$$\beta = \frac{c_0 p_0}{A_2} \left(\frac{5}{6} \right)^3, \quad (3.3)$$

where A_1 represent the fluctuating area, p_2 and u_2 are respectively the pressure and the velocity on the left opening of the duct. Each signal is the sum of an average part and a fluctuating part. It is assumed that fluctuating parts vary sinusoidally around their mean values $[\bar{u}, \bar{p}, \bar{A}_1]$. The signal is described as follows :

$$u = \bar{u} + \delta u,$$

$$p = \bar{p} + \delta p, \quad (3.4)$$

$$A_1 = \bar{A}_1 + \delta A_1;$$

the fluctuating part is represented with the complex phasors δu_2 , δp_2 and δA_1 . Each phasor represents the first harmonic at the pulsation ω , but it can also be used to represent any orders superior than one. Hence, as a general statement, the relation for the first harmonic are used in the following development. By combining Eqs. (4) and (2), the variable orifice is equivalent to an acoustic pressure source of internal impedance Z_i :

$$\delta u_2 + Z_i \delta p_2 = \alpha \delta A_1, \quad (3.5)$$

where

$$Z_i = \frac{\bar{p}_2}{\bar{u}_2}, \quad \alpha = \frac{\beta}{\bar{u}_2}. \quad (3.6)$$

To model the acoustic response of the duct, two other impedances are necessary : the radiation impedance of the open end flanged pipe Z_e at location (3) and the equivalent acoustic impedance of the tube, Z_2 , connected to the pressure source (2). They are given by :

$$Z_e = \left(\frac{1}{2}(ka)^2 + \frac{8}{3\pi}ika \right) \rho_2 c_2, \quad (3.7)$$

$$Z_2 = \left(\frac{\left(\frac{Z_e}{\rho_2 c_2} \right) + i \tan(kL)}{1 + \left(\frac{Z_e}{\rho_2 c_2} \right) i \tan(kL)} \right) \rho_2 c_2, \quad (3.8)$$

where ρ_2 is the density in the duct, c_2 the speed of sound in the duct.

By linking Eqs. (3.5), (3.7), and (3.8), the acoustic pressure δp_2 and the acoustic velocity δu_2 of the source connected to left opening of the duct, can be calculated as follow :

$$\delta p_2 = \left(\frac{\alpha Z_2}{Z_2 + Z_i} \right) \delta A_1, \quad (3.9)$$

$$\delta u_2 = \left(\frac{\alpha}{Z_2 + Z_i} \right) \delta A_1. \quad (3.10)$$

Radiated sound pressure

The radiated sound pressure can be estimate with the matrix transfer of a duct and the pulsating sphere equation as shown in [34]. This method estimates with an error of less than 1 dB the radiated sound pressure for frequencies from 100 Hz to 1 kHz. To determine the acoustic pressure and velocity at the right open end of the duct, the following transfer matrix is used :

$$\begin{bmatrix} \delta p_3 \\ \delta u_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(kL) & jZ \sin(kL) \\ \frac{j}{Z} \sin(kL) & \cos(kL) \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} \delta p_2 \\ \delta u_2 \end{bmatrix}, \quad (3.11)$$

where $Z = \rho_{air} c_{air}$ is the characteristic impedance of the duct with c_{air} the celerity of sound at the atmospheric pressure. Using the acoustic velocity δu_3 , the acoustic pressure radiated at the exhaust of a flanged pipe is modeled as a pulsating sphere [34] :

$$P(r) = \frac{\omega}{2r\pi} \rho_0 A_2 \delta u_3. \quad (3.12)$$

where r is the distance from the exhaust. This model can therefore be used to calculate radiated sound pressure in the case of a plane wave and in the axisymmetric case. However, in the cases studied, the plane wave hypothesis will not be verified since the wavelength is not necessarily small compared to the slot dimensions. This could therefore have an impact on the generation of higher harmonics.

3.4.2 Numerical model

In practice, in order to minimize the space requirements of the transducer, an oblong hole geometry has to be chosen for the fluctuating area and the throat. Since the acoustic part of the analytical model is only made for the axisymmetric ducts and cases where $ka \ll 1$, a numerical model is therefore necessary for the case studied. The internal impedance Z_1 , Eq. 3.6, will be reused and coupled with the numerical model, which is only used to estimate the acoustic propagation in the duct and free-field radiated pressure. For this purpose, a 3D Finite Element Model has been develop in the frequency domain using COMSOL 6.0 as presented in Fig.3.2.

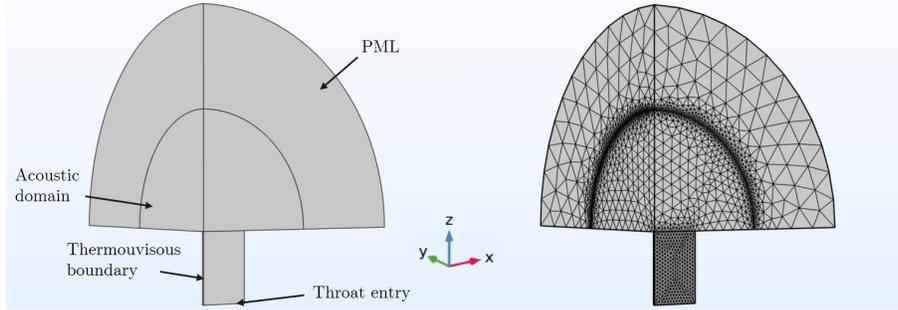


FIGURE 3.2 Model with the oblong hole geometry (left). Mesh used(left).

An acoustic domain with a radius of 0.03 m is added and surrounded by a perfectly matched layer with a width of 1.5 times the wavelength. Then, symmetries of the throat have been used to reduce the domain dimensions and thus reduce the computation time. A lumped port has been added to the throat surface to include the model of the HAPS (Eq. 3.5) composed of the acoustic pressure source $\alpha\delta A_1$ and the internal acoustic impedance Z_i (Eq. 3.6). Thermoviscous effects are also considered using the thermoviscous boundary layer impedance module applied to the duct wall. Tetrahedral elements are dimensioned according to the wavelength λ of the frequency studied. The maximum size of an element is set at $\lambda/6$ and the a total of 350000 elements is used. Mesh refinement has been performed in both the duct and the exterior field boundary with a size of $\lambda/20$. This increase of elements allows a better approximation of the exterior field pressure.

3.4.3 Parametric study with the first harmonic

Simulations with a fundamental frequency from 1 kHz to 40 kHz are conducted and a parametric study is considered on the parameters that influence the acoustic pressure : the cross-sectional area A_1 and the pressure in the plenum p_0 . This study is conducted for

three fluctuating areas, 11.7, 23.8, 49.1 mm², and for two pressures in the plenum, 6 Psi (absolute pressure of 143 kPa) and 36 Psi (absolute pressure of 350 kPa).

The radiated acoustic pressure P as a function of frequency is plotted in Fig. 3.3 for the analytical model, the numerical model with thermoviscous effects and the numerical model without thermoviscous effects. For plane mode propagation in conduit ($ka \ll 1 \Leftrightarrow$ frequency below 2 kHz), the analytical and numerical models show similar results. Then, for frequency above 10 kHz, the three models diverge with a SPL difference up to 10 dB at 40 kHz. The differences between the numerical and the analytical model are increasingly larger as the frequency increases. These differences are due to the impedances calculated by the numerical simulation which are not limited to the plane mode propagation cases. As expected, doubling A_1 increase the SPL by 6 dB for a given p_0 . However, multiply p_0 by 6 increase SPL by 11 dB. Moreover, the plenum pressure p_0 decreases the internal impedance and therefore shifts the resonances frequencies by a factor of 1.8 between 6 and 36 Psi with the first resonance frequency increasing from 5 kHz to about 9 kHz. The influence of thermoviscous effects is visible for frequencies above 10 kHz. An average reduction of 3 dB is observed for the radiated SPL, and it is more pronounced in the case of small throats.

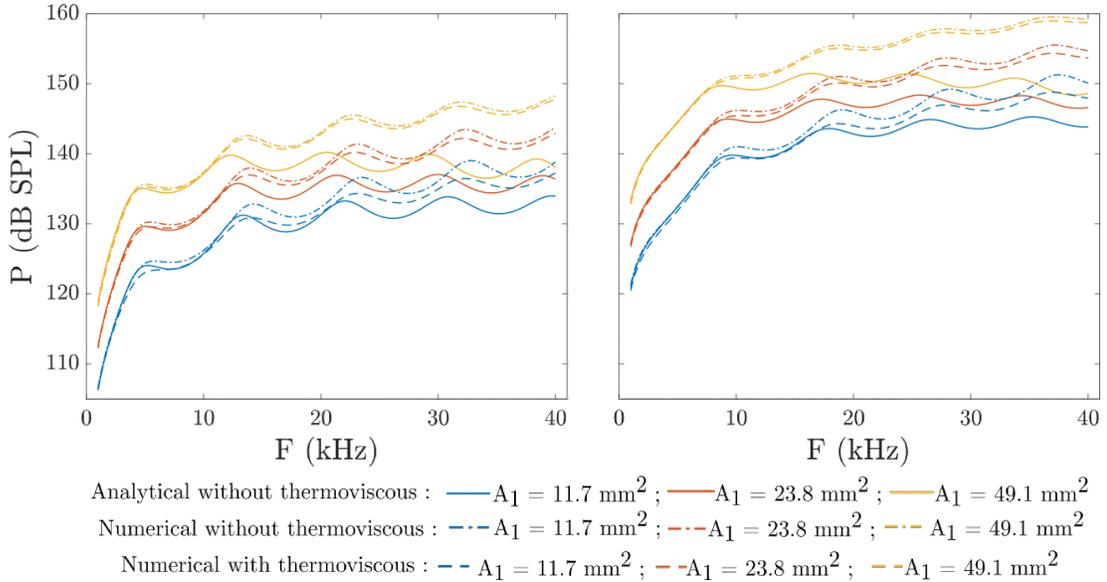


FIGURE 3.3 Predicted radiated SPL P at 0.5 m as function of frequency for different fluctuating area and a plenum pressure $p_0 = 6$ Psi (left) or 36 Psi (right).

The evolution of the radiated acoustic pressure as a function of the distance for a frequency of 22 kHz is plotted in Fig. 3.4. As presented in the previous section, multiply the plenum

pressure (p_0) by 6 increases SPL by 11 dB. For distances above 0.05 m (assumed as the far field), dividing by 2 the distance allows to increase the SPL by 6 dB, as expected with the far-field radiation model of a pulsating sphere 3.12.

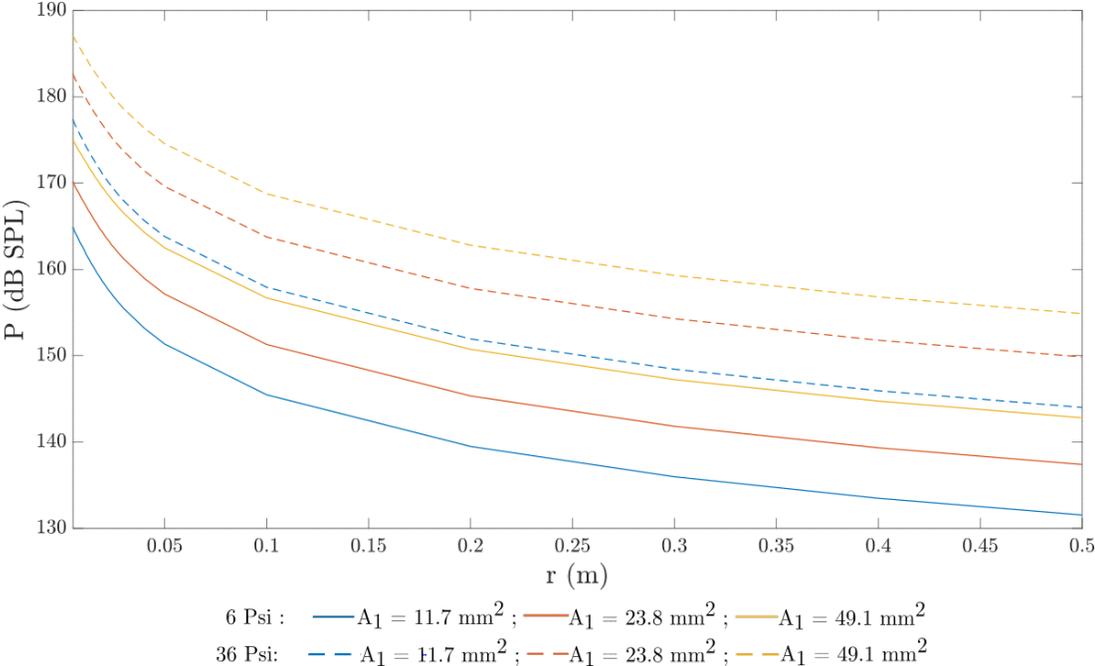


FIGURE 3.4 Acoustic pressure (dB SPL) in function of the distance

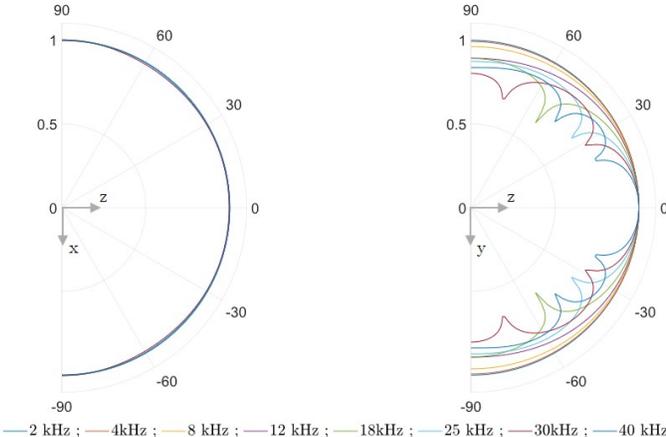


FIGURE 3.5 Normalized directivity of the source. Left, directivity following the smallest dimensions L . Right, directivity following the largest dimensions l .

Directivity of the source is also investigated at a plenum pressure of 6 Psi, for a throat dimension of 23.8 mm^2 ($l = 23\text{mm}$, $L = 1\text{mm}$) and for frequencies between 2 kHz and 40 kHz. Normalized directivity pattern for both x and y directions are plotted in Fig. 3.5.

Results obtained according to x -direction present an omnidirectional pattern independently of the considered frequency. For the y -direction, different patterns are obtained. Frequencies below 8 kHz present omnidirectional patterns that evolve into directive patterns for frequencies above 8 kHz. This pattern exhibits a maximum in the axis of the source.

3.5 Experimental Validation

3.5.1 Source design and manufacturing

The assembled HAPS, presented in Fig. 3.6 is based on previous work [14]. The aluminium carter of the assembled HAPS provides an inlet port of the flow and an outlet port including the flow chopper with the rotative cage. The initial aluminium rotative cage (presented in Fig. 3.7-bottom) contains $N = 8$ slots. A second resin rotative cage (presented in Fig. 3.6 and Fig. 3.7-top) contains $N = 122$ slots. Rotative cages with N slot generate a pulsed flow of fundamental frequency :

$$f = \frac{\Omega N}{60}, \quad (3.13)$$

where Ω corresponds to the rotational speed of the motor in RPM. The inlet port is in line with the cage axis, which avoids double chopping and forcing on the cage, thus reducing cage friction on the carter. A brushless motor (Parker K044100-8O2) is used to rotate the cage. This motor is controlled by a dedicated Kollmorgen AKD-P00606AN controller, in order to reach rotation speed up to 11 kRPM.

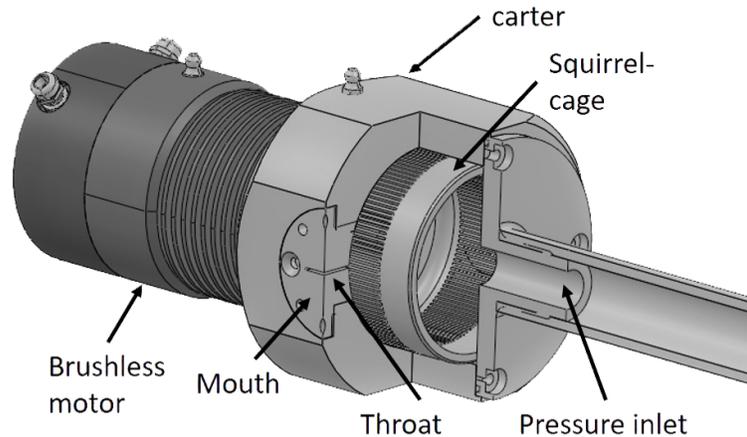


FIGURE 3.6 Assembled HAPS

Based on the parametric study, a fluctuating area of 23 mm^2 is selected. An oblong hole is chosen as slot shape with a dimension of $1 \times 23 \text{ mm}$. In order to reach a fundamental frequency of 20 kHz at 10 kRPM , a cage with $N = 122$ slots is necessary. These dimensions of A_1 require a cage with a diameter of 78 mm . This cage is manufactured with a resin printer (LC Magna - BASF Ultracur3D EPD1006 Dayligh resin) in order to reach a precision of $50 \text{ }\mu\text{m}$. This cage is shown in Fig. 3.7. Hence, this cage is designed to generate a periodic signal at the frequency up to 22 kHz at 11 kRPM .

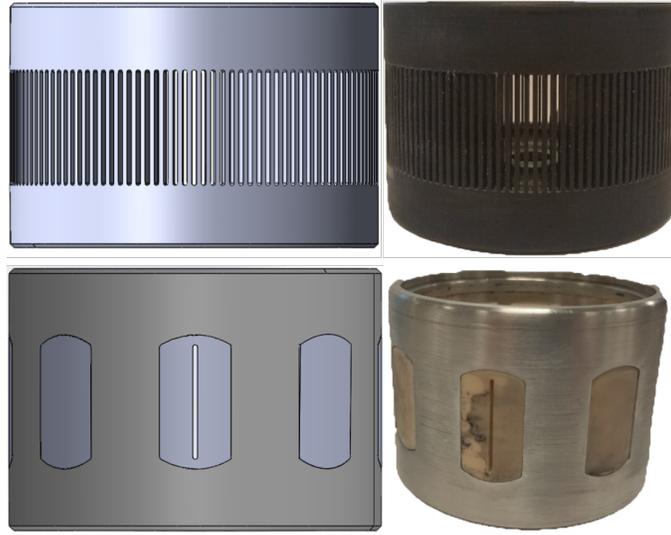


FIGURE 3.7 Cages used for experimentations. Top left : CAD of the cage with 122 slots. Top right : experimental cage with 122 slots. Bottom left : CAD of the cage with 1 slot. Bottom right : experimental cage with 1 slot.

A second squirrel cage is also manufactured with only one slot in sequence to generate a triangular jet pulse at the mouth, lasting :

$$T = \frac{60h}{\pi\Omega D}, \quad (3.14)$$

where the value $D = 78.10^{-3} \text{ m}$ is the diameter of the cage and $h = 1.10^{-3} \text{ m}$ is the width of the slot. Once again a oblong hole is chosen for slot shape with a dimension of $1 \times 23 \text{ mm}$. In order to have only one slot of the desired size, the 8 slots of the initial aluminium cage [14] are fill with resin inserts. One of which contains the slot required to generate one pulse per revolution of the cage as presented in Fig. 3.7.

3.5.2 Experimental setup

Experiments have been conducted in a semi-anechoic chamber of dimensions 7x7x3 m. A 10 cm thick foam is added below the HAPS as described in Fig. 3.8. The setup is supplied with compressed air through a 120-gallon (0.45 m³) plenum. The pressure of the plenum is adjusted manually between 6 and 40 Psi (absolute pressure of 143 and 377 kPa).

Acoustic measurements are performed using a 1/8" G.R.A.S 46DE microphone (item 1 in Fig. 3.8) that has a -3 dB bandwidth of 200 kHz and a maximum measurable sound pressure of 174 dB SPL. Acquisition is performed at a sampling frequency of 1 MHz using a dedicated script driving a National Instrument 9223 cDAQ acquisition board. The microphone is mounted on a Universal Robots UR5-e (Item 3 in Fig. 3.8) in order to measure the SPL at different locations. Acoustic foam is also added close to the the microphone to minimize acoustics reflections.

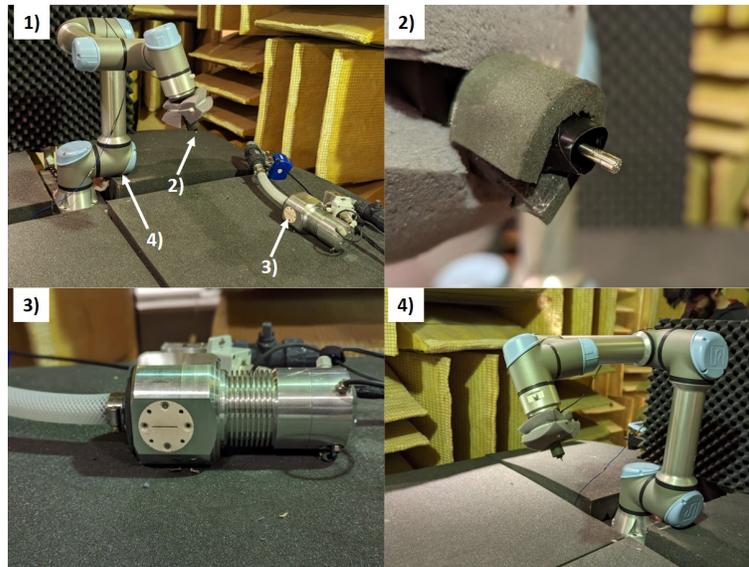


FIGURE 3.8 Experimental set up (1) with details on the microphone mounting (2), HAPS installation (3) and robot arm configuration (4).

3.5.3 Experimental results

Concerning the cage with one slot (single slot cage in the following), only one constant rotation speed (9 kRPM) is investigated with one pressure in the plenum (40 Psi). For the cage with 122 slots, a sweep frequency is induced by a linear time-varying rotation speed (from 5 krpm to 11 krpm). This later is performed for two plenum pressures (7 Psi and 36 Psi).

Pulse generation with a single slot

The generation of one acoustic pulse is studied with the single slot cage. These measurements are carried out at 1 m and for a pressure gauge in the plenum of 40 Psi (377 kPa). Speed rotation of motor is fixed at 9 kRPM and the time-domain signal is shown in Fig. 3.9. A maximal acoustic pressure around 150 Pa is observed during the positive impulsion with a duration of 12 μs , which corresponds to the fluctuating air opening. This impulse is followed by a 25 μs transition to a negative pulse, with a minimal negative acoustic pressure of -33 Pa and a duration of 22 μs which corresponds to the fluctuating air closing. These durations indicate that the measured jet pulse duration is about 59 μs , this compares favorably with the predicted triangular jet pulse of time duration 54 μs calculated with Eq. 3.14. Moreover, an asymmetry between the positive and negative acoustic pulse is noted, whereas the slot should have generated a perfectly symmetrical triangular jet.

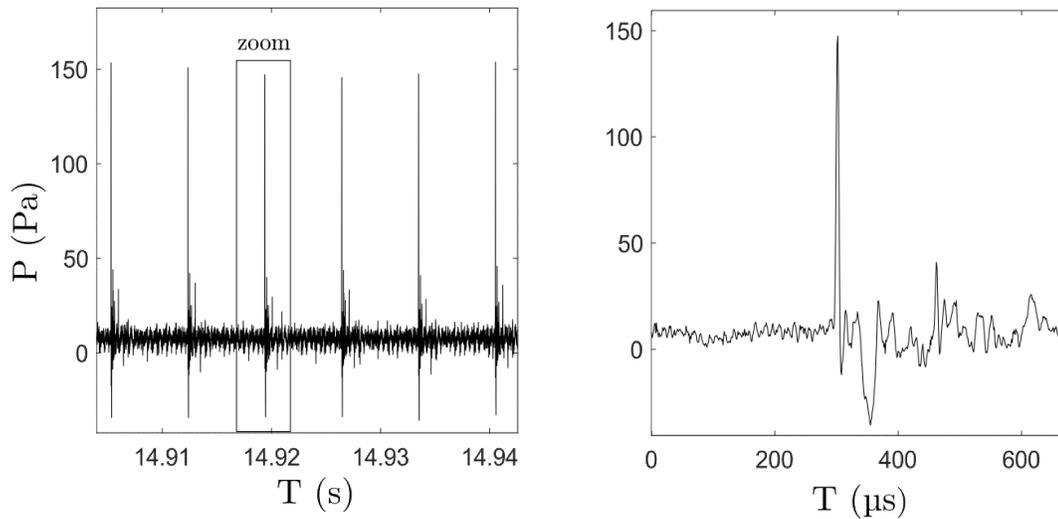


FIGURE 3.9 Time-domain signals for the single slot cage. Typical pattern obtained on several revolution of the cage (left) with zoom on a single pulse (right).

Periodic generation with the 122 slots

The generation of a non-sinusoidal periodic acoustic signal is carried with the 122 slots cages for a plenum pressures of p_0 set at 6 Psi (absolute pressure 143 kPa) and 36 Psi (pressure absolute 350 kPa). A linear variation of rotation speed of the cage (from 5 krpm to 11 krpm) allows to generate a frequency sweep of the fundamental frequency from 10 kHz to 22.3 kHz. Typical time-domain signals are shown in Fig. 3.10. Again, the typical shape of the pulse is observed in the case of multiple slots cage and is repeated through the slots. The signal is therefore periodic but not sinusoidal, and thus composed of multiple harmonics. The variation in the amplitude of the acoustic pressure is caused by a variation of the distance between the mouth and the cage from 0 μm to around 200 μm due to the precision limitation of the additive manufacturing. This variations create pressurised air

leaks between the cage and the wall of the HAPS carter, reducing the quality of the hash and therefore the acoustic pressure. A zoom on the higher amplitudes is presented in Fig. 3.10.

It must be noted that these harmonics are induced by the non-sinusoidal fluctuating area A_1 in Eq. 3.4 [2]. Moreover, errors of geometries due to the precision of the 3D printer and assembly can create a non-sinusoidal variation of fluctuating area and thus the generation of higher order harmonics.

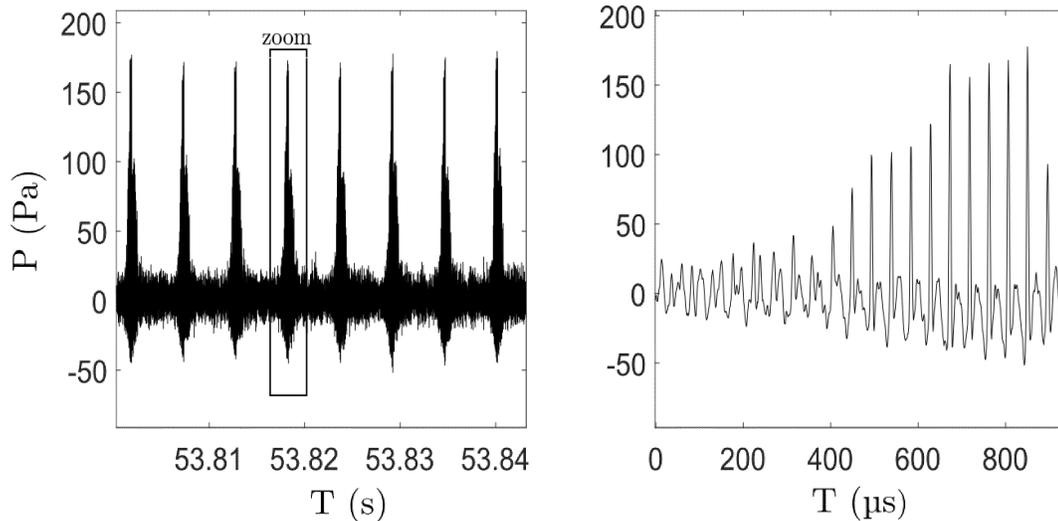


FIGURE 3.10 Typical temporal traces for the 122 slots cage. Trace for several revolution of the cage (left) and zoom on the higher amplitudes (right).

The spectrograms, extracted at different frequencies, of the acoustic pressure as a function of the frequency are shown in Fig. 3.11. As the spectrograms reveal multiple harmonics, the complex envelope will be used to perform a time-order analysis of them [2, 14]. Sound pressure levels up to 123 dB and 125 dB at 0.5 m are observed respectively for 6 and 36 Psi. The second harmonics show SPL up to 123 dB for a frequency of 44 kHz at 36 Psi. The third harmonic show level up to 120 dB at 66 kHz at 36 Psi. In both cases, resonances of the duct are measured at 10 kHz and 18 kHz. Multiplying the pressure by 6 increases the pressure by 2 dB SPL while according to the numerical model an increase of 11 dB SPL is expected. As supposed before, this increasing of only 2 dB can be due to the precision limitation of the 3D printer. The circularity of the cage and its centering are the main causes of the variation of the distance between the mouth and the cage, and so are the cause of the chopping quality decrease. Therefore, a high accuracy manufacturing of the cage is necessary to have a good circularity of the cage and a correct positioning.

The difference between the numerical model and the experimental results is 17 dB SPL at 6 Psi and 30 dB SPL at 36 Psi. In the spectrograms of Fig. 3.11, the increase of the plenum pressure causes an augmentation of the jet noise, that is responsible for a broadband noise (background) amplified by the nozzle resonances. This has the consequence to drown the harmonics in the noise. Differences of 17 dB and 30 dB could be explained by the generation of higher order harmonics that are responsible for a distribution of the acoustic energy and thus a decrease of the fundamental harmonics amplitude. The generation of higher order also come from an asymmetry of the pulse. Indeed, positive pulses are shorter than the time it takes for the slot to pass through the throat. This suggest that flow may not initiate as soon as the fluctuating area opens. This could be the consequence of the small dimensions used, inducing a physical limit on the size of the slots used on the cage. A final explanation could be non-linearity that occur at the throat which can causes harmonics.

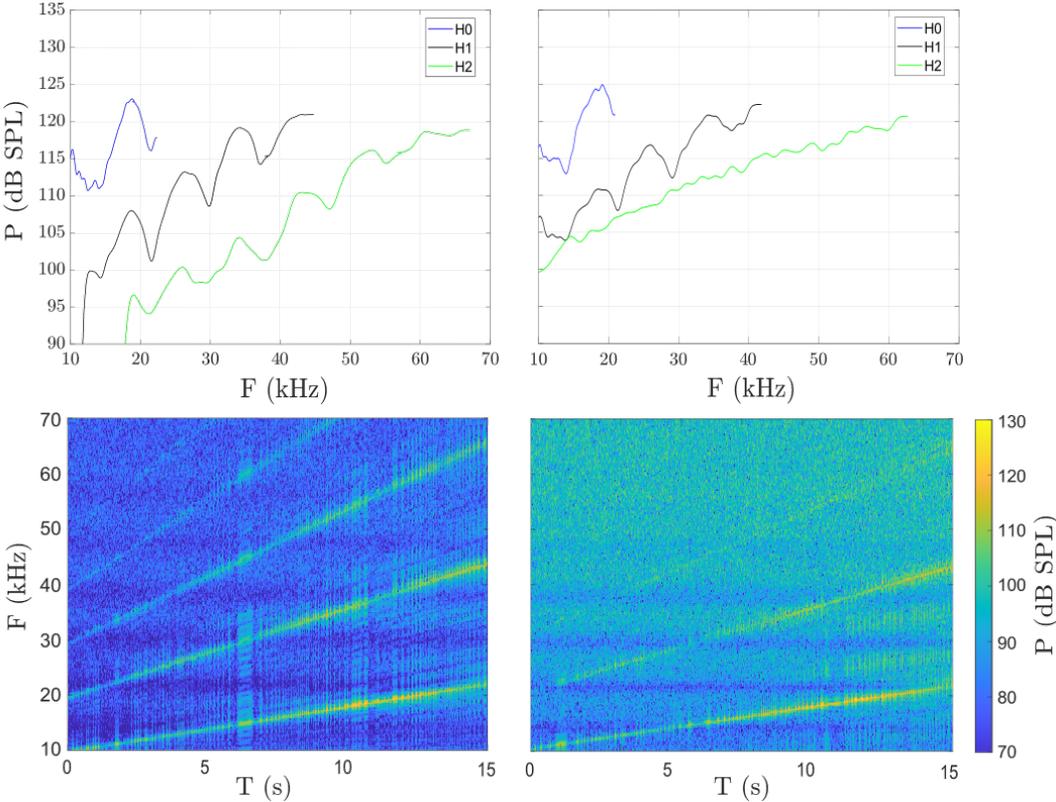


FIGURE 3.11 Experimental amplitude of the three first harmonics. Spectrograms for $p_0 = 6$ Psi (bottom left) and for $p_0 = 36$ Psi (bottom right). Complex envelopes of the first three harmonics for $p_0 = 6$ Psi (top left) and for $p_0 = 36$ Psi (top right).

Acoustic pressure as a function of distance, presented in Fig. 3.12, has been investigated at 22 kHz and for 6 Psi. Maxima are obtained at 4 mm with an amplitude of 150 dB SPL. However, the experimental results show a reduction of 23 dB with respect to the numerical

predictions. This reduction of SPL could be caused by the generation of higher order harmonics and air leaks in the system.

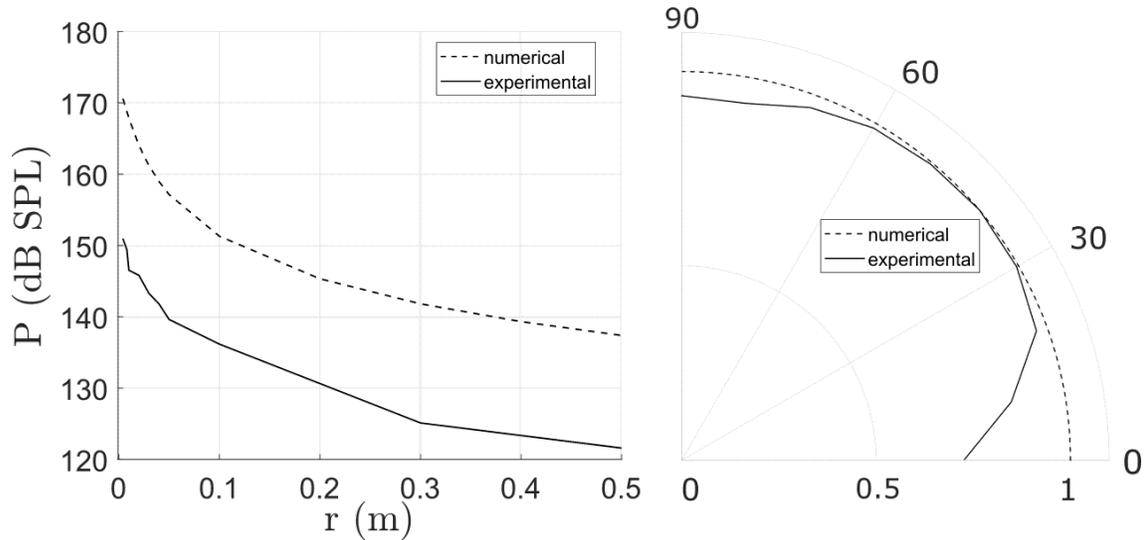


FIGURE 3.12 Acoustics pressure a function of distance from the source and directivity for 22 kHz.

The directivity of the transducer is also investigated and plotted in Fig. 3.12. This directivity is studied for x -direction at a frequency of 22 kHz and for 6 Psi. Results show a dipolar pattern with a maximum amplitude between 30° and 50° and a minimum in the axis of the source. These measurements differ from the numerical predictions which predicted an omnidirectional pattern and should be investigated further.

3.6 Discussion and conclusion

In this paper, a new airborne transducer based on HAPS has been proposed. A hybrid analytical / numerical model has been developed in order to estimate the acoustic pressure and the directivity. Two cages have been designed and allow the generation of an acoustic impulsion and a periodic acoustic signals. Experimental measurements have been conducted and confirm the feasibility of HAPS for ultrasonic generation. Indeed, frequency up to 22 kHz are measured with SPL up to 125 dB (35 Pa rms) dB at 0.5 m for the fundamental frequency. Harmonics up to 66 kHz have been measured with SPL up to 120 dB (20 Pa rms) at 0.5 m. A maximum of 150 dB SPL (632 Pa rms) is measured at 4 mm. However, discrepancies between the experiments results and numerical model are observed in terms of SPL, directivity and in-axis pressure that can be explained by the manufacturing of the cages and non-linear effects. These results show that a HAPS can be used to produce an ultrasonic source. The bandwidth of this ultrasonic transducer surpasses that of piezoelectric transducers but remains below that of capacitive transducers. However, the SPL

achieved with the ultrasound HAPS is greater than what can be generated by capacitive transducers. The ultrasound HAPS also has the advantage of being able to sweep in frequency. Therefore, considering the generated harmonic ultrasound sound pressure level in the range 22 - 66 kHz, the HAPS appears to be an alternative for conventional ultrasonic sources in many applications. Considering the theoretical model, it should be possible to dramatically improve the performance. Further studies should be considered with a HAPS machined with a high precision.

CHAPITRE 4

DISCUSSION

4.1 Discussion des résultats

Un modèle analytique couplé à un modèle numérique a été réalisé. Ces modèles ont permis d'étudier l'impact des paramètres sur la pression acoustique rayonnée et de dimensionner l'aire fluctuante en vue de la fabrication de la cage et de la bouche par impression 3D. Une campagne expérimentale a été menée pour caractériser le nouveau transducteur et valider les modèles. L'harmonique fondamental a été mesuré jusqu'à 22 kHz avec un SPL de 125 dB. Des harmoniques jusqu'à 66 kHz avec des SPL de 121 dB sont observés. Des divergences entre les résultats expérimentaux et les modèles sont observées avec des niveaux obtenus de 17 dB SPL et 30 dB SPL en dessous des modèles. De plus, l'augmentation de la pression de 6 Psi à 36 Psi, augmente les SPL de 3 dB SPL. Pour finir, la directivité expérimentale ne correspond pas à celle prédite par le modèle numérique.

L'augmentation de la pression de 6 Psi à 36 Psi augmente la pression acoustique de la fréquence fondamentale de 3 dB SPL. Cette augmentation, pourrait être due à des fuites entre la cage et la bouche. Ces fuites augmenteraient avec l'augmentation de la pression. Elles pourraient être dues aux défauts de fabrication, venant de la trop faible précision de la fabrication additive pour ce projet, qui impactent le cône de fixation et la circularité de la cage. Les défauts sur le cône, provoquent une mauvaise mise en position de la cage qui amplifie la non-circularité de la cage. Cette non-circularité crée un espacement entre la cage et la bouche qui varie de 0 μm à 200 μm . Une fabrication par usinage conventionnel (tour, découpe à eau 5 axes...) est donc nécessaire pour avoir une cage fonctionnelle.

L'augmentation de 3 dB crée un écart grandissant de 17 dB à 30 dB lorsque la pression dans le plenum passe de 6 Psi et 36 Psi. La différence de 17 dB SPL peut être expliquée par la génération d'harmoniques qui répartissent l'énergie de la fréquence fondamentale sur les harmoniques supérieurs. Ces harmoniques pourraient être générés par la mauvaise précision de la géométrie de l'aire fluctuante dû à la fabrication par imprimante 3D (trou oblong devenant un rectangle). Ces harmoniques pourraient être aussi générés par la forme impulsionnelle du signal temporel. En effet, le signal forme des impulsions positives d'une durée moins longue que la durée du passage de la fente devant la bouche. De plus le spectrogramme, figure 4.1, permet de vérifier la nature impulsionnelle de l'onde acoustique

puisque des excitations couvrant toutes les fréquences sont visibles et sont modulées par les résonances du conduit. Ces impulsions pourraient donc venir d'un débit en signal carré. Pour que ce signal carré existe, il faudrait qu'une des tailles apparentes de la fente ou la bouche, soit plus petite que l'autre. Cette différence de taille pourrait venir d'effet thermovisqueux ou de vena-contracta. Cependant, si les fentes sont bien symétriques, la même forme d'impulsions négative devrait être retrouvée. Une autre possibilité pour expliquer la présence d'impulsion serait la présence d'onde de choc ou de non-linéarité puisque la pression dans le plenum permet d'avoir une vitesse sonique à la restriction. Ces points devraient être étudiés pour savoir s'il est possible de créer une cage avec des aires fluctuante plus petite que 1 mm, si la géométrie du trou oblong convient pour ce transducteur et s'il est possible d'augmenter la pression acoustique rayonnée.

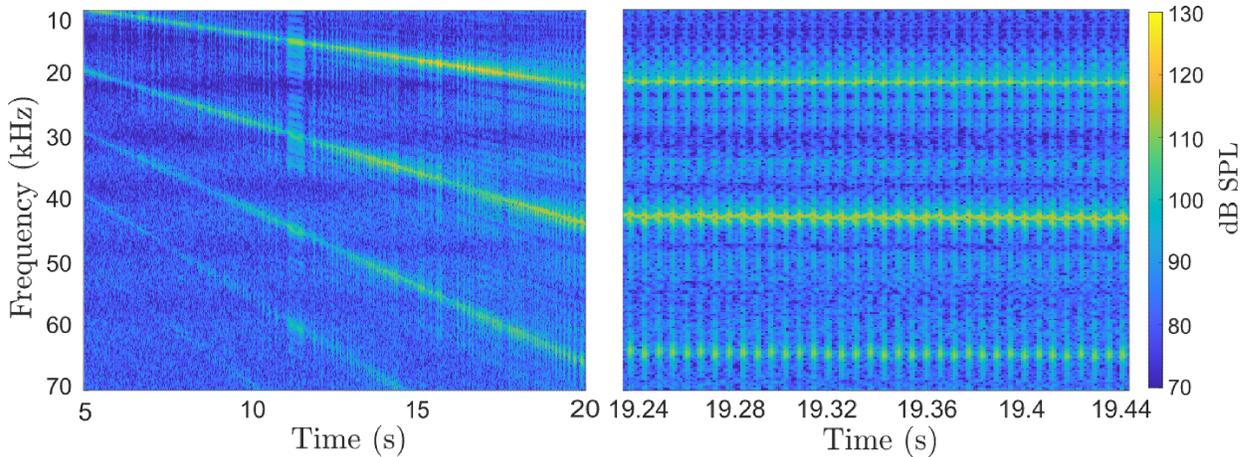


FIGURE 4.1 spectrogramme pour une pression de 6 Psi à droite. Zoom montrant des impulsions à gauche

La directivité mesurée expérimentalement est différente de celle prédite par le modèle numérique. Cette différence pourrait provenir de la présence du jet en sortie de la bouche. En effet, Howe [26] propose que la présence d'un jet crée une source dipolaire avec un minimum de pression acoustique dans le jet, dans le cas d'un jet à faible nombre de Mach. Les modèles doivent donc être améliorés en prenant en compte le jet pulsé.

Les divergences observées entre le modèle et les résultats expérimentaux pourraient donc provenir d'une mauvaise conception de la cage et du HAPS. La conception pourrait être à revoir pour permettre un meilleur fonctionnement et une meilleure fiabilité de la source sonore. En effet, le porte-à-faux dû au cône de fixation pourrait ne pas être optimal pour que le HAPS tourne à des vitesses plus grandes que 10 kRPM dans le cas du HAPS ultrasonore. Deux épaulements pourraient être créés de chaque côté de la cage et du carter du HAPS ce qui pourrait permettre de mettre en place des roulements à billes.

La mise en rotation serait effectuée directement sur la cage. Cependant, pour valider cette méthode, une étude en dynamique devra être faite pour être sûr qu'il n'y ait pas de mode de résonance de la cage aux vitesses de rotation visées et un équilibrage devra également être fait. De plus, le matériau de la cage à 122 fentes doit être revu. En effet, une cage avec de fines fentes comme celles fabriquées doit être en un matériau rigide et léger pour minimiser les déformations. Ces faibles déformations sont souhaitables, car elles diminueraient les frottements ce qui permettrait une meilleure fiabilité du transducteur. Ces modifications pourraient permettre d'écartier les phénomènes acoustiques dus aux imprécisions géométriques.

Ce transducteur amélioré pourrait être développé pour atteindre des fréquences plus grande que 40 kHz. Pour cela, trois procédés peuvent être envisagés : augmenter le nombre de fentes, augmenter la vitesse de rotation ou augmenter le rayon de la cage. L'augmentation des fentes est limitée par les dimensions minimum de fabrication et les dimensions minimum pour que les effets thermovisqueux soient peu impactant. L'augmentation de la vitesse de rotation est limitée par l'augmentation de la contrainte et donc de la déformation, car la vitesse de rotation intervient au carré dans la formule de la force centrifuge. Si l'encombrement n'est pas une exigence, l'augmentation de la taille du transducteur est à privilégier, car cela permet d'augmenter la fréquence générée par le transducteur avec une augmentation de la contrainte moindre que dans le cas de l'augmentation de la vitesse puisque la force centrifuge augmente linéairement avec le diamètre de la cage.

4.2 Comparaison du HAPS ultrasonore aux transducteurs existants

Les pressions acoustiques et les fréquences obtenues durant ce projet avec le HAPS ultrasonore sont à comparer avec celles générées par les transducteurs ultrasonores et les HAPS déjà existants.

Comme nous avons pu voir dans l'état de l'art (chapitre 2), les transducteurs ultrasonores actuels permettent de générer des niveaux acoustiques maximum de 175 dB SPL à 40 cm [20]. Ce niveau est atteint grâce au phénomène de résonance de matériaux piézoélectriques couplé à la résonance mécanique d'un rayonneur, ce qui limite la bande passante de ce transducteur à 0.1 kHz. Plus généralement, nous avons pu voir dans l'état de l'art (chapitre 2) que les transducteurs se basant sur les phénomènes de résonance permettaient de générer de hauts niveaux acoustiques, mais uniquement sur une bande passante ne dépassant pas l'ordre du kHz. Pour générer des fréquences sur une large bande passante, les transducteurs ultrasonores capacitifs sont privilégiés, car leur bande passante est de

l'ordre de quelques centaines de kHz. Cependant, en gardant une taille de transducteur de quelques centimètres de diamètre, ces transducteurs permettent de générer des niveaux maximum de l'ordre de 80 dB SPL. Le HAPS ultrasonore développé durant ce projet apparaît donc comme une alternative pour générer des niveaux plus grands que 120 dB SPL tout en ayant une bande passante allant de 20 kHz à 66 kHz. Par conséquent, il pourrait être utilisé dans les domaines où l'association bande passante/niveau acoustique des transducteurs déjà existants sont insuffisants.

Les travaux antérieurs portant sur le HAPS [2, 14] proposent un HAPS pouvant générer des fréquences allant jusqu'à 1 kHz et des niveaux acoustiques maximum de 180 dB SPL en conduit. Les résultats obtenus avec le HAPS ultrasonore montrent qu'en se basant sur le système du HAPS existant, il est possible d'augmenter la fréquence fondamentale de 1 kHz à 22 kHz tout en ayant des niveaux acoustiques maximum de 125 dB SPL à 0.5 m. Il faut également noter que contrairement au HAPS existant, le HAPS ultrasonore est utilisé en rayonnement en champ libre et sans un travail de diminution de la distorsion. Cela a pour effet de diminuer la pression acoustique de la fréquence fondamentale mesurée puisque plusieurs harmoniques sont présents dans le cas du HAPS ultrasonore.

CHAPITRE 5

CONCLUSION

5.1 Conclusion

La recherche bibliographique a fait ressortir les transducteurs pneumatiques comme potentiel candidat pour générer des ultrasons de puissance dans l'air. Le hacheur acoustique pneumatique à harmonique (HAPS) a plus particulièrement été retenu. Il a été choisi de réaliser le hacheur avec une cage rotative pour permettre la conception d'un transducteur le moins encombrant possible. La preuve de concept a été réalisée grâce à des cages fabriquées en impression 3D.

Un modèle analytique couplé à un modèle numérique a été développé pour prédire les performances de ce nouveau transducteur. Ces performances ont été étudiées en faisant varier les paramètres influençant la pression acoustique rayonnée à savoir la pression dans le plenum et l'aire fluctuante. Ces modèles ont permis de prédire les performances du transducteur et les dimensions nécessaires pour atteindre les objectifs.

Une campagne expérimentale a été menée pour permettre de caractériser le transducteur et pour valider les modèles. Les résultats expérimentaux ont montré des fréquences allant de 20 kHz à 66 kHz. Les SPL obtenus vont jusqu'à 125 dB à 0.5 m et 36 Psi pour la fréquence fondamentale. Les SPL des harmoniques obtenus sont égaux ou supérieurs à 120 dB à 0.5 m et pour 36 Psi. La pression maximale est obtenue à 4 mm avec un SPL de 150 dB pour une pression dans le plenum de 6 Psi. La directivité montre un patron dipolaire avec un minimum de pression dans le jet qui est dans l'axe de la source.

Une preuve de concept a donc bien été réalisée et a permis d'atteindre expérimentalement les objectifs. L'originalité de ce transducteur est qu'il permet de générer des niveaux plus grands que 120 dB SPL à 0.5 m pour des fréquences allant de 20 kHz à 66 kHz tout en offrant la possibilité d'effectuer des impulsions acoustiques et des signaux acoustiques périodiques. Ceci permet de penser que le HAPS ultrasonore est un nouveau transducteur pouvant être une alternative aux transducteurs déjà existants sur la plage de fréquences allant de 20 kHz à 66 kHz. Cependant, les modèles et le transducteur doivent être améliorés pour être utilisés à plus hautes fréquences et à plus hautes puissance. Les modèles améliorés pourraient permettre de mieux prédire le comportement de la source. L'amélioration de la source est nécessaire pour augmenter la fréquence et le niveau acoustique rayonné.

5.2 Perspectives

Les modèles de ce transducteur laissent penser qu'il pourrait générer des niveaux de pression plus élevés que ceux mesurés. Un travail peut donc être fait pour améliorer la source afin d'atteindre des niveaux acoustiques jusqu'à 160 dB SPL. Pour ce faire, une fabrication plus précise ou une autre géométrie de transducteur pourrait être investiguées. Une fois le transducteur fonctionnel, des pavillons acoustiques pourraient être utilisés pour adapter l'impédance du conduit à celle de l'air et donc permettre un meilleur rayonnement de la pression acoustique en champ libre. Un deuxième travail pourrait consister à augmenter la fréquence fondamentale de la source pour atteindre un minimum de 40 kHz. Une fois la source développée et contrôlable, ce transducteur pourrait être utilisé dans des applications telles que le séchage, le contrôle non-destructif et la détermination sans contact de propriétés mécaniques de matériaux. Pour des utilisations en séchage, il pourrait être intéressant de réaliser des mesures en conduit afin de mesurer les performances de ce nouveau transducteur en conduit. Cela permettrait aussi de le comparer aux HAPS déjà existants. Quant au contrôle non-destructif et la détermination sans contact de propriétés mécaniques de matériaux, le contrôle de la phase et de l'amplitude serait nécessaire pour permettre l'élaboration d'un réseau de transducteurs compacts de très forte puissance (niveaux sonores plus grands que 160 dB) dont les caractéristiques en termes de directivité, linéarité et bande passante seraient calibrées et paramétrables. Cela permettrait la mise en œuvre de sources multipolaires dont les caractéristiques de directivité permettent la génération de champs acoustiques directifs, permettant ainsi un contrôle de champ acoustique à l'aide d'outils de synthèse spatiale.

ANNEXE A

Code Matlab et Python

TABLEAU A.1 Codes utilisés pour l'acquisition, l'analyse de données et pour le modèle analytique

Utilisation	Langage	Emplacement	Remarques
Acquisition données	Python	Teams/Haps v2/Romain/Acquisition	Utilisation de NIdaqmx pour cartes acquisitions NI + lire "read me"
Modèle analytique	Matlab	Teams/Haps v2/Romain/ Modèle_analytique	Lire "read me" dans emplacement fichier
Analyse données : enveloppe complexe et STFT	Matlab	Teams/Haps v2/Romain/Analyse_données	Lire "read me" dans emplacement fichier
Analyse données : STFT	Matlab	Teams/Haps v2/Romain/Analyse_données	Lire "read me" dans emplacement fichier
Analyse données : FFT	Matlab	Teams/Haps v2/Romain/Analyse_données	Lire "read me" dans emplacement fichier

ANNEXE B

Réglage modèle numérique

Emplacement fichier simulation : Teams/Haps v2/Romain/Modèle_numérique

Version COMSOL utilisée : 6.0

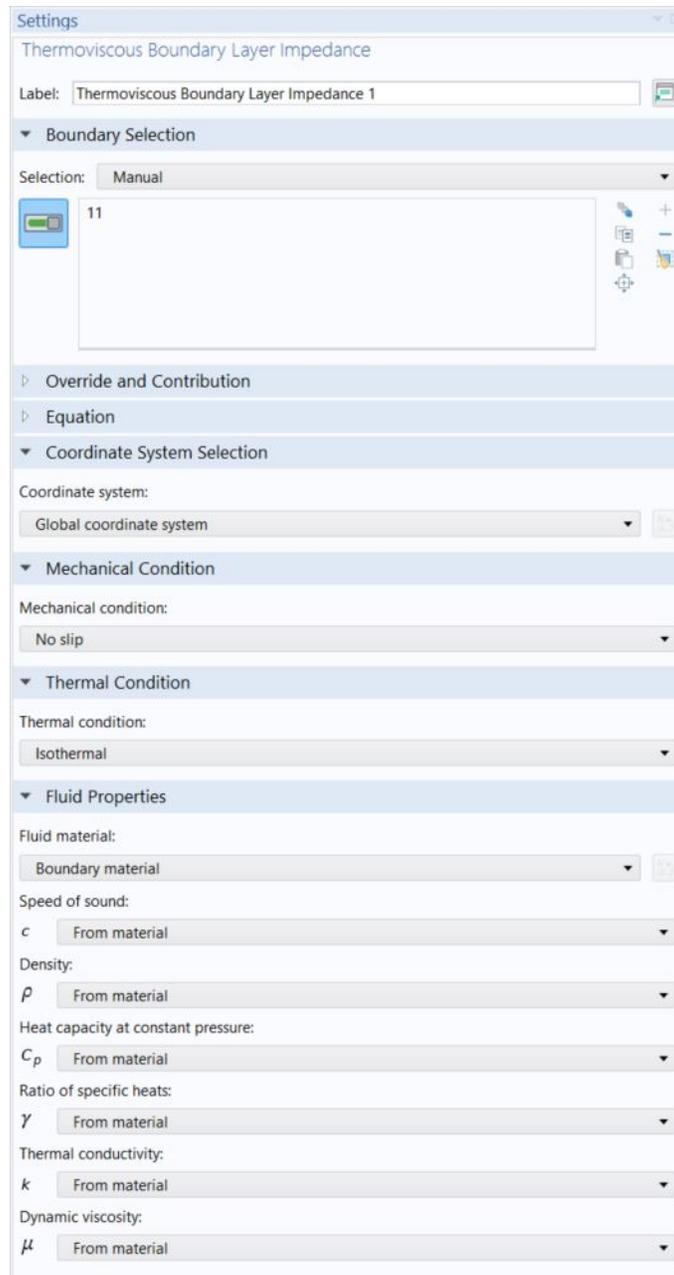


FIGURE B.1 Réglages utilisés pour la condition "Thermoviscous Boundary"

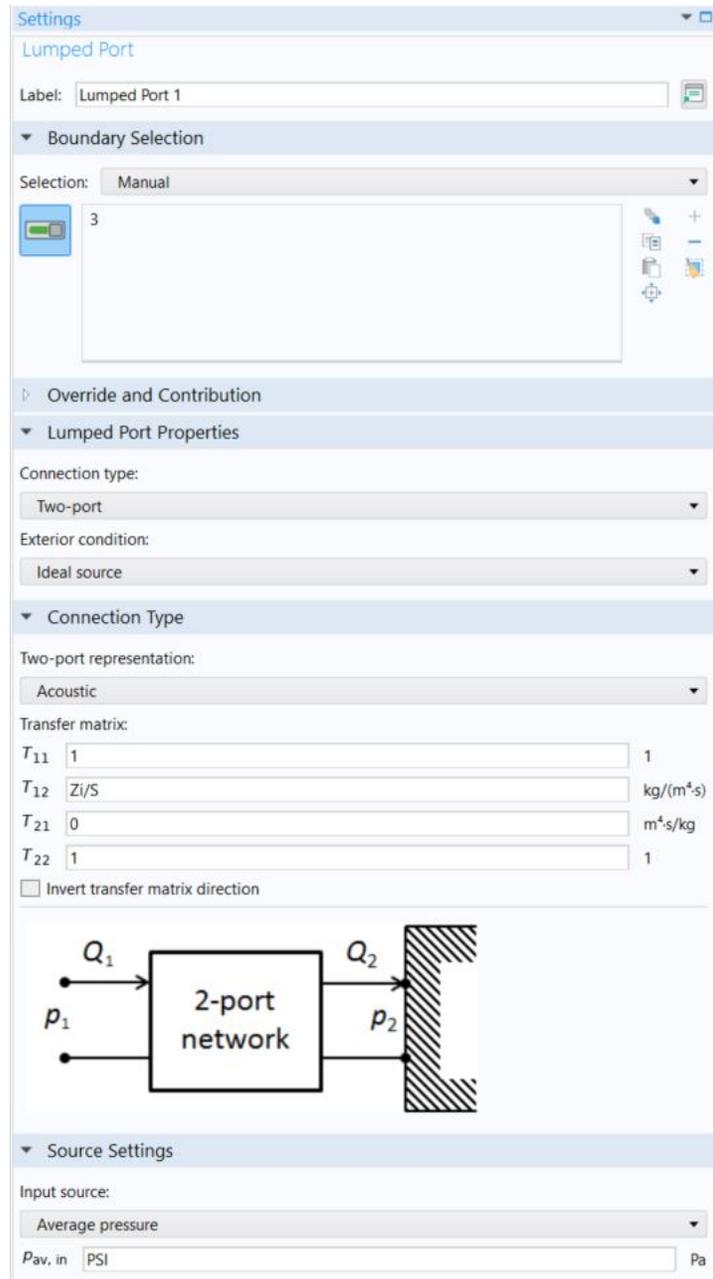


FIGURE B.2 Réglages utilisés pour la condition "Lumped port"

ANNEXE C

Fichiers de conception et 3D

TABLEAU C.1 Fichiers de conception et fichiers 3D (STL) des pièces utilisées pour HAPS ultrasonore

Utilisation	Logiciel/type fichier	Emplacement	Remarques
Conception cage 122 fentes	SolidWorks	Teams/Haps v2/Romain/conception/solidworks	
Conception bouche	SolidWorks	Teams/Haps v2/Romain/conception/solidworks	
Conception inserts pleines	SolidWorks	Teams/Haps v2/Romain/conception/solidworks	
Conception insert 1 fente	SolidWorks	Teams/Haps v2/Romain/conception/solidworks	
Cage 122 fentes	Fichier 3D STL	Teams/Haps v2/Romain/conception/fichier_STL	Fichier nécessaire pour logiciel imprimante 3D
Bouche	Fichier 3D STL	Teams/Haps v2/Romain/conception/fichier_STL	Fichier nécessaire pour logiciel imprimante 3D
Inserts pleines	Fichier 3D STL	Teams/Haps v2/Romain/conception/fichier_STL	Fichier nécessaire pour logiciel imprimante 3D
Insert 1 fente	Fichier 3D STL	Teams/Haps v2/Romain/conception/fichier_STL	Fichier nécessaire pour logiciel imprimante 3D

LISTE DES RÉFÉRENCES

- [1] Ambre Allard. *Conception et validation expérimentale d'une source tonale à fort niveau sonore sous écoulement basée sur la modélisation par surface équivalente d'un HAPS*. PhD thesis, Université de Sherbrooke, 2020. 194 p.
- [2] Ambre Allard, Nouredine Atalla, and Philippe Micheau. Design and experimental validation of a high level electropneumatic source. *Applied Acoustics*, 182 :107968, 2021.
- [3] Ambre Allard, Nouredine Atalla, and Philippe Micheau. The equivalent fluctuating area for modelling harmonic acoustic pneumatic sources (HAPS). *Applied Acoustics*, 172 :107602, 2021.
- [4] C. H. Allen and I. Rudnick. A Powerful High Frequency Siren. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 19(5) :857–865, 1947.
- [5] L. A. Blondel and S. J. Elliott. Electropneumatic transducers as secondary actuators for active noise control, part I : theoretical analysis. *Journal of Sound and Vibration*, 219(3) :405–427, 1999.
- [6] Jayani Chandrapala, Christine M. Oliver, Sandra Kentish, and Muthupandian Ashokkumar. Use of power ultrasound to improve extraction and modify phase transitions in food processing. *Food Reviews International*, 29(1) :67–91, 2013.
- [7] C. J. Chapman and A. G. Glendinning. A theoretical analysis of a compressed air loudspeaker. *Journal of Sound and Vibration*, 138(3) :493–499, 1990.
- [8] Clémentine M. G. Charoux, Kumari Shikha Ojha, Colm P. O'Donnell, Andrea Cardoni, and Brijesh K. Tiwari. Applications of airborne ultrasonic technology in the food industry. *Journal of Food Engineering*, 208 :28–36, 2017.
- [9] D. E. Chimenti. Review of air-coupled ultrasonic materials characterization. *Ultrasonics*, 54(7) :1804–1816, 2014.
- [10] Philippe Danakas. *Faisabilité d'un mécanisme à cames pour la génération d'ondes acoustiques ultrasonores large bande*. Master, Université de Sherbrooke, 2020. 102 p.
- [11] Philippe Danakas, Maxime Bilodeau, and Nicolas Quaegebeur. Cam-follower mechanism for airborne ultrasound generation. *Applied Acoustics*, 182 :108225, 2021.
- [12] Steve Dixon, Lei Kang, Michael Ginestier, Christopher Wells, George Rowlands, and Andrew Feeney. The electro-mechanical behaviour of flexural ultrasonic transducers. *Applied Physics Letters*, 110(22) :223502, May 2017.
- [13] Julien Drant. *Développement et validation expérimentale du concept de l'atténuation active de la puissance acoustique rayonnée par un turbofan avec un RHAPS et des microphones en champ proche*. PhD thesis, Université de Sherbrooke, 2020. 204 p.
- [14] Julien Drant, Philippe Micheau, and Alain Berry. Active noise control in duct with a harmonic acoustic pneumatic source. *Applied Acoustics*, 176 :107860, 2021.

-
- [15] Julien Drant, Philippe Micheau, and Alain Berry. Active noise control of higher modes in a duct using near field compensation and a ring of harmonic acoustic pneumatic sources. *Applied Acoustics*, 188 :108583, 2022.
- [16] J. Eargle. *Loudspeaker Handbook*. Springer US, 2013. 325 p.
- [17] I. Elias. Evaluation and Applications of the Levavasseur Whistle. In *1962 IRE National Convention*, pages 36–42, 1962.
- [18] Tobias Eriksson, Michael Laws, Lei Kang, Yichao Fan, Nishal Ramadas, and Steve Dixon. Experimental evaluation of three designs of electrodynamic flexural transducers. *Sensors*, 16 :1363, 08 2016.
- [19] J. A. Gallego-Juárez, E. Riera, S. de la Fuente Blanco, G. Rodríguez-Corral, V. M. Acosta-Aparicio, and A. Blanco. Application of High-Power Ultrasound for Dehydration of Vegetables : Processes and Devices. *Drying Technology*, 25(11) :1893–1901, 2007.
- [20] J. A. Gallego-Juárez, G. Rodriguez, V. Acosta, and E. Riera. Power ultrasonic transducers with extensive radiators for industrial processing. *Ultrasonics Sonochemistry*, 17(6) :953–964, 2010.
- [21] Sofiane Ghenna, Frederic Giraud, Christophe Giraud-Audine, Michel Amberg, and Betty Lemaire-Semail. Modelling, identification and control of a Langevin transducer. In *2015 IEEE International Workshop of Electronics, Control, Measurement, Signals and their Application to Mechatronics (ECMSM)*, pages 1–6, 2015.
- [22] T.E. Gomez Alvarez-Arenas. Air-coupled Ultrasonic Transducers. In *Ultrasound in Food Processing*, pages 175–228. John Wiley & Sons, Ltd, 2017.
- [23] Gouvernement du Canada. Principes d’utilisation des ultrasons : Partie II - Applications industrielles et commerciales - Code de sécurité 24, June 2018. Visité le 18 janvier 2022.
- [24] T.E. Gómez Álvarez Arenas. Acoustic impedance matching of piezoelectric transducers to the air. *IEEE transactions on ultrasonics, ferroelectrics, and frequency control*, 51 :624–33, June 2004.
- [25] Laurent Hardouin. *Une méthode originale de contrôle actif des bruits d’écoulements pulsés : étude d’un actionneur, modélisation et commande adaptative du système*. PhD Thesis, 1993. 202 p.
- [26] M. S. Howe. Attenuation of sound in a low mach number nozzle flow. *Journal of Fluid Mechanics*, 91(2) :209–229, 1979.
- [27] Robert Levasseur. High power generators of sounds and ultra-sounds, 1952.
- [28] P. Mattila, J. Stor-Pellinen, J. Ignatius, J. Hietanen, and M. Luukkala. Capacitive ultrasonic transducer with net backplate. *Measurement Science and Technology*, 11(8) :1119 – 1125, 2000.
- [29] Michael S. Mazzola and G. Marshall Molen. Modeling of a dc glow plasma loudspeaker. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 81(6) :1972–1978, 1987.
- [30] P Micheau, B Burel, R Robert, and P Masson. Control of amplitude, frequency and phase of an harmonic anti-noise pneumatic source. In *International Congress on Sound and Vibration*, pages 1–8, 2017.
-

-
- [31] Grzegorz Musielak, Dominik Mierzwa, and Joanna Kroehnke. Food drying enhancement by ultrasound – A review. *Trends in Food Science & Technology*, 56 :126–141, 2016.
- [32] Shuai Na, Zhou Zheng, Albert I-Hsiang Chen, Lawrence L. P. Wong, Zhenhao Li, and John T. W. Yeow. Design and Fabrication of a High-Power Air-Coupled Capacitive Micromachined Ultrasonic Transducer Array With Concentric Annular Cells. *IEEE Transactions on Electron Devices*, 64(11) :4636–4643, 2017.
- [33] K. Nakamura, editor. *Ultrasonic transducers : materials and design for sensors, actuators and medical applications*. Number no. 29 in Woodhead publishing series in electronic and optical materials. Woodhead Publishing, Cambridge, UK ; Philadelphia, 2012.
- [34] Philippe Micheau, Pierre Grandjean, Pierre-Olivier Lajoie, Romain Rousseau, and Nicolas Quaegebeur. Analytical model of harmonic acoustic pneumatic source (haps) developed for active noise control. In *29th ICSV : International congress on sound and vibration, Prague, Czech Republic*, pages 7–11, 2023.
- [35] Luis Pizarro, Dominique Certon, Marc Lethiecq, and Bernard Hosten. Airborne ultrasonic electrostatic transducers with conductive grooved backplates : tailoring their centre frequency, sensitivity and bandwidth. *Ultrasonics*, 37(7) :493–503, 1999.
- [36] Mathieu Saclier. *Contrôle par ultrasons de la nucléation de glace lors de la congélation en flacons : modélisation de la cinétique de nucléation et caractérisation expérimentale des cristaux*. Theses, Université Claude Bernard - Lyon I, September 2009. 162 p.
- [37] A. A. Vjuginova. Multifrequency Langevin-Type Ultrasonic Transducer. *Russian Journal of Nondestructive Testing*, 55(4) :249–254, April 2019.