

CFA '18 LE HAVRE ■ 23-27 avril 2018
14^{ème} Congrès Français d'Acoustique



Aide à la conception par la simulation en éléments finis d'un corps de saxophone alto

J. Cottier^a, M. Jeanneteau^a, J. Selmer^a et V. Gibiat^b

^aHenri SELMER Paris, 25 rue Maurice Berteaux, 78711 Mantes-La-Ville, France

^bInstitut Clément Ader, 3 rue Caroline Aigle, 31400 Toulouse, France
jcottier@selmer.fr

Depuis quelques années, l'entreprise Henri SELMER Paris réalise des calculs en éléments finis pour enrichir ses connaissances sur le fonctionnement acoustique du saxophone. Cette partie simulation vient compléter la démarche Recherche de l'entreprise qui réalise depuis de nombreuses années des mesures d'impédance d'entrée sur ses instruments. Après avoir concentré, dans un premier temps, nos efforts sur le bocal du saxophone, nous étendons maintenant le calcul au corps de l'instrument. Nous avons procédé par étapes en commençant par un corps sans cheminée avec une extrémité ouverte ou fermée pour ensuite ajouter au problème une cheminée ouverte ou fermée. La géométrie à l'interface entre la cheminée et le tube conique engendre un champ de pression et de vitesse complexe. Il est alors nécessaire de bien raffiner le calcul dans cette zone notamment pour tenir compte de l'angle entre le champ de vitesse et les parois de la cheminée, ceci ayant un impact direct sur les pertes visco-thermiques. Nous présenterons les premiers résultats obtenus sur un corps de saxophone alto équipé d'une unique cheminée.

1 Introduction

Jusqu'à aujourd'hui, le développement dans une usine comme celle d'Henri Selmer Paris est réalisé de manière empirique à partir du savoir-faire des compagnons et expérimentale en utilisant l'expérience acquise plus récemment sur la lecture des courbes d'impédance d'entrée au sein de HSP. Des modifications géométriques sont réalisées sur des instruments, ces instruments sont essayés acoustiquement et des mesures d'impédance acoustique sont réalisées de façon à constituer des abaques. Cette démarche, qui a donné des résultats pertinents par le passé, montre aujourd'hui ses limites. Dans une démarche de prédiction, il devient primordial que cette démarche expérimentale, très développée chez HSP, soit doublée d'une démarche numérique et de simulation qui permette une plus grande liberté de modifications et une diminution du nombre de prototypes fabriqués, deux conditions d'un développement plus efficace. L'utilisation plus facile aujourd'hui des outils de modélisation aux éléments finis (essentiellement en utilisant le logiciel COMSOL[®] Multiphysique) nécessite cependant, pour atteindre la précision indispensable en facture instrumentale, de définir au mieux les paramètres pertinents liés au processus « éléments finis ».

Les éléments qui conduisent à la conception d'un instrument réussi sont nombreux et il est possible de déduire de la mesure et du calcul certains indicateurs caractérisant l'instrument. Pour cela, il est primordial que le maillage et le calcul reflètent bien la physique de l'instrument à vent. Les éléments en question doivent permettre d'atteindre une précision bien supérieure à celle le plus souvent requise dans le monde industriel : 10 cents (soit un dixième de demi-ton qui représentent à 100Hz mieux que 0,57Hz).

2 Verrous technologiques

Une grande précision est nécessaire pour répondre aux attentes des musiciens professionnels. En effet, la plus petite différence de fréquence entre deux notes successives détectable par l'oreille humaine est d'environ 8 ou 9 cents à 200 Hz et descend jusqu'à 3 cents à 1 kHz [1]. Il faudra donc que les modèles étudiés respectent cette précision pour donner une estimation des fréquences de jeu utiles. Cependant, la plupart des instruments à vent possèdent une perce complexe, ce qui rend plus difficile cette estimation. Un instrument est en effet constitué d'une base cylindrique ou conique facilement modélisable, où viennent s'intercaler de nombreuses singularités plus difficiles à prendre en compte : discontinuités, trous latéraux, pistons, courbures...

[2]. Ces singularités rendent la mesure de la géométrie délicate. Il est donc nécessaire d'être précis dans les géométries étudiées (l'ordre de grandeur requis est alors typiquement du dixième de millimètre).

Les calculs en éléments finis sont enfin très gourmands en puissance de calcul mais les calculs envisagés dans cette étude n'excèdent pas 24h sur un poste de CAO.

3 Démarche

L'étude est séparée en deux : une première partie expérimentale et une seconde dédiée à la simulation numérique. On comparera alors les résultats obtenus dans ces deux parties. On a choisi dans un premier temps de modéliser des géométries relativement simples. Les corps de saxophones alto utilisés ne comporteront au maximum qu'une seule et unique cheminée située sensiblement au milieu du corps. Les mesures d'impédances d'entrée seront réalisées sur le pont d'impédance de l'entreprise. Les calculs en éléments finis se feront sur le logiciel COMSOL[®] interfacé avec MatLab[®].

4 Etude expérimentale

4.1 Dispositif de mesure

Le pont d'impédance utilisé à l'usine est basé sur le principe Two Microphones – Three Calibration (TMTC) [3], mais avec quatre microphones. Les caractéristiques du système de mesure sont les suivantes :

- Excitation par un chirp logarithmique de 5s ;
- Fréquence d'échantillonnage de 96 kHz ;
- Résolution fréquentielle des mesures : 0.2 Hz ;
- Mesures d'impédance conservées de 0 Hz à 8000 Hz.

4.2 Objets étudiés

Deux types d'instruments ont été testés :

- un corps de saxophone alto SII sans cheminée, gonflé et muni d'une emboiture ;
- un corps de saxophone alto SII percé et étiré au niveau d'une cheminée, et gonflé puis muni d'une emboiture.

Trois exemplaires de chaque type ont été réalisés pour pouvoir moyenniser les résultats et retirer éventuellement un résultat aberrant. Une fois les pièces chaudronnées et les cheminées étirées, toutes les cotes importantes sont

remesurées au pied à coulisse numérique et les cheminées sont re-lamées à la main jusqu'à obtenir les valeurs souhaitées avec une incertitude de 5/100 de millimètre. On étudiera ces pièces lorsque le bout et/ou la cheminée sont bouchés (cf. figure 1). On bouchera le bout des corps par



Figure 1 : Configurations "ouvert" ou "fermé"

une pièce de laiton. Les cheminées seront bouchées soit par une pièce de laiton soit par un tampon adapté.

Toutes les acquisitions sont faites dans la salle acoustique de l'usine de Mantes-la-Ville. Cette salle est insonorisée et climatisée pour assurer une température la plus constante possible. La température est un paramètre important dans le calcul de l'impédance puisque la formule théorique de l'impédance aux parois de l'instrument prend en compte les effets visco-thermiques. La température est donc lue sur un thermomètre précis au dixième de degré Celsius et une calibration sera effectuée à chaque fois que la température de la salle variera de plus de 0,3°C.

L'acquisition des mesures et l'analyse des résultats sont faits à l'aide du logiciel MatLab®.

5 Etude numérique

5.1 Paramètres

On crée un modèle 3D dans COMSOL® en utilisant l'option Pression Acoustique du module Acoustique et en définissant les paramètres généraux de l'étude fréquentielle suivants :

$T = 273.15 + \theta [K]$	température,
$pA = 1 [atm]$	pression absolue (Pa),
$p0 = 1 [Pa]$	amplitude de pression de l'onde incidente,
$Pr = 0.71$	nombre de Prandtl,
$\theta_i = \frac{\pi}{2}$	angle d'incidence standard aux parois,
$f_{max} = 8000 [Hz]$	fréquence maximale de l'étude,

$cf = 5$	coefficient de finesse du maillage,
$R_{in} = \dots [mm]$	rayon intérieur,
$L = \dots [mm]$	longueur du corps,
$L_c = \dots [mm]$	position en z de la cheminée,
$h_c = \dots [mm]$	hauteur de la cheminée,
...	autres paramètres utiles pour la construction de la géométrie,

5.2 Conditions aux limites

On applique un champ de pression incident d'amplitude $p0$ en entrée du tube. La surface de sortie est définie comme une paroi acoustique rigide (accélération normale à la paroi nulle). On utilise un modèle de fluide élastique linéaire. Les pertes visqueuses et thermiques sont tout de même prises en compte en appliquant une condition aux limites sur les parois du tube. On utilise pour cela l'admittance de paroi telle que définie par Cremer [4,5] :

$$Y_p = -\frac{v_n}{p} = \frac{1}{\rho c} \sqrt{\frac{j\omega}{c}} [\sin^2 \theta \sqrt{l_v} + (\gamma - 1) \sqrt{l_t}] \quad (1)$$

v_n	vitesse normale à la paroi,
ρ	densité,
c	vitesse du son,
$\omega = 2\pi f$	pulsation,
θ	angle d'incidence de l'onde,
μ	viscosité,
γ	rapport des chaleurs spécifiques,
Pr	nombre de Prandtl,
$l_v = \mu/\rho c$	longueur caractéristique visqueuse,
$l_t = l_v/Pr$	longueur caractéristique thermique.

L'impédance d'entrée est alors obtenue en divisant les valeurs moyennes complexes dans le plan d'entrée de la pression et de la vitesse normale. On utilise le Livelink MatLab® pour récupérer les parties réelles et imaginaires de l'impédance d'entrée afin de faire plus facilement tous les post-traitements voulus.

5.3 Maillage

On maille le tube avec des tétraèdres libres en imposant une taille maximale des éléments correspondant à une fraction de la plus petite longueur d'onde utilisée $h_{max} = \lambda_{min}/s = c/(cf \cdot f_{max})$. Dans un premier temps, l'étude est réalisée sur la plage de fréquence [10,8000Hz] avec un pas de 0.2Hz et on choisit $cf = 5$.

6 Résultats : comparaison mesures et simulations

6.1 Corps sans cheminée fermé en bout

L'étude d'un corps fermé en bout a pour objectif de valider la formule de l'impédance aux parois. Contrairement au pont d'impédance cylindrique, dans lequel est donc conservée la planéité des ondes de pression, le corps d'un saxophone est conique : on s'attend alors à

observer des ondes sphériques dont l'angle d'incidence du vecteur vitesse à la paroi ne sera plus égal à $\frac{\pi}{2}$.

Les courbes du module et de la phase de l'impédance normalisée obtenues pour ce modèle sont présentées ci-dessous.

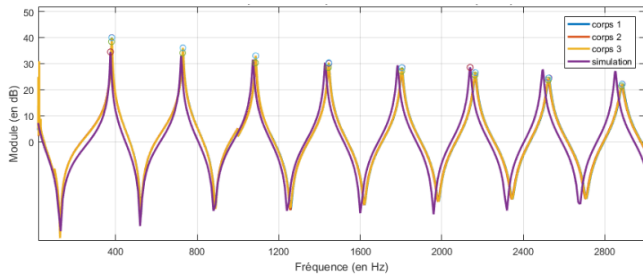


Figure 2 : Module de l'impédance normalisée dans un corps fermé sans cheminée

La simulation est validée par l'expérience puisque les écarts en cents entre les fréquences de résonance de la simulation et de l'expérience se situent bien dans la tolérance fixée. Le tableau suivant récapitule ces écarts sur les premiers pics :

N° du pic	1	2	3	4	5	6	7	8
Δf (cents)	6.4	4.0	4.5	3.5	2.7	2.5	2.4	2.7

On conclut donc que la formule de l'impédance aux parois, dont l'angle est à renseigner selon que l'on contraint le cône ou le bout, est valide et qu'elle pourra donc être utilisée pour les autres modèles numériques.

6.2 Corps sans cheminée ouvert en bout

L'étude d'un corps ouvert en bout a pour objectif principal de définir la géométrie optimale en sortie de corps. On a vu dans la section précédente que la formule (1) était valable ; il reste donc à définir la forme et la taille optimales du volume en sortie de corps pour obtenir des résultats identiques sur les fréquences de résonance tout en gagnant en temps de calcul.

Plusieurs géométries ont été envisagées pour modéliser le volume d'air en sortie de corps :

- des sphères entières dont on fait varier le rayon (allant de 1 fois à 9 fois le rayon de sortie du corps) ;
- des sphères de différents rayons, que l'on tronque sur la partie en contact avec le corps pour diminuer le volume des zones éloignées de la sortie du corps ;
- des demi-sphères en sortie de corps dont on fait varier le rayon (allant de 1 fois à 9 fois le rayon de sortie du corps).

Les champs de pression et les courbes du module de l'impédance normalisée obtenus pourront de nouveau être observés sur les figures ci-dessous.

De nouveau, la simulation est validée par les expériences, puisque les écarts en cents entre les fréquences

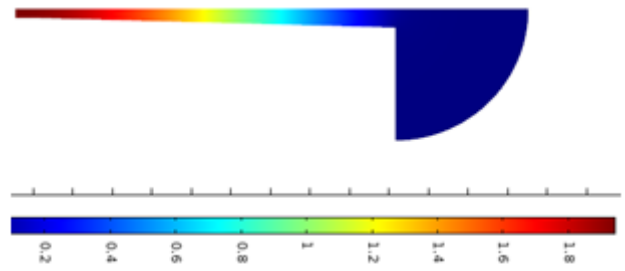


Figure 3 : Champ de pression dans un corps ouvert sans cheminée, $f = 230\text{Hz}$

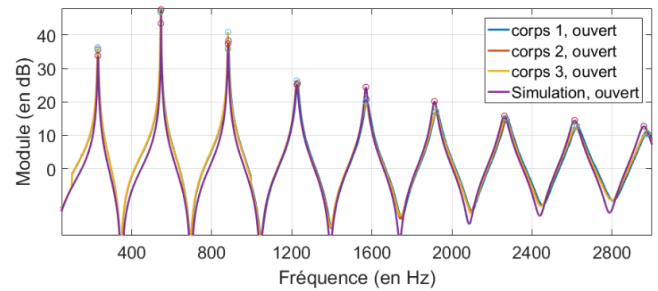


Figure 1 : Module de l'impédance normalisée dans un corps ouvert sans cheminée

de résonance de la simulation et de l'expérience se situent bien dans la tolérance fixée.

Le tableau ci-dessous récapitule ces écarts sur les premiers pics :

N° du pic	1	2	3	4	5	6	7	8
Δf (cents)	3.0	1.7	4.6	5.8	3.7	10.5	8.9	8.6

6.3 Corps avec une cheminée sans congé

L'étude d'un corps avec cheminée a pour but principal de conclure quant à la prise en compte de l'angle d'incidence de la vitesse aux parois de cette dernière. Nous avons étudié quatre configurations selon que le corps et/ou la cheminée est/sont ouvert(s) ou non. Le choix de la cheminée, située au milieu du corps de l'instrument, permet d'éviter d'éventuels effets de bords.

La géométrie est construite à partir de la mise en plan et de mesures de la zone de gonflement et du tenon au pied à coulisse. On se donne une précision au dixième de millimètre, afin de respecter les erreurs en fréquences sur le calcul des fréquences de résonance en basses fréquences. On choisit de travailler sur un modèle 3D avec un plan de symétrie pour réduire les temps de calcul.

Les premiers modèles étudiés ne prennent pas en compte le congé de 0.8mm en pied de cheminée. D'autre part, la condition aux frontières du corps est l'impédance de la formule (1) avec un angle d'incidence de $\frac{\pi}{2}$ rad sauf en bout du corps fermé où l'angle est toujours de 0 rad.

Cette fois-ci le modèle construit n'est pas valide. En effet, les écarts en cents entre les fréquences de résonance mesurées par l'expérience ou calculées par la simulation sont trop importants et sont hors de la tolérance fixée.

Le tableau ci-dessous présente la moyenne des écarts des premiers pics sur trois des quatre géométries étudiées (BfCHf : Bout fermé CHeminée fermée, o : ouvert).

Configuration	BfCHf	BfCHo	BoCHo
Δf moyen (cents)	14.4	11.4	12.4

Il semble donc nécessaire de prendre en compte l'angle d'incidence au niveau des parois de la cheminée.

6.4 Corps avec une cheminée avec congé

Pour étudier plus en détail la manière de tenir compte de l'angle d'incidence au niveau des parois de la cheminée, nous nous concentrerons uniquement sur la configuration d'un corps fermé en bout muni d'une cheminée fermée elle aussi (BfCHf).

Un angle d'incidence moyen a donc été calculé sur chaque facette de la paroi de la cheminée pour chaque fréquence de résonance obtenue expérimentalement. Ceci a été effectué dans les trois configurations suivantes :

- 25 faces distinctes sur une cheminée sans congé ;
- 58 faces distinctes sur une cheminée sans congé ;
- 61 faces distinctes sur une cheminée avec congé.

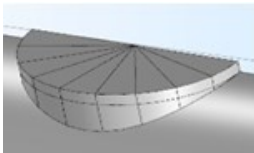


Figure 5 : 25 faces, $S = 14mm^2$

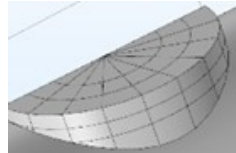
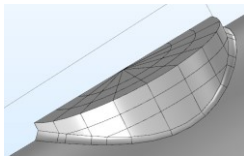


Figure 6 : 58 faces, $S = 7.6mm^2$



Les écarts en cents entre ces simulations et les données expérimentales sont récapitulés dans le tableau ci-

dessous :

N° du pic	sans face	25 faces	58 faces	congé 0 face	congé 61 faces
-----------	-----------	----------	----------	--------------	----------------

Figure 7 : 61 faces, $S = 7.1mm^2$

1	18.0	15.3	15.3	15.3	6.1
2	9.9	10.8	10.8	10.8	4.1
3	10.9	10.9	10.9	10.9	5.7
4	10.5	6.2	10.8	10.8	6.4
5	10.5	6.7	10.7	10.5	6.7
6	11.3	11.1	11.1	11.1	7.6
7	10.4	9.7	9.9	9.7	6.4
8	9.2	9.0	8.4	9.0	6.0

On conclut finalement de cette observation que le congé est un paramètre géométrique nécessaire à prendre en compte et qu'il joue donc un rôle acoustique non négligeable (ce qui jusqu'alors n'avait jamais été montré). Par ailleurs, il semble nécessaire de facetter la cheminée

pour obtenir des résultats plus proches de la réalité. Dans la perspective d'une suite à ce projet qui porterait sur le corps complet, c'est-à-dire muni de toutes les cheminées, il sera nécessaire de prendre en compte les congés aux pieds de chacune des cheminées et de facetter ces dernières. Finalement, il sera donc nécessaire d'automatiser la procédure de calcul et la paramétrisation de l'impédance à la paroi de chacune des facettes, car cette étape est déjà très fastidieuse pour une seule cheminée.

6.5 Corps ouvert en bout avec une cheminée avec congé ouverte

Les champs de pression et les courbes du module et de la phase de l'impédance normalisée obtenus pour un corps ouvert et une cheminée ouverte sont présentés sur les figures ci-dessous :

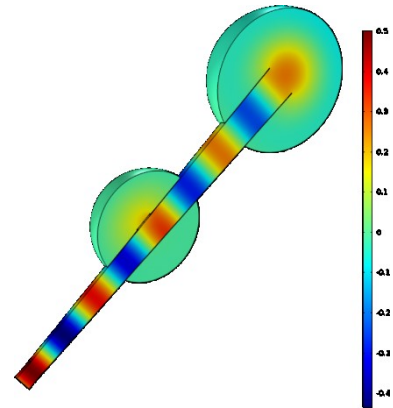


Figure 8 : Champ de pression pour un corps ouvert avec une cheminée ouverte, $f = 3000Hz$

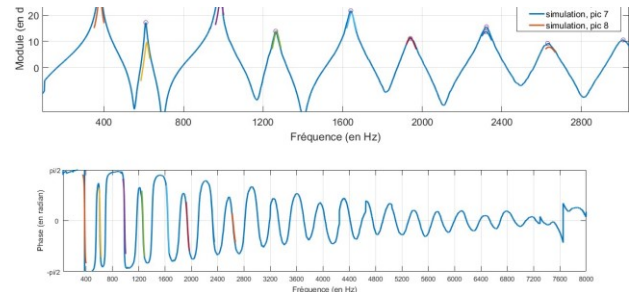


Figure 9 : Courbes de module et de phase pour un corps ouvert avec une cheminée ouverte, $f = 3000Hz$

De nouveau, la simulation est validée par les expériences, puisque les écarts en cents entre les fréquences de résonance de la simulation et de l'expérience se situent bien dans la tolérance fixée. Le tableau ci-dessous récapitule ces écarts sur les premiers pics de différentes configurations.

Configuration	BfCHf	BoCHf	BoCHo	BfCHo
N° du pic	congé 61 faces	25 faces	25 faces	25 faces
1	6.1	23.2	15.5	∅
2	4.1	9.1	1.0	18.2
3	5.7	6.3	6.1	4.8
4	6.4	8.0	5.7	14.1
5	6.7	9.7	6.4	9.6

Configuration	BfCHf	BoCHf	BoCHo	BfCHo
N° du pic	congé 61 faces	25 faces	25 faces	25 faces
6	7.6	13.2	11.8	14.7
7	6.4	10.2	13.4	13.2
8	6.0	9.6	7.9	15.0

7 Conclusion

Ce premier travail de modélisation aux éléments finis du comportement acoustique d'un corps de saxophone nous donne des pistes à suivre en vue de modéliser à terme l'ensemble de l'instrument. Ce travail préliminaire a permis de mettre au jour les éléments à prendre nécessairement en compte lors de prochaines études. Henri Selmer Paris a déjà utilisé ce type de modélisation pour des becs et des bords avec des résultats concluants. La MEF est encore peu utilisée dans le domaine universitaire et encore moins dans l'industrie pour l'étude d'instruments à vent. Cet objectif est donc atteint lors de cette étude sur une géométrie simple, dans l'espoir qu'un jour ces mêmes calculs seront menés sur la géométrie complexe de la totalité du saxophone et que la simulation numérique, en plus d'être un outil pour la recherche, sera une véritable aide à la facture instrumentale.

L'utilisation de la formule de l'impédance aux parois définie dans [17] a été validée ; les géométries optimales ont été déterminées pour réduire le temps de calcul et une étude détaillée de l'influence des angles d'incidence aux parois a été menée. Notons qu'il semble que le congé en pied de cheminée joue un rôle acoustique important.

Remerciements

Nous remercions Patrice Dufay, Louise Hovasse et Benoît Andrieux pour la relecture du présent article ; Gérard Volland pour son aide dans la réalisation des pièces prototypes ainsi que tous les collaborateurs de l'usine Henri Selmer Paris qui ont participé de près ou de loin à cette étude.

Références

- [1] W. M. Hartmann, *Pitch, periodicity, and auditory organization*. J. Acoust. Soc. Am., 100(6):3491–3502, 1996.
- [2] P. Eveno, *L'impédance d'entrée pour l'aide à la facture des instruments de musique à vent : mesures, modèles et lien avec les fréquences de jeu*, PhD thesis, Université Pierre et Marie Curie - Paris VI, 2012.
- [3] V. Gibiat et F. Laloë, *Acoustical impedance measurements by the two microphone three calibration (TMTC) method*, J. Acoust. Soc. Am., 88 p. 2533-2541, 1990.
- [4] A. Chaigne, *Acoustique des instruments de musique*, Belin, Paris, 2008.
- [5] L. Cremer, *On the acoustic boundary layer outside a rigid wall*, Arch. Elektr. Uebertr., 2:235, 1948.
- [6] V. Dubos, J. Kergomard, A. Khettabi, J. Dalmont, D. Keefe & C. Neederveen, *Theory of sound propagation in a duct with branched tube using modal decomposition*, Acustica, 85, 153-169, 1999.
- [7] A. Lefebvre, *Computational acoustic methods for the design of woodwind instruments*, Thèse de doctorat, Montréal, 2010.
- [8] J. Backus, *Input impedance curves for the reed woodwind instruments*, J. Acoust. Soc. Am., 60(4):1266–1279, 1974.
- [9] J. Backus, *Input impedance curves for the brass instruments*, J. Acoust. Soc. Am., 60(2):470–780, 1976.
- [10] J. Kergomard, X. Lurton et R. Caussé, *Input impedance of brass musical instruments comparison between experiment and numerical models*, J. Acoust. Soc. Am., 75(1):241–245, 1984.
- [11] M. I. Ibsi, H. Benade, *Survey of impedance methods and a new piezo-disk-driven impedance head for air columns*, J. Acoust. Soc. Am., 81(4):1152–1167, 1987.
- [12] J-P Dalmont, *Acoustic impedance measurements, part i: A review*, Journal of Sound and Vibration, 243(3):427–439, 2001.
- [13] J. Kemp et D. Sharp, M. van Walstijn, M. Campbell, *Wideband measurement of the acoustic impedance of tubular objects*, Acta Acustica, 91(3):590-604, 2005.
- [14] J. Smith P. Dickens and Joe Wolfe, *Improved precision in measurements of acoustic impedance spectra using resonance-free calibration loads and controlled error distribution*, J. Acoust. Soc. Am., 121(3):1471–1481, 2007.
- [15] G. R. Plitnik et W. J. Strong, *Numerical method for calculating input impedances of the oboe*, J. Acoust. Soc. Am., 65(3):816–825, 1979.

- [16] M. van Walstijn et M. Campbell, *Discrete-time modeling of woodwind instrument bores using wave variables*, J. Acoust. Soc. Am., 113(1):575–585, 2003.
- [17] A. Levebvre, *Computational Acoustic Methods for the Design of Woodwind Instruments*, PhD thesis, Computational Acoustic Modeling Laboratory, McGill University, Montreal, Quebec, Canada, 2010.
- [18] L.C. Wrobel, *The boundary element method. Volume 1: Applications in thermo-fluids and acoustics*, Wiley, 2002.
- [19] D. Noreland, *A numerical method for acoustic waves in horns*, Acta Acustica, 88(4):576–586, 2002.
- [20] C.J. Nederveen et J.-P. Dalmont, *Corrections to the plane-wave approximation in rapidly flaring horns*, Acta Acustica, 94(3):471–473, 2008.
- [21] G. Kirchhoff, *Ueber den einfluss der wärmeleitung in einem gase auf die schallbewegung*, Annalen der Physik und Chemie, Wiley, 134:177–193, 1868.
- [22] A. Chaigne et J. Kergomard. *Acoustique des instruments de musique*, Belin, 2008.
- [23] COMSOL[®], version 5.0
- [24] MatLab[®], version R2012b