



HAL
open science

Caractérisation Vibro-Acoustique d'une table d'harmonie de Piano droit – Comparaison Mesures / Modèle Analytique

Pierre Margerit, Benjamin Trévisan, Kerem Ege, Bernard Laulagnet

► **To cite this version:**

Pierre Margerit, Benjamin Trévisan, Kerem Ege, Bernard Laulagnet. Caractérisation Vibro-Acoustique d'une table d'harmonie de Piano droit – Comparaison Mesures / Modèle Analytique. Congrès Français de Mécanique, CFM 2015, Aug 2015, Lyon, France. hal-01217078

HAL Id: hal-01217078

<https://hal.science/hal-01217078>

Submitted on 15 Feb 2021

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

Caractérisation Vibro-Acoustique d'une table d'harmonie de Piano droit – Comparaison Mesures / Modèle Analytique

P.MARGERIT^a, B.TREVISAN^b, K.EGE^c, B.LAULAGNET^d

Laboratoire Vibrations Acoustique – INSA-Lyon, 25 bis avenue Jean Capelle, F-69621, Villeurbanne Cedex, France

a. pierre.margerit@insa-lyon.fr

b. benjamin.trevisan@insa-lyon.fr

c. kerem.ege@insa-lyon.fr

d. bernard.laulagnet@insa-lyon.fr

Résumé :

Dans le cadre d'un travail de doctorat [1] mené au LVA, un modèle analytique concernant la vibro-acoustique des tables d'harmonie de piano est développé au LVA. De nombreux paramètres entrent en jeu dans la conception d'une table (géométrie, position et nombre de raidisseurs et chevalets, direction d'orthotropie, matériaux...), rendant une étude paramétrique basée sur l'expérimentation ou une approche éléments finis peu envisageable. L'objectif de ce modèle analytique est dès lors de créer un outil numérique simplifié d'aide à la facture instrumentale. Cet outil permettrait alors d'évaluer l'impact des modifications géométriques effectuées sur la table sur le son rayonné par le piano. Dans le but de valider ce modèle et les hypothèses de simplification associées, une étude expérimentale a lieu en parallèle. Ce papier présente la démarche de validation expérimentale, effectuée sur une table de piano droit Pleyel P131, représentative d'un piano milieu de gamme. Après une courte présentation du modèle, le papier expose les informations comparées, puis les méthodes de mesures. Enfin, les résultats sont discutés. Des perspectives concernant la puissance rayonnée seront présentées.

Abstract :

An vibroacoustics analytical model of the piano soundboard is developed at LVA [1]. The soundboard is a complex structure with numerous geometric and mechanical parameters : overall geometry, number of bars and bridges, superstructures dimensions, orthotropy directions, materials...), and the aim of the model is to make a simple numerical tool for the instrument manufacturer, allowing him to predict the influence of conception parameters on the final sound of the piano. This paper presents the parallel process of experimental validation of the model, based on the study of an upright piano Pleyel P131. After a short description of the model, we will present the experimental setup, and finally the vibroacoustic behaviour compared. Some prospects about acoustic radiance will be mentioned.

Mots clefs : Table d'Harmonie de Piano, Vibro-Acoustique, Structure Raidie, Comparaison Modèle-Mesures, Facture Instrumentale

Introduction

La table d'harmonie de piano droit se présente sous la forme d'une plaque raidie orthotrope et de géométrie quasi rectangulaire, en épicéa. Perpendiculairement au fil du bois viennent s'ajouter des poutres réparties pseudo-périodiquement, appelées barres de raidisseurs. De l'autre côté de la plaque, on trouve les chevalets (au nombre de deux : basses et médiums-aiguës), sur lesquels les cordes sont couplées, créant la liaison mécanique nécessaire au rayonnement du piano. Ceux-ci sont de forme allongée et courbe. Leur grande dimension coïncide avec la direction du fil du bois composant la table (voir figure 1).



Figure 1 : Vue arrière de la table d'harmonie et de ces raidisseurs. Les chevalets sont vus par transparence.

Toutes les superstructures présentes sur la table sont collées. La table est collée sur les bords au meuble, partie du piano accueillant la mécanique et le cadre de tension des cordes.

Pour l'étude expérimentale, le LVA possède deux tables de piano droit Pleyel P131 décordées.

1 Modèle Analytique

La conception des tables d'harmonie de piano repose sur des siècles d'expérience dans la facture instrumentale. A la fin du XX^{ème} siècle, des études [1,2] ont permis de mettre en évidence la variation du comportement vibratoire de la table avec le changement des certains paramètres géométriques. Plus récemment [3,4], des études plus poussées ont permis de modéliser finement l'influence des différentes superstructures.

Le modèle développé par B.Trévisan [5,6] vise à caractériser la vibro-acoustique de la table de piano de façon analytique, afin de permettre une étude paramétrique plus rapide qu'avec un modèle basé sur une approche par éléments finis.

Ce modèle repose sur la décomposition des modes propres d'une plaque raidie orthotrope quelconque (la table) sur la base des modes d'une plaque rectangulaire non raidie, simplement appuyée et d'orthotropie dite "spéciale" (axes d'orthotropie parallèles aux bords de la plaque). Cette plaque non raidie est choisie de façon à ce que la table y soit inscrite dans sa totalité et que les axes d'orthotropie des deux structures coïncident. Pour réaliser la condition d'encastrement sur le contour de la table, des raideurs ponctuelles sont ajoutées au système (voir figure 2). Les différentes superstructures (barres, chevalets) sont modélisées par des poutres, dont l'axe principal coïncide avec une des directions d'orthotropie. Leur influence est modélisée par un couplage en flexion et torsion.

La minimisation de l'Hamiltonien (comprenant l'influence de la plaque principale, des superstructures et des raideurs modélisant l'encastrement), projeté sur la base modale de la plaque non raidie, permet de calculer l'apport de chaque mode de plaque non raidie dans un mode de table raidie.

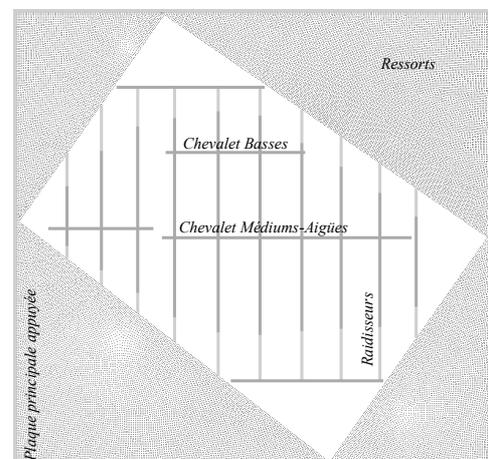


Figure 2 : Éléments composant le modèle analytique

Le modèle ainsi formulé permet d'extraire différentes informations : modes propres, réponse forcée, mobilité, puissance acoustique rayonnée.

2 Protocole Expérimental

Dans le but de valider le modèle analytique et les hypothèses de simplification présentées ci-dessus, on mène une étude expérimentale sur une table de piano droit, collée à son meuble. Au vu de l'épaisseur de celui-ci, les conditions aux limites peuvent être considérées comme s'approchant du cas encasturé, comme modélisées et cohérentes avec la bibliographie [7]. L'ensemble est suspendu par des tendeurs à une structure métallique, afin d'être découplé au maximum du sol (voir figure 3).



Figure 3 : Suspension de la table, collée à son meuble

Les comparaisons expérience/modèle présentées au paragraphe suivants vont porter sur deux caractéristiques de structure vibrante : base modale et mobilité.

3 Résultats et Comparaisons

3.1 Analyse Modale

Pour l'identification des modes propres de structure, on utilise un vibromètre laser à balayage POLYTEC PSV-400, qui automatise la mesure de vitesse le long d'un maillage. La table est excitée au pot vibrant, au niveau du chevalet des basses, avec un bruit blanc limité entre 20Hz et 1kHz. La force injectée est mesurée grâce à un capteur de force, situé entre le pot et la table, à l'endroit d'injection de la force. Un maillage de 496 points répartis uniformément sur la table est réalisé, permettant de visualiser les modes avec une bonne définition, aux basses fréquences.

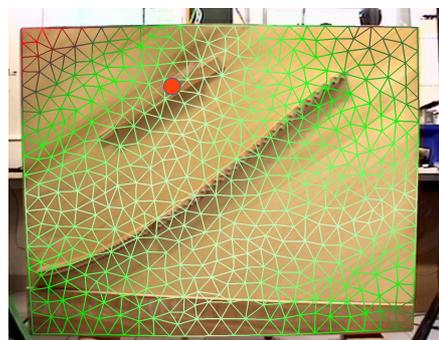


Figure 4 : Premier maillage de 496 points pour l'étude des modes en basse fréquence. Le point d'excitation apparaît en rouge.

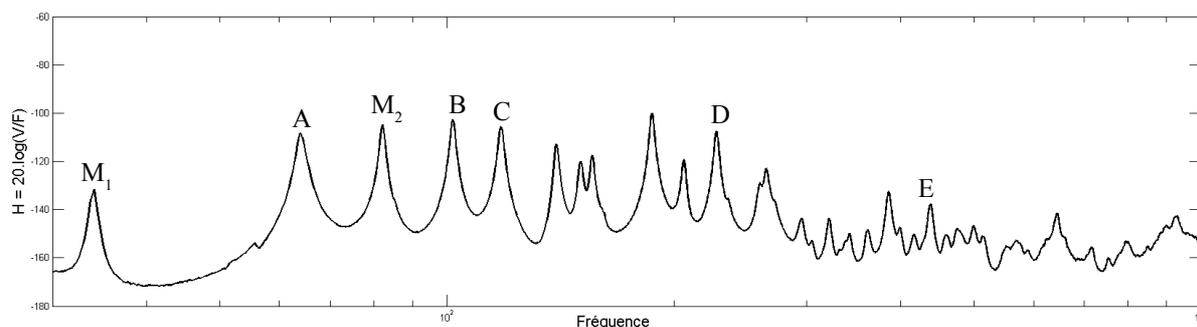


Figure 5 : Module de la fonction de transfert entre la vitesse et la force d'excitation, moyennée sur les points de mesure

La mesure par vibrométrie laser permet de mettre en évidence le comportement de la structure dans différents domaines de fréquence.

On observe, aux basses fréquences (0 à 300Hz), un comportement modal très marqué, avec des pics d'amplitude de forte dynamique. Dans les premiers modes, on reconnaît des

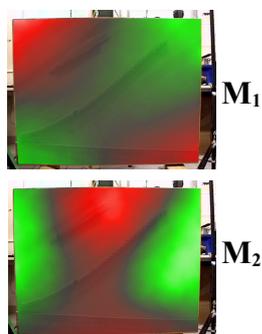


Figure 7 :
Modes de meuble

modes de plaque homogène (voir figures 5 et 6 : A, B et C). On note des fréquences modélisées comparables avec les mesures, même si légèrement plus élevées. La différence peut se justifier ici par l'influence du meuble qui supporte la table, qui ne peut, en basse fréquence, se modéliser comme un encastrement parfait. Il représente alors une masse ajoutée et une raideur plus faible sur le contour par rapport au modèle, d'où la différence en fréquence. Le meuble possède de plus son propre comportement modal, qui influe sur la réponse spectrale de la structure complète par l'ajout de résonances (voir figures 5 et 7).

Avec l'augmentation de la fréquence et la réduction des longueurs d'onde, les phénomènes se localisent et on assiste à la "séparation" de la table en différents domaines, ayant leur comportement propre. On peut ainsi identifier la séparation de la table par le chevalet (voir figure 6 : D, E).

On observe, à partir de 300 Hz, une transition vers un état dans lequel il devient difficile d'identifier des modes. L'amortissement élevé de l'épicéa (facteur de perte de 1 à 3% [4]) constituant la table et l'augmentation de la densité modale avec la fréquence crée une superposition modale qui complique une identification expérimentale précise des modes. Nous comparons alors des déformées opérationnelles (composées de la superposition de multiples modes) aux modes calculés dans la même bande de fréquence.

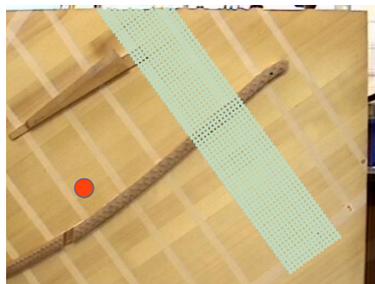


Figure 8 : Maillage fin partiel pour l'étude en haute fréquence. Le point d'excitation apparaît en rouge.

On réalise un second maillage, plus fin, sur une portion de la table comprise entre deux barres de raidisseurs (voir figure 8). Le pot vibrant est relié à la table directement, excitant la table avec un bruit blanc limité entre 1kHz et 5kHz. Cette seconde mesure permet d'observer le comportement vibratoire du système à plus

haute fréquence : les vibrations se localisent dans les espaces inter-raideurs [8]. La figure 9 présente la comparaison entre des déformées opérationnelles partielles mesurées et des modes calculés par le modèle à des fréquences proches. On remarque que la distance inter-raideurs correspond à une moitié de longueur d'onde à 2.3 kHz (9.a), et une longueur d'onde complète à 4.7 kHz (9.b).

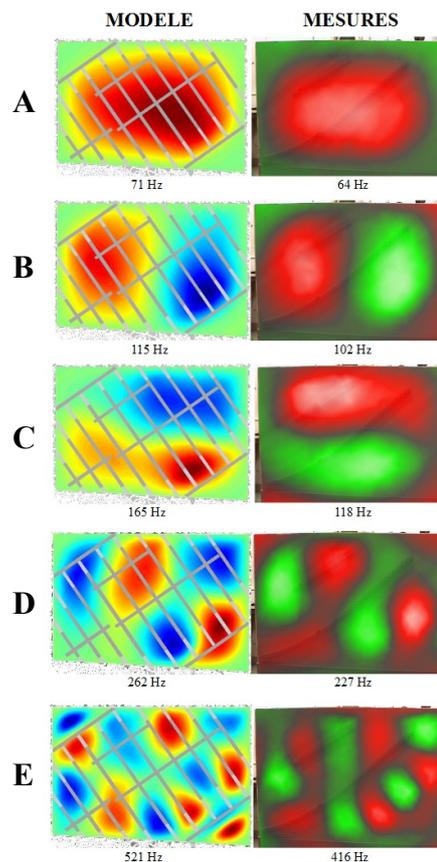


Figure 6 : Comparaison des modes basse fréquence

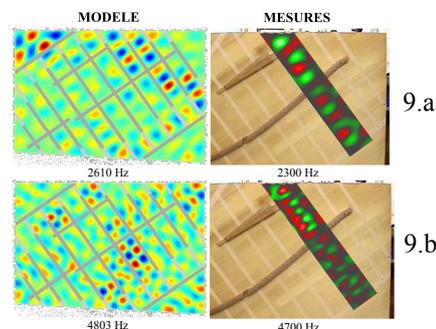


Figure 9 : Localisation des vibrations en haute fréquence

3.2 Mobilité

La mobilité caractérise localement la capacité de la structure à vibrer sous l'influence d'une force injectée, établissant, en un point, le rapport entre la vitesse de vibration et la force d'excitation. L'information de mobilité, localisée au niveau du chevalet, permet de quantifier le couplage corde-table, qui correspond à la vibration de la table en fonction de la force injectée par la corde. Ce couplage est à la base du compromis recherché par le facteur de piano, entre amplitude et durée du son. La mesure de mobilité est réalisée avec un accéléromètre BK 4058, la structure étant excitée par un impact très proche de l'accéléromètre, celui-ci étant réalisé au marteau de choc miniature PCB 086C04, qui permet d'injecter de l'énergie entre 0 et 5 kHz.

Les mobilités sont mesurées au chevalet et comparées avec les mobilités calculées (voir figure 10). Ces mesures attestent le bon fonctionnement du modèle : celui-ci reproduit avec fidélité le comportement de la table : on retrouve le domaine de basses fréquences (0 à 300Hz) marqué par des pics de résonance de forte dynamique, suivi par une augmentation de la densité modale, et un comportement qui s'aplatit vers une valeur de mobilité moyenne constante, dont la tendance correspond aux mesures. En basse fréquence, on remarque une nouvelle fois la présence de pics supplémentaires sur la mobilité mesurée, correspondant aux modes de meuble.

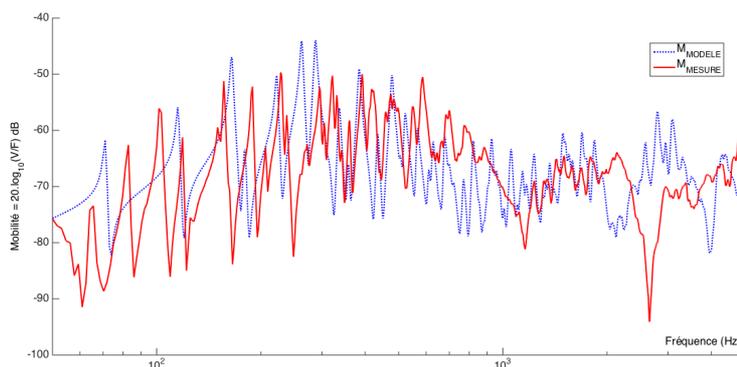


Figure 10 : Mesure de mobilité au chevalet au niveau du raidisseur N°1, comparaison Modèle-Mesures

La figure 11 utilise une représentation espace-fréquence, qui synthétise les mesures et calculs de mobilité effectués le long du chevalet. De nouveau, on observe un léger décalage du modèle vers les hautes fréquences (raideur plus élevée à cause de l'encastrement, masse plus faible sans le meuble) et une densité modale plus faible en dessous de 300 Hz, les modes de meuble étant présents dans les mesures. Dans les deux cas, on remarque également une dynamique plus forte en haute fréquence autour du premier raidisseur, de section et longueur plus faibles.

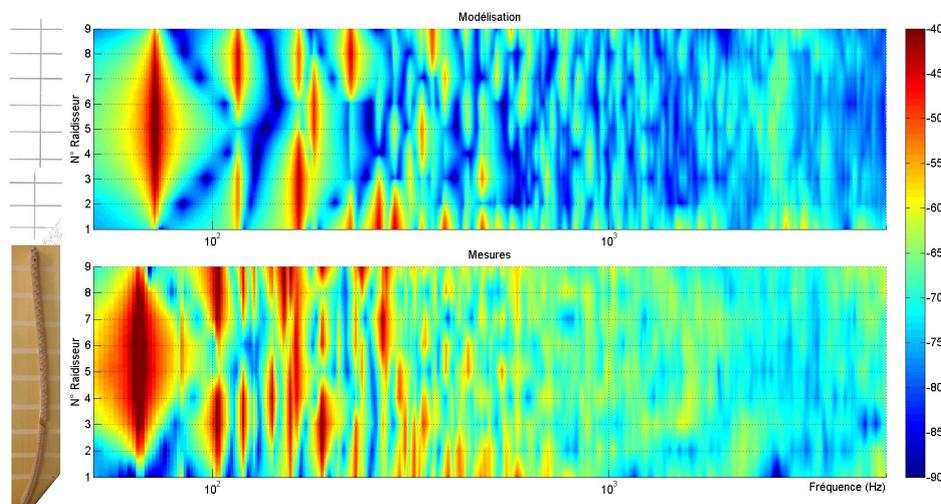


Figure 11 : Diagramme Espace-Fréquence de mesure de la mobilité le long du grand chevalet (raidisseurs 1 à 9, des aigües aux médiums)

4 Perspectives

Parmi les informations fournies par le modèle, on peut obtenir la puissance acoustique rayonnée. Dans le but de valider ces résultats, des mesures vont être réalisées sur la table réelle.

Le calcul de rayonnement utilisé par le modèle utilise l'hypothèse de plaque "bafflée" : celle-ci est considérée comme prolongée par un plan infini, rigide (aucune amplitude de vibration). Afin de reproduire cette condition en pratique, une des tables du LVA a été sciée pour être séparée de son meuble. La table sera alors placée dans la fenêtre de "transparence" du LVA, percée dans un mur très épais, qui constituera donc le baffle.

La fenêtre de transparence étant située entre une chambre réverbérante et un local à temps de réverbération très faible, la puissance rayonnée sera mesurée de trois façons : tout d'abord grâce à la théorie de Sabine en champs diffus, en mesurant le niveau de pression dans la chambre réverbérante. Ensuite, en effectuant une mesure à l'antenne de microphones, permettant une bonne résolution spatiale (30 points de mesure à la fois) mais faisant l'hypothèse de champ lointain. Enfin, grâce à une sonde intensimétrique, qui mesure le produit de la pression par la vitesse, offrant une mesure très précise, mais lourde d'implémentation, à cause du maillage nécessaire à parcourir.

Références

- [1] Harold A. Conklin, "Design and tone in the mechanoacoustic piano. Part II. Piano Structure", J. Acoust. Soc. Am. 100, pp. 695 (1996)
- [2] K. Wogram, "Acoustical research on piano. Part I : Vibrational characteristics of the soundboard", Das Musikinstrument 24, pp. 694 (1980) ; 24, pp. 776 (1980) ; 24, pp. 872 (1980)
- [3] N Giordano, "Mechanical impedance of a piano soundboard", J. Acoust. So. Am. 103, pp. 2128-2133 (1998)
- [4] K. Ege, "La table d'harmonie du piano – Etudes modales en basses et moyennes fréquences", Thèse, Ecole Polytechnique X (2009)
- [5] B.Trévisan, K.Ege, B.Laulagnet, "Développement d'une méthode analytique pour la prédiction des mécanismes vibro-acoustiques des plaques orthotropes raidies de forme quelconques : application à la table d'harmonie de piano", Congrès Français d'Acoustique, CFA2014, Poitiers, pp. 1091-1097 (2014)
- [6] B.Trévisan, K.Ege, B.Laulagnet, "Prediction of orthotropic ribbed plate vibro-acoustics mechanisms : application to the piano soundboard", International Symposium on Musical Acoustics ISMA2014, Le Mans, pp. 40 (2014)
- [7] H. Suzuki, I. Nakamura, "Acoustics of the piano", Applied Acoustics Volume 30, pp. 147-205 (1990)
- [8] K. Ege, X Boutillon, M. Rébillat, "Vibroacoustics of the piano soundboard : (Non) linearity and modal properties in the low-and mid-frequency ranges", J. Sound and Vibration 332, pp. 1288-1305 (2013)