



La table d'harmonie du piano Études modales en basses et moyennes fréquences

Kerem EGE





Steinway & Sons – Model D-274

Thèse de doctorat sous la direction de Xavier BOUTILLON





Fazioli.com



Enjeux et problématique

Enjeux et motivations



Corde incapable de rayonner efficacement (petite section)

Chevalet

Table d'harmonie

diffuseur acoustique efficace



Kerem Ege – Soutenance de Thèse – 09/12/2009

Enjeux et motivations

Conception de l'instrument = fruit de l'empirisme des facteurs

Questions :

- termes du compromis intensité/tenue pour l'ensemble des partiels d'une note et sur l'ensemble de la tessiture ? spectre
- comment améliorer le timbre pour les notes aiguës ?
- effets sonores d'un changement du matériau, taille, forme, épaisseur, répartition des barres ?

Fonctionnement



Mobilité au chevalet



Compromis	Y	
intensité /	élevée	 puissance acoustique rayonnée <i>importante</i>
tenue	mais pas trop !	 tenue du son suffisante

I. Sommation modale (Expression analytique)

$$egin{aligned} Y_{
m A}(\omega) &= i\omega\,\sum_{
u=1}^{+\infty}rac{\Phi_
u^2(x_{
m A},y_{
m A})}{m_
u\,(\omega_
u^2+i\eta_
u\omega_
u\omega-\omega^2)} \ & nombreuses \, ext{données}: \ m_
u,\omega_
u,\eta_
u,\Phi_
u \end{aligned}$$

II. Fomulation synthétique

(Skudrzyk, 1980; Langley, 1994)

Valeur moyenne et enveloppe

descripteurs globaux : n(f), $\eta(f)$, M_{Tot}

Mobilité au chevalet



Objectifs

Décrire le problème avec peu de paramètres Mobilité : $n \quad \eta \quad M_{Tot}$ Courbe(s) de dispersion : ?



Plan de l'exposé

Enjeux et problématique

I. La table d'harmonie du piano

II. Modes aux moyennes fréquences

III. Caractérisations modales d'une table d'harmonie de piano droit

IV. Description synthétique de la table

Plan de l'exposé

Enjeux et problématique

I. La table d'harmonie du piano

Structure

Problème vibratoire

- II. Modes aux moyennes fréquences
- III. Caractérisations modales d'une table d'harmonie de piano droit
- IV. Description synthétique de la table

Structure

Bois de résonance : épicéa $\approx 30^{\circ} - 50^{\circ}$ http://www.ciresafiemme.it Raidisseurs : $E_{\mathrm{R}}/E_{\mathrm{L}} \approx 1/20$ compensent l'anisotropie du bois

Tenue statique \implies bombé (collage de raidisseurs « cintrés ») r de 15 à 50 m

En charge (situation de jeu), la table est \approx plane

Études vibratoires (bibliographie)

- modes $\leq 200 - 300 \text{ Hz}$ (Wogram, 1980 ; Nakamura, 1983 ; Suzuki, 1986 ; Kindel *et al*, 1987; Berthaut *et al.*, 2003) $\leq 500 \text{ Hz}$ (Dérogis, 1997)

- 3 études relatives à l'amortissement (\leq 500 Hz) (Suzuki, 1986 ; Dérogis, 1997 ; Berthaut *et al.*, 2003)

- mesures de mobilité au chevalet (Wogram, 1980 ; Conklin, 1996 ; Giordano, 1998)

- étude large bande (Berthaut, 2004) : nombres d'ondes principaux

Kerem Ege – Soutenance de Thèse – 09/12/2009

Vibration de la table

Problématique :

• Hypothèse de champs diffus non vérifiée





R.H. Lyon & R.G. Dejong, *Theory and application of Statistical Energy Analysis*, Butterworth Heinemann, (1995)J. Berthaut, *Contribution à l'identification large bande des structures anisotropes*, Thèse de doctorat, (2004)



R.H. Lyon & R.G. Dejong, *Theory and application of Statistical Energy Analysis*, Butterworth Heinemann, (1995) J. Berthaut, *Contribution à l'identification large bande des structures anisotropes*, Thèse de doctorat, (2004)

Kerem Ege – Soutenance de Thèse – 09/12/2009



H. A. Conklin, Design and tone in the mechanoacoustic piano. II.Piano structure, *JASA* 100(2),1996 (mobilité d'une table de piano à queue de concert)



H. A. Conklin, Design and tone in the mechanoacoustic piano. II.Piano structure, *JASA* 100(2),1996 (mobilité d'une table de piano à queue de concert)

$$egin{array}{lll} lpha = \pi \eta f \ \eta pprox 2 - 3\% \ \Delta f_{
m mode} pprox 20 \
m Hz \end{array}
ightarrow
ightarrow$$

Cas de la table d'harmonie



H. A. Conklin, Design and tone in the mechanoacoustic piano. II.Piano structure, *JASA* 100(2),1996 (mobilité d'une table de piano à queue de concert)

$$egin{array}{lll} lpha = \pi \eta f \ \eta pprox 2 - 3\% \ \Delta f_{
m mode} pprox 20 \
m Hz \end{array}
ightarrow
ightarrow$$

Plan de l'exposé

Enjeux et problématique

- I. La table d'harmonie du piano
- II. Modes aux moyennes fréquences

Méthode : Analyse modale haute résolution

Validation : Analyse modale de plaques en aluminium

- III. Caractérisations modales d'une table d'harmonie de piano droit
- IV. Description synthétique de la table

Analyse modale (système linéaire)

Réponse libre d'un système linéaire

$$s(t) = \Re \left[\sum_{k=1}^{K/2} A_k e^{i\varphi_k} e^{-\alpha_k t + 2i\pi f_k t} \right]$$

- f Fréquence modale
- α Facteur d'amortissement modal
- A Amplitude modale
- φ Phase modale

Analyse modale (système linéaire)

Réponse libre d'un système linéaire

$$s(t) = \Re \left[\sum_{k=1}^{K/2} A_k e^{i\varphi_k} e^{-\alpha_k t + 2i\pi f_k t} + \beta(t) \right]$$

hypothèse : bruit additif

- f Fréquence modale
- α Facteur d'amortissement modal
- A Amplitude modale
- φ Phase modale

Méthode de traitement du signal adaptée à la structure du signal

Analyse modale (système linéaire)

Réponse libre d'un système linéaire

$$s(t) = \Re \left[\sum_{k=1}^{K/2} A_k e^{i\varphi_k} e^{-\alpha_k t + 2i\pi f_k t} + \beta(t) \right]$$

hypothèse : bruit additif

f Fréquence modale

- A Amplitude modale
- α Facteur d'amortissement modal
- φ Phase modale

Méthode de traitement du signal adaptée à la structure du signal

Algorithme haute résolution (type *sous-espace*) : ESPRIT (Roy *et al.,* 1986)

Élaboration et test de la méthode :

Ege, Boutillon, David, High-resolution modal analysis, JSV, 325 (4-5), 2009







Validation

Analyse modale partielle de plaques libre-libre Comparaison expérimental ↔ théorique

Dimensions : $1.62 \times 1 \times 0.005 \, m^3$





Maillage carré de 100 points (pas = 1cm)

Kerem Ege – Soutenance de Thèse – 09/12/2009

Déformées modales



Fréquences et déformées modales *théoriques :* Méthode de Rayleigh améliorée (3 termes)

Kim C.S., Dickinson S.M., *JSV*, **103** (1), (1985)

- Résolution spatiale
- Incertitude sur la position et l'angle d'excitation
 - Rapport Signal / Bruit

Plan de l'exposé

Enjeux et problématique

- I. La table d'harmonie du piano
- II. Modes aux moyennes fréquences

III. Caractérisations modales d'une table d'harmonie de piano droit

Identification des paramètres modaux Excitation impulsionnelle f < 500 - 600 Hz

Excitation continue f > 550 Hz

Quantification de la linéarité/non linéarité de la table

Mise en évidence de la localisation des modes entre les raidisseurs en MF-HF

IV. Description synthétique de la table

Kerem Ege – Soutenance de Thèse – 09/12/2009

Table piano droit



Analyse modale



Impacts sur nœuds du maillage rectangulaire

 \Rightarrow 600 réponses impulsionnelles

Limitation : RSB

 35×600 estimations



 35×600 estimations



Kerem Ege – Soutenance de Thèse – 09/12/2009

Préconditionnement : Filtrage passe-bande *étroit*





Suppression des estimations des régions nodales




Performances de la méthode



Critère ESTER



Critère ESTER



Premières déformées modales



$f > 550 \text{ Hz} \implies \text{Excitation continue (HP)}$



calcul de la réponse impulsionnelle par déconvolution (Farina, AES, 2000) séparation des contributions linéaires / non linéaires (Rébillat *et al.,* 2009)

Quantification de l'hypothèse de linéarité

{Haut-parleur + chambre}



Quantification de l'hypothèse de linéarité





















Études modales publiées



→ Bibliographie :

Suzuki, 1986. Piano demi-queue, table montée sans cadre ni corde.
Dérogis, 1997. Piano droit, table en situation de jeu. (Méthode *matrix pencil - ESPRIT*)
Berthaut, 2003. Piano demi-queue, table libre sans corde.

Espacement intermodal



Espacement intermodal



Espacement intermodal moyenne glissante (6 espacements) $f \approx 1.1 \text{ kHz}$

Plaque homogène : espacement intermodal constant

1000

 $\approx 19-20 \text{ Hz}$

500

$$\Delta f = \frac{1}{n(f)} = \frac{2h}{S} \sqrt{\frac{\sqrt{E_{\mathrm{L}} E_{\mathrm{R}}}}{12\rho(1-\nu_{\mathrm{L}}\nu_{\mathrm{R}})}}$$

2000

2500

1500

Fréquence [Hz]

f < 1.1 kHzplaque homogène équivalente ?

100

80

60

40

20

0,

∆f [Hz]

Espacement intermodal



→ plaque homogène équivalente ?

f > 1.1 kHz \longrightarrow localisation des ondes entre les raidisseurs ?

(Berthaut, 2004)

Modèle éléments finis table raidie





(taille des élements 1cm)

Modèle simplifié : table (épicéa) + raidisseurs (épicéa) + barres de mouchoirs (sapin) chevalets charge

Modèle éléments finis table raidie





(taille des élements 1cm)

Modèle simplifié : table (épicéa) + raidisseurs (épicéa) + barres de mouchoirs (sapin) chevalets charge



 $32^{
m ème}$ mode numérique $f_{
m num}=776~{
m Hz}$



 $48^{
m ème}$ mode numérique $f_{
m num}=1089~{
m Hz}$

 $74^{
m ème}$ mode numérique $f_{
m num}=1593~{
m Hz}$

Localisation des ondes confirmée numériquement :

Kerem Ege – Soutenance de Thèse – 09/12/2009



57

Comportement large bande de la table raidie



f < 1.1 kHz plaque homogène $\longrightarrow E_x^{\text{H}}, E_y^{\text{H}}, G_{xy}^{\text{H}}, h^{\text{H}}, \rho^{H}$?

f > 1.1 kHz ondes guidées entre les raidisseurs — conséquences sur le rayonnement ?

Plan de l'exposé

Enjeux et problématique

- I. La table d'harmonie de piano
- II. Modes aux moyennes fréquences
- III. Caractérisations modales d'une table d'harmonie de piano droit
- IV. Description synthétique de la table Homogénéisation de la structure ?
 Guide d'onde inter-raidisseurs et rayonnement
 Sonorité dans l'aigu
 Synthèse de la mobilité



$$E_y^{\rm p}/E_x^{\rm p} \approx 1/24 < = E_y^{\rm H}/E_x^{\rm H} \approx 3.8/1$$
 !!





Plaque isotrope équivalente ? f < 1.1 kHz

table + raidisseurs + chevalets $\xrightarrow{?}$ plaque isotrope où $\frac{D^{\mathrm{H}}}{\rho^{\mathrm{H}}h} = \frac{D_{x}^{\mathrm{p}}}{\rho^{\mathrm{p}}h^{\mathrm{p}}}$ Love-Kirchhoff : rigidité dynamique $\frac{D}{\rho h} = \frac{E h^{2}}{12 \rho (1 - \nu^{2})} = \frac{\omega^{2}}{k^{4}}$ pilote la dépendance entre k et ω



Kerem Ege – Soutenance de Thèse – 09/12/2009

Plaque isotrope équivalente ? f < 1.1 kHz



---- influence des conditions aux limites (encastrement) en BF

Plaque isotrope équivalente f < 1.1 kHz

premières déformées



→ argument en faveur de l'isotropie équivalente en BF

Modèle éléments finis table raidie (sans chevalets)





Kerem Ege – Soutenance de Thèse – 09/12/2009

Modèle de guide d'onde inter-raidisseurs f > 1.1 kHz \mathcal{I}_y Équation de dispersion du milieu : $k_y^4 + k_x^2 \frac{D_2 + D_4}{D_3} k_y^2 = \frac{\rho h \omega^2}{D_3} - \frac{D_1}{D_3} k_x^4$ x

Modèle de guide d'onde inter-raidisseurs f > 1.1 kHzÉquation de dispersion du milieu : $k_y^4 + k_x^2 \frac{D_2 + D_4}{D_3} k_y^2 = \frac{\rho h \omega^2}{D_3} - \frac{D_1}{D_3} k_x^4$ π $k_x =$

Hypothèses :

- Guides d'onde indépendants
- \succ C.L. (suivant x) simplement supporté aux raidisseurs

 k_x valeurs discrètes : $m\pi/p$

Modèle de guide d'onde inter-raidisseurs f > 1.1 kHzÉquation de dispersion du milieu : $k_y^4 + k_x^2 \frac{D_2 + D_4}{D_3} k_y^2 = \frac{\rho h \omega^2}{D_2} - \frac{D_1}{D_2} k_x^4$

Hypothèses :

Guides d'onde indépendants

 \succ C.L. (suivant x) simplement supporté aux raidisseurs

 k_x valeurs discrètes : $m\pi/p$

C.L. (suivant y) imposées par les barres de mouchoirs ou la ceinture

Modèle de guide d'onde inter-raidisseurs f > 1.1 kHz



Modèle de guide d'onde inter-raidisseurs f > 1.1 kHz





guides d'onde non indépendants mode non totalement localisé

Modèle de guide d'onde inter-raidisseurs f > 1.1 kHz





guides d'onde non indépendants mode non totalement localisé

Conséquences sur le rayonnement












Kerem Ege – Soutenance de Thèse – 09/12/2009

77

Mobilité et rayonnement

HF : mobilité et rayonnement fonction de h et p



En HF : la planche inter-raidisseurs présente une mobilité plus grande que la table raidie en BF

Mobilité et rayonnement

HF : mobilité et rayonnement fonction de h et p



Mobilité et rayonnement

HF : mobilité et rayonnement fonction de h et p



Synthèse de la mobilité au chevalet

Méthode de la valeur moyenne Théorie de Skudrzyk,1980

descripteurs : n(f), M_{Tot}

$$|Y_A(\omega)| \underset{+\infty}{\to} G_{\mathcal{C}} = \frac{\pi}{2 \epsilon_{\nu} M_{\text{Tot}}} = \frac{n(f)}{4M_{\text{Tot}}}$$

valeur moyenne = Admittance caractéristique

Pour une plaque :
$$G_{\rm C} = \frac{1}{4h^2} \sqrt{\frac{3(1-\nu^2)}{E\rho}}$$
 (constante)

Langley, 1994 $\longrightarrow G_{\text{res}} = G_{\text{C}} \coth(\beta(f))$ et $G_{\text{ares}} = G_{\text{C}} \tanh(\beta(f))$

modification semi-empiriques (si fluctuations aléatoire de n(f))

Mobilité au chevalet



Mobilité au chevalet



Mobilité au chevalet



Kerem Ege – Soutenance de Thèse – 09/12/2009

Conclusion

Méthode haute résolution

- Critère ESTER efficace pour estimer la densité modale en MF
- Bonnes performances en termes de reproductibilité des résultats et de précision des estimations des paramètres modaux

Piano

- Mesure des fréquences et amortissements modaux jusqu'à $f \approx 3 \ \mathrm{kHz}$
- Quantification de l'hypothèse de linéarité de la table
- Description synthétique de la table :

Mise en évidence de la transition entre deux comportement : BF → plaque équivalente isotrope : n(f) constante HF → ondes guidées entre les raidisseurs : chute de n(f)

- Phénomène de coïncidence acoustique modifié dans le guide d'onde
- Synthèse de la mobilité au chevalet (valeur moyenne et enveloppes) au moyen de n, m, et η

Perspectives Traitement du signal

- Efficacité de la méthode pour estimer $E_x E_y G_{xy} \eta$
- thèse de M.Rébillat X.Boutillon (LMS), B.Katz (LIMSI), E.Corteel (sonic emotion) Evolution d'un système de restitution sonore spatialisé (de type WFS)
 - Étude comparative des performances de la méthode Haute Résolution par rapport aux méthode classiques d'analyse modale : LSCE (Prony), RFP (fit des fonctions de transferts)...

Perspectives

Vibroacoustique du piano

- Synthèse sonore : calcul d'un son représentatif de la table Mise au point d'un outil permettant d'évaluer les variations sonores entraînées par une modification des paramètres de conception
- thèse de J.Chabassier P.Joly (INRIA), A.Chaigne(UME ENSTA) Modélisation et simulation numérique d'un piano de concert

• Construction d'une table modèle : mesurer l'effet des modifications de structures sur les descripteurs globaux (étude comparative)

Dimensionnement en fonction des critères des facteurs de piano (niveau sonore et tenue de son)

---- aide à la conception de pianos de qualité

• Remplacement de la table par une structure composite



Piano à queue de concert *C. Bechstein*. Model **D-280**.