

過渡音に着目したアコースティックギターの振動音響解析 Vibration and Acoustic Analysis of Acoustic Guitar in Consideration of Transient Sound

精密工学専攻 6号 岩永 尚文
Naoaki Iwanaga

1. 緒言

楽器の歴史は長く、文明の発展と共に生まれ、設計者の経験的な積み重ねにより現在まで発展し続けている。その主要な機能は音を奏でることであり、弦や筐体、空気の振動現象が音源となる。楽器の音の良し悪しは人の感性に左右され、その評価を数値化することは困難とされている。また、撥弦楽器や打楽器のように、多くの楽器はその演奏方法により音量・音色が時間的に変化し、その変化も人の好みに影響する。しかし、人の好みに応じた音質をもつように楽器の設計をコントロールできれば、多様化するニーズに応える製品づくりが可能となる。

そこで本研究では、代表的な撥弦楽器であるアコースティックギター(以降、ギター)の過渡音に着目し、振動音響解析を適用することで、設計要素との関連を分析する。最終的に構造最適化を適用することで、目標音質を達成するための新たな設計手法を提案する。

2. ギターの振動・音響特性

本章では設計の異なるギター2本(Guitar A, B)を用い、振動・音響に関する基本的な特性を測定し、比較する。ギターの調弦は最も一般的とされる、1弦=330Hz, 2弦=247Hz, 3弦=196Hz, 4弦=147Hz, 5弦=110Hz, 6弦=82.4Hzとする。

2.1 ギターの構造と発音原理

ギターは撥弦された弦が駒や表板を励振し、表板から側板・裏板へと振動が伝わることで、本体や響穴(サウンドホール)から音が放射される⁽¹⁾。特に表板による振動伝達と放射板としての役割は非常に重要である。そこで本研究では、ギターの振動特性として、特に表板部分の振動特性を扱う。

ギターの表板の裏側(ボディ内側)には響棒と呼ばれる梁が取り付けられており、補強材としての役割だけでなく、その配置や形状を変えることで音色をコントロールする役割をもつ。本研究で扱う Guitar A, B はいずれも Fig. 1 の(d)の中央でX字に交差する響棒配置法を用いており、響棒の形状が異なっている。なお、(d)の響棒配置法はフォークギターで主に使用され、(a)~(c)の響棒配置法は主にクラシックギターやフラメンコギター等に使用される。

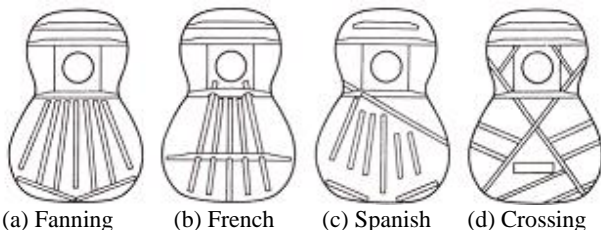


Fig. 1 Examples of bracing pattern⁽¹⁾

2.2 実験概要

実験の概要図を Fig. 2 に示す。振動測定の場合、ギターは定盤に固定された治具に張られたゴムの上に載せ、自由状態

として扱い、加速度ピックアップによって表板表面のZ軸方向の応答を測定する。音響測定は無響室で行い、1/2インチマイクロフォンを使用し実験を行う。加振方法はロードセルを取り付けたハンマによるインパクト加振と調弦された弦の撥弦の2通りで行う。撥弦はピックと呼ばれる演奏道具を手に持ち、弦をY軸正方向に弾いて行う。弦を弾く位置は、ピックの軌道がサウンドホールと呼ばれる表板に空けられた穴の中心を通るよう、統一して行う。また、弦は1本のみ撥弦し、撥弦しない弦は上から養生テープを貼ることで、振動せず、張力も変化しないようにする。

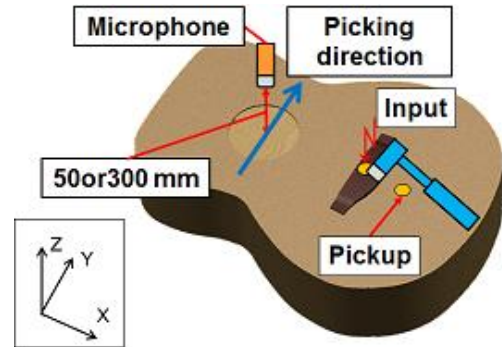


Fig. 2 Experiment setup

2.3 定常特性

インパクト加振時に測定された音圧と加振力から周波数応答関数(Frequency Response Function, 以降, FRF)を算出した結果を Fig. 3 に示す。1次から3次の固有振動数をそれぞれ f_1 (Guitar A:98Hz, Guitar B:91Hz), f_2 (Guitar A:185Hz, Guitar B:170Hz), f_3 (Guitar A:366Hz, Guitar B:327Hz)と呼ぶことにする。結果を比較すると、 f_1 ~ f_3 とも、Guitar Bの方が低く、0~1024Hzの周波数帯ほぼすべての周波数において振幅が高いことから Guitar A と比べ、Guitar Bの方が同じ入力に対し高い応答を示すことがわかる。

インパクト加振時の表板の加速度応答測定結果から加速度FRFを計算し、 f_1 ~ f_3 に対応する固有振動数における表板のモードシェイプを算出し、結果を Fig. 4 に示す。

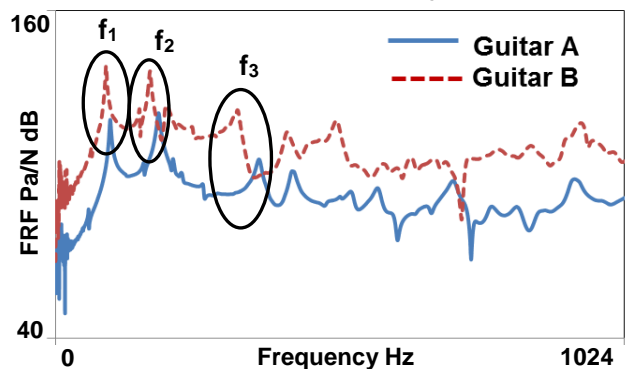


Fig. 3 Acoustic FRF

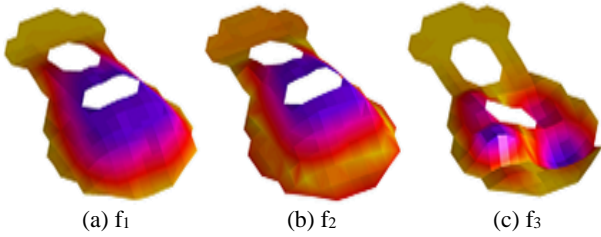


Fig. 4 Mode shapes of front plate

2.4 過渡特性

6弦撥弦時に測定された音圧のスペクトログラムを Fig. 5 と Fig. 6 に示す。低次倍音の変化に着目すると、Guitar A は基音が撥弦時から 2, 3 倍音よりも小さく、2 倍音の伸びが良いことがわかる。一方で Guitar B では、Guitar A と比べ撥弦時の基音と 3 倍音の大小が入れ替わり、基音の伸びが良く、2 倍音以上の成分の減衰が早いことがわかる。

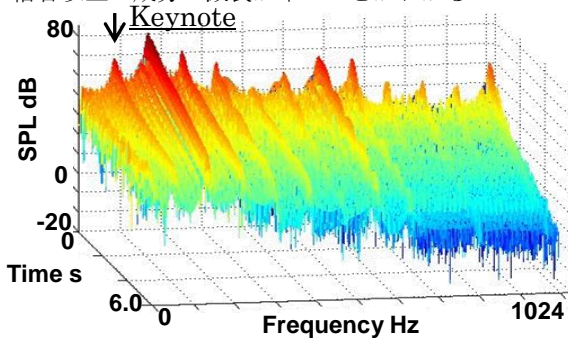


Fig. 5 Guitar A 6th string sound spectrogram

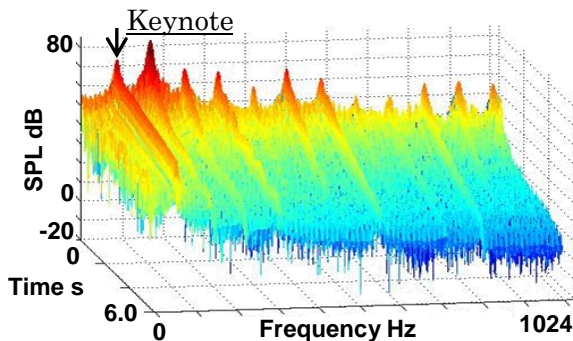


Fig. 6 Guitar B 6th string sound spectrogram

3. 過渡音の音質変更による印象変化

ギターの音質改良の例として、「高音の伸びの改善」、「低音の立ち上がりの改善」といった例が挙げられる。しかし、事前に目標となる音質を設定するにあたり、現在の音質からある周波数成分の時間変動を変化させた場合にユーザあるいはリスナーが違いを感じるか不明である。

そこで本章では、Guitar A の 6 弦撥弦時の音を原音として、時間変化を与えた評価音源を作成し、音質評価実験を行う。

3.1 過渡特性を考慮した評価音作成

評価音の作成には 2 つの方法を用いる。1 つは特定の周波数成分を大きくする目的で付加音を作成し、原音に加算する方法。もう 1 つは特定の周波数成分を減衰させる目的で周波数フィルタをかける方法である。作成した付加音及びフィルタは以下の(1)~(3)である。

- (1) 基音の周波数正弦波に指数窓をかけた波形
- (2) 表板の最低次固有振動数(f_1 :98Hz)の減衰の強い応答波形
- (3) 基音のみの減衰を強めたフィルタ

3.2 音質評価実験

被験者は 20 代男女 20 名とし、無響室にてヘッドフォンを

使用して音源を聞かせる。原音から評価音の順に聞かせ、「原音と評価音源に違いを感じるか」記録させる。

3.3 実験結果

評価実験の結果、被験者 20 人中 17 人が(1)の付加音を適用した評価音に対し原音との違いを感じ、12 人が(3)のフィルタを適用した評価音に対し原音との違いを感じた。(2)の付加音は適用することによって弦が弾かれた瞬間の音量がわずかに増加するが、違いを感じたのは 1 人のみであった。

結果から、ギターの音質のうち、倍音の時間変化を変更した場合に人は音の違いを感じると考えられる。このことから、ユーザから音質改良の要望が出た場合に、元となるギターの音質の倍音の強弱を時間的に変化させることで、目標とする音質を設定することが可能となると考えられる。

4. 実稼働周波数における振動形状 (ODS)

目標とする音質を実現するために構造設計を施す必要がある。2.1 節で述べたように、ギターは表板の振動挙動が音質に強く影響している。よって、表板の設計と音質との関連を定義できれば、表板の設計によって音質をコントロールできる可能性がある。

そこで本章では、ギター実機の表板の撥弦時の振動挙動に着目し、実計測により時刻歴でその変化を観察することで音質との関連を考察する。

4.1 Operational Deflection Shapes (ODS) について

構造物が実際に稼働している時(実稼働時)に発生する振動形状を実稼働変形形状(Operational Deflection Shapes, 以降、ODS)²⁾と呼ぶ。ODS は表現するために必要な応答点全てを同時測定する必要があるが、計測環境やセンサによる測定対象への質量付加の問題から不可能である。そこで、ある一点を参照点として置き、その点と各測定点との位相関係を補正することにより、複数回に分けた測定でも ODS の表現が可能となる。

ODS には 2 種類の表現方法があり、ある特定の周波数での振動形状を周波数軸 ODS、時間変化を伴う振動形状を時間軸 ODS と呼ぶ。周波数軸 ODS は周波数軸応答あるいは FRF を用いて表現し、時間軸 ODS は時間軸応答を用いて表現する。周波数軸 ODS と時間軸 ODS は互いにフーリエ変換、あるいは逆フーリエ変換することによっても得ることができる。

4.2 ギター表板の ODS 測定

2 章と同様に、本章でも Guitar A, B の 2 種のギターを用いて測定、比較を行う。測定条件も 2 章の振動測定の際と同様に、Fig. 2 のセットアップで行う。測定点間隔は 30mm とし、表板上の一点を参照点として測定しながら複数回に分け、表板表面の応答を測定する。音質との関連を分析するため、撥弦によりギターを加振する。Fig. 7 に 6 弦撥弦時のギター表板上の代表的な加速度応答波形を示す。弦が弾かれた瞬間から振動が発生し、減衰していくことがわかる。6 弦撥弦直後の時刻を T_1 、減衰後の時刻を T_2 とし、Fig. 7 中に示す。位相処理後の 6 弦撥弦時の時間軸 ODS から代表的な膜型と左右分割型の振動形状 S1, S2 とし、Fig. 8 に示す。

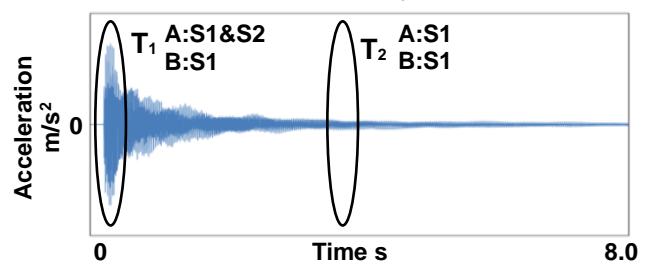
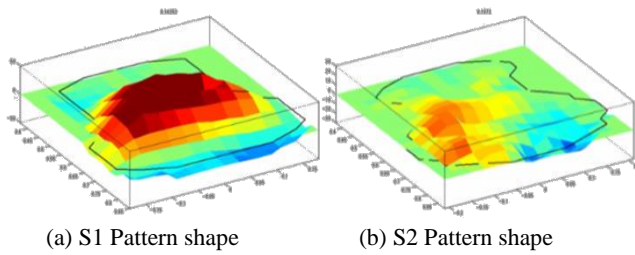


Fig. 7 Acceleration response on front plate



(a) S1 Pattern shape (b) S2 Pattern shape
Fig. 8 Typical Time Domain ODS patterns

4.3 ODS と音質の対応

Guitar A の時間軸 ODS を観察した結果、Guitar A は時刻 T_1 において S1, S2 の形状あるいは他の振動形状が混在して発生しており、その後減衰を経た時刻 T_2 においては S1 の形状のみが現れることがわかった。一方で Guitar B の場合は、時刻 T_1 の段階で S1 の形状が特徴的に現れ、その後も S1 の形状で振動し、減衰を経た時刻 T_2 においても S1 の形状を維持することがわかった。

続いて周波数軸 ODS を分析すると、Guitar A, B 共に 6 弦の調弦周波数である 82.4Hz と 2 倍の 165Hz の付近において S1 の形状を示し、Fig. 4 (a), (b) に示した f_1 と f_2 のモードの影響を強く受けていると考えられる。一方で S2 の形状は Fig. 4 (c) に示した f_3 のモードシェイプと非常に似ており、Guitar A の周波数軸 ODS において、調弦周波数の 4 倍である 330Hz 付近における形状と一致することがわかった。このことから、撥弦した瞬間から、弦により加振されることで表板は時々刻々特定の周波数における振動形状を発生させているのであると考えられる。

ここで弦の運動を考えると、撥弦時に弦には衝撃に近い入力を与えられ、高次のモードまで発生し、低周波から高周波まで含んだ加振力が表板に働くと考えられる。その後減衰が働き、低次のモードの周波数による加振力が残る。よって、時刻 T_1 においては表板の自由振動の形状、すなわち振動モードを含み、複雑な振動形状となる。一方、減衰後の時刻 T_2 においては調弦周波数およびその低次の倍成分のみで加振されていると考えられるので、それらの周波数における振動形状が現れる。Guitar A, B 共に同じ加振力が働いていると仮定すると、Guitar B は T_1 の段階で S1 の形状を示すことから、表板の高次の振動モードが素早く減衰し、低次の倍音成分の周波数 ODS が主要な形状として現れているのであると考えられる。この傾向は Fig. 6 に示した Guitar B の 6 弦撥弦時の音質の傾向とも一致しており、表板の振動挙動の時間変化がギターの過渡音質に影響していることがわかる。

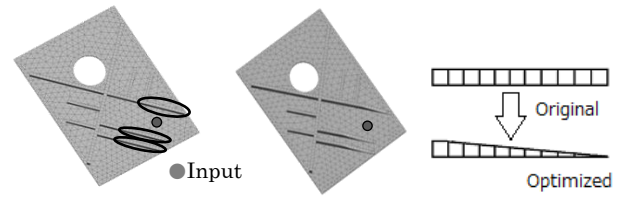
5. ODS の最適化

ODS の実測結果から、弦により加振された表板は時々刻々、いくつかの周波数における振動形状がパターンとなって現れ、音質に影響することがわかった。このことから、音質改善したい周波数成分における振動形状を改善することによって、音質変更が可能となると考えられる。

本章では、板状の簡易有限要素モデルを用いて、まず数値シミュレーションにより周波数軸 ODS の設計最適化を試みる。その後、同じ形状の簡易実験モデルを作成し、最適化の効果を検証する。

5.1 有限要素モデルの作成

作成した有限要素モデルを Fig. 9 (a) に示す。厚さ 3mm の長方形の板に直径 100mm の穴を空け、いくつかの梁が取り付けられている。材料はアクリルとし、周囲固定の拘束を与えている。このモデルを使用し、応答解析を行うが、その際に定義する加振点の位置は Fig. 9 (a) 内に示した小さな黒丸で示す 1 節点とする。弦による加振を模擬するため、中央ではなく、やや偏った位置に設定している。



(a) Original model (b) Optimized model (c) Bracing detail
Fig. 9 Plate FEM model

5.2 周波数 ODS の定式化

板モデルの 1 点加振の振動問題は多自由度系の 1 点加振による強制振動として扱うことができ、複数の固有モードの重ね合わせで表現することができる。周波数 ω における応答 x を N 次固有モードまでの重ね合わせとし、式(1)で表す。

$$\{x(\omega)\} = \sum_{r=1}^N \gamma_r \{\phi_r\} \quad (1)$$

ここで、 γ_r はモードの重み係数であり、加振力の周波数と振幅および、 r 次モードの固有値、固有ベクトルによって計算され、応答 x に対する r 次モードの寄与を表す。固有値 λ および固有モード ϕ は式(2)に表すように系の全体質量行列 M と全体剛性行列 K を固有値解析することによって得られる。

$$(M - \lambda K)\{\phi\} = \{0\} \quad (2)$$

式(1), (2)から、作成した有限要素モデルの固有値解析結果に加振情報を定義すれば周波数 ω における周波数応答、すなわち周波数 ODS が計算できる。

5.3 固有モードの感度解析

構造最適化にあたり、設計変数 P に対する r 次モードベクトル ϕ_r の感度を式(3)のように微分形式で定義する⁽⁴⁾。

$$\frac{\partial \phi_r}{\partial P} = \sum_{k=1}^N c_{rk} \phi_k \quad (3)$$

c_{rk} は正規モードの直交性を利用した式(4)から得られる。

$$\begin{cases} c_{rk} = \frac{\{\phi_k\}^T \left(\lambda_r \frac{\partial [M]}{\partial P} - \frac{\partial [K]}{\partial P} \right) \{\phi_r\}}{\lambda_k - \lambda_r} & (k \neq r) \\ c_{rr} = \frac{-\{\phi_r\}^T \left(\lambda_r \frac{\partial [M]}{\partial P} \right) \{\phi_r\}}{2} \end{cases} \quad (4)$$

5.4 非線形計画法を用いた ODS 最適化

式(1)と式(3)を用いて、点 n の目標応答 x' を式(5)のように表す。これを全応答点に拡張し、目標応答 x との差分 dx を定義し、式(6)のように表す。 ϕ_{nr} は点 n の r 次モードベクトル、 P_e は設計変数を表し、 e 個設定する。

$$x'_n(\omega) = \sum_{r=1}^N \gamma_r \phi'_{nr} = \sum_{r=1}^N \gamma_r \left(\phi_{nr} + \frac{\partial \phi_{nr}}{\partial P} \partial P \right) \quad (5)$$

$$\{dx\} = \begin{bmatrix} \sum_{r=1}^N \gamma_r \frac{\partial \phi_{1r}}{\partial P_1} & \sum_{r=1}^N \gamma_r \frac{\partial \phi_{1r}}{\partial P_2} & \cdots & \sum_{r=1}^N \gamma_r \frac{\partial \phi_{1r}}{\partial P_e} \\ \sum_{r=1}^N \gamma_r \frac{\partial \phi_{2r}}{\partial P_1} & \ddots & \ddots & \vdots \\ \vdots & \ddots & \ddots & \vdots \\ \sum_{r=1}^N \gamma_r \frac{\partial \phi_{nr}}{\partial P_1} & \cdots & \cdots & \sum_{r=1}^N \gamma_r \frac{\partial \phi_{nr}}{\partial P_e} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \partial P_1 \\ \partial P_2 \\ \vdots \\ \partial P_e \end{Bmatrix} \quad (6)$$

ここで、変更量 $\{\partial P\}$ は現実的な値でなければならず、制約条件を与える必要がある。本研究では、Fig. 9 上に丸で囲った梁部分の 6 面体要素 30 個の質量密度 ρ を設計変数と置く。梁部分を削る設計変更を想定するため、 ρ_0 を変更前の密度として、制約条件は、

$$-\rho_0 < \partial \rho_e \leq 0 \quad (7)$$

となり、この制約条件内で式(6)が成立するとき、目標値を満たす最適な変更量 $\{\Delta P\}$ が得られる。しかし、式(6)は変数量に対し、応答点数が非常に多いため、式(7)を満たす解を得ることは難しい。そこで、目的関数を式(6)両辺の差分のノルムの最小化とした制約付き非線形計画問題として置き換えることで、制約条件を満たしながら最も目標値に近い値となる解を導出する。設計変更適用後の応答は式(8)に示す変位信頼性評価基準(Displacement Assurance Criterion, 以降、DAC)を用いて評価する。DACは2つの応答間の相関を表し、0(無相関)から1(完全相関)の値をとる。

$$DAC = \frac{|\{x'\}'\{x\}|^2}{\|\{x'\}'\{x\}\| \|\{x'\}'\{x\}\|} \quad (8)$$

解析プログラムには DAC の上昇を追加の制約条件として与えることで、収束性の向上を図る。

5.5 最適化計算結果

作成した有限要素モデルの駆動点 FRF を Fig. 10 に示し、1次から3次までのモード形状を Fig. 11 に示す。

今回、目標とする音質は定義せず、120Hz における ODS を目標の形状とする最適化を行う。120Hz は Fig. 10 に示す通り、モデルの固有振動数ではなく、応答がモードの重ね合わせで表されることがわかる。

設計変更前の 120Hz の ODS、目標形状を Fig. 12 (a), (b) に示す。これらの値を用いて最適化計算により得られた変数適用後の密度に対応するように有限要素モデルの形状を変更し、設計変更モデルとする。設計変更後の有限要素モデルを Fig. 9 (b), (c) に示し、120Hz の ODS を Fig. 12 (c) に示す。梁部分を削る設計変更により、穴付近の応答の振幅が増加し、振動面が拡大していることがわかる。また、設計変更前後のモデルの固有値解析結果と弦による加振を模擬した加振信号を用いた放射音解析を行い、短時間フーリエ変換により 120Hz 成分の時間変化を算出し、比較を行った結果を Fig. 13 に示す。120Hz の振動応答が改善されたことにより、放射音も大きくなっていることがわかる。

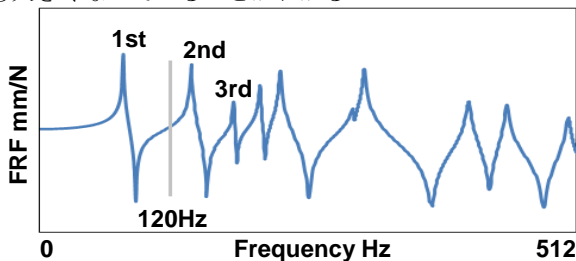


Fig. 10 Driving point FRF of plate FEmodel

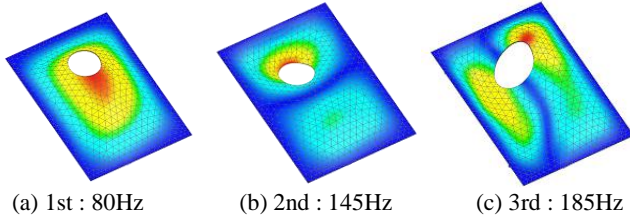


Fig. 11 Mode shapes of plate FEmodel

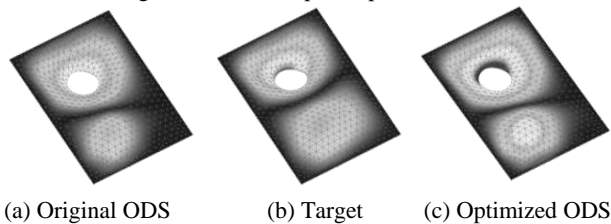


Fig. 12 120Hz ODS of FEmodel

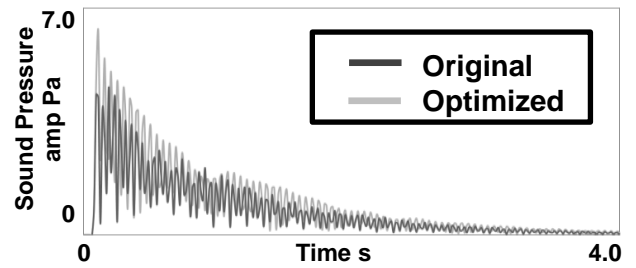


Fig. 13 120Hz acoustic response

5.6 実験モデルによる検証

設計変更の効果を実験により検証する。Fig. 9 (a), (b) と同様の実験モデルを作成し、動電式加振機に加振信号を与え、加振し、加速度応答を測定する。実験のセットアップを Fig. 14 に示す。板の周辺は固定されており、加振点もシミュレーションと同じ位置になるよう設定する。

120Hz の ODS を Fig. 15 に示す。シミュレーションと同様に、梁に削りを入れる構造変更によって、振幅が増加し、振動面が拡大する傾向が得られた。

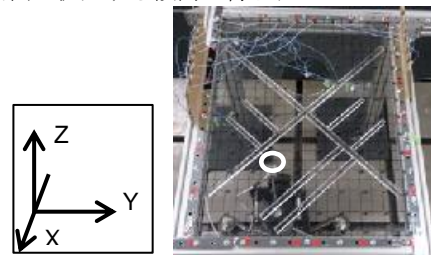
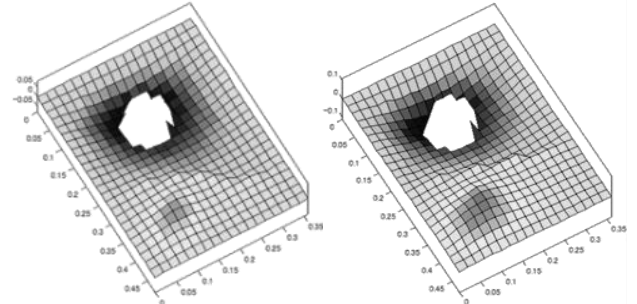


Fig. 14 Experiment setup (○:input point)



(a) Original (b) Optimized
Fig. 15 Experimental 120Hz ODS

6. 研究成果

- (1) ギターの音質から倍音の強弱を変化させた場合に、人は異なる音と認識することがわかった。
- (2) 設計の異なる2種類のギターの過渡音質と表板振動の関連を比較・分析し、表板の振動挙動の時間変化がギターの過渡音質に影響していることがわかった。
- (3) 音質変更したい周波数における振動形状に着目し、多自由度系の強制振動問題に置き換え、非線形計画法を用いた構造最適化を行うことで、目標とする振動形状に近づけることができ、実験でも同様の傾向となることを確認した。

参考文献

- (1) Fletcher.N.H 他『楽器の物理学』丸善出版 (1997).
- (2) McHargue.P.L.他 "Operating Deflection Shapes from Time versus Frequency Domain Measurements" IMAC1993 (1993).
- (3) 長松昭男, モード解析入門, コロナ社, 東京 (1993).
- (4) 山川宏, 最適化デザイン, 培風館, 東京(1993) p.83.
- (5) 一森哲男, 数理計画法, 共立出版, 東京 (1994)