

モード解析による打楽器シンバルの振動特性に関する研究 - 実験モード解析と理論モード解析の検証と比較及び構造最適化 -

石渡 輝行 岩原 光男 長松 昭男
法政大学工学部機械工学科

非線形最適化法は周波数領域で多点応答に拡張したものである。この手法を MATLAB 言語を使用して組み込んだシステムを打楽器のシンバルに適用し、それと同時に有限要素法の結果と比較した。また、今回はさらに発展して構造変更の最適化を行った。

1. 結論

振動は私たちの身近な至る所で発生しており、私たちと深い関わりを持っている。喉と鼓膜と空気の振動を利用することによって会話が成立し、音は空気の振動によって伝わる。振動や音は人間に対して様々な影響を与える。人間が身近に使う機械やものは振動が小さいことや心地よく振動することが大きい商品価値になってきた。また、機械の不具合や故障の過半数は、振動が原因で発生すると言われている。現在数多くの製品が、エンジニアの経験と勘により設計され、試作と実験の繰り返しによって開発されている。今後更に厳しくなる設計条件を満たし、振動問題を設計開発の段階で予知し、対策するためには従来の手法より精度を上げ、新たな手法を生み出すべきである。近年、振動現象の予想と現象解明にモード解析が使用され始め、専用の解析機器も市販されている。モード解析は実験モード解析と理論モード解析に分けられる。前者の実験モード解析は、振動試験によって周波数応答関数を実験的に求め、その中に含まれる系の動的な性質をモード特性の形で抽出する一連の方法である。著しいコンピューターの進歩によって設計段階における振動のシミュレーション解析が身近になり、振動解析の基盤技術となっている。実験モード解析手法として非線形最適化法が提案されている。非線形最適化法は周波数領域法である偏分反復法を正確に多点応答に拡張したものである。この手法を使い実験対象のモード特性を求める。本研究である実験モード解析の流れを図 1 に示す。また、図 2 に理論モード解析の流れを示す。理論モード解析は対象物を有限要素法でモデル化し、計算によってモード特性を求める。これを実験結果と比較・検討するのが本研究の主題である。今回はさらに発展し、第 2 次固有振動数の移動を目標にして構造最適化を試行する。

実験対象は音質評価の研究と連携して打楽器のシンバルを用いた。また、非線形最適化法を使いやすくするために、MATLAB 言語を使用して構築した実験モード解析システムを使用した。

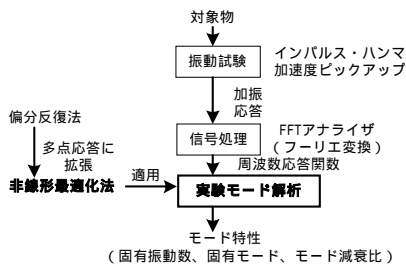


Fig.1 Experiment Modal Analysis of this study

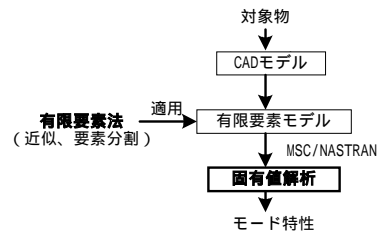


Fig.2 Theoretical Modal Analysis of this study

2. 実験装置と実験方法

実験はインパルス・ハンマを用いた打撃試験で実験対象は打楽器のシンバルである。今回はシンバル用のスタンドに乗せて実験を行った。図 3 にその実験風景を示す。本研究の実験は加速度ピックアップは 1 点に固定し、インパルス・ハンマで 1 点ずつ移動して叩き、FFT アナライザを用いて計 64 点の応答を得るといふ多点加振・単点応答という形で行った。打撃試験は 5 回平均で行い、3 軸の加速度ピックアップによって 3 方向の応答を測定したが、X 方向と Y 方向の動きはほとんどないため、今回は Z 方向のみ応答を得るようにした。



Fig.3 Experiment Equipment

3. 実験モード解析

図 4 に実験対象であるシンバルの加振点と計測点を示す。スタンドに乗せたシンバルをインパルス・ハンマにより矢印の方向 Z 方向に合計 64 点を垂直に加振した。

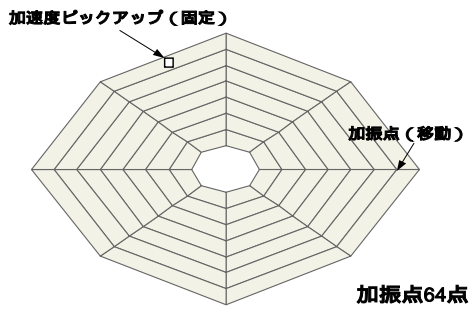
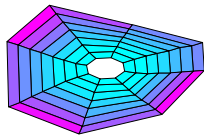


Fig.4 Measuring Points and Excitation Points

実験モード解析システムによりモードアニメーションを見ることができる。以下の図 5~12 に同定により得られた第 1 次~10 次の固有モード形状を示す。同様に有限要素モデルの固有モード形状を図 13~20 に示す。

Mode Shape No.1 $f = 39.27$ (Hz), $\zeta = 0.0529$ (%)

Fig.5 Experiment Mode Shape No.1



Mode Shape No.2 $f = 39.95$ (Hz), $\zeta = 0.0785$ (%)

Fig.6 Experiment Mode Shape No.2

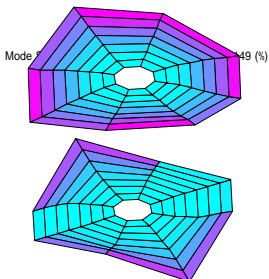


Fig.7 Experiment Mode Shape No.3

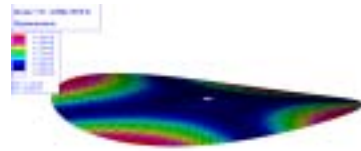


Fig.13 FEM Mode Shape No.1

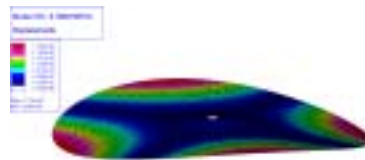


Fig.14 FEM Mode Shape No.2

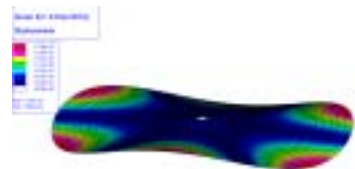


Fig.15 FEM Mode Shape No.3

Mode Shape No.5 $f = 106.9$ (Hz), $\zeta = 0.129$ (%)

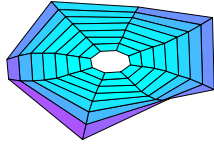


Fig.8 Experiment Mode Shape No.5

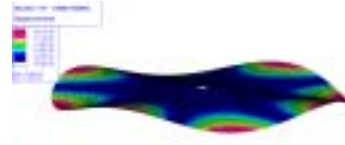


Fig.16 FEM Mode Shape No.5

Mode Shape No.6 $f = 109$ (Hz), $\zeta = 0.0382$ (%)

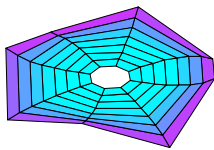


Fig.9 Experiment Mode Shape No.6

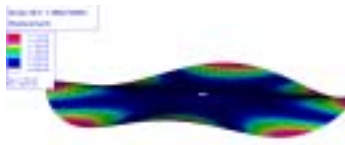


Fig.17 FEM Mode Shape No.6

Mode Shape No.7 $f = 158.3$ (Hz), $\zeta = 0.162$ (%)

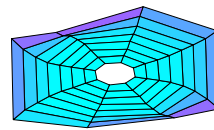


Fig.10 Experiment Mode shape No.7

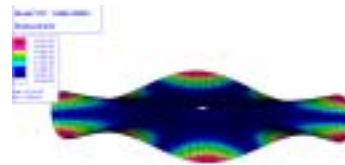


Fig.18 FEM Mode Shape No.7

Mode Shape No.9 $f = 224.5$ (Hz), $\zeta = 0.404$ (%)

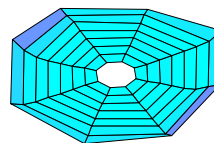


Fig.11 Experiment Mode Shape No.9

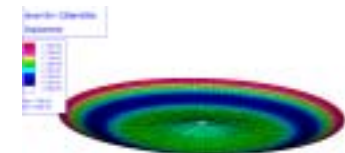


Fig.19 FEM Mode Shape No.9

Mode Shape No.10 $f = 225.2$ (Hz), $\zeta = 0.0373$ (%)

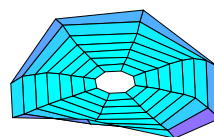


Fig.12 Experiment Mode shape No.10

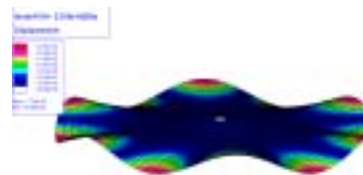


Fig.20 FEM Mode Shape No.10

Table.1 Natural Frequency

Mode No.	固有振動数	
	実験値	理論値
1	39.27	40.9628
2	39.95	41.0205
3	63.4408	65.1228
4		65.1352
5	106.9	108.6329
6	109.0103	108.6368
7	158.3	164.6124
8		164.662
9	224.5	225.9169
10	225.2	231.8817

また、表1に第1モード～第10モードまでの実験と計算の固有振動数を示す。途中実験値の Mode No.4 と No.8 が抜けているが、これは計算の固有振動数が 0.01～0.5Hz くらいしか変わらず、実験では最小で 1Hz 程度までしかモードの分離ができないからだと思われる。

実験対象であるシンバルは簡単な平板の形状をしているが、中心から外周に向かうにつれ湾曲している。さらに、シンバルの表面には山と谷が交互に段差があり、場所によって板厚が変わってきてしまう。従って寸法、特に板厚を測るのが非常に困難で、また、シンバルメーカーの企業秘密により正確な材料定数がわからなかった。精密な板厚を測るにはシンバルを切り断面を計測する必要があったので全く同じ型のシンバルをもう1つ用意し、試し実験をしたところ全く同じものであるのに固有振動数に違いが見られた。これは実験対象のシンバルがハンドメイドであるため固有振動数に違いがでたものと思われる。以上のことから正確なモデルを作成することが非常に困難になり、実験と計算に誤差が出たと思われる。

4. 有限要素法による計算と実験の比較

4.1 有限要素モデル

図 21 に実験対象のシンバルの有限要素モデルを示す。モデル作成には Solid works と Altair Hyper mesh を使用し、計算には MSC/NASTRAN を使用した。

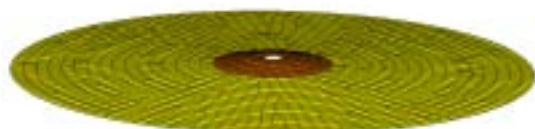


Fig.21 FEM Model

4.2 固有振動数の比較

図 22 に表 1 の実験と計算の固有振動数比較を示す。

図中の点線は誤差+5%,0%,-5%の線である。

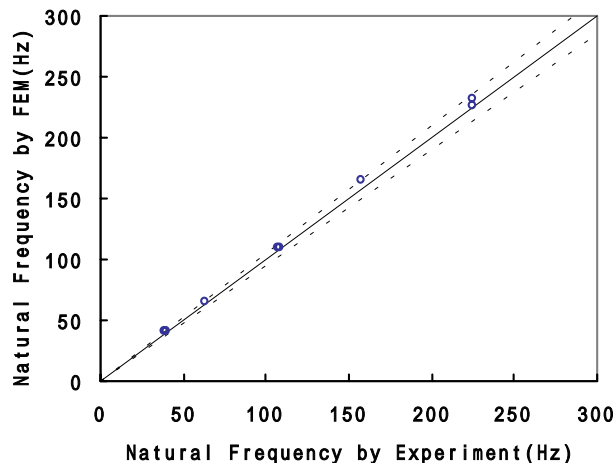


Fig.22 Comparison of Natural Frequency

5. 構造変更

板厚が固有振動数に影響することを考慮し、今回は発展して計算による構造変更を行った。計算モデルでは構造変更が容易にできる。本研究では、あるモードの固有振動数を一定に近づけるための最適な板厚、つまりどの部分の板厚を、どのように変更するか、という手法で行った。今回は第2次の固有振動数約41Hzを55Hzに徐々に近づけた時の板厚の構造変更とそれと共に影響する他のモードの固有振動数と重さを調べた。

その時の計算回数とモード No.2～No.10の固有振動数の移り変わり、さらにそれに伴う重さの移り変わりをそれぞれ図 23、図 24 に示す。また、図 25 に構造最適化したときの有限要素モデルを示す。濃淡で板厚の大きさを表し、最大 2.4mm～最小 1.0mm の間で 0.2mm 間隔になっている。

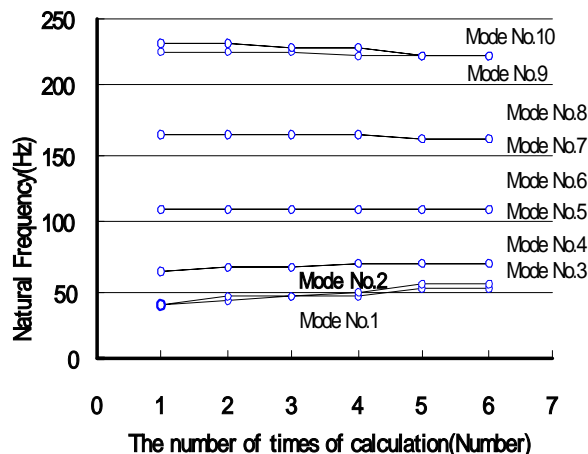


Fig.23 change of Natural Frequency

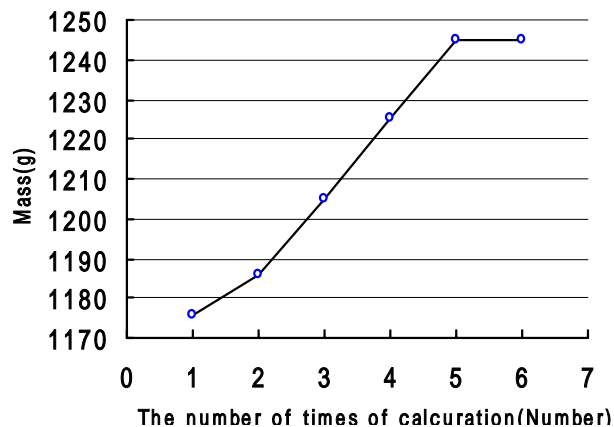


Fig.24 change of Mass

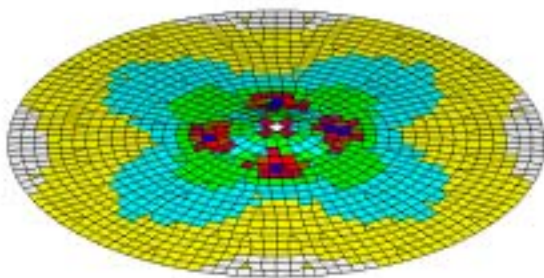


Fig.25 Structure change of board thickness by FEM

6. 結論

1. モード特性を実験同定できる非線形最適化法を実験モード解析システムに組み込むことができた。
2. 本システムを打楽器シンバルに適用した結果、250Hzまでに8個のモード特性を得た。
3. 同時に有限要素法により実験対象物をモデル化して計算によりモード特性を求めた。固有モード形状を実験と計算で比較すると誤差の範囲内で一致した。
4. なるべく重さを変えることなく板厚の構造変更の最適化を行うことができた。
5. 今後の課題として多点加振に対応した打撃試験装置開発による実験データの質の向上と人の負担の軽減。複雑な形状の寸法を正確に測定する技術と装置の開発。他のモードの構造最適化、板厚以外の構造最適化などを行っていく予定である。

参考文献

- [1]長松昭男、"モード解析入門"、コロナ社、1993年
- [2]戸川隼人、"有限要素法へのガイド"、サイエンス社、1979年

キーワード.

実験、動特性、振動/モード解析、非線形最適化法、構造最適化

Summary.

Research on the vibration characteristic of a percussion instrument cymbal by modal analysis

- Verification of experiment modal analysis and theoretical modal analysis, comparison, and structure optimization-

Teruyuki Ishiwata Mituo Iwahara Akio Nagamatu
(Department of Mechanical Engineering, Hosei University)

Using nonlinear optimum method, maximum likelihood modal parameters in statistics are identified in the frequency domain with multiple frequency response functions. User interfaces are constructed with MATLAB in personal computer. This system is applied for percussion cymbals and compared with FEM results. Moreover, it developed further and structure change was optimized this time.

Keywords.

Experiment, Dynamic Characteristic, Vibration / Modal Analysis, Nonlinear Optimum Method ,
Structure optimization

