

ステッピングモーターの低騒音化

NOISE REDUCTION OF STEPPING MOTOR

岩原 光男²⁾ 八尾 拓門¹⁾ 長松 昭男²⁾
Mituo Iwahara, Takuto Yao, Akio Nagamatsu

¹⁾法政大学大学院工学研究科機械工学専攻修士課程

²⁾法政大学理工学部機械工学科

The stepping motor which rotates every step can simply realize position control, and it has the characteristics of small size and high torque. For high performance equipment, small size and low cost meet the requirements, and so it was used in a very wide range of applications. However, when driving, the noise is generated. In this research, it was aimed to decrease the noise by investigating, and improve the cause of the noise by the sound and vibration analysis. And production of finite element model is tried for structural modification of entire stepping motor.

KeyWords : Stepping motor, Modal Analysis, Noise

1. 緒言

ステッピングモーターは、高精度な多点位置決めが簡単にでき、小型で高トルクが得られる特徴を持っている。このため、機器の高性能化、小型化、低コスト化の要求に適合し、非常に幅広い用途に使われるようになった。トルク向上、高応答性が要求され続けているが、最近ではさらに低振動、低騒音という新しいニーズが要求されるようになった。振動は画像処理や精密な作業などに対する影響が懸念され、騒音は機器の使用環境の多様化や装置周辺への影響問題などから重要視されるようになった。

本研究の目的はステッピングモーターの低騒音化である。実験対象とした5相ステッピングモーター(O社製, PK566H-B)を Fig.1 に示す。尚、このステッピングモーターは可変リラクタンス型と永久磁石型を組み合わせた、ハイブリッド型となっている。このステッピングモーターを最大自起動周波数であるパルス速度 3000[Hz] (360[rpm]) で運転させた時の音圧測定の結果を Fig.2 に示す。尚、この回転数での基本周波数は 300[Hz]である。音圧測定より、2400, 3000, 3600[Hz] 付近で音圧が大きくなることがわかった。

この結果を基に、振動解析により騒音の原因を調査し、構造を改善することで騒音の低減を目指した。

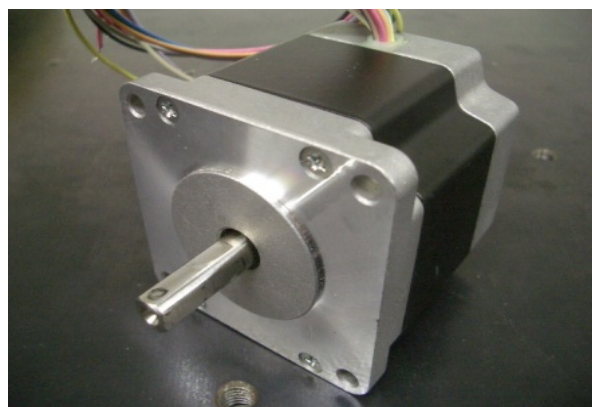


Fig.1 Stepping motor (PK566H-B)

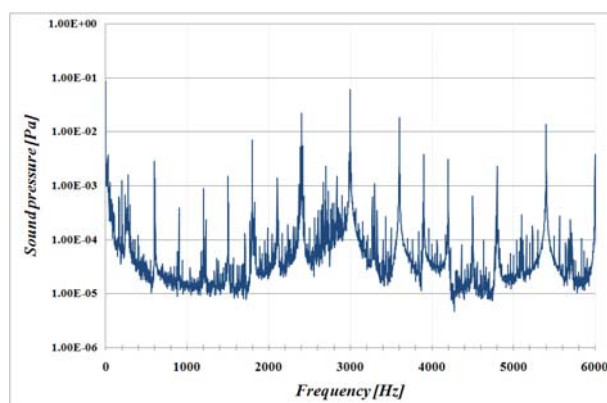


Fig.2 Sound pressure

2. 実験モード解析

実験モード解析とは、振動試験で測定した加振力と応答の実験データを分析することによって、その中に隠れた形で混ざり合っている動特性すなわち固有振動数、固有モード及び減衰の大きさを明らかにすることである。今回は加振点移動で、インパルスハンマーを用いて加振し、加速度ピックアップで応答を得る。打撃試験で得た加振力と応答の測定結果から、FFTアナライザーにより信号処理を行い、周波数応答関数を求める。打撃試験は5回平均で行い、モード特性の同定を行った。

ステッピングモーターの振動特性を把握するために、モーターに組み込まれた状態でのローター部、およびステーター部の実験モード解析を行う。支持方法は、ローターを凹凸のあるスポンジで、ステーターをゴムによる懸架で自由支持状態にした。加振点数は順に12点、24点である。Table 1にローターおよびステーターの実験結果と、高音圧時の周波数の比較を示す。

Table 1 Natural frequency and frequency of high sound pressure

Parts	Natural frequency [Hz]	Frequency of high sound pressure [Hz]
Rotor	2444	2400
Stator	3063	3000
Rotor	3587	3600

実験結果を比較すると、高音圧である 2400, 3600[Hz]付近ではローター、3000[Hz]付近ではステーターが共振している可能性があることがわかった。

以上の実験結果から、まずステッピングモーターのローター部に注目する。ステッピングモーターのブラケット側の軸受部を固定している板ばね(図3)は通常1枚(板ばねによる与圧26N)装着されているが、新たに2枚(61N)、3枚(85N)にしたステッピングモーターで実験モード解析を行った。尚、実験は通常のモーターと同じ条件で行う。実験結果であるローター、ステーターの周波数応答関数の比較をそれぞれ図4,5に示す。

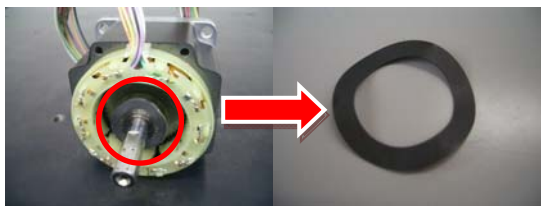


Fig.3 Spring

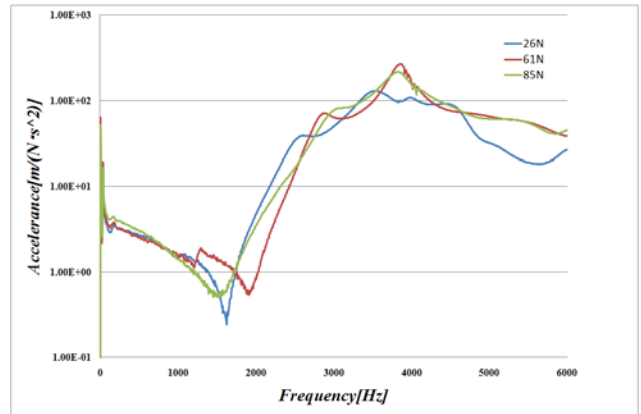


Fig.4 Comparison of accelerance of rotor

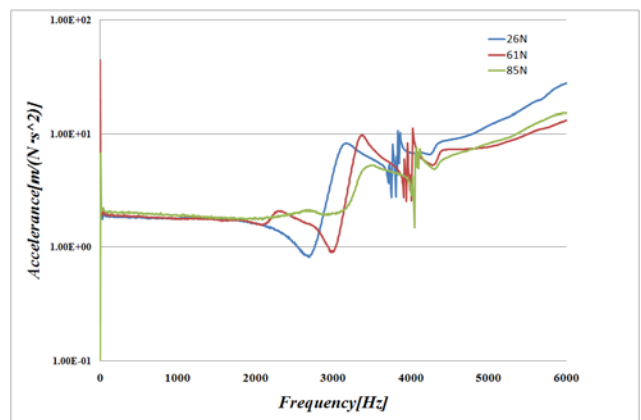


Fig.5 Comparison of accelerance of stator

周波数応答関数のグラフをそれぞれ比較すると、ローターは板ばねを2枚、3枚にすると、固有振動数が高くなっている。ステーターも固有振動数が高くなり、アクセラランスが減少する結果となった。

また、Table 2に各モーターそれぞれのローターおよびステーターの固有振動数比較を示す。

Table 2 Natural frequency of rotor and stator [Hz]

Parts	Mode No.	26N	61N	85N
Rotor	1	2444	2809	2931
	2	3587	3809	3836
	3	4833	5221	5378
Stator	1	3063	3335	3479
	2	3856	3944	4060

ローターおよびステーターの1次、2次の固有振動数は板ばねを増やすと共に高くなり、ローター1次、3次およびステーター1次では10%以上の変化が現れた。これは板ばねの枚数が増え、ベアリングと固定子の結合部の剛性が上がったためと考えられる。

3. 音圧測定

これら板ばねによる与圧が違うステッピングモーターで、固有振動数の変化が音圧にどのような変化があるのかを調査するために音圧測定を行った。ステッピングモーターを凹凸のあるスポンジの上に部分的に接触する様に置き自由支持状態にした。ステーター表面の振動と音圧を 1 軸加速度ピックアップとステーター表面から 50[mm]離れたところに設置した精密騒音計で測定する。また、測定時の温度を一定にするためにステーター表面にサーモメーターを取り付けた。尚、測定開始時の温度は 40[°C]とする。実験風景を Fig.6 に示す。ステッピングモーターに通電を開始し、ステーター表面の温度が 40[°C]のところでステッピングモーターをパルス速度 3000[Hz]で運転させ、運転速度が安定する 5 秒後に計測を行った。各モーター 5 回ずつ計測を繰り返す。また、実験は校内の比較的静かな場所で行った。

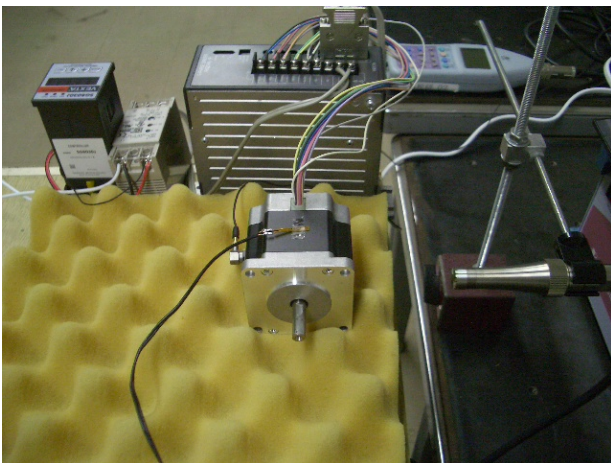


Fig.6 Sound pressure measurement

板ばねの与圧 26N と 85N のステッピングモーターの音圧を比較したものを Fig.7 に、加速度を比較したものを Fig.8 に示す。また、精密騒音計で測定した 3 個のステッピングモーターそれぞれ全体の音圧レベルを比較したものを Table 3 に示す。

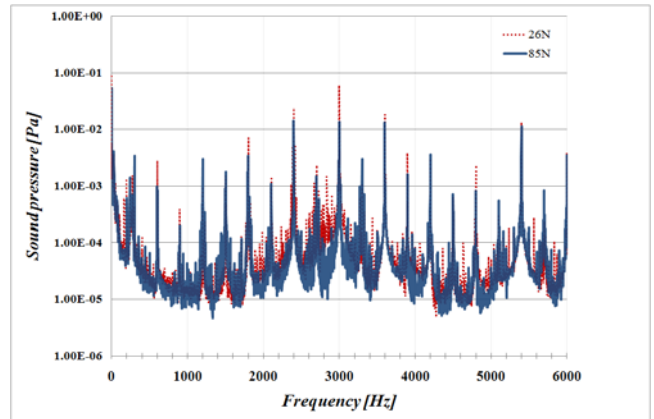


Fig.7 Comparison of sound pressure

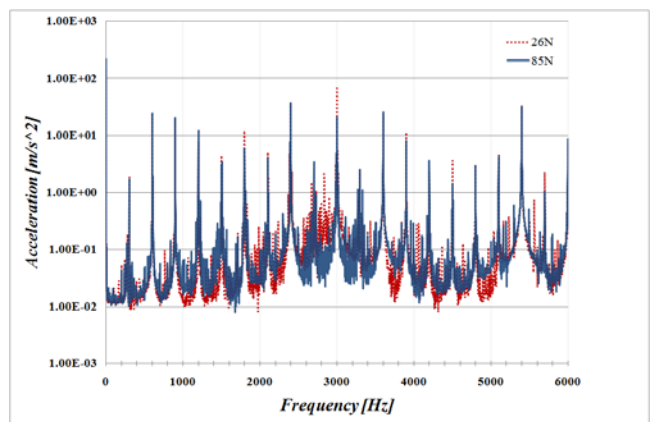


Fig.8 Comparison of acceleration

グラフを比較すると、板ばね 1 枚のステッピングモーターに比べ、3 枚のステッピングモーターは全体の音圧が減少していることがわかる。最も音圧が減少したのは 3000[Hz]付近で、音圧レベルにすると最大 13.0[dB]減少した。また、Fig.4 のステーター表面の加速度も 3000[Hz]付近が減少したことから、ステーター一部の共振現象を抑えることができたと考える。

Table.3 Comparison of sound pressure level

Pressure of springs	Sound pressure level [dB]	Difference [dB]
26N	71.5	/
61N	67.4	
85N	64.7	

また、板ばねを 3 枚にしたステッピングモーターのステーターの 1 次の固有振動数は 3479[Hz]である。このステッピングモーターが共振すると思われる、パルス周波数 3400[Hz]で運転させ音圧測定を行う。実験結果である音圧を比較したものを Fig.9 に、加速度を比較したものを Fig.10 に示す。

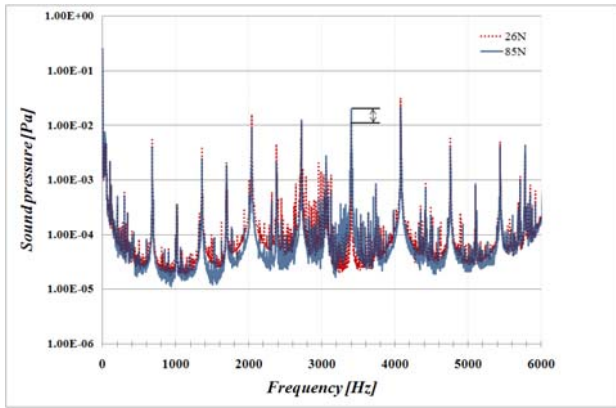


Fig.9 Comparison of sound pressure

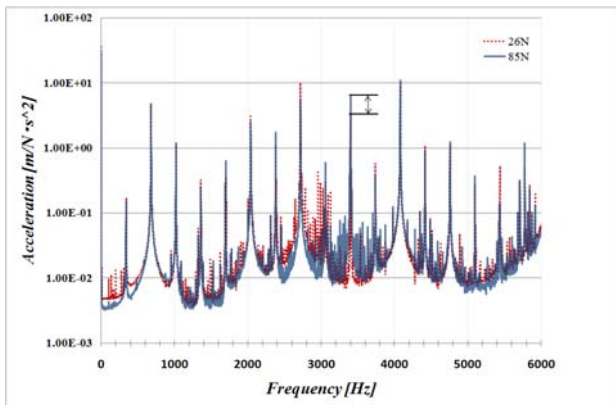


Fig.10 Comparison of acceleration

グラフを比較すると、やはり 3400[Hz]付近で共振が起きてしまい、音圧が高くなっている。しかし、軸受部の剛性が上がったことでステーターのアクセラランスが減少したため、音圧は 3.4[dB]と少ない増加量に抑えることができた。また、その他の周波数領域においては音圧が減少しているため、全体の音圧レベルは板ばね 1 枚のステッピングモーターは 74.0[dB]に対して、板ばね 3 枚のステッピングモーターは 72.0[dB]と 2.0[dB]減少する結果となり、剛性増が好影響を与えている。

4. 計算モード解析

計算モード解析とは対象物を物理モデル化して自由度を決め、力の釣り合いとエネルギー原理により数学的に定式化し、求められた式を解き固有値および固有モードを求めることを言う。

前章までの実験結果より、ステッピングモーターの低騒音化において軸受部の剛性、および構造が非常に重要である、ということがわかった。今回は、今後の軸受部構造変更のためのベースとなる、現製品の FEM(Finite Element Method)モデルの作成を試みた。

計算は Nastran を用いて固有値解析を行い、実験モ

ード解析による固有モードとの一致を目指した。

(1) 固定子の FEM モデル

固定子の要素数は 367965, 接点数は 616924 である。質量は実物が 488.4g, モデルが 487.7g で誤差が 0.2% と精度よく再現できた。作成した FEM モデルを Fig.11 に示す。また、実験と計算より求めた固有振動数を Table 4 に示す。

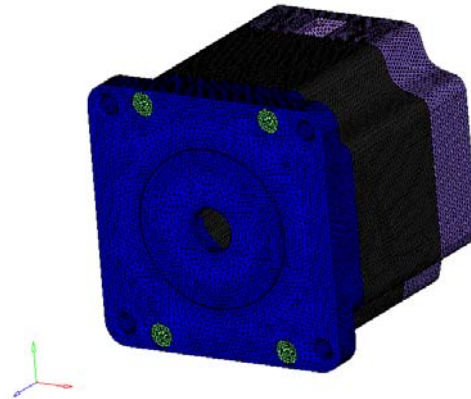


Fig.11 FEM model of stator

Table 4 Natural frequency of stator

Mode No.	Experiment[Hz]	FEM[Hz]	Error[%]
1	3881	3941	1.5
2	7546	7553	0.1

固有振動数を比較すると、1次が誤差 1.5%, 2次が誤差 0.1%と許容誤差 5.0%以内に収めることができた。また、この FEM モデルの固有モード形状と実験での固有モード形状の比較を Fig.12 に示す。図中の左側が計算、右側が実験による固有モード形状である。

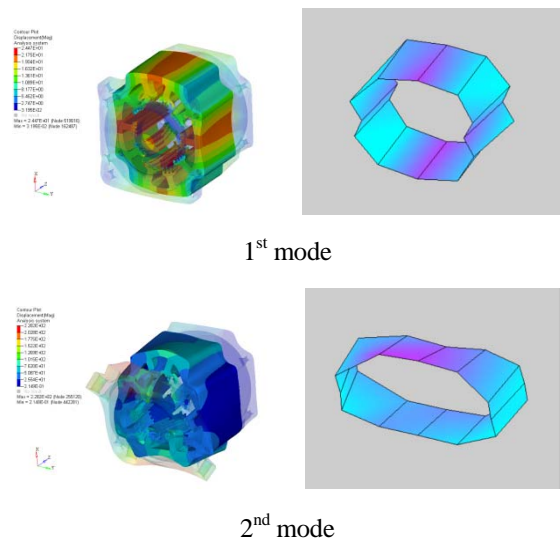


Fig.12 Comparison of stator's modal shapes in experiment and calculations

1次は曲げモード, 2次はねじりモードとなった. 計算, 実験共に同様の形状となった.

(2) 回転子の FEM モデル

回転子の要素数は 166992, 接点数は 265803 である. 質量は実物が 236.0g, モデルが 241.1g で誤差が 2.1% と精度よく再現できた. 作成した FEM モデルを Fig.13 に示す. 軸受の内輪と外輪とボールの接触部の再現が非常に困難になっている. 今回軸受部のモデル化は, 最も実験値に近づいたばね要素による結合で再現している. 実験と計算より求めた固有振動数を Table 5 に示す.

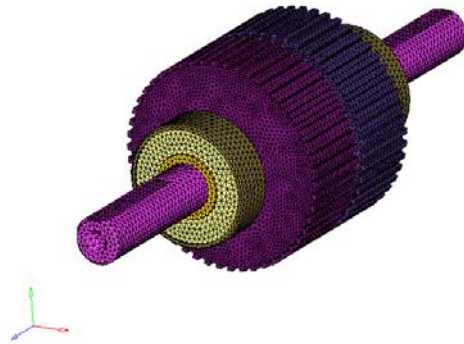


Fig.13 FEM model of rotor

Table 5 Natural frequency of rotor

Mode No.	Experiment[Hz]	FEM[Hz]	Error[%]
1	3438	3454	0.4
1(symmetrical)	3675	3812	3.7
2	5250	5197	-1.1
2(symmetrical)	5425	5384	-0.8

固有振動数を比較すると, 1次が誤差 0.4%, 2次が誤差-1.1%と許容誤差 5.0%以内に収めることができた.

また, この FEM モデルの固有モード形状と実験での固有モード形状の比較を Fig.14 に示す.

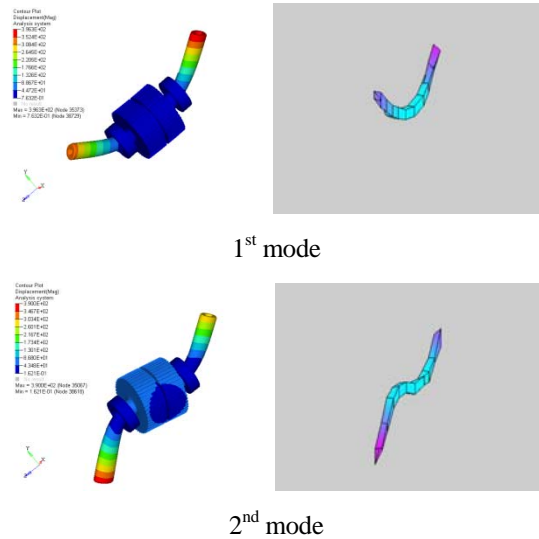


Fig.14 Comparison of rotor's modal shapes in experiment and calculation

固有モード形状は, 1次が曲げモード, 2次がシャフトの両端が逆位相の曲げモードとなり, 計算と実験で同様の形状となった.

(3) 固定子, 回転子の結合

固定子, 回転子のモデルが精度よく再現できたので, これらを結合する. 結合は剛体要素とばね要素により, 実物同様ベアリング部のみで行う. 実験値に近づくように結合方法を変えて計算を行っていく. このモデルの要素数は 533502, 接点数は 879596 である. 質量は実物が 725.0g, モデルが 728.8g で誤差が 0.5%と精度よく再現できた. 作成した FEM モデルを Fig.15 に示す.

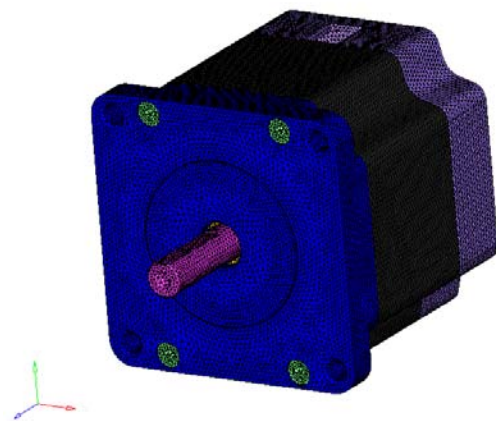


Fig.15 FEM model of stepping motor

実験値と計算値の固有振動数の比較を Table 6 に示す. 尚, 実験値は加速度ピックアップをステーター部に固定し, ステーター部およびローター部を加振したデータを用いる.

Table 6 Natural frequency of stepping motor

Mode No.	Experiment[Hz]	FEM[Hz]	Error[%]
1	3035	3129	3.0
2	4223	4238	0.3
3	6167	6039	-2.1
4	6606	6932	4.9

以下, Fig.16 に計算と実験の固有モード形状の比較を示す.

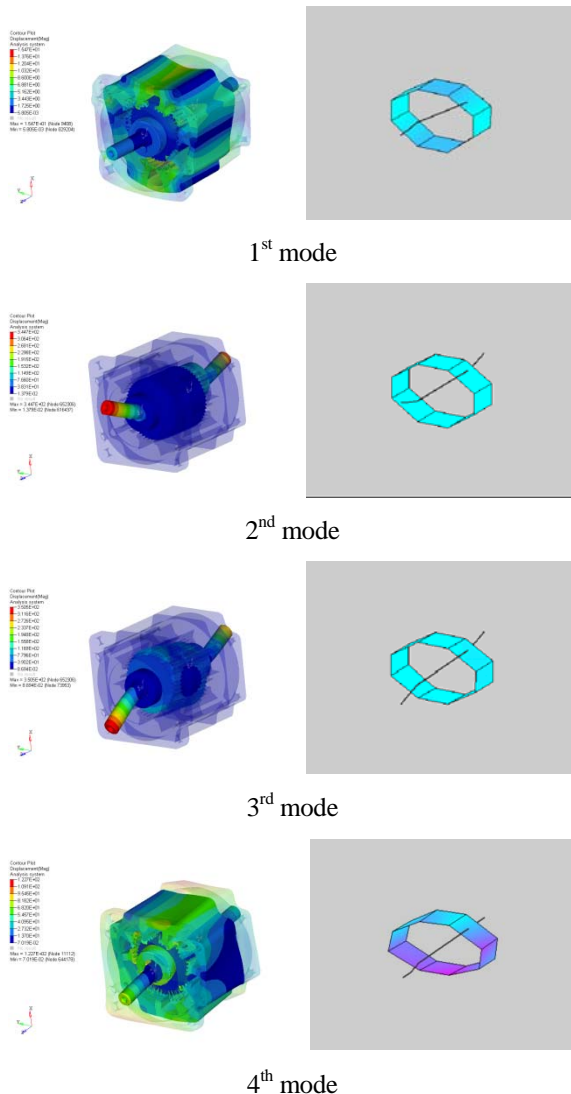


Fig.16 Comparison of stepping motor's modal shapes in experiment and calculation

固有モード形状を比較すると, 1次はステーターとローターの曲げモード, 2次3次はローターの曲げモード, 4次はステーターのねじりモード, ローターの曲げモードとなった. 計算, 実験共に同様の形状にすることができた.

ステッピングモーターの基本モデルを作成するこ

とができたが, 4次の固有振動数の誤差が4.9%と大きくなっているため精度向上が必要である.

5. 結言

本研究では, ステッピングモーターの低騒音化を目的として騒音の原因調査, 改善を行った. また, ステッピングモーターのFEMモデルの作成を試みた. 以下に本論文の結論をまとめる.

1. 実験モード解析により, パルス周波数 3000[Hz]で運転させた場合, 高音圧時の周波数である2400[Hz], 3600[Hz]ではローター, 3000[Hz]ではステーターが共振している可能性があることがわかった.
2. 新たにローターとステーター結合部の板ばねを2枚, 3枚にしたステッピングモーターを作成し, 実験モード解析を行った結果, ステーターおよびローターの固有振動数が板ばねを増やすと共に高くなることがわかった. これは軸受部の剛性が上がったためと考えられる.
3. 音圧測定の結果より, 板ばねの枚数を増やすと共に音圧およびステーター表面の加速度が減少し, 最大 3000[Hz]で 13.0[dB]もの音圧レベルが減少した. これは軸受部の剛性を上げることでモーター全体の固有振動数が変化し共振を抑えることができたためだと考えられる. そして, このことが騒音の低減につながる事が判明した.
4. FEMモデルの基本モデルを作成することができた. このモデルを使用することにより, 実験では得られなかった詳細なモード形状が確認できた. 軸受部の構造が騒音の低減に重要なので, 今後FEMモデルによる軸受部の構造変更を行う.

参考文献

- [1]長松昭男, "モード解析入門", コロナ社, 1993年
- [2]坂本正文, "ステッピングモーターの使い方", コロナ社, 2003年
- [3]鈴木昭次, 西村正治, 雉本信哉, 御法川学, "機械音響工学", コロナ社, 2004年
- [4]桑田克也, "剛性向上によるステッピングモーターの低騒音化", 法政大学大学院工学研究科修士論文, 2005年
- [5]栗原祥吾, "ステッピングモーターの低騒音化", 法政大学計算科学研究センター, 2007年
- [6]MSC. Nastran 2001, "日本語オンラインマニュアル", MSC Software, 2001年