

20806 ステッピングモーターの低振動・低騒音化に関する研究(逆問題の実用化, OS10 逆問題の実用化)

IWAHARA, Mitsuo / 岩原, 光男 / Kumeda, Katsuya / 桑田, 克也 / NAGAMATSU, Akio / 長松, 昭男

(出版者 / Publisher)

日本機械学会

(雑誌名 / Journal or Publication Title)

日本機械学会関東支部総会講演会講演論文集

(号 / Number)

12

(開始ページ / Start Page)

221

(終了ページ / End Page)

222

(発行年 / Year)

2006-03-09

20806 ステッピングモーターの低振動・低騒音化に関する研究

The research on the reduction in vibration and noise of the stepping motor

○学 桑田 克也 (法政大学) 正 岩原 光男 (法政大学)
 正 長松 昭男 (法政大学)

Katsuya KUMEDA, Hosei University, Kajinocho3-7-2, Koganeishi, Tokyo
 Mitsuo IWAHARA, Hosei University
 Akio NAGAMATSU Hosei University

The purpose of this study is a noise reduction of stepping motor. By laminating the silicon steel plate, the stator makes it. Therefore, the material property was obtained by carrying out then, experimental mode analysis and theory modal analysis material property anisotropy. The structure in which stepping motor rotates every step can simply realize the position control. The rotor has the velocity fluctuation by repeating acceleration and deceleration, and it becomes a factor in which the vibration is generated. The load point displacement sensitivity was obtained by FEM in order to reduce this vibration, and the structural optimization for the purpose of the rigidity improvement was carried out in respect of the stator. The vibration reduction is tried by the rigidity improvement.

Key Words: Noise, Modal Analysis, Finite Element Method, Inverse Problem, Optimum Design, Finite Element Method

1. 結論

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、小型ロー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。トルクアップ、高応答性が要求され続けているが、現在では、低振動、低騒音という新しいニーズが出てくるようになった。

本研究では、ステッピングモーターの低振動、低騒音化を目的とし、主要部品であるステーター（固定子）の構造上の剛性向上によりローター（回転子）の速度変動により起こる振動をし、低騒音化を試みる。

2. 実験モード解析

ステーターを市販の輪ゴムで懸架し、自由支持状態にした。材質は硅素鋼板を積層したもので、大きさは 60 mm で重量は 325 g である。振動試験は、インパルス・ハンマによる打撃加振で行う。計測には、1 軸加速度ピックアップを用いた。加速度ピックアップを固定し、加振点移動で打撃試験を行った。FFT 分析器に入力されたインパルス・ハンマと加速度ピックアップによる 2 つの信号は、毎回フーリエ変換し、各加振点での（応答/加振）の伝達関数として記録した。MATLAB 言語を使用して構築された実験モード解析システムを使用した。表 1 に実験から得られた結果を示す。

Table.1 Experimental modal analysis result

| Mode No. | Frequency (Hz) | Modal damping factor (%) |
|----------|----------------|--------------------------|
| 1 | 2323 | 0.151% |
| 2 | 2595 | 1.762% |
| 3 | 2848 | 0.120% |
| 4 | 3142 | 2.435% |
| 5 | 5808 | 2.222% |
| 6 | 6631 | 0.127% |
| 7 | 7073 | 0.050% |

3. 理論モード解析と材料特性

ステーターは硅素鋼板を積層して作ってあるので、等方性材料特性を用いると実験と計算が大きく異なった結果となってしまう。そこで、異方性材料特性を用いて実験で得られた固有値に近づくように材料特性を変更した。

図 1 に等方性材料特性を用いたものを、図 2 には変更して異方性材料特性を用いたものを示す。図 1 では大きく 20% の範囲から外れていたものが、図 2 では ±20% の範囲に入った。

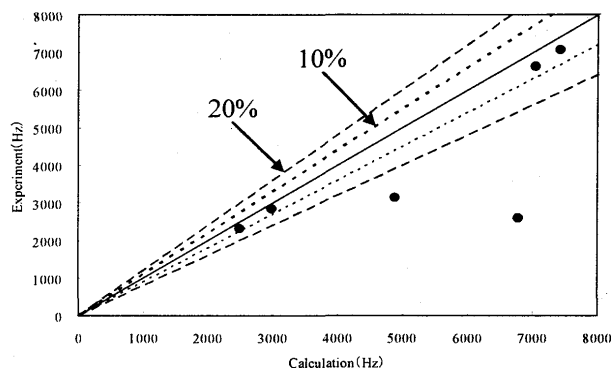


Fig. 1 Comparison of calculation and experiment (Isotropic material property)

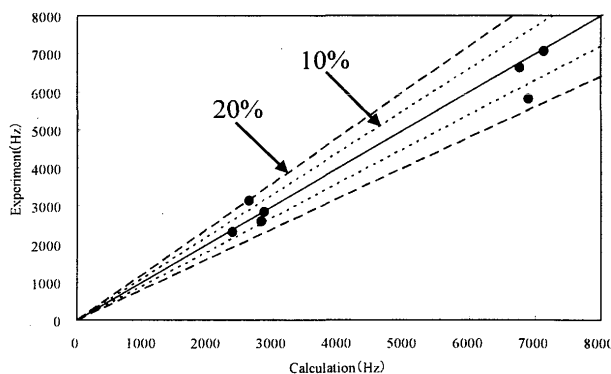


Fig. 2 Comparison of calculation and experiment (Anisotropic material property)

4. ステーターの構造最適化

4-1 荷重点変位感度の導出 静的荷重条件下での変位は、

$$[K]\{x\} = \{f\} \tag{1}$$

ここで、

- $[K]$: 剛性行列
- $\{x\}$: 変位ベクトル
- $\{f\}$: 荷重ベクトル

両辺を設計変数 α で微分し、荷重ベクトル $\{f\}$ が設計変数 α に関して不変とすれば、

$$[K']\{x\} + [K]\{x'\} = \{0\} \quad (2)$$

整理して、両辺に $[K]$ の逆行列 $[K]^{-1}$ を掛ければ、

$$\{x'\} = -[K]^{-1}[K']\{x\} \quad (3)$$

ここで、荷重は1点に単位荷重が作用するとし、荷重点変位を x_p とし、設計変数としてある要素の体積を採用すれば、歪エネルギーの要素体積による微分係数はその要素の歪エネルギー密度になる。

全要素体積を設計変数にすれば、

$$\{x'_p\} = -\{e\} \quad (4)$$

ここで、 $\{e\}$ は各要素の歪エネルギー密度を並べた列ベクトルである。

4-2 形状変更方法 式(4)より、歪エネルギー密度を感度として、体積変化 ΔV による変位の感度を得られれば、擬似最小二乗法⁽¹⁾より目標の荷重点変位にするための体積変更量ベクトルのノルム最小の条件化で体積変更量が決まる。

体積変更量が決まれば、体積膨張係数で除することにより温度変更量が決まる。この温度変更量を各接点に設定して熱膨張変形解析を行えば、形状変更により荷重点変位を変更できる。

4-3 ステーターの形状変更 計算モデルを図3に示す。使用したステーターの断面の有限要素法モデルはすべて三角形板要素であり、要素数は32,203で、接点数は66,899である。過重は小歯に図3のように回転方向に加えた。小歯は20個あるので、荷重点変位感度はそれぞれの荷重に対する歪エネルギー密度を求め、それを合わせた行列とした。したがって、感度は行数が荷重の数で列数はモデルの要素数となり、 $20 \times 32,203$ の行列になった。

繰り返し計算は荷重 1N を加えたときの小歯先端の変位が $1.98E-3$ mm から $1.0E-3$ mm になるまで行った。形状変更時の拘束条件は外側の形状と内側の小歯の位置を拘束した。

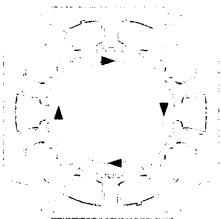


Fig. 3 FEM model

図4に形状変更後と前の比較を示す。外側表面と小歯の部分は変化しないように拘束したので、変化はない。変更があったのは磁極の部分である。変更前は先端と根元の幅は同じであったが根元の歪エネルギーの方が高い為、変更後は先端に比べ根元の方が幅が広がっている。

この形状を基に3次元モデルを作成し、周波数応答解析を行い変更前と後の比較を行った。使用した要素は四面体二次要素で要素数は177,647、接点数は286,672である。材料特性は3章で求めた異方性の材料特性行列を使用した。条件は小歯1つに荷重を与え、ステーター表面4方向の表面の中心点を応答点としてモーダル周波数応答解析を行った。

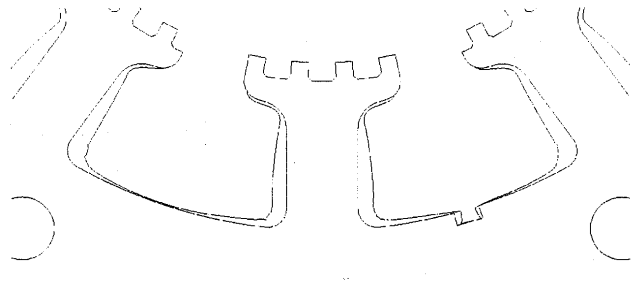


Fig. 4 Comparison of un- change and change

周波数応答解析の結果を図5に示す。図は4方向の表面の変位のRMS(Root Mean Square)を示してある。太線が変更前で細線が変更前、剛性が上がった為に固有振動数は変更後の方が高くなっていて、大きさの方は小さくなった。RMSの二乗和は変更前が $2.8E+11$ で変更後は $2.7E+10$ になり、約1/10に下がっている。

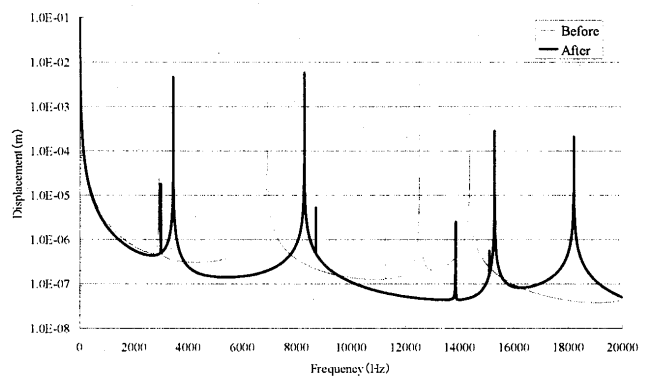


Fig. 5 Frequency response analysis (Displacement)

5. 結論

実験モード解析と計算の固有振動数とモード形状の比較し、珪素鋼板を積層して作られているステーターの材料特性行列を変更して異方性材料特性を用いて実験値に近づけた。

次に、剛性向上を目標とした構造変更手法として、荷重点変位の体積感度歪エネルギーとし、形状変更方法に熱膨張変形解析を用いた手法を提案した。

内容はステップモーターのステーターの小歯先端の単位荷重当たり変位を小さくすることにより、剛性向上を行うことができた。また、形状変更により得られた断面形状を用いて周波数応答解析を行った結果、応答変位も低減することができ、ステーター表面4方向の二乗平均の合計は約1/10になった。形状変更より得られたステーター形状を用いて現在ステップモーターを製作しているので、今後騒音測定等で確かめていきたい。

文 献

- (1) 岩原・長松, 機論, 56-523, C(1990-3), 86-92.
- (2) 長松昭男, モード解析入門, (1993), コロナ社.
- (3) O.C. ツイエンキーヴィッツ, マトリックス有限要素法, (1975), 倍風館.