進行波形超音波モータの回転特性*

郭 士 傑^{*1}, 高 原 弘 樹^{*2}
木 村 康 治^{*2}, 坂 田 勝^{*2}Rotational Characteristics of an Ultrasonic Motor
using Travelling WaveShijie GUO, Hiroki TAKAHARA,
Koji KIMURA and Masaru SAKATA

The rotational characteristics of an ultrasonic motor using travelling wave are analyzed by employing a simple model for driving mechanism. A travelling wave is excited in the stator of annular shape by using a piezoelectric driver and the amplitude of the effective vibration in the circumferential direction is amplified by making a number of teeth on the stator's surface. The torque-revolution relation of the motor is calculated by assuming that the rotor is driven by the frictional force acting from the vibrating stator and that the contact force on each tooth varies in proportion to the contact time to the rotor surface due to the elliptical motion of the teeth. It is shown that the calculated results are in agreement with the experiment conducted on a model motor.

Key Words: Vibration, Ultrasonic Motor, Rotational Characteristics, Travelling Wave, Friction, Piezoelectricity.

1. 結 言

超音波モータは、従来の電磁モータと比べると、小形軽量、高応答性、高制御性などの特徴で注目されている。進行波形超音波モータは円輪状のステータとロータによって構成されている。ロータを回転させる駆動力はステータ中を伝ばする進行波によって起こされる摩擦力である。超音波モータの応用範囲を拡張するためにも、また、摩擦による発熱、摩耗などの問題を解決し、その最適設計法を確立するためにも、過渡特性、トルク-回転数特性などモータの回転特性に対する基礎的研究が必要と考えられる。従来、超音波モータのトルク-回転数特性、効率などに関する実験結果が多く報告されているが⁽¹⁾⁽²⁾、ステータとロータの接触、摩擦を考慮したモータの回転特性に対する基礎的研究は比較的少ない⁽³⁾⁽⁴⁾。

本研究は、進行波形超音波モータの開発や設計のための基礎的研究として、モータの回転特性について検討する。超音波モータの回転特性はステータとロータ

の接触、摩擦に関連するが、高周波振動を伴う現象であるから、非常に複雑である。本研究では、ステータとロータの接触を考慮した簡単な駆動モデルを用いて、モータの回転特性を解析した。さらに、実験用のモータを作成し、モデルの有効性の検証実験を行った。

2. 超 音 波 モ ー タ

図1に進行波形超音波モータの断面図を示す。図2に本研究で作成した実験用のモデルモータと測定系を示す。ステータは文献(6)と同様で、図3に示されている。その寸法を図4に示す。ステータの表面には面

図1 超音波モータの断面図

* 原稿受付 平成3年11月19日。

^{*1} 正員, 東京工業大学大学院。^{*2} 東京工業大学工学部 (〒152 東京都目黒区大岡山 2-12-1)。

外曲げ振動の円周方向の変位振幅を大きくするために36枚の歯が作成されている。圧電体はステータに9次モードの面外振動による進行波が励起されるように分極されている⁽⁶⁾。

また、図5に示す形状のロータを作成した。ロータは軸と一体となる部分(アルミニウム合金)およびステータと接触するパッド部分(黄銅)の二部分から構成されている。ステータ表面の変位振幅が半径方向に一樣でない⁽⁶⁾ことを考慮して、接触面の幅を2mmとした。また、接触面の外半径と内半径の平均値をロータとステータの接触部半径と呼び、 r で表す。 $r=28\text{ mm}$ である。

図2で、ロータと質量1の自重がステータとロータの間の圧着力になっており、その大きさは4.75 Nである。ロータと質量1の回転における慣性モーメントの和は $I_r=1.455 \times 10^{-4} \text{ kgm}^2$ である。滑車の半径は $r_p=12.5\text{ mm}$ で、慣性モーメントは $I_p=1.48 \times 10^{-7} \text{ kgm}^2$ である。また、ロータと質量2を連結するために剛性の高い細い針金を使用した。

3. 駆動モデル

ステータ表面の歯の先端は円運動をし、ロータはその円周方向の成分によって駆動される。本研究におけるステータとロータの接触モデルを図6に示す。ステータとロータの材質、形状および進行波の振幅などによって接触の様式には(a), (b), (c)に示す三つの可能性があると考えられる。図中、矢印は歯先端の速度の方向を表す。波の山に当たる位置の歯がロータの接触面と垂直になっている状態を考える。(a)では、ロータと接触するのは山上の歯のみである。(b)では、山の両隣の歯も同時に接触する。さらに、(c)では、ステータとロータは波の谷まで接触する。ステータとロ

ータの剛性がともに高く、両者の間の圧着力が小さく、接触面の精度が高い場合には、両者の間の接触は(a)のようになると考えられる。

図6からわかるように、接触が(c)の場合には、山上の歯と谷にある歯はロータを逆の方向に駆動するので、モータの効率は低くなる。モータの効率を高める

図3 モデルステータ

図4 ステータの寸法

図2 実験用のモデルモータと測定系

図5 モデルロータ

には、(b)または(c)に示す接触を避けるのがよいと考えられる。本研究では金属製のステータとロータを用い、接触表面を精密に加工したので、接触は(a)の場合になると想定して、モータの駆動力と回転速度の関係を解析する。

ステータには9次モードの面外曲げ振動の進行波が生じるので、9個の波の山が形成される。各々の山はロータを一樣に駆動するので、ステータの一波について検討すれば十分である⁽⁶⁾。一波には4枚の歯があり、歯とロータの接触状態は図7のように表される。説明の便宜上、歯に-2, -1, 0, 1, 2の番号を付けた。接触が図7(a)に示す状態のとき、負の番号は波の山を通り過ぎた歯、0は接触中の歯、正の番号はこれから接触する歯を表す。

3・1 駆動周期 時刻 $t=0$ のとき、接触を図7(a)に示す状態とする。進行波は左から右に伝ばするものとし、歯1が接触し始める時刻を t_1 〔図7(b)〕、歯1が歯0と対称になる時刻を t_2 〔図7(c)〕、歯0がロータから離れ始める時刻を t_3 で表す〔図7(d)〕。歯1がロータの接触面と垂直になると〔図7(e)〕、駆動の一周期が完結する。その周期を T で表す。ステータの振動周期を T_0 とすると、本研究で用いたステータでは

$$T = \frac{T_0}{4}, t_2 = \frac{T_0}{8} \dots\dots\dots (1)$$

の関係がある。

3・2 歯における圧着力の分担 歯とロータが接触し始める瞬間、両者の間には軸方向の相対速度が存在するので、衝撃が生じると考えられる。しかし、本研究では、相対速度とステータの変位がともに小さい場合を対象としているので、衝撃の影響を考慮しないことにする。ただし、衝撃による摩擦係数の低下について

図6 ステータとロータの接触モデル

図7 一波における接触の変化

ては後で述べる。

一波に作用する圧着力 P が(全圧着力は $9P$ となる)一枚の歯で受けられる場合と二枚の歯で分担される場合とが順次繰返されるので、歯 0 と歯 1 に作用する圧着力 P_0 と P_1 は時間とともに次のように変化する。

$$\begin{cases} P_0 = P, P_1 = 0, & (0 \leq t \leq t_1) \\ P_0 > 0, P_1 > 0, & (t_1 < t < t_3) \\ P_0 = 0, P_1 = P, & (t_3 \leq t \leq T) \end{cases} \quad (2)$$

ただし、 P_0 と P_1 は

$$P = P_0 + P_1 \quad (3)$$

を満足しなければならない。さらに、 P を二枚の歯で分担する場合、分担の割合を正確に定めるのは困難であるから、ここでは、各歯に作用する圧着力が零から P まで時間に対して線形的に変化すると仮定する(図 8 を参照)。すなわち、

$$P_0 = (1 - \alpha)P, P_1 = \alpha P \quad (0 \leq t \leq T) \quad (4)$$

$$\alpha = \begin{cases} 0 & (0 \leq t \leq t_1) \\ \frac{1}{t_3 - t_1}(t - t_1) & (t_1 < t < t_3) \\ 1 & (t_3 \leq t \leq T) \end{cases} \quad (5)$$

と仮定する。対称性を考慮すれば、 t_3 と t_1 は

$$t_3 = T - t_1 \quad (6)$$

の関係がある。この仮定の妥当性については後で検討する。

P_0 と P_1 を定めるには、歯 1 の接触し始める時刻 t_1 を定めなければならない。幾何的關係によって t_1 は、零から $t_2 = T_0/8$ までの値をとる。ステータとロータの剛性が低いとき、 t_1 は小さい値をとる。すなわち、歯 1 は早くロータと接触する。

3.3 歯先端の円周方向速度 進行波が伝ばするとき、歯先端の接触面上すべての点は、ほぼ同じ円周方向速度を示すことがステータの有限要素振動解析で示されたので⁽⁵⁾⁽⁶⁾、歯 0 と歯 1 の円周方向速度 v_0 と v_1 はそれぞれ

図 8 歯における圧着力分担のモデル

$$\begin{cases} v_0(t) = \omega U \cos(\omega t) \\ v_1(t) = \omega U \cos(\omega t - \frac{\pi}{2}) \end{cases} \quad (7)$$

で与えられる。ここで、 U は歯先端の円周方向の変位振幅である。また、 ω は角振動数で、 $\omega = 2\pi/T_0$ である。 $t=0$ のとき、 v_0 は最大値 ωU を示し、 v_1 は零である(図 7(a)を参照)。

3.4 摩擦力によるモーメント 本研究では、ロータとステータの歯面の間の動摩擦係数は滑り速度に依存せず一定と仮定する。時刻 t での、ロータとステータの接触部半径 r の位置における回転速度を $V(t)$ で表すと、ロータがステータの進行波の一波から受ける摩擦力 F は

$$F = \beta_0 P_0 \mu + \beta_1 P_1 \mu \quad (8)$$

となる。ここで、 μ は動摩擦係数である。また、 β はロータが受ける摩擦力の方向を表すもので、摩擦力の方向がロータの回転方向と一致する場合、 $\beta=1$ で、反対の場合では $\beta=-1$ である。式で表すと、

$$\begin{cases} \beta_0 = 1, & v_0 > V \\ \beta_0 = 0, & v_0 = V \\ \beta_0 = -1, & v_0 < V \\ \beta_1 = 1, & v_1 > V \\ \beta_1 = 0, & v_1 = V \\ \beta_1 = -1, & v_1 < V \end{cases} \quad (9)$$

となる。摩擦力によってロータの受けるモーメントは

$$\begin{aligned} M_f &= 9Fr \\ &= 9r\mu(\beta_0 P_0 + \beta_1 P_1) \end{aligned} \quad (10)$$

となる。

3.5 系の運動方程式 図 9 に回転特性実験装置の概念図を示す。ロータと滑車の回転角をそれぞれ θ と ϕ で、質量 2 の上昇速度を V_m で表すと、

$$\dot{\theta}(t) = \frac{V(t)}{r} = \frac{V_m(t)}{R} = \frac{r_p \dot{\phi}(t)}{R} \quad (11)$$

となる。式中、 R 、 r および r_p はそれぞれロータの外半径、ロータとステータの接触部半径および滑車の半径である。また、 $\dot{\cdot}$ は時間に対する微分を表す。ここでは、ロータとステータの接触する部分の弾性変形を考慮していない⁽⁶⁾。さらに、ロータと質量 2 をつなぐ細い針金の伸縮を無視した。定常回転の場合には、回転速度は針金の剛性に関係しない。ロータが急に回転し始める場合でも、針金の伸縮がほとんど影響しなかったことを実験的に確認した。滑車とロータの間の針金の張力を F_t 、滑車と質量 2 との間の針金の張力を F_m とすると、系の各部の運動方程式が得られる。

ロータの運動方程式は

$$I_r \ddot{\theta} = M_f - F_t R \quad (12)$$

滑車の運動方程式は

$$I_p \ddot{\phi} = (F_t - F_m) r_p \quad \dots\dots\dots (13)$$

質量2の運動方程式は

$$m \frac{dV_m}{dt} = F_m - mg \quad \dots\dots\dots (14)$$

である。ここで、 I_r はロータと質量1の慣性モーメントの総和、 I_p は滑車の慣性モーメント、 m は質量2の質量である。また、 g は重力加速度で、 $g=9.8 \text{ m/s}^2$ である。

これらの運動方程式より F_t と F_m を消去し、さらに式(10)と式(11)を代入すると、系全体の運動を表す式が求められる。

$$\frac{dV}{dt} = \frac{r(9r\mu(\beta_0 P_0 + \beta_1 P_1) - Rmg)}{I_r + mR^2 + \frac{R^2}{r_p^2} I_p} \quad \dots\dots\dots (15)$$

定常回転の場合、式(15)の分子の項 Rmg はロータに作用するトルクとなる。

P_0 と P_1 を代入して式(15)を解くことによって、ロータの回転速度が求められる。ロータの一分間の回転数 N は

$$N(t) = 60 \frac{V(t)}{2\pi r} \quad \dots\dots\dots (16)$$

で与えられる。

回転速度を計算するには、歯1とロータが接触し始める時刻 t_1 を決める必要があるが、 t_1 はステータとロータの剛性および表面精度等に依存するので、厳密には決められない。 t_1 は $0 \sim T_0/8$ の間の値をとるが、 $t_1 = 0$, $t_1 = T_0/40$, $t_1 = T_0/8$ の場合、ロータの初期速度を $V(0)=0$ とし、質量2が $m=0 \text{ g}$, $m=5 \text{ g}$, $m=9 \text{ g}$ について、駆動電圧を急に入力した場合の過渡特性を計算した。結果を図10の破線 ($t_1=0$)、一点鎖線 ($t_1=$

$T_0/40$) および二点鎖線 ($t_1 = T_0/8$) で示す。図中、横軸は時間で、縦軸は回転数である。さらに、 $0 \sim T_0/8$ の間で、等間隔的に6点を選び、 $t_1=0$, $t_1 = T_0/40$, $t_1 = 2T_0/40$, $t_1 = 3T_0/40$, $t_1 = 4T_0/40$, $t_1 = 5T_0/40 = T_0/8$ の場合の、モータの安定回転のときのトルク-回転数特性を計算した。結果を図11の実線で示す。図中、横軸はトルクで、縦軸は回転数である。ただし、後で述べる実験結果と比較するために、入力電圧を片振幅 50.0 V 、励振振動数を 38.125 kHz ($\omega = 2.40 \times 10^5 \text{ rad/s}$) とした。また、 $m=0 \text{ g}$ の場合の計算では、後に示す実験で滑車をいかなかったため、式(15)の滑車に関する項を考慮しなかった。さらに、計算に用いた動摩擦係数とステータ表面の歯の先端の円周方向変位振幅につい

図9 回転特性実験装置の概念図

(a) $m=0 \text{ g}$ の場合

(b) $m=5 \text{ g}$ の場合

(c) $m=9 \text{ g}$ の場合

図10 過渡回転の比較

ては次章で述べる。

4. 実験および考察

4・1 実験装置 実験装置の概略は図2に示されている。ステータは二チャンネル発振器よりの正弦波と余弦波電圧によって励振される。ロータ回転数は周波数変換形の回転数測定器で測定され、電圧として電子計算機に入力される。また、周囲の振動が影響しないように、モデルモータ全体が質量の大きい定盤に固定されている。実験の入力電圧と励振振動数はそれぞれ片振幅 50.0 V と 38.125 KHz である。また、ロータに作用するトルクは質量2で調整される。

(1) 変位振幅 ロータ接触部の半径は $r=28$ mm であるから、ステータ表面半径 28 mm の円周上で軸方向の変位振幅を測定した。測定の方法は文献(6)と同様で、軸方向の変位振幅は $2.0\ \mu\text{m}$ であった。ステータの歯の先端の円周方向変位振幅を直接測定するのは困難であったので、有限要素解析によって求めた円周方向と軸方向の変位振幅の関係⁽⁶⁾を用いて、軸方向の変位振幅から円周方向の変位振幅を決定した。その結果、円周方向の変位振幅は $U=1.82\ \mu\text{m}$ であった。

(2) 摩擦係数 駆動中のステータとロータの間に常に滑りが存在しているので、両者の間の摩擦は動摩擦である。ステータの高周波振動によって、摩擦係数が低下することが実験的に観察された。その定量関係は複雑なので、ここでは動摩擦係数をモータの最大トルクから決定した。すなわち、

$$\mu = \frac{m_{\max} g R}{9 P r} \quad (17)$$

とし、 $m_{\max}$ は質量2が上昇も落下もしないで静止しているときの質量である。測定の結果、動摩擦係数は $\mu \approx 0.06$ であった。このように決定した動摩擦係数は、単純な滑り摩擦係数ではなく、高周波振動による衝撃

等を伴う場合のステータとロータの間の動摩擦係数である。

4・2 回転特性の実験 質量2を調整することによって負荷トルクを変化させ、このときのモータの回転数を測定した。一定負荷質量に対する過渡特性の実験結果は図10の実線で示されている。また、定常回転のときのトルクと回転数の関係は図11の○で示されている。ただし、 $m=0\text{ g}$ の場合の実験では滑車をいかなかった。

4・3 計算結果の考察 計算に際しては、圧着力とトルクはともに小さいので、ロータが取付けられた場合のステータの変位振幅は、ロータがない場合の変位振幅と同じと仮定した。

(1) 過渡特性 トルクを調整する質量2が小さいとき、過渡特性の計算値はそれほど歯1とロータが接触し始める時刻 t_1 に影響されず、いずれも実験値とほぼ一致することがわかる。また、質量2が大きくなるにつれてロータの回転数が一定になるまでに必要な時間が長くなることが見られる(図10)。

(2) トルク-回転数特性 図11から、 t_1 が小さいとき、計算値と実験値の間により一致が得られることが分かる。また、図10と同様トルクが小さいとき、回転数の計算値はそれほど t_1 に敏感ではないことも示されている。さらに、トルクが一定のとき、モータの回転数は歯1とロータが接触し始める時刻 t_1 が早く

図12 圧着力の分担〔式(18)〕

図11 トルクと回転数の関係

図13 トルクと回転数の関係

なるにつれて低下する。換言すれば、ステータとロータの剛性または表面精度が低いと、モータの回転数も低く、効率も低くなる。よって、より効率のよいモータを作るには、ステータとロータの剛性および接触表面の精度を高くするのがよいと考えられる。

4・4 歯における圧着力の分担の考察 前章の計算では、歯が分担する圧着力の大きさが零から P まで時間に対して線形的に変化すると仮定した(図8を参照)。その妥当性を検討するため、式(4)の α を

$$\alpha = \begin{cases} 0 & (0 \leq t \leq t_1) \\ \sin^2\left(\frac{\pi}{2} \frac{t-t_1}{t_3-t_1}\right) & (t_1 < t < t_3) \\ 1 & (t_3 \leq t \leq T) \end{cases} \dots\dots\dots (18)$$

と仮定して、圧着力が正弦波的に変化する場合についても計算を行った(図12を参照)。 $t_1=0$, $t_1=T_0/40$, $t_1=2T_0/40$ および $t_1=5T_0/40=T_0/8$ のとき、トルク-回転数特性の計算結果を図13に示す。図中、横軸はトルクで、縦軸は回転数である。また、実線は圧着力が直線的に変化する場合(図8)、破線は圧着力が正弦波的に変化する場合(図12)の計算結果で、○は実験値である。二つの仮定による計算結果はそれほど変わらないことが示されている。

5. 結 論

過渡特性およびトルク-回転数特性など進行波形超音波モータの回転特性を定量的に解析する駆動モデル

を提案するとともに、その有効性を実験によって検証した。ステータとロータの弾性変形および接触表面の精度の影響などを直接に考慮することなく、歯の接触開始時間を規定するパラメータ t_1 を導入し、歯の分担する圧着力が時間に対して直線的に変化する簡単な接触モデルによって、モータの回転特性を定量的に解析できることを示した。また、ステータとロータの剛性について検討し、より効率のよいモータを製作するには、ステータとロータの剛性を高くする必要があることを指摘した。今後、モータの回転特性をより一層精密に把握するためには、ステータおよびロータの接触と外部負荷による弾性変形を考慮した解析が必要と考えられる。

本研究の実験に御協力いただいた日本放送協会放送技術研究所記録・機構研究部の光安保氏および同部の方々に感謝の意を表する。

文 献

- (1) 指田(秋山監修), 超音波モータ/アクチュエータ, (1986), 4章, トリケップス.
- (2) 伊勢, 日本音響学会誌, 43(1987), 92.
- (3) 黒澤・上羽, 日本音響学会誌, 44-1(1988), 40.
- (4) 見城・指田, 超音波モータ入門, (1991), 151, 総合電子出版.
- (5) 坂田・ほか4名, 機論, 56-525, C(1990), 1115.
- (6) 郭・高原・木村・坂田, 機論, 57-541, C(1991), 2804.
- (7) 山淵・加川, シミュレーション, 8(1989), 119.
- (8) ガーリン(佐藤訳), 弾性接触論, (1958), 38, 現代工学社.
- (9) 内野, 圧電/電歪アクチュエータ, (1986), 180, 森北出版.