

## 伝送ロッド先端変位確保のためのシャフト取り付け構造について\*

## - ロッド伝送路による駆動点分離形モータ(2) -

○田村 英樹, 佐藤 大輔, 高野 剛浩, 青柳 学<sup>†</sup>  
(東北工大, <sup>†</sup>室蘭工大)

## 1. まえがき

圧電共振子から直接振動力を取り出す形式の超音波モータに対して、細狭部にて比較的大きな仕事を取り出すために圧電駆動部とロータ部を振動伝送路を介して離れた構成が幾つか示されており、筆者らもこれまでに中空パイプを屈曲振動の伝送路として用いた構成などを提案してきた<sup>1-3)</sup>。ここでさらに使用状況としてFig.1に示されるような高温や真空槽などの特殊環境下への動力導入に応用するためには<sup>4)</sup>、伝送路は中空パイプではなく気密性確保のため中実ロッドであることが望ましいと考えて基礎実験の結果を前報にて示した<sup>5)</sup>。その試作評価によれば、伝送ロッドの節となる部位は、ある程度しっかりと支持をしても極端な特性の変化はなく、上記概念図のような使用方法が可能であると確認された。しかしながら、モータの出力特性は十分なものとは言えず、構造設計に関する検討が必要であった。

本報告では、そのうち伝送ロッド先端でロータを保持するシャフトの取り付け構造について、シャフト部の不要振動を抑えて本来のロータ駆動点での振動変位を確保することを目的として解析を行った結果を示す。

## 2. モータ構造と振動モード

検討したモータ構造と動作の概要をFig.2に示す。圧電リングの面内屈曲モードである同形縮退の $((1,1))$ と $((1,1))'$ モードを用いる。これはリング共振子の表面電極を4分割して、対向する電極対A端子とB端子を用いてそれぞれ独立して駆動できる。これを2相駆動する事で $x$ - $y$ 面内のモード回転が得られる。これに伴ってリング内径部はロッドを中心軸から押し出すように作用して、結果的にFig.3に示すように伝送ロッドに屈曲振動とその $z$ 軸周りの回転動作を引き起こす。このとき伝送ロッドには定在波が生じる事となり、従ってロッド定在波のノード位置に圧電リングを取り付けると駆動が出来ないので、Fig.3(b)のように振動の腹にリングを位置させるよう設計する。ロッド端面も腹となり、ここにリングを設けるのは特段の設計が不要となるが、この

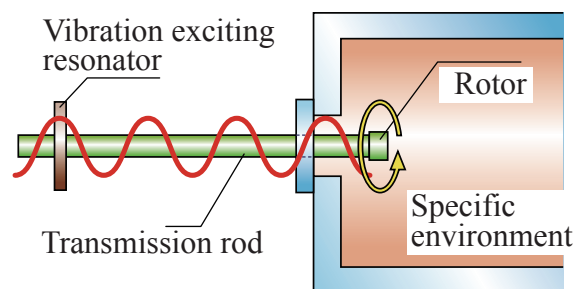


Fig.1 Rotation power introduction to a specific environment using a vibration through the transmission rod from the outer resonator.

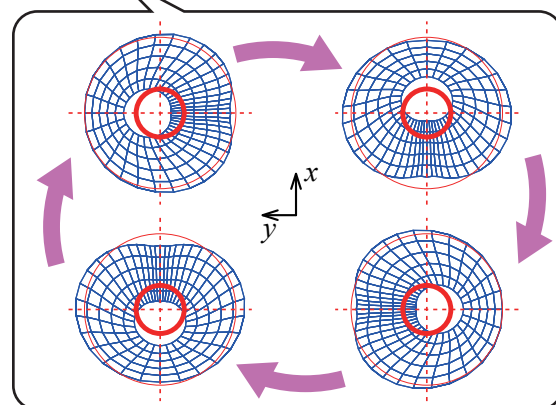
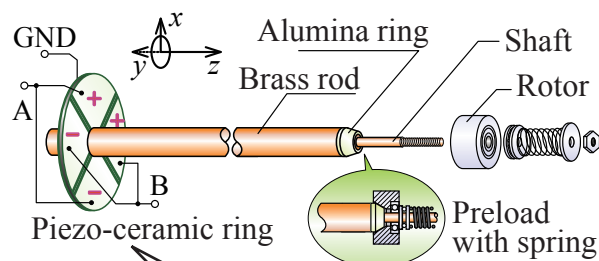


Fig.2 Fundamental construction of the motor, and vibration of the piezo-ceramic ring using  $((1,1))$  and  $((1,1))'$ -modes.

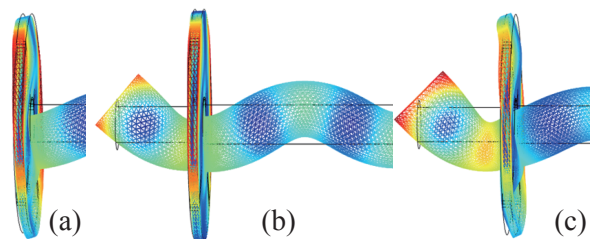


Fig.3 Exciting the bending vibration in the rod by the piezo-ring, and the difference of the vibration shape by the ring position.

\*A study on mounting constructions of the shaft for the transmission rod type USM to obtain the large vibration displacement at the mechanical traction point., By TAMURA Hideki, SATO Daisuke, TAKANO Takehiro, AOYAGI Manabu<sup>†</sup>, (Tohoku Institute of Technology, <sup>†</sup>Muroran Institute of Technology)

自由端ではモーメント成分も存在するので Fig.3(a)のように、リングに面外(z方向)の振動成分も生じる。リングの厚みにもよるが、面外屈曲振動モードも((1,1))モードの近傍に有る事が多く、Fig.3(c)のように振動の腹から取り付け位置がずれると結合しやすい。これらロッド長や圧電リング取り付け位置に関する最適設計については別の報告としてまとめる予定である。

さて、Fig.2において伝送ロッド先端の回転変位によってロータが回転するが、そのためにはロータの予圧と回転軸が必要となる。ここで、伝送ロッドの先端に単純にシャフトを取り付け、スプリングによる予圧構造を組み込んで前報の試作評価を行ったところ、回転の不安定性や摩擦音が顕著に発生する他、十分なモータ出力が得られなかった。この振動状態を解析したところ、Fig.4に示すようにロッド部に対してシャフト部の変位が大きい事が確認された。この状態は、ロータの取り付けや予圧のための調整によっても振動特性が大きく影響を受け、特にロータの駆動点であるロッドの先端変位の低下が問題となるだろう。そこで、シャフトが伝送ロッドの振動に影響を及ぼさないよう、Fig.5に示すようにロッドのノード位置にシャフトを取り付ける構造の効果について解析的に検討した。

### 3.解析モデル

COMSOL Multiphysics V4.0aを用いて有限要素法解析を行った。Fig.6に解析モデルの寸法を示す。この寸法は、先端シャフトの無い場合にロッド先端の駆動部変位が比較的大きく取れる条件としてあらかじめ解析的に求めた条件である。ただし、確立した設計法による最適条件では無い事を付記する。

ロッドおよびシャフトは真鍮(C2600)、摩擦材部分はアルミナとして、用いた材料定数をTable Iに示す。圧電材料については富士セラミックス社のハード系PZTであるC-213相当であり、数値の掲載は割愛する。



Fig.4 Vibration shape with the shaft.

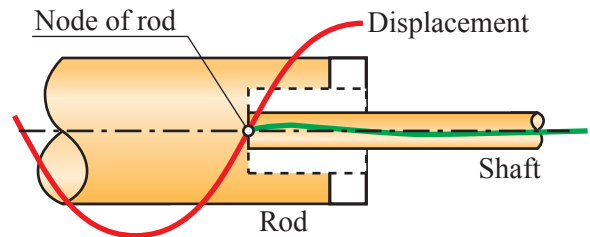


Fig.5 A design policy for mounting the shaft.

シャフト取り付け部の構造による違いを比較するために、Fig.7の先端部断面図に示す三種類のモデルについて解析を行った。ここで、取り付けシャフト長 $L_s$ の違い、ならびにFig.8に示すようにシャフトに質量負荷を取り付けた場合の伝送ロッド振動特性に及ぼす影響を比較した。

### 4.解析結果

Fig.2のA端子に1Vを印加、B端子は0Vとしてx方向のみに伝送ロッドの屈曲振動を励振する周波数応答解析を行った。各条件における共振周波数での振動変位の結果をFig.9に示す。波線は伝送ロッド表面のx方向変位、細実線はロッドとシャフトを含めて中心軸でのx方向変位をそれぞれz方向の位置に関して表示した。

Table I Material constants.

	Brass (C2600)	Alumina (AR99.6)
Density(kg/m <sup>3</sup> )	8500	3940
Young's module(GPa)	110	390
Poisson's ratio	0.35	0.24
Mechanical Q	3000	1000

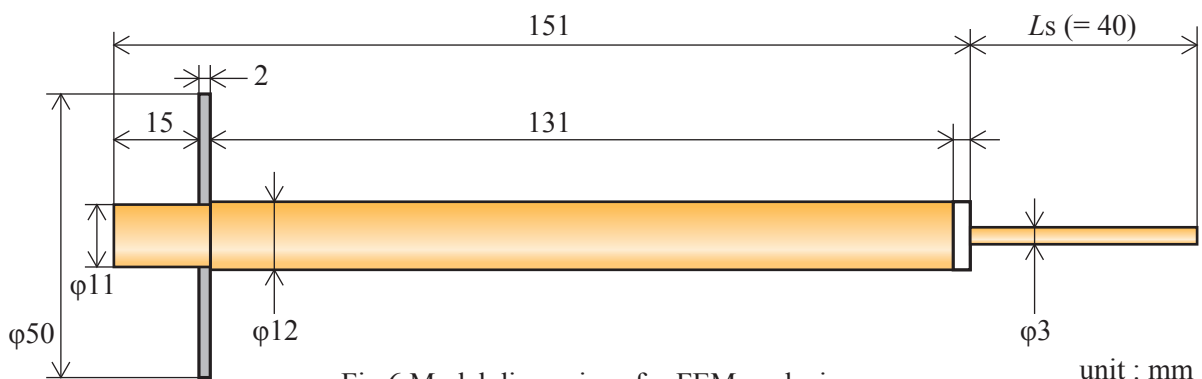


Fig.6 Model dimensions for FEM analysis.

unit : mm

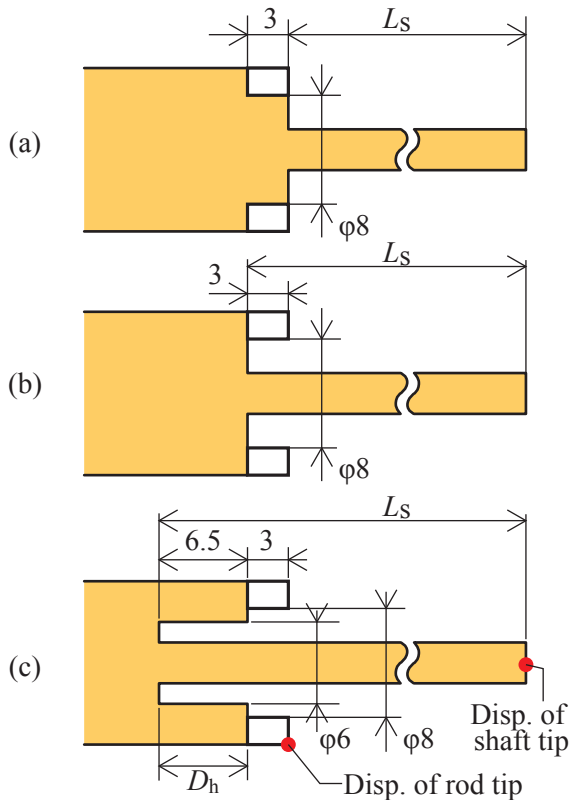


Fig. 7 Analyzed model variations for mounting the shaft.

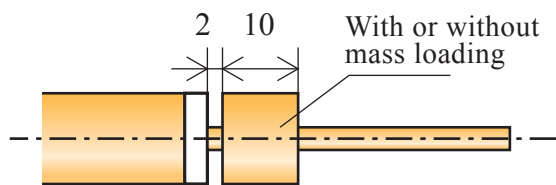


Fig. 8 Dimensions and position of the mass loading model.

伝送ロッドの先端から直接シャフトの伸びているFig. 7(a)の構造では、Fig. 9(a)に示すようにシャフト部の変位が非常に大きく、シャフト長さや質量負荷の影響による変動も大きい。またその際のロッド先端部の変位はシャフトの変位とほぼ等しいために同様に大きく影響を受け、全体的な変位低下が生じる場合が確認される。なお、シャフトを取り付けずに同様の解析を行った場合のロッド先端変位は約 $0.59\mu\text{m}$ であった。

Fig. 7(b)のモデルでは、アルミナの部分のみであるがシャフトの変位と違いが生じており、シャフト変位もFig. 9(a)と比べると多少低減する条件もあるが、シャフト長さ49.5mmの場合にはむしろ変位が大きい。また、ロッド先端変位もやはり影響を受けて低下する場合が確認される。

以上と比較すると、Fig. 7(c)のモデルによる結果は明らかにシャフト影響が低減されており、Fig. 9(c)のスケールでは、いずれの条件においても、ロッド先端変位などに顕著な違いは見ら

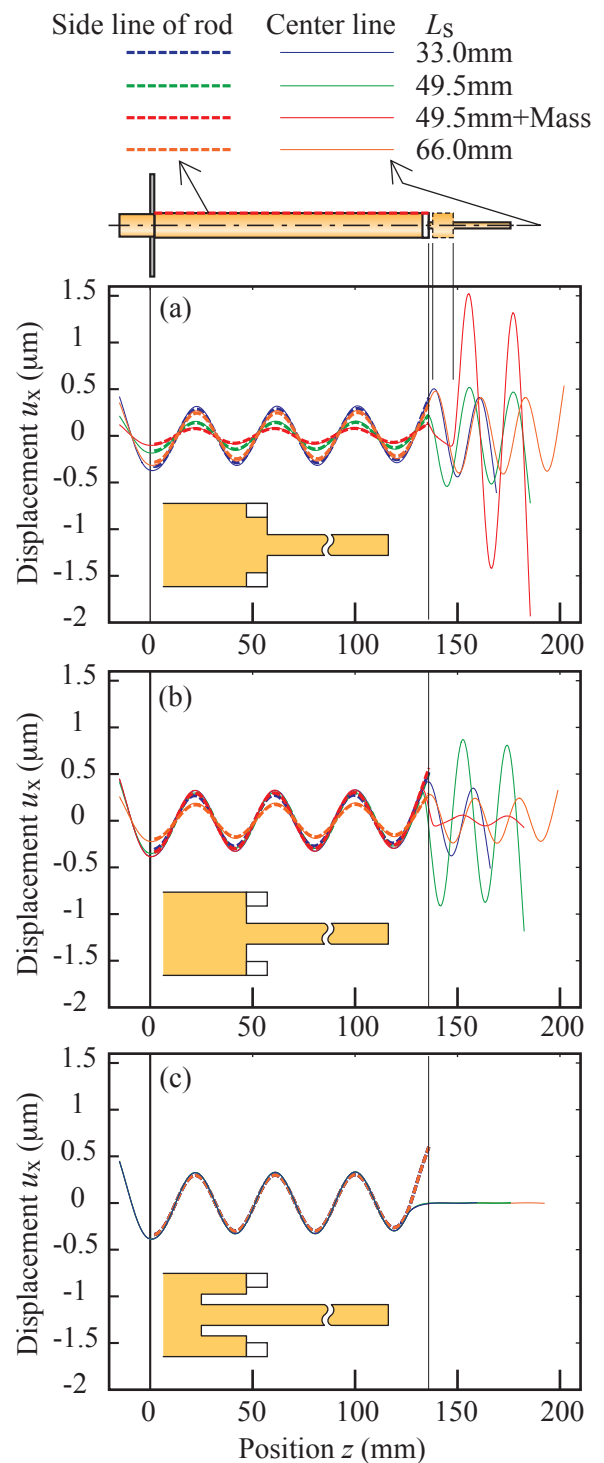


Fig. 9 Analyzed results of displacement.

れない。なお、この際のロッド先端変位は約 $0.60\mu\text{m}$ と極僅かながらシャフト無しの場合から変位が大きくなっていた。このようにシャフトの付け根が伝送ロッドのノード付近である場合でも少なくともモーメント成分は生じるから、取り付け部においてある程度の変位は出ているが、ロータを取り付けるアルミナ面付近での変位は結果的に非常に小さい事が確認された。

なお、このFig. 7(c)における逃がし穴の深さ $D_h=6.5\text{mm}$ は、Fig. 10に示す結果から定めた。

シャフトを取り付ける位置の深さ $D_h$ によりシャフト先端変位が最小となる条件が認められるが、ただしそれは伝送ロッド先端変位が最大値を取る条件とは異なっていた。しかしながら、伝送ロッド先端変位の違いはそれほど極端ではなく、おそらくはシャフト変位が生じる事による影響の方が懸念されるため、このような条件であればシャフト変位をゼロに近づける設計の方が好ましいと考えられる。

なお、 $D_h$ の調整によりシャフトの変位が低減されるとはいえ、シャフトの共振周波数が駆動周波数と一致しては低減効果も十分に作用しない。Fig.11には今回考慮した直径3mmの真鍮シャフトを片持ち張りとした場合の固有値周波数解析の結果である。シャフトが長くなるにつれて、高次モードの周波数間隔が狭まり、振動系の共振に接近する恐れが高まる。前掲の振動系はおよそ33kHz付近であり、シャフトをなるべく短めにする事やシャフト材やシャフト径の選定によって共振の一致は回避しようと考えられる。

## 5.まとめ

中実ロッドを伝送路に用いた超音波モータに関して、シャフト部の振動影響を低減して、ロータ駆動部である伝送ロッド先端の変位が影響を受けない設計について解析的に検討した。

伝送ロッドの先端に直接シャフトを取り付ける構造では、シャフト部が大きく変位すると共に、それはシャフト長や質量負荷等の変化に対してセンシティブとなり、結果的に振動系全体の変位を低下させる場合がある事が確認された。

そこで、伝送ロッドの先端部からノード付近までの逃がし穴を設けて、シャフトをそのノード付近に取り付けると共に、ロータ駆動点の変位と分離する構造を検証した。その結果、この構造はシャフトの変位を低減させると共に、シャフト長や質量負荷に対してもロータ駆動点の変位に対して殆ど影響を与えないようにする事が出来ると確認できた。

以上の解析結果を基に、今後は試作実験を行う。また、ロッド長などの全体的な設計手法については引き続き検討する。

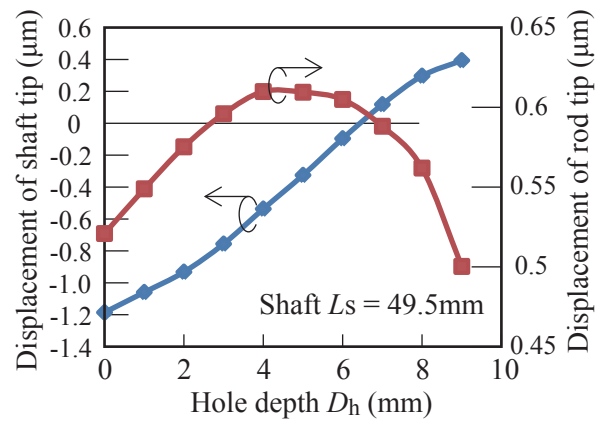


Fig.10 Rod and shaft displacements as a function of the hole depth  $D_h$ .

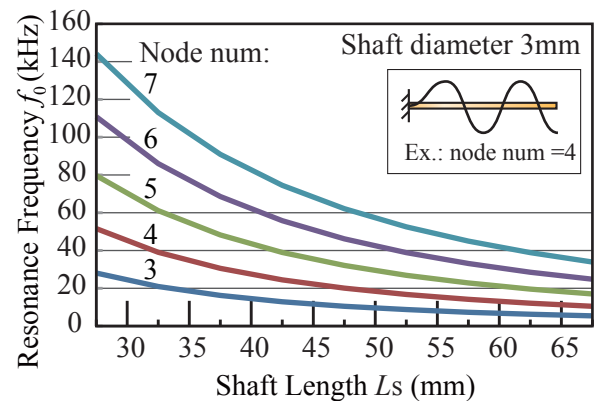


Fig.11 Eigen frequencies of the shaft.

## 参考文献

- (1) 高野、田村、富川、青柳:「細棒への直交する屈曲振動の励振と超音波モータへの応用 (1) - 円環振動子の非軸対称振動を利用する構成 -」, 音講論2008年秋, pp.1301-1302.
- (2) 高野、田村、富川、青柳:「超音波伝送路を持つ超音波モータの特性-円環振動子の非軸対称振動を利用する構成-」, 音講論2010年春, pp.1391-1392.
- (3) 平野、田村、高野、青柳:「細径パイプ伝送路の両端に矩形振動子とロータを配置した超音波モータの試作」, 音講論2010年秋, pp.1235-1236.
- (4) 新野、高橋、遠藤:「超高真空対応超音波モータに関する研究」, 精密工学会誌Vol.74, No.9, pp.986-990 (2008).
- (5) 佐藤、田村、高野、青柳:「ロッド伝送路を使用し円環振動子加振部とロータを離れた超音波モータの製作」, 音講論2010年秋, pp.1233-1234.