超音波ブレーキの開発*

小山 辰也^{*1}, 竹村 研治郎^{*2}, 前 野 隆 司^{*3}

Development of an Ultrasonic Brake

Tatsuya KOYAMA, Kenjiro TAKEMURA and Takashi MAENO^{*4}^{**} Department of Mechanical Engineering, Keio University,
3-14-1 Hiyoshi, Kohoku-ku, Yokohama-shi, Kanagawa, 223-8522 Japan

In the present paper, a newly developed ultrasonic brake is proposed. The ultrasonic brake can solve problems of conventional passive elements, such as time delay, instability, and large size, by using unique characteristics of ultrasonic motor, as fast response, silent motion, and non-magnetic feature. It can also be designed to be smaller than conventional elements due to its simple structure. The brake locks or releases the rotor by use of ultrasonic levitation phenomenon. First, we have designed the structure of the ultrasonic brake using an equation of ultrasonic levitation phenomenon, results from structural analysis and finite element (FE) analysis of piezoelectric material of the vibrator. Then we have manufactured the ultrasonic brake and have conducted a driving experiment. Finally, we have demonstrated that the maximum levitation force is around 40 N and the friction torque of the ultrasonic brake is up to 0.38 N·m. Moreover, we have confirmed that both response time and torque/inertia ratio of the ultrasonic brake are much more superior to the conventional ones.

Key Words: Ultrasonic, Brake, Levitation, Passive, Force Feedback

1. はじめに

動力の伝達, シャ断や運動体の減速, 停止, 状態保持といった機能を実現するクラッチ, ブレーキの歴史は長く, 国内外で多くの装置に利用されている⁽¹⁾. その用途は, 自動車の動力伝達・速度制御, 産業用ロボットや事務機器用など多岐にわたっており, 最近では, 力覚提示装置のためのクラッチやブレーキの開発が盛んに行われている⁽²⁾⁻⁽⁵⁾.

近年, 高速高精度機器用に開発されてきた代表的なクラッチ, ブレーキには, 電磁パウダクラッチ⁽²⁾や, ER ブレーキ⁽³⁾, MR ブレーキ⁽⁴⁾等がある. 電磁パウダクラッチは, 駆動側ロータと被駆動側ロータの間にパウダ (磁性粉体) を封入したクラッチであり, コイルを励磁することによって 2 つのロータ間に磁気回路を形成し, パウダを連結させる. この結果, パウダ・ロータ間に摩擦力が発生し, トルクが伝達される. 電磁パウダクラッチは, コイルを励磁するための電流と, 被駆動側へ伝達されるトルクが広い範囲にわたってほ

ぼ比例するため, トルク制御を簡単に実現することが可能である. ただし, 応答に数 10 ms 以上の遅れが存在するため, 高速な制御には適していない. ER ブレーキは, 機能性流体の一種である ER 流体をトルクの伝達媒体として用いたブレーキである. ER 流体とは, 電場を印加すると粘性が高速かつ可逆的に変化する流体である. ER ブレーキでは ER 流体の粘性変化を利用してトルク制御を実現しているが, 静止状態での利用に向かない, 装置が大型である, といった問題点がある. また, MR ブレーキは, 上述の ER ブレーキと同様に, 機能性流体の一種である MR 流体をトルクの伝達媒体として用いたブレーキである. MR 流体は, 磁場を印加すると粘性が変化する流体であり, この特性を利用することによってトルク制御を実現できる. ただし, 従来の MR ブレーキは, 磁気回路中に発生する渦電流の影響により, 装置全体として数 10 から数 100 ms の応答の遅れがある. 古荘ら⁽⁴⁾はこの問題点を改善するための MR ブレーキを検討しているものの, 装置が大型となることや, 静止状態での利用に向かない等の課題が残されている.

一方, 超音波浮揚現象は超音波領域で振動する振動面近傍において数 kg の物体が安定して浮揚する現象

* 原稿受付 2004 年 4 月 16 日.

^{*1} 慶應義塾大学大学院理工学研究科 (〒223-8522 横浜市港北区日吉 3-14-1).^{*2} 正員, 東京工業大学精密工学研究所 (〒226-8503 横浜市緑区長津田町 4259).^{*3} 正員, 慶應義塾大学理工学部.

E-mail: maeno@mech.keio.ac.jp

Fig. 1 Outline of ultrasonic brake

Table 1 Specifications of electromagnetic clutch

Friction torque	0.25 N·m
Mass	65 g
Size	φ 28.0×19.9 mm

である^{(6)・(9)}。このため、この現象をクラッチ、ブレーキの保持・解除に利用できると考えられる。本研究では、超音波浮揚現象を利用した超音波ブレーキを開発することを目的とする。

2. 放射圧理論

超音波浮揚現象における浮揚力の発生を説明する代表的な理論として、Langevin の放射圧理論が知られている^{(6)・(7)}。本理論によれば、超音波領域の周波数で振動面を振動させた際に音圧によって発生する浮揚力を算出できる。このため、本ブレーキにおいても、円板状の振動子に周波数が超音波領域の面外方向振動を励振させることにより、超音波浮揚現象を発生させることとする。

図 1 に、本ブレーキの振動子形状と断面図を示す。図には示していないが、本ブレーキでは、回転子へ皿ばね等で垂直荷重を加えることにより、非浮揚時の摩擦トルクを得るものとする。超音波振動による浮揚力が上記の垂直荷重よりも大きくなった際に、回転子が浮揚し、摩擦トルクが解除される。振動子下面には円板型 PZT (圧電素子) が接着されており、PZT に電圧を印加することにより超音波振動を励振する。また、振動子の凸部と回転子の凹部は隙間ばめとなっており、両者の半径方向移動を拘束する役割を担う。

いま、面外方向のみに自由度を有する半径 a の円形平板が、均一に振動する平板状振動面から微小な距離だけ浮揚しているとき、Langevin の放射圧理論^{(6)・(7)}によれば、運動方程式、連続の式、状態方程式より、放

Fig. 2 Relationship between levitation force, friction torque and radius r

射圧および放射圧に基づく浮揚力が求められる。物体にはたらく浮揚力は、

$$f_L = \int_0^{\infty} p_L \cdot 2\pi r dr = \frac{\pi a^2 \rho_0 c_0^2}{4} \left(\frac{h_1}{h_0} \right)^2 \quad (1)$$

となる^{(6)・(7)}。ただし、各変数は以下のとおりである。

- c_0 : 基準状態における音速[m/s]
- f_L : 放射圧による浮揚力[N]
- p_L : 放射圧[Pa]
- h_0 : 浮揚距離[m]
- h_1 : 振動面振幅[m]
- ρ_0 : 基準状態における空気密度[kg/m³]

式(1)より、浮揚力は接触面積に比例することがわかる。

3. 設計と製作

3.1 基本設計 小型、高トルク、高応答を実現しているクラッチ、ブレーキの一つに、マイクロ電磁ブレーキが挙げられる(表 1)。マイクロ電磁ブレーキは、高速高精度機器用として広く用いられている。このため、本研究では、質量や寸法をできるだけ小さくし、単位質量あたりの摩擦トルクおよび応答時間をマイクロ電磁ブレーキより優れたものにすることを超音波ブレーキの設計目標として設定する。

なお、ブレーキの設計項目としては、摩擦トルク、応答時間の他に、消費電力、耐久性、コスト等が考えられるが、本研究は新型ブレーキの基本設計を行うことを目的とするため、摩擦トルクおよび応答時間のみを設計目標・評価対象とする。他の項目の評価は今後の課題である。

設計目標として設定した摩擦トルク (0.25N·m 以

Fig. 3 Size and geometry of designed vibrator

Fig. 4 Mesh model of vibrator

Fig. 5 Mode shape of vibrator

上)を実現するために、まず、振動子と回転子の接触面形状を決定する。

振動子・回転子間の垂直荷重は等分布荷重であると仮定すれば、ブレーキの摩擦トルクは接触面積に反比例する。振動子半径を r_0 とし、図 1 に示した凹凸部の半径 r を変化させた際の摩擦トルクの変化を図 2 に示す。この際、垂直荷重は 29.4N とした。図からわかるように、垂直荷重が一定のとき、 r が大きいほど、すなわち回転子と振動子の接触面積が小さいほど、大きい摩擦トルクが得られる。一方、前述のように浮揚力

(a) Rotor

(b) Vibrator

Fig. 6 Manufactured rotor and vibrator

は接触面積に比例するため、接触面積を小さくすると、十分な浮揚力が得られない。比較のために r を増加させた際の f_L の変化も図 2 に示す。ただし、 r_0 は 20mm、 r は 0~19mm の間で変化させた。なお、浮揚距離が微小な場合は h_1/h_0 を 1 とみなせる⁽⁶⁾⁽⁷⁾ため、図 2 では h_1/h_0 を 1 とした場合の f_L の曲線を示している。

$r=4\text{mm}$ の場合、浮揚力は約 42.9N となるため、29.4N の垂直荷重を打ち消すことができるうえ、約 $0.28\text{N}\cdot\text{m}$ の摩擦トルクが得られており、目標仕様を満たしている。このため、回転子と振動子の接触部を、図 1(a)のリング状の平面とし、 r は 4mm、 r_0 は 20mm とした。

3.2 詳細設計 基本設計した振動子の詳細特性を確認するために、有限要素法を用いて以下に示す固有振動数・固有モード解析および圧電解析を行った。

振動子の材質をステンレス鋼 (SUS) とし、圧電素子 (PZT) とステンレス鋼はエポキシ樹脂で接着することとした。本振動子に対し、有限要素法による固有振動数・固有モード解析を行った。設計した振動子の形状を図 3 に、解析モデルを図 4 に示す。図 4 は、軸対称形状を有する振動子の 10 度分のみのモデルであり、断面上の節点を面外方向に拘束している。モデルは、ステンレス製の振動子、エポキシ系接着層、圧電セラミック (PZT) から成る。接着層の厚さは 0.02mm とした。ステンレス、接着層、PZT のヤング率、ポアソン比、密度は、それぞれ、201GPa、2.5GPa、72.6GPa、0.3、0.4、0.31、 $7.9 \times 10^3\text{kg/m}^3$ 、 $2.3 \times 10^3\text{kg/m}^3$ 、 $7.7 \times 10^3\text{kg/m}^3$ とした。解析の結果、本ブレーキの駆動に用いる面外振動として、図 5 に示す節点 1 の面外振動を選択することとした。なお本振動の固有振動数は 21.5kHz であった。

固有振動モードより明らかのように、振動子変形時の PZT のひずみは中心部で最大となる。このため、超音波浮揚を生成し得る振動子表面振幅を生成させた際に、PZT 中心部のひずみが過大となって破壊が生じないかを確認するために、PZT の直径を変えて圧電解析を行い、各場合のひずみと破壊時のひずみを比較した。

Fig. 7 View of device for driving experiment

Fig. 8 Relationship between amplitude and levitated force

なお、ひずみが過大か否かについて別途実験を行った結果、ひずみが約 7×10^{-6} のときに PZT が破断したため、この値を超えないことを目安とした。実験の結果、PZT の最大半径を $\phi 34\text{mm}$ とすれば、十分な浮揚力が得られ、かつ、PZT のひずみが過大にならないことがわかった。

以上より、振動子の直径を 40mm、PZT の直径を 34mm とし、振動子の材質には SUS を用いることとした (図 3)。

3.3 製作 設計した振動子を製作した。製作した振動子および回転子を図 6 に示す。回転子にもステンレス鋼を用い、摺動による接触面の損傷を回避するために、表面処理 (焼入れ) を施した。振動子、回転子の質量はそれぞれ約 40g、約 30g であった。

4. 駆動実験

製作した振動子を用いて駆動実験を行った。まず、固有振動数を計測したところ、22.1kHz であった。計算値 (21.5kHz) に十分近いことから、有限要素解析の妥当性を確認できたといえる。

つぎに、図 7 に示す評価装置により、振動子・回転子間に垂直荷重を加え、垂直荷重を変化させながら振動子上面の振幅および浮揚力を計測した。本駆動評価装置は振動子下面からコイルばねによって垂直荷重を加える構成になっている。装置下部に設置したねじを回転させることにより、コイルばねの長さを変化させ、垂直荷重を調整することができる。駆動実験としては次の三種類の実験を行った。まず、垂直荷重を変化させて駆動実験を行い、各荷重において回転子を浮揚させるために必要な振動子振幅を計測した。次に、垂直荷重を一定に保ち、振幅の変化にともなう摩擦トルクの変化の様子を計測した。最後に本ブレーキの応答時間を計測した。

4.1 垂直荷重と振幅の関係 駆動評価装置上部に設置したプーリーに 2g のおもりをつるし、回転子に垂直加重を加えた条件で、振動子の振動振幅を変化させて、おもりが落下しはじめる振動振幅を求めた。なお、垂直荷重は、4.9N から 39.2N まで 4.9N おきに变化させた。また、振動振幅は、振動子上面の外周近傍の点の値を計測した。本実験は、それぞれの振動子振幅のときに、垂直加重を打ち消す浮上力を求めることに相当する。

実験結果を図 8 に示す。それぞれの垂直加重下において、振動子の振幅が $\circ$ で示した値以上のとき、回転子は浮揚しプーリーは回転した。($\square$ については 4.3 で述べる。) これは、クラッチ解除時 (回転子浮揚時) の回転子・振動子間の摩擦トルクが $0.18\text{mN}\cdot\text{m}$ (約 2gfc) 以下に減少したことを表している。図より、振動振幅と浮揚力はほぼ比例することがわかる。一方、振動子に電圧を印加せずに本ブレーキを保持した際には、プーリーに吊るすことができるおもりの質量は垂直荷重に比例する。以上より、本ブレーキにおいて保持・解除の切り替えが行えることを確認できた。

なお、垂直荷重を 29.4N としたとき、3.1 節の基本設計のところで述べた摩擦トルク $0.28\text{N}\cdot\text{m}$ が得られた。このときの入力電圧および周波数はそれぞれ $28.8V_{\text{p-p}}$ 、22.3kHz であった。

また、垂直荷重が 39.2N の場合におもりの質量は最大の 4.3kg に達した。3 章で述べた最大浮揚力の設計値は 42.9N であったのに対し、実験値は 39.2N であっ

Fig. 9 Relationship between amplitude and friction torque

た。これより、計算結果と実験結果はほぼ一致していることが確認できた。

なお、なお、予備実験により本ブレーキの回転子・振動子間の静摩擦係数は 0.7 であることが確認されているため、浮揚力が 39.2N の際の静摩擦トルクは $0.38\text{N}\cdot\text{m}$ となる。この値は、設計目標として設定した従来のマイクロ電磁ブレーキの摩擦トルク（表 1）よりも大きかった。なお、最大浮揚力（39.2N）を得たときの入力電圧および周波数は 37.1V_{pp} 、 22.2kHz であった。

4.2 振動振幅と摩擦トルクの関係 垂直荷重を一定に保ち、振動振幅を変化させたときの摩擦トルクの変化を計測した。垂直荷重は 1.37N、3.34N、5.30N の三種類とした。摩擦トルクの計測にはトルクゲージ（90ATG、株式会社東日製作所）を用いた。

実験結果を図 9 に示す。図より、垂直荷重を一定とし、振動振幅を変化させることによって、摩擦トルクを変化させられることがわかる。つまり、本ブレーキでは、保持・解除の二状態のみならず、いわゆる「半クラッチ」の状態も実現できることを確認できた。また、垂直荷重を増加させても摩擦トルクの連続的な制御は可能であった。

4.3 応答時間の計測 本ブレーキの応答時間を計測するために図 7 に示した評価装置上部の駆動軸にレーザロータリエンコーダ（R-1L、キャノン株式会社、81,000ppr）を設置し、出力波形を観測した。本ブレーキの駆動軸に設置されたプーリに 50g のおもりを吊るし、ブレーキを解除した際の回転子の回転をエンコーダにより計測した。

まず、本ブレーキの起動に要する時間、すなわち入力電圧を印加してからエンコーダからパルス波形が生じるまでの時間を計測した。垂直荷重を 1.37N、5.30N、

Fig. 10 View of developed ultrasonic brake

11.18N の三種類の一定値に保ち、振動振幅と立ち上がり時間の関係を 90 回計測した結果、起動時間は振動振幅に依存せず、 0.55ms から 1.05ms の範囲内に分布していた。エンコーダからパルスが生じるまでの時間にばらつきがあるのは、回転子の初期角度によってパルスが生じるまでの角度に差がある（ $0^\circ \sim 0.0044^\circ$ ）ためであり、定量的な評価は今後の課題であるが、少なくとも 1.05ms 以内に回転子が回転し始めていたといえる。また、垂直荷重が増加すると立ち上がりに必要な振動振幅は増加した。比較対象として選択したマイクロ電磁ブレーキの立ち上がり時間は約 10ms （カタログ値）であるので、本研究で開発した超音波ブレーキの立ち上がりは、マイクロ電磁ブレーキに比べて十分はやいといえる。

なお、垂直荷重の増加に伴い立ち上がりに必要な振動振幅が増加していた。そのため、垂直荷重を 1.37N から 4.9N ずつ 25.9N まで増加させ、過渡状態において各荷重を浮揚させるのに必要な振動振幅を計測した。この結果を図 8 に□で示す。それぞれの垂直加重下において、振動子の振幅を□で示した値以上にしたときに回転子は浮揚しプーリは回転しはじめたことを意味する。図より、垂直荷重が一定である場合、定常的な超音波浮揚状態の維持に要する振動振幅（○）よりも、超音波浮揚の過渡的な生成に要する振動振幅（□）の方が大きいことがわかる。この結果は、本ブレーキを保持状態から解除状態へ移行させる際に、振動子と回転子を引き剥がすために一時的に大きい振動振幅が必要である一方、回転子が浮揚した後はある程度小さい振動振幅でも超音波浮揚を維持できることを示している。

次に、本ブレーキが停止するために要する時間、すなわち入力電圧を切断してからエンコーダの出力波形が 0 となるまでの時間を計測した。その結果、本ブレーキの立ち下がり時間は約 10ms であった。マイクロ

電磁ブレーキの立ち下がり時間は約 40ms (カタログ値) であるので, 本ブレーキは立ち下がり特性もマイクロ電磁ブレーキよりも高速であるといえる。以上より, 本ブレーキの高応答性が確認できた。

5. 加圧機構

本ブレーキの加圧機構の試作例を図 10 に示す。加圧機構は, 2 枚の加圧板を 3 本のねじで固定し, 振動子・回転子を加圧する構造とした。振動子は下面加圧板に接着されたフェルトの上に配置されている。フェルトを配するのは, リング型超音波モータと同様, 拘束による固有振動の抑制を防ぐためである。また, 振動子・回転子への加圧には円錐形状のコイルばねを用いることとし, 図のように駆動軸の周囲を取り巻くように配置した。加圧機構を含めた本ブレーキの質量は約 90g であり, 上下の加圧板の直径はそれぞれ 48mm, 50.8mm である。また, 加圧時の本ブレーキの高さは 18mm である。従来のマイクロ電磁ブレーキ (65g) と比較すると本ブレーキの方が質量が大きいものの, 最大摩擦トルクと質量の比を比較すると, マイクロ電磁ブレーキが $3.85\text{N}\cdot\text{m}/\text{kg}$ であるのに対し, 本ブレーキは $4.22\text{N}\cdot\text{m}/\text{kg}$ 以上となり, 小さい質量で大きな摩擦トルクを得ることができているといえる。

本研究では簡単のため加圧にコイルばねを用いたが, リング型超音波モータ同様, 非線形特性を有する皿ばねを用いれば, サイズの小型化と加工誤差の吸収が達成できると考えられる。

以上のように, 本ブレーキは, 従来のマイクロ電磁ブレーキと比較して, 小型化, 高トルク化および高速化の点で優れた特性を有することを示すことができた。今後, 量産に向けて詳細設計や耐久試験を重ねることによって, 力覚提示装置や事務用機器, デジタル機器のための汎用機能要素として応用展開できると考えられる。

6. おわりに

本研究では, 円板の横振動を用いた超音波ブレーキを開発した。超音波ブレーキの保持・解除には超音波

浮揚現象を利用するため, まず, 理論式による浮揚力の算出を行った。また, 振動子の固有振動数・固有振動モード解析および圧電解析を行うことによって, その固有振動数, 固有振動モードおよび振動振幅を求めた。設計した超音波ブレーキを製作し, 行った駆動実験から, 十分な大きさの浮揚力と摩擦トルクが得られることを確認した。また, 振動振幅を適切に制御することにより, 保持・解除の二状態のみならず, 摩擦トルクの連続的な制御が実現できることを確認した。さらに, 超音波ブレーキの応答時間, および摩擦トルクと質量の比はいずれも従来のマイクロ電磁ブレーキより優れていることを確認した。

謝辞 本研究の一部はキャノン㈱の援助により行われた。記して謝意を表す。

参考文献

- (1) 石崎 正一, クラッチ技術読本, 日刊工業新聞社, 東京, 第 1 版, 1978.
- (2) 斎藤 理, 小森谷 清, 村田 良司, パッシブな力覚提示法—バウダークラッチを用いた力覚提示装置—, 日本機械学会ロボティクス・メカトロニクス講演会'98 講演論文集, (1998), 2A116.
- (3) 坂口 正道, 古荘 純次, ER ブレーキを用いたパッシブ型力覚提示装置に関する基礎研究, 日本バーチャルリアリティ学会論文誌, 5-4, (2000), pp. 1121-1128.
- (4) 菊池 武士, 木村 真也, 山口 雄平, 古荘 純次, 高速・高トルク MR ブレーキ・アクチュエータの開発に関する研究, 日本機械学会ロボティクス・メカトロニクス講演会'03 講演論文集, (2003), 1P1-2F-F6.
- (5) 青柳 学, 小平 康弘, 富川 義朗, 静的なクラッチ機能を有する超音波モータの検討—力触覚インターフェース用アクチュエータとして—, 日本音響学会研究発表会講演論文集, 春季 2, (2003), pp. 1215-1216.
- (6) 橋場 邦夫, 振動面近傍における超音波浮揚, 慶應義塾大学大学院博士論文, (1998).
- (7) 橋場 邦夫, 寺尾 憲, 久納 孝彦, 超音波浮揚に関する研究 (浮揚理論の構築と浮揚特性の解明), 機論 63-614, (1997), pp. 3487-3495.
- (8) 小野 京右, 圧縮性スクイーズ膜に関する基礎的研究, 潤滑, 21-9, (1976), pp. 25-33.
- (9) Takashi Maeno and David B. Bogoy, Effect of the Hydrodynamic Bearing on Rotor/Stator Contact in a Ring-Type Ultrasonic Motor, IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control, 39-6, (1992), pp. 675-682.