

超音波クラッチの開発

Development of an Ultrasonic Clutch

○ 非 小山 辰也 (慶大) 正 竹村 研治郎 (東工大)
正 前野 隆司 (慶大)

Tatsuya KOYAMA, Keio University, 3-14-1, Hiyoshi, Kohoku-ku, Yokohama-shi, 223-8522

Kenjiro TAKEMURA, Tokyo Institute of Technology Takashi MAENO, Keio University

This paper describes a development of an ultrasonic clutch as a new passive element for a haptic device using passive force feedback. The ultrasonic clutch can solve conventional problems of passive elements such as time delay, instability, and large size by using unique characteristics of ultrasonic motor such as high response, silent motion, and nonmagnetic feature. It is also designed to be smaller than conventional ones by cogitating its structure. The clutch fixes or unfixes the rotor by use of ultrasonic levitation phenomenon. First, we designed the structure of the ultrasonic clutch using an equation of ultrasonic levitation phenomenon, and results of both structural analysis and frequency analysis of the stator. Then we manufactured the ultrasonic clutch and conducted a driving experiment. Finally, we successfully verified that the maximum value of the levitation force was around 20N and the static friction torque of the ultrasonic clutch was up to 0.14Nm.

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

1. はじめに

近年、様々なハプティックデバイスの開発が行われている。ハプティックデバイスは、力覚の提示にDCモータ等のアクチュエータを用いるアクティブ型ハプティックデバイスと、ブレーキやクラッチなどの受動的な要素を用いるパッシブ型ハプティックデバイスの2種類に分類される。アクティブ型ハプティックデバイスの制御には、一般にバイラテラル制御が用いられる。この方式では、アクチュエータを制御することによって繊細かつ臨場感のある操作が可能となるが、操作者へ危害を及ぼす可能性がある、構造が複雑になる、データ転送や制御に伴う遅れが生じるなどの問題がある。一方、パッシブ型ハプティックデバイスは、力覚の提示にクラッチやブレーキ等の受動的な要素のみを利用するため、操作者が操作しない限りシステムが自ら動くことはなく、安全性の高いシステムが開発可能である。このため、筆者ら⁽¹⁾は、パッシブフォースフィードバックを利用した制御法を用いて、情報の伝送量をバイラテラル制御方式よりも減少させる新たなハプティックデバイスを提案した(図1)。また、パッシブフォースフィードバックを利用した従来研究として、電磁パウダクラッチ⁽²⁾やERブレーキ⁽³⁾を使用したパッシブ型ハプティックデバイスが挙げられる。しかし、いずれのシステムも以下の問題点を有する。

- (1) 応答性が悪い
- (2) 動作が安定していない
- (3) 大型である

このため、本研究ではこれらの問題点を解決するために超音波クラッチを開発する。超音波クラッチは、超音波浮揚現象を利用し、保持・解除の切り替えを行う新たな超音波デバイスである。超音波クラッチは超音波モータと同様に高応答性、

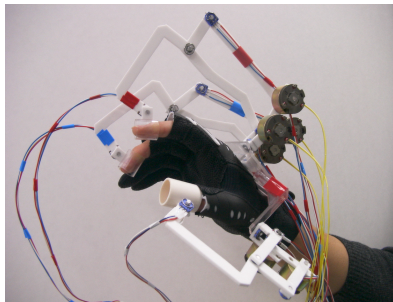


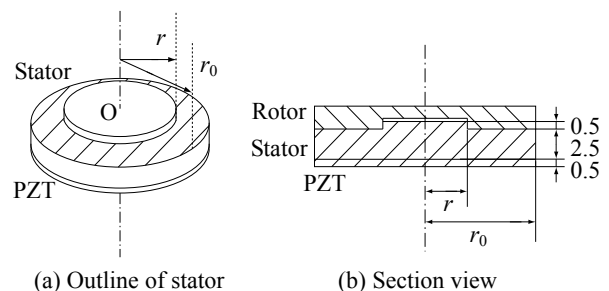
Fig. 1 Multi-Fingered haptic device

高制御性、静粛性といった特徴を有するため、上述の(1)、(2)の問題点を解決できる。また、設計自由度が高いため、デバイス全体の小型化を図ることができる。さらに、保持・解除のみならず摩擦トルクを連続的に変化させることができるため、新たな制御デバイスとしての応用展開が可能である。

2. 超音波浮揚現象

本クラッチの振動子形状を図2(a)に、断面図を図2(b)に示す。図には示さないが、本クラッチでは、静摩擦トルクを得るために回転子へ皿ばね等で垂直荷重を加える必要がある。本クラッチは超音波浮揚現象を利用し、上記の垂直荷重を打ち消す浮揚力を発生させることにより、保持・解除の切り替えを行う。超音波浮揚現象の浮揚力の発生を説明する既存の理論としては、音響分野におけるLangevinの放射圧理論と潤滑分野におけるスキーズ膜圧理論が挙げられる。いずれの理論も、超音波領域の周波数で振動面を振動させることによって、その上部の空気層を介して物体を浮揚させるものである。本クラッチは、振動子の振動モードに円板の面外方向の振動モードを用いることにより超音波浮揚現象を発生させることとする。そのため、本クラッチにおける浮揚力は、同理論を用いた計算により導出が可能であると考えられる。なお、浮揚距離が小さくなるにつれて、浮揚力の発生原因が、Langevinの放射圧からスキーズ膜圧へ変化することが知られている⁽⁴⁾。本クラッチでは垂直荷重を数10Nとする(3章以後述)ため、浮揚距離は極めて小さく、浮揚力の発生原因はほぼスキーズ膜圧効果によるものと考えられる。したがって、本クラッチの設計はスキーズ膜圧効果による浮揚力を考慮して行うことが適していると考えられる。

半径 a の円形物体が、全面均一に振動する振動面から微小な距離で浮揚している場合、物体にはたらく浮揚力は、スキーズ膜圧理論によると、



(a) Outline of stator

(b) Section view

Fig. 2 View of ultrasonic clutch

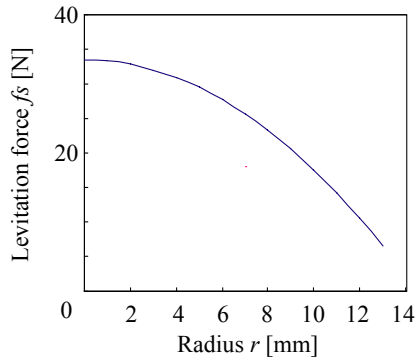


Fig. 3 Radius r vs. levitation force f_s

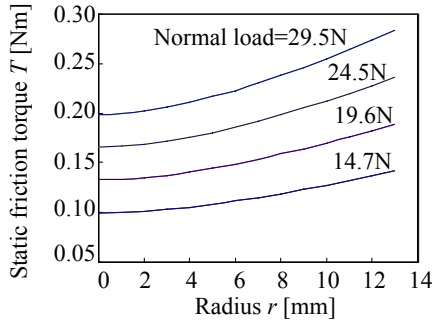


Fig. 4 Radius r vs. static friction torque T

Table 1 Specifications of electromagnetic clutch

Static friction torque	0.25Nm
Mass	65g
Size	$\phi 28.0 \times 19.9\text{mm}$

$$f_s = \int_0^a p_s \cdot 2\pi r dr = \frac{\pi a^2 \rho_0 c_0^2}{2\gamma} \quad (1)$$

となる⁽⁴⁾。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_s : スクイーズ膜圧による浮揚力[N]
- p_s : スクイーズ膜圧効果による時間平均圧力[Pa]
- γ : 比熱比
- ρ_0 : 基準状態における空気密度[kg/m³]

式(1)は浮揚力が接触面積に比例することを示している。半径の最大値を r_0 とし、図 2(a) に示す r を増加させた際の f_s を求めると、図 3 に示すような曲線となる。ただし、 r_0 は 14mm、 r は 0~13mm の間で変化させた。これらの値は、前報⁽¹⁾ で使用した電磁クラッチ(表 1)の寸法(半径 14mm)以下のサイズを設計目標とすることから定めた。

3. 振動子設計

3.1. 設計条件

本クラッチは、パッシブフォースフィードバックを用いたハプティックデバイスへの使用を前提としている。ハプティックデバイスを用いた作業を満たすためには指先で約 3N の力を提示することが必要である。すなわち、クラッチの静摩擦トルクが約 0.20Nm であればよい⁽¹⁾。また、ハプティックデバイス上でのクラッチの配置によっては、その質量が手指の自然な運動を妨げたり、操作者の負担が増大する可能性がある。以上の理由により、本クラッチの質量および寸法を、表 1 の値より小さくすることおよび静摩擦トルクを 0.20Nm と同等あるいは大きくすることを設計方針とする。

回転子への垂直荷重は等分布荷重であるため、クラッチの静摩擦トルクは接触面積に反比例する。ここで、2 章と同様に、 r を変化させた際の静摩擦トルクの変化の様子を図 4 に示す。図 4 は垂直荷重を 14.7N、19.6N、24.5N、29.5N とした際のものである。図 4 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

Table 2 Material properties

	Brass	PZT	Epoxy adhesive
Young's modulus [GPa]	104.0	72.6	2.5
Poisson's ratio	0.33	0.31	0.40
Mass density [$\times 10^3 \text{kg/m}^3$]	8.6	7.7	2.3

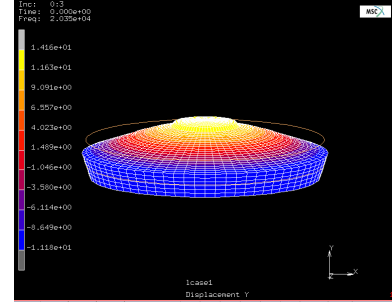


Fig. 5 Mode shape of stator

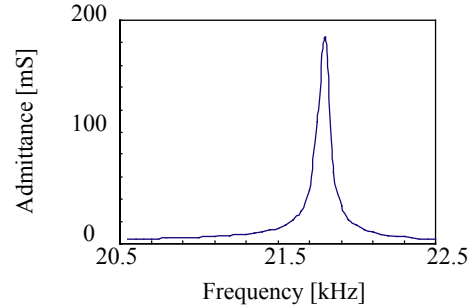


Fig. 6 Result of frequency response analysis

積が小さいほど大きい静摩擦トルクが得られる。一方、浮揚力は前述のように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。したがって、回転子と振動子の接触部を、図 2(a) の斜線部のように、外周に沿ったリング状の面とし、 r は 4mm とした。これにより 30.9N の浮揚力が得られ、29.5N の垂直荷重を打ち消すことができるとともに、0.20Nm の静摩擦トルクが得られることとなる。このようにして、必要な静摩擦トルク 0.20Nm を満たす r を決定した。

また、振動子と回転子の軸を一致させるために振動子上面の半径 r の位置に段を設置することとした。

3.2. 有限要素解析

設計した振動子の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、周波数応答解析および圧電解析を行った。

まず、振動子は図 2(a) の形状とし、 r が 4 から 14mm の部分を接触面とした。振動子の材料には黄銅を用い、圧電素子(PZT)と黄銅はエポキシ樹脂で接着することとした。解析に使用した黄銅、PZT、エポキシ樹脂の物性値を表 2 に示す。これらの値を用いて振動子をモデル化し、固有振動数・固有モード解析を行った結果、本クラッチの駆動に用いる面外振動の固有振動数は 20.35kHz であり、固有振動モードは図 5 のような形状になった。

次に、PZT への入力電圧を $5.0V_{p-p}$ 、周波数範囲を 21~22kHz として周波数応答解析を行い、本クラッチのアドミタンス特性を調べた。この際、減衰率 ζ は次式で与えた。

$$\zeta = 1/2Q \quad (2)$$

ただし、 Q は機械的 Q 値である。本クラッチや超音波モータのように金属弾性体と PZT を接着した振動子の Q 値は一般

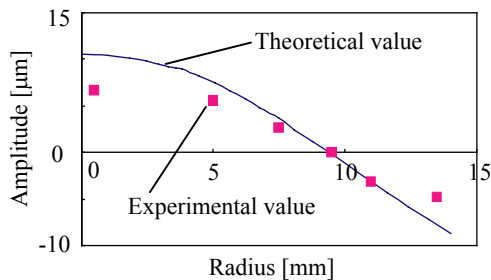


Fig. 7 Radius vs. amplitude

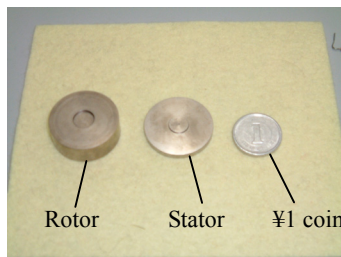


Fig. 8 View of manufactured rotor and stator

Table 3 Locations of measurement points

Measurement point	1	2	3	4	5	6
Distance from center[mm]	0.5	5.0	7.5	9.5	11.0	13.5

に 1000 程度となることが知られているため、本研究では $Q=1000$ とした。その結果、図 6 に示すアドミタンス特性が得られた。また、21.65kHz で共振がみられ、その際のアドミタンスは 185.4mS であった。

さらに、PZT への入力電圧を $5.0V_{pp}$ 、駆動周波数を 21.65kHz として圧電解析を行った(図 7)。図 7 は振動子の半径方向断面における面外方向振幅の様子を表している。この結果、振動子上面外周部の節点で片側振幅が約 $8.7\mu m$ となった(以下、振幅はすべて片側振幅を表すこととする)。従来の研究⁽⁴⁾により、振幅 $5\mu m$ 、周波数 20kHz の振動により最大約 700g の一辺 25mm の正方形物体を超音波浮揚できることが確認されているため、振幅が $8.7\mu m$ であれば、超音波浮揚現象は生じると考えられる。

4. 振動子製作と駆動実験

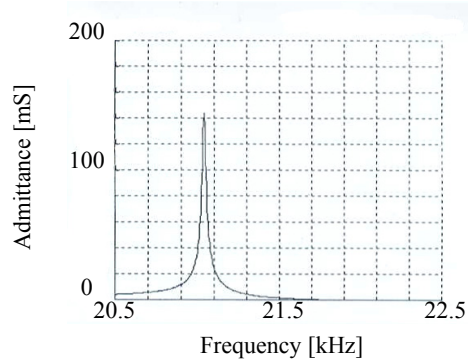
設計した振動子を製作し、駆動実験を行った。製作した振動子および回転子を図 8 に示す。回転子にも黄銅を用いており、摺動による接触面の損傷を回避するために表面処理(Niメッキ)を施した。振動子の質量は 16g であった。

まず、無負荷状態においてアドミタンス特性および振動子上面の振幅を計測し、次に垂直荷重を加えた状態において振幅と浮揚力の関係を計測した。

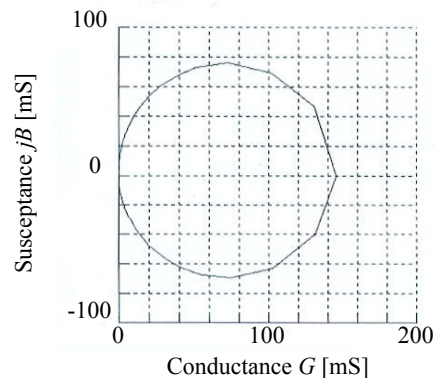
4.1. 無負荷状態における計測

製作した超音波クラッチのアドミタンス特性の計測にはインピーダンスアナライザ(HEWLETT PACKARD, 4194A)を用いた。PZT への入力電圧を 1V とした際のアドミタンス特性の波形および動アドミタンス円をそれぞれ図 9(a), (b) に示す。この結果、21.04kHz で共振が生じ、その際のアドミタンスは 144.2mS であった。これより、3.2 で述べた周波数応答解析結果と、ほぼ同等のアドミタンス特性が得られたことを確認した。

次に、3.2 で述べた圧電解析と同様に PZT への入力電圧を $5.0V_{pp}$ 、駆動周波数を 21.65kHz として無負荷状態における振動子上面の 6 点の振幅を計測した。振動子上面の 6 点の中心からの距離を表 3 に示す。圧電解析結果と比較するために



(a) Admittance characteristic



(b) Motional admittance circle

Fig. 9 Result of frequency response measurement

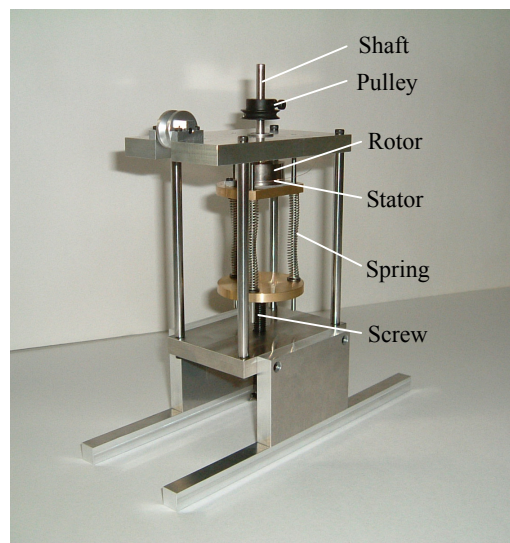


Fig. 10 View of device for driving experiment

計測結果を図 7 に示す。図より、振動子中心および外周において多少振幅に誤差が生じているものの、節の位置が一致していること、解析と同一の面外方向の振動モードが励振されていることが確認された。また、この際の振動子上面外周部の点における振幅は $4.8\mu m$ であった。

4.2. 垂直荷重を加えた状態における計測

振動子・回転子間に垂直荷重を加え、この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。振動子へ加える垂直荷重を変化させるために、図 10 に示す駆動評価装置を製作し、使用した。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

ねの長さが変化し、垂直荷重を調整することが可能である。垂直荷重を加えた状態における駆動実験を行った際の垂直荷重および入力電圧の条件は以下のとおりである。

まず垂直荷重を一定に保ち、入力電圧を $20\text{ V}_{\text{p-p}}$ から $35\text{ V}_{\text{p-p}}$ まで $5\text{ V}_{\text{p-p}}$ ずつ変化させた際の振動子上面の振幅を計測した。次に、垂直荷重を 9.8 N 、 14.7 N 、 19.6 N と変化させ、クラッチの摩擦トルクが最小となる入力電圧および振動子上面の振幅を計測した。ただし、入力電圧を変化させた際、共振周波数も変化するため、常に振動子上面の振幅が最大となる周波数を選択した。ただし、振動子上面の点のうち表 3 に示す点 6 の振幅を計測した。各状態での浮揚力は、駆動評価装置上部に設置したプーリにおもりを吊るすことにより算出した。本クラッチを保持した際、プーリに吊るすことができるおもりは垂直荷重に比例し、垂直荷重が 29.5 N の場合最大 2.3 kg に達する。一方、本クラッチを解除した際、プーリに 2 g のおもりを吊るすとシャフトが回転した。これは、クラッチ解除時の回転子・振動子間の摩擦トルクは $1.8 \times 10^{-3}\text{ Nm}$ 以下に減少することを表している。 $1.8 \times 10^{-3}\text{ Nm}$ の摩擦トルクは保持時の静摩擦トルクと比べて十分小さいため、シャフトはほぼ無負荷で回転するとみなせる。このため、その際に加えた垂直荷重の値を浮揚力と定義した。これらの結果を図 11 および図 12 に示す。

図 11 は、振動子の振幅を変化させた際の浮揚力の変化である。すなわち、振幅が一定であれば、各プロット以下の垂直荷重を浮揚できることを表している。垂直荷重を変化させた場合、入力電圧を $45\text{ V}_{\text{p-p}}$ 、駆動周波数を 20.81 kHz とした際に、最大 19.6 N の浮揚力が得られた。なお、予備実験により本クラッチの回転子・振動子間の静摩擦係数は 0.7 であることを確かめている。このため、浮揚力が 19.6 N の際の静摩擦トルクは 0.14 Nm となる。さらに、垂直荷重を 24.5 N 、 29.5 N へと増加させた際には、入力電圧を $98\text{ V}_{\text{p-p}}$ とすれば上述と同様に摩擦トルクを $1.8 \times 10^{-3}\text{ Nm}$ 以下に減少させることが可能であった。しかし、振幅が約 $12\mu\text{m}$ を超えると PZT が破壊することが予備実験により確認されているため、これらの結果は既に PZT が破壊している状態で得られた結果であると考えられる。そのため、今後 19.6 N を超える浮揚力を発生するクラッチを設計する際には、例えば直径を長くする等、本クラッチとは異なる形状に再設計する必要があると考えられる。

また、垂直荷重を一定とした際に入力電圧を変化させることにより振動子上面の振幅を変化させた結果を図 12 に示す。図 12 より、垂直荷重が一定の場合、振動振幅は入力電圧に比例していることから、本クラッチを用いれば摩擦トルクを連続的に制御できると考えられる。

設計時には本クラッチの機構により約 30.9 N の浮揚力が得られる計算であったが、実際の浮揚力は 19.6 N であった。この原因は、本クラッチの駆動に用いた振動振幅が振動子の全面に渡って均一ではないためと考えられる。また、超音波浮揚現象には、振動子・回転子の表面粗さや平面度、振動子の振動モードなどの多くの誤差要因が存在することも、理論と実際の結果が一致しない原因の一つであると考えられる。

5. 考察および今後の課題

本稿における駆動実験では、本クラッチを用いた超音波浮揚現象の定常的な状態しか計測していない。そのため、駆動電圧を入力してから安定な浮揚に到達するまでの整定時間を今後正確に計測する必要がある。ただし、本クラッチは超音波モータと同様の特徴を有するため、整定時間は数 ms の範囲内であると考えられる。なお、駆動実験により、定常状態においては比較的安定した浮揚力を発生できることを確認した。これは、本クラッチが電磁ノイズの影響を受けにくいとめと考えられる。また、無通電時には、垂直荷重により常に安定した静摩擦トルクを得られる。これらより、本クラッチの動作は保持時・解除時ともに安定しているといえる。安定性についての定量的評価および電磁クラッチ等の従来の受動的な要素との比較は今後の課題である。本クラッチでは、振動子単体の質量は 16 g に過ぎないにもかかわらず 0.14 Nm の静摩擦トルクを実現している。一方、筆者らが前報⁽¹⁾で用いた電磁クラッチは、質量が 65 g で静摩擦トルクが 0.25 Nm であった。このことから、従来のブレーキやクラッチに比べ、本クラッチのトルク/慣性比は優れているといえる。なお、

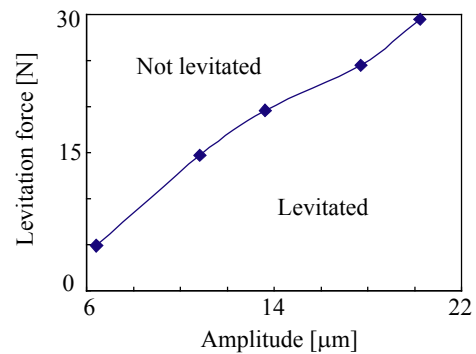


Fig. 11 Amplitude vs. levitation force

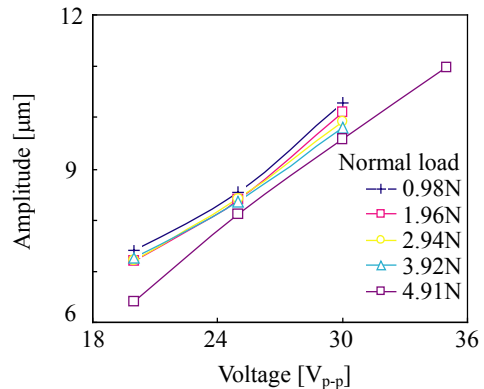


Fig. 12 Amplitude vs. voltage

従来の電磁クラッチでは保持・解除の二状態しか実現できないが、本クラッチでは保持・解除の二状態のみならず、摩擦トルクの連続的な制御も可能なため、本クラッチを適切に制御すれば高精度制御用デバイスとして用いることが可能であると考えられる。

6. おわりに

本研究では、円板の横振動を用いた超音波クラッチを開発した。超音波クラッチの保持・解除には超音波浮揚現象を利用するため、設計をするにあたり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、周波数応答解析および圧電解析を行うことにより、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。さらに、設計した超音波クラッチを製作し、駆動実験を行うことにより、最大で 19.6 N の浮揚力と 0.14 Nm の静摩擦トルクを発生できることを確認した。

参考文献

- (1) 小山 辰也, 山野 郁男, 竹村 研治郎, 前野 隆司, パッシブフォースフィードバックを用いた多指エグズスケルトン型ハプティックデバイスの開発, 日本バーチャルリアリティ学会論文誌, Vol. 7, No. 4, pp. 565-574, 2002
- (2) 斎藤 理, 小森谷 清, 村田 良司, パッシブな力覚提示法—パ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, 2AII6, 1998
- (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, Vol. 5, No. 4, pp. 1121-1128, 2000
- (4) 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