学術・技術論文

負荷感応無段変速機を用いた100 [g]・100 [N] 指の開発

高木 健*小俣 透*

100 [g]-100 [N] Robot Finger with Load-Sensitive Continuously Variable Transmission

Takeshi Takaki* and Toru Omata*

This paper shows a 99 [g] finger joint that can exert a very strong fingertip force of more than 100 [N]. We have proposed a simple and small load-sensitive continuously variable transmission (CVT), which consists of five links and a torsion-coiled spring. The maximum fingertip force of our previous finger was limited by the mechanical strength of its links and bearings, not by the power of its DC motor. If the machine strength can be improved, a much greater fingertip force can be expected. To design a lightweight CVT with sufficient mechanical strength, we analyze the internal force of the CVT and select light plain bearings. We also analyze the stress by using the finite element method and select the materials of its links. Experimental results verify that the maximum fingertip force is more than 100 [N] near the singular configuration of the CVT and the maximum angular velocity is more than 550 [deg/s]. These motions are impossible without the CVT. We also developed a very light shape memory alloy brake of 0.56 [g]. The CVT with the brake can hold a fingertip force of more than 100 [N] not only near the singular configuration. The electric energy consumed by the brake is much less than that by the DC motor.

Key Words: Robot Hand, Finger, Gripper, Continuously Variable Transmission, Load-sensitive

1. 緒 論

ロボットハンドの指の力不足は,使用用途を制限する要因と なる.しかし,スペース的に大型のアクチュエータを使用する ことは難しく,減速比を大きくしたとしても速度を犠牲にしな ければならない.

現存する電動アクチュエータを使用したロボットハンドの指 先力は最大で 30 [N] 程度である.並木らの高速ハンド [1] では, 指先側の関節が 90 [deg] 曲がった状態での最大指先力は 28.5 [N] で,掌側の関節の最大トルクは 1.71 [Nm] である. Barrett Technology, Inc. の Barrett ハンド [2] [3] の能動,受動最大指先力 はそれぞれ 15 [N], 20 [N] であり,指の長さよりトルクを求め ると能動,受動最大トルクはそれぞれ 1.89 [Nm], 2.52 [Nm] と なる. Butterfab らの DLR ハンド II [4] の最大指先力は 30 [N] であり,指先側の関節の最大トルクは 2.4 [Nm] である.

筆者らは、俊敏かつ力強い指の開発を目指し、小型軽量のリ ンク式負荷感応型無段変速機を提案した [5].本変速機は五つの リンクとねじりコイルばねによって構成された非常に簡単な構 造である.負荷に感応し変速するため、変速するためのアクチュ エータを必要としない.同じアクチュエータを使用した場合、一 定の減速比では実現できない動作を実現している.しかし、最 大指先力はアクチュエータの出力不足よりもリンクの強度や軸 受の許容荷重により制限された.

機械強度を改善すれば、さらに大きな指先力を期待できる.リ ンクに加わる応力や軸受に加わる荷重を考慮し、機械強度を満 たす設計ができなければ性能の向上は望めない.また、変速機 単体の性能を向上することができなければ、これを組み合わせ て多関節のハンドを製作しても高い性能を得ることは当然でき ない.したがって、変速機単体の性能を向上することは重要で あり、本論文では一つの関節を重点的に改善する.もちろん、1 関節の指はグリッパとして多く使われており、その用途は広い.

アーム等の先端に取り付けることを考えると,軽量に製作す ることは重要である.そこで,重量を100 [g] と設定し,大きな 指先力に挑戦する.100 [g] の指に対し非常に力強い指先力であ ると考えられる100 [N] (関節トルクにして 4.5 [Nm])を目標 とする.

この目標を達成するため,指先に100[N]の力が加わったと きの変速機に必要とされる機械強度を明らかにする.変速機の 内力を求め,それぞれの軸受が許容すべき荷重を明らかにし, 軽量化のため軸受にはすべり軸受を選定する.また内力を基に, それぞれのリンクの応力を有限要素法で求め、リンクの材料を 選定し,強度を保ちつつ軽量な設計を行う.これにより,99[g] の軽量な指を製作できることを明らかにする.

実験により、変速機の特異点付近では力強い 100 [N] を超え る指先力を得られることを確認するとともに、無負荷で指を俊

原稿受付 2005 年 4 月 11 日

^{*}東京工業大学

^{*}Tokyo Institute of Technology

敏に動かせることを確認する.この力強い動きと後敏な動きは 一定の減速比では満たせないことを明らかにする.さらに,特 異点付近のみならず広い範囲で指先力100[N]を超える指先力 を得るため,ブレーキによる保持を試みる.把持する一方向の み保持できればよいため,一般に用いられている電磁ブレーキ よりも機構を簡略化でき,さらにアクチュエータには形状記憶 合金を使用することによりわずか0.56[g]でブレーキが実現で きることを述べる.実験により,短時間モータにより出力した 100[N]を超える指先力を保持できることを確認し,モータで保 持するよりも大幅に少ないエネルギーで保持できることを示す.

2. 変速機の原理と特性

本変速機は **Fig.1** に示すようにリンク 1~5の五つのリンク と軸 2 に取り付けられたねじりコイルばねにより構成されてい る. リンク 1, リンク 4, リンク 5 をそれぞれ入力, 出力, 固定 リンクとする. リンク 3 から軸 1, 2, 5 への垂直距離をそれぞ れ L_{in} , L_{sp} , L_{out} とし, 入力, 出力トルクおよびばねの反発ト ルクをそれぞれ τ_{in} , τ_{out} , τ_{sp} , とする. 軸 3 からリンク 3 に 加わる力を $f_3 \in \Re^2$ とすると, 静的な力の釣り合い状態では,

$$|\boldsymbol{f}_3| = \frac{\tau_{out}}{L_{out}} = \frac{\tau_{sp}}{L_{sp}} = \frac{\tau_{in}}{L_{in}} \tag{1}$$

となる.式(1)より、入出力トルク τ_{in} 、 τ_{out} の関係は、

$$\tau_{out} = \frac{L_{out}}{L_{in}} \tau_{in} \tag{2}$$

となる. また, L_{out}/L_{in} を減速比 R と定義する.

指先に負荷が生じないときは,**Fig.2**(a),(b)のようにねじ りコイルばねにより L_{in} が長く保たれるため,減速比 R は小 さく指先を俊敏に動かすことができる.物体に接触した後に入 力トルク τ_{in} を大きくすると,Fig.2(c)のようにねじりコイル ばねが圧縮され, L_{in} が連続的に短くなる.よって,連続的に 減速比 R が大きくなり,力強く把持することができる.

変速後のリンクの姿勢は、出力角度 θ_{out} に依存して2種類に 分けることができる。一つはFig.2(d)のようにリンク1とリン ク2が重なり、リンク2がリンク1にあるストッパに支えられ ている姿勢である。もう一つはストッパに接触せず、Fig.2(d)' のようにリンク2とリンク3が重なるように漸近した姿勢であ る。このとき、 L_{sp} は、

$$L_{sp} = \frac{\tau_{sp}}{\tau_{in}} L_{in} \tag{3}$$

となり、 $\tau_{sp} > 0$ 、 $L_{in} > 0$ であるため、 $\tau_{in} \rightarrow \infty$ のとき $L_{sp} \rightarrow 0$ となる。

広範囲の出力角度 θ_{out} で大きな変速比を得られるようなリン ク長を探索し、リンク 1~5 の長さをそれぞれ 7.5、11.5、50.0、 9.0、47.0 [mm] と決定した. **Fig. 3** に変速特性を示す. 実線は変 速前,破線は変速後の減速比 R を示す. これらは接触したときの 出力角度 θ_{out} に依存し、変速後 14~80 [deg] までは Fig. 2 (d)' の姿勢に漸近し、80~138 [deg] までは Fig. 2 (d) の姿勢となる. ただし、Fig. 3 (d)' は $\tau_{in} \rightarrow \infty$ のときである. 変速前の減速 比 R の最大値は 0.69 であり、これに対し変速後 3 倍以上の減 速比 R = 2.1 が得られる範囲を斜線部に示す. つまり、出力角





度 θ_{out} が 70 [deg] から 138 [deg] において 3 倍以上の変速比を 得ることができる.なお、変速前(ばねが最も伸びた状態)で のリンク 1 とリンク 2 がなす角 θ_{sp} を 90 [deg] とした.

3. 変速機の強度計算

3.1 変速機の内力

軸受けおよびリンクの強度計算をする準備として、この節で は指先に力 $F_{tip} \in \Re^2$ が加わったときに生じる静的な内力を求 める. Fig. 4 に内力を示す. $f_{1\sim 5}$, $f_{st} \in \Re^2$ はそれぞれ軸 1~ 5, ストッパに加わる力であり, $p_{1\sim 5}$, $p_{st} \in \Re^2$ はそれぞれ軸 1~5, ストッパの位置である.

以下では、出力角度 θ_{out} を与え、それぞれの θ_{out} について内 力を計算する.指先力 F_{tip} を発生させるための出力トルク τ_{out} は、軸 5 から F_{tip} への垂直距離 l_{tip} より、 $\tau_{out} = |F_{tip}|l_{tip}$ と



Fig. 4 Internal force of each link



Fig. 5 Configuration of the four-bar linkage

計算される.

(I) Fig. 2 (d)' に漸近する場合:このとき $f_{st} = 0$ である. τ_{out} とばねの反発トルク τ_{sp} が平衡を保ち,式(1) を満たす姿 勢が、5 リンク機構である本変速機の姿勢となる.ただし、ば ねの反発トルク τ_{sp} は、 θ_{sp0} をねじりコイルばねの無負荷時の 角度とし、ばね定数を k_{sp} とすると、

$$\tau_{sp} = k_{sp}(\theta_{sp0} - \theta_{sp}) \tag{4}$$

である.式(1),(4)を満たすリンクの姿勢は繰り返し計算に より求めることができる.よって,**p**1~5 も求まる.

 f_3 の大きさも式(1)より求まり、向きは $(p_4 - p_3)$ である. 力の釣り合いから $f_3 = f_1 = f_2 = f_4$ となる、 f_5 は指先力 F_{tip} を受けるため、

$$\boldsymbol{f}_5 = \boldsymbol{f}_4 + \boldsymbol{F}_{tip} \tag{5}$$

となる.

(II) Fig. 2(d) のようにリンク2がストッパに接触する場合:
 Fig. 5(a) のように4リンク機構とみなすことができる.4リンク機構は1自由度の機構であるため、出力角度 θout に対し、
 本変速機の姿勢が定まり、p_{1~5}、p_{st}も求まる.

 f_3 は(I)と同様に求まり、力の釣り合いより $f_3 = f_1 = f_4$ となる. f_5 も式(5)から求まる.次に f_2 、 f_{st} について考える.リンク2の内力をFig.5(b)に示す、リンク2の力と軸2 周りのモーメントの釣り合いは、

$$f_2 - f_3 + f_{st} = 0$$
(6)
$$(p_3 - p_2) \otimes (-f_3) + (p_{st} - p_2) \otimes f_{st} + \tau_{sp} = 0$$
(7)

となる. 拘束条件の数より未知数の方が多いので、内力を見積 もるためストッパは $(p_3 - p_2)$ 方向の力を支えることはできな いと仮定し、



Fig. 7 Supporting point

 Table 1
 Maximum and allowable load and weight of each bearing

Force	Maximum load	Allowable load	Weight
	$ imes 10^2$ [N]	$ imes 10^2 [N]$	[g]
f_{11}	2.89	7.63	-
f_{12}	5.63	13.0	0.22
f_{21}	3.23	7.81	0.15
f_{22}	5.27	7.81	0.15
f_3, f_4	8.51	14.8	0.32
f_{51}, f_{52}	4.67	11.9	0.26

$$\boldsymbol{f}_{st} \cdot (\boldsymbol{p}_3 - \boldsymbol{p}_2) = 0 \tag{8}$$

とした.式 (6)~(8) より, f_2 , f_{sp} を見積もる.

3.2 軸受けの許容荷重

指先に加わる力 F_{tip} の大きさを 100 [N], 向きを ($p_4 - p_5$) とし. $l_{tip} = 45$ [mm] とする. このときの内力 $f_{1\sim 5}$ を計算し た. Fig.6 にこれらの大きさを示す.

軸 1, 2, 5 は **Fig.7**(a) に示すように二つの軸受けで支えら れている. f_n (添え字 n は軸の番号) はこの二つの軸受に分 配され,それぞれの軸受荷重を f_{n1} , f_{n2} とする. 軸 3,4 は Fig.7(b) に示すように一つの軸受けによって支えられているた め, f_3 , f_4 の大きさが軸受荷重となる.

Fig.6 より、 $f_{1\times 5}$ は $\theta_{out} = 138$ [deg] のとき最大となり、軸 受荷重も最大となる.このときの軸受荷重を Table 1 に示す. f_{11} を支えるために、ハーモニックドライブの転がり軸受けを用 いている.他の軸受けには軽量化のためすべり軸受けを用いて いる.すべり軸受はスチールバックメタル層、青銅焼結層、充 填剤入り四フッ化エチレン樹脂層の三層から構成される無給油 軸受である.軸の回転数は軸受けの許容回転数より十分小さい ため、静定格荷重にて設計した.それぞれの軸受けの静定格荷 重と重量も Table 1 に示す.当然、静定格荷重は最大軸受荷重 よりも大きく設定した.

3.3 有限要素法によるリンクの強度検証

+分な強度を保ちつつ軽量なリンクを設計するため,モデル を CAD ソフトで製作し,有限要素法によりミーゼズ応力の応

力分布を求め強度の検証を行った.アダプティブp法を使用し 最高多項式次数を9とした.リンク2~5の収束精度は5%以下 とした.リンク1は最高多項式次数においても5%以下の収束精 度が得られなかったため、収束精度を10%以下とした.リンク3 は常に軸3,4を結ぶ直線上に力が加わるため、最も力が加わる $\theta_{out} = 138 \, [deg] \, のとき \, (|\boldsymbol{f}_3| = 851 \, [N]) \, を検証した. 他のリン$ クは変速機の姿勢により力の向きが異なるため $\theta_{out} = 70$ [deg] から 138 [deg] までを 5.0 [deg] おきに検証した. 検証より得た ミーゼズ応力を Fig.8 に示す. 有限要素法での応力解析は応力 集中部も考慮されるため、0.2%耐力を許容応力としても問題な いと考えた.大きな応力が生じるリンク1~3の材料は超々ジュ ラルミンの 7075 とし、他のリンクはジュラルミンの 2017 とす ることにより許容応力を満たすことができた. これら許容応力 も Fig.8 に示す. すべての範囲においてミーゼズ応力が許容応 力以下になっていることが分かる.しかし,解析だけではその 値が本当に妥当であるかの判断は困難であるため,実機を製作 し実験により目標の指先力100[N]を達成できることを5章で 確認する.また、リンクに生じた最大ミーゼス応力と許容応力 およびリンクの重量を Table 2 にまとめる.

指が把持対象物体に接触した瞬間に動的な力が生じるが、本 変速機において、接触した瞬間は減速比が小さいため 100 [N] 以上の指先力が出力されることはなく、またばねにより接触に よる衝突が緩和され、接触した瞬間に大きな動的な力がリンク 等に加わることはないため、静的な力のみを考え設計すれば十 分であると考えた.

代表として一番大きな応力が生じるリンク3のミーゼス応力 分布を Fig.9に示す.リンク3は軸2との干渉を回避するため



Fig. 8 Mises and allowable stresses

 Table 2
 Maximum and allowable stresses and weight of each link

Components	Maximum[MPa]	Allowable[MPa]	Weight[g]
Link1	434	505	5.8
Link2	276	505	0.70
Link3	472	505	3.3
Link4	164	275	3.3
Link5	219	275	7.5



Fig. 9 Mises stress of link3

折れ曲がった形状となっている.折れ曲がっているところに最 大応力分布が見られる.最大の内力 $|\mathbf{f}_3| = 851$ [N] が加わって も、上述のように最大ミーゼス応力(472 [MPa])は 0.2%耐力 (505 [MPa])以内にが収まった.ねじ等を加えても変速機の重 量を 24 [g] に抑えることができた.

3.4 製作した指

以上の強度計算を元に設計した1自由度の指の詳細を **Fig. 10** に,構成部品の重量を **Table 3** に示す.指の全重量は 99 [g] と なり,目標を達成できた.

モータ出力をプーリ・ベルトにより減速しハーモニックドラ イブの入力とする.ハーモニックドライブの出力を開発した変 速機の入力とする.プーリ・ベルトとハーモニックドライブの 減速比は,それぞれ 1.875,100 である. 3.2 [W] のモータを使 用した.モータの回転角度(すなわち入力角度 θ_{in})と出力角 度 θ_{out} を測定するため,それぞれエンコーダとポテンショメー タを備えている.これにより変速機の姿勢を求めることができ るため,減速比 R および指先の位置を知ることができる.

3.5 リンクの長さの比と小型化

リンクの長さ比が等しければ, Fig. 3 に示した同様の変速特 性を得ることができる.しかし, Fig. 11 (b) のように同様の比 のまま小型化すると L_{out} も小さくなるため,出力トルク τ_{out}

Brake disk Shape memory alloy



Fig. 10 Developed CVT

Table 3 Weight of the finger

Components	Weight[g]	Components	Weight[g]
CVT	24	Mechanical structure	12
Harmonic drive	25	DC motor	27
Belt and Pulley	2.4	Screw, etc	8.8



Fig. 11 Ratio of the link lengths



 $Fig. \, 12 \quad {\rm Comparison \ of \ the \ characteristics \ of \ two \ CVTs}$

が同様でも式(1)より内力 f_3 は大きくなる.これに伴い,他 の内力も当然大きくなる.大きな内力を支えるためには軸受け を大きくする必要があり,また、リンクの断面形状も大きくす る必要がある.よって、リンクの長さを同じ比で小型化すると、 スペース的に軸受けおよびリンクが干渉する可能性が高くなる. そこで、リンクの長さの比を変化させることを考る.Fig.11(c) に示すように、今回リンク3とリンク5をそれぞれ、50[mm] と47[mm]としたが、これをそれぞれ、25[mm]と22[mm]に 短くした場合の変速特性を Fig.12 に示す.ほぼ同等の変速特 性が得られることが分かる.また、リンク4の長さが同じであ れば、内力もあまり変化しないため、軸受けおよびリンクの断 面形状に特別な工夫を加えることなく、リンク3とリンク5が 短くなった分だけ小型化できる余地は残されている.具体的な 設計については今後の課題とする.

4. 0.56 [g] のブレーキ

4.1 ブレーキによる指先力の保持

前章では 100 [N] の力が指先に加わっても、リンクの変形が弾 性変形内に収まるように設計を行った.この弾性変形があっても 変速機として問題ないことは 5.1 節で述べる.この構造的に指や 変速機に含まれる弾性を仮定したときの簡略モデルを **Fig. 13** に 示し、ブレーキによる指先力 F_{tip} の保持について述べる.モー タの出力トルクにより指先力 F_{tip} を発生させると、指や変速 機等は弾性変形する (Fig. 13 (a)).この状態でモータの出力軸 にブレーキをかけると、モータの出力を0 にしても指先力 F_{tip} を保持できる (Fig. 13 (b)).そこで、モータよりも少ない消費 エネルギで指先力を保持することを目的し、1 [g] 以下の軽量な ブレーキを製作する.

モータの最大連続トルクを超えて長時間使用すると、モータ は加熱され壊れてしまう.しかし、短時間であれば最大連続ト ルクを超えたトルクを出力することができる.モータに大電流 を短時間流し、その間にブレーキでモータの出力軸を保持すれ ば最大連続トルクでは得られない大きな指先力 **F**_{tip} を長時間 保持することもできると考えられる.

4.2 ブレーキの構成

ブレーキの機構を Fig. 14 に示す. ディスクをモータの出力 軸に取り付け, それをねじりコイルばねの輪を巻きつけ帯ブレー キを構成する. 軽量化のためアクチュエータには形状記憶合金 を使用した. 電流を流さないとき, ディスクはねじりコイルば ねの輪に接触しておらず. 自由に回転することができる. 電流 を流すと Fig. 14 (a), (b) のよう形状記憶合金が短くなり, ねじ りコイルばねの輪がディスクを締め付けブレーキがかかる. ディ





Fig. 15 Developed brake

Table 4Weight of the brake

Components	Weight[g]	
Brake disk	0.23	
Torsion coil spring	0.06	
Shape memory alloy	0.15	
Mechanical structure	0.12	

スクに Fig. 14 (b)(1) の方向のトルクが加わると, ねじりコイ ルばねの輪がディスクに巻き付きより強く締め付けられ, 大き な保持トルクが得られる. 逆に Fig. 14 (b)(2) の方向のトルク が加わると, ねじりコイルばねの輪が緩むため保持トルクは小 さくなる. 向きにより保持トルクが異なるが, 把持する方向の み保持トルクが大きければよいためこれで十分である.

逆の仕様として、電流を流さないときにブレーキをかけるこ ともできる.すなわち、形状記憶合金が引っ張る方向を逆にし、 ねじりコイルばねの輪を小さくし、ディスクを締め付けるよう にするればよい[6].

製作したブレーキを **Fig. 15** に示す. Fig. 15 (a) はブレーキ がかかってない状態で, Fig. 15 (b) はブレーキがかかっている 状態である. 全重量は 0.56 [g] で詳細を **Table 4** に示す.

5. 実 験

5.1 指先力の発生

「MJ]R]の坊間プリ**ア**_{tip}*を得ずったごかすを検証にする支援鋏を行った。 変速機への入力トルク τ_{in} を一定にするため電流をモータカタ ログの最大連続電流の 0.86 [A] に制限し,指先力 F_{tip} ($l_{tip} =$



Fig. 16 Experimental result of fingertip force



Fig. 17 Developed finger holding a 10 [kg] load

45 [mm])を力測定器にて測定した.ただし、 $\theta_{out} = 75$ [deg] においては、指先力 F_{tip} が力測定器の測定範囲を超えたため、 電流を 0.43 [A] に制限した.実験結果を Fig. 16 に示す.理論 値を実線で示し、3 倍以上の変速比を得られる範囲を斜線で示 す.この斜線部において指先力は 55 [N] を超え、 $\theta_{out} = 75$, 80、 130 [deg] においては指先力が 100 [N] を超え、十分な指先力を 得られることが分かった.これは、Fig. 17 に示すように自重 の 100 倍の 10 [kg] (2 [L] のペットボトル 5 本)の重量を支え られることからも確認できる.

考察: Fig. 16 ではほぼ理論値と実験値は一致しているが、ず れが生じた理由について考察する.理論値の最大指先力 F_{tip} は カタログの最大連続出力トルクより求めた.しかし、実験におい て出力トルク τout はカタログ値より1割程度大きく出力された ため、全体的に理論値よりも実験値の方が大きくなった. ほかに すべり軸受の遊びおよびリンクの変形によるリンク長の変化が 考えられる. そこで、軸2の軸受の遊びをダイアルゲージにて 測定した. 遊びは 0.07 [mm] あり, 他のすべり軸受けも同程度 の遊びがあると考えられる.またリンクの変形によるリンク長 の変形量を3.3節と同様の条件で有限要素法にて求めた.リンク 3は最大で 0.11 [mm] 変化し,他のリンクは最大で 0.020 [mm] となった.これらの遊びおよび変形をすべて考慮し指先力の理 論値を求めることは困難なため、一番変形量が大きいリンク3 のみに着目する. リンクを繋ぐ二つの軸の軸受けの遊びの合計 を 0.14 [mm] とし、0.06 [mm] 変形するとし、合計 0.20 [mm] 短くなったと仮定する. このときの理論値を Fig. 16 に破線で 示す.より実験値に一致することが分かった.ただし、上述程



Fig. 18 Angular velocity of the finger

度の遊びおよび変形があっても 100 [N] を超える指先力 F_{tip} を得られているので、十分なリンクおよび軸受の設計ができたといえる.

5.2 無負荷時の俊敏な動作

製作した指は無負荷時において、本変速機の減速比 R が小 さくなるため俊敏に動かすことができる.指を出力角度 $\theta_{out} =$ 30 [deg] から 120 [deg] まで、無負荷で動かす実験を行った.実 験結果を **Fig. 18** に示す.最大角速度は 550 [deg/s] を超えた. 一定の減速比ではモータ出力から減速機の出力までの減速比を 129 以下にしなければ、この角速度を満たすことができない.ま た、指先力 $F_{tip} = 100$ [N] を満たす力強い動作には減速比を 790 以上にする必要がある.よって、同じアクチュエータを使 用した場合、これらの俊敏な動作と力強い動作を一定の減速比 では満たすことはできない.

5.3 ブレーキによる指先力の保持

まず、ブレーキの基本性能の確認を行った. ブレーキを俊敏に かけるため、ブレーキをはじめかけるときは形状記憶合金に大 きな電流 1.6 [A] を流した.室温 24 [℃] において約 0.15 [s] でブ レーキがかかり、その後、電流を 0.25 [A] 流せばブレーキがか かった状態を維持することができた. 電流を0にし約 6.0 [s] で 形状記憶合金が冷え、ブレーキは解除された. ブレーキをかけ るときと解除するときの保持トルクの時間特性は、解除すると きのほうが時間を必要とする.しかし,事前にどのような仕事 をさせるかを計画しロボットハンドを使用することは少なくな く、このような場合必ずしも同じ特性である必要はない. なぜな らば、事前に把持した物体を解除するタイミングが分かってい れば、保持トルクの時間特性を考慮しブレーキを解除すること により、目的のタイミングで解除できるからである.把持する 方向におけるブレーキの保持トルクの測定値は約30[mNm]で あった. カタログによるモータの最大連続トルクは 5.7 [mNm] であり、最大連続トルクで発生できる指先力 **F**_{tip} よりも大きな 指先力 F_{tip} を保持できるはずであり、ゆえに実験でこの確認を する.

Fig. 16 の斜線部において $\theta_{out} = 112$ [deg] のとき,最も指先 力 F_{tip} が小さく 55 [N] であった. この出力角度において,最 大連続電流 0.86 [A] よりも大きな電流をモータに加え, 100 [N] を超える指先力 F_{tip} をブレーキにより保持する実験を行った. 指先力 F_{tip} は力センサにて測定を行い,実験結果を Fig. 19 に 示す. 初期状態では出力角度 $\theta_{out} = 30$ [deg] とし, Fig. 19 (b) のようにモータに 1.0 [s] 間,電圧 12.5 [V] を加えた. 0.13 [s] で $\theta_{out} = 112$ [deg] となり指が力センサに接触し, 0.42 [s] で 最大減遠途に達した.モータの電流を測定し 2.2 [A] (>最大 連続電流 0.86 [A]) であった. Fig. 19 (a) のように指先力 F_{tip}



Fig. 19 Experimental results of the brake

 $(l_{tip} = 45 \text{ [mm]})$ は 101 [N] となり, Fig. 19 (c) のように形状 記憶合金に 1.6 [A] 流しブレーキをかけた.モータの電圧が 0 [V] (Fig. 19 (b) 参照) になっても,指先力 $F_{tip} = 101$ [N] を保持す ることができた (Fig. 19 (a) 参照).このとき,形状記憶合金に は 0.25 [A] 流した (Fig. 19 (c) 参照).その後,ブレーキにより 100 [N] を超える指先力 F_{tip} を 120 [s] 間保持しブレーキを解除 した.また,これは Fig. 16 の斜線部すべてにおいて,100 [N] を超える指先力 F_{tip} を長時間保持できることを示している.

ブレーキをかけるための消費エネルギーは 2.9 [J] であり、維持するための消費エネルギーは単位時間当たりわずか 0.50 [J] であった.モータのみでは発熱のため、指先力 $F_{tip} = 101$ [N] を保持することはできないが、仮にできたとしても、消費エネルギーは単位時間当たり 27 [J] となる.よって、消費エネルギーを大幅に軽減できた.

6. 結 論

変速機の強度計算を行い、わずか 99 [g] で指先力 100 [N] を 発生できる指を製作した.3倍以上の変速比を得られる範囲が 75 [deg] 以上あり、この範囲においてモータの最大連続トルクで 指先力は 55 [N] を超え、さらに特異点付近では 100 [N] を超え た.無負荷時に指を俊敏に動かし、角速度は 550 [deg/s] を超え た.これらの指先力と角速度は同じアクチュエータを使用した 場合、一定の減速比では満たせないこと示した.形状記憶合金 を使用したわずか 0.56 [g] の軽量なブレーキを製作した.この ブレーキと構造的に指や変速機に含まれる弾性を利用し、短時 間モータにより出力した大きな指先力を長時間保持する実験を 行った.上記範囲すべてにおいて、100 [N] を超える指先力を出 力し保持できることを示し、ブレーキによる保持はモータによ る保持よりも少ないエネルギーで保持できることを示した.今 後、多関節多指ハンドを製作する予定である.

謝 辞 本指装置の製作では,(株)小野電機製作所の小野美 未彦氏, 土屋敏男氏に謝辞を申し上げる.

参考文献

- A. Namiki, Y. Imai, M. Ishikawa and M. Kaneko: "Development of a High-speed Multifingered Hand System and Its Application to Catching," IEEE Int. Conf. on Intelligent Robots and Systems, pp.2666–2671, 2003.
- [2] http://www.barrett.com/robot
- [3] W.T. Townsend: "The BarrettHand grasper-programmably flexible part handling and assembly," Industrial Robot, vol.27, no.3, pp.181–188, 2000.
- [4] J. Butterfab, M. Grebenstein, H. Liu and G. Hirzinger: "DLR-Hand II: Next Generation of a Dextrous Robot Hand," IEEE Int. Conf. on Robotics and Automation, pp.109–114, 2001.
- [5] 高木,小侯: "ロボットハンドのための負荷感応無段変速機",日本ロボット学会誌, vol.23, no.2, pp.238-244, 2005.
- [6] 高木,小俣:"ロボットハンドのための負荷感応無段変速機ブレーキ による大指先力の保持",第22回日本ロボット学会学術講演会予稿 集 CD-ROM, 3J14, 2004.



高木 健(Takeshi Takaki)

1977年12月15日生、2000年東京理科大学理工学 部機械工学科卒業、2002年同修士課程修了、2002~ 2003年(株)ディスコ勤務、2003年東京工業大学大 学院総合理工学研究科メカノマイクロ工学専攻博士 後期課程入学、現在に至る、ロボットハンドの研究 に従事、2004年IEEE TExCRA Best Technical

Exhibition Award, 2005 年日本 IFToMM 会議 Young Investigator Fund Best Paper Award, 第 20 回日本ロボット学会研究奨励賞な どを受賞, 日本 IFToMM 会議, IEEE の会員,

(日本ロボット学会学生会員)

リ 19 学 課 京

小俣 透 (Toru Omata)

1959年2月10日生、1981年東京工業大学制御工 学科卒業,1983年同修士課程修了,1986年同博士 課程修了、工業技術院電子技術総合研究所を経て東 京工業大学大学院総合理工学研究科メカノマイクロ 工学専攻助教授、1992年,1993年計測自動制御学 会論文賞,1997年日本ロボット学会論文賞,2002

IEEE ICRA Best Manipulation Paper Award などを受賞. 工学博 士. 計測自動制御学会, 日本機械学会, IEEE の会員.

(日本ロボット学会正会員)