立ち上がり動作追従型介助座椅子の開発* (作用力の特性)

記 州 智 美^{*1}, 小 泉 邦 雄^{*2}, 木 下 功 士^{*3}

Development of Legless Chair with Seat Motion Which Follows Standing Up Action (Characteristics of Action Force)

Tomomi KISHU, Kunio KOIZUMI^{*4} and Kohji KINOSHITA

^{**} Graduate School of Science and Engineering for Research, University of Toyama,
3190 Gofuku, Toyama-shi, Toyama, 930-8555 Japan

The paper presents characteristics of action and reaction force in the chair drive mechanism. When axis of the rotation link approaches horizontally in the legless chair state, tensile force acting in the drive wire increases rapidly. Therefore, big power actuator is required at early lifting stage. A few solutions were considered to reduce the peak necessary drive force. The first, rigidity of wire is sufficiently increased so that there may be completely no elongation. The second, the peak is canceled by addition of boost effect of gas spring. The third, axis of the rotation link is constrained by landing stopper, before the link is achieved in a horizontal position. The actuator with function of irreversible motion must be used the mechanism, because the pullback force is needed near standing position. The experimental results agree approximately with the theoretical analysis, and then theoretical considerations could be proved for its validity.

Key Words: Medical and Welfare Assistance, Mechanism, Optimal Design, Welfare Machine, Legless Chair, Standing Up Support

1. 緒 言

高齢化の急激な進行によって要介護者が急増している。それとともに、多くの介護支援機器が工夫開発されて来ており、多くは如何に楽に作業ができるかに力が注がれている。高齢者は何事にも億劫になりがちであり、自立能力が低下して介護が必要となる前に、日常生活の行動の中で気軽に身体を動かすことで、無意識に身体機能の残存能力を維持さらには強化して、QOL (Quality of Life : 生活の質) の低下を抑止することが望ましい。最も重要な身体機能は自力による立ち上がりであり、椅子からの立ち上がり動作については多くの研究がされている⁽¹⁾⁽²⁾。本研究で開発した介助座椅子は、最も厳しい抗重力動作である床からの立ち上がりを対象に、安全に介助するために自然な立ち上がりに追従するように座面が上昇するときに前傾前出する運動を原理的に1つのアクチュエータのみで行うことが可能な機構⁽³⁾によって、ワイヤ長を変えずにスラ

イドプーリ位置を移動調節するだけでこの座面動作を変化させ、個体差および高齢者に著しい身体能力の経年変化に容易に対応できる特長を有する。この機構の動作中の機構各部に作用する力を理論的に考究して、ワイヤ張力やアクチュエータ出力の特性を明らかにして実用設計のための概略見積りに役立つ近似式を求めた。アクチュエータの所要駆動力およびワイヤ張力は、ワイヤ剛性が十二分に高ければ、座面の上昇とともに単調に減少するが、座椅子状態からの上昇初期にワイヤの微小な等価的伸びを生ずると、これらにピークを生ずる。これを抑えるには結果的にプーリ支持軸受の抵抗トルクを抑えるとともにワイヤ剛性を十分高くする必要があるが、ガススプリングのような回生アクチュエータをブースタに用いて、駆動力のピークを低減する方法が有効であることも示した。

記 号

長さは座面リンク長: l_i , 力は体重: w を基準に次の無次元量を定義する。各リンク長さ: $L_i = l_i / l_i$, 上体・上腿・下腿重量, 各部材自重: $W_i = w_i / w$, 点 O を原点とする各座標: $X_i = x_i / l_i$, $Y_i = y_i / l_i$, 部材・人体への作用力: $P_{ix} = p_{ix} / w$, $P_{iy} = p_{iy} / w$, 部材・人体が受ける反力: $R_{ix} = r_{ix} / w$, $R_{iy} = r_{iy} / w$, 張力: $T = T / w$, アクチュエータ

* 原稿受付 2007年3月15日。

^{*1} 正員, 富山大学大学院理工学研究科(〒930-8555 富山市五福3190)。

^{*2} 正員, 富山大学大学院理工学研究部。

^{*3} 正員, 富山大学工学部。

E-mail: precm@eng.u-toyama.ac.jp

出力: $F_x=F_x/w$, $F_y=F_y/w$, 駆動および関節モーメント: $M_{o, k, n}=M_{o, k, n}(w/l_i)$, ワイヤ剛性: $K=k/(w/l_i)$

2. 構造と動作原理

高齢者に多く見受けられる膝関節症や下肢筋力の低下によって立ち上がりが困難になった場合の自立した在宅生活を支援するために、図1のように自然な立ち上がりに追従して座面が動作する座椅子を実現する目的で、図2のような座面押し上げ機構を開発した³⁾。座椅子に近い状態では、座面を水平に保って上昇し、椅子状態からは座面を前傾前出して腰を前に押し出し、自立を容易にする。旋回リンク OA の円弧運動で座面を昇降し、点 $E-P-O-C$ のワイヤで座面を前傾前出する。点 D にリニアアクチュエータとガススプリング推力を作用させ、旋回リンクが回転すると、スライダ C はワイヤに引っ張られて点 B を押し上げる。

3. 作用力の特性解析

3.1 作用力モデル 後述のように機構の動作は十分に遅いので、静力学的考察が可能であり、また、プーリにかかる抵抗トルクが十分小さいので、ワイヤ張力 T は一定とみなせ、図3のように、機構を構成する各リンク節点の作用・反作用を考えることにする。

作用力は下および左、反力は上および右方向を正、および微小なワイヤの伸びを無視し、全て図示した方向を正と定義する。上体が主に臀部で座面支持され、上腿が下腿で支えられて膝が浮き、大腿部が座面を強く押ししていないことと、立ち上がるまで着座位置がずれないことから、人体 $HQKN$ を点 Q でピン接合する。

3.2 作用力解析 最終的にアクチュエータの所要出力を求めるために、以下の手順をとる。

1) 人体だけを上体と上腿リンク $H-Q-K$ 、および下腿リンク $K-N$ の2リンクに分け、機構の $A-B$, $B-C$, $D-F$, $D-O-A$ と合わせた6リンクについて、水平・鉛直方向の力とモーメントの18のつりあい式を導く。

2) 点 A , B , D , K , Q の作用反作用の18関係式の中の18の未知量 (R_{ax} , R_{ay} , R_{bx} , R_{by} , R_{cy} , R_{dx} , R_{dy} , R_{kx} , R_{ky} , R_{mx} , R_{my} , R_{qx} , R_{qy} , R_{ax} , R_{ay} , T , F_x , F_y) 以外を消去して整理する。その内、機構の関係式から分離した人体リンクだけの6元連立方程式から R_{qx} , R_{qy} 以外を消去すると次式が得られ、人体と機構を結合する力成分 R_{qx} , R_{qy} が定まる。

$$\begin{bmatrix} L_{k1} \cdot \sin \theta_k & -L_{k1} \cdot \cos \theta_k \\ L_{k2} \cdot \sin \theta_n & -L_{k2} \cdot \cos \theta_n \end{bmatrix} \begin{bmatrix} R_{qx} \\ R_{qy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} W_1 L_{G1} \cos \theta_k + W_2 L_{G2} \cos \theta_k - M_k \\ W_1 L_{k1} \cos \theta_n + W_2 L_{k2} \cos \theta_n + W_3 L_{G3} \cos \theta_n - M_n \end{bmatrix} \quad (1)$$

人体の残りの未知量 R_{kx} , R_{ky} , R_{mx} , R_{my} は、人体の力の4つのつりあい式に式(1)の解を代入して定まる。

AB リンクの点 A まわりのモーメントつりあい式で、点 B の作用力 R_{bx} と R_{by} を力のつりあいと作用反作用の関係式から R_{cy} と T を用いて表した式、および BC リンクの点 B まわりのモーメントつりあい式を連立させて、 R_{cy} , T 以外を消去すると、次式となる。

$$\begin{bmatrix} L_1 \cos \theta_2 & L_1 \sin \theta_2 \\ L_2 \cos \theta_3 & L_2 \sin \theta_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} R_{by} \\ T \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} W_{ab} \frac{L_1}{2} \cos \theta_2 + W_k L_1 \cos \theta_2 - R_{qy} (L_1 - L_q) \cos \theta_2 + R_{qx} (L_1 - L_q) \sin \theta_2 \\ W_{bc} L_2 / 2 \cos \theta_3 \end{bmatrix} \quad (2)$$

力のつりあいと作用反作用の関係式から $D-O-A$ リンクの点 O 周りのモーメントの式を R_{cy} , T , R_{qx} および

Fig. 1 Assistance of standing up action in legless chair

Fig. 2 Standing support mechanism for trial

Fig. 3 Acting distribution of forces

R_y で表した式, および $D-F$ リンクの点 D 周りのモーメントの式を F_x, F_y で整理すると, 次式が得られる.

$$\begin{bmatrix} L_4 \cos \theta_l & L_4 \sin \theta_l \\ L_n \sin \theta_d & -L_n \cos \theta_d \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} W_{oa} L_3 / 2 \cdot \cos \theta_l - W_{oa} L_4 / 2 \cdot \sin \theta_l + (W_{ab} + W_{bc} - R_{cy} - R_{dy}) L_3 \cos \theta_l \\ -(T - R_{yx}) L_3 \sin \theta_l + T_p \sin(\theta_l - \theta_d) \\ W_{dy} L_n / 2 \cdot \cos \theta_d \end{bmatrix} \quad (3)$$

アクチュエータの駆動モーメントは, 式(3)を解いた駆動力成分 F_x, F_y を用いると, 次式で表される.

$$M_o = L_4 \{ F_x \sin(\theta_l + \theta_d) - F_y \cos(\theta_l + \theta_d) \} \quad (4)$$

各部にかかる力は式(1)から(3)の解を消去前の元の式に戻して求められるが, その結果, スライダ部の点 C に作用する垂直反力 R_y は常に正方向となって, スライダは常に垂直下方へ押し付けられるので, 浮き上がりを防ぐガイドは不要であることがわかった.

4. 作用力特性

4.1 作用力 図3の機構および人体のモデル⁽⁴⁾のパラメータの標準値を表1に示す. 着座位置 Q は座面前端 B から座面全長 AB の 50% ($L_q=0.5$), 足は点 O から前方へ座面全長の 60% ($X_n=-0.6$) の位置に置き, 上半身は座面と直角 ($\theta_h=0^\circ$) を保つ. 接続リンク OD は旋回リンク OA の所要稼働範囲を確保するために座面リンク AB の 30% ($L_q=0.3$) である. 部材重量は体重に比べて微小なために作用力特性の本質には影響しないので, 本論文では全て 0 とした.

4.2 駆動モーメント 図4に旋回リンク OA の回転角 θ_l に対して, スライドプリー取り付け位置 L_p をパラメータとした点 O に作用させる所要駆動モーメントの変化を示す. 破線 ($L_p=0.67$) よりも上は後出の図7, 8 も同様に, 上昇途中で座面が一時後傾する条件である. したがってスライドプリーの取り付け位置は, 自然な立ち上がり動作の臀部の運動に座面が追従することに加えて, 椅子状態付近での座面の傾斜が小さくなる $L_p=0.67$ が適当であると思われる⁽⁶⁾. 点 P をこれ以上高くして点 A へ近づけ, L_p を大きくすると, 特に θ_l が 0° 近くの下がっているときにアクチュエータの駆動モーメントが急増する不都合が出るが, これは, 点 B を急速に押し上げる性質上点 C を強く引かねばならないためのワイヤ張力の急増によることと, 点 P にかかる張力による点 O 周りのモーメントの腕が長くなることも加わる. θ_l が大きくなると駆動モーメントが負になるが, 座面が前に出て全重心が点 O よりも前に出るために, アクチュエータのロッドを引き出す力が作

用するので, 引き戻す方向の駆動モーメントでつりあうことを示す. 実機はウォーム減速機構ゆえ, 逆転ではロックがかかり, 所要駆動モーメントが 0 になる.

4.3 ワイヤ張力 図5はワイヤ張力を示し, θ_l が 0 に近づいて座椅子状態になるとスライダリンク BC が水平に近づくので, 点 C を引いて点 B を押し上げる力よりも, リンク BC の軸圧縮力となる張力成分が大きくなり, 点 P の位置に関係なく急増する. このため点 O や点 P のプリーに大きな力がかかるので, これを避けるためにも後述の回避策を取る必要がある.

4.4 不感帯の影響 ワイヤ剛性が十分高く, 伸びないとすると, $\theta_l \rightarrow 0$ でワイヤ張力が急増する不都合の外に, 実験では, θ_l が小さいときに所要駆動力にピークを生じて前述の理論解析の傾向とは異なった. 初期の座椅子状態から駆動したとき, 図10の実験値のように, リニアアクチュエータを駆動してロッドが伸びても座面を保持する剛性が無限大にならず, リンク組立結合部や各部材の弾性による微小変形のために旋回リンク OA が動かずに駆動モーメントが増えていく不感帯が出た. 次に旋回リンク OA が回転しても, ワイヤの曲がり癖と両端玉掛部のワイヤの曲がり直されるために全長が長くなり, あたかもワイヤ自体の伸びと同じ効果を示し, 点 B が着床のまま点 O の位置から動かず, モーメントは式(7)で増大して座面後部だけが特上げられる不感帯が出た. ワイヤの伸びとともに

Table 1 Standard values of human and link mechanism

Length	Link	$L_{1,2,3}=1$	$\angle DOA$	$\theta_d=90^\circ$
		$L_q=0.3$	$\angle HOK$	$\theta_h=0^\circ$
	Cnemis	$L_{k1}=0.60$	Point E	$X_e=1.0, Y_e=0$
Position	Femur	$L_{k2}=0.60$	Point F	$X_f=0.6, Y_f=0.3$
	Seating	$L_q=0.5$	Point N	$X_n=-0.6, Y_n=0$
	Center of gravity in body parts	$L_{G1}=0.54$	Weight of body	$W_1=0.65$
		$L_{G2}=0.33$	parts	$W_2=0.22$
		$L_{G3}=0.34$		$W_3=0.13$
Joint moment		$M_{k,n}=0$	Body weight	$w=568\text{N}$

Fig.4 Change of drive moment around O

張力が増して $\theta_1=7^\circ$ で点 B が浮き上がった。このように駆動の初期に、2つの不感帯が現れた。座面リンク AB の点 B 周りのモーメントを求めると、

$$L_q(R_{qx}\sin\theta_2 - R_{qy}\cos\theta_2) + L_l(R_{ax}\sin\theta_2 - R_{ay}\cos\theta_2) = 0 \quad (5)$$

$D-O-A$ リンクの点 O 周り、および $D-F$ リンクの点 D 周りのモーメントのつりあい式を整理すると、

$$\begin{bmatrix} L_d \cos \theta_1 & L_d \sin \theta_1 \\ L_n \sin \theta_d & -L_n \cos \theta_d \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -L_l(R_{ax} \sin \theta_1 - R_{ay} \cos \theta_1) + TL_p \sin(\theta_e - \theta_1) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (6)$$

点 B が動かないときの $\theta_2=\theta_1$ として変形した式(5)を式(6)に代入して F_x, F_y を求め、これを式(4)に代入すると、アクチュエータの所要駆動モーメントは

$$M_o = (R_{qx}\sin\theta_1 - R_{qy}\cos\theta_1) \cdot L_q + T \cdot L_p \cdot \sin(\theta_e - \theta_1) \quad (7)$$

となり、図6のようにワイヤ剛性が高いほど急に立ち上がる。その後はワイヤ全長が S から $S+\Delta S$ に換わり、モーメントは式(4)で単調減少する。したがって、点 B が浮き上がる限界の $\theta_1=\theta_{1p}$ でピークとなる。

第2の不感帯において、ワイヤが伸びるとき、次式

$$T = K \cdot \Delta S \quad (8)$$

のように初期張力を0とし、線形項が卓越した張力変化とみなすと、図5に示したようにワイヤ剛性 K が高いほど $\theta_1=0$ から急に立ち上がる。ワイヤの初期伸延領域では、張力は式(8)より θ_1 に対して単調増加し、 $\theta_1=\theta_{1p}$ における張力は、前述のワイヤ全長 $S+\Delta S$ を式(2)に用いて求められ、 θ_1 に対して単調減少する。したがって、このときに張力 T_p もピーク値を示し、駆動モーメントがピークとなると一致する。

このように、 θ_1 が小さいときにワイヤ張力および駆動モーメントがピークで増大する不都合の回避策は、

- 1) 吊り下げ支持構造の座面とし、旋回リンクおよびスライダリンクが水平に近づく前に座面を着床させる。
- 2) ワイヤ剛性を十分に高くして伸びを無くす。したがって、高剛性ベルトやチェーンなども検討を要する。
- 3) ピーク付近でアクチュエータ出力を支援する。

が考えられる。

式(7)を $\theta_1=0$ で展開すると、表1の条件では、

$$M_o = 0.43 - 0.06\theta_1 - 0.12\theta_1^2 + \frac{K}{2} \cdot \left(\frac{L_p}{1-L_p} \right)^2 \theta_1^3 \quad (9)$$

となって、 θ_1 の3乗で立ち上がり変化するとみなせ、立ち上がりはワイヤ剛性 K の1乗で効いて急になる。 L_p については、前述の0.67程度をとると、 K の影響に比べて非常に小さいので、特に考慮する必要はない。

このときのワイヤの伸びの展開式より、ワイヤ張力は

$$T = K \cdot \frac{L_p}{2(1-L_p)} \theta_1^2 \quad (10)$$

となって、 θ_1 の2乗で立ち上がるとみなせ、 L_p の影響は駆動モーメントよりもさらに小さい。

旋回リンクを駆動して θ_1 が増すとワイヤ張力が増大し、点 A 周りのモーメントがつりあう次式の解 $\theta_1=\theta_{1p}$ で駆動モーメントとワイヤ張力がピークとなる。

$$(1-L_q) \cdot (R_{qx}\sin\theta_{1p} - R_{qy}\cos\theta_{1p}) - T \cdot \sin\theta_{1p} = 0 \quad (11)$$

K の値が大きいために θ_{1p} はかなり小さくなるので、式(11)を $\theta_1=0$ の近傍で展開した表1の条件における

$$0.43 - 0.06\theta_{1p} - 0.12\theta_{1p}^2 - K \cdot \frac{L_p}{2(1-L_p)} \theta_{1p}^3 = 0 \quad (12)$$

の解 θ_{1p} を式(9)と(10)に用いて、ピーク値は

$$T_p = K \cdot \frac{L_p}{2(1-L_p)} \theta_{1p}^2, \quad M_{op} = \frac{T_p}{1-L_p} \theta_{1p} \quad (13)$$

となり、いずれもワイヤ剛性 K の1乗に比例して増大するとみなせる。図7に示すように所要駆動モーメントである M_{op} は K がある程度以上大きいとほぼ一定である。式から一見 K の低い方が M_{op} を抑えられるように思えるが、図8に示すように、 K が小さくなると図5や6のごとく θ_{1p} が大きくなって、座面が十分

Fig.5 Change of wire tension with turn angle

Fig.6 Appearance and change of peak drive moment for wire elongation

に下がる前にピークが出てしまい、前述の回避策1)を取っても M_{op} を小さくできない可能性がある上、図6のように駆動モーメントが、 $K=\infty$ の曲線を上回る範囲も大きくなる。このため、回避策3)を取っても後述する図12のように補助推力がなくなった瞬間の駆動モーメントを抑えられないこともある。また、点Bの上昇開始が遅れるのに伴って、座面が十分に上昇しない不都合も生じる。逆に K を大きくとるほど回避策2)に近づき $\theta_p \rightarrow 0$ になるので、回避策1)を取りやすく、かつ、回避策3)を取らねばならない範囲も狭くなる。

5. 実験

5.1 試作実験装置 図2で示した座面両側にアルミニウム合金押出構造材のリンク機構を配置し、外側に可変速電動リニアアクチュエータ(株式会社エック, DC24V, 最大推力 1kN, 動作範囲 200mm)を取り付けた。表1の標準身体寸法を考慮して、 $AB \cdot BC \cdot AO$ のリンク長を 600mm とし、アクチュエータの動作行程から DO を 180mm とした。点OとPのプーリと点Cの $\phi 40$ mm プラスチックローラは玉軸受で支持して摩擦抵抗トルクを十分低減した。点Aの接線速度を高齢者が危険を感じない程度の 2cm/s(角速度 2deg/s)に設定し、座面を駆動した。このときプーリ回転速度は 1.4rpm で十分に遅く、静的とみなせる。

5.2 実験方法 図9のように、試作機の点B,A,Oおよび被験者(男,身長1.61m,体重568N)の肩,大転子,膝およびくるぶしに $\phi 20$ mm 位置検出用反射球を貼り付けて、ビデオカメラの画像とロードセルで検出した作用力をパソコンに取り込んでてデータ解析した。足の位置は $X_n = -0.592$ (355mm) に固定した。

5.3 実験結果 図10にヒトを載せたときを示す。ワイヤ剛性の基準量である被験者の体重と座面リンク長の比の値は 947N/m であり、実験結果の $\theta_p = 7^\circ$ を式(11)に用いて $K=215$ となり、ワイヤ等価剛性は 201kN/m と推定される。このとき駆動力のピーク値は 418Nm であり、対応する理論値は 416Nm となる。本装置では $\theta = 20^\circ$ までは大きな駆動力を必要とする。

6. パワーブーストによる駆動力低減

6.1 ガススプリングの併用 本実験装置のワイヤの初期伸びのように、 $\theta=0$ の座椅子状態からの初期動作段階で座面動作に不感帯を生ずる機構の場合には、図10のように所要駆動力の急激な立ち上がりでピークを示す。ピーク付近を除けばアクチュエータの所要能力を低減できるが、一時的とはいえ、このピークレベルを出力可能な大容量アクチュエータが必要になる。

これを回避するために、ピーク付近の高負荷をブースタで低減することを試みた。

大きな駆動力を要するのは、立ち上がり駆動初期だけで、着座の場合にはアクチュエータは位置エネルギー

Fig.7 Prediction of peak drive moment and corresponding wire tensile force

Fig.8 Prediction of turn angle at peak value

Fig.9 Constitution of an experimental device

Fig.10 Change of drive moment (Experiment)

を放出するブレーキの作用をすればよいので、このときにエネルギーを回収して次の立ち上がり動作時に利用することを考えて、電源が不要な再生アクチュエータであるガススプリングを用い、リニアアクチュエータの発生力を効果的に低減するためには、発生力方向を合わせる必要があるため、図2および図11のようにリニアアクチュエータとガススプリングのロッド軸を平行に合わせた。横置き可能なフリーピストン式ガススプリング(株)トキコ、T284A:出力308~389N,動作範囲100mm,T285A:出力411~485N,動作範囲60mm)の2種を用いた。前者は発生力が小さいが作動範囲が広く、後者は範囲は狭いが大きな駆動力が得られる。

6.2 ブースト実験 図11のようにガススプリングとアクチュエータ端部に歪ゲージ式ロードセルを挿入して検出した発生力を図12に示す。駆動初期から駆動力がステップ上に立ち上がっているときまでブースタを働かせるように設定しており、それ以上では図11左上図のように溝から離れる。ブースタが無いときのアクチュエータ最大出力2.5kN($\theta=7^\circ$)に対して、T284Aでは26%減の最大出力1.86kN($\theta=7^\circ$)、T285Aでは36%減の最大出力1.59kN($\theta=7^\circ$)に抑えられた。したがって、ブースタを用いない場合には、最大出力1.25kNのリニアアクチュエータを2本必要としたが、T285Aのブースタを付加すると、出力800Nが2本でよく、所要出力を大幅に低減することができた。

7. 結 論

立ち上がり動作追従型介助座椅子の動作時に作用する力について考究し、以下のような結果を得た。

- 1) ワイヤの伸びが無ければ、張力は旋回リンクが水平に近づくほど単調に増大する。
- 2) スライダには常に下向きの力が作用するので、浮き上がり防止ガイドは不要である。
- 3) 立ち上がり状態に近づくとき引き戻し駆動力を要するので、不可逆機構付アクチュエータが必要である。
- 4) ワイヤを用いて弾性を与えると、座面にクッション性を与え、座り心地を向上できる。
- 5) ワイヤの等価的弾性による伸びで所要駆動力およびワイヤ張力がピーク値を示し、その値はワイヤ剛性の1乗に比例するとみなせる。
- 6) ワイヤ張力と所要駆動力のピーク値を抑えるには、プーリの抵抗トルクを小さくする必要がある。
- 7) 同時に、十分高いワイヤ剛性を要するので、高剛性ベルトやチェーンなどの使用も考える必要がある。
- 8) エネルギー回生と機構簡化のためにガススプリングをブースタに用いて、座椅子状態からの初期上昇

時に所要駆動力のピークを効果的に低減できた。

Fig.11 Prototype instrument for experiment

Fig.12 Boost effect to actuator output (Experiment)

文 献

- (1) Okada, E. et al., Analysis of Standing Up Motion Assistance on Nursing, *Proceedings of Welfare Engineering Symposium 2005*, No.05-44 (2005-8), pp. 143-146.
- (2) Chugo, D. et al., Force Assistance System for Standing-Up Motion 1st Report: Required Assistance Power for Standing-Up, *Proceedings of Welfare Engineering Symposium 2005*, No.05-44 (2005-8), pp. 257-260.
- (3) Koizumi, K. et al., Standing-Up Assistance Instrument, Japanese Patent, 3660863 (2005-6)
- (4) Matsui, H., *Sports and Center of Gravity of Human Body (Study on Center of Gravity in Several Posture)*, (1958), pp. 20, Sports Science. (in Japanese)
- (5) Japanese Industrial Standards Center, National Institute of Bioscience and Human-Technology *Data Base on Measure of Human Body*, (2000)
- (6) Mori, M. et al., Fundamental action of assisted standing legless chair lifted up with rolled ball screw, *Proceedings of the 39th annual conference of JSME Hokuriku Shin-etsu branch*, No.027-1 (2002-3), pp. 201-202.