機械的荷重補償装置の開発*

山田 泰之^{*1}, 長坂 俊^{*2}, 森田 寿郎^{*3}

Development of Weight Switching Mechanical Gravity Cancellor

Yasuyuki YAMADA^{*1}, Suguru NAGASAKA and Toshio MORITA^{*1} Keio University, Graduate School of Science and Technology
3-14-1 Hiyoshi, Kohoku-ku, Yokohama-shi, Kanagawa, 223-8522 Japan

In this paper, we propose a passive gravity compensation mechanism for carrying load with two springs and switching mechanism, which named “Weight Switching Mechanical Gravity Cancellor (WS-MGC).” The WS-MGC has following advantages with the original MGC in load compensation. The original MGC required to determine the compensation weight from the beginning and to make actuator bear the load when end-effector has new luggage and carries it. In this case, it is effective to switching the compensation weight from the weight of the machine to the total weight of both machine and luggage, without power supply. WS-MGC can switch the compensation weight by the weight of luggage. From development and experiments of a link model equipped with WS-MGC, it is clarified that the versatile device is succeed to step up from weight compensation to load compensation.

Key Words : Switching Mechanism, Load Compensation, Material Handling Equipment, Balancing, Gear

1. 緒 言

現在, 様々な目的で機械的な自重補償機構が研究されている⁽¹⁾⁻⁽¹⁰⁾. これらは, ポテンシャル要素を利用して, 垂直型多連結シリアルリンク形式のマニピュレータにおける関節ごとの自重トルクを相殺することで, アクチュエータの出力を目的の作業に効率的に使用することを狙った機構である. 最も有名な方式はカウンタ・ウエイト方式であるが, 単純なカウンタ・ウエイト方式では, 多連結された場合の先端リンクへと駆動力を伝達できない. 広瀬らは, カウンタ・ウエイトのポテンシャルとアクチュエータの駆動力をワイヤとプーリで伝達する方法で多連結シリアルリンク機構の自重補償と駆動の両立に成功している⁽²⁾⁽⁴⁾⁽⁶⁾.

一方で, カウンタ・ウエイトによる自重補償では, 装置自重や慣性を大きく増加させてしまうため, ポテンシャル要素としてばねを利用する自重補償機構が考案されている. 中でも, 森田らは引っ張りばね, プーリとワイヤを用いて, 3次元空間でのマニピュレータの自重補償に成功している⁽³⁾⁽⁵⁾. しかし, これらの機械的な自重補償装置は作動リンクの自重を補償するにとどまっており, 補償荷重を初期に設定するのが一般的である. そのため, 作動リンク先端のエンドエフェクタが荷を把持して, 続けて運搬を行う場合などにおいて, 作動リンクの関節保持トルクは把持した荷の自重分だけ増加してしまい, 自重補償装置の効果が大きく薄れてしまう. つまり, 自重補償装置が取り付けられていても, 荷の自重が増加した分をアクチュエータが負担しなければならない. このような場合, 荷の把持と同時に作動リンクの補償量の設定値を, 作動リンクと把持した荷の合計重量に自動的に切替えられれば, 荷を運搬する作業においても常にマニピュレータはアクチュエータの出力を効率的に使用できると考えられる.

本研究では, 機械的自重補償装置(MGC : Mechanical Gravity Cancellor)⁽³⁾⁽⁵⁾(図 1, 2, 付録参照)の補償原理に注目

* 原稿受付 2011 年 2 月 25 日

^{*1} 学生員, 慶應義塾大学大学院総合デザイン工学専攻 (〒223-8522 神奈川県横浜市港北区日吉 3-14-1)^{*2} 慶應義塾大学大学院開放環境専攻^{*3} 正員, 慶應義塾大学理工学部

E-mail: 156@z6.keio.jp

Fig. 1 MGC (Type-1)

Fig. 2 MGC (Type-2)

Fig. 3 Mechanism of WS-MGC

Fig. 4 Single-link switching mechanism

Fig. 5 Variations of spring arrangement

して、機械的な荷重補償装置の実現を試みた。まず、作動リンクの自重補償と、荷の荷重補償をそれぞれ別に設けたばねで行う機構とした。さらに、独立させた荷の荷重補償用のばねにより発生する補償力を、マニピュレータが把持する荷の荷重のみで ON/OFF 可能とする倍力装置を取り付けた。結果、作動リンク自重のみを補償する状態と後に把持した荷の荷重も合わせて補償する状態を簡単に切替えることができる、機械的荷重補償装置 (WS-MGC : Weight Switching-MGC) を実現した。

2. WS-MGC の提案

2・1 WS-MGC の概要

図 3 に機械的荷重補償装置 (WS-MGC : Weight Switching-MGC) の概要を示す。図のように、作動リンクは平行リンクを構成している。作動リンク自重の補償と、懸架された荷の荷重はそれぞれ別のばねを用いて補償される。

荷重が変化した場合の補償量の切替えは、他の大きな外力なしに容易に切替が可能のように、懸架する荷の荷重を用いることとした。これは、作動リンク先端のフックに荷を懸架した場合、フックに接続された倍力装置により荷重補償用ばねの右端点が点 O' から点 A' へスライドして荷重補償用ばねが張られて (モーメントアームが生成し)、荷重も補償できる状態 (図 3(b)) に切替わる方法である。なお、荷が懸架されていない場合、荷重補償用ばねは上部リンク AO' に対して平行に張られており、点 O' まわりにモーメントが生じないので、荷の荷重を補償する補償トルクは発生しない (図 3(a))。なお、WS-MGC は平行リンク機構を用いているため、複数個を直列に連結しても、水平方向に可動する作動リンクを連結しても荷重補償が行える。そのため、図 3 のような円弧運動を行う補償装置だけでなく、関節を増やせば垂直平面内の自在な位置での補償が実現可能である。

以下の節では WS - MGC のばね配置、補償量の切替に必要な力の導出について説明し、次章では補償荷重切替機構の倍力方法と、ギア選択、倍力装置のストップ設計などの倍力装置について説明する。

2・2 WS-MGC のばね配置

荷重補償を行う場合、作動リンクの自重補償状態から荷の荷重補償分の増加を、(i) 作動リンクの自重補償に用いているばねを利用して補償する形式と、(ii) 別途に設けたばねで荷の荷重を補償する形式が想定される。

(i) 1本のばねを利用する形式

荷を取り付ける前は、ばねは作動リンクの自重を補償している。このとき図4に示したように、作動リンクの質量を m 、作動リンクの重心位置を l 、OA 間距離を h 、OB 間距離を p とすると、補償に必要なばね定数 k は、付録より以下のようになる。

$$k = \frac{mgl}{hp} \quad (1)$$

次に、荷を取り付けた後の補償に必要なばね定数 k' を考える。荷の質量を M 、作動リンクと荷の質量の合成重心位置を l' 、荷を取り付けた際の OA 間距離を h' 、OB 間距離を p' とすると、ばね定数 k' は以下のようになる。

$$k' = \frac{(m+M)gl'}{h'p'} \quad (2)$$

荷の取り付け前後でばね定数を変化させることは機械設計上困難であるため、ばね定数は一定であるとした ($k=k'$)。この場合、式(1)におけるばね定数 k と式(2)におけるばね定数 k' の比較で分かるように、荷の取り付け前後で p' 、 h' 、 l' のパラメータを調整する必要がある。ただし、補償状態を保つためには、調節の前後で作動リンク角度を変更してはいけない。そのため、例えば、 p' の大きさに調整を行う場合は、

$$p' = (m+M)p \quad (3)$$

と OB 間距離を調整し、同時に作動リンク角度が変わらないようにワイヤ長さを変更する必要がある。

(ii) 別途に設けたばねを使用する形式

作動リンクに補償用ばねを取り付ける方法としては、図 5(a)の方法や、図 5(b)のように平行リンクを介する方法が存在する。今回は、図 5(c)のように、作動リンクの自重の補償を行うばねを(a)の方法で取り付け、荷の荷重の補償を行うばねを(b)の方法で取り付ける。作動リンク質量を m 、荷の質量を M とすると、荷を懸架したときの点 O まわりのトルク τ は、作動リンクの質量と荷の質量の合成重心が、点 O から作動リンクに沿って

$$l' = \frac{ml + ML}{m + M} \quad (4)$$

の位置であることを利用して、

$$\begin{aligned} \tau &= -(m+M)g \frac{ml + ML}{m + M} \cos \theta \\ &= -(mgl \cos \theta + MgL \cos \theta) \end{aligned} \quad (5)$$

と表せる。式(5)の右边第一項と第二項はそれぞれ、作動リンクの自重トルクの式(付録の式(A4))と同様の形で表わされている。そのため、付録式(A5)と同様に MGC の補償原理に則り、式(5)の右边の第一項と釣り合うようにばね定数 K_{Link} の作動リンク補償用ばねを設定して、第二項と釣り合うようにばね定数 K_{Luggage} の荷重補償用ばねを設定することで合成質量の自重補償が可能となる。

$$K_{\text{Link}} = \frac{mgl}{h_1 p_1} \quad (6)$$

Fig. 6 Double-link switching mechanism

Fig. 7 Geometric relationship of boost mechanism

Fig. 8 Boost mechanism

$$K_{\text{Luggage}} = \frac{MgL}{h_2 p_2} \quad (7)$$

このような荷を懸架したときの作動リンク全体のモーメントを、作動リンク自重によるモーメントと荷重によるモーメントに分解し、個々のばねで独立して補償する機構は図5(c)のような構造で容易に実現できる。この機構を用いれば、荷の懸架の前後で、荷の重量を補償するために別途に設けたばね(ばね定数 K_{Luggage})を取り外した状態から取り付けした状態へと変更することで補償力を切替えることが出来る。

以上の二つの方法を比較すると、(i)の形式では、 p' 、 h' 、 l' のパラメータ調整とワイヤ長さの調整を同時に行う必要があるが、(ii)の形式は、別途に設けたばねを独立して変更すればよいだけなので、より簡単な構造で実現できることから、これを採用した。

2・3 切替力の算出

荷の補償と非補償を切替るため、図6のようにばねの端点をスライドできる機構を用いる。補償 OFF(図6(a))の場合、荷重補償用ばねにつながれたワイヤを点B'のプーリを介して点O'に張るので、点O'まわりにはモーメントが働かない。一方、荷の重量を補償するときに、補償 ON(図6(b))の状態にするためには、OFFの状態では荷をフックに懸架して、点O'にあったワイヤの右端点を点A'へとスライドさせる必要がある。この状態は図5(b)に示したワイヤの幾何学的な関係と同じであり、荷重補償状態が実現できる。この状態にするために必要な引張力 F_{Spring} は、作動リンクの回転中心と荷重の重心位置の距離を L 、線分B'O'の長さを p_2 、線分O'A'の長さを h_2 、ワイヤが屈曲する点B'から辺O'A'上でスライドするワイヤ端点までの距離を $a(\theta)$ とすると、

$$\begin{aligned} F_{\text{Spring}} &= K_{\text{Luggage}} \times a(\theta) \cos \varphi = \frac{MgL}{h_2 p_2} a(\theta) \cos \varphi \\ &= \frac{La(\theta) \cos \varphi}{h_2 p_2} Mg \end{aligned} \quad (8)$$

と表せる。ここで点A'、B'、O'からなる三角形(図7)に注目すると、付録式(A2)と同様に、

$$\begin{aligned} H &= p_2 \cos \theta = a(\theta) \sin \varphi \quad \therefore \sin \varphi = \frac{p_2}{a(\theta)} \cos \theta \\ \cos \varphi &= \sqrt{1 - \left(\frac{p_2}{a(\theta)} \cos \theta \right)^2} \end{aligned} \quad (9)$$

の関係が成立する．さらに $a(\theta)$ が三角形 A' , B' , O' の幾何学関係から, $a(\theta) = \sqrt{h_2^2 + p_2^2 - 2h_2p_2\sin\theta}$ と表せることに注目し, この式(9)を式(8)に代入すると,

$$\begin{aligned} F_{\text{Spring}} &= \frac{L\sqrt{a^2(\theta) - p_2^2 \cos^2 \theta}}{h_2 p_2} Mg = \frac{L\sqrt{h_2^2 + p_2^2 - 2h_2p_2\sin\theta}}{h_2 p_2} Mg \\ &= \frac{L(h_2 - p_2 \sin\theta)}{h_2 p_2} Mg \quad (\because h_2 > p_2 \sin\theta) \end{aligned} \quad (10)$$

となる．この式(10)から, 荷重の $L(h_2 - p_2 \sin\theta)/(h_2 p_2)$ 倍の倍力が補償量切替のために必要になることが分かる．

3. 倍力装置

3・1 倍力装置の形式

倍力装置の形式として, 倍力率を細かく設定できるように, 図 8 のようにラックとギアを用いる形式とした．この装置ではギアの回転はギアの半径の比率により倍力されて, ラックの上下動に変換される．このラックが下がることにより, 図 6 の荷重補償用ばねにつながれたワイヤの右端点を点 O' から点 A' へと移動させる．

例えば, 荷の質量が M であった場合に必要となるギアを選定する．図 8 に示したそれぞれのギアの半径を r_1 , r_2 , r_3 , r_4 と, ギア間の伝達力を Mg , f_1 , f_2 , f_3 , f とすると, 関係式は以下の通りである．

$$Mg = f_1$$

$$r_1 f_1 = r_2 f_2 \quad (11)$$

$$r_3 f_2 = r_4 f_3$$

$$f_3 = f$$

これらの関係から, ラックにかかる力 (荷重補償用ばねを伸ばす力) f を求めると,

$$\begin{aligned} f = f_3 &= \frac{r_3}{r_4} f_2 = \frac{r_3}{r_4} \frac{r_1}{r_2} f_1 \\ &= \frac{r_1}{r_2} \frac{r_3}{r_4} Mg \end{aligned} \quad (12)$$

となる．式(10)において, F_{Spring} の最大値は $\theta = 0$ のときなので, ギアの半径 $r_1 \sim r_4$ を次の条件を満たすように設計すると, 補償量が切替わる．

$$f > F_{\text{Spring}} : \theta = 0$$

$$\therefore \frac{r_1}{r_2} \frac{r_3}{r_4} > \frac{L}{p_2} \quad (13)$$

3・2 ストップ機構

前節で提案した倍力装置によって, 荷の荷重を補償するために, ばねを機能させる(伸ばす)ことが可能となった．しかし, 図 7 に示すように, 作動リンク角度 θ が $\theta > 0^\circ$ となると, 荷重補償用ばね端点が点 D へとスライドしてしまう．これは点 A' , B' , O' からなる三角形において, $\theta > 0^\circ$ のとき, 線分 $B'O'$ の長さ p_2 よりも線分 $B'D$ の長さ H のほうが短くなるためである．そのため, 荷を懸架していない状態においても, 荷重補償状態となってしまう, 作動リンクが上方に跳ね上がってしまう．この現象を防止するためには, 荷重補償を行わない状態において, 作動リンク角度によらず荷重補償用ばねの端点がスライドしないように阻止するストップ機構が必要である．

Fig. 9 Stopper mechanism

そこで、図 9 のようなストップ機構を考案した。機構は、プーリが取り付けられているストップが倍力装置のラックの下部に配置されており、そのプーリには荷を懸架するためのロープが通されている。また、ストップの右端には圧縮ばねを取り付けている。荷が懸架されていない状態では、ラックが下方に動かないようにストップが機能しており、作動リンクの姿勢の変化によらず荷重補償用ばねの右端作用点を点 O' に固定することができる(図 9(a))。荷を懸架した状態では、荷を懸架したフックに連結されているロープが、プーリを右方向に押しやる力を発生させるため、ストップが右側に動き、ラックの固定が解除される。このとき、ラックが下方に動き、荷重補償用ばねの右端作用点を点 O' から点 A' へとスライドさせて、荷重補償状態となる(図 9(b))。次に、荷を取り除くと、荷重補償用ばねにつながれたワイヤの右端点が点 A' から点 O' へとスライドするので、ラックが上方に移動して、圧縮ばねの左方向の力により、ストップが左へ動き、図 9(a) の状態へ戻る。このラックの固定を解除するために必要なストップの変位量を x 、圧縮ばねのばね定数を k_c 、荷重を Mg 、ロープと水平面の角度を θ_w とすると、圧縮ばねの弾性力 F_c および荷重によるストップの右方向の力 F_{Stopper} は、

$$F_c = k_c x \quad (14)$$

$$F_{\text{stopper}} = Mg \cos \theta_w \quad (15)$$

となる。ストップ機構が機能するためには、 $F_c < F_{\text{Stopper}}$ とならなければならない。よって、

$$\begin{aligned}
 k_c x &< Mg \cos \theta_w \\
 \therefore k_c &< \frac{Mg \cos \theta_w}{x}
 \end{aligned} \quad (16)$$

を満たすような圧縮ばねを選定することで実現可能である。実際の設計では、ストップのプーリとロープが巻かれるギアの間隔を変更するなど、ストップの変位量 x とロープと水平面の角度を θ_w を調整できるため、圧縮ばねのばね定数を k_c も任意に設定することが可能である。

4. 実機設計・製作

4・1 倍力装置の設定

図 10 のような機械的荷重補償装置を作成した。この機械的荷重補償装置の荷重補償状態に切替えるために必要な力 F_{Spring} を、式(10)を用いて求める。作動リンクは図 10 のように平行リンク機構を用いているので、荷を懸架するとその力は作動リンクの先端にかかる。そのため、荷の重心位置 L は図 10 の平行リンク長さ $L=189\text{mm}$ となり、また $h_2=15\text{mm}$ 、 $p_2=45\text{mm}$ であるから、

Table 1 Gear Radius of boost mechanism

Gear Radius [mm]			
r_1	r_2	r_3	r_4
12	6	15	6

Table 2 Spring constants suspended luggage

Luggage [g]	200	300	500	700
K_{Luggage} [N/mm]	0.546	0.819	1.36	1.91

Fig. 10 Overview of WS-MGC

Fig. 11 Measurements of compensation force

$$F_{\text{Spring}} = \frac{189(15 - 45 \sin \theta)}{15 \cdot 45} Mg \quad (17)$$

$$= 4.2(1 - 3 \sin \theta) Mg$$

となり、作動リンク可動域を $0^\circ \leq \theta \leq 70^\circ$ とすると、

$$F_{\text{Spring}} \leq 4.2 Mg \quad (18)$$

となる。この結果から倍力装置の各ギア径を設定する。図 8 に示したそれぞれのギアの半径 r_1 , r_2 , r_3 , r_4 を表 1 のように設定すると、式(12)より倍力装置が生み出す荷重補償用ばねを伸ばす力 f を以下のように設定すると、

$$f = \frac{r_1}{r_2} \frac{r_3}{r_4} Mg = 5 Mg \quad (19)$$

$F_{\text{Spring}} < f$ となるため、倍力装置で荷重補償用ばねを伸ばし、荷重補償状態に切替えることができる。

4・2 荷重補償用ばねの選定

作動リンクは平行リンクであるため、荷の重心位置は平行リンク長さ L となる。よって荷の質量 M [g] に対応する荷重補償用ばねのばね定数 K_{Luggage} [N/mm] は式(7)より、

$$K_{\text{Luggage}} = \frac{MgL}{h_2 p_2} = \frac{M \cdot 10^{-3} \cdot 9.8 \cdot 189}{15 \cdot 45} \quad (20)$$

$$= 2.74 M \times 10^{-3}$$

となる。懸架する荷の質量を 200g, 300g, 500g, 700g と変更して、それぞれに対応する荷重補償用ばねのばね定数と、既製品から選定したばねのばね定数を表 2 にまとめた。

5. 評価実験

5・1 補償力の測定

WS-MGC を用いて荷の荷重を補償した場合の操作（上げ下ろし）を行うのに必要な力を測定した。実験は荷が懸架されていない状態と、各荷が懸架されている状態での任意の作動リンク角度時に必要な補償トルクと、各角度での補償用ばねの伸びをマイクロメータで測定して、補償トルクに換算した補償トルクを比較した。実験の結果を図 11 に示す。図をみると、懸架された荷の重さに関係なくどの作動リンク角度でも理論値とほぼ等しい補償トルクが発揮されていることがわかる。そのため、作動リンクと荷重の自重補償が行えていることが確認できた。

5・2 補償荷重の切替実験

切替タイミングの設定角度である作動リンク角度 0°付近で補償量を切替できるか確認した。はじめに、自重補償状態から自重および荷重補償状態への切替え(ON)を確認した。実験方法は、作動リンクを任意の角度で固定し、フックに荷を懸架して切替が行われるか確認する方法である。この確認をリンクが水平(0°)を基準に上下に 0.5°刻みで行い、初めて切替が成功した角度を切替角度として記録した。実験の結果は表 3 のようになり、懸架荷重が増すにつれて、切替が行われる角度が大きくなる傾向があることが分かる。これは、より大きな荷重を補償するに従い、機構の各部にそれに比例して大きな摩擦力が働くためであると考えられる。しかしながら、いずれも微小な誤差であり、作動リンクの動作範囲を制限することなく、切替に支障はないと考えられる。

次に、自重および荷重補償状態から自重補償状態への切替え(OFF)を確認した。実験方法は、先の方法とは逆に対応する荷がフックに懸架されて荷重補償状態となっている作動リンクを任意の角度で固定し、荷を取り除いたときに切替えが機能する（ラックが上がる）かどうかを確認する方法である。この確認も同様に、作動リンクが水平(0°)を基準に上下に 0.5°刻みで行い、初めて切替が成功した角度を切替角度として記録した。

実験結果は表 3 のようになった。表 3 から分かるように、荷重補償から自重補償に切替える場合も荷が重いほど 0°からのズレが大きくなる傾向があることがわかる。しかしながら、荷を懸架する場合と同様に、実用上問題はなく、以上より作動リンクが水平(0°)に近い範囲で荷の取り付け取り外しだけで補償量の切替えが可能であることが確認できた。なお、今回の切替動作は、作動リンクが比較的低速で運動した場合を想定している。作動リンクを高速で運動させながら補償荷重を切替る場合には、スライダやストッパなどの直動部に減衰要素を付加するなどの対策が必要になる。

Table 3 Link angle when switching

Luggage [g]	200	300	500	700
ON angle (°)	3.0	2.5	3.0	3.5
OFF angle (°)	0.0	-0.5	-0.5	-1.0

6. 結 語

本研究では、機械的自重補償装置に倍力装置を利用した補償量切替機構を追加した機械的荷重補償装置を考案した。装置を製作し、実験と理論との比較によって、その効果を確認した。得られた成果は以下の通りである。

1. 自重補償用ばねと荷重補償用ばねを別々に設け、荷重補償用ばねを変更することで容易に補償できる荷重を設定できることを示した。
2. ギアを用いた倍力装置とラックを用いた切替え装置によって、荷を懸架するだけで補償力を切替えられることを示した。
3. 機械的荷重補償装置(WS-MGC)を用いて荷を操作する際も自重補償が可能であることを確認した。

文 献

- (1) Ulrich, N., Kumar, V., Passive Mechanical Gravity Compensation for Robot Manipulators, *Proceedings IEEE International Conference on Robotics and Automation*, (1991-4), pp.1536-1541.
- (2) Hirose, S., Development of a Lightweight Torque Limiting M-Drive Actuator for Hyper-Redundant Manipulator Float Arm, *Proceedings IEEE International Robotics and Automation, ICRA 1999*, (1999), pp.2831-2836.
- (3) 森田寿郎, 塩澤裕樹, 中井英俊, 栗原史好, 菅野重樹, 高運動性能マニピュレータのための機械的 3 次元自重補償機構の開発ロボティクス・メカトロニクス講演会講演概要集, Vol. 2002, No. Pt.4, (2002), pp. 2P1.H03(1)-2P1.H03(2).
- (4) Hirose, S., Ishii, T., Haishi, A., Float Arm V: Hyper-Redundant Manipulator with Wire-Driven Weight Compensation Mechanism, *Proceedings IEEE International Robotics and Automation, ICRA 2003 in Taiwan*, (2003), pp.368-373.
- (5) Morita, T., A novel mechanism design for gravity compensation in three dimensional space, *Proc. 2003 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics*, Vol.1, (2003), pp.163-168.
- (6) 広瀬茂男, 大西正志, 河上篤史, Claudio Semini, 自重補償多関節型 Float Arm の研究: シングルプーリを用いた Float Arm VI の開発”, 第 23 回日本ロボット学会学術講演, Vol.23, (2005), pp.3A17.
- (7) 森田寿郎, 自重補償機構の設計原理と動作支援技術への応用, バイオメカニズム学会誌, Vol. 30, No.4, (2006), pp.200-204.
- (8) 梅田幹雄, スイカ収穫ロボット"こうのとり"の開発, 日本機械学会ロボティクス・メカトロニクス講演会論文集, Vol. A, (1997), pp. 41-42.
- (9) 金丸恵輔, 森田寿郎, 精密位置決めを可能とする機械インピーダンス特性を備えた鼻内手術用内視鏡保持装置, 日本機械学会論文集-C 編, Vol. 73, No. 730 (2007), pp. 1769-1776.
- (10) Shimoi, Y., Kanemaru, K., Fujishima, K., Tomita, k., Iwasaki, A. and Morita, T., Operability Assesment of Indoor Dismantlement Assistance Machine, *The 23rd International Symposium on Automation and Robotics in Construction 2006*, pp.822-827.

A. 付録 MGC

A・1 実施例

MGC を利用した実施例は、MGC が作動リンクの補償力を途中で変化することができないため、肩装具⁽⁷⁾、鼻内手術用内視鏡保持装置⁽⁹⁾、ハンドリング型建設機械のパワーアシスト装置⁽¹⁰⁾などの単一の対象(荷)の補償に制限されている。

A・2 補償原理

MGC の原理モデルを図 A に示す。支柱と作動リンクが接続されている回転軸を点 O、作動リンクの先端側の端点を点 O' とし、点 O から支柱に沿って h の距離の点を点 A、点 O から作動リンクに沿って p の距離の点を B とする。ばねが接続されているワイヤは、点 B に設置されたプーリを介して、点 O' から点 A に接続されている。

ここで、リンクにばねを設置する場合は、ばねの自然長は点 **B** から点 **O'** 間内に収まるように決定する．ばね定数は k とし、ばねの自然長からの伸び量が l_s と等しくなるように調整する．作動リンク重心は点 **O** から l の距離とし、作動リンク質量を m とする．点 **O** まわりに発生するばね力トルク τ_L は、

$$\tau_L = kl_s h \sin \varphi \quad (\text{A1})$$

となる．また、図 **A** の幾何条件から

$$l_s \sin \varphi = p \cos \theta \quad (\text{A2})$$

と導かれる．このとき、(A1)式、(A2)式より $\sin \varphi$ を消去すると、

$$\tau_L = kph \cos \theta \quad (\text{A3})$$

となる．一方で、重力加速度を g とするとアームの自重トルク τ_O は

$$\tau_O = mgl \cos \theta \quad (\text{A4})$$

となる．ここで、ばね定数 k を

$$k = \frac{mgl}{ph} \quad (\text{A5})$$

とすると、**O** 点まわりのトルク τ_{grav} は

$$\begin{aligned} \tau_{\text{grav}} &= \tau_L - \tau_O \\ &= kph \cos \theta - mgl \cos \theta \\ &= 0 \end{aligned} \quad (\text{A6})$$

となり、作動リンク角度によらず自重補償が可能となる．

Fig. A Configuration of MGC