揺動スライダクランク機構を用いた機械的自重補償装置*

山田 泰之^{*1}, 森田 寿郎^{*2}Mechanical Gravity Cancellor with
Oscillating Block Slider Crank MechanismYasuyuki YAMADA^{*3} and Toshio MORITA^{*3} Graduate School of Science and Technology, Keio University,
3-14-1 Hiyoshi, Kohoku-ku, Yokohama-shi, Kanagawa, 223-8522 Japan

In this paper, we propose a passive gravity compensation mechanism with a slider crank mechanism and a compression spring, which named "Compression Type Mechanical Gravity Cancellor (CT-MGC)". The CT-MGC has several advantages in comparison with the original MGC. First, the new mechanism generates accurate weight compensation torque as same as the MGC without wire and pulley, because it consists of rod-driven mechanism. Second, the new mechanism can be installed into heavy manipulators or carry heavy loads while ensuring high rigidity and safety, since there is no risk for amputation of wire. From development and experiments of a single link model equipped with the CT-MGC, it is clarified that this revolutionary device succeeds to shift basic concepts of weight compensation mechanism from "raise tension" to "push up".

Key Words: MGC (Mechanical Gravity Cancellor), Compression Spring, Serial Link Manipulator, Slider Crank Mechanism

1. はじめに

多連結型のシリアルリンク機構には出力・重量比を大きく出来ないという構造上の欠点がある。すなわち、アクチュエータが駆動トルクだけでなく自重に釣り合う保持トルクも発生しなければならないため、高応答性や高出力を得ようとすると、アクチュエータを含む装置全体が急激に大型化・重量化して、設計上の悪循環に陥る。

この問題を解決するためには回転対偶に生じる自重トルクを機構的にゼロとする機械設計方法が有効である⁽¹⁾⁻⁽⁹⁾。産業用ロボットや建設機械にみられる、カウンタ・ウエイト、照明器具や製図装置にみられるばねリンク機構⁽¹⁾⁽⁴⁾⁽⁶⁾⁽⁸⁾がこれにあたる。カウンタ・ウエイトは図1のように、リンク自重が回転対偶まわりに発生する力のモーメントを回転対偶の反対側に負荷を設けて打ち消す方法である。この方法を多関節マニピュレータに適用する場合には、総重量と慣性モーメントの増加による加速度性能の低下、リンクの後端に装置を配置することによる実装上の制約に留意する必要がある。

ある。ばねリンク機構は、垂直平面内で運動するリンク機構に利用される。基本原理は図2のように、リンクの姿勢変化を利用してばねに張力を発生し、関節まわりの自重トルクを打ち消すものである。しかし、一般的にこの種の機構は関節に摩擦抵抗を付加することで静止させている。そのため、一定の角度範囲でしか正確に補償トルクを発生できず、角度によってはリンクの動作に抵抗力が発生してしまい、効率的ではない。また、多連結を想定した場合には、カウンタ・ウエイト、ばねリンク機構のいずれも、先端リンクの姿勢変化に関わらず釣合いを保つための別の方策が必要となる。

これらの方法の問題点を改善するために、任意姿勢でのリンクの自重を機械的に完全に補償する装置が研究されている⁽¹⁾⁻⁽⁸⁾。現在開発されている自重補償装置は、カウンタ・ウエイトをリンクに直接取り付けする方法を除き、引っ張りばねなどのポテンシャル要素による補償力を、ワイヤ、チェーンやタイミングベルトなどの部材の張力を利用して伝達している⁽⁴⁾⁻⁽⁸⁾。しかし、ワイヤなどによって力を伝達する機構は、ワイヤの滑りや伸びにより機械剛性が低下するという実用上の問題が避けられない。また、大型装置の自重補償を行う場合は、ワイヤ屈曲点での磨耗や摩擦が無視できない

* 原稿受付 2009年11月18日。

^{*1} 学生員、慶應義塾大学大学院総合デザイン専攻(〒223-8522 横浜市港北区日吉3-14-1)。^{*2} 慶應義塾大学理工学部。

E-mail: 156@z6.keio.jp

ため、安全性の低下や、完全な機械的自重補償の維持に問題が生じる可能性がある。

以上のことから本研究では機械的自重補償装置(MGC : Mechanical Gravity Canceller)⁽⁴⁾⁽⁶⁾⁽⁸⁾(図3, 4)の機構を参考に引っ張りばねによるポテンシャル要素を、揺動スライダリンク機構を用いて圧縮力によるポテンシャル要素に変換することで、機械剛性が高い、故障が少ない、安全性が高いなどの性質を備えた機械的自重補償装置を開発した。

2. MGC の補償原理

2・1 概要 MGC は極めて単純な機構により 3 次元に直交した空間での自重トルクの補償を実現する装置である。MGC は、図3, 4のように、ばねの配置を変えたいくつかの実施例が存在する。機構は、いずれも引っ張りばねによる張力を、プーリにより屈曲したワイヤでリンクに伝達し、リンクの自重トルクの補償に用いている。補償に点(線)支持での屈曲点を有するため、大重量のリンクに適用する際には、ワイヤの断面積の増加、それに伴うプーリ径の大型化が必要となり、リンク角度に依存しない完全な機械的自重補償が行えなくなる場合がある。

このため、これまでの MGC の実施例は、肩装具⁽⁸⁾、鼻内手術用内視鏡保持装置⁽¹⁰⁾、ハンドリング型建設機械のパワーアシスト装置⁽¹¹⁾、などに制限されていた。

2・2 MGC の機構 MGC(type2)を例にして、MGC の原理モデルにおける重要パラメータを図5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 の距離の点を点 B とする。引っ張りばねが接続

Fig. 3 Mechanical Gravity Canceller (MGC) : Type-1

Fig. 4 MGC : Type-2

Fig. 5 Configuration of MGC

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、作動リンク内部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。ばね力が点 O まわりに発生するトルク τ_L は、

$$\tau_L = khl_s \sin \phi \quad (1)$$

となる。また、図5の幾何条件から

$$l_s \sin \phi = p \cos \theta \quad (2)$$

と導かれる。このとき、(1)式、(2)式より $\sin \phi$ を消去すると、

$$\tau_L = kph \cos \theta \quad (3)$$

となる。一方で、作動リンクの自重トルク τ_0 は

$$\tau_0 = mgl \cos \theta \quad (4)$$

となる。ここで、ばね定数 k を

Fig. 1 Counter weight mechanism

Fig. 2 Spring-Link mechanism

$$k = \frac{mgl}{ph} \quad (5)$$

とすると、点 O まわりのトルク τ_{grav} は

$$\begin{aligned} \tau_{\text{grav}} &= \tau_L - \tau_O \\ &= khp \cos \theta - mgl \cos \theta \\ &= 0 \end{aligned} \quad (6)$$

となり、作動リンクの角度によらず自重補償が可能となる。

3. CT-MGC の提案

3・1 概要 CT-MGC(Compression Type - MGC)は MGC がワイヤもしくは引っ張りばねによって連結する点 A と点 B の間に、圧縮ばねと揺動スライダクランク機構を配置してばね力を伝達することで、引っ張りばね式の MGC と同等の効果を、ワイヤを用いずに発生させる機構である。CT-MGC の基本構造を図 6 に示す。

この CT-MGC はワイヤやプーリを用いた点(線)支持を必要としないため、大重量を補償するために揺動スライダ機構を強固なものとしても、幾何関係が崩れることはなく、角度に依存しない完全な自重補償が実現可能である。CT-MGC にも図 7(a), (b)に示すように、ばねの設置位置を変えた実施例が存在する。図 7(b)の CT-MGC は MGC と比べて、自重補償のためのバネの取り付け位置が回転中心点 O に近くなる。このため、支柱などに自重補償装置を取り付けるスペースがない場合についても利用できるうえに、図 4 の MGC の配置に比べて、作動リンク内部や先端のスペースを有効に利用できることが期待される。

3・2 方式 図 7 のように、自重補償力を発揮する圧縮ばねを作動リンクとの接合部(点 B)よりも上方に配置した CT-MGC と、作動リンクの下方に配置した CT-MGC の 2 種類を開発した。ばねが上方にある CT-MGC は、スライダが点 A に取り付けられており、その上方に圧縮ばねが取り付けられている。ばねが下方にある CT-MGC はスライダが点 B に取り付けられており、その下方に圧縮ばねが取り付けられている。

更にこの CT-MGC を直列に多段連結する場合は図 8 に示すように、先端の作動リンク機構以外を平行リンク機構で連結することで、各リンクの回転中心(O, O')においても自重補償が可能である。作動リンクを 360° 回転させるには、例えば図 9 のように、支柱、揺動スライダ、作動リンクをそれぞれオフセットさせ、台座から点 O までの距離 d を作動リンク長よりも長く設定すればよい。

3・3 補償原理 図 7(a)(b)に示した CT-MGC について補償原理を説明する。図 7(a)では揺動スライダ機構と支柱は点 A の回転軸で接続されている。ばね受けはロッドを介して、点 B で作動リンクに回転軸で接続されている。圧縮ばねは、ばね受けと揺動スライダ機構上端に挟まれる形で配置されている。図 7(b)は(a)とは異なり、圧縮ばねとロッドは、揺動スライダ機構と作動リンク上の点 B の回転軸で接続されている。どちらも、ロッドが作動リンクの姿勢変化に従ってスライドし、ばね受けと揺動スライダ機構の間隔が伸縮し、圧縮ばねの伸縮を行う。圧縮ばねに必要なたわみ量は作動リンクの可動域によって、決定される。このたわみ量は、図 6 のパラメータ配置においては、

$$l_s^2 = p^2 + h^2 - 2ph \cos \theta \quad (7)$$

である。ばね定数 k は、線分 AB の長さがばねの縮み量 l_s と等しくなるようにする。作動リンクの重心が点 O から l の距離とし、作動リンクの質量を m とする。このとき、CT-MGC の幾何学関係は図 5 に示した MGC の幾何学関係と同様となり、完全な自重補償が可能である。

Fig. 6 Compression Type - MGC (CT-MGC)

(a) Upper type (b) Under type

Fig. 7 Variations of CT-MGC design

Fig. 8 2 DOF link with CT-MGC

Fig. 9 Link arrangement for interference avoidance

Fig. 10 Spring installable area of MGC

Fig. 11 Spring installable area of CT-MGC

Fig. 12 Design parameters of MGC

4. CT-MGC と MGC の性能比較

4.1 ばねの占有位置 MGC の設計上の制限は2章で示したばね定数の式(5)による。式中の m , g , l は作動リンクの機能に関するパラメータであり、変更することはできない。 p , h は MGC の機能に関するパラメータであり、作動リンク本来の性能には関係しない。そのため、 p , h によりばねの選定を行う。

p , h を大きくするとばね定数 k を小さくすることができるが、作動リンクの可動範囲を保つためにはばねの必要ストロークも伸びる。これは、現在の MGC では作動に必要なストローク l_s 分だけ、ばねのストロークを必要とするためである。一般的に、ばねのストロークを長くするためには、自然長を長くしなくてはならない。そのため、ばねの占有面積が増える問題や、重量増加の問題が生じる。

逆に、 p , h を小さくするとばね定数 k が大きくなる一方で必要ストローク l_s は縮み、ばねのストロークは小さくてすむ。しかし、ワイヤへの張力の増加、ワイヤの屈曲半径が小さくなることによる屈曲点でのワイヤの劣化、軸や屈曲点でのガタが累積することによる作動リンク手先での位置精度の低下などの問題点が生じる。そのため、機械的自重補償装置を作動リンクなどに取り付けるためには、これまでの MGC の設計から経験則的にはあるが、 p , h は作動リンク長さの 10% 程度以上を確保すると良いことが分かっている。引っ張りばねを利用した MGC の場合、図 10 の網かけ部に示した支柱の背面(1)、作動リンクと支柱の接続点間(2)、そして、作動リンク内部(3)のどこかの領域内にばねを配置しなければならない。これに対して、圧縮ばねを利用した CT-MGC は、図 11 のように作動リンクと支柱の接続点間(4)にばねを配置する必要がある。

4.2 ばね選定範囲の比較 機械的な自重補償を行う上で、MGC と CT-MGC について、補償対象となる作動リンクが決定した場合にどのようなばねが選定できるかを比較した。この選定結果を用いて任意のサイズの作動リンクに対する 2 つの自重補償装置の設計自由度を比較する。

長さ $2l$ の作動リンクに対して、その補償に必要とされるばねを考える。簡単のため、MGC は Type2、すなわち、ばねを図 4 の方法で図 10 の(3)の範囲に設置した場合に限定し、各リンクパラメータは図 12 のように取る。また、リンクの材質は密度 ρ [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$] とし、作動リンクの断面は一辺が作動リンクの 10 分の 1 の長さの正方形であると仮定する。さらに重力加速度 g も 10m/s^2 とする。このとき、MGC が必要とするばねのばね定数は、式(5)で得られる。 p と h は簡単のため等しいとし、これを次の式のように点 O から重心までの長さの α 倍に設定する。

$$p = h = \alpha l \quad (8)$$

このとき、補償に必要なばね定数 k_{MGC} は

$$\begin{aligned}
 k_{\text{MGC}} &= \frac{mg l}{p h} \\
 &= \frac{\rho \times 2l \times \left(\frac{2l}{10}\right)^2 \times 10 \times l}{(\alpha l)^2} \\
 &= \frac{4\rho}{5} \left(\frac{l}{\alpha}\right)^2
 \end{aligned}
 \tag{9}$$

となる。4・1節で述べたように、 p 、 h は機構上作動リンク長さの10分の1以上は必要である。そのため α は

$$\begin{aligned}
 \frac{1}{10} 2l &\leq \alpha l \\
 \therefore \frac{1}{5} &\leq \alpha
 \end{aligned}
 \tag{10}$$

の制限を受ける。次に、作動リンクの角度が θ 変位するために必要なワイヤの伸び量は図12の幾何関係より

$$l_s(\theta) = \sqrt{p^2 + h^2 - 2ph \cos \theta} \tag{11}$$

となる。作動リンクが左右180°可動する場合(左右で360度)を想定する。この場合

$$\begin{aligned}
 l_{s\text{MAX}} &= l_s(\pi) = \sqrt{p^2 + h^2 + 2ph} \\
 &= p + h \\
 &= 2\alpha l
 \end{aligned}
 \tag{12}$$

のストロークが必要となる。このとき、ばねの全長 $L + l_{s\text{MAX}}$ は作動リンク先端と点Bの間に収まる必要があるため

$$\begin{aligned}
 L + l_{s\text{MAX}} &= 2l - p \\
 \therefore L &= 2l - p - l_{s\text{MAX}} \\
 &= 2l - \alpha l - 2\alpha l \\
 &= l(2 - 3\alpha)
 \end{aligned}
 \tag{13}$$

ここで、ばねの自然長 L が取り得る最大値は0より大きく $2l$ 未満なので

$$\begin{aligned}
 0 &< L < 2l \\
 0 &< l(2 - 3\alpha) < 2l \\
 \therefore 0 &< \alpha < \frac{2}{3}
 \end{aligned}
 \tag{14}$$

すなわち、MGCのばね定数は、式(9)、式(12)に加えて、式(10)、式(14)から α に制限を受ける。

$$\frac{1}{5} \leq \alpha < \frac{2}{3} \tag{15}$$

次に、CT-MGCの場合を考える。この場合、式(9)と式(12)は同じであるが、ばねが作動リンク長の制限を受けないため α の制限は次式となる。

Fig. 13 Design range of spring constant of CT-MGC in comparison with MGC

$$\frac{1}{5} \leq \alpha < 2 \tag{16}$$

式(9)、式(12)と式(15)、(16)に示した α の制約条件を用いると、図13のようにMGCとCT-MGCにおけるばね定数の設計範囲を示すグラフが描ける。なお、MGC、CT-MGCともに ρl^2 は同じなので、縦軸は、ばね定数 k を ρl^2 で除した上で、常用対数を取った値とした。作動リンク長も $2l$ で等しいので、横軸は必要ストローク $l_{s\text{MAX}}$ を作動リンク長で除した値とした。

グラフにおいて曲線と水平、垂直の線で囲まれた領域の面積の広さがばね選定の自由度の高さを示している。MGCは網かけの領域のみ、CT-MGCは網かけの領域と白い領域を加えた領域になっている。領域内では、曲線AB上のばねを選定すると、そのばね定数における最も短いストローク(自然長)のばねを選定できるため、装置の軽量化・小型化に有利である。MGCのばね定数の設計範囲と比べると、CT-MGCのばね定数の設計範囲は極めて広く、設計自由度が大きいことが分かる。また、必要ストロークが長い($\alpha=2$ のときで、 $l_{s\text{MAX}}/2l=2$)ことは、パラメータ p 、 h を大きくできることを示しているため、CT-MGCがMGCよりも機械的な剛性を高める配置に対しても有利であることが分かる。

5. 実験

5・1 試作機 3、4章においてCT-MGCが機構的に従来の自重補償装置の弱点を解消しており、高剛性化による大重量補償を実現できることを示した。そこで、本章ではこの機構が正確な補償力を発揮できるかを検証する。試作機は図7(b)のように作動リンク下側にばねを配置した方式を採用した。外観を図14に、諸元を表1に示す。部品調達の制約から p と h を30mmより小さく出来なかったため、作動リンク先端に作動リンク自重(160g)の4分の1の質量の重りを取り付けて、作動リンク長さが p と h の10倍である約300mm

の場合と自重トルクが等価となるように設定した。なお、作動リンクを断面積が等しい正方形に換算すると一辺は約 35mm である。

(a) Isometric view

(b) Side view

(c) Detail of slider-crank mechanism

Fig. 14 Prototype of CT-MGC

Fig. 15 Overview of experiment for CT-MGC

Table 1 Design parameters

Name	Variable	Numeric
Length of rail	D	250mm
Total Width	W	266mm
Total Height	H	255mm
Distance between A and O	p	30mm
Distance between B and O	h	30mm
Length of spring	L	120mm
Angle of motion	θ	$0^\circ < \theta < 40^\circ$

Fig. 16 Measurement result of CT-MGC

5・2 実験 図 14 の装置は先端部に 40g の重りをつけた状態で作動リンクが補償されるように機構が設計されている。そのため、この重りを取り外した状態では常に上向きに作動リンクを跳ね上げる力が働く。実験条件は図 15 のように、作動リンク先端に 20g の重りだけを設置して、設定値より 20g 分の補償力過多状態とすることで、補償力不足の条件についても計測可能とした。

更にこの状態に、100g の重りを作動リンク先端のフックを介して接続し、ワイヤを巻き取ることによって作動リンク先端に上下方向の荷重を加えられるようにした。重りの下には 10 分の 1g まで計測可能な電子秤 (株式会社プラタ製 PS006) が設置されている。この実験環境で、作動リンクを任意の角度に設定して、作動リンクが動きだすまでワイヤを下方に引っ張り、電子天秤の値を計測した。測定範囲は作動リンクが水平状態を 0° とし、下向きに 40° まで約 5° 刻みで計測した。計測は各角度について 3 回ずつ行い、結果は平均値を用いた。

5・3 実験結果 前節の方法で測定した作動リンク先端での鉛直方向の引き上げ力を、作動リンク任意角度における作動リンク取り付け部 (図 6, 12 の点 O) を中心とした作動リンクの補償トルクに換算して図 16 に示した。図中の実線は式 (4) から求めた理論値、プロットは測定結果である。設計値と測定値はほぼ同等

になっており、最大誤差は角度 40° で5%程度であった。このことから、CT-MGC が自重補償を正確に行えていることが確認できた。

6. おわりに

本研究では、多連結シリアルマニピュレータの関節自重トルクを解消するために開発された機械的自重補償装置(MGC : Mechanical Gravity Cancellor)を、揺動スライダクランクと圧縮ばねを用いることで改善し、大重量の作動リンク自重に対しても適用可能とする新機構(CT-MGC : Compression Type-MGC)を考案した。

CT-MGC の1自由度試作機の開発によって得られた成果を以下に示す。

1. 揺動スライダクランク式の機械的自重補償装置によって、軽量コンパクトかつ、ワイヤなどの引っ張り部材を用いない自重補償を実現した。
2. スライダと圧縮ばねを利用することによって、高い機械剛性で、安全性の高い機械的な自重補償を可能とした。
3. CT-MGC のばねの配置と選定についての設計上の自由度がMGCに対して優位であることを機構解析的に明らかにした。
4. CT-MGC が正確に自重補償トルクを発生できることを実験により確認した。

文 献

- (1) Just L. Herder., Conception of balanced spring Mechanisms, *ASME Design Engineering Technical Conference 1998*.
- (2) Ulrich, N. and Kumar, V., Passive Mechanical Gravity Compensation for Robot Manipulators, *Proceedings IEEE International Conference on Robotics and Automation*, (1991-4), pp.1536-1541.
- (3) 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.
- (4) Morita, T., Shiozawa, Y., Nakai, H., Kunibara, F. and Sugano, S., Development of a Three-Dimensional Mechanical Gravity Cancellor for High-Performance Manipulators, *Proceedings of JSME Annual Conference on Robotics and Mechatronics*, Vol. 2002, No. Pt.4, (2002), pp. 2P1.H03(1)-2P1.H03(2).
- (5) Hirose, S., Ishii, T. and 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.
- (6) 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.
- (7) Hirose, S., Onishi, M., kawakami, A., and Claudio, S., Float Arm VI: Wire-Driven Weight Compensation Mechanism with Single Pulleys, *Proceedings of Annual Conference of the Robotics Society of Japan*, Vol.23, (2005), pp.3A17.
- (8) Morita, T., Design theory of Mechanical Gravity Cancellor and its application techniques for motion assist devices, *Journal of the Society of Biomechanisms*, Vol. 30, No.4, (2006), pp.200-204.
- (9) Umeda, M., Iida, N., Namikawa, K. and Kubota, S., Development of Watermelon Harvesting Robot "STORK", *Proceedings of JSME Annual Conference on Robotics and Mechatronics*, Vol. A, No.940-21, (1997), pp. 41-42.
- (10) Kanemaru, K. and Morita, T., Endoscopic Sinus Surgery Support Mechanism with Mechanical Impedance Characteristics for High Accuracy Positioning(Mechanical Systems), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers*, C, Vol.73, No.730, (2007), pp.1769-1776.
- (11) 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.