

# 自己収束型セルフロック機構

○栢分 峻汰郎, 阿部 一樹, 渡辺 将広, 多田隈 建二郎, 田所 諭 (東北大学)

## Self - Converging and Self -Locking Mechanism

○Ryotaro KAYAWAKE, Kazuki ABE, Masahiro WATANABE,

Kenjiro TADAKUMA, and Satoshi TADOKORO (Tohoku University)

Abstract: In this study, the self-converging and self-locking mechanism is proposed. It is a spring-balancing type load compensation mechanism which is consisted of a spring with a coefficient that varies according to load and can respond to load fluctuations.

### 1. はじめに

産業用ロボットなどに用いられるマニピュレータには自重や搬送物に由来する大きな負荷が生じる。大きな負荷に対抗しながら作業を行うためには、アクチュエータの容量を大きくするなどの解決策があるが、エネルギー効率の悪化や、停電などに起因する電力消失によるリスクの存在が欠点として挙げられる。その他の解決策として負荷を相殺することで、エネルギー効率を改善する荷重補償機構が幅広く用いられている。

荷重補償機構は、大きくカウンタウェイト方式とスプリングバランス方式に分類される[1][2]。カウンタウェイト方式は、負荷とは別の荷重を追加し、図 1(a)に示すように支持点 $O$ の両側の荷重によるモーメントを釣り合わせる手法である。一方スプリングバランス方式は図 1(b)に示すように負荷のポテンシャルエネルギーをばねのポテンシャルエネルギーに変換する手法である。しかし、図 1 に示す荷重補償機構によって相殺できる荷重は、動作を通して一定かつ既知である必要がある。したがって、物体の把持などにより負荷が変動する場合や、多関節化の影響で各関節の姿勢に応じて相殺すべき荷重が変動してしまう場合においては、図 1 に示す荷重補償機構では本来の機能を発揮することが困難となる[3][4][5][6]。以上のことから、荷重変動や姿勢変動に対応可能な荷重補償機構の研究が長年にわたって行われている。

本研究では、基本的な機械要素から負荷に応じて変動するばね係数を持つばねを構成し、荷重変動に対応できるスプリングバランス方式の荷重補償機構として、自己収束型セルフロック機構を提案する。なお、セルフロックの由来は、平衡点が負荷によらず一定で、負荷側から平衡点を移動させることができないことに由来する。

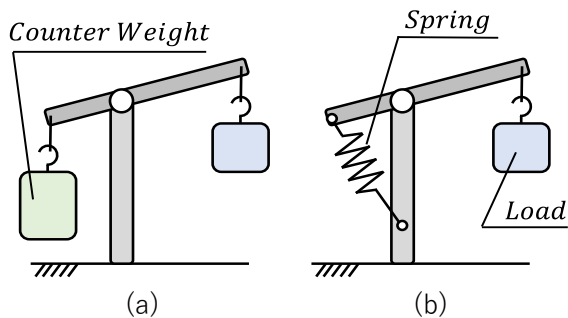


図 1 基本的な荷重補償機構

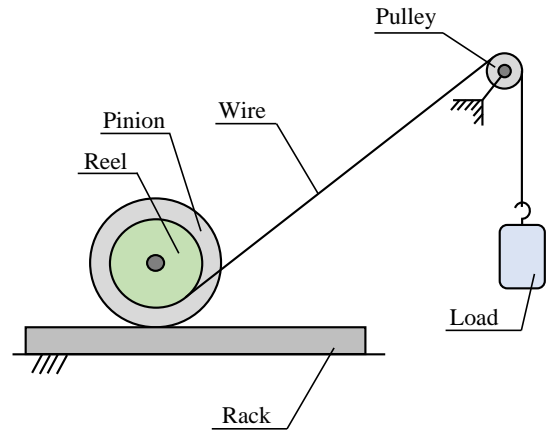


図 2 自己収束型セルフロック機構の構成

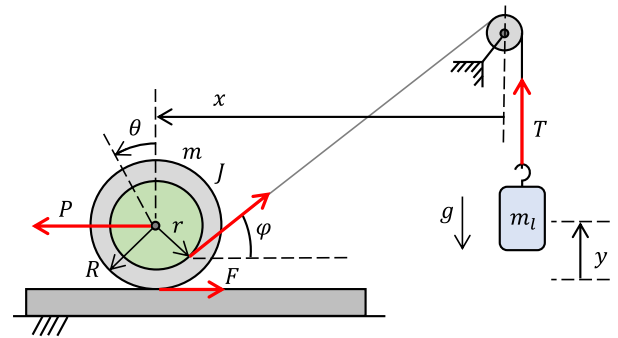


図 3 提案機構の固有パラメータ

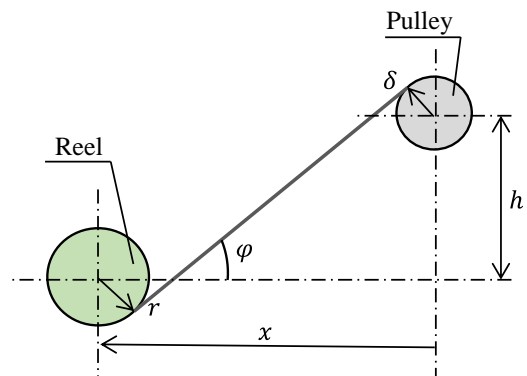


図 4 角度 $\varphi$ を決定するパラメータ

## 2. 自己収束型セルフロック機構

### 2.1 機構の概要と構成要素

提案する自己収束型セルフロック機構の構成要素について図2に示す。自己収束型セルフロック機構は主に1組のラック&ピニオン、リール、リールに巻き付くワイヤおよび滑車で構成される。また機構に影響する各パラメータは図3および図4に示すように定義する。提案機構は荷重 $m_l$ に比例して硬くなるばねが取り付けられた1自由度振動系に対応しており、平衡点の位置が荷重によらず一定値になる。また荷重を大きくしても平衡点の位置が移動しないことから提案機構にはセルフロック性があると考えられる。

### 2.2 動作原理

自己収束型セルフロック機構は荷重に比例するばね定数に由来するばね性とセルフロック性を有する。本節では静力学の観点から上記の性質を導出する。ラック・ピニオン間にはたらく抗力の水平成分を $F$ 、ワイヤにはたらく張力を $T$ 、ピニオンの質量を $m$ 、慣性モーメントを $J$ 、負荷質量を $m_l$ 、重力加速度を $g$ 、ラックの表面とワイヤのなす角を $\varphi$ とするとピニオンの水平方向と回転方向の運動方程式および負荷質量の鉛直方向の運動方程式は

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = -T \cos \varphi - F + P \quad (1)$$

$$J \frac{d^2 \theta}{dt^2} = RF + Tr \quad (2)$$

$$m_l \frac{d^2 y}{dt^2} = T - m_l g \quad (3)$$

により与えられる[7]。力 $P$ により全荷重がつりあう場合、(1)~(3)式の左辺は0になるため

$$-T \cos \varphi - F + P = 0 \quad (4)$$

$$RF + Tr = 0 \quad (5)$$

$$T - m_l g = 0 \quad (6)$$

がなりたつ。(4)~(6)式から力 $F$ と張力 $T$ を消去すると

$$P = m_l g \left( \cos \varphi - \frac{r}{R} \right) \quad (7)$$

が得られる。したがって

$$\cos \varphi_e = \frac{r}{R} \quad (8)$$

を満たす角度 $\varphi = \varphi_e$ では力 $P = 0$ でも力がつりあうことが分かる。

$P = 0$ における平衡点を $x = x_e$ とする。 $x = x_e$ となる位置にピニオンがある場合、幾何的に

$$h + (r + \delta) \cos \varphi_e = \{x_e - (r + \delta) \sin \varphi_e\} \tan \varphi_e \quad (9)$$

がなりたつ。(8)、(9)式から $\varphi_e$ を消去することで平衡点 $x_e$ は

$$x_e = \frac{R}{\sqrt{R^2 - r^2}} \left( \frac{rh}{R} + r + \delta \right) \quad (10)$$

によりもとまる。つまり平衡点は荷重 $m_l$ によらず一定となる。これは荷重側から平衡点 $x_e$ を移動させることができないことを意味しており、提案機構が摩擦に由来しない幾何的なセルフロック性を有すると捉えることができる。また、(9)式を $\cos \varphi_e$ について解くことにより

$$\cos \varphi_e = \frac{-h(r + \delta) + x_e \sqrt{h^2 + x_e^2 - (r + \delta)^2}}{h^2 + x_e^2} \quad (11)$$

が得られる。同様の手順で平衡点以外における角度 $\varphi$ は $x$ の関数として

$$\cos \varphi = \frac{-h(r + \delta) + x \sqrt{h^2 + x^2 - (r + \delta)^2}}{h^2 + x^2} \quad (12)$$

により与えられる。平衡点からの位置の変化 $\tilde{x} = x - x_e$ とリール半径 $r$ および滑車半径 $\delta$ が、 $h, x_e$ に対して十分小さく、相対的にそれらの2次以上の項を無視すれば

$$\cos \varphi \cong \cos \varphi_e + \frac{h}{(h^2 + x_e^2)^2} \left\{ 2x_e(r + \delta) + h \sqrt{h^2 + x_e^2} \right\} \tilde{x} \quad (13)$$

となる。(7)、(8)、(13)式から $\cos \varphi$ と $\cos \varphi_e$ を消去すると

$$P = \frac{m_l g h}{(h^2 + x_e^2)^2} \left\{ 2x_e(r + \delta) + h \sqrt{h^2 + x_e^2} \right\} \tilde{x} \quad (14)$$

が得られる。(14)式の定数部分を

$$k = \frac{m_l g h}{(h^2 + x_e^2)^2} \left\{ 2x_e(r + \delta) + h \sqrt{h^2 + x_e^2} \right\} \quad (15)$$

とおくと、

$$P = k \tilde{x} \quad (16)$$

となり、提案機構がばね定数 $k$ の線形ばねの特性を有すると考えられる。また(15)式より、提案機構のばね定数 $k$ が荷重 $m_l$ に比例することが分かる。以上のことから、提案機構が荷重に比例したばね定数を有する線形ばねとみなすことができる。

## 3. 動作検証実験

動作検証に用いる実験装置の構成を図5に、実機の外観を図6に、実機の詳細を図7にそれぞれ示す。機構の両側にはおもりがついており、吊り下げのおもりの質量 $m_u$ を変化させることで荷重 $m_l$ と力 $P$ を変化させることができる。質量 $m_u$ と力 $P$ の間には

$$P = m_u g \quad (17)$$

の関係がある。変位 $\tilde{x}$ はピニオンに取り付けたロータリーエンコーダの回転角を基に算出する。計算に用いた実験装置のパラメータを以下に示す。

- ・リール半径 $r$  13 mm
- ・プーリ半径 $\delta$  6.5 mm
- ・ピニオンのピッチ円半径 $R$  18 mm
- ・リール-プーリ間の鉛直距離 $h$  392.5 mm
- ・計測分解能 0.1 mm

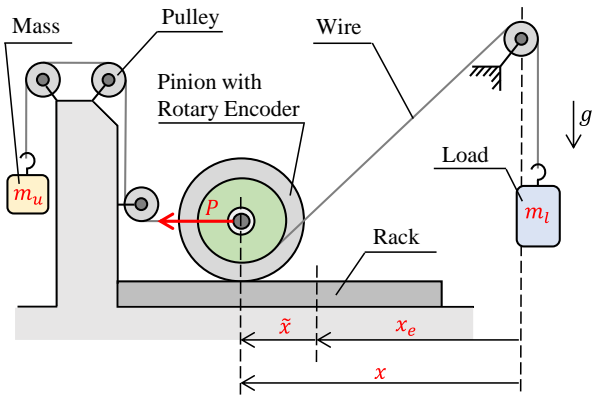


図5 実験装置の構成

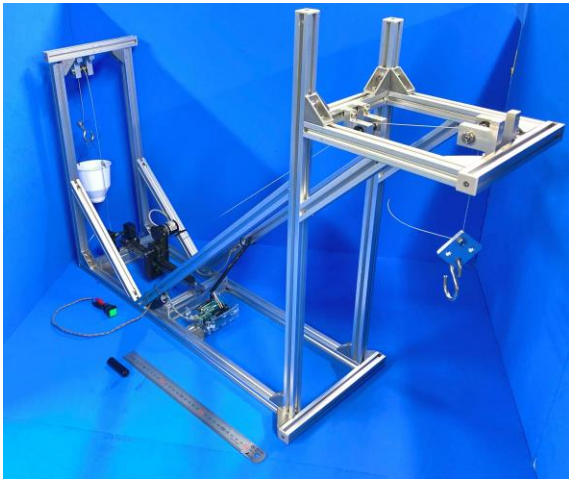


図6 実験装置の実機外観

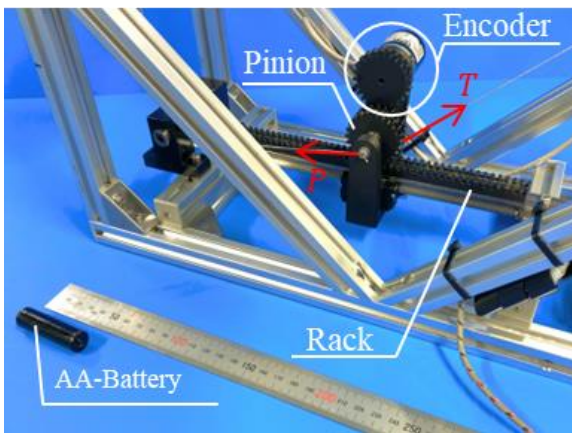


図7 実験装置の実機詳細

### 3.1 荷重に対応する平衡点の測定

提案機構のセルフロック性を確認するために、図5の左側にある質量を取り除き、 $P = 0$ における荷重と平衡点 $x_e$ の関係を調べる。実験では、荷重を加え、ピニオンを平衡点の理論値から+100 mm程度動かした位置から静かに手をはなし、ピニオンが運動を停止した位置

を平衡点 $x_e$ の計測値とした。実験により得られた荷重 $m_l$ と平衡点 $x_e$ の関係について図8に示す。図8より、荷重 $m_l$ が3 kgより大きい場合、平衡点 $x_e$ が荷重 $m_l$ によ

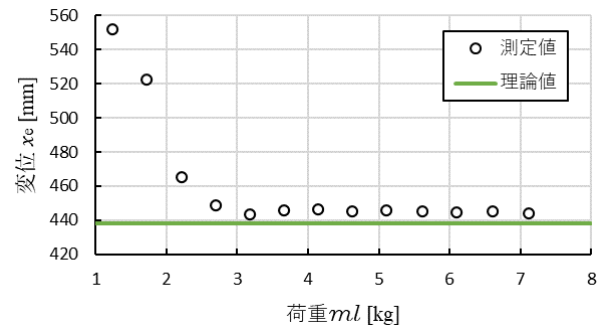


図8 荷重 $m_l$ と平衡点 $x_e$ の関係

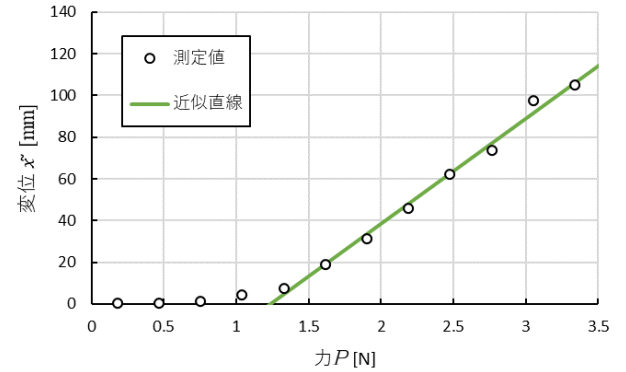


図9 力 $P$ と変位 $\tilde{x}$ の関係

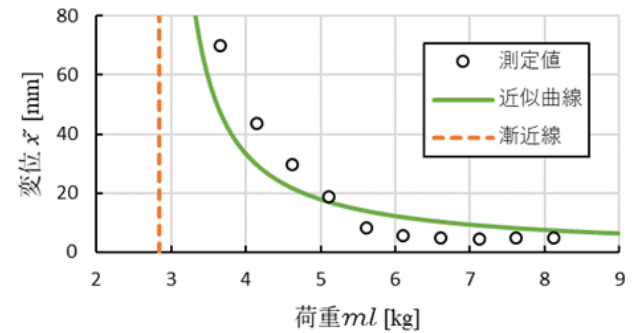


図10 荷重 $m_l$ と変位 $\tilde{x}$ の関係

らず一定値に収束することが分かる。荷重が3 kgより小さい場合は、平衡点を迎える前にラックとピニオンの間にはたらく摩擦と荷重 $m_l$ がつりあうことで理論値と比較して大きな誤差が生じたと考えられる。平衡点 $x_e$ の理論値と計測値の間の誤差はリール半径 $r$ の誤差によるものだと考えられる。これはリール半径 $r$ の1 mmの誤差が平衡点 $x_e$ の50 mm以上の誤差に変換されることや、ワイヤが巻き付くことで寸法が変動しやすいことに起因する。

### 3.2 力 $P$ に対応する変位 $\tilde{x}$ の計測

荷重 $m_l$ が一定の場合に提案機構が線形ばねの特性を有することを確認するために、力 $P$ と対応する変位 $\tilde{x}$ の関係を調べる。実験では、ピニオンが静止した状態で質量 $m_u$ を追加し、再度静止したときの変位 $\tilde{x}$ を測定した。なお、一定荷重の値を $m_l = 3.18$  kgとした。また、 $\tilde{x}$ の計算に用いる平衡点 $x_e$ の値は(10)式から計算される理論値とした。実験により得られた力 $P$ と変位 $\tilde{x}$ の関係を

図 9 に示す。実験データをもとに帰納的に求めたばね定数 $k$ は $0.025$  [N/mm]であり、実験装置のパラメータから(15)式を用いて求めた $0.020$  [N/mm]とオーダーが一致した。理論値との誤差が生じた要因は(13)式の線形近似によるものが挙げられる。また $P = 1.3$  [N]以下で変位 $\tilde{x}$ がほとんど生じない要因として、ラックとピニオンの間にはたらく静止摩擦が挙げられる。

### 3.3 荷重 $m_l$ に対応する変位 $\tilde{x}$ の計測

提案機構のばね定数 $k$ が荷重 $m_l$ に比例して増加することを確認するために、荷重 $m_l$ と変位 $\tilde{x}$ の関係を調べる。質量 $m_u$ が一定の場合、力 $P$ は一定であることと、(15)式より、提案機構のばね定数 $k$ が荷重 $m_l$ に比例することから、(16)式を変形して

$$\tilde{x} = \frac{P}{k} \propto \frac{1}{m_l} \quad (18)$$

が得られる。すなわち質量 $m_u$ が一定のとき、変位 $\tilde{x}$ は荷重 $m_l$ に反比例する。実験では、ピニオンが静止した状態で質量 $m_l$ を追加し、再度静止したときの変位 $\tilde{x}$ を測定した。なお、質量 $m_u$ は $m_u = 0.16$  kg で一定とした。また、 $\tilde{x}$ の計算に用いる平衡点 $x_e$ の値は(10)式から計算される理論値とした。実験により得られた荷重 $m_l$ と変位 $\tilde{x}$ の関係を図 10 に示す。実験結果からは荷重 $m_l$ と変位 $\tilde{x}$ の間におおよそ反比例の関係があることが読み取れる。また、測定値は縦軸方向の漸近線が $m_l = 2.84$  kg に現れた。これはラックとピニオンの間にはたらく静止摩擦により、一定以上の荷重 $m_l$ を与えないと、変位 $\tilde{x}$ に変化が生じないためだと考えられる。

## 4. おわりに

本研究では、負荷に比例するばね係数を持つばねを有するスプリングバランス方式の荷重補償機構として自己収束型セルフロック機構を提案した。動作検証実験からは、上記に示した提案機構の特性が妥当であることが明らかとなった。

今後は可動域の増加や、幾何的に生じるセルフロックの産業分野への適用などを目指す。

## 参考文献

- [1] 武居直行：“省エネ・安全のための重力補償機構”，日本ロボット学会誌，Vol.29, No.6, pp.508–511(2011)
- [2] 遠藤玄，山田浩也，矢島明，尾形勝，広瀬茂男：“非円形プーリーバネ系による自重補償機構と4節平行リンク型アームへの適用”，日本ロボット学会誌，Vol.28, No.1, pp.77–84(2010)
- [3] Shigeo Hirose, Richard Chu：“Development of a Lightweight Torque Limiting M-Drive Actuator for Hyper-Redundant Manipulator Float Arm”，Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics & Automation Detroit, Michigan, pp.2831–2836(1999-5)
- [4] 金田一輝，森田寿郎：“任意荷重に対する受動的調整機能を備えた機械式自重補償装置の実現”，日本機械学会論文集，Vol.83, No.856, pp.1–14(2017)
- [5] 山田泰之，長坂俊，森田寿郎：“機械的荷重補償装置の開発”，日本機械学会論文集(C編)，77巻，777号，pp.2042–2051(2011-5)
- [6] 玉本拓巳，岩村竜之介，榎田優貴：“遊星歯車機構

を用いた荷重補償機構の開発”，第41回日本ロボット学会学術講演会講演予稿集(2023)

- [7] 黒須茂：“人間によって操作される一力学系(ヨーヨー操作)の運動解析”，計測自動制御学会論文集，第14巻，3号，pp.61–66(1981)