T2R2 東京工業大学リサーチリポジトリ
Tokyo Tech Research Repository

論文 / 著書情報
Article / Book Information

論題	非円形プーリーバネ系による自重補償機構パラレルリンクマニピュレータへの適用
Title	
著者	遠藤玄, 広瀬茂男
Author	Gen Endo, SHIGEO HIROSE
掲載誌/書名	ロボティクス・メカトロニクス講演会2008予稿集, Vol. , No. , 1A1-G20
Journal/Book name	, Vol. , No. , 1A1-G20
発行日 / Issue date	2008, 6
URL	http://www.jsme.or.jp/publish/transact/index.html
権利情報 / Copyright	本著作物の著作権は日本機械学会に帰属します。
Note	このファイルは著者（最終）版です。 This file is author (final) version.

Powered by T2R2 (Tokyo Institute Research Repository)

非円形プーリ–バネ系による自重補償機構

パラレルリンクマニピュレータへの適用

A Weight Compensation Mechanism with a Non-Circular Pulley and a Spring

Application to a Parallel Link Manipulator

○　遠藤 玄（東工大院）　　正　広瀬 茂男（東工大院）

Gen ENDO, Tokyo Institute of Technology, gendo@sms.titech.ac.jp
Sigeo HIROSE, Tokyo Institute of Technology, hirose@mes.titech.ac.jp

We propose a new weight compensation mechanism with a non-circular pulley and a spring. We show the basic principle and numerical design method to derive the shape of the non-circular pulley. After demonstration of the weight compensation for an inverted/ordinary pendulum system, we extend the same mechanism to a parallel link manipulator, analyzing the required torques with Jacobian matrices. Finally, we carry out hardware experiments.

Key words: Non-circular Pulley, Weight Compensation Mechanism, Balancer, Parallel Link Manipulator

1　はじめに

産業用ロボットではマニピュレータの自重を補償するためバランサと呼ばれるバネにより関節トルクを補償している．しかしながら実用化されている補償機構の多くはピーク関節負荷トルクを減少させるものの補償範囲は限られていた．本報では非円形プーリとバネにより，広い可動範囲にわたり自重補償する機構を提案する．特に非円形プーリの形状を選ぶことで（1）補償トルクプロファイルを自由に設定し得る（2）非線形を含むさまざまな種類のバネを選択でき，設計自由度が高いなどの点が先行研究 [1] と異なる点である．

2　原理

1 自由度振子系の自重補償を考える（図 1）．振子の角度 θ とバネ力 F，プーリ半径 $r(\theta)$ が次に示す θ についての恒等式を満たせば，あらゆる角度 θ で関節トルクゼロの完全バランス系になる．

$$F \cdot r(\theta) \;=\; mgl\sin\theta \tag{1}$$

ここで m, g, l はそれぞれ先端質量，重力加速度，リンク長さを表す．式 (1) では右辺に先端質量によるトルクを設定しているが，任意のトルクプロファイル $\tau(\theta)$ を設定しうる．

$$F \cdot r(\theta) \;=\; \tau(\theta) \tag{2}$$

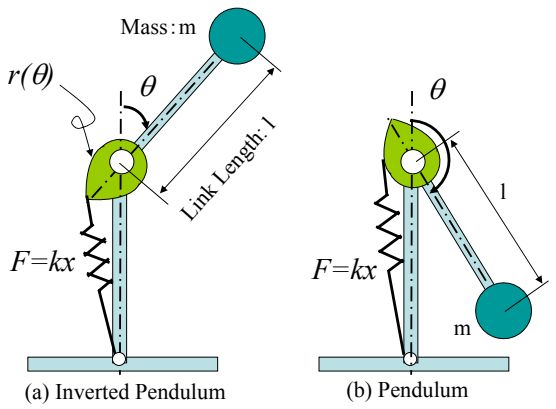

Fig. 1　Weight compensation mechanism with a non-circular pulley and a spring

3　非円形プーリの設計

非円形プーリを数値的繰り返し計算により設計する．導出のアルゴリズムは文献 [2] を基本とし，任意のトルクプロファイルを設定できるように拡張した．手順を以下に示す．

1. 図 2 に示す構造変数 a, b，初期角度 θ_0，トルクプロファイル $\tau(\theta)$ を定める．
2. バネ定数 k，自然長 x_0，初張力 F_0 を定める．このときバネ力 F はたわみを x として，$F = k(x - x_0) + F_0$ である．
3. バネが最大たわみ x_{max} にある状態から設計する．プーリ初期半径を $r_0 = \tau(\theta_0)/F_{max}$ とおく．
4. 図 2 に示すように，バネの支持点 P_0 から中心 O，半径 r_0 の円に接線 l_0 を引き，Y 軸との交点を C_0 とする．
5. $\overline{OP_0}$ を半径とする円弧状に P_0 から一定角 $\Delta\theta$ ごとに点 $P_1, P_2, \ldots, P_n$ を可動範囲 $(\theta_0 \le \theta \le \theta_{max})$ の区間で定義する．これはプーリ曲線を描くため，プーリのほうではなく，バネの支持点 P_i を回転中心 O のまわりに逆回転し，バネ端部のベルト（ワイヤ）をプーリからほどいてゆくという解析手順をとるためである．
6. 接線 l_0 上の任意点 α を定め，そのときの線分 $\overline{\alpha P_1}$ 間に張られるバネのたわみ量 x_α と，直線 αP_1 の原点 O からの距離 r_α を求める．このうち点 α から張られるばねのたわみ量の変化は，プーリに巻きついている部分が延性の無視 できるベルトであるので $(\overline{\alpha P_0} - \overline{\alpha P_1})$ と

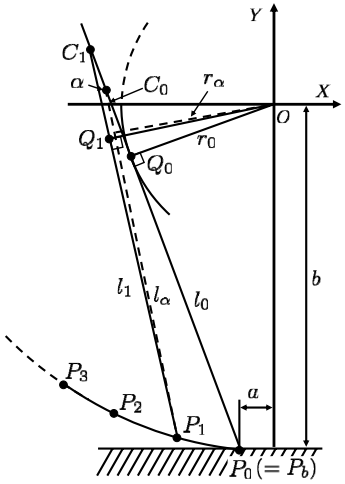

Fig. 2　Procedure to derive the non-circular pulley

なり，結局たわみ量は $x_\alpha = x_{max} - (\overline{\alpha P_0} - \overline{\alpha P_1})$ となる．このときバネ力は $F_\alpha = k \cdot x_\alpha + F_0$ である．

7. $F_\alpha \cdot r_\alpha$ が設定したトルクプロファイル $\tau(\theta)$ と一致するまで点 α の位置をシフトしてゆく演算を収束計算によって行う．
8. この点 α の位置を C_1 とし，多角形近似するプーリ輪郭の第 1 頂点とする．
9. 直線 $\overline{C_1 P_1}$ 上に新たに点 α を想定し，この点 α と点 $P2$ とについて 6.〜8. の計算を繰り返し C_2 を求める．
10. バネのたわみ量がゼロ，あるいは $\theta = \theta_{max}$ となるまで上記手法を繰り返す．

上記の例では初張力のある線形バネを用いたが，非線形バネであってもよい．また $\Delta\theta \geq 0$ としてベルトをプーリからほどく方向で解析しているが，$\Delta\theta \leq 0$ として巻きつく方向で求めることも可能である．（この場合初期たわみが最小たわみとなる．）

このプーリ設計手法は数値的解法であり収束性が保証されてはいない．したがって，各パラメータの設定によっては解が発散したり，極端にプーリ径が大きくなったりする場合もあるが，反面，解析的手法に比して制約が少ないため様々な種類のバネや構造変数の設定が可能であり，自由度の高い設計を検討できる．

4　1 自由度系原理検証実験

検証実験として図 1 に示した倒立振子・単振り子の各々の自重補償を行う．先端質量 0.5[kg], リンク長 0.5[m] として設計した．用いたバネはステンレス引っ張りバネ（ミスミ製型番：ACM12-100, $k = 1.15[N/mm]$, $F_0 = 14.71[N]$, $x_{max} = 75.21[mm]$）である．自重補償範囲がなるべく大きくなるよう試行錯誤により各構造パラメータを設定した．前節のアルゴリズムにより得られた非円形プーリの形状およびその 3DCAD モデルを倒立振子，単振り子それぞれ図 3，4 に示す．設計上の自重補償範囲は各々 18〜90[deg], 90[deg]〜169[deg] であり，理論上この間の角度 θ であればどこでも停止保持できる．

実験の様子を添付動画に，バネ秤を用いて測定した回転軸周りのトルクを図 5 示す．実際はワイヤに直径があること，バネ定数にばらつきがあることなどにより，θ に依存せずどこでも釣り合うようには調整できなかったが，倒立振子・単振り子とも最大トルクのおよそ 10 分の 1 以下にトルクが抑えられ，十分自重補償されていることが分かる．[*1]

5　2 自由度平行リンクアームの自重補償

次に図 6 に示す平行リンクアームの自重補償を考える．今までにカウンターウェイトによる自重補償機構が提案されており [3]，姿勢によらず重心位置が一定になることからサスペンションを持つバギー車両上で用いるのに有効である．一方で鉛直軸周りのイナーシャが増加し，高速な旋回は難しくなる．もしベース部を固定できるのであれば本報で提案する自重補償機構の方が，より軽量になり，高い応答性が期待できる．それでは 2 自由度アームに対し，補償すべき関節トルクは各々どのような値になるであろうか？2 自由度が相互干渉しないであろうか？

仮想仕事の原理を用いて考える（図 7）．リンク 2 を固定し，リンク 1 のみ微小変位させた場合を考えると（図 7 左），先端質量は図示する回転中心周りに $\Delta\theta_1$ だけ回転する．同様にリンク 1 を固定し，リンク 2 のみ微小変位させた場合を考えると（図 7 右），先端質量は図示する関節周りに $\Delta\theta_2$ だけ回転する．このことから，先端質量の変位は θ_1 と θ_2 各々独立であることが分かり，各自由度ごとに非円形プーリで自重補償を行えば良いことになる．

解析的に自重補償トルクを求めるため，リンク質量も含めアームを 6 質点系でモデル化する（図 6）．よく知られるように関節トルクベクトル $\boldsymbol{\tau}$ と外力ベクトル $\mathbf{F}$ の関係はヤコビ行列 $\mathbf{J}(\theta)$ を用いて次式で表される．

$$\boldsymbol{\tau} = \mathbf{J}^{\mathbf{T}}(\boldsymbol{\theta})\,\mathbf{F} \tag{3}$$

各質点へのヤコビ行列を各々求め，鉛直下向きの重力を外力とみなすことで関節トルクベクトルを求めることができる．例えば先端位置 $\boldsymbol{p}_4$ に質量 M がある場合，その位置ベクトル，ヤコビ行列は各々，

$$\boldsymbol{p}_4 = (l_1 \sin\theta_1 - l_3 \sin\theta_2,\ l_1 \cos\theta_1 - l_3 \cos\theta_2)^T \tag{4}$$

$$\mathbf{J}(\boldsymbol{\theta}) = \begin{pmatrix} l_1 \cos\theta_1 & -l_3 \cos\theta_2 \\ -l_1 \sin\theta_1 & l_3 \sin\theta_2 \end{pmatrix} \tag{5}$$

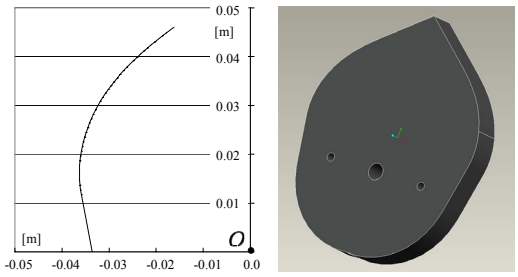

Fig. 3　Non-circular Pulley for the inverted pendulum

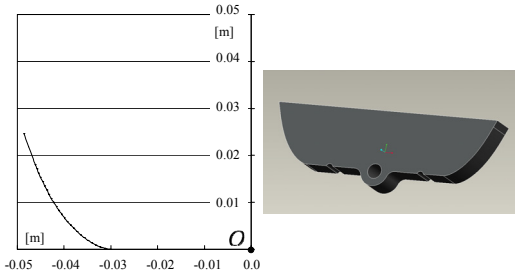

Fig. 4　Non-circular Pulley for the pendulum

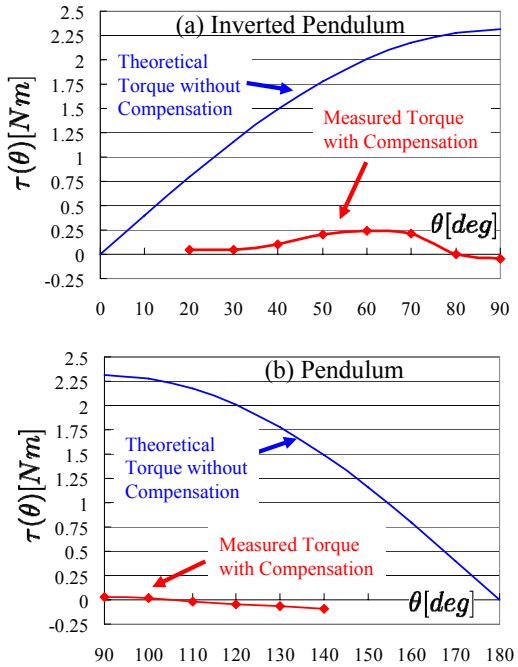

Fig. 5　Experimental results

[*1] なお単振り子の可動範囲はリンクとベース部，またはバネ外径とプーリの干渉により設計より小さくなっている．

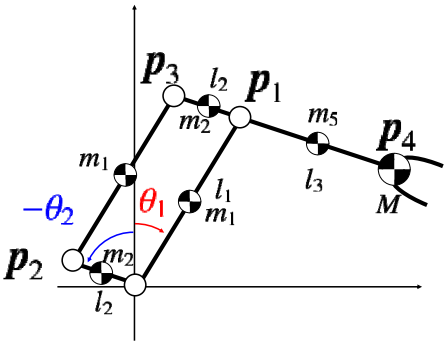

Fig. 6　2 DOF parallel link arm

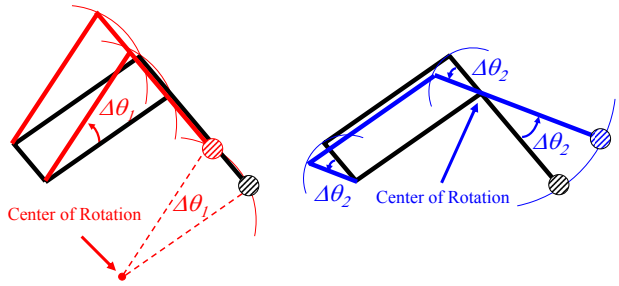

Fig. 7　Principle of virtual work for the parallel link arm

となり，関節に働くトルクベクトル $\boldsymbol{\tau} = (\tau_1, \tau_2)^T$ は次のように求まる．

$$\begin{pmatrix} \tau_1 \\ \tau_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} l_1 \cos\theta_1 & -l_1 \sin\theta_1 \\ -l_3 \cos\theta_2 & l_3 \sin\theta_2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 0 \\ -Mg \end{pmatrix} \tag{6}$$

$$\therefore \begin{pmatrix} \tau_1 \\ \tau_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} Mgl_1 \sin\theta_1 \\ -Mgl_3 \sin\theta_2 \end{pmatrix} \tag{7}$$

以下，同様にして各質点についてトルクを求めると，その合計は次式になる．

$$\begin{pmatrix} \tau_1 \\ \tau_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} (m_1 + m_2 + m_5 + M)gl_1 \sin\theta_1 \\ \{(m_1 + m_2)l_2 - (\frac{1}{2}m_5 + M)l_3\} \sin\theta_2 \end{pmatrix} \tag{8}$$

τ_1 は θ_1 のみの関数であり θ_2 には依存しておらず，また τ_2 についても同様であることから，仮想仕事の原理で直感的に得られた 2 自由度の独立性が解析的にも支持された．

6　2 自由度平行リンクアーム自重補償実験

第 4 節で製作した非円形プーリをそのまま用いて平行リンクアームの自重補償を行う．リンク長さは各々 $l_1 = l_3 = 0.5[m]$, $l_2 = 0.2[m]$, 先端質量は $0.5[kg]$ であり，各リンク質量は無視できるものとした．

実験の様子を図 8（および添付動画）に示す．1 自由度アームの場合と同様，可動範囲内すべての点で静止させることは出来なかったが，先端質量をほとんど感じず，空中に浮遊しているように軽快な操作が可能であった．

$(\theta_1, \theta_2) = (45, -45)[deg]$ の手先位置を絶対座標系の原点とおき，$0.1[m]$ 間隔の格子点でアーム先端が押す力を X, Y 方向各々バネ秤により計測した．結果を表 1 に，その値をベクトルとして図示したものを図 9 に示す．比較のため先端に負荷した質量 $0.5[kg]$ を付記すると，可動範囲中央付近では十分小さいことが分かる．可動範囲外側に近づくにつれて自重補償の精度が低下しているが，これはバネ外径とプーリが干渉していること，ワイヤ径が影響していること，リンク質量を考慮していないことなどが考えられる．しかしながら最悪値でも大きさで 60% 以上の力が補償されており，本機構の有効性が理解できる．今後より詳細な設計を行えば大きく改善することが可能である．

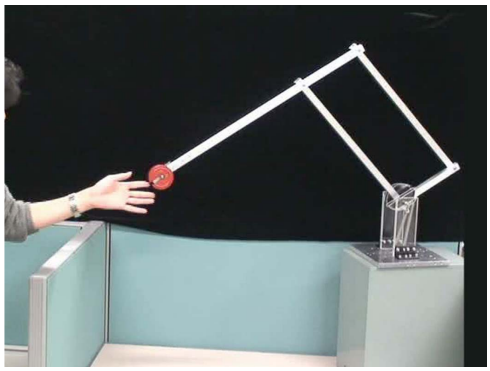

Fig. 8　Experiment on 2 DOF parallel link arm

Table 1　Experimental result of acting force

End Mass Position [m]	−0.2	−0.1	0.0	0.1	0.2	Force Direction
0.2	−1.32	−0.49	0.00	0.05	1.18	Fx
	0.94	0.45	0.16	0.00	−0.10	Fy
0.1	−0.34	−0.05	0.20	0.29	1.18	Fx
	0.94	0.45	−0.10	−0.34	−0.39	Fy
0.0	0.10	0.10	0.29	0.44	1.27	Fx
	1.23	0.10	−0.39	−0.59	−0.69	Fy
−0.1	0.88	0.78	0.54	0.59	1.37	Fx
	0.98	0.00	−0.39	−0.83	−0.83	Fy
−0.2	1.67	1.27	0.98	0.83	1.47	Fx
	0.69	0.00	−0.59	−0.93	−1.18	Fy

Unit: [N]

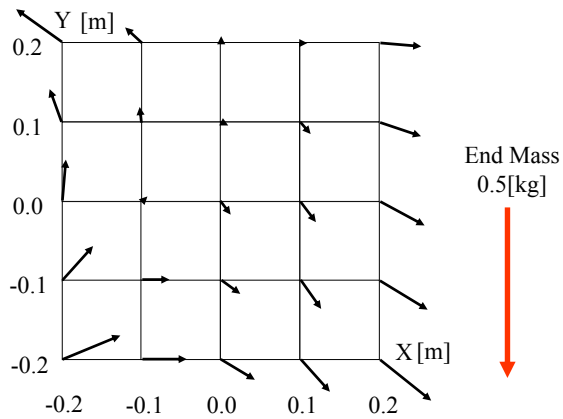

Fig. 9　Experimental result (force vectors)

7　まとめ

本論文では非円形プーリとバネによる自重補償機構を提案した．またこれを 2 自由度平行リンクアームに適用しその有効性を確認した．今後はアクチュエータを持つマニピュレータに適用しその有効性を議論する．

参考文献

[1] 森田寿郎, 栗原史好: “機械的自重補償装置”, 特開 2003-181789

[2] 広瀬茂男, 生田幸士, 佐藤光一: “形状記憶合金アクチュエータの開発（σ 機構の導入による出力特性の改善）”, 日本ロボット学会誌, Vol.4, No.6, pp.618-628, 1990

[3] Yuki Tojo, Paulo Debenest, Edwardo F. Fukushima, Shigeo Hirose: “Robotic System for Humanitarian Demining Development of Weight-Compensated Pantograph Manipulator”, Proc. of Int. Conf. on Robotics and Automation, pp.2025-2030, 2004