

# 非円形スプール機構による可変非線形剛性の実現と 剛性プロファイルの切り替え軌道の最適設計

シュミット ニコラ\*, 岡田 昌史\*

## Realization of nonlinear stiffness using a non circular spool mechanism and optimal design of the transition trajectory of the stiffness profile

Nicolas SCHMIT\* and Masafumi OKADA\*

\*Department of Mechanical Sciences and Engineering, Tokyo Institute of Technology  
2-12-1 Ookayama, Meguro-ku, Tokyo 152-8550, Japan

In this paper, we propose a mechanism which realizes a nonlinear rotational spring from a linear translational spring. Using an actuator, it is possible to switch between two different nonlinear stiffness profiles that can be designed independently. This mechanism is based on two non-circular spools, a differential mechanism, and an actuator used to change the stiffness. The first spool realizes the two nonlinear stiffness profiles, while the second spool is used to adjust the tension of the spring when switching the stiffness profile. We detail the conditions under which a nonlinear stiffness profile can be realized by a noncircular spool, and propose a method to correct the stiffness profiles when they are not realizable. We show that through the design of the second non-circular spool (the one used to adjust the tension of the spring) it is possible to optimize the transition from one stiffness profile to the other one so that the torque of the actuator is minimized. We show an example of design for the suspension of a legged robot where the nonlinear spring can be changed from a hardening profile to a softening profile, the profile transition being optimized in order to minimize the actuator torque.

**Key Words** : Nonlinear spring, nonlinear stiffness, optimal design, robot

### 1. はじめに

ロボットの関節に可変剛性アクチュエータ (Variable Stiffness Actuator (VSA)) を設置すると、関節の剛性を変更することによって機構の固有周波数や衝撃吸収の特性などを調整することが可能となる。そのため、これまでに様々な VSA が提案された<sup>(1)~(5)</sup>。ロボットが動くとき、VSA のばねは運動エネルギーの一部を弾性エネルギーとして蓄積し、そのエネルギーはロボットが加速する際に再利用できるため、電源に必要なエネルギー量を減少させることができると考えられる。ただし、エネルギーの蓄積・解放を効率よく行うために、VSA の剛性係数を運動の特性 (速度など) に応じて適応する必要がある。また、任意の運動を対象とすれば、これは『非線形剛性』の設計を要求する。これまでに提案された VSA の中で、非線形な剛性プロファイルを実現する機構<sup>(4) (5)</sup>があるが、全体の可動領域における剛性プロファイルを調整することは困難である。すなわち、関節の中央位置における剛性が自由に変更できるが、その剛性を変更するとき、中央位置以外の剛

性がどのように変化するか自由に選択できない。

その問題を回避するために、全体の可動領域における非線形剛性プロファイルを切り替えることができる機構を提案する。参考文献<sup>(6)</sup>に紹介した非円形スプール機構を用いて2つの非線形剛性プロファイルを実現し、その機構にアクチュエータと差動機構とばねの伸びを調整するスプールを導入することによって、1つの剛性プロファイルから他の剛性プロファイルに切り替えることが可能になる。また、2次スプールを設計することにより、剛性プロファイルの切り替え方も設計可能となる。まず、機構の構造を示し、機構の設計における拘束条件について説明する。次に、切り替え軌道の最適設計について説明する。最後に、脚ロボットに搭載された機構において、アクチュエータのトルクを最小化する切り替え軌道の設計を行う。

### 2. 非円形スプールによる非線形剛性の実現

非線形ばねを実現するために、図1に示すような非円形のスプール機構を提案してきた<sup>(6)</sup>。 $T$  はケーブルとスプールの接点、 $r$  はスプールの可変半径、 $q$  はばねの自然長からの伸び、 $\theta_s$  はスプールの回転角度、 $\theta_r$

\* 東京工業大学大学院理工学研究科機械物理工学専攻 (〒152-8550 東京都目黒区大岡山 2-12-1) schmit.n.aa@m.titech.ac.jp

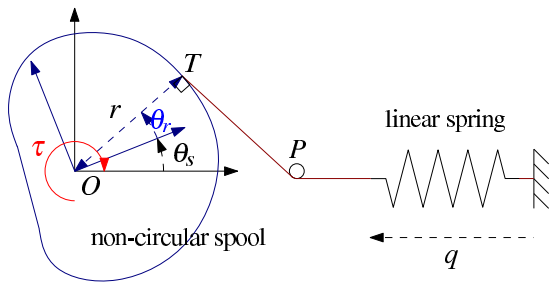


Fig. 1 Realization of a nonlinear spring using a non-circular spool

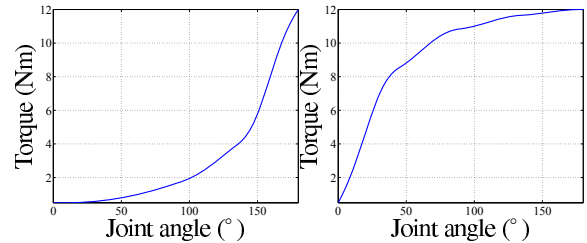
はスプールに固定された座標系から見た  $r$  の角度である。スプールは点  $O$  によって関節の軸に固定されており、関節と共に回転する。スプールが  $\theta_s$  回転するときケーブルを巻き、滑車  $P$  を通してばねを引っ張る。これにより、 $O$  にトルク  $\tau$  が発生する。ただし、スプールが非円形であるため、 $\tau$  と  $\theta_s$  の間には非線形な関係がある。すなわち、この機構は非線形な回転ばねを実現する。非円形スプールの輪郭の総合問題は、所望のトルク特性からスプールの形状を求めることである。参考文献<sup>(6)</sup>では、厳密解に基づくスプールの設計方法を提案し、実験装置でその方法を検証した。スプールの輪郭の求め方については、参考文献<sup>(6)</sup>に詳しい。

### 3. ダブルプロファイルのスプール機構

**3.1 問題の設定** ロボットに複数のタスクを実行させるために、タスクに応じてトルクプロファイルを変更する必要がある。例えば、関節角度が  $0 \sim \hat{\theta}$  の間では、タスク 1 を実行するために図 2(a) に示すようなトルクプロファイル 1、タスク 2 を実行するために図 2(b) に示すようなトルクプロファイル 2 が必要なら、プロファイルを切り替えることができる機構が必要となる。そのため「ダブルプロファイルのスプール機構」を提案する。ダブルプロファイルのスプール機構とは 1 つのスプールで 2 つのトルクプロファイルを実現する機構である。また、本研究では、関節の可動領域を  $[0, 180^\circ]$  とする。したがって、 $\hat{\theta} = 180^\circ$  である。

図 3 に示すように、ダブルプロファイルのスプール機構は以下の要素からなる。

- 非線形なトルクプロファイルを実現するメインスプール (非円形)
- ばねの張力を調整する 2 次スプール (非円形)
- 関節の軸とメインスプールの間に導入された差動機構
- 差動機構と 2 次スプールを駆動するアクチュエータ



(a) Torque profile 1 (b) Torque profile 2

Fig. 2 Desired torque profiles

メインスプールの回転角を  $\theta_s$ 、関節の軸の回転角を  $\theta_j$ 、メインスプールと関節の軸の相対角 (差動角度) を  $\theta_d$  と呼ぶことにする。アクチュエータを用いて、 $\theta_d$  に任意の値を与えることが可能である。すなわち、メインスプールと関節の軸の相対角度を自由に変更できる。また、 $\theta_s$ 、 $\theta_d$ 、 $\theta_j$  は以下の関係で表される。

$$\theta_s = \theta_d + \theta_j \quad (1)$$

メインスプールの輪郭を複数に分ける。例えば、図 3 に示す実線の半輪郭は図 2(a) に示すトルクプロファイルを実現する。鎖線の半輪郭は図 2(b) に示すトルクプロファイルを実現する。各半輪郭はそれぞれメインスプールの可動領域  $[0, \hat{\theta}]$  と  $[\hat{\theta}, 2\hat{\theta}]$  に対応する。 $\theta_d$  を 0 とすると、関節の軸に発生するトルクの値はメインスプールの実線の半輪郭で決まる。 $\theta_d$  を  $\hat{\theta}$  とすると、関節の軸に発生するトルクの値はメインスプールの鎖線の半輪郭で決まる。このように、差動機構を用いてメインスプールと関節の軸の相対角を変更することにより、トルクプロファイルの切り替えを行う。

トルクプロファイルを切り替える際に、ばねの張力を調整する必要がある。参考文献<sup>(6)</sup>に提案した非円形スプール機構においてはばねの付け根は固定されていたが、ダブルプロファイル機構の場合ばねの付け根をケーブルに連結し、ケーブルを 2 次スプールに巻き取る。差動機構を駆動するとき 2 次スプールが回転し、

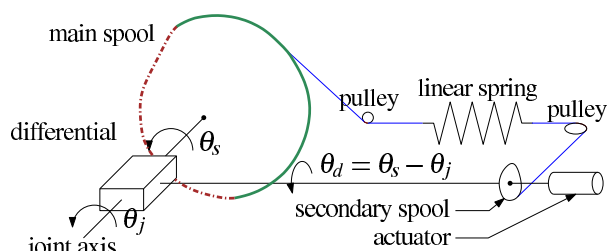


Fig. 3 The double profile mechanism consists in two non-circular spools, a differential mechanism and an actuator

ばねの伸びを長さ  $\delta q$  で変更する。また、2次スプールと差動機構が同じアクチュエータにより駆動されるため、 $\delta q$  と  $\theta_d$  の間には時不変な関係がある。この関係を「切り替え軌道」と呼ぶことにする。2次スプールの非円形とするため、 $\delta q$  と  $\theta_d$  の関係を2次スプールの輪郭を設計することによって与えられる。切り替え軌道の設計について、4章で述べる。

**3.2 設計における拘束条件** プロファイルの切り替えを行うときスプールと関節の軸の相対角度を  $\hat{\theta}$  において変化させるため、スプールから見た全体のトルクプロファイルは図4に示すような不連続な関数である。ただし、トルクプロファイルが不連続であるのに対して、スプールの輪郭を連続とする必要がある。すなわち、切り替え角度  $\hat{\theta}$  近傍で接点  $T$  が一致しなければならない。  $T$  が極座標で  $(\theta_r, r)$  で表されるため、その条件を

$$\begin{cases} r(\hat{\theta}^-) = r(\hat{\theta}^+) \\ \theta_r(\hat{\theta}^-) = \theta_r(\hat{\theta}^+) \end{cases} \quad (2)$$

で表す。参考文献<sup>(6)</sup>で、スプールの回転角度に対するばねの伸びを以下のように  $J$  と呼ぶことにした。

$$J(\theta_s) = \frac{dq}{d\theta_s} \quad (3)$$

仮想仕事の原理を用いて、  $J$  は

$$J(\theta_s) = \frac{\tau(\theta_s)}{\sqrt{2k \int_0^{\theta_s} \tau(u) du + (kq_0)^2}} \quad (4)$$

で表される。ただし、  $k$  はばね定数、  $q_0$  は  $\theta_s = 0$  のときのばねの伸びである。また、参考文献<sup>(6)</sup>で導出した  $r$  と  $\theta_r$  の式により、式(2)は以下と同値である。

$$\begin{cases} J(\hat{\theta}^-) = J(\hat{\theta}^+) \\ J'(\hat{\theta}^-) = J'(\hat{\theta}^+) \end{cases} \quad (5)$$

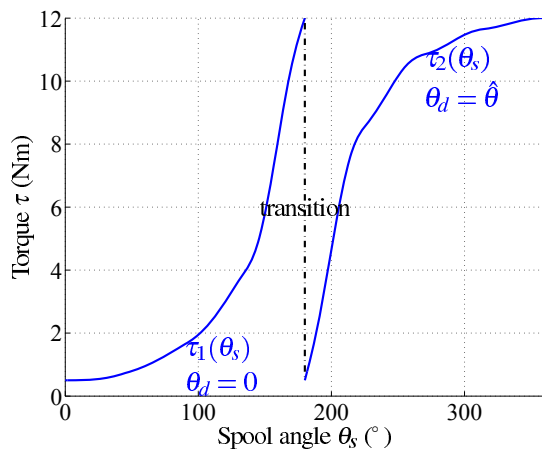


Fig. 4 Torque profile seen from the main spool axis

そのため、スプールを設計する際に  $J(\theta_s)$  と  $J'(\theta_s)$  を連続にするような設計パラメータを選択する必要がある。式(5)は  $\hat{\theta}$  近傍ではばねの伸びの変化とその変化率が連続であることに相当する。

**3.2.1  $J(\theta_s)$  の連続性** 関数  $J(\theta_s)$  をトルクプロファイルごとに、式(4)から以下の式で求める。

$$J(\theta_s) = \frac{\tau_1(\theta_s)}{\sqrt{2k \int_0^{\theta_s} \tau_1(u) du + (kq_0)^2}} \quad (0 \leq \theta_s \leq \hat{\theta}) \quad (6)$$

$$J(\theta_s) = \frac{\tau_2(\theta_s)}{\sqrt{2k \int_{\hat{\theta}}^{\theta_s} \tau_2(u) du + (kq_{\hat{\theta}})^2}} \quad (\hat{\theta} \leq \theta_s \leq 2\hat{\theta}) \quad (7)$$

ただし、  $q_{\hat{\theta}}$  はプロファイル切り替え後の、  $(\theta_s = \hat{\theta})$  におけるばねの伸びである。  $J(\hat{\theta}^-) = J(\hat{\theta}^+)$  であるため、

$$q_{\hat{\theta}} = \frac{\tau_2(\hat{\theta})}{\tau_1(\hat{\theta})} \sqrt{\frac{2}{k} \int_0^{\hat{\theta}} \tau_1(u) du + q_0^2} \quad (8)$$

を満たさなければならない。式(8)により、  $q_{\hat{\theta}}$  は  $\tau_1$ 、  $\tau_2$ 、  $k$ 、  $q_0$  で決まる。

**3.2.2  $J'(\theta_s)$  の連続性** 式(4)を  $\theta_s$  で微分することによって、

$$J'(\theta_s) = \frac{J(\theta_s)}{\tau(\theta_s)} (\tau'(\theta_s) - kJ^2(\theta_s)) \quad (9)$$

が導かれる。従って、

$$\begin{aligned} J'(\hat{\theta}^-) = J'(\hat{\theta}^+) &\iff \\ kJ^2(\hat{\theta}) (\tau_2(\hat{\theta}) - \tau_1(\hat{\theta})) &= \tau_1'(\hat{\theta}) \tau_2(\hat{\theta}) - \tau_2'(\hat{\theta}) \tau_1(\hat{\theta}) \end{aligned} \quad (10)$$

が成り立つ。ここから、解の存在性について説明する。

(a)  $\tau_1(\hat{\theta}) = \tau_2(\hat{\theta})$ 、  $\tau_1'(\hat{\theta}) = \tau_2'(\hat{\theta})$  のとき、全体のトルクプロファイルが  $C^1$  関数であるため、  $J'(\theta_s)$  が連続である。この場合、ダブルトルクプロファイルではなく、シングルトルクプロファイルのスプールになり、プロファイルの切り替えは必要ない。

(b)  $\tau_1(\hat{\theta}) = \tau_2(\hat{\theta})$ 、  $\tau_1'(\hat{\theta}) \neq \tau_2'(\hat{\theta})$  または  $\tau_1(\hat{\theta}) \neq \tau_2(\hat{\theta})$ 、  $\tau_1'(\hat{\theta}) \tau_2(\hat{\theta}) = \tau_2'(\hat{\theta}) \tau_1(\hat{\theta})$  のとき、式(10)が満たされないため、解は存在しない。ばね定数と初期伸びをどのように調整しても、スプール機構によるダブルトルクプロファイルの実現は不可能である。

(c)  $\tau_1(\hat{\theta}) \neq \tau_2(\hat{\theta})$ 、  $\tau_1'(\hat{\theta}) \tau_2(\hat{\theta}) \neq \tau_2'(\hat{\theta}) \tau_1(\hat{\theta})$  のとき、式(6)と式(10)から以下の式が成り立つ。

$$kq_{\hat{\theta}}^2 = \tau_1^2(\hat{\theta}) \frac{\tau_2(\hat{\theta}) - \tau_1(\hat{\theta})}{\tau_1'(\hat{\theta}) \tau_2(\hat{\theta}) - \tau_2'(\hat{\theta}) \tau_1(\hat{\theta})} - 2 \int_0^{\hat{\theta}} \tau_1(u) du \quad (11)$$

式(11)の右辺が負である場合、解は存在しないが、正である場合、ばねの初期伸びが

$$q_0 = \sqrt{\frac{\tau_1^2(\hat{\theta})}{k} \frac{\tau_2(\hat{\theta}) - \tau_1(\hat{\theta})}{\tau_1'(\hat{\theta})\tau_2(\hat{\theta}) - \tau_2'(\hat{\theta})\tau_1(\hat{\theta})}} - \frac{2}{k} \int_0^{\hat{\theta}} \tau_1(u) du \quad (12)$$

で得られる。

**3.2.3 切り替えにおけるばね伸びの変更量** 図5に示すように、トルクプロファイルを切り替える前と切り替えた後のばね伸びの変更量を  $\Delta q$  とする。  $\Delta q$  を以下の式で求める。

$$\Delta q = q_{\hat{\theta}} - q_1(\hat{\theta}) \quad (13)$$

ただし、  $q_1(\hat{\theta})$  は切り替え前の ( $\theta_s = \hat{\theta}$ ) におけるばねの伸び、  $q_{\hat{\theta}}$  は切り替え後の ( $\theta_s = \hat{\theta}$ ) におけるばねの伸びである。 また、  $q_1(\hat{\theta})$  を以下の式で得られる<sup>(6)</sup>。

$$q_1(\hat{\theta}) = \sqrt{\frac{2}{k} \int_0^{\hat{\theta}} \tau_1(u) du + q_0^2} \quad (14)$$

式(13)に式(8)と式(14)を代入すると、

$$\Delta q = \left( \frac{\tau_2(\hat{\theta})}{\tau_1(\hat{\theta})} - 1 \right) \sqrt{\frac{2}{k} \int_0^{\hat{\theta}} \tau_1(u) du + q_0^2} \quad (15)$$

が導かれる。 式(15)から分かるように、切り替え後のトルクが切り替え前のトルクより大きい場合、ばねを伸ばし ( $\Delta q > 0$ )、切り替え後のトルクが切り替え前のトルクより小さい場合、ばねを緩める ( $\Delta q < 0$ )。

**3.3 トルクプロファイルの修正** 3.2.2節で説明したように、  $\tau_1$  と  $\tau_2$  の値によって、スプールの形状が設計できない場合がある。 その問題を回避するため、最適計算によるトルクプロファイルの修正方法を提案する。 最適化アルゴリズムの評価関数は

$$\mathcal{E} = \int_0^{\hat{\theta}} (\tau_d(\theta_s) - \tau_r(\theta_s))^2 d\theta_s$$

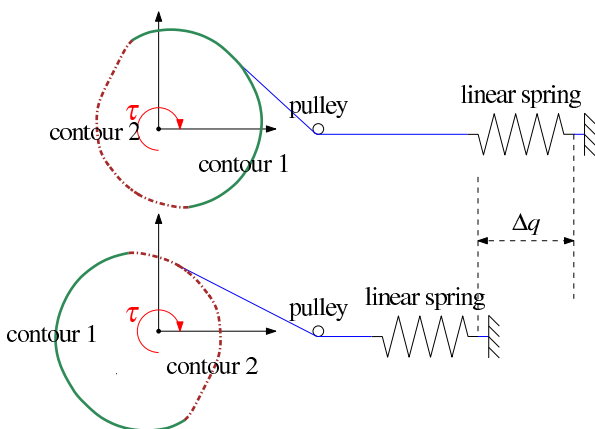


Fig. 5 Position of the spring anchor before and after the profile transition

である。 ただし、  $\tau_d(\theta_s)$  は与えられた所望のトルク関数、  $\tau_r(\theta_s)$  は実現したトルク関数である。 設計変数は  $\tau_r(\theta_s)$  とばねの初期伸び  $q_0$  とする。 また、輪郭が連続であるように式(11)が制約条件となる。

その例として、図6に実線で示すようなトルクプロファイルを実現しようとしたとき、最適化の結果でトルクプロファイルはo印線とx印線のように修正された。 修正されたプロファイルは制約条件を満たすため、実現可能である。 修正されたプロファイルを実現するスプールの形状を図7に示す。

#### 4. 切り替え軌道の最適設計

トルクプロファイルを切り替えるときばねの伸びに長さ  $\delta q$  を加える。 3.2.3節で説明したように、プロファイルの切り替えが完了したとき、ばね伸びの変更量は式(15)で決まる。 したがって、差動角度  $\theta_d$  と2次スプールが加える伸び  $\delta q$  の間に、以下の関係がある。

$$\delta q = 0 \quad (\theta_d = 0) \quad (16)$$

$$\delta q = \Delta q \quad (\theta_d = \hat{\theta}) \quad (17)$$

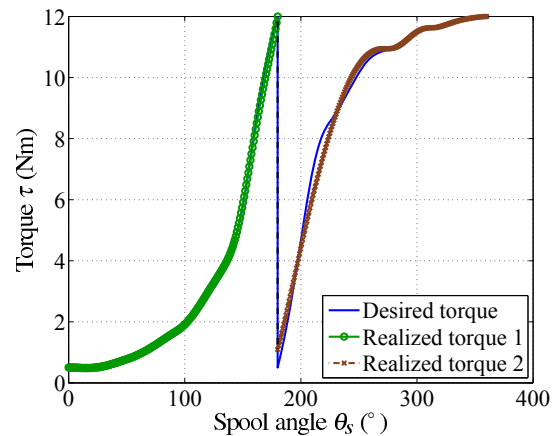


Fig. 6 Correction of the torque profiles

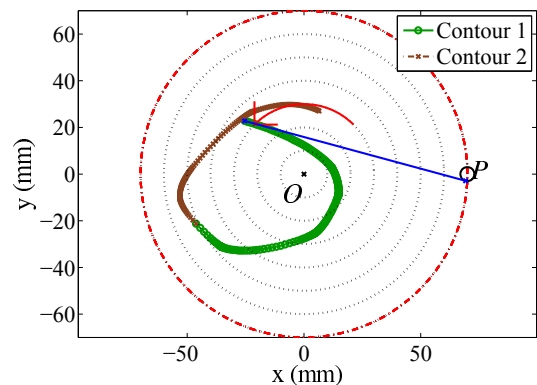


Fig. 7 Contour of the main spool



この条件を満たす限り、切り替え途中の  $\theta_d$  と  $\delta q$  の間の関係を自由に選べる。また、2次スプールを非円形のスプールにしたため、スプールの輪郭を設計することによって切り替え軌道を設計することが可能となる。

切り替え軌道の設計における変数は  $\theta_s$ ,  $\theta_j$ ,  $\theta_d$  と  $\delta q$  である。差動角度  $\theta_d$  はアクチュエータにより与えられるため、既知数である。また、 $\theta_s$ ,  $\theta_j$ ,  $\theta_d$  の間には関係式 (1) がある。ばねの伸びは

$$q(\theta_s, \theta_d) = \int_0^{\theta_s} J(u) du + q_0 + \delta q(\theta_d) \quad (18)$$

で表されるため<sup>(6)</sup>、システム全体のポテンシャルエネルギーは

$$E_p(\theta_s, \theta_d) = \mathcal{F}(\theta_s - \theta_d) + \frac{1}{2}k \left( \int_0^{\theta_s} J(u) du + q_0 + \delta q(\theta_d) \right)^2 \quad (19)$$

で表される。ただし  $\mathcal{F}(\theta_s - \theta_d)$  はスプール機構以外のポテンシャルエネルギーである（重力によるポテンシャルエネルギーなど）。プロファイルの切り替えを行う際に、ロボットの運動速度が無視できるほど小さいと仮定すると、アクチュエータが回転するとき、スプールの角度  $\theta_s$  と関節の角度  $\theta_j$  はロボットの姿勢が平衡点であるように変化する。したがって、

$$\left. \frac{\partial E_p}{\partial \theta_s} \right|_{\theta_d} = 0 \quad (20)$$

が導かれる。式 (20) に式 (19) を代入することにより、

$$\mathcal{F}'(\theta_s - \theta_d) + kJ(\theta_s) \left( \int_0^{\theta_s} J(u) du + q_0 + \delta q(\theta_d) \right) = 0 \quad (21)$$

が導かれる。最適な切り替え軌道は以下の流れで求められる。

1.  $\delta q$  を  $\theta_d$  の区分的5次多項式（エルミート補間）で表し、データ点の値を設計パラメータとする。
2. 現在の設計パラメータにおける  $\delta q(\theta_d)$  を算出する。
3. 式 (21) を用いて  $\theta_s$  を算出する。
4.  $\theta_d$ ,  $\theta_s$ ,  $\delta q$  の値から、切り替え軌道を評価する。
5. 評価関数の値から、設計パラメータを変更し、2. から繰り返す。

最適計算の結果で、2次スプールの回転角度に対するばねの付け根の位置が分かる。その関係から<sup>(6)</sup>で提案した方法を用いて2次スプールの輪郭を求める。

## 5. サスペンション機構における切り替え軌道の最適設計

図8に示す脚ロボット機構を考える。 $\theta_{foot}$  は脚と水平方向のなす角、 $\phi$  と  $n$  は  $\theta_{foot}$  から  $\theta_j$  までの伝達関

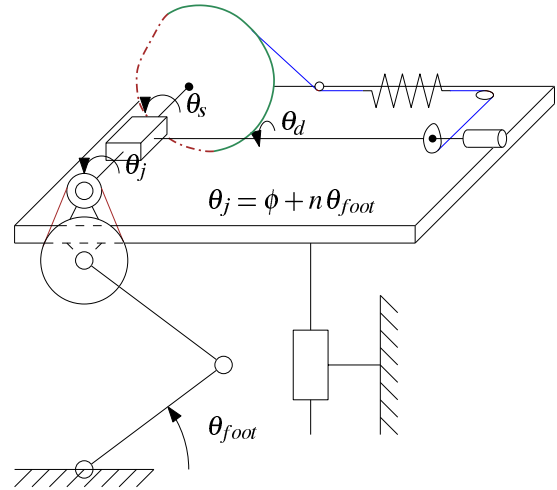


Fig. 8 One DOF robot with a double profile spool mechanism realizing a nonlinear suspension

数のパラメータである。機構の構造によって、ロボットの運動は上下の運動のみとなっている。また、本体の上下可動領域に対応する  $\theta_j$ （関節角度）の可動領域が  $[0, \hat{\theta}]$  になるようなパラメータ  $\phi$  と  $n$  を選ぶ。このロボットに図3に示した機構を搭載し、図6に示した修正されたトルクプロファイルを実現する非円形スプールを設計する。

本研究では、アクチュエータの最大トルクを最小化するような切り替え軌道を設計することにした。式 (19) と式 (21) から、平衡点におけるポテンシャルエネルギーは

$$E_p(\theta_s, \theta_d) = \mathcal{F}(\theta_s - \theta_d) + \frac{\mathcal{F}^2(\theta_s - \theta_d)}{2kJ^2(\theta_s)} \quad (22)$$

で得られる。アクチュエータのトルク  $\tau_{act}$  は

$$\tau_{act} = \frac{dE_p}{d\theta_d} \quad (23)$$

で得られるので、その最大値を最小化するような切り替え軌道を4章で説明した手法で求められる。

最適な軌道を実現する2次スプールを図9に示す。また、最適な切り替え軌道におけるアクチュエータのトルクを図10に示す。比較するために、赤い点線で円形な2次スプールにおけるアクチュエータトルクの値を示す。この図から分かるように、最適な非円形な2次スプールを設計することによりアクチュエータのトルクを抑え、円形な2次スプールの場合に比べてアクチュエータの最大トルクは約19%で減少した。

## 6. おわりに

本研究では、一つの機構で二つの非線形ばねを実現し、アクチュエータによって一つの剛性プロファイル

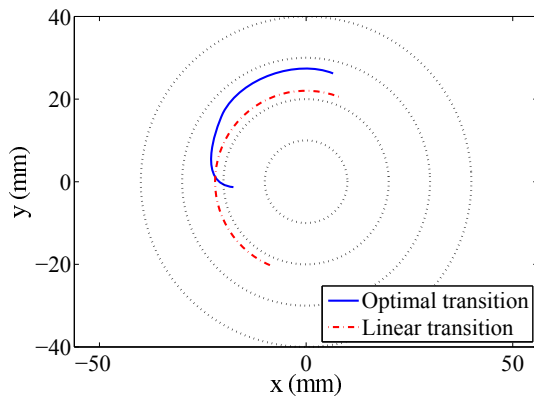


Fig. 9 Contour of the secondary spool

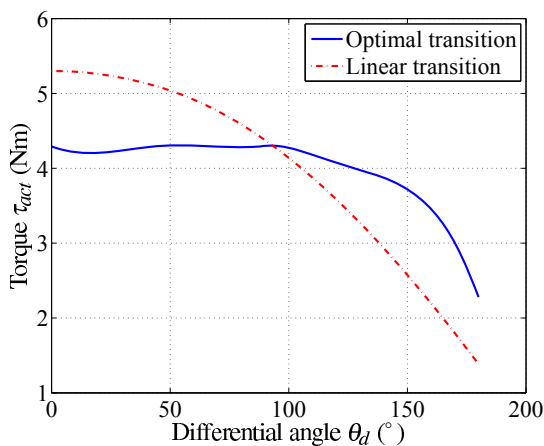


Fig. 10 Actuator torque during the profile transition

から他の剛性プロファイルに切り替えることができる機構を提案した。この機構のメリットは切り替えのとき以外にはアクチュエータが作用しないため、エネルギーを消費しないことである。以下に成果を示す。

1. 一つの非円形スプール機構で、異なる二つの非線形ばねを実現した。
2. 全体のトルクプロファイルが不連続であるのに、スプールの輪郭が連続であるような幾何学的な拘束条件を導出した。また、その条件を満たすようなトルクの修正方法を提案した。
3. 一つのアクチュエータで、差動機構によりスプールと関節の軸の相対角度を変更すると同時に、ばねの伸びを調整した。
4. 切り替えに必要なアクチュエータの最大トルクを最小化するような2次スプールの設計法を提案した。

#### 謝辞

本研究は、科学技術振興機構 CREST「パラサイトヒューマンネットによる五感情報通信と環境センシ

ング・行動誘導」の支援を受けた。

#### 参考文献

- (1) R. Ham, T. Sugar, B. Vanderborght, K. Hollander, and D. Lefeber, “Compliant actuator designs”, *IEEE Robotics Automation Magazine* 16.3, (Sept. 2009), pp. 81–94.
- (2) T. Morita and S. Sugano, “Design and development of a new robot joint using a mechanical impedance adjuster”, *Proc. IEEE International Conference on Robotics and Automation*, Vol. 3. Nagoya, Aichi, Japan, May 1995, pp. 2469–2475.
- (3) G. Tonietti, R. Schiavi, and A. Bicchi, “Design and Control of a Variable Stiffness Actuator for Safe and Fast Physical Human/Robot Interaction”, *Proc. IEEE International Conference on Robotics and Automation*, Barcelona, Spain, Apr. 2005, pp. 526–531.
- (4) Shane A. Migliore, Edgar A. Brown, and Stephen P. De-Weerth, “Novel Nonlinear Elastic Actuators for Passively Controlling Robotic Joint Compliance”, *Journal of Mechanical Design*, 129.4 (2007), pp. 406–412.
- (5) S. Wolf and G. Hirzinger, “A new variable stiffness design: Matching requirements of the next robot generation”, *Proc. IEEE International Conference on Robotics and Automation*, Pasadena, CA, USA, May 2008, pp. 1741–1746.
- (6) Nicolas Schmit and Masafumi Okada, “Design and Realization of a Non-Circular Cable Spool to Synthesize a Nonlinear Rotational Spring”, *Advanced Robotics*, 26 (2012), pp. 235–252.