

# 非線形剛性のための静力学に基づく閉リンク機構総合と 衝撃吸収のための着地機構への応用

岡田 昌史\* 武石 純\*

## Kineto-static Mechanical Synthesis for Nonlinear Profile Design of Passive Stiffness Using Closed Kinematic Chain and Its Application to Landing Mechanism for Impact Absorption

Masafumi Okada\* and Jun Takeishi\*

To prevent the human injury or breakage of the robot caused by interaction or collision between the robot and its environment, it is an important issue to introduce robot softness. However, because not only softness but also stiffness is required for precise task execution, the simultaneous realization of softness and stiffness using time varying stiffness is required in the real environment. We focus on that the robot is accompanied by motion, and propose a realization method of time varying stiffness using robot motion and nonlinear passive stiffness. To realize the purpose-oriented profile of the time dependent stiffness, the nonlinear profile of the passive stiffness has to be arbitrary designed considering the robot dynamics. In this paper, we propose a nonlinear profile design method of passive stiffness based on kineto-statics with closed kinematic chain. The mechanism is synthesized based on the optimization of the generative force or torque, and the purpose-oriented stiffness is realized. The proposed method is evaluated by simulations and experiments using a prototype of landing mechanism.

**Key Words:** Passive Stiffness, Nonlinear Profile Design, Closed Kinematic Chain, Impact Absorption

### 1. はじめに

ロボットが人間や環境と接触・衝突したときに引き起こされる破損・けがを防ぐために、衝撃を吸収するための柔らかさを導入することは有効な手段である。一方、ロボットが精密なタスクを実行するためには硬さも必要となる。そのため、ロボットの柔らかさは硬さとの両立が大きな課題であり、そのためには、時間で可変な柔らかさを実現することが有効であろう。ロボットの柔らかさを実現する方法は従来より多くの研究が成されてきた[1]。(a) アクティブコンプライアンス[2]~[5]はアクチュエータのトルク・力制御によって任意の柔らかさを仮想的に実現する方法であり、時間で可変な柔らかさが実現できる。(b) パッシブコンプライアンスは弾性素材を構造に組み込む簡単な手法であるが、その特性の時間変化は難しい。(c) プログラマブルパッシブコンプライアンス[6]は冗長なアクチュエータによって弾性素材の剛性を変化させるものであり、非線形ばねと拮抗駆動によって実現されているもの[7]~[9]、弾性素材の長さを変化させることで剛性を変化させるもの[10]、その他、非線形剛

性を有する弾性素材と機構との組み合わせによるもの[11]~[15]などがあり、(a)と同様、時間で可変な柔らかさが実現できる。しかし、(a)は制御系の周波数特性により衝撃のような瞬間的な現象を扱いにくく、(c)は新たなアクチュエータ分の重量増加があり、結果として衝撃は大きくなる場合が多い。

ここで、ロボットと環境の接触によりロボットが破損することを防ぐための柔らかさに焦点を当てる。さらに、その柔らかさを(b)パッシブコンプライアンスで実現することを目的として、ロボットは運動を伴うことに着目する。ロボットの運動による変位  $x = x(t)$  はロボットの力学特性に依存した時間関数として表現でき、これと変位に対して変化する非線形剛性  $K = K(x)$  を組み合わせることで、剛性は  $K(x(t)) = K(t)$  となり、時間で変化する剛性が実現可能であろう。このとき、剛性に任意の特性を実現するためには、(i) ロボットの力学特性  $x = x(t)$  を設計すること、(ii) 剛性の非線形性のプロファイルを設計・実現することが必要である。しかし、一般に  $x$  は  $K$  に依存し、 $K$  は  $x$  に依存する ( $x$  の関数) ため、両方を適切に設計することは難しい。

そこで、本論文では(i)の代わりに、まずタスクに応じた所望の力・トルクと変位の関係を与える。力が決まれば運動方程式から変位が決まるため、これは  $x(t)$  を与えていることに相当する。次に(ii)これに基づき、非線形剛性  $K(x)$  を静力学に

原稿受付 2010年6月4日

\*東京工業大学

\*Tokyo Institute of Technology

■本論文は学術的に評価されました。

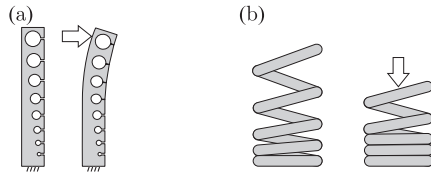


Fig. 1 Nonlinear spring

基づいた機構総合によって実現する。非線形剛性を実現する方法はこれまでにいくつか提案されてきた。Fig. 1 (a) に示すものは、スリットが刻まれたリンクであり、力が加わってスリットが閉じていくことで離散的に剛性が変化する [11]。Fig. 1 (b) は巻き幅が一定ではないコイルばねであり、コイルのすきまが閉じていくことで剛性が連続的に変化する [16]。しかし、これらは非線形剛性を実現するものの、その特性はリンク・ばねの構造に依存しており非線形性は小さい。そのプロフィールを任意に実現することは難しい。参考文献 [17] [18] では、線形ばねと機構の非線形性を利用して、零剛性から極めて大きな剛性へと変化する非線形剛性機構が提案されているが、この機構でもその非線形性は機構の特性に依存しており、設計自由度は大きくない。

本論文の手法は、所望の力・トルクのプロファイルに基づいて、これを実現するよう閉リンク系のリンクパラメータ（リンク長さや初期角度）を最適化するものであり、閉リンク系を利用することから大きな非線形性が達成され、設計自由度も大きい。まず、最適化の方法について述べ、この方法を着地を行う脚機構の設計に応用する。ここでは、着地の衝撃を吸収する床反力のプロファイルを与え、これを実現するための閉リンク系の機構総合を行う。また、最適化されたパラメータに基づいて脚機構を試作し、所望の非線形剛性の実現、衝撃吸収への有効性を実験によって示す。

## 2. 非線形剛性機構の総合

### 2.1 4節閉リンク機構を用いた非線形剛性

非線形剛性の実現法を示すために、Fig. 2 (a) の機構を考える。この機構は4節閉リンク機構と線形ばねから構成されている。 $\ell_i$ ,  $\theta_i$  ( $i = 1 \sim 4$ ) はリンク  $i$  の長さそれぞれの関節の回転角度を表している。 $r$  はリンク 2 とつながる三角形の節の一つの辺の長さ、 $\phi_2$  はその角度である。ばねの両端を  $T$ ,  $R$  とし、それぞれの座標を  $(x_T, y_T)$ ,  $(x_R, y_R)$  とする。 $L$  はばね定数が  $K$  の線形ばねの長さであり、自然長を  $L_0$  とする。また、ばねが自然長となるときの  $\theta_1$  を  $\phi_1$  とする。この機構の動きを Fig. 2 (b) に示す。 $\theta_1$  と  $L$  の間には大きな非線形性があり、これが  $\theta_1$  周りの剛性に大きな非線形性を生み出す。

ここでは、 $\theta_1$  周りの剛性ではなく、復元トルク  $\tau_1$  を求める。なお、 $\theta_1$  周りの剛性  $K_{\theta_1}$  は  $K_{\theta_1} = -\partial\tau_1/\partial\theta_1$  によって得られる。 $\ell_i$  および  $\theta_i$  は閉リンクの拘束によって次の式を満たす。

$$\sum_{i=1}^4 \theta_i = 2\pi \quad (1)$$

$$\sum_{i=1}^4 \ell_i \cos \sum_{j=1}^i \theta_j = \sum_{i=1}^4 \ell_i \sin \sum_{j=1}^i \theta_j = 0 \quad (2)$$

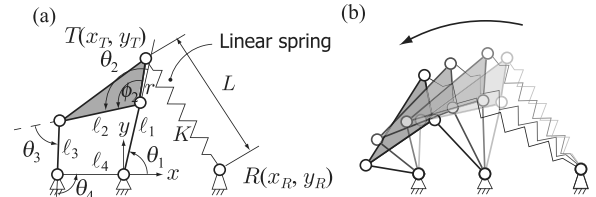


Fig. 2 4-bar link mechanism and its motion

また、ばねの長さ  $L$  は以下の式で表される。

$$L = \sqrt{(x_T - x_R)^2 + (y_T - y_R)^2} \quad (3)$$

$$x_T = \ell_1 \cos \theta_1 + r \cos(\theta_1 + \theta_2 - \phi_2) \quad (4)$$

$$y_T = \ell_1 \sin \theta_1 + r \sin(\theta_1 + \theta_2 - \phi_2) \quad (5)$$

ばねの長さ変化によって蓄積される弾性エネルギー  $U$  は

$$U = \frac{1}{2} K (L - L_0)^2 \quad (6)$$

によって得られるため  $\tau_1$  は

$$\tau_1 = -\frac{\partial U}{\partial \theta_1} = -K(L - L_0) \frac{\partial L}{\partial \theta_1} \quad (7)$$

で得られる。 $\partial L/\partial \theta_1$  は  $L$  と  $\theta_1$  の変化率を表すヤコビアンであり  $\theta_1$  の変化に対して大きな非線形性を持つ。さらに、このヤコビアンは式 (1)~(5) から求められ、 $\ell_i$  や  $x_R$ ,  $y_R$  を含む。そのため、これらのリンクパラメータによってそのプロフィールを設計可能である。

一般に、閉リンク系は出力点の軌道に大きな非線形性を有していることが知られている。そのなかで、簡単な1自由度機構である4節閉リンク機構は出力点が近似的にある点を中心とした円軌道を描くことが知られており、この状態では  $\partial L/\partial \theta_1$  が零となることから  $\tau_1$  は零となる。このように、4節閉リンク機構では  $\tau_1$  が大きく変化するよう設計が可能である。

### 2.2 機構の総合

$\tau_1$  のプロフィールを与えこれを実現するようリンクパラメータを最適化する。 $\tau_1$  に対して所望のプロファイル  $\tau_{1d}$

$$\tau_{1d}^j = \tau_{1d}(\theta_1^j) \quad (j = 1, 2, \dots) \quad (8)$$

を設定し、目的関数  $J_\tau$  を

$$J_\tau = \sum_j \left\| \tau_{1d}^j - \tau_1(\theta_1^j) \right\|^2 \quad (9)$$

としてこれを最小化するよう機構の総合を行う。設計パラメータは  $\ell_1$ ,  $\ell_2$ ,  $\ell_3$ ,  $r$ ,  $\phi_2$ ,  $\phi_1$  ( $\theta_1$  の初期角度),  $x_R$ ,  $y_R$ ,  $K$  の九つとした。なお、 $\ell_4$  の変化は相似な4節閉リンクを与えるため固定した。設計パラメータを  $q$  とし、

$$q \leftarrow q + w_q \frac{\partial J_\tau}{\partial q} \quad (10)$$

$$\frac{\partial J_\tau}{\partial q} = -2 \sum_j \left\{ (\tau_{1d}^j - \tau_1(\theta_1^j)) \frac{\partial \tau_1}{\partial q} \right\} \quad (11)$$

のように繰り返して計算を行うことで、各パラメータを最適化する。ただし、 $w_q$  は重み係数である。

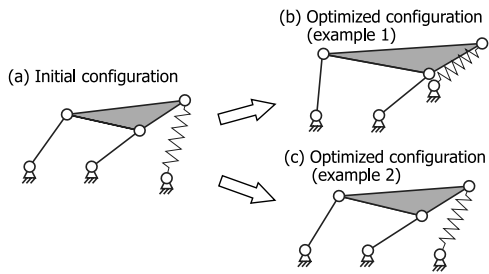


Fig. 3 Example of mechanical synthesis of 4-bar link

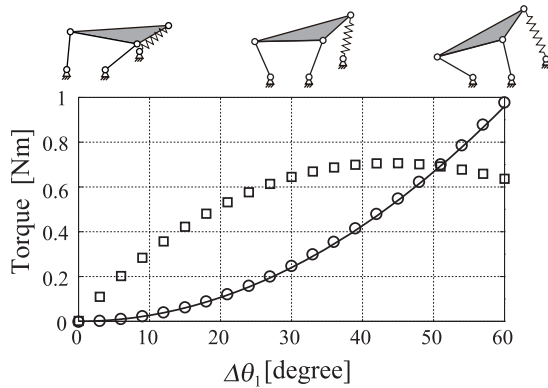


Fig. 4 Torque profile in example 1

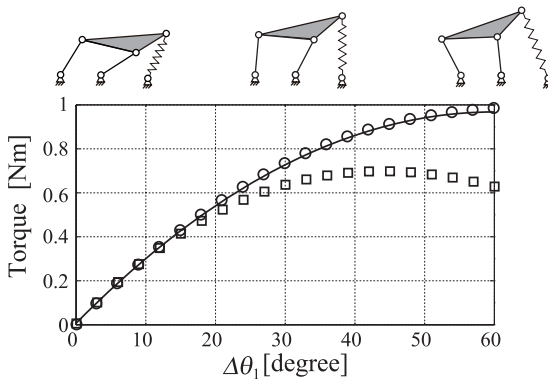


Fig. 5 Torque profile in example 2

Fig. 3 に機構総合の例を示す。Fig. 3(a) はリンクパラメータを適当に設定したときの機構の形状であり、これを初期形状として、Fig. 3(b) は【例1】剛性が  $\theta_1$  の変化に伴って大きくなる ( $\tau_1$  の増加率が大きくなる) ように、Fig. 3(c) は【例2】剛性が  $\theta_1$  の変化に伴って小さくなる ( $\tau_1$  の増加率が小さくなる) ように、 $\tau_{1d}$  を設定し機構総合を行ったときの機構の形状を示している。Fig. 4 は例1における、初期形状での  $\tau_1$  のプロフィール (□印) と  $\tau_{1d}$  のプロフィール (実線)、最適化された機構の  $\tau_1$  のプロフィール (○印) を横軸を  $\theta_1$  の変化量 ( $\Delta\theta_1 = \theta_1 - \phi_1$ ) でプロットしたものである。図の上にある機構はそれぞれ  $\Delta\theta_1 = 0^\circ, 30^\circ, 60^\circ$  のときの姿勢を表している。また、Fig. 5 は同様に例2についてプロットしたものである。この結果から、4節閉リンク機構によって、(1) 非線形剛性が実現できること、(2) そのプロフィールがリンクの長さによって変化させられること、(3) それが所望の特性になるよう設計

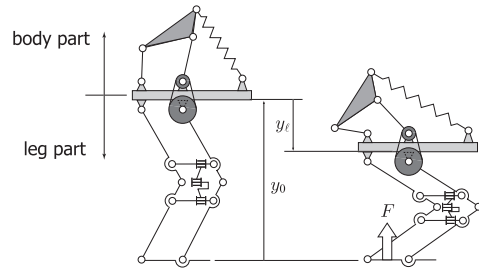


Fig. 6 Leg mechanism for impact absorption

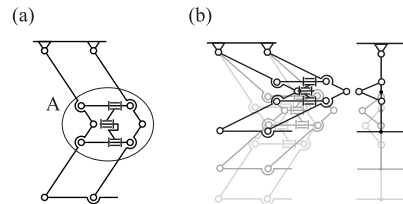


Fig. 7 Leg part mechanism with kinematic constrain

可能であることが分かる。

### 3. 着地機構への応用

#### 3.1 脚機構

この非線形剛性の設計法を着地での衝撃吸収に使用するために脚機構を設計する。設計する脚機構を Fig. 6 に示す。機構は胴体部と脚部からなり、胴体部は前章で示した4節閉リンク機構で構成されている。 $y_0$  はばねが自然長となるときの胴体高さ、 $y_e$  は胴体の高さの変位である。脚部は Fig. 7(a) にある構成を持ち、図のA部には二つの平行四辺形が連動して動くよう拘束するリンク系がある。これにより、脚部は Fig. 7(b) のよう、足裏を水平に保ったまま上下に動く。胴体の上下運動により発生する脚部リンクの回転はギア比  $n:1$  のタイミングプーリによって胴体部の4節閉リンク機構の回転へと伝えられる。これにより、 $y_e$  と発生する床反力  $F$  の間には大きな非線形性が発生する。

#### 3.2 機構の静力学解析

胴体高さの変位  $y_e$  と床反力  $F$  の関係を導く。機構のパラメータを Fig. 8 によって定義する。胴体部のパラメータは Fig. 2 と同様であるが、脚部との連動により  $\theta_1$  は初期値  $\phi_1$  と脚部の回転量  $\theta_0$  を用いて

$$\theta_1 = \phi_1 + n\theta_0 \quad (12)$$

となる。脚部はリンク長さを  $\ell_e$ 、 $\theta_0$  の初期角度を  $\psi_0$  とした。 $\theta_0$  は脚の拘束条件より、

$$\theta_0 = \psi_0 - \sin^{-1} \left( \frac{y_0 - y_e}{2\ell_e} \right) \quad (13)$$

となる。これより  $F$  と  $y_e$  の関係式は以下のように求められる。

$$F = \frac{\partial U}{\partial y_e} = \frac{\partial U}{\partial \theta_0} \frac{\partial \theta_0}{\partial y_e} = K(L - L_0) \frac{\partial L}{\partial \theta_1} \frac{\partial \theta_1}{\partial \theta_0} \frac{\partial \theta_0}{\partial y_e} \quad (14)$$

$$\frac{\partial \theta_1}{\partial \theta_0} = n \quad (15)$$

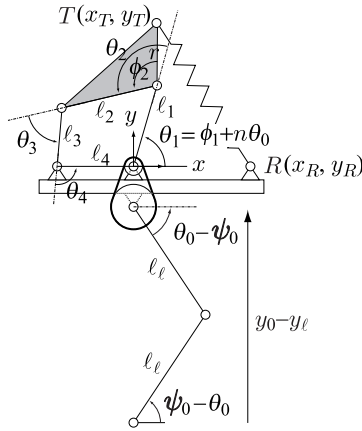


Fig. 8 Mechanism with link parameters

$$\frac{\partial \theta_0}{\partial y_\ell} = \frac{1}{\sqrt{4\ell_\ell^2 - (y_0 - y_\ell)^2}} \quad (16)$$

式 (16) は脚部の非線形性を表すが、その非線形性は強くない。 $\partial L / \partial \theta_1$  は前章で述べたように 4 節閉リンク機構による非線形性であり、リンクパラメータによって設計ができる。これらの結果から、式 (14) により、 $F$  が  $y_\ell$  の関数として、 $F = F(y_\ell)$  で得られる。

3.3 衝撃吸収のための床反力の設定と機構総合

衝撃吸収のために、脚機構で実現すべき床反力を  $F_d$  として設定する。 $F_d$  のプロファイルを以下のように定めた。

- (1)  $y_\ell = 0$  のとき、ばねは自然長  $L_0$  であり  $F_d = 0$  を満たす。
- (2) 着地と同時に落下速度を減速させるために、 $y_\ell = 0$  での剛性  $K_\ell = \partial F_d / \partial y_\ell$  を十分に大きくする。
- (3)  $y_\ell = y_f$  において  $F_d = Mg$  を満たす。なお  $y_f$  は  $t \rightarrow \infty$  での胴体の変位量を表しており、 $M$  は機構の質量、 $g$  は重力加速度である。
- (4)  $y_\ell = y_f$  での剛性を十分小さくする。これにより、摩擦によるエネルギーの消費をねらう。また、剛性を小さくすることで、 $y_\ell = y_f$  近傍で振動の固有角周波数を小さくし、振動の加速度から発生する力を小さくすることを目指す。
- (5) 大きい  $y_\ell$  ではストップの役割を果たさせるために再び剛性を大きくする。

これらを元に、 $F_d$  と  $y_\ell$  の関係を Fig. 9 のように設定した。なお、このプロファイルは定性的なものであるため衝撃吸収のための最適性は保証されないことに言及しておく。ここで得た  $F_d^i$  と  $y_\ell$  の組み  $(y_\ell^i, F_d^i)$  ( $i = 1, 2, \dots$ ) から目的関数  $J_F$  を

$$J_F = \sum_i \left\| F_d^i - F(y_\ell^i) \right\|^2 \quad (17)$$

とし、 $J_F$  を最小化するリンクパラメータを求める。設計パラメータは  $l_1, l_2, l_3, r, \phi_2, \phi_1, x_R, y_R, K$  の九つとした。なお、 $n$  はタイミングプーリの歯数で定まるため、自由に選択できないことから、 $n = 2.75$  と固定した。また、 $y_f = 0.05$  [m],  $M = 4.0$  [kg] とした。最適化によって得られた床反力を Fig. 10 に示す。初期のリンクパラメータでは、床反力のプロファイルは図の口印が得られた。最適化を行うことで ○印で表される床反

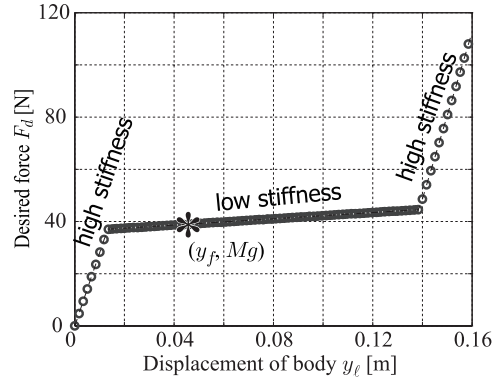


Fig. 9 Nonlinear profile of ground force

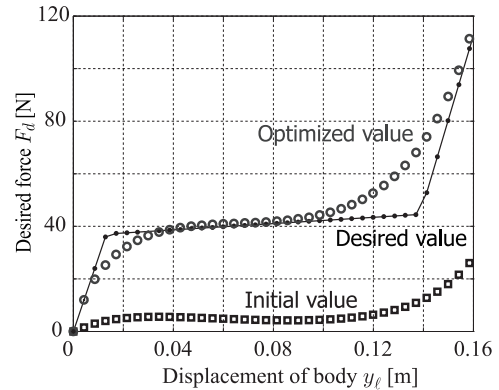


Fig. 10 Optimized ground force profile

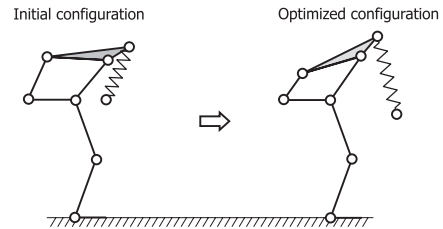


Fig. 11 Initial and optimized configuration

力プロファイルとなり、所望の値  $F_d$  に近い結果が得られた。また、4 節閉リンク機構の形状は Fig. 11 に示すように変化した。

3.4 着地のシミュレーション

最適化されたリンクパラメータを持つ機構を用いて、着地のシミュレーションを行う。ここでは、各リンクは軽く慣性モーメントは無視できるものとし、Fig. 12 に示されているような集中質量のある質量・ばね・ダンパ系で近似する。剛性は

$$K_\ell(y_\ell) = \frac{\partial F(y_\ell)}{\partial y_\ell} \quad (18)$$

であり、質量  $M$ 、初期高さ  $y_0$ 、ダンパ係数  $C$  は次章で設計した試作機の値から決定した。また、衝突は非弾性衝突とした。なお、ここでは着地後の床反力の最大値が小さくなることで衝撃吸収を評価する。高さ  $h = 0.05$  [m],  $0.15$  [m],  $0.30$  [m] から落下させたときのシミュレーション結果を Fig. 13 に示す。なお、比較として

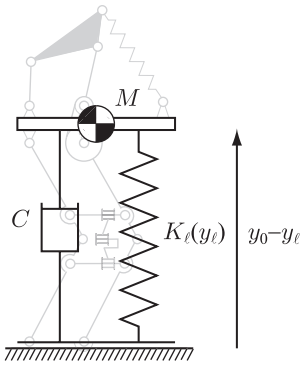


Fig. 12 Model of the mechanism

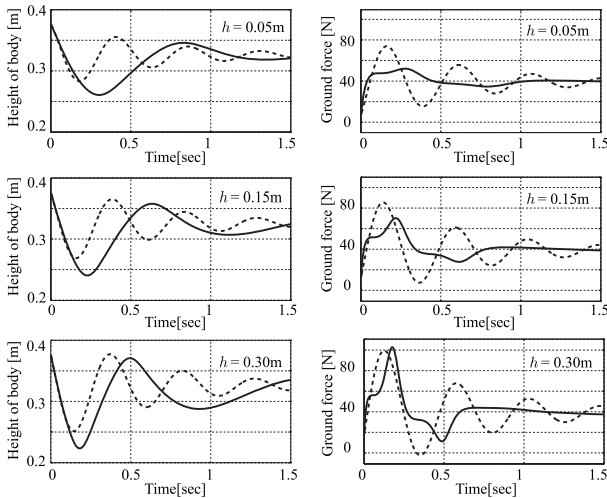


Fig. 13 The height of body and the ground force in simulation

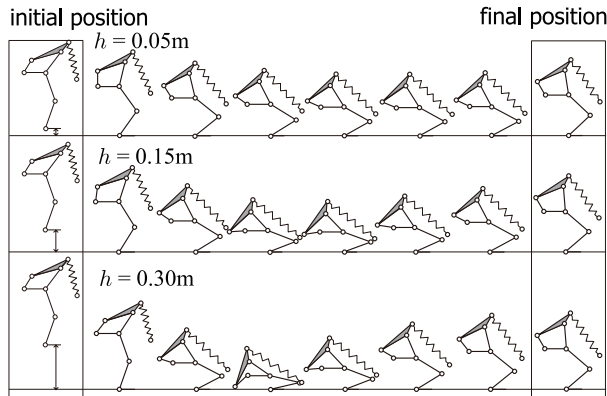


Fig. 14 Motion of the mechanism

$$K_l = \frac{Mg}{y_f} = \text{const.} \quad (19)$$

のような線形ばねを用いたときの結果も同時に示す。実線が非線形ばね、鎖線が線形ばねを用いたときの応答である。また、このときの機構の動きを Fig. 14 に示す。落下高さが小さい ( $h = 0.05$  [m],  $0.15$  [m]) とき、線形ばねを用いた場合に比べ、提案する機構を用いた場合には床反力の最大値が小さくなり、これより着地の衝撃が吸収されている様子が見られる。一方、落

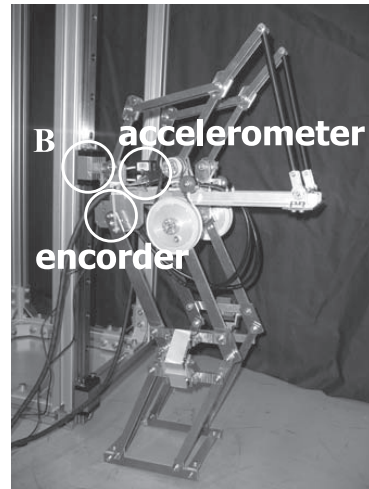


Fig. 15 Prototype of the leg mechanism

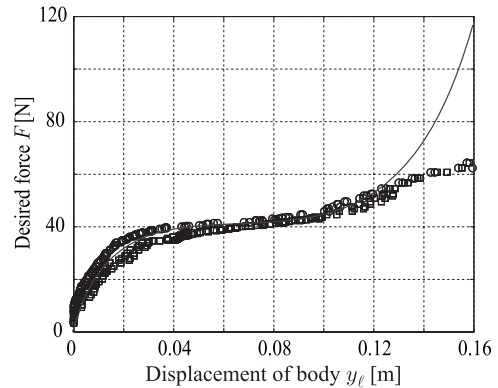


Fig. 16 Ground force of the prototype

下高さが大きい ( $h = 0.3$  [m]) とき、床反力の最大値が大きくなっている。これは機構がストップとしての役割を果たしたことを意味している。

#### 4. 着地機構の試作と実験による検証

##### 4.1 着地機構の試作

最適化されたリンクパラメータに基づいて、Fig. 15 に表されるプロトタイプを試作した。機構は図の B 部でリニアスライダに固定されており、運動を鉛直方向に拘束すると同時に転倒を防止している。さらに、機構にはエンコーダと加速度計が搭載され、胴体の高さ、胴体の加速度を計測する。エンコーダはアブソリュート式のものを使用しており、分解能は 17 [bit] である。加速度計はサンプリングタイムは 0.01 [s]、測定範囲は  $\pm 40$  [m/s<sup>2</sup>] である。

##### 4.2 剛性の非線形プロファイルの測定

まず、プロトタイプにおける剛性の非線形性を計測する。胴体に重りを載せて床反力を変化させ、そのときの  $y_l$  をエンコーダの計測値から算出した。この結果を Fig. 16 に示す。実線は理論値 (Fig. 10 の最適化された床反力) を示す。なお、機構に働く摩擦力により、同じ質量の重りに対して静止する  $y_l$  に幅が出た。そこで、最も高い静止高さ (○印) と最も低い静止高

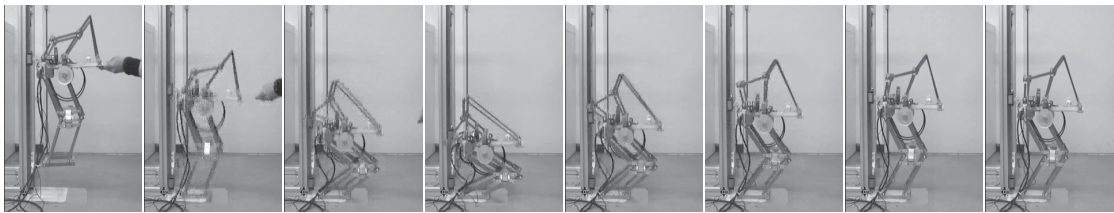


Fig. 17 Landing experiment

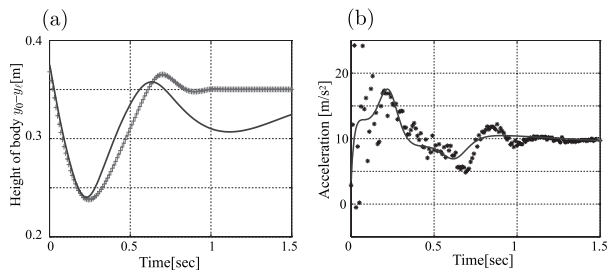


Fig. 18 Experimental result of the height of body

さ (□印) を計測した.  $F$  が  $50$  [N] を越えるあたりから理論値と実測値の差が大きくなるが, これはばね長さ  $L$  がばねが線形特性を示す範囲を越えたためと予想される. この結果から, プロトタイプによって所望の非線形剛性が達成されていることが理解できる.

#### 4.3 着地の実験

プロトタイプを用いて  $h = 0.15$  [m] のときの落下実験を行った. Fig. 17 は落下させるところから, 着地を経て静止するまでの様子を示している. このときの胴体高さ  $y_0 - y_l$  を Fig. 18 (a) に示す. 実線はシミュレーション結果で, + 印が実験での測定値を表す. 摩擦の影響で機構が静止したときの胴体高さの一致は見られないものの, 過渡応答においてシミュレーション結果と同様の結果が得られていることから, 衝撃力が吸収されていることが理解できる. また, このときの加速度センサによって得られた胴体加速度を Fig. 18 (b) に示す. 実線はシミュレーションから得られる加速度で, \*印が実験から得られた測定値である. シミュレーションでは脚部の慣性モーメントを無視しており, 試作機でも小さくなるよう, 軽量の脚を設計したが, この値は無視できない. そのため, 着地直後の加速度データとシミュレーションにはやや差がある. 一方, 過渡的な応答はシミュレーション結果とよく類似しており, 胴体部への衝撃が吸収されていることが判断できる.

#### 5. おわりに

本論文では, ロボットの運動と非線形剛性を組み合わせることで時間変化する剛性を実現する方法を提案し, この方法を着地の衝撃を吸収する脚機構の設計に応用した. 本研究の成果を以下に示す.

- (1) 非線形剛性とロボットの運動を組み合わせることで時間で変化する剛性を実現することを提案した.
- (2) 4 節閉リンク機構と線形ばねを用い, 所望のトルク特性を実現するためのリンクパラメータ最適化手法を提案した.
- (3) この方法を応用し, 衝撃を吸収する脚機構の機構総合を行っ

た. また, シミュレーションによって, 線形ばねを用いた場合と比較し, 衝撃吸収の様子を示した.

- (4) 最適化されたパラメータに基づいて試作機を設計し, 実験によって所望の非線形剛性が得られていることを示した. また, 落下実験により, 衝撃吸収の様子を示した.

謝辞 本研究は文部科学省科学研究補助金若手研究 (A) 「力学的観点に立ったロボットの身体と知能の相互発達と運動の創発」の支援を受けた.

#### 参考文献

- [1] R. Van Ham, S. Thomas, B. Vanderborght, K. Hollander and D. Lefeber: "Review of actuators with passive adjustable compliance/controllable stiffness for robotic applications," IEEE Robotics and Automation Magazine, SEPTEMBER 2009, pp.81–94, 2009.
- [2] R.P.C. Paul and B. Shimano: "Compliance and Control," Proc. of the 1976 Joint Automatic Control Conference, pp.694–699, 1976.
- [3] N. Hogan: "Mechanical Impedance Control in Assistive Devices and Manipulators," Proc. of the 1980 Joint Automatic Control Conference, pp.TA10-B, 1980.
- [4] J.K. Salisbury: "Active Stiffness Control of a Manipulator in Cartesian Coordinates," Proc. of the IEEE Conference on Decision and Control, 1980.
- [5] N. Hogan: "Impedance Control: An Approach to Manipulation: Part 1–3," Proc. of ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, vol.107, pp.1–24, 1985.
- [6] K.F. L-Kovitz, J.E. Colgate and S.D.R. Carnes: "Design of Components for Programmable Passive Impedance," Proc. of IEEE International Conference on Robotics and Automation, pp.1476–1481, 1991.
- [7] 兵頭, 小林: "非線形バネ要素を持つ臍制御手首機構の研究", 日本ロボット学会誌, vol.11, no.8, pp.1244–1251, 1993.
- [8] S.A. Migliore, E.A. Brown and S.P. De Weerth: "Biologically inspired joint stiffness control," Proc. of the 2005 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA'05), pp.4519–4524, 2005.
- [9] 稲葉, 中沢, 小金澤: "非線形弾性機構を有するアクチュエータ (ANLES) を用いた拮抗型関節の剛性と角度制御", 日本ロボット学会誌, vol.26, no.4, pp.381–388, 2008.
- [10] 森田, 富田, 植田, 菅野: "関節の機械インピーダンスを調節可能な力制御ロボットアームの開発", 日本ロボット学会誌, vol.16, no.7, pp.1001–1006, 1998.
- [11] M. Okada, Y. Nakamura and S. Ban: "Design of Programmable Passive Compliance Shoulder Mechanism," Proc. of the IEEE International Conference on Robotics and Automation, pp.348–353, 2001.
- [12] T. Wimbock, C. Ott, A. Albu-Schaffer, A. Kugi and G. Hirzinger: "Impedance control for variable stiffness mechanisms with nonlinear joint coupling," Proc. of 2008 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS'08), pp.3796–3803, 2008.
- [13] R. Van Ham, B. Vanderborght, M. Van Damme, B. Verrelst and

- D. Lefeber: "MACCEPA, the mechanically adjustable compliance and controllable equilibrium position actuator : Design and implementation in a biped robot," *Robotics and Autonomous System*, vol.55, no.10, pp.761-768, 2007.
- [14] G. Tonietti, R. Schiavi and A. Bicchi: "Design and control of a variable stiffness actuator for safe and fast physical human/robot interaction," *Proc. of the 2005 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA'05)*, pp.526-531, 2005.
- [15] S. Wolf and G. Hirzinger: "A new variable stiffness design: Matching requirements of the next robot generation," *Proc. of the IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA'08)*, pp.1741-1746, 2008.
- [16] 砂崎, 林原: "非線形ばねを用いた剛性可変機構の研究", *日本機械学会ロボティクス・メカトロニクス講演会'01 講演論文集*, 1A1-H1 (CD-ROM), 2001.
- [17] M. Okada and S. Kino: "Torque Transmission Mechanism with Nonlinear Passive Stiffness using Mechanical Singularity," *Proc. of the IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA'08)*, pp.1735-1740, 2008.
- [18] 杉原知道: "零衝撃機構の開発", *Proc. of the 2008 JSME Conference on Robotics and Mechatronics*, 2A1-I02, 2008.



岡田昌史 (Masafumi Okada)

1992年3月京都大学工学部精密工学科卒業。1996年9月同大学大学院応用システム科学専攻博士課程修了, 博士(工学)。1996年10月日本学術振興会特別研究員(PD)。1997年2月東京大学大学院工学系研究科リサーチ・アソシエイト。2000年4月同大学大学院工学系研究科講師。2004年4月東京工業大学大学院理工学系研究科助教授。2007年4月准教授となり現在に至る。ロボットの機構設計, 力学系を用いた情報処理の研究に従事。日本機械学会, IEEEの会員。(日本ロボット学会正会員)



武石 純 (Jun Takeishi)

2009年3月東京工業大学工学部機械知能システム学科卒業。2009年4月同大学大学院理工学研究科機械物理工学専攻修士課程進学。現在に至る。