解説

人型ロボットの制御とアクチュエータ

Control of Humanoid Robots and Actuators

神 永 拓* *産業技術総合研究所

Hiroshi Kaminaga* *National Institute of Advanced Industrial Science and Technology

1. はじめに

人型ロボットは腕や脚に相当する複数のリンクが駆動系により接続された機械システムである。通常、リンクは剛体として近似し、駆動系でトルクを発生することで所望の運動を実現しようとする。駆動系は貯蔵された大きなエネルギーを制御しながら機械的な仕事に変換する、電気・機械など複数の領域にわたるシステムであり、その物理的特性のモデル化やその特性に応じた制御系の構築が求められる。ロボットに所望の運動をさせるということは、この一連の流れを制御することにほかならない。

このような複雑なシステムを単一の連成システムとしてとらえることは難しく、ロボットの運動制御を剛体リンク系の運動と駆動系の運動に分割して考えることが多い。人型ロボットは環境とのインタラクションを前提とする特徴があり、ロボットは目標軌道に追従するだけでなく力を介した相互作用が求められる。本稿では駆動系の構造やダイナミクスに関するモデル化を紹介する。また、それらの制御方法や、力の相互作用に用いられる制御手法を紹介する。

2. モータを用いた駆動系

通常我々が想定するロボットの大きさ（高さ数十センチから数メートル）のとき、モータの効率が良い駆動条件（トルク：数百 mNm，速度：数千 RPM）と求められる関節駆動条件（トルク：数十 Nm，速度：数百 RPM）の間には同パワーであっても数十から数百倍の差がある。これらの条件を合わせるために減速機が用いられる。

モータとリンクをつなぐ部品はトランスミッションと呼ばれ、減速機はトランスミッションの一種である。ロボットの関節駆動系を一般的に表現すると図1のように表すことができる。ここで、 x_1 および x_2 はそれぞれモータおよびリンクの位置、 m_1 および m_2 はそれぞれモータおよびリンクの慣性、 f_1 はモータが発生する力、 f_2 はリンクに

図1 ロボット駆動系の一般的なモデル

作用する外力、 f_{1f} および f_{2f} はモータおよびリンクに作用する摩擦力とする。以降、モータ側を一次側、リンク側を二次側とし、添え字 1 は一次側を、添え字 2 を二次側のパラメータとする。図1ではモータ、リンクとも直動として描かれているが、以降の議論は一般性を欠くことなく回転型の駆動系に適用できる。その際には m_i は慣性モーメントとなり、 x_i は角度、 f_i はトルクとなる。

ロボットの関節駆動系の運動方程式は次の連立微分方程式で表される。

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + f_{1f} = f_{12} + f_1 \\ m_2 \ddot{x}_2 + f_{2f} = f_{21} + f_2 \end{cases} \quad (1)$$

ただし、 f_{ij} は j 側から i 側へ作用する力であるとする。トランスミッションは f_{12} と f_{21} の関係を決定する部品であると考えられる。

まず、モータと出力軸が歯車などの減速機で結合された駆動系を考える。いま、減速比を N_g とすると $x_1 = N_g x_2$ および $f_{21} = -N_g f_{12}$ の関係が得られる。これらを (1) に代入することで次式の運動方程式が得られる。

$$(m_2 + N_g^2 m_1) \ddot{x}_2 + (f_{2f} + N_g f_{1f}) = f_2 - N_g f_1 \quad (2)$$

ロボットの関節駆動系には、物理的には二つの慣性があるが、このような理想的に剛性が高い減速機では運動の自由度は1しかないため、(2) で示されるシステムは本質的に1慣性系である。

式 (2) は、減速機がトルクを増大する一方でイナーシャを減速比の二乗倍に、モータの摩擦は減速比倍にする効果を示している。すなわち、高い減速比を用いると外力により関節を駆動（バックドライブ）することが甚だしく難しくなることを意味する。逆駆動の容易さはバックドライブバビリティとよばれ、力制御性能を決定する重要な性質の一

原稿受付 2017 年 12 月 25 日

キーワード：Actuator, Transmission, Modelling, Force Control

*〒 305-8560 つくば市梅園 1-1-1

*Tsukuba-shi, Ibaraki

図2 Series Elastic Actuator のモデル

つである。

バックドライバビリティを高めるには減速比が低いほうが望ましく、その極端な例として浅田[1]など、DD モータを用いる方法がある。ところが、前述のように電磁モータとロボットの特性には隔たりがあり、DD モータを用いる方式はロボットの大型化や高重量化を招く傾向がある。

3. 弾性を用いたモータ駆動系

減速を行いつつバックドライバビリティを高める試みの一つに弾性アクチュエータがある。最もよく知られている弾性アクチュエータに Series Elastic Actuator (SEA) [2] がある。これは減速機の出力部にばねを配置することで、関節に物理的コンプライアンスを持たせるものである。SEA をはじめとして、弾性アクチュエータは弾性体の変形を計測して外力を推定できる長所がある。

いま、トランスミッションがSEA にならい、図2に示す構造になっているとする。ばね定数は K_s 、減速比 N_g とする。このとき、このシステムは非駆動自由度を持ち、トランスミッションの特性は $f_{21} = K_s(x_1/N_g - x_2)$ 、 $f_{12} = -f_{21}/N_g$ となる。これを (1) に代入すると次式が得られる。

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1 + f_{1f} = \frac{1}{N_g}K_s\left(x_2 - \frac{1}{N_g}x_1\right) + f_1 \\ m_2\ddot{x}_2 + f_{2f} = K_s\left(\frac{1}{N_g}x_1 - x_2\right) + f_2 \end{cases} \quad (3)$$

このように、弾性アクチュエータの振る舞いを記述するには2本の運動方程式が必要であるため、本質的に2慣性系である。弾性アクチュエータではバックドライバビリティと共振周波数がトレードオフの関係になる。(3)の関係を、減速機とばねの位置関係などに関してより一般的な表現にすると、係数 K_{ij} を用いて次式で表すことができる。

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1 + f_{1f} = -K_{11}x_1 + K_{12}x_2 + f_1 \\ m_2\ddot{x}_2 + f_{2f} = -K_{22}x_2 + K_{21}x_1 + f_2 \end{cases} \quad (4)$$

弾性を用いた駆動系の応用例として Morrel ら [3] が開発した Parallel-Coupled Micro-Macro Actuators は、動作が遅いが大きなトルクが出せる SEA と、動作が早く減速比が低い駆動系を並列に接続することでバックドライバビリティと制御帯域を両立する試みである。

弾性を用いた駆動系の課題はバックドライバビリティと系の共振周波数低下がトレードオフになることである。この短所を嫌って、近年文献 [4] の例をはじめとせばねの剛

図3 拮抗型可変剛性駆動系モデル

性を極めて高くし、ばねによるバックドライバビリティの向上を目的とせずトルクセンサとして使用しているものが多い。このような例は SEA とよんではいるが Kawakami ら [5] の Torque Encoder と変わらない。

ばねの剛性を変化させることでこの短所を克服する試みもある。Laurin-Kovitz ら [6] は拮抗する非線形ばねを用いることで、位置と剛性の制御が可能であることを示した。例えば変位に対して二次の力を出すばねで図3のように拮抗構造を作るとする。いま、右側のばねの変位と力を x_{2R} 、 $f_{21R} = -(K_s/2)(x_{2R} - x_2)^2$ 、左側のばねの変位と力を x_{2L} 、 $f_{21L} = (K_s/2)(x_2 - x_{2L})^2$ とすると、拮抗するばねの力 $f_{21} = f_{2R} + f_{2L}$ は

$$f_{21} = K_s(x_{2L} - x_{2R}) \left\{ \frac{x_{2L} + x_{2R}}{2} - x_2 \right\} \quad (5)$$

となり、剛性は $K_s(x_{2L} - x_{2R})$ とばねの自然長の和で決まるため、無負荷時の平衡点は自然長の差で決まるように剛性と位置を分解できる。非線形ばねは空気圧人工筋のようにばね自身に非線形性を持つものや、ばねの長さと関節変位の関係を非線形にするものもある。拮抗構造を持たずに可変剛性を得る手法 [7] も提案されている。

4. 粘性を用いたモータ駆動系

SEA のばねの代わりにダンパを用いる試みが Series Damper Actuator [8] として提案されている。Series Damper Actuator ではダンパの非駆動自由度があり、トランスミッションの特性は減速比 N_g と粘性抵抗 D_s を用いて $f_{21} = D_s(\dot{x}_1/N_g - \dot{x}_2)$ 、 $f_{12} = -f_{21}/N_g$ と表せる。すなわち、Series Damper Actuator の運動方程式は (6) で与えられる。

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1 + f_{1f} = \frac{1}{N_g}D_s\left(\dot{x}_2 - \frac{1}{N_g}\dot{x}_1\right) + f_1 \\ m_2\ddot{x}_2 + f_{2f} = D_s\left(\frac{1}{N_g}\dot{x}_1 - \dot{x}_2\right) + f_2 \end{cases} \quad (6)$$

電気静油圧アクチュエータ (Electro-Hydrostatic Actuator, 以降 EHA) は図4に示す構造を持つ油圧駆動系である。EHA は、変位 x_i と順方向流れ q_f 、内部漏れ流れ q_{ri} の関係から、油の圧縮性が無視できる範囲で、係数 D_{ij} を用いて次式の運動方程式で表すことができることが報告されている [9]。

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1 + f_{1f} = -D_{11}\dot{x}_1 + D_{12}\dot{x}_2 + f_1 \\ m_2\ddot{x}_2 + f_{2f} = -D_{22}\dot{x}_2 + D_{21}\dot{x}_1 + f_2 \end{cases} \quad (7)$$

図4 電気静油圧アクチュエータのモデル

この運動方程式は (6) を包含した表現になっている. Series Dapmer Actuator と EHA は構造はまったく異なるものの, 同様の二慣性型駆動系のカテゴリであることが分かる. EHA は油圧計測により外力推定が可能である.

(4) 型の駆動系も (7) 型の駆動系も非駆動自由度を有している. この非駆動自由度はリンクに外力が作用した際の見かけ上のイナーシャを低減させる効果がある. いずれの駆動系も, 無負荷・静止状態から逆駆動する場合の見かけ上のイナーシャは減速比によらず m_2 のみであり, 一慣性系の場合の $m_2 + N_g^2 m_1$ に比べて小さくなる. また, この時に作用する摩擦力も一慣性系の場合には $f_{2f} + N_g f_{1f}$ に対して f_{2f} のみであり, バックドライバビリティを高めやすい.

4.1 サーボ弁型油圧駆動系

高性能なサーボ弁としてはフラップ型2段型サーボ弁 [10] が用いられることが多い. この種のサーボ弁では弁への入力流量は電流であり, その電流に比例した弁開度が得られる. いま, サーボ弁の周波数特性を正規化したものを $i^*(t)$ と置くと, 流量 q_1 と供給圧 p_s と背圧 (シリンダ圧) p_1 との関係はオリフィスの式を用いて次式で表せる [11].

$$q_1 = i^*(t) C_v \sqrt{p_s^2 - p_1^2} \quad (8)$$

ただし, C_v はサーボ弁の流量特性とする. 通常, サーボ弁型の油圧駆動では配管抵抗による損失の低減や弁特性の非線形性の低減のために $p_s \gg p_1$ とすることが多い. このことは $q_1 \propto i^*$ となることを意味し, サーボ弁型の油圧駆動系が速度制御型の駆動系であることを示している.

5. 駆動系の制御

5.1 二慣性共振系の制御

SEA など二つの質量がばねにより接続されている駆動系はサーボ系に関する共振周波数以外に弾性に起因する, より低い共振周波数を有する. これらの駆動系の運動性能を高めるには共振の抑制が重要である.

このような効果を得るために結城ら [12] が提案したのが共振比制御である. 共振比制御ではトランスミッションの変形に起因する反力をモータの駆動力にフィードバックすることでトランスミッションの変形を抑制し共振を防ぐものである. 駆動系の共振周波数とばねの共振周波数を分離することで共振を防ぐ設計とするが, 軸の変形反力のフィードバックは m_1 を制御により変更するため後述する Inertia

Scaling と類似した効果がある.

Sakata ら [13] の Self Resonance Cancelling も二慣性共振系の制御手法である. この手法では, m_1 と m_2 の仮想的な重心を考え, この点に関して制御を行う. すると, 重心の運動と共振運動が切り離されるため重心の運動は高速に制御できる. このままではばねによる共振の抑制はできず, 出力軸の位置決めもできないため, 低周波数領域では出力軸の位置に対して制御を行い, 高周波数領域では重心位置での制御を行うような相補的な制御を行うことが提案されている.

特異摂動を用いる方法も提案されている. Ott [14] は減速比が十分大きく m_2 が m_1 に対して十分大きい場合に, 柔軟な駆動系の運動方程式が特異摂動系として制御する方法を提案した. 特異摂動法を用いると Quasi-Steady モデルと呼ばれる, 比較的变化の遅い事象に対する縮退モデルと Quasi-Steady モデルと実モデルとの誤差に関する Boundary Layer モデルに分解でき, Quasi-Steady モデルに対してシステムの振る舞いを決定する制御を行い, Boundary Layer モデルで Quasi-Steady モデルによる縮退部の誤差が発散しないように制御を行うといった制御が可能になる. 特異摂動法は二慣性共振系だけでなく, 電気静油圧アクチュエータの制御に関しても有効であることが Tanaka ら [15] によって報告されている.

5.2 慣性に関する制御

駆動系の力感受性を高めるためには摩擦力と慣性力の低減が重要である. 機構で十分な考慮がなされていることは重要であるが, 制御を行うことでさらに性能を高めることができる.

Inertia Scaling は Albu-Schäffer ら [16] により提案された, トルクフィードバックにより一次側の慣性を低減させる制御手法である. 一次側の慣性 m_1 はリンク側からは減速比の二乗倍されて見えるため, m_1 の低減はバックドライバビリティに大きく影響する.

いま, m_{1d} を m_1 の目標値とする (通常 $m_{1d} < m_1$ とする). トルクセンサや油圧計測などで, 一次側に二次側から作用する力 f_{21} が計測できるとする. (9) のトルクフィードバックを行うことを考える.

$$f_1 = \frac{m_1^*}{m_{1d}} u + \left(\frac{m_1^*}{m_{1d}} - 1 \right) f_{12}^* \quad (9)$$

ここで u は f_1 に代えて用いる新しい制御入力であり, m_1^* は m_1 の, f_{12}^* は f_{12} のそれぞれ計測値もしくは推定値とする. 計測値や推定値が十分真値に近いとみなせる場合, 制御後の一次側のダイナミクスは (1) に (9) を代入することで次式となることが分かり, 一次側のイナーシャが m_{1d} に変更されていることが分かる.

$$m_{1d} \ddot{x}_1 + \frac{m_{1d}}{m_1} f_{1f} = f_{12} + u \quad (10)$$

Inertia scaling は見かけ上の慣性を低減する効果があるだけでなく、一次側の摩擦力も低減する効果があることが確認できる。

5.3 摩擦の特性を考慮した制御手法

摩擦の研究は古く、15 世紀中のレオナルド・ダ・ビンチの手記に登場する [17]。1785 年には Coulomb が面間に仮定した微小な毛のたわみと復元により静止摩擦力や動摩擦を説明するモデルを考案した。ところが今日でも、摩擦の強い非線形性は制御を行う上で難しい問題である。

速度 0 付近から運動状態に至る際に摩擦力が急激に減少する現象は Stribeck 効果 [18] とよばれ、スティック・スリップなど摩擦の扱いを難しくする原因である。最大静止摩擦力を f_s 、クーロン摩擦力を f_c とし、静止摩擦係数を μ_s 、クーロン摩擦係数（もしくは動摩擦係数）を μ_c 、粘性摩擦係数を μ_v 、面に作用する垂直抗力を f_N とする。摩擦力 f_f は符号関数 $\text{sgn}(\cdot)$ を用いて次式で表されることが多い（図 5 の離散モデル）。

$$\begin{cases} |f_f| < \mu_s f_N & \dot{x} = 0 \\ f_f = \text{sgn}(\dot{x}) \mu_c f_N + \mu_v \dot{x} & \dot{x} \neq 0 \end{cases} \quad (11)$$

実際の摩擦は連続な現象であると考えられており、Canudas de Wit ら [19] は (12) に示す LuGre モデルを提案した。摩擦力は、Coulomb のモデルによるところの毛のたわみ量 z により表現される。

$$\begin{cases} \dot{z} = \dot{x} - \frac{|\dot{x}|}{g(\dot{x})} z \\ f_f = \sigma_0 z + \sigma_1 \dot{z} + \sigma_2 \dot{x} \end{cases} \quad (12)$$

$g(\cdot) > 0$ は摩擦の特性を決定する関数であり、 σ_0 、 σ_1 、 σ_2 は摩擦力の特性を決める定数である。特に σ_0 は毛の剛性（Dahl 効果）を表し、 σ_2 は粘性摩擦係数を表す。Stribeck 効果を含む摩擦現象をうまく表現する g が提案されており [18]、定常状態（ $\dot{x}$ が一定）において

$$f_f = \text{sgn}(\dot{x}) \left\{ \mu_c + (\mu_s - \mu_c) e^{-(\dot{x}/\dot{x}_s)^2} \right\} f_N + \mu_v \dot{x} \quad (13)$$

とする Gaussian モデルが提案されている。 $\dot{x}_s$ は Stribeck velocity とよばれ静止摩擦力の影響範囲を表している。この式は図 5 の形となり実際の摩擦現象をよく再現できる。

図 5 摩擦のモデルならびに Shen ら [20] の使用する領域。 $\dot{x}$ 相対速度、 f_f 摩擦力、 f_s 最大静止摩擦力、 f_c クーロン摩擦力、 μ_v 粘性摩擦係数

これらのパラメータは温度や潤滑状態に敏感であるため正確なパラメータ同定やモデルベースの制御は難しい。

Shen ら [20] は静止摩擦力、ならびにクーロン摩擦をそれぞれ包含するような速度と摩擦力からなる矩形を考え（図 5）、常にこの領域以上の制御入力を与えることで摩擦の影響を受けなくする切替型制御手法を考案、漸近安定性を証明した。この方法では、プラント、および理想モデルの運動方程式がそれぞれ (14)、(15) であるとする。

$$\dot{x} + ax = u - f_f(\dot{x}, u) \quad (14)$$

$$\dot{x}_m + \lambda x_m = \lambda r \quad (15)$$

パラメータ a は未知であるが、既知の m 、 M に関して $m < a < M$ であるとする。式 (14) に対し次式の制御を行うことで実プラントと理想モデルの差 $e = x_m - x$ が 0 に収束する。

$$u = \lambda r + K_0(e, x)x + K_s(e, \dot{x}) \quad (16)$$

ここで、 K_0 、 K_s はそれぞれ次のように与えられる。

$$K_0(e, x) = \frac{1}{2} \{ (1 - \text{sgn}(ex)) k_0 + (1 + \text{sgn}(ex)) g_0 \}$$

$$K_s(e, \dot{x}) = \begin{cases} \text{sgn}(e) \gamma_f, & |\dot{x}| \leq \epsilon \\ \text{sgn}(e) \gamma_s, & |\dot{x}| > \epsilon \end{cases}$$

ここで、 $k_0 = m - \lambda$ 、 $g_0 = M - \lambda$ であり、 γ_f は最大静止摩擦以上の値、 γ_s は動摩擦の最大値以上の値、 ϵ は静止摩擦の影響を仮定する最大の速度とすればよく（図 5 参照）摩擦の影響に対してロバストである。文献 [20] では n 次のシステムについて述べられている。

佐藤ら [21] は石川ら [22] の提案するフィードバック変調器（図 6 参照）を油圧駆動系の摩擦補償に用いている。

ノミナルプラントに乗法的な非線形性 $N(s)$ を有すると仮定し、 $\hat{N}(s)$ は $N(s)$ の推定モデルとする。ノミナルプラントへの入力 u_N を測定可能な場合は $\hat{u}_N$ の代わりに u_N をフィードバックすることでプラントの非線形を除去できる。フィルタ $Q(s)$ は

$$Q(s) = 1 - \{ \tau s / (\tau s + 1) \}^2 \quad (17)$$

と選ぶことが提案されている。このとき、サンプリング周期 h に対して $\tau > h$ と選ぶが、 $h = 0.1$ の系に対して $\tau = 0.101$ でよいとされている [22]。佐藤ら [21] は $N(s)$ を不感帯とし、量子化の値方向の間隔を、静止摩擦の影響を受けやすい領域で γ_f 以上、その他の領域で細かくすることで制御性を高めつつ摩擦補償効果を得ている。

5.4 外乱オブザーバを用いる摩擦補償

外乱オブザーバにより摩擦力を推定しフィードフォワード的に補償する方法がある。外乱オブザーバを用いた制御は、モータの速度制御系の追従性とロバスト性を両立するた

図 6 フィードバック変調器の構造

めに外力を推定し補償する目的で大石ら [23] が開発した[†].

いま、摩擦力 f_{1f} は (1) から $f_{1f} = f_1 + f_{12} - m_1 \ddot{x}_1$ と求められるが、通常 $\ddot{x}_1$ は x_1 の 2 階の数値微分が必要のためノイズに弱く、実用的でない. 文献 [24] の方法は f_{1f} を求めるのではなく、これに時定数 $1/L$ の 1 階のローパスフィルタを施した量 $\hat{f}_{1f}$ を求めることで、ローパスフィルタの積分性により加速度を不要とするものである. 実際に、

$$\hat{F}_{1f} = \frac{L}{s+L} F_{1f} = \frac{L}{s+L} (F_1 + F_{12} - Lm_1 V_1) - Lm_1 V_1 \quad (18)$$

と等価に変換でき、加速度を用いずに摩擦力を推定できる. 式 (18) 中では、 $F_1(s) = \mathcal{L}[f_1(t)]$ のように、大文字の変数は対応する小文字の変数のラプラス変換を示すものとする.

これと独立して De Luca ら [25] は、ロボットに作用する力と運動量との関係を利用し外力を推定する方法を開発し、Tien ら [26] がモータの摩擦補償に応用した.

いま、一次側の運動量 p_1 は $p_1 = m_1 \dot{x}_1$ であり、この微分は (1) を用いると $\dot{p}_1 = f_1 - f_{1f} + f_{12}$ となる. $L > 0$ を任意のゲインとし、残差 r を次式で定義する.

$$r = L \int (f_1 + f_{12} - r) dt - Lp_1 \quad (19)$$

すると、(20) が得られるため、 r は f_{1f} に時定数 $1/L$ で収束することが分かる.

$$\dot{r} = L(f_1 + f_{12} - r - \dot{p}_1) = L(f_{1f} - r) \quad (20)$$

注意深く見ると、 r は $\hat{f}_{1f}$ にほかならず、(20) と (18) は等価である. Ohnishi らと De Luca らの方法は導出は異なるものの、結果として同じ量を推定していることは興味深い.

5.5 インピーダンス制御・アドミッタンス制御

インピーダンス制御 [27] は本来電気システム概念であるインピーダンスを機械系のアナロジーとして考え、機械的なインピーダンスを制御により実現するものである.

機械的インピーダンス $Z(s)$ は、入力である電流を速度、出力である電圧を力と考えるため、 $Z(s) = F(s)/V(s)$ である. ただし、 $V = \mathcal{L}[\dot{x}]$ 、 $F = \mathcal{L}[f]$ とする.

狭義のインピーダンス制御は、コントローラの入力とし

(a) アドミッタンス制御系

(b) インピーダンス制御系

図 7 インピーダンス制御系の構造. C_p : 位置制御器, C_v : 速度制御器, C_i : 電流制御器

て速度 $\dot{x}$ を取り、制御入力を力 f とするものである. これに対してアドミッタンス制御はコントローラへの入力として力 f を取り、制御入力を速度 $\dot{x}$ とする (図 7 参照). 実装上は速度の代わりに位置を用いることが多い (すなわち $Z(s) = F(s)/(sX(s))$ を用いる).

いま、駆動系の運動方程式が、簡単のため次式で表されるものとする.

$$m\ddot{x}_2 = f_{21} + f_2 \quad (21)$$

ただし、 $m = m_2 + N_g^2 m_1$ とする. これに対して実現したいダイナミクスを質量、ダンピング、ばね定数の目標値 m_d , d_d , k_d を用いて次式とする.

$$m_d \ddot{e} + d_d \dot{e} + k_d e = f_2 \quad (22)$$

ここで、 x_0 を位置のオフセット、 $e = x_2 - x_0$ とする. $E = \mathcal{L}[e]$ は力の測定値 $F_2 = \mathcal{L}[f_2]$ を用いて、

$$E(s) = \frac{1}{s} \frac{1}{Z(s)} F_2(s) = \frac{1}{s^2 m_d + s d_d + k_d} F_2(s) \quad (23)$$

となり、アドミッタンス制御は f_2 の測定値にローパスフィルタを施すことで e の指令値、 $x_{\text{ref}} = e + x_0$ とすることで位置 x_2 の指令値を得る.

これに対してインピーダンス制御は $f_{\text{ref}} = m_d \ddot{e} + d_d \dot{e} + k_d e - m\ddot{x}_2$ として f_{21} の目標トルク f_{ref} を求めることができるが、加速度の計算はノイズに弱くこの形で慣性にかかわる制御を行うことは難しい. トルクセンサにより f_2 が計測可能な場合は次式を用いることで加速度を用いること

[†]外乱オブザーバという用語が用いられるようになったのは Ohnishi ら [24] あたりからである.

なく慣性にかかわる制御が可能である。

$$f_{\text{ref}} = \left(\frac{m}{m_d} - 1 \right) f_2 + m \ddot{x}_0 + \frac{m}{m_d} (d_d \dot{e} + k_d e) \quad (24)$$

文献[16]では(9)を併用し、(24)中では $m_d = m$ としている。

アドミッタンス制御は、非バックドライバブルな位置制御型のロボットでも実装が可能であるほか、摩擦の影響を受けず位置の再現性が高いといった長所がある。アドミッタンス制御は位置ループの追従性を高めるほど低インピーダンスが実現できるため、サーボ弁型の油圧駆動系などの速度制御型駆動系と相性が良い。一方、力是不連続な値で測定も雑音が大きい傾向があり、硬い対象との衝突や接触で不安定になりやすい傾向がある。インピーダンス制御は安定性に優れるが、純粋なインピーダンス制御はバックドライバブルな駆動系にしか用いることができないほか、位置精度は摩擦に依存するためトルクフィードバックや摩擦補償を行ってバックドライバビリティを高めた上でインピーダンス制御を行うのが一般的である。インピーダンス制御とアドミッタンス制御を組み合わせることで双方の長所を組み合わせる試み[28]も行われている。

6. お わ り に

本稿ではロボットで用いられる様々な駆動系の駆動原理とともにモデル化を紹介した。また、それらの制御手法、特に人型ロボットで求められることが多い、「力」に関連する制御を中心に紹介した。今日、人型ロボットの性能を大きく左右する駆動系が誕生してきており一時のモータ・歯車一辺倒の時代に代わり混迷を極めていく。このような時分だからこそ駆動系を含めた研究を再顧し、新たな設計の最適化が図られんことを期待している。

参 考 文 献

- [1] 浅田：“ダイレクト・ドライブロボットの開発とその制御性能の評価”，計測自動制御学会論文集，vol.19，no.1，pp.77-84，1983。
- [2] G.A. Pratt, et al.: “Series Elastic Actuators,” Proc. Int. Conf. Intelligent Robots and Systems, pp.399-406, 1995.
- [3] J.B. Morrell, et al.: “Parallel-Coupled Micro-Macro Actuators,” Int. J. Robotics Res., vol.17, no.7, pp.773-791, 1998.
- [4] N.G. Tsagarakis, et al.: “WALK-MAN,” J. Field Robotics, vol.34, no.7, pp.1225-1259, 2017.
- [5] T. Kawakami, et al.: “High-Fidelity Joint Drive System by Torque Feedback Control Using High Precision Linear Encoder,” Proc. Int. Conf. Robotics and Automation, pp.3904-3909, 2010.
- [6] K.F. Laurin-Kovitz: “Desing of Components for Programmable Passive Impedance,” Proc. Int. Conf. Robotics and Automation, pp.1476-1481, 1991.
- [7] R. Van Ham, et al.: “MACCEPA, The Mechanically Adjustable Compliance and Controllable Equilibrium Position Actuator,” Robotics and Autonomous Systems, vol.55 pp.761-768, 2007.
- [8] C.-M. Chew, et al.: “Series Damper Actuator,” Proc. Int. Conf.

- Humanoid Robots, pp.533-546, 2004.
- [9] H. Kaminaga, et al.: “Development of Backdrivable Hydraulic Joint Mechanism for Knee Joint of Humanoid Robots,” Proc. Int. Conf. Robotics and Automation, pp.1577-1582, 2009.
- [10] R.H. Maskrey, et al.: “A Brief History of Electrohydraulic Servomechanisms,” Trans. ASME J. Dyn. Sys., Meas., Ctrl., vol.100, no.2, pp.110-116, 1978.
- [11] J. Watton: Fluid Power Systems. Prentice Hall, 1989.
- [12] 結城ら：“共振比制御による2慣性共振系の振動抑制制御”，電気学会論文誌 D，vol.113，no.10，pp.1162-1169，1993。
- [13] K. Sakata, et al.: “Self Resonance Cancellation Techniques for a Tow-Mass System and Its Application to a Large-Scale Stage,” IEEE J. Industry Appl., vol.3, no.6, pp.455-46, 2014.
- [14] C. Ott: Cartesian Impedance Control of Redundant and Flexible-Joint Robots. Springer, 2008.
- [15] H. Tanaka, et al.: “Pressure Feedback Control Based on Singular Perturbation Method of an Electro-Hydrostatic Actuator for an Exoskeletal Power-Assist System,” J. Robotics and Mechatronics, vol.24, no.2, pp.354-362, 2012.
- [16] A. Albu-Schäffer, et al.: “A Unified Passivity-based Control Framework for Position,” Torque and Impedance Control of Flexible Joint Robots, Int. J. Robotics Res., vol.26, no.1, pp.23-39, 2007.
- [17] F.P. Bowden, et al.: Friction and Lubrication of Solids. Oxford University Press, 1950 (Pt I) and 1964 (Pt II).
- [18] B. Armstrong-Hélouvry: Control of Machines with Friction. Kluwer, 1991.
- [19] C. Canudas de Wit, et al.: “A New Model for Control of Systems with Friction,” IEEE Trans. on Automatic Control, vol.40, no.3, pp.419-425, 1995.
- [20] T. Shen, et al.: “Robust Nonlinear Control of Parametric Uncertain Systems With Unknown Friction and Its Application to a Pneumatic Control Valve,” Trans. ASME J. Dyn. Sys. Meas. Ctrl., vol.122, pp.257-262, 2000.
- [21] 佐藤，ほか：“不等間隔量子化入力とアクチュエータの非線形要素モデルを用いたフィードバック変調器による油圧駆動システムの軌道制御”，日本ロボット学会誌，vol.31，no.7，pp.669-675，2013。
- [22] 石川，ほか：“フィードバック変調器を用いた離散値入力制御系の設計”，計測自動制御学会論文集，vol.43，no.1，pp.31-36，2007。
- [23] 大石，ほか：“状態観測器を用いた他励直流機の制御法”，電気学会論文誌 B，vol.104，no.6，pp.373-379，1984。
- [24] K. Ohnishi, et al.: “Advanced Motion Control in Robotics,” Proc. Ann. Conf. Industrial Electronics Soc., pp.356-359, 1989.
- [25] A. De Luca, et al.: “Actuator Failure Detection and Isolation Using Generalized Momenta,” Proc. Int. Conf. Robotics and Automation, pp.634-639, 2003.
- [26] L. Tien, et al.: “Friction Observer and Compensation for Control of Robots with Joint Torque Measurement,” Proc. Int. Conf. Intelligent Robots and Systems, pp.3789-3795, 2008.
- [27] N. Hogan: “Impedance Control,” Trans. ASME J. Dyn. Sys. Meas. Ctrl., vol.107, no.1, pp.1-24 (Pt I), 8-16 (Pt II), 17-24 (Pt III), 1985.
- [28] C. Ott, et al.: “Unified Impedance and Admittance Control,” Proc. Int. Conf. Robotics and Automation, pp.554-561, 2010.

神永 拓 (Hiroshi Kaminaga)

2009年東京大学大学院情報理工学系研究科知能機械情報学専攻博士課程修了。同年より東京大学大学院情報理工学系研究科助教。2017年より産業技術総合研究所知能システム研究部門ヒューマノイド研究グループ主任研究員。ロボットシステムならびに力感応型駆動系の設計論と制御に関する研究に従事。博士(情報理工学)。(日本ロボット学会正会員)