減速機付 DC モータのトルク制御の研究*

(第1報, 位置センサ応用トルク制御法の
提案と基礎実験)谷江 和雄^{*1}, 横井 一仁^{*1}, 金子 真^{*1}A Study on the Torque Control of a DC Motor with Reduction Gears
(1st Report, A Proposed Method and Feasibility Experiments)

Kazuo TANIE, Kazuhito YOKOI, and Makoto KANEKO

A new method of torque control using a DC motor with reduction gears has been investigated. A variety of robot applications requires a robot to have both compliance and rigidity in motion control. There is a competitive requirement to be satisfied in the design of actuation systems suitable for the robot motion. In order to achieve compliant motion, a gear reduction DC servomotor with torque sensory feedback is generally used in robot arm joints. Introducing torque sensory feedback provides a benefit for stable torque generation at the expense of the rigidity of the drive system, and in turn causes a low response of joint position servomechanisms. To improve the response, the position based DC motor control method in which torque output can be produced proportional to the input signal without stiffness reduction is proposed. Feasibility experiments which show that the proposed method is effective are described.

Key Words: Robot, Actuator, Force Control, Torque Control, Position Servomechanisms

1. ま え が き

ロボットに要求される作業は多様である。高精度な位置・角度制御（以下単に位置制御と表現する）や柔軟な動作を実現する力・トルク制御（以下単にトルク制御と表現する）を巧みに使い分けることが要求される。ロボットのトルク制御は、一般に組立など、取扱っている対象の側から拘束を受ける作業を実施するうえで重要な役割を果たす⁽¹⁾。

DC モータの出力トルクは原理的には、入力電流に比例する。したがって電流を指定すればトルクの指令が可能であるが、実際には固定子や回転子の発生磁界が不均一なため発生トルクにはリップルが存在する。またロボットによく使われる減速機付 DC モータでは、減速機の摩擦やヒステリシスなどのため、電流指令形の開ループ制御では、正確なトルク制御は実現できない。そこで、通常は出力軸にトルクセンサを設置し、モータ電流にそのセンサ出力をフィードバックすることで、トルク制御を行うことが多い⁽²⁾⁽³⁾。ところが、トルクセンサは一般にひずみを介してトルクを評

価することからモータ駆動軸の剛性が低下するため、こうしたトルクセンサを内蔵するアクチュエータを備えたロボットシステムは位置制御の高速化をはかるとき、問題が生じる。トルクフィードバックループのゲインを高めることでこの剛性の低下は補償できるが、その場合、トルクセンサ出力の安定化が課題になる。よく用いられるひずみゲージ形トルクセンサは、制御要素の一部とする場合、安定性、耐雑音性などに問題がある。

ダイレクトドライブモータ（以下 DD モータと表現する）は、高い剛性と高精度な電流-トルク特性を有し、高速・高剛性の位置制御と安定なトルク制御の双方を実現するアクチュエータとして、最近ロボットの分野で注目を集めている⁽⁴⁾。この方法によれば、減速機の特性は考慮する必要はないからトルクリップルと摩擦の問題を解決すれば、高精度なトルク制御が実現できる。これらについてはすでにいくつかの手法が提案されているが⁽⁵⁾⁽⁶⁾、DD モータは出力/重量比、価格などの面で、減速機付 DC モータ方式に比べて現時点では実用上問題があり、その適用範囲は限られる。

本研究では、基本的には位置情報の検知のみで、高帯域まで高い剛性を維持しつつ、減速機付モータのトルク制御を行う一手法を提示するとともに、基礎実験

* 昭和63年3月31日 第65期通常総会講演会において講演、原稿受付 昭和62年8月26日。

*¹ 正員、工業技術院機械技術研究所(〒305 茨城県つくば市並木1-2)。

によりその手法の有効性の評価を行った結果について報告する。

2. 減速機・トルクセンサ付 DC モータの数学モデル

図1にトルクセンサを内蔵する減速機付 DC モータ系の代表的構成を示す。ここで、

- J_r : DC モータの回転子の慣性モーメント
- J_m : 回転子・減速機間の慣性モーメント
- J : モータ軸の慣性モーメント
- n : 減速比
- θ_r : 回転子回転角
- θ_s : 減速機出力軸の回転角
- K : トルクセンサの剛性
- J_a : 負荷 (ロボットアーム) の慣性モーメント
- θ_a : 負荷の回転角
- τ_m : モータの発生トルク

図1と上記パラメータを用いて、次の運動方程式を得る。ただし、各部の粘性・乾性摩擦は省略している。

$$\theta_s = n\theta_r \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$J_a \frac{d^2\theta_a}{dt^2} = K(\theta_s - \theta_a) \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$(J_r + J_m) \frac{d^2\theta_r}{dt^2} = \tau_m - nK(\theta_s - \theta_a) \quad \dots\dots\dots (3)$$

上記(1)～(3)をラプラス変換し、 $\theta_a(S)/\tau_m(S)$ で表すと、次式を得る。

$$\frac{\theta_a(S)}{\tau_m(S)} = \frac{n}{(J + n^2 J_a) S^2 \left(\frac{S^2}{\omega_0^2} + 1 \right)} \quad \dots\dots\dots (4)$$

ここで、

$$\omega_0^2 = \frac{K(J + n^2 J_a)}{J J_a} \quad \dots\dots\dots (5)$$

$$J = J_r + J_m \quad \dots\dots\dots (6)$$

図1において、剛性 K のトルクセンサを付加せず、剛性大の軸で、減速機出力軸が直接負荷に接続されているとき、式(4)は次のようになる。

$$\frac{\theta_a(S)}{\tau_m(S)} = \frac{n}{(J + n^2 J_a) S^2} \quad \dots\dots\dots (7)$$

したがって、式(4)の分母の2番めの括弧内の各項は、トルクセンサが付加されたことによって生じた高次要

素で ω_0 は系の固有振動数である。式(5)を見ると、インピーダンス整合を考慮した減速比 ($n_l = \sqrt{J/J_a}$) を採用するとき、

$$\omega_0 = \sqrt{2K/J_a} \quad \dots\dots\dots (8)$$

となる。また産業用ロボットでは、駆動系をコンパクトにするために波動歯車装置が多く用いられる。波動歯車装置は、構造上低減速比のものが得にくく、 $n \ll n_l$ になりがちである。こうした場合には $n^2 J_a \ll J$ となるから、

$$\omega_0 \approx \sqrt{K/J_a} \quad \dots\dots\dots (9)$$

となる。すなわち、いずれにしても減速機付 DC モータ系では、慣性モーメント J_a の大きいアームを、剛性 K の低いトルクセンサを介して駆動すると ω_0 が低くなる。その結果、低い周波数領域においても τ_m に対し、 θ_a の位相が遅れることになり、角度 θ_a フィードバックをかけて、位置サーボ剛性を高めるとき、安定性がそこなわれやすい。 ω_0 を高くすることができれば、この問題を解消できる。その一つの方法はトルクセンサの剛性を高めることであるが、ゲージの感度で定まる限界がある。そこで、剛性を維持しつつ、トルク制御を実現する手法を検討する。

3. トルク制御システムの構成

図2に本論文で提案する方法を示す。まず減速機出力角 θ_s をモータ入力にフィードバックして、 θ_i を指令値とする位置サーボ系を構成する。次に減速機出力軸と負荷の間に弾性体(剛性 K) を挿入し、その出力角(負荷回転角) θ_a を検知し、それに微小角度を加えた量 $\theta_a + \Delta\epsilon$ にこの位置サーボ系が追従するようにする。こうした系を構成するとき、指令トルク τ_i は弾性体の剛性 K を用い、

$$\tau_i = K\Delta\epsilon \quad \dots\dots\dots (10)$$

で与えられる。

一方、図2のシステムでは弾性体の挿入により系の剛性が低下するから、次にこれを改善することを考える。図2において、 $\theta_i - \theta_s$ 位置サーボ系の挙動を、次の二次系で記述できるように設計するものとする。

図1 減速機トルクセンサ付 DC モータ系

図2 位置センサ応用トルク制御システム

$$\frac{\theta_s(S)}{\tau_i(S)} = \frac{\omega_n^2}{S^2 + 2\zeta\omega_n S + \omega_n^2} \quad \dots\dots\dots(11)$$

ここで、 ζ は減衰係数、 ω_n は系の固有振動数である。この時、 τ_i を入力、 θ_a を出力とする伝達関数は、

$$\frac{\theta_a(S)}{\tau_i(S)} = \frac{\omega_n^2/(\omega_n^2 + \omega_i^2)}{J_a S^2 \{S^2/(\omega_n^2 + \omega_i^2) + 1\}} \quad \dots\dots\dots(12)$$

となる。ただし、 $\omega_i = \sqrt{K/J_a}$ 、また $\zeta=0$ とした。

もし、 ω_n を大とすることができれば、 $\omega_n^2 + \omega_i^2 \rightarrow$ 大となるため、式(12)の高次要素は小になり、

$$\frac{\theta_a(S)}{\tau_i(S)} = \frac{\alpha}{S^2} \quad (\alpha: \text{定数}) \quad \dots\dots\dots(13)$$

とすることができる。すなわち、式(10)によってトルクが指定できると同時に、 θ_i - θ_s 位置サーボ系のサーボ剛性 ω_n を高めることによって挿入した弾性体による剛性の低下を改善することができる。

4. 評価実験

4.1 実験装置 提案する制御方式の効果を確認するため、実験システムを構成した。この実験装置としては三自由度水平多関節アームとして設計・試作された装置の第1関節駆動軸を用いた。また、第3関節を取り外し、第2関節で負荷を構成している。図3に第1関節の詳細構造、図4に外観を示す。DCモータ(ミナーシャモータ UGRMEM-02 SA 20 E 60 W)の出力軸に減速比1/100の波動歯車減速機(ハーモニックドライブギヤ)、その出力軸に図2の弾性体に対応する要素として、ねじり剛性26 N・m/radのストレングージ形のトルクセンサが接続されている。また負荷としてのアームはトルクセンサの出力軸に接続されている。

減速機の出力回転角 θ_s はタイミングベルトを介して、ポテンショメータで計測する。負荷の回転角 θ_a は、回転角 θ_s にトルクセンサ出力から評価したねじり角 $\Delta\epsilon_m$ を加算することによって求めた。すなわち、 $\theta_a = \theta_s + \Delta\epsilon_m$ である。この θ_a も弾性体出力軸に位置検出器を取付け直接検知すべきであるが、今回は装置の簡略化を図る便宜上、このような方式を採用した。DCモータ駆動増幅器としては、PWM形の増幅器を用いた。また、サーボ系の加減算はすべて、演算増幅器を用いてハードウェアで構成した。

4.2 実験方法 実験に際し、まず θ_a のループを切り離し、 θ_i - θ_s サーボ系の調整を行った。サーボ系の速度フィードバックにはポテンショメータで測定された θ_s の微分値を用いた。PWM増幅器のゲインおよび速度フィードバック用微分回路のゲインを、安定な動作が得られる範囲でサーボ剛性が最大になるように実

験的に調整した。図5に用いた θ_i - θ_s 位置サーボ系のゲイン特性を示す。

実験は静特性、動特性実験を行った。静特性実験では、負荷(アーム)を固定し、 $\Delta\epsilon$ に対するトルクセンサ出力 τ_0 を測定するとともに、 θ_s 、 θ_a のフィードバックを行わない、増幅器・DCモータ・減速機・弾性体系のモータ駆動増幅器入力電圧 V_i に対するトルクセンサ出力 τ_0 特性を測定し、両者を比較した。動特性実験では、周波数応答法を用いた。すなわち、 $\Delta\epsilon$ - θ_a 周波数特性および、 θ_s 、 θ_a ループを取り去ったときのモータ駆動増幅器入力電圧 V に対する θ_a の周波数特性を測定し、両者の結果を比較評価する。

$\Delta\epsilon$ - θ_a 、 V_i - θ_a 特性はそれぞれ、式(12)および式(4)で与えられる。剛性が大のとき高次要素の影響が少なくなるから、式(13)が満たされる領域、すなわちボード線図上でゲインが-40 dB/decの傾きで減少する範囲を比較することで、剛性改善の効果を評価することができる。

図3 実験装置の構造

図4 実験装置の外観

4.3 実験結果 図6に静特性実験の結果を示す。図6(a)は、 θ_s, θ_a ループがない場合、図6(b)は θ_s, θ_a ループを含む場合である。横軸は指令値で、 V_i [図6(a)], および $\Delta\epsilon$ のトルク換算値 [図6(b)] を示している。図6に示されるように、DCモータ・減速機系の $V_i-\theta_0$ 特性は、ヒステリシス、不感滞を含むが、 θ_s, θ_a ループを付加することによってそれが改善されていることがわかる。

図5 $\theta_i-\theta_s$ 位置サーボ系のゲイン特性

(a) θ_a, θ_s フィードバックがない場合

(b) θ_a, θ_s フィードバックを付加した場合

図6 静特性実験結果

図7に動特性実験結果を示す。図7(a)は $V_i-\theta_a$ 特性、図7(b)は $\Delta\epsilon-\theta_a$ 特性のボード線図である。本実験結果では4.2節でも指摘したようにゲインの傾きが重要である。 $V_i-\theta_a$ 特性の結果は約10 rad/sから実験を行った20 rad/sまで、ほぼ-80 dB/decでゲインが低下しており、弾性体の剛性 K による高次要素の影響が現れていることがわかる。一方、 $\Delta\epsilon-\theta_a$ では、図7に示されているように、60~70 rad/sまで-40 dB/decでゲインが低下しており、高次要素の影響が除去されていることがわかる。

5. 考 察

今回用いた実験システムでは、弾性要素の挿入により低下した系の固有振動数を6倍程度高めることができた。このことから、提案する手法の効果は一応確認することができる。本手法による剛性改善の度合は、 $\theta_i-\theta_s$ 位置サーボ系の高速化すなわち、減速機出力軸をどの程度高速で位置制御できるかに依存する。本実

(a) $V_i-\theta_a$ 特性 (θ_a, θ_s フィードバックなし)

(b) $\Delta\epsilon-\theta_a$ 特性 (θ_a, θ_s フィードバックあり)

図7 動特性実験結果

験システムでは、減速機出力角度フィードバックにより、 $\theta_i - \theta_s$ 位置サーボを構成した。角度 θ_s は、角度 θ_a に比べるとモータ入力電圧に対する位相の遅れは少なく、したがって、 θ_a フィードバックの場合よりも位置サーボ剛性を高めることができる⁽⁷⁾。しかし、減速機に含まれる弾性要素の影響により、剛性の向上には限界がある。モータの回転子の角度を検知することで、位置サーボ系を構成するほうが、剛性改善にはより効果があるものと考えられる。しかし、この場合には、 $\Delta \varepsilon$ より τ_i を評価する際、減速機の影響が含まれることになるため、その補償が必要となる。また、本実験では、減速機軸の角度と速度のみのフィードバックを考慮したが、回転子の慣性などの補償を目的とした加速度フィードバックを導入することも、位置サーボ剛性の改善には有効となろう。これらの問題については、現在検討を進めている。

本実験では弾性体としてねじり剛性が低いものを用いた。その結果、系の固有振動数 $\omega_i = \sqrt{K/J_a}$ は約 10 rad/s とかなり低い。本方式では、出力トルクが弾性体両端の角変位を制御することで決定されるため、剛性大なる弾性体を用いると、より高分解能な弾性体両端の位置制御が必要とされる。この状況を回避することと、原理の確認をしやすいするために、今回は特にねじり剛性の低い弾性体を使用した。実験システムでは、角度センサとしてポテンショメータを用い、アナログ形の位置サーボを構成したが、高分解能なレーザエンコーダなどを用いれば、剛性の高い弾性体の使用も可能となろう。こうした高剛性弾性体と、上述のモータロータ角度の直接フィードバックによる高速・高精度な位置サーボを導入すれば、固有振動数はいっそう改善されよう。例えば現状の 4 000 倍 ($10^5 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{rad}$) 程度の弾性体を用い、かつモータロータ位置サーボ系の周波数特性が数十 Hz 程度確保できれば、DD モータ系の固有振動数 (500~800 Hz) ほどとはいえないまで

も⁽⁵⁾、100~200 Hz 程度の値を減速機付 DC モータシステムで確保することは可能と考えられる。この点に関する詳細は別報に譲る。

6. ま と め

本論文の結論を要約すると次のようになる。

(1) 減速機出力軸・負荷間に挿入された弾性体の相対角を制御する減速機付 DC モータシステムによって、剛性を維持しつつトルク制御を行う手法を提案した。この制御法は、位置制御を主体として、トルク制御を実現する点にも特長がある。

(2) 上記制御系において、減速機出力軸角度サーボ系のサーボ剛性を高めることにより系の剛性が改善されることを周波数特性実験により確認した。また、提案する系が静特性の改善にも有効であることを示した。

(3) 高分解能な位置センサと、高剛性な弾性体の適用およびモータ回転子を直接位置サーボすることにより、剛性のいっそうの改善が図れる可能性があることを指摘した。

終わりに本研究に対し、ご支援いただいた、慶応義塾大学理工学部 辻岡 康教授、機械技術研究所ロボティクス部 阿部 稔部長、および実験に協力いただいた元機械技術研究所 宮島 勇氏、元慶応義塾大学理工学部学生 鹿村威夫氏に謝意を表す。

文 献

- (1) 井上, 機誌, 73-618 (昭45), 946.
- (2) Luh, J. Y., Fisher W. D. and Paul, R. P., *Trans. IEEE*, AC-28-2 (1983), 153.
- (3) Wu, C. H., *Int. J. Robot. Res.*, 4-3 (1985), 55.
- (4) 日本ロボット学会誌, 5-1 (昭62).
- (5) 浅田, 計自論, 22-8 (昭61), 891.
- (6) 猪俣, 産業用 DD 機構の開発と応用, (昭61), 69, トリケップス.
- (7) Chestnut, H. and Mayer, R. W., *Servomechanisms and Regulating System Design*, Vol. II (1955), 301, John Wiley & Sons.