

サーボ制御系のモータパワーを考慮した
PID ゲイン自動調整の研究*李 耕^{*1}, 川崎 晴久^{*2}Automatic PID Tuning Considering Motor Maximum Input and Power
Consumption for Servo Control SystemsGeng LI and Haruhisa KAWASAKI^{*3}^{*3} Department of Human and Information Systems, Gifu University,
1-1 Yanagito, Gifu-shi, Gifu, 501-1193 Japan

This paper presents a new practical automatic PID tuning method considering motor maximum input and power consumption for servo control systems. The PID gains for a basic one-mass-rigid system may be adjusted by a skillful operator and resultant closed loop characteristics are evaluated beforehand. When the load conditions are changed, system identification is carried out and an automatic tuning of the PID gains and a computation of the motion time are executed such that the maximum input is kept in the permissible range and the motor consumption is kept nearly constant. If the loaded system is modeled as a two-mass-resonant system, a state observer is constructed and load side position and velocity feedback gains are set to the neighborhood of the zero points generated by PID compensator. The simulation and experiments for a positioning system with AC servo motor are presented to show the effectiveness of the proposed method.

Key Words: Tuning, PID Control, Identification, Torsional Vibration, Observer, Servo Motor, Resonant System

1. 緒 論

インデックステーブル等の固定ゲインのPID制御による位置決めサーボ制御系では、大幅な負荷の変動があると特性変化により振動が生じるため、制御ゲインを再調整する必要がある。従来の調整方法は、制御技術者の経験を利用して適切な応答波形を得るように制御ゲインを試行錯誤的に求めている。しかし、経験による試行錯誤法は熟練した技術者の知識やノウハウにより調整しているため、現場サイドでの頻繁な調整に適さない。このため、負荷条件に応じたゲインの自動調整が望まれている。従来、PID制御のゲイン自動調整として、限界感度法⁽¹⁾⁽²⁾、Ziegler and Nicholsの調整則⁽³⁾等が示されている。しかし、起動、停止を高頻度に繰り返す位置決め系では、モータの許容最大入力やモータ発熱量を考慮して負荷に応じた移動時間と応答特性の設定が必要であるが、これらはモータの許容最大入力やモータ発熱量を考慮した調整則となっていない。

また、ロボットや加工機械などに見られるようにモータと負荷が低剛性の伝達部材で連結されているシステムでは、伝達系のねじれ振動が問題となる。さらに、モータ側に角度センサがあっても負荷側に角度センサや位置センサを取り付けられないことが多い。このような二慣性共振系に対し、共振比例制御⁽⁴⁾、二自由度補償器による振動制御系⁽⁵⁾、既約分解表現に基づく制御法⁽⁶⁾、速度制御⁽⁷⁾、PIDのパラメータ設計⁽⁸⁾⁽⁹⁾など様々な制御法が提案されている。しかし、これらもモータの許容最大入力やモータ発熱量を考慮したゲインの自動調整にはなっていない。

本研究では、ダイレクトドライブされる位置決めサーボ制御系を対象に、基本剛体負荷系における人間によるPIDゲイン調整を基礎に、制御対象を数秒間の動作により同定し、二慣性共振系の場合にはオブザーバを構成し、PIDゲインを固有振動数と機械的時定数から自動的に設定する新規なゲイン自動調整法を提案する。本ゲイン調整により、負荷が大幅に変動しても、モータの最大入力は許容範囲に収まり、かつモータの平均消費電力はほぼ一定に保たれる。シミュレーションによる解析と実験により、その有効性を示す。

* 原稿受付 2002年5月10日。

^{*1} 正員、岐阜大学大学院工学研究科(〒501-1193 岐阜市柳戸1-1)。^{*2} 正員、岐阜大学工学部。

E-mail: h_kawasa@cc.gifu-u.ac.jp

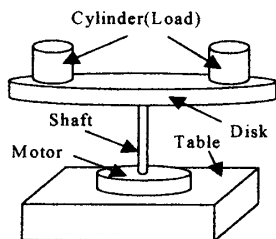


Fig. 1 Positioning servo system

2. 剛体負荷系

2.1 ゲイン調整 図 1 に示すようなサーボモータにより負荷が駆動される位置決め制御系を考察する。シャフトの剛性が高く、制御対象を剛体負荷系とみなせるとすると、その運動方程式は

$$\tau = J\ddot{\theta} + \tau_d \quad \dots\dots\dots(1)$$

と表せる。ここで、 τ, τ_d はモータトルクと外乱トルク、 J は負荷の慣性モーメント、 θ はモータ角変位である。 τ_d は無視できるとし、目標角変位 θ_f を動作時間 t_f で起動と停止により位置決めし、これを連続的に繰り返すとき、モータの最大トルク τ_{\max} と二乗平均トルク $\bar{\tau}$ はそれぞれ

$$\tau_{\max} = \frac{\beta J \theta_f}{t_f^2} \quad \dots\dots\dots(2)$$

$$\bar{\tau} = \frac{\gamma J \theta_f}{t_f^2} \quad \dots\dots\dots(3)$$

で表せる⁽¹⁰⁾。ここで、 β, γ は、駆動するパターンに依存する比例係数で、時間軸を横軸とした速度の駆動パターンが二等辺三角形のときは $\beta = \gamma = 4$ 、放物線のときは $\beta = 6, \gamma = 2\sqrt{3}$ 、4 次曲線のときは $\beta = 5.77$ 、 $\gamma = 4.14$ である。最大トルクと二乗平均トルクは、速度の駆動パターンに依存する比例関係がある。モータのパワー消費 P_H は、トルクの二乗に比例し

$$P_H = \frac{R_M}{K_T^2} \bar{\tau}^2 \quad \dots\dots\dots(4)$$

と表せる⁽¹⁰⁾。ここで R_M, K_T はそれぞれモータ電気抵抗、モータトルク定数である。また、剛体負荷系の機械的時定数 T_m は

$$T_m = \frac{R_M J}{K_E K_T} \quad \dots\dots\dots(5)$$

で近似でき、負荷の慣性モーメントに比例する⁽¹⁰⁾。ここで、 K_E はモータの逆起電力定数である。これらの関係から、負荷の大小に関わらず、モータパワー消費を一定とするには、モータの二乗平均トルクを一定とするように、負荷に応じた動作時間を設定すればよいといえる。二乗平均トルクを一定となるように設定すると、最大駆動トルクも一定となる。

モータのインダクタンスが無視できるとすると、モータ入力に対する角変位の伝達関数は

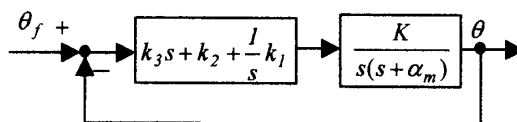


Fig. 2 Control block of rigid system

$$G_o = \frac{K}{s(s + \alpha_m)} \quad \dots\dots\dots(6)$$

と表せる。ここで、 K はモータの特性と負荷慣性モーメントで決まる定数、 $\alpha_m = 1/T_m$ である。この系に、図 2 に示す PID 制御を適用すると、閉ループ伝達関数は

$$G_c = \frac{K(k_3 s^2 + k_2 s + k_1)}{(s - p_1)(s - p_2)(s - p_3)} \quad \dots\dots\dots(7)$$

と表せる。ここで、 $k_i (i=1,2,3)$ は PID ゲイン、 $p_i (i=1,2,3)$ は閉ループ系の極である。閉ループ系の極は、複素平面の原点から左半平面側に遠ざける程高い追従特性を得るが、実際の調整ではセンサノイズ、計算機制御による離散化の影響、系の高周波域での振動モードの影響等により、制限を受ける。この制限は、個々のサーボ系に大きく依存し、経験ある制御技術者のノウハウの基になっている。そこで、制御技術者の経験を生かし、かつ現場サイドでの自動調整を行うため、1) 負荷条件が既知の基本剛体系のゲイン調整を制御技術者が行い、2) 負荷条件が変化しときの剛体系のゲイン調整は次の自動調整則で行うこととした。以下では基本剛体系のパラメータは記号の上に \sim を付ける。基本剛体系の動作時間 \tilde{t}_f と極 \tilde{p}_i は、スキルのある技術者によりモータの許容入力を考慮して決められるとする。負荷の変動が生じた場合、負荷の大小にかかわらずモータの二乗平均トルクを一定にする条件から、

$$\bar{\tau} = \frac{\gamma \tilde{J} \theta_f}{\tilde{t}_f^2} = \frac{\gamma J \theta_f}{t_f^2} \quad \dots\dots\dots(8)$$

の関係を得る。この式に、式(5)と $\alpha_m = 1/T_m$ の関係を代入すると動作時間 t_f は

$$t_f = \sqrt{\frac{\tilde{\alpha}_m}{\alpha_m}} \tilde{t}_f \quad \dots\dots\dots(9)$$

となる。一方、閉ループ系の追従特性はほぼ極の絶対値の大きさに比例するので、動作時間に反比例させて、極を複素平面の原点から遠くに極配置することで、動作時間に必要な追従特性が得られる。そこで、閉ループ系の極 p_i を

$$p_i = \sqrt{\frac{\alpha_m}{\tilde{\alpha}_m}} \tilde{p}_i, (i=1,2,3) \quad \dots\dots\dots(10)$$

と設定する。これにより、動作時間に対応した極が配置される。また、直接駆動される位置決めサーボ制御系では、逆起電力の影響が少ないため、トルクと入力電圧がほぼ比例する。このため、本方法によれば負荷

が大きく変化しても、モータの最大入力とモータパワー消費は、基本剛体系のときとほぼ同一となる、また、必要な系の応答特性が得られる。 α_m は、後述の同定により求める。

2.2 目標角度と動作時間 目標角変位量が変わるとき、二乗平均トルクを一定に保つために、式(3)より動作時間を次式で計算する。

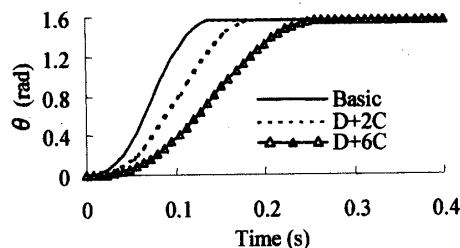
$$t_f' = t_f \sqrt{\frac{\theta_f'}{\theta_f}} \quad \dots\dots\dots(11)$$

ここで、 θ_f' は新しい目標角変位、 t_f' はそのときの動作時間である。

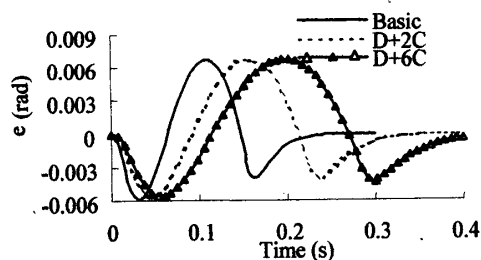
2.3 計算機シミュレーション 提案するゲイン調整法の計算機シミュレーションの結果を図3に示す。後述の実験システムを想定し、目標角変位を $\theta_f = \pi/2$ rad とし、目標軌道は、始点と終点における速度と加速度を0とする時間の5次多項式で表した

Table 1 Rigid system parameters

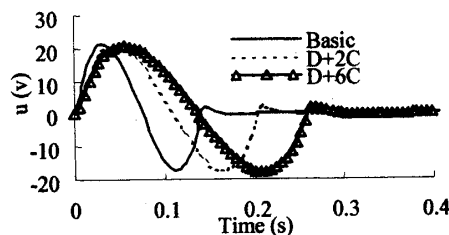
	Transfer function	$t_f(s)$	$k_f \times 10^4$	$k_2 \times 10^3$	k_3
Basic	$25.0/(s+5.07)$	0.15	6.50	2.08	16.5
D+2C	$11.1/(s+2.37)$	0.22	4.31	2.18	25.4
D+6C	$5.52/(s+1.47)$	0.28	4.26	2.74	40.5



(1) Angular displacement



(2) Angular displacement errors



(3) Input

Fig. 3 Responses of rigid system

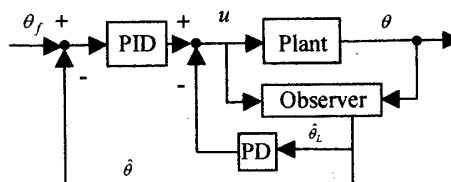


Fig. 4 Control block of resonant system

(後述のシミュレーションと実験における目標軌道はこれと同様に設定した)。基本剛体系は、後述の実験と同様にモータ軸に小円盤(D)を直接取り付けたときとした。基本剛体系の調整結果に基づき、シリンダー負荷(C)を2個加えた剛体負荷系と6個加えた剛体負荷系についてゲインと応答時間を自動調整した。負荷の変化があっても、最大誤差と最大トルクはほぼ一定である。このときの伝達関数とゲインを表1に示す。二乗平均入力 \bar{u} と二乗平均トルク $\bar{\tau}$ は表2に示すようにほぼ一定である。

3. 振動負荷系

3.1 極配置 図1に示す制御系はシャフトの剛性が低く、二慣性共振系として近似できるとする。二慣性共振系の入力に対する角変位の開ループ伝達関数は、モータインダクタンスを無視すると

$$G_o = \frac{K\omega_1^2(s^2 + 2\xi_2\omega_2s + \omega_2^2)}{\omega_2^2s(s + \alpha_m)(s^2 + 2\xi_1\omega_1s + \omega_1^2)} \quad (12)$$

と表せる。ここで、 ω_1, ξ_1 はそれぞれ共振角周波数とその減衰係数、 ω_2, ξ_2 はそれぞれ反共振角周波数とその減衰係数である。モータ側の角変位 θ と負荷側の角変位 θ_L の関係は、以下の伝達関数で表される。

$$G_{ML} = \frac{\theta_L}{\theta} = \frac{\omega_2^2}{(s^2 + 2\xi_2\omega_2s + \omega_2^2)} \quad \dots\dots(13)$$

このとき、モータ角変位によるPID制御の開ループの伝達関数は

$$G_c = \frac{(k_3s^2 + k_2s + k_1)G_o}{s + (k_3s^2 + k_2s + k_1)G_o} \quad \dots\dots(14)$$

となる。ここで、 k_1, k_2, k_3 は、PID制御の積分、比例、微分ゲインである。このPID制御では極を任意に配置できないため、共振点での振動を抑えることは困難である。そこで、図4に示すように、共振点での減衰特性の改善をはかるために、4次のオブザーバを用いてフィードバック制御系を構成した。オブザーバの状態量は、モータ側と負荷側のそれぞれの角変位 $\hat{\theta}$ 、 $\hat{\theta}_L$ と角速度 $\dot{\hat{\theta}}$ 、 $\dot{\hat{\theta}}_L$ とし、オブザーバの極は、 $\beta_j = \lambda p_1$ ($j=1, \dots, 4$)と設定する。ここで、 λ はスカラー定数であり、 p_1 は閉ループの極の中で原点に最も近い極である。 λ が十分に大きいとき、閉ループの伝達関数 G_{co} は次式で近似される。

$$G_{CO} = \frac{(k_3 s^2 + k_2 s + k_1) G_O}{s + (k_3 s^2 + k_2 s + k_1 + (k_5 s + k_4) G_{ML}) G_O} \quad (15)$$

ここで、 k_4 は $\hat{\theta}_L$ 、 k_5 は $\dot{\hat{\theta}}_L$ のフィードバックゲインである。この閉ループ伝達関数の分母は s の 5 次の多項式であり 5 個の極が存在する。零点は反共振と PID 制御により生じる。PID 制御により生じる零点は一般に複素共役であり、対応する周波数を ω_0 とすると、 $\omega_1 > \omega_2 > \omega_0$ の関係がある。このため、 ω_0 より高い周波数領域で入力信号を増幅し固有振動 ω_1 の振動を励起する。そこで、フィードバックゲインを次の 2 段のステップで設定することとした。

Step 1 PID ゲイン調整 剛体負荷系と同じように、モータ側の状態量のみの PID 制御を行うとして、2.1 節と同じ方法でゲインを設定する。すなわち、式(10)により $p_i (i=1,2,3)$ を設定し、残りの極は指定せず $k_4 = k_5 = 0$ の条件で k_1, k_2, k_3 を求める。

Step 2 負荷側の状態フィードバックゲイン調整

PID 制御により $k_3 s^2 + k_2 s + k_1 = 0$ の零点が生じる。この零点は剛体負荷系の場合、零点より高い周波数の入力を増幅し、応答性の改善に効果がある。しかし、振動負荷系ではこの零点が極や他の零点より複素平面での原点に近い場合、この零点より高い周波数の入力が増幅され、共振を励起する。この励振を抑制するため、極を零点と一致するように負荷側の状態フィードバックゲイン k_4, k_5 、 $p_i (i=4,5)$ を決める。

これにより、すべての極が設定され、この極を作るフィードバックゲインが計算できる。この 2 段の設定により、モータの平均トルクをほぼ一定に保ちながら共振モードの励起を抑える極配置が可能となる。なお、PID 制御で生じる零点に対応する極を $p = \alpha q$ (α : 定数、 q : 零点) とすると、 $\alpha = 1$ のときは零点の完全消去となるが、系の速応性と減衰の特性を同時に配慮すれば、それは必ずしも最適値ではない。後述のシミュレーションにより最適値を求めると、 $\alpha = 1.1$ が適当であった。

3.2 計算機シミュレーション 提案する負荷振動系ゲイン調整法について計算機シミュレーションを行った。計算条件は、目標角度 $\theta_f = \pi/2$ rad とし、大円盤 (D_L) のみ、大円盤 + 2 シリンダー ($D_L + 2C$)、大円盤 + 6 シリンダー ($D_L + 6C$) の 3 つの負荷条件での入力に対する速度の開ループ伝達関数を、実際の同定の結果を参考にして次のように設定した。

$$D_L: \frac{2.65 \times 10^6 + 1.44 \times 10^2 s + 1.16 \times 10^2 s^2}{5.39 \times 10^5 + 5.66 \times 10^6 s + 18.6 s^2 + s^3}$$

$$D_L + 2C: \frac{52.5 s^2 - 1.93 \times 10^3 s + 1.55 \times 10^6}{3.15 \times 10^5 + 5.335 \times 10^5 s + 1.10 \times 10^2 s^2 + s^3}$$

$$D_L + 6C: \frac{8.43 \times 10^5 + 4.47 \times 10^3 s + 76.2 s^2}{1.71 \times 10^5 + 6.22 \times 10^5 s + 59.9 s^2 + s^3}$$

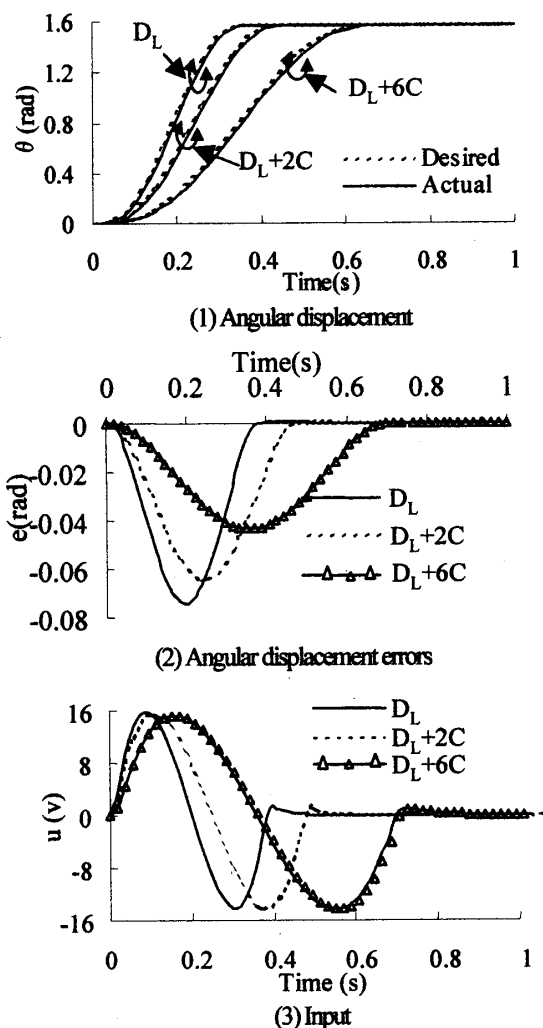


Fig. 5 Responses of resonant system at $\alpha = 1.0$

これらの系に対し、 $\alpha = 1$ の条件で Step 1, Step 2 の極配置を行い、式(9)で動作時間を求めた。このときの応答波形を図 5 に示す。(1)は角変位応答、(2)は角変位誤差 $e = (\theta_f - \theta)$ である。シミュレーションでは、負荷の大幅な変動に対しても安定な応答が得られ、入力の最大値はほぼ一定である。二乗平均入力と二乗平均トルクは表 2 に示すように、ほぼ一定となっている。しかし、いずれも目標角変位に対し遅れが生じオーバダンピングである。図 6 にモデル $D_L + 6C$ における α と最大角変位誤差の関係を示す。同図において、縦軸 ε は目標角度で正規化した最大角変位誤差の絶対値であり、 β は反共振角周波数 ω_2 と PID で生じる零点に対応する角周波数 ω_0 との比 ω_2 / ω_0 である。同図より β の値に関係なく α の最適値はほぼ 1.1 である。 $\alpha = 1.1$ のときの角変位誤差の応答を図 7 に示す。図 5(2)の $\alpha = 1.0$ と比較すると角変位誤差が低減し追従性を改善したことが分かる。

提案するゲイン調整法では、動作時間は式(9)で設定するので負荷の慣性モーメントに依存する。一方、共振周波数 ω_1 と反共振周波数 ω_2 は伝達系の剛性に依存するため、同一の慣性モーメントであっても剛性によ

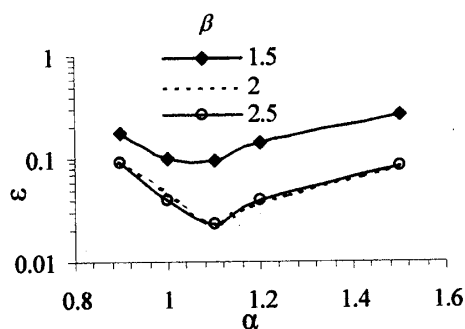


Fig. 6 Maximum angular displacement errors

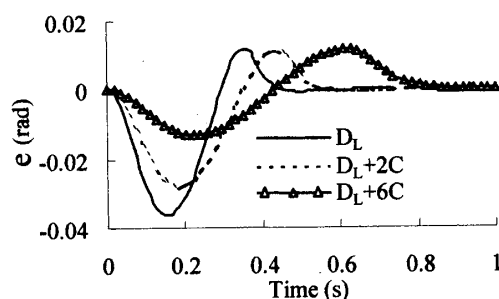
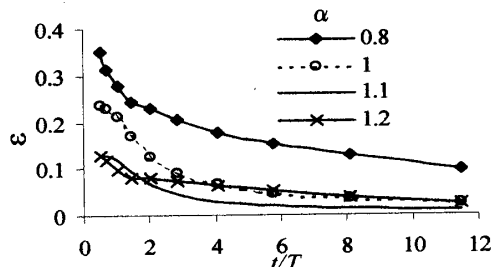
Fig. 7 Angular Displacement errors at $\alpha=1.1$ 

Fig. 8 Maximum angular displacement errors

り応答が変化し、このため最大角変位誤差が変化する。そこで、図 8 に動作時間と最大角変位誤差の絶対値との関係を示す。横軸は反共振角周波数に対応する周期 $T(=2\pi/\omega_2)$ で無次元化している。同図より許容角変位誤差との関係から提案する手法の適用可否が判定できる。

3.3 振動負荷系の判別 対象システムが剛体負荷系か振動負荷系かは同定のときに判別する。この判別は反共振角周波数 ω_2 が位置決め動作時間 t_f の逆数の 60 倍以上になる場合は剛体系とみなした。

4. 実験

図 9 に示す実験システムを対象に、同定と同定に基づく自動ゲイン調整を行い、そのときの応答を調べた。実験で用いた AC サーボモータ (CKD 社製アブソデックス AX1022) のエンコーダの分解能は 540672 pulse/rev であり、モータ許容最大入力 は 24 Volt である。シミュレーションの場合と同様、剛体系と 2 慣性共振系に対して実験を行った。剛体系とは図 9 においてシャフトのない状態で小円盤(D)を直接モータ軸に取り付け

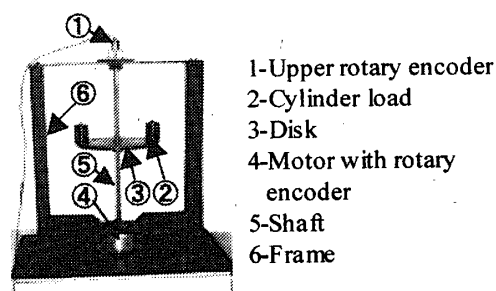
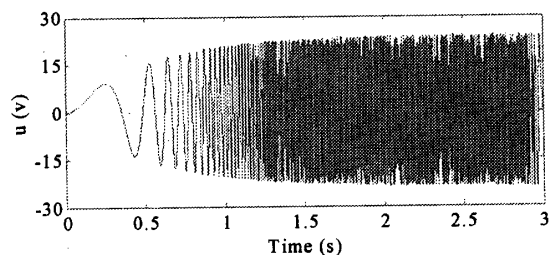
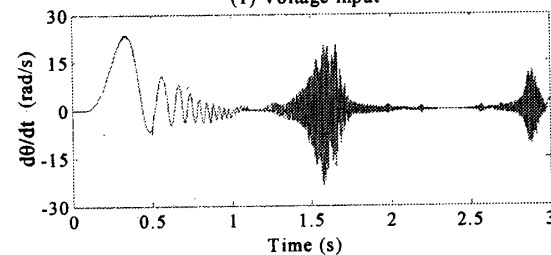


Fig. 9 Experimental equipment



(1) Voltage input



(2) Angle velocity output

Fig. 10 Input signal and output signal

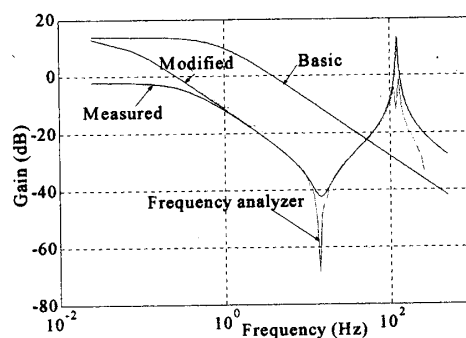


Fig. 11 Frequency characteristics

た系、2 慣性共振系とはシャフトに大円盤(D_L)を取り付けた系である。

4.1 同定 サーボ系の同定は、十分時間をかければ高精度な同定が可能である。しかし、ユーザの観点からは、負荷が変化したときに短時間で自動的に同定でき、かつ角変位の変動範囲が少ないことが望ましい。一方、大きな負荷のとき、低周波における同定は、摩擦等の影響を受け正確に求めることが困難である。摩擦がないとすると、負荷の大小に関わらず、低周波の開ループ伝達関数のゲインは同一となる。そこで、システムの同定は (1)高次 ARMAX モデルによる速度/入力の伝達関数の同定, (2) 剛体負荷系または 2 慣性共振系として低次元化, (3) 低周波域のゲインを基本

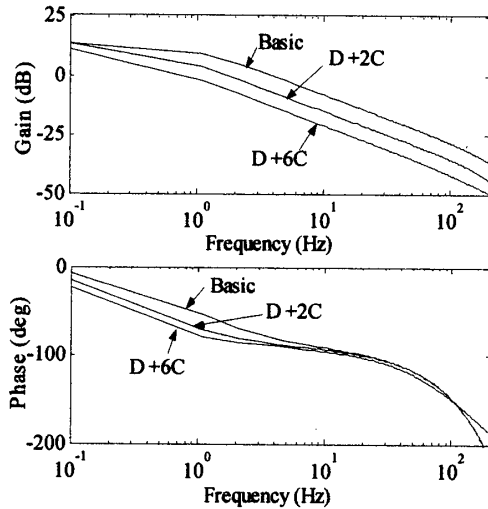


Fig. 12 Frequency characteristics of rigid system

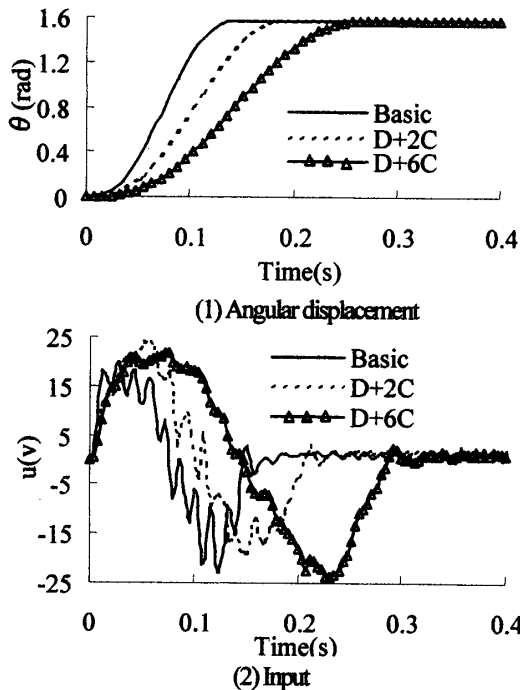


Fig. 13 Responses of rigid system

剛体負荷系の低周波域ゲインと一致させる手順でおこなった。数秒間の動作で同定ができるように、同定信号は、変形スイープ正弦波信号 $a(1 - e^{-k(t+t_0)})\sin(\omega t)$ (a, k, t_0 は定数, $\omega_{\min} < \omega < \omega_{\max}$) とした。(D_L+6C) 負荷のときの同定入力信号とそのときの速度の出力例を図 10 に示す。ここで、 $a=24, k=2, t_0=0$ である。図 11 に、同定により求めた伝達関数のゲイン特性を示す。図中、Measured は分母 5 次、分子 4 次で同定した結果、Modified は低次元化したモデルに対して、低周波域でのゲインを基本剛体系と一致させた結果、Frequency analyzer は周波数解析装置で正弦波信号を 3.5 分の間スイープして測定した結果である。以下ではこのような Modified の結果にもとづいてゲイン調整をしている。

Table 2 The values of mean square torque and voltage

	Rigid system			Resonant system		
	D	D+2C	D+6C	D_L	D_L+2C	D_L+6C
\bar{u}_s	11.4	11.8	11.6	10.7	10.6	10.5
\bar{u}_e	11.3	13.7	12.6	12.1	10.8	13.1
$\bar{\tau}_s$	8.41	8.52	8.33	7.93	7.95	7.91
$\bar{\tau}_e$	9.45	10.6	9.22	12.5	10.1	13.4

Note: \bar{u}_s : Computation value of mean square input

$\bar{\tau}_s$: Computation value of mean square torque

\bar{u}_e : Experiment value of mean square input

$\bar{\tau}_e$: Experiment value of mean square torque

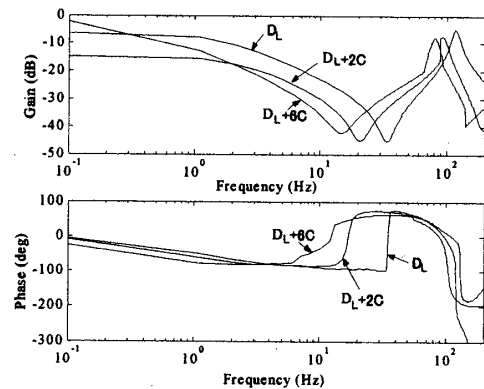


Fig. 14 Frequency characteristics of resonant system

4.2 剛体負荷系 小円盤を直接モータ軸に取り付けた負荷系、それにシリンダーを 2 個付加した負荷系及び 6 個付加した負荷系の周波数特性を図 12 に示す。いずれも共振点は現れていない。同定の結果にもとづいて、提案する方法でゲイン調整した PID 制御による応答波形と入力を図 13 に示す。負荷に応じた動作時間が設定され、目標軌道と応答はほぼ完全に一致している。このときの最大入力のシミュレーション値は、負荷の大小にかかわらずほぼ一定である。表 2 に示すように、二乗平均入力電圧と二乗平均トルクはほぼ一定である。

4.3 振動負荷系 大円盤をシャフトに取り付けた負荷系、それにシリンダーを 2 個付加した負荷系及び 6 個付加した負荷系の周波数特性を図 14 に示す。負荷の大小により共振周波数と反共振周波数が変化しているのが分かる。同定結果に基づき、オブザーバを構成し、提案する方法でゲイン調整した。その応答波形を図 15、入力を図 16 に示す。振動負荷系においても、負荷に応じた動作時間が設定され、目標軌道と応答はほぼ一致し、共振の影響を抑えている。このときの入力の最大値は、負荷の大小にかかわらずほぼ一定となっている。なお、PID 制御において、微分はローパス

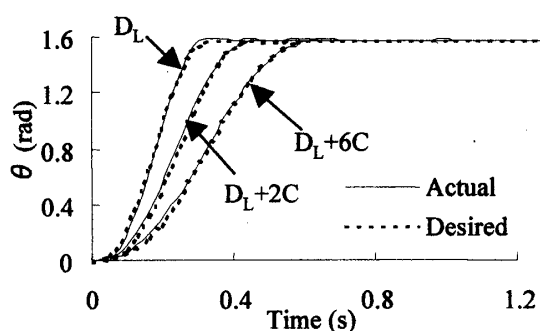


Fig. 15 Position responses of resonant system

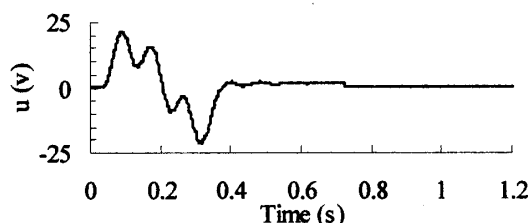
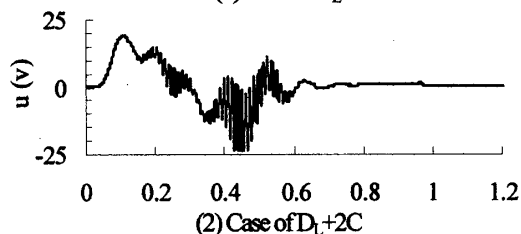
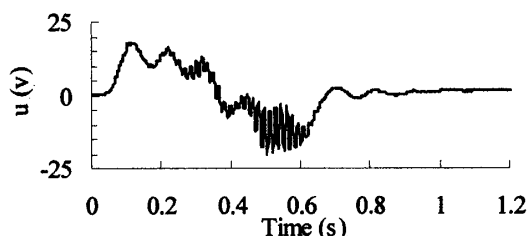
(1) Case of D_L (2) Case of D_L+2C (3) Case of D_L+6C

Fig. 16 Input of resonant system

フィルタ付きとし、そのカットオフ周波数を共振周波数に比例させて設定した。

以上の実験結果は、剛体負荷系と振動負荷系のいずれにおいても、サーボ制御系は目標軌道に対して良好な応答特性を得ることを示している。モータの最大入力電圧は負荷の大小に関わらずほぼ一定である。また、表 2 に示すように、モータの二乗平均トルクと二乗平均入力電圧のシミュレーション値も負荷の大小に関わらずほぼ一定になった。二乗平均トルクと二乗平均入力電圧の実験値は摩擦等の非線形要素の影響で脈動するため、多少の誤差が生じている。

5. まとめ

起動と停止を繰り返す位置決めサーボ系を対象として、モータパワー消費と最大入力を考慮したゲインの自動調整法を示した。提案するゲイン調整法は、基準剛体負荷系においてスキルのある技術者が十分にゲイン調整を行い、その結果を基本に、負荷が変動したときにその変動に応じてゲインを自動調整することの特徴としている。自動調整においては、剛体負荷系か振動負荷系かを判別し、振動負荷系の場合は、オブザーバを構成している。負荷側の状態量をフィードバックし、PID 制御で作られる零点をほぼキャンセルするようにした。これにより、共振点での励振を抑えることができる。実験とシミュレーションにより提案するゲイン自動調整法の有効性を示した。

参考文献

- (1) J. G. Ziegler and N. B. Nichols: Optimum Settings for Automatic Controllers, Trans. ASME, 64, pp.759-768 (1942)
- (2) C. C. Hang, K. J. Astrom, and W. K. Ho: Refinements of the Ziegler Nichols Tuning Formula, IEE PROCEEDINGS -D, Vol. 138, No.2, pp.111-118 (1991)
- (3) 北森俊行: PID 制御システムの設計論, 計測と制御, Vol. 19, No.4, pp.382-391 (1985)
- (4) 結城, 村上, 大西: 共振比例制御による 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)
- (5) 小川, 熊谷, 鈴木: 二自由度補償器による二慣性系の振動抑制制御系の実現, 電気学会論文誌 C, Vol. 116, No. 4, pp. 449-455 (1996)
- (6) 杉本, 川崎, 永田, 渡辺: 既約分解表現に基づく二慣性共振系の一速度制御法とその特性, 電気学会論文誌 D, Vol. 114, No. 1, pp.42-50 (1994)
- (7) 松井義弘: PID 制御による二慣性系の速度制御, 電気学会論文誌 D, Vol. 16, No.4, pp. 441-447 (1996)
- (8) 田口, 土井, 荒木: 2 自由度 PID 制御系の最適パラメータ, 計測自動制御学会論文誌 Vol. 23, No. 9, 889-895 (1987)
- (9) 佐伯, 平山: ロバスト感度最小化問題に対する PID 制御器のパラメータ空間設計, 計測自動制御学会論文誌, Vol. 32, No. 12, pp. 1612-1619 (1996)
- (10) 川崎晴久: ロボット工学の基礎, 森北出版 (1991)