

共振比制御と真鍋多項式による 2 慣性系の制御

正員 堀 洋一 (東京大学)

2-Inertia System Control using Resonance Ratio Control and Manabe Polynomials
Yoichi Hori, Member (The University of Tokyo)

Vibration suppression and disturbance rejection controls are important issues in recent steel rolling mill systems due to the application of high response Ac drive system. Various methods have been already proposed, for example, simple acceleration feedback, state feedback and H control, etc.

In this paper, I will propose a novel controller for a 2-inertia system which is the simplest model of the rolling mill system, where the roll is coupled with the motor by a long shaft. By realizing "Manabe Polynomials" using the "resonance ratio control" based on the disturbance observer, the 2-inertia system can be controlled quite effectively. Moreover, the order of the proposed controller is only 2.

I will show some simulation results to demonstrate that the proposed controller suppresses the torsional vibration and the disturbance torque effectively in various 2-inertia systems with a wide range of the ratio between the motor and load inertia moments.

キーワード：振動抑制制御, 外乱抑圧制御, 外乱オブザーバ, 共振比制御, ロバスト制御, 2 慣性系

1. まえがき

熱間圧延仕上げスタンド駆動用電動機の交流化による速度応答の飛躍的な向上にともない, モータとロール間に介在する軸系のねじり振動が無視できなくなり, その振動抑制と外乱抑圧が重要な課題となっている. この問題に対し, 速度微分を用いる実用的な手法から, 状態フィードバックを用いるもの, さらに最近ではH 制御などの新しい手法まで多くの提案がなされている. [1]-[12]

本論文では, 圧延機駆動系の最も簡単なモデルである 2 慣性系の制御において, 外乱オブザーバによる共振比制御^[9]とPI 速度制御によって, 真鍋氏が提案している係数図法^{[13]-[14]}で用いられるモデル多項式^{[15]-[16]}を実現すれば, 合計 2 次というきわめて低次元のコントローラで, これを良好に制御できることを示す. [17]

以下にその理論展開を示し, 広い範囲の慣性比をもつ 2 慣性系モデルに対して, 本法がすぐれた制御性能を持つことをシミュレーションによって確認する.

2. 圧延機駆動系と 2 慣性系モデル

典型的な圧延機駆動系の構成を図 1 に示す. このシステムは本来分布定数系であるため, 通常, モーダル解析などを用いて, 数個の慣性モーメントとバネよりなる多慣性系としてモデル化される. 多慣性系は, ビルや橋梁などの構造物, ロボットの柔軟関節や柔軟アーム, また宇宙構造物の近似モデルとしても重要でありその制御技術には共通点が少ない.

図 2 に示す 2 慣性モデルはその最も簡単なモデルであり, 現実的な制御器設計において多慣性系の特徴を十分残しているため, 制御対象モデルとしてよく用いられる.

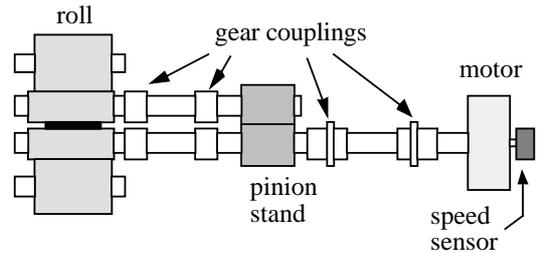


図 1 圧延機駆動系の構成

Fig.1 Typical configuration of the steel rolling mill system.

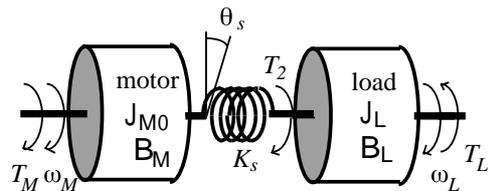


図 2 2 慣性系モデル

Fig.2 2-inertia system model.

2 慣性系のブロック図を図 3 に示す. 制御入力はモータトルク T_M であり, モータ速度 ω_M のみが観測可能である. 制御量は負荷速度 ω_L であり, 外乱 T_L が負荷側に加わる.

さて本論文では, 考察する 2 慣性系のパラメータを,

$$J_{M0} + J_L = 1 \quad (1)$$

$$K_s = 1 \quad (2)$$

とする. すなわち, モータと負荷の総慣性モーメントとバネ係数を一定とし, 慣性モーメントの分配比を変えたいろいろなシステムを検討する. 共振周波数, 反共振周波数とも一定ではないことに注意されたい.

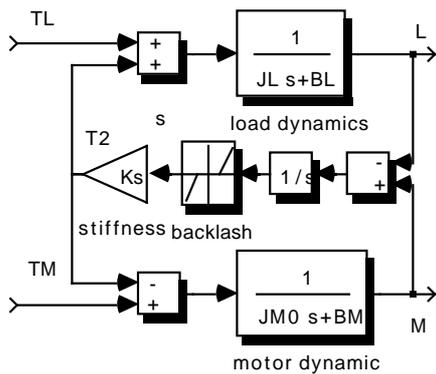


図3 2慣性系のブロック図
Fig.3 Block diagram of the 2-inertia system.

3. 2慣性系の伝達関数表現とその特性

制御入力であるモータトルク T_M からの伝達特性は、通常図4のように表現される。いま、モータ速度 ω_M を計測し、何らかの制御器を通じてモータトルク T_M へフィードバックしてモータ速度を強力に制御（すなわち、高いステイフネスをもつように）すると、バネ定数と負荷慣性のみによる自由振動系が残されて、減衰の悪い振動を生じることが知られている。図4の表現はこの現象を直観的に説明することができる。

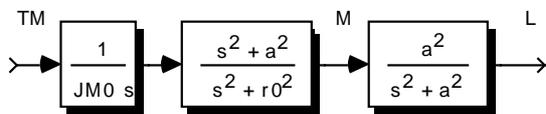


図4 2慣性系の伝達関数表現（その1）
Fig.4 Transfer function description of the 2-inertia system (1).

一方、モータ速度 ω_M と負荷速度 ω_L の順番を入れかえ多分に規約分解的表現となっている図5を考えてみよう。この図は、 ω_M から T_M へのフィードバックループの特性によって系全体の特性を論じてよいことを直観的に示している。しかしなぜこうすることによって、ループ内の一変数である負荷速度の振動が抑制され、しかも、外乱までもがうまく抑圧されるのか、完全に明確になったわけではない。

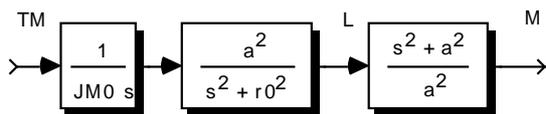


図5 2慣性系の伝達関数表現（その2）
Fig.5 Transfer function description of the 2-inertia system (2).

図6は T_M から ω_M までの典型的な周波数特性を描いたものである。共振周波数および反共振周波数は、それぞれ、

$$\omega_{r0} = \sqrt{K_s \left(\frac{1}{J_{M0}} + \frac{1}{J_L} \right)} \quad (3)$$

$$\omega_a = \sqrt{\frac{K_s}{J_L}} \quad (4)$$

で定義され、これらの周波数で位相特性も大きく変化している。

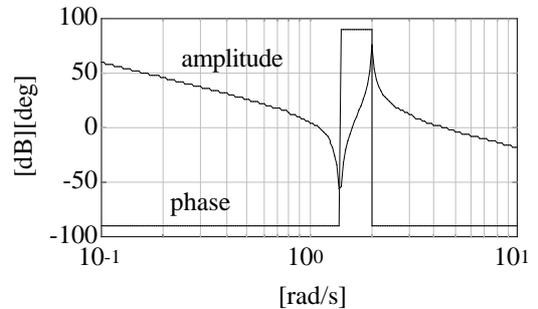


図6 T_M から ω_M までの周波数特性例

Fig.6 Example of frequency characteristics from T_M to ω_M .

共振周波数と反共振周波数の比として、共振比が(5)式で定義される。この大小によって、2慣性系の制御の難易度が大きく左右される。

$$H_0 = \frac{\omega_{r0}}{\omega_a} = \sqrt{1 + \frac{J_L}{J_{M0}}} = \sqrt{1 + R_0} \quad (5)$$

なお、(5)式中の R_0 はモータと負荷の慣性比である。

4. 共振比制御

通常の外乱抑圧制御では、外乱オブザーバの推定値は100%モータトルクに加算される。しかし、共振比制御では、 $1-K$ という係数をかけてフィードバックされる点が大きく異なっている。図7にそのブロック図を示す。

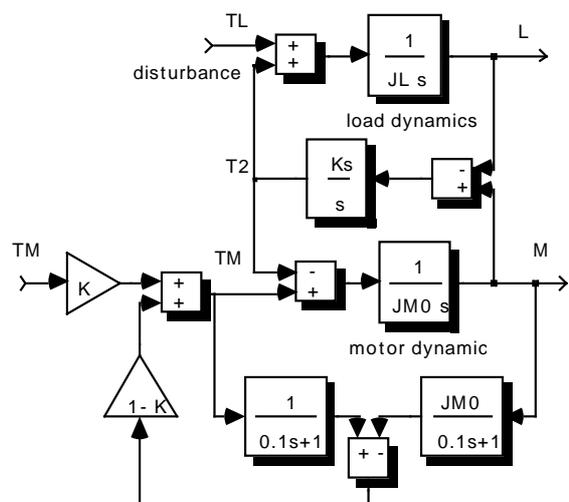


図7 共振比制御

Fig.7 Resonance ratio control.

ここで、外乱オブザーバは十分速いとしている．速いという意味は、共振周波数および反共振周波数に比べて、外乱の推定を十分速く行うという意味である．しかし、外乱オブザーバも本来は制御器の一部であるから、厳密には、後述する特性方程式の一部として扱い真鍋多項式の枠組に入れるべきであるが、計算が複雑になる．

しかし、モータ側に設ける外乱オブザーバについては十分な経験があり、そのロバスト性などもよく実証されているので、ここでは分離して考える．こうすることにより理論展開は非常に見通しのよいものになる．

さて、共振比制御によって、システムの特性はどのように変わるだろうか．簡単な計算の結果を図8に示す．これを図3と比較することによって以下のことがわかる．

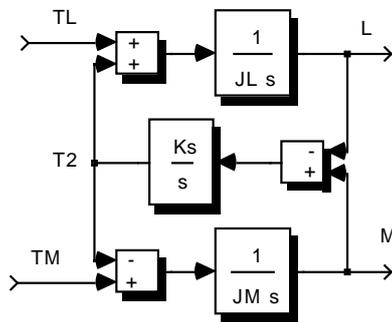


図8 共振比制御の効果

Fig.8 Effect of the resonance ratio control.

まず、Kによって、モータ側の慣性モーメントが

$$J_M = J_{M0}/K \quad (6)$$

のように変えられている．すなわち、共振周波数を

$$\omega_r = \sqrt{K_s \left(\frac{1}{J_M} + \frac{1}{J_L} \right)} \quad (7)$$

のように変えることができる．反共振周波数は変わらないから、Kによって共振比が、

$$\begin{aligned} H &= \sqrt{1+R} = \sqrt{1 + \frac{J_L}{J_M}} \\ &= \sqrt{1 + \frac{J_L}{J_{M0}/K}} = \sqrt{1+R_0 K} \end{aligned} \quad (8)$$

のように変えられることを意味している．そこで、これを共振比制御と呼んでいるのである．^{[9][10]}

さて、6章で述べる方法などによって最適共振比Hが求められると、これを実現するためのKは、

$$K = \frac{H^2 - 1}{R_0} \quad (9)$$

で与えられるので、このKを用い、図7に従って実際の共振比制御が行なわれる．

5. 正規化システムへの変換

いま考えやすくするために、以下のような正規化を行っておく．まず、制御対象を慣性比 R_0 で与え、(1),(2)式をみたくさ

まざまな2慣性系を考えることにする．

次に、 ω_a と J_L が1となるように正規化した2慣性系において、最適な J_M は J_L の何倍になるか(最適な R_0 はいくらになるか)、そして、そのときの速度制御器の定数はどのようになるかという問題を考えることにする．

図9は、図8に従い、新しい入力トルク T_M' からモータ速度 ω_M までの伝達関数ブロックを描いたものである．

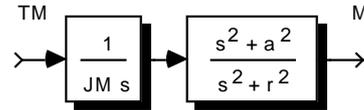


図9 T_M' から ω_M までの伝達関数

Fig.9 The transfer function from T_M' to ω_M .

ここで、共振比や慣性比に関わるいろいろな変数の定義や相互関係を整理しておく．とくに、(12)式で定義するパラメータ q を以下では多用する．

- ・ 制御された共振比

$$\omega_r = \sqrt{1+R} \quad \omega_a = H\omega_a \quad (10)$$

$$H = \sqrt{1+R} = 1/\sqrt{q} \quad (11)$$

- ・ 共振比や慣性比を反映するパラメータ

$$q = \frac{1}{H^2} = \frac{1}{1+R} < 1 \quad (12)$$

- ・ 慣性比

$$\frac{J_L}{J_M} = R = H^2 - 1 = \frac{1}{q} - 1 \quad (13)$$

- ・ 慣性比の逆数

$$\frac{J_M}{J_L} = \frac{1}{R} = \frac{1}{H^2 - 1} = \frac{q}{1 - q} \quad (14)$$

(10)~(14)式を用い、 $\omega_a=1$ 、 $J_L=1$ として図9を正規化すると図10が得られる．

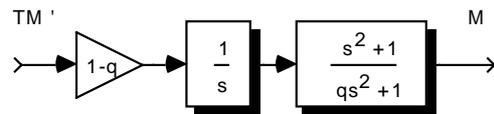


図10 正規化された2慣性系

Fig.10 Normalized 2-inertia system.

6. 真鍋多項式による速度制御器の設計

速度制御器を $C(s)$ として、図11の閉ループ特性を設計する．実際の制御器定数は、あとから、 ω_a と J_L をかけ戻して現実のスケールに直せば求められる．

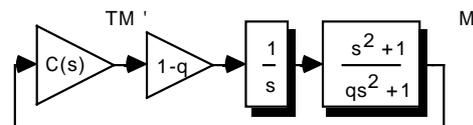


図11 速度制御器 $C(s)$ と閉ループ

Fig.11 Speed controller $C(s)$ and the closed loop.

<6.1> P速度制御器の場合

C(s) = K_p として図 1 1 の系の特性多項式を計算すると、

$$\begin{aligned} P(s) &= s(1+qs^2) + K_p(1-q)(1+s^2) \\ &= qs^3 + K_p(1-q)s^2 + s + K_p(1-q) \quad (15) \\ &= a_3s^3 + a_2s^2 + a_1s + a_0 \end{aligned}$$

となる。

真鍋の与えた"特性のよい"多項式の関係を書き下すと、

・ 等価時定数

$$\tau = \frac{a_1}{a_0} = \frac{1}{K_p(1-q)} \quad (16)$$

・ 他の係数の関係

$$\gamma_1 = \frac{a_1^2}{a_0 a_2} = \frac{1}{K_p^2(1-q)^2} = 2.5 \quad (17)$$

$$\gamma_2 = \frac{a_2^2}{a_1 a_3} = \frac{K_p^2(1-q)^2}{q} = 2 \quad (18)$$

となる。

すなわち、真鍋多項式とは、 $\gamma_1=2.5$ 、 $\gamma_2=\gamma_3=\dots=2$ をみたす多項式である。[15][16] なぜこれがいいのか、それほど明確な理由があるわけではないようである。性質のいい分母多項式に関しては古くから多くの議論がなされているが、いまだに明確な結論はない。[13][14] 真鍋氏によれば、 $\gamma_1=2$ でもよいし、高次の γ は2でなくても大きな影響はない。

さて、(16)式~(18)式をとりて、

$$q = \frac{1}{5}, H = \sqrt{5}, R = 4, J_M:J_L = 1:4 \quad (19)$$

を得る。すなわち、最適共振比は $\sqrt{5}$ であるという結果が自動的に出てくる。

正規化された制御器の定数は、

$$\tau = \frac{\sqrt{10}}{2} \quad (20)$$

$$K_p = \frac{\sqrt{10}}{4} \quad (21)$$

となり、正規化をもとに戻して、実際の制御器定数が、

$$\tau = \frac{\sqrt{10}}{2} \frac{1}{\omega_a} \quad (20')$$

$$K_p = \frac{\sqrt{10}}{4} J_L \omega_a \quad (21')$$

と求められる。

<6.2> PI速度制御器の場合

PI速度制御器の場合は、C(s) = K_p + K_i/s であるから、図 1 1 の特性多項式は、

$$\begin{aligned} P(s) &= s^2(1+qs^2) + (K_p s + K_i)(1-q)(1+s^2) \\ &= qs^4 + K_p(1-q)s^3 + \{1+K_i(1-q)\}s^2 \\ &\quad + K_p(1-q)s + K_i(1-q) \quad (22) \\ &= a_4s^4 + a_3s^3 + a_2s^2 + a_1s + a_0 \end{aligned}$$

となり、真鍋多項式の関係は、

・ 等価時定数

$$\tau = \frac{a_1}{a_0} = \frac{K_p(1-q)}{K_i(1-q)} = \frac{K_p}{K_i} \quad (23)$$

・ 他の係数の関係

$$\gamma_1 = \frac{a_1^2}{a_0 a_2} = \frac{\{K_p(1-q)\}^2}{\{1+K_i(1-q)\} K_i(1-q)} = 2.5 \quad (24)$$

$$\gamma_2 = \frac{a_2^2}{a_1 a_3} = \frac{\{1+K_i(1-q)\}^2}{\{K_p(1-q)\}^2} = 2 \quad (25)$$

$$\gamma_3 = \frac{a_3^2}{a_2 a_4} = \frac{\{K_p(1-q)\}^2}{q\{1+K_i(1-q)\}} = 2 \quad (26)$$

となる。これをとりて、

$$q = \frac{5}{16}, H = \frac{4\sqrt{5}}{5}, R = \frac{11}{5}, J_M:J_L = 5:11 \quad (27)$$

を得る。

今度は、最適共振比は $0.8\sqrt{5}$ である。慣性比でいうと、 $J_M:J_L=5:11$ がよいことになる。

正規化された制御器の定数は、

$$\tau = \frac{5\sqrt{2}}{2} \quad (28)$$

$$K_p = \frac{10\sqrt{2}}{11} \quad (29)$$

$$K_i = \frac{4}{11} \quad (30)$$

となり、実際の制御器定数は、

$$\tau = \frac{5\sqrt{2}}{2} \frac{1}{\omega_a} \quad (28')$$

$$K_p = \frac{10\sqrt{2}}{11} J_L \omega_a \quad (29')$$

$$K_i = \frac{4}{11} J_L \omega_a^2 \quad (30')$$

と、やはり一意に決まる。

<6.3> PID速度制御器の場合

C(s) = K_p + K_i/s + K_Ds を用いて特性多項式は、

$$\begin{aligned} P(s) &= s^2(1+qs^2) + (K_D s^2 + K_p s + K_i)(1-q)(1+s^2) \\ &= \{q+K_D(1-q)\}s^4 + K_p(1-q)s^3 \\ &\quad + \{1+K_D(1-q) + K_i(1-q)\}s^2 \\ &\quad + K_p(1-q)s + K_i(1-q) \quad (31) \\ &= a_4s^4 + a_3s^3 + a_2s^2 + a_1s + a_0 \end{aligned}$$

で与えられ、真鍋多項式の関係を書き下すと、

・ 等価時定数

$$\tau = \frac{a_1}{a_0} = \frac{K_p(1-q)}{K_i(1-q)} = \frac{K_p}{K_i} \quad (32)$$

・ 他の係数の関係

$$\gamma_1 = \frac{a_1^2}{a_0 a_2} = \frac{\{K_p(1-q)\}^2}{\{1+K_D(1-q)+K_i(1-q)\} K_i(1-q)} = 2.5 \quad (33)$$

$$\gamma_2 = \frac{a_2^2}{a_1 a_3} = \frac{\{1+K_D(1-q)+K_i(1-q)\}^2}{\{K_p(1-q)\}^2} = 2 \quad (34)$$

$$\gamma_3 = \frac{a_3^2}{a_2 a_4} = \frac{\{K_p(1-q)\}^2}{\{q+K_D(1-q)\} \{1+K_D(1-q)+K_i(1-q)\}} = 2 \quad (35)$$

となる。

これを解くと、正規化された制御器の定数が、qをパラメータとして以下のように計算される。

$$\tau = \frac{5\sqrt{2}}{2} \quad (36)$$

$$K_p = \frac{10\sqrt{2}}{11} \quad (37)$$

$$K_I = \frac{4}{11} \quad (38)$$

$$K_D = \frac{5-16q}{11(1-q)} \quad (39)$$

また、実際の制御器定数は、

$$\tau = \frac{5\sqrt{2}}{2} \frac{1}{\omega_a} \quad (36')$$

$$K_p = \frac{10\sqrt{2}}{11} J_L \omega_a \quad (37')$$

$$K_I = \frac{4}{11} J_L \omega_a^2 \quad (38')$$

$$K_D = \frac{5-16q}{11(1-q)} J_L \quad (39')$$

となる。

(36)式～(38)式はPI制御の場合と全く同じ結果であるが、(39)式の微分項は q の関数になる。すなわち、共振比 $H=1/q^2 (>1)$ をどのように選んでも、(39)式の微分項との組み合わせにより真鍋多項式の最適条件 ($\gamma_1=2.5, \gamma_2=\gamma_3=\dots=2$) を満足できることを意味している。しかも、そのときの等価時定数 τ はいつも同じ値になる。

また、 $q>5/16$ (すなわち $H<0.8\sqrt{5}$) では $K_D<0$ となる。加速度の正帰還が振動抑制に効果があるという報告をしばしば見かける^[4]が、このようなケースに対応するのであろう。必ずしも常に正帰還がよい結果をもたらすわけではない。 $q<5/16$ ならば負帰還がよい。

(39)式で $K_D=0$ すなわち $q=5/16$ とするとPI制御器になる。もともと共振比制御は微分性の制御である。わざわざ0でない K_D を用いる意味はなく、速度制御器はPIのみとするのが、制御器の次数を下げる意味でも有利である。

7. 設計例と時間応答シミュレーション

もとのシステムの慣性比 R_0 をいろいろに変え、時間応答をシミュレートした。モデル誤差のない場合だけでなく、2慣性系の定数に10-20%程度のパラメータ誤差があり、バックラッシュ(0.05Nm)とトルクリミット(+/-1.2Nm)もある場合の応答も計算した。パラメータ変動は、負荷の慣性が小さくなるような難しいケースの方向に生じるとした。

図12にシミュレーションブロック図を示す。なお、速度制御器は、比例ゲインはその半分のみを偏差の補正に用いる2自由度PI制御器とし、目標値応答特性のオーバシュートを低減した。閉ループ特性、すなわち外乱抑圧特性は変わらない。

$t=5$ において1[rad/s]のステップ状の速度指令を与え、 $t=25$ において $T_L=-0.5$ [Nm]のステップ状外乱トルクを与えた。図13～図17にその結果を示す。

図13は負荷慣性が非常に大きい場合で、共振・反共振周波数は非常に離れている。まず、共振比制御によって共振周波数を低い方に移動させ、次にPI速度制御器によって閉ループ特性を改善する。外乱抑圧と振動抑制は推定外乱を打ち消す向きに補償するいわば同一目的の制御である。すなわち、たいへん制御しやすい系であって、モデル誤差を含む場合も特性劣化はほとんど見られない。

図14はもとの2慣性系が最初から2.2という最適慣性比条件を満たしている場合で、共振比制御をする必要がなくPI制御だけで良好な特性が得られる、きわめて制御しやすい系である。

図15はもとの慣性比が1の場合で、共振・反共振周波数が接近してくる。そこでまず、共振比制御によって共振周波数を高い方に移動させ、次にPI速度制御器によって閉ループ特性を改善することになる。共振周波数を高い方に移動させる

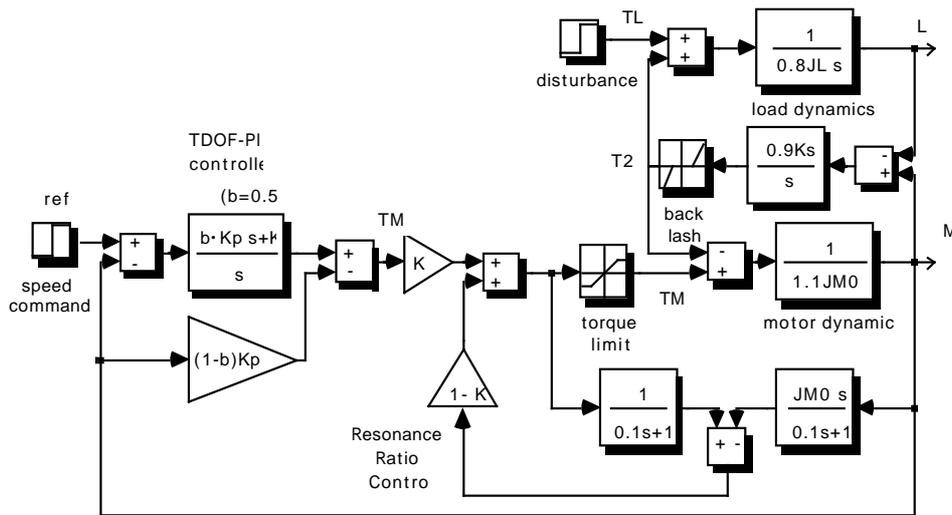
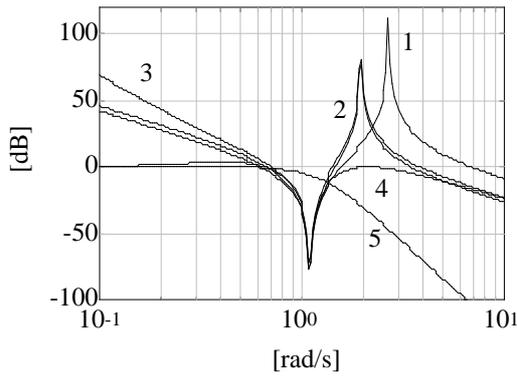
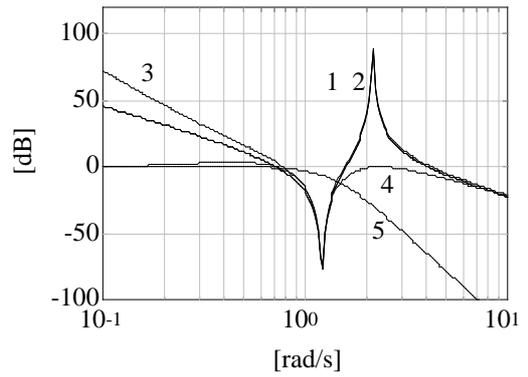


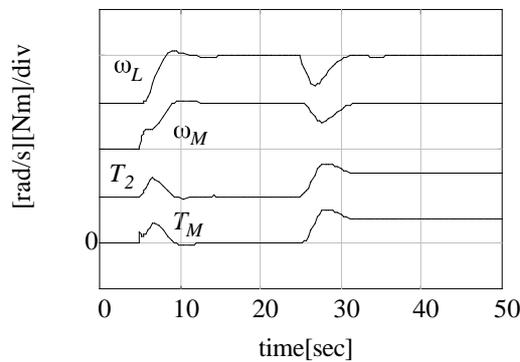
図12 シミュレーションブロック図
Fig.12 Block diagram used for the simulations.



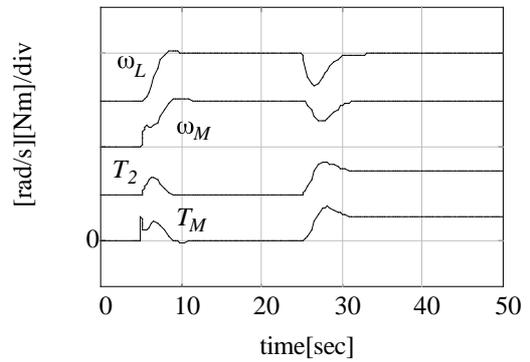
(a) 各種周波数特性



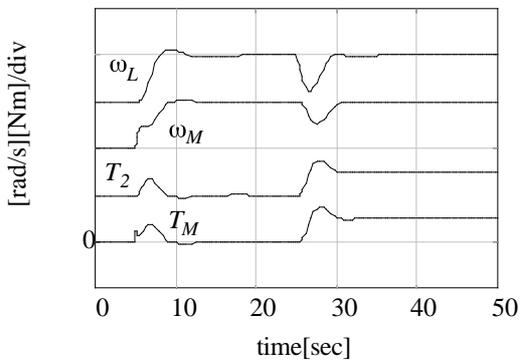
(a) 各種周波数特性



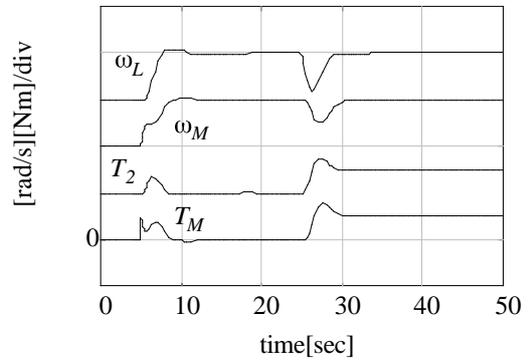
(b) モデル誤差などのない場合



(b) モデル誤差などのない場合



(c) モデル誤差などのある場合



(c) モデル誤差などのある場合

図 13 $R_0 = J_L/J_{M0} = 5$ の場合のシミュレーション結果
Fig.13 Simulation results when $R_0 = J_L/J_{M0} = 5$.

図 14 $R_0 = J_L/J_{M0} = 2.2$ の場合のシミュレーション結果
Fig.14 Simulation results when $R_0 = J_L/J_{M0} = 2.2$.

シミュレーション結果の図に関する注意

(図 13 ~ 図 17 に共通)

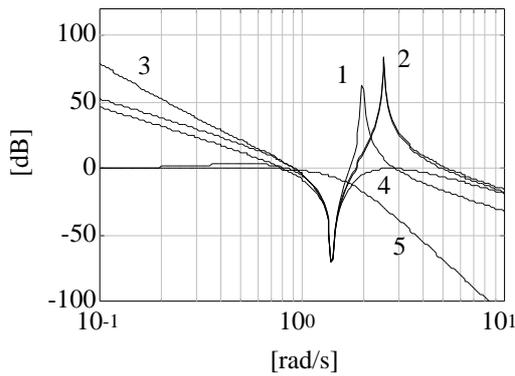
(a)の周波数特性は、1:もとのシステムの ω_M/T_M 、2:共振制御を行ったシステムの ω_M/T_M' 、3:速度制御器を含む一巡伝達特性、4:閉ループ系の伝達特性、5:速度指令から負荷速度までの伝達特性 ω_L/ω_{ref} を示す。

(b)(c)の時間応答は、上から順に、負荷速度 ω_L 、モータ速度 ω_M 、ねじれトルク T_2 、モータトルク T_M を示す。

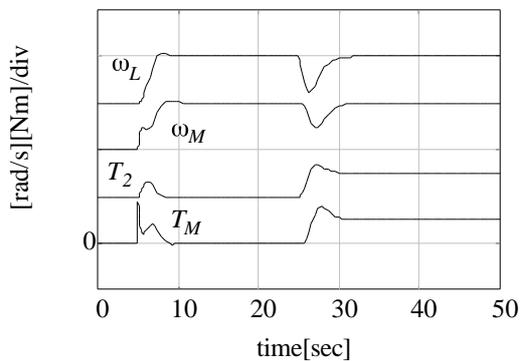
ためには、外乱を推定しその影響を助長する方向の補償を行う必要があり、外乱抑圧と振動抑制とがあい反する要求であることを示している。

図 16 はモータ慣性が負荷慣性の2倍ある場合で、共振・反共振周波数が非常に近くなってくる。モデル誤差が小さい場合はきれいな応答が得られるが、モデル誤差があると、比較的高い周波数の振動が見られる。

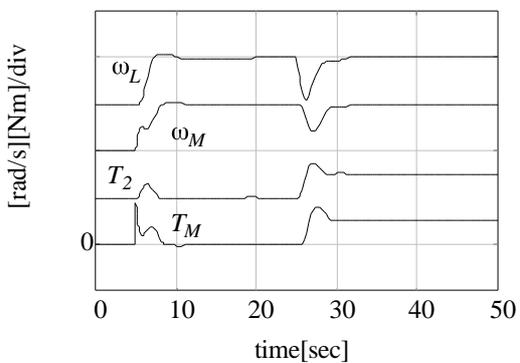
図 17 はモータ慣性が負荷慣性の5倍ある場合で、共振・反



(a) 各種周波数特性



(b) モデル誤差などのない場合



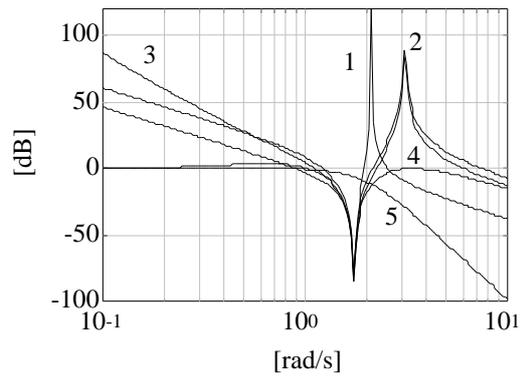
(c) モデル誤差などのある場合

図 15 $R_0 = J_L/J_{M0} = 1$ の場合のシミュレーション結果
Fig.15 Simulation results when $R_0 = J_L/J_{M0} = 1$.

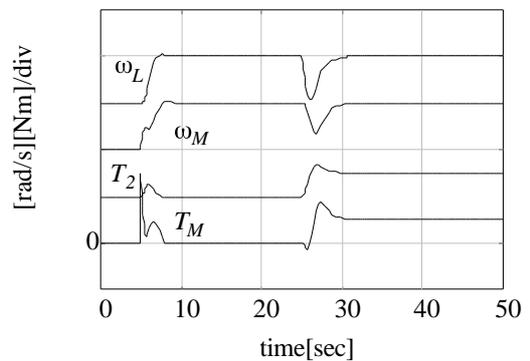
共振周波数がきわめて接近している．外乱が加わった直後のトルク応答が一旦負になっており，外乱抑圧性能を犠牲にして振動抑制を行っていることがわかる．共振比制御に無理があり，モデル誤差に対して応答が乱れる．

8. むすび

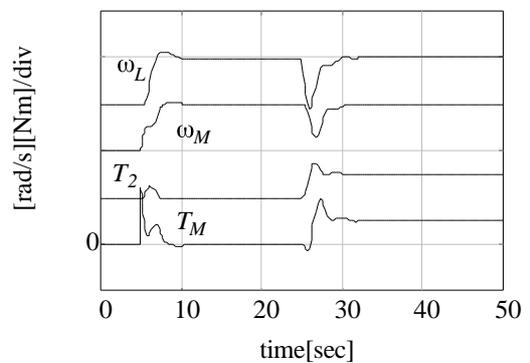
以上のように，本制御系は，非常に簡単な構成であり，制



(a) 各種周波数特性



(b) モデル誤差などのない場合

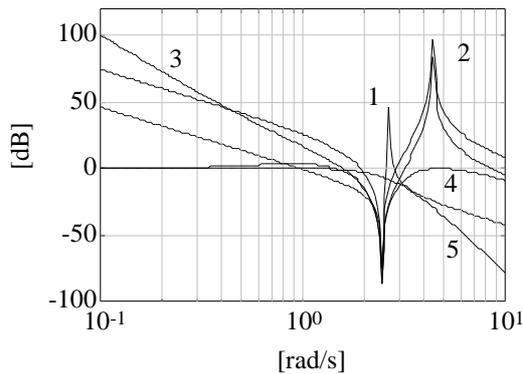


(c) モデル誤差などのある場合

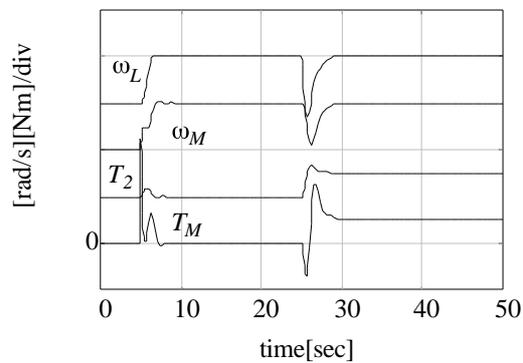
図 16 $R_0 = J_L/J_{M0} = 0.5$ の場合のシミュレーション結果
Fig.16 Simulation results when $R_0 = J_L/J_{M0} = 0.5$.

御器の次数はわずか2である（PI速度制御器に1，外乱オブザーバに1）にもかかわらず広範囲の慣性比をもつ2慣性系に対して優れた振動抑制効果と外乱抑圧特性をもっている．途中の計算にはやや複雑な部分もあるが，設計の筋道はきわめて明快で実用性に優れる手法である．

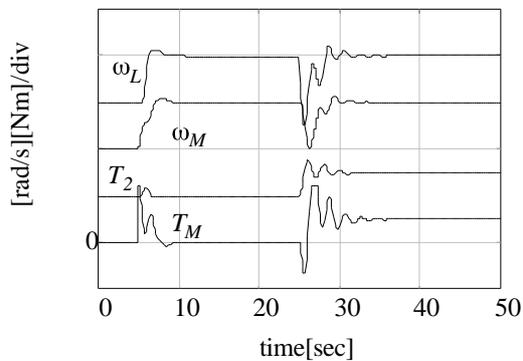
しかし，慣性比 R_0 が極端に小さい場合にはモデル誤差に対するロバスト性が悪くなる．これは共振比制御に用いた外乱オブザーバを真鍋多項式の枠組から外しているためであると



(a) 各種周波数特性



(b) モデル誤差などのない場合



(c) モデル誤差などのある場合

図 17 $R_0 = J_L/J_{M0} = 0.2$ の場合のシミュレーション結果
Fig.17 Simulation results when $R_0 = J_L/J_{M0} = 0.2$.

思われる。すなわち、外乱オブザーバによって無理な共振比制御を行っているためであろう。

今後の課題として、真鍋多項式がなぜいい特性をもたらすのかという本質的な問いに答えること（2次の多項式の場合には減衰係数との関係から説明できる）、近年さかんに試みられているH制御や μ シンセシスなどの周波数整形にもとづく設計法との相互関係を明らかにすることなどが重要である。

謝辞

制御系設計法に関して何かとご教示いただきました，東海大学真鍋舜治教授に心より感謝いたします。

(平成6年2月17日受付)

文 献

- [1] 武田・真鍋, "機械共振系の制御ループにおよぼす影響", 電気学会雑誌, Vol.79, No.848, pp.611-618, 1959.
- [2] Y.Hori, "Comparison of Vibration Suppression Control Strategies in 2-Mass Systems including a Novel Two-Degrees-Of-Freedom H Controller", IEEE 2nd Workshop on Advanced Motion Control, pp.409-416, 1992.
- [3] 松井・堀, "モータコントロールの新しい技術", 電気学会論文誌, Vol.113-D, No.10, pp.1122-1137, 1993.
- [4] 菅野他, "速度微分による軸ねじり振動抑制制御方式", 電学半導体電力変換研究会, SPC-90-109, 1990.
- [5] 黒沢, "機械系の振動と振動抑制制御SFC", 機械設計臨時増刊号, Vol.30, No.8, pp.172-177(-140), 1991.
- [6] 森本・小山, "電動機速度制御系への適応のモデル追従制御の応用", 電学半導体電力変換研究会, SPC-86-2, 1986.
- [7] 藤川他, "等価外乱オブザーバによる高性能電動機速度制御", 電学産業計測制御研究会, IIC-92-5, 1992.
- [8] 海田・尾崎, "最小次元外乱トルクオブザーバに基づく多慣性機械系の振動抑制制御", 電学半導体電力変換研究会, SPC-93-38, 1993.
- [9] 結城他, "推定反力に基づくフレキシブルジョイントの防振制御", 電学産業計測制御研究会, IIC-92-23, 1992.
- [10] 堀, "共振比制御とSFCによる2慣性系の制御", 平5電学全国大会, No.669, 1993.
- [11] 大内他, "H制御理論に基づく電動機の制振制御", 電気学会論文誌, Vol.113-D, p.325-, 1993.
- [12] 井関・堀, "周波数整形による2慣性共振系の1制御系設計法", 電学半導体電力変換研究会, SPC-93-82, 1993.
- [13] 真鍋, "古典制御, 最適制御, H制御の統一的解釈", 計測と制御, Vol.30, No.10, pp.941-946, 1991.
- [14] 真鍋, "係数図法のみカトロニクス設計への応用", 計測自動制御学会第20回ロボット工学部会研究会, 1993.
- [15] D.Graham and R.C.Lathrop, "The Synthesis of "Optimum" Transient Response: Criteria and Standard Forms", AIEE Trans., Vol.72, pt.2, pp.273-288, 1953.
- [16] V.C.Kessler, "Ein Beitrag zur Theorie Mehrschleifiger Regelungen", Regelungstechnik, H.8, pp.261-266, 1960.
- [17] 堀, "共振比制御と真鍋多項式による2慣性系の制御", 電学産業計測制御研究会, IIC-94-14, 1994.

堀 洋一 (正員) 1978年東京大学工学部電気工学科卒業, 1983年博士課程修了。助手, 講師を経て1988年より同電気工学科助教授。制御工学とその産業応用, とくに, モーションコントロールやメカトロニクスなどの分野への応用研究に従事。計測自動制御学会, IEEE, 日本ロボット学会, 日本機械学会, システム制御情報学会, 日本シミュレーション学会などの会員。