2 慣性系の速度制御における共振比制御と H^∞ 制御の特性比較

正員 森 本 茂 雄 (大阪府立大)

学生員 亀 山 浩 幸 (大阪府立大)

正員 武 田 洋 次 (大阪府立大)

Comparison of Resonance Ratio Control and H^∞ Control on Speed Control of Two-mass System

Shigeo Morimoto, Member, Hiroyuki Kameyama, Student Member, Yoji Takeda, Member
(University of Osaka Prefecture)

In the industrial motor drive systems such as industrial plants and industrial robots, a torsional vibration is often generated because of the elastic elements in torque transmission. This vibration makes it difficult to achieve quick responses of speed and may result in damage to the plant. Such system is simply modelled as a two-mass system. Many control methods have been examined to suppress the torsional vibration. One of the typical approach is the state feedback control using the observer. Another approach is based on the modern robust control theory. In this paper, the closed-loop characteristics of two types of speed control systems such as the resonance ratio control using the disturbance observer, which is based on the state feedback approach, and H^∞ control, which is based on the modern robust control theory, are compared. The control performance such as the vibration suppression and the disturbance rejection are examined by the simulations and the experiment. The robust stability against the parameter variation, the model uncertainties and noise is also examined. From several examinations, the feature of these control system are clarified.

キーワード：2 慣性系，制御制御，共振比制御， H^∞ 制御，ロバスト性

1. まえがき

モータと負荷機械が低剛性の軸で結合された2慣性機械系は軸ねじり振動が発生し問題となっている。2慣性系の制御法として、多数の制御方式が研究されており⁽¹⁾、その代表的な設計アプローチとして、オブザーバを用いて状態量を推定し状態フィードバックにより極配置を行う方法、およびロバスト制御理論を適用して制御器を設計する方法がある。オブザーバを用いる方式の中でも外乱オブザーバで推定した軸トルクをフィードバックして共振周波数を調整し、これにP IあるいはI-P制御を適用するいわゆる共振比制御は、簡単な構成にも関わらず優れた振動抑制効果が得られることが報告されている^{(2),(3)}。一方、ロバスト制御理論を適用する方法の中で H^∞ 制御理論を用いて制御器を設計した場合、得られる制御器はP I制御器に補償要素を付加した構造となり⁽⁴⁾、低次元化によりその補償要素は一次遅れ要素となる場合があることが報告されている^{(5),(6)}。従来の一般的な制御法はP I制御であるが、共振比制御はそれに外乱オブザーバを追加することで、また、低次元化された H^∞ 制御器は簡単な補償要素（例えば一次遅れ要素）を追加することで実現できるため、両手法とも実用的

な制御法であるといえる。

本論文では、実システムへの適用が容易な制御方式、すなわち共振比制御と低次元化された H^∞ 制御について、振動抑制や外乱抑圧などの応答特性の他にロバスト安定性も含めて両制御方式の諸特性を詳細かつ総合的に比較検討している⁽⁷⁾。まず、両方式の設計法を示し、2種類の2慣性プラントに対して制御器の設計を行う。次に、各制御システムの閉ループ特性、すなわち外乱応答特性、パラメータ変動や高次振動モードの影響、ロバスト安定性などについてシミュレーションおよび一部実験で詳細に比較検討し、両方式の特徴を明らかにしている。また、P I D制御のみでも制御ゲインを適切に調整すれば振動抑制が可能であることが報告されている⁽⁹⁾が、この方式についても検討を加え、共振比制御や不安定零点を有する H^∞ 制御と殆ど同じ特性が得られることも示している。

2. 実験システムと2慣性系

図1に実験システムの構成を示す。機械系は2台の同一のブラシレスDCサーボモータをトルク検出器を介して2本の細長い軸で結合している。また、モータ側に慣性円盤を着脱できるようにしており、円盤がないときモータ側と負

図1 実験システムの構成

Fig. 1. Schematic diagram of experimental system.

表1 2慣性プラントモデルの定数

Table 1. Parameters of 2-mass plant model.

	機械系 I	機械系 II
モータ時定数 T_M (s)	0.0432	0.121
負荷時定数 T_L (s)		0.0432
軸時定数 T_F (s)		0.00117
共振周波数 ω_r (rad/s)	199	164
反共振周波数 ω_a (rad/s)		141
慣性比 $K_F = T_L/T_M$	1.0	0.36

荷側の慣性が等しい機械系となり（機械系 I と呼ぶ）、慣性円盤を装着すると負荷側に比べモータ側の慣性が大きい機械系となる（機械系 II と呼ぶ）。本論文では、このように慣性比が異なる 2 種類の共振機械系を制御対象として扱う。特に、機械系 II のように慣性比が小さい（負荷側に比べモータ側の慣性が大きい）場合は、一般に振動抑制が困難な機械系であることが知られている。これら 2 種類の供試プラントを 2 慣性系としてモデル化したときの機械系定数を表 1 に示す。

2 慣性系の状態方程式は、次式で与えられる。

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}_p \mathbf{x} + \mathbf{B}_p \tau_M + \mathbf{B}_d \tau_L, \quad y_p = \mathbf{C}_p \mathbf{x} \quad \dots\dots\dots (1)$$

ただし、

$$\mathbf{x} = \begin{bmatrix} \omega_M \\ \tau_F \\ \omega_L \end{bmatrix}, \quad \mathbf{A}_p = \begin{bmatrix} -D_M/T_M & -1/T_M & 0 \\ 1/T_F & 0 & -1/T_F \\ 0 & 1/T_L & -D_L/T_L \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{B}_p = \begin{bmatrix} 1/T_M \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B}_d = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1/T_L \end{bmatrix}, \quad \mathbf{C}_p = [1 \ 0 \ 0],$$

T_M, T_L, T_F : モータ, 負荷, 軸の時定数, D_M, D_L : モータ, 負荷の粘性摩擦係数, ω_M, ω_L : モータ, 負荷の速度 (pu 値), τ_M, τ_L, τ_F : モータ, 負荷, 軸のトルク (pu 値)

また、2 慣性系の共振角周波数 ω_r と反共振角周波数 ω_a は次式で与えられる。

$$\omega_r = \sqrt{\left(\frac{1}{T_M} + \frac{1}{T_L}\right) \frac{1}{T_F}}, \quad \omega_a = \frac{1}{\sqrt{T_L T_F}} \quad \dots\dots\dots (2)$$

図2 共振比制御システム

Fig. 2. Resonance ratio control system.

3. 共振比制御システム

図 2 に共振比制御による速度制御システムの構成を示す。2 慣性プラントに対し図 2 に示すように外乱オブザーバで軸トルク τ_F を推定し、それを K_F 倍してフィードバックすると τ_o を新たな入力とする見かけ上のプラントが得られる。ここで、外乱オブザーバのゲインが十分大きいと仮定しオブザーバの推定遅れを無視する ($\hat{\tau}_F = \tau_F$) と軸トルクからモータ慣性への反力が $K_R (= K_F + 1)$ 倍されることになる。その結果、見かけ上のプラントの共振角周波数 ω_{rR} は次式となり K_R で調整できる。

$$\omega_{rR} = \sqrt{\left(\frac{K_R}{T_M} + \frac{1}{T_L}\right) \frac{1}{T_F}} \quad \dots\dots\dots (3)$$

この場合も反共振周波数は実プラントと同一で ω_a であるため、共振周波数と反共振周波数の比として定義される共振比は次式のように K_R で制御できる（共振比制御⁽²⁾）。

$$R = \frac{\omega_{rR}}{\omega_a} = \sqrt{\frac{T_L}{T_M} K_R + 1} \quad \dots\dots\dots (4)$$

共振比制御された見かけ上のプラントに対し、図 2 のように P I 制御を適用し、閉ループ系の特性方程式が

$$G_p(s) = (s^2 + 2\zeta\omega_a s + \omega_a^2)^2 \quad \dots\dots\dots (5)$$

表2 共振比制御システムのゲイン
Table 2. Gains in resonance ratio control system.

機械系	K_p	K_i	K_F	g
I	21.1	859	2.0	423
II	58.9	2396	7.37	423

となるように極配置を行うと、各制御ゲインは

$$\left. \begin{aligned} K_i &= T_M \omega_a^2 \\ K_F &= 4T_M/T_L \zeta^2 - 1 \\ K_p &= 4T_M \zeta \omega_a \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (6)$$

で与えられる⁽⁸⁾。また、減衰係数 ζ と共振比 R の関係は次式となる。

$$R = \sqrt{4\zeta^2 + 1} \dots\dots\dots (7)$$

従って、 ζ を1近くに設定する（共振比 R を2程度に設定する）と振動抑制が可能となる^{(2),(3),(8)}。機械系I, IIに対して $R=2$ ($\zeta=0.866$)と設定して設計した制御ゲインを表2に示す。また、外乱オブザーバのゲイン g は軸トルクの推定遅れを少なくするためできるだけ大きく設定することが望まれるが、観測ノイズ等の影響を考慮すると g は小さい方が望ましい。 g を小さくすると(6)式で制御ゲインを設定しても閉ループ系の極配置が(5)式からずれてしまい特性劣化を招くが、ここでは応答特性が劣化しない範囲でできるだけ小さい値に g を設定した($g=3\omega_a$)⁽⁸⁾。なお、PI制御の代わりにI-Pあるいは2自由度PI制御を用いても特性方程式は同一であり、制御ゲインの設定法および閉ループ特性は同一である。以上のように共振比制御系の設計は、状態フィードバックによる極配置問題となる。

4. H^∞ 制御システム

(1)式の2慣性系に対し H^∞ 制御理論を適用するために図3のように一般化プラントを設定する⁽⁶⁾。重み関数 W_d は負荷トルク τ_L から $z_x = [\omega_M \omega_M \omega_L \omega_L]^T$ までの閉ループ特性を指定する重みであるため2慣性系の τ_L から z_x までの閉ループゲイン特性が軸ねじり振動が生じない1慣性系の特性と同様の形状となるように W_d を次式のように設定する。

$$W_d = \gamma_d \frac{(s + \omega_d)^2}{(s + 10^{-3})(s + 10^5)} \dots\dots\dots (8)$$

一方、重み関数 W_n は観測ノイズ n から z_x までの閉ループ特性を指定する重みであり、 n から ω_M までの伝達関数は相補感度関数でもあるためロバスト安定性を指定する重みとなる。一般に、 W_n はモデル化誤差やパラメータ変動の上限値が明らかであればそれに従って設定するが、ここでは高周波域での観測ノイズやモデル化誤差の影響を抑制するために W_n にハイパス特性を持たせ次式で与える。

$$W_n = \gamma_n \frac{s + \omega_n}{s + 10^5} \dots\dots\dots (9)$$

図3 H^∞ 制御システム

Fig. 3. H^∞ control system.

表3 設計パラメータと H^∞ 制御器

Table 3. Design parameters and H^∞ controller.

機械系	γ_d	ω_d	γ_n	ω_n	H^∞ 制御器 $K(s)$
I	650	100	60	50	$K_I(s) = 2950 \frac{(s+33.1)}{s(s+368)}$
II	370	110	30	50	$K_{IIA}(s) = 5852 \frac{(s+50.6)}{s(s+282)}$
II	500	200	15	70	$K_{IIB}(s) = -177 \frac{(s+32.1)(s-129)}{s(s+1980)}$

また、 H^∞ 制御問題を解くために制御量 z_u が必要となるが、ここでは $W_u=10^{-6}$ と設定しているため制御器の設計には関与しない。

制御器の設計は、振動抑制、外乱抑圧、ロバスト安定性などの設計仕様を満たすように(8)、(9)式で与えられた重み関数中のパラメータ γ_d , ω_d , γ_n , ω_n を調整し、試行錯誤的に行った。設計された H^∞ 制御器は高次となるが、閉ループ安定性、重み関数で指定された設計仕様を満足し、かつ応答特性が劣化しない範囲で代表根近似により低次元化する⁽⁶⁾。表3に設計パラメータと低次元化された H^∞ 制御器を示す。なお、機械系IIについては2種類の制御器を設計した。 $K_{IIA}(s)$ は $K_I(s)$ と同様にPI制御器に一次遅れ要素を付加した構造の制御器であり、 $K_{IIB}(s)$ はロバスト安定性よりも振動抑制を重視し、 $K_{IIA}(s)$ の場合よりも γ_n を小さく、 γ_d を大きく設定して設計した制御器で不安定零点が含まれている。

5. 特性比較

本章では、3章で設計した共振比制御システム、4章で設計した H^∞ 制御システム、従来のPI制御システムおよびPID制御システム⁽⁹⁾について閉ループ系の特性比較を行う。なお、PI制御システムのPIゲインは H^∞ 制御器に含まれるPI制御器のゲインを用いた(表4)。これは結果的にPI制御だけで軸ねじり振動の減衰がよい制御ゲインとなった。

表4 P I 制御システムのゲイン

Table 4. Gains in PI control system.

機械系	P I 制御器 $G_{pi}(s)$	K_p	K_i
I	$G_{piI}(s)$	8.0	264
II	$G_{piII}(s)$	21	1050

表5 共振比制御のフィードバック制御器

Table 5. Feedback controller in resonance ratio control.

機械系	フィードバック制御器 $G_{Rb}(s)$
I	$G_{RbI}(s) = -15.3 \frac{(s+35.1)(s-668)}{s(s+1266)}$
II	$G_{RbII}(s) = -317 \frac{(s+28.6)(s-114)}{s(s+3532)}$

表6 P I D 制御器

Table 6. PID controller.

機械系	P I D 制御器 $G_{pid}(s)$
I	$G_{pidI}(s) = -15.6 \frac{(s+35.8)(s-551)}{s(s+1000)}$
II	$G_{pidII}(s) = -195 \frac{(s+28.8)(s-111)}{s(s+2000)}$

<5.1> 閉ループ制御器 閉ループ特性を検討するために各制御器を(10)式の形に変換する。

$$\tau_M = G_{ff}(s)\omega^* - G_{fb}(s)\omega_M \quad \dots\dots\dots (10)$$

H^∞ 制御, P I 制御, P I D 制御の場合はそれぞれ $G_{ff}(s) = G_{fb}(s) = K(s)$, $G_{ff}(s) = G_{fb}(s) = G_{pi}(s)$, $G_{ff}(s) = G_{fb}(s) = G_{pid}(s)$ となり, 共振比制御の場合は図2より(11), (12)式となる。P I D 制御器 $G_{pid}(s)$ は, 微分器に挿入するフィルタ (時定数 T_d)⁽⁹⁾ を考慮すると(13)式となり, 共振比制御のフィードバック制御器 $G_{Rb}(s)$ と類似の形となっている。

$$G_{ff}(s) = G_{Rf}(s) = \frac{(K_p s + K_i)(s+g)}{s\{s+(K_F+1)g\}} \quad \dots\dots\dots (11)$$

$$G_{fb}(s) = G_{Rb}(s) = \frac{(K_p - K_F T_{Mng})s^2 + (K_i + K_p g)s + K_i g}{s\{s+(K_F+1)g\}} \quad \dots\dots (12)$$

$$G_{pid}(s) = \frac{(K_p + K_d/T_d)s^2 + (K_i + K_p/T_d)s + K_i/T_d}{s(s+1/T_d)} \quad \dots\dots (13)$$

$G_{Rb}(s)$ は $(K_p - K_F T_{Mng}) < 0$ のとき不安定零点を有する制御器となる。表5に共振比制御のフィードバック制御器 $G_{Rb}(s)$ を示す。いずれも不安定零点を有する制御器となる。P I D 制御器は, 文献(9)の設計法を適用すると表6となり, 共振比制御と同じく不安定零点を有する制御器となる。なお, フィルタ時定数 T_d はノイズの影響等を考慮して特性劣化が生じない程度に大きい値を用いた (機械系 I : $T_d = 0.001$, 機械系 II : $T_d = 0.0005$)。

図4に各フィードバック制御器のボード線図を示す。機械系 I では $G_{RbI}(s)$ と $G_{pidI}(s)$ が殆ど同じ特性となっている。また, 共振周波数付近まで $K_I(s)$, $G_{RbI}(s)$, $G_{pidI}(s)$ はほぼ同様の特性であるが, 高周波域のゲインは $K_I(s)$ が減少するのに対し $G_{RbI}(s)$, $G_{pidI}(s)$ は増加している。機械系 II では不安

図4 制御器のボード線図

Fig. 4. Bode diagrams of controllers.

定零点を有する H^∞ 制御器 $K_{IIB}(s)$ と P I D 制御器 $G_{pidII}(s)$ が殆ど同じで, 共振比制御器 $G_{RbII}(s)$ も近い特性となっている。ロバスト安定性よりも振動抑制を重視して設計した H^∞ 制御器が P I D 制御器および共振比制御のフィードバック制御器と等価であることがわかる。 $K_{IIB}(s)$, $G_{RbII}(s)$, $G_{pidII}(s)$ が高周波域でハイゲインとなっているのに対し,

ロバスト安定性も重視して設計した H^∞ 制御器 $K_{IIA}(s)$ は、高周波でゲインが低下している。

以下では各制御システムの諸特性を比較検討するが、上記のようにP I D制御器は機械系 I では共振比制御と、機械系 II では不安定零点を有する H^∞ 制御器と殆ど同じであり、各種特性も殆ど同じであったため、以下ではP I D制御の特性は省略する。

<5・2> 外乱応答特性 図5に負荷トルクから負荷速度までの閉ループゲイン特性を示す。P I 制御で生じている共振ピークが、 H^∞ 制御および共振比制御では抑制されていることがわかる。機械系 I の場合は $K_I(s)$ と $G_{RbI}(s)$ で大きな違いがないため外乱応答も図6(a)に示すようにほとんど同じで良好な特性が得られている。機械系 II の場合は、P I 制御時の共振ピークが機械系 I の場合に比べて大きく、負荷に比べモータの慣性が高い機械系は振動抑制が困難であることがわかる。この共振ピークも H^∞ 制御器 $K_{IIA}(s)$ により抑えられ、不安定零点を有する H^∞ 制御器 $K_{IIB}(s)$ および共振比制御ではさらに抑制されている。その結果、図6(b)に示すように $K_{IIA}(s)$ では多少のオーバーシュートが現れるもののP I 制御に比べ大幅な振動抑制が可能となり、 $K_{IIB}(s)$ 、 $G_{RbII}(s)$ では完全に振動が抑制されている。図7に実験結果を示す。機械系 I ではシミュレーションと同様の特性が得られ、 H^∞ 制御および共振比制御の有効性が確認できる。機械系 II の場合は H^∞ 制御器 $K_{IIA}(s)$ では安定に制御できたが、その他の制御法は不安定となった。これは、シミュレーションで考慮していないプラントのモデル化誤

差や観測ノイズ等の影響によるものと考えられ、次節で検討する。P I 制御については安定に制御できるまでゲインを低下して実験を行ったが、インパクトドロップが大きく軸ねじり振動の減衰も悪い。 H^∞ 制御器 $K_{IIA}(s)$ はシミュレーションと同様の優れた特性が得られている。

<5・3> ロバスト性 まず、制御器が、パラメータ変動や高次振動モードを含む実プラントに対して閉ループ系の安定性を保証できるかというロバスト安定性について検討する。図8に観測ノイズ n (図2、3参照)からモータトルク τ_M までの閉ループゲイン特性を示す。この特性はパラメータ変動や高次振動モードなどプラントのモデル化誤差を加法的摂動として表したときのロバスト安定性の指標となり、ゲインが低いほどよりロバスト安定である。低周波域では大きな違いはないが高周波域では制御法により大きく異なる。不安定零点を持たない H^∞ 制御器 ($K_I(s)$ 、 $K_{IIA}(s)$) を用いた場合は高周波域でゲインが低下し、他の制御器に比べてよりロバスト安定であるといえる。一方、不安定零点を有する制御器 ($G_{RbI}(s)$ 、 $G_{RbII}(s)$ 、 $K_{IIB}(s)$) を用いた制御系は高周波域でのゲインが高く、特に慣性比が小さい機械系 II ではかなり大きくなっておりロバスト安定性の面で劣っていることがわかる。高周波領域には観測ノイズや離散化に伴う量子化ノイズ、無駄時間の影響および2 慣性系としてモデル化されていない機械系の高次振動モードなどの影響が現れるため高周波域でゲインが大きい制御系は実機に適用する場合に問題が生じる可能性が高い。実験において、機械系 II で $K_{IIA}(s)$ 以外の制御器が不安定と

図5 τ_L から ω_L までの閉ループゲイン特性
Fig. 5. Closed-loop gain diagrams from τ_L to ω_L .

図6 外乱応答特性の計算結果 (τ_L : 0→100%)
Fig. 6. Simulated responses to step load disturbance.

図7 外乱応答特性の実験結果 (時間軸: 20ms/div)
Fig. 7. Experimental responses to step load disturbance.

図8 ノイズ n から τ_M までの閉ループゲイン特性
Fig. 8. Closed-loop gain diagrams from noise to τ_M .

なったのは上記理由によるものと考えられる。

図1に示した供試機械系をトルク変換器のバネ要素も考慮して4慣性系としてモデル化したときのシミュレーション結果を図9に示す。このとき機械系には第1共振モードの他に1100(rad/s), 4200(rad/s)付近に第2, 第3共振ピークが生じる。制御器 $G_{RbII}(s)$, $K_{IIB}(s)$ は不安定となり、高次

図9 高次共振モードの影響 (機械系 II)
Fig. 9. Effects of high resonance mode.

表7 パラメータ変動と安定範囲

Table 7. Stable area against parameter variation.

パラメータ 変動	機械系 I ($K_f=1$)		機械系 II ($K_f=0.36$)		
	$K_I(s)$	$G_{RbI}(s)$	$K_{IIA}(s)$	$K_{IIB}(s)$	$G_{RbII}(s)$
T_M / T_{Mn}	$0 <$	$0.32 <$	$0 <$	$0.8 <$	$0.78 <$
T_L / T_{Ln}	$0 <$	$0.03 <$	$0 <$	$0.13 <$	$0.07 <$
T_F / T_{Fn}	$0 <$	$0.07 <$	$0 <$	$0.27 <$	$0.19 <$

振動モードを有する機械系に対しては適用が困難であることがわかる。また、2慣性系において制御系の安定性が保たれるパラメータ変動の範囲は表7のようになり、 $K_I(s)$, $K_{IIA}(s)$ はパラメータ変動があっても安定性には問題ないが、 $G_{RbI}(s)$, $G_{RbII}(s)$, $K_{IIB}(s)$ はパラメータが減少するとき不安定となり、慣性比が小さい機械系ほど不安定となりやすい。

図10に負荷慣性変動したときの応答特性を示す。負荷

図10 パラメータ変動の影響（機械系Ⅱ）
Fig. 10. Effects of parameter variation.

慣性減少時の影響が大きく、 $K_{IIA}(s)$ では大きな振動が現れている。しかし、 $G_{RbII}(s)$ 、 $K_{IIIB}(s)$ ではその影響は比較的小さく、安定範囲内であればパラメータ変動に対してノミナル応答特性を維持する性能は優れているといえる。他のパラメータ変動に対しても同様の結果が得られた。

6. あとがき

本論文では、制御器の構成が簡単で実用に適した2慣性系の制御法である共振比制御と低次元化された H^∞ 制御の諸特性を比較検討した。共振比制御系の設計は極配置問題となり制御ゲインの決定が容易であるが、 H^∞ 制御の設計はループ整形に基づき試行錯誤が必要となる。しかし、ロバスト安定性よりも振動抑制を重視して設計した不安定零点を持つ H^∞ 制御器は共振比制御系のフィードバック制御器とほぼ等価であり、同等の制御性能を有することが明らかとなった。また、適切にゲイン設計を行ったPID制御器も、不安定零点を有する H^∞ 制御器や共振比制御器と殆ど同じ制御器となり、特性も殆ど同じであることも明らかとなった。これら制御器は、制振制御が困難な負荷に比べてモータ慣性が高い機械系に対しても優れた振動抑制効果が得られる反面、高周波域でハイゲインとなるためロバスト安定性に問題があることも明らかとなった。一方、ロバスト安定性も重視して設計した H^∞ 制御器は、PI制御器に一次遅れ要素を付加した形となり、モータと負荷の慣性が等しい機械系に対しては共振比制御と同等の制振特性が得られ、慣性比の小さい機械系では制振特性は若干劣る

ものの優れたロバスト安定性を有している。以上のように設計の容易性、ノミナル応答特性に関しては共振比制御やPID制御が優れているが、実機への適用においてはロバスト安定性を考慮した設計が可能な H^∞ 制御が有効であるといえる。

(平成7年6月22日受付、平成8年2月9日再受付)

文 献

- (1) 松井・堀：「モータコントロールの新しい技術」，電学論D，113，1122 (平5-10)
- (2) 結城・村上・大西：「共振比制御による2慣性共振系の振動抑制制御」，電学論D，113，1162 (平5-10)
- (3) 杉浦・堀：「 $\sqrt{5}$ の共振比による2慣性系の制振制御」，平5電気学会全大，No.670 (平5-3)
- (4) 大内・美多・矢野：「 H^∞ 制御理論に基づく電動機の制振制御」，電学論D，113，325 (平5-3)
- (5) 池田・矢野・小寺：「 H^∞ 制御に基づく軸ねじり振動抑制制御」，SICE'93，487 (平5-8)
- (6) 森本・武田・平紗：「 H^∞ 制御理論に基づく2慣性機械系の速度制御」，平5電学産業応用部門全大，No.199 (平5-8)
- (7) 亀山・森本・武田：「共振機械系への H^∞ 制御およびオブザーバの適用とその特性比較」，電学研資，SPC-95-17
- (8) 亀山・大橋・森本・武田：「共振比制御に基づく軸ねじり振動抑制制御と制御ゲインの設計法」，平6電学産業応用部門全大，No.271 (平6-8)
- (9) 堀：「PID制御のみによる2慣性系の制御」，電学論D，115，86 (平7-1)

森本 茂雄 (正員) 昭和34年6月28日生。59年3月大阪府立大学大学院修士課程修了。63年7月大阪府立大学助手，平成6年4月同助教授，現在に至る。工学博士。主としてモータドライブシステム，モーションコントロールの研究に従事。計測自動制御学会，システム制御情報学会会員。

亀山 浩幸 (学生員) 昭和46年4月19日生。平成6年3月大阪府立大学工学部電気工学科卒業。現在，同大学院工学研究科博士前期課程在学中。共振機械系の制御に関する研究に従事。

武田 洋次 (正員) 昭和18年11月10日生。43年3月大阪府立大学大学院修士課程修了。同年4月同大学助手，平成5年4月同教授，現在に至る。工学博士。主として，電動機可変速制御システム，リニアアクチュエータの研究に従事。システム制御情報学会，パワーエレクトロニクス研究会会員。