2 可変パラメータによる多慣性負荷系の制振制御

正員 船 渡 寛 人 (宇 都 宮 大 学)

正員 山 本 磨 人 (キヤノン株式会社)

学生員 原 賢 志 (宇 都 宮 大 学)

正員 橋 本 誠 司 (宇 都 宮 大 学)

正員 神 山 健 三 (宇 都 宮 大 学)

Vibration Suppression Control using Two Variable Parameters in a Multi-Mass System

Hirohito Funato, Member (Utsunomiya University), Kiyohito Yamamoto, Member (Canon Inc.), Kenji Hara, Student Member, Seiji Hashimoto, Member, Kenzo Kamiyama, Member (Utsunomiya University)

The torsional vibration is often initiated by the momentary impact which occurs when a load is connected to a motor by several mechanical coupling parts. An industrial servo system is basically represented as a multi-mass system. To suppress the vibration generated in the two-mass load, many control methods have been developed for practical use. In this paper, however, the authors propose a simple vibration suppression strategy for the multi-mass system which employs two variable parameters consisting of resonance ratio and damping factor along with a state feedback approach. The excellent vibration suppression control, as an example, for a three-mass system, resulting in excellent vibration suppression even for a small resonant ratio, is verified by simulations and experiments.

キーワード：多慣性負荷系，軸ねじれ振動，振動抑制，状態フィードバック，2可変パラメータ

1. ま え が き

サーボ系の課題の一つに軸ねじれ振動がある⁽¹⁾。2慣性負荷系の軸ねじれ振動については、共振比制御、モデル追従制御、状態フィードバックなどの手法が提案され、実用化されている^{(1)~(6)}。しかし、多慣性負荷系に対しては、現在のところ、実用的な手法が少ないようである。3慣性負荷系については、久保氏の状態フィードバックを用いた制振制御の報告がある⁽⁵⁾。

ここでは、多慣性負荷系の制振制御に共通的に適用できる実用的な手法を提案する。筆者らは、以前報告した2慣性負荷系に対する2可変パラメータによる制振制御⁽⁸⁾を多慣性負荷系へ適用拡大する可能性について、シミュレーションにより検討してきた⁽⁹⁾。この提案法の特長は、多慣性負荷系に状態フィードバックを施し、各振動モードを剛体系に近づければ、速度制御器をPI補償のような簡単な補償にできる点にある。従って、振動抑制制御系とは独立に速度サーボ系の目標値応答特性を速度制御器によって設定できる。また、状態推定オブザーバによりトルク外乱も推定できるので、それにより外乱応答特性の改善も可能である。さらに、慣性比が1以下の場合でも、目標値応答時とトル

ク外乱応答時の軸ねじれ振動抑制にも有効である。前回のシミュレーションの結果⁽⁹⁾を今回実験により検証できたので、多慣性負荷系の特徴および2慣性負荷系との相違点につきに総括的に報告する。また、多慣性負荷系の具体的な例として、実験装置で実現容易な3慣性負荷系を取りあげ、その制振制御に対する設計手順についても報告する。

2. 多慣性負荷系

本論文は、電動機と負荷がギアを介して弾性軸により接

図1 多慣性負荷系のモデル

Fig. 1. Model of multi-mass plant.

〈2・1〉 多慣性負荷系のモデル 多慣性負荷系は数式モデルとして次のように表せる。

$$\left. \begin{aligned} J_1 \ddot{\theta}_1 &= -B_1 \dot{\theta}_1 - \frac{K_1}{g_1} \left(\frac{\theta_1}{g_1} - \theta_2 \right) \\ &\quad - \frac{C_1}{g_1} \left(\frac{\dot{\theta}_1}{g_1} - \dot{\theta}_2 \right) + \tau_1 \\ J_2 \ddot{\theta}_2 &= K_1 \left(\frac{\theta_1}{g_1} - \theta_2 \right) + C_1 \left(\frac{\dot{\theta}_1}{g_1} - \dot{\theta}_2 \right) \\ &\quad - B_2 \dot{\theta}_2 - \frac{K_2}{g_2} \left(\frac{\theta_2}{g_2} - \theta_3 \right) \\ &\quad - \frac{C_2}{g_2} \left(\frac{\dot{\theta}_2}{g_2} - \dot{\theta}_3 \right) \\ J_3 \ddot{\theta}_3 &= K_2 \left(\frac{\theta_2}{g_2} - \theta_3 \right) + C_2 \left(\frac{\dot{\theta}_2}{g_2} - \dot{\theta}_3 \right) \\ &\quad - B_3 \dot{\theta}_3 - \frac{K_3}{g_3} \left(\frac{\theta_3}{g_3} - \theta_4 \right) \\ &\quad - \frac{C_3}{g_3} \left(\frac{\dot{\theta}_3}{g_3} - \dot{\theta}_4 \right) \\ &\vdots \\ J_n \ddot{\theta}_n &= K_{n-1} \left(\frac{\theta_{n-1}}{g_{(n-1)}} - \theta_n \right) \\ &\quad + C_{n-1} \left(\frac{\dot{\theta}_{n-1}}{g_{(n-1)}} - \dot{\theta}_n \right) \\ &\quad - B_n \dot{\theta}_n - \tau_d \\ \tau_1 &= k_{hw} i^* \\ \dot{\theta}_i &= \omega_i \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

θ_i : マスの回転角	ω_i : マスの回転速度
J_i : マスの慣性モーメント	B_i : マスの粘性係数
K_i : 軸のバネ定数	C_i : 軸粘性係数
τ_1 : 操作トルク	τ_d : トルク外乱
g_i : ギア比	k_{hw} : 変換係数
	$(i = 1, 2, \dots, n)$

図2において、 i^* は制御入力としての電流指令を表す。ここで ω_1/i^* は次式となる。

$$\frac{\omega_1}{i^*} = \frac{k_{hw}}{J_1} \cdot \frac{1}{s} \cdot \prod_{i=1}^{n-1} \frac{(s^2 + 2\zeta_{ai}\omega_{ai}s + \omega_{ai}^2)}{(s^2 + 2\zeta_{ri}\omega_{ri}s + \omega_{ri}^2)} \dots\dots\dots (2)$$

ω_{ri} : 共振角周波数 ω_{ai} : 反共振角周波数
 ζ_{ri}, ζ_{ai} : 減衰定数

〈2・2〉 共振角周波数及び反共振角周波数 (1) 式より,
多慣性負荷系の状態方程式は次式で表される。

$$\dot{x} = \mathbf{A}x + \mathbf{B}i^* \dots\dots\dots (3)$$

$$x = [\omega_n \quad \tau_n \quad \omega_{n-1} \quad \cdots \quad \tau_2 \quad \omega_1]^T \dots\dots\dots (4)$$

また $\mathbf{A}$, $\mathbf{B}$ は行列であり, 次式で与えられる。

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & \cdots \\ a_{21} & a_{22} & \cdots \\ \vdots & \vdots & \\ a_{(2n-1)1} & a_{(2n-1)2} & \cdots \\ \cdots & a_{1(2n-1)} \\ \cdots & a_{2(2n-1)} \\ \vdots & \vdots \\ \cdots & a_{(2n-1)(2n-1)} \end{bmatrix} \dots\dots\dots (5)$$

$$\mathbf{B}((2n-1) \times 1) = \begin{bmatrix} 0 & \dots & 0 & \frac{k_{hw}}{J_1} \end{bmatrix}^T \dots\dots\dots (6)$$

$$\left. \begin{aligned} a_{(2(n-i)+1)(2(n-i))} &= -\frac{1}{g_i J_i} \\ a_{(2(n-i)+1)(2(n-i)+1)} &= -\frac{B_i}{J_i} \\ a_{(2(n-i)+1)(2(n-i)+2)} &= \frac{1}{J_i} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

$$\left. \begin{aligned} a_{(2(n-i))(2(n-i)-2)} &= \frac{C_{(i-1)}}{g_i J_i} \\ a_{(2(n-i))(2(n-i)-1)} &= \frac{B_i C_{(i-1)}}{J_i} \\ &\quad - K_{(i-1)} \\ a_{(2(n-i))(2(n-i))} &= -\frac{C_{(i-1)}}{g_{(i-1)}^2 J_{(i-1)}} \\ &\quad - \frac{C_{(i-1)}}{J_i} \\ a_{(2(n-i))(2(n-i)+1)} &= -\frac{B_{(i-1)} C_{(i-1)}}{g_{(i-1)} J_{(i-1)}} \\ &\quad + \frac{K_{(i-1)}}{g_{(i-1)}} \\ a_{(2(n-i))(2(n-i)+2)} &= \frac{C_{(i-1)}}{g_{(i-1)} J_{(i-1)}} \end{aligned} \right\} (8)$$

T. IEE Japan, Vol. 119-D, No. 8/9, '99

図2 多慣性負荷系のブロック図

Fig. 2. Block diagram of multi-mass plant.

$$y = Cx \quad \dots\dots\dots (9)$$

$$C(1 \times (2n - 1)) = [0 \quad 0 \quad \dots \quad 0 \quad 1] \quad \dots\dots\dots (10)$$

ここで、システムの極および零点はそれぞれ次式の根で与えられる。

$$\text{極: } |s\mathbf{I} - \mathbf{A}| = 0 \quad \dots\dots\dots (11)$$

$$\text{零点: } \mathbf{C} \cdot \text{adj}(s\mathbf{I} - \mathbf{A}) \cdot \mathbf{B} = 0 \quad \dots\dots\dots (12)$$

この極、零点より各振動モードの共振角周波数及び反共振角周波数は導出される。

多慣性負荷系においては、各振動モードの共振角周波数及び反共振角周波数の解析解を求めることは一般的に困難であるが、3 慣性負荷系の共振角周波数及び反共振角周波数の解析解について検討する。まず、図2、(2)式より伝達関数 ω_1/i^* は次式となる。

$$\frac{\omega_1}{i^*} = \frac{k_{hw}}{J_1} \cdot \frac{1}{s} \cdot \frac{(s^2 + 2\zeta_{a1}\omega_{a1}s + \omega_{a1}^2)}{(s^2 + 2\zeta_{r1}\omega_{r1}s + \omega_{r1}^2)} \cdot \frac{(s^2 + 2\zeta_{a2}\omega_{a2}s + \omega_{a2}^2)}{(s^2 + 2\zeta_{r2}\omega_{r2}s + \omega_{r2}^2)} \quad \dots\dots\dots (13)$$

ここで $B_1 = B_2 = B_3 = 0$, $C_1 = C_2 = 0$ のとき、(12)式より1次反共振角周波数 ω_{a1} 、2次反共振角周波数 ω_{a2} は次式となる。

$$\omega_{a1} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot (\Omega - \sqrt{\Omega^2 - \frac{4K_1K_2}{J_2J_3}})} \quad \dots\dots\dots (14)$$

$$\omega_{a2} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot (\Omega + \sqrt{\Omega^2 - \frac{4K_1K_2}{J_2J_3}})} \quad \dots\dots\dots (15)$$

ただし、

$$\Omega = \frac{K_1}{J_2} + \frac{K_2}{J_3} + \frac{K_2}{g_2^2 J_2} \quad \dots\dots\dots (16)$$

上式より、3 慣性負荷系における反共振角周波数は2 慣性負荷系の場合⁽⁸⁾と同様に、慣性モーメント及び軸のバネ定数によって決定される。

3. 多慣性負荷系の制振制御

〈3・1〉2 慣性負荷系との相違点及び制御上の留意点 システムの振動特性はその極によって左右され、(2)式の共振角周波数 ω_{ri} と減衰定数 ζ_{ri} によって決定される。よって、これらのパラメータを共振比 R_i 、減衰定数 ζ_{ri} を用いて調整することで振動抑制は可能となる。

このような観点から、筆者らは、多慣性負荷系に対してもすでに報告した2 可変パラメータによる制振制御法^{(8), (9)}が適用できるのではないかと、その可能性を3 慣性負荷系および4 慣性負荷系に対してシミュレーションで検討していた。ところが多慣性負荷系では共振点が複数個、すなわち n 慣性系では $(n-1)$ 個あり、隣接する反共振比 $(\omega_{ai}/\omega_{a(i-1)})$ はそれぞれ異なる。そのため、 R_i の設定が適切でないと、制振特性は著しく悪化する。また、 ζ_{ri} についても同様のことがいえる。このようなことから、 R_i や ζ_{ri} については各振動モードの周波数特性を念頭に置いて、設定することが重要であることを確認した。さらに、2 慣性負荷系で実現できた速度制御系のPI補償、状態フィードバック係数の設計からの独立性などは、多慣性負荷系でもそのまま実現することも確認した。シミュレーションでのこのような結果をふまえて、次のような2 可変パラメータによる多慣性負荷系の制振制御法を提案する。

〈3・2〉提案する制振制御法 提案する多慣性速度制御系を図3に示す。まず、電流指令 i^* と制御量である電動機速度 ω_1 から状態推定オブザーバ⁽¹⁰⁾を構成し、状態量である各慣性の速度 ω_i 、軸トルク $\tau_i (i = 1, 2, \dots, n)$ 、を推定する。次に、これらの推定値を用いて状態フィードバック補償を施す。図3において、状態フィードバック補償を施したときの ω_1/r が次式となるように極を操作する。ここで、 r は状態フィードバック補償を施した制御対象への入力となる。状態フィードバック補償による極配置の方法については、文献を参照されたい⁽¹¹⁾。

$$\frac{\omega_1}{r} = \frac{k_{hw}}{J_1} \cdot \frac{K_k}{s} \cdot \prod_{i=1}^{n-1} \frac{(s^2 + 2\zeta_{ai}\omega_{ai}s + \omega_{ai}^2)}{(s^2 + 2\zeta_{ki}\omega_{ki}s + \omega_{ki}^2)} \quad \dots\dots\dots (17)$$

(17)式において、 K_k は共振角周波数の設定にともなうゲインの変化を調整するための補償定数で次式となる。

図3 提案する多慣性速度制御系
Fig. 3. Proposed control system for multi-mass plant.

$$K_k = \frac{\omega_{k1}^2}{\omega_{r1}^2} \cdot \frac{\omega_{k2}^2}{\omega_{r2}^2} \cdots \frac{\omega_{k(n-1)}^2}{\omega_{r(n-1)}^2} \cdots (18)$$

また、 ω_{ki} , ζ_{ki} は補償後の共振角周波数及び減衰定数であり、任意に設定できるパラメータである。このとき、次のパラメータを振動抑制用のパラメータとして設定する。

- (1) ζ_{ki} (減衰係数)
- (2) $\frac{\omega_{ki}}{\omega_{ai}}$ (共振角周波数) = R_i (共振比)

ここで、多慣性負荷系の周波数特性において、新設プラントの計画段階で、所望の反共振比が得られなければ、制御対象のギア比や軸のバネ定数などにより反共振角周波数を調整することが制振の観点からは好ましい。

4. 3 慣性負荷系による設計例

具体例として、表1のパラメータからなる3慣性負荷系を制御対象とする。電動機側に対する負荷側の慣性比は $J_3/g_1^2g_2^2J_1 = 0.54$ である。以下、2慣性負荷系の場合⁽⁸⁾ にならって説明する。

〈4・1〉 設計手順

〈4・1・1〉 速度制御器の設計 速度制御系のカットオフ周波数 ω_{cs} を負荷系が剛体として設定する。ここでは、 $\omega_{cs} < \omega_{a1}$ ($22.7[\text{rad/sec}]$) という制約を考慮して、 $\omega_{cs} = 10[\text{rad/sec}]$ となるPI速度制御器を設計する。

〈4・1・2〉 状態フィードバック係数の設計

- (1) ζ_{ki} の設定 制御対象である3慣性負荷系の共振比は(2)式より $\omega_{r1}/\omega_{a1} = 1.27$, $\omega_{r2}/\omega_{a2} = 1.21$, $\omega_{a2}/\omega_{a1} = 2.35$ である。ここでは、2次の振動モードまででしかないので、1次振動モードのみが R の制約を受ける。これらを前提に、試行錯誤の簡単化のため提案法においては、 $R_1 = R_2 = 1.27$, $\zeta_{k1} = \zeta_{k2} = \zeta$ と固定し、 ζ を変化した場合の時間応答およびPI

表1 3慣性負荷系の各パラメータ

Table 1. Parameters of three-mass plant.

g_{r1}	gear ratio	2
g_{r2}	gear ratio	2
k_{hw}	transfer coefficient	200[Nm/rad]
C_1	shaft stiffness	1.40×10^{-3} [Nm/rad]
C_2	shaft stiffness	1.60×10^{-2} [Nm/rad]
K_1	damping coefficient	8.00[Nm/rad/s]
K_2	damping coefficient	12.0[Nm/rad/s]
J_1	motor inertia	2.06×10^{-3} [kg·m ²]
J_2	load inertia	4.28×10^{-3} [kg·m ²]
J_3	load inertia	1.54×10^{-2} [kg·m ²]
B_1	coefficient of motor viscosity	8.09×10^{-4} [Nm/rad/s]
B_2	coefficient of load viscosity	5.00×10^{-5} [Nm/rad/s]
B_3	coefficient of load viscosity	1.65×10^{-3} [Nm/rad/s]

補償による時間応答を図4に示す。 ζ が大きくなるにつれて目標値応答時、トルク外乱応答時の振動が抑制されているが、目標値応答時のオーバーシュートが大きくなってしまふ。ここではPI補償に比べてオーバーシュートが大きくならないように、 $\zeta = 0.34$ と設定した。

- (2) R の設定 提案法において $\zeta = 0.34$ と固定し、 R_1 , R_2 を変化させた場合の時間応答およびPI補償のみによる時間応答を図5に示す。ここでも ζ と同様に、 $R_1 = R_2 = R$ とした。 R は反共振比以下になるように $R < \omega_{a2}/\omega_{a1} = 2.35$ とする。目標値応答特性においては、 $R = 1.33$ 以上にしても大きな差は現れない。トルク外乱応答特性においては $R = 1.33$ 以上で特性の劣化が現れる。トルク外乱応答で良い特性が得られるように、ここでは $R = 1.33$ と設定する。

図4 ζ を変化させたときのシミュレーション結果
Fig.4. Simulation results for different ζ .

図5 R を変化させたときのシミュレーション結果
Fig.5. Simulation results for different R .

なお、以上の ζ, R の設定で設計仕様を満たさない場合には、再度 (1), (2) の設定過程を繰り返す。

設計された系の周波数特性を図6に示す。共振比と減衰定数を設定することにより、共振角周波数の特性が滑らかに改善されていることがわかる。

〈4・1・3〉状態推定オブザーバの設計 2 慣性負荷系の場合と同様に、多慣性負荷系においても状態推定オブザーバの設計にあたっては、同次元オブザーバを用いた。オブザーバの極 ω_o の設計については $\omega_{k1}(70.8[\text{rad/sec}]) < \omega_o$ を考慮し、実際の状態量をフィードバックした場合と比較しその特性が劣化しないように、またノイズや高次の振動モードの影響をうけないように -75 の6重根とした。設計法については、例えば文献[9]を参照されたい。

〈4・2〉共振比及び速度制御系のカットオフ周波数に対する設定自由度 振動抑制効果の観点からは、減衰係数 ζ_{ki} 、共振比 R_i を大きくすることが望ましいが、 R_i を大きくした場合にはそれに伴い極配置が s 平面上で左側へ移動していく。その結果、 R_i はDSPの演算速度及びサンプリング時間や電流許容値により制限を受ける。また R_i は、各振動モードにおいて反共振比以下となるように設定する必要がある。

速度制御系のカットオフ周波数 ω_{cs} の設計の自由度に関しては、2 慣性負荷系と同様の制約を受ける。また、慣性比は1以下の場合にも、制振は可能である。

5. 実験

実験装置の構成は2 慣性負荷系の実験に用いた装置⁽⁸⁾と同様で、図7に示す。本装置は元来電動機-ギア間がリジットなベルトで接続された2 慣性負荷系の機構であった。今回フレキシブルなベルトを多数製作し、リジットなベルトをこのフレキシブルベルトに置き換え、さらに慣性モーメントの調整で、所望の3 慣性負荷系の機構を実現した。

PI補償のみの場合と提案法の場合の応答特性を図8に示す。提案法の場合、速度指令、トルク外乱どちらに対しても振動することなく、良好な特性が得られていることがわかる。次に、負荷慣性 J_3 が $-30[\%]$ 変動した場合の実験結果を図9に示す。提案する補償法の場合、負荷慣性 J_3 の $-30[\%]$ の変動に対しても振動することなく、良好な特性が得られていることがわかる。

6. あとがき

本論文では、多慣性負荷系の特性を示し、筆者らが2 慣

図6 周波数応答 (ω_1/ω^*)
Fig. 6. Bode diagram from ω^* to ω_1 .

図7 3 慣性負荷系実験装置の概要図
Fig. 7. Experimental setup for three-mass plant.

図8 実験結果
Fig. 8. Experimental results.

性負荷系に対して適用した2可変パラメータによる制振手法を多慣性負荷系に適用する上での相違点を明らかにした。

図9 パラメータ変動に対する実験結果
Fig. 9. Experimental results for parameter variations.

多慣性負荷系への具体的な設計手順として、3 慣性負荷系に対する設計例を示した。シミュレーションと実験により提案法の有効性を検証した。

主な結論は、以下のとおりである。

- (1) 制御対象のみに状態フィードバック補償を施すので、状態フィードバック係数の設計とは独立に速度制御器を設計できた。
 - (2) 速度制御器は構成が簡単なPI速度制御器でよく、負荷系を剛体系と考えると設計できるため設計指針が明解で、設計が容易であった。
 - (3) 慣性比が1 以下の場合(本論文では0.54)でも軸ねじれ振動を抑制できることを確認した。
 - (4) 負荷慣性 J_3 の-30[%] の変動に対しても振動抑制効果は失われなかった。
- (平成11年1月4日受付, 同11年3月29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, Vol. 113, No. 10, pp. 1122-1137 (1993)
- (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, Vol. 113, No. 10, pp. 1162-1169 (1993)
- (3) 堀:「2 慣性共振系の新しい制御法と最近の動向」, SICE ロバスト制御研究会資料, pp. 1A1-1A6 (1995)
- (4) 堀, 澤田, 全:「遅い共振比制御における外乱オブザーバの最適推定速度について」, 電学論 D, Vol. 117, No. 1, pp. 50-56 (1997)
- (5) 久保:「軸ねじれ系の新しい制御法:状態フィードバック」, 平成6 年電気学会産業応用部門全国大会講演論文集, S. 12-5, pp. S.319-322
- (6) 杉本, 森本, 武田, 平紗:「状態フィードバックによる軸ねじり振動抑制制御とパラメータ変動を考慮した極配置法」, 平成5 年電気学会全国大会, No. 671, p. 6-82
- (7) 磯貝, 神山:「状態フィードバック補償を用いた2 可変パラメータによる2 慣性負荷系の速度制御」, 電学論 D 研究開発レター, Vol. 115, No. 8, pp. 1072-1073 (1995)
- (8) 橋本, 船渡, 原, 和泉, 神山:「2 可変パラメータによる2 慣性負荷系の振動抑制制御」, 電学論 D, Vol. 118-D, No. 10, pp. 1172-1176 (1998)

- (9) 船渡, 山本, 橋本, 神山:「2 可変パラメータによる多慣性負荷系の制振制御」, 電学論 D 研究開発レター, Vol. 118, No. 11, pp. 1334-1335 (1998)
- (10) 小郷, 美多:「システム制御理論入門」, 実教出版株式会社 (1979)
- (11) 吉川, 井村:「現代制御論」, 昭見堂 (1994)
- (12) 磯貝, 野口, 船渡, 神山:「2 可変パラメータによる 3 慣性負荷系の制振制御」, 電気学会金属産業・産業電力電気応用合同研究会, IEA-95-15, pp. 77-84 (1995)

船 渡 寛 人 (正員) 1964 年 2 月 26 日生。1989 年 3 月横浜国立大学大学院工学研究科電子情報工学専攻博士前期課程修了。同年 4 月東京電力株式会社入社。1991 年 7 月同社退社。同年 8 月から 1992 年 3 月まで横浜国立大学大学院研究生。1995 年 3 月横浜国立大学大学院工学研究科電子情報工学専攻博士後期課程修了。同年 4 月宇都宮大学工学部電気電子工学科助手, 現在に至る。主として, パワーエレクトロニクスの電力系統への応用, モーションコントロール, 制御応用, パワーエレクトロニクス回路に関する研究に従事。博士(工学)。1994 年度, 1996 年度電気学会論文発表賞受賞。計測自動制御学会, IEEE 会員。

山 本 磨 人 (正員) 1975 年 3 月 14 日生。1997 年 3 月宇都宮大学工学部電気電子工学科卒業。1999 年 3 月宇都宮大学大学院工学研究科電気電子工学専攻博士前期課程修了。同年 4 月キャノン株式会社入社, 現在に至る。在学中, パワーエレクトロニクス及びモータコントロールに関する研究に従事。

原 賢 志 (学生員) 1973 年 10 月 24 日生。1998 年 3 月宇都宮大学大学院工学研究科博士前期課程電気電子工学専攻修了。同年 4 月宇都宮大学大学院工学研究科博士後期課程物性工学専攻入学, 現在に至る。パワーエレクトロニクス及びモータコントロールに関する研究に従事。

橋 本 誠 司 (正員) 1971 年 12 月 19 日生。1996 年 3 月宇都宮大学大学院工学研究科博士前期課程電気電子工学専攻修了。1999 年 3 月宇都宮大学大学院工学研究科博士後期課程物性工学専攻修了。同年 5 月宇都宮大学大学院工学研究科サテライト・ベンチャー・ビジネス・ラボラトリー研究員, 現在に至る。ロバスト制御, システム同定のモーションコントロール, 構造体の制振制御分野への応用研究に従事。博士(工学)。1995 年電気学会論文発表賞受賞。電気学会, 計測自動制御学会, 日本機械学会, IEEE 会員。

神 山 健 三 (正員) 1936 年 3 月 12 日生。1961 年 3 月早稲田大学大学院修士課程修了。同年 4 月(株)日立製作所入社, モータドライブの開発設計に従事, 1991 年 3 月退社。1991 年 4 月宇都宮大学工学部教授, 現在に至る。工学博士。パワーエレクトロニクス, モータドライブ及びアドバンスト制御の研究と教育に従事。電気学会, 計測自動制御学会, IEEE などの会員。