オーバハング回転軸系の最適振動制御に関する研究*

水谷 一樹^{*1}, 伊藤 崇^{*2}
土肥 直仁^{*3}, 池浦 良淳^{*1}

Optimal Vibration Control by LQR for Overhung Rotor System

Kazuki MIZUTANI^{*4}, Takashi ITO,
Naohito DOI and Ryojun IKEURA^{**} Department of Mechanical Engineering, Mie University,
1515 Kamihama-cho, Tsu-shi, Mie, 514 8507 Japan

This paper describes an active vibration control to effectively reduce the unbalanced vibration of an overhung rotor system. A vibration control device is installed between a driving motor and an overhang rotor. This control device consists of a simply supported rotor shaft system, a rotor of which is installed in four pairs of electromagnets to supply a control force. The optimal regulator theory is applied to decide the control gain suppressing the vibrations of the overhung rotor. Influence of weighting coefficients in the cost function is investigated, and the optimal feedback gains to give the effective vibration suppression performance are provided. Frequency response curves are simulated numerically and the effective vibration suppression performance is shown. For practical use, the simplification of the rotor model for controller design and the application of the Kalman filter are also examined. The numerical results are compared with experimental ones and both results show the similar tendency in our study.

Key Words: Vibration of Rotating Body, Vibration Control, Overhung Rotor System, Optimal Regulator Problem, Kalman Filter, Electromagnetic Actuator

1. はじめに

近年、機械工業では生産性の向上が求められており、高性能で高速の回転機械への要求が高まっている。回転機械を高速回転下で使用するとき、不つりあい振動が問題になり、その低減が重要になる。特に、オーバハング構造を有する回転機械は、自由端にロータが取り付けられているために不つりあいに対する感度が高く、小さな励振力でも大きな振動が発生する。このようなオーバハング回転機械では危険速度を避けて運転するように運転条件を設定するか、あるいは、外部から何らかの制御力を加えて振動を抑える必要がある⁽¹⁻³⁾。

オーバハング回転機械で、オーバハング部自体が何らかの仕事をするような装置では、オーバハングロータに直接制振力を加えて振動を制御することができない場合が多い。本研究では、オーバハング回転軸系の振動を抑えるために駆動用モータとオーバハングロータの間に制振用ロータを取り付けて電磁石により制御

力を加えることのできる制振機構を考える⁽⁴⁾。この回転軸系において、最適レギュレータ理論を用いて制御系の設計を行い、数値シミュレーションを行うことにより、制振効果を検討した。

最適レギュレータ理論の評価関数中の重み係数の大きさを決めるために、状態量を変位(角変位)と速度(角速度)に対応する状態量に分けて考えた⁽⁵⁾。それぞれの状態量にかかる重み係数の値を種々に変えてシミュレーションを行った結果、評価関数中の状態量にかかる重み係数は変位に対応する状態量と速度に対応する状態量で値を変える方がよく、変位に対応する状態量にかかる重みの値を大きく設定するほど制振効果の得られることが確認できた⁽⁶⁾。オーバハングロータではジャイロモーメントの影響で制御力を与えるフィードバックゲインが回転速度と共に変化する。そこで実用化を考慮して、ジャイロモーメントを省略して制御系を設計した場合の制振効果について検討した。さらに、計測が困難な状態量をカルマンフィルタを用いて推定した場合の制振効果についても検討した。

制振用アクチュエータとして電磁石を用いたモデル実験装置を製作して実験を行った結果、数値シミュレーションの結果と同様な制振効果の得られることが確認できた。

* 原稿受付 2004年3月18日。

^{*1} 正員、三重大学工学部(☎514-8507 津市上浜町1515)。^{*2} NTN(株)(☎511-8678 桑名市大字東方字尾弓田3066)。^{*3} 船井電機(株)(☎574-0013 大東市中垣内7-7-1)。

E-mail: mizutani@ss.mach.mie-u.ac.jp

2. 理論解析

2.1 解析モデルと運動方程式 図1のように弾性軸の先端にオーバハングロータ m_1 を取り付け、その反対側に制御力を加えるための制振用ロータ m_2 を両端支持で配置したモデルを考える⁶⁾。図中の f_x, f_y はそれぞれ x, y 方向の制御力である。ロータ m_2 は両端支持された回転軸の中央に配置されており、傾き振動は非常に小さくなるので、以下の解析では m_2 の傾き振動を無視する。図1の記号を用い、さらにオーバハングロータ m_1 の半径まわりの慣性モーメントを I_d 、極慣性モーメントを I_p 、減衰係数を c_1 とし、制振用ロータの減衰係数を c_2 とすると、運動方程式は次のようになる⁶⁾。

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + k_{11} x_1 + k_{12} \theta_y + k_{13} x_2 &= m_1 e_1 \omega^2 \cos(\omega t + \alpha_1) \\ m_1 \ddot{y}_1 + c_1 \dot{y}_1 + k_{11} y_1 - k_{12} \theta_x + k_{13} y_2 &= m_1 e_1 \omega^2 \sin(\omega t + \alpha_1) \\ I_d \ddot{\theta}_x + I_p \ddot{\omega} \theta_y - k_{31} y_1 + k_{32} \theta_x - k_{33} y_2 &= (I_d - I_p) \tau \omega^2 \cos(\omega t + \beta) \\ I_d \ddot{\theta}_y - I_p \ddot{\omega} \theta_x + k_{31} x_1 + k_{32} \theta_y + k_{33} x_2 &= (I_d - I_p) \tau \omega^2 \sin(\omega t + \beta) \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_2 \dot{x}_2 + k_{21} x_1 + k_{22} \theta_y + k_{23} x_2 &= m_2 e_2 \omega^2 \cos(\omega t + \alpha_2) - f_x \\ m_2 \ddot{y}_2 + c_2 \dot{y}_2 + k_{21} y_1 - k_{22} \theta_x - k_{23} y_2 &= m_2 e_2 \omega^2 \sin(\omega t + \alpha_2) - f_y \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

ここで e_1 と e_2 は、それぞれ、ロータ m_1, m_2 の静不つりあい、 τ はロータ m_1 の動不つりあい、 $\alpha_1, \alpha_2, \beta$ は、それぞれ、時刻 $t=0$ のときの e_1, e_2, τ の角位置（初期位相）である。式(1)中の $k_{11} \sim k_{33}$ は回転軸のたわみと傾きに対する等価ばね定数で、回転軸の縦弾性係数を E 、断面二次モーメントを I_z とし、長さ l_1, l_2 を図のようにとると次式で与えられる⁶⁾。

$$\left. \begin{aligned} k_{11} &= 3u(48l_1 + 7l_2)/l_1^3, \quad k_{12} = k_{31} = 3u(24l_1 + 7l_2)/l_1^2, \quad k_{13} = k_{21} = 216u/l_1 l_2, \quad k_{22} = k_{33} = 72u/l_2 \\ k_{23} &= 192u(3l_1 + 4l_2)/l_2^3, \quad k_{32} = 3u(16l_1 + 7l_2)/l_1, \quad u = EI_z/(12l_1 + 7l_2) \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

2.2 制御系の設計 章4に示す実験ではDSPボードを用いてデジタル制御を行っているが、本章の理論解析は各式の力学的な意味が分かりやすいように連続系で記述している。オーバハングロータの不つりあい強制振動の運動方程式(1)から、以下の係数行列 A, B 、制御電流ベクトル i 、不つりあい力ベクトル F

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{k_{11}}{m_1} & -\frac{c_1}{m_1} & -\frac{k_{12}}{m_1} & 0 & -\frac{k_{13}}{m_1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{k_{31}}{I_d} & 0 & -\frac{k_{32}}{I_d} & 0 & -\frac{k_{33}}{I_d} & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{I_p \omega}{I_d} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{k_{21}}{m_2} & 0 & -\frac{k_{22}}{m_2} & 0 & -\frac{k_{23}}{m_2} & -\frac{c_2}{m_2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{k_{11}}{m_1} & -\frac{c_1}{m_1} & \frac{k_{12}}{m_1} & 0 & -\frac{k_{13}}{m_1} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{k_{31}}{I_d} & 0 & -\frac{k_{32}}{I_d} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{I_p \omega}{I_d} & 0 & 0 & \frac{k_{31}}{I_d} & 0 & -\frac{k_{32}}{I_d} & 0 & \frac{k_{33}}{I_d} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{k_{21}}{m_2} & 0 & \frac{k_{22}}{m_2} & 0 & -\frac{k_{23}}{m_2} & -\frac{c_2}{m_2} \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & b/m_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & b/m_2 \end{bmatrix}^T, \quad i = [i_x, i_y]^T$$

$$F = [0, e_1 \omega^2 \cos(\omega t + \alpha_1), 0, \frac{I_d - I_p}{I_d} \tau_1 \omega^2 \sin(\omega t + \beta_1), 0, e_2 \omega^2 \cos(\omega t + \alpha_1), 0, e_1 \omega^2 \sin(\omega t + \alpha_1), 0, \frac{I_d - I_p}{I_d} \tau_1 \omega^2 \cos(\omega t + \beta_1), 0, e_2 \omega^2 \sin(\omega t + \alpha_1)]^T$$

を用いると、次のような状態方程式および出力方程式が得られる。

$$\dot{z} = Az + Bi + F, \quad s = Cz \quad (3)$$

ここで、状態量ベクトル z は

$$z = [x_1, \dot{x}_1, \theta_y, \dot{\theta}_y, x_2, \dot{x}_2, y_1, \dot{y}_1, \theta_x, \dot{\theta}_x, y_2, \dot{y}_2]^T$$

である。出力方程式で全ての状態量をフィードバックするため、係数行列 C は単位行列となる。 i_x と i_y は、それぞれ、 x 、 y 方向の電磁石に加えられる制御電流である。

制御系の設計には最適レギュレータ理論を適用し、状態フィードバックをおこなう^{8,9}。オーバハングロータのようにジャイロ効果を有するロータが磁気軸受で支持されているときには、後向きのふれまわり運動の安定化のために制御回路にクロスフィードバックを組み込むことが提案されている¹⁰⁻¹²。これらの文献で議論している不安定性は磁気軸受の負剛性や制御系の積分補償などに起因しているが、本論文の回転軸系は制振機構を含めて考えても通常の運転条件では不安定にならないので、ここではクロスフィードバックを考えていない。

式(3)において状態量 z と制御電流 i の二乗和の積分を二次形式の形に一般化した次の式(4)を評価関数とし、これを最小にするフィードバックゲインを決定する。

$$J = \int_0^\infty (z^T Q z + i^T R i) dt \quad (4)$$

ここで、重み係数行列 Q 、 R は

$$Q = \text{diag}[q_d \quad q_v \quad q_d \quad q_v \quad q_d \quad q_v \quad q_d \quad q_v \quad q_d \quad q_v \quad q_d \quad q_v \quad q_d \quad q_v]$$

$$R = \text{diag}[1 \quad 1]$$

で表され、 q_d は変位および角変位に関する状態量にかかる重み係数、 q_v は速度および角速度に関する状態量にかかる重み係数である。

式(4)の評価関数 J を最小にする最適制御入力 i は、式(3)で表される状態方程式に対して通常の最適レギュレータ問題を解くことによって次のように与えられる。

$$i = -Kz = -R^{-1}BPz \quad (5)$$

ここで、 R 、 B は既知量で、 P は次のリカッチ方程式を満たす正定唯一解である。

$$PA + A^T P - PBR^{-1}B^T P + C^T Q C = 0 \quad (6)$$

2.3 カルマンフィルタを併用した最適レギュレータ 最適レギュレータ理論を用いて制御系を設計する場合には、制御対象の全ての状態量が測定できなければならないが、実用的な装置では全ての状態量を直接測定することは困難な場合が多い。そこで、最適レギュレータ理論と最適なオブザーバであるカルマンフィルタを併用して最適制御系を設計する。

状態推定値 $\hat{z}$ を与えるカルマンフィルタは次のようになる。

$$\dot{\hat{z}} = A\hat{z} + Bi + L(s - C\hat{z}) \quad (7)$$

また、分離定理から最適制御則は以下ようになる。

$$i^* = -K\hat{z} \quad (8)$$

式(7)、(8)よりカルマンフィルタを用いた補償器は次式(9)のように表され、その構成を図2に示す。図中の I は単位行列を表している。

$$\dot{\hat{z}} = (A - BK - LC)\hat{z} + Ls \quad (9)$$

Fig2 Constitution of Kalman filter

式 (9) 中の最適フィードバックゲイン K およびカルマンフィルタゲイン L は次のように表される。

$$K = R^{-1} B^T P \quad (10)$$

$$L = S C^T V^{-1} \quad (11)$$

ここで、 P 及び S はそれぞれ次のリカッチ方程式を満たす正定唯一解である。

$$PA + A^T P - PBR^{-1} B^T P + C^T Q C = 0 \quad (12)$$

$$AS + SA^T - SC^T V^{-1} CS + W = 0 \quad (13)$$

式 (13) 中の W 及び V はそれぞれシステム雑音と観測雑音の共分散を表す行列である。

3. 数値シミュレーション結果

3-1 最適レギュレータを用いたときの制振効果
前節で示した最適レギュレータを制御則として用いた場合の制振性能を計算機シミュレーションにより検討する。

節 4.1 に示す実験装置の仕様に合わせて $m_1 = 22 \text{ kg}$, $m_2 = 15 \text{ kg}$, $l_1 = 0.168 \text{ m}$, $l_2 = 0.313 \text{ m}$, $I_p = 432 \times 10^{-3} \text{ kgm}^2$, $I_d = 231 \times 10^{-3} \text{ kgm}^2$, $E = 2.06 \times 10^{11} \text{ Nm}^2$, $I_z = 4.91 \times 10^{-10} \text{ m}^4$ とした場合にシミュレーションで得られた無制御時の共振曲線を図 3 に示す。 x 方向と y 方向のシミュレーション結果は同じ値になるので以下では x 方向の結果のみを示す。 図 3 より本研究で用いるモデルの危険速度は一次が約 16Hz で、二次が約 68Hz であることがわかる。

図 4 に $q = q_d = q_v$ とし、 $q = 1, 10, 100$ と変化させたときの共振曲線を、図 5 に $q = 1, 0.1, 0.01$ と変化させたときの共振曲線を示す⁹⁾。 両図とも重み係数行列 R の要素の値は $r = 1$ である。 図の縦軸はオーバハングロータの振幅と制御電流の大きさである。 図 4 のように r の値に比べて q の値を大きく設定するとオーバハングロータの振幅は抑えられるが、制御電流は非常に大きくなる。 また、図 5 のように r の値に比べて q の値を小さく設定すると制御電流は小さくなるが、オーバハングロータに対する制振効果はあまり高くない。 そこで、重み係数 q_d と q_v に異なった値を与えることにする。

例として、 $r = 1, q_v = 0.01$ とし、 q_d を $10^3, 10^4, 10^5$ と変化させたときの共振曲線を図 6 に示す⁹⁾。 図から明らかなように、 q_d の値を大きく設定するほどオーバハングロータの振幅は抑えられるが、制御電流も大きくなる。 シミュレーション結果の確認のために用いた後述の実験装置では電磁石の定常電流が 0.4A なので、制御電流を 0.4A 以下の値に抑えようとすると q_d の値は 10^4 程度までしか上げられないことが分かる。

Fig.3 Frequency response
(Simulation without control)

Fig.4 Frequency response
(Simulation, $r = 1$)

Fig.5 Frequency response
(Simulation, $r = 1$)

3-2 ジャイロモーメントの影響 ロータが傾き振動をするとき、ロータにはジャイロモーメントが働き、運動方程式中にはジャイロモーメントに関係する $I_p \omega$ の掛かった項が現れる。オーバハングロータではジャイロモーメントを無視できないので、状態方程式中の係数行列 A 中にも $I_p \omega$ の掛かった項が含まれる。ジャイロモーメントが作用している系に最適レギュレータ理論を適用するときには、軸系の回転速度の値を正確にフィードバックしながら ω の関数としてリカッチ方程式を解き、フィードバックゲインを求める必要がある。

実用的な見地からはフィードバックゲインが回転速度に関係なく一定値になる方が扱いやすいので、オーバハングロータでジャイロモーメントを無視した場合にどの程度の制振効果が得られるのかについて検討する。具体的には、ジャイロモーメントの影響を無視して最適レギュレータのフィードバックゲインを求め、得られた制御力をジャイロモーメントを無視していない運動方程式 (I) に代入して数値シミュレーションをする。

重み係数を $r=1$, $q_d=10^4$, $q_v=0.01$ としたときに式 (3) の状態方程式の係数行列 A 中のジャイロモーメントに関係する項 $I_p \omega / I_d$ を考慮してフィードバックゲインを求めたとき (With gyro) と省略して求めたとき (Without gyro) とを比較した共振曲線を図 7 に示す。図 7 よりジャイロモーメントを省略して制御系を設計しても制振効果に対する影響は非常に小さいことがわかる。この結果から、最適レギュレータによってフィードバックゲインを求めるときにジャイロモーメントを省略しても、実用的には十分な制振効果が得られることが予測される。

3-3 カルマンフィルタを併用したときの制振効果 実用的な装置ではすべての状態量を測定することが困難な場合があるので、何らかの方法で測定できない量を推定する必要がある。オーバハング回転軸系では作業用の装置が取り付けられるオーバハング部の状態量を測定するのは困難な場合が多いので、例としてオーバハングロータの状態量が計測できないとしてカルマンフィルタを用いて推定した状態量により状態フィードバック制御を行った場合の制振効果を調べる。重み係数 $r=1$, $q_d=10^4$, $q_v=0.01$ の場合に、全ての状態量が計測できるとしたとき (Without Kalman F.) およびカルマンフィルタを用いて状態量を推定したとき (With Kalman F.) に数値シミュレーションで求めた共振曲線を比較して図 8 に示す。図から、カルマンフィルタにより状態量を推定した場合は、全ての状態量に計測値を用いた場合に比べてやや制振性は悪くなるが、実用

Fig.6 Frequency response
(Simulation, $r=1$, $q_v=0.01$)

Fig.7 Frequency response
(Simulation, $r=1$, $q_d=10^4$, $q_v=0.01$)

Fig.8 Frequency response
(Simulation, $r=1$, $q_d=10^4$, $q_v=0.01$)

Fig.9 Model of experimental apparatus

的な見地から考えて十分な制振効果を得ることができると考えられる。

4 実験

4.1 実験装置 実験装置の概略図を図 9 に示す。ここで、Rotor 1 はオーバハングロータ、Rotor 2 は制振用ロータである。制振用ロータは制御力を与えるために電磁石の中に組み込まれている。実験では、非接触変位計で計測したオーバハングロータの変位、傾き角および制振用ロータの変位を 0.1msec 刻みで DSP ボードに取り込み、それらの微分値を計算して状態量とした。制振実験は一次共振点付近に着目して行い、直流サーボモータによって軸系の回転数を 0~約 60Hz まで変化させたときのオーバハングロータの変位と傾き、制振用ロータの変位および制御電流を測定した。

4.2 実験結果及び考察 図 10 に実験で求めた無制御時の共振曲線を示す。シミュレーション結果と同様に 15Hz 付近で一次共振が見られた。また、本研究で用いた実験装置では制振用ロータと電磁石の隙間が狭く、無制御状態で二次共振点を通過させることができなかったため、無制御の実験は約 60Hz で打ち切った。

図 11 に重み係数行列 R の要素を $r=1$ 、 Q の要素を $q_v=0.01$ 、 $q_d=3000, 5000, 10000, 20000$ としたときの共振曲線を示す。シミュレーション結果と同様に q_d の値を大きく設定するほどオーバハングロータの一次共振の振幅が抑えられるが、逆にアクチュエータへの入力電流が増加することが確認できた。

図 12 にジャイロモーメント項を省略して最適レギュレータのフィードバックゲインを求めたときの共振

Fig.10 Frequency response
(Experiment without control) Fig.11 Frequency response
(Experiment, $r=1$, $q_v=0.01$) Fig.12 Frequency response
(Experiment, $r=1$, $q_d=10^4$, $q_v=0.01$)

Fig.13 Frequency response
(Experiment, $r=1$, $q_d=10^4$, $q_v=0.01$)

曲線を示す。この場合に、フィードバックゲインは軸の回転数に関係なく一定値になる。図 12 から、ジャイロモーメントを省略して求めた最適レギュレータのフィードバックゲインを用いても、実用的には十分な制振効果が得られることが実験的にも確認できた。

図 13 にオーバハングロータの状態量が計測できないとして、カルマンフィルタを用いて状態量を推定し、その推定値を用いてフィードバック制御実験を行ったときの共振曲線を示す。装置の構造上、全ての状態量が測定できない場合でもカルマンフィルタを用いて状態量を推定することで十分な制振効果が得られることが実験によっても確認できた。

5. むすび

オーバハング回転軸系の最適振動制御に関して、本研究で得られた結果をまとめると次のようになる。

- (1) 軸系の振動を制御するために、評価関数中の状態量にかかる重み係数行列 Q は、変位に対応する状態量にかかる重み係数 q_d と速度に対応する状態量にかかる重み係数 q_v で異なった値を与える必要がある。制御電流にかかる重み係数行列 R の要素の値 $r=1$ に比べて重み係数行列 Q 中の q_d の値を大きく設定するほど良好な制振効果が得られた。
- (2) 重み係数 q_d の値をあまり大きくすると十分な制振効果を得るための制御電流 i が大きくなるので、電磁石の定格電流や定常電流などを考慮に入れて適当な q_d の値を決定しなければならない。

- (3) 本研究の回転軸系においては、フィードバックゲインを求めるときにジャイロモーメントを省略した場合でも制振効果に及ぼす影響は小さく、実用的には十分な制振効果が得られることが分かった。
- (4) オーバハング部の状態量を直接測定できなくても、カルマンフィルタを用いて状態量を推定し、その推定値を用いて最適フィードバック制御を行うことで十分な制振効果が得られることをシミュレーションおよび実験で確認した。

謝 辞

本研究の遂行に協力された三重大学技術専門官澤井秀樹氏に感謝の意を表します。さらに、本研究の一部は、日本学術振興会科学研究費基盤研究 C (2) 14550216 の補助によるものであることを付記します。

文 献

- (1) 加藤・藤井・水谷・栗田, 電磁石によるオーバハング回転軸系のアクティブ制振, 機論, 63-609 C (1997), 1435-1440.
- (2) SIVRIOGLU・野波・山内・前島, ジャイロ効果を有するオーバハングロータ・磁気軸受系のゲインスケジュール H_∞ 制御, 機論, 63-610 C (1997), 1940-1947.
- (3) 水谷・浅井・加藤, オーバハング回転軸系のセミアクティブ制振に関する研究, 機論, 63-616 C (1997), 4102-4107.
- (4) 加藤・水谷・藤井, 取付台剛性を考慮にいたれたオーバハング回転軸系のアクティブ制振, 機論, 64-625 C (1998), 3287-3293.
- (5) SIVRIOGLU・野波, ジャイロロータ・磁気軸受系のゲインスケジュール型スライディングモード制御, 機論, 65-635 C (1999), 2665-2671.
- (6) 水谷・宮崎, 能動弾性軸受によるオーバハング回転軸系の制振, 機論, 66-646, C (2000), 1777-2671.
- (7) 水谷・土肥・伊藤・池浦, オーバハング回転軸系の最適制振, D & D 2002, CD-ROM 論文集, #727, (2002).
- (8) 野波, 能動形軸受による回転軸系の曲げ振動制御, 機論, 51-470, C (1985), 2463-2472.
- (9) 岡本・薦, 最適レギュレータを用いた弾性ロータの振動制御シミュレーション, 機論, 60-579, C (1994), 3762-3768.
- (10) 樋口・水野, 5 自由度制御形磁気軸受制御系の研究—ジャイロ効果による相互干渉のある系の最適レギュレータの構成—, 計測制御論, 18-5 (1982), 507-513.
- (11) 井上, 磁気軸受ホイールの回転試験とジャイロ運動の安定性, 計測制御論, 23-3 (1987), 294-300.
- (12) 髙根・永井・岡田, 高速磁気軸受のジャイロ運動安定化, 機論, 56-528 C (1990), 2079-2085.