アクチュエータ故障に対する冗長支持空気圧除振台の出力再分配法*

前田 拓巳^{*1}, 星野 洋平^{*2}, 吉田 大輔^{*1}, 小林 幸徳^{*3}, 江丸 貴紀^{*2}

Force Redistribution Method for Compensating Actuator-Breakdown of Vibration Isolation Tables Supported with a Redundant Number of Pneumatic Actuators

Takumi MAEDA^{*1}, Yohei HOSHINO, Daisuke YOSHIDA,
Yukinori KOBAYASHI and Takanori EMARU

^{*1} Graduate School of Engineering, Hokkaido University, N13W8, Sapporo, Hokkaido, 060-8628, Japan

Force redistribution method for compensating actuator-breakdown of vibration isolation tables is studied in this paper. The vibration isolation table is supported by eight pneumatic actuators, and has a redundant number of actuators with respect to degrees of freedom of table motion. We propose a force redistributing method which utilizes redundancy of the actuators. When some of the actuators break down, their output forces are re-distributed on the unbroken actuators by the proposed method. We construct a detailed mathematical model of the vibration isolation table supported by a redundant number of pneumatic actuators. Type 1 digital servo system is applied to control the vibration and position of the vibration isolation table. This study performs numerical simulations in which some of the actuators break down and the pressures of the broken actuators decrease at a constant rate. The effectiveness of the proposed method is examined by numerical simulations.

Key Words : Force Redistribution, Vibration Isolation Table, Actuator Breakdown, Redundancy, Pneumatic Actuator

1. は じ め に

近年, 半導体製造装置や検査装置等の精密な計測や加工のための装置が増加している. これらの装置では装置自体の動作や人の歩行等が原因で生じる振動が大変大きな問題となる. そのため, 振動抑制装置として, 除振台は広く用いられている. 特に性能の高い動的な制御を行うアクティブ除振台は需要も大きく, これまで多くの研究がなされている^{(1)~(3)}. アクティブ除振台において, アクチュエータが故障すれば, 制御対象の入力から変位・速度・加速度までの入出力間の特性が大きく変化して, 除振台の性能が大きく劣化する. 現在用いられている除振装置では, 装置の運動の自由度と同数のアクチュエータで支持される場合が多い. そのため, アクチュエータが故障することによって, 除振台の性能を維持できないばかりか, 除振台の落下につながり大変危険である. 冗長なアクチュエータを配置することで, いくつかのアクチュエータが故障した場合でも, アクチュエータの冗長性を利用して除振台の除振性能の劣化を防ぎ, 制御系全体の安定性ならびに制御性能 (閉ループ系の極の配置) を維持することができれば大変有益である.

本研究では, 除振装置として広く用いられているベローズ型空気ばねによって支持される除振台のアクティブ制御を対象とする. そして, 運動自由度より多数のアクチュエータにより支持される除振台において, アクチュエータが劣化や破損する場合を考え, 冗長性を利用して正常なアクチュエータに出力を再分配することにより, 制御系全体の安定性ならびに制御性能を維持する出力分配法を構成する. なお, この論文の中では極の実部が負の方

* 原稿受付 2012 年 10 月 18 日

^{*1} 学生員, 北海道大学大学院工学院 (〒060-8628 北海道札幌市北区北 13 西 8)

^{*2} 正員, 北海道大学大学院工学研究院

^{*3} 正員, フェロー, 北海道大学大学院工学研究院

E-mail: hoshinoy@frontier.hokudai.ac.jp

Fig. 1 Model of vibration isolation table supported by a redundant number of pneumatic actuators

Fig. 2 Pneumatic regulator driven by a stepping motor and a pneumatic actuator

向に大きく（値としては小さく）、振動の減衰が速い場合を、安定性が高いと表現するものとする。

2. モ デ リ ン グ

除振台モデルを図1に示す。除振台の重心を原点とし、原点における垂直方向変位を z 、 x 軸および y 軸まわりの傾斜角をそれぞれ θ_x 、 θ_y とする。また、ステッピングモータ駆動型空気圧レギュレータを用いた空気圧アクチュエータ⁽⁵⁾によって除振台を支持する。空気圧アクチュエータモデルを図2に示す。図2に示すようにコンプレッサによって圧縮された空気がレギュレータを通してアクチュエータに送られ、アクチュエータ内の圧力が変化する。レギュレータの開度はステッピングモータにより調整される。第 i アクチュエータ ($i = 1, \dots, N$) について考える。空気の密度 ρ_i は次式で表される。

$$\rho_i = \frac{m_i}{V_i} \quad (1)$$

ただし、 m_i はアクチュエータ内の空気の質量、 V_i はアクチュエータ内の空気の容積である。また、気体の状態方程式より

$$p_i V_i = m_i R T_i \quad (2)$$

が成り立つ。ただし、 p_i はアクチュエータ内の空気の圧力、 R は気体定数、 T_i はアクチュエータ内の空気の温度である。次に、断熱変化を仮定するとき、エネルギー保存則より

$$\frac{d}{dt}(m_i C_v T_i) = C_p q_{mi} T_i - p_i \frac{dV_i}{dt} \quad (3)$$

が成り立つ。ただし、 C_v は定容比熱、 C_p は定圧比熱、 q_{mi} は空気の質量流量である。式(1)～(3)を用いると

$$\dot{p}_i V_i + \kappa p_i \dot{V}_i = \kappa R T_i q_{mi} \quad (4)$$

が導出される⁽⁴⁾⁽⁶⁾。ただし、比熱比 $\kappa = C_p / C_v$ である。ここで、質量流量 q_{mi} がアクチュエータ内の圧力 p_i と空気圧レギュレータの出力圧力 $p_{\phi i}$ に比例して変化するものとする、

$$q_{mi} = c_i (p_{\phi i} - p_i) \quad (5)$$

が成り立つ。ただし、 c_i は比例定数である。また、テーブルに作用する重力と全アクチュエータが全体として発生する力とモーメントが釣り合った状態を平衡状態とし、平衡状態でのアクチュエータ内の空気の圧力を p_{0i} とし、平衡状態からのアクチュエータ内の空気の圧力変化を δp_i とする。平衡状態においてテーブルの姿勢は一意に

は決まらないが、平衡状態におけるテーブル姿勢の一つを考える．そのときのアクチュエータ内の空気の容積を V_{0i} 、アクチュエータ内の空気の温度を T_{0i} 、変位を z_{0i} とする．また、平衡状態からのアクチュエータ内の空気の圧力変化を δV_i 、アクチュエータの初期長さを L_i 、平衡状態からの変位を δz_i 、アクチュエータの有効受圧面積を A_{ai} とすると、

$$p_i = p_{0i} + \delta p_i, V_i = V_{0i} + \delta V_i, z_i = L_i + z_{0i} + \delta z_i, V_i = A_{ai} z_i \quad (6)$$

となる． $\delta p_i \ll p_{0i}$, $\delta V_i \ll V_{0i}$ とすると、 $p_i/p_{0i} = 1$, $V_i/V_{0i} = 1$ である．よって、式 (4)～(6) より

$$(\delta \dot{p}_i) V_{0i} + \kappa R T_{0i} c_i (\delta p_i) = -\kappa p_{0i} A_{ai} (\delta \dot{z}_i) + \kappa R T_{0i} c_i p_{\phi i} - \kappa R T_{0i} c_i p_{0i} \quad (7)$$

が成り立つ．また、式 (6) より、

$$\kappa p_{0i} A_{ai} \dot{z}_i + \kappa R T_{0i} c_i p_i + \dot{p}_i V_{0i} = \kappa R T_{0i} c_i p_{\phi i} \quad (8)$$

である．ステッピングモータの回転角 ϕ_i から空気圧レギュレータの出力圧力 $p_{\phi i}$ への応答は十分速いと考えられるが、その関係を一次遅れ系で表し、

$$\dot{\mathbf{p}}_{\phi} = \boldsymbol{\mu}(\mathbf{H}\boldsymbol{\phi} - \mathbf{p}_{\phi}), \boldsymbol{\phi} = [\phi_1 \dots \phi_N]^T, \mathbf{p}_{\phi} = [p_{\phi 1} \dots p_{\phi N}]^T, \boldsymbol{\mu} = \text{diag}[\mu_1 \dots \mu_N], \mathbf{H} = \text{diag}[H_1 \dots H_N] \quad (9)$$

とする．ただし、 μ_i , H_i は比例定数である．さらに、ステッピングモータへの単位時間当たりの入力パルス数 u_i の総和がステッピングモータの回転角 ϕ_i となるので、

$$\dot{\boldsymbol{\phi}} = \mathbf{K}_v \mathbf{u}, \mathbf{K}_v = \text{diag}[K_{v1} \dots K_{vN}], \mathbf{u} = [u_1 \dots u_N]^T \quad (10)$$

と表すことができる．ただし K_{vi} は比例定数である．また、図 1 の座標 (x_i, y_i) に配置された第 i アクチュエータが発生する力を f_i とすると、アクチュエータが発生する力と圧力の関係は、

$$\mathbf{f} = \mathbf{A}_a \mathbf{p}, \mathbf{f} = [f_1 \dots f_N]^T, \mathbf{A}_a = \text{diag}[A_{a1} \dots A_{aN}], \mathbf{p} = [p_1 \dots p_N]^T \quad (11)$$

となる．ここで、空気圧アクチュエータの上に重量 M のテーブルが乗っているとすると、運動方程式は、

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{X}} = \mathbf{F}^* - \mathbf{M}\mathbf{g} \quad (12)$$

$$\mathbf{F}^* = \mathbf{G}_b^T \mathbf{f} \quad (13)$$

ただし、

$$\mathbf{M} = \text{diag}[M, J_x, J_y], \mathbf{X} = [z, \theta_x, \theta_y]^T, \mathbf{F}^* = [F^*, M_x^*, M_y^*]^T, \mathbf{g} = [g, 0, 0]^T, \mathbf{G}_b = \begin{bmatrix} 1 & y_1 & -x_1 \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ 1 & y_N & -x_N \end{bmatrix}$$

である．ここで、 M は除振台質量、 g は重力加速度、 J_x , J_y はそれぞれ x , y 軸回りの慣性モーメントである．式 (8)～(13) より次のような状態方程式が導かれる．

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{A}_c \mathbf{x} + \mathbf{B}_c \mathbf{u} - \mathbf{E}_c \mathbf{g} \\ \mathbf{y} &= \mathbf{C}_c \mathbf{x} = \mathbf{X} \end{aligned} \quad (14)$$

ただし、

$$\mathbf{A}_c = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{M}^{-1} \mathbf{G}_b^T \mathbf{A}_a & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{W}_1 \mathbf{G}_b & -\mathbf{W}_2 & \mathbf{W}_2 & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & -\boldsymbol{\mu} & \boldsymbol{\mu} \mathbf{H} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{bmatrix}, \mathbf{B}_c = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{0} \\ \mathbf{0} \\ \mathbf{0} \\ \mathbf{K}_v \end{bmatrix}, \mathbf{E}_c = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{I} \\ \mathbf{0} \\ \mathbf{0} \\ \mathbf{0} \end{bmatrix}, \mathbf{x} = \begin{bmatrix} \mathbf{X} \\ \dot{\mathbf{X}} \\ \mathbf{p} \\ \mathbf{p}_{\phi} \\ \boldsymbol{\phi} \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{C}_c = [\mathbf{I} \ \mathbf{0} \ \mathbf{0} \ \mathbf{0} \ \mathbf{0}], \mathbf{W}_1 = \text{diag}\left[-\frac{\kappa p_{01} A_{a1}}{V_{01}} \dots -\frac{\kappa p_{0N} A_{aN}}{V_{0N}}\right], \mathbf{W}_2 = \text{diag}\left[\frac{\kappa R T_{01} c_1}{V_{01}} \dots \frac{\kappa R T_{0N} c_N}{V_{0N}}\right]$$

である．連続時間表現の状態方程式 (14) を離散時間系に変換することで状態方程式は

$$\begin{aligned} \mathbf{x}(k+1) &= \mathbf{A}\mathbf{x}(k) + \mathbf{B}\mathbf{u}(k) - \mathbf{E}\mathbf{g} \\ \mathbf{y}(k) &= \mathbf{C}\mathbf{x}(k) \end{aligned} \quad (15)$$

と書ける．ただし， $\mathbf{A} = e^{\mathbf{A}_c \Delta t}$ ， $\mathbf{B} = \int_0^{\Delta t} e^{\mathbf{A}_c \tau} d\tau \cdot \mathbf{B}_c$ ， $\mathbf{C} = \mathbf{C}_c$ ， $\mathbf{E} = \int_0^{\Delta t} e^{\mathbf{A}_c \tau} d\tau \cdot \mathbf{E}_c$ であり， Δt はサンプリング周期である．

3. 制 御 系

本研究では，最適 1 型サーボ系を用いて制御系を構築する．式 (10) で表わされるステッピングモータの積分特性を利用して最適 1 型サーボ系を構成するため，状態方程式 (14) を変形し，以下の式を状態方程式として制御系を設計した．

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{q}} &= \mathbf{A}_o \mathbf{q} + \mathbf{B}_o \phi - \mathbf{E}_o \mathbf{g} \\ \mathbf{y} &= \mathbf{C}_o \mathbf{q} \end{aligned} \quad (16)$$

ただし，

$$\begin{aligned} \mathbf{A}_o &= \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{M}^{-1} \mathbf{G}_b^T \mathbf{A}_d & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{W}_1 \mathbf{G}_b & -\mathbf{W}_2 & \mathbf{W}_2 \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & -\mu \end{bmatrix}, \mathbf{B}_o = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{0} \\ \mathbf{0} \\ \mu \mathbf{H} \end{bmatrix}, \mathbf{E}_o = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{I} \\ \mathbf{0} \\ \mathbf{0} \end{bmatrix}, \mathbf{q} = \begin{bmatrix} \mathbf{X} \\ \dot{\mathbf{X}} \\ \mathbf{p} \\ \mathbf{p}_\phi \end{bmatrix}, \\ \mathbf{C}_o &= [\mathbf{I} \ \mathbf{0} \ \mathbf{0} \ \mathbf{0}] \end{aligned}$$

である．連続時間表現の状態方程式 (16) を離散時間系に変換することで状態方程式は

$$\begin{aligned} \mathbf{q}(k+1) &= \mathbf{A}_d \mathbf{q}(k) + \mathbf{B}_d \phi(k) - \mathbf{E}_d \mathbf{g} \\ \mathbf{y}(k) &= \mathbf{C}_d \mathbf{q}(k) \end{aligned} \quad (17)$$

と書ける．ただし， $\mathbf{A}_d = e^{\mathbf{A}_o \Delta t}$ ， $\mathbf{B}_d = \int_0^{\Delta t} e^{\mathbf{A}_o \tau} d\tau \cdot \mathbf{B}_o$ ， $\mathbf{C}_d = \mathbf{C}_o$ ， $\mathbf{E}_d = \int_0^{\Delta t} e^{\mathbf{A}_o \tau} d\tau \cdot \mathbf{E}_o$ である．次に誤差信号を

$$\mathbf{e}(k) = \mathbf{R}_r(k) - \mathbf{y}(k) \quad (18)$$

と表す．ここで， $\mathbf{R}_r(k) = [z_r(k) \ \theta_{xr}(k) \ \theta_{yr}(k)]^T$ は目標値信号である．1 階後退差分オペレータを Δ とすると，状態変数の 1 階後退差分 $\Delta \mathbf{q}(k+1) = \mathbf{q}(k+1) - \mathbf{q}(k)$ は

$$\Delta \mathbf{q}(k+1) = \mathbf{A}_d \Delta \mathbf{q}(k) + \mathbf{B}_d \Delta \phi(k) \quad (19)$$

と表せ，これらをまとめると次の拡大エラーシステムが得られる．

$$\begin{bmatrix} \mathbf{e}(k+1) \\ \Delta \mathbf{q}(k+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{I} & -\mathbf{C}_d \mathbf{A}_d \\ \mathbf{0} & \mathbf{A}_d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{e}(k) \\ \Delta \mathbf{q}(k) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -\mathbf{C}_d \mathbf{B}_d \\ \mathbf{B}_d \end{bmatrix} \Delta \phi(k) + \begin{bmatrix} \mathbf{I} \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} \Delta \mathbf{R}_r(k+1) \quad (20)$$

目標値信号がステップ信号または一定値の場合，値が変化する時刻以外では $\Delta \mathbf{R}_r(k+1) = \mathbf{0}$ となるので，

$$\mathbf{X}_0(k+1) = \Phi \mathbf{X}_0(k) + \Gamma \Delta \phi(k) \quad (21)$$

と書ける．ただし， $\mathbf{X}_0 = [\mathbf{e}^T(k) \ \Delta \mathbf{q}^T(k)]^T$ である．上式において適切な制御入力 $\Delta \phi$ を与えることにより閉ループ系を安定化できれば， $k \rightarrow \infty$ で $\mathbf{X}_0(k) \Rightarrow \mathbf{0}$ すなわち $\mathbf{e}(k) \Rightarrow \mathbf{0}$ とでき，パラメータ変動に対しても定常ロバストなシステムとなる．制御入力の決定には評価関数

$$J = \sum_{k=1}^{\infty} [\mathbf{X}_0^T(k) \mathbf{Q} \mathbf{X}_0(k) + \Delta \phi^T(k) \mathbf{R} \Delta \phi(k)] \quad (22)$$

を最小化する最適制御入力を求める．最適レギュレータ理論により最適制御入力

$$\Delta \phi(k) = \mathbf{F}_d \mathbf{X}_0(k) = \mathbf{F}_e \mathbf{e}(k) + \mathbf{F}_x \Delta \mathbf{q}(k), \quad \mathbf{F}_d = [\mathbf{F}_e \ \mathbf{F}_x] \quad (23)$$

と表される．

4. 出力再分配法

4.1 評価関数

$N (N > 3)$ 個のアクチュエータを利用する場合、アクチュエータの個数がテーブルの運動の自由度数より大きく、冗長となる。ここでは、各アクチュエータが発生すべき力を決定する。全アクチュエータが全体として F^* , M_x^* , M_y^* を発生するために、各アクチュエータが発生すべき力 f_i を最小二乗法によって求める⁽⁵⁾。最適な出力分配割合を決定するために、アクチュエータの出力分配に関する評価関数を次式のように定義する。

$$J = \frac{1}{2} \alpha_F (F - F^*)^2 + \frac{1}{2} \alpha_x (M_x - M_x^*)^2 + \frac{1}{2} \alpha_y (M_y - M_y^*)^2 + \frac{1}{2} \alpha_d \sum_{i=1}^N (f_i - \frac{F}{N})^2 + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^N \gamma_i f_i^2 \quad (24)$$

上式の右辺第1項は、 z 軸方向の力に関する残差二乗和であり、右辺第2項、第3項はそれぞれ x 軸、 y 軸まわりのモーメントに関する残差二乗和である。右辺第4項は全アクチュエータの平均発生力とそれぞれのアクチュエータの発生力に関する残差二乗和である。右辺第5項はそれぞれのアクチュエータの発生力に関する二乗和である。また、 $\alpha_F, \alpha_x, \alpha_y, \alpha_d, \gamma_i$ はそれぞれの項にかかる重みであり、全て0または正の値である。著者らがこれまで提案してきた出力分配法⁽⁵⁾に対して、本研究では右辺第5項を追加している。これはアクチュエータが故障した場合、除振台の入出力間の特性が変化して、性能が大きく劣化するため、故障したアクチュエータには力を分配せず、正常なアクチュエータのみに力を分配するという条件を付加するために導入した項である。この評価関数を最小化する f_i は

$$\mathbf{f} = \mathbf{W} \mathbf{F}^* \quad (25)$$

と表わせる。ここで、 $\mathbf{W}$ は最小二乗法によって求めた式 (24) を最小とする変換行列である。アクチュエータが正常な場合、 γ_i は0である。アクチュエータが故障した場合は、アクチュエータの特性変化に応じて重み係数 γ_i を適応的に更新することでアクチュエータの最適な出力分配割合を決定することができる。

本研究で提案する方法では、重み γ_i の大きさを適切に設定する必要がある。そこで、アクチュエータ故障が起こった場合の γ_i の効果について考察を行う。表1は、8個のアクチュエータの目標出力を $F^* = 8 \text{ N}$, $M_x^* = 0 \text{ N}\cdot\text{m}$, $M_y^* = 0 \text{ N}\cdot\text{m}$ として #1 のアクチュエータが故障した場合を考え、重み γ_1 を変化させて各アクチュエータ発生力を式 (25) より求めた結果である。表2は、表1で示した発生力によって生じる実際の力 F とモーメント M_x , M_y である。ここで、 $\alpha_F, \alpha_x, \alpha_y$ は1.0, α_d を 10^{-3} としている。

全てのアクチュエータが正常である場合、 γ_i は全て0であり、表1におけるNormalで示された出力の分配が行われる。表1を見ると、 γ_1 を大きくしていくと、全てのアクチュエータが正常である場合の出力分配を基準にして、故障したアクチュエータに分配されていた出力が徐々に他の正常なアクチュエータに分配されていることが分かる。 γ_1 が小さい場合には、正常なアクチュエータだけでなく故障したアクチュエータにも出力が分配されていることが分かる。そして、 γ_1 を十分大きな値とすると、故障したアクチュエータに力が分配されず、故障したアクチュエータに分配されていた出力が、正常なアクチュエータのみに再分配されることが分かる。したがって、 γ_i は十分大きな値であれば良いことが分かる。

Table 1 Forces obtained by the proposed method when γ_1 is varied ($F^* = 8 \text{ N}$, $M_x^* = 0 \text{ N}\cdot\text{m}$, $M_y^* = 0 \text{ N}\cdot\text{m}$)

γ_1	f_1	f_2	f_3	f_4	f_5	f_6	f_7	f_8
0 (Normal)	1	1	1	1	1	1	1	1
10^{-3}	0.64833	1.18884	1.0810	0.97322	0.86541	0.97322	1.08103	1.18884
10^{-2}	0.15566	1.45340	1.19455	0.93570	0.67685	0.93570	1.19455	1.45340
10^{-1}	0.01810	1.52726	1.22624	0.92523	0.62421	0.92523	1.22624	1.52726
10^0	0.00184	1.53599	1.22999	0.92399	0.61798	0.92399	1.22999	1.53599
10^1	0.00018	1.53688	1.23037	0.92386	0.61735	0.92386	1.23037	1.53688
10^2	0.00002	1.53697	1.23041	0.92385	0.61729	0.92385	1.23041	1.53697
10^3	0.00000	1.53698	1.23041	0.92385	0.61728	0.92385	1.23041	1.53698

Table 2 Actual force and moments obtained by the proposed method when γ_1 is varied ($F^* = 8 \text{ N}$, $M_x^* = 0 \text{ N}\cdot\text{m}$, $M_y^* = 0 \text{ N}\cdot\text{m}$)

γ_1	F	M_x	M_y
0 (Normal)	8	0	0
10^{-3}	7.61922	0.10387	-0.1039
10^{-2}	7.98487	0.00413	-0.0041
10^{-1}	7.99982	4.93564×10^{-5}	-4.9356×10^{-5}
10^0	8.00000	5.02525×10^{-7}	-5.0252×10^{-7}
10^1	8.00000	5.03431×10^{-9}	-5.0343×10^{-9}
10^2	8.00000	5.03525×10^{-11}	-5.0352×10^{-11}
10^3	8.00000	5.03547×10^{-13}	-5.0360×10^{-13}

4.2 力の再分配

アクチュエータが故障した場合、故障したアクチュエータにも出力が分配されるためシステムが不安定になる可能性がある。これを避けるための方法として出力再分配法を提案する。従来の出力分配法として、擬似逆行列による出力分配がある⁽⁷⁾が、擬似逆行列による出力分配では、アクチュエータの特性変化に応じてアクチュエータの最適な出力分配割合を決定することができないため、アクチュエータの故障に対応できない。本研究では、全アクチュエータが全体として F^* , M_x^* , M_y^* を発生するために、式 (25) の γ_i を調整することによって故障などの特性変化が生じたアクチュエータへの分配を停止し、正常なアクチュエータが発生すべき力 f'_i に再分配する。つまり、式 (13) と (25) より、

$$f' = WG_b^T f \quad (26)$$

とする。次に、アクティブ制御を行う周波数領域ではステッピングモータのステップ数の増分 $\Delta\phi$ とアクチュエータの圧力の増分 Δp との間の遅れは無視できるものとする、

$$\Delta p = K_1 \Delta\phi \quad (27)$$

となる。また、ステッピングモータへの時間当たりの入力パルス数 u_i とステッピングモータの回転ステップ数 ϕ_i の間の関係は式 (10) より、

$$\Delta\phi = K_v u \Delta t \quad (28)$$

となる。式 (11), (27), (28) より、力の再分配を行った最適な制御入力を u' とすると、

$$\Delta f' = \Delta t A_a K_1 K_v u', \quad \Delta f = A_a K_1 \Delta\phi = \Delta t A_a K_1 K_v u \quad (29)$$

である。式 (26), (29) より、

$$u' = \frac{1}{\Delta t} K_v^{-1} (K_1^{-1} A_a^{-1}) W G_b^T (A_a K_1) \Delta\phi \quad (30)$$

Fig. 3 Block diagram

と表わせる．図3に本研究のシステムのブロック線図を示す．アクチュエータ故障時に，再分配後の制御入力 u' を与えることによって，故障したアクチュエータには出力が分配されず，正常なアクチュエータのみに出力が再分配されるため，制御系から見た制御対象の入出力特性を故障前と同等に回復し，結果的として制御系全体としての閉ループ系の動特性(極の配置)ならびに安定性を維持できる．

4.3 提案法の特徴と既存の方法との関係

提案法の特徴の一つとして，重み係数を調整することで中間的な分配割合を構成できる点が挙げられる．この特徴を利用することで，除振装置の運動に与える影響を小さく抑えつつ，一つのアクチュエータへの分配を徐々に小さくして停止することができる．分配を停止したアクチュエータを交換し，再び徐々に交換済みアクチュエータへの分配割合を大きくすることで，除振装置の運動に与える影響を最小限に抑えながらアクチュエータを交換するという応用が考えられる．また，提案の変換行列 W の計算負荷は小さいため，リアルタイムに分配割合を変更することも可能である．擬似逆行列を用いた方法でも，すべてのアクチュエータに分配を行う場合といずれかのアクチュエータの分配を停止する場合の二つの分配割合を用意しておき，比例配分などで分配割合の変更を実現できるが，これによって得られる中間的な分配割合が，最適な結果かどうかを新たに検証する必要がある．これに対して，評価関数(24)の第4項の α_d を0とし，正常なアクチュエータについて $\gamma_i = 1$ ，故障したアクチュエータについて $\gamma_i = \infty$ とした場合は，擬似逆行列による出力分配法そのものに対応している．つまり，この研究で提案した出力分配法は，擬似逆行列による出力分配法を一般化して拡張した方法となっており，得られる結果が最適な出力の分配割合となっていることが保証される点にも注意してほしい．

アクチュエータ破損時の対処法としては，提案する出力再分配法以外にも，正常なアクチュエータのみを使用する制御系に切り替える方法が考えられる．この場合，具体的には次の2つの方法が挙げられる．

a) 制御ゲインを予め計算しておき，制御系を切り替える方法

b) アクチュエータの破損を検出してから，最適レギュレータ等の制御系を再構成する方法

a) の場合，すべての破損箇所の組み合わせを予め計算しておく必要がある．アクチュエータの破損の有無の組み合わせは，アクチュエータ数 N を用いて 2^N となり，組み合わせの数がアクチュエータの数に対して指数的に増大することが分かる．このため，特にアクチュエータ数が多い場合に，すべての組み合わせに対する制御系を記憶しておくのは制御系の実装の上で現実的とは言えない．これに対し，提案法による出力分配では，停止したいアクチュエータに対する重み γ_i に大きな値を与えるだけで，それほど多くの記憶容量を使用せずに変換行列 W を計算できる．そして，どのアクチュエータが故障した場合にも対処が可能でありメリットが大きい．b) の場合について，アクチュエータが破損する場合には，制御系全体の安定性を速やかに回復することが要求され，例えば最適制御系を再計算することは計算負荷が小さいとは言えず望ましくない．これに対して提案法による変換行列 W の計算負荷は小さい．本論文では，一例として最適1型サーボ系を構成し，出力再分配を行う場合を示したが，提案する出力再分配法は制御系設計と完全に分離して構成でき，様々な制御系と組み合わせることが出来るだけでなく，アクチュエータの破損時にフィードバックゲインの再計算のような制御系の再構成を行う必要がない点においても利点大きい．

5. シミュレーション

除振台が最適1型デジタルサーボ系によってアクティブ制御される場合に，アクチュエータが故障し，アクチュエータの圧力が1秒ごとに95%の割合で失われるシミュレーションを行った．表3に本研究で用いた除振台の諸元を示す．また，式(22)の最適1型デジタルサーボ系に関する重みは

$$Q = \text{diag}[1.0 \times 10^{12} \ 1.0 \times 10^{12} \ 1.0 \times 10^{12} | 1.0 \times 10^{12} \ 1.0 \times 10^{12} \ 1.0 \times 10^{12} | 1.0 \times 10^5 \ 1.0 \times 10^5 \ 1.0 \times 10^5 | \\ 1.0 \times 10^{-10} \ 1.0 \times 10^{-10} \ 1.0 \times 10^{-10} \ 1.0 \times 10^{-10} \ 1.0 \times 10^{-10} \ 1.0 \times 10^{-10} \ 1.0 \times 10^{-10} \ 1.0 \times 10^{-10} | \\ 1.0 \times 10^{-8} \ 1.0 \times 10^{-8} \ 1.0 \times 10^{-8} \ 1.0 \times 10^{-8} \ 1.0 \times 10^{-8} \ 1.0 \times 10^{-8} \ 1.0 \times 10^{-8} \ 1.0 \times 10^{-8}]$$

$$R = \text{diag}[1.0 \ 1.0 \ 1.0 \ 1.0 \ 1.0 \ 1.0 \ 1.0 \ 1.0]$$

Table 3 Parameters of vibration isolation tables

M	530 kg	z_{0i}	5.0×10^{-2} m	K_{1i}	1.25 Pa/pulse
J_x	$29.63 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	κ	1.4	K_{vi}	1
J_y	$30.11 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	R	287 J/(kg·K)	A_{ai}	$7.845 \times 10^{-3} \text{ m}^2$
p_{0i}	$8.267 \times 10^4 \text{ N/m}^2$	γ_i	$1.0 \times 10^2 \text{ s}^{-1}$	l_s	0.184 m
V_{0i}	$3.927 \times 10^{-4} \text{ m}^3$	c_i	$1.0 \times 10^{-6} \text{ m} \cdot \text{s}$	l_a	0.272 m
T_{0i}	288 K	H_i	$1.1 \text{ N}/(\text{m}^2 \cdot \text{rad})$	Δt	$2.0 \times 10^{-3} \text{ s}$
L_i	0.1 m				

とする．そして，5 秒の時刻にアクチュエータが故障するとした．評価関数 (24) の γ_i の値は，故障前にはすべて 0 とし，第 i アクチュエータが故障した場合には，対応するアクチュエータに関する重み γ_i を 10^3 に引き上げ，正常なアクチュエータに力の再分配を行った．除振台の初期変位は， $z (= L_i + z_{0i}) = 150 \text{ mm}$ ， $\theta_x = 0 \text{ rad}$ ， $\theta_y = 0 \text{ rad}$ とし，最適 1 型デジタルサーボにおける目標変位は， $z_r = 150 \text{ mm}$ ， $\theta_{xr} = 0 \text{ rad}$ ， $\theta_{yr} = 0 \text{ rad}$ とした．

はじめに，# 7 の 1 つのアクチュエータが故障した場合のシミュレーションを行い，力の再分配を行った場合と再分配を行わない場合の結果を比較する．除振台テーブルの姿勢を図 4，各アクチュエータの圧力を図 5 に示す．

Fig. 4 Results of simulation when actuator # 7 breaks down at 5 s.

Fig. 5 Time historical responses of actuator outputs when actuator # 7 breaks down at 5 s.

Fig. 6 Results of simulation without redistribution (Actuators # 3, # 6, # 7 break down at 5 s).

Fig. 7 Results of simulation with redistribution (Actuators # 3, # 6, # 7 break down at 5 s).

Fig. 8 Time historical responses of actuator outputs without redistribution (Actuators # 3, # 6, # 7 break down at 5 s).

再分配を行わない場合は、1型サーボ系の積分補償により、変位と姿勢が回復しているが、振動的な応答が生じている。これに対し、再分配を行った場合はアクチュエータ故障の際に振動的な挙動が見られず、安定性が向上していることが分かる。

次に、# 3, # 6, # 7 の3つのアクチュエータが故障した場合のシミュレーションを行い、力の再分配を行った場合と再分配を行わない場合を比較した。結果を図6～図9に示す。再分配しない場合の除振台テーブルの姿勢を図6、各アクチュエータの圧力を図8に示し、再分配する場合の除振台テーブルの姿勢を図7、各アクチュエータの圧力を図9に示す。力の再分配を行わない場合は、振動的な応答が収束するまで10秒以上かかっていることが分かる(図6, 図8)。しかし、力の再分配を行う場合では、振動的な応答はみられず、応答が1秒程度で収束し、テーブルの姿勢と変位が回復していることが分かる(図7, 図9)。つまり、1型サーボ系の積分補償のみでは補償しきれないアクチュエータの故障による系の特性変動に対し、出力の再分配を行うことで、系の安定性を回復して維持できたことが分かる。

Fig. 9 Time historical responses of actuator outputs with redistribution (Actuators # 3, # 6, # 7 break down at 5 s).

6. 結 論

本研究では、運動の自由度に対して、アクチュエータの数が冗長な、空気圧アクチュエータで支持される除振台について、はじめに、詳細なモデルを導出した。この除振台が最適1型デジタルサーボ系によりアクティブ制御される場合を考え、アクチュエータが故障した場合の除振台の挙動を考慮したシミュレーションを行った。提案するアクチュエータ出力再分配法を用いることで、アクチュエータの冗長性を利用して故障したアクチュエータへの出力分配を停止して正常なアクチュエータに出力を再分配することを可能とした。この方法を用いることで、アクチュエータの破損や劣化が生じた場合においても、制御系全体の安定性ならびに制御性能を維持することができ、振動的な応答を抑制できることを示した。今後、実験によって提案する出力再分配法の有用性を検証する必要があり、実験の準備を進めている。これについては別報での報告を検討している。

謝 辞

本研究は科研費(23760199)ならびに新生資源協会研究助成金の助成によるものである。ここに謝意を表したい。

文 献

- (1) Kim, S.-M., Elliott, S. J. and Brennan, M. J., "Decentralized Control for Multichannel Active Vibration Isolation", *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Vol. 9, No. 1 (2001), pp.93–100.
- (2) Zuo, L., Slotine, J.-J. E. and Nayfeh, S. A., "Model Reaching Adaptive Control for Vibration Isolation", *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Vol. 13, No. 4 (2005), pp.611–617.
- (3) Shin, Y. H., Kim, K. J., Chang, P. H. and Han, D. K., "Three Degrees of Freedom Active Control of Pneumatic Vibration Isolation Table by Pneumatic and Time Delay Control Technique", *Transactions of ASME, Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 132, Issue 5 (2010), pp.1–12.
- (4) Erin, C., Wilson, B. and Zapfe, J., "An Improved Model of a Pneumatic Vibration Isolator: Theory and Experiment", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 218, Issue 1 (1998), pp.81–101.
- (5) 星野洋平, 小林幸徳, 珍田寛, 中西光章, "空気圧アクチュエータを用いた除振台のアクティブ制御", 日本機械学会論文集 C 編, No.73, Vol.727 (2007), pp.52–59.
- (6) 武藤高義, "アクチュエータの駆動と制御 (増補)", (2006), コロナ社, p.147–166.
- (7) 橋本晋吾, 水谷一樹, 池浦良淳, "3 自由度ハイブリッド除振システムの制御系設計", 日本機械学会 Dynamics and Design Conference 2007 講演論文集 (CD-ROM), (2007), 414.