配管内の空気圧特性を考慮したアクティブ除振装置の制御* (装置のモデル化と除振制御実験)

前川 祥生^{*1}, 和田 政臣^{*2}, 田川 泰 敬^{*3}
藤 森 雄 三^{*4}, 今 岡 静 男^{*1}, 早 津 昌 樹^{*1}

Control of Active Microvibration Isolation Equipment Considering Air Pressure Characteristics in Tube (Modeling and Vibration Isolation Control Experiment)

Sachio MAEKAWA^{*5}, Masaomi WADA, Yasutaka TAGAWA,
Yuzo FUJIMORI, Shizuo IMAOKA and Masaki HAYATSU

^{*5} Hitachi Plant Technologies, Ltd., Matsudo Research Laboratory,
537 Kami-Hongo, Matsudo-shi, Chiba, 271-0064 Japan

The range of applications using microvibration isolation equipment is being extended even to devices for which the influence of vibration was not previously considered. As a representative example, the application of an active microvibration isolation equipment with an air spring actuator, suitable for MRI and NMR that operate in a strong magnetic field, is examined. For use in a strong magnetic field, the active microvibration isolation equipment needs to have an actuator made of a nonmagnetic material. The servo valve that controls air pressure in the actuator, however, must be installed away from the strong magnetic field because it cannot be fabricated from a nonmagnetic material. This necessitates a long air supply tube to connect the servo valve to the actuator. Since this long tube affects the actuator characteristics, adequate vibration isolation performance cannot be attained with a controller designed using the conventional equipment model. In this study, a new equipment model is proposed by analyzing the characteristics of the active microvibration isolation equipment, and the control system is designed for the model using the model matching technique. The equipment model and control technique are validated by simulation and experiments.

Key Words: Vibration Isolation, Vibration Control Device, Air Pressure Characteristics, Vibration Coupled with Fluid Motion, Modeling, Model Matching

1. 研究の背景及び目的

近年、精密機器の高精度化が進む中、振動絶縁に対する要求はますます厳しくなっており、従来は振動の影響をあまり考慮していなかった機器への除振装置の適用が拡大しつつある。その代表例として、磁気共鳴画像装置(MRI: Magnetic Resonance Imaging)や核磁気共鳴分析装置(NMR: Nuclear Magnetic Resonance)など、装置自体から漏洩される強磁場環境下での適用が検討されている。上記装置に対する除振

方法は現状、空気ばねや防振ゴムを用いたパッシブ方式が主流であるが、今後、除振性能が高いアクティブ方式が適用されることが考えられる。

アクティブ方式除振装置のアクチュエータとしてはピエゾ素子、磁歪素子、リニアアクチュエータ、空気アクチュエータ等が検討されており、これまで除振性能向上のための様々な研究が進められている^{(1)~(3)}が、本研究ではアクチュエータのストロークが大きく、且つ除振性能を確保しつつ姿勢制御が容易な空気アクチュエータを用いた除振装置を対象とする。

MRIやNMRの周囲には、これらの計測精度に影響を与えてしまうため、磁性材料を設置できず、また磁性材で製作された機器などは漏洩する強磁場によって誤動作が生じる恐れがある。そこで実機では空気アクチュエータ本体は非磁性材で製作可能であるが、アクチュエータに空気を供給するサーボバルブだけは

* 原稿受付 2006年1月20日。

^{*1} 正員、(株)日立プラントテクノロジー松戸研究所(〒271-0064 松戸市上本郷537)。

^{*2} 東京農工大学大学院生物システム応用科学府(〒184-8588 小金井市中町2-24-16)。

^{*3} 正員、東京農工大学大学院共生科学技術研究院。

^{*4} 東京農工大学工学部機械システム工学科。

E-mail: sachio.maekawa.xe@hitachi-pt.com

非磁性材で製作出来ない。本来、サーボバルブは空気アクチュエータに直接設置されているが、誤動作防止のため、強磁場の影響を受けない場所に設置しなければならず、アクチュエータとサーボバルブ間には長尺配管を施す必要がある。しかし配管の影響によりアクチュエータ特性が変化することが確認されている⁽⁴⁾⁽⁵⁾。

本研究では装置の特性に変化が生じるほど長い配管が設置されたアクティブ除振装置において、その特性を解析することにより新たな装置モデルを構築し、このモデルに基づき制御器の設計を行い、シミュレーション及び実験によってその有効性を確認する。

2. 実験装置

本研究で使用する実験装置を図1及び図2に示す。装置は除振台、空気アクチュエータ、支持台、加速度センサ、制御器であるパソコン及び Digital Signal Processor (DSP) から構成される。除振対象である除振台は外形 $1.2 \times 1.2 \times 0.2\text{m}$ 、質量 860kg で、空気アクチュエータを介して支持台上に設置されている。鉛直方向及び水平方向にそれぞれ4個ずつ設置されている空気アクチュエータはローリングシール型で、除振台が浮上しても有効半径が変化せず、常に同じ出力が出せる。今回、磁場の影響を回避するため、従来、アクチュエータに直接付属していた圧縮空気供給用のサーボバルブ(最大流量: 15l/min)はアクチュエータから離して設置し、アクチュエータとサーボバルブの間の配管は内径 $\phi 8$ のナイロンチューブを用いる。本研究ではチューブ長さ 5m 、 20m の2種類を用意し、供給空気圧は 0.5MPa に設定する。また除振台には鉛直方向に3個、水平方向に3個、設置床には鉛直方向に1個の加速度センサが設置されている。今回は鉛直方向の

アクチュエータと加速度センサのみを使用し、鉛直方向のみの1自由度挙動に対する検討を行う。本研究で取り組むアクティブ制御では加速度センサからの電気信号を DSP に取り込み、DSP 内で各アクチュエータを制御するサーボバルブへの操作電圧を演算し、印加電圧をサーボバルブに与えることでアクチュエータを駆動する。

また本装置には変位センサが設置されており、アクチュエータ変位量の目標値に対して、PI 制御によりレベル制御を行っている。この制御は本研究で対象とするアクティブ制御での周波数帯域よりも低い帯域で実施しており、本装置のモデル化に際しては、ばね項として扱うものとする。

3. モデリング

3・1 装置特性確認実験 チューブの設置により変化する装置特性を把握するため、床加速度から除振台上加速度までの伝達特性とアクチュエータ操作電圧から除振台上加速度までの伝達特性を確認する。前者は床の常時微動加速度と除振台上加速度を取得し、後者は空気アクチュエータに $0.1 \sim 100\text{Hz}$ の正弦波掃引電圧を入力したときの除振台上加速度を取得する。それぞれの実験結果を図3及び図4に示す。

図3は、チューブが無い場合は1次共振点が 10Hz 付近で現れ、その付近で位相が 180 度遅れており、 100Hz までの共振点はこの1箇所のみであるが、チューブがある場合は1次共振点が 5m 時には 6Hz 付近に、 20m 時では 3Hz 付近にそれぞれ現れており、双方において1次共振点以降 100Hz までに、多数の共振点が現れている。このように、チューブが長くなるほど共振点が低周波数領域へ移行し、共振と反共振が交互に現

Fig.1 Photograph of the experimental equipment

Fig.2 Schematic view of the experimental equipment

Fig.3 Transmissibility from floor acc. to table acc.

Fig.4 Transmissibility from input voltage to table acc.

れるという特性を示している。また位相は共振点において 180 度遅れ、反共振点において 180 度進むため、-180 度以上位相が遅れることは無い。

図 4 は、図 3 と同様に、チューブが長くなると、共振点が多数現れ、共振点を通過する毎に位相が 180 度ずつ遅れる特性を示しており、反共振点は存在しない。

この結果から、チューブの接続によって、アクチュエータへ供給される空気のパルス開閉時間に対して遅れて伝播する現象^{(4),(5)}が装置特性に現れていることがわかる。

3・2 装置モデル 3・1 節より、チューブの接続により装置特性が従来と大幅に異なることを確認した。この結果を踏まえた装置モデルを図 5 に示す。装置モデルは、除振台の剛体モデルに、チューブ内の空気を仮想質量とみなした質点が直列に連結する形で表現できる。図中の m_1 , c_1 , k_1 , z_1 及び z_0 はそれぞれ除振台の質量、減衰係数、ばね定数、床からの相対変

Fig.5 Analytical model

位及び床の変位を表し、チューブ内の空気の仮想質量を m_i として、 c_i , k_i , z_i ($i=2 \sim n$) はそれぞれ仮想質量の減衰係数、ばね定数、変位を表す。

このモデルから各質点の運動方程式は次式となる。

$$[M_n] \begin{Bmatrix} \ddot{z}_1 + \ddot{z}_0 \\ \ddot{z}_2 + \ddot{z}_0 \\ \vdots \\ \ddot{z}_n + \ddot{z}_0 \end{Bmatrix} + [C_n] \begin{Bmatrix} \dot{z}_1 \\ \dot{z}_2 \\ \vdots \\ \dot{z}_n \end{Bmatrix} + [K_n] \begin{Bmatrix} z_1 \\ z_2 \\ \vdots \\ z_n \end{Bmatrix} = [H_n] f \quad (1)$$

ここで $[M_n]$, $[C_n]$, $[K_n]$ はそれぞれ n 行 n 列の質量マトリクス, 減衰マトリクス, 剛性マトリクスで, $[H_n]$ は n 行 1 列の $[0 \cdots 0 \ 1]^T$ を表す。

式(1)は各質点変位が連成した方程式となっているが, 同定を容易にするためにモード解析を行い, 各振動モードで非連成化した運動方程式を導く。式(1)において, n 次のモード座標ベクトル $\{\xi_n\}$ ($z_n = [\phi_n] \{\xi_n\}$) を導入し, 減衰マトリクスが質量及び剛性マトリクスの線形和であると仮定すると式(1)は以下のようになり, 装置モデルは各振動モードに非連成化された n 次の運動方程式として表現できる。

$$\left\{ \ddot{\xi}_n \right\} + [2\zeta_n \omega_n] \left\{ \dot{\xi}_n \right\} + [\omega_n^2] \left\{ \xi_n \right\} = [\phi_n]^T [H_n] f - [\phi_n]^T [M_n] \ddot{z}_0 \quad (2)$$

ここで $[2\zeta_n \omega_n]$, $[\omega_n^2]$ はそれぞれ $2\zeta_i \omega_i$, ω_i^2 を i 行 i 列目の要素に持つ n 行 n 列の対角マトリクス, $[\phi_n]$ は n 行 n 列の正規モードマトリクスで, ζ_i 及び ω_i はそれぞれ i 次の減衰比と固有角振動数を表す。

またアクチュエータ発生力 f とアクチュエータ操作電圧 u が一次遅れ系の関係とすると, 次式が得られる。

$$\dot{f} = -\frac{1}{T} f + \frac{L}{T} u \quad (3)$$

ここで T は時定数, L はアクチュエータゲインを表す。式(2)及び式(3)より, 次の状態方程式が得られる。

$$\begin{Bmatrix} \dot{\xi}_1 \\ \vdots \\ \dot{\xi}_n \\ \dot{\xi}_n \\ \vdots \\ \dot{\xi}_n \\ \dot{f} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} O(n \times n) & I(n \times n) & O(n \times 1) & \phi_{n1} \\ -[\omega_n^2] & -[2\zeta_n \omega_n] & \vdots & \vdots \\ O(1 \times n) & O(1 \times n) & -\frac{1}{T} & \vdots \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \xi_1 \\ \vdots \\ \xi_n \\ \xi_n \\ \vdots \\ \xi_n \\ f \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} O(2n \times 1) \\ \frac{L}{T} \\ \vdots \\ \phi_{nn} \\ 0 \end{bmatrix} u - \begin{bmatrix} O(n \times 1) \\ \phi_{11} \\ \vdots \\ \phi_{nn} \\ 0 \end{bmatrix} \ddot{z}_0 \quad (4)$$

式(4)の $O(i \times j)$, $I(i \times j)$ は i 行 j 列の零及び単位マトリクス, ϕ_{ij} は正規モードマトリクスの i 行 j 列目の要

素で, ϕ_{ii} は $m_i \phi_{ii}$ を表す。ここで除振台上加速度はモード座標ベクトルを用いて表すと以下ようになる。

$$\ddot{z}_1 = \phi_{11} \ddot{\xi}_1 + \phi_{12} \ddot{\xi}_2 + \cdots + \phi_{1n} \ddot{\xi}_n \quad (5)$$

出力 Y は除振台上絶対加速度 $\ddot{z}_1 + \ddot{z}_0$ であることから, 式(4)を変形すると, 出力方程式は以下ようになる。

$$Y = \ddot{z}_1 + \ddot{z}_0 = \begin{bmatrix} O(n \times n) & I(n \times n) & O(n \times 1) & \phi_{n1} \\ -[\omega_n^2] & -[2\zeta_n \omega_n] & \vdots & \vdots \\ O(1 \times n) & O(1 \times n) & -\frac{1}{T} & \vdots \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \xi_1 \\ \vdots \\ \xi_n \\ \xi_n \\ \vdots \\ \xi_n \\ f \end{Bmatrix} \quad (6)$$

同定は 3・1 節の結果を基に, 各モードの ζ_i , ω_i と式(4)及び式(6)のモード係数 ϕ_{ij} 及び ϕ_{ii} を調整する。

3・3 同定シミュレーション

3・2 節で装置モデルは $n-1$ 個の空気の仮想質量を表現しているが, モデルを簡素化するために, 仮想質量を 2 つ付加したモデル, 即ち 3 次の装置モデルについて同定する。同定した各パラメータを表 1, 同定結果を図 6 に示す。表 1 に記載されていないパラメータに関して, アクチュエータの時定数 T 及びゲイン L は, それぞれ 1, 50 と設定した。図 6 より, 実験結果と伝達関数から同定した周波数応答特性はほぼ一致しており, モデルの有効性を確認することができた。今回は 3 次共振点までを考慮しているが, モデルの仮想質量を増やすことでより高次までの同定が可能である。

4. 制 御 手 法

良好な除振を実現するにあたり, 制御器設計にモデルマッチング手法^{(6),(7)}を採用する。モデルマッチング手法とは, 制御系の閉ループ伝達関数(本研究では床加速度から除振台上加速度までの閉ループ伝達関数

Table 1 Identified parameters

Tube length [m]	Order i	Parameters ($i = 1$ to 3)				
		ω_i	ζ_i	ϕ_{1i}	ϕ_{3i}	ϕ_{ii}
5	1	40.8	0.07	1.0	0.016	0.7
	2	133	0.042	1.0	-0.018	0.04
	3	314	0.042	1.0	0.015	0.005
20	1	20.7	0.115	1.0	0.004	0.5
	2	51.5	0.118	1.0	-0.011	0.5
	3	88.0	0.08	1.0	0.012	0.09

Fig.6 Identification results of transmissibility

W_{dy}) を望みの特性になるように予め設定し、この伝達関数からそれを実現するような制御器を導く手法である。制御系のブロック線図を図 7 に示す。図中、 P_{uy} と P_{dy} はそれぞれアクチュエータ操作電圧 u から除振台上加速度 y 及び床加速度 d から除振台上加速度 y までの閉ループ伝達関数、 C_{yu} は制御器を表す。

図 7 より、床加速度 d から除振台上加速度 y までの閉ループ伝達関数 W_{dy} 及び観測ノイズ v から除振台上加速度 y までの閉ループ伝達関数 W_{vy} は次式となる。

$$W_{dy} = P_{dy} (1 - P_{uy} C_{yu})^{-1} \quad (7)$$

$$W_{vy} = P_{uy} C_{yu} (1 - P_{uy} C_{yu})^{-1} \quad (8)$$

また式(8)を変形すると、以下ようになる。

$$1 + W_{vy} = (1 - P_{uy} C_{yu})^{-1} \quad (9)$$

よって式(7)~(9)より C_{yu} 及び W_{dy} は以下になる。

u : Input voltage y : Output (Table acceleration)
 v : Noise d : Disturbance (Floor acceleration)
 P_{dy} : Plant transfer function (from d to y)
 P_{uy} : Plant transfer function (from u to y)
 W_{dy} : Closed-loop transfer function (from d to y)
 W_{vy} : Closed-loop transfer function (from v to y)
 C_{yu} : Controller

Fig.7 Block diagram of the control system

$$C_{yu} = W_{yy} P_{yy}^{-1} (1 + W_{yy})^{-1} \quad (10)$$

$$W_{dy} = P_{dy} (1 + W_{yy}) \quad (11)$$

以上の関係から、 W_{dy} を望みの特性に設定し、式(11)から W_{yy} を求め、式(10)に代入して C_{yu} を設計する。

装置モデルの伝達関数 P_{yy} 及び P_{dy} は装置への実装を考慮し、制御器次数の低次元化を図るため、2次共振点までを一致させたモデルを使用する。今回、 W_{dy} は以下のように設定する。

$$W_{dy} = \frac{(s+T^{-1})(\alpha_3 s^3 + \dots + \alpha_0)(s^6 + \gamma_5 s^5 + \dots + \gamma_0)}{(s-p_1)(s-p_2) \dots (s-p_{11})} \quad (12)$$

ここで T はアクチュエータの時定数、 α_i は P_{dy} の分子項の係数、 γ_i 及び p_i はそれぞれ係数、極を表し、1次及び2次共振点を減衰させるような極をそれぞれ4つづつ、アクチュエータの極を1つ、モデル化していない高周波数領域側の共振点が制御系に悪影響を与えないような極を2つ配置し、伝達関数を成形する。

5. 除振性能

5.1 シミュレーション結果 床加速度から除振台上加速度までの伝達特性を数値解析ソフト「MATLAB」により解析し、除振性能の優れた制御器を設計する。

制御器は実機への適用を考慮し、 P_{yy} 及び P_{dy} の2次共振点までを考慮した装置モデルに対する制御器を設計して、制御器次数の低次元化を図った。設計した制御器を3次共振点まで考慮した装置モデルに付加して除振シミュレーションを行った。図8にシミュレーション結果を示す。

(a) Transmissibility from floor acc. to table acc.
(Tube length : 5m)

(b) Transmissibility from floor acc. to table acc.
(Tube length : 20m)

Fig.8 Simulation results of vibration isolation performance

本結果から、2次までの共振点を減衰し、それ以上の高周波数領域でスピルオーバーを起こしていないことがわかり、設計した制御系が有効に機能する見通しを得た。

5.2 実験結果 5.1節で設計した制御器を実験装置に実装して除振実験を行った。床の常時微動加速度に対する除振性能として、床加速度から除振台上加速度までの伝達特性と、床及び除振台上加速度の時刻歴波形を図9に示す。時刻歴波形ではグラフを見やすくするため、データに40Hzの高周波ノイズ除去用2次ローパスフィルタを適用した。

伝達特性の結果から、シミュレーション結果と同様に、2次までの共振点を減衰させ、且つ制御対象モデルとしては考慮していない高次モードは励起せず、良好な制御性能を実現できている。また時刻歴波形から、チューブ長さ5m、20m時の床加速度と除振台上加速度の二乗平均を算出すると、それぞれ $2.71 \times 10^{-3} \text{ m/s}^2$ に対し $2.65 \times 10^{-4} \text{ m/s}^2$ 、 $2.99 \times 10^{-3} \text{ m/s}^2$ に対し $2.41 \times 10^{-4} \text{ m/s}^2$ と、床加速度が約1/10に減衰している。よって本制御手法の有効性を確認することができた。

6. まとめ

本研究では、空気アクチュエータとサーボバルブの間に長いチューブを接続したアクティブ除振装置を対象に、その除振性能向上を目指した。はじめに装置モデルを構築し、次にこのモデルに基づき、制御系を検討し、シミュレーション及び実験によりその効果を確認した。結論をまとめると、以下のようになる。

- (1) 装置特性確認実験の結果、空気アクチュエータとサーボバルブの間に設けられたチューブの影響で、装置特性が大きく変化することを確認した。
- (2) 従来の除振装置モデルにチューブ内の空気を仮想

Fig.9 Experimental results of vibration isolation performance

質点として付加したモデルを作成し、同定シミュレーションを実施した結果、チューブ内の空気圧特性の影響を再現することが可能となり、有効な装置モデルが構築できた。

- (3) 制御器設計の際、モデルマッチング手法を適用し、除振実験を実施した結果、チューブ内の空気圧特性により共振点が複数現れる場合においても除振性能の向上が確認できた。

謝 辞

本研究を進めるにあたり、特許機器株式会社 安田正志氏より貴重なご意見を頂いたことを深く感謝いたします。

文 献

- (1) Yasuda M., Osaka T. and Ikeda M., Study of Active Isolation System with Feedforward Control, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series C, Vol.58, No.552(1992), pp.2381-2387.
- (2) Kajiware K., Hayatsu M., Imaoka S. and Fujita T., Large Scale Active Microvibration Control System Using Piezoelectric Actuators Applied to Semiconductor Manufacturing Equipment, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series C, Vol.63, No.615(1997), pp. 3735-3742.
- (3) Nishiyama Y., Tagawa Y. and Yasuda M., Control of a 6DOF Microvibration Testing Device Using Air Actuators, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol.66, No.643 (2000), pp.771-777.
- (4) Japan Hydraulics and Pneumatics Society, Handbook of Hydraulics and Pneumatics, (1989), pp.17-47, Ohmsha, Ltd.
- (5) Jiseong JANG, Pressure Control of a Volume-Terminated Pneumatic Control System with a Long Transmission Line, Journal of the Japan Fluid Power System Society, Vol.34, No.6(2003), pp. 423-427.
- (6) Tagawa Y. and Fujita T., Design Method for Multiinput Multioutput Microvibration Control System, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series C, Vol.58, No.550(1992), pp.1819-1826.
- (7) Tagawa Y., Seino Y. and Yasuda M., Study of 6-DOF Microvibration Control Using Feedforward Control, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series C, Vol.63, No.608(1997), pp.1081-1087.