能動制振機構を備えた除振台の開発*

鎌田 徹** 田畑文夫** 関口英紀*** 阪田裕司**

Development of an Isolation Table with an Active Vibration Control Mechanism

Toru KAMADA, Fumio TABATA, Hidenori SEKIGUCHI and Yuji SAKATA

Isolation tables are effective in preventing vibration. If objects on a table move, however, the table starts vibrating at a low frequency, with a large displacement due to the force of the impact. Some equipment on an isolation table cannot be kept at a constant distance from equipment on the ground. To overcome this problem, An active vibration control mechanism based on state feedback control using 4 voice-coil motors was developed. This system could suppress the displacement of the isolation table at 100 μm even if some objects on the table moved.

Key words : vibration control, isolation table, active vibration control, voice-coil motor

1. 緒 言

近年、精密機器の性能向上に伴い、外部振動の伝播を防ぐ手段として、空気ばね方式を中心とした除振台が欠かせないものとなっている。

一般的な空気ばね式除振台では、一次の固有振動数を1~2 Hzに設定することによって、これより高い周波数領域における振動伝達率を下げ、除振効果を得ている。しかし逆に、固有振動数が低いため、除振台上で動作するもの（ステージ等）があると、その反力を受けて大きく揺れ、整定するまでに時間がかかる。移動ステージを有した除振台上の半導体製造装置におけるこうした問題は、除振台外部からのウエハ供給を滞らせることになり、スループットの低下につながる。

そこで、移動ステージの動作時における除振台の振動振幅の抑制と整定時間の短縮を目的に、図1のように、ボイスコイルモータ（以下VCM）を駆動源とする状態フィードバック制御を用いた能動的振動抑制法を除振台に適用した。

2. 除振台の構造

制振の対象とする除振台では、図1に示すように、低い固有振動数を実現するために、4台の空気ばねで定盤を支持している。また、高い粘性を得る

ために、エアチャンバを設け、空気ばねとの間にオリフィスを介在させている。

3. 能動制振モデルと運動方程式

除振台のモデルを図2に、記号を表1に示す。VCMにより除振台の端点 P_1 に操作力 F_1 を加えて制振制御する場合の運動方程式は、X軸方向の釣合いと回転軸回りの運動から式(1)、(2)のようになる。

$$m\ddot{x}_a + M_0(\ddot{x}_a - L\ddot{\theta}_y) + (K_1 + K_3)(x_a + L\theta_y) + (K_2 + K_4)(x_a - L\theta_y) + (D_1 + D_3)(\dot{x}_a + L\dot{\theta}_y) + (D_2 + D_4)(\dot{x}_a - L\dot{\theta}_y) = F_1 \quad (1)$$

$$J_y\ddot{\theta}_y - M_0L(\ddot{x}_a - L\ddot{\theta}_y) + (K_1 + K_3)L(x_a + L\theta_y) - (K_2 + K_4)L(x_a - L\theta_y) + (D_1 + D_3)L(\dot{x}_a + L\dot{\theta}_y) - (D_2 + D_4)L(\dot{x}_a - L\dot{\theta}_y) = F_1L \quad (2)$$

Fig. 1 Isolation table

* 原稿受付 平成3年11月25日

** 正会員 (株)富士通研究所 (厚木市森の里若宮10-1)

*** (株)富士通研究所

Fig. 2 Analytical model

Table 1 Symbols for analysis

m	Mass of table	kg
M_0	Mass of moving part of VCM	kg
x_a, x_b	Displacement of center of gravity of table	m
x_{1-4}	Displacement of point P_{1-4}	m
x_{5-8}	Velocity of point P_{1-4}	m/s
θ_y	Rotational displacement around Y-axis	rad
θ_z	Rotational displacement around Z-axis	rad
J_y	Moment of inertia around Y-axis	kg·m ²
J_z	Moment of inertia around Z-axis	kg·m ²
K_i	Stiffness of air spring	N/m
D_i	Damping coefficient	Ns/m
L	Half width of table	m

点 $P_2 \sim P_4$ に操作力 $F_2 \sim F_4$ を加えた場合も同様にして、式 (3) ~ (8) を得る。

$$m\ddot{x}_a + M_0(\ddot{x}_a - L\ddot{\theta}_y) + (K_2 + K_4)(x_a + L\theta_y) + (K_1 + K_3)(x_a - L\theta_y) + (D_2 + D_4)(\dot{x}_a + L\dot{\theta}_y) + (D_1 + D_3)(\dot{x}_a - L\dot{\theta}_y) = F_2 \quad (3)$$

$$J_y\ddot{\theta}_y - M_0L(\ddot{x}_a - L\ddot{\theta}_y) + (K_2 + K_4)L(x_a + L\theta_y) - (K_1 + K_3)L(x_a - L\theta_y) + (D_2 + D_4)L(\dot{x}_a + L\dot{\theta}_y) - (D_1 + D_3)L(\dot{x}_a - L\dot{\theta}_y) = F_2L \quad (4)$$

$$m\ddot{x}_b + M_0(\ddot{x}_b - L\ddot{\theta}_z) + (K_1 + K_2)(x_b + L\theta_z) + (K_3 + K_4)(x_b - L\theta_z) + (D_1 + D_2)(\dot{x}_b + L\dot{\theta}_z) + (D_3 + D_4)(\dot{x}_b - L\dot{\theta}_z) = F_3 \quad (5)$$

$$J_z\ddot{\theta}_z - M_0L(\ddot{x}_b - L\ddot{\theta}_z) + (K_1 + K_2)L(x_b + L\theta_z) - (K_3 + K_4)L(x_b - L\theta_z) + (D_1 + D_2)L(\dot{x}_b + L\dot{\theta}_z) - (D_3 + D_4)L(\dot{x}_b - L\dot{\theta}_z) = F_3L \quad (6)$$

$$m\ddot{x}_b + M_0(\ddot{x}_b - L\ddot{\theta}_z) + (K_3 + K_4)(x_b + L\theta_z) + (K_1 + K_2)(x_b - L\theta_z) + (D_3 + D_4)(\dot{x}_b + L\dot{\theta}_z) + (D_1 + D_2)(\dot{x}_b - L\dot{\theta}_z) = F_4 \quad (7)$$

$$J_z\ddot{\theta}_z - M_0L(\ddot{x}_b - L\ddot{\theta}_z) + (K_3 + K_4)L(x_b + L\theta_z)$$

$$- (K_1 + K_2)L(x_b - L\theta_z) + (D_3 + D_4)L(\dot{x}_b + L\dot{\theta}_z) - (D_1 + D_2)L(\dot{x}_b - L\dot{\theta}_z) = F_4L \quad (8)$$

ただし、式 (1) ~ (4) については、

$$x_a = \frac{x_1 + x_2}{2}$$

$$\theta_y \approx \sin \theta_y = \frac{x_1 - x_2}{2L}$$

式 (5) ~ (8) については、

$$x_b = \frac{x_3 + x_4}{2}$$

$$\theta_z \approx \sin \theta_z = \frac{x_3 - x_4}{2L}$$

とし、定盤の重心の変位 x_a, x_b と、回転変位 θ_y, θ_z は、定盤端点の変位 x_1, x_2, x_3, x_4 から求めた。

また、

$$F_i = C_1 u_i - M_0 \ddot{x}_i \quad (i=1 \sim 4)$$

C_1 : VCM の出力定数 (N/V)

u_i : 各 VCM への操作量 (V)

である。

点 P_1 に操作力 F_1 が加わった場合の状態方程式を、式 (9) に示す。

$$\tau_0 \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_5 \\ x_6 \\ x_8 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -f_1 & -f_2 & -f_3 & -f_4 \\ -f_5 & -f_6 & -f_7 & -f_8 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_5 \\ x_6 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \\ g_1 \end{bmatrix} u_0 \quad (9)$$

ここで、

$$\tau_0 \dot{x}_1 = x_5$$

$$\tau_0 \dot{x}_2 = x_6$$

$$f_1 = K/C_1$$

$$f_2 = \frac{K(J - ML^2)}{(J + ML^2 + 2M_0L^2)C_1}$$

$$f_3 = D/C_1\tau_0$$

$$f_4 = \frac{D(J - ML^2)}{(J + ML^2 + 2M_0L^2)C_1\tau_0}$$

$$f_5 = Kg_1/C_1$$

$$f_6 = \frac{Kg_1(J + ML^2 + 2M_0L^2)}{(J - ML^2)C_1}$$

$$f_7 = \frac{Dg_1}{C_1\tau_0}$$

$$f_8 = \frac{Dg_1(J + ML^2 + 2M_0L^2)}{(J - ML^2)C_1\tau_0}$$

$$\tau_0^2 = \frac{2(M + M_0)(J + M_0L^2)}{(J + ML^2 + 2M_0L^2)C_1}$$

$$g_1 = \frac{(J - ML^2)}{(J + ML^2 + 2M_0L^2)}$$

ただし、

Fig. 3 Vibration control

$$K = K_1 + K_3 = K_2 + K_4$$

$$D = D_1 + D_3 = D_2 + D_4$$

とする。

4. 制振方法

制振方法は、状態フィードバック制御とする。状態変数は、除振台の端点 P_1, P_2, P_3, P_4 の変位 x_1, x_2, x_3, x_4 と速度 $\dot{x}_5, \dot{x}_6, \dot{x}_7, \dot{x}_8$ とし、操作は、各変位点の近傍をVCMの発生力で行う。フィードバックゲインは、3章で求めた状態方程式(9)に基づき最適レギュレータ理論で求める。

ただし、今回開発した方式では、除振台の対称性を利用して、4端点の変位抑制に対して、図3に示すような2端点の変位を検出して1端点を制御する制御系を4組重ね合わせることができる。すなわち、

- (1) XZ面内の振動については端点 P_1, P_2 の変位 x_1, x_2 を検出し、 P_1 を操作することにより変位 x_1 を抑制できる制御系を構成し、これに P_2 の変位 x_2 を抑制できる対称の制御系を重ね合わせる。
- (2) XY面内の振動についても同様に、端点 P_3, P_4 の変位 x_3, x_4 を検出し、 P_3 を操作することにより変位 x_3 を抑制できる制御系を構成し、これに P_4 の変位 x_4 を抑制できる対称の制御系を重ね合わせる。

これら4つの系により、除振台端点の変位 x_1, x_2, x_3, x_4 を抑制することにする。

5. 装置

能動制振機構を備えた空気ばね式除振台を図4に示す。制振機構は、1台のVCMと一つの非接触変位センサをセットでユニット化し、これら4台を図4に示すように、除振台定盤の側面にユニバーサルジョイントで結合して構成する。

また、VCMへの操作量の演算は、除振台の4端点の変位に基づきサンプリング時間1msで行う。この

Fig. 4 Isolation table with active vibration control mechanism

Fig. 5 Frequency response of isolation table

高速演算には、固定小数点型DSP(Digital Signal Processor)を使用する。

6. 制御対象のパラメータ

VCMの入力に対する変位の周波数応答を図5に示す。ここでは、縦共振時の除振台の半分を1自由度系の強制振動モデルとみなしてばね定数を求め、減衰比から粘性係数を算出する。

1自由度系の運動方程式とVCMによる操作力は、

$$M\ddot{x}_1 + D\dot{x}_1 + Kx_1 = F_1(t) \quad (10)$$

$$F_1(t) = C_1 u_1 - M_0 \ddot{x}_1 \doteq C_1 u_1 \quad (11)$$

である。ただし、 $M = m/2$, $D = D_1 + D_3$, $K = K_1 + K_3$ である。

式(10), (11)から、ラプラス変換により伝達関数 $G(s)$ が求まる。

$$G(s) = \frac{X_1(s)}{U_1(s)} = \frac{C_1}{M(s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2)} \quad (12)$$

ただし、 $\omega_n = \sqrt{K/M}$, $\zeta = D/2\sqrt{MK}$ である。

周波数応答線図のカーブフィットによる伝達関数

$G(s)$ は,

$G(s) =$

$$\frac{-4.568}{\{s - (-0.416 + j1.375)\}\{s - (-0.416 - j1.375)\}} \quad (13)$$

となる.

式 (12) より, 共振周波数 ω_n での振幅比は,

$$G(j\omega_n) = \frac{C_1}{2M\zeta j\omega_n^2} \quad (14)$$

であり, 式 (12), (13) より

$$G(0) = \frac{C_1}{M\omega_n^2} = 2.21 \quad (15)$$

である.

ω_n での振幅比が 9.0 dB より, 式 (14), (15) から減衰比 ζ は,

$$\zeta = 2.21 \times \frac{1}{2} \times \frac{1}{10^{9.0/20}} = 0.393 \quad (16)$$

となる.

従って, バネ定数 K と粘性係数 D は,

$$K = M\omega_n^2 = 5.12 \times 10^4 \text{ N/m} \quad (17)$$

$$D = 2\sqrt{MK}\zeta = 3.55 \times 10^3 \text{ Ns/m} \quad (18)$$

となる.

以上, 求めた制御パラメータを表 2 に示す.

7. 制 御 則

本制御系のブロック線図を図 6 に示す. 操作量 $u_i(k)$ は, 制御対象の対称性からフィードバック係数 k_i を共通に使用することが可能となり

Table 2 Parameters of controlled object

Mass of table	m	8.0×10^2	kg
Mass of moving part of VCM	M_0	0.35	kg
Stiffness of air spring	K	5.12×10^4	N/m
Damping coefficient	D	3.55×10^3	Ns/m
Moment of inertia	J_y	4.49×10^2	kg·m ²
Half width of table	L	0.35	m
Constant of generating power	C_1	3.96×10^4	N/V

$$u_1(k) = -k_1x_1(k) - k_2x_2(k) - k_3x_5(k) - k_4x_6(k) \quad (19)$$

$$u_2(k) = -k_2x_1(k) - k_1x_2(k) - k_4x_5(k) - k_3x_6(k) \quad (20)$$

$$u_3(k) = -k_1x_3(k) - k_2x_4(k) - k_3x_7(k) - k_4x_8(k) \quad (21)$$

$$u_4(k) = -k_2x_3(k) - k_1x_4(k) - k_4x_7(k) - k_3x_8(k) \quad (22)$$

と表現できる. したがって, フィードバック係数の導出では, 式 (19) の示す変位 x_1, x_2 を検出し, P_1 を操作する系のみを考慮すればよい. すなわち, 式 (23) に示す評価関数 J を最小とするものを求めればよい.

$$J = \frac{1}{2} \sum_{k=0}^{\infty} \{X(k)^T Q X(k) + r u_1(k)^2\} \quad (23)$$

ただし,

$$X(k) = [x_1(k) \ x_2(k) \ x_5(k) \ x_6(k)]$$

$$Q = \begin{bmatrix} q_{11} & & & 0 \\ & q_{22} & & \\ 0 & & q_{33} & \\ & & & q_{44} \end{bmatrix}$$

q : 状態変数に対する重み係数

* Control systems are designated 1, 2, 3, and 4

Fig. 6 Block diagram of vibration control system

Fig. 7 Displacement response without vibration control

r : 操作量 $u_1(k)$ に対する重み係数である。

変位 x_1 に初期値を与えた過渡応答のシミュレーションから、重み係数が、

$$[q_{11} \ q_{22} \ q_{33} \ q_{44} \ r] = [100 \ 100 \ 0 \ 0 \ 1]$$

のとき、変位 x_1 の減衰性は良く、操作量も適量となる。

リカッチの方程式によりフィードバックゲインを求めると、

$$[k_1 \ k_2 \ k_3 \ k_4] = [9.06 \ 2.42 \ 12.73 \ -10.44]$$

となる。

8. 結 果

実験に用いた除振台では、振動の抑制を行わない場合、X 軸や Y 軸方向へのステージの移動により、除振台にはそれぞれ 35.0 N の垂直反力、22.0 N の水平反力が加わり、除振台端点の変位 x_1, x_2, x_3, x_4 は、図 7 の過渡応答に示すように、最大で $\pm 250 \mu\text{m}$ となる。また、整定時間は 5 秒以上かかる。

Fig. 8 Displacement response with vibration control

制振効果を図 8 に示す。制振制御されていない図 7 の応答特性に比べて、VCM の操作する端点の変位 x_1, x_2, x_3, x_4 は、いずれも $\pm 100 \mu\text{m}$ 以下となり、整定時間は 1 秒以下となった。

9. 除振効果への影響

VCM が加わることにより、除振台が本来持つ除振効果の劣化が懸念される。そこで、床に強制振動 ($\pm 2.0 \times 10^{-2} \text{m/s}^2$) を与え、除振台上の加速度を VCM のある場合とない場合とで比較した。その結果を図 9 に示す。(c) が、強制振動を与えた場合の床上の加速度、(a), (b) はそれぞれ、強制振動が無い場合とある場合の除振台上の加速度である。

図 9 より VCM を加えても、床の強制振動は除振台上に伝播せず、除振効果が保たれていることがわかる。

10. 結 言

移動ステージ等を搭載する空気ばね式除振台において、ステージ移動時の反力による応答特性を改善する

Fig. 9 Effect of preventing vibration with vibration control

ため、除振台の4端点を4台のVCMで制御し、能動

的に除振台の振動を抑制する方式を開発した。

その結果、以下の結論を得た。

- (1) 本能動制振方式によれば、衝撃が加わった際の除振台の振動振幅を低減できると同時に、整定時間の短縮が可能となる。従って、移動ステージを有した除振台上の半導体製造装置へ、除振台外部からのウェハ供給を円滑に行うことができる。
- (2) 実験では、除振台に搭載された移動ステージの動作によって最大で35.0 Nの反力を受けても、除振台の振動振幅は $\pm 100 \mu m$ 以下となり、整定時間は1.0秒以下と、抑制制御を行わない場合に比べて、1/5以下にすることができた。

参考文献

- 1) 田中信雄, 菊島義弘: 能動制振方式による地面振動防止対策, 日本機械学会論文集, 48, 433 (1982) 1406.
- 2) 藤田隆史, 福久 聡, 村井信義, 高橋良典, 片山和喜: リニアモータを用いたアクティブ微振動除振装置の研究, 日本機械学会論文集, 56, 523, (1989) 102.
- 3) 中川憲治, 室津義定, 岩壺卓三: 工業振動学, 森北出版, (1976).
- 4) 明石 一: 振動工学概論, 共立出版, (1987).
- 5) 森下 巖, 上野敏行: デジタル制御工学, オーム社, (1987).
- 6) 明立精機(株): VISOLATOR カタログ, (1986).

情報

(p. 1124 より続く)

その結果、以下のことが明らかになった。

- (1) 剛性および減衰係数は、共に準静的な低周波数からかなり高い周波数での軸受すきまの微小な変動に対して一定である。
- (2) 表面絞りの絞り溝の存在によって自成絞りに比べ剛性は大きくなるが、逆に減衰係数は小さくなる。また、その程度は、その溝深さが深いものほど大きい。
- (3) 給気圧力を大きくすると剛性は大きくなるが、減衰係数は小さくなる。
- (4) 剛性を最大にする絞りの条件は、減衰係数が最小となる付近である。
- (5) 上の(2)~(4)により高剛性、高減衰性を同時に得る軸受形状、給気条件はなく妥協点を見い出さなければならない。
- (6) 制御対象の前に積分器を含んだ拡張系に対し、最適レギュレータにより状態フィードバック制御系を設計すると、下河辺らが設計した制御系である

PID-PDD²よりも、軸受の動剛性を全周波数域で高くすることができる。また、この設計が容易にできる。

- (7) 最適レギュレータは制御系を容易に設計できるが、制御対象に不確かさを含む場合、それは必ずしも有効ではない。そのときは評価関数の入力側の比重を大きくした制御系が有効であった。
- (8) 試作したスラスト型静圧空気軸受は、動剛性が、制御によって無制御のときより共振点で18倍向上した。また、目標値 $1 \mu m$ に対するステップ応答の立上がり時間は10 msであった。

今後は、空気軸受の制御対象としての特性をより詳細に把握すると共に、制御対象である空気軸受に非線形性などの不確かさがあっても、安定性が保証され、しかも応答特性も大きく変化しない制御則によって制御し、空気軸受の高剛性化を検討する必要がある。

(服部 敏夫)