

비간섭화 제어이론기반 정밀작업용 테이블의 진동억제시스템 구축에 관한 연구

A Study on Active Vibration Isolation System Design for High Precision Fabrication Table Based on Noninteracting Control Theory

박환철* · 김영복** · 정지현***†

Hwan-Cheol Park*, Young-Bok Kim** and Ji-Hyun Jeong***†

(Received 7 May 2021, Revised 26 May 2021, Accepted 4 June 2021)

Abstract : This paper presents a novel method for designing a active vibration isolation system (AVIS) by noninteracting control theory. In the result, the designed system can effectively reject the impact of disturbances on high precision fabrication table. In particular, the authors provide a noninteracting control scheme to decrease and delete the interactions appeared in the controlled system dynamics such that the control performance can be improved. For designing an optimal servo system, the LMI (linear matrix inequality) approach is introduced. To verify the effectiveness of the proposed method, a simulation is performed. In the result, the vibration suppression performance is significantly improved, thereby enabling higher precision works.

Key Words : Active vibration isolation system, Noninteracting control theory, High precision, Disturbance, LMI

1. 서 론

본 논문에서는 정밀작업용 테이블의 진동억제 시스템구축을 위한 새로운 제어시스템 설계법을 제안한다. 반도체 생산공정 등의 초정밀작업과정에서는 미세한 외부진동도 제품품질에 영향을 미

치기 때문에 장비설치단계부터 진동억제를 위한 엄격한 기준을 따르게 된다. 가장 기본적인 진동 억제수단은 장비와 바닥을 구조적으로 격리시키는 방법이다. 그 다음으로 진동흡수기능을 가진 공기압댐퍼 등이 활용된다.

그러나 현재의 나노단위수준 제작공정에서는

***† 정지현(ORCID:https://orcid.org/0000-0002-1585-2295) : 교수, 제주대학교 기계공학부

E-mail : badaro@jejunu.ac.kr, Tel : 064-754-3627

*박환철(ORCID:https://orcid.org/0000-0002-5670-7246) :

1등기관사, 부경대학교 실습선 백경호

**김영복(ORCID:https://orcid.org/0000-0001-6035-6744) :

교수, 부경대학교 기계시스템공학과

***† Ji-Hyun Jeong(ORCID:https://orcid.org/0000-0002-1585-2295) : Professor, Faculty of Engineering, Jeju National University.

E-mail : badaro@jejunu.ac.kr, Tel : 064-754-3627

*Hwan-Cheol Park(ORCID:https://orcid.org/0000-0002-5670-7246) : 1st Engineer, Training Ship Packyong, Pukyong National University.

**Young-Bok Kim(ORCID:https://orcid.org/0000-0001-6035-6744) : Professor, Department of Mechanical System Engineering, Pukyong National University.

이것마저도 부족하여, 보다 적극적으로 외란에 대처하기 위한 능동제어기술이 활발히 적용되고 있다. 이러한 결과로 현재는 수십 마이크로(μm) 단위 수준까지 외란의 영향을 억제할 수 있는 제진기술이 개발되었다.¹⁻⁸⁾

이러한 연구결과의 대부분은 바닥외란을 효과적으로 억제하기 위한 제어기법이다. 드문 경우이나 테이블에 설치하여 운용하는 장비로부터 발생하는 외란을 억제하기 위한 제어기법도 제안되었으며, 결과적으로 상당히 유용한 효과를 얻고 있다.⁹⁻¹¹⁾ 그러나 이때 고려되는 외란은 기지(known)의 것이어야 하며 상당히 특수한 경우에만 그 효과를 얻을 수 있다는 한계가 있다. 이에 대해 보다 일반적인 경우에도 장치발생 외란을 억제할 수 있는 유용한 제어기법을 저자들이 제안하였고 그 유효성을 검증하였다.¹²⁾

위와 같은 연구결과에도 불구하고 외란억제를 통한 작업완성도를 개선해야 할 필요성은 지속적으로 요구되고 있다.

제진장치 구축문제에서 가장 어려운 과제중의 하나는 시스템의 복잡성으로부터 발생한다. 굽힘, 변형 등의 물리적 특성을 무시해도 될 정도의 강체 테이블이 4개의 지지대에 의지하여 6자유도 운동을 하는 구조이다. 따라서 제어대상의 운동방정식은 복잡하고 고차원으로 표현되어 제어계 설계과정에서도 상당한 부담이 된다.

예를 들어, 하나의 제어입력이 여러 개의 출력 특성에 영향을 미치게 되는 간섭작용(interacting)으로 인해 바람직한 제어성능을 달성하기가 어렵다. 이러한 간섭현상을 구조적인 관점에서 해결하는 것은 거의 불가능하여 일부 제약조건하에서 제어성능개선을 모색하는 방법이 현재로서는 최선의 해결책으로 알려져 있다.

또한 모드분리법을 이용하여 독립적인 시스템으로 분해하는 기법이 있으나¹³⁾ 이것은 어디까지나 해석을 위한 방법으로 제어계설계문제에는 적용할 수 없다.

결국 지금까지의 연구결과는 복잡한 제어대상의 간섭현상을 그대로 두고, 여러 제어기법의 적용을 통해 제어성능을 개선하는 것이 전부라 할 것이다.

그래서 본 연구에서는 현재의 능동제진기술수준의 한계를 극복한다는 차원에서 비간섭제어이론(nointeracting control theory)¹⁴⁻¹⁶⁾에 기반하여 제어계를 설계하는 방법에 대해 고찰한다.

비간섭제어기법의 핵심은, 각 제어입력이 하나의 제어출력에만 영향을 미치도록 시스템을 재구성하는 것이다. 결국, 각각 독립된 여러 개의 개별 시스템이 단순히 결합되어 서로 간에 어떠한 간섭도 없는 구조로 변환된다고 보면 된다. 이것이 가능할 경우에는, 각 개별시스템에 대해 독립적으로 제어를 설계하여 결합하는 방법으로도 전체 제어시스템구축이 가능하게 된다.

따라서 본 연구에서는 비간섭화제어이론과 수치적 제어계설계기법의 하나인 LMI(linear matrix inequality)기법^{17,18)}을 이용하여 최적해를 구하는 방법으로 제어계를 설계하고 그 유효성을 검증하도록 한다.

2. 제진장치 구성과 모델링

2.1 제어대상 시스템

본 연구에서의 제어대상은 Fig. 1과 Fig. 2에 나타난 것과 같이 6자유도 운동을 하는 테이블이다.

장치 등이 설치되는 테이블 상판은 4개의 압축스프링으로 지지된다. 그리고 바닥으로부터 유입되는 진동 등의 외란을 억제하기 위한 액추에이터는 비접촉식 VCM(voice coil motor)을 사용하며, 진동상태를 검출하기 위해 속도 및 위치센서를 사용한다.

이때 수직 및 수평방향 운동을 제어하기 위해 각각 4개씩, 총 8개의 액추에이터를 적절히 배치하였다. (그림에서 ㉓ 표시가 액추에이터) 그리고 센서도 액추에이터와 동일한 위치에 설치된다고 가정한다.

2.2 모델링

6자유도 제진장치에 대한 기본모델은 이미 많은 연구를 통해 정립되어 있다.^{1,6,13)} 즉, 액추에이터 및 센서 배치방법 등에 따라 약간의 차이가 있을 뿐이다. 본 연구에서 고려하고 있는 제진장치

도 이와 다르지 않으며 상세한 모델링과정은 생략한다.

먼저 Fig. 1과 Fig. 2에 나타난 주요파라미터를 다음과 같이 정리한다.

f_{xj}, f_{yj} : 수평방향 액추에이터 발생력 ($j=1,2$)

f_{zk} : 수직방향 액추에이터 발생력 ($k=1\sim 4$)

f_{k**} : 수평 및 수직방향 스프링 장력

l_{**} : 액추에이터와 상판 질량중심과의 거리

이것으로부터 상태방정식은 다음과 같이 구해진다.

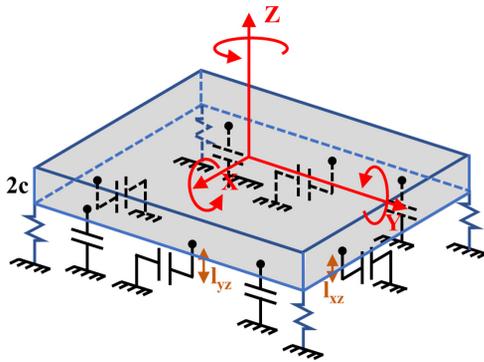


Fig. 1 Schematics of 6DOF active vibration isolation system (AVIS)

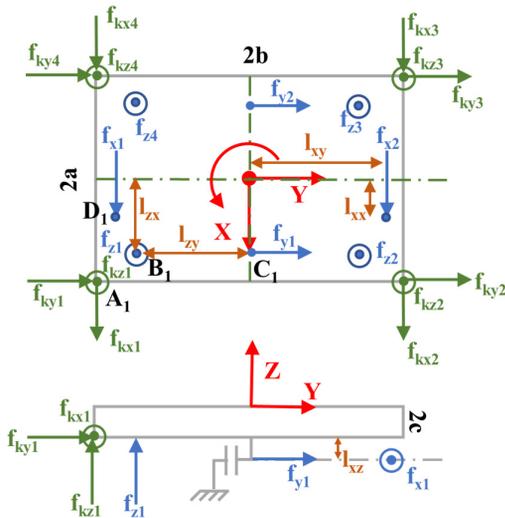


Fig. 2 Layouts of horizontal (upper) and vertical (bottom) components

$$\begin{aligned} \dot{X}_1 &= X_2 \\ \dot{X}_2 &= M^{-1}(A_1X_1 + A_2X_2 + B_AU_A + D) \\ X_1 &= [x \ y \ z \ \psi_x \ \psi_y \ \psi_z]^T \end{aligned} \quad (1)$$

$$U_A = [f_{x1} \ f_{x2} \ f_{y1} \ f_{y2} \ f_{z1} \ f_{z2} \ f_{z3} \ f_{z4}]^T$$

$$M = \text{diag}\{m, m, m, J_{xx}, J_{yy}, J_{zz}\}$$

$$A_1 = \begin{bmatrix} -4k_x & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -4k_y & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -4k_z & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -4ck_y & 0 & -4b^2k_z & 0 & 0 \\ 4ck_x & 0 & 0 & 0 & -4a^2k_z & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -4(b^2k_x + a^2k_y) \end{bmatrix}$$

$$A_2 = \begin{bmatrix} -4c_x & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -4c_y & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -4c_z & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -4cc_y & 0 & -4b^2c_z & 0 & 0 \\ 4cc_x & 0 & 0 & 0 & -4a^2c_z & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -4(b^2c_x + a^2c_y) \end{bmatrix}$$

$$B_A = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 0 & 0 & c+l_{yz} & c+l_{yz} & -l_{yz} & l_{zy} & l_{zy} & -l_{zy} \\ -c-l_{xz} & -c-l_{xz} & 0 & 0 & -l_{zx} & -l_{zx} & l_{zx} & l_{zx} \\ l_{xy} & -l_{xy} & l_{xz} & -l_{xz} & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$D = \begin{bmatrix} 4k_x x_b + 4c_x \dot{x}_b \\ 4k_y y_b + 4c_y \dot{y}_b \\ 4k_z z_b + 4c_z \dot{z}_b \\ 4b^2k_x \psi_{xb} + 4b^2c_x \dot{\psi}_{xb} + 4ck_y y_b + 4cc_y \dot{y}_b \\ 4a^2k_z \psi_{yb} + 4a^2c_z \dot{\psi}_{yb} - 4ck_x x_b - 4cc_x \dot{x}_b \\ 4(b^2k_x + a^2k_y) \psi_{zb} + 4(b^2c_x + a^2c_y) \dot{\psi}_{zb} \end{bmatrix}$$

여기서,

m : 질량

$x, y, z, \psi_x, \psi_y, \psi_z$: 각 방향의 변위 및 회전각도

J_{**} : 회전관성모멘트

a_*, b_*, c_* : 댐핑상수

k_* : 스프링 상수

따라서 제어대상에 대한 상태방정식의 일반적인 표현은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \dot{X} &= AX + BU + D \\ Y &= CX \end{aligned} \quad (2)$$

여기서,

$$\begin{aligned} X &= [X^{T_1} \quad \dot{X}^{T_1}], Y = \dot{X}_1 \\ U &= [F_x \quad F_y \quad F_z \quad M_x \quad M_y \quad M_z]^T \\ A &= \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ M^{-1}A_1 & M^{-1}A_2 \end{bmatrix} \\ B &= [\mathbf{0} \quad \mathbf{I}]^T, C = [\mathbf{0} \quad \mathbf{I}] \end{aligned} \quad (3)$$

이때 액추에이터 제어력은 식 (1)의 제어입력 U 로부터 다음과 같이 계산된다.

$$U_A = B^{+A}U, B^{+A} = B^{T_A}(B_A B^{T_A})^{-1} \quad (4)$$

여기서, B^{+A} 는 B_A 의 pseudo inverse이다. 또한 출력벡터 Y 는 계측값 Z 및 또 다른 pseudo inverse R 로부터 다음과 같이 구해진다.

$$Y = R^+Z, R^+ = R^T(RR^T)^{-1} \quad (5)$$

3. 비간섭화 제어기 설계

본 연구에서의 제어기 설계목적은 입력과 출력 간의 관계를 각각의 독립된 채널형태로 구성하여 간섭영향을 억제함으로써 제어성능을 개선하는데 있다. 이를 위해 먼저 비간섭화 가능조건에 대해서 살펴보도록 한다. 식 (2)의 상태방정식으로 표현된 시스템에 대한 피드백 제어칙이 다음과 같이 주어진다고 가정한다.

$$U = -FX + Gv \quad (6)$$

이때 v 는 새롭게 도입하는 입력벡터이고 적분 오차신호에 해당한다. 따라서 식 (2)의 시스템에 대한 피드백시스템은 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} \dot{X} &= (A - BF)X + BGv + D \\ Y &= CX \end{aligned} \quad (7)$$

여기서, 행렬 C 의 i 번째 행 C_i 에 대해

$$x_i = \min\{j \mid C_i A^{j-1} B \neq 0\} \quad (8)$$

로 둔다. 그 외의 경우에는 다음의 조건이 성립한다고 한다.

$$\begin{aligned} x_i &= n, \text{ if } C_i A^{x_i-1} B = 0 \\ &\text{(for all } x_i \text{ (if } k < x_i, C_i A^{k-1} B = 0)) \end{aligned} \quad (9)$$

그러면,

$$\begin{aligned} C_i(A - BF)^k &= C_i A^k, \\ &\text{(where } k = 1, 2, \dots, x_i - 1) \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} C_i(A - BF)^k &= C_i A^{x_i-1}(A - BF)^{k-x_i+1} \\ &\text{(where } k = x_i, x_i + 1, \dots, n) \end{aligned} \quad (11)$$

로 되고 다음의 관계가 성립하게 된다.

$$\begin{aligned} Y_i &= C_i X \\ \dot{Y}_i &= C_i \dot{X} = C_i AX + C_i BGv \\ \ddot{Y}_i &= C_i A^2 X + C_i BGv \\ &\vdots \\ Y^{(x_i+1)_i} &= C_i A^{x_i} \dot{X} + C_i BGv^{x_i} \\ &= (C_i A^{x_i} - C_i A^{x_i-1} BF) X \\ &\quad + C_i A^{x_i-1} BGv + C_i BGv^{x_i} \end{aligned} \quad (12)$$

여기서,

$$\begin{aligned} Y^* &= [Y^{(x_1+1)_1} \quad Y^{(x_2+1)_2} \quad \dots \quad Y^{(x_m+1)_m}]^T \\ A^* &= \begin{bmatrix} C_1 A^{x_1} \\ C_2 A^{x_2} \\ \vdots \\ C_m A^{x_m} \end{bmatrix}, \Delta^* = \begin{bmatrix} C_1 A^{x_1-1} \\ C_2 A^{x_2-1} \\ \vdots \\ C_m A^{x_m-1} \end{bmatrix}, \\ \kappa &= \begin{bmatrix} C_1 BGv^{x_1-2} \\ C_2 BGv^{x_2-2} \\ \vdots \\ C_m BGv^{x_m-2} \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (13)$$

라 두면 식 (12)는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Y^* = (A^* - \Delta F)X + \Delta Gv + \kappa \quad (14)$$

[정리] 비간섭화가 가능하도록 하는 피드백 제어칙 (F, G)가 존재하기 위한 필요충분조건은, 식 (8) 및 식 (9)의 조건 하에서 다음의 행렬이 정칙이어야 한다.¹⁴⁻¹⁶⁾

$$\Delta = \begin{bmatrix} C_1 A^{x_1-1} B \\ \vdots \\ C_m A^{x_m-1} B \end{bmatrix} \quad (15)$$

이것으로부터 비간섭화 피드백 제어칙 (F, G)는 다음과 같이 주어진다.

$$F = \Delta^{-1} A^*, G = \Delta^{-1} \quad (16)$$

4. 상태피드백제어기 설계

비간섭화의 결과를 간단하게 표현하면 시스템 전달행렬이 대각행렬이 되도록 하는 것이다. 즉, 각각의 입력에 대한 전달함수가 각각 독립인 시스템으로 재구성된다고 보면 된다.

그러나 비간섭화가 이루어졌다고 해서 시스템의 안정성이 보장되는 것은 아니다. 따라서 안정성확보뿐만 아니라 적절한 피드백이득의 도입으로 극점배치를 통해 바람직한 제어성능도 확보할 수 있어야 한다.

그래서 지금부터는 비간섭화된 시스템에 대한 안정성과 제어성능 개선이라는 목표를 두고 추가로 피드백제어이득을 설계하는 문제에 대해 고찰한다. 먼저 시스템의 비간섭화를 가능하게 하는 것과 동시에 안정성을 보장하는 수정된 피드백제어칙의 하나로 다음 식의 제어칙을 고려한다.

$$F = \Delta^{-1} (A^* + \bar{F} S_a) \quad (17)$$

위 식에서 \bar{F} 는 피드백시스템이 안정하도록 하는 제어이득이며, S_a 는 아래 식 (18)의 조건을 만족하는 정칙행렬이다.

이때 식 (17)의 피드백제어칙의 각 제어이득을 구하는 방법은 다양하다. 기본적으로는 비간섭화

를 우선적으로 실행하고 안정화를 도모하는 방법과, 동시에 두 가지 목표를 달성하는 방법 등이 고려될 수 있다.

$$S_a = \begin{bmatrix} C_1 \\ C_1 A \\ \vdots \\ C_1 A^{x_1-1} \\ C_2 \\ C_2 A \\ \vdots \\ C_m A^{x_m-1} \\ W \end{bmatrix} \in R^{n \times n}, \quad (18)$$

with $\begin{bmatrix} C_1 \\ C_1 A \\ \vdots \\ C_1 A^{x_1-1} \\ C_2 \\ C_2 A \\ \vdots \\ C_m A^{x_m-1} \end{bmatrix} \in R^{\left(m + \sum_{i=1}^m (x_i - 1)\right)}$ and $WB = 0$.

위 식 (18)에서 두 번째 항(조건)은 전달함수의 차수가 상태방정식 차수와 같지 않은 경우에 대한 것이다. 만일 차수가 일치하지 않으면 행렬 S_a 가 정칙이 아니므로 이것이 정칙행렬이 되도록 해야 한다. 즉, 새로운 행렬 W 를 도입하여 S_a 가 정칙이 되도록 해야 함을 의미하며, 이에 대한 자세한 증명은 문헌을 참고하기 바란다.¹⁴⁻¹⁶⁾

식 (6)에 나타난 것과 같이 구해야 할 피드백이득은 두개이다. 즉, 식 (7)의 상태피드백이득을 구했다면, 그 다음으로 오차 피드백이득 G 를 구해야 한다. 따라서 지금부터는 오차 피드백이득을 구하는 방법에 대해 고찰한다. 그 후보 중의 하나로 본 연구에서는 다음과 같은 것을 고려한다.

$$G = \Delta^{-1} (\bar{G}_1 + \bar{G}_2 s) \quad (19)$$

이때 \bar{G}_1, \bar{G}_2 는 비간섭화 조건을 만족시키도록 대각행렬이 되어야 한다. 식 (19)를 식 (6)의 피드백 제어칙에 도입하게 되면 피드백시스템의 상태

방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} \dot{X} &= [A - B\Delta^{-1}(A^* + \overline{FS}_a)]X \\ &\quad + B\Delta^{-1}(\overline{G}_1v + \overline{G}_2\dot{v}) + D \\ Y &= CX \end{aligned} \quad (20)$$

이때 v 는 오차의 적분을 나타내므로, 목표신호가 r 일 때 $\dot{v} = r - CX$, 따라서 $X = C^+(r - \dot{x})$ 로 된다. 여기서 $C^+ = (C^T C)^{-1} C^T$ 는 pseudo inverse 이고

$$\begin{aligned} \dot{v}_1 &= v_2, \\ \dot{v}_2 &= C[A - B\Delta^{-1}(A^* + \overline{FS}_a)]C^+v_2 \\ &\quad + CB\Delta^{-1}\overline{G}_1v_1 + CB\Delta^{-1}\overline{G}_2v_2 + CD \\ &\quad - C[A - B\Delta^{-1}(A^* + \overline{FS}_a)]C^+r + \dot{r} \end{aligned} \quad (21)$$

가 된다. 따라서 $V = [v_1 \ v_2]^T$ 라 두면 식 (21)은 다음과 같이 상태방정식으로 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{V} &= A_V V + B_V U_V + B_{Vr} V_r \\ Y_V &= C_V V \end{aligned} \quad (22)$$

이때 각 행렬은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} A_V &= \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ \mathbf{0} & C[A - B\Delta^{-1}(A^* + \overline{FS}_a)]C^+ \end{bmatrix} \\ B_V &= \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ CB\Delta^{-1} \end{bmatrix} \\ U_V &= \overline{G}V = [\overline{G}_1 \ \overline{G}_2] \begin{bmatrix} v_1 \\ v_2 \end{bmatrix} \\ B_{Vr} &= \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{I} \end{bmatrix} \\ V_r &= CD - C[A - B\Delta^{-1}(A^* + \overline{FS}_a)]C^+r + \dot{r} \end{aligned} \quad (23)$$

결국, 구성하고자 하는 피드백시스템은 오차 적분기를 갖는 서보계가 된다. 결과적으로 식 (2)와 식 (20)으로부터 상태를 $\tilde{X} = [X^T \ v^T]^T$ 로 두면 서보계로 구성되는 확대계(augmented system)는 식 (24)로 표현되고, 각 계수행렬은 식 (25)와 같이 주어진다.

$$\begin{aligned} \dot{\tilde{X}} &= \tilde{A}\tilde{X} + \tilde{B}U + \begin{bmatrix} D \\ r \end{bmatrix} \\ \tilde{Y} &= \tilde{C}\tilde{X} \end{aligned} \quad (24)$$

$$\begin{aligned} \tilde{A} &= \begin{bmatrix} A - B(\Delta^{-1}A^* + \overline{FS}_a) & \mathbf{0} \\ & -C \\ & & \mathbf{0} \end{bmatrix} \\ \tilde{B} &= \begin{bmatrix} B\Delta^{-1} \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \overline{G} \end{bmatrix} \\ \tilde{C} &= [\mathbf{0} \ \mathbf{I}] \end{aligned} \quad (25)$$

식 (24)의 확대계에 대한 비간섭화가 가능함과 동시에 안정한 시스템이 되도록 하는 피드백 제어이득은 다음의 LMI 조건을 만족하는 해 Z 와 $Q(\geq 0)$ 로부터 구할 수 있다.¹⁷⁾

$$\begin{bmatrix} \tilde{A}Q + Q\tilde{A}^T + \tilde{B}Z + Z^T\tilde{B}^T + \tilde{B}\tilde{B}^T & Q\tilde{C}^T \\ \tilde{C}Q & -\gamma^2 I \end{bmatrix} \leq 0 \quad (26)$$

이때 Q 및 Z 는 비간섭 특성을 유지하기 위해 대각행렬이어야 하며, 이러한 제약을 갖는 행렬은 LMI 툴을 이용하여 쉽게 구할 수 있다. 이것으로부터 또 하나의 상태피드백제어이득은 $\overline{G} = ZQ^{-1}$ 와 같이 구해진다.

결국 구해야 할 제어기 이득은 식 (6)에서의 F 와 G 이며, 지금까지의 설명한 이론으로부터 다음 식의 이득을 구하는 것으로 정리할 수 있다.

$$\begin{aligned} F &= \Delta^{-1}(A^* + \overline{FS}_a) \\ G &= \Delta^{-1}\overline{G} \end{aligned} \quad (27)$$

Table 1 Identified and estimated parameter values of the controlled plant

Parameter	Value	Parameter	Value
a[m]	0.1825	l_{yy} [m]	0
b[m]	0.2325	m[kg]	23
c[m]	0.02	J_{xx} [kgm ²]	0.4175
l_{zx} [m]	0.1525	J_{yy} [kgm ²]	0.2584
l_{zy}, l_{xy} [m]	0.1625	J_{zz} [kgm ²]	0.6698
l_{xx} [m]	0.0725	k_x, k_y, k_z [N/m]	5,000
l_{xz}, l_{yz} [m]	0.0150	c_x, c_y, c_z [Ns/m]	50

5. 시뮬레이션

4장에서 설계한 제어기로 시뮬레이션을 수행한다. 이때 시뮬레이션에 필요한 제어대상의 파라미터 값은 Table 1에 정리하였다. 비간섭화를 가능하게 하면서 시스템 안정성을 보장하는 피드백 제어이득은 다음과 같이 구하였다.

$$F = \begin{bmatrix} 357.7 \times 10^4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 357.7 \times 10^4 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 357.7 \times 10^4 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -400 & 0 & 673.1 \times 10^2 & 0 & 0 \\ 400 & 0 & 0 & 0 & 416.9 \times 10^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 108 \times 10^3 \\ 226.1 \times 10^2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 226.1 \times 10^2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 226.1 \times 10^2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -4 & 0 & 366.5 & 0 & 0 \\ 4 & 0 & 0 & 0 & 221.3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 577.5 \end{bmatrix} \quad (28)$$

$$G = \begin{bmatrix} 521.7 \times 10^5 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 521.7 \times 10^5 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 521.7 \times 10^5 \times 10^4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 994.4 \times 10^3 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 615.7 \times 10^3 & 0 \\ 0 & 159.6 \times 10^4 \end{bmatrix} \quad (29)$$

시뮬레이션에서, 비교평가를 위해 비간섭화 이

론을 적용하지 않고 통상적인 방법으로 상태피드백 제어척도 구하였다. 즉, 식 (26)에 주어진 LMI 조건은 만족하지만 비간섭화 조건은 만족하지 않는 상태피드백 제어기이다. (LMI-based control)

이것으로부터 수행한 시뮬레이션 결과에 대해 설명한다. 시뮬레이션 결과는 Fig. 3과 Fig. 4에 나타내었다. 먼저 Fig. 3은 위치제어성능을 나타낸다. 즉, (x, y, z) 3방향에 대한 위치와, 3축을 기준으로 한 회전각도를 목표입력으로 할 때의 입력과 출력간의 전달특성을 나타낸다.

그림에서 파선은 비간섭화를 적용하지 않은 일반적인 피드백제어척을 이용한 경우이다. 이에 대해 비간섭화 제어이론에 기반하여 구한 식 (28) 및 식 (29)의 제어이득을 적용한 경우를 실선으로 나타내었다.

비간섭화를 통해 획득하고자 하는 목표는 입력과 출력간의 전달특성이 대각행렬로 나타나도록 하는데 있다. 결과적으로 이와 같은 특성은 Fig. 3 으로부터 명확하게 확인할 수 있다. 즉, 일반적인 피드백제어척을 적용한 경우(파선)에는 전달행렬이 대각행렬 외에도 존재한다는 것을 알 수 있다.

이에 반해 비간섭화 제어이론을 적용한 경우에는 전달특성이 대각행렬로만 나타남을 알 수 있다. 이것은 비간섭화를 통해 각각의 입력이 독립적으로 출력에 나타나게 된다는 것을 의미한다.

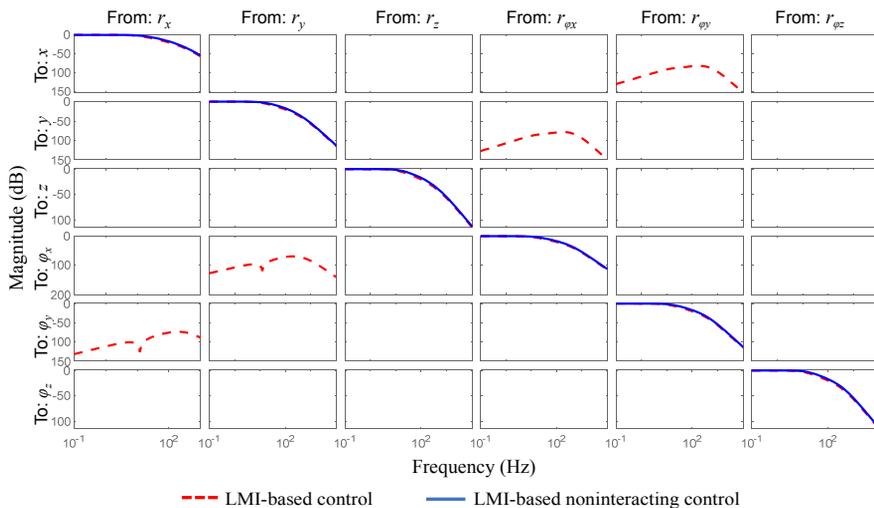


Fig. 3 Frequency responses for evaluating the positioning performance

이러한 유효한 특성을 외란억제성능평가를 통해 확인하도록 한다. Fig. 4는 제진장치가 설치된 바닥으로부터 외란인 유입될 때의 외란억제특성을 나타내고 있다. 즉, 바닥으로부터의 외란은 상판이 3축 방향으로 0.01 m 이동하고, 0.01 rad 회전하여 약 8 sec 정도 동안 그 상태가 지속되도록 하는 계단상 외란이 작용한 경우이다.

제어하지 않은 경우(붉은색 파선)에는 과도상태에서는 진동적인 특성이 나타나고, 정상상태에서도 외란의 영향이 전혀 억제되지 않았다. 그리고 비간섭화제어이론을 적용하지 않은 피드백제어의 경우에는 간섭항의 영향이 출력에 나타나는 등의 바람직하지 않는 출력특성을 보였다. 이에 반해, 비간섭화 제어기를 적용한 경우(파란색 실선)에는 간섭영향은 물론, 과도상태 및 정상상태에서도 외란의 영향이 거의 나타나지 않을 정도로 현격하게 감소되는 우수한 제어성능을 확보할 수 있음을 확인할 수 있다.

업완성도(정밀도)를 결정한다. 수동적 제진장치 기술의 한계를 극복하기 위한 많은 연구가 진행되고 있으나, 시스템의 복잡성으로 인한 문제를 해결하기 위한 다양한 방안을 모색하고 있다. 그중 가장 핵심적인 사안이 입출력 간의 상호간섭 문제이다. 즉, 하나의 입력에 대한 영향이 여러 개의 출력에 동시에 나타나게 되어 요구하는 제진성능을 달성하기가 어렵다. 그래서 본 연구에서는 입력과 출력 간의 전달특성이 독립적으로 나타나도록 하는 비간섭화 제어이론에 기반하여 제어기를 설계하였다. 결과적으로 하나의 입력에 대한 영향이 하나의 출력으로만 나타나도록 시스템이 재구성된다. 따라서 독립된 각각의 시스템에 대해 제어기를 독립적으로 설계함으로써 바람직한 제어성능 및 제진성능을 달성할 수 있었다. 또한 비간섭화와 시스템의 안정성을 동시에 만족시키는 제어기 설계법을 LMI 조건으로 제시하였으며, 시뮬레이션을 통해 제안하는 기법의 유효성을 검증하였다.

6. 결 론

본 논문에서는 정밀작업용 테이블의 외란억제성능을 개선하기 위한 새로운 능동제어기법을 제안하였다. 제진성능은 고정도작업에 있어서의 작

Author contributions

J. H. Jeong; Conceptualization. H. C. Park; Data curation. J. H. Jeong; Formal analysis. H. C. Park;

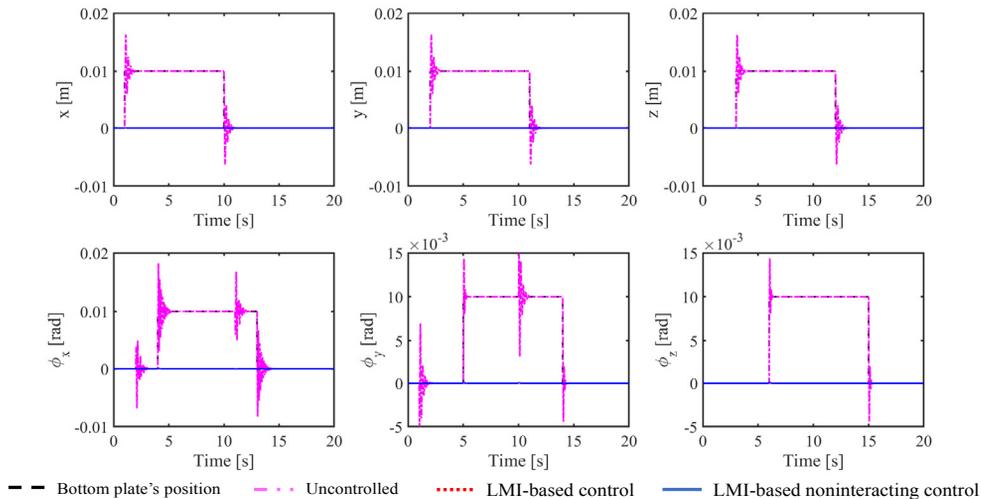


Fig. 4 Positions of the AVIS's top plate in the presence of the bottom plate movement

Funding acquisition. Y. B. Kim; Investigation. Y. B. Kim; Methodology. Y. B. Kim; Software. J. H. Jeong; Supervision. H. C. Park; Validation. H. C. Park; Writing-original draft. J. H. Jeong; Writing-review & editing.

References

1. H. G. Gil and K. S. Kim, 2010, "Development of a 6-DOF Active Vibration Isolation System Using Voice Coil Motor", Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 20, No. 7, pp. 637-643. (<https://doi.org/10.5050/KSNVE.2010.20.7.637>)
2. M. E. Hoque, T. Mizuno, M. Takasaki and Y. Ishino, 2011, "Application of Feedforward Control to A Vibration Isolation System Using Negative Stiffness Suspension", Journal of System Design and Dynamics, Vol. 5, No. 5, pp. 777-788. (<https://doi.org/10.1299/jsdd.5.777>)
3. Y. H. Shin and K. J. Kim, 2009, "Performance Enhancement of Pneumatic Vibration Isolation Tables in Low Frequency Range by Time Delay Control", Journal of Sound and Vibration, Vol. 321, No. 3-5, pp. 537-553. (<https://doi.org/10.1016/j.jsv.2008.10.030>)
4. Y. H. Shin, K. J. Kim, P. H. Chang and D. K. Han, 2010, "Three Degrees of Freedom Active Control of Pneumatic Vibration Isolation Table by Pneumatic and Time Delay Control Technique", Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 132, No. 5, pp. 051013-1-12. (<https://doi.org/10.1115/1.4001509>)
5. H. Yoshioka, Y. Takahashi, K. Katayama, T. Imazawa and N. Murai, 2001, "An Active Microvibration Isolation System for Hi-Tech Manufacturing Facilities", Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 123, No. 2, pp. 269-275. (<https://doi.org/10.1115/1.1350566>)
6. J. O. Sun and K. J. Kim, 2012, "Six-degree of Freedom Active Pneumatic Table Based on Time Delay Control Technique", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, Vol. 226, No. 5, pp. 622-637. (<https://doi.org/10.1177/0959651811428550>)
7. K. Watanabe, S. Hara, Y. Kanemitsu, T. Haga, K. Yano, T. Mizuno and R. Katamura, 1996, "Combination of H^∞ and PI Control for an Electromagnetically Levitated Vibration Isolation System", Proceedings of 35th IEEE Conference on Decision and Control, Vol. 2, pp. 1223-1228. (<https://doi.org/10.1109/CDC.1996.572661>)
8. H. Yoshioka and N. Murai, 1999, "Active Microvibration Control System by Pole Assignment Method Using Genetic Algorithm", Smart Structures and Materials 1999: Smart Structures and Integrated Systems, Vol. 3668, pp. 980-986. (<https://doi.org/10.1117/12.350774>)
9. M. Yasuda, T. Osaka and M. Ikeda, 1992, "Study of Active Isolation System with Feedforward Control", Journal of the Japanese Society of Mechanical Engineers, Vol. 58, No. 552, pp. 57-63.
10. M. Yasuda and M. Ikeda, 1993, "Double-Active Control of Microvibration Isolation Systems to Improve Performances: Application of Two-Degree-of-Freedom Control", Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol. 59, No. 562, pp. 1694-1701. (<https://doi.org/10.1299/kikaic.59.1694>)
11. M. Yasuda, T. Osaka and M. Ikeda, 1996, "Feedforward Control of a Vibration Isolation System for Disturbance Suppression", Proceedings of 35th IEEE Conference on Decision and Control, Vol. 2, pp. 1229-1233. (<https://doi.org/10.1109/CDC.1996.572662>)
12. J. M. Kim and T. K. Nam, 2013, "Study on the Control of VCM and Its Application to the Vibration Isolator", Journal of the Korean

- Society of Marine Engineering, Vol. 37, No. 1, pp. 91-98.
(<https://doi.org/10.5916/jkosme.2013.37.1.91>)
13. M. H. Kim, H. Y. Kim, H. C. Kim, D. H. Ahn and D. G. Gweon, 2016, "Design and Control of a 6-DOF Active Vibration Isolation System Using a Halbach Magnet Array", IEEE/ASME Trans. on Mechatronics, Vol. 21, No. 4, pp. 2185-2196.
(<https://doi.org/10.1109/TMECH.2016.2539349>)
 14. P. L. Falb and W. A. Wolovich, 1967, "Decoupling in the Design and Synthesis of Multivariable Control Systems", IEEE Trans. on Automatic Control, Vol. 12, No. 6, pp. 651-659.
(<https://doi.org/10.1109/TAC.1967.1098737>)
 15. J. M. Dion and C. Commault, 1993, "Feedback Decoupling of Structured Systems", IEEE Trans. on Automatic Control, Vol. 38, pp. 1132-1135.
(<https://doi.org/10.1109/9.231471>)
 16. Y. B. Kim, 1999, "A Study on a Sufficient Condition for Decoupling Control System Design", Journal of Korean Society for Power System Engineering", Vol. 3, No. 2, pp. 84-88.
 17. S. Boyd, L. E. Ghaoui, E. Feron and V. Balakrishnan, 1990, "Linear Matrix Inequalities in System and Control Theory", SIAM, Philadelphia.
 18. P. Gahinet and P. Apkarian, 1994, "A Linear Matrix Inequality Approach to H_∞ Control", International Journal of Robust and Nonlinear Control, Vol. 4, pp. 421-448.
(<https://doi.org/10.1002/rnc.4590040403>)