

엘리베이터 능동진동제어를 위한 동적 모델링 및 제어기 설계

Dynamic Modeling and Controller Design for Active Vibration Control of Elevator

김기영*·곽문규†
Ki Young Kim and Moon K. Kwak

Key Words : Active Roller Guide(능동 롤러 가이드), Linear Quadratic Regulator(LQR 제어기), Voice Coil Actuator(음성 코일 작동기), Lateral vibration(횡진동)

ABSTRACT

This paper is concerned with the active vibration control of elevator by means of the active roller guide. To this end, a dynamic model for the horizontal vibration of the elevator consisting of a supporting frame, cage and active roller guides was derived using the energy method. Free vibration analysis was then carried out based on the equations of motion. Active vibration controller was designed based on the equations of motion using the LQR theory and applied to the numerical model. Rail irregularity and wind pressure variation were considered as external disturbance in the numerical simulations. The numerical results show that the active vibration control of elevator is possible.

1. 서론

최근에 세계적으로 초고층 건축물이 증가하면서 이러한 건물들 내에서 신속한 이동을 제공할 수 있는 초고속 엘리베이터 시스템의 수요가 지속적으로 증가하고 있다. 엘리베이터의 소음과 진동은 주로 주행 중에 발생하며 이는 엘리베이터의 속도가 증가하면서 주된 문제점으로 대두되었다. 특히 주행 중에 발생하는 소음과 진동은 승객에게 불쾌감과 불안한 승차감을 제공할 뿐만 아니라 세대 내로 전달될 경우 큰 문제로 발전할 수 있다. 엘리베이터의 소음과 진동은 승차감을 결정하는 중요한 요소일 뿐만 아니라 품질의 척도로써 다루어질 수 있기 때문에 다수의 엘리베이터 업체들은 다양한 방진 대책과 더불어 이를 개선하기 위한 기술들을 개발하고 있다.

엘리베이터의 승차감을 저해하는 진동은 일반적으로 횡진동과 종진동으로 구분하며 본 논문에서는 횡진동을 억제하기 위한 엘리베이터의 동적 모델과 이에 따른 제어기 설계에 대한 내용을 다룬다. 일반적인 고속용 엘리베이터 구조는 Fig. 1 과 같다. 승객들은 케이지에 탑승을 하며 케이지는 내부나 외부에서 전달되는 진동을 줄이기 위해 프레임과 방진고무가 연결된 형태로 설계되어 있다. 롤러 가이드는 가이드 레일에 접촉하여 바퀴와 같은 역할을 담당한다. 그리고 가이드 레일에서 전달되는 진동을 흡수하기 위하여 감쇠 장치가 부착되어 있다.

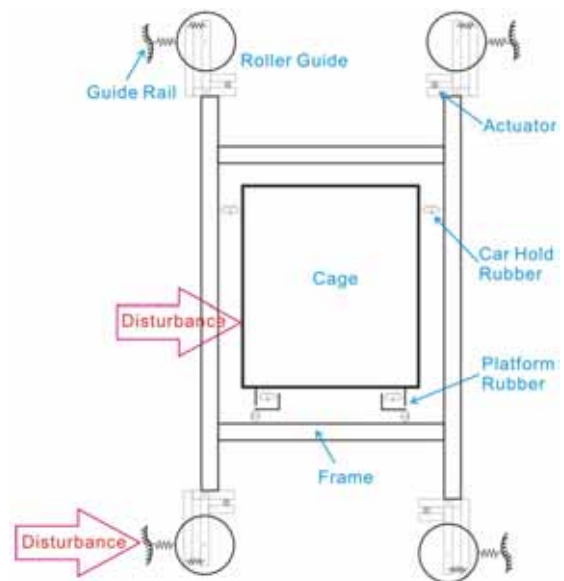


Fig. 1 Structure of Elevator

고속으로 운행 중인 엘리베이터의 횡진동을 유발하는 외부적인 요인으로 레일의 단차와 풍압을 예로 들 수 있다. 엘리베이터는 승강로에 설치된 가이드 레일을 따라서 수직으로 운행하기 시스템이기 때문에 가이드 레일과 레일 사이의 연결된 부분이나 휘어진 레일 위를 주행할 경우 엘리베이터에서 횡진동이 발생할 수 있다. 그리고 두 대의 엘리베이터가 서로 교차 할 때 풍압의 영향으로 인하여 횡진동이 발생할 수 있다. 따라서 이러한 문제를 최소화하기 위해 승객에 의한 가이드 레일의 정확한 설치나 가이드 롤러에 감쇠 장치를 부착하여 가이드 레일의 단차에 의한 엘리베이터의 횡진동을 저감해 왔고 유선형 케이지 등을 설계하여 풍압에 의한 영향을 최

† 교신저자; 동국대학교 기계공학과
E-mail : kwakm@dongguk.edu
Tel : (02) 2260-3705, Fax : (02) 2263-9379
* 동국대학교 기계공학과 대학원,
현 (주)현대엘리베이터

소화하고자 시도하였다.

그러나 이러한 수동적인 방법으로 초고속 엘리베이터와 쾌적한 승차감을 양립하기에는 제한적인 요소들이 존재한다. 따라서 풍압이나 레일의 단차와 같은 외란에 대하여 능동적으로 대응하는 진동제어 장치가 필요하다. 다수의 엘리베이터 업체들은 다양한 작동기(AC Servo Motor, Electromagnet, Voice Coil Actuator 등)를 엘리베이터에 적용하여 업체 고유의 횡진동 제어 기술을 개발하고 있다. Teshima et al.[1][2]은 엘리베이터 프레임 바닥에 AC 서보 모터와 볼 스크류를 이용한 AMD(Active Mass Damper) 시스템을 구현해 외란에 대하여 능동적으로 작동하는 진동 제어장치를 연구하였다. Okada et al.[3]은 방진고무로 연결된 케이지와 프레임 사이에 AC 서보 모터와 볼 스크류를 장착하고 케이지에 부착된 가속도 센서 신호를 피드백하여 횡진동을 저감하는 제어장치에 대하여 연구하였다. 이와 유사한 방법으로 Funai et al.[4]은 하드웨어적으로 복잡한 AC 서보 모터 대신 전자석을 이용한 진동 저감 장치를 제안하였다. 프레임에는 요철을 설치하고 케이지에는 전자석을 고정시켜 진동을 저감하는 장치로 중력 방향을 Z 축이라고 가정할 때 전자석의 단순한 배열을 통해 X 축과 Y 축 진동을 제어한다. Utsunomiya et al.[5]는 자체적으로 개발한 VCA(Voice Coil Actuator)를 롤러 가이드에 부착하여 가이드 레일에서 전달되는 진동을 효과적으로 제진하는 장치를 연구하였다. Inaba et al.[6]은 가이드 레일에 근접한 엘리베이터 프레임에 전자석을 부착하고 가이드 레일과 프레임 간의 거리를 측정하여 프레임의 진동을 제어하는 장치를 연구하였다. Noguchi et al.[7]는 VCA 대신 AC 서보 모터와 볼 스크류를 롤러 가이드에 장착하여 횡진동을 제어하는 능동 진동 제어 장치를 제안하였다. 이와 같은 국외 연구에 비해 국내에서는 아직 엘리베이터의 능동진동제어에 대해 연구가 수행된 바 없다.

따라서 본 연구에서는 먼저 엘리베이터의 횡진동을 제어하기 위한 동적 모델링을 에너지 방법을 이용해 유도하고 수치모사를 통해 엘리베이터의 고유진동수와 고유 모드를 계산하여 진동 특성을 분석하였다. 동적 모델을 기반으로 LQR(Linear Quadratic Regulator) 제어기를 설계하여 능동진동제어기로 사용하였다. 가이드 레일의 단차나 휨 영향으로 야기되는 외란과 풍압에 의한 외란을 고려하여 이들 외란이 가해질 경우 엘리베이터의 응답을 계산하였다. 그리고 제어기가 작동하는 경우의 응답을 계산해 비교하였다. 계산 결과는 외란에 의해 가진된 엘리베이터의 횡진동이 능동적으로 저감되어 케이지와 프레임의 좌우 회전 진동이 모두 억제되는 것을 보여준다.

2. 엘리베이터 동적 모델링

엘리베이터의 동적 모델링을 유도하기 위해 Fig. 1의 실제시스템을 Fig. 2와 같은 수학적모델로 변환하였다. 가이드 롤러의 외륜은 고무로 입혀져 있기 때문에 케이지를 지지하는 방진 고무와 함께 스프링-댐퍼로 가정 하였다.

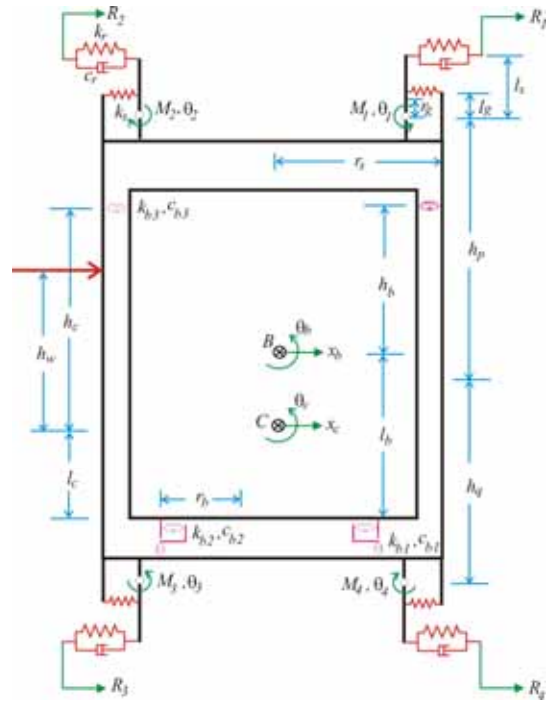


Fig. 2 Mathematical Model for Elevator Vibration

Fig. 2의 동적 모델에 대해 운동에너지와 탄성에너지, 그리고 가상일을 유도하면 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned}
 T = & \frac{1}{2} m_c \dot{x}_c^2 + \frac{1}{2} J_c \dot{\theta}_c^2 + \frac{1}{2} m_b \dot{x}_b^2 + \frac{1}{2} J_b \dot{\theta}_b^2 \\
 & + \frac{1}{2} m_g [\dot{x}_c - (h_p + r_g) \dot{\theta}_c - r_g \dot{\theta}_1]^2 + \frac{1}{2} J_g (\dot{\theta}_c + \dot{\theta}_1)^2 \\
 & + \frac{1}{2} m_g [\dot{x}_c - (h_p + r_g) \dot{\theta}_c + r_g \dot{\theta}_2]^2 + \frac{1}{2} J_g (-\dot{\theta}_c + \dot{\theta}_2)^2 \quad (1) \\
 & + \frac{1}{2} m_g [\dot{x}_c + (h_q + r_g) \dot{\theta}_c + r_g \dot{\theta}_3]^2 + \frac{1}{2} J_g (\dot{\theta}_c + \dot{\theta}_3)^2 \\
 & + \frac{1}{2} m_g [\dot{x}_c + (h_q + r_g) \dot{\theta}_c - r_g \dot{\theta}_4]^2 + \frac{1}{2} J_g (-\dot{\theta}_c + \dot{\theta}_4)^2
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
V &= \frac{1}{2}(2k_{b1})r_b^2(\theta_b - \theta_c)^2 \\
&+ \frac{1}{2}(2k_{b2})(x_b + l_b\theta_b - x_c - l_c\theta_c)^2 \\
&+ \frac{1}{2}(2k_{b3})(x_b - h_b\theta_b - x_c + h_c\theta_c)^2 \\
&+ \frac{1}{2}k_s l_s^2 \theta_1^2 + \frac{1}{2}k_r [R_1 - (x_c - (h_p + l_g)\theta_c - l_g\theta_1)]^2 \\
&+ \frac{1}{2}k_s l_s^2 \theta_2^2 + \frac{1}{2}k_r [R_2 - (x_c - (h_p + l_g)\theta_c + l_g\theta_2)]^2 \\
&+ \frac{1}{2}k_s l_s^2 \theta_3^2 + \frac{1}{2}k_r [R_3 - (x_c + (h_q + l_g)\theta_c + l_g\theta_3)]^2 \\
&+ \frac{1}{2}k_s l_s^2 \theta_4^2 + \frac{1}{2}k_r [R_4 - (x_c + (h_q + l_g)\theta_c - l_g\theta_4)]^2 \\
\delta W &= M_1 \delta\theta_1 + M_2 \delta\theta_2 + M_3 \delta\theta_3 + M_4 \delta\theta_4 \\
&+ f_w (\delta x_c - h_w \delta\theta_c)
\end{aligned} \quad (2)$$

여기서 m_c , m_b , m_g 는 프레임, 케이지, 롤러 가이드의 질량을 나타내며, J_c , J_b , J_g 는 프레임, 케이지, 가이드 롤러의 질량중심에 관한 질량관성모멘트를 나타낸다. k_s , k_r , k_{b1} , k_{b2} , k_{b3} 는 Fig. 2 에 보이는 스프링의 강성을 나타내며, c_s , c_r , c_{b1} , c_{b2} , c_{b3} 는 점성감쇠계수를 나타낸다. 나머지 변수들은 Fig. 2 에 나타난 체원들이다. 식(1), 식(2), 식(3)을 라그랑지 방정식에 대입하면 다음과 같은 운동방정식이 유도된다.

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = B_c f_c + f_r + B_w f_w \quad (4)$$

여기서 $x = [x_c \ \theta_c \ x_b \ \theta_b \ \theta_1 \ \theta_2 \ \theta_3 \ \theta_4]^T$ 는 프레임, 케이지의 횡방향 변위와 회전각, 그리고 각 롤러 가이드의 회전각으로 이루어진 벡터를 나타낸다. $f_c = [M_1 \ M_2 \ M_3 \ M_4]^T$ 는 각 롤러 가이드에 작용하는 제어 모멘트로 구성되는 제어력벡터이고 f_r 는 가이드 레일의 변형으로 인한 외력, f_w 는 공기 압력 변동으로 인한 교란을 의미한다. 그리고 각 행렬 및 벡터는 다음과 같다.

$$M = \begin{bmatrix} M_{11} & M_{12} & 0 & 0 & -M_{15} & M_{15} & M_{15} & -M_{15} \\ M_{12} & J_{ct} & 0 & 0 & J_{gt} & -J_{gt} & J_{gs} & -J_{gs} \\ 0 & 0 & m_b & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_b & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -M_{15} & J_{gt} & 0 & 0 & J_{gg} & 0 & 0 & 0 \\ M_{15} & -J_{gt} & 0 & 0 & 0 & J_{gg} & 0 & 0 \\ M_{15} & J_{gs} & 0 & 0 & 0 & 0 & J_{gg} & 0 \\ -M_{15} & -J_{gs} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_{gg} \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$C = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & C_{14} & C_{15} & C_{16} & C_{17} & C_{18} \\ C_{12} & C_{22} & C_{23} & C_{24} & C_{25} & C_{26} & C_{27} & C_{28} \\ C_{13} & C_{23} & C_{33} & C_{34} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ C_{14} & C_{24} & C_{34} & C_{44} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ C_{15} & C_{25} & 0 & 0 & C_{55} & 0 & 0 & 0 \\ C_{16} & C_{26} & 0 & 0 & 0 & C_{66} & 0 & 0 \\ C_{17} & C_{27} & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{77} & 0 \\ C_{18} & C_{28} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{88} \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$K = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & K_{13} & K_{14} & K_{15} & K_{16} & K_{17} & K_{18} \\ K_{12} & K_{22} & K_{23} & K_{24} & K_{25} & K_{26} & K_{27} & K_{28} \\ K_{13} & K_{23} & K_{33} & K_{34} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ K_{14} & K_{24} & K_{34} & K_{44} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ K_{15} & K_{25} & 0 & 0 & K_{55} & 0 & 0 & 0 \\ K_{16} & K_{26} & 0 & 0 & 0 & K_{66} & 0 & 0 \\ K_{17} & K_{27} & 0 & 0 & 0 & 0 & K_{77} & 0 \\ K_{18} & K_{28} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & K_{88} \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$B_c = \begin{bmatrix} 0_{4 \times 4} \\ I_4 \end{bmatrix}, \quad B_w = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 1 \ -h_w \ 0 \ 0]^T \quad (8)$$

$$f_r = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^4 (c_r \dot{R}_i + k_r R_i) \\ f_{r\theta} \\ 0 \\ 0 \\ f_{r1} \\ f_{r2} \\ f_{r3} \\ f_{r4} \end{bmatrix} \quad (9)$$

여기서

$$\begin{aligned}
M_{11} &= m_c + 4m_g, \quad M_{12} = 2m_g(h_q - h_p), \quad M_{15} = m_g r_g \\
J_{ct} &= J_c + 4J_g + 2m_g(h_p + r_g)^2 + 2m_g(h_q + r_g)^2 \\
J_{gt} &= J_g + m_g r_g(h_p + r_g), \quad J_{gs} = J_g + m_g r_g(h_q + r_g) \\
J_{gg} &= J_g + m_g r_g^2,
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
f_{r\theta} &= -\sum_{i=1}^2 (c_r(h_p + l_g)\dot{R}_i + k_r(h_p + l_g)R_i) \\
&+ \sum_{i=3}^4 (c_r(h_q + l_g)\dot{R}_i + k_r(h_q + l_g)R_i) \\
f_{ri} &= -c_r l_g \dot{R}_i - k_r l_g R_i, \quad i = 1, 4, \\
f_{ri} &= c_r l_g \dot{R}_i + k_r l_g R_i, \quad i = 2, 3
\end{aligned} \quad (10)$$

식 (4)는 제어기 설계에 적합하지 못하다. 제어기 설계를 위해 상태방정식으로 변환하면 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\dot{z} = \bar{A}z + \bar{B}f_c + d \quad (11)$$

여기서

$$\bar{A} = \begin{bmatrix} 0 & I \\ -M^{-1}K & -M^{-1}C \end{bmatrix}, \bar{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ M^{-1}B_c \end{bmatrix} \quad (12a,b)$$

$$d = \begin{bmatrix} 0 \\ M^{-1}(f_r + B_w f_w) \end{bmatrix} \quad (12c)$$

식 (11)에 다음과 같은 성능지수를 고려해보자.

$$J = \frac{1}{2} \int_0^{\infty} (z^T Q z + f_c^T R f_c) dt \quad (13)$$

여기서 Q , R 은 상태벡터와 제어력의 가중치를 결정하는 행렬이다. LQR 제어 이론을 적용하는 경우 제어력은 다음과 같이 표현된다.

$$f_c = -G_c z \quad (14)$$

여기서 G_c 는 이득행렬을 나타낸다.

3. 수치해석

수치해석을 위해 다음 값을 사용하였다. $m_c = 3000\text{kg}$, $m_b = 500\text{kg}$, $m_g = 10\text{kg}$, $J_c = 20000\text{kgm}^2$, $J_b = 3500\text{kgm}^2$, $J_g = 10\text{kgm}^2$, $r_g = 0.2\text{m}$, $r_b = 0.7\text{m}$, $r_s = 0.9\text{m}$, $l_g = 0.3\text{m}$, $l_s = 0.4\text{m}$, $h_p = 3.5\text{m}$, $h_q = 2.5\text{m}$, $h_b = 2\text{m}$, $h_c = 3\text{m}$, $l_b = 1\text{m}$, $l_c = 1\text{m}$, $k_s = 55 \times 10^3 \text{ N/m}$, $k_r = 65 \times 10^4 \text{ N/m}$, $k_{b1} = 12 \times 10^5 \text{ N/m}$, $k_{b2} = 20 \times 10^5 \text{ N/m}$, $k_{b3} = 65 \times 10^4 \text{ N/m}$, $c_s = 0.02k_s$, $c_r = 0.001k_r$, $c_{b1} = 0.02k_{b1}$, $c_{b2} = 0.02k_{b2}$, $c_{b3} = 0.02k_{b3}$. 그리고 식 (14)의 이득 행렬 계산을 위해 $Q = 1000I_4$, $R = 10^{-7}I_4$ 를 고려하였다.

이 수치값을 이용해 자유진동해석을 수행한 결과 처음 세개의 고유진동수가 각각 1.46, 1.85, 9.39 Hz 으로 계산되었다. 각각의 고유진동수에 대한 고유진동모드가 Figs. 3, 4, 5 와 같다.

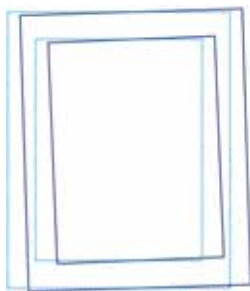


Fig. 3 1st Mode : 1.46Hz

첫 번째 고유진동모드인 Fig.3 을 살펴보면 엘리

베이터의 1 차 모드는 좌우 병진운동으로 프레임과 케이지가 동일한 방향으로 움직이는 것을 확인 할 수 있다. 2 차 고유진동모드를 보여주는 Fig. 4 는 케이지와 프레임이 동일한 방향으로 회전 운동하는 즉, in-phase 운동을 보여준다. 3 차 고유진동모드를 보여주는 Fig. 5 는 회전운동이 서로 엇갈리는 즉 out-of-phase 운동을 보여준다.

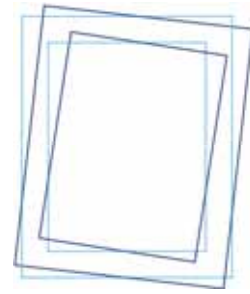


Fig. 4 2nd Mode : 1.85Hz

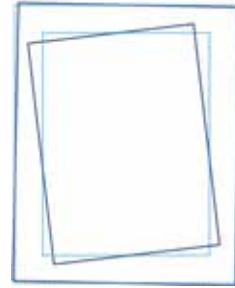


Fig. 5 3rd Mode : 9.39Hz

레일의 단차로 인한 엘리베이터의 진동을 조사하기 위해 엘리베이터의 속력이 10 m/s 이고 단차의 길이가 1m 이며 단차가 반사인파형태로 되어있고 단차 중앙의 높이를 2mm 로 가정하였다. 이 경우 제어를 가하지 않은 경우와 제어를 가한 경우의 수치계산 결과는 Fig. 6 와 같다.

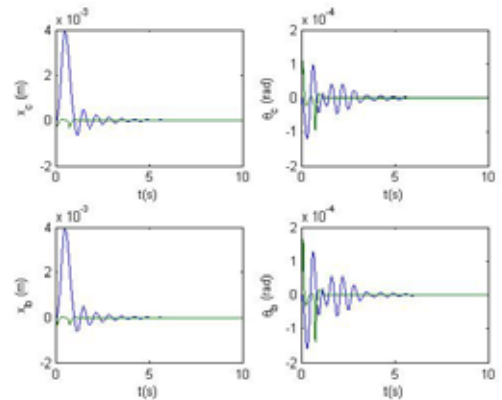


Fig. 6 Uncontrolled and Controlled Responses of Elevator by Rail Irregularity

Fig. 6 에서 알 수 있듯이 단차로 인해 변위가 발생하고 시간이 흐르면서 진동하는 것을 알 수 있다. 그러나 제어기가 작동하는 경우 단차로 인한 진동이

억제됨을 알 수 있다.

풍압 변동으로 인한 엘리베이터의 진동을 조사하기 위해 풍압이 1 초 동안 다음과 같이 작용한다고 가정하고 수치계산을 수행하였다.

$$h_w = 1 - 0.8t, \quad f_w = 1000 \sin(\pi t) \quad (15)$$

이 경우 시스템의 응답은 Fig. 7 과 같다.

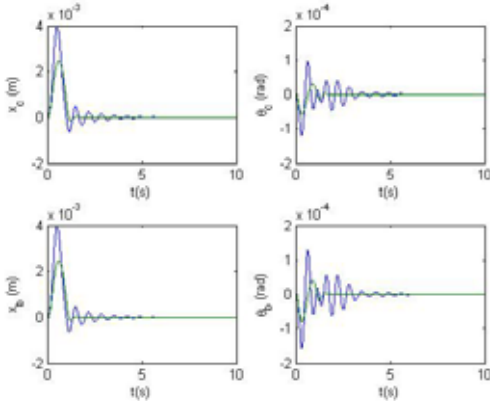


Fig. 7 Uncontrolled and Controlled Responses of Elevator by Wind Pressure Variation

Fig. 7 은 풍압으로 인해 엘리베이터가 초기에 크게 흔들리면서 진동하게 됨을 보여준다. 제어기가 작동하는 경우 초기 변위의 크기는 어느 정도 줄어들지만 완전히 억제하지 못함을 보여준다. 그 이유는 LQR 제어기가 전체 시스템의 감쇠를 증가시키기는 하지만 외부 교란에 대응하기에는 부족하기 때문이다. 외부 교란이 예측 가능한 경우 Feed Forward 형태의 제어기를 동시에 사용하면 이와 같은 변위를 감소시킬 수 있을 것으로 예상된다.

4. 실험 장치 제작

실제 엘리베이터의 좌우 횡진동을 제어하기 위해서 Fig. 8 과 같은 능동 롤러 시스템을 개발하였다. 능동 롤러 시스템은 리니어 가이드에 지지되어있는 Voice Coil Actuator 와 롤러 바퀴, 지지 스프링으로 구성되어있다. 기존의 롤러 가이드에 Fig. 9 에 보이는 것과 같은 능동 시스템을 추가하여 능동 롤러 가이드를 구현하였다. 이 시스템은 엘리베이터의 하부 좌우측에 장착될 예정이다. 센서로는 500mV/g 의 출력력을 갖는 Endveco 사의 가속도계를 사용할 예정이고 제어알고리즘을 구현할 컨트롤러로는 하드웨어 제어에 최적화된 것으로 알려진 DSP2812 를 사용하였다. DSP2812 의 ADC 는 12 비트의 분해능을 가지고 있으며 제어기는 내부 타이머를 사용하여 정확하게 1kHz 로 구동시킬 수 있다. 억제하고자 하는 엘리베이터의 진동 영역은 10Hz 미만으로 이 정도의 샘플링 속도로 충분히 디지털 제어를 구현할 수 있을 것으로 판단된다. 실제 문제는 VCA 반응 속도인데 시험 결과 15Hz 까지 구동이 가능함을 확인하였다.

Fig. 10 은 능동롤러가이드, 가속도계와 부속 전자

회로 그리고 컨트롤러로 구성된 피드백 시스템을 보여주고 있다. VCA 구동 앰프에 과부하가 걸리는 것을 방지하기 위해 DC 전류 센서를 사용하여 구동 앰프에서 제공하는 전류를 관찰하는 회로를 추가하였다. 이를 이용해 능동 롤러 가이드에 10A 가 넘어가는 전원이 공급이 되면 DSP2812 가 이를 감지하여 컨트롤러가 작동하지 않도록 지령을 내리도록 프로그램을 작성하였다. 이와 같은 실제 시스템에 적용하여 엘리베이터의 능동진동제어 실험을 수행할 예정이다.



Fig. 8 Active Roller Guide

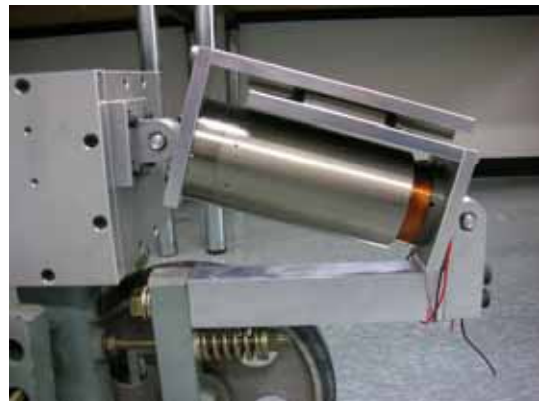


Fig. 9 Voice Coil Actuator mounted on Linear Guide

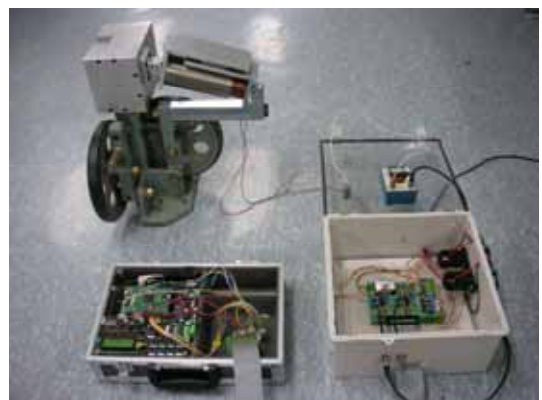


Fig. 10 Active Control System for Elevator Vibration

5. 토의 및 결론

본 연구에서는 먼저 엘리베이터의 횡진동을 제어하기 위한 동적 모델링을 에너지 방법을 이용해 유도하고 수치모사를 통해 엘리베이터의 고유 진동수와 고유 모드를 계산하여 진동 특성을 분석하였다. 현재 실제 엘리베이터의 보다 정확한 고유진동 특성을 예측하기 위해 설계도를 바탕으로 물성치를 유도하고 있는 중이다.

본 연구에서는 이론 모델을 대상으로 LQR 제어기를 설계하여 수치적으로 능동진동제어기의 성능을 조사하였다. 그러나 엘리베이터의 프레임 침 케이지의 횡진동변위와 각운동 및 그 속도를 모두 계측할 수 있는 감지기와 모든 롤러 가이드의 각변위와 각속도를 계측할 수 있는 감지기를 필요로 하기 때문에 LQR 제어기의 실제 적용은 불가능하다. 따라서 일부 변위 또는 가속도를 계측하여 제어력을 산정할 수 있는 제어기의 설계가 필요하다.

외부 교란의 영향을 조사하기 위해 레일의 단차로 인한 엘리베이터의 응답과 풍압 변동으로 인한 엘리베이터의 응답을 수치적으로 계산하였다. 단차와 풍압으로 인한 엘리베이터의 응답에 대한 수치계산 결과는 실제 엘리베이터의 응답과 유사한 형태를 보여준다. 또한 LQR 제어기를 적용하는 경우 이들 응답이 효과적으로 억제됨을 보여주어 능동진동제어의 구현 가능성을 확인할 수 있었다.

능동진동제어기의 실제 구현을 위해 Voice Coil Actuator 를 이용해 능동 롤러 가이드 시스템을 설계 제작하였다. 능동 롤러 가이드 시스템의 센서로 가속도계를 고려하였으며 가속도 입력을 통해 Voice Coil Actuator 가 구동됨을 확인하였다. 향후 이 시스템을 실제 엘리베이터에 적용하여 능동진동 제어를 시도할 예정이다.

6. 후기

이 연구는 (주)현대 엘리베이터의 위탁과제 “초고속 엘리베이터용 횡진동 제어기의 개발”로 수행되었다. 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

(1) N. Teshima, K. Kamimura., M. Magai, S. Kou and T. Kamada, 1999, “ Vibration control of ultra high speed elevator by active mass damper(1st Report, Study by Optimal Control Theory)” , Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineers(Series C), Vol. 65, No. 637, pp. 3479~3485.

(2) N. Teshima, K. Kamimura, M. Magai, S. Kou

and T. Kamada, 2000,” Vibration control of ultra high speed elevator by active mass damper(2nd Report, Experiments using a Full-Scale Test Facility)” , Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineers(Series C), Vol. 66, No. 647, pp. 2181~2186.

(3) Y. Yamazaki, M. Tomisawa, K. Okada and Y. Sugiyama, 1994,” Vibration control of super high speed elevators” , Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineers(Series C), Vol. 60, No. 579, pp. 3776~3781.

(4) K. Fumai, H. Araki and J. Higaki, 2001,” Control technology of elevators for ultra high rise buildings” , Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineers(Series C), Vol. 104, No. 997, pp. 834~837.

(5) K. Utsunomiya, K. Okamoto, T. Yumyra and Y. Sakuma, 2005,” Vibration control of high speed elevators taking account of electricity consumption reduction” , Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineers(Series C), Vol. 5, No. 52, pp. 109~112.

(6) H. Inaba, M. Shigeta, T. Ando, A. Nokita and M. Konya, 1994,” Attitude control system of a super high speed elevator car based on magnetic guides” , Proc. of International Conference on Industrial Electronics, Control and Instrumentation, Vol. 2, pp. 1028~1033.

(7) N. Noguchi, A. Arakawa, K. Miyata and H. Fukata, 2006,” Development of active vibration control for high speed elevators by operational model analysis” , Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineers(Series C), Vol. 6, No. 52, pp. 187~190.