

셀프레벨링 시스템을 위한 변위적분 피드백 제어 연구

Integrated Displacement Feedback Control of a Self-levelling System

이 영 섭†

Young-Sup Lee

(2008년 9월 30일 접수 ; 2008년 11월 6일 심사완료)

Key Words : Self-levelling(셀프레벨링), Integrated Displacement Feedback Control(변위적분 피드백 제어), Air Spring(공기스프링), Quasi-static Loading(준정적하중), Nonlinear Control(비선형제어)

ABSTRACT

This paper presents a self-levelling system for a mass, which undergoes a severe acceleration, with integrated displacement feedback control. After a general description of such a system, theoretical analysis is investigated to design an active control device. The self-levelling system can be used to reduce the “quasi-static” deflection while isolating the “dynamic” vibration. A computer simulation model of 45 kg with two air spring mounts is considered to predict the performance of the control system. Important control parameters were acquired to meet the requirement of the system. The results showed the controller can reduce the displacement of the mass to the level of about 1/5 after control. Thus the self-levelling system can be applied usefully to reduce the displacement of a mass which experiences a high g dynamics.

1. 서 론

자동차, 선박, 기차, 항공기 등과 같은 운반체는 작동중에 내부적 요인 또는 외란 등으로 인해 다양한 운동에 항상 노출이 되어 있다. 특히 민감한 전자장비를 적재하고 있을 경우 진동으로부터 장비를 격리시키는 것이 요구되기도 하는데, 이때 수동적 및 능동적인 진동격리 시스템(passive and active vibration isolation system)을 필요로 한다⁽¹⁻³⁾.

또한 운반체의 갑작스런 운동으로 인해 급격한 가속도 운동을 수반하는 경우 적재된 장비들은 높은 수준의 “준정적 하중(quasi-static loading)”을 경험하는데, 특히 민감한 장비들은 이러한 하중을 무력화하는 장치가 요구되기도 한다⁽³⁾.

이 논문은 이러한 급격한 가속도로 인한 준정적

하중으로부터 민감한 장비를 보호하기 위한 능동적 셀프레벨링(self-levelling) 제어 시스템에 관한 연구를 다루고 있다.

Horning과 Schubert는 자동차 등의 다양한 운반체에 대한 응용 및 “상당히 긴 시간 동안 사실상 일정한 가속도가 유지되는 물체”에 대한 셀프레벨링의 필요성에 대해 언급하였다⁽³⁾.

셀프레벨링 제어시스템에서는 액추에이터로 공기스프링, 고압공급탱크, 배관, 제어밸브 등을 포함하는 공기 서스펜션 시스템(air suspension system)이 흔히 사용된다⁽³⁻⁵⁾. 이것은 장비의 중량과 예상되는 가속도의 크기를 고려하면 전통적인 가진기(electromagnetic shaker), 압전 액추에이터(piezoelectric actuator) 또는 자기변형 액추에이터(magneto-strictive actuator)는 힘이나 변위가 요구조건을 충족시키지 못하기 때문이다⁽²⁾.

셀프레벨링 제어시스템은 그 작동이 장비의 변위 신호를 센서로 탐지한 뒤, 그 변위를 적분(integrated displacement)하여 공기스프링과 같은 액추에

† 교신저자; 정회원, 인천대학교 멀티미디어시스템공학과
E-mail : ysl@incheon.ac.kr
Tel : (032)770-8656, Fax : (032)770-8760

이더로 피드백 시킴으로써 구현이 가능하다.

이 논문의 관심사항이 준정적 영역인 저주파에서의 베이스 시스템과 이것과 마운트를 통해 연결된 장비와의 상대적 변위를 제어하는 것으로, 마운트의 강성을 증가시키지 않으면서 그 정적 처짐을 감소시키려고 한다.

그래서, 이 연구는 외부 및 내부로부터 발생된 진동을 차단하는 방진시스템(vibration isolation system)과는 확연히 구분된다⁽⁵⁾.

이 논문의 구성은 2절에서 셸프레벨링 시스템의 이론적 연구에 대해 기술하였고, 3절에서는 수치계산을 위한 모델링 그리고 4절에서는 수치계산 결과 및 분석을 수행하였다.

2. 셸프레벨링 제어시스템

2.1 능동적 셸프레벨링(active self-levelling)

Fig. 1에는 강성 k 와 감쇠 c 를 가진 수동적 서스펜션 위에 놓여진 질량 m 에 대한 셸프레벨링 시스템을 나타내었다.

셸프레벨링 시스템에서는 두 가지의 중요한 응답을 계산할 필요가 있다. 하나는 가속도 운동에 의해 장비에 작용하는 힘에 대한 장비의 응답, 그리고 다른 하나는 베이스 진동(w_1)에 대한 장비의 응답 w_2 , 즉 전달률(transmissibility)이다⁽¹⁾. 만약 $w_1=0$ 이면, Fig. 1과 같은 시스템의 운동은 다음과 같은 미분방정식으로 기술된다.

$$m\ddot{w}_2 + c\dot{w}_2 + kw_2 + g_I \int w_2 dt = f_m, \quad (1)$$

여기서 g_I 는 변위적분 피드백이득이고, f_m 은 질량에 작용하는 가속도에 의한 외력이다. 이 시스템을

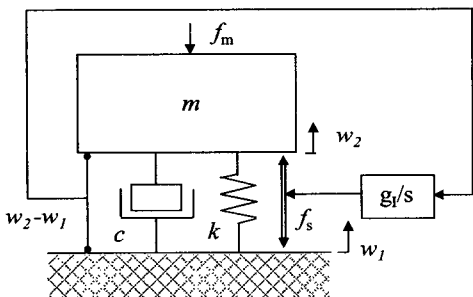


Fig. 1 Schematic diagram of the self-levelling system

s -영역에서 표현하면, 가속도로 인한 외력 $F_m(s)$ 와 장비의 변위 $W_2(s)$ 사이의 전달함수는 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{W_2(s)}{F_m(s)} = \frac{s}{ms^3 + cs^2 + ks + g_I}. \quad (2)$$

만약, 변위적분 피드백이 작동되지 않는다면, 즉 $g_I=0$, 장시간에 걸친 가속도에 의한 “정적(static)” 외력에 대한 장비의 응답은 아래와 같다.

$$\lim_{\omega \rightarrow 0} \frac{W_2(j\omega)}{F_m(j\omega)} = \frac{1}{k} \quad \text{if } g_I = 0 \quad (3)$$

이것은 보통의 정적변위를 뜻하나, 변위적분 피드백이 작동될 때 응답은 식(4)와 같이 표현된다.

$$\lim_{\omega \rightarrow 0} \frac{W_2(j\omega)}{F_m(j\omega)} = 0 \quad \text{if } g_I > 0 \quad (4)$$

그래서, 피드백 제어기의 서보 동작으로 어떤 “정적” 하중에 대해서도 보상을 할 수 있다.

변위적분 피드백 시스템은 무조건적으로 안정적이지는 않으므로, Routh-Hurwitz 판별법을 이용하여 안정성 조건을 계산하면 다음이 얻어진다⁽⁶⁾.

$$g_I < ck/m \quad \text{또는} \quad g_I < 2\zeta\omega_n k. \quad (5)$$

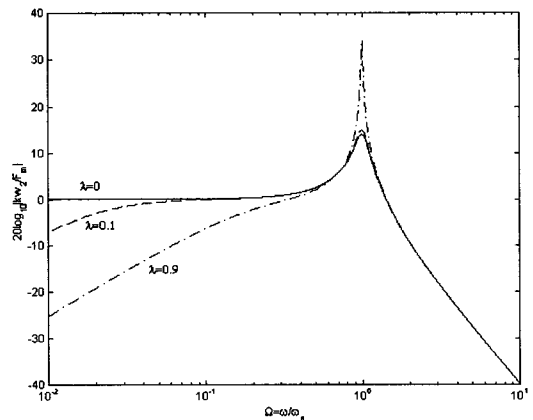


Fig. 2 Normalized mass displacement per unit force against frequency with $\zeta = 0.1$ and normalized feedback gains of 0(solid), 0.1(dashed) and 0.9(dotted)

이때 ζ 는 감쇠비이고, $\omega_n = \sqrt{k/m}$ 는 공진주파수이다. 그래서, 무차원 변위적분 이득은 아래와 같이 정의 될 수 있다.

$$\lambda = \frac{g_I}{2\zeta\omega_n k} \quad (6)$$

즉, 피드백 제어의 안정성을 갖기 위해서는 $\lambda < 1$ 을 만족해야 한다. 가속도 운동으로 인한 외력과 장비의 변위 사이의 정규화된 주파수응답은 다음과 같이 유효 컴플라이언스(effective compliance)로 기술할 수 있다.

$$C = \frac{kW_2(j\omega)}{F_m(j\omega)} = \frac{1}{1 - \Omega^2 + 2j\zeta(\Omega - \lambda/\Omega)} \quad (7)$$

여기서 $\Omega = \omega/\omega_n$ 은 무차원 주파수이다. 식 (7)의 주파수 응답은 Fig. 2에 나타냈는데, 이때 수동적 감쇠비는 $\zeta = 0.1$ 로 가정하였고 정규화된 적분 피드백 이득은 $\lambda = 0, 0.1, 0.9$ 이다. Fig. 2는 이러한 제어시스템의 준정적 응답은 변위제어에 의해 감소될 수 있음을 보여준다. 그러나 이 시스템은 제어이득 λ 가 증가하면 제어가 적용되지 않을 때에 비해서 진폭이 급격히 증가되어 진동력리장치의 감쇠를 줄이는 부작용도 나타난다.

즉, 셀프레벨링 시스템은 변위적분 피드백 제어를 통해서 공진주파수의 “동적(dynamic)” 진동을 격리시키면서 동시에 상대적으로 매우 낮은 주파수의

“정적(static)” 변위를 감소시키는 것이다.

비록 유효 컴플라이언스가 감소되지만, $\Omega \ll 1$ 과 같은 준정적 주파수영역에서는 $C = -\Omega/2j\zeta\lambda$ 로 표현되며, C 의 감소에 따라 유효 강성(effective stiffness)은 증가하게 된다. 공진주파수 ($\Omega = 1$)에서는 $C = 1/2j\zeta(1 - \lambda)$ 가 되어 유효 감쇠비가 변위적분 피드백에 의해 감소하게 된다.

3. 수치계산 모델링

3.1 셀프레벨링 제어시스템 모델링

이 절에서는 Fig. 3과 같은 능동적 셀프레벨링을 위한 피드백 제어 시스템의 모델링을 한다. 이것은 2개의 마운트를 가진 질량 m 이 상하 및 회전운동에 노출되었을 때 이를 변위적분 피드백으로 셀프레벨링을 위한 제어시스템이다.

만약 Fig. 3의 피드백 루프가 없고 변위가 미소하다면, 운동방정식은 아래와 같이 주어진다⁽⁷⁾.

$$\begin{aligned} m\ddot{w} + (c_1 + c_2)\dot{w} + (k_1 + k_2)w - (c_1l_1 - c_2l_2)\dot{\theta} \\ - (k_1l_1 - k_2l_2)\theta = F_m \\ I\ddot{\theta} + (c_1l_1^2 + c_2l_2^2)\dot{\theta} + (k_1l_1^2 + k_2l_2^2)\theta - (c_1l_1 - c_2l_2)\dot{w} \\ - (k_1l_1 - k_2l_2)w = M_m \end{aligned} \quad (8)$$

이때 F_m 과 M_m 은 각각 무게중심점에 작용하는 수직방향의 힘과 회전모멘트이다. 두 마운트 지점에

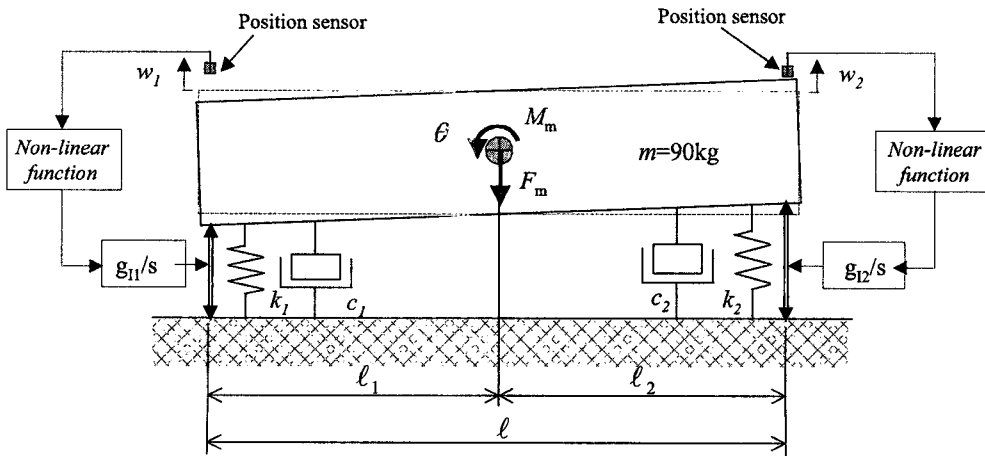


Fig. 3 Schematic diagram of an integrated displacement feedback system for self-levelling control

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{k_1+k_2}{m} & -\frac{c_1+c_2}{m} & \frac{k_1\ell_1-k_2\ell_2}{m} & \frac{c_1\ell_1-c_2\ell_2}{m} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_1\ell_1-k_2\ell_2}{I} & \frac{c_1\ell_1-c_2\ell_2}{I} & -\frac{k_1\ell_1^2+k_2\ell_2^2}{I} & -\frac{c_1\ell_1^2+c_2\ell_2^2}{I} \end{bmatrix} \quad (11)$$

$$\mathbf{B} = [0 \quad 1/m \quad 0 \quad 0; 0 \quad 0 \quad 0 \quad 1/I]$$

서 질량의 수직변위 w_1 과 w_2 는 다음과 같다.

$$w_1 = w - \ell_1\theta \quad w_2 = w + \ell_2\theta \quad (9)$$

여기서 w 는 무게중심점에서의 수직변위이다. Fig. 3과 같은 두 개의 입력과 두 개의 출력을 가진 고차 시스템에서 그 동적 거동은 아래의 상태변수(state variable) 형태로 표현 가능하다⁽²⁾.

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A}\mathbf{x}(t) + \mathbf{B}\mathbf{u}(t) \quad (10)$$

여기서 \mathbf{x} 는 상태변수 벡터, \mathbf{u} 는 입력벡터이다. 그리고 시스템 행렬 \mathbf{A} 와 상태변수벡터 \mathbf{B} 는 식(11)과 같이 각각 주어진다.

시스템의 출력벡터 \mathbf{y} 는 아래와 같이 표현된다.

$$\mathbf{y}(t) = \mathbf{C}\mathbf{x}(t) = \begin{bmatrix} w_1(t) \\ w_2(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -\ell_1 & 0 \\ 1 & 0 & \ell_2 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} w(t) \\ \dot{w}(t) \\ \theta(t) \\ \dot{\theta}(t) \end{bmatrix} \quad (12)$$

여기서 \mathbf{C} 는 출력에 대한 시스템의 상태행렬이다. Fig. 3의 시스템에 대한 상태변수를 정의한 뒤 피드백을 적용시키면, 입력벡터 \mathbf{u} 는 primary force \mathbf{f} 와 피드백 이득 행렬 \mathbf{K} 를 통한 secondary force의 합으로 나타난다. 즉,

$$\mathbf{u}(t) = \mathbf{f}(t) - \mathbf{K} \int \mathbf{y}(t)dt \quad (13)$$

이때 $\mathbf{K} = [g_l \quad 0; 0 \quad g_l]$ 로서 g_l 는 각 마운트에 동일한 값을 적용한다.

3.2 공기스프링 모델링

Fig. 4와 같이 질량의 하부에 설치된 공기스프링

은 진동하는 질량의 셀프레벨링을 유지하도록 공압 제어밸브를 통해 고압의 압축공기를 공급 또는 배출시킨다. 공기스프링의 강성은 최저 공진주파수에서 다음과 같이 표현된다⁽⁸⁾.

$$k = k_r + k_a \quad (14)$$

여기서 k_r 은 고무의 강성이고, k_a 는 공기압력의 강성인데 아래의 요소로서 표현된다⁽⁸⁾.

$$k_a = \frac{rP_a A_M^2}{V_M} \quad (15)$$

이때 r 는 공기의 비열비, A_M 은 스프링의 단면적, V_M 은 스프링의 내부체적이다. 그리고 P_a 는 스프링 내부의 공기압력으로서 밸브를 통해 시간 dt 동안 고압공기 탱크로부터 압축공기를 공기스프링에 공급하면, P_a 는 다음과 같이 주어진다⁽⁹⁾.

$$P_a = \frac{RT}{V_M} \int \dot{m}dt + \bar{P}_a \quad (16)$$

이때, R 은 공기상수, T 는 공기온도, \bar{P}_a 는 스프링 내부의 초기공기압, 그리고 \dot{m} 는 질량유동률이다⁽⁹⁾. 이것은 곧, 선형적인 공기스프링은 일정한 스프링

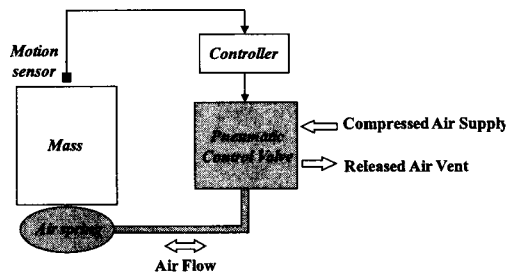


Fig. 4 Schematic diagram of an air spring system

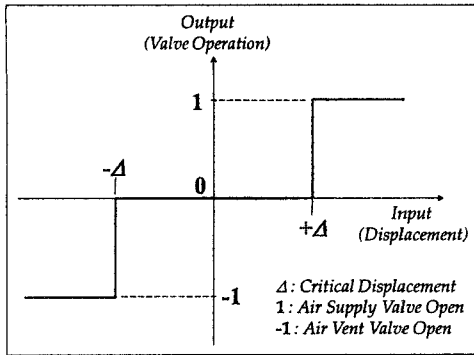


Fig. 5 Nonlinear function “dead-zone and sign” for control valve operation

강성 k 를 가진 단순한 적분기 g_I/s 로서 모델링 될 수 있음을 의미한다. 여기서 고압탱크와 공기스프링 간의 공기의 유동거리는 충분히 짧다고 가정한다. 이때 g_I 는 질량유동률, 공기유동저항, 밸브 및 공기스프링 등의 물리적 특성을 포함하는 공압 제어시스템의 피드백 이득이다.

3.3 공압제어밸브 모델링

공기스프링에 고압의 공기를 공급하거나 배출시키는 공압제어밸브의 동작은 선형적(linear)으로 모델링도 가능하지만 실제와 유사하도록 비선형적(non-linear)으로 Fig. 5와 같이 “dead-zone & sign 함수”로 모델링하였다.

이 함수는 임계변위(critical displacement) Δ 미만의 변위인 $-\Delta < w < +\Delta$ 에서는 밸브가 폐쇄되어 있지만, 임계변위 이상의 변위가 발생하면 밸브는 개방된다. 실제로 밸브의 동작시간은 지극히 짧으므로 밸브는 순간적으로 최대로 개방/폐쇄되는 모델로서 실제 제어밸브의 동작을 모사하였다. 이 모델의 경우 Δ 값의 설정이 작으면 미소한 진동에도 밸브가 민감하게 동작하게 되고, 약간 크면 둔감하게 동작하게 된다.

4. 수치계산 결과 및 분석

4.1 수치계산 대상 정의

Table 1은 셀프레벨링 시스템의 수치계산 및 분석을 위해 지정된 모델의 물리적 특성치이다. 전자장비와 같은 질량이 갑자기 큰 가속도에 노출되면, 그 질량은 급격한 하중을 받으며 천이응답으로 공기스

Table 1 Physical properties of the control model

Mass	$m = 45 \text{ kg}$
Damping ratio	$\zeta = 0.1$
Natural frequency	$f_n = 7.7 \text{ Hz}$
Stiffness	$k = (2\pi f_n)^2 \cdot m = 52665 \text{ N/m}$
Damping	$c = \zeta \cdot 2\sqrt{mk} = 217.7 \text{ kg/s}$
Mount type	2 air springs
$l = l_1 + l_2$	$1.25 \text{ m} = 0.66 \text{ m} + 0.59 \text{ m}$

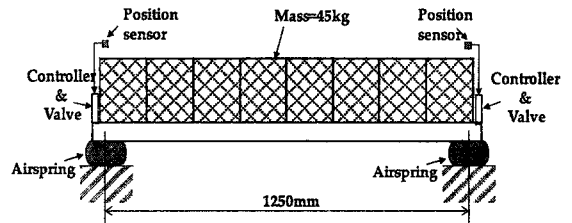


Fig. 6 Self-levelling of a mass with two springs and two identical feedback controllers

프링에 변위를 발생시킨다. 아울러 편심된 가속도를 받으면 직선변위뿐 아니라 회전변위에도 노출된다. 그래서 Fig. 6과 같이 2개의 변위센서로부터 질량의 변위를 측정하고 이를 통해 변위적분 피드백으로 공압밸브를 동작시켜 2개의 공기스프링에 공압을 공급/배출시켜 장비의 정적인 변위를 최소화시키는 능동적 제어시스템을 설계하고자 한다.

이를 위해 필요한 비선형시스템의 제어 주요 요소인 Δ 및 g_I 를 제어성능과 안정도를 고려하여 분석한다. 이때 장비에는 11g의 가속도가 1/2 정현파로서 2.2초 동안 작용한다고 가정한다.

Fig. 7에서 보는 바와 같이 수치계산을 위한 Simulink 모델을 만들었으며, 앞에서 언급된 제어시스템, 적분기인 공기스프링 및 피드백이득을 결합한 g_I/s , 공압제어밸브를 모사한 dead-zone & sign 함수, 그리고 제어 안정도를 높이기 위한 저역통과필터(low pass filter, LPF)를 적용하였다. 이와 같이 모델링 된 비선형 제어시스템에서는 이분법(bisection method)으로서 피드백 이득을 반복적으로 바꾸면서 시간 및 주파수응답을 계속 확인하여 그 응답이 불안정해지기 시작하기 직전의 안정적인 최대의 이득값을 찾았다.

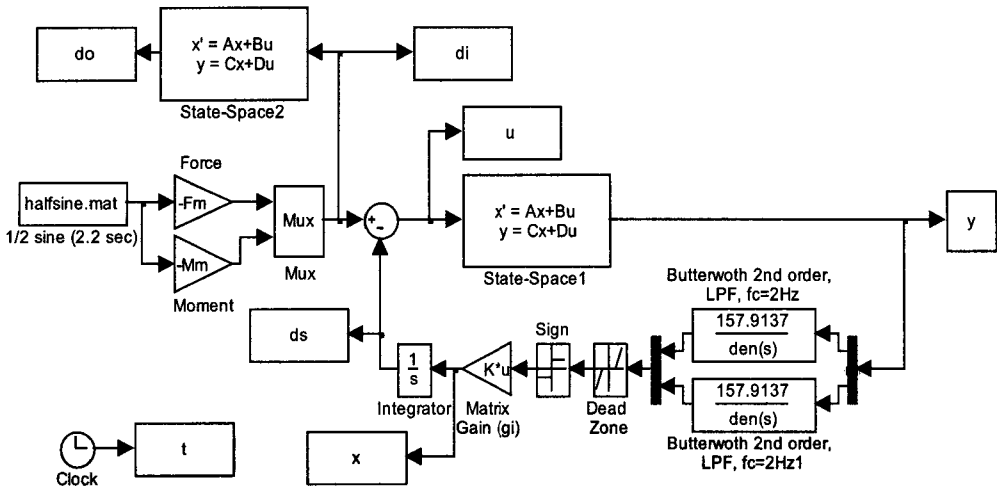


Fig. 7 Matlab Simulink model for self-levelling control

4.2 임계변위 Δ의 영향

임계변위 Δ를 4가지 경우 Δ = 0.5, 1, 2, 4 mm 로 가정하고 시뮬레이션을 수행하였다. 이때 LPF 의 차단주파수 $f_c = 2 \text{ Hz}$ 로 지정하였으며, 피드백 이득 $g_I = 500, 2300, 4500$ 의 3가지 경우를 고려하였다. 시뮬레이션 결과는 직선변위 w_1 및 w_2 , 그리고 회전 변위 θ (반시계방향 +)를 Δ값에 따라 시간 영역은 Fig. 8, 주파수영역은 Fig. 9에 나타내었다. 제어 이전은 가는 실선, 제어 이후는 $g_I = 500, 2300, 4500$ 에 따라 각각 대시선 (---), 실선 및 대시/점선 (— · —)으로 도시하였다. 주요한 경향은 아래와 같았다.

(1) Δ가 크면, Δ이내에 대한 질량의 변위는 제어기를 동작시키지 않으므로 Δ 크기 이내의 직선변위의 장비가 지속적으로 노출된다. 또한 steady-state 변위오차가 발생할 수 있다. Fig. 8(a)의 $g_I = 500$ 일 때 이 현상이 관측되었다.

(2) Δ가 크면, 더 높은 g_I 에서도 안정도가 유지된다. Fig. 8(a)에서 Δ = 4 mm이면 $g_I = 4500$ 일 때도 안정적으로 제어가 수행되었다. 그러나, Δ = 0.5 mm에서는 Fig. 8(b)와 같이 ringing 현상이 나타나며 불안정해졌다.

4.3 피드백 이득 g_I 영향 및 안정도

4.2절의 시뮬레이션 결과로부터 피드백 이득의 변화에 따른 안정도에 대한 결과를 요약하였다.

(1) Fig. 9처럼 Δ가 일정할 때, g_I 를 지나치게 증가시키면 LPF의 차단주파수 부근에서 진폭이 증

가하여 제어가 불안정해지는 것이 확인되었다.

(2) 준정적인 약 0.6 Hz를 기준으로 동일한 $g_I = 2300$ 에서는 Δ가 클수록 더 좋은 제어성능을 나타내었다. Fig. 10에서 보는 것처럼 Δ = 0.5, 1, 2, 4 mm일 때 유효 컴플라이언스는 각각 -10, -11, -14, -18 dB로 계산되었다. 그러나 Δ가 크면 불리한 점도 있으므로 적절한 값의 선택이 중요하다.

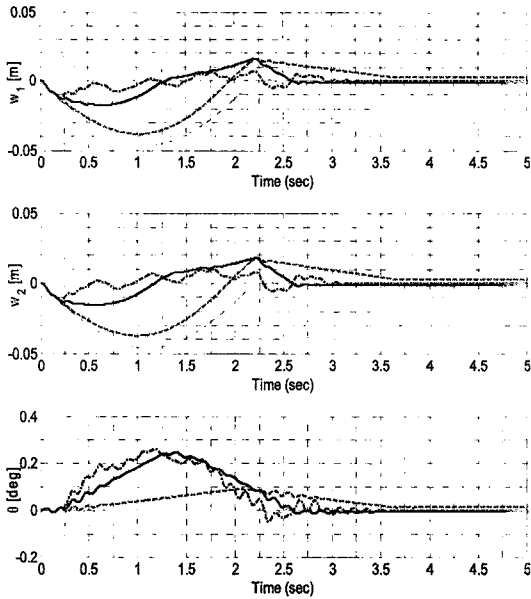
(3) 식 (7)에 의하면 변위적분 피드백제어의 안정적인 선형적인 최대이득은 이론적으로 $g_I < 2\zeta\omega_n k = 509590$ 이지만, 이 경우 비선형제어시스템으로 모델링 되므로 시뮬레이션에 의하면 최대이득은 선형적인 이론치의 5% 이하로 추정 되었다.

4.4 LPF 및 차단주파수 f_c 의 영향

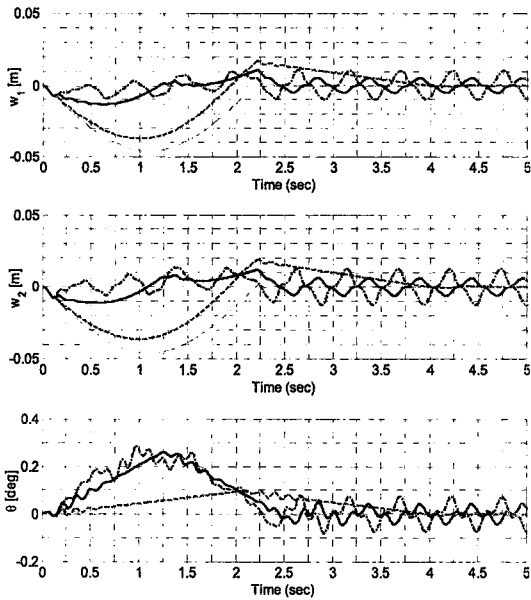
셀프레벨링 제어시스템은 Fig. 2와 같이 높은 피드백 이득의 적용 시 천이응답은 감소되나 공진주파수에서 과도한 진폭이 유발되어 불안정해 질 수 있다. 특히 식 (7)의 무차원 이득 $\lambda = 1$ 이 되면, 시스템의 감쇠가 0이 되어 진폭이 무한대로 커진다. 그리고 천이응답이 감소 없이 지속되면 “사실상” 감쇠는 0과 마찬가지로이다. 그래서 Fig. 7과 같이 LPF를 이득이 적용되기 이전에 피드백 루프 속에 포함시켰다.

LPF는 차단주파수 각각 $f_c = 1, 2, 4 \text{ Hz}$ 인 2차의 Butterworth 필터(12 dB/octave)로 설계하였다. LPF를 적용하고 $g_I = 2300, \Delta = 2 \text{ mm}$ 일 때, 시뮬레이션의 결과를 Fig. 11에 나타내었고, 요약하면 다음과 같다.

(1) LPF가 없는 경우도 $g_I = 2300$ 에서는 안정적인



(a) $\Delta=4$ mm



(b) $\Delta=0.5$ mm

Fig. 8 Transient responses w_1 , w_2 , θ when $g_I=0$ (thin line), 500(dashed line), 2300(solid line), 4500(dashed and dot line) and $f_c=2$ Hz. (ε) $\Delta=4$ mm, (b) $\Delta=0.5$ mm

성능을 보였다. 이때, Fig. 2과 같이 Fig. 11에서도 공진주파수에서 진폭이 증가하는 것이 확인되었다. 그리고 준정적인 0.06 Hz에서 유효 컴플라이언스의 감소는 상대적으로 가장 작다.

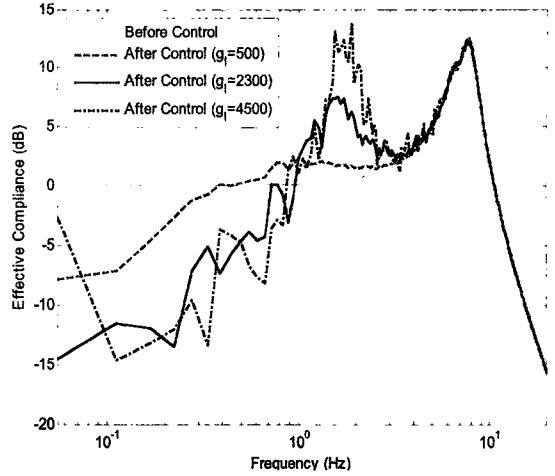


Fig. 9 Comparison of effective compliances before and after control at $g_I=500$, 2300 and 4500 when $\Delta=2$ mm and $f_c=2$ Hz

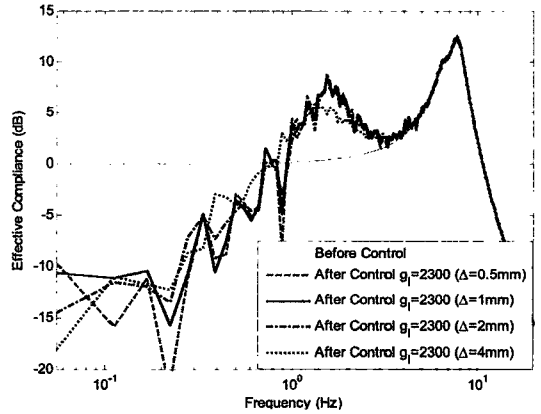


Fig. 10 Comparison of effective compliances before and after control at $\Delta=0.5$, 1, 2 and 4 mm when $g_I=2300$ and $f_c=2$ Hz

(2) $f_c=1$ Hz인 경우는 Fig. 11 천이응답에서 20 mm가 넘는 진폭을 보이다 1 Hz 주기의 ringing 현상이 지속되었는데, 주파수 응답에서도 이 1 Hz 진동이 크게 되어 제어가 불안정함이 확인되었다.

(3) $f_c=2$ Hz인 경우는 천이응답에서 최대 13 mm 정도의 진폭을 보이다 2 Hz 주기의 일시적 ringing 현상 후에 안정되었다. 즉, 더 큰 이득으로 불안정해 질 수 있음을 뜻한다. 주파수 응답에서 이 2 Hz 진동이 증폭됨이 나타났으나 제어의 안정도는 유지되었다. 준정적인 0.06 Hz에서 유효 컴플라이언스는 -14 dB 정도를 보였다.

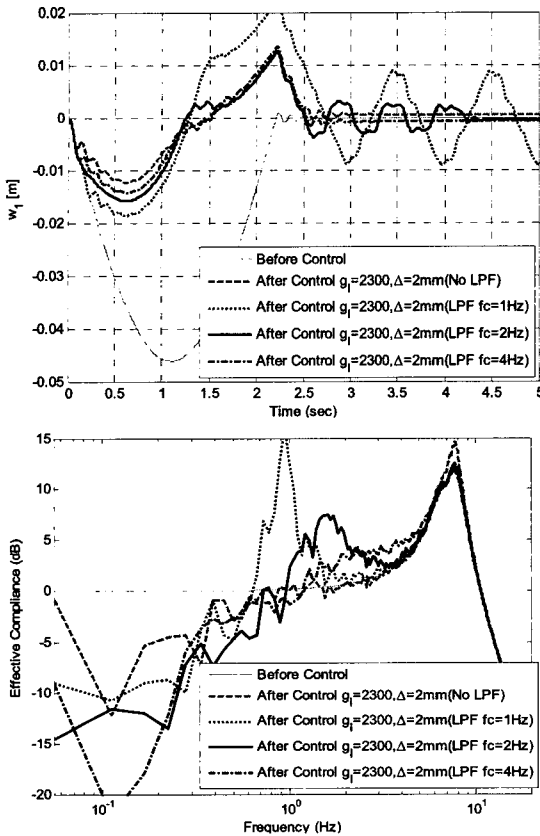


Fig. 11 Comparison of control performances with no LPF, and LPFs of $f_c=1, 2$ and 4 Hz when $g_1=2300$ and $\Delta=2$ mm. Upper: Transient responses of w_1 . Lower: Effective compliances

(4) $f_c=4$ Hz인 경우는 $f_c=2$ Hz인 경우와 유사한 천이응답을 보이나 일시적인 ringing 현상도 없이 바로 settle되었다. 즉, 더 큰 이득을 적용할 수 있음을 뜻한다. 주파수 응답에서도 4 Hz에서 과도한 진폭이 나타나지 않았다. 준정적인 0.06 Hz에서 유효 컴플라이언스는 -10 dB 정도를 보였다. 그래서 $f_c=4$ Hz에서 가장 안정적이었다.

4.5 제한조건 및 주요인자 결정

이상의 결과를 바탕으로 제어시스템의 주요인자를 도출하기 위해 Table 1과 함께 Table 2의 시스템 제한 조건을 아래와 같이 정의한다.

Fig. 12는 Table 2의 제한조건에 따라 각각의 임계 변위 $\Delta=0.5, 1, 2, 4$ mm에 따른 피드백 이득 g_1 의 변화의 계산 결과를 나타내었다. 이때 $f_c=4$ Hz의

Table 2 Constraints for control system

Input peak acceleration	11 g
Input shape	1/2 sine wave
Input duration	2.2 sec
Steady state position error of w_1 after settling	As small as possible
Allowed maximum displacement of mass $ w_1 $	10 mm
Control stability	Stable

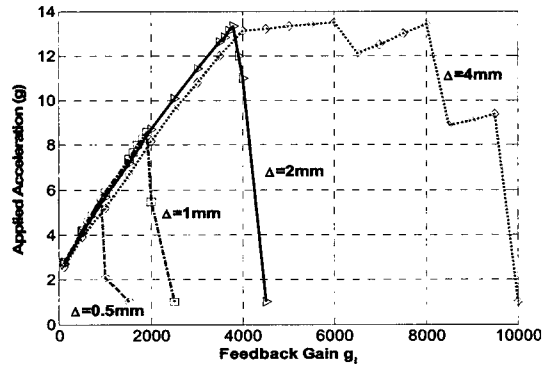


Fig. 12 Maximum allowable accelerations against feedback gain g_1 with an LPF of $f_c=4$ Hz at $\Delta=0.5, 1, 2$ and 4 mm when maximum allowable displacement is $|w_1|=10$ mm

LPF를 포함시켰다. 이 그림은 Δ 가 작을수록 g_1 값을 크게 증가시키지 못하며 이에 따라 제어 가능한 가속도 입력의 크기도 제한된다. 그런데, 비록 Δ 가 커지면 피드백 이득의 증가로 가속도 입력의 크기도 증가하나, 제어 이후에 steady-state에서 Fig. 10 및 11에서처럼 Δ 에 비례적으로 위치오차를 가지게 되는 문제가 있다. 그래서 11g 및 변위제한 조건 $|w_1|=10$ mm를 충족시키고 동시에 steady state 위치오차를 최소화 할 수 있는 $\Delta=2$ mm를 선택하였다.

Fig. 13은 변위제한 조건 $|w_1|<10$ mm를 $\Delta=0.5, 1, 2, 4$ mm에 대하여 LPF의 차단주파수를 각각 $f_c=1, 2, 3, 4, 6, 50$ Hz라 둘 때 조건을 충족시키는 최소 및 최대의 이득 g_1 를 계산하여 나타낸 것이다. Fig. 12의 결과와 같이 Δ 가 클수록 적용 가능한 값도 증가하였다. $\Delta=4$ mm인 경우는 $f_c=6$ Hz일 때 가장 큰 피드백 이득을 보였다. 반면에 $\Delta=2$ mm인 경우는 $f_c=4$ Hz일 때 가장 큰 피드백 이득을 보여서 제한 조건을 만족하는 최대이득은 약 g_1

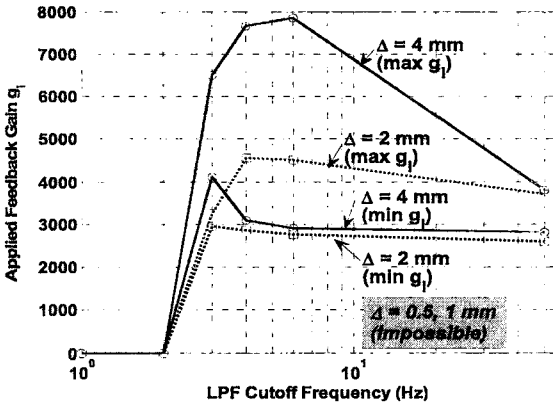


Fig. 13 Maximum and minimum allowable feedback gain g_f with LPFs of $f_c=1, 2, 3, 4, 6$ and 50 Hz at $\Delta=0.5, 1, 2$ and 4 mm when maximum allowable displacement is $|w_i| < 10$ mm

=4550(이때 $w_1=-7.5$ mm)으로 계산되었다. LPF의 가 2 Hz 이하이거나 $\Delta=0.5$ 및 1 mm인 경우는 쉽게 불안정해져 제한조건을 충족시킬 수가 없었다.

그러므로, 이 셀프레벨링 시스템의 제한조건을 충족시키는 주요인자들은 $\Delta=2$ mm, $f_c=4$ Hz로 결정할 수 있었다. Fig. 14는 이러한 주요인자를 대입시켜 $g_f=4550$ 일 때 시뮬레이션 결과로서 제어 전후의 시간영역에서 w_1, w_2 및 θ 그리고 주파수영역에서 유효 컴플라이언스를 도시하였다. 제어이전에 최대변위 w_1, w_2 는 각각 -46 mm, -47 mm였으나 제어 후에는 각각 -7.5 mm, $+9$ mm로 약 $1/5$ 수준으로 감소되었다. 그리고 경사각 θ 는 제어기의 동작으로 최대 약 0.25 도를 나타내었다.

유효 컴플라이언스 비교 결과는 1 Hz까지의 준정적 영역에서는 약 $5\sim 15$ dB의 감소를 보였으나, 약 $1\sim 6$ Hz 사이는 진동의 증가(enhancement) 현상을 보였는데, 이것은 준정적인 영역의 변위억제에 대한 reaction이다. 아울러 이것은 피드백이득을 올리면 점차로 발생하는 것으로서 시스템이 안정적인 범위 내에서 이득을 적용시킨 것이다. 특히 이러한 진동이 증가하는 주파수 대역은 관심있는 주파수 대역이 아니므로 약간의 진동 증가는 시스템의 성능에 문제가 되지 않는다. 물론 제어이득을 더 줄이면 이러한 진동증가 현상은 사라지게 된다. 그래서 능동진동제어에서는 성능과 안정도 사이의 합리적인 절충이 필수적이다. 한편, 공진주파수인 7.7 Hz에서는

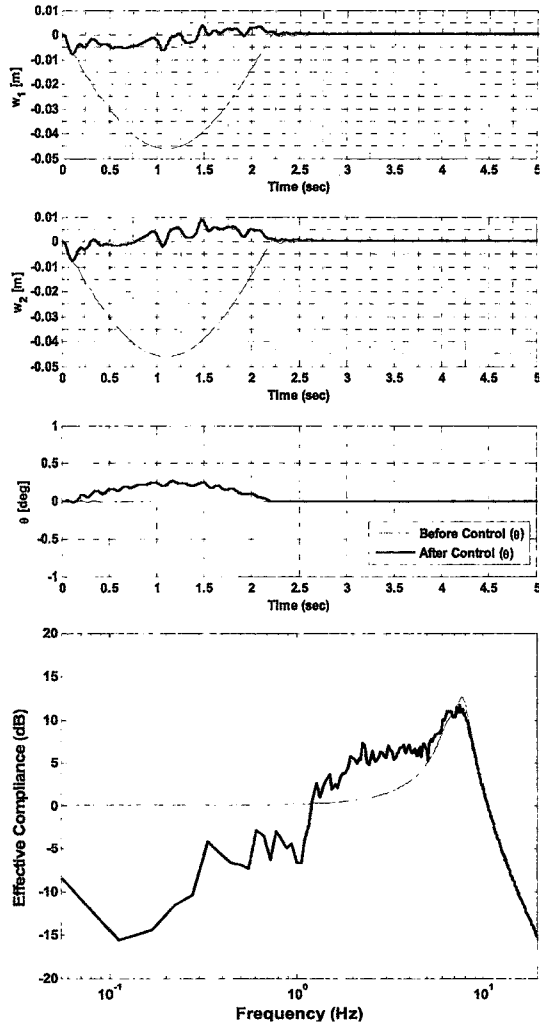


Fig. 14 Responses before (thin line) and after control (thick line) with the selected parameters. Upper: Transient responses of w_1, w_2 and θ . Lower: Effective compliances

진폭이 감소됨이 확인되었는데, 이것은 $f_c=4$ Hz의 LPF동작에 의한 것이다.

이것으로 급격한 가속도에 의한 준정적인 하중의 장비에 대한 영향을 최소화하기 위해 셀프레벨링 시스템의 주요인자를 도출할 수 있었다. 아울러 피드백 이득을 충분히 감당할 수 있는 공압제어밸브의 선택도 중요하다.

5. 결 론

이 연구는 급격한 가속도 운동으로 인한 준정적

하중으로부터 장비를 보호하기 위한 능동적 선프레벨링 장치에 관한 연구로서 변위적분 피드백을 적용하여 제어의 적용 전에 비해 1/5의 수준으로 변위를 감소시켜 유용하게 적용될 수 있음을 확인하였으며, 제한조건을 충족시키는 제어에 필요한 주요인자인 임계변위, LPF의 차단주파수 및 안정성을 가진 피드백 이득 g_I 를 도출하였다.

참 고 문 헌

- (1) Mead, D. J., 1999, *Passive Vibration Control*, John Wiley & Sons.
- (2) Fuller, C. R., Elliott S. J. and Nelson, P. A., 1996, *Active Vibration Control*, Academic Press, London.
- (3) Horning, R. W. and Schubert, W., 1988, *Air Suspension and Active Vibration-isolation Systems*. Ch. 33 in *Shock and Vibration Handbook*(Editor C M Harris), McGraw Hill, New York.
- (4) Bachrach, B. I. and Rivin, E., 1983, "Analysis of a Damped Pneumatic Spring," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 86, No. 2, pp. 191~197.
- (5) An, C. H., Yim, K. H., Jin, K. B. and Rim, K. H., 2007, "Active Control of Vibration Isolation Table Using Air-spring," *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 17, No. 7, pp. 565~571.
- (6) Franklin, G. F., Powell, J. D. Kinsler, L. E. and Emami-Naeini, A., 1994, "Feedback Control of Dynamic Systems (3rd Ed.)," Addison Wesley.
- (7) Porter, B., 1969, *Synthesis of Dynamical Systems*, Nelson, London.
- (8) Long, T., 1996, *Adaptive Control of a Tuned Pneumatic Neutraliser*. PhD Thesis. University of Southampton.
- (9) Nouri, B., 2001, *Modelling and Control of Pneumatic Servo Positioning Systems*. PhD Thesis. Katholieke Universiteit Leuven.