

개별 동점 속도제어를 이용한 다점 지지계의 능동진동제어

김 상 명

Active vibration isolation of a multiple mount system using decentralised collocated velocity feedback control

Kim, Sang-Myeong

ABSTRACT

This paper describes a theoretical and experimental investigation into an active vibration isolation system in which four electromagnetic actuators are installed in parallel with each of four passive mounts placed between a piece of equipment and a vibrating base structure. *Decentralised velocity feedback control* is employed, where each actuator is operated *independently* by feeding back the absolute equipment velocity at the same location. Although one end of each actuator acts at the sensor positions on the equipment, the control system is *not* collocated because of the reactive forces acting on the flexible base structure, whose dynamics are strongly coupled with the mounted equipment. Isolation of low frequency vibration is considered where the equipment can be modelled as a rigid body and the mounts as lumped parameter springs and dampers. Control mechanisms are discussed, and some experimental and simulation results are reported.

1. 서론

일반적으로 절진 지지계(anti-vibration mount or isolator)는 파손되기 쉬운 고가 고정도의 전기-전자-계기(delicate equipment) 등을 순간충격(Shock)을 포함한 외부 진동으로부터 보호하기 위해 널리 쓰인다. 이는 주로 고부를 이용해 만들어지며, 강성과 감쇠요소의 병렬조합으로 모델링 할 수 있다. 강성은 계기를 지지하기 충분히 커야 하며, 동시에 고주파충격(shock)을 효과적으로 줄일 수 있도록 충분히 적게, 적절히 설계 되어야 한다. 부연하면, 절진기 지지 시 순간충격과 관련된 고주파 진동절연은 기대 할 수 하나, 이때 필연적으로 저주파 진동을 증폭 시킨다[1]. 증폭된 저주파 진동으로 인해 계기가 주위 구조물 과 부딪치지 않도록 절진지지기는 충분히 고강성이어야 한다.

또 다른 요소인 감쇠는 그 값의 선택이 설계자를 심한 고뇌에 빠뜨리기에 충분하다. 고감쇠로 저주파 진동의 증폭을 줄일 수는 있으나, 이는 고주파 진동절연 효과를 현저히 떨어뜨려 원래의 절진기 설치취지에 반한다. 이러한 필연적인 상반효과를 극복하고 전주파수 영역에서 효과적인 절진을 위해, 현재 능동제어기법에 대한 연구가 활발하다 [2,3].

능동 현가계 분야에서는 전체 상태변수의 되먹임을 이용하나, 좀더 현실적인 방법은 단순히 출력 변수의 되먹임제어일 것이다. 특히 속도출력의 단순 되먹임제어시, 만약 가진기가 공중에 고정되 (skyhooked) 동점에 설치되어 있으면(collocated control), 이 계는 점근적안정성(asymptotically stable)을 갖는다[6,7]. 이때 비례제어계수는 기계계의 감쇠요소로 대치가능하고, 이를 가상적인 공중 지지감쇠(skyhook damping)라고 부른다[8]. 이원리를 2 점지지계에 적용하여 개별동점속도제어 (decentralised collocated velocity feedback control) 실

정희원, 광주과학기술원 기전공학과
<http://isd.kjist.ac.kr/ksm>

힘을 한 결과, 전주파수영역에서의 진동 저감이 확인되어진 바 있다[8].

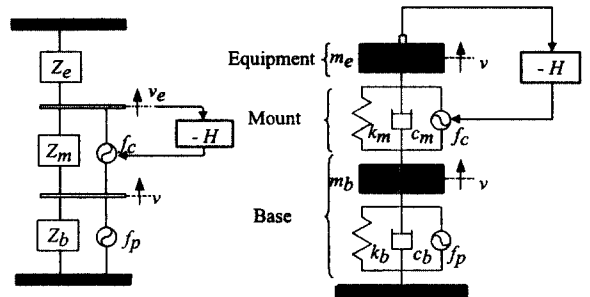
본 논문은 위와 같은 기초지식을 배경으로 좀더 일반적인 삼차원 구조물의 네점지지 절진계에서 그 네점에서의 동점 속도의 개별제어를 다루었다. 개별동점속도제어[10,11]라 함은 4 점에서의 속도를 측정하여 각각의 속도를 동점에 설치된 각각의 가진기에 개별적인 비례제어기를 통해 되먹임시키는 방법이다. 고로, 비록 4 입력-4 출력제어계이지만 4 쌍의 단일입력-단일출력계로 구성되어 있다. 하지만 안정성 해석시 다입력-다출력계로 고려해야 된다. 이와 같은 제어의 장점은 제어계가 단순해진다는 점이다. 네개의 전자기식 가진기들이 사용되었으며, 천정지지의 비현실성 때문에, 각 지지점에 지지계와 평행하게 계기와 바닥에 봉(stinger)에 의해 연결되어 부착되었다. 바로 이 봉을 통해 바닥에 전달되는 힘 때문에, 기존의 동점제어이론을 곧바로 적용할 수 없다. 김상명 등이 이에 대한 연구를 착수하여, 만약 계기가 강체처럼 질량으로 간주되고 지지계가 스프링과 댐퍼로 간주될 수 있는 저주파 영역에서는, 이 제어계는 점근적 안정성을 보임을 이론적으로 증명하였다[12].

본 논문은 특히 제어 원리(mechanism)의 이론적 연구에 치중하였다. 이론식은 연성계(coupled system) 해석에 유용한 저항성-운동성(impedance-mobility)접근법[13,14]을 이용하여, 잘 알려진 2 자유도진동계의 운동방정식을 단순 확장하여 다점 지지계의 그것을 쉽게 표현했다. 제어원리에 대한 이론적인 기술과 실험에 의한 검증은 보이겠다.

이 기술의 예상적용분야는 지지계는 모두라고 할 수 있으나, 특히 고가, 고정도가 요구되는 인공위성의 망원경, 비행기 나 헬기의 계기판, 선박의 엔진, 군사용 무기 등이 아닌가 생각된다. 효과적인 상업적 적용을 위해선 감지기(sensor)와 가진기(actuator)에 대한 연구가 요망된다.

2. 단점지지계의 능동진동절연

먼저 단점 지지계에서의 물리학부터 고려해 보자. 그림 1(a)는 진동하는 유연한 바닥(Z_b :base)위에 단점지지(Z_m :mount)된 계기(Z_e :equipment)를 저항성 표기도로 나타낸 것이다. 종방향 운동만을 고려했고 지지계에서의 동질량 효과가 무시할 만큼 적다고 가정했다. 주가진력(f_p :primary force)에 의해 바닥이 속도 v_b 로 진동하고, 그 진동이 지지계를 타고 올라가 계기에서의 속도 v_e 를 야기시킨다. 이 계기속도 v_e 를 계측하고 비례제어상수값(-H)을 곱해 가진기를 통해 제어력 쌍(f_c :control force)으로 되먹임시킨다. 제어력이 쌍으로 나오는 이유는 가진기 설치시 계기나 바닥에 해야 하고 다른 한쪽을 힘전달봉으로 연결했기 때문이다. 이와 같은 시스템의 가장 간단한 예인 2 자유도 진동계를 그림 1(b)에 나타내었다. 여기서, 질량으로 대표되는 계기 $Z_e = jam_e$ 가 1 자유도진동계로 표현된 바닥구조물 $Z_b = jam_b + c_b + k_b/j\omega$ 에 스프링과 댐퍼로 구성된 단점 지지계 $Z_m = c_m + k_m/j\omega$ 를 통해 설치되어 있다. 전체계는 하부 바닥계와 상부 계기를 포함한 지지계의 연성계이다



(a) Impedance diagram (b) 2 degrees of freedom system
Figure 1. A single mount vibration isolation system

이때 지지계를 통과하는 전체 힘이 f_m 이라 하고, 상부계의 운동방정식을 주파수영역에서 나타내면

$$Z_e v_e = f_m \quad (1)$$

$$f_m = f_c + Z_m(v_b - v_e) \quad (2)$$

그리고 하부 바닥계는

$$Z_b v_b = f_p - f_m \quad (3)$$

위의 모든 변수는 주파수의 함수이나, 저항성은 주로 주파수영역에서 나타내어 지므로 주파수 의존관계는 생략되어 나타냈다. 식(1-3)을 조합하여 전체계에 대해 행렬로 나타내면

$$\begin{bmatrix} Z_e + Z_m & -Z_m \\ -Z_m & Z_b + Z_m \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} v_e \\ v_b \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_c \\ f_p - f_c \end{Bmatrix} \quad (4)$$

그림 1(a)와 같이 계기속도를 비례상수 H 를 곱해 되먹임 하면

$$f_c = -Hv_e \quad (5)$$

결국 제어계는 다음과 같이 나타난다.

$$\begin{bmatrix} Z_e + Z_m + H & -Z_m \\ -(Z_m + H) & Z_b + Z_m \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} v_e \\ v_b \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ f_p \end{Bmatrix} \quad (6)$$

전체계의 저항성행렬이 비대칭임에 주목하라. 고로, 기존의 동점제어 이론에서와 같은 저항성 매트릭스의 양수결정성(positive definiteness)을 이용 [6,7]해 안정성을 평가할 수 없다. 또한 바닥에 가해지는 힘 때문에, 상-하부계가 강하게 연성됐을 시, 천정지지감쇠로 대처[8]할 수 없다. 그러나, 이 계 역시, 만일 계기가 질량으로만 작용하고 지지계의 동질량은 무시할 수 있다면, 항상 안정함이 새롭게 증명 되었다[12]. 고로, 제어후 응답 $\{v_e, v_b\}^T$ 은 저항성행렬의 역을 양변에 곱해 구할 수 있다.

절진기의 성능은 일반적으로 전달률로 나타낸다 [8]

$$T = \frac{v_e}{v_b} = \frac{Z_m}{Z_e + Z_m + H} \quad (7)$$

이 식은, 계기구조물의 바닥판에 대한 상대속도에 관련한, 제어상수 H 는 곧바로 천정지지 감쇠값으로 대처가능함을 보인다. 만약 식(7)에서 제어상수가 아주 크면 $H \gg |Z_e + Z_m|$, 절진효과는 극대화 된다 $T \approx 0$. 이때 가진기 제어힘은

$$f_{\infty} \approx -Z_m v_b \quad (8)$$

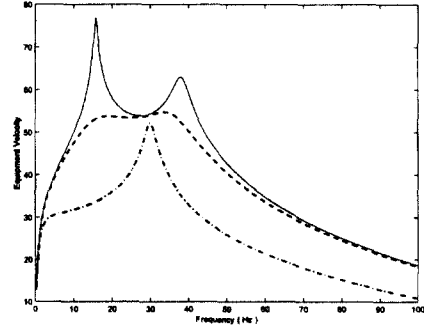
흥미있는 발견은 H 가 무한대에 가까워져도 가진력은 식(8)에 의해 대변되듯 일정한 힘을 갖는다는 것이다. 식(8)은 바닥진동을 입력으로 이용한 전진제어계(feedforward controller)의 완전제어력을 나타낸다. 허용력이 $|Z_m v_b|$ 보다 클 때, 가진기 포화는 일어나지 않을 것이다. 완전제어력이 가해질 시 식(6)은

$$v_e \approx 0, \quad v_b \approx Y_b f_p \quad (9)$$

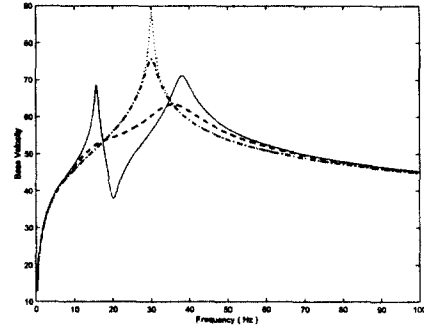
여기서 운동성은 $Y_b = 1/Z_b$. 이식은 동점속도제

어시 완전제어를 근사적으로 성취할 수 있음을 보이고, 이때 바닥판은 상부구조물이 없을때의 같은 진동값을 보인다. 이것이 의미하는 것은 제어력은 상-하부구조물을 비연성(uncoupling)시켜 제어목적에 달성함을 알 수 있다.

윗 이론의 확인을 위해 그림 1(b)의 2 자유도계에 적용하였다. 상부구조물의 질량 $m_e = 1 \text{ kg}$, 고유진동수 $f_n = 20 \text{ Hz}$, 감쇠계수 $\zeta = 0.05$, 그리고 하부구조물의 그것들은 $m_b = 1 \text{ kg}$, $f_n = 30 \text{ Hz}$, $\zeta = 0.01$ 로 놓고 수치해석을 수행했다.



(a) Absolute equipment velocity



(b) Absolute base velocity

Figure 2. Active vibration isolation in a two d.o.f system; before control but coupled (solid) and uncoupled (dotted), after control with $H=10c_m$ (dashed) and $H=100c_m$ (dash-dotted). (dB ref. = 10^{-5} m/s)

결과는 그림 2에 제어전-후로 구분해 나타냈다. 강한 연성으로 인해 전체 결합구조물은 결합전의 고유진동수들과 큰 차이를 보인다. 그림 2(b)의 20 Hz에서의 깊은 골짜기는 상부구조물이 동흡진기와 같은 역할을 해 생긴 것이다. 그림 2(a)의 계기속도의 최대저감은 식(7)의 전달률(T)이 시사하

는 것처럼 상부구조물만의 비연성 고유진동수에서 일어나지 않고, 연성된 전체구조물의 고유진동 주파수 위치들에서 생김을 확인할 수 있다. 전달률은 상-하구조물이 약연성일 경우 적절한 절진성능지수로 이용할 수 있지만, 강연성인 경우 T 의 분모 v_b 가 결합후 그리고 제어값에 따라 변하므로 적절치 못하다. 계기의 절대속도나, 삼차원 계기구조물의 다점지지계인 경우 전체운동에너지가 더 적절하다 하겠다. 그림 2(a, b)에서 보이듯이 제어상수값이 증가함에 따라 상-하부 구조물이 비연성화 되어감을 알 수 있다. 완전 비연성된 계기의 속도는 영이므로, 이 경우에 대해선 그림 2(a)에 나타내지 않았다.

3. 다점지지계의 능동진동절연

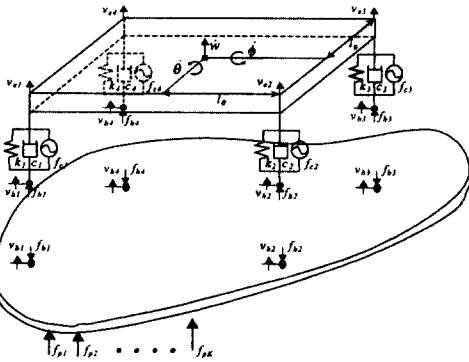


Fig. 3 A three-dimensional rigid equipment structure supported upon four mounts

앞절의 단점지지를 4점으로 늘리고 계기를 3차원구조물로 하면 그림 3과 같은 모델로 나타낼 수 있다. 역시 계기는 강체이고 지지계의 동질량 효과는 무시할 수 있다 가정했다. 앞절의 저항성법을 그대로 사용할 수 있으나, 계기는 3자유도이고 지지는 4점이므로 약간의 변형이 필요하다. 계기 모드와 지지점간의 좌표변환 행렬은

$$v_c = Qa, \quad a = Rv_s \quad (10,11)$$

여기서 $a = \{\dot{w} \quad \dot{\theta} \quad \dot{\phi}\}^T$ 는 계기구조의 질량중심에서의 모달 속도벡터로서 들서임(heave), 휘청임(pitch)과 굴림(roll) 운동의 미분값들이고, $v_s = \{v_{s1} \quad v_{s2} \quad v_{s3} \quad v_{s4}\}^T$ 는 지지점들에서의 속

도벡터이다. 운동식은 식(1-3)과 유사하게 구할 수 있다. 식(1)로부터 계기구조물의 운동방정식은

$$\bar{Z}_c a = g_m \quad (12)$$

여기서 계기구조의 모달저항성행렬(modal impedance matrix)은 $\bar{Z}_c = j\omega J_c$ 이고, J_c 는관성행렬로 대각행렬이며 그 대각항에는 질량, 그리고 휘청임과 굴림운동에 대한 관성량들로 구성된다. 지지계에서의 일반화 힘벡터(generalised force vector) g_m 는

$$g_m = Q^T f_m \quad (13)$$

여기서 실제 물리좌표상의 지지계 힘벡터는 $f_m = \{f_{m1} \quad f_{m2} \quad f_{m3} \quad f_{m4}\}^T$ 식(2)로부터,

$$f_m = f_c + Z_m(v_b - v_c) \quad (14)$$

여기서 지지계 저항성행렬 Z_m 은 (4x4) 대각행렬이므로 그의 각 대각항의 각 지지계의 저항성으로 이루어져 있고, f_c 는 제어힘벡터 $f_c = \{f_{c1} \quad f_{c2} \quad f_{c3} \quad f_{c4}\}^T$, v_c 와 v_b 는 지지점에서의 계기와 바닥의 속도벡터이다. 식(3)으로부터,

$$Z_b v_b = d_p - f_m \quad (15)$$

여기서 $d_p = Z_b Y_{bp} f_p$, 그리고 Z_b 와 Y_{bp} 는 각각 비연성된 바닥판의 지지력벡터(f_m)에 의한 저항성행렬과 추가진력벡터(f_p)에 의한 운동성행렬을 나타낸다. 식(12-15)을 묶어 나타내면

$$\begin{bmatrix} \bar{Z}_c + \bar{Z}_m & -Q^T Z_m \\ -Z_m Q & Z_b + Z_m \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} a \\ v_b \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} g_c \\ d_p - f_c \end{Bmatrix} \quad (16)$$

여기서 $g_c = Q^T f_c$, $\bar{Z}_m = Q^T Z_m Q$ 는 상부구조 모달좌표계에서의 지지계저항성행렬이다. 속도피드백제어가 적용됐을 때 제어력벡터는

$$f_c = -Hv_c \quad (17)$$

$g_c = Q^T f_c$ 이고 $v_c = Qa$ 이므로, 모달제어상수행렬은

$$\bar{H} = Q^T H Q \quad (18)$$

그러므로 제어후 전체 운동방정식은 식(6)과 비슷하게 나타낼 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \bar{Z}_c + \bar{Z}_m + \bar{H} & -Q^T Z_m \\ -(Z_m + H)Q & Z_b + Z_m \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} a \\ v_b \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ d_p \end{Bmatrix} \quad (19)$$

복잡한 4입력-4출력계를 전부 연성시켜 제어계를 구성하기 보다는 비연성시켜, 다시말해 H 가 대각행렬이 되도록, 각 지지점에서의 속도를 개별동점제어(decentralised collocated feedback control) 하는게 실용적일 것이다. 부연하면, 4입력-4출력제어계를 네개의 단일입력-단일출력제어계화 하는 것이다. 이경우의 안정성은, 계기구조가 강체이고 지지계의 동질량효과를 무시할 수 있을 경우, 보장된다

[12]. 제어시 물리적 현상(mechanism)은 앞절의 단점지지계의 능동제어와 거의 다르지 않다. 완전제어력벡터 $f_{co} = -Z_m v_b$ 를 대입하면, 이 제어력은 상·하부 구조물들을 다시 비연성화시키면서 제어목적인 계기구조물의 운동에너지를 영에 근접하게 저장시킨다. 그리고, 만일 그림 3과 같이 대칭적형상을 갖는 계기구조가 정적으로 균형되게(statically balanced symmetric structure) 지지됐어 있고(이 경우 각 지지계의 물리적성질 Z_m 은 같다) 각 제어계의 되먹임상수 H 역시 같은 값으로 설정됐을 때, 흥미있는 결과를 얻을 수 있다. 이 경우 \bar{Z}_m 과 \bar{H} 가 대각행렬이 되고, 고로 저항성행렬의 (1,1)항 전체인 $\bar{Z}_e + \bar{Z}_m + \bar{H}$ 가 대각화 된다. 되먹임 상수 H 는 단순히 Z_m 에 더해질 수 있어 각 모드에 대한 감쇠로 작용된다. 그러므로 대칭구조의 균형지지계(statically balanced symmetric structure)에서의 각 제어상수를 같게 놓고 개별제어(equi-decentralised control)시, 이는 각 모드의 등가저감(equi-modal control)을 이룩할 수 있다. 이는 상부구조만 놓고 보았을시, 각 제어력은 등가천정지지감쇠로 대처될 수 있기 때문이다. 앞서 제안 했듯이 운동에너지를 다점지지계의 제어성능 표시에 유용하므로 이를 나타내면

$$E_k = \frac{1}{2} a^H J_k a \quad (20)$$

4. 해석 및 실험

4.1 장치설명

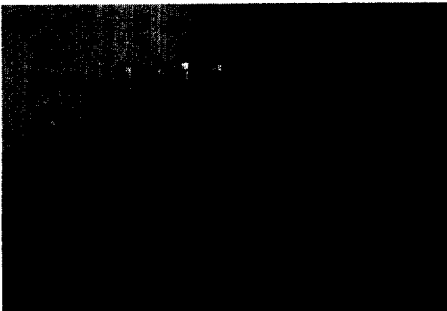


Figure 4. Experimental set-up for the active isolation system on a free-free-clamped-clamped base plate structure.

그림 3와 유사한 3차원 4점지지 대칭균형능동진진계를 그림 4와 같이 제작하여 개별동점속도제어를 실험하였다. 자유-자유-고정-고정의 경계를

같은 바닥평판이 그 밑에 설치된 거대한 추가진기에 의해 백색잡음으로 가진되고, 바닥판의 진동은 그위에 놓인 상부구조물에 4개의 고무지지계를 타고 전달된다. 계기구조물은 4개의 조그마한 제어용 가진기들이 두꺼운 판에 부착된 조합구조물이다. 각 가진기는 지지점과 동점에 설치되어 있고, 단일채널에 대한 상세도인 그림 5에서 볼 수 있듯이, 힘전달봉(stinger)에 의해 바닥판과 연결되어 있다. 가속도계의 측정값(\dot{v}_e)은 먼저 신호상태조절기(B&K type 2635)내의 적분기를 통해 속도(v_e)로 변환시켜 증폭기(power amplifier)로 보내져 증폭되어 가진기에 되먹임 된다.

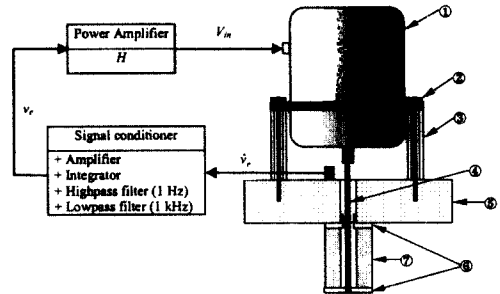


Fig 5. Structure of the active isolator; ① Electromagnetic Actuator, ② Bolt, ③ Support, ④ Stinger, ⑤ Equipment Structure (Al), ⑥ Upper and Lower Adapters (Al), ⑦ Rubber Mount.

신호상태조절기내의 고역통과필터(highpass filter)의 단속주파수(cutoff frequency)는 극저역 불안정을 피하기 위해 1 Hz, 저역통과필터의 단속주파수는 계기구조의 유연모드와 지지계의 동질량효과의 측정을 피하기 위해 1 kHz로 맞추었다. 제어계의 안정성을 보장할 수 있는 저역 주파수영역인 200 Hz 이하에서 실험 하였다.

먼저 계의 특성 규명을 위해 상부구조를 강제위에 놓고, 그 다음 그림 4의 유연한 바닥판위에 놓고, 이 두 경우에 대해 가진기중 하나를 작동시켜 실험 후 수치모델과 비교하여 그림 6에 나타내었다. 이때, 기계부하가 크고 주파수가 낮은 본 실험과 같은 경우, 입력 전압은 가진력에 비례한다[16]. 그림 6(a)의 세개의 강제모드는 들석임 26 Hz, 휘침임 29 Hz, 굴림 24 Hz에서이고, 각각의 수동감쇠비는 약 5 %이다. 그림 6(b)의 처음 세 봉우리(peaks)는 들석임 15.8 Hz, 휘침임 21.3 Hz, 굴림 22.5 Hz이다. 모드주파수 순서가 바뀌는 이유는 바닥판의 각 모드에 대한 강성값의 다름으로 인해서 이다. 고주파에서의 오차는 바닥판의 이상적인 고정-경계조건을 구현하지 못함으로 야기되었다.

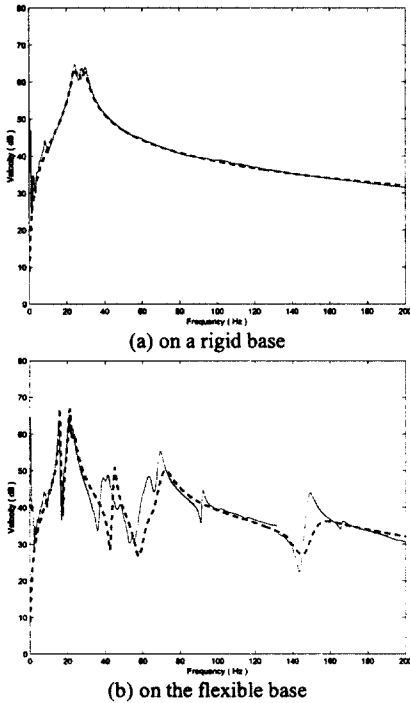


Figure 6. Plant responses when only the actuator at Node 1 is active; experiment (solid) and simulation (dashed). (dB ref.= 10^{-5} m/s)

4.2 제어성능

추가진기에서 백색잡음으로 가진하고 각 지지점에서 4 채널 개별속도제어를, 되먹임값을 증가시키며 실험 하였다. 그리고 똑 같은 작업을 앞절에 기술한 이론모델을 이용해 수치해석하여 비교하였다. 실험과 해석을 통한 결과를 그림 7에 나타내었다. 실선은 제어전, 점선은 후를 나타낸다. 실험시 쓰인 되먹임 값은 110, 320, 1000, 그리고 해석은 추가로 3350와 10000인 경우까지 실시해 나타내었다. 실험시 상위 두값들을 못한 이유는, 증폭기의 증폭값제한 때문이 아니라, 이론모델에서 고려치 못한 실험기자재상의 불완전성 때문이었다. 적분기와 함께 쓰인 고역필터의 단속주파수인 약 1 Hz에서 시스템이 불안전해졌다. 각 기자재 특성의 정밀실험 결과, 극저주파수인 1 Hz 부근에서 증폭기와 적분회로에서 위상앞섬(phase advance)을 관찰할 수 있었다. 하지만 여전히 표 1에 나타낸 것 처럼 실험에서, 되먹임값 1000인 경우 5 Hz 이상에서 약 14dB의 운동에너지 저감효과를 가져왔다.

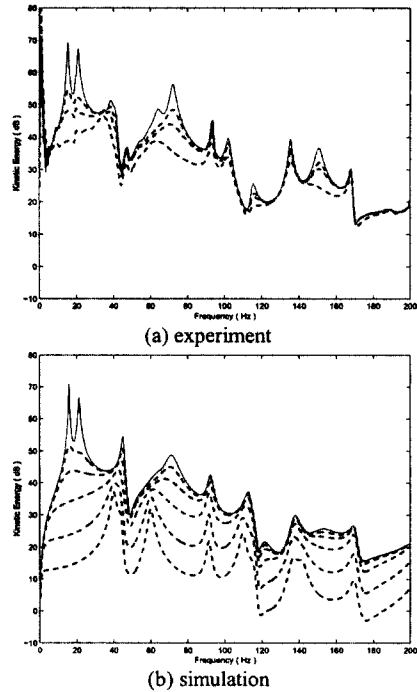


Fig. 7 The total kinetic energies of the equipment structure according to the gain H ; without control(solid) and with control(dashed). (dB ref.= 10^{-10} J)

개별속도제어시 제어원리를 증명하기 위해 제어 증 지지점 바로 밑 바닥판에서의 진동을 측정하고, 그 결과를 그림 8에 이론해와 비교하여 나타내었다.

되먹임값이 증가함에 따라 제어전 바닥판의 연성 응답(실선)이 비연성응답(점선)으로 접근함을 확인할 수 있다. 이는 앞절 이론에서 밝힌 것처럼, 주어진 가진기 설치조건 하에서는, 제어기는 상부구조물을 하부진동구조물로부터 비연성시킴으로써 제어효과를 달성하기 때문이다.

Table 1. Comparison of the control performances.

Gains		Overall reduction(dB)	
Absolute Value, h	Skyhook Damping Ratio	Theory	Experiment
110	0.215	-7.3	-7.1
320	0.626	-10.9	-9.9
1000	1.955	-15.0	-14.0
3350	6.548	-18.2	.
10000	19.546	-20.9	.

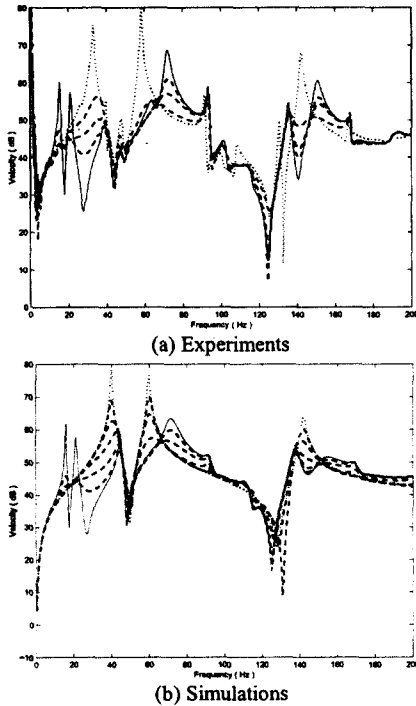


Figure 9. Base response according to the gains H ; without control but coupled(solid) and uncoupled(dotted), and with control(dashed).

5. 결론

네점지지된 3차원 계기구조물의 절진을 위하여 전자기-가진기를 사용한 능동진동절연기에 관해 해석적 실험적 연구를 병행하여 수행하였다. 저항성 법을 이용하여 2자유도진동계 방정식의 단순확장을 통해 복잡한 다점지지계를 표현할 수 있는 쉬운 방정식을 제시했다. 대칭균형지지계에서의 등가되먹임값을 사용한 개별속도제어(equi-decentralised control)는 각 모드를 균등히 줄일 수(equi-modal control) 있음을 보였다. 특히 주어진 가진기설치 조건상에서 개별속도제어의 원리는, 제어기는 상부 지지계를 포함한 계기구조물을 하부 진동하는 바닥판으로부터 비연성 시킴으로써 제어목적에 완수함을 이론과 실험을 통해 밝혔다.

5. 후기

본 연구는 영국 EPSRC의 지원으로 University of

Southampton의 ISVR에서 수행되었음을 밝힙니다. 조언을 아끼지 않은 ISVR의 Elliott 교수와 Brennan 박사께 감사 드립니다. 마지막으로 전공용어의 어눌한 번역에 대해 용서와 조언 부탁 드립니다.

5. 참고문헌

1. C.E. Crede and J.E. Ruzicka, 1996, Shock and Vibration Handbook (C.M. Harris, editor) New York: McGraw-Hill. Ch.30 Theory of vibration isolation
2. L. Meirovitch, 1990, Dynamics and control of structures, John Wiley & Sons, Inc.
3. C.R. Fuller, S.J. Elliott and P.A. Nelson, 1996, Active control of vibration, Academic Press.
4. D. Hrovat and M. Hubbard, 1981, Journal of Dynamic systems, Measurement, and Control, Vol. 103, 228-236, Transactions of the ASME, Optimal Vehicle suspensions minimizing RMS rattlespace, sprung-mass acceleration and jerk.
5. A. Hac, 1986, Journal of Dynamic systems, Measurement, and Control, Vol. 108, 106-110, Transactions of the ASME, Stochastic optimal control of vehicles with elastic body and active suspension
6. M.J. Balas, 1979, Journal of Guidance and Control, Vol. 2, 252-253, Direct velocity feedback control of large space structures
7. S.M. Joshi, Journal of Guidance and Control, 1986, Vol.9, pp.85-91, Robustness properties of collocated controllers for flexible spacecraft
8. D. Karnopp, M.J. Crosby and R.A. Harwood, 1974, Journal of Engineering for Industry, pp. 619-626, Vibration control using the semi-active force generators
9. M. Serrand, 1998, MSc Dissertation, University of Southampton, Active isolation of base vibration
10. S. Skogestad and I. Postlethwaite, 1996, Multivariable feedback control; Analysis and design, John Wiley & Sons, Inc.
11. M. Morari and E. Zafiriou, 1989, Robust process control, Prentice-Hall, Inc.
12. S.M. Kim, S.J. Elliott and M.J. Brennan, 1999, Active vibration isolation of a 3-dimensional structure using velocity feedback control, ISVR Technical Memorandum No. 845
13. S.M. Kim and M.J. Brennan, 1999, Journal of Sound and Vibration, (223), pp.97-113, A compact matrix formulation using the impedance and mobility approach for the analysis of structural-acoustic systems
14. S.M. Kim and M.J. Brennan 1999, Journal of Vibration and Acoustics, Transactions of the ASME, 121, 453-459, Modeling a structural-acoustic coupled systems with an equivalent lumped parameter mechanical system.
15. M.Z. Ren, K. Seto and F. Doi, 1997, Journal of Sound and Vibration, 205, 57-80, Feedback structural-borne sound control of a flexible plate with an electromagnetic actuator: the phase lag problem

