유기압 현수장치의 반능동 제어 구현에 관한 연구

Practical Semiactive Control of Hydropnematic Suspension Units

이 윤 복* 송 오 섭**
Lee, Yoon-Bok Song, Ohseop

ABSTRACT

This paper describes the practical implementation of a semiactive hydropneumatic suspension system to provide the high off-road performance of military tracked vehicles. Real gas behavior of a spring system, frictional forces of joints, and the dynamics of a continuously variable damper are considered. The control system is consisted of two control loops, an outer loop calculates a target spool position which can deliver the required damping force and an inner loop tracks the required spool position.

Dynamic tests of the one axis model show that the semiactive suspension system considerably reduces the acceleration as well as velocity and displacement of the sprung mass than the passive one.

주요기술용어 : Semiactive Control(반능동 제어), Continuously Variable Damper(연속 가변형 댐퍼), Hydropneumatic Suspension Units(유기압현수장치), Friction(마찰)

1. 머리말

현수장치의 기능은 크게 하중 분산지지, 노면으로의 구동력 전달, 그리고 진동 및 충격 저감으로 대별할 수 있으며, 현수장치도 이들 기능을 좀더 효과적으로 발휘할 수 있는 방향으로 발전하고 있다. 이 중에서 진동 및 충격 저감 기능은 현수장치의 가장 중요한 기능의 하나로서 특히 전투차량의 경우는 기동성 및 생존성을 위해 어떠한 노면 조건하에서도 빠른 속도로 주행을 할 수 있어야 함은 물론, 주행중에도 정확한 사격을 할 수 있도록 차체 안정화가 필요하다.

야지 주행시 노면으로부터 인가되는 외란을 효과적으로 제거함으로써 승무원과 탑재물을 보호하고 야지 주행속도를 증대시키기 위해서는 기존의 수동형 현수장치를 대신하여 반능동형 혹은 능동형 현수장치가 요구되고 있으며, 이와 관련된 연구도 국외는 물론 국내에서도 활발히 진행되고 있다[1]~[5].

Deakin은 차륜형 전투 지원차량에 적용할 수 있는 하이드로 스트러트(Hydro-Strut) 현수장치 1축을 모델로 하여 감쇠력 제어방안에 대해 연구하였으며[2], 김병운은 궤도차량에 적용할 수 있는 반능동형 현수

* 국방과학연구소 연구원
** 충남대학교 기계공학과 교수

장치를 모델로 하여 연속형과 단속형 댐퍼의 성능을 수동형과 비교하였다[5]. 그러나 기존의 연구는 반능동 제어나 능동제어에 필요한 유압 시스템 혹은 전기 구동 시스템에 대한 동특성 등을 고려하지 않은 경우가 대부분으로서 실제 차량에 적용하는 것은 불가능한 경우가 많다.

질소가스를 스프링 매개체로 하는 유기압현수장치의 경우는 휠 변위뿐만 아니라 휠 속도에 따라 스프링 특성이 영향을 받기 때문에 질소가스의 동적거동을 정확히 해석하는 것이 필요하며, 특히 최근에 군용 궤도차량의 현수장치로 개발되고 있는 암내장형 현수장치의 경우는 내부의 압력과 하중이 매우 높은 수준으로 작동되므로 밀봉 시스템과 조인트부의 마찰력을 고려해야 한다.

현수장치의 반능동 제어에는 상부질량의 가속도 성분을 효과적으로 억제할 수 있는 스카이훅 제어 알고리즘이 널리 사용되고 있는데, 상부질량의 절대속도와 휠의 상대속도 이외에 플랜트에 대한 정보가 필요 없다는 장점이 있다.

본 논문에서는 군용 궤도차량에 적용할 수 있는 암내장형 유기압현수장치 1축 모델을 기준으로 하여 반능동 제어와 관련된 주요 특성을 기술하였다. 제어 시스템은 요구되는 감쇠력을 도출하기 위한 외부 제어루프와 이를 추종하기 위한 내부 제어루프로 구성하였으며, 특히 감쇠력 제어를 위한 댐퍼 시스템의 동특성을 고려하였다. 상질량(sprung mass)이 5,000kg인 동특성 시험기를 이용한 실험실 시험을 통하여 반능동 제어시 주요 특성을 도출하였으며, 수동형 현수장치와 비교하여 성능 향상을 제시하였다.

2. 암내장형 유기압현수장치의 특성

2.1 질소가스 스프링의 동적거동

군용 궤도차량에 적용할 수 있는 유기압현수장치는 스프링 매개체로 질소가스를 사용한다. 이 때 질소가스의 압축 및 팽창 과정은 대기압의 수백배 이상의 고압에서 이루어지므로 더 이상 이상기체로 가정할 수 없으며, 다음과 같이 온도 및 밀도에 따라 압력이 비선형적으로 변화한다[6].

$$P_g = \rho R T\left(1 + \sum_{i=1}^{14} Z_i\right) \tag{1}$$

$$\sum_{i=1}^{14} Z_i = Z_1 + Z_2 + \cdots + Z_8 + w^2 e^{\alpha w^2}(Z_9 + Z_{10} + \cdots + Z_{14}) \tag{2}$$

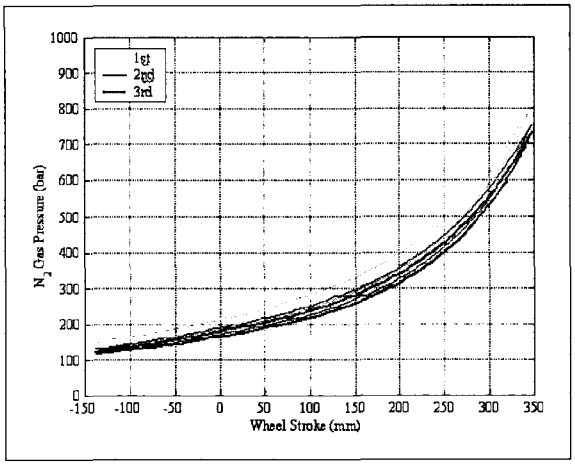
여기서 ρ는 기체의 밀도[mol/cm^3], R는 기체상수[J/K/mol], T는 온도[K]로서 압력 P_g [MPa]는 단위 체적당 에너지[J/cm^3]와 동일함을 알 수 있다. 각각의 Z_i는 온도($t=T_c/T$)와 밀도($w=\rho/\rho_c$)의 함수로서 실험을 통해 얻어진 결과이다.

누기가 없는 밀폐계에서 질소가스의 질량은 압축/팽창 과정에 관계없이 보존된다. 즉,

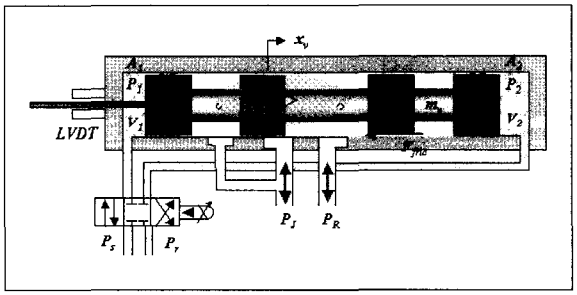
$$m_{gas} = \rho M_{gas} V_g = \text{constant} \tag{3}$$

이 때, V_g는 가스체적[cm^3]으로써 질소가스챔버가 압축됨에 따라 작아진다. M_{gas}는 질소가스의 몰당 질량[28.013g/mol]으로서 질소가스 충진량 m_{gas}[g]은 정하중 및 최대 자운스 상태의 압력과 그 때의 체적 감소비율을 고려하여 설정한다.

그림 1은 휠 변위에 따른 질소가스 압력의 변화를 측정한 실험결과이다.



[그림 1] 고압 질소가스의 스프링 특성

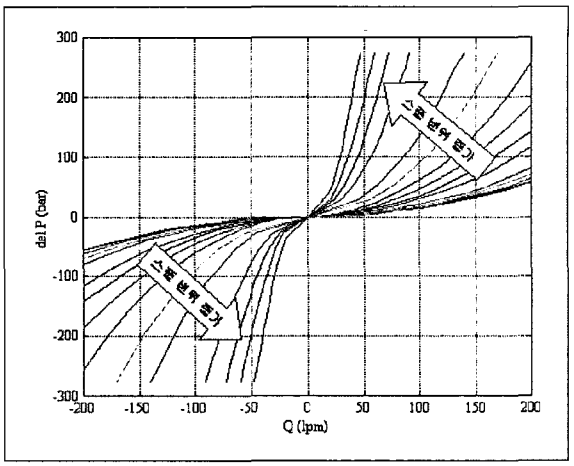


[그림 2] 연속 가변형 댐퍼의 개념도

2.2 가변형 댐퍼의 감쇠특성

군용 궤도차량과 같이 대용량의 감쇠력이 필요하고 운용 환경이 열악한 경우에는 ER 혹은 MR과 같은 전기변성 유체의 점성력을 이용하는 것보다 오리피스의 면적을 조정하는 유체식 감쇠장치를 적용하는 것이 유리하다.

유체식 감쇠장치는 상대적으로 응답특성이 느리고 유체 흐름에 의한 유체력(flow force)의 영향으로 정밀제어가 어려운 단점이 있으나, 본 연구에서는 그림 2와 같이 서보밸브에 의해 구동되는 스풀의 변위에 따라 오리피스의 면적이 변화되도록 설계함으로써 응답특성이 빠르며 정밀 제어가 가능하도록 하였다.



[그림 3] 연속 가변형 댐퍼의 특성

오리피스를 통과하는 유량 Q와 압력 강하량 ΔP의 관계는 다음과 같이 오리피스 방정식으로 나타낼 수 있다[7].

$$Q = C_d A_{orf} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P} \tag{4}$$

여기서 오리피스의 형상계수 C_d 및 오리피스의 면적 A_{orf}는 스풀 변위 x_v에 따라 변화하지만 동일한 스풀 변위에서 $Q/\sqrt{\Delta P}$의 크기는 일정한 값을 가진다는 것을 알 수 있다.

그림 3은 오리피스 통과 유량과 압력 강하량의 관계를 실험을 통하여 획득한 결과로서가변형 댐퍼의 스풀 변위가 증가하면 오리피스의 면적이 감소하여 동일한 유량에 대해서 압력 강하량이 증가하는 것을 알 수 있다.

2.3 마찰특성

상대운동을 하는 모든 기계요소에는 마찰력이 존재하는데 특히 암내장형 유기압현수장치의 경우는 고압 및 고하중하에서 작동되므로 씨일의 팽창에 의한 마

찰, 크랭크-슬라이드 기구의 횡하중 등에 의한 마찰이 존재하며 대부분의 경우는 제어성능 향상에 나쁜 영향을 미친다. 일반적으로 마찰력 모델은 크게 정적 모델과 동적 모델로 구분할 수 있는데[8], LuGre 동적 마찰모델의 마찰력은 다음과 같이 나타낼 수 있다[9].

$$F^{fric} = \sigma_o \varepsilon + \sigma_1 \dot{\varepsilon} + \sigma_2 v \tag{5}$$

$$\frac{d\varepsilon}{dt} = v - \frac{|v|}{g(v)} \varepsilon \tag{6}$$

$$\sigma_o g(v) = F_c + (F_s - F_c) e^{-|\frac{v}{v_s}|^2} \tag{7}$$

여기서 F_c 및 F_s는 쿨롱(Coulomb) 마찰력과 점착(Sticktion) 마찰력을 나타내며, v 및 v_s는 두 물체의 상대속도와 Stribeck 속도이다. ε은 가상의 돌기(bristle)의 변형량을 나타내며, σ_o 및 σ_1은 각각 돌기의 강성과 감쇠계수, σ_2는 점성 마찰력 F_v를 나타낸다.

상기 식에서 알 수 있듯이 정상상태인 경우 $\varepsilon_{ss} = g(v)\, sign(v)$이므로 마찰력은 다음과 같이 정적 모델의 경우와 동일한 식이 된다.

$$\begin{aligned} F_{ss}^{fric} &= \sigma_o \varepsilon_{ss} + \sigma_2 v \\ &= \left\{ F_c + (F_s - F_c) e^{-|\frac{v}{v_s}|^2} \right\} sign(v) + F_v v \end{aligned}$$

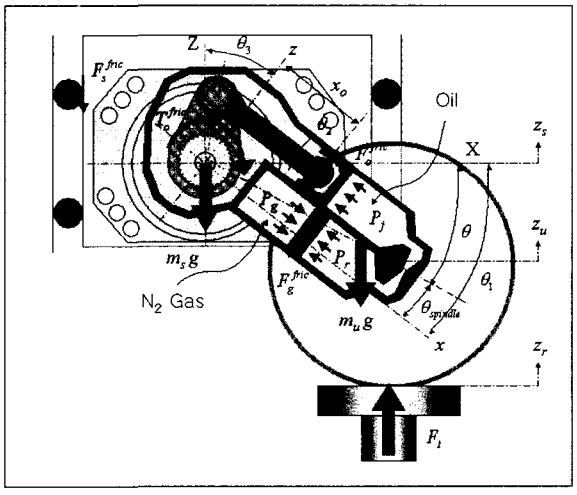
LuGre의 동적 마찰모델은 기존의 정적 마찰모델과 달리 수치해석에 문제점이 없으며, Dahl의 동적 마찰모델에 비해 점착, 슬립 등과 같은 다양한 정보를 얻을 수 있다는 장점이 있다.

2.4 암내장형 유기압현수장치의 특성

본 연구의 기준 모델인 암내장형 유기압현수장치는 로드암 속에 스프링 및 감쇠장치를 내장한 형태의 유기압현수장치로서 종래의 로드암형에 비해 중량이 가볍고 장착 공간이 작다는 장점을 가지고 있다. 그러나 로드암형에 비해 작동 압력이 높기 때문에 밀폐계의 씨일링 문제, 조인트 부위의 마모문제, 그리고 열발산 문제 등이 개발의 장애요소로 작용하고 있다.

유기압현수장치가 가지고 있는 기본적인 에너지 흡수기능 및 에너지 발산기능은 크게 질소가스의 압력 P_g에 의한 스프링력과 댐퍼 전후의 압력 강하 ΔP에 의해 발생하는 감쇠력이다. 그러나 질소가스의 압축/팽창시 히스테리시스 거동은 물론 각 상대 운동부위의 마찰력도 에너지 발산의 한 요인이 되는 것으로 나타났다.

피스톤의 질량을 무시하면, 리바운드 챔버의 오일 압력 P_r과 자운스 챔버에 작용하는 압력 P_j 그리고 커넥팅 로드에 작용하는 축 하중 F_c는 각각 다음과 같이 나타낼 수 있다.



[그림 4] 암내장형 유기압현수장치 1축 모델

$$P_r = P_g + \frac{1}{A_g} F_g^{fric} \tag{8}$$

$$P_j = P_r + \Delta P \tag{9}$$

$$F_c = \frac{1}{\cos\theta_2}\{P_j A_o + F_o^{fric}\} \tag{10}$$

여기서 A_g, A_o는 각각 축압 피스톤과 작동피스톤의 단면적이다. F_g^{fric}는 축압 피스톤에 작용하는 마찰력으로서 이 부위에 작용하는 마찰력은 밀봉 역할을 하는 씨일이 내부 압력에 의해 팽창하여 실린더와 접촉에 의해 발생한다. F_o^{fric}는 작동피스톤에 작용하는 마찰력으로써, 씨일의 밀봉에 의한 마찰력뿐만 아니라 커넥팅 로드와 연결되어 발생하는 횡하중에 의해서도 영향을 받는다.

작동피스톤의 (x, z)축의 변위(x_o, z_o) 및 선속도는 다음과 같이 구속된다.

$$x_o = L_1 \sin\theta_3 + L_2 \cos\theta_2 \tag{11}$$

$$z_o = \text{constant} \tag{12}$$

$$\dot{x_o} = L_1 \cos\theta_3 (1 + \tan\theta_2 \tan\theta_3)\dot{\theta} \tag{13}$$

이 때, L_1, L_2는 크랭크 및 커넥팅 로드 길이이며, $\theta_1 = \theta - \theta_{spindle}$, $\theta_2 = \sin^{-1}\left(\frac{L_1\cos\theta_3 - z_o}{L_2}\right)$, $\theta_3 = \theta_1 + \theta_{crank}$ 이다.

따라서 유기압현수장치의 내적인 요인에 의해 로드암 회전 중심축에 작용하는 토오크 T_o는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$T_o = F_c(z_o \cos\theta_2 + x_o \sin\theta_2) - T_o^{fric} \tag{14}$$

여기서 T_o^{fric}는 로드암 회전축에 작용하는 마찰 토오크의 합으로서 롤러 베어링으로 회전축이 지지되는 로드암, 크랭크와 커넥팅 로드 연결핀, 로드휠 스핀들과 같이 상대적인 운동하는 조인트 부위의 마찰이 포함된다.

유체의 압축성을 무시했을 때, 질소가스 챔버의 체적 V_g는 정적상태의 체적 V_g^{st}와 작동피스톤 변위 x_o^{st}로부터 구할 수 있다.

$$V_g = V_g^{st} - A_o(x_o - x_o^{st}) \tag{15}$$

암내장형 유기압현수장치를 장착한 1축 모델의 운동 방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$M(\ddot{z_s} + g) + N(\cos\theta\,\ddot{\theta} - \sin\theta\dot{\theta}^2) = F_t \tag{16}$$

$$J\ddot{\theta} + N\cos\theta(\ddot{z_s} + g) + T_o = F_t \cdot L_a \cos\theta \tag{17}$$

여기서 z_s는 상질량의 수직변위, θ는 로드암의 각도를 나타낸다. 로드휠에 인가되는 힘 F_t는 다음과 같이 차량의 정하중 및 노면 외란에 의한 동하중을 지지하는 힘의 합으로 나타낼 수 있다.

$$F_t = K_t \delta_w + K_t (z_r - z_u) \tag{18}$$

여기서 K_t는 로드휠 및 궤도 고무의 강성계수로 정적상태에서 로드휠의 처짐량을 δ_w라 하면 정하중은 다음과 같다.

$$F_{ss} = K_t \delta_w = Mg \tag{19}$$

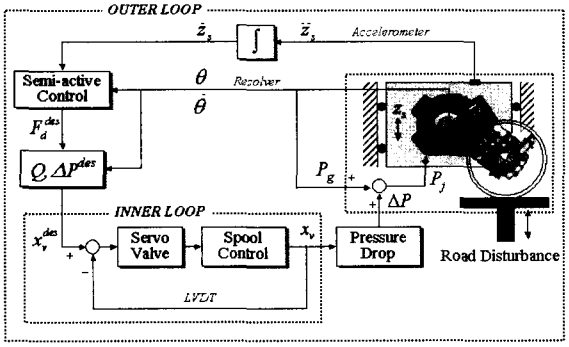
$M = m_s + m_u$, $J = I_c + m_u L_u^2$, $N = m_u L_u$이며, m_s, m_u는 각각 상질량 및 하질량(로드암 회전부 및 로드휠)을 L_a, L_u는 로드암의 회전반경 및 회전 중심에서 하질량의 무게중심까지 거리를 나타낸다.

z_u는 로드휠의 수직변위, z_r은 외란이 되는 노면의 수직변위이다. θ_o를 정적 평형상태에서 로드암의 초기 장착각도라고 하면, z_u는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$z_u = z_s + L_a(\sin\theta - \sin\theta_o) \tag{20}$$

3. 반능동 제어

본 연구에서 반능동 제어를 위해 그림 5와 같은 이중의 제어루프를 구성하였다. 외부 루프는 요구되는 감쇠력과 이로부터 가변형 댐퍼에서 필요한 스풀의 변위를 도출하는 제어 루프이며, 내부 루프는 요구되는 스풀변위를 추종하기 위한 제어 루프이다.



[그림 5] 1축 현수장치 반능동 제어모델

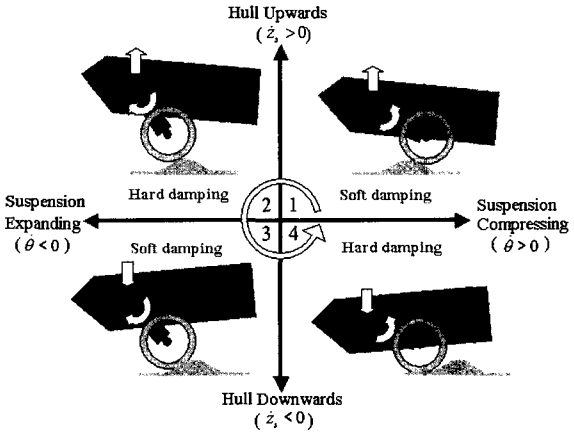
3.1 외부 제어 루프

상질량의 가속도를 효과적으로 억제하여 승차감을 향상시키기 위한 제어 목적으로 스카이훅 제어 알고리즘이 널리 적용되고 있다. 스카이훅 제어 알고리즘을 적용하기 위해서는 상질량의 수직방향 절대속도 $\dot{z}_s$와 로드암의 상대속도 $\dot{\theta}$에 관한 정보가 필요하다[10]. 그림 6은 스카이훅 제어 알고리즘을 반능동 현수장치에 적용하는 개념을 나타낸 것으로써 요구되는 감쇠력은 다음과 같다.

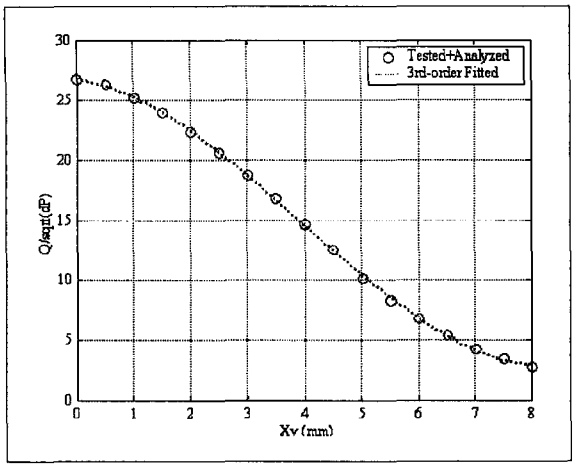
$$F_d^{des} = \begin{cases} -C_{sky}\dot{z}_s & \text{if } \dot{z}_s \cdot \dot{\theta} < 0 \\ 0 & \text{if } \dot{z}_s \cdot \dot{\theta} \geq 0 \end{cases} \tag{21}$$

여기서 C_{sky}는 스카이훅 감쇠계수이다. 마찰력과 유체의 압축성을 무시했을 때, 가변형 댐퍼에서 제어의 목표가 되는 압력 강하량과 이 때 가변형 댐퍼의 오리피스를 통과하는 유량은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\Delta P = \frac{L_a \cos\theta}{A_o(z_o + x_o \tan\theta_2)} F_d^{des} \tag{22}$$



[그림 6] 스카이훅 반능동 제어의 개념도



[그림 7] 가변형 댐퍼의 감쇠특성

$$Q = A_o L_1 \cos\theta_3 (1 + \tan\theta_2 \tan\theta_3)\dot{\theta} \tag{23}$$

상기의 두 가지 정보로부터 제어해야 하는 가변형 댐퍼의 스풀 변위가 결정된다. 가변형 댐퍼의 유량특성 실험결과를 그림 7과 같이 변환하면 스풀의 변위는 $Q/\sqrt{\Delta P}$의 값으로부터 다음과 같이 구할 수 있다.

$$x_v^{des} = b_1 K_o^3 + b_2 K_o^2 + b_3 K_o + b_4 \tag{24}$$

(단, $0 \le x_v^{des} \le x_v^{\max}$)

여기서 $K_o = |Q|/\sqrt{|\Delta P|}$이며 $b_1, \cdots, b_4$는 상수이다.

3.2 내부 제어 루프

외부 제어 루프에서 반능동 제어 알고리즘에 의해 요구되는 스풀의 변위가 도출되면 내부 제어 루프에서 이를 추종하기 위한 제어가 이루어진다.

가변형 댐퍼의 스풀은 서보밸브에 의해 구동되므로 빠른 응답특성을 얻을 수 있으나 자체의 동특성에 의한 시간지연이 발생되므로 이를 고려하여야 한다. 스풀양단의 압력차, 즉 부하 압력 $P_L = P_1 - P_2$의 시간에 따른 변화는 챔버내의 온도 변화와 누유를 무시하고 스풀 양단의 면적이 동일하다고 가정하였을 때 다음과 같이 나타낼 수 있다[7].

$$\frac{dP_L}{dt} = \frac{4\beta}{V_t}(q_L - A_v \dot{x_v}) \tag{25}$$

여기서 β는 압축성 계수(bulk modulus), V_t는 챔버의 총 부피($= V_1 + V_2$), A_v는 스풀 단면적이다. 부하유량 $q_L = (q_1 + q_2)/2$은 다음과 같이 시스템 공급압력 P_s와 부하압력 P_L에 의해 결정된다[11].

$$q_L = q_{nL}\sqrt{1 - \frac{P_L}{P_s} \cdot sgn(q_{nL})} \tag{26}$$

한편, 무부하 유량 q_{nL}은 서보밸브에 입력되는 전류에 비례하는데, 서보밸브의 동특성은 1차 선형 시스템으로 가정할 경우 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$q_{nL}(s) = \frac{K_q}{\tau_d s + 1} \cdot I_p(s) \tag{27}$$

여기서 K_q는 서보밸브 유량계수, τ_d는 서보밸브 시정수이다.

결국 스풀의 운동은 제어기를 통하여 서보밸브에 입력되는 전류의 크기에 따라 발생된 스풀 양단의 압력차에 의해 다음과 같이 구동된다.

$$A_v P_L - F_v^{fric} = m_v \ddot{x_v} \tag{28}$$

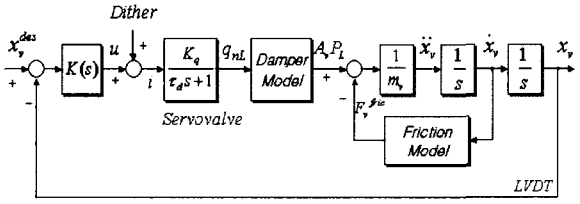
여기서 m_v는 스풀의 질량, F_v^{fric}는 스풀과 슬리브 간의 마찰력이다.

따라서 가변형 댐퍼의 동특성은 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

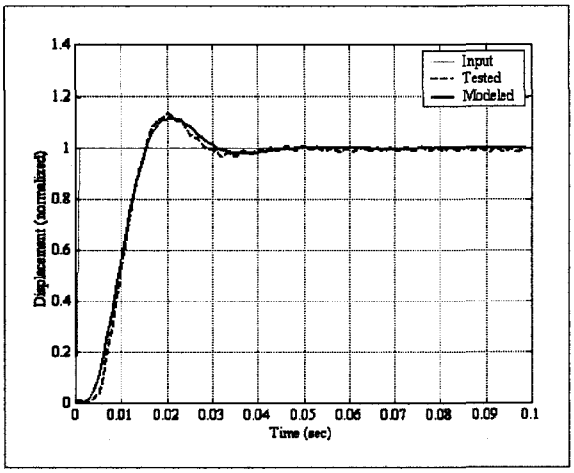
$$\begin{aligned}\dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= \frac{1}{m_v}[A_v x_3 - F_v^{fric}] \\ \dot{x}_3 &= \frac{4\beta}{V_t}\left[x_4\sqrt{1-\frac{x_3}{P_s}sgn(x_4)} - A_v x_2\right] \\ \dot{x}_4 &= \frac{1}{\tau_d}[K_q u - x_4]\end{aligned} \tag{29}$$

이 때, $(x_1\ x_2\ x_3\ x_4)^T = (x_v\ \dot{x}_v\ P_L\ q_{nL})^T$

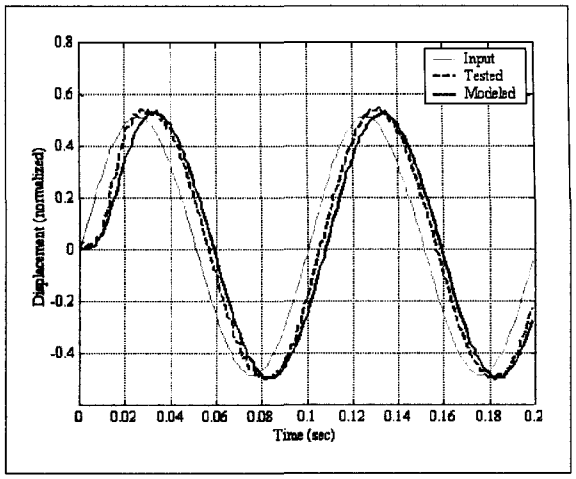
가변형 댐퍼의 스풀과 슬리브 간에는 마찰력이 존재하므로 응답특성을 향상시키기 위해서는 마찰력 보



[그림 8] 가변형 댐퍼 스풀변위 제어 모델



[그림 9] 가변형 댐퍼의 스텝 응답특성



[그림 10] 가변형 댐퍼의 정현파 추종능력

상기법을 적용하거나 마찰력을 최소화하는 방안이 필요하다. 본 연구에서는 고착 마찰력을 최소화하기 위하여 100Hz의 Dither 신호를 제어신호에 중첩시키는 방법을 사용하였다. 그림 8은 가변형 댐퍼에서 요구되는 스풀변위를 추종하기 위한 제어모델을 나타낸 것이다.

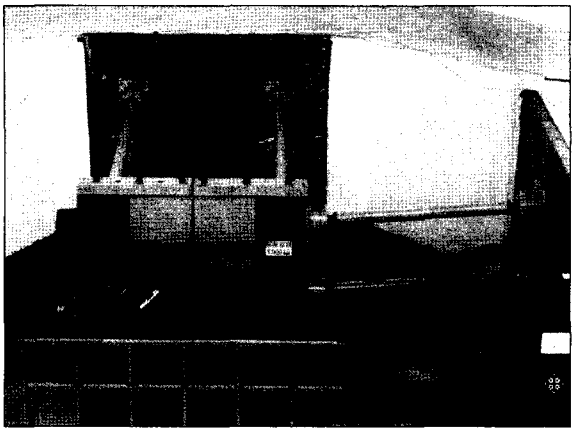
그림 9와 그림 10은 가변형 댐퍼의 응답특성을 실험한 결과를 나타낸 것으로 3차 전달함수로 단순화한 해석모델과 비교하였다. 그림에서 알 수 있듯이 정현파 10Hz로 제어명령을 입력할 경우 스풀변위 추종 시간지연은 10ms 이내인 것으로 나타났다.

4. 1축 모델의 동특성

4.1 실험 및 계측 시스템

반능동형 현수장치의 제어성능을 평가하기 위해 그림 11과 같이 상질량이 5,000kg인 1축 차량 모델에 대해 동특성 실험을 실시하였다.

1축 차량 모델의 상질량은 상하 방향으로 1 자유도



[그림 11] 1축 모델 동특성 시험기 전경

운동을 할 수 있도록 양단 힌지의 환봉들로 강화벽에 지지되어 있으며, 대용량의 유압펌프와 유압 가진기로 로드휠의 하단부를 가진하여 실제 차량이 야지를 주행할 때 인가되는 노면의 외란을 실험실에서 재현하였다.

상질량의 절대속도는 저주파 성분을 필터링한 가속도를 적분하여 사용하였으며, 로드암의 상대변위 및 상대속도는 리졸버(Resolver)를, 가변형 댐퍼의 스풀 변위는 선형 변위계(LVDT)를 이용하여 측정하였다. 제어 시스템 구성은 NI 사의 RT 보드를 이용하였다.

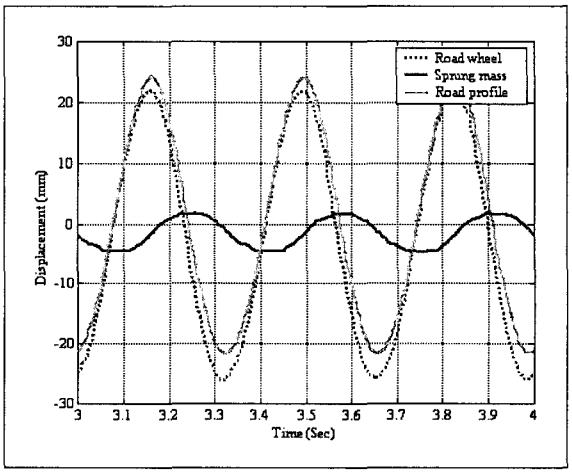
실험중 암내장형 유기압현수장치의 질소가스 및 댐퍼 전후 유압유 압력, 스풀 양단의 파일롯 압력 및 스풀변위, 상질량의 변위, 속도 및 가속도, 로드암의 변위 및 속도, 가진기의 변위 및 하중 등의 데이터를 측정하였다.

4.2 반능동 제어특성

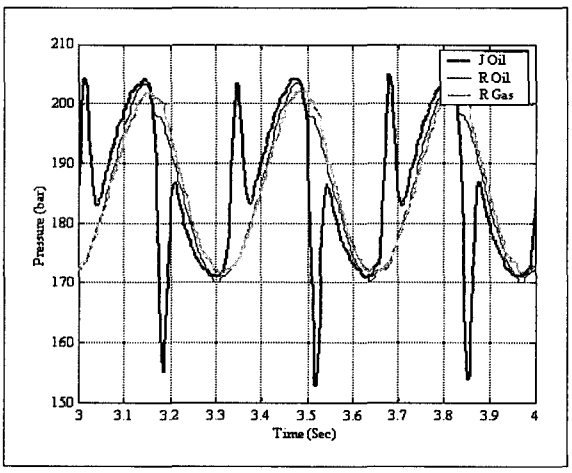
그림 12~그림 16은 반능동 제어시 유기압현수장치의 주요 특성 및 성능을 실험을 통하여 획득한 결과로서 정현파 3Hz로 노면 외란을 가진한 경우이다. 그림 12는 노면과 로드휠 및 상질량의 변위를 비교한 것이다.

그림 13은 암내장형 유기압현수장치의 질소가스 압력 및 작동 유체의 압력을 나타낸 것으로, 작동 피스톤에 전달되는 압력이 반능동 제어에 의해 변화되는 양상을 잘 보여주고 있다. 그림 14는 동일한 실험 결과를 휠변위에 따른 압력으로 나타낸 것이다.

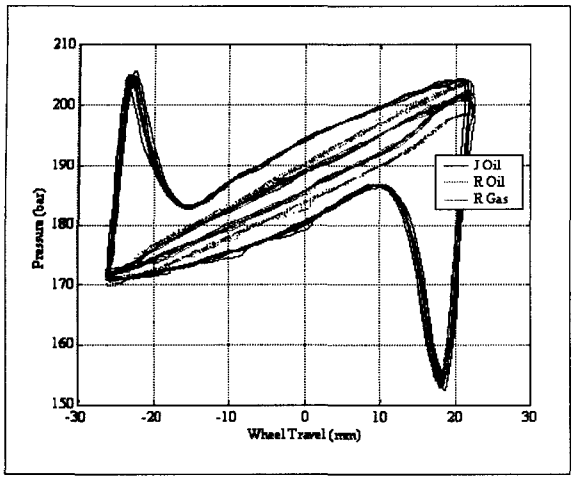
그림 15 및 그림 16은 가진기에 전달되는 휠하중과 상질량의 가속도 변화를 나타낸 것이다. 유기압현수장



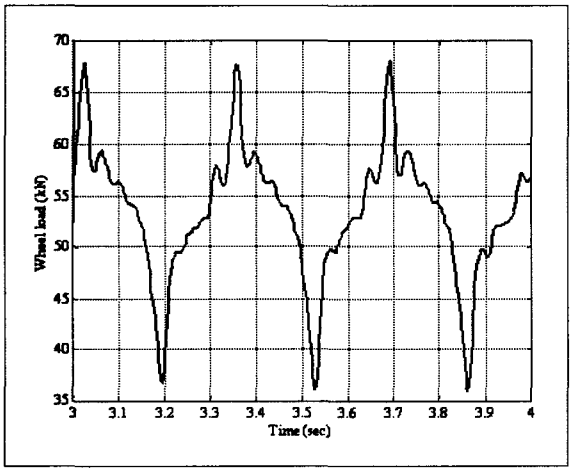
[그림 12] 반능동 제어시 변위 변화



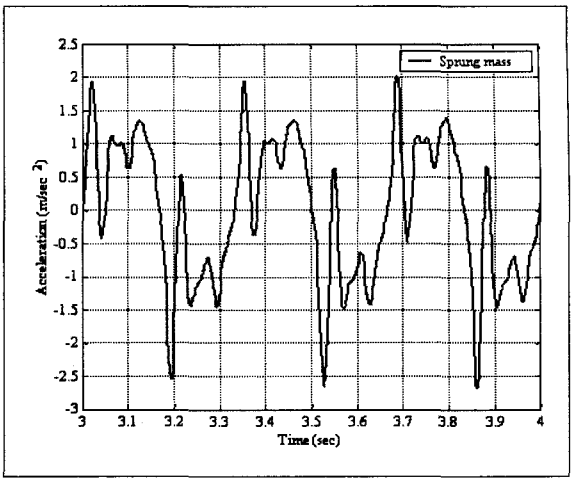
[그림 13] 반능동 제어시 압력 변화



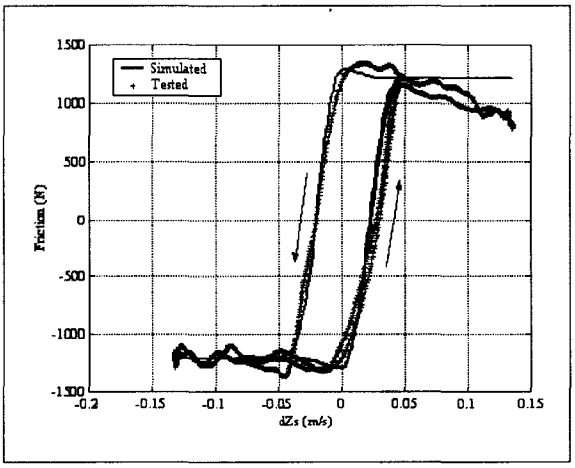
[그림 14] 반능동 제어시 압력 비교



[그림 15] 반능동 제어시 휠 하중 변화



[그림 16] 반능동 제어시 상질량 가속도 변화



[그림 17] 상질량의 마찰특성

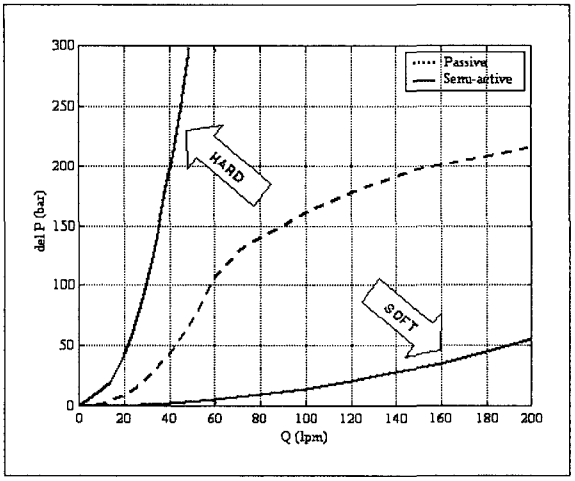
치의 내부압력이 휠하중에 직접 연관되지만 선형 및 회전 운동을 하는 각종 조인트 부위의 마찰력으로 인해 휠하중과 상질량의 가속도에 크게 영향을 미친다는 것을 알 수 있다.

그림 17은 상질량의 마찰특성을 실험을 통해 규명한 결과와 동적 마찰모델로 시뮬레이션한 결과를 비교한 것이다.

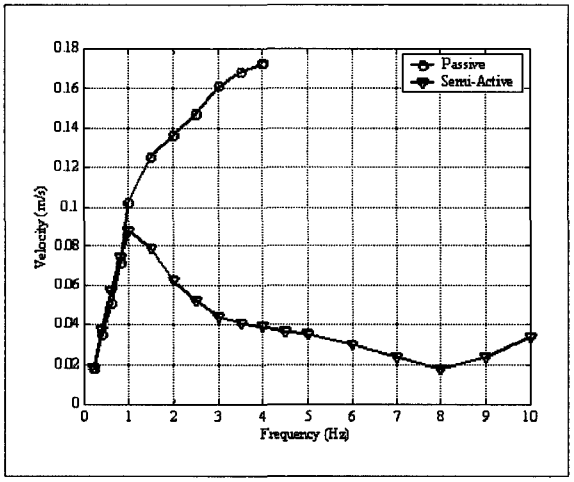
4.3 반능동 제어 성능

반능동 제어시 주요 성능을 주파수 영역에서 수동형 현수장치와 비교하였는데, 수동형의 경우는 과도한 충격과 최대 리바운드 도달로 인하여 4Hz 이상의 시험이 불가능하였다.

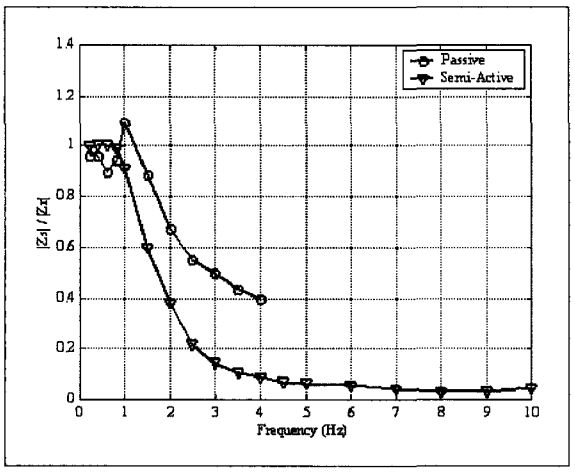
그림 18은 두 댐퍼의 감쇠특성을 비교한 것으로 수동형 댐퍼의 경우는 휠의 속도가 빨라지면 크랙킹이 발생하여 과도한 압력 강하가 발생하지 않도록 설계



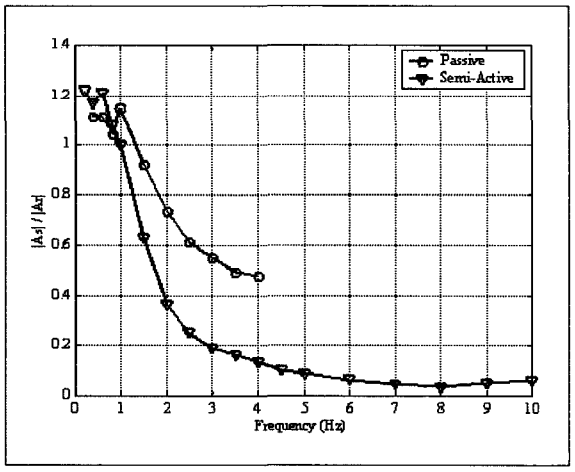
[그림 18] 수동 및 가변형 댐퍼의 특성비교



[그림 20] 상질량의 RMS 속도 비교



[그림 19] 노면에 대한 상질량의 변위비



[그림 21] 노면에 대한 상질량의 가속도비

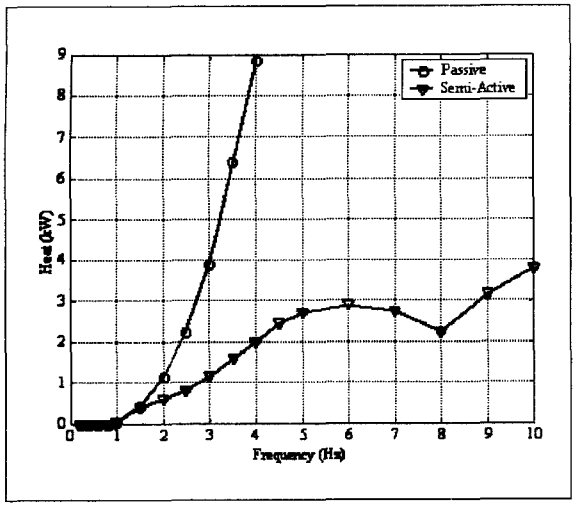
되어 있다.

그림 19는 노면에 대한 상질량의 변위비를 비교한 것으로 고주파로 갈수록 반능동 제어시 상질량의 변위가 감소한 것을 알 수 있다.

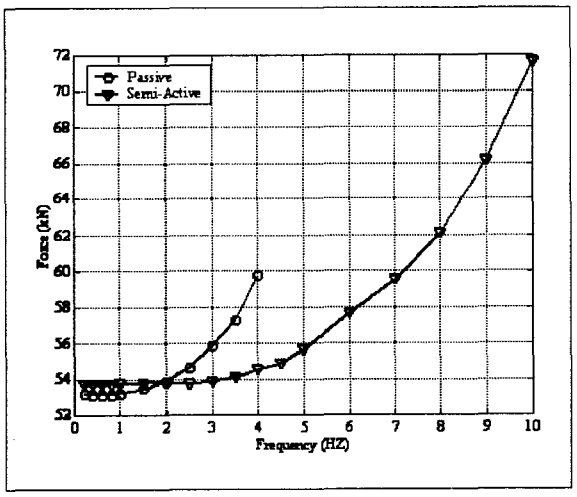
그림 20은 상질량의 RMS 속도를 비교한 것으로 4Hz로 가진하는 경우 반능동 제어시 상질량의 속도는 수동형에 비해 약 1/4로 감소하였다. 전투차량의 경우 상질량의 속도는 사격 안정화 성능에 영향을 미친다.

그림 21은 상질량의 노면에 대한 가속도비를 비교한 것으로 반능동 제어시 수동형에 비해 약 50% 정도 감소하여 야지 주행시 탁월한 승차감을 제공할 것으로 판단된다.

그림 22는 댐퍼의 RMS 발열량을 비교한 것이다. 발열량은 댐퍼를 통과하는 유량과 압력 강하량에 비례하는데, 그림에서와 같이 반능동 제어시 발열량은 수동형에 비해 큰 폭으로 감소하므로 내부의 작동오



[그림 22] 댐퍼에서 발생하는 RMS 발열량



[그림 23] 가진기에 작용하는 RMS 하중

일이나 질소가스의 온도의 상승이 감소하여 씨일류의 수명이 상대적으로 증가할 수 있다.

그림 23은 노면 외란을 부여하는 가진기의 RMS 하중을 비교한 것이다. 가진기에 작용하는 하중은 야지 주행시 로드휠과 궤도에 작용하는 하중과 동일하므로 하중이 감소하면 이들 구성품의 내구수명 증대에 기여할 수 있다.

5. 맺음말

군용 궤도차량의 야지 기동성 향상을 위해 암내장형 유기압현수장치를 모델로 하여 비선형 스프링, 마찰 등과 같은 주요 특성과 가변형 댐퍼의 동특성을 고려한 반능동 제어 기법에 대해 기술하였다.

반능동 제어는 이중의 제어루프를 갖도록 구성하였다. 외부 제어루프에서는 요구되는 감쇠력과 이를 구현할 수 있는 스풀변위를 도출하며, 내부 제어루프에서는 스풀 변위를 추종하기 위한 제어가 이루어진다.

1축 모델에 대한 동특성 실험 결과, 스카이훅 제어 알고리즘을 적용한 반능동 제어시 상질량의 변위, 속도, 가속도뿐만 아니라 댐퍼 발열량 및 휠하중 측면에서도 수동형에 비해서 우수한 성능을 나타내고 있으므로 실차 적용시에는 탁월한 야지 주행성능은 물론 현수장치 구성품의 수명향상에도 기여할 것으로 판단된다.

참 고 문 헌

[1] D. W. Moore, C. E. Green, "M2 Semi-active Suspension Mobility Performance Test Evaluation", US Army Corps of Engineers Waterways Experiment Station Technical Report GL-98-5, 1998.

[2] A. Deakin, D. Crolla, S. Roberts, T. Holman, D. Cumberland, P. Blatchford, "Implementation of a Practical Semi-Active Damper on a Combat Support Vehicle", SAE Technical Paper 2000-01-3451, 2000.

[3] 이윤복, 김재용, 김병운, "야지기동성 향상을 위

한 반능동형 유기압 현수장치 개발 현황", 제8회 지상무기체계 발전 세미나, 2000.

[4] 이윤복, 최교준, 서문석, 금동정, 김병운, "자세제어 기능을 갖는 반능동형 유기압 현수장치 개발", 제10회 지상무기체계 발전 세미나, 2002.

[5] 김병운, 이윤복, 강이석, "궤도 차량용 반능동 현수장치 성능특성에 관한 연구", 한국 군사과학기술 학회지 제6권 제1호, 2003. 5.

[6] IUPAC(International Union of Pure and Applied Chemistry) Chemical Data Series No. 20, "Nitrogen International Thermodynamic Table of Fluid State-6", Pergamon Press, 1977.

[7] Herbert E. Merritt, "Hydraulic Control Systems", John Wiley & Sons, Inc. 1966.

[8] Brian Armstron-Helouvry, "Control of Machines with Friction", Kluwer Academic Publishers, 1991.

[9] C. Canudas de Wit, H. Olsson, K. J. Astrom, P. Lischinsky, "A New Model for Control of Systems with Friction", IEEE Transactions on Automatic Control, Vol.40, No.3 pp.419~425, 1995.

[10] Daniel C. Clark, "Selection and Performance Criteria for Electro hydraulic Servodrives", Moog Technical Bulletin 122, 1969.

[11] D.Karnopp, "Design Principles for Vibration Control Systems Using Semi-Active Dampers", ASME, Journal of Dynamic System, Measurement, and Control, Vol. 112, pp.448~455, 1990.