

반능동 현가장치의 하이브리드형 댐퍼 개발에 관한 연구

Development and Evaluation of a Hybrid Damper for Semi-active Suspension

진철호¹ · 윤영원² · 이재학^{3*}

Chul Ho Jin, Young Won Yoon and Jae Hak Lee

Received: 26 Jul. 2017, Revised: 06 Feb. 2018, Accepted: 28 Feb. 2018

Key Words : Damper(댐퍼), Floating Piston(부유피스톤), Magneto-rheological Fluid(자성유체), Accumulator (누산기)

Abstract: This research describes the development model and testing of a hybrid damper which can be applicable to a vehicle suspension. The hybrid damper is devised to improve the performance of a conventional passive oil damper using a magneto-rheological (MR) accumulator which consists of a gas accumulator and a MR device. The level of damping is continuously variable by the means of control in the applied current in a MR device fitted to a floating piston which separates the gas and the oil chamber. A simple MR device is used to resist the movement of floating piston. At first a mathematical model which describes all flows within the conventional oil damper is formulated, and then a small MR device is also devised and adopted to a mathematical model to characterize the performance of the device.

1. 서 론

자동차의 현가장치는 차체의 하중을 견디고 노면에서 발생하는 충격을 감쇠해 승차감을 향상시키고, 타이어의 접지를 유지하는 역할을 한다. 그 중 댐퍼는 스프링이 충격을 흡수하기 위해 수축한 후 원래의 상태로 돌아가려는 움직임에서 발생하는 파동에 의한 흔들림을 제어하기 위하여 차량 운행의 가장 중요한 요소 중 하나이다. 차량안전 및 도로 손상을 최소화 시키는 우수한 승차감 및 조작 등의 전체 차량성능 향상을 위하여 댐퍼의 성능을 향상시키고, 최

적화하는 많은 연구되고 있다. 수동형 현가장치는 항상 승차감과 조작성이 절충되어야 하기 때문에, 부드러운 핸들링을 위해서 고체처럼 직접적으로 전달되어야 하며, 승차감을 위해서는 유체처럼 부드럽게 전달되어야 한다. 이러한 시스템의 동력 요소는 제어하기 쉽지 않다. 유압펌프 등의 외부 전원을 구현하는 능동형 현가장치와 같은 주파수의 넓은 범위를 통한 현가시스템은 성능을 개선하지만, 에너지 소비가 상당히 높을 수 있다. 낮은 비용과 낮은 전력의 사용으로 능동형 댐퍼 보다 경쟁력 있는 반능동식 댐퍼는 1970년 초에 제안되었다¹⁾. 이러한 반능동식 댐퍼는 순간적인 운동 상태에 대해 유체 및 공압으로 댐퍼관을 작동시켜 감쇠력을 변화시킴으로써 제어력이 발생하여 능동 댐퍼 시스템 보다 우수한 안전성을 보인다. 반능동댐퍼는 제어장치가 고장 나는 경우에도 수동형 댐퍼가 작동되는 반면에 능동 시스템이 고장이 발생하는 경우, 뜻하지 않은 힘이 타이어를 도로 밖으로 움직여 차량의 조작 및 안전을 위협하는 문제가 발생된다. 조작과 안정성을 손상시키지 않고 편안한 승차감을 주며, 구조가 간단하고 경제적이며, 안전하다는 이점이 있어 수동 및 능동댐퍼 시스

* Corresponding author: jhleepau@iuk.ac.kr

1 School of Mechanical Design & Manufacturing, Busan Institute of Science and Technology, Busan 46639, Korea

2 Korea Hydraulic & Pneumatic System Co., Busan 48059, Korea

3 Department of Aircraft Parts Engineering, International University of Korea, Gyeongnam 52833, Korea

Copyright © 2018, KSFC

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

템의 장점으로 반능동 시스템을 개발하게 되었다²⁾. 지금까지 반능동 시스템의 이론은 많이 연구되었지만, 기본적인 개념은 지난 몇 십년간 크게 변하지 않았다. 초기에 반능동 시스템의 감쇠력의 조절은 기존의 댐퍼관을 솔레노이드 및 스텝퍼(stepper) 모터로 조정되는 기계적 밸브를 사용하여 하여 감쇠력을 변화시킴으로서 조절하였다^{3,4)}. 이러한 시스템은 시간 지연 및 밸브움직임이 댐퍼 성능에 크게 영향을 미치는 것으로 확인되었다. 최근 일반적인 조절 댐퍼에서 사용되는 기계적 밸브를 교체하여 댐퍼의 감쇠력을 제어하기 위하여 자기 유동이나, 전기 유동 유체를 이용한 연구가 계속되고 있다^{5,6)}.

MR(Magneto-rheological) 또는 ER(Electro-rheological) 댐퍼의 성능은 여러 다양한 분야에 적용되고 있으며, 특히 불안정한 진동의 감쇠에 적용이 된다. 기계 및 유동학적 제어 댐퍼의 광범위한 연구와 비용을 절감하고 무게를 감소시키기 위해 연구가 더욱 필요하다. 본 연구에서는 비용 및 중량의 감소와, 다양한 감쇠력의 효과를 얻기 위해, 통상적인 수동오일 댐퍼에 MR 장치를 조합한 하이브리드 댐퍼가 제안되었다. 일반적으로 수동 댐퍼에서 챔버들 사이의 압력차의 흐름을 통하여 구동하고, 감쇠력을 생성한다. 추가 감쇠를 위하여서는 압력차의 조절로, 조절 및 제어할 수 있다. 본 연구에서는 MR 장치는 추가감쇠력을 제공하기 위하여 사용되고, 가스챔버 안의 유동 피스톤에 장착된다. 압축챔버내의 압력에 영향을 미치는 가스챔버 내의 압력은 유동적 피스톤의 변위의 함수로서 나타난다. 즉, 감쇠력을 유발하는 압력차는 댐퍼 레벨의 변화로 유동피스톤의 변위를 제어함으로 조정될 수 있다. 감쇠의 레벨은 유동피스톤에 장착된 MR 소자에 인가 된 자계의 크기 조절을 통하여 연속적으로 변화한다. 간단한 MR 장치는 유동피스톤의 이동을 제한할 수 있는 힘을 제공하는데 사용되며, 즉, 댐퍼 피스톤과 유동피스톤 양자의 이동방향은 동일하다.

본 연구에서는 하이브리드 댐퍼의 구성요소, 작동 원리와 작동 방법을 나타내었으며, 댐퍼 내의 모든 흐름의 모델링을 수행하였다. 또한, MR 장치의 성능을 특성화하기 위해 채택된 수학적 모델을 제시하였으며, 시뮬레이션 및 실험을 수행하였다.

2. 하이브리드 댐퍼의 구성 및 실험장치

하이브리드 댐퍼의 구성 및 실험에 필요한 회로도

를 Fig. 1, 2에 각각 나타내었다. 하이브리드 댐퍼는 기존의 수동 오일 댐퍼와 MR 누산기로 구성되어 있다. 또한 MR 누산기는 가스 누산기와 MR 댐퍼형의 디바이스로 구성되어 있다. MR 누산기의 내부에는 MR 장치의 한 축에 유동 피스톤이 장착되어 있다. 이 댐퍼는 압축실, 반동실, 가스실, MR 유체실의 4개의 압력실로 분할되어 있다. 가스실에서 반동을 위한 매체로 질소등이 압축가스로 사용되며, 유동피스톤에 의하여 압축실과 분리되며, 압축실과 반동실에서는 압력을 힘으로 변환시키는 유압유체가 사용된다. MR 실은 MR유체로 채워진다.

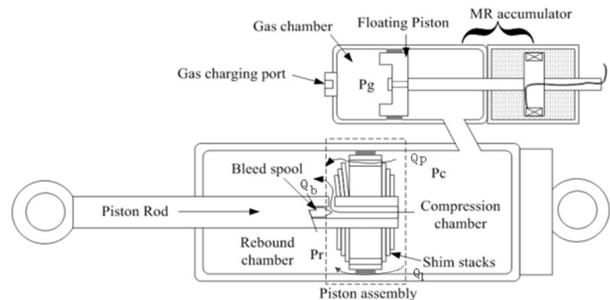


Fig. 1 Functional representation of a hybrid damper

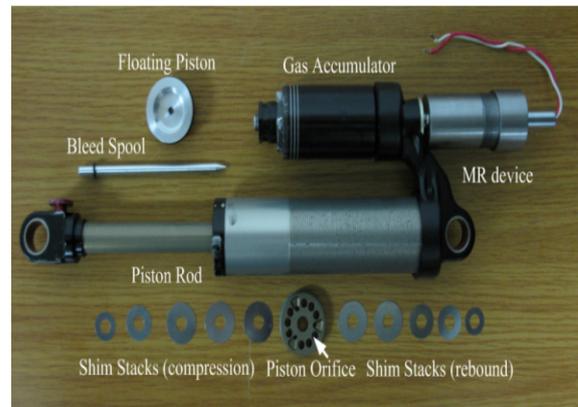


Fig. 2 Configuration of a hybrid damper

MR유체는 충격, 댐퍼 및 블레이크와 같은 제어 가능한 부분에 일반적으로 사용하기 위해 만들어진 탄화수소기반의 자기 유동학적 유체이다. MR 장치는 고정된 오리피스로서 전자석을 이용하여 오리피스의 체적에 자기장을 적용시킬 수가 있다. 이 자기장은 MR 유체의 자속밀도를 변화시키며, 오리피스체적 내의 유체 흐름에 대한 압력 차를 유발한다. 압력차는 MR장치의 막대를 이동 시키는데 필요한 힘에 비례한다. 이와 같이 MR장치의 감쇠력의 특성은 전자석으로 흐르는 전류의 함수로 나타난다. 이러한 관계는

MR장치의 감쇠력을 실시간으로 쉽게 제어되어 질수 있도록 할 수 있다. 유동 피스톤에 의해 유압 유체로부터 분리되는 압력 크기가 누산기로 축적된다. 이 누산기는 두가지 용도로 사용되는데 첫째, 피스톤로드가 원통형 하우스징 내로 삽입 될 때 유압 유체가 차지하는 볼륨을 주고, 둘째 피스톤 어셈블리의 저압측의 압력이 유압 유체의 증기압 이하로 압력을 감소시켜 유압 유체에 캐비테이션을 유발하지 않도록 압력상쇄를 준다.

압축 행정 동안, 원통형 하우스징 내의 유압유체는 압축실로 부터 반동실로 이동한다. 반동실 운동의 경우, 압력은 감소되며 유량은 증가된다. 피스톤을 통과하는 유체는 압력실 내의 압력을 증가시킨다. 이 압력은 압축실로 부터 반동실로 유동을 움직이고 감쇠력을 발생시킨다. 저속상태에서 감쇠력은 오리피스 를 통과하는 유체의 저항에 의해 야기된다. 고속상태에서, 유체 압력은 심스택을 변형시키기에 충분하고, 심스택과 피스톤 오리피스 사이의 공간을 통과한다. 유체가 비압축성이기 때문에, 피스톤로드가 반동실에 진입함에 따라 반동실 및 압축실 내의 유체의 부피는 증가하게 된다. 유동피스톤은 압축실 내의 유체의 부피증가에 따른 양만큼의 가스 부피를 감소 시키기 위해 가스실의 질소가스를 압축한다. 실제로, 압축실의 압력은 피스톤의 가속도, 가스실압력 및 피스톤 변위의 함수이다. 또한, 피스톤의 가속도에 따른 압력변화는 가스실의 압력보다 매우 작아서, 유동 피스톤의 변위의 함수인 가스 압력이 압축실의 압력에 영향을 미치는 것을 나타낸다. 유동 피스톤의 움직임을 제어하면, 압축실 내의 압력은 조절된다. 유동 피스톤의 이동을 제한하기 위해 사용되는 MR장치에 의해 발생하는 힘은 압력차를 유발하는 중요한 역할을 하고, 댐퍼 피스톤 장치의 전반적인 압력강하에 의해 생성된 감쇠력이 증대된다. 이러한 감쇠력 증대는 MR 소자에 인가된 자기장의 크기에 의해 결정된다.

3. 기존 오일 댐퍼 시스템 모델

Talbott 와 Starkey 는 가스충전 단일튜브형 댐퍼의 수학적 모델을 제시했다.⁷⁾ 이 모델의 주요 목표는 초기모델에 사용된 실험적 보정계수를 피하고 실제 물리적 댐퍼에 적용하는 것이었다. 본 연구에서는 기본적인 수동댐퍼모델의 사용을 위하여 탈보트의 모델을 사용하였다. 피스톤 조립체가 압축실에 진입하는 경우, 압축실에서 반동실에 압력강하가 일어난다. 각

각의 실 사이에 3가지 유동이 있다.) 1) 브리드 오리피스 통과 유동 Q_b , 2) 피스톤 오리피스 통과 유동 Q_p , 3) 피스톤 헤드와 하우스징안쪽의 누설유동 Q_l .

총 유량은 상기 세 유동의 합이다. 질량보존의 법칙에 따라 압축실을 떠난 유량은 반동실에 들어간다. 여기서 유동의 합을 위한 중요한 가정은 댐퍼 오일이 비압축성이며, 일정한 밀도를 갖는다고 가정한다. 이 가정은 질량유량비 보다 체적을 고려한다. 총 유량은 다음과 같은 형태로 표현될 수 있다.

$$Q_t = Q_b + Q_p + Q_l \tag{1}$$

오리피스를 통한 유동은 비압축성 정상 흐름의 베르누이 연속방정식으로부터 유도된다.

$$Q = C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho} (\Delta P)} \tag{2}$$

여기서 C_d 는 토출계수를 나타내고, A 는 단면적, ρ 는 유체의 밀도를 나타낸다. 토출계수는 에너지 손실을 나타내며, 유동 모델의 레이놀즈 수 및 모델의 형상에 따라 달라진다. 이는 식(2)에서 난류 유동 조건에 대한 정확한 흐름을 설명한다. 실제 유체 유동의 저속영역을 제외하고 난류의 형태를 띄고 있다. 본 연구에서 상기 공식이 블리드 오리피스 와 피스톤 오리피스 모델에 적용되며, 토출 계수는 측정 데이터와 예측된 결과를 비교하여 결정한다.

3.1 유출 유동 모델링

Fig. 1에서 포핏 타입에 의한 블리드 오리피스를 통한 유동은 아래와 같이 표현 된다.

$$Q_b = C_{db} A_b \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_c - P_r)} \tag{3}$$

여기서, C_{db} 는 브리드 오리피스의 토출계수이며, A_b 브리드 오리피스의 유효 유동영역을 나타내며, 다시 아래와 같이 나타 낼 수 있다.

$$A_b(\kappa) = \pi \kappa \sin \alpha \left[d_b - \frac{\kappa}{2} \sin 2\alpha \right] \tag{4}$$

여기서 d_b 는 블리드 오리피스의 지름이며, α 는

포핏의 원뿔 각도이다. 블리드 스푼의 위치에 따라 (κ), 블리드 오리피스의 면적은 가변 감쇠력을 얻기 위해 조절 될 수 있다.

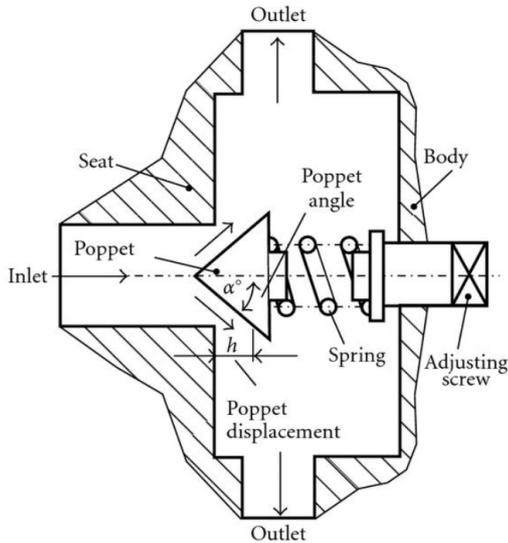


Fig. 3 Schematic of the poppet valve

3.2 피스톤 유동 모델

Fig.4에서 피스톤을 통한 유량은 압축실의 압력 P_c 과 리바운드 챔버의 압력 P_r 의 압력 강하와 관련된다. 피스톤로드가 압축실로 들어갈 때, 압축실 내의 유체는 피스톤 오리피스 및 shim stack을 통하여 반동실로 유입되며 이 두 압력 강하를 통하여 유동이 발생된다. 즉 압축행정 중, 유체가 피스톤 오리피스를 통과할 때 제 1 압력강하 ΔP_{po} 가 발생한다. 제 2 압력강하 ΔP_{ss} 는 유체가 피스톤 오리피스를 통과할 때 shim stack에 걸쳐 발생한다. 이러한 압력 강하는 아래와 같이 표현 될 수 있다.

$$\Delta P_{po} = P_c - P_v \quad (5)$$

$$\Delta P_{ss} = P_v - P_r \quad (6)$$

질량보존의 법칙에 의하여, 피스톤 오리피스에 유입되는 유량 과 shim stack을 통해 나가는 유량은 동일하다. 첫째, 피스톤 오리피스를 통한 유량은 압력 강하는 ΔP_{po} 에 관련된다. 식(2)에 식 (5)를 대입하여 피스톤오리피스를 통한 유량을 대입하여 아래와 같은 식을 얻는다.

$$Q_{p1} = C_{dpo} A_{po} \sqrt{\frac{2}{\rho} (\Delta P_{po})} \quad (7)$$

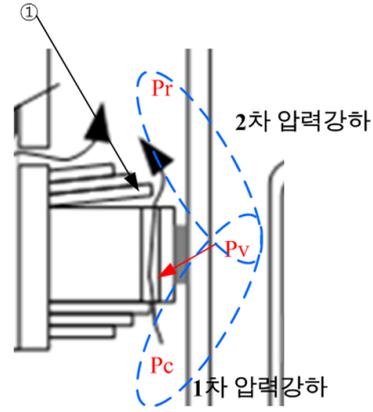


Fig. 4 Schematic of Piston flow model

여기서 C_{dpo} 와 A_{po} 는 피스톤 오리피스의 토출 계수 와 유효 영역이다. 또한 shim stack을 통해 유도된 유량의 압력강하는 식 (6)에서 보여준다. 식(6)을 식 (2)대입하여 shim stack의 유량 Q_s 를 구할 수 있다.

$$Q_{p2} = C_{ds} A_s \sqrt{\frac{2}{\rho} (\Delta P_{ss})} \quad (8)$$

여기서 C_{ds} 와 A_s 는 각각 shim stack의 토출계수 및 유효유동 영역이다. 우리가 알고 있는 바와 같이, 피스톤 오리피스를 떠난 흐름은 ①과 같이 심스택의 가장 큰 심을 접촉하고 그 후 리바운드 챔버로 유입되고 있다. 이 유동에서 유동영역 A_s 는 shim stack의 휨에 의한 shim의 최대 고리 영역의 둘레의 곱으로 계산 되어 질수 있다.

$$A_s = K \pi D_{ls} \delta_t \quad (9)$$

여기서 K 는 유동의 교정계수이고, D_{ls} 는 최대 심의 직경 및 δ_t 는 shim stack의 변형이다. 식(9)를 식 (8)에 대입하여 shim stack을 통한 유량이 계산된다.

$$Q_s = C_{ds} (K \pi D_{ls} \delta_t) \sqrt{\frac{2}{\rho} (\Delta P_{ss})} \quad (10)$$

강성 k 를 고려하여 shim stack 식(10)은 다음과 같이 다시 표현될 수 있다.

$$Q_s = C_{ds} K \pi D_{ls} \frac{(P_v - P_r) A_k}{k} \sqrt{\frac{2}{\rho} (\Delta P_{ss})} \quad (11)$$

여기서 A_k 는 유체압력이 작용하는 심의 영역이다.

3.3 shim stack(Shim stack) 모델과 강성

shim stack의 변형은 미지의 변수이며, 이는 중첩의 방법에 의해 결정된다.⁸⁾ Fig. 5은 shim stack에 대해 캔틸레버 빔을 사용하여 적용하는 방법을 나타낸다.

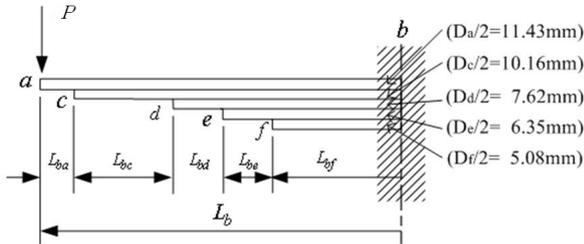


Fig. 5 Schematic of the shim stacks

본 연구에 사용된 shim stack은 동일한 두께에 다섯 종류의 다른 크기의 지름을 사용한다 ($t = 0.23mm$).

예를 들어, 빔은 점 c에서 휘어지거나 및 회전되지 않고 견고하게 지지되고, 끝에서 휘게되어, δ_a 는 아래의 계산으로 얻어질 수 있다.

$$\delta_a = \frac{PL_{ba}^3}{3EI} \tag{12}$$

또한, 위의 빔 cd부분은 외팔보처럼 동작하고, 끝부분의 변형에 적용된다. 점 c의 변형각도는

$$\delta_c = \delta_c + \theta_c(L_{bc}) = \frac{7PL_{bc}^3}{6EI} \tag{13}$$

이러한 방법으로, 지점 D, E, 및 F의 변형을 합은

$$\delta_t = \delta_a + \delta_c + \delta_d + \delta_e + \delta_f = (\alpha_1 L_{ba} + \alpha_2 L_{bc} + \alpha_3 L_{bd} + \alpha_4 L_{be} + \alpha_5 L_{bf}) \frac{P}{EI} \tag{14}$$

여기서 α_i 는 상수값 ($\alpha_1 = 1/3$, $\alpha_2 = 7/6$, $\alpha_3 = 7/9$, $\alpha_4 = 7/12$, $\alpha_5 = 7/15$)이다.

shim stack의 강성 계수 k 를 구하기 위하여 관성 모멘트를 대체하여, $I = bt^3/12$ (여기서 b 는 폭, t 는 shim stack의 두께를 나타낸다) 식 (14)에 대입하여, 하중을 변형율로 나누어

$$k = \frac{P}{\delta_t} = P / \left((\alpha_1 L_{ba} + \alpha_2 L_{bc} + \alpha_3 L_{bd} + \alpha_4 L_{be} + \alpha_5 L_{bf}) \frac{12P}{Ebt^3} \right) = \chi t^3 \tag{15}$$

식(15)의 유효강성은 shim stack의 세제곱에 비례하는 것을 알 수 있다. χ 는 다른 입력 변수가 변경되는 경우 상수값이다.

3.4 누설 흐름

Fig. 6은 위의 세 구성 요소의 구조에 의해 생성된 환형 누설경로를 나타내고 있다.

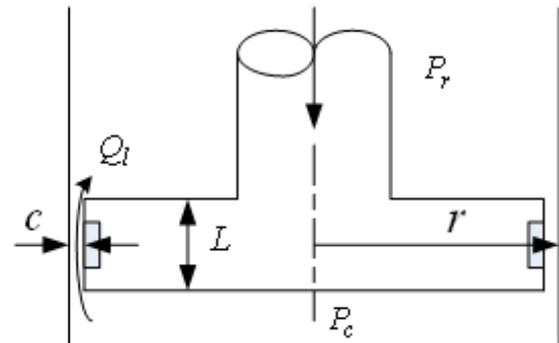


Fig. 6 Schematic of leakage flow between the piston seal and the cylinder wall

환형 누설 경로 주변의 흐름은 층류로 가정된다. 누설 경로와 관련된 간극은 크기가 작기 때문에, 이 가정은 유효할 수 있다.

누설 경로의 층류 방정식은 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$Q_l = \frac{\pi r c^2}{6\mu L} (P_c - P_r) \tag{16}$$

여기서 r 은 실린더의 내벽의 반경($d_{piston} = 0.035m$)이며, c 는 실린더 철과 내벽 사이의 반경 틈새이며, μ 는 절대 유체의 점도이며, $L(= 0.005m)$ 은 누출 통로의 길이이다.

3.5 MR accumulator Modeling

Fig. 7은 각 변수의 도출을 위한 계략도를 보여주고 있다. MR 장치의 한 축은 부유 피스톤으로 고정되고, 외부 하우징은 고정되었다.

가스실에 직렬로 연결된 MR장치는 보빈(bobbin) 및 MR유체의 유동변화를 포함하고 있다. 이 막대에 절연 와이어가 감긴다. 막대 주위의 코일을 통해 인가된 입력 전류는 전자석과 흐름이 반복 사이에서 자기장을 생성한다. 자기장은 막대와 유량흐름간의 관계에서 MR 유체에 항복 응력을 증가시킨다. 항복 응력의 변화에 의해, MR장치는 fluid flowing resistance를

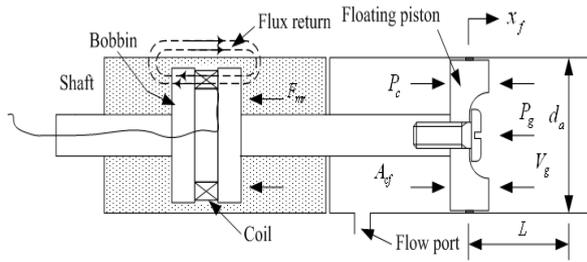


Fig. 7 Schematic and free body diagram of MRF accumulator

만들어 간극 내의 유체의 유동 저항에 의해 감쇠력을 생성한다. 누산기 챔퍼에 있어서, 가스실은 로드의 삽입에 의한 부피 증가가 일어난다. 누산기 힘과 변위 사이의 관계는 다음과 같은 가정 하에서 유도하였다.⁹⁾

- 1) 부유 피스톤과 실린더 벽 사이의 쉘 마찰은 무시된다.
- 2) 최초 온도와 최종 온도는 동일하다.
- 3) 질소는 이상기체와 동일하게 반응한다.
- 4) 질소는 다방향의 확장 및 압축을 가지고 이때의 지수는 $n=1$ 이다.

상기 가정하에, 가스 챔버의 압력은 다음과 같이 표현 될 수 있다.

$$P_g(x_f) = P_{go} \frac{A_{float}L}{A_{float}L - A_{rod}x_f} \quad (17)$$

P_g 는 임의의 시간에서의 가스 압력과 유동 피스톤의 변위의 함수이다. P_{go} 는 최초 충전 압력이다. A_{float} ($d_f = 0.027m$)는 부유 피스톤의 면적이며, A_{rod} ($d_{rod} = 0.0127m$)는 피스톤 로드의 면적이며, L ($= 0.026m$)는 누산기 챔버의 길이이다. 부유 피스톤의 면적과 누산기내의 압력의 곱으로 가스실에 생성된 힘의 합은 식 (18)로 표현된다.

$$F_{gas}(x_f) = F_{go} \frac{1}{1 - (A_{rod} / A_{float})(x_f / L)} \quad (18)$$

본 연구에서는 스펜서에 연구에서 제시된 MR 장치의 수학적 모델을 사용한다.¹⁰⁾ MR 동작 특성은 Bouc-Wen 모델에 의해 설명된다. Fig. 8은 모델의 회로도를 보여주고 있다. 이 모델에 의해 예측된 지배 방정식 F_{mr} 은

$$F_{mr} = c_1 \dot{y} + k_1(x - x_0)$$

$$\dot{z} = -\gamma |\dot{x} - \dot{y}| z |z|^{n-1} - \beta (\dot{x} - \dot{y}) |z|^n + A(\dot{x} - \dot{y})$$

$$\alpha = \alpha_a + \alpha_b u$$

$$c_0 = c_{1a} + c_{1b} u$$

$$c_1 = c_{1a} + c_{1b} u$$

$$\dot{u} = -\eta(u - v) \quad (19)$$

x 는 MR 장치의 변위이며, z 는 시간에 대한 응미 분값이며, y 는 MR 장치의 유사변위이다.

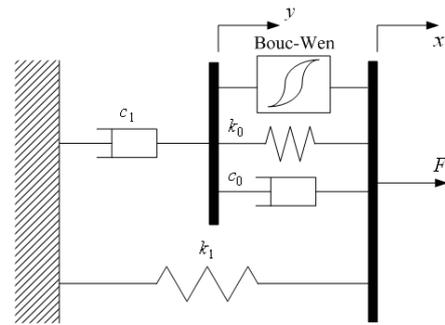


Fig. 8 Mechanical model of the MRF device

Table 1 Model parameters indentified for the MR device used in this work

Parameter	Value	Parameter	Value
c_{0a}	5.8 Ns/m	α_a	69.5 Ns/m
c_{0b}	21.6 Ns/mV	α_b	501 Ns/mV
k_0	20 N/m	γ	480 m ⁻²
c_{1a}	100.5 Ns/m	β	480 m ⁻²
c_{1b}	850.3 Ns/mV	A	301 m ⁻²
k_1	5.0 N/m	n	2
x_0	0.05 m	η	190 s ⁻¹

이 모델에서, c_0 와 c_1 은 각각의 고속과 저속에서 관찰된 점성 감쇠력 계수이다. 각각의 k_1 은 누산기 강성이며, k_0 은 고속에서의 제어를 위한 강성이며, x_0 는 k_1 스프링의 초기 변위이며, γ, β, A 는 히스테리시스 곡선의 변형특성에 영향을 주는 파라미터며, α 는 내부변수 z 와 관련된 계수이고, u 는 1차 필터 출력전압이며, v 는 입력전압으로 시간지연효과를 갖고 있다.

상기 파라미터에 대해 얻어진 값은 실험에서 얻어

진 실험 데이터에 모델을 적합시킴으로서 결정될 수 있다. Matlab의 최적화 방법과 MR 소자의 실험결과를 이용하여 모델의 계수를 결정하고 Table 1에 나타내었다.

Fig. 9은 제조 시스템에서 이 장치에 대해 수행된 예측된 응답과 측정된 응답 사이의 비교를 나타낸다. 여기 주파수(가진 주파수) 및 입력된 사인주파수 크기는 1Hz 와 20mm로 선택된다. 부유 피스톤의 힘 밸런스를 이용하면 압축실 압력을 알 수 있다. 부 피스톤의 위, 아래의 이동과 뉴턴의 제 2법칙을 사용하여 마찰을 무시하면 플로팅 피스톤 이동량에 작용하는 힘의 합계는

$$(P_c - P_g)A_g - F_{mr} = m_f \ddot{x}_f \quad (20)$$

유체가 비압축성이라고 가정하면, 피스톤의 가속은 부유 피스톤의 가속과 관계된다.

$$\ddot{x}_f = \frac{A_{rod}}{A_{float}} \ddot{x}_p \quad (21)$$

이 가정의 합리성을 평가하기 위해 두 피스톤 사이의 관계를 조사하기 위한 테스트가 레이저 변위 센서를 사용하여 수행되며 그 결과가 Fig. 10에 나타나 있다. 실험 결과간의 불이치는 유체가 압축 가능하고 기포와동반 된 소량의 공기를 함유하고 있어 고/저 속도 영역 모두에서 압축률을 증가시키고 히스테리시스를 유발할 수 있기 때문이다.

상기 데이터에서의 결과들 사이에서의 약간의 불일치가 보이기도 하지만, 상기 가정은 비교적 합리적이며, 따라서 MR 누산기에 의한 압축실 내의 압력에 대한 방정식은 다음과 같이 재배열 될 수 있다.

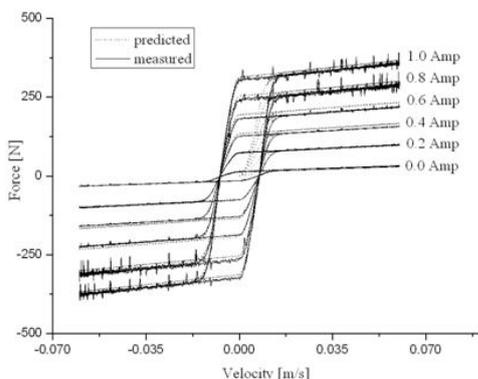


Fig. 9 Comparison between the predicted and the measured data

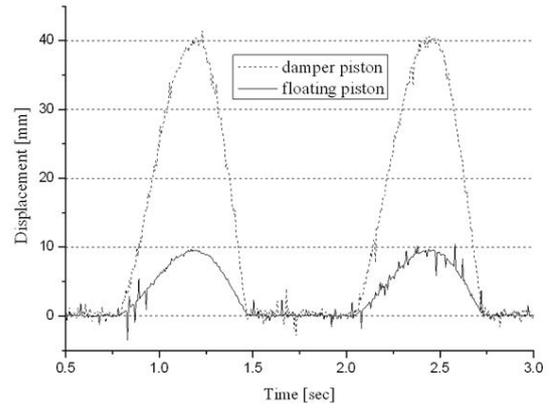


Fig. 10 Relationship between the damper piston and floating piston

$$P_c = m_f \frac{A_{rod}}{A_{float}} \ddot{x}_f + \frac{F_{go}}{A_{float}} \frac{1}{1 - (A_{rod} / A_{float})(x_f / L)} + \frac{F_{mr}}{A_{float}} \quad (22)$$

피스톤 어셈블리 질량(m_p)는 직접적으로 측정된다. 식 (22)의 우변 첫 번째 항은 제 2항보다 훨씬 작으며, 이는 압축실 내의 압력(P_c)가 가스실 압력과 플로팅 피스톤의 면적으로 나누어진 MR 힘과 관련된 제 3항에 의존한다는 것을 효과적으로 나타낸다.

3.6 댐퍼의 총 감쇠력

총 감쇠력은 피스톤의 양측면에 작용하는 힘과 전류가 가해진 MR 축압기에 의해 생성된힘에 의해 결정된다. Fig. 11는 피스톤 어셈블리의 자유물체도를 보여주고 있다. 피스톤 어셈블리에 작용하는 힘을 고려하면, 감쇠력은 다음과 같이 얻어 질 수 있다.

$$F + P_r A_r - P_c A_c - F_f - F_m = m_p \ddot{x}_p \quad (23)$$

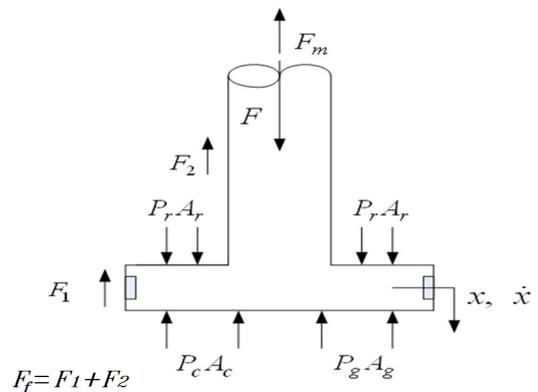


Fig. 11 Free-body diagram of piston assembly

F 는 댐퍼 샤프트 힘이고, F_m 은 MR의 댐핑력 및

F_1 , F_2 은 피스톤과 썰 사이와 로드와 썰 사이에서 작용하는 마찰력이다. 이러한 마찰력은 모델을 포함하지 않으므로 제로 속도 영역 근처에서 히스테리시스 동작이 증가할 수 있다.

4. 시뮬레이션 및 실험 결과

Fig. 12에 묘사한 바와 같이 예비 실험을 실시하여 댐퍼력 특성에 관한 실험 데이터를 얻었다.

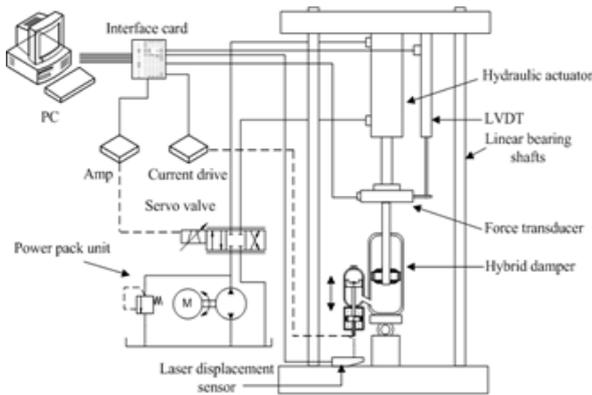


Fig. 12 Schematics of the experimental test equipment

Table 2 The lists of equipment used

No.	Name	Model name	Company
1	Servo valve	J076-103 J0345	Moog Co.
2	Servo valve Amp	J121-001 J0547	Moog Co.
3	Load cell	MNT-500L	CAS Co.
4	LVDT	LTM 300S	GEFRAN
5	Laser displacement sensor	LB-1201	KEYENCE
6	Wonder box current device controller kit	RD-3002-03	LORD Co.
7	Multifunction I/O card with Real Time Toolbox	MF624	HUMUSOFT

본 장비는 연구를 위하여, 신호 주파수 파형 및 스텝과 램프의 입력을 수행할 수 있도록 제작되었다. 액추에이터에 횡 방향의 하중이 가해지지 않도록 회전고리가 액추에이터와 댐퍼 사이에 설치되었다. 진폭 및 주파수를 조정함으로써 원하는 속도의 넓은 범위를 얻을 수가 있다.

하드웨어에는 하이브리드 댐퍼에 입력 신호를 공급하고 서보 밸브를 제어하는 호환형 개인용 컴퓨터(Pentium 1GHz)가 포함되었다. I/O 카드 및 MR장치는 전류 드라이브로 제어되어 전류를 공급한다. 장치구성품은 Table 2에 표시되었다.

비선형 방정식을 풀 때 사용된 방법은 Newton method를 반복적 사용하여 결합 방정식의 해를 구하였다.¹¹⁾ 가스실 및 압축실 내의 압력은 식(17), (22)과 같다. 반동실 내의 압력이 계산되면 식(23)에 의해 댐퍼에 의해 생성된 힘을 구할 수가 있다. 실험 접근방법은 Talbott등의 제안한 방법을 이용하여 접근하였다.⁷⁾ 댐퍼의 테스트는 사인과 입력을 사용하고 주파수를 제어하였다. 각각의 실험에서 끝점에서의 행정을 확인하였다. 모든 실험은 25°C에서 수행하였다. 댐퍼는 가스실과 주변 사이의 열 전달 효과를 피하기 위해 개별 실험 후 냉각시킨 후에 재 실험 하였다. 각 실험의 가스실의 사전 충전압력은 0.4MPa이다. 측정된 데이터의 값은 모델의 상관 관계에 적용하였으며, 정확한 결과를 얻기 위하여 몇가지 반복 프로세스를 수행하였다. 음의 속도는 압축을 나타내며, 양의 속도는 반동을 나타낸다. 위의 표시는 모든 작업에 걸쳐 적용된다. 첫 번째 단계에서 블리드 오리피스 모델에서의 shim이 피스톤 위에 배치되어 피스톤 오리피스와 심 스택사이의 흐름을 차단한다. 블리드 오리피스를 통과하는 유량만 허용하였다. 블리드 오리피스는 항상 열려 있으므로, 모든 유동 속도에서의 유동특성은 감쇠력 특성치에 영향을 준다. 블리드 오리피스 크기는 블리드 스톱을 움직여 조절할 수 있지만, 이 작업은 완전히 열린 상태로 수행되었다. 블리드 오리피스의 직경과 원뿔각(α)은 직접 측정이 된다.

실험 결과는 오리피스 상관 관계에 사용된다. 시운전 시작시 블리드 오리피스의 배출계수는 0.65로 선택되고, 측정 데이터와 예측치 간의 미세한 상관 관계를 얻기 위한 튜닝 기법이 적용된다. Fig. 13은 1Hz의 사인파에서 진폭 0.02m에서의 힘과 변위 그래프이다. 측정 데이터와 예측치는 약 $C_{db} = 0.65$ 에서 나타난다. 예측치와 측정값 사이의 일치도는 좋지만 리바운드 영역에서의 약간의 불일치가 나타난다. 이는 압축에서 리바운드의 상이한 유동영역 인한 것으로서 배출 계수가 다름으로 인하여 이러한 불일치가 나타났다. 또한 Fig. 13에서 낮은 속도 작은 루프는, MR장치에서 흐름저항과 압축과 반동실에서의 작은 압력차 때문이다.

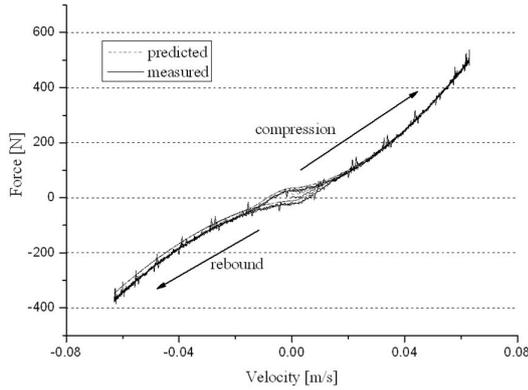


Fig. 13 Force vs. velocity curve of hybrid damper for bleed correlation in the absence of an applied magnetic field

두 번째 테스트는 오직 유체만 피스톤 오리피스를 통과 할 수 있도록 블리드 포트를 다고 심스택 없이 수행하였다. 피스톤 오리피스에 대한 동역학 배축 계수의 상관 관계를 허용하였다. 사용 된 피스톤 오리피스에는 직경 3mm(soft damping) 과 직경 1.8mm(hard damping)을 갖는 9개의 직선 오리피스가 적용되었다. 초기실험에서 사용된 토출계수 값은 $C_{dp0}=0.7$ 로 설정하였다. 예측치와 측정치 사이의 힘 거동에 따라, 피스톤 오리피스의 토출 계수의 최종 값은 0.68를 설정되었다.

Fig. 14는 피스톤 오리피스의 상관 관계 결과를 보여주고 있다. 예측치 와 측정치간의 수렴은 타당하다. 본 실험은 블리드 포트를 닫고 심스택이 없이 수행되었기 때문에, 따라서 댐퍼 힘의 크기는 피스톤

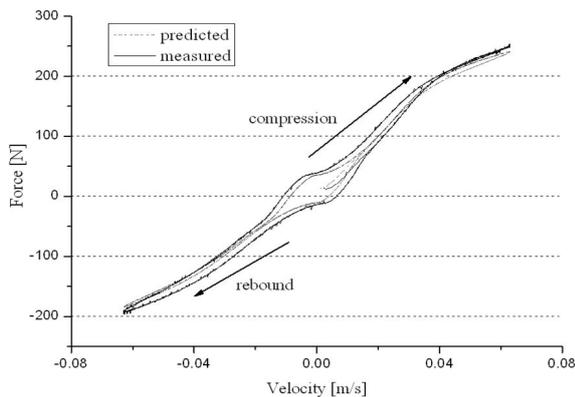


Fig. 14 Force vs. velocity curve of hybrid damper for piston orifice correlation in the absence of an applied magnetic field with the excitation frequency of 1Hz and the magnitude of 0.02m

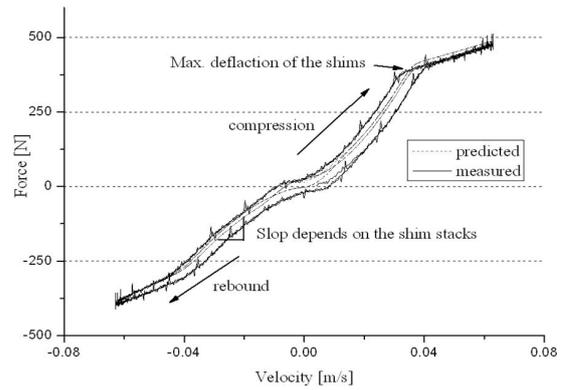


Fig. 15 Force vs. velocity curve of hybrid damper for piston orifice correlation in the absence of an applied magnetic field with the excitation frequency of 2Hz and the magnitude of 0.01m

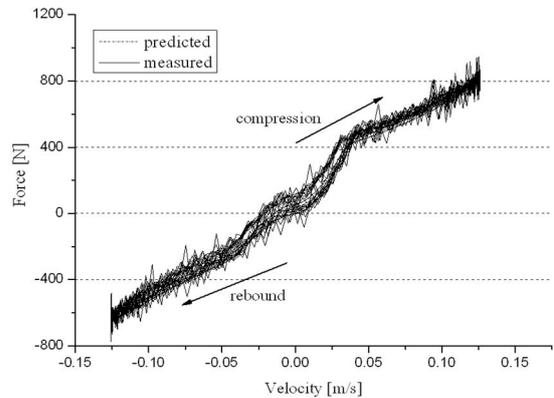


Fig. 16 Force vs. velocity curve of hybrid damper for piston orifice correlation in the absence of an applied magnetic field with the excitation frequency of 4Hz and the magnitude of 0.01m

오리피스의 면적이 블리드 유동 면적에 비해 크기 때문에 Fig. 13 표시한 힘보다 작다. 힘과 속도의 상관관계에 대한 최종 실험은 블리드 포트를 닫음으로써 유로가 피스톤 오리피스 및 심스택을 통과하여 압력 강하를 발생시킴으로 실험하였다. 심의 강성사이의 관계는 식(15)와 같이 심두께의 세제곱관계가 있다. Fig. 15과 Fig. 16는 피스톤 오리피스 $C_{dp0}=0.68$ 과 심스택 $C_{ds}=0.67$ 일때의 다른 주파수와 크기에서의 힘과 속도그래프를 나타내고 있다. 예측치와 실측치의 관계된 상수 X라고 하면 이 값은 다수의 실험을 통하여 업데이트 된다. 여기서 심스택의 움직임이 댐퍼의 특성에 크게 영향을 준다는 것을 보여준다.

댐퍼상태의 저속에서의 테스트에서, 심스택의 비

선형 특성으로 인하여 예측치와 측정치와의 사이에는 약간의 불일치가 있음을 알 수 있다. 고속에서의 댐퍼 시험에서 심스택은 고속에서의 힘과 속도의 그래프에서 높은 비선형특성으로 인하여 점진적으로 감소를 보여준다. 이러한 결과는 연구의 범위를 넘어서 향후 연구에서 고려할 것이다.

블리드 피스톤 오리피스 및 심 스택에 대한 상관관계 파라미터에 대한 확신으로, 전체 유효성 검사를 MR 장치의 필드 종속 감쇠력 없이 연구하였다. Fig. 17 및 18은 다양한 주파수와 크기에 대한 힘 속도 곡선을 나타낸다. 연구모델은 힘의 크기와 힘의 비선형 경향에 대해 비교적 일치하는 힘 대 곡선을 생성하는 것을 알 수 있다. 상기 모델이 실험 데이터와 정

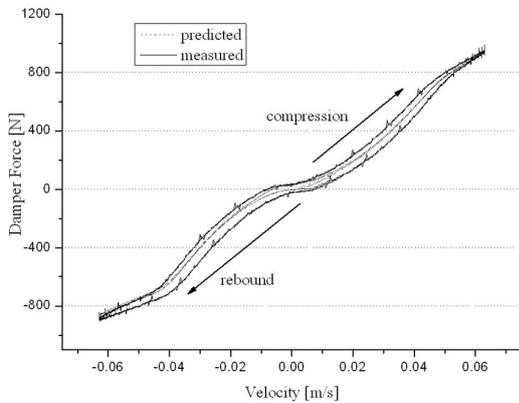


Fig. 17 Force vs. velocity curve of hybrid damper for piston orifice correlation in the absence of an applied magnetic field with the excitation frequency of 1Hz and the magnitude of 0.02m

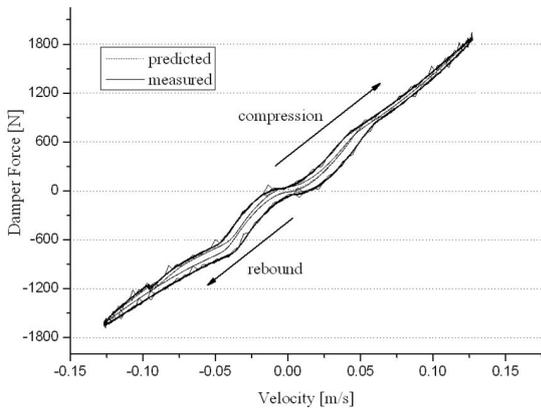


Fig. 18 Force vs. velocity curve of hybrid damper for piston orifice correlation in the absence of an applied magnetic field with the excitation frequency of 4Hz and the magnitude of 0.02m

확하게 일치하지 않는 이유는 히스테리시스를 유발할 수 있는 유체 압축성이 없기 때문이며, 유체의 운동량의 변화로 인한 힘이 없다는 것이다.

본 연구의 목적은 MR장치에서 인가된 전류를 제어함으로써 다양한 댐퍼 힘을 얻는 것이다. Fig. 19 및 Fig. 20은 MR장치의 전계된 종속 감쇠력으로 확인되는 하이브리드 댐퍼의 주요 특성으로 설명될 수 있다.

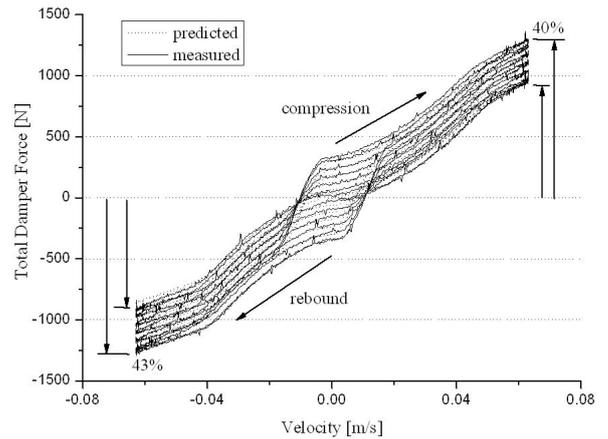


Fig. 19 Force vs. velocity curve of hybrid damper for piston orifice correlation in the absence of an applied magnetic field with the excitation frequency of 1Hz and the magnitude of 0.02m

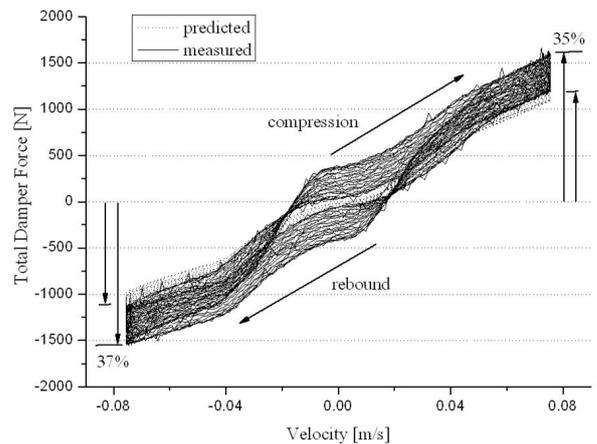


Fig. 20 Force vs. velocity curve of hybrid damper for piston orifice correlation in the absence of an applied magnetic field with the excitation frequency of 4Hz and the magnitude of 0.01m

0A와 0.8A 까지 점진적으로 증가하여 측정된 감쇠력 특성을 Fig. 17과 18에서 나타내었다.

인가된 자기장이 증가될수록, 저항력이 증가함에 따라 감쇠력도 증가한다. Fig. 17에서 도시된 바와 같이, 전류가 0A에서 0.8A로 증가 할 때, 즉 압축 피크 값이 930N에서 1301N로 변화 할 때, 반발 행정 피크는 890N에서 1275N 으로 약 40%의 증가가 보여진다. 4Hz의 여진 주파수에 대하여, Fig. 18에서 나타나듯이 히스테리시스 루프는 넓어지고, 히스테리시스 기울기는 감소한다. 압축시 0A와 0.8A 의 최대힘은 각각 1193N ~1606N이고, 반발시는 1113N과 1534N이다. Bingham과 같은 거동은 저속 영역에서의 자계 항복력과 고속 영역에서의 점성 감쇠력으로 구성되어 있음을 보여준다. 점성 감쇠력의 거동은 오일 댐퍼에 의해 발생 된 힘 중 하나에 대응되는 반면, 자계 종속 항복력의 거동은 MR 장치의 감쇠력 중 하나에 대응된다. 속도가 거의 없는 영역에서는, 특성 히스테리시스 루프는 주로 댐퍼의 MR장치 내부의 밀봉요소의 마찰력에 기인한다.

실제, MR 소자는 상대 속도와 반대 방향으로만 힘을 제공 할 수 있고, 장치의 방향 전환시 보빈과 자속 복귀 부 사이에서의 유체의 블리드(bleed)를 겪게 되어, 저속에서의 힘 곡선들 간의 불일치를 야기한다. 또한, 이 마찰력은 펄드 종속 항복력으로 작용된다. 자기장이 MR 장치에 인가 될 때, 전계 종속 항복력 및 마찰력의 합은 MR 장치의 히스테리시스 거동에 영향을 준다.

즉 하이브리드 댐퍼에 대한 실험조사에서, 하이브리드 댐퍼는 자기장하에서 매우 넓은 가변 감쇠력 범위를 갖는 것으로 보여준다.

5. 결 론

본 논문은 차량 현가장치에 적용 할 수 있는 하이브리드 세미 액티브 댐퍼의 개발, 모델링 및 실험을 제시하였다. Talbott에 의해 제안 된 모델을 사용하여 기존의 오일 댐퍼의 수학적 모델을 구성하고 개발하였다. 또 부동 피스톤의 운동에 저항하는 MR 소자의 특성을 조사하고 Bouc-Wen 모델을 수학적 모델로 채택하였으며, 파라미터는 예측치와 측정 결과와 비교함으로써 확인하였다. 만족할 결과를 얻기 위하여 몇 가지 반복 실험을 완료하였다. 하이브리드 댐퍼는 MR 장치에 전류를 인가함으로써 감쇠력의 변동폭은 약 40%의 증가로 나타났다. 본 연구의 결과로, 세미 액티브 댐퍼의 성능을 확인하였으며, 본 연구에서 제시된 결과는 여전히 하이브리드 댐퍼 개발을 위한

예비 실험으로, 실제 적용을 위한 더 많은 연구 와 실험이 가까운 장래에 있어야 될 것으로 사료된다.

후 기

이 성과는 2018년도 정부(과학기술정보통신부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 연구임(2017R1C1B5076487).

References

- 1) D. Karnopp, M. J. Crosby and R. A. Farwood, "Vibration Control Using Semi-active Force Generators," ASME J Eng. Ind Vol.96, No.2. pp.619-626, 1974.
- 2) Yi. K., Song, B. S. "A New Adaptive Sky-hook Control of Vehicle Semi-active Suspensions," J. Auto. Eng., Vol.213, No.3, pp.293-303, 1999.
- 3) C de Korh., "Development of a New Continuously Variable Damper for Semi-active Suspensions," Int. Mech. Eng, pp.141-151, 1992.
- 4) Yoon. Y. H., Chop. M. J., Kim. K. H., "Development of a Reverse Continuous Variable Damper for Semi-active Suspension," Int. J. of Auto. Tech., Vol.3, No.1, pp.27-32, 2002.
- 5) Lee. S. H., Park, J. H., Lee, S. K., Youn, K. J. and Min, K. W., "Performance Evaluation of Passive and Semi-Active Magnetorheological Dampers," J. of Mech. Science and Technology, Vol. 21, No. 6, pp. 913-918, 2006.
- 6) Hong. S. R., Choi. S. B., Choi. Y. T., and Wereley. N. M., "A Hydro-mechanical Model for Hysteretic Damping Force Prediction of ER Damper: Experimental Verification," J. of Sound and Vibration, Vol.285, pp.1180-1188, 2005.
- 7) Talbott. M. S. and Starkey. J., "An Experimentally Validated Physical Model of a High-Performance Mono-Tube Damper," SAE Int, Vol. 01, No. 3337, 2002.
- 8) Gere and Timoshenko, "Mechanics of Materials: Third Edition," International Thomson Publishing, pp.488-490.
- 9) Ahmadian. M. and Norris. J. A., "Experimental Analysis of Magnetorheological Dampers when

- Subjected to Impact and Shock Loading,”
Communication in Nonlinear Science and Numerical
Simulation,” Vol.13, pp. 1983-1984, 2008.
- 10) Spencer Jr. B. F., Dyke, S. J., Sain, M. K. and
Carlson, J. D., “Phenomenological Model for
Magnetorheological Dampers,” J. of Engineering
Mechanics, Vol.123, No.3, pp. 230-238, 1997.
- 11) Hoffman, J. D., “Numerical Methods for Engineers
and Scientists: Second Edition,” Marcel Dekker
Inc., New York, 2001.