

고성능 MR댐퍼의 설계

High-performance Magneto-rheological Damper Design

백운경[†] · 이종석^{*}

Woon-Kyung Baek and Jong-Seok Lee

(2003년 11월 4일 접수 : 2004년 5월 13일 심사완료)

Key Words : Magneto-rheological Fluid(자기유변유체), Magneto-rheological Damper(MR댐퍼), Magneto-static Analysis(정자장 해석), F-V characteristics(F-V특성), Orifice Equation(오리피스 방정식)

ABSTRACT

This study shows the design process of a MR damper for semi-active suspension systems. Damping force characteristics of the designed damper was predicted through the flow analysis and magnetic analysis. The predicted results were compared with the experimental results and the initial design specification was modified according to the results.

1. 서론

MR(magneto-rheological)유체는 자기장이 가해지면 유체의 점성이 바뀌는 지능형유체이며 MR댐퍼는 이러한 MR유체를 사용하여 감쇠력의 연속적인 조절이 가능한 가변댐퍼이다.

Jolly⁽¹⁾등은 MR유체의 유변학적 및 자기적 특성을 기술하고, MR유체를 활용하는 장치에 응용되는 작동 모드와 MR유체의 적용 예를 보였다. Yang⁽²⁾등은 지진이나 강풍에 대비하여 건물을 보호하기 위한 장치로서 MR댐퍼를 연구하고 준정적 축대칭 MR댐퍼 모델을 유도하여 실험결과와 비교하였다. 이환수⁽³⁾등은 외부에 어큐뮬레이터를 가지는 실린더형 MR댐퍼를 제안하고 HILS기법을 활용하여 자동차의 승차감과 조종안정성 향상에 대한 연구를 수행하였다. 박재우⁽⁴⁾등은 연속 가변 충격흡수기의 내부구조와 동적거동 특성을 해석하여 충격흡수기의 감쇠력의 성능한도를 확인하였다.

지금까지의 국내외 연구를 살펴볼 때 MR댐퍼의 설계에 대한 연구는 아직 미흡하다. 본 연구는 자동차의 현가장치에 사용될 MR댐퍼의 설계에 관한 연구이다.

본 연구에서는 MR댐퍼의 고성능화를 위해 MR댐퍼의 설계변수 변경에 따른 감쇠력의 변화를 예측하였으며, 이에 따라 MR댐퍼를 제작하여 감쇠력 시험을 수행하고 예측결과와 비교하였다.

2. MR댐퍼의 구조

본 연구에서 제작된 MR댐퍼는 Fig. 1과 같이 기존의 수동식 모노튜브형(mono-tube type) 댐퍼와 외형상 유사한 형태이나 자기장을 발생시키기 위해서 코어(core)에 코일이 감겨져 있다. 댐퍼가 운동하게 되면 Fig. 2와 같이 코어와 플럭스 링(flux ring) 사이의 환형유로(annular orifice)를 통하여 MR유체가 이동하게 된다.

MR댐퍼의 행정거리는 104 mm이며, MR유체는 LOAD사의 MRF-132AD를 사용하였다.

MR댐퍼의 내부에는 Fig. 2와 같이 MR유체가 채워져 있으며 피스톤의 행정에 따른 로드의 체적보상

[†] 책임저자 : 정회원, 부경대학교 기계공학부

E-mail : baekwk@mail.pknu.ac.kr

Tel : (051)620-1615, Fax : (051)620-1615

^{*} 부경대학교 대학원 기계공학부

을 위하여 20~28 bar의 고압 질소(N₂)가 충전된 가스실이 있다. 가스실과 MR유체 저장실과의 사이에는 프리 피스톤(free piston)으로 분리되어 있다. 피스톤 밸브(piston valve)는 로드와 나사로 체결되어 있다. MR 유체의 누설을 방지하고 피스톤 밸브의 동심도를 유지하기 위한 로드 가이드(rod guide)가 있으며, 전선은 중공 로드(hollow rod)를 통해서 피스톤 밸브의 코일과 연결되어 있다.

Fig. 2의 피스톤 밸브의 자세한 형상은 Fig. 3과 같으며 3장에서의 설명을 위해서 명칭 및 기호를 표시하였다.

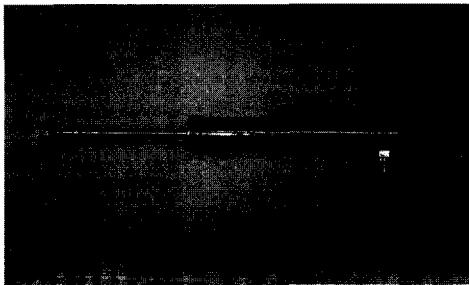


Fig. 1 Mono-tube MR damper

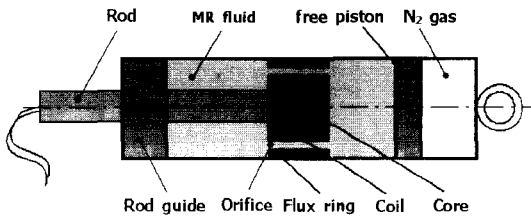


Fig. 2 Structure of the mono-tube MR damper

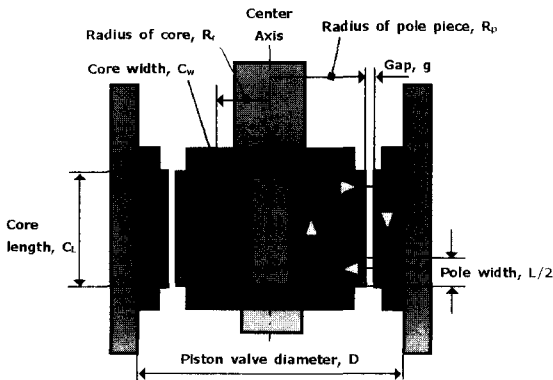


Fig. 3 Structure of the piston valve

3. MR댐퍼의 설계

MR댐퍼의 설계 및 제작과정은 Fig. 4와 같다. MR댐퍼의 설계초기 단계에서는 코일에 전류가 흘러 발생하는 자속이 통과하는 경로를 고려하여야 한다. 즉, 코어원통의 단면적, MR유체가 자기장에 노출되는 단면적, 그리고 플럭스 링의 단면적에 관한 설계 변수를 고려하여야 한다.⁽⁵⁾

3.1 감쇠력 해석

MR댐퍼의 감쇠력은 식 (1)과 같이 유체의 유동에 의한 감쇠력, F_v , 자기장의 인가에 의한 감쇠력, F_r , 그리고 마찰력, F_f 로 구성된다.

$$F = F_v + F_r + F_f \quad (1)$$

유체에 의한 감쇠력 F_v 는 식 (2)와 같다. 식 (2)에서 A_p 는 피스톤 밸브의 면적이며, ΔP_v 는 유체가 유로를 통과하면서 발생하는 압력의 차이이다. ΔP_v 는 식 (3)에 의해 결정된다.

$$F_v = \Delta P_v A_p \quad (2)$$

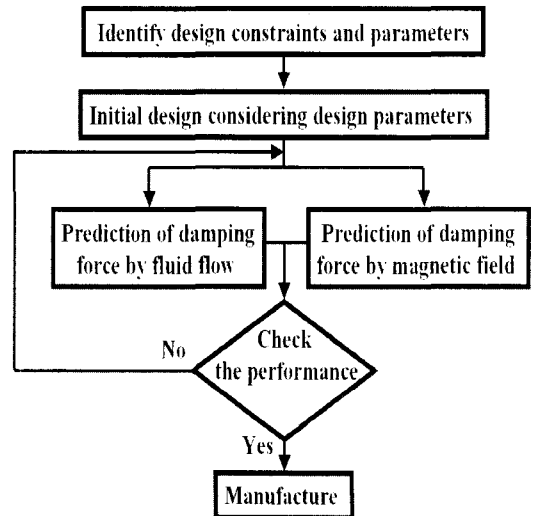


Fig. 4 MR damper design process

$$\Delta P_{\eta} = \frac{\rho}{2} \left(\frac{Q}{C_d A_o} \right)^2 \quad (3)$$

식 (3)에서 ρ 는 MR유체의 밀도, Q 는 유량, C_d 는 유량계수, A_o 는 환형유로의 면적이다. 유량계수 C_d 의 값은 짧은 튜브 오리피스에서는 유체가 통과하는 길이, 유로 크기, 레이놀즈 수의 함수로 알려져 있다.⁶⁾ 자기장에 의한 감쇠력 F_{τ} 은 식 (4)와 같다.

$$F_{\tau} = \frac{c \tau_y L}{g} A_p \quad (4)$$

식 (4)에서, τ_y 는 자계강도(H)에 따른 MR유체의 항복응력, L 은 자기장에 노출되는 길이, g 는 유로 크기이다.

환형유로를 두 평판사이의 유로로 가정했을 경우 c 의 값은 Yang에 의해 식 (5)와 같이 유도되었다.

$$c = \left(2.07 + \frac{1}{1 + 0.4 \frac{wg^2 \tau_y}{12Q\eta}} \right) \quad (5)$$

여기서, w 는 환형유로 중심의 원주길이이며, η 는 걸보기 점도이다. τ_y 의 값은 자계강도 H 와의 관계로부터 얻을 수 있으며, H 값은 정자장 해석을 통해 예측할 수 있다. Fig. 5는 본 연구에서 사용한 MR유체인 MRF-132AD에 대해 τ_y 와 H 의 관계를 보여준다.

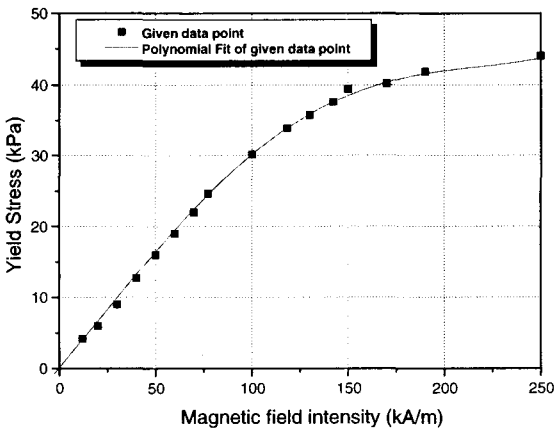


Fig. 5 Yield stress vs. magnetic field intensity

3.2 자기장 해석

면적비에 따른 초기설계 치수를 기준으로 코일의 직경과 권수를 결정하고, 코어에 발생하는 자속밀도 (B)와 유로에서 발생하는 자계강도는 Flux2D⁽⁸⁾를 사용하여 구하였다. Fig. 6는 전류세기가 3 A일 때 코어에서 발생하는 자속밀도를 나타내었고, Fig. 7은 기자력(magneto-motive force)에 의해 유로에서 발생하는 자계강도를 나타내었다.

기자력에 대한 코어와 유로의 MR유체의 자속밀도와 코어에서의 자속밀도를 유로 크기의 변화에 따라 시뮬레이션하여 그 결과를 각각 Fig. 8과 Fig. 9에 나타내었다. 예를들면, Fig. 8에서 유로 크기가 0.8 mm인 경우에 MR유체의 자속밀도의 포화 값인 0.7

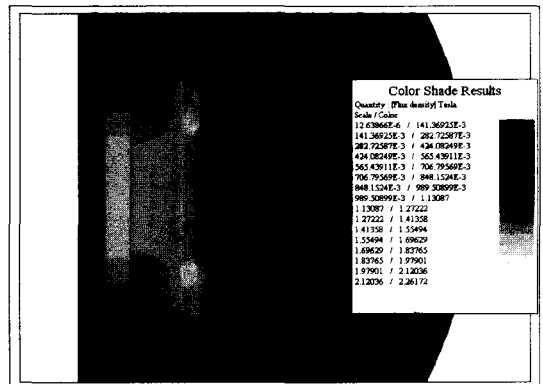


Fig. 6 Magnetic flux density of piston valve at maximum mmf

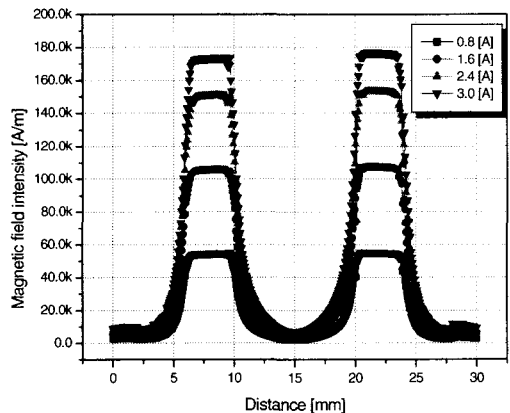


Fig. 7 Magnetic field intensity of orifice for current changes

[Tesla]가 되기 위한 기자력은 360 [Ampere-turn] 이 되는 것을 알 수 있다.

Fig. 8과 Fig. 9의 결과를 활용하여 유로 크기에 따른 기자력을 Fig. 10에 나타내었다. Fig. 10은 MR 유체의 포화값이 0.7 [Tesla]이고, 코어의 포화값이 1.5 [Tesla]일 경우, 유로 크기에 따라 MR유체와 코어가 포화하기 위한 기자력을 나타낸 것이다. 두 선이 만나는 점은 동일한 기자력으로 MR유체와 코어가 동시에 포화하는 것으로 볼 수 있다. 따라서, 유로 크기를 0.7~0.8 mm로 정하는 것이 효율적이다.

피스톤 밸브의 자기회로에서, 포화가 발생하게 되면, MR댐퍼의 효율이 떨어지게 되므로, MR유체와 코어가 동시에 포화하는 유로 크기의 부근에서 유로 크기를 결정하였다.

Fig. 10을 통해 유로 크기를 결정하게 되면 최대전류값과 코일의 권수를 결정할 수 있다.

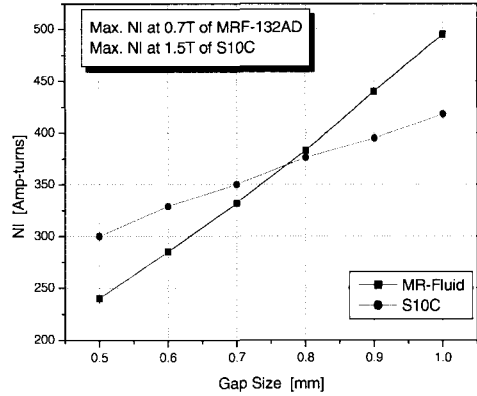


Fig. 10 Gap size vs. desired mmf at saturation

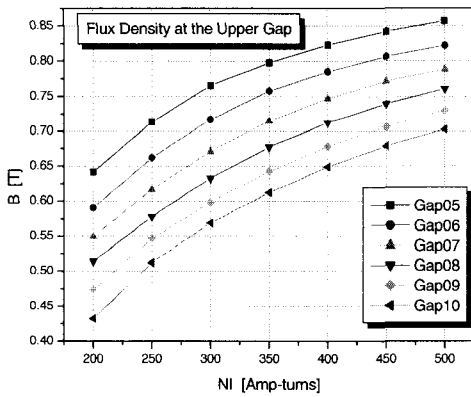


Fig. 8 mmf vs. B at each gap size

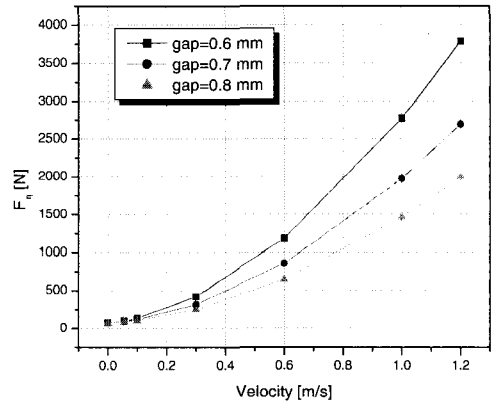


Fig. 11 Velocity vs. F_n

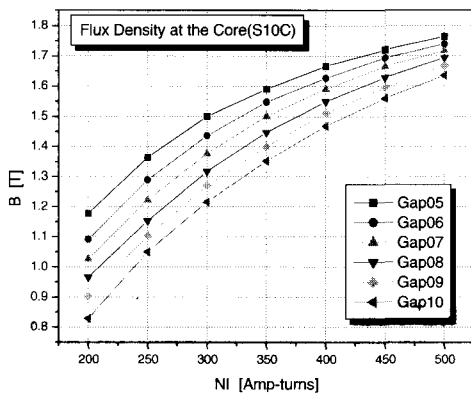


Fig. 9 mmf vs. B at the core

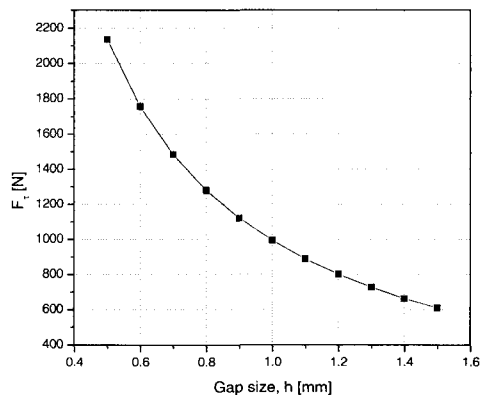


Fig. 12 Velocity vs. F_τ

3.3 유로 크기의 변화에 따른 감쇠력 예측

유로 크기의 변화에 따른 감쇠력의 변화를 예측하기 위해서 식 (2)와 (3)을 사용하여 0 A일 때 감쇠력을 예측하고, 3 A일 때 자기장에 의한 감쇠력은 식 (4)와 (5)를 사용하여 예측하였다.

Fig. 11은 0A일 때의 F-V특성곡선을 유로 크기에 따라 나타내었다. 유로 크기에 따라 감쇠력의 증가를 예측하였으며, 속도가 증가에 2차 함수 형태로 증가함을 알 수 있으며, 이는, 식 (3)에서 압력의 차가 유량의 2차 함수로 나타나기 때문이다. Fig. 12는 3 A일 때의 MR유체가 이동하는 유로에서 자계강도를 정자장 해석을 통해 구하고, Fig. 5와 같이 MR유체의 자계강도와 항복응력의 관계를 통해서 유로 크기 변화에 따른 감쇠력을 나타내었다.

4. MR댐퍼의 감쇠력 시험

4.1 댐퍼 시험기

제작된 MR댐퍼의 성능을 확인하기 위해서 감쇠력 시험과 마찰력 시험이 수행되었다. Fig. 13에서는 시험에 사용한 유압가진기와 제어 및 데이터 획득용 컴퓨터를 보여준다. Fig. 14는 댐퍼내부의 코일에 전류를 공급하기 위한 전류제어장치와 전력공급장치이다.

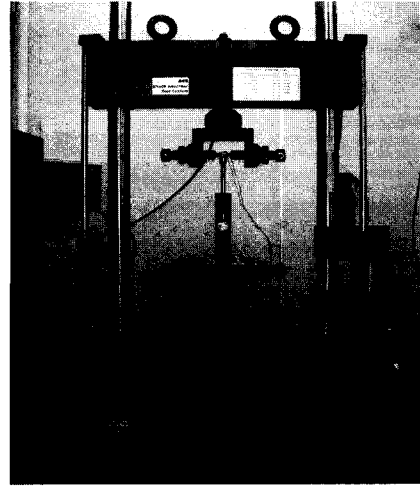
감쇠력 시험은 유압가진기에서 변위를 사인파로 입력하여 주파수와 전류를 변화하며 감쇠력을 측정하였다. 변위 입력은 진폭이 40 mm 인 사인파로 고정하고, 가진 속도는 각각 0.055, 0.1, 0.3, 0.6, 1.0, 1.2 m/s이다. 각 속도에서 전류는 0 A, 0.8 A, 1.6 A, 2.4 A, 3.0 A의 단계로 시험하였다.

Fig. 15는 각각의 시험 속도에서 0 A와 3 A에 대해서 인장측에 대해 유로 크기 변화에 따른 감쇠력 시험결과를 나타내었다. 유로 크기에 따라 감쇠력의 범위가 바뀌는 것을 확인할 수 있다. Fig. 16은 제어 가능한 감쇠력의 범위(controllable damping force range)를 나타내었으며 유로 크기에 관계없이 0.3~0.6 m/s의 속도구간에서 제어 가능한 감쇠력의 범위가 넓은 것을 알 수 있다.

4.2 감쇠력 시험결과와 예측결과 비교

감쇠력 예측과정을 통해서 얻은 결과와 감쇠력 시험에서 얻은 결과를 Fig. 17~19와 같이 비교하였다.

Fig. 17은 유로 크기가 0.6 mm, Fig. 18는 유로



(a) Hydraulic exciter



(b) Data acquisition equipment

Fig. 13 Shock absorber testing system



Fig. 14 Current controller

크기가 0.7 mm, Fig. 19는 유로 크기가 0.8 mm 일 때의 감쇠력 시험결과와 예측결과이다.

Fig. 17~19에서 0 A일 때 감쇠력 예측은 유로 크기가 클 수록 예측이 정확한 것을 알 수 있으며, 3 A일 때 저속영역에서는 시험결과보다 낮은 감쇠력을 예측하였고, 고속에서는 높은 감쇠력을 예측하였다. Fig. 16과 비교하여 보았을 때, 이 결과는 자기장에 의한 감쇠력 수식 (4)의 c 의 값이 식 (5)와 같이 속도의 1차 함수이나, 평판유동으로 가정한 수식이기 때문에 고속영역의 MR댐퍼의 특성을 잘 표현하지 못하는 것을 알 수 있다. Fig. 16의 실험결과를 토대로 자기장에 의해 결정되는 감쇠력은 속도에 대해 선형이 아닌 것을 알 수 있다.

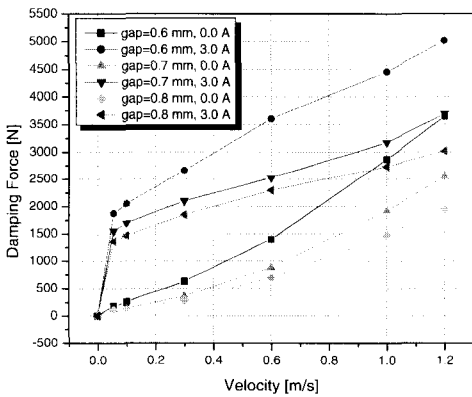


Fig. 15 Extension damping force results for each gap size and current

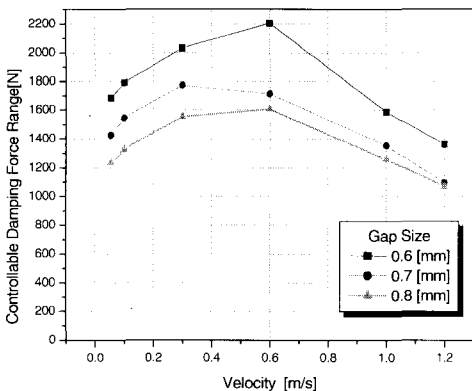


Fig. 16 Damping force ranges for each gap size

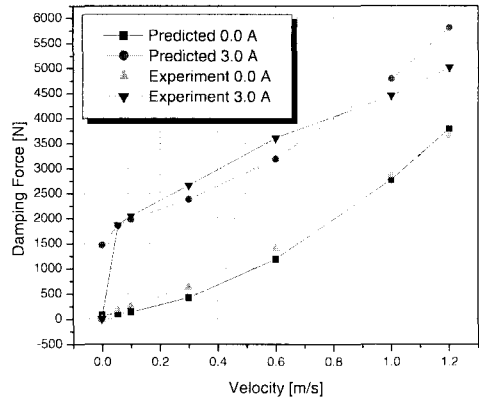


Fig. 17 Comparison of experimental results and predicted results for the gap of 0.6 mm

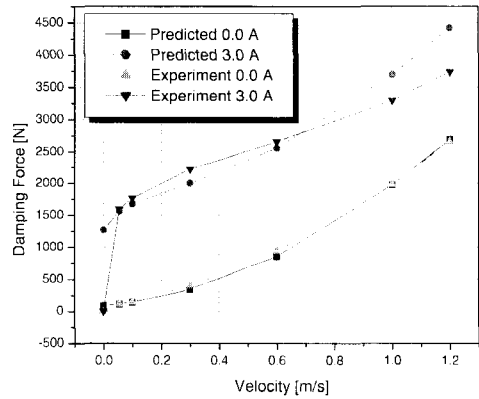


Fig. 18 Comparison of experimental results and predicted results for the gap of 0.7 mm

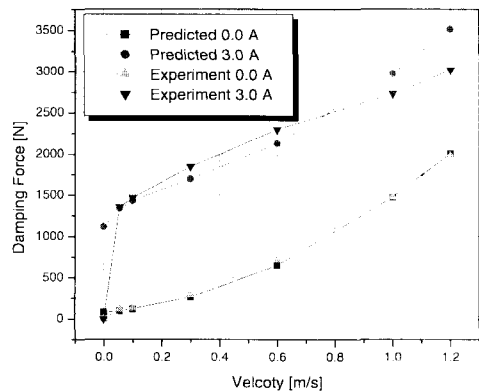


Fig. 19 Comparison of experimental results and predicted results for the gap of 0.8 mm

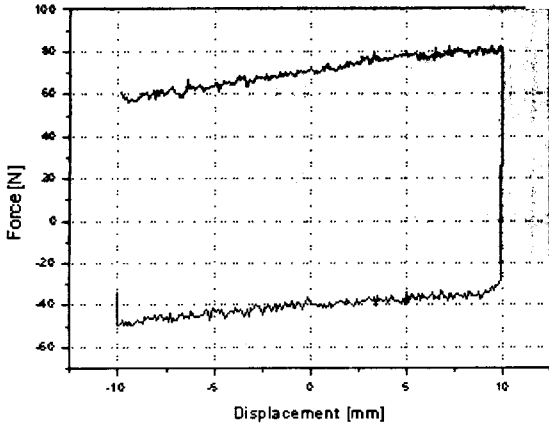


Fig. 20 Friction test of the MR damper

4.3 마찰력 시험결과

Fig. 20은 가진속도가 0.0003 m/s일 때 MR댐퍼의 내부 마찰력 시험결과이다. 시험결과 인장측은 82 N, 압축측은 50 N의 결과를 얻었다.

5. MR댐퍼의 응답시간 시험

제작된 MR댐퍼는 반능동 현가시스템의 가변댐퍼이므로 전압이 인가된 후 감쇠력이 변화하는 응답시간이 중요한 성능지표이다.

Fig. 13의 MTS 유압가진기와 dSPACE 데이터 획득 장비를 사용하여 시험을 수행하였다. 응답시간의 측정을 위해서 변위를 삼각파로 가진하고, 제어전압을 5 V에서 1.8 V로 변하는 스텝함수로 입력하였다. MR댐퍼의 코일에 흐르는 전류를 측정하기 위해서 홀센서를 사용하였다.

Fig. 21은 응답시간 시험의 결과를 나타내었다. 가진변위는 ± 40 mm, 2 Hz의 삼각파이다. 제어전압을 6.4 초에서 스텝함수로 변화 시킬 때 제어전압에 따른 전류의 응답은 4 ms이고, 감쇠력의 응답시간은 10 ms이었다. 따라서, 전류인가 후 MR유체의 감쇠력이 변화하는 시간은 6 ms라고 볼 수 있다.

MR댐퍼의 응답시간은 자기회로의 인덕턴스와 코일의 저항에 영향을 받으며, 또한, 자기회로의 특성과 코일의 전류를 제어하는 전류제어기의 영향도 중요하다.

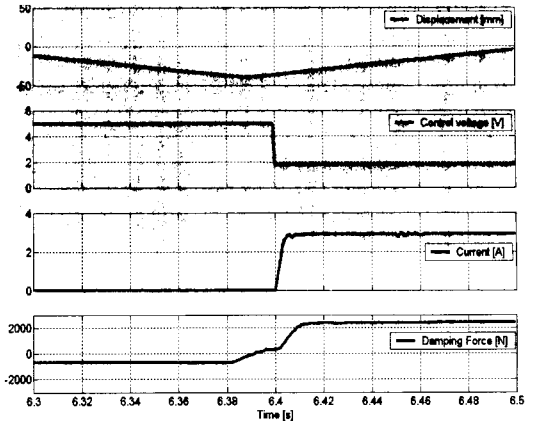


Fig. 21 Response test of the MR damper

6. 결론

본 연구에서는 반능동 현가시스템의 가변댐퍼로서 사용될 수 있는 고성능 MR댐퍼의 설계방법을 연구하고, 이에 따라 MR댐퍼를 제작하여 감쇠력 성능을 확인하였다.

MR댐퍼의 피스톤 밸브 부분의 설계치수를 결정하기 위해서 오리피스 방정식에서 유도한 수식을 사용하여, 유체유동에 의한 감쇠력을 예측하였으며, Flux 2D를 활용하여 정자장 해석을 수행하고 정자장 해석의 결과를 활용하여 자기장에 의한 감쇠력을 예측하였다.

자기장에 의한 감쇠력은 시험결과와 차이를 보이지만, MR댐퍼의 설계에는 유용한 결과로 사용되어 질 수 있으며, 고속영역에서 MR댐퍼에서 발생하는 자기장에 의한 감쇠력을 예측하기 위해서는 Yang에 의해 제안된 식 (4)의 수정이 필요함을 확인하였다. 또한, 유로 크기의 변화에 따른 MR댐퍼의 감쇠력의 예측 결과를 감쇠력 시험결과와 비교하여 MR댐퍼의 설계에 유용한 결과를 얻었다.

후 기

본 연구는 부산광역시에서 시행한 자동차분야 고부가가치제품 기술개발사업 연구결과의 일부임.

참고 문헌

- (1) Mark R. Jolly, Jonathan W. Bender, and J. David Carlson, 2000, "Properties and Applications of Commercial Magnetorheological Fluids", Journal of Intelligent Material System and Structures, Vol. 10, No. 1, pp. 5~13.
- (2) G. Yang, B.F. Spencer Jr., Carlson, J.D and M.K. Sain, 2002, "Large-scale MR Fluid Dampers: Modeling and Dynamic Performance Considerations", Engineering Structures, Vol. 24, No. 3, pp. 309~323.
- (3) Lee H. S., Choi S. B. and Lee S. K., 2000, "Vibration Control of a Passenger Vehicle Featuring MR Suspension Units", Transaction of Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 11, No. 1, pp. 41~48.
- (4) Park J. W., Lee D. L. and BaekW. K., 2001, "Damping Performance Analysis for an Electronically Controlled Shock Absorber", Transaction of the Korean Society of Automotive Engineering, Vol. 9, No. 2, pp. 192~201.
- (5) United States patent, Patent Number: 5,277,281.
- (6) Herbert E. Merritt, 1967, Hydraulic Control Systems, pp. 30~45, John Wiley & Sons, Inc.
- (7) Kwangjin Lee, 1997, "Numerical Modelling for Hydraulic Performance Prediction of Automotive Monotube Dampers", Vehicle System Dynamics, Vol. 28, pp. 25~39.
- (8) Flux2D user's manual, 2003.