유체의 압축성을 고려한 ER 댐퍼의 동적 모델링

Dynamic Modeling of ER Damper Considering Fluid Compressibility

성 민 상*·하 성 훈*·구 오 흥*·최 승 복†

Min-Sang Seong, Sung-Hun Ha, Quoc Hung Nguyen and Seung-Bok Choi

(2009년 3월 11일 접수 ; 2009년 6월 2일 심사완료)

Key Words : Electrorheological Fluid(전기유변유체), ER Damper(ER 댐퍼), Dynamic Model(동적 모델), Lumped Parameter Method(럼프드 파라미터 기법), Fluid Compressibility(유체의 압축성)

ABSTRACT

This paper proposes a new method for dynamic modeling of electrorheological(ER) damper considering fluid compressibility. After describing configuration and operating principle of the ER damper, a quasi-static modeling of the ER damper is conducted on the basis of Bingham model of ER fluid. Subsequently, the dynamic model for describing the ER damper considering compressibility of ER fluid and gas chamber is obtained using the lumped parameter method. This method includes dynamic motions of annular duct, upper chamber, lower chamber and connecting pipe. The hysteresis behavior of the ER damper is evaluated through computer simulations and compared with experimental results. In addition, the hysteresis behavior due to the compressibility of ER fluid and gas chamber is investigated through computer simulations.

1. 서 론

차량의 노면에 의한 진동은 승차감과 차체 안정성에 큰 영향을 미친다. 따라서 차량의 진동을 감쇠시키기 위하여 효과적인 현가장치에 대한 다양한 연구가 수행되고 있다. 차량용 현가장치는 크게 수동·능동과 반능동형으로 구분할 수 있다. 수동 현가장치는 유체의 점성을 이용한 댐퍼를 통해 진동을 감쇠시키는 기법으로, 가격이 저렴하나 성능이 매우 제한적인 단점이 있다. 이와 같은 단점을 극복하기 위하여 능동 현가장치가 개발되었다. 능동 현가장치는 제어성능이 우수하나 큰 동력을 필요로 하며 구조가 복잡하고 고비용을 필요로 하여 상용화에 어려움을 겪고 있다. 이에 반해 구조가 간단하고 저렴하며 에너지 소모가 적은 반능동 현가장치에 대한 관심이 최근 높아지고 있다. 특히, 지능재료중의 하나인 MR(magnetorheological) 유체나 ER (electrorheological) 유체를 이용한 반능동 현가장치는 큰 동력 없이 댐퍼의 감쇠력을 효과적으로 조절함으로써 능동형 현가장치에 가까운 성능을 발휘할 수 있어 활발한 연구가 수행되고 있다[1~4].

ER/MR 유체의 거동을 표현하기 위하여 일반적으로 준정적(quasi-static) 모델을 적용한다. 준정적 모델은 비선형 빙햄(Bingham) 모델이나 Herschel-Bulkley 모델 등으로 표현되며, ER/MR 댐퍼의 힘-변위 거동을 표현하는데 유용하게 적용될 수 있다. 그러나, 준정적 모델은 유체의 압축성과 같은 비선형적 거동을 표현하지 못하는 한계가 있어, 이를 극복하기 위하여 유체의 비선형성을 고려한 다양한 동적(dynamic) 모델이 제안되었다[5~7]. 이러한 동적 모델들은 유체의 비선형성을 고려하여 높은 정확성을 가지나, 실험 기반의 모델로 실제 제작된 댐퍼를 바탕으로 구축되기 때문에 댐퍼의 설계, 시뮬레이션

† 교신저자; 정회원, 인하대학교 기계공학부
E-mail : seungbok@inha.ac.kr
Tel : (032)860-7319, Fax : (032) 868-1716
* 정회원, 인하대학교 기계공학과

과 같은 시스템 구축 초반에 적용할 수 없으며 댐퍼의 사양이 변경될 때 마다 새로운 실험을 수행해서 모델을 구축해야 하는 단점이 있다.

이 연구에서는 이러한 단점을 극복하고 실험적 분석이 필요치 않으며 ER 유체와 가스의 압축성과 같은 비선형성을 고려할 수 있는 ER 댐퍼의 새로운 동적 모델을 제안한다. 먼저 ER 댐퍼의 구성을 설명한 후, ER 유체의 빙햄 모델을 기반으로 한 준정적 모델을 구축한다. 그 후 럼프드 파라미터 기법(lumped parameter method)을 이용해 ER 유체와 가스 챔버의 압축성을 고려한 ER 댐퍼의 동적 모델을 유도한다. 제안된 동적 모델을 기반으로 ER 댐퍼의 비선형 거동을 시뮬레이션을 통해 분석하고 실험 결과와 비교한다. 또한 ER 유체의 압축성으로 인한 ER 댐퍼의 히스테리시스 거동을 컴퓨터 시뮬레이션을 통해 확인한다. 이와 같은 동적 모델은 실험이 필요치 않은 수치적 모델로, 시스템의 설계, 시뮬레이션부터 실험에 이르기까지 시스템 구축 전반에 걸쳐 활용할 수 있다.

2. ER 댐퍼의 준정적 모델

이 연구에서는 Fig. 1과 같은 차량용 ER 댐퍼의 모델을 구축한다. ER 댐퍼는 피스톤에 의해 상부 챔버와 하부 챔버로 나누어지며, 각 챔버는 ER 유체로 가득 채워진다. 피스톤이 움직임에 따라 ER 유체는 내측과 외측 실린더 사이의 환형 덕트를 통해 한쪽 챔버에서 다른쪽 챔버로 이동한다. 내측 실린더는 고전압 증폭기를 통해 양극(+)으로 연결되어 있으며, 외측 실린더는 음극(-)으로 연결되어 있다. 한편, 하부 챔버의 외부에는 가스 챔버로 구성된 어큐뮬레이터(accumulator)가 연결되어 피스톤의 부피 보상을 하게 된다. ER 댐퍼는 전기장이 부하되지 않은 상태에서는 유체 점성에 의한 댐핑력을 발생시키며, 전기장을 인가하게 되면 ER 유체의 항복응력에 의해 추가적인 댐핑력을 발생시키게 된다. 유체의 압축성을 무시한다면 ER 댐퍼의 마찰력과 준정적 거동에 의한 댐핑력은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$F_d = P_2 A_p - P_1 (A_p - A_s) \tag{1}$$

여기서 A_p와 A_s는 각각 피스톤과 피스톤샤프트의 단면적이며, P_1과 P_2는 각각 상부와 하부 챔버의 압력이다. P_1과 P_2, 그리고 어큐뮬레이터의 가스챔버 압력 P_a사이의 관계는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$P_2 = P_a + \Delta P_a \cong P_a, \quad P_1 = P_a - \Delta P \tag{2}$$

여기서 ΔP_a와 ΔP는 각각 하부 챔버에서 어큐뮬레이터로의 ER 유체 유동과 외측과 내측 실린더 사이 환형 덕트의 ER 유체 유동의 압력 강하이다. 이때 가스 챔버의 압력 P_a는 다음과 같이 계산될 수 있다.

$$P_a = P_0 \left(\frac{V_0}{V_0 + A_s x_p} \right)^{\gamma} \tag{3}$$

여기서 P_0와 V_0는 각각 어큐뮬레이터의 초기 압력과 부피이며 γ는 1.4~1.7 사이의 값을 갖는 열팽창계수이고 x_p는 피스톤 변위이다. 식 (1)과 (2)로부터 ER 댐퍼의 댐핑력은 다음과 같이 계산될 수 있다.

$$F_d = P_a A_s + \Delta P (A_p - A_s) \tag{4}$$

환형 덕트의 반경은 간극에 비해 매우 크기 때문에 Fig. 2와 같이 환형 덕트의 유동을 평판 덕트의 유동으로 가정할 수 있다. 이로부터 덕트의 압력 강하 ΔP를 다음과 같이 결정할 수 있다[8].

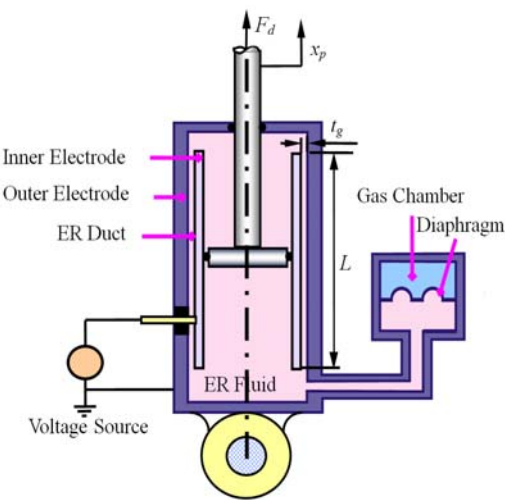


Fig. 1 Schematic configuration of the ER damper

$$\Delta P = \frac{6\mu L}{\pi t_g^3 R} Q + 2c \frac{L}{t_g} \tau_y \tag{5}$$

여기서 Q는 $Q = (A_p - A_s)\dot{x}_p$로 정의되는 ER 유체의 유량이며, τ_y는 전기장에 의한 ER 유체의 항복응력이고 μ는 ER 유체의 항복응력 이후 점성이다. 또한 L, R과 t_g는 각각 환형 덕트의 길이, 평균 반경과 간극이고, c는 2.07~3.07 사이의 값을 갖는 유체의 속도 계수로 다음과 같이 계산될 수 있다[9].

$$c = 2.07 + \frac{12Q\mu}{12Q\mu + 0.8\pi R t_g^2 \tau_y} \tag{6}$$

한편, 식 (5)를 식 (4)에 대입하면 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$F_d = P_a A_s + c_{vis}\dot{x}_p + F_{ER}\,\mathrm{sgn}(\dot{x}_p) \tag{7}$$

여기서

$$c_{vis} = \frac{6\mu L}{\pi R t_g^3}(A_p - A_s)^2, \quad F_{ER} = (A_p - A_s)\frac{2cL}{t_g}\tau_y$$

이다.

식 (7)의 첫째 항은 가스 컴플라이언스에 의한 탄성력이며 둘째 항은 ER 유체의 점성에 의한 댐핑력, 셋째 항은 전기장에 의한 ER 유체의 항복응력에 대한 댐핑력이다. 전기장에 의한 ER 유체의 항복응력은 다음과 같은 빙햄 모델로 표현될 수 있다.

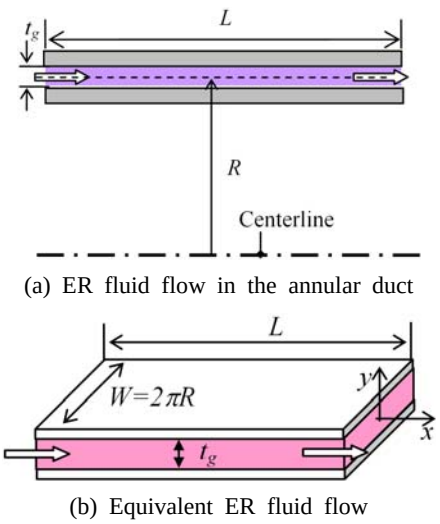
$$\tau_y = \alpha_B E^{\beta_B} \tag{8}$$

여기서 E는 인가 전기장이며, α_B와 β_B는 실험에 의해 결정되는 값이다.

3. ER 댐퍼의 동적 모델

준정적 모델은 ER 유체의 유동을 정상 거동으로 가정하고 유체의 압축성을 무시한 모델로, 낮은 주파수, 작은 변위의 댐퍼 거동을 효과적으로 표현할 수 있다. 그러나 높은 주파수, 큰 변위에서는 ER 유체의 비정상 거동과 압축성으로 인한 효과가 커져 준정적 모델의 정확성이 낮아진다. 따라서 이 연구에서는 럼프드 파라미터 기법을 이용해 ER 유체의 비정상 거동과 압축성을 고려한 ER 댐퍼의 동적 모델을 제안한다.

럼프드 파라미터 기법은 원형 파이프에서 뉴턴(Newtonian) 유체의 유동을 해석하기 위해 Doebelin



(a) ER fluid flow in the annular duct

(b) Equivalent ER fluid flow

Fig. 2 Equivalent flow of the ER fluid in the annular duct

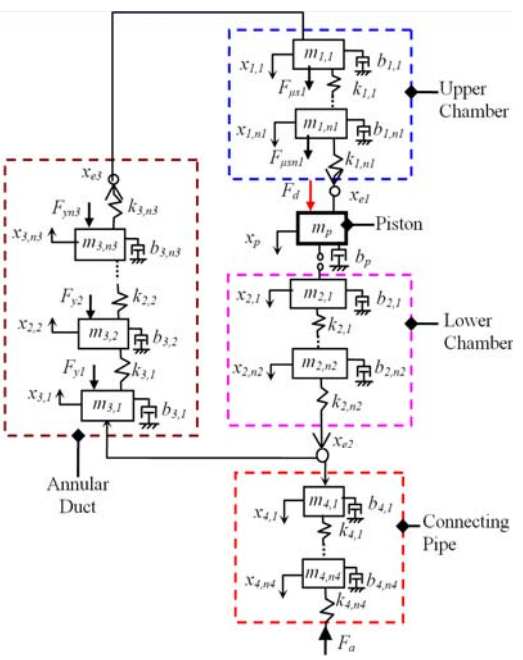


Fig. 3 Free body diagram of the lumped parameter model of the ER damper

에 의해 제안되고[10] Khalil과 William 등에 의해 보완된 기법으로[11,12], 유체 시스템을 럼프드 질량과 평균 파라미터로 나누며, 시스템의 요소들은 질량 보존 법칙과 뉴턴의 법칙을 유체의 럼프에 적용하여 구해진다. Fig. 3은 Fig. 1에 나타낸 ER 댐퍼의 럼프드 파라미터 모델로, ER 댐퍼를 상부 챔버, 하부 챔버, 환형 덕트와 연결 파이프로 구성한 모델이다. 이 모델로부터 다음과 같은 ER 유체 유동과 피스톤의 움직임에 대한 동적 모델을 구축할 수 있다.

$$m_p\ddot{x}_p + b_p\dot{x}_p = F_d \tag{9a}$$

$$\begin{aligned}
&m_{2,1}\ddot{x}_{2,1} + b_{2,1}\dot{x}_{2,1} + k_{2,1}(x_{2,1} - x_{2,2}) = 0\\
&m_{2,2}\ddot{x}_{2,2} + b_{2,2}\dot{x}_{2,2} - k_{2,1}(x_{2,1} - x_{2,2})\\
&+ k_{2,2}(x_{2,2} - x_{2,3}) = 0\\
&\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\\
&m_{2,n2}\ddot{x}_{2,n2} + b_{2,n2}\dot{x}_{2,n2}\\
&- k_{2,n2-1}(x_{2,n2-1} - x_{2,n2})\\
&+ k_{2,n2}(x_{2,n2} - x_{e2}) = 0
\end{aligned} \tag{9b}$$

$$-k_{2,n2}(x_{2,n2} - x_{e2}) = 0 \tag{9c}$$

$$\begin{aligned}
&m_{3,1}\ddot{x}_{3,1} + b_{3,1}\dot{x}_{3,1} + k_{3,1}(x_{3,1} - x_{3,2}) = -F_{y1}\\
&m_{3,2}\ddot{x}_{3,2} + b_{3,2}\dot{x}_{3,2} - k_{3,1}(x_{3,1} - x_{3,2})\\
&+ k_{3,2}(x_{3,2} - x_{3,3}) = -F_{y2}\\
&\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\\
&m_{3,n3}\ddot{x}_{3,n3} + b_{3,n3}\dot{x}_{3,n3}\\
&- k_{3,n3-1}(x_{3,n3-1} - x_{3,n3})\\
&+ k_{3,n3}(x_{3,n3} - x_{e3}) = -F_{yn3}
\end{aligned} \tag{9d}$$

$$-k_{3,n3}(x_{3,n3} - x_{e3}) = 0 \tag{9e}$$

$$\begin{aligned}
&m_{4,1}\ddot{x}_{4,1} + b_{4,1}\dot{x}_{4,1} + k_{4,1}(x_{4,1} - x_{4,2}) = 0\\
&m_{4,2}\ddot{x}_{4,2} + b_{4,2}\dot{x}_{4,2} - k_{4,1}(x_{4,1} - x_{4,2})\\
&+ k_{4,2}(x_{4,2} - x_{4,3}) = 0\\
&\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\\
&m_{4,n4}\ddot{x}_{4,n4} + b_{4,n4}\dot{x}_{4,n4}\\
&- k_{4,n4-1}(x_{4,n4-1} - x_{4,n4}) = -F_a
\end{aligned} \tag{9f}$$

$$\begin{aligned}
&m_{1,1}\ddot{x}_{1,1} + b_{1,1}\dot{x}_{1,1} + k_{1,1}(x_{1,1} - x_{1,2})\\
&- f_{\mu s1}\dot{x}_p = 0\\
&m_{1,2}\ddot{x}_{1,2} + b_{1,2}\dot{x}_{1,2} - k_{1,1}(x_{1,1} - x_{1,2})\\
&+ k_{1,2}(x_{1,2} - x_{1,3}) - f_{\mu s2}\dot{x}_p = 0\\
&\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\\
&m_{1,n1}\ddot{x}_{1,n1} + b_{1,n1}\dot{x}_{1,n1} - k_{1,n1-1}(x_{1,n1-1} - x_{1,n1})\\
&+ k_{1,n1}(x_{1,n1} - x_{e1}) - f_{\mu sn1}\dot{x}_p = 0
\end{aligned} \tag{9g}$$

$$k_{1,n1}(x_{e1} - x_{1,n1}) = 0 \tag{9h}$$

위에서 식 (9c), (9e)와 (9h)는 각각 질량이 없는 럼프 x_{e2}, x_{e3}와 x_{e1}의 추가적인 평형 방정식이다. m_p, b_p와 x_p는 각각 피스톤의 질량, 댐핑계수와 변위이다. $m_{1,i}$, $b_{1,i}$, $k_{1,i}$, $m_{2,i}$, $b_{2,i}$, $k_{2,i}$, $m_{3,i}$, $b_{3,i}$, $k_{3,i}$, $m_{4,i}$, $b_{4,i}$와 $k_{4,i}$는 각각 상부 챔버, 하부 챔버, 환형 덕트와 연결 파이프의 i번째 럼프의 상사 질량, 댐핑과 탄성이다. $x_{1,i}$, $x_{2,i}$, $x_{3,i}$와 $x_{4,i}$는 각각 i번째 럼프의 상부 챔버, 하부 챔버, 환형 덕트와 연결 파이프의 길이이다. F_{yi}는 환형 덕트에서 i번째 럼프의 항복 응력으로 인한 압력 강하에 대한 추가적인 힘이다. $f_{\mu si}$는 상부 챔버에서 피스톤 샤프트의 움직임으로 인한 ER 유체의 마찰 계수이다. x_{e1}, x_{e2}와 x_{e3}는 각각 상부 챔버, 하부 챔버와 환형 덕트의 출구에서 ER 유체의 변위이다. 이때 상부 챔버, 하부 챔버, 환형 덕트와 연결 파이프에서 ER 유체의 i번째 럼프의 상사 탄성, 댐핑과 질량은 다음과 같이 결정될 수 있다.

$$\begin{aligned}
&k_{1,i} = \frac{A_1 B}{l_{1,i}},\\
&b_{1,i} = \frac{8\pi\mu l_{1,i}}{\dfrac{(R_p^{\,2} + R_s^{\,2})}{(R_p^{\,2} - R_s^{\,2})} - \dfrac{1}{\ln(R_p / R_s)}},\\
&m_{1,i} = \rho A_1 l_{1,i}\\
&k_{2,i} = \frac{A_2 B}{l_{2,i}}, \quad b_{2,i} = 8\pi\mu l_{2,i},\\
&m_{2,i} = \rho A_2 l_{2,i}\\
&k_{3,i} = \frac{A_3 B}{l_{3,i}}, \quad b_{3,i} = 24\pi\mu l_{3,i}\left(\frac{R_d}{d}\right),\\
&m_{3,i} = \rho A_3 l_{3,i}
\end{aligned} \tag{10}$$

$$k_{4,i}=\frac{A_4 B}{l_{4,i}},\quad b_{4,i}=8\pi\mu l_{4,i},$$
$$m_{4,i}=\rho A_4 l_{4,i}$$

여기서 A_1, A_2, A_3와 A_4는 각각 상부 챔버, 하부 챔버, 환형 덕트와 연결 파이프의 단면적이다. ρ는 ER 유체의 밀도이며, R_p와 R_s는 각각 피스톤의 반경과 피스톤 샤프트의 반경이다. $l_{1,i}$, $l_{2,i}$, $l_{3,i}$와 $l_{4,i}$는 각각 상부 챔버, 하부 챔버, 환형 덕트와 연결 파이프의 ER 유체의 i번째 럼프의 길이이다. 또한, 어큐뮬레이터의 가스챔버에서 발생하는 압력 F_a는 다음과 같이 표현된다.

$$F_a=A_4P_a=A_4P_0\left(\frac{V_0}{V_0-A_4x_{4,n4}}\right)^{\gamma} \tag{11}$$

피스톤과 ER 유체 사이의 관계를 고려하면 $x_{2,l}=x_{el}=x_p$와 같은 관계를 얻을 수 있다. 또한, ER 댐퍼의 모델링에서 피스톤의 움직임 x_p는 주어지므로 식 (9a)와 식 (9b), (9h)의 첫 번째 식을 제거하면 식 (9)는 다음과 같이 다시 표현될 수 있다.

$$\begin{aligned}
&m_{2,2}\ddot{x}_{2,2}+b_{2,2}\dot{x}_{2,2}+k_{2,1}x_{2,2}\\
&+k_{2,2}(x_{2,2}-x_{2,3})=k_{2,1}x_p\\
&\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\\
&m_{2,n2}\ddot{x}_{2,n2}+b_{2,n2}\dot{x}_{2,n2}\\
&-k_{2,n2-1}(x_{2,n2-1}-x_{2,n2})\\
&+k_{2,n2}(x_{2,n2}-x_{e2})=0
\end{aligned} \tag{12a}$$

$$-k_{2,n2}(x_{2,n2}-x_{e2})=0 \tag{12b}$$

$$\begin{aligned}
&m_{3,1}\ddot{x}_{3,1}+b_{3,1}\dot{x}_{3,1}+k_{3,1}(x_{3,1}-x_{3,2})=-F_{y1}\\
&m_{3,2}\ddot{x}_{3,2}+b_{3,2}\dot{x}_{3,2}-k_{3,1}(x_{3,1}-x_{3,2})\\
&+k_{3,2}(x_{3,2}-x_{3,3})=-F_{y2}\\
&\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\\
&m_{3,n3}\ddot{x}_{3,n3}+b_{3,n3}\dot{x}_{3,n3}\\
&-k_{3,n3-1}(x_{3,n3-1}-x_{3,n3})\\
&+k_{3,n3}(x_{3,n3}-x_{e3})=-F_{yn3}
\end{aligned} \tag{12c}$$

$$-k_{3,n3}(x_{3n3}-x_{e3})=0 \tag{12d}$$

$$\begin{aligned}
&m_{4,1}\ddot{x}_{4,1}+b_{4,1}\dot{x}_{4,1}+k_{4,1}(x_{4,1}-x_{4,2})=0\\
&m_{4,2}\ddot{x}_{4,2}+b_{4,2}\dot{x}_{4,2}-k_{4,1}(x_{4,1}-x_{4,2})\\
&+k_{4,2}(x_{4,2}-x_{4,3})=0\\
&\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\\
&m_{4,n4}\ddot{x}_{4,n4}+b_{4,n4}\dot{x}_{4,n4}\\
&-k_{4,n4-1}(x_{4,n4-1}-x_{4,n4})=-F_a
\end{aligned} \tag{12e}$$

$$\begin{aligned}
&m_{1,1}\ddot{x}_{1,1}+b_{1,1}\dot{x}_{1,1}+k_{1,1}(x_{1,1}-x_{1,2})\\
&=f_{\mu s1}\dot{x}_p\\
&m_{1,2}\ddot{x}_{1,2}+b_{1,2}\dot{x}_{1,2}-k_{1,1}(x_{1,1}-x_{1,2})\\
&+k_{1,2}(x_{1,2}-x_{1,3})=f_{\mu s2}\dot{x}_p\\
&\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\\
&m_{1,n1}\ddot{x}_{1,n1}+b_{1,n1}\dot{x}_{1,n1}\\
&-k_{1,n1-1}(x_{1,n1-1}-x_{1,n1})\\
&+k_{1,n1}x_{1,n1}=f_{\mu sn1}\dot{x}_p+k_{1,n1}x_p
\end{aligned} \tag{12f}$$

식 (12)는 다시 다음과 같은 행렬 형태로 나타낼 수 있다.

$$\mathbf{M}\ddot{X}+\mathbf{B}\dot{X}+\mathbf{K}X=F \tag{13}$$

여기서 상태 벡터 $X=[x_{2,2}...x_{2,n2}, x_{e2}, x_{3,1}...x_{3,n3}, x_{e3}, x_{4,1}...x_{4,n4}, x_1...x_{1,n1}]^T$ 이고, $\mathbf{M}$, $\mathbf{B}$와 $\mathbf{K}$는 각각 질량, 댐핑, 탄성 행렬이다. 댐퍼에서 ER 유체 유동의 연속 방정식을 적용하면 다음과 같은 관계식이 성립된다.

$$x_{e2}=\frac{A_3}{A_2}x_{3,1}+\frac{A_4}{A_2}x_{4,1},\ x_{e3}=\frac{A_1}{A_3}x_{1,1} \tag{14}$$

식 (14)를 이용하여 상태 벡터를 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$X=\mathbf{T}\overline{X} \tag{15}$$

여기서 $\overline{X}=[x_{2,2}...x_{2,n2}, x_{3,1}...x_{3,n3}, x_{4,1}...x_{4,n4}, x_1...x_{1,n1}]^T$의 감소된 상태 벡터이며, $\mathbf{T}$는 변환 행렬이다. 식 (15)를 이용하면 식 (13)을 다음과 같이 다시 쓸 수 있다.

$$\overline{\mathbf{M}}\ddot{\overline{X}}+\overline{\mathbf{B}}\dot{\overline{X}}+\overline{\mathbf{K}}\overline{X}=\overline{F} \tag{16}$$

여기서 $\overline{\mathbf{M}}=\mathbf{T}^T\mathbf{M}\mathbf{T}, \overline{\mathbf{B}}=\mathbf{T}^T\mathbf{B}\mathbf{T}, \overline{\mathbf{K}}=\mathbf{T}^T\mathbf{K}\mathbf{T}, \overline{F}=\mathbf{T}^T F$ 이다. $x_p = x_{2,1} = x_{e1}$ 의 관계로부터 식 (9a), 식 (9b)의 첫 번째와 식 (9h)를 더하여 ER 댐퍼의 댐핑력을 다음과 같이 결정할 수 있다.

$$F_d = (m_p + m_{2,1})\ddot{x}_p + (b_p + b_{2,1})\dot{x}_p + (k_{2,1} + k_{1,n1})x_p - k_{2,1}x_{2,2} - k_{1,n1}x_{1,n1} \quad (17)$$

앞서 유도된 준정적 모델에서의 댐핑력은 가스 컴플라이언스에 의한 탄성력, ER 유체의 점성에 의한 댐핑력과 전기장에 의한 ER 유체의 항복응력으로 표현하여 댐핑력의 크기만을 고려할 수 있었으나, 동적 모델은 ER 유체의 질량과 점성, 탄성을 고려하여 ER 댐퍼에서 발생하는 비선형적인 거동들을 표현할 수 있다.

4. 결과 및 분석

이 연구에서는 제안된 동적 모델의 정확성을 입증하기 위해 시뮬레이션을 수행하고 그 결과를 실험결과와 비교하였다. Fig. 4는 ER 댐퍼의 댐핑력 측정을 위한 실험장치의 구성도이다. 컴퓨터를 이용해 유압 가진 장치에 사인 파형을 인가하며, 고전압 증폭기를 통해 ER 댐퍼에 입력 신호를 인가한다. 이 때 로드셀(load cell)을 이용해 댐핑력을 측정하며, LVDT(linear variable differential transformer)를 이용해 피스톤의 변위를 측정한다.

시뮬레이션에서 상부 챔버와 하부 챔버, 연결 파이프의 ER 유체는 5개의 럼프($n1$=$n2$=$n4$=5)로 나누었으며, 환형 덕트는 10개의 럼프($n3$=10)로 나누었다. Fig. 5는 전기장을 인가했을 때 ER 댐퍼의 속도에 따른 댐핑력의 시뮬레이션 결과와 실험결과를 비교한 것이다. 시뮬레이션 결과 ER 유체와 가스 챔버의 압축성을 고려한 동적 모델은 실험 결과를 잘 추종하는 것을 확인할 수 있다. 특히, 제안된 동적 모델은 ER 댐퍼의 히스테리시스 현상을 잘 표현하고 있다. 피스톤 속도의 방향이 바뀌지 않는 구간에서는 준정적 모델도 실험결과를 잘 추종하고 있으나, 피스톤 속도의 방향이 바뀌는 구간에서는 준정적 모델은 ER 댐퍼의 히스테리시스 현상을 표현하지 못해 실험결과를 추종하지 못하고 있다. 즉, 속도의 방향이 바뀌는 구간에서 ER 유체의 비선형 현상이 크게 나타남을 확인할 수 있다. 이러한 현상은 준정적 모델이 환형 덕트에서 유체의 유동을 $Q_d = (A_p - A_s)\dot{x}_p$ 로 가정하여 ER 유체와 가스 챔버의 압축성을 고려하지 못해 발생한 것이다. 한편, Fig. 5로부터 전기장이 크게 인가될 때 ER 댐퍼의 히스테리시스 현상이 보다 크게 발생하는 것을 확인할 수 있다. ER 유체와 가스 챔버의 압축성으로 인한 비선형 거동을 보다 명확하게 확인하기 위해 Fig. 6과 같이 피스톤이 높은 주파수로 움직일 때의 댐핑

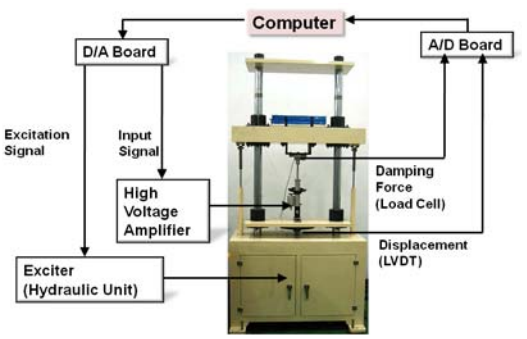
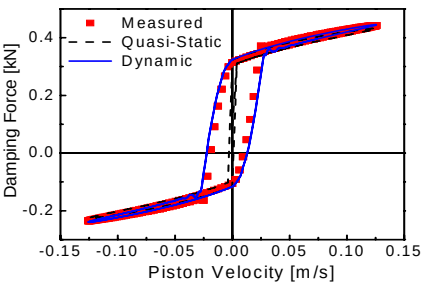
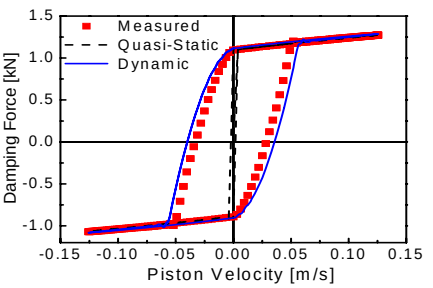


Fig. 4 Experimental apparatus for damping force test

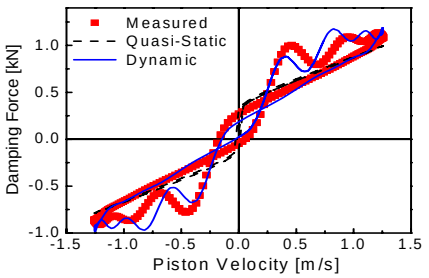


(a) E=1 kV/mm

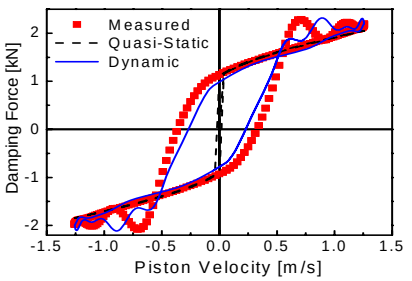


(b) E=3 kV/mm

Fig. 5 Damping force vs. piston velocity of the damper due to sinusoidal motion of the piston at low frequency(frequency : 2 Hz, amplitude : 10 mm)

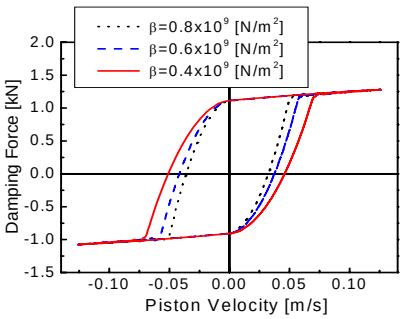


(a) E=1 kV/mm

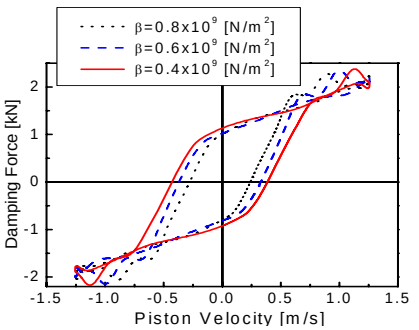


(b) E=3 kV/mm

Fig. 6 Damping force vs. piston velocity of the damper due to sinusoidal motion of the piston at high frequency(frequency : 20 Hz, amplitude : 10 mm)



(a) Frequency : 2 Hz, amplitude : 10 mm



(b) Frequency : 20 Hz, amplitude : 10 mm

Fig. 7 Dependence of damping force on the compressibility of ER fluid(E=3 kV/mm)

력을 비교하였다. Fig. 6에서 보는 바와 같이 주파수가 높아지면서 피스톤 속도의 방향이 바뀌는 구간뿐 아니라 전체 구간에서 ER 유체의 비선형성으로 인한 영향이 나타나고 있으며, 제안된 동적 모델은 이러한 거동 또한 정확하게 표현할 수 있음을 확인할 수 있다. 이와 같은 결과로부터 ER 댐퍼의 거동에서 ER 유체의 비선형 거동의 영향은 매우 크게 나타나며, 반드시 고려해야 할 필요가 있음을 알 수 있다.

위에서 언급한 바와 같이 ER 댐퍼의 히스테리시스 현상은 ER 유체와 가스 챔버의 압축성으로 인해 발생한다. ER 유체의 압축성으로 인한 히스테리시스 현상을 확인하기 위하여 ER 유체의 압축성 계수 β에 따른 피스톤 속도-댐핑력 그래프를 Fig. 7에 도시하였다. Fig. 7로부터 ER 댐퍼의 히스테리시스 현상은 ER 유체의 압축성에 큰 영향을 받는다는 것을 확인할 수 있다. ER 유체의 압축성이 작을수록 ER 댐퍼의 히스테리시스 현상은 보다 커진다. 따라서, ER 유체의 압축성을 높여 ER 유체 내 가스의 분산성을 감소시킴으로써 ER 유체의 히스테리시스 현상을 감소시킬 수 있다.

5. 결 론

이 연구에서는 ER 유체의 압축성을 고려한 럼프드 파라메터 기법을 적용하여 ER 댐퍼의 새로운 동적 모델을 구축하였다. 먼저 ER 댐퍼의 구조를 소개한 후 ER 유체의 빙햄 모델에 기반한 ER 댐퍼의 준정적 모델을 구축하였다. ER 유체와 가스 챔버의 압축성을 고려하기 위하여 ER 댐퍼를 상부 챔버, 하부 챔버, 가스 챔버와 연결 파이프로 나눈 럼프드 파라미터 기법을 적용하여 ER 댐퍼 전체의 동적 모델을 제안하였다. 제안된 모델을 이용하여 시뮬레이션을 수행하고 실험 결과와 비교하여 제안된 동적 모델이 ER 유체와 가스 챔버의 압축성으로 인한 히스테리시스 거동과 비선형 거동을 정확하게 예측함을 증명하였다. 또한 ER 유체의 압축성으로 인한 히스테리시스 현상을 검증하였다. 이러한 시뮬레이션 결과로부터 ER 유체의 압축성이 커질수록 히스테리시스 현상이 감소함을 확인하였다. 이 연구 결과 제안된 모델은 ER 댐퍼의 거동을 정확히 예측할 수 있으며, 이러한 결과는 ER 유체와

MR 유체를 이용한 다양한 장치 설계에 효과적으로 적용될 수 있을 것으로 기대된다.

후 기

이 연구는 지식경제부 산업기술개발사업(10032329) 지원에 의하여 이루어졌으며 이에 감사드립니다.

참 고 문 헌

(1) Lai, C. Y. and Liao, W. H., 2002, “Vibration Control of a Suspension System Via a Magneto-rheological Damper,” Journal of Vibration and Control, Vol. 8, pp. 527~547.

(2) Nakano, M., 1995, “A Novel Semi-active Control of Automotive Suspension Using an Electro-rheological Shock Absorber,” 5th International Conference on ER Fluid, MR Suspensions and Associated Technology, pp. 645~653.

(3) Seong, M. S., Sung, K. G., Han, Y. M., Choi, S. B. and Lee, H. G., 2008, “Vibration Control of MR Suspension System Considering Damping Force Hysteresis,” Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 18, No. 3, pp. 315~322.

(4) Ha, S. H., Choi, S. B., Rhee, E. J. and Kang, P. S., 2009, “Performance Evaluation of 6WD Military Vehicle Featuring MR Damper,” Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 19, No. 1, pp. 17~23.

(5) Guo, S. Q., Yang, S. P. and Pan, C. Z., 2006, “Dynamic Modeling of Magnetorheological Damper Behavior,” Journal of Intelligent Material Systems and Structures, Vol. 17, No. 3, pp. 3~14.

(6) Spencer, B. F., Dyke, S. J., Sain, M. K. and Carlson, J. D., 1997, “Phenomenological Model for a Magnetorheological Damper,” Journal of Engineering Mechanics ASCE, Vol. 123, pp. 230~238.

(7) Choi, S. B. and Lee, S. K., 2001, “A Hysteresis Model for the Field-dependent Damping Force of a Magnetorheological Damper,” Journal of Sound and Vibration, Vol. 245, pp. 375~383.

(8) Wereley, N. M. and Pang, L., 1997, “Non-dimensional Analysis of Semi-active Electro-rheological and Magnetorheological Dampers Using Approximate Parallel Plate Models,” Smart Materials and Structures, Vol. 7, pp. 732~743.

(9) Delivorias, P. P., 2004, “Application of ER and MR Fluid in an Automotive Crash Energy Absorber Report.”

(10) Doebelin, E., 1972, System Dynamics Modeling and Response, Bell&Howell Company, Columbus, Ohio.

(11) Khalil, M. N., 2000, “Development and Analysis of the Lumped Parameter Model of Piezohydraulic Actuator,” Master’s Thesis irginia Polytechnic Institute, Blackburg, Virginia, USA.

(12) William, E. H., 2002, “Piezohydraulic Actuator Design and Modeling Using a Lumped-parameter Approach,” Master’s Thesis irginia Polytechnic Institute, Blackburg, Virginia, USA.