

유체의 압축성을 고려한 ER 댐퍼의 동적 모델링

Dynamic Modeling of ER Damper Considering Fluid Compressibility

성민상* · 하성훈* · 구오홍* · 최승복†

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

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 이러한 진동을 감소시키기 위하여 효과적인 현가장치에 대한 다양한 연구가 수행되고 있다. 이러한 차량용 현가장치는 크게 수동, 능동과 반능동형으로 구분할 수 있다. 수동 현가장치는 유체의 점성을 이용한 댐퍼를 통해 진동을 감소시키는 기법이다. 이러한 수동 현가장치는 가격이 저렴하나 성능이 매우 제한적으로, 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 최근 활발한 연구가 수행되고 있다⁽¹⁻³⁾.

ER/MR 유체는 비선형 히스테리시스(hysteresis) 거동을 하며, 이러한 거동을 표현하기 위하여 준정적(quasi-static) 모델과 동적 모델 등이 개발되었다. 준

정적 모델은 비선형 빙햄 (Bingham) 모델이나 Herschel-Bulkley 모델 등으로 표현되며, ER/MR 댐퍼의 힘-변위 거동을 표현하는데 유용하게 적용될 수 있다. 그러나, 유체의 비선형적 힘-속도 거동을 표현하지 못하는 한계가 있다. 이러한 한계를 극복하기 위하여 유체의 비선형성을 고려한 다양한 동적 모델이 제안되었다⁽⁴⁻⁶⁾. 그러나 이러한 동적 모델들은 실험 기반의 모델로 실제 제작된 댐퍼를 바탕으로 구축되기 때문에 ER/MR 댐퍼의 설계 시에는 준정적 모델을 사용해야만 했다.

본 연구에서는 이러한 단점을 극복하고 실험적 분석이 필요치 않은 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.

2. ER 댐퍼의 준정적 모델

본 연구에서는 Fig. 1 과 같은 차량용 ER 댐퍼의 모델을 구축한다. ER 댐퍼는 피스톤에 의해 상부 챔버와 하부 챔버로 나누어지며, 각 챔버는 ER 유체로 가득 채워 진다. 피스톤이 움직임에 따라 ER 유체는 내측과 외측 실린더 사이의 환형 덕트를 통해 한쪽

† 교신저자; 정회원, 인하대학교 기계공학부

E-mail : seungbok@inha.ac.kr

Tel : (032) 860-7319, Fax : (032) 868-1716

* 정회원, 인하대학교 기계공학과

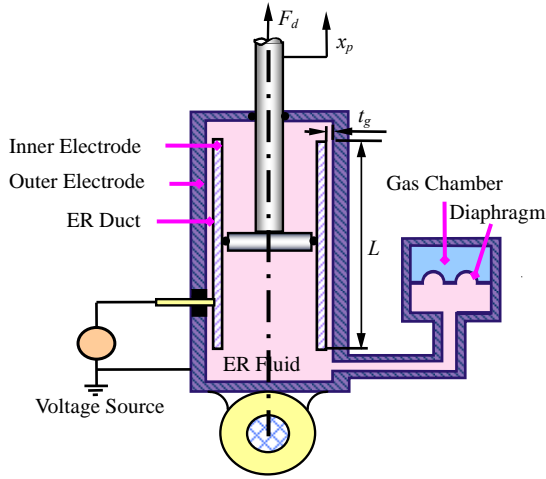


Fig. 1 Schematic configuration of the ER Damper

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 어큐물레이터(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.

$$F_d = P_2 A_p - P_1 (A_p - A_s) \quad (1)$$

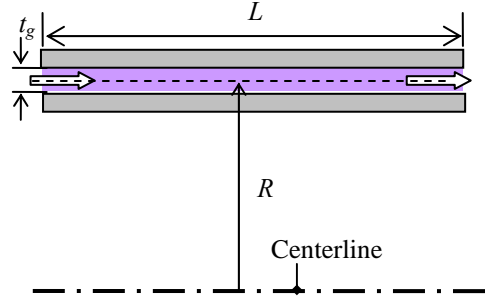
여기서 A_p 와 A_s 는 각각 피스톤과 피스톤샤프트의 단면적이며, P_1 과 P_2 는 각각 상부와 하부 챔버의 압력이다. P_1 과 P_2 , 그리고 어큐물레이터의 가스챔버 압력 P_a 사이의 관계는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$P_2 = P_a + \Delta P_a \cong P_a, \quad P_1 = P_a - \Delta P \quad (2)$$

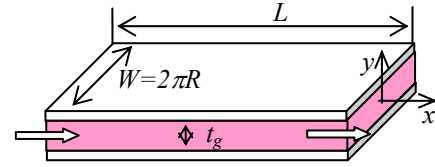
여기서 ΔP_a 와 ΔP 는 각각 하부 챔버에서 어큐물레이터로의 ER 유체 유동과 외측과 내측 실린더 사이 환형 덕트의 ER 유체 유동의 압력 강하이다. 이때 가스 챔버의 압력 P_a 는 다음과 같이 계산될 수 있다.

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

여기서 P_0 와 V_0 는 각각 어큐물레이터의 초기 압력과 부피이며 γ 는 1.4~1.7 사이의 값을 갖는 열팽창 계수이고 x_p 는 피스톤 변위이다. 식 (1)과 (2)로부터 ER 댐퍼의 댐핑력은 다음과 같이 계산될 수 있다.



(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

$$F_d = P_a A_s + \Delta P (A_p - A_s) \quad (4)$$

환형 덕트의 반경은 간극에 비해 매우 크기 때문에 Fig. 2 와 같이 환형 덕트의 유동을 평판 덕트의 유동으로 가정할 수 있다. 이로부터 덕트의 압력 강하 ΔP 를 다음과 같이 결정할 수 있다⁽⁷⁾.

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

여기서 Q 는 $Q = (A_p - A_s) \dot{x}_p$ 로 정의되는 ER 유체의 유량이며, τ_y 는 전기장에 의한 ER 유체의 항복응력이고 μ 는 ER 유체의 항복응력 이후 점성이다. 또한 L, R 과 t_g 는 각각 환형 덕트의 길이, 평균 반경과 간극이고, c 는 2.07~3.07 사이의 값을 갖는 유체의 속도 계수로 다음과 같이 계산될 수 있다.

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

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

$$F_d = P_a A_s + c_{vis} \dot{x}_p + F_{MR} \text{sgn}(\dot{x}_p) \quad (7)$$

여기서

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

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.

$$\tau_y = \alpha E^\beta \quad (8)$$

여기서 E 는 인가 전기장이며, α 와 β 는 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 본 연구에서는 럼프드 파라미터 기법을 이용해 ER 유체의 비정상 거동과 압축성을 고려한 ER 댐퍼의 동적 모델을 제안한다.

럼프드 파라미터 기법은 원형 파이프에서 뉴토니안(Newtonian) 유체의 유동을 해석하기 위해 Doebelin 에 의해 제안되고⁽⁸⁾ Khalil 과 William 등에 의해 보완된 기법으로^(9,10), 유체 시스템을 럼프드 질량과 평균 파라미터로 나누며, 시스템의 요소들은 질량 보존 법칙과 뉴턴의 법칙을 유체의 럼프에 적용하여 구해진다. Fig. 3 은 Fig. 1 에 나타낸 ER 댐퍼의 럼프드 파라미터 모델로, ER 댐퍼를 상부 챔버, 하부 챔버, 환형 덕트와 연결 파이프로 구성된 모델이다. 이 모델로부터 다음과 같은 ER 유체 유동과 피스톤의 움직임에 대한 동적 모델을 구축할 수 있다.

$$m_p \ddot{x}_p + b_p \dot{x}_p = F_d \quad (9a)$$

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

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

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

$$\begin{aligned} m_{3,n3} \ddot{x}_{3,n3} + b_{3,n3} \dot{x}_{3,n3} \\ - k_{3,n3-1}(x_{3,n3-1} - x_{3,n3}) \\ + k_{3,n3}(x_{3,n3} - x_{e3}) &= -F_{yn3} \\ - k_{3,n3}(x_{3,n3} - x_{e3}) &= 0 \end{aligned} \quad (9e)$$

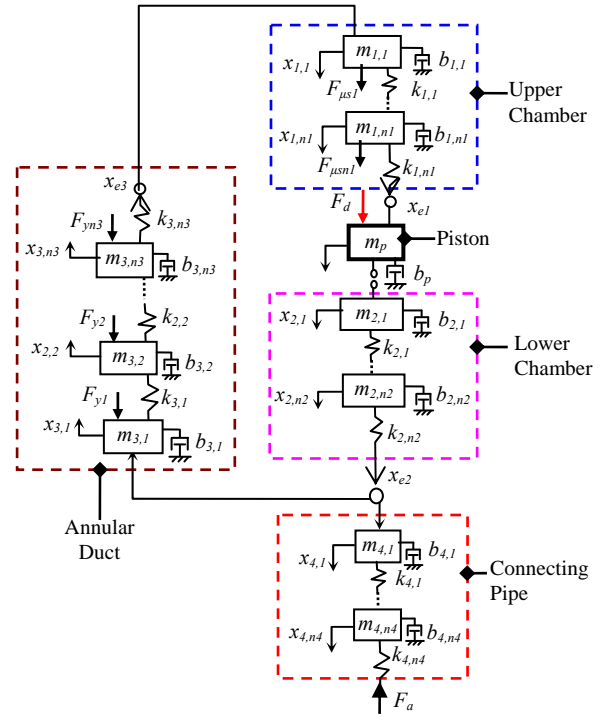


Fig. 3 Free body diagram of the lumped parameter model of the ER damper

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

$$\begin{aligned} m_{4,n4} \ddot{x}_{4,n4} + b_{4,n4} \dot{x}_{4,n4} \\ - k_{4,n4-1}(x_{4,n4-1} - x_{4,n4}) &= -F_a \\ m_{1,1} \ddot{x}_{1,1} + b_{1,1} \dot{x}_{1,1} + k_{1,1}(x_{1,1} - x_{1,2}) \\ - f_{\mu s1} \dot{x}_p &= 0 \\ m_{1,2} \ddot{x}_{1,2} + b_{1,2} \dot{x}_{1,2} - k_{1,1}(x_{1,1} - x_{1,2}) \\ + k_{1,2}(x_{1,2} - x_{1,3}) - f_{\mu s2} \dot{x}_p &= 0 \end{aligned} \quad (9g)$$

$$\begin{aligned} m_{1,n1} \ddot{x}_{1,n1} + b_{1,n1} \dot{x}_{1,n1} - k_{1,n1-1}(x_{1,n1-1} - x_{1,n1}) \\ + k_{1,n1}(x_{1,n1} - x_{e1}) - f_{\mu sn1} \dot{x}_p &= 0 \\ k_{1,n1}(x_{e1} - x_{1,n1}) &= 0 \end{aligned} \quad (9h)$$

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_p 와 x_p 는 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 i 번째 럼프의 상사

질량, 댐핑과 탄성이다. $x_{1,i}$, $x_{2,i}$, $x_{3,i}$ 와 $x_{4,i}$ 는 각각 i 번째 립프의 상부 챔버, 하부 챔버, 환형 덕트와 연결 파이프의 길이이다. F_{yi} 는 환형 덕트에서 i 번째 립프의 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 i 번째 립프의 상사 탄성, 댐핑과 질량은 다음과 같이 결정될 수 있다.

$$\begin{aligned}
k_{1,i} &= \frac{A_1 B}{l_{1,i}}, \\
b_{1,i} &= \frac{8\pi\mu l_{1,i}}{(R_p^2 + R_s^2) - \frac{1}{(R_p^2 - R_s^2) \ln(R_p/R_s)}}, \\
m_{1,i} &= \rho A_1 l_{1,i} \\
k_{2,i} &= \frac{A_2 B}{l_{2,i}}, \quad b_{2,i} = 8\pi\mu l_{2,i}, \\
m_{2,i} &= \rho A_2 l_{2,i} \\
k_{3,i} &= \frac{A_3 B}{l_{3,i}}, \quad b_{3,i} = 24\pi\mu l_{3,i} \left(\frac{R_d}{d}\right), \\
m_{3,i} &= \rho A_3 l_{3,i} \\
k_{4,i} &= \frac{A_4 B}{l_{4,i}}, \quad b_{4,i} = 8\pi\mu l_{4,i}, \\
m_{4,i} &= \rho A_4 l_{4,i}
\end{aligned} \tag{10}$$

여기서 A_1 , A_2 , A_3 와 A_4 는 각각 상부 챔버, 하부 챔버, 환형 덕트와 연결 파이프의 단면적이다. ρ 는 ER 유체의 밀도이며, R_p 와 R_s 는 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 i 번째 립프의 길이이고 F_a 는 가스 챔버의 압력에 의한 힘이다.

피스톤과 ER 유체 사이의 관계를 고려하면 $x_{2,i} = x_{e1} = x_p$ 와 같은 관계를 얻을 수 있다. 또한, ER 댐퍼의 모델링에서 피스톤의 움직임 x_p 는 주어지므로 식 (9a)와 식 (9b), (9h)의 첫번째 식을 제거하면 식 (9)는 다음과 같이 다시 표현될 수 있다.

$$\begin{aligned}
&m_{2,2}\ddot{x}_{2,2} + b_{2,2}\dot{x}_{2,2} + k_{2,1}x_{2,2} \\
&+ k_{2,2}(x_{2,2} - x_{2,3}) = k_{2,1}x_p \\
&\dots\dots\dots
\end{aligned} \tag{11a}$$

$$\begin{aligned}
&m_{2,n2}\ddot{x}_{2,n2} + b_{2,n2}\dot{x}_{2,n2} \\
&- k_{2,n2-1}(x_{2,n2-1} - x_{2,n2}) \\
&+ k_{2,n2}(x_{2,n2} - x_{e2}) = 0 \\
\hline
&- k_{2,n2}(x_{2,n2} - x_{e2}) = 0
\end{aligned} \tag{11b}$$

$$\begin{aligned}
&m_{3,1}\ddot{x}_{3,1} + b_{3,1}\dot{x}_{3,1} + k_{3,1}(x_{3,1} - x_{3,2}) = -F_{y1} \\
&m_{3,2}\ddot{x}_{3,2} + b_{3,2}\dot{x}_{3,2} - k_{3,1}(x_{3,1} - x_{3,2}) \\
&+ k_{3,2}(x_{3,2} - x_{3,3}) = -F_{y2} \\
&\dots\dots\dots
\end{aligned} \tag{11c}$$

$$\begin{aligned}
&m_{3,n3}\ddot{x}_{3,n3} + b_{3,n3}\dot{x}_{3,n3} \\
&- k_{3,n3-1}(x_{3,n3-1} - x_{3,n3}) \\
&+ k_{3,n3}(x_{3,n3} - x_{e3}) = -F_{yn3} \\
\hline
&- k_{3,n3}(x_{3,n3} - x_{e3}) = 0
\end{aligned} \tag{11d}$$

$$\begin{aligned}
&m_{4,1}\ddot{x}_{4,1} + b_{4,1}\dot{x}_{4,1} + k_{4,1}(x_{4,1} - x_{4,2}) = 0 \\
&m_{4,2}\ddot{x}_{4,2} + b_{4,2}\dot{x}_{4,2} - k_{4,1}(x_{4,1} - x_{4,2}) \\
&+ k_{4,2}(x_{4,2} - x_{4,3}) = 0 \\
&\dots\dots\dots
\end{aligned} \tag{11e}$$

$$\begin{aligned}
&m_{4,n4}\ddot{x}_{4,n4} + b_{4,n4}\dot{x}_{4,n4} \\
&- k_{4,n4-1}(x_{4,n4-1} - x_{4,n4}) = -F_a \\
\hline
&m_{1,1}\ddot{x}_{1,1} + b_{1,1}\dot{x}_{1,1} + k_{1,1}(x_{1,1} - x_{1,2}) \\
&= f_{\mu s1}\dot{x}_p \\
&m_{1,2}\ddot{x}_{1,2} + b_{1,2}\dot{x}_{1,2} - k_{1,1}(x_{1,1} - x_{1,2}) \\
&+ k_{1,2}(x_{1,2} - x_{1,3}) = f_{\mu s2}\dot{x}_p \\
&\dots\dots\dots
\end{aligned} \tag{11f}$$

$$\begin{aligned}
&m_{1,n1}\ddot{x}_{1,n1} + b_{1,n1}\dot{x}_{1,n1} \\
&- k_{1,n1-1}(x_{1,n1-1} - x_{1,n1}) \\
&+ k_{1,n1}x_{1,n1} = f_{\mu sn1}\dot{x}_p + k_{1,n1}x_p
\end{aligned}$$

식 (11)은 다시 다음과 같은 행렬 형태로 나타낼 수 있다.

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{X}} + \mathbf{B}\dot{\mathbf{X}} + \mathbf{K}\mathbf{X} = \mathbf{F} \tag{12}$$

여기서 상태 벡터 $\mathbf{X} = [x_{2,2} \dots x_{2,n2}, x_{e2}, x_{3,1} \dots x_{3,n3}, x_{e3}, x_{4,1} \dots x_{4,n4}, x_{1,1} \dots x_{1,n1}]^T$ 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.

$$x_{e2} = \frac{A_3}{A_2} x_{3,1} + \frac{A_4}{A_2} x_{4,1}, \quad x_{e3} = \frac{A_1}{A_3} x_{1,1} \tag{13}$$

식 (13)을 이용하여 상태 벡터를 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$X = T\bar{X} \quad (14)$$

여기서 $\bar{X} = [x_{2,2} \dots x_{2,n_2}, x_{3,1} \dots x_{3,n_3}, x_{4,1} \dots x_{4,n_4}, x_{1,1} \dots x_{1,n_1}]^T$ 의 감소된 상태 벡터이며, T 는 변환 행렬이다. 식 (14)를 이용하면 식 (12)를 다음과 같이 다시 쓸 수 있다.

$$\bar{M}\ddot{\bar{X}} + \bar{B}\dot{\bar{X}} + \bar{K}\bar{X} = \bar{F} \quad (15)$$

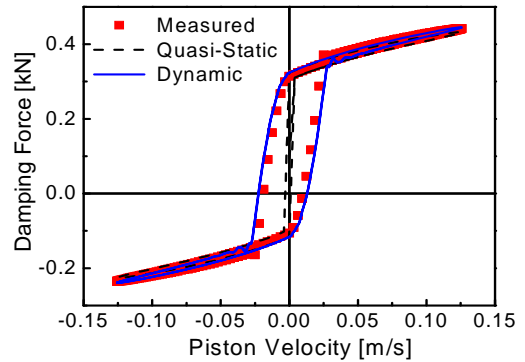
여기서 $\bar{M} = T^T M T$, $\bar{B} = T^T B T$, $\bar{K} = T^T K T$,

$\bar{F} = T^T F$ 이다. 식 (15)의 해를 구하면 식 (9a), 식 (9b)와 (9h)의 첫 번째 항으로부터 ER 댐퍼의 댐핑력을 다음과 같이 결정할 수 있다.

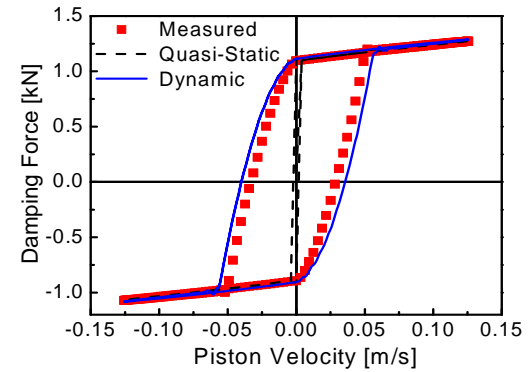
$$F_d = (m_p + m_{2,1})\ddot{x}_p + (b_p + b_{2,1})\dot{x}_p + (k_{2,1} + k_{1,n_1})x_p - k_{2,1}x_{2,2} - k_{1,n_1}x_{1,n_1} \quad (16)$$

4. 결과 및 분석

본 연구에서는 제안된 동적 모델의 정확성을 입증하기 위해 시뮬레이션을 수행하고 그 결과를 실험결과와 비교하였다. 시뮬레이션에서 상부 챔버와 하부 챔버, 연결 파이프의 ER 유체는 5 개의 림프 ($n_1=n_2=n_4=5$)로 나누었으며, 환형 덕트는 10 개의 림프 ($n_3=10$)로 나누었다. Fig. 4는 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. 4로부터 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. 5와 같이 피스톤이 높은 주파수로 움직일 때의 댐핑력을 비교하였다. Fig. 5에서 보는 바와 같이 주파수가 높아지면서 피스톤 속도의 방향이 바뀌는 구간 뿐 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

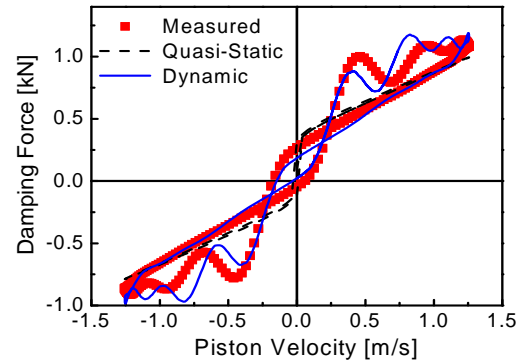


(a) E=1kV/mm

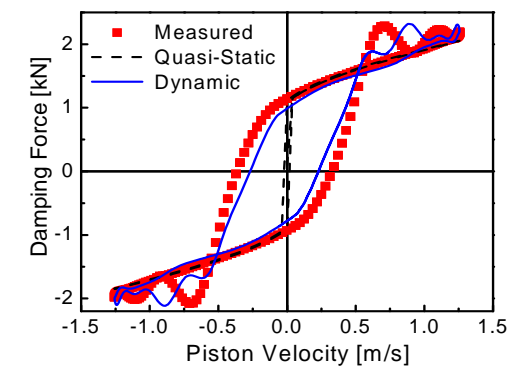


(b) E=3kV/mm

Fig. 4 Damping force vs. piston velocity of the damper due to sinusoidal motion of the piston at low frequency (frequency: 2Hz, amplitude: 10mm)



(a) E=1kV/mm



(b) E=3kV/mm

Fig. 5 Damping force vs. piston velocity of the damper due to sinusoidal motion of the piston at high frequency (frequency: 20Hz, amplitude: 10mm)

나타나며, 반드시 고려해야 할 필요가 있음을 알 수 있다.

위에서 언급한 바와 같이 ER 댐퍼의 히스테리시스 현상은 ER 유체와 가스 챔버의 압축성으로 인해 발생한다. 여기서 ER 유체의 압축성으로 인한 히스테리시스 현상을 확인하기 위하여 각각 다른 ER 유체의 압축성에 따른 피스톤 속도에 대한 댐핑력 그래프를 Fig. 6에 도시하였다. Fig. 6으로부터 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. 결론

본 연구에서는 ER 유체의 압축성을 고려한 럼프드 파라미터 기법을 적용하여 ER 댐퍼의 새로운 동적 모델을 구축하였다. 먼저 ER 댐퍼의 구조를 소개한 후 ER 유체의 병행 모델에 기반한 ER 댐퍼의 준정적 모델을 구축하였다. ER 유체와 가스 챔버의 압축성을 고려하기 위하여 ER 댐퍼를 상부 챔버, 하부 챔버, 가스 챔버와 연결 파이프를 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. 본 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 한국과학재단 도약연구지원사업(R17-2007-028-01000-0) 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 Magnetorheological 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 Electrorheological 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 KSNVE*, Vol.18, No.3, pp.315-322.
- (4) 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.
- (5) 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.
- (6) 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.
- (7) Wereley, N. M. and Pang, L., 1997, "Nondimensional Analysis of Semi-Active Electrorheological and Magnetorheological Dampers Using Approximate Parallel Plate Models," *Smart Materials and Structures*, Vol.7, pp.732-743.
- (8) Doebelin, E., 1972, *System Dynamics Modeling and Response*, Bell&Howell Company, Columbus, Ohio.
- (9) Khalil, M. N., 2000, "Development and Analysis of the Lumped Parameter Model of Piezohydraulic Actuator," Master's Thesis Virginia Polytechnic Institute, Blacksburg, Virginia, USA.
- (10) William, E. H., 2002, "Piezohydraulic Actuator Design and Modeling Using a Lumped-Parameter Approach," Master's Thesis Virginia Polytechnic Institute, Blacksburg, Virginia, USA.

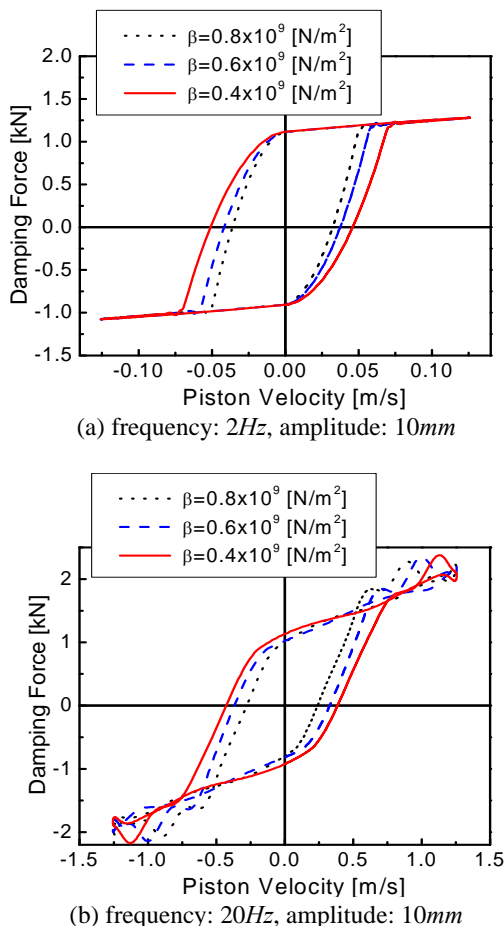


Fig. 6 Dependence of damping force on the compressibility of ER fluid ($E=3kV/mm$)