

넓은 주파수 범위에서의 실린더형 유체 댐퍼에 대한 실험적 동특성 규명 연구

A Study on the Experimental Dynamic Identification of Cylindrical Oil Dampers in the Wide Frequency Range

문 석 준[†] · 김 흥 섭^{*} · 정 태 영^{*} · 이 동 환^{*} · 황 재 영^{**}

S. J. Moon, H. S. Kim, T. Y. Chung, D. H. Lee and J. Y. Hwang

(2010년 1월 27일 접수 ; 2010년 5월 20일 심사완료)

Key Words : Oil Damper(유체 댐퍼), Control Device(진동제어장치), Orifice(오리피스), Vibration(진동)

ABSTRACT

System identification for cylindrical oil dampers is carried out based on a series of dynamic experimental tests and theoretical approach for the analysis of the experimental data. Experimental tests are conducted using a specific hydraulic actuator in the wide frequency range from 10 Hz to 90 Hz. From this study, it is confirmed that control force of the damper is composed of inertia, damping and restoring components. In general, both restoring and damping components are significant and comparable. However, the portion of the inertia components becomes more significant than to be negligible in the high frequency range.

1. 서 론

오리피스를 이용한 유체 댐퍼(orificed oil damper)는 피스톤, 실린더 및 오리피스로서 구성되어 있다. 외부에서 진동과 같은 외부하중이 입력될 때 피스톤에 의해 상대 운동이 발생하고, 실린더 내부의 한 유실(chamber)에 있는 유체에 압력에너지로 전달되어짐에 따라 피스톤 반대방향에 위치하는 다른 유실로 연결되어진 좁은 틈새(오리피스)를 통하여 유체가 빠져나가면서 점성 저항에 의한 에너지로 소산됨으로써 감쇠력이 발생하는 원리를 가지고 있다. 자동차, 선박, 교량 등 수송기계시스템, 건축·토목 구조물 및 산업설비의 다양한 형태의 진동 및 충격

을 저감하기 위해 널리 사용되고 있다. 또한 선박 및 육상 수송 장비(예를 들면, 자동차, 전차 등)의 운전 중 엔진 및 프로펠러 추진축계에서 발생하는 비틀림 진동에 의해서 각 요소에 부가되는 과도한 진동의 저감 목적으로 비틀림 댐퍼를 사용한다. 대부분의 비틀림 댐퍼의 경우에도 오리피스내의 유체 흐름에 의해서 발생하는 저항력이 감쇠력으로 작용한다. 추진축계의 진동은 일반적인 구조물이나 기계 시스템의 진동과 달리 상대적으로 고주파수 영역에서 발생하고 있다.

유체 댐퍼와 관련된 연구동향을 살펴보면, 진동방지용 에너지 흡수장치인 점성 유체 댐퍼의 동적거동 특성을 파악하기 위하여 분수도함수를 이용한 수치 모델로 해석을 수행하고, 실험을 통하여 수치모델에 필요한 변수들을 결정한 연구가 있다⁽¹⁾. 또한 건축구조물용 오리피스 유체 댐퍼를 개발하고, 이를 축소규모의 건축구조물에 설치한 후 대형진동대를 이용하여 유체 댐퍼의 성능을 확인한 연구⁽²⁾와 오리피스 유

[†] 교신저자 ; 정회원, 한국기계연구원
E-mail : sjmoon@kimm.re.kr
Tel : (042)868-7428, Fax : (042)868-7418

^{*} 정회원, 한국기계연구원

^{**} (주)세영인더스트리

체 댐퍼를 수치 해석적으로 설계하는 방법에 관한 연구⁽³⁾가 수행되었다. 이들 연구는 모두 상대적으로 저주파수 영역에서만 수행되었으며, 고주파수영역을 포함하고 있는 연구는 없는 것으로 조사되었다.

오리피스를 이용한 유체 댐퍼를 설계하기 위해서는 유체 댐퍼의 특성을 정확히 파악하고 있어야 한다. 일반적으로 실린더 내부의 유체가 좁은 오리피스로 빠져 나갈 때 발생하는 점성유체 감쇠력은 점성 유체의 지배 방정식을 이용한 힘과 변형 속도의 관계식을 유도함으로써 예측할 수 있다. 하지만 유체 댐퍼에서 발생하는 제어력은 점성유체 감쇠력뿐만 아니라 가속도 및 강성에 비례하여 발생하는 힘의 성분으로 구성되어 있다. 따라서 유체 댐퍼의 제어력을 넓은 주파수 영역에서 정확히 추정할 수 있다면, 댐퍼의 설계에 유용한 자료가 될 것이다.

이 연구에서는 다양한 댐퍼에 적용이 가능한 단순한 실린더형 유체 댐퍼를 대상으로 일련의 동특성 실험을 수행한 후 실험결과를 바탕으로 유체 댐퍼의 특성을 규명하고자 하였다. 따라서 실험을 먼저 수행한 후 실험결과를 이론적으로 규명하는 접근방법을 사용하였다. 이 연구에서는 총 11개의 실린더형 유체 댐퍼를 설계·제작하였으며, 10 Hz ~ 90 Hz까지 비교적 넓은 주파수영역에서 다양한 실험을 수행하였다.

2. 동특성 실험

실린더형 유체 댐퍼의 동특성을 실험적으로 규명하기 위해 Fig. 1에 보이는 것과 같은 2가지 형태(A형, B형)의 실험체를 제작하였다. A형 실험체는 원형 실린더 내부에 원형 피스톤이 설치되어 있으며, 실린더와 피스톤 사이의 side clearance가 오리피스 역할을 하게 된다. 오리피스 크기에 따른 감쇠력의 특성을 살펴보기 위해 4개의 side clearance 크기 (0.5 mm, 1.0 mm, 1.5 mm, 2.0 mm)를 고려하였으며, 2개의 다른 유체(cylinder oil, silicon oil)를 실린더 내부에 주입하였다. B형 실험체는 A형 실험체와 달리 피스톤 안에 직사각형 오리피스 2개를 대칭적으로 설치하였다. Side clearance의 크기는 일정하게 하고, 직사각형 오리피스의 크기는 3개(25 mm × [3, 4, 5] mm)를 고려하였다.

따라서 A형 및 B형 실험체를 각각 8개 및 3개를

설계하였으며, 이를 Table 1에 정리하였다. 실험체를

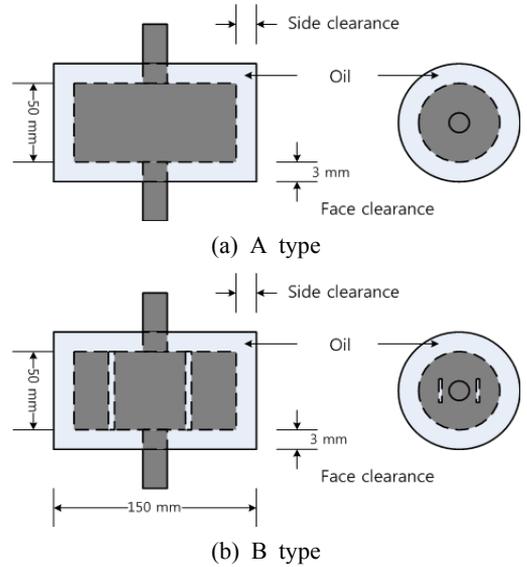


Fig. 1 Drawing of test specimen

Table 1 Test specimen

Case no.	Type	Side clearance	Inner orifice	Oil
Case 1	A	0.5 mm	N.A.	Cylinder
Case 2		1.0 mm	N.A.	Cylinder
Case 3		1.5 mm	N.A.	Cylinder
Case 4		2.0 mm	N.A.	Cylinder
Case 5		0.5 mm	N.A.	Silicon
Case 6		1.0 mm	N.A.	Silicon
Case 7		1.5 mm	N.A.	Silicon
Case 8		2.0 mm	N.A.	Silicon
Case 9	B	1.0 mm	(25×3) mm	Cylinder
Case 10		1.0 mm	(25×4) mm	Cylinder
Case 11		1.0 mm	(25×5) mm	Cylinder

Table 2 Oil specification

Item	Cylinder oil	Silicon oil
Specific gravity	0.937 @ 15 °C	1.070 @ 25 °C
Kinematic viscosity (cSt)	222 @ 40 °C	400 @ 25 °C
	20 @ 100 °C	
Dynamic viscosity (Pa·s)	0.208 @ 40 °C	0.428 @ 25 °C
	0.019 @ 100 °C	

제작할 때에는 side clearance가 크지 않으므로 실험 중에도 정렬(alignment)을 유지할 수 있는 방법을 마련하고, 고주파수 영역에서도 누유, 마찰 등의 문제가 발생하지 않도록 특수 코팅처리가 된 저 마찰요소와 고압 seal 요소가 채용되었다.

실험체에 주입된 오일로서 cylinder oil과 silicon oil이 사용되었다. Cylinder oil(모델명: Mobilgard 570)은 선박용 추진축계에서 널리 사용되는 오일이며, silicon oil(모델명: KF-54)은 cylinder oil에 비해 점도가 높아 점성 감쇠력을 높일 수 있을 것으로 판단되어 채택되었다. 오일제작사에서 제공하고

있는 오일의 특성은 Table 2와 같이 매우 제한적으로 자료가 제공되고 있으며, 제공된 비중(specific gravity)과 점성계수(kinematic viscosity)로부터 동점성계수(dynamic viscosity)를 계산하였다.

유체 댐퍼의 실험을 위해 전용 유압식 액추에이터를 경제성을 고려하여 설계·제작하는데, 액추에이터의 사양은 Table 3에 간략하게 정리하였다. Table 3에서 보듯이 최대 가용 주파수는 100 Hz이며, 이 영역에서의 성능을 보장하기 위해 정압 베어링을 액추에이터 내부에 설치하였으며, 피스톤의 변위를 계측하기 위해 LVDT를 설치하였다.

Fig. 2는 제작한 A형 실험체의 모습을 보여주고 있으며, Fig. 3은 실험을 위해 실험체를 유압식 액추에이터에 연결한 모습을 보여주고 있다. Fig. 3에서 보듯이 실험체와 유압식 액추에이터 사이에는 감쇠력의 크기를 계측하기 위해 load cell이 설치되었다. Table 2에서도 알 수 있듯이 유체는 온도에 따라 점성이 변화하고, 점성은 감쇠력의 크기를 지배하는 주요 인자 중의 하나이다. 따라서 실린더 내부의 유체 온도를 측정하기 위해 thermocouple를 설치하였다. 실험은 10 Hz ~ 90 Hz 주파수범위에서 약 10 Hz 간격으로 수행되었으며, 변위는 각 주파수에서 ± 0.5 mm, ± 1.0 mm, ± 1.5 mm 및 ± 2.0 mm로 설정하였다.

실험 자료가 방대하고 영향인자가 너무 다양하여 이 논문에서는 Case 2, Case 4, Case 11에 대해 수행된 실험 및 분석결과만을 수록하고자 한다. 3개의 Case 모두는 사용하는 오일이 동일하나, Case 2와 Case 4는 side clearance가 상이하다. Case 11은 Case 2와 side clearance는 같지만, 내부에 직사각형 오리피스가 설치되어 있는 것이 차이점이다. 이외의 결과에 대해서는 추후 후속논문을 통해 논의하고자 한다.

3. 실험결과

유체 댐퍼의 동특성 실험은 정상상태(steady state)에서의 실험조건을 구현하기 위해 일정한 주파수와 일정한 변위 조건에서 각각 수행되었으며, 유체 댐퍼의 제어력, 변위 및 오일온도가 계측되었다. 계측 자료 수집에 사용된 sampling 주파수는 1 kHz로 설정되었다. 실험결과의 일 예로서 Fig. 4는 Table 1에 정의된 Case 4에 대해 주파수 90 Hz, 변위 ± 0.5

Table 3 Hydraulic actuator for test specimen

Item	Property
Frequency (Hz)	0 ~ 100
Stroke (mm)	0 ~ ± 5
Load (N)	0 ~ 10,000



Fig. 2 A-type test specimen

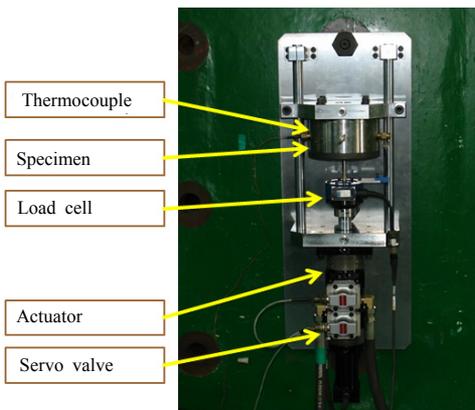


Fig. 3 Test set-up

mm에서의 결과를 보여주고 있다. Fig. 4에서 좌측 상단 그림은 LVDT로 계측된 유체 댐퍼의 변위를 보여주고 있으며, 좌측하단 그림은 load cell로 계측된 제어력을 보여주고 있다. 우측상단은 변위와 제어력을 하나의 그림으로 보여주고 있으며, 우측하단의 그림은 오일의 온도를 보여주고 있다.

Fig. 5는 Case 4의 변위 ±0.5 mm인 경우에서의 주파수 10 Hz, 45 Hz, 90 Hz에 대한 실험결과를 보여주고 있다. Fig. 5로부터 주파수(또는 속도)가 증가할수록 제어력이 증가하는 것을 알 수 있다. 이때 오일의 온도는 41 °C ~ 47 °C로서 거의 비슷하게 유지하였으므로 온도에 의한 영향은 없는 것으로 판단하고 있다.

Fig. 6은 일정한 조건에서 계측된 Case 2와 Case 4의 변위 ±0.5 mm인 경우에 대하여 각 주파수별

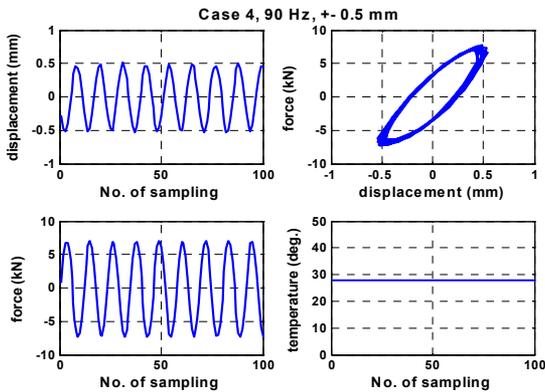


Fig. 4 An example of test results

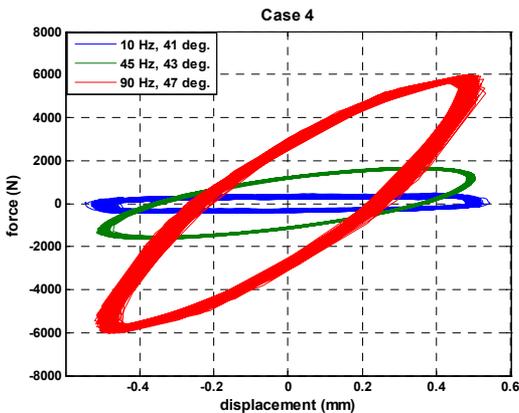
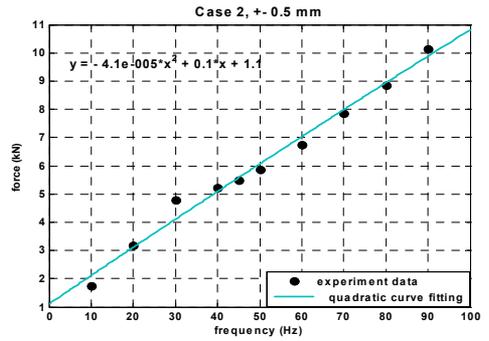
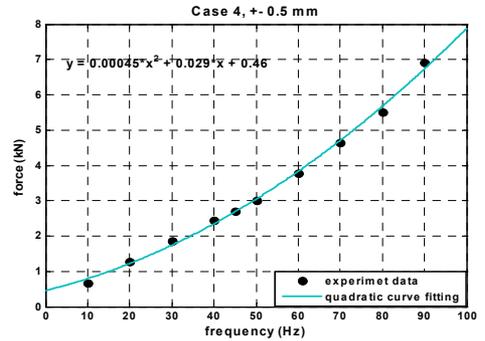


Fig. 5 Load-displacement curves at different frequency

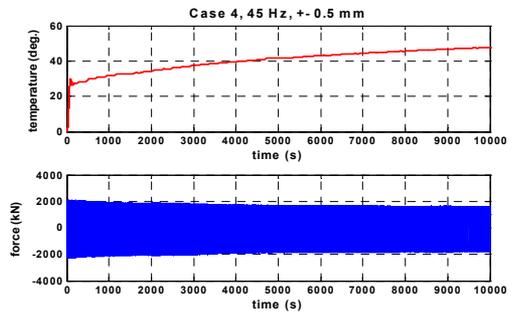


(a) Case 2

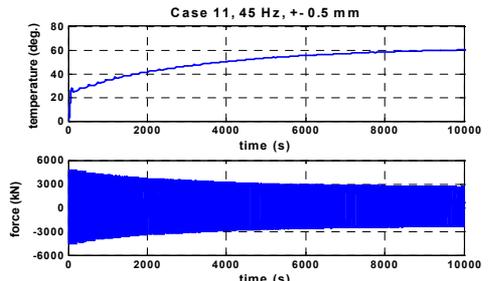


(b) Case 4

Fig. 6 Maximum forces at each case



(a) Case 4



(b) Case 11

Fig. 7 Force vs. oil temperature

계측된 최대 제어력을 정리해서 보여주고 있다. 특성을 개략적으로 보기 위해 curve fitting한 결과를 식과 함께 보여주고 있다. 이로부터 side clearance가 클수록 제어력의 크기가 작은 것을 확인할 수 있다. 상세한 분석은 4장에서 다루고자 한다.

Fig. 7은 Case 4와 Case 11에 대해 일정한 변위 ±0.5 mm와 주파수 45 Hz에서 약 10,000초 이상 동안 연속해서 실험한 결과를 보여주고 있다. 시간이 경과함에 따라 오일의 온도는 상승하는 반면 댐퍼의 제어력은 감소하고 있는 것을 보여주고 있다. 이를 통해 오일의 온도와 제어력의 관계 특성을 확인할 수 있다.

4. 실험결과 분석

실험결과의 분석을 위해 이론적 접근방법을 도입하였다. 정상상태에서 수행된 실험에서 실린더형 유체 댐퍼의 변위와 제어력은 위상차를 고려하여 다음과 같은 식으로 표현할 수 있다^(1,5).

$$u = u_0 \sin(\omega t) \tag{1}$$

$$F = F_0 \sin(\omega t + \epsilon) \tag{2}$$

여기서, u 와 F 는 각각 변위와 제어력이며, 하첨자 0은 각각의 진폭을 나타내고 있다. 또한 ω 와 ϵ 는 가진 주파수와 위상차를 표현하고 있다. 식 (2)는 식 (1)을 이용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$F = F_0 (\sin \omega t \cos \epsilon + \cos \omega t \sin \epsilon) = K_1 u_0 \sin \omega t + K_2 u_0 \cos \omega t \tag{3}$$

여기서,

$$K_1 = (F_0/u_0) \cos \epsilon, \quad K_2 = (F_0/u_0) \sin \epsilon \tag{4}$$

그러나, 고주파수 영역에서는 피스톤의 관성력이 고려되어야 하는데, 이를 위하여 식 (3)의 두 번째 식을 다음과 같이 표현한다.

$$F = (K_1 - M\omega^2)u_0 \sin \omega t + K_2 u_0 \cos \omega t \tag{5}$$

여기서,

$$K_1 - M\omega^2 = (F_0/u_0) \cos \epsilon \tag{6}$$

여기서 M 은 운동체의 무게로서 피스톤의 무게를 가리킨다. K_1 은 변위에 비례하며, 변위와 위상이 같으므로, 일반적으로 저장강성(storage stiffness)라고 지칭할 수 있다.

식 (5)를 식 (1)을 이용하여 표현하면 다음과 같다.

$$F = (K_1 - M\omega^2)u_0 \sin \omega t + K_2 u_0 \cos \omega t = (K_1 - M\omega^2)u + \frac{K_2}{\omega} \dot{u} \tag{7}$$

식 (7)에서 두 번째 항은 속도에 비례하는 항으로서 유체 댐퍼의 감쇠력을 나타낸다고 볼 수 있다. 또한 K_2 는 변위에 비례하지만, 변위와 90° 위상차를 가지므로, 손실강성(loss stiffness)라 가정할 수 있다. 정상상태 조건에서 감쇠 기구(mechanism)의 단위 사이클 당 소산에너지(dissipation energy per cycle, ΔE)는 Fig. 4와 같은 힘-변위 곡선의 면적과 같으므로, 다음과 같이 표현할 수 있다⁽⁴⁾.

$$\Delta E = \oint F du = F_0 u_0 \pi \sin \epsilon \tag{8}$$

식 (8)로부터 위상차에 따라 소산에너지의 양이 변화되는 것을 알 수 있다. 또한 단위 사이클 당 소산에너지는 등가 점성 감쇠계수와 다음과 같은 관계가 있다⁽⁴⁾.

$$\Delta E = \pi \omega c_{eq} u_0^2 \tag{9}$$

따라서 식 (7)의 속도에 비례하는 항을 식 (9)의 등가 점성감쇠 계수(c_{eq})로 나타내면 다음과 같다.

$$c_{eq} = K_2 / \omega \tag{10}$$

식 (8), (9) 및 (10)으로부터 c_{eq} , K_2 를 결정할 수 있다.

위상차(ϵ)는

$$\epsilon = \tan^{-1} \frac{K_2}{K_1 - M\omega^2} \tag{11}$$

로 나타낼 수 있다. 따라서 식 (11)로부터 K_1 을 결정할 수 있다.

Tables 4, 5 및 Table 6은 A형 댐퍼 Case 2와 Case 4 그리고 B형 댐퍼 Case 11에 대해 각 계수를 계산한 결과를 각각 보여주고 있다. 실험에 사용

Table 4 Test results for Case 2(A Type)

①	②	③	④	⑤	⑥	⑦	⑧	⑨	⑩	⑪
ω (Hz)	u_0 (mm)	F_0 (kN)	ϵ (rad)	Area (N·m)	M (kg)	$K_1/10^7$ (N/m)	$K_2/10^7$ (N/m)	ΔE (N·m)	$c_{eq}/10^4$ (N·s/m)	Temp. ($^{\circ}$ C)
10	0.511	1.822	4.847	2.745	7.2	0.051	0.353	2.899	5.623	23.3
20	0.496	3.215	4.688	4.875	7.2	0.027	0.648	5.008	5.157	24.0
30	0.488	4.470	4.626	6.793	7.2	0.105	0.913	6.827	4.841	24.8
40	0.511	5.622	4.418	8.535	7.2	0.365	1.053	8.637	4.189	25.8
45	0.492	6.000	4.350	8.914	7.2	0.490	1.140	8.672	4.033	27.5
50	0.492	6.376	4.135	9.392	7.2	0.778	1.086	8.258	3.456	28.2
60	0.492	7.307	4.418	10.305	7.2	0.533	1.421	10.808	3.770	29.3
70	0.420	7.946	4.565	9.183	7.2	0.417	1.871	10.371	4.255	27.8
80	0.485	9.606	4.319	13.195	7.2	0.941	1.829	13.518	3.639	35.4

Table 5 Test results for Case 4(A Type)

①	②	③	④	⑤	⑥	⑦	⑧	⑨	⑩	⑪
ω (Hz)	u_0 (mm)	F_0 (kN)	ϵ (rad)	Area (N·m)	M (kg)	$K_1/10^7$ (N/m)	$K_2/10^7$ (N/m)	ΔE (N·m)	$c_{eq}/10^4$ (N·s/m)	Temp. ($^{\circ}$ C)
10	0.500	0.592	4.320	1.087	7.2	0.048	0.109	0.859	1.741	19.0
20	0.465	1.087	4.197	1.616	7.2	0.127	0.203	1.382	1.619	19.0
30	0.416	1.534	4.442	1.910	7.2	0.124	0.355	1.932	1.885	19.2
40	0.378	1.837	4.320	2.002	7.2	0.231	0.449	2.016	1.787	19.6
45	0.374	1.962	4.074	1.972	7.2	0.370	0.421	1.851	1.490	20.6
50	0.347	2.104	3.988	1.966	7.2	0.473	0.454	1.718	1.445	21.6
60	0.298	2.474	4.074	1.986	7.2	0.597	0.667	1.860	1.769	22.1
70	0.294	2.877	3.706	1.955	7.2	0.966	0.523	1.421	1.190	22.7
80	0.485	5.520	3.829	6.014	7.2	1.062	0.722	5.337	1.437	29.1
90	0.465	6.930	3.866	7.639	7.2	1.346	0.988	6.709	1.747	27.8

Table 6 Test results for Case 11(B Type)

①	②	③	④	⑤	⑥	⑦	⑧	⑨	⑩	⑪
ω (Hz)	u_0 (mm)	F_0 (kN)	ϵ (rad)	Area (N·m)	M (kg)	$K_1/10^7$ (N/m)	$K_2/10^7$ (N/m)	ΔE (N·m)	$c_{eq}/10^4$ (N·s/m)	Temp. ($^{\circ}$ C)
10	0.506	1.793	4.541	2.739	7.1	0.063	0.349	2.809	5.557	14.3
20	0.491	3.168	4.565	4.716	7.1	0.106	0.638	4.834	5.079	14.4
30	0.506	4.353	4.442	6.231	7.1	0.255	0.829	6.668	4.398	14.7
40	0.491	5.572	4.172	7.597	7.1	0.629	0.973	7.370	3.872	15.5
45	0.506	6.110	4.142	8.110	7.1	0.708	1.016	8.175	3.595	17.2
50	0.510	6.634	3.829	8.544	7.1	1.075	0.825	6.745	2.627	19.1
60	0.479	8.093	4.050	10.132	7.1	1.140	1.332	9.603	3.534	21.3

된 액추에이터의 하중한계에 의해 의미 있는 주파수영역까지만 정리를 하였다. 각 Table에서 1번째~6번째 열의 수치는 계측한 자료로부터 계산을 통해 얻은 값들이다. 7번째 열의 수치는 식 (6)으로부터 구할 수 있으며, 식 (4)로부터 구한 K_2 의 값을 8번째 열에 기록하였다. 이 값은 식 (10) 및 식 (11)로부터도 구할 수 있다. 소산에너지는 식 (8)을 이용하여 9번째 열의 수치처럼 구하였으며, 5번째 열의 면적과 이론상으로는 같은 값을 가져야 한다. Table에 정리된 자료를 분석해 보면, 평균 7.8%의 오차가 있는 것을 확인할 수 있다. 9번째 열의 소산에너지와 식 (9)로부터 10번째 열의 등가점성계수를 얻었다.

Fig. 8과 Fig. 9는 각각 Table 4, Table 5 및 Table 6의 7번째 열과 8번째 열의 자료인 저장강성과 손실

강성을 비교해서 도식화한 것이다. Fig. 8 및 Fig. 9에서 보는 바와 같이 유체 댐퍼의 강성은 저장강성과 손실강성이 함께 존재하며, 주파수가 증가함에 따라 강성의 크기는 증가하는 경향을 보이고 있다. 이는 Fig. 5에서 주파수가 증가할수록 곡선의 축의 기울기가 증가하는 결과와 곡선 면적의 증가를 유도하

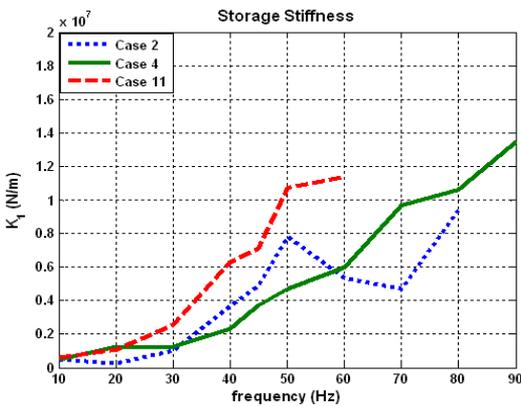


Fig. 8 Storage stiffness

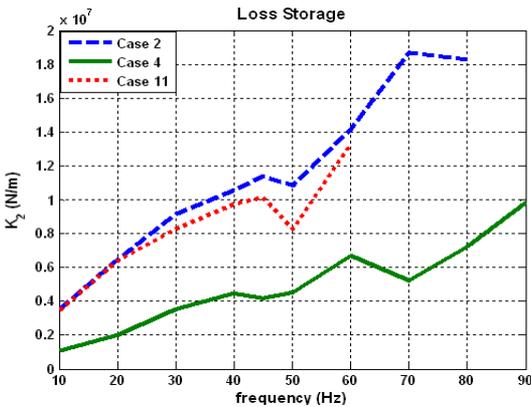


Fig. 9 Loss stiffness

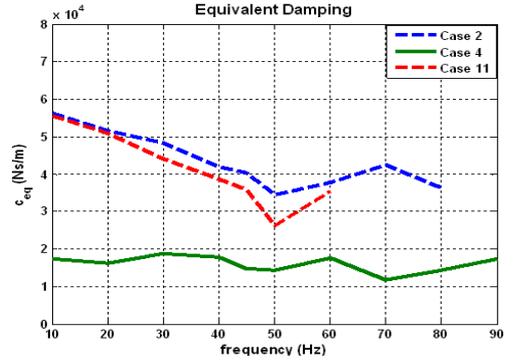
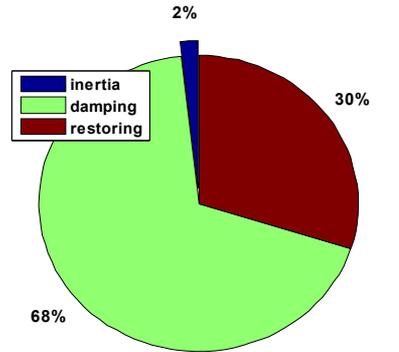
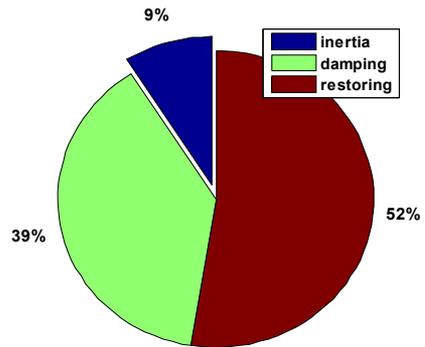


Fig. 10 Equivalent damping coefficient



(a) 10 Hz



(b) 90 Hz

Fig. 11 Force component portion for Case 4

고 있다. 저장강성을 살펴보면, Case 11이 다른 Case에 비해 상대적으로 큰 것을 알 수 있다. 반면, 손실강성은 Case 4가 가장 작고, Case 2와 Case 11은 대동소이한 것을 알 수 있다. 한편, 저장강성과 손실강성의 차이는 주파수의 증가와 함께 Case 별로 상이한 것을 확인할 수 있다.

Fig. 10은 Table 4, Table 5 및 Table 6의 10번째 열의 자료를 도식화한 것이다. 전반적으로 Case 2와 Case 11의 감쇠계수가 Case 4의 감쇠계수보다 큰 것을 알 수 있으며, 이러한 결과는 Fig. 9의 손실강성으로부터도 예상할 수 있다.

이는 Fig. 1에서의 side clearance의 영향이 지배적인 반면, 직사각형 내부 오리피스에 의한 영향은 미미하기 때문인 것으로 판단된다. 단, Case 2와 Case 11의 감쇠계수는 주파수가 증가함에 따라 미세하게 감소하는 경향을 보이고 있으나, Case 4의 감쇠계수는 일정한 수치에서 등락하는 것을 알 수 있다. 일반적으로 감쇠계수는 주파수의 영향을 받지 않는 것으로 알려져 있으므로, Fig. 10의 결과는 계측수집 및 분석 중에 발생한 오차의 영향이 포함되어 있는 것으로 판단된다.

유체 댐퍼의 발생하는 힘의 성분은 가속도 성분에 비례하는 관성력, 속도성분에 비례하는 감쇠력 및 변위에 비례하는 복원력 성분으로 나눌 수 있다고 가정할 수 있다. 이 경우 각 성분들의 차지하는 비율을 Fig. 11에 정리해 보았다.

Fig. 11은 Case 4에 대해 주파수 10 Hz와 90 Hz 일 때를 보여주고 있으며, 주파수가 10 Hz에서 90 Hz로 증가할 때 관성력과 복원력의 비율은 각각 4.5배와 1.7배가 증가하였다. 반면, 감쇠력의 비율은 약 0.7배로 급격하게 감소하는 것을 알 수 있다. 따라서 고주파수 영역에서 사용하는 유체 댐퍼인 경우에는 관성력 성분을 반드시 고려해야 함을 알 수 있다. 또한 적용 주파수 영역의 특성에 따라 유체 댐퍼가 설치되는 시스템의 고유진동수를 급격히 증가시키는 요인으로 작용할 수 있으므로 신중한 적용이 요망됨을 알 수 있다.

5. 결 론

이 연구에서는 다양한 댐퍼에 적용이 가능한 단순한 실린더형 유체 댐퍼를 대상으로 일련의 동특

성 실험을 수행한 후 동특성 규명을 위한 이론적 접근방법의 제시와 함께 이를 이용한 동특성 규명이 수행되었다. 총 11개의 실린더형 유체 댐퍼를 설계 제작하였으며, 10 Hz~90 Hz까지 비교적 넓은 주파수영역에서 다양한 실험을 수행하였다. 이 논문에서는 3가지 Case에 대해 분석한 결과를 다루었다.

이 논문을 통해 유체 댐퍼의 관성력, 감쇠력(손실강성), 복원력(저장강성) 성분을 규명하는 과정을 제시하였으며, 특성규명 과정을 통해 얻은 결과를 정리하면 다음과 같다.

- 유체 댐퍼의 제어력은 오일점성에 의한 감쇠력 뿐만 아니라 피스톤의 관성력 및 오일에 의한 강성력(복원력)으로 이루어진다.
- 유체 댐퍼의 강성은 저장강성과 손실강성이 함께 존재하며, 절대적인 크기는 대등한 것을 알 수 있다.
- 주파수가 높아질수록 관성력 비율이 상승하며, 감쇠력과 복원력 간의 상대비율도 변화하는 것을 확인할 수 있다. 즉, 고주파수영역에서는 저장강성의 비율은 일정한 경향을 보이고 있다.
- 주파수가 증가함에 따라 강성의 크기는 증가하며, 이는 시스템의 고유진동수를 증가시키는 역할을 할 수 있다.

후 기

이 논문의 내용은 민군겸용기술사업인 “해상/육상 추진 및 발전용 디젤엔진의 비틀림 댐퍼 국산화 개발”의 연구결과 중 일부분입니다.

참 고 문 헌

- (1) Kwon, O. B., Lee, K. M., Kim, Y. M. and Ko, C. S., 2001, “The Study of Dynamic Characteristic of a Viscous Fluid Damper in Vibration Isolation,” Proceedings of KSNVE Annual Spring Conference, pp. 1136~1140.
- (2) Chung, T. Y., Lim, C. W., Kim, B. H. and Moon, S. J., 2002, “An Experimental Study on the Building Vibration Control Using Orificed Fluid Dampers,” Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 12, No. 6, pp.

469-477.

(3) Lee, J. C., Kim, S. H. and Moon, S. J., 2003, "Numerically Analytical Design of An Orifice Fluid Damper," Transactions on Korean Society for Precision Engineering, Vol. 20, No. 6, pp. 105~112.

(4) Tse, F. S., Morse, I. E. and Hinkle, R. T.,

1978, Mechanical Vibration 2nd Edition, Allyn and Bacon, Inc., pp. 122~129.

(5) Makris, M. and Constantinou, M. C., 1990, "Viscous Damper: Testing, Modeling and Application in Vibration and Seismic Isolation," Report NCEER-90-0028.