

실린더형 유체 댐퍼의 실험적 특성 규명 (II) Experimental Identification for Cylindrical Oil Dampers (II)

문석준† · 정태영* · 김홍섭* · 이동환* · 황재영** · 김영배**
S. J. Moon, T. Y. Chung, H. S. Kim, D. H. Lee and Y. B. Kim

1. 서 론

오리피스를 이용한 유체댐퍼를 설계하기 위해서는 유체댐퍼의 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 유체댐퍼에서 발생하는 제어력은 점성유체 감쇠력뿐만 아니라 가속도 및 강성에 비례하여 발생하는 힘의 성분으로 구성되어 있다. 따라서 유체댐퍼의 제어력을 넓은 주파수 영역에서 정확히 추정할 수 있다면, 댐퍼의 설계에 유용한 자료가 될 것이다. 본 연구에서는 다양한 댐퍼에 적용이 가능한 단순한 실린더형 유체 댐퍼를 대상으로 일련의 동특성 실험을 수행한 후 실험결과를 바탕으로 유체댐퍼의 특성을 규명하고자 하였다. 따라서 실험을 먼저 수행한 후 실험결과를 이론적으로 규명하는 접근방법을 사용하였다. 본 연구에서는 총 11개의 실린더형 유체댐퍼를 설계·제작하였으며, 10 Hz ~ 90 Hz까지 비교적 넓은 주파수영역에서 다양한 실험을 수행하였다. 본 연구결과는 동일한 제목으로 2009년 춘계학술대회에서 발표된 논문의 후속편이다.

2. 동특성 실험

실린더형 유체댐퍼의 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, 1.0mm, 1.5 mm, 2.0 mm)를 고

려하였으며, 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.

3. 실험결과 분석

실험결과 분석을 위해 이론적 접근방법을 도입하였다. 정상상태에서 수행된 실험에서 실린더형 유체댐퍼의 변위와 제어력은 위상차를 고려하여 다음과 같은 식으로 표현할 수 있다.

$$u = u_0 \sin(\omega t) \quad (1)$$

$$F = F_0 \sin(\omega t + \epsilon) \quad (2)$$

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)은 식 (1)을 이용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

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

여기서,

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

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

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

여기서,

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

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.

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

† 교신저자 : 한국기계연구원

E-mail : sjmoon@kimm.re.kr

Tel : (042) 868-7428, Fax : (042) 868-7418

* 한국기계연구원

** (주) 세영인더스트리

식 (7)에서 두 번째 항은 속도에 비례하는 항으로서 유체댐퍼의 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 힘-변위 곡선의 면적과 같으므로, 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\Delta E = \oint F du = F_0 u_0 \pi \sin \epsilon \quad (8)$$

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

$$\Delta E = \pi \omega c_{eq} u_0^2 \quad (9)$$

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

$$c_{eq} = K_2 / \omega \quad (10)$$

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

위상차(ϵ)는

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

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

Fig. 2와 Fig. 3은 각각 Case 2(type A, side clearance 1.0 mm), Case 4(type A, side clearance 2.0 mm), Case 11(type B, side clearance 1.0 mm, inner orifice 25×5 mm)의 저장강성과 손실강성을 계산비교해서 도식화한 것이다. 유체댐퍼의 강성은 저장강성과 손실강성이 함께 존재하며, 주파수가 증가함에 따라 강성의 크기는 증가하는 경향을 보이고 있다. Fig. 4는 각 Case의 감쇠계수 자료를 도식화한 것이다. 전반적으로 Case 2와 Case 11의 감쇠계수가 Case 4의 감쇠계수보다 큰 것을 알 수 있다. 유체댐퍼의 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. 5에 정리해 보았다. 주파수가 10 Hz에서 90Hz로 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 유체댐퍼인 경우에는 관성력 성분을 반드시 고려해야 함을 알 수 있다.

4. 결 론

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

- 유체댐퍼의 제어력은 오일점성에 의한 감쇠력뿐만 아니라 피스톤의 관성력 및 오일에 의한 강성력(복원력)으로 이루어진다.

- 유체댐퍼의 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

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

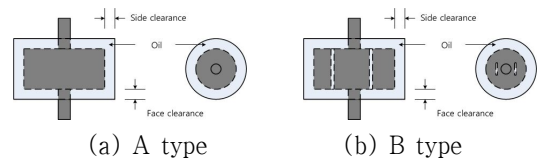


Fig. 1 Drawing of test specimen

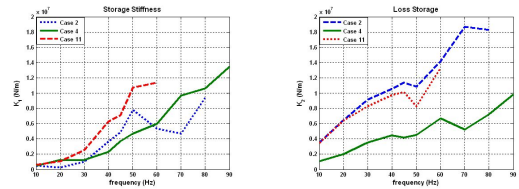


Fig. 2 Storage stiffness Fig. 3 Loss stiffness

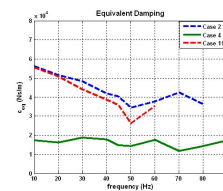
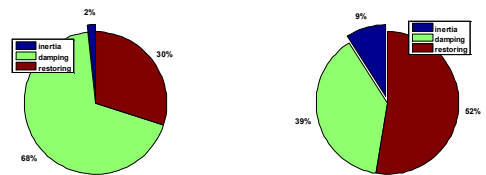


Fig. 4 Equivalent damping coefficient



(a) 10 Hz (b) 90 Hz

Fig. 5 Force component portion for Case 4