

이 논문은 1994년도 동아대학교 학술연구조성비(공모과제)에 의하여 연구되었음

감쇠진동계에 부착된 코일스프링과 오일댐퍼로 구성된 동흡진기

안 찬 우*, 최 석 장**, 박 일 수***, 이 희 범***

Dynamic Vibration Absorber Having Coil Springs and Oil Damper for a Damped Vibration System

C. W. Ahn*, S. C. Choi**, I. S. Park***, H. B. Lee***

ABSTRACT

This paper presents the effectiveness of the dynamic vibration absorber consisting of a single mass, coil springs and oil damper on the resonance frequency ratio and amplitude ratio for damped linear systems, that is, primary vibration system with damping. The effects of the dynamic vibration absorber are investigated numerically and experimentally for values of mass ratio, natural frequency ratio, and damping ratio. The experimental results show good agreement with calculated ones. As a result, the characteristics shown by the present work are useful in optimal tuning the dynamic vibration absorber in practice.

Key Words : Dynamic Vibration Absorber(진동흡진기), Resonance Frequency Ratio(공진진동수비), Amplitude Ratio(진폭비), Primary Vibration System(주진동계), Mass Ratio(질량비), Natural Frequency Ratio(고유진동수비), Damping Ratio(감쇠비).

1. 서 론

기계가 고속화되고 정밀화됨에 따라서 기계와 구조물에 서 발생하는 진동은 기계의 파손, 정밀도 저하 및 소음 진동공해를 수반하므로 이에 대한 적절한 연구가 절실히 요구된다. 진동계가 1자유도인 경우에는 진폭을 억제하려면 감쇠력을 높이지 않으면 안되지만 주진동계에 동흡진기가 부착된 2자유도 진동계에서는 주진동계의 감쇠력을 크게 하지 않고 주진동계의 공진 진폭을 작게 할 수 있으

므로 동흡진기에 대한 연구가 오래 전부터 수행되고 있다. 동흡진기에 대한 연구로는 여⁽¹⁾ 등에 의해서 접탄성 재료를 이용한 동흡진기의 유용성에 관한 연구를 하였으며, 김^{(2), (3)} 등에 의해서 비선형스프링과 선형감쇠를 가지는 동흡진기에 관한 연구를 하였고, 반⁽⁴⁾ 등은 공기스프링을 이용한 1자유도 방진시스템에 관한 연구를 수행하였다. 진동의 방진대책으로 이용되는 동흡진기에 대해서는 Den Hartog⁽⁵⁾ 등에 의해서 비감쇠주진동계에 감쇠동흡진기가 부착된 진동계에 대한 연구를 하였다. 또한 가

* 동아대학교 기계공학과
** 창원전문대학 기계설계학과
*** 동아대학교 대학원

진 진동수가 변화하는 경우에도 동흡진기가 유효하게 작용하도록 하기 위하여 Brock⁽⁶⁾ 등은 최적 고유진동수비와 최적 감쇠비를 가지는 동흡진기에 대한 연구를 수행하여 방진이론의 기초를 세웠다. 그 후 감쇠가 있는 진동계에 부착된 동흡진기에 대한 연구는 Ioi⁽⁷⁾ 등에 의해 수치해석으로 최적 조건을 구명하였다. Kaneda⁽⁸⁾ 등은 복합 동흡진기의 효과에 대해서 연구하였고, 白石明男⁽⁹⁾ 등은 가속도의 저감을 위한 동흡진기에 대하여 연구를 하였다. 또한 Kojima⁽¹⁰⁾는 비틀림 동흡진기에 대해서 연구하였다. 張⁽¹¹⁾ 등은 동흡진기에 의한 진동계의 제진에 대해 연구하였으며, 淺見^{(12)~(14)} 등은 오일댐퍼의 기초적인 연구와 공기댐퍼의 설계법, 감쇠를 고려한 동흡진기의 설계식 등에 대한 연구를 하였고, Dahlberg⁽¹⁵⁾는 동흡진기의 최적 질량에 대한 연구를 하였다. 또한 尾崎⁽¹⁶⁾ 등은 방진고무를 이용한 동흡진기의 특성에 대하여 연구하였으며, 浦田⁽¹⁷⁾ 등은 점탄성스프링을 이용한 동흡진기의 설계법에 대한 연구를 하였다. 그리고 Huang⁽¹⁸⁾ 등은 능동 진동제어기가 부착된 동흡진기에 관한 연구를 하였고, Glauser⁽¹⁹⁾ 등은 능동 동흡진기의 최적튜닝의 방법론에 관한 연구를 하였으며, Aida⁽²⁰⁾ 등은 판 형태의 동흡진기에 의한 판의 진동제어에 관한 연구를 하였다. Lai⁽²¹⁾ 등은 동흡진기에 의한 구조물의 진동억제에 관한 연구를 하였고, Ram⁽²²⁾ 등은 다자유도동흡진기의 이론에 관한 연구를 하였다.

본 연구에서는 감쇠가 있는 주진동계의 진동을 억제하기 위하여 동흡진기의 부착시 이론적인 해석과 실험을 통하여 동흡진기의 질량과 스프링상수 및 감쇠계수가 공진진동수비와 진폭비에 미치는 영향에 대하여 연구하였다.

2. 이론해석

본 연구에서 이론해석은 일반적으로 항공기나 차량 등에 부착된 기계장치류에서 보는 바와 같이 진동하는 물체상의 기계류는 진동계의 기초가 흔들리는 경우에 상당하고, 기계진동에서 상당히 자주 나타나는 경우가 진동체의 기초가 주기적인 변위를 받는 경우이므로, 이에 대한 진동계인 Fig. 1의 운동방정식을 구하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} m_2 \ddot{x}_2 + c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_2(x_2 - x_1) &= 0 \\ m_1 \ddot{x}_1 + c_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_0) + k_2(x_1 - x_2) &+ k_1(x_1 - x_0) = 0 \end{aligned} \quad (1)$$

식(1)에 기반의 변위 $x_0 = X_0 e^{i\omega t}$ 가 작용할 때⁽²³⁾

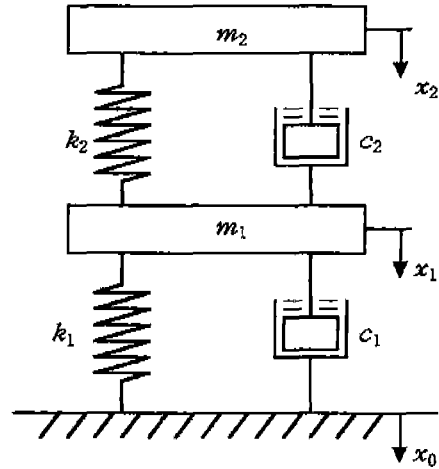


Fig. 1 Vibration system with vibration absorber

$$\begin{aligned} x_1 &= X_1 e^{i(\omega t - \Phi_1)} \\ x_2 &= X_2 e^{i(\omega t - \Phi_2)} \end{aligned} \quad (2)$$

로 놓고 식(1)에 대입하여 진폭비와 위상각을 구하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{X_1}{X_0} &= \frac{\sqrt{A_1^2 + A_3^2}}{\sqrt{A_5^2 + A_6^2}} & \Phi_1 &= \tan^{-1} \frac{A_1 A_6 - A_3 A_5}{A_1 A_5 + A_3 A_6} \\ \frac{X_2}{X_0} &= \frac{\sqrt{A_2^2 + A_4^2}}{\sqrt{A_5^2 + A_6^2}} & \Phi_2 &= \tan^{-1} \frac{A_2 A_6 - A_4 A_5}{A_2 A_5 + A_4 A_6} \end{aligned} \quad (3)$$

식(3)에서 $A_1 \sim A_6$ 는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} A_1 &= -(1 + 4\beta^2 \zeta_1 \zeta_2) \alpha^2 + \beta^2 \\ A_2 &= -4\alpha^2 \beta \zeta_1 \zeta_2 + \beta^2 \\ A_3 &= -2\alpha(\alpha^2 - \beta^2) \zeta_1 + 2\alpha \beta \zeta_2 \\ A_4 &= -2\alpha \beta^2 \zeta_1 + 2\alpha \beta \zeta_2 \\ A_5 &= \alpha^4 - \alpha^2((1 + \mu)\beta^2 + 1 + 4\beta \zeta_1 \zeta_2) + \beta^2 \\ A_6 &= -2\alpha(\alpha^2 - \beta^2) \zeta_1 + 2\alpha \beta(1 - (1 + \mu)\alpha^2) \zeta_2 \end{aligned} \quad (4)$$

식(4)에서 사용된 변수는

$$\begin{aligned} \alpha &= \omega / \omega_1, \quad \beta = \omega_2 / \omega_1, \quad \zeta_1 = c_1 / (2m_1\omega_1), \\ \zeta_2 &= c_2 / (2m_2\omega_2), \\ \mu &= m_2 / m_1, \quad \omega_1 = \sqrt{k_1 / m_1}, \quad \omega_2 = \sqrt{k_2 / m_2}, \end{aligned} \quad (5)$$

이다.

식(3)의 진폭비에서 공진진동수비를 구하기 위하여 $d(X_1/X_0)/d\alpha$ 와 $d(X_2/X_0)/d\alpha$ 를 구하여 각각 0으로 놓으면 다음 식과 같다.

$$\begin{aligned} (A_5^2 + A_6^2)(A_1B_1 + A_3B_3) - (A_1^2 + A_3^2)(A_5B_5 + A_6B_6) &= 0 \\ (A_5^2 + A_6^2)(A_2B_2 + A_4B_4) - (A_2^2 + A_4^2)(A_5B_5 + A_6B_6) &= 0 \end{aligned} \quad (6)$$

식(6)의 값이 0이 되는 변곡점을 구하여 공진진동수비를 구할 수 있으며, 식(6)의 $B_1 \sim B_6$ 는

$$\begin{aligned} B_1 &= -2(1 + 4\beta\zeta_1\zeta_2)\alpha \\ B_2 &= -8\alpha\beta\zeta_1\zeta_2 \\ B_3 &= -2(3\alpha^2 - \beta^2)\zeta_1 + 2\beta\zeta_2 \\ B_4 &= 2\beta^2\zeta_1 + 2\beta\zeta_2 \\ B_5 &= 4\alpha^3 - 2\alpha((1 + \mu)\beta^2 + 1 + 4\beta\zeta_1\zeta_2) \\ B_6 &= -2(3\alpha^2 - \beta^2)\zeta_1 + 2\beta(1 - 3(1 + \mu)\alpha^2)\zeta_2 \end{aligned} \quad (7)$$

이다.

3. 시뮬레이션 결과

Fig. 2와 Fig. 3은 m_1, k_1, k_2, c_1, c_2 가 일정한 경우, 질량비 μ 의 변화에 따라 진동수비에 대한 진폭비와 질량비에 대한 공진진동수비를 나타낸 것이다. Fig. 2에서 질량비 μ 가 증가함에 따라 첫 번째와 두 번째 공진진동수비는 감소하며, 진폭비는 첫 번째 공진점에서는 감소하고 두 번째 공진점에서는 증가함을 알 수 있다. 또한 Fig. 3은 질량비의 증가에 따라 첫 번째 공진진동수비와 두 번째 공진진동수비가 감소함을 나타내므로, 질량비 μ 의 증가는 주진동계의 공진진동수를 감소시키는데 많은 영향을 미치는 것을 알 수 있다.

Fig. 4와 Fig. 5는 m_1, m_2, k_1, c_1, c_2 를 일정하게 하고 고유진동수비 β 를 변화시킨 경우, 진동수비에 대한

진폭비와 고유진동수비에 대한 공진진동수비를 나타낸 것이다.

Fig.4에서 고유진동수비 β 가 증가함에 따라 첫 번째와 두 번째 공진진동수비는 증가하며, 진폭비는 첫 번째 공진점에서 증가하고 두 번째 공진점에서는 감소함을 알 수 있다. 또한 Fig. 5는 고유진동수비의 증가에 따라 첫 번째 공진진동수비는 미소하게 증가하고 두 번째 공진진동수비는 급격하게 증가함을 나타낸다. 그러므로 고유진동수비 β 의 증가는 주진동계의 공진진동수를 증가시키는데 많은 영향을 미치는 것을 알 수 있다.

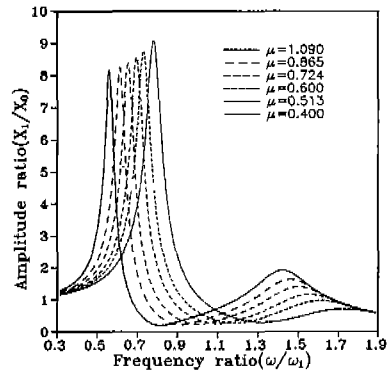


Fig. 2 Frequency ratio vs amplitude ratio
($m_1 = 0.710\text{kg}, k_1 = 28.316\text{kN/m}, k_2 = 20.087\text{kN/m}, c_1 = 15.062\text{N.s/m}, c_2 = 17.559\text{N.s/m}$)

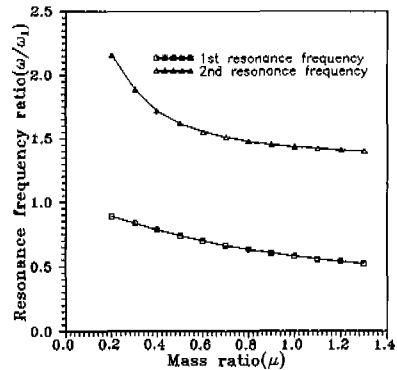


Fig. 3 Mass ratio vs resonance frequency ratio
($m_1 = 0.710\text{kg}, k_1 = 28.316\text{kN/m}, k_2 = 20.087\text{kN/m}, c_1 = 15.062\text{N.s/m}, c_2 = 17.559\text{N.s/m}$)

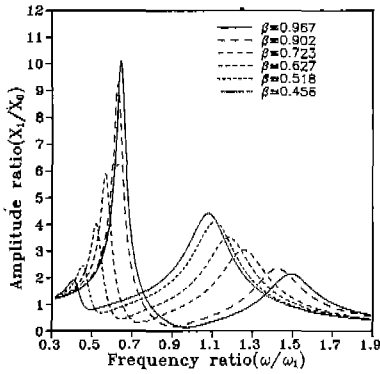


Fig. 4 Frequency ratio vs amplitude ratio ($m_1=0.710\text{kg}$, $m_2=0.539\text{kg}$, $k_1=28.316\text{kN/m}$, $c_1=15.062\text{N.s/m}$, $c_2=10.094\text{N.s/m}$)

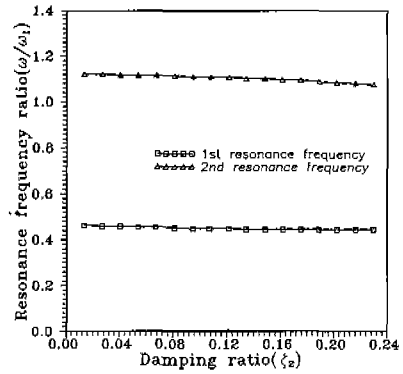


Fig. 7 Damping ratio vs resonance frequency ratio ($m_1=0.710\text{kg}$, $m_2=0.539\text{kg}$, $k_1=28.316\text{kN/m}$, $k_2=5.775\text{kN/m}$, $c_1=15.062\text{N.s/m}$)

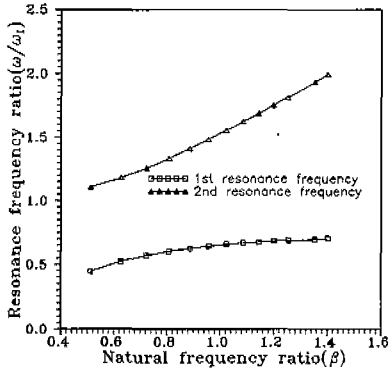


Fig. 5 Natural frequency ratio vs resonance frequency ratio ($m_1=0.710\text{kg}$, $m_2=0.539\text{kg}$, $k_1=28.316\text{kN/m}$, $c_1=15.062\text{N.s/m}$, $c_2=10.094\text{N.s/m}$)

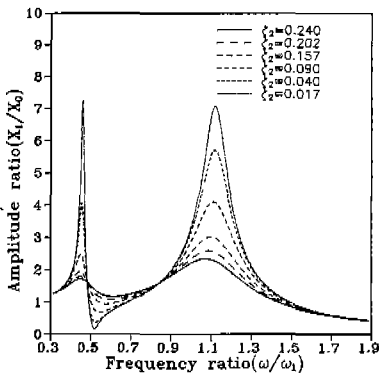


Fig. 6 Frequency ratio vs amplitude ratio ($m_1=0.710\text{kg}$, $m_2=0.539\text{kg}$, $k_1=28.316\text{kN/m}$, $k_2=5.775\text{kN/m}$, $c_1=15.062\text{N.s/m}$)

Fig. 6과 Fig. 7은 m_1 , m_2 , k_1 , k_2 , c_1 을 일정하게 하고 동흡진기의 감쇠비 ζ_2 를 변화시킨 경우, 진동수비에 대한 진폭비와 감쇠비에 대한 공진진동수비를 나타낸 것이다.

Fig. 6에서 동흡진기의 감쇠비 ζ_2 가 증가함에 따라 첫 번째 공진진동수비는 거의 일정하고 두 번째 공진진동수비는 매우 미소하게 감소하며, 진폭비는 첫 번째와 두 번째 공진점에서 감소함을 알 수 있다. Fig. 7은 감쇠비의 증가에 따라 첫 번째 공진진동수비는 거의 일정하며 두 번째 공진진동수비는 매우 미소하게 감소함을 나타낸다. 따라서 동흡진기의 감쇠비 ζ_2 의 증가에 따라 첫 번째 공진진동수비는 거의 일정하지만, 두 번째 공진진동수비는 매우 미소하게 감소함을 알 수 있다.

4. 실험장치 및 실험결과

Fig. 8은 가진기(B&K 4808)위에 고정장치를 제작하여 본 연구의 실험에 사용될 진동계를 설치한 실험장치를 나타낸 것이며, 직경 110mm의 원판으로 제작된 기초와 주진동계의 중앙에 제작한 실린더를 설치하고 실린더의 주위에는 압축형 코일스프링을 3개씩 120°의 간격으로 스프링 고정장치를 제작하여 부착함으로써 상부질량을 지지하도록 하였다. 실험에 사용된 스프링은 스프링높이를 50mm로 일정하게 하고, 스프링의 권수와 직경 및 소경을 변화시키면서 실험하였다. 원판에 설치된 실린더의 높이는 70mm이고, 실린더의 내경은 25mm이며, 실린더의 내부에는 실리콘오일을 채웠다. 피스톤의 높이는

20mm로 일정하게 하고, 주진동계의 피스톤 직경은 18mm, 동흡진기의 피스톤 직경은 각각 12, 17, 19, 20mm이며 피스톤 봉을 제작하여 피스톤을 부착하였다.

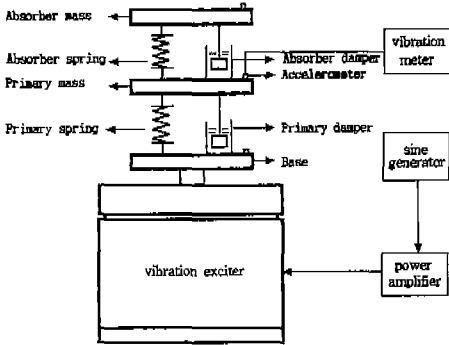


Fig. 8 Experimental setup

실험방법은 가진기위에 설치된 1자유도 비감쇠진동계에서 정현파발생기(B&K 2712)로 10Hz에서 60Hz까지 1Hz씩 가진하면서 근사적인 공진 진동수를 구하고, 공진점 부근에서는 0.1Hz씩 증가시키면서 공진 진동수를 구하였다. 기초의 변위진폭은 증폭기(B&K 1023)를 이용하여 0.01mm(RMS)로 일정하게 조정하고 공진점에서 주진동계의 변위진폭을 진동계(B&K 2511)로 측정하여 스프링상수를 구하였다. 감쇠계수는 1자유도 감쇠진동계에서 피스톤의 직경이 12mm인 경우는 기초의 변위진폭을 0.01mm(RMS)가 되게 증폭기로 조정하였고, 피스톤의 직경이 17, 18, 19, 20mm인 경우에는 기초의 변위진폭을 0.1mm(RMS)가 되게 증폭기로 조정하여 공진점에서 주진동계의 변위진폭을 측정하여 감쇠계수를 구하였다. 동흡진기가 부착된 2자유도 진동계에서는 주진동계의 질량과 스프링 및 피스톤은 일정하게 하고, 동흡진기의 질량과 스프링 및 피스톤을 변화시켰다.

실험은 정현파발생기로 10Hz에서 60Hz까지 1Hz씩 증가시키면서 가진하여 기초의 변위진폭을 0.1mm(RMS)가 되게 증폭기로 조정하고 주진동계의 변위진폭을 측정하여 진폭비를 구하였다.

Fig. 9는 주진동계에 부착된 동흡진기의 질량을 변화시켜 질량비가 주진동계의 진폭비와 공진진동수에 미치는 영향의 이론적인 결과와 실험적인 결과를 나타낸 것이다.

Fig. 9에서 이론적인 결과와 실험적인 결과는 비교적 일치하였으며, 질량비가 증가함에 따라 첫 번째 공진진동

수와 두 번째 공진진동수는 감소하고, 진폭비는 첫 번째 공진점에서 감소하고 두 번째 공진점에서는 증가함을 알 수 있다.

Fig. 10은 주진동계에 부착된 동흡진기의 스프링상수를 변화시켜 고유진동수비가 주진동계의 진폭비와 공진진동수에 미치는 영향의 이론적인 결과와 실험적인 결과를 나타낸 것이다. Fig. 10에서 고유진동수비가 증가함에 따라 첫 번째 공진진동수와 두 번째 공진진동수는 증가하며, 공진점에서 진폭비는 첫 번째 공진점에서는 증가하지만 두 번째 공진점에서 감소함을 알 수 있다.

Fig. 11은 주진동계에 부착된 동흡진기의 감쇠계수를 변화시켜 동흡진기의 감쇠비가 주진동계의 진폭비와 공진진동수에 미치는 영향의 이론적인 결과와 실험적인 결과를 나타낸 것이다. Fig. 11에서 알 수 있는 바와 같이 동흡진기의 감쇠비의 증가에 따라 진폭비는 첫 번째 공진점과 두 번째 공진점에서 감소하지만, 첫 번째 공진진동수는 거의 일정하고 두 번째 공진진동수는 매우 미소하게 감소하였다.

이상의 실험결과는 기반의 주기적인 진동을 받으므로 발생하는 감쇠진동계의 진동을 억제하기 위하여 압축형 코일스프링과 오일댐퍼로 구성된 동흡진기를 부착한 진동계에서 질량비와 고유진동수비 및 동흡진기의 감쇠비를 변화시켜 시뮬레이션한 결과와 비교적 잘 일치하였으며, 주진동계에 부착된 동흡진기의 질량과 스프링상수 및 감쇠계수가 주진동계의 공진진동수와 진폭비에 미치는 영향을 구명하였다.

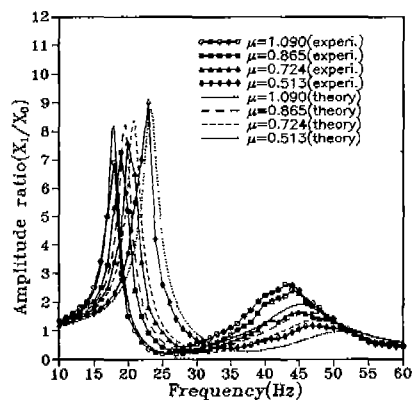


Fig. 9 Frequency vs amplitude ratio

$$(m_1 = 0.710\text{kg}, k_1 = 28.316\text{kN/m}, k_2 = 20.087\text{kN/m}, c_1 = 15.062\text{N.s/m}, c_2 = 17.559\text{N.s/m})$$

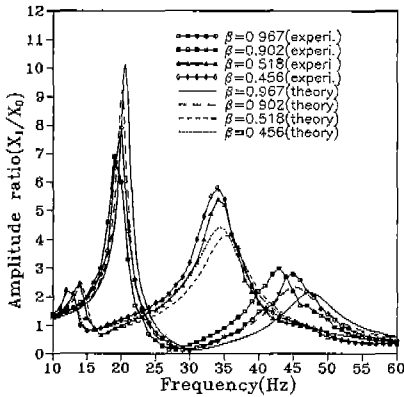


Fig. 10 Frequency vs amplitude ratio
 ($m_1 = 0.710\text{kg}$, $m_2 = 0.539\text{kg}$, $k_1 = 28.316\text{kN/m}$,
 $c_1 = 15.062\text{N.s/m}$, $c_2 = 10.094\text{N.s/m}$)

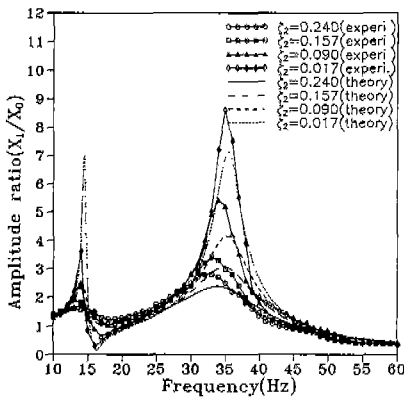


Fig. 11 Frequency vs amplitude ratio
 ($m_1 = 0.710\text{kg}$, $m_2 = 0.539\text{kg}$, $k_1 = 28.316\text{kN/m}$,
 $k_2 = 5.775\text{kN/m}$, $c_1 = 15.062\text{N.s/m}$)

5. 결론

기반의 주기적인 진동을 받는 주진동계의 진동을 억제하기 위하여 압축형코일스프링과 오일댐퍼로 구성된 동흡진기를 부착하여 질량비와 고유진동수비 및 동흡진기의 감쇠비가 주진동계의 공진진동수비와 진폭비에 미치는 영향을 연구한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 질량비가 증가함에 따라 첫 번째 공진진동수비와 두 번째 공진진동수비는 감소하며, 진폭비는 첫 번째 공진점에서 감소하고 두 번째 공진점에서는 증가한다.

2. 고유진동수비가 증가함에 따라 첫 번째 공진점과 두 번째 공진점에서 공진진동수비는 증가하고, 진폭비는 첫 번째 공진점에서 증가하고 두 번째 공진점에서는 감소한다.

3. 동흡진기의 감쇠비가 증가함에 따라 첫 번째 공진점과 두 번째 공진점에서 진폭비는 감소하지만, 첫 번째 공진진동수비는 거의 일정하고 두 번째 공진진동수비는 매우 미소하게 감소한다.

참고 문헌

1. 여태인, 하재용, 김광준, "점탄성 재료를 이용한 진동흡수기의 유용성에 관한 연구", 대한기계학회 논문집, Vol.9, No.3, pp.360~366, 1985.
2. 김광식, 안찬우, "비선형스프링과 선형감쇠를 가지는 동흡진기에 관한 연구", 대한기계학회 논문집, Vol.11, No.3, pp.473~478, 1987.
3. 김광식, 안찬우, "조화운동하는 기반상에서 작동하는 비선형동흡진기의 동특성에 관한 연구", 대한기계학회 논문집, Vol.12, No.1, pp.131~136, 1988.
4. 반재원, 김정호, 조동우, 박희재, "공기스프링을 이용한 1자유도 방진시스템에 관한 연구", 대한기계학회 '93년 춘계학술대회 논문집(1), pp.553~556, 1993.
5. J.P.Den Hartog, "Mechanical Vibration", Fourth edition, McGrawHill Book Company, pp.93~104, 1956.
6. J.E.Brock, "A Note on the Damped Vibration Absorber". Trans. of the ASME, Journal of Applied Mechanics, Vol.13, pp.A~284, 1946.
7. T.Ioi and K.Ikeda, "On the Dynamic Vibration Absorber of the Vibration System", Bulletin of the JSME, Vol.21, No.151, pp.64~71, 1978.
8. K.Kaneda and K.Seto, "Vibration Isolation Using Feed Back Control and Compound Dynamic Absorber for Portable Vibration Tools", Bulletin of the JSME, Vol.26, No.227, pp.1219~1225, 1983.
9. 白石明男, "振動加速度低減のための動吸振器", 日

- 本機械學會論文集, Vol.52, No. 473. pp.48~54, 1986.
10. H.Kojima and K.Nagaya, "A Study on the Torsional Vibration Absorber", Bulletin of the JSME, Vol.26, No.214, pp.611~618, 1983.
 11. 張 維明, 松久 寛, 佐藤 進, "動吸振器による一般振動系の制振", 日本機械學會 論文集(C編), Vol.56, No.524, pp.71~77, 1990.
 12. 關口久美, 淺見敏彦, "オイルタンクの 基礎的 研究", 日本機械學會論文集, Vol.47, No.423, pp.1476~1483, 1981.
 13. 淺見敏彦, 桃瀬一成, 入部恭輔, 細川 延, "空氣タンクの 設計法に關する考察", 日本機械學會論文集(C編), Vol.59, No.566, pp.90~96, 1993.
 14. 淺見敏彦, 桃瀬一成, "減衰を考慮し動吸振器の設計式について(最小分散規範に基 つく設計法)", 日本機械學會論文集(C編), Vol.59, No.566, pp.56~61, 1993.
 15. T.Dahlberg, "On optimal use of the mass of a dynamic vibration absorber", J. of Sound and Vibration, Vol.132, No.3. pp.518~522, 1989.
 16. 尾崎晃一, 橋本和浩, 神保泰雄, "防振ゴムを用いた動吸振器の特性", 日本機械學 會論文集(C編), Vol.60, No.580, pp.110~116, 1994.
 17. 浦田喜彦, 竹田生也, "粘彈性ばねを用いた動吸振器の 設計法", 日本機械學會論文 集(C編), Vol.61, No.583, pp.245~250, 1995.
 18. S.J.Huang and R.J.Lian, "A Dynamic Absorber with Active Vibration Control", Journal of Sound and Vibration, Vol.178, No.3, pp.323~335, 1994.
 19. G.Lee-Glauser, Jer-Nan Juang, and J.L.Sulla, "Optimal Active Vibration Absorber: Design and Experimental Results", Trans. of the ASME, J. of Vibration and Acoustics, Vol.117, pp.165~171, April 1995.
 20. T.Aida, K.Kawazoe, and S.Toda, "Vibration Control of Plates by Plate-Type Dynamic Vibration Absorbers", Trans. of the ASME, J. of Vibration and Acoustics, Vol.117, pp.332~338, July 1995.
 21. J.S.Lai, and K.W.Wang, "Parametric Control of Structural Vibrations via Adaptable Stiffness Dynamic Absorbers", Trans. of the ASME, J. of Vibration and Acoustics, Vol.118, pp.41~47, January 1996.
 22. Y.M.Ram, and S.Elhay, "The Theory of a Multi-Degree-of-Freedom Dynamic Absorber", Journal of Sound and Vibration, Vol.195, No.4, pp.607~615, 1996.
 23. D.J.Inman, "Engineering Vibration", Prentice Hall, Inc., p.258, 1994.