

충격식 감쇠기를 이용한 동흡진기의 개발에 관한 연구†

김원철* · 이소환** · 양보석**

경상대학교*, 부경대학교**

(1996년 9월 10일 접수)

Study on the Characteristics and Development of Impact Dynamic Vibration Absorber

Won - Cheol KIM*, So - Han LEE** and Bo - Suk YANG**

Kyeongsang Natinal University*, Pukyong National University**

(Received September 10, 1996)

Abstract

From comparing the impact dynamic absorber with the impact damper in the auxiliary vibration system with the conventional dynamic absorber, the following conclusions are obtained as follows ;

1. Recognizing that the amplitude restraining effect of the impact dynamic absorber become resonable in a comparision of conventional one development of an improved dynamic absorber may be probable

2. With increasing the frequency ratio, the 1st resonance peak is higher but the 2nd one gets lower. In addition, the optimum tuning frequency ratio is peak located at the same resonance.

3. The optimum impact clearance is smaller and the vibration constraining effect becomes better with and increase in the mass of impact ball. And it is recognizable that the optimum tuning frequency ratio and impact clearance in an accordance with the mass ratio are varied.

4. The optimum tuning condition becomes gradually lower than the case of $r=1$ and maximum amplitude becomes lower with an increment in the mass ratio.

However, the impulse clearance is larger and the working range of restraining vibration amplitude becom smaller with a decrement in the mass of impact ball.

기호정의

A : 주진동계의 최대진폭, mm
 C : 주진동계의 감쇠계수, $N \cdot s/m$
 C_s : 부진동계의 감쇠계수
 d : 충돌간격, mm

D^* : 무차원 최적충돌간격비
 e : 반발계수
 F_0 : 최대기진력, N
 K : 주진동계의 강성계수, N/m
 K_s : 부진동계의 강성계수
 M : 주진동계의 질량, kg

† 이 논문은 1994년도 한국학술진흥재단의 공모과제 연구비에 의하여 연구되었습니다.

- M_s : 부진동계의 질량, kg
- m : 충돌체의 질량, kg
- r : 진동수비
- t : 시간, s
- X : 주진동계 질량의 변위, mm
- X_{max} : 충격감쇠기 설치시 질량의 최대변위, mm
- X_{st} : 주진동계의 정적치짐, mm
- X^* : 주진동계의 공진배율
- x : 충돌체의 변위, mm
- ζ : 주진동계의 감쇠비
- ζ_s : 부진동계의 감쇠비
- μ : 주진동계와 충돌체의 질량비
- μ_s : 주진동계와 부진동계의 질량비
- ω_a : 부진동계의 고유진동수, rad/s
- ω_n : 주진동계의 고유진동수, rad/s
- Ω : 가진력의 진동수, rad/s
- α, φ : 위상각, rad

서 론

기계 구조물의 과도한 진동은 기계의 성능 및 수명에 나쁜 영향을 미치며 기계 및 부품의 파괴까지 유발하게 되는 원인이 되므로 이를 제진하기 위한 각종 방법이 오래전부터 연구되고 있다. 특히 기계에 과도한 진동을 일으키는 공진영역에서 부득이 운전되는 경우, 공진을 피하기 위해서는 이미 제작된 기계의 구조 변경으로 강성이나 질량의 변화를 필요로 하지만 경제적 이유와 실질적으로 구조 변경이 불가능한 경우가 많다. 이러한 문제점을 해결하기 위해 진동계에 감쇠를 제공하여 공진영역에서의 진동진폭을 감소시키도록 하는 각종 흡진기에 대해 많은 연구가 보고되고 있다^{1)~6)}.

충격식 감쇠기는 감쇠력이 다른 종류의 감쇠기보다 크고, 공진영역에서 우수한 효과를 발휘하며 신뢰성이 크므로 오래전부터 터빈블레이드, 레이더안테나, 기계공구, 전자 relay와 tall light pole 등에 널리 이용되어 과도한 진동을 잘 억제시키고 있다^{7),8)}. 이러한 충격식 감쇠기가 비교되는 다른 흡진장치보다 훨씬 효과가 있더라도 최적설계를 결정하는 각종 변수를 결정하는데 큰 어려움이 있다고 볼 수 있다.

동흡진기는 비교적 크기가 작고, 질량과 강성을

적절히 조정하여 주진동계에 미치는 외력의 고유진동수와 거의 같게 설계함으로써, 주진동계가 과도한 진동을 일으키는 공진영역에서 부진동계와 주진동계는 역위상이 되어 진동을 서로 상쇄시키는 효과를 갖게 된다. 따라서 이러한 동흡진기를 적절히 사용하면 과도한 진동을 효과적으로 억제할 수 있다. 동흡진기에 대한 연구로는 1909년 Frahm에 의해 비감쇠형 동흡진기가 고안되고, 그 후 Den Hartog가 감쇠형 동흡진기에 의한 방진이론을 명확하게 한 이후, 동흡진기는 제진요소로서 일반적으로 이용되어지고 있지만, 더욱이 최근의 FFT분석기의 보급과 함께 진동계측기술의 팔목할만한 진보를 배경으로하여, 동흡진기는 실용화의 시기를 맞이하고 있다고 볼 수 있다⁹⁾.

충격식 흡진기의 연구로서 Lieber와 Jenson¹⁰⁾은 1945년에 최초로 구형의 자유질량체를 용기내부에 설치하고, 이때 주진동계와 자유질량체의 상호 충돌에 의한 단순자유진동을 연구하였고, McGoldrick¹¹⁾은 충격감쇠기 부착에 의한 공진영역에서 감쇠의 효용성을 이론과 실험으로서 검증하였다. Egle¹²⁾은 한 사이클동안에 2회의 충돌이 발생한다는 가정하에 이론적으로 충격흡진기가 부착된 단순진동자의 변위에 대한 2개의 가능 정상해를 결정하고, 이 해에 대한 매우 단순한 안정 판별선도를 구하였다. 특히 Arnold¹³⁾은 주진동계의 위상각이 문제 해결에 유일한 요소라는 것을 발표하였으며, Warburton¹⁴⁾, Kaper¹⁵⁾ 등도 같은 문제에 대한 이론을 제시하였고, Stuttgart와 Menges¹⁶⁾의 실험에 의한 연구도 발표되었다. 또한 수동형의 동흡진기로서 부진동계에 액체의 점성력을 이용한 Nobile¹⁷⁾의 연구와 질량과 판스프링의 강성을 이용한 Snowdon 등¹⁸⁾의 연구보고가 있다.

그러나 충격식감쇠기를 이용한 동흡진기에 대한 문헌은 아직까지 찾아보기가 힘들다.

본 연구에서는 이러한 관점에서 현재까지 진행된 이론을 기초로, 질량과 강성에 의한 동흡진기의 특성을 우선 연구하였고, 본인이 수행한 연구^{19),20)}에 의한 충격식 감쇠기의 질량대신에 leaf spring을 설치하여, 양단에 충격식 감쇠기를 부착시킨 것으로, 양단에서의 충격력을 이용한 동흡진기의 실험을 수행하였다. 따라서, 종래의 동흡진기에 대한 연구가 질량이나 액체력에 의한 감쇠를 이용, 동흡

진기로서의 진동진폭 억제효과에 대한 영향을 주로 고려하여 수행되었다면, 본 연구에서는 종래 동흡진기의 효과와 함께 공진부근에서의 볼의 충격력에 의한 감쇠특성을 함께 조사하고, 기존의 이론 및 실험과 비교검토함으로써, 구형충격식 동흡진기의 개발가능성 및 충격식 동흡진기의 특성을 아는데 그 목표를 두었다.

이론해석

1. 충격식 감쇠기의 최적조건

Fig. 1의 주진동계의 운동방정식은

$$M \frac{d^2X}{dt^2} + C \frac{dX}{dt} + KX = F_0 \sin(\Omega t + \alpha) \quad (1)$$

이고, 식 (1)의 해는 아래와 같이 표현된다.

$$X = e^{-\zeta \omega t} (B_1 \sin \eta \omega t + B_2 \cos \eta \omega t) + A \sin(\Omega t + \phi) \quad (2)$$

여기서 $\eta = (1 - \zeta^2)^{\frac{1}{2}}$,

$$A = \frac{F_0 / K}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{\Omega}{\omega}\right)^2\right)^2 + \left(2\zeta \frac{\Omega}{\omega}\right)^2}}$$

식 (2)는 $t=0$ 에서 한번 충돌이 일어나고 끝이어서 $t=\pi/\Omega$ 에서 다음 충돌이 일어난다고 가정하면, 사이클 당 두 충돌사이의 조건은 다음과 같다²¹⁾.

$$X_0 = -X_1 \quad (3)$$

$$\dot{X}_{0+} = \dot{X}_{1+} \quad (4)$$

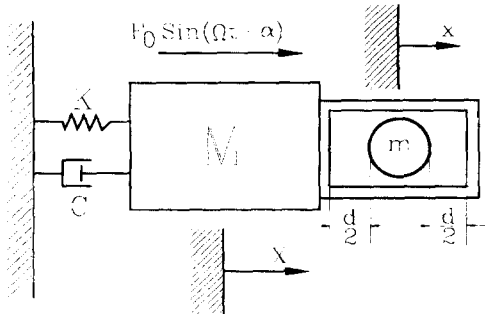


Fig. 1. Impact damper attached to primary system

여기서 X_0 와 \dot{X}_0 는 $t=0$ 에서의 변위 및 속도이고, X_1 과 \dot{X}_1 는 $t=\pi/\Omega$ 에서의 각각의 값이다. 첨자 -는 충돌직전을 나타내고, +는 충돌직후를 나타낸다.

정상상태운동에 있어서 충돌직전의 충돌체의 속도를 V_- , 충돌직후의 속도를 V_+ 라 하면

$$V = (d + 2X_0)\Omega / \pi \quad (5)$$

충돌 전후의 M 과 m 의 운동량 방정식은

$$M(\dot{X}_{0-} - \dot{X}_{0+}) = 2mV \quad (6)$$

반발계수 e 의 정의로부터

$$e(\dot{X}_{0-} + V) = V - \dot{X}_{0+} \quad (7)$$

식(5)를 식(6), (7)에 대입하여 정리하면

$$\dot{X}_{0+} = \frac{(1 - 2\mu e - e)(d + 2X_0)\Omega}{\pi(1 + e)} \quad (8)$$

$$\dot{X}_{1-} = -\frac{(1 - e + 2\mu)(d + 2X_0)\Omega}{\pi(1 + e)} \quad (9)$$

여기서, $\dot{X}_{0-} = -\dot{X}_{1-}$ 이다.

식(8)과 식(9)로부터

$$\dot{X}_{0+} = -\left(\frac{1 - e - 2\mu e}{1 - e + 2\mu}\right)\dot{X}_{1-} \quad (10)$$

일반적으로 주진동계의 감쇠는 극히 적고($\zeta \ll 1$), 공진영역에서는 $\phi = \alpha - \pi/2$, $\omega = \Omega$ 또는 $\Omega/\omega = 1$ 이다.

여기서 ζ 를 $0 < \zeta \ll 1$ 이라하면, $\zeta\pi$ 도 다음과 같이 가정할 수 있다.

$$0 < \zeta\pi \ll 1 \quad (11)$$

식 (2)를 (3)의 조건에 대입하여, 식(11)을 고려하여 정리하면, B_2 는 다음과 같다.

$$B_2 = -\frac{B_1}{2}\zeta \quad (12)$$

충돌은 $t=0$ 과 $t=\pi/\Omega$ 에서 일어나므로 이때 변위는 0이 된다.

여기서 $\phi = \alpha - \pi/2$ 이므로 $\alpha = 3\pi/2$ 가 되고 $\sin \alpha \approx \sin 3\pi/2 \approx -1$ 이므로 식(2)를 식(10)에 대입하여 정리하면 B_1 은 다음과 같다.

$$B_1 = \frac{2\mu(1+e)A}{(1-e+2\mu) - (1-e-2\mu)e^{-\zeta\pi}} \quad (13)$$

최대변위 X_{\max} 는 속도가 거의 0이 되는 $t=\pi/2\Omega$ 부근에서 발생하게 된다. 식(2)에 $t=\pi/2\Omega$ 를 대입하여 X_{\max} 를 구하면,

$$X_{\max} = X(\pi/2\Omega) \approx B_1 e^{-\zeta\pi/2} - A \quad (14)$$

X_{\max} 와 A의 비를 공진 배율 X^* 로 정의하고, 식(13),(14)를 대입하여 정리하면

$$X^* = \frac{X_{\max}}{A} = \frac{(\mu+1)(1-e)\zeta\pi}{2\mu(1+e) + \zeta\pi(1-e-2\mu e)} \quad (15)$$

이 값이 최소로 되기 위해 필요한 최적간격비 D^* 는 다음과 같이 유도된다. 충격 감쇠기에 의한 주진동계의 총돌은 총돌체의 변위를 x 라고 하면,

$$x_0 - X_0 = d/2, \quad x_1 - X_1 = -d/2 \quad (16)$$

총돌체의 질량 m 은 양쪽면을 총돌하는 사이에는 일정한 속도 V 로 이동하므로 총돌체의 속도 V_+ 는 다음과 같다.

$$V_+ = (x_1 - x_0)\Omega / \pi \quad (17)$$

식(16)을 식(17)에 대입하고 식(3)의 조건을 이용하여 정리하면

$$V_+ = -(2X_0 + d)\Omega / \pi \quad (18)$$

식(7)의 반발계수 e 의 정의로부터 식(18)은 다음과 같다.

$$V_+ = \frac{\dot{X}_{0+} - e\dot{X}_{1-}}{1-e} \quad (19)$$

따라서 식(19)에 식(10)을 대입하여 정리하면

$$V_+ = \left(\frac{1+e}{1-e-2\mu e} \right) \dot{X}_{0+} \quad (20)$$

식(18)과 식(20)에서 총돌간격 d 는 다음과 같이 구해진다.

$$d = B_1 \zeta - \left(\frac{1+e}{1-e-2\mu e} \right) \dot{X}_{0+}$$

총돌간격 d 와 정적처짐 X_{st} 의 비로 무차원 간격

비 D^* 를 정의하면, 식(21)과 같다.

$$D^* = \frac{d}{X_{st}} = \frac{2\mu + \pi^2}{4\mu + 2\zeta\pi \left(\frac{1-e-2\mu e}{1+e} \right)} \quad (21)$$

여기서, $X_{st} = F_0/K$ 이다.

2. 감쇠기가 부착된 동흡진기의 이론해석

감쇠기를 부착한 동흡진기의 해석모델은 Fig. 2와 같으며, 운동방정식을 유도하면 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} M & 0 \\ 0 & M_s \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{X}_1 \\ \ddot{X}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C+C_s & -C_s \\ -C_s & C_s \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{X}_1 \\ \dot{X}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K+K_s & -K_s \\ -K_s & K_s \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F \\ 0 \end{bmatrix} \quad (22)$$

조화적으로 변하는 외력을 $F(t)$ 라 하면

$$F(t) = F_0 e^{i\omega t} \quad (23)$$

식(23)의 경우, 정상상태 해는 식(24)와 같이 정의한다.

$$X_1 = x_1 e^{i\omega t}, \quad X_2 = x_2 e^{i\omega t} \quad (24)$$

식(24)를 이용하면, 식(22)는 다음과 같이 나타난다.

$$\begin{bmatrix} K+K_s - \omega^2 M + i\omega(C+C_s) & -K_s - i\omega C_s \\ -K_s - i\omega C_s & K_s - \omega^2 M_s + i\omega C_s \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

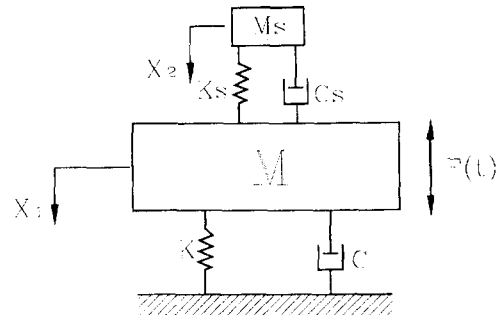


Fig. 2. Model of vibratory system with a dynamic absorber

또는

$$\begin{bmatrix} z_{11} & z_{12} \\ z_{21} & z_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (25)$$

여기서 $z_{ij}(i, j=1, 2)$ 는 기계임피던스이다. 식(24)와 식(25)를 이용하여 x_1, x_2 를 구하면 식(26)이 얻어진다.

$$x_1 = \frac{z_{22}F_0}{z_{11}z_{22} - z_{12}z_{21}}, x_2 = \frac{-z_{21}F_0}{z_{11}z_{22} - z_{12}z_{21}} \quad (26)$$

여기서 Randall²²⁾이 사용한 무차원 매계변수를 사용하기 위하여 다음과 같이 parameter를 정의한다.

$$\beta = \frac{\omega}{\omega_n}, T = \frac{\omega_a}{\omega_n}, \mu_s = \frac{M_s}{M}, \zeta = \frac{C}{2M\omega_n},$$

$$\zeta_s = \frac{C_s}{2M_s\omega_n}$$

위 parameter를 이용하여 식(26)을 다시 표현하면, 무차원진폭은 각각 아래와 같이 얻어진다.

여기서 β 는 무차원 가진진동수비, T 는 동조주파수비, μ_s 는 주진동계와 부진동계의 질량비이고, ζ 와 ζ_s 는 주진동계 및 부진동계의 감쇠비이다.

$$\bar{X}_1 = \frac{x_1}{F_0/K} = \frac{\left[\left(1 - \frac{\beta^2}{T^2}\right)^2 + \left(\frac{\zeta^2\beta}{T}\right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}}{z} \quad (27)$$

$$\bar{X}_2 = \frac{x_2}{F_0/K_s} = \frac{\left[1 + \left(\frac{\zeta_s\beta}{T}\right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}}{z} \quad (28)$$

여기서

$$z^2 = \left[\frac{\beta^4}{T^2} - \frac{\beta^2}{T^2} - \beta^2(1 + \mu_s) - \frac{\zeta\zeta_s\beta^2}{T} + 1 \right]^2$$

$$+ \left[\frac{2\zeta\beta^3}{T^2} + \frac{2\zeta_s\beta^3}{T}(1 + \mu_s) - 2\frac{\zeta_s\beta}{T} - 2\zeta\beta \right]^2$$

실 험

1. 실험장치

Fig. 3은 본 실험장치의 개략도를 나타낸 것이다. 주진동계는 강성 $K=1.034 \times 10^6 \text{N/m}$ 인 연강판 스프링($t8.65 \times 50 \times 860$)의 양단을 고정시켜, 중앙에 무게 23.834N의 전동기를 부착하여 0~3600 rpm으로 속도를 자유롭게 조절하도록 하였다. 부진동계는 두개의 유연한 연강판($t5 \times 13 \times 150$)인 leaf spring을 주진동계 중앙에 고정시킨후, leaf spring 상부에는 볼이 내장되고 적절한 충돌간격을 갖는 구형 충격식 감쇠기를 양단에 각각 한개씩 두 개를 부착시켰다. 구형 충격식 감쇠기에서 볼의 운동을 직선방향으로만 구속시키는 용기는 투명 아크릴 원통을 사용하여 볼의 운동을 확인할 수 있도록 하고, 강구(steel ball)가 양쪽으로 이동하여 충돌하는 양쪽면은 탄소강(S45C)을 열처리하여 제작하였다. 볼은 10φ, 15φ, 20φ의 3종류의 볼을 사용하였고, 볼의 크기에 맞는 아크릴원통의 직경도 3종류로 제작하였다. 아크릴 원통의 높이는 볼의 크기에 따라 충돌간격(d)을 0~4mm까지 되도록 각각에 대해 5개씩을 제작하여 볼과 아크릴 원통을 바꾸어가며 실험을 행하였다.

주진동계의 하부에는 모터에 부착된 편심원판에 의해 발생하는 불평형력에 의한 가진력으로 주진동계를 가진하도록 하였고, 실험에서의 가진은 전동기의 회전속도를 10rpm씩 증가시켜가며 공진 회전수를 통과하게 하였다.

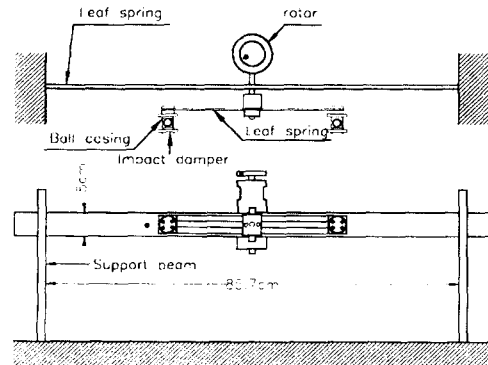


Fig. 3. Schematic diagram of experimental apparatus

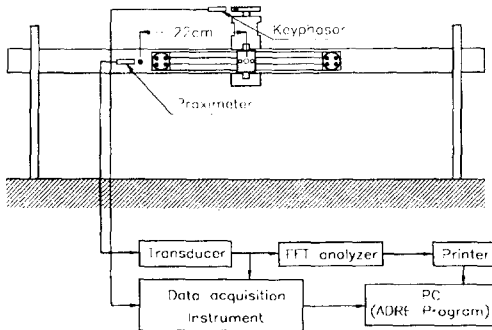


Fig. 4. Schematic diagram of measuring apparatus

2. 측정장치

본 실험에 사용된 측정장치의 접속도를 Fig. 4에 나타냈다. 측정은 주진동계의 중앙부에서 220mm 떨어진 곳에 와전류형 비접촉 변위계(proximeter probe)를 설치하여 그 출력신호를 data acquisition equipment(Bently Nevada ADRE 108)을 통하여 컴퓨터에 입력시키고, ADRE program에 의해 진동변위와 진동파형 그리고 주파수분석을 수행하고, X-Y 기록기에 의해 기록하였다.

3. 실험방법

본 실험에 앞서 부진동계를 부착하지 않은 주진동계만을 사용하여, 가변전동기의 회전속도를 10 rpm씩 증가시켜가며 공진회전수를 통과하게하여 진동진폭과 시간응답파형 그리고 주파수 분석을 수행하였다. 다음으로 부진동계의 leaf spring중앙을 확실하게 고정시키고, 2개의 구형 충격식 감쇠기를 중앙의 고정부로부터 똑같은 거리에 설치되도록 하고, 그 위치를 똑같이 이동시켜가며, 볼의 충돌간격을 1~4mm까지 1mm씩 간격을 바꾸어 가며 가진 주파수의 변화에 따른 공진점 부근에서의 진동진폭 억제효과를 집중적으로 조사하였다. 또한, 같은 조건에서 볼의 움직임 고정하여 충격력이 없고, 질량만 갖는 상태로서의 동흡진기 실험도 병행함으로써 각각의 조건에서 진동진폭억제 효과, 시간응답파형 등을 비교·분석하였다.

실험결과 및 고찰

1. 충격식 감쇠기의 경우

Fig. 5는 충격식 감쇠기를 부착하지 않은 경우와 부착한 경우의 공진영역에서의 변위진폭을 나타낸 것이다. 적절한 충격감쇠기를 사용함으로써 그림과 같이 공진영역에서의 과대한 진동변위를 효과적으로 경감시킬 수 있음을 잘 알 수 있다. 그러나 이러한 충격감쇠기의 경우, 진동계의 주질량 M과 충돌체 질량 m 사이에 있어서 주기적인 외부힘 $[F_0 \sin(\Omega t + \alpha)]$ 에 대해 역위상의 똑같은 주기적인 충돌이 발생하여 줄 때 가장 효과적이 된다. 즉, 진동 진폭 억제 효과는 Fig. 6의 (a), (b)에서 보는 바와 같이 공진영역에서, 어떤 한정된 범위에서만 그 효과가 있음이 명백해진다. 따라서 충격감쇠기의 가장 중요한 점은 충격감쇠기에 대한 주요한 매개변수를 찾기 위한 노력이라고 할 수 있다. 즉, 주어진 반발계수(e)와 감쇠비(ζ)에 있어서 여러 주파수비에 대한 충돌간격(d), 충돌체의 주질량에 대한 질량비(μ) 등을 알맞게 결정하는 것이다. 이를 위해 저자들은 충격식 감쇠기의 특성에 대해 간단하고 적당한 근사식을 유도하여 실험을 행하였고, 충격식 감쇠기를 이용한 동흡진기의 개발 가능성을

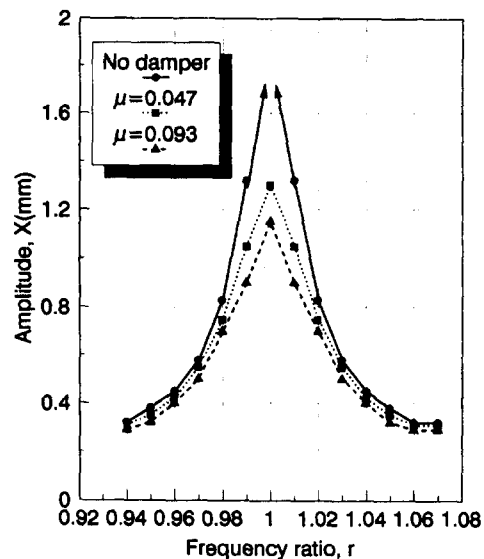


Fig. 5. Response curves of the impact damper

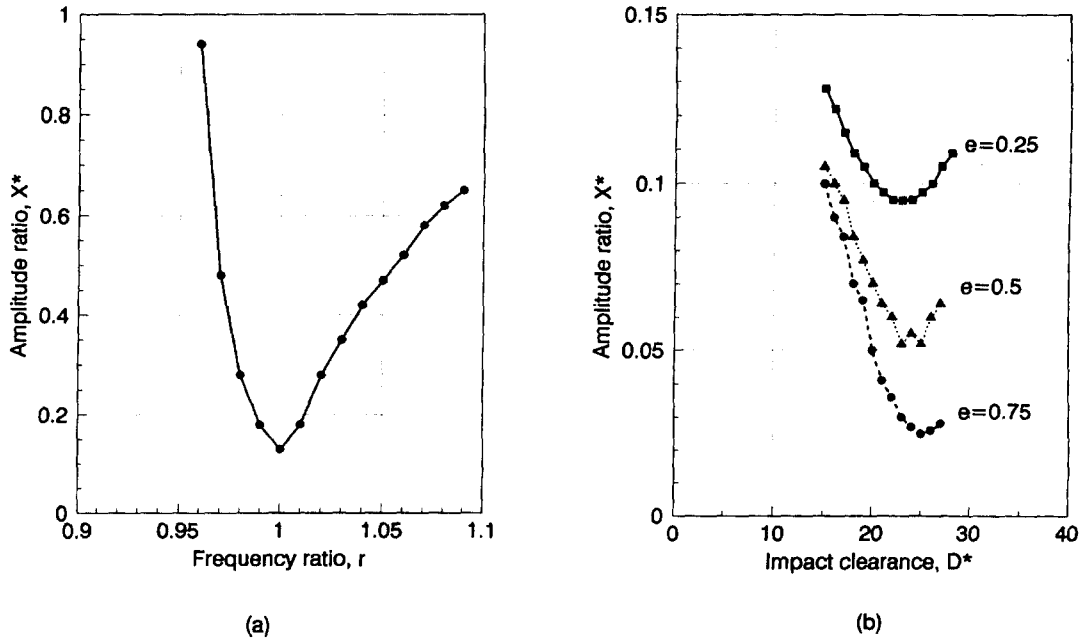


Fig. 6. Maximum normalized displacement as a function of the frequency ratio and normalized clearance

연구하는데 충격감쇠기의 최적조건을 이용하여 그 효과를 입증하도록 하였다.

2. 충격식 감쇠기를 이용한 동흡진기의 경우

Fig. 7은 가진주파수에 대한 진동 진폭의 크기를 주파수비 0.6에서 1.4까지의 공진 영역 부근에서 측정된 진동 진폭의 크기를 나타낸 것이다. 동흡진기의 부진동계 leaf spring 고유진동수를 20Hz에

서 30Hz까지 1Hz씩 변화시켜가며 가진주파수에 따른 충돌간격별로 조사하여, 이 중에서 23~25Hz의 3개만 나타낸 것이다. 감쇠기의 경우 진동수비가 $r=1$ 인 주진동계의 공진점에서 공진 peak를 상당히 감소시키고 있음을 확인한 반면, 동흡진기의 경우는 이론의 경우와 같이 공진시에는 진동진폭이 거의 없고, 주진동계의 고유진동수의 1.25배와 0.8배의 곳에 조합된 계의 두가지 고유진동수가 생기게됨을 알 수 있다.

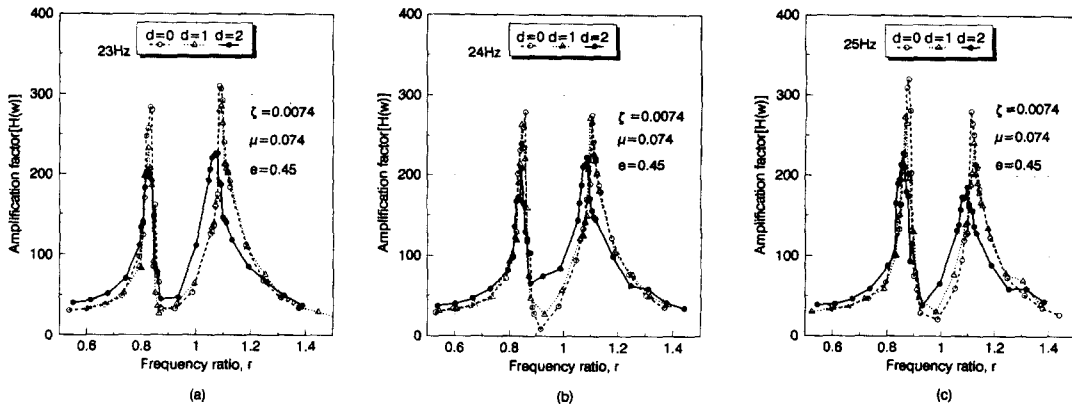


Fig. 7. Variation of amplitude ratio with vibration frequency ratio

여기서 똑같은 조건의 경우, 충돌이 없고 질량과 강성만 갖는 기존의 동흡진기를 사용하였을 때($d=0$)와 적당한 충돌간격에 강구(steel ball)의 충격력에 의한 본 연구의 충격식 동흡진기를 사용하였을 때($d=2\text{mm}$)는 그림에서 보이는데로 공진 peak를 30%이상 잘 억제시키고 있음이 명백해진다. 이것은 적절한 parameter를 사용하면 충격식 동흡진기의 채용으로 공진진폭을 크게 낮출수 있고, 따라서 본 동흡진기의 개발 가능성을 충분히 제시하고 있는 것이다.

또한, 부진동계의 고유진동수가 최적 동조 조건에 의한 계산식으로부터 24.053Hz로 나왔는데, 실제 실험에 있어서도 Fig. 7의 (b)와 같이 24Hz일 때 두개의 공진 peak의 높이가 거의 같게 됨으로써 동흡진기의 최적 동조 조건이라는 것을 알 수 있었다. 또, 부진동계의 고유진동수가 최적 동조 조건보다 낮을 때는 1차의 공진 peak가, 높을 때는 2차의 공진 peak가 낮게됨을 알 수 있다. 그림에서 충돌간격이 3mm일 경우는 1mm일 때보다 약간 더 높게, 4mm일 경우에는 질량만 갖는 경우보다 공진 peak가 더 크게 성장하였으므로 나타내지 않았다.

Fig. 8은 주파수비에 따른 1차공진 peak와 2차

공진 peak의 최대진동진폭의 크기를 충돌력이 없는 경우와 충돌간격별로 나타낸 것이다. 1차공진 peak는 흡진기의 고유진동수가 20Hz에서 30Hz까지 높아짐에 따라 지수형으로 점차 높아지고 있다. 반면 2차 공진 peak는 1차와는 거의 역비례하여 점차 낮아짐을 알 수 있다. 이것은 동흡진기의 고유진동수를 너무 높이거나 너무 낮추면 한개의 공진 peak가 급격히 상승하므로 동흡진기로서 역할을 원만히 수행할 수 없게 된다. 따라서 이 두 공진점의 높이가 같게되는 최적 동조 조건이 필요하게 된다. 이 조건은 기존의 동흡진기에 있어서는 질량비를 크게 하여야만 제진효과의 향상이나 다른 파라메타의 영향을 적게 받으므로 부진동계가 커지고 이에따라 흡진기가 대형화되는 문제점을 갖게 된다. 그러나 충격식 동흡진기에 있어서는 충격력에 의해 이런 질량비의 증가를 보정할 수 있으므로, 소형의 흡진기로서 더욱 큰 진동 진폭 억제 효과가 있다고 생각된다.

Fig. 9는 $\mu=0.074$ 일 때 기존의 동흡진기와 본 연구의 충격식 동흡진기의 1차와 2차의 공진점에서의 최대값의 변화를 주파수비에 따라 나타낸 것이다. 동흡진기의 정점이론에 기초를 둔 최적설계법과 마찬가지로 1차와 2차의 최대 공진 peak가

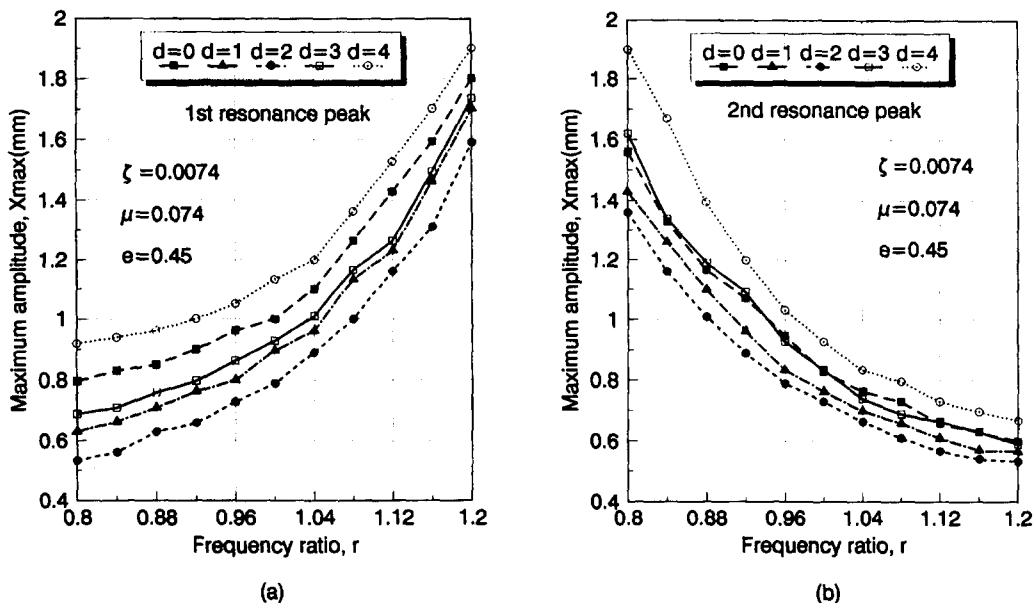


Fig. 8 Variation of maximum amplitude with vibration frequency ratio

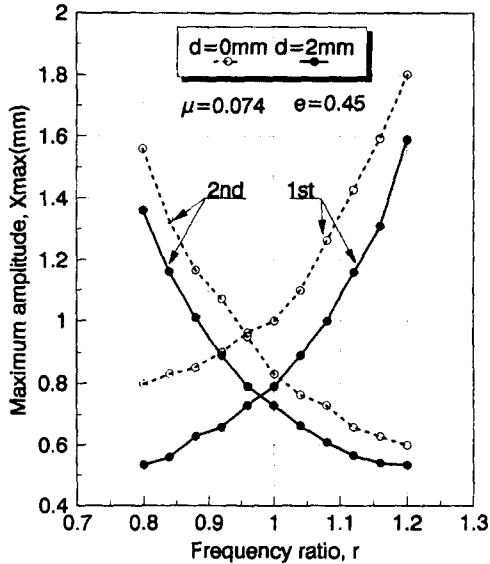


Fig. 9. 1st & 2nd resonance peak values with vibration frequency ratio

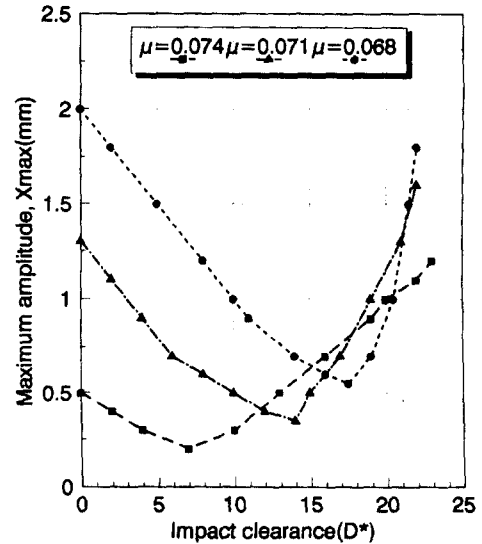


Fig. 10. Variation of maximum amplitude with impact clearance

만나는 점이 최적동조 조건으로서 이때의 흡진기의 고유진동수는 $r=1$ 보다 낮고, 질량비가 클수록 낮아지는 것을 알 수 있다. 그림에서 보는바와 같이 똑같은 조건에서 충격식 감쇠기를 이용한 동흡진기의 경우가 기존의 동흡진기보다 1, 2차 모두 훨씬 최대의 진동진폭을 잘 경감시키고 있음을 쉽게 알 수 있다. 이와같은 변화는 기존의 스프링과 질량만으로 구성된 동흡진기가 대형화 되고, 소형의 것은 특정의 진동수에 대해서만 조정되며, 좁은 진동범위에서만 효과적이라는 단점을 강구를 이용한 충격력(impact force)으로 보정이 가능하다는 것을 다시 확인할 수 있다.

Fig. 10에서는 충격틈새의 변화에 따른 충돌체의 질량별 최대진동 진폭을 나타냈다. 질량비가 클수록 최대진폭이 낮아지고, 충돌틈새가 작아도 되지만, 충돌체의 질량이 작으면 충돌간격이 커질뿐만 아니라 진동진폭을 억제하는 작동범위도 현저하게 줄어들음을 알 수 있다. 이것은 질량이 크면 작은 충격틈새에서도 충분한 충격력을 발휘할 수 있는 반면, 질량이 작으면 틈새가 커야 하고 틈새가 너무 크면 충돌력이 주진동계와 동조시키기가 더욱 어려워진다는 것을 의미한다. 또한 충격식 동흡진기의 경우 최적의 충돌간격과 질량비에 의해 적

절한 충격력을 이용함으로써 기존의 동흡진기보다 훨씬 양호한 진동 진폭 억제 효과를 얻을 수 있었다. 이것은 같은 조건에서 충격식 동흡진기를 이용하면 소형으로 하더라도 충분한 제진효과를 기대할 수 있고, 흡진작용 영역이 넓어짐을 알 수 있다. 또한, 같은 충격식 동흡진기라고 하더라도 충돌체의 질량에 따른 최적의 충돌틈새를 유효 적절히 선택해야 하는 필요성을 느끼게 한다. 따라서 질량비에 따른 흡진기의 고유진동수를 최적 동조 조건에 맞추고, 충돌체의 질량에 따른 최적 충격틈새를 갖는 충격식 흡진기를 사용하면 불필요한 기계진동을 감소시키거나 제거할 수 있으며, 과도한 진동을 일으키는 공진영역에서 운전되는 경우나, 공진점을 통과하여야 하는 기계등에 사용하여 충분한 진동 진폭 억제 효과를 기대할 수 있음을 확인할 수 있었다.

결 론

부진동계에 충격식 감쇠기를 설치한 충격식 동흡진기를 사용하여 기존의 동흡진기와 비교하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 동일한 조건에서 기존의 동흡진기와 비교하

여 충격식 동흡진기의 진동 진폭 억제 효과가 우수함을 실험에 의하여 확인함으로써, 새로운 동흡진기의 개발 가능성을 제안하였다.

2. 주파수비의 증가에 따라 1차 공진 peak는 높아지고 2차 공진 peak는 낮아지며 1, 2차 공진 peak가 같아지는 곳이 최적의 동조 주파수비가 된다.

3. 충돌체의 질량을 크게 할수록 최적 충돌 간격이 좁아지고 진폭 억제 효과가 양호하였으며, 질량비에 따른 최적의 동조비와 최적의 충돌간격이 변화됨을 알 수 있다.

4. 질량비가 크면 클수록 최적 동조조건이 $r=1$ 보다 점점 낮아지고, 충돌체의 질량이 클수록 충돌 틈새가 작아도 최대진폭이 낮아지지만, 충돌체의 질량이 작으면 충돌 간격이 커져야 하며, 진동진폭을 억제하는 작동 범위도 줄어든다.

참고문헌

- 1) Kato Y. et al. (1976) : Study on Impact Damper having a Spring Supported Additional Mass, Bulletin of the JSME 19, 103 - 109.
- 2) Reed W. H.(1967) : Hanging Chain Impact Dampers ; a Simple Method of Damping Tall Flexible Structures, Proceedings of International Research Seminar ; Wind Effects of Buildings and Structures, Ottawa 2,(University of Toronto Press), 283 - 321.
- 3) Hideya Yamaguchi (1985) : Vibration Reduction of a Cantilever Beam by a Dynamic Vibration Absorber Consisting of a Viscoelastic Beam and a Spring Viscous Damper, Bulletin of the JSME 52, No. 475, 975 - 981.
- 4) Kazuto Seto et al.(1985) : Vibration Control of Multi - Degree of Freedom Systems by Dynamic Absorbers, Bulletin of the JSME 52, No. 481, 2318 - 2324.
- 5) Masaki Okuma et al. (1986) : Vibration Control of Structures by Dynamic Absorbers, Bulletin of the JSME 52, No. 484, 3184 - 3189.
- 6) Akio Shiraiishi(1986) : Dynamic Vibration Absorber System Excited by a Rotating Imbalance, Bulletin of the JSME 53, No. 490, 1166 - 1171.
- 7) Bapat C. N. and Sanker S.(1985) : Single Unit Impact Damper in Free and Forced Vibration, Journal of Sound and Vibration 99, No. 1, 85 - 94.
- 8) Paget, A. L.(1937) : Vibration in Steam - Turbine Buckets and Damping by Impact, Engineering, 305 - 307(March 19).
- 9) Nobuo Tanaka et al.(1986) : A Study on the Dynamic Damper with a Preview Action, Bulletin of the JSME 52, No. 484, 3175 - 3183.
- 10) Lieber P. and Jensen D. P.(1945) : An Acceleration Damper : Development, Design, and Some Applications, Trans. ASME, Vol. 67, 523 - 530.
- 11) McGoldrick, R. T.(1952) : Experiments with an Impact Vibration Damper, Report 816, Navy Department, the David W. Taylor Model Basin. (NS 712 - 100).
- 12) D. M. Egle(1967) : An Investigation of an Impact Vibration Absorber, Transactions of the ASME Journal of Engineering for Industry 89, 653 - 661.
- 13) Arnold R. N.(1957) : Response of an Impact Vibration Absorber to Forced Vibration, 9th Congress International Mechanics Appliquee, University of Brussels, Vol. 7, 407 - 418.
- 14) Warburton, G. B.(1957) : Discussion of Grubin C., On the Theory of the Acceleration Damper, Trans. ASME, Journal of Applied Mechanics, Vol. 24, 79, 322 - 324.
- 15) H. G. Kaper(1961) : The Behavior of a Mass - Spring System Provided with a Discontinuous Dynamic Vibration Absorber, Applied Scientific Research, Series A, Vol. 10, 369 - 383.
- 16) Stuttgart, R. and Menges, T.(1957) : Entwicklung Versuchseinrichtung zur Ermittlung der Sprodbbruchneigung bei hohen Beanspruchung, Arch. fur das Eisenhuttarwesen 28, 1, 5, 31 - 39.
- 17) Nobile N. A. et al.(1977) : A Viscously Damped Dynamic Absorbers of Conventional and Novel Design, J. Acoust. Soc. Am., Vol. 61, No. 5, 1198 - 1208.
- 18) Snowdon J. C. et al.(1980) : Beamlike Dynamic Vibration Absorbers, Acoustic Vol. 44, 98 - 108.
- 19) 김원철 · 전순기 · 양보석 · 문덕홍(1993) : 충격식 감쇠기의 감쇠특성에 관한 연구, 한국소음진동공학회지, 제3권, 제1호, 29 - 37.
- 20) 양보석 · 김종환 · 김원철(1992) : 자유질량체를 갖

충격식 감쇠기를 이용한 동흡진기의 개발에 관한 연구

- 는 충격식 흡진기의 특성에 관한 연구, 한국정밀공학회지 9권, 제1호, 75 - 81.
- 21) Hunt, J. B.(1979) : Dynamic Vibration Absorbers, Mechanical Engineering Publications Ltd., London, 87 - 90.
- 22) Randall S. E. et al.(1981) : Optimum Vibration Absorbers for Linear Damped Systems, Trans. ASME, J. of Mechanical Design 103, 908 - 913.