

감쇠진동계에 부착된 코일스프링과 오일댐퍼로 구성된 동흡진기

최석창*(창원전문대), 안찬우(동아대), 박일수(동아대원), 이희범(동아대원)

Abstract

Vibration absorber is used to protect the primary system from steady-state harmonic disturbance . By attaching the absorber to the primary system which is modeled as a SDOF system, the new system becomes two DOF system. Depending on the driving frequency on the original system, the absorber needs to be carefully tuned, that is, to choose adequate value of the absorber mass and stiffness, so that the motion of the original mass is a minimum. This paper presents the effects of resonance frequency ratio and of vibration absorber with oil damper and coil spring for linear damped primary systems.

1. 서론

최근에 기계가 고속화되고 정밀화됨에 따라서 발생하는 기계의 진동은 기계의 파손, 정밀도 저하 및 소음 진동공해를 수반하므로 이에 대한 적절한 연구가 절실히 요구된다. 진동계가 1자유도인 경우에는 진폭을 억제하려면 감쇠력을 높이지 않으면 안되지만 감쇠의 크기를 높이면 고주파 영역에 있어서 진동절연 효과가 나쁘게 되는 모순을 포함하고 있다. 그러나 2자유도의 경우에는 주진동계의 감쇠력을 그 정도로 크게하지 않고 주질량의 공진진폭을 작게 할 수 있다.

본 연구에서는 기계나 구조물에 전달되는 진동을 차단, 저감시키는 진동절연을 위한 동흡진기가 부착된 진동계에서 속도비례형의 감쇠력을 가지고 큰 점성감쇠력을 얻을 수 있는 오일댐퍼를 사용하며, 흡진기의 질량과 스프링상수 및 감쇠효과를 충분히 유효하게 이용하기 위한 방진과 진동절연법에 대해서 연구하여 보다 실용적인 자료를 구하여 기계의 고속화와 정밀도의 향상을 실현하고자 진동계의 진폭을 감소시키기 위하여 동흡진기의 부착시 진폭비와 공진진동수비의 변화를 연구한다.

2. 본론

2.1 이론적인 고찰

본 연구에서 이론해석은 일반적으로 항공기나 차량 등에 부착된 기계장치류에서 보는 바와 같이 진동물체상의 기계류는 진동계의 기초가 흔들리는 경우에 상당하고, 기계진동에서 상당히 자주 나타나는 경우가 진동체의 기초가 주기변

위를 받는 경우이므로 주진동계의 기초가 주기변위를 받는 진동계인 Fig.1의 운동방정식은 다음과 같다.

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

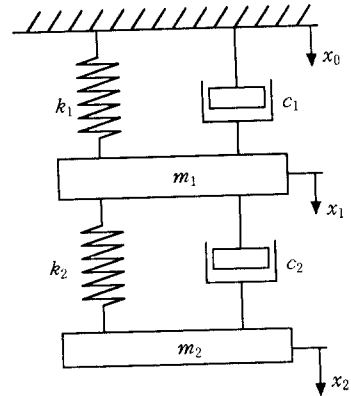


Fig.1 Vibration system with vibration absorber

식(1)에서 진폭비와 위상각을 구하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 \frac{X_1}{X_0} = \frac{\sqrt{z_1^2 + z_3^2}}{\sqrt{z_5^2 + z_6^2}} \quad \phi_1 = \tan^{-1} \frac{Z_1 Z_6 - Z_3 Z_5}{Z_1 Z_5 + Z_3 Z_6} \\
 \frac{X_2}{X_0} = \frac{\sqrt{Z_2^2 + Z_4^2}}{\sqrt{Z_5^2 + Z_6^2}} \quad \phi_2 = \tan^{-1} \frac{Z_2 Z_6 - Z_4 Z_5}{Z_2 Z_5 + Z_4 Z_6}
 \end{aligned}
 \tag{2}$$

식(2)에서

$$Z_1 = -(m_2 k_1 + c_1 c_2) \omega^2 + k_1 k_2$$

$$Z_2 = -c_1 c_2 \omega^2 + k_1 k_2$$

$$\begin{aligned}
Z_3 &= -m_2 c_1 \omega^3 + (c_2 k_1 + c_1 k_2) \omega \\
Z_4 &= (c_2 k_1 + c_1 k_2) \omega \\
Z_5 &= m_1 m_2 \omega^4 - ((m_1 + m_2) k_2 + m_2 k_1 + c_1 c_2) \omega^2 + k_1 k_2 \\
Z_6 &= -((m_1 + m_2) c_2 + m_2 c_1) \omega^3 + (c_2 k_1 + c_1 k_2) \omega
\end{aligned} \quad (3)$$

이다.

식(3)의 $Z_1 \sim Z_6$ 를 $k_1 m_2 \omega_1^2$ 으로 나누면 각각 다음

$A_1 \sim A_6$ 가 된다.

$$\begin{aligned}
A_1 &= -(1 + 4\beta \xi_1 \xi_2) a^2 + \beta^2 \\
A_2 &= -4a^2 \beta \xi_1 \xi_2 + \beta^2 \\
A_3 &= -2a(\alpha^2 - \beta^2) \xi_1 + 2\alpha \beta \xi_2 \\
A_4 &= 2\alpha \beta^2 \xi_1 + 2\alpha \beta \xi_2
\end{aligned} \quad (4)$$

(4)

$$\begin{aligned}
A_5 &= a^4 - a^2((1 + \mu)\beta^2 + 1 + 4\beta \xi_1 \xi_2) + \beta^2 \\
A_6 &= -2a(\alpha^2 - \beta^2) \xi_1 + 2\alpha \beta(1 - (1 + \mu)a^2) \xi_2
\end{aligned}$$

식(4)에서

$$\begin{aligned}
\omega_1 &= \sqrt{k_1/m_1}, \quad \omega_2 = \sqrt{k_2/m_2}, \quad \mu = m_2/m_1, \quad a = \omega/\omega_1, \\
\beta &= \omega_2/\omega_1, \quad \xi_1 = c_1/(2m_1\omega_1), \quad \xi_2 = c_2/(2m_2\omega_2) \quad (5)
\end{aligned}$$

이다. 식(5)를 정리하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
\frac{X_1}{X_0} &= \frac{\sqrt{A_1^2 + A_3^2}}{\sqrt{A_5^2 + A_6^2}} \\
\phi_1 &= \tan^{-1} \frac{A_1 A_6 - A_3 A_5}{A_1 A_5 + A_3 A_6} \\
(6) \\
\frac{X_2}{X_0} &= \frac{\sqrt{A_2^2 + A_4^2}}{\sqrt{A_5^2 + A_6^2}} \\
\phi_2 &= \tan^{-1} \frac{A_2 A_6 - A_4 A_5}{A_2 A_5 + A_4 A_6}
\end{aligned}$$

식(6)의 진폭비에서 공진진동수비를 구하기 위하여 $d(X_1/X_0)/d\omega$ 와 $d(X_2/X_0)/d\omega$ 를 구하면 다음 식과 같다.

$$\begin{aligned}
d(X_1/X_0)/d\omega &= (A_5^2 + A_6^2)(A_1 B_1 + A_3 B_3) - (A_1^2 + A_3^2)(A_5 B_5 + A_6 B_6) \\
d(X_2/X_0)/d\omega &= (A_5^2 + A_6^2)(A_2 B_2 + A_4 B_4) - (A_2^2 + A_4^2)(A_5 B_5 + A_6 B_6) \quad (7)
\end{aligned}$$

식(7)의 값이 0이 되는 변곡점을 구하여 진동계의 공진진동수비를 구할 수 있으며, 식(8)의 B_1, B_2, B_3, B_5, B_6 는 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
B_1 &= -2(1 + 4\beta \xi_1 \xi_2) a \\
B_2 &= -8\alpha \beta \xi_1 \xi_2 \\
B_3 &= -2(3\alpha^2 - \beta^2) \xi_1 + 2\beta \xi_2 \\
B_4 &= 2\beta^2 \xi_1 + 2\beta \xi_2 \quad (8)
\end{aligned}$$

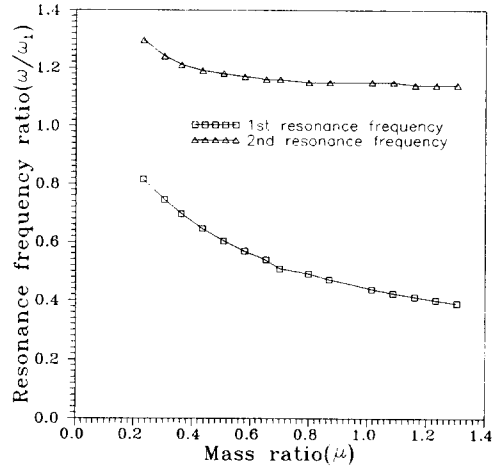


Fig.2 Mass ratio vs resonance frequency ratio ($m_1=0.69\text{kg}$, $k_1=30662\text{N/m}$, $k_2=8150\text{N/m}$, $c_1=0.662\text{N}\cdot\text{s/m}$, $c_2=13\text{N}\cdot\text{s/m}$)

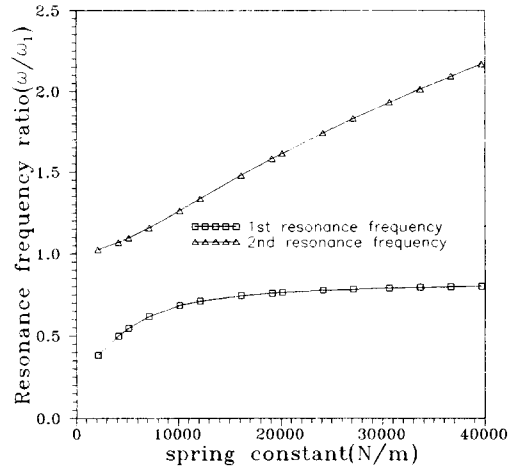


Fig.3. Spring constant vs resonance frequency ratio ($m_1=0.69\text{kg}$, $m_2=0.3\text{kg}$, $k_1=30662\text{N/m}$, $c_1=0.662\text{N}\cdot\text{s/m}$, $c_2=13\text{N}\cdot\text{s/m}$)

$$B_5 = 4\alpha^3 - 2\alpha((1 + \mu)\beta^2 + 1 + 4\beta \xi_1 \xi_2)$$

$$B_6 = -2(3\alpha^2 - \beta^2) \xi_1 + 2\beta(1 - 3(1 + \mu)\alpha^2) \xi_2$$

Fig.2는 m_1, k_1, k_2, c_1, c_2 가 일정한 경우에 흡진기의 질량 m_2 를 변화시킨 경우, 질량비의 변화에 대한 주진동계의 공진진동수비를 나타낸 것이다. Fig.2에서 첫번째 공진진동수는 급격하게 감소하고 두 번째 공진진동수는 미소하게 감소하므로 m_2 의 증가는 첫번째 공진진동수비를 많은 영향을 미치는 것을 알 수 있다.

Fig. 3는 m_1, m_2, k_1, c_1, c_2 를 일정하게 하고 k_2 를 증가시킨 경우 흡진기의 스프링상수에 대한 공진진동수비를 나타낸 것이다. 그림에서 흡진기의 스프링상수가 증가함에 첫번째 공진진폭비가 증가하고 두번째 공진진폭비는 미소하게 증가하여 첫번째 공진진동수비는 k_2 의 값에 많은 영향을 받음을 알 수 있다.

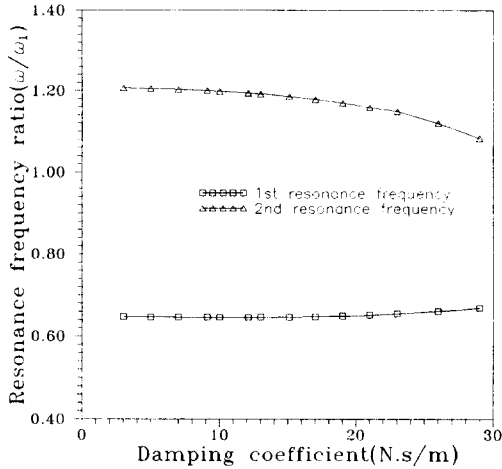


Fig4. Damping coefficient vs resonance frequency ratio ($m_1=0.69\text{kg}, m_2=0.3\text{kg}, k_1=30662\text{N/m}, c_1=0.662\text{N.s/m}$)

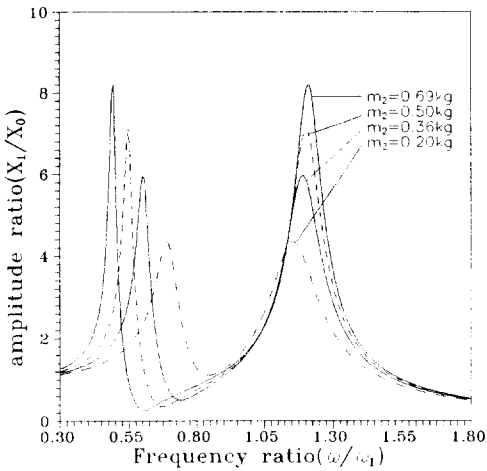


Fig.5 Frequency ratio vs amplitude ratio($m_1=0.69\text{kg}, k_1=30662\text{N/m}, c_1=0.662\text{N.s/m}, c_2=8\text{N.s/m}$)

Fig. 4는 m_1, m_2, k_1, k_2, c_1 를 일정하게 한 경우 흡진기의 감쇠계수 c_2 의 변화에 대한 공진진동수비를 나타낸 것이다. Fig. 4에서 c_2 의 증가에 따라 첫 번째 공진진동수는 미소하게 감소하다가 점차 증가하며 두 번째

공진진동수비는 미소하게 감소함을 알 수 있으므로 c_2 의 값의 변화는 첫 번째 공진진동수비보다 두 번째 공진진동수비에 영향이 있음을 알 수 있다.

Fig. 5는 주어진 m_1, k_1, c_1, c_2 를 일정하게 하고 m_2 를 0.2, 0.36, 0.5, 0.69kg으로 변화시켜 k_2 를 5.833, 8.399, 9.765, 10.987kN/m로 조정하여 공진진폭비의 값을 같게 하였을 때 진동수비에 대한 진폭비를 나타낸 것이다. Fig. 5에서 질량 m_2 의 증가에 따라 첫 번째 공진진동수는 감소하고 두 번째 공진진동수는 증가한다. 또한 질량비의 증가에 따라 진폭비는 증가함을 알 수 있다.

2.2 실험방법 및 실험결과 고찰

본 실험의 장치는 기초의 원반에 오일댐퍼를 부착하고 그것의 주변에 압축형코일스프링3개가 대칭적으로 배치되어 상부질량을 지지한다. 피스톤 봉의 길이는 자유로이 조절할수 있어 실린더밀면에서 피스톤하면까지의 높이를 변화할수 있게 되어 있다.

이 실험장치에서 공진법을 이용하여 주진동계의 공진진동수와 최대진폭비를 측정하면 실험장치의 스프링상수 k 와 등가스프링상수 c_1 가 구해진다.

실험방법은 기초를 정현진동발생기로 가진하고 1자유도 상태에서 기초와 주진동계의 진폭과 진동수를 측정하고, 동흡진기의 부착후 기초와 주진동계 및 흡진기의 진폭과 진동수를 측정하였다.

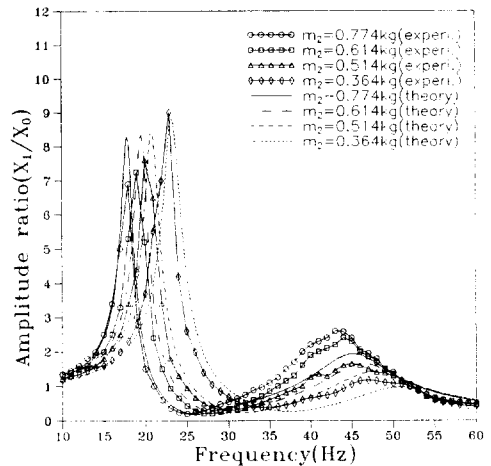


Fig6. Frequency ratio vs amplitude ratio($m_1=0.710\text{kg}, k_1=28136\text{N/m}, k_2=20087\text{kg}, c_1=15.062\text{N.s/m}, c_2=17.065\text{N.s/m}$)

Fig. 6은 주진동계에 부착된 동흡진기의 질량을 변화

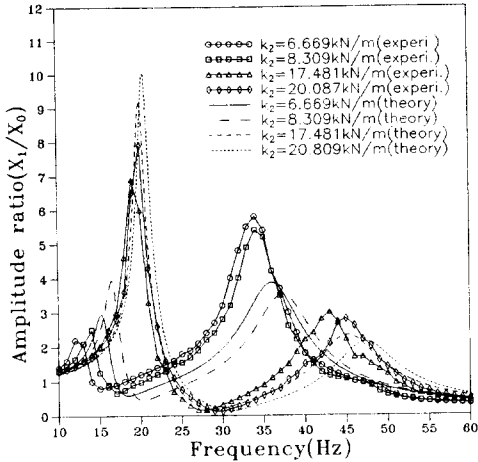


Fig7. Frequency ratio vs amplitude ratio ($m_1 = 0.710\text{kg}$, $m_2 = 0.539\text{kg}$, $k_1 = 28136\text{N/m}$, $c_1 = 15.062\text{N}\cdot\text{s/m}$, $c_2 = 10.094\text{N}\cdot\text{s/m}$)

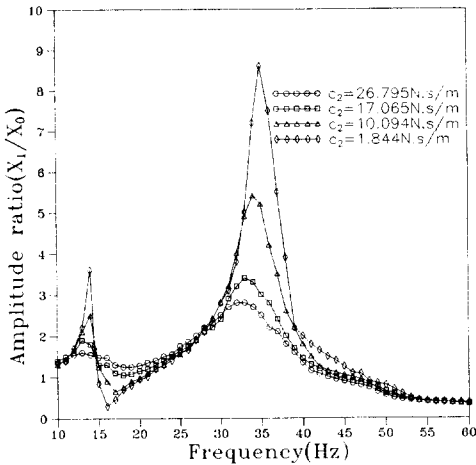


Fig8. Frequency ratio vs amplitude ratio ($m_1 = 0.710\text{kg}$, $m_2 = 0.539\text{kg}$, $k_1 = 28136\text{N/m}$, $k_2 = 8309\text{N/m}$, $c_1 = 15.062\text{N}\cdot\text{s/m}$)

시켜 동흡진기의 질량이 주진동계의 진폭비와 공진진동수에 미치는 영향의 이론적인 결과와 실험적인 결과를 나타낸 것이다. Fig.6에서 이론적인 결과와 실험적인 결과는 비교적 일치하였으며, 동흡진기의 질량이 증가함에 따라 첫 번째 공진진동수와 두 번째 공진진동수는 감소하고 진폭비는 첫 번째 공진점에서는 감소하고 두 번째 공진점에서는 증가함을 알 수 있다.

Fig. 7은 동흡진기의 스프링상수를 변화시킨 경우에 진동수변화에 대한 진폭비의 이론적인 결과와 실험적인 결과를 나타낸 것이다. Fig.7에서 동흡진기의 스프

링상수가 증가함에 따라 첫 번째공진진동수와 두 번째 공진진동수는 증가하며 공진점에서 진폭비는 첫 번째 공진점에서는 증가하지만 두 번째 공진점에서 진폭비는 감소함을 알 수 있다.

Fig.8은 동흡진기의 감쇠계수를 변화시켜 진동수에 대한 주진동계의 진폭비를 나타낸 것이다. Fig.8에서 동흡진기의 감쇠계수는 이론적인 결과와 마찬가지로 공진진동수에는 거의 영향을 미치지 않고 감쇠계수가 증가함에 따라 첫 번째공진점과 두 번째 공진점에서 진폭비가 감소함을 알 수 있다.

3. 결론

주진동계에 부착된 동흡진기의 질량과 스프링상수 및 감쇠계수가 주진동계의 공진진동수와 진폭비에 미치는 영향을 연구한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 동흡진기의 질량이 증가함에 따라 첫 번째 공진진동수는 급격하게 감소하고 두 번째 공진진동수는 미소하게 감소하며, 진폭비는 첫 번째 공진점에서는 감소하고 두 번째 공진점에서는 증가한다.
2. 동흡진기의 스프링상수가 증가함에 공진진동수는 감소하고 진폭비는 첫 번째 공진점에서는 증가하고 두 번째 공진점에서는 감소한다.
3. 동흡진기의 감쇠계수가 증가함에 따라 공진점에서 진폭비는 감소하지만 공진진동수에는 거의 영향을 미치지 않는다.

參 考 文 獻

1. 여태인, 하재용, 김광준, "점탄성 재료를 이용한 진동흡수기의 유용성에 관한 연구", 대한기계학회논문집, Vol.9, No.3, pp.360-366, 1985.
2. 김광식, 안찬우, "비선형스프링과 선형감쇠를 가지는 동흡진기에 관한 연구", 대한기계학회논문집, Vol.11, No.3, pp.473-478, 1987.
3. 김광식, 안찬우, "조화운동하는 기반상에서 작동하는 비선형동흡진기의 동특성에 관한 연구", 대한기계학회논문집, Vol.12, No.1, pp.131-136, 1988.
4. 반재원, 김정호, 조동우, 박희재, "공기스프링을 이용한 1자유도 방진시스템에 관한 연구", 대한기계학회 '93년 춘계학술대회는논문집(1), PP.553-556.
5. 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.
6. S.E.Randall, D.M.Halsted and D.L.Taylor, "Optimum Vibration Absorbers for Linear Damped

- system", Trans. of the ASME, Journal of Mechanical Design, Vol.103, pp.908-913, 1981.
7. A.G.Thomson, "Optimizing the Untuned Viscous Dynamic Vibration Absorber with Primary System Damping: A Frequency Locus method", Journal of Sound and Vibration, Vol.77, pp.469-472,1980.
 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, 1986-1.
 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, 1990-4.
 12. 浅見敏彦, 關口久美, "空気タンハの基礎的研究", 日本機械學會論文集, Vol.56, No.526, pp.1400-1407, 1990-6.
 13. 浅見敏彦, 關口久美, "空気タンハの基礎的研究(第2報.理論解析の概要と実験的検討)", 日本機械學會論文集, Vol.56, No.532, pp.3201-3209, 1990-12.
 14. 關口久美, 浅見敏彦, "オイルタンハの基礎的研究", 日本機械學會論文集, Vol.47, No.423, pp.1476-1483, 1981-11.
 15. 浅見敏彦, 桃瀬一成, 入部恭輔, 細川欽延, "空気タンハ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, 1993-10.
 16. 浅見敏彦, 桃瀬一成, "減衰を考慮し動吸振器の設計式について(最小分散規範に基づく設計法)", 日本機械學會論文集(C編), Vol.59, No.566, PP.56-61, 1993-10.18.
 - 浅見敏彦, 若園敏美, 龜岡紘一, 長谷川 素由, 關口久美, "不規則動振を受ける機械の防振架台の設計理論", 日本機械學會論文集(C編), Vol.57, No.533, PP.56-64, 1991-1.
 17. 浅見敏彦, 若園敏美, 龜岡紘一, 長谷川 素由, 關口久美, "不規則動振を受ける構造物に取付ける動吸振器の設計理論", 日本機械學會論文集(C編), Vol.56, No.523, PP.619-627, 1990-3.
 18. 山下繁生, 雉本信哉, 背戸一登, 鈴木英男, "動吸振器による騒音制御", 日本機械學會論文集(C編), Vol.58, No.546, PP.96-101, 1992-20.
 19. 山下繁生, 梶原逸朗, 背戸一登, "動吸振器による箱形構造物の振動制御", 日本機械學會論文集(C編), Vol.56, No.528, PP.111-118, 1990-8.
 20. 背戸一登, 山下繁生, 原文雄, "動吸振器による配管系の振動制御(第1報.傳達マトリックス法による三次元振動解析と制振設計)", 日本機械學會論文集(C編), Vol.54, No.508, PP.2966-2972, 1988-12.
 21. 山下繁生, 猿渡克己, 背戸一登, "動吸振器による配管系の振動制御(第2報.廣帯域制振配管系の實現)", 日本機械學會論文集(C編), Vol.55, No.518, PP.2511-2518, 1989-10.
 22. 川島孝幸, 野本光輝, 坂井卓爾, 池田 健, "絶對減衰付き動吸振器による防振について", 日本機械學會論文集(C編), Vol.56, No.531, PP.23-28, 1990-11.
 23. 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.
 24. 堀康郎, 藤澤二三夫, 山口雄三, 佐佐木實, 振動に關する模型の実験と評價(4), 機械の研究, vol.47, no.2, pp.305-313, 1995
 25. 關口久美, 浅見敏彦, 大きな減衰の測定法, 日本機械學會論文集(c編), Vol.47, No.422, pp.1317, 1981-10.
 26. 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, 1994-12.
 27. 浦田喜彦, 竹田生也, 粘弾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, 1995-3.