

<論 文>

점탄성재료를 이용한 진동흡수기의 유용성에 관한 연구

여태인* · 하재용** · 김광준***

(1985년 2월 23일 접수)

Feasibility Study on a Dynamic Damper using a Viscoelastic Material

Tae-In Yeo, Jae-Yong Ha and Kwang-Joon Kim

Key Words: Optimum Tuning(최적튜닝), Optimum Damping(최적댐핑), Prestrain and Geometry of Viscoelastic Material(점탄성재료의 예비변형을 및 기하학적 현상)

Abstract

An optimization procedure in design of a dynamic damper using a viscoelastic material is proposed for a single degree of freedom primary system. The effects of temperature, prestrain and geometry of damper element are taken into account for optimum tuning and optimum damping.

In order to show the applicability, the proposed procedure is applied to a simple system composed of a cantilever beam and a lumped mass, and to a machine tool system in order to suppress the chatter. Vibration-suppressing effect of the viscoelastic damper is shown to be excellent considering the ease of installation.

Also it is shown that the viscoelastic dynamic damper can be attached to a resonance-frequency-varying system and optimum tuning can be effectively achieved only by readjusting the prestrain of the viscoelastic material which has already been set to a given resonance frequency.

1. 서 론

기계구조물의 진동을 억제하기 위하여 종래에는 주로 스프링-유체마찰대시포트-질량으로 구성된 진동흡수기가 사용되어 왔으며, 그의 최적설계를 위해 몇 가지 방법론도 제시되었다^(1,2). 그러나 최근에 들어 가진-응답 측정을 통한 진동해석장치의 개발에 힘입어, 점탄성재료의 동적 성질이, 미시적 관점인 물리·화학적 성분분석을 통해서가 아니라, 진동실험을 통하여 비교적 손쉽게 파악될 수 있게 되었고, 또한 구조적으로 간단하다는 점과 경제성때문에, 점탄성재료를 이용

한 진동흡수기가 종래형태의 진동흡수기를 대체하는 경향이 있다⁽³⁾.

그러나 탄성계수와 손실인자로 대표되는 점탄성재료의 동적성질은 주파수, 예하중 및 온도등의 함수이기 때문에 실제 응용에 있어 여러면에서 세심한 주의를 요한다. 즉, 고속푸리에변환기를 사용한 진동시험시에 주파수, 예하중등에의 의존도를 매우 정확하게 파악해야 한다. 왜냐하면, 바로 이 자료를 근거로 재료의 예하중 및 기하학적 형상을 조정함으로써 최적튜닝(tuning) 및 최적댐핑효과를 얻을 수 있게 되기 때문이다.

본 연구에서는 구조물의 진동이 관심있는 주파수 범위내에서 1 자유도제로 근사화될 수 있는 경우, 임의로 선택된 점탄성재료에 대하여 최적튜닝 및 최적댐핑효과를 얻을 수 있도록 그 형상을 설계하고, 예비변형을을 조절하는 절차를 제시하고, 제안된 방법론을

* 현대자동차

** 한국과학기술원 생산공학과

***정회원, 한국과학기술원 생산공학과

외팔보와 집중하중으로 구성되는 1 자유도계 및 선반의 공구대에 적용하여 공진감쇠 및 캐터억제효과를 살펴 보았다.

2. 점탄성재료의 동적 성질

점성 및 탄성을 동시에 가지는 점탄성재료는 변형이 커짐에 따라 일반적으로 비선형적인 동특성을 가지게 된다. 그러나 변형이 작은 경우에는 응력과 변형도사이의 관계는 다음과 같이 선형화될 수 있다.

$$\sigma = \varepsilon E^*, \quad \sigma : \text{응력}, \quad \varepsilon : \text{변형도} \quad (1)$$

여기서 비례상수인 E^* 는 복소수양으로서 다음과 같이 표현되며,

$$E^* = E(1 - j\delta), \quad j = \sqrt{-1} \quad (2)$$

E 와 δ 는 각각 탄성계수와 손실인자로 불리우고, 주파수, 주위온도 및 예하중(혹은 예비변형율)의 함수가 된다. 여러 실험자료의 해석결과로부터, 탄성계수 E 가, 주파수 ω , 주위온도 T 및 예하중 P 에 의존하는 형태는 다음과 같이 알려져 있다⁽³⁾.

$$E(\omega, T, P) = A_1(P - P_r) + A_2(P - P_r)^2 + \{1 + B_1(P - P_r) + B_2(P - P_r)^2\} E_r(\omega, T) \quad (3)$$

$$E_r(\omega, T) = C_1(T - T_r) + C_2(T - T_r)^2 + \{1 + D_1(T - T_r) + D_2(T - T_r)^2\} E_r(\omega) \quad (4)$$

P_r : 기준예하중 T_r : 기준온도

$E_r(\omega)$: 기준예하중 P_r 에서의 탄성계수

$E_r(\omega)$: 기준예하중 P_r 및 기준온도 T_r 에서의 탄성계수

이와 비슷한 모델이 손실인자에도 적용될 수 있으나 일반적으로 손실인자는 주파수에는 상관없는 것으로 알려지고 있다⁽⁴⁾.

점탄성재료진동흡수기를 설계함에 있어서 우선적으로 필요한 것은 탄성계수 및 손실인자에 대한 자료로서, 본 연구에서는 가진-응답신호의 측정 및 전달함수 분석을 통한 방법을 도입하였다. 가진시험은 Fig. 1에 보여진 바와 같이 점탄성재료와 집중질량으로 구성되는 1 자유도계를 가진하는 방법에 따라, 2 가지로 나눌 수 있다.

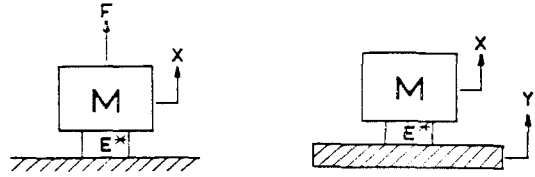
Fig. 1(a)의 경우에 가진력 F 와 진동량 X 사이의 전달함수를 이론적으로 구하면 다음과 같이 되며,

$$\left(\frac{X}{F}\right)_{ex} = \frac{1}{k_s E - M\omega^2 - jk_s E\delta} \quad (5)$$

여기서 k_s 는 다음과 같이 점탄성재료의 기하학적 형상과 관련되는 양이다.

$$k_s = A(1 + \beta S^2)/L \quad (6)$$

β : 상수(=2, 원형 및 정사각형 단면의 경우)



(a) Force excitation (b) Base excitation

Fig. 1 Excitation methods

S : 형상계수 (= 하중을 받는 한 면의 면적 / 하중을 받지않는 전체 면적)

A : 단면적

L : 길이

따라서 가진실험을 통하여 측정된 전달함수를

$$\left(\frac{X}{F}\right)_{ex} = R(\omega) + jI(\omega) \quad (7)$$

라 하면, 식 (5)와 식 (7)을 비교함으로써, $E(\omega)$ 와 $\delta(\omega)$ 는 다음과 같이 구해진다.

$$E(\omega) = \frac{R(\omega) + \{R^2(\omega) + I^2(\omega)\} M\omega^2}{k_s \{R^2(\omega) + I^2(\omega)\}} \quad (8)$$

$$\delta(\omega) = \frac{-I(\omega)}{\{R^2(\omega) + I^2(\omega)\} M\omega^2 - R(\omega)} \quad (9)$$

Fig. 1 (b)에 보인 기초가진인 경우에도, 가진실험으로부터 얻어진 전달함수를

$$\left(\frac{X}{Y}\right)_{ex} = R(\omega) - jI(\omega) \quad (10)$$

라 할 때, $E(\omega)$ 와 $\delta(\omega)$ 는 위와 비슷한 방법에 의해 다음과 같이 구해질 수 있다.

$$E(\omega) = \frac{M\omega^2 \{R^2(\omega) + I^2(\omega) - R(\omega)\}}{k_s \{[R(\omega) - 1]^2 + I^2(\omega)\}} \quad (11)$$

$$\delta(\omega) = \frac{-I(\omega)}{R^2(\omega) - I^2(\omega) - R(\omega)} \quad (12)$$

3. 점탄성재료 진동흡수기의 최적설계

1 자유도의 주구조물에 진동흡수기를 부착하고자 할 때의 이상적 모델이 Fig. 2에 보여진다. 주구조물의 감쇠는 많은 경우에 진동흡수기의 감쇠에 비해 무시할 수 있기 때문에, 일반적으로는 복소수인 $k_{e1}E_1^*$ 가 실수 스프링계수 K 로 표현될 수 있다.

이러한 2 자유도계의 운동방정식은 다음과 같이 유도될 수 있으며,

$$\begin{cases} (K - M_1\omega^2)X_1(\omega) + k_{e2}E_2^*X_1(\omega) \\ -k_{e2}E_2^*X_2(\omega) = F(\omega) \\ (k_{e2}E_2^* - M_2\omega^2)X_2(\omega) - k_{e2}E_2^*X_1(\omega) = 0 \end{cases} \quad (13)$$

k_{e2} 와 E_2^* 에서 첨자 2를 생략해도 무방하기 때문에) 생략하고, 주구조물의 진동량과 관련하여 무차원화된 진폭비,

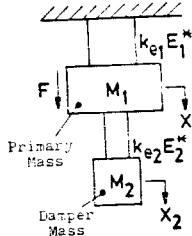


Fig. 2 A model for optimum design of dynamic damper

$$\frac{X_1(\omega)}{F(\omega)/K} \equiv \frac{X_{1r}}{X_{1i}}(\omega)$$

를 무차원화된 매개변수들로써 표시하면 다음과 같다.

$$\frac{X_1}{X_{1r}}(\omega) = \frac{R_N(\omega) + jI_N(\omega)}{R_D(\omega) + jI_D(\omega)} \quad (14)$$

여기서

$$\begin{cases} R_N(\omega) = n^2 - Q^2\alpha, & I_N(\omega) = n^2\delta \\ R_D(\omega) = \mu Q^4\alpha - Q^2(n^2 + \alpha) + n^2, \\ I_D(\omega) = n^2\delta(1 - Q^2) \end{cases} \quad (15)$$

그리고

$$\omega_0^2 = \frac{K}{M_1 + M_2} \quad (16)$$

$$Q = \frac{\omega}{\omega_0} \quad (17)$$

$$\mu = \frac{M_1}{M_1 + M_2} \quad (18)$$

$$n = \frac{\omega_a}{\omega_0} \quad (19)$$

$$\omega_a^2 = \frac{k_e E_a}{M_2} \quad (20)$$

$$\alpha = \frac{E_a}{E} \quad (21)$$

전달율을 $T \equiv |X_1(\omega)/X_{1r}|$ 라 하면, 식(14)~식(21)로부터

$$T^2 = \frac{(n^2 - Q^2\alpha)^2 + (n^2\delta)^2}{\{\mu Q^4\alpha - Q^2(n^2 + \alpha) + n^2\}^2 + \{n^2\delta(1 - Q^2)\}^2} \quad (22)$$

손실인자가 비교적 작은 값(0.1 정도)을 갖는 Solid Type I 점탄성재료의 경우에는, 탄성계수 및 손실인자가 거의 주파수에는 의존하지 않으므로⁽⁴⁾,

$$\alpha = \frac{\omega_a}{\omega} = \frac{E_a}{E} = 1 \quad (23)$$

이 되어, 전달율은 다음과 같이 된다.

$$T^2 = \frac{(n^2 - Q^2)^2 + (n^2\delta)^2}{\{\mu Q^4 - Q^2(1 + n^2) + n^2\}^2 + \{n^2\delta(1 - Q^2)\}^2} \quad (24)$$

이 전달율에 Den Hartog⁽¹¹⁾의 최적화원리를 적용하면 튜닝비 n 과 손실인자 δ 의 최적치는 다음과 같이 얻

어진다⁽⁶⁾.

(i) 최적튜닝

$$n_0 = \sqrt{\mu} \quad (25)$$

(ii) 최적댐핑

$$\delta_0 = \frac{(1 - \mu)\{3\mu - (2 + \mu)Q^{2a,b}\}}{\mu(1 + \mu)(1 - Q^{2a,b})} \quad (26)$$

여기서

$$Q^{2a,b} = 1 \mp N \quad (27)$$

$$N = \left(\frac{1 - \mu}{1 + \mu} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (28)$$

한편 손실인자가 비교적 큰 값(1.0 정도)을 갖는 Solid Type II 점탄성재료의 경우에는 탄성계수가 주파수에 비례하므로⁽⁴⁾, 식(22)는 다음 관계식을 이용하여,

$$\alpha = \frac{E_a}{E} = \frac{\omega_a}{\omega} = \frac{\omega_a}{\omega_0} \cdot \frac{\omega_0}{\omega} = \frac{n}{Q} \quad (29)$$

아래처럼 간략화될 수 있다.

$$T^2 = \frac{(n - Q)^2 + (n\delta)^2}{(\mu Q^3 - nQ^2 - Q + n)^2 + \{n\delta(1 - Q^2)\}^2} \quad (30)$$

Solid Type I의 경우와 비슷한 방법에 의해 튜닝비와 손실인자의 최적치를 구하면 다음과 같다.

(i) 최적튜닝

$$n_0 = \mu \left\{ \frac{2(1 + \mu)}{1 + 3\mu} \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (31)$$

(ii) 최적댐핑

$$\delta_0 = \frac{N}{2\sqrt{2}} \left\{ \left[1 + \left(\frac{1 + 3\mu}{2\mu} \right) Q_a^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \left[1 + \left(\frac{1 + 3\mu}{2\mu} \right) Q_b^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \quad (32)$$

여기서

$$Q_{a,b} = \left\{ \frac{1 + 3\mu}{2(1 + \mu)} \right\}^{\frac{1}{2}} \pm \left\{ \frac{1 - \mu}{2(1 + \mu)} \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (33)$$

$$N = \left(\frac{1 - \mu}{1 + \mu} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (34)$$

따라서 점탄성재료를 사용한 진동흡수기를 최적설계하는 과정을 단계별로 요약하면 다음과 같다.

- 1 단계: 주구조물을 1자유도계로 근사화하여 등가 질량 및 등가스프링상수를 산출.
- 2 단계: 점탄성재료를 선정하고, 여러가지의 예하중 및 온도조건하에서 진동시험을 수행한 후, 식(7)~식(12)를 이용하여 탄성계수 및 손실인자를 산출.
- 3 단계: 식(3)과 식(4)에 보인 $E(\omega, T, P)$ 와 $\delta(T, P)$ 를 구성.
- 4 단계: 진동흡수기의 질량 M_2 를 정하고 그에 따라 결정되는 질량비 μ 에 대하여, 식(25)

또는 식 (31)을 이용하여 일정한 주위온도조건에서 최적예비변형율(또는 예하중)을 결정.

5 단계 : 식 (25) 혹은 식 (31)을 이용하여 최적튜닝비를 계산한 후,

$$\omega_a^2 = \frac{k_e E_a}{M_2} = n^2 \omega_0^2 \quad (35)$$

를 사용하여 기하학적 인자 k_e 를 결정.

6 단계 : k_e 값과 식 (6)에 기초를 두고 점탄성재료요소의 기하학적 형상 결정.

부가적으로, 최적튜닝 및 최적댐핑으로 조정된 진동호흡기가 일단 주구조물에 부착된 후, 주구조물의 고유진동수가 변화할 경우에는 예비변형율을 재조정하여 최적튜닝을 만족시키도록 하는 것이 효과적이다. 즉, 식 (35)에서 $E_a = n^2 \omega_0^2 M_2 / k_e$ 를 다시 계산하여 그 값이 얻어질 수 있도록 예비변형율을 재조정하도록 한다.

4. 단순외팔보계에의 응용

전절에서 제안된 방법론을 적용하기 위하여 단순외팔보와 집중질량으로 1자유도계를 구성하였다. 충격 가진시험으로부터 측정된 전달함수의 curve-fitting 분석으로부터 얻어진 주구조물의 등가질량, 등가스프링상수 및 등가감쇠율은 각각 1.6 kg, $5.35 \times 10^6 \text{ N/m}$, 그리고 0.67%이었다.

댐핑요소로서 Kraton 118 을 택하여 1자유도계를 구성하고(부록참조), 여러 온도-예비변형율 조건에서 가

진시험을 수행하여 전달함수를 측정한 후 식 (8) 및 식 (9)를 이용하여 탄성계수와 손실인자를 구하였다(Fig. 3 과 Fig. 4). Fig. 3 으로부터 Kraton 118 은 Solid Type II 의 점탄성재료에 속하는 것을 알 수 있다. 실험결과를 curve fitting 한 결과, $E(\omega, T, P)$ 와 $\delta(T, P)$ 는 다음과 같이 얻어졌다.

$$E(\omega, T, P) = (1 + 7.6P + 29.9P^2) \{1 - 0.08(T - 13.5)\} E_r(\omega)$$

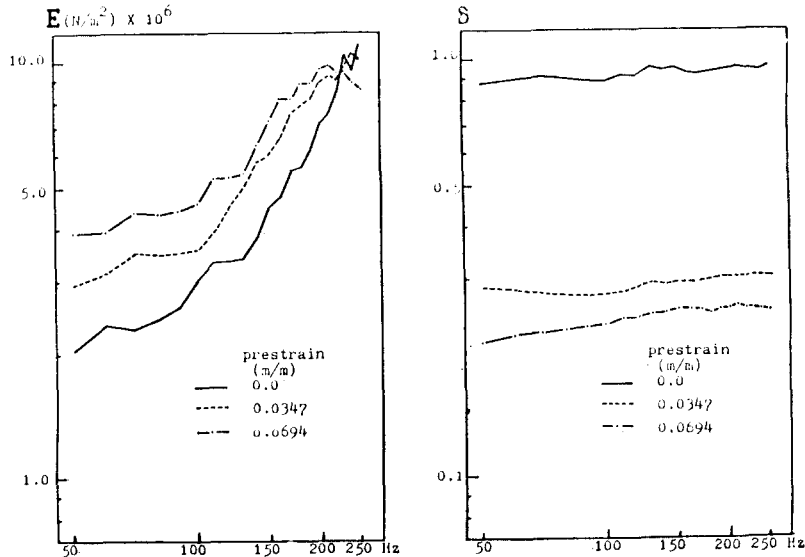
$$\delta(T, P) = 4.77P - 56.6P^2 + (1 - 34.7P + 33.2P^2) \times \{0.0106 \times (T - 13.5) + [1 - 0.0875(T - 13.5)]\delta_r\}$$

여기서 $E_r(\omega)$ 은 13.5°C 와 변형율 0에서의 탄성계수로서 주파수의 함수이고, δ_r 은 같은 조건에서의 손실인자로서 0.918 이다.

댐퍼의 질량은 370 g으로 결정하였으며, 이에 따른 최적손실인자 및 튜닝비는 각각 0.42와 0.83으로 계산되었다. 이 최적손실인자를 만족시키는 예비변형율은 0.0156이고, 기하학적 인자 k_e 는 위에서 얻어진 $E(\omega, T, P)$ 와 식 (35)를 이용한 결과 34 mm로 얻어졌다. 따라서 $k_e = 34 \text{ mm}$ 를 만족하도록 튜브형태의 댐퍼요소는 식 (6)을 이용하여 다음과 같이 결정되었다.

$$d_o(\text{외경}) = 25 \text{ mm}, \quad d_i(\text{내경}) = 10 \text{ mm}, \\ L(\text{길이}) = 12.5 \text{ mm}$$

Fig. 5에는 점탄성재료 진동흡수기를 부착시키기 전 후에 가진시험으로부터 측정된 전달함수가 보여진다. 또한 종래의 스프링-대시포트 진동흡수기를 부착시켰



(a) Elastic modulus (b) Loss factor
Fig. 3 Dynamic properties of Kraton 118 at 13.5°C

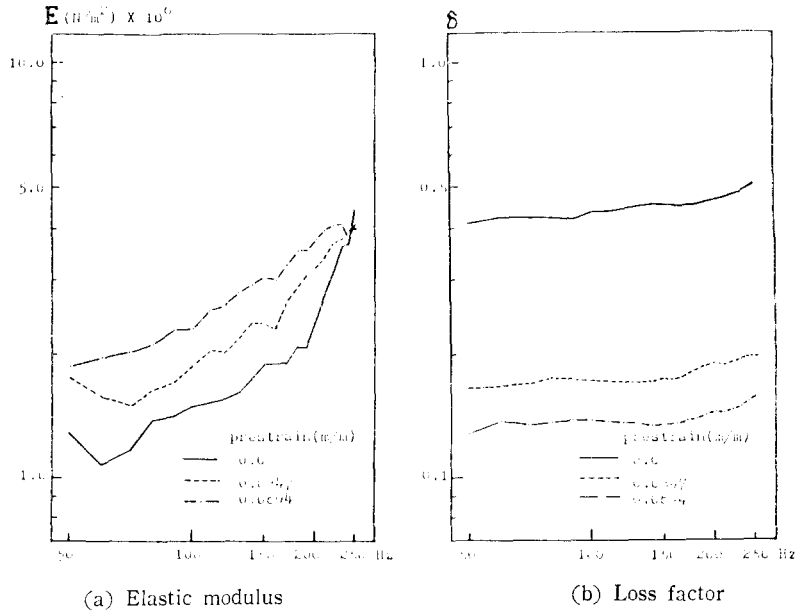


Fig. 4 Dynamic properties of Kraton 118 at 20°C

을 때의 최적화된 결과를 계산하여 비교의 목적으로 제시하였다. 점탄성재료진동흡수기를 부착했을 때의 전달함수 크기가 종래방법으로 최적화된 댐퍼를 부착했을 때의 결과에 비해 대부분의 주파수영역에서 작을 뿐만 아니라, 최대값도 작고, 또한 주파수전역역에 걸친 응답의 세기를 나타내는 전달함수 밀부분의 면적도 작음을 알 수 있다.

다음에는 외팔보위에 고정된 집중질량의 위치를 바꾸어 주구조물의 고유진동수를 92 Hz 에서 108 Hz 로 바꾸고, 위에서 사용한 진동흡수기를 다시 부착한후, 예비변형률만을 재조정하여 최적튜닝비를 이루도록 하였다. 이렇게 하여 측정된 주구조물의 전달함수 및 종래방법에 의해 댐퍼스프링을 새로이 최적화하여 부착시켰을 경우에 계산된 전달함수가 Fig. 6에 보여진다.

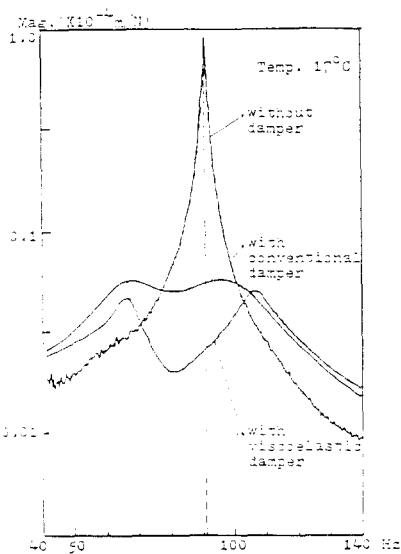


Fig. 5 Vibration suppression effect of the optimally tuned and damped viscoelastic damper

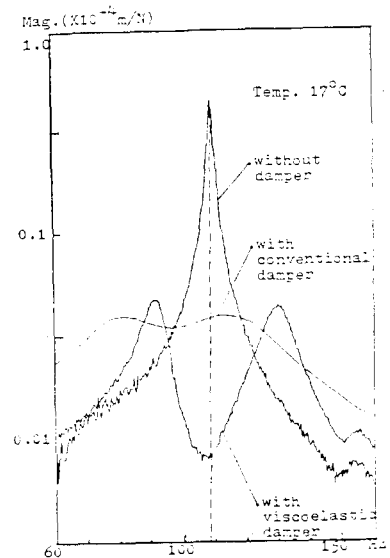


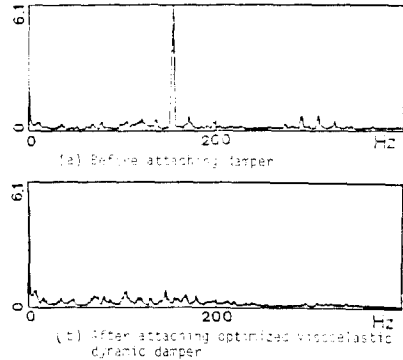
Fig. 6 Vibration suppression of the viscoelastic damper in a resonance frequency varying system

점탄성재료진동흡수기를 이용했을 때의 전달함수크기가 일부주파수영역범위에서는 종래방법에 의한 결과보다 크지만, 전주파수범위에 걸친 응답을 살펴보면, 전자가 후자에 비해 효과적임을 알 수 있다. 즉, 여기서 점탄성재료진동흡수기는 고유진동수가 어느 정도 변하는 기계구조물의 경우에도 단순히 예비변형율만의 조정으로 매우 효과적으로 이용될 수 있다는 것을 알 수 있다.

5. 공작기계에서의 응용

이번에는 실제적인 응용예로서 공작기계에서의 절삭작업시 발생하는 chatter를 억제할 목적으로 점탄성재료진동흡수기를 선반의 공구대에 부착시켰다.

우선 chatter주파수를 파악하기 위하여 절삭시험을 수행하여 공구대로부터 수평방향의 진동가속도를 측정하였다. 절삭 중 chatter가 쉽게 일어날 수 있도록 원형인서트 공구를 사용하였으며, 측정된 진동신호의 파워스펙트럼은 Fig. 7 (a)에 보여지는 바와 같다. 이러한 chatter와 관련된 공작기계의 고유진동수를 구하기 위해, 공구대의 위치가 슬라이딩면위에서 시편길이의 중간쯤 되게 한 후, 가진기를 사용하여 공구대를 수평방향으로 가진하고 진동을 측정하여 전달함수를 구하였다 (Fig. 8). 이 전달함수로부터, 160.9 Hz에서 피크를 이루는 모드에 대하여 피크점에서의 주파수를 고유진동수로 가정하고, 그에 대한 전달함수크기 및 half power points를 찾아내어 등가질량, 등가스프링상수 및 등가감쇠율을 구한 결과, 각각 247 kg, 2.526×10^8 N/m, 그리고 0.0426이었다.



Lathe : Engine lathe(DAEWOO ED-18)
 Tool : PRGCR 2525 M 12
 Insert : KT 300, RCM×120400 (Korea Tungsten)
 Cutting condition: $n=630$ rpm, $f=0.3$ mm/rev,
 $d=0.4$ mm
 Workpiece: SM 45 C, $\phi 61 \times L 640$ mm

Fig. 7 Autospectrum of acceleration signal at toolpost during cutting(Unit: g^2/Hz)

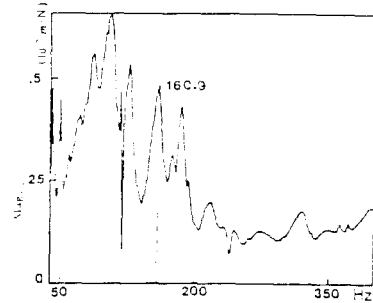


Fig. 8 A transfer function at toolpost

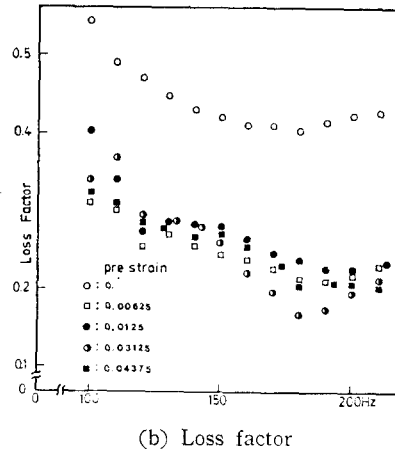
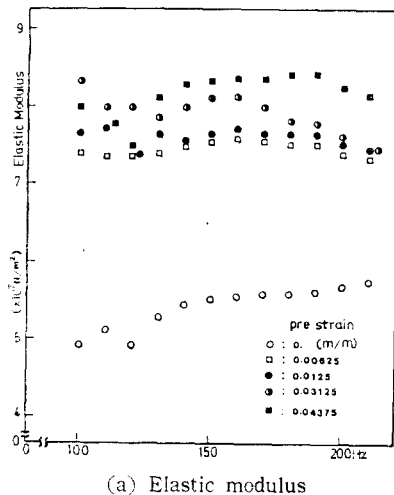
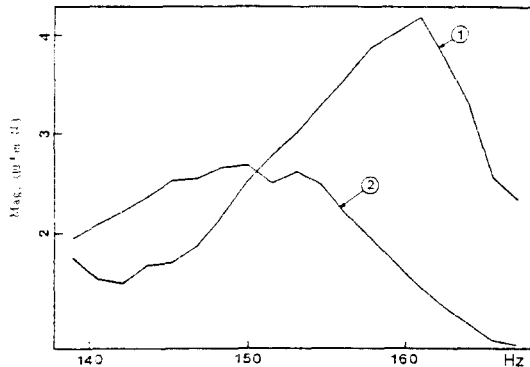


Fig. 9 Elastic modulus and loss factor of polyuretan with prestrain varied

진동흡수기에 사용될 점탄성재료로서 폴리우레탄을 선정하고, 여러가지 예비변형을 조건하에서 탄성계수 및 손실인자를 측정된 결과(Fig. 9), 이번의 점탄성재료는 전철의 경우와 달리 탄성계수가 주파수에 거의 상관없이 일정한 것으로 나타나 Solid Type I으로 판단되었다.

Solid Type I의 경우에 해당하는 최적설계방법에 따라 진동흡수기를 설계·부착하고 결삭시험을 수행한 결과, 공구대진동신호의 자기스펙트럼이 Fig. 7 (b)와 같이 측정되었는데, 이는 Fig. 7 (a)에 보인 채터가 일어나지 않음을 말해주고 있다.

Fig. 10은 점탄성재료진동흡수기를 공구대에 부착하기 전후에 측정된 전달함수의 차이를 채터주파수주위에서 보여주고 있다. 실제 운전중에는 이송대의 위치에 따라 채터에 대응하는 공작기계의 고유진동수가 131 Hz~162 Hz 범위에 걸쳐 변화하였으며, 점탄성재료에 가해지는 예비변형율을 재조절함으로써 공진현상을 효과적으로 줄일 수 있었다⁽⁶⁾.



① Before attaching damper
② After attaching damper

Fig. 10 Transfer functions at toolpost before and after attachment of anviscoelastic damper

6. 결 론

점탄성재료를 사용한 진동흡수기를 최적화하여 실제 기계구조물에 적용하는 절차를 단계별로 제시하였고, 응용에로서 1자유도를 갖는 단순외팔보-집중하중으로 구성되는 계와 공작기계를 택하여 공진억제효과 및 채터억제효과를 보였다. 이를 실험결과를 통하여 다음과 같이 결론을 내릴 수 있다.

(1) 점탄성재료를 이용한 진동흡수기는 예비변형율,

온도 및 기하학적 형상을 잘 조정함으로써 종래의 진동흡수기에 비해 탁월한 진동억제효과를 낼 수 있다.

(2) 점탄성재료 진동흡수기는 주구조물의 고유진동수가 어느 정도 변화하는 계에도 점탄성재료에 가해지는 예비변형율을 재조절함으로써 효과적으로 이용할 수 있다.

참 고 문 헌

- (1) Den Hartog, J.P., *Mechanical Vibrations*, Mc Graw-Hill, New York, 1956
- (2) Seireg, A. and Howard, L., "An Approximate Normal Mode Method for Damped Lumped Parameter Systems", Trans. ASME, Vol. 89, Series B, No. 4, 1967
- (3) Nessler, G.L., et al, "Design of a Viscoelastic Dynamic Absorber for machine Tool Applications", Trans. ASME, J. of Eng. for Industry, pp.620~623, 1977
- (4) Snowdon, J.C., *Vibration and Shock in Damped Mechanical System*, Wiley, New York, 1968
- (5) Yeo, T.I., "A Study on the Vibration Absorber using Viscoelastic Material", M.S. Thesis, Dept. of Production Engr., KAIST, 1984
- (6) Ha, J.Y., "Improvement of Machine Tool Dynamic Characteristics using Viscoelastic Vibration Absorber", M.S. Thesis, Dept. of Production Engr., KAIST, 1985

부 록

