

지반진동절연을 위한 공압제진대의 전달률 설계기법

An Efficient Transmissibility-design Technique for Pneumatic Vibration Isolator

이 정 훈* · 김 광 준†

Jeung-Hoon Lee and Kwang-Joon Kim

(2007년 11월 8일 접수 ; 2008년 3월 20일 심사완료)

Key Words : Dual-chamber Pneumatic Spring(이중챔버형 공압스프링), Complex Stiffness(복소강성), Pneumatic Vibration Isolator(공압제진대), Transmissibility(전달률)

ABSTRACT

Pneumatic vibration isolator has a wide application for ground-vibration isolation of vibration-sensitive equipments. Recent advances in precision machine tools and instruments such as nano-technology or medical devices require a better isolation performance, which can be efficiently done by precise modeling- and design- of the isolation system. This paper will discuss an efficient transmissibility design method for pneumatic vibration isolator by employing the complex stiffness model of dual-chamber pneumatic spring developed in our previous research. Three design parameters of volume ratio between the two pneumatic chambers, the geometry of capillary tube connecting the two pneumatic chambers and finally the stiffness of diaphragm necessarily employed for prevention of air leakage were found to be important factors in transmissibility design. Based on design technique that maximizes damping of dual-chamber pneumatic spring, trade-off among the resonance frequency of transmissibility, peak transmissibility and transmissibility in high frequency range was found, which was not ever stated in previous researches. Furthermore this paper will discuss about negative role of diaphragm in transmissibility design. Then the design method proposed in this paper will be illustrated through experimental measurements.

1. 서 론

주위환경, 작업자의 움직임 또는 주변기기들의 작동으로부터 기인한 지반진동은 나노관련 기술발전과 더불어 중요한 현안으로 부각되고 있다. 100 Hz 미만의 주파수 성분 및 수십 μm 수준의 진폭을 갖는 지반진동성분들은 정밀장비의 오작동을 야기시킬 수

있기 때문에, VC와 NIST^(1,2)와 같은 규격들은 정밀 장비로 전달되는 진동이 특정 수준이하일 것을 요구 하고 있다. 이에 이중챔버형 공압스프링을 핵심으로 하는 공압제진대가 널리 채택되고 있는데, 그 구조는 Fig. 1에 개략적으로 나타낸 바와 같이 압축공기가 충전되어 있는 이중챔버형 공압스프링과 정밀장비 및 정반을 포함하는 페이로드로 크게 구성된다. 압축공기가 충전된 두개의 공기챔버와 두 챔버를 잇는 모세관(capillary tube), 페이로드를 지지하는 피스톤 그리고 공기누설을 방지하기 위한 고무재질의 다이어프램으로 구성되는 이중챔버형 공압스프링은 진동절연을 위해 흔히 사용되는 고무 등의 점탄성

† 교신저자; 정회원, 한국과학기술원 기계공학과
E-mail : kjkim@kaist.ac.kr
Tel : (042)869-3024, Fax : (042)869-8220
* 정회원, 한국과학기술원 기계공학과
(현 삼성중공업 조선해양연구소)

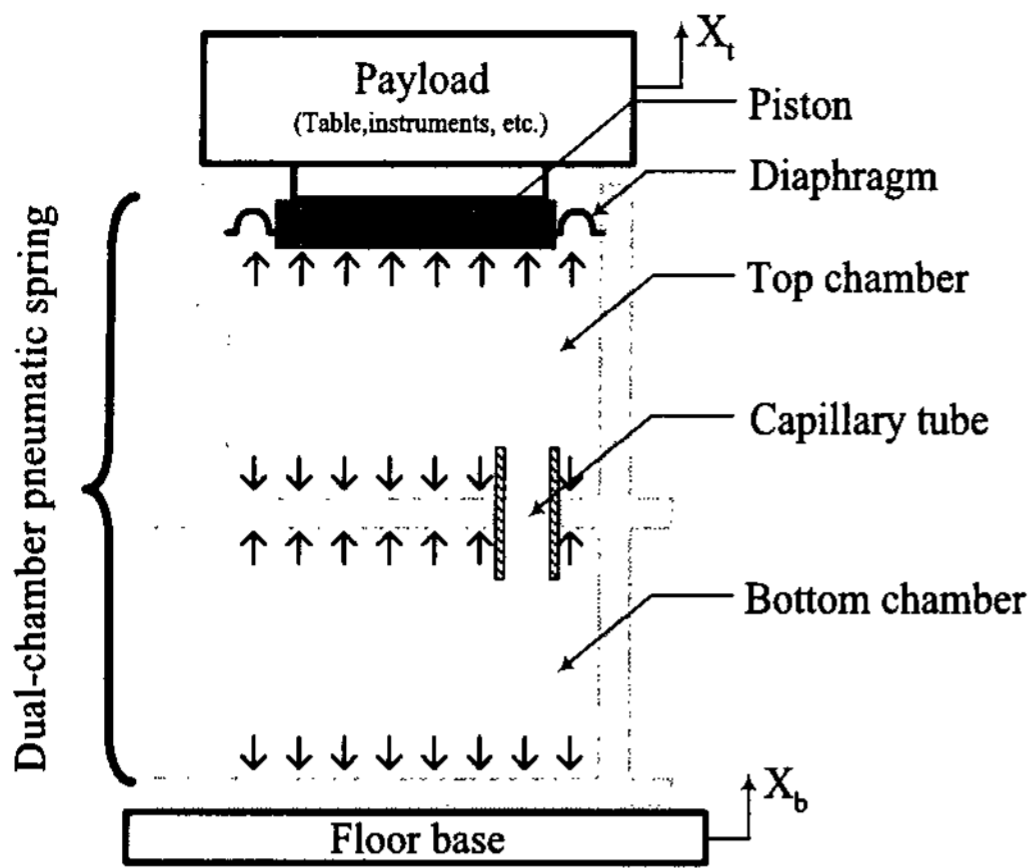


Fig. 1 Schematics of pneumatic vibration isolator consisting of dual-chamber pneumatic spring and payload

재료, 혹은 코일스프링보다 낮은 강성을 가질 수 있어서, 제진대는 2~6 Hz 정도의 낮은 공진주파수를 가지게 된다. 또한, 두 챔버를 잇는 모세관에 의해 제진시스템은 큰 감쇠 특성을 가지게 되어, 결국 저주파수에 존재하는 미세지반진동을 절연하는 데에 응용될 수 있다.

최근에는, 정밀장비에 대한 지반진동허용규제^(1,2)가 강화됨에 따라 제진성능 개선에 대한 요구가 꾸준히 증가하고 있는데, 이는 제진대 공진주파수 및 공진주파수 이상 고주파영역에서의 전달률을 저감하는 것과 관련한다. 그러므로, 공압제진대계의 모형을 통한 전달률 설계전략이 필요하다고 볼 수 있다.

공압제진대계의 모형화와 관련한 기존의 연구는 참고문헌 (3,4,5)에서 찾을 수 있으나, 이들은 모두 선형모형만을 제시하고 있다. 그러나, 이 연구에 선행하여 측정된 이중챔버형 공압스프링의 복소강성은 주파수 뿐만이 아니라 진폭에도 의존적인 특성을 보이고 있어⁽⁶⁾, 기존의 모형은 전달률 설계에의 적용에 한계가 있다.

참고문헌 (6)에서 제시한 바처럼, 모세관 공기유동의 비선형성 및 다이어프램 복소강성의 진폭의존성을 반영하여 이중챔버 공압스프링의 모형을 개선할 수 있었다. 그러므로, 이 논문에서는 개선된 모형을 이용하여 공압제진대의 설계방법을 제시하고자 한다.

2. 공압제진대 전달률 설계문제의 정의

2.1 이중챔버형 공압스프링 모형화 요약

참고문헌 (6)에서 인용한 이중챔버형 공압스프링의 복소강성모형 $k^*(X_p, \omega)$ 을 아래에 정리하였다.

$$k^*(X_p, \omega) = k_0 \frac{1 + \frac{V_{total} NC(X_p, \omega)}{RT_0 \kappa (N+1)} j\omega}{1 + \frac{V_{total} NC(X_p, \omega)}{RT_0 \kappa (N+1)^2} j\omega} + k_D^*(X_p, \omega) \quad (1)$$

$$N \equiv V_{t0} / V_{b0} \quad (2)$$

$$V_{total} \equiv V_{t0} + V_{b0} \quad (3)$$

$$k_0 \equiv \kappa p_0 A_p^2 / V_{total} \quad (4)$$

위에서 X_p 와 ω 는 각각 피스톤 진폭 및 주파수, N 은 상단챔버 V_{t0} 에 대한 하단챔버 V_{b0} 의 부피로 정의되는 부피비를 의미하며, V_{total} 은 전체챔버부피를 k_0 는 모세관이 없는 경우, 즉, 상-하단챔버의 부피를 갖는 단순챔버형 공압스프링의 강성을 의미한다. 식 (1)에서 $R(=286.9J/(kgK))$ 은 기체상수, T_0 는 정적평형상태의 온도, $\kappa(=1.4)$ 는 비열비, $k_D^*(X_p, \omega)$ 는 진폭 X_p 및 주파수 ω 에 의존성을 가지는 다이어프램의 복소강성을 의미하고, 식 (4)에서 p_0 는 챔버공기압력, A_p 는 등가피스톤면적을 나타낸다. 식 (1)에서, 모세관내 비선형 공기유동특성을 고려함으로 인해 나타내는 유동저항계수 $C(X_p, \omega)$ 는 다음과 같은데,

$$C(X_p, \omega) = \left(\frac{L_c}{D_c} f + K \right) \frac{4A_p X_p \omega}{3\pi A_c^2} [(ms)^{-1}] \quad (5)$$

L_c 와 $A_c(D_c)$ 는 각각 모세관의 길이, 면적(지름)을, $K(=1.5)$ 는 모세관 입-출구에서의 급격한 압력손실을 묘사하기 위한 부차손실계수를 의미한다. 식 (5)에서 모세관벽과 공기와의 마찰손실을 묘사하는 마찰계수 f 는 레이놀즈수 Re 의 함수로서 층류와 난류영역에서 각각 식 (6)과 같이 주어지는데^(7,8),

$$f = \frac{64}{Re} \text{ for } Re \leq 2300 \text{ (laminar flow)} \\ = \frac{0.3164}{Re^{1/4}} \text{ for } 4000 < Re \leq 10^5 \text{ (turbulent flow)} \quad (6)$$

여기서 Re 는 다음과 같다.

$$Re = \frac{\rho \bar{u} D_c}{\mu} \quad (7)$$

μ 는 공기의 동점성계수를 의미하며, 시간평균한 유속을 의미하는 \bar{u} 는 다음과 같이 계산된다.

$$\bar{u} = \frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi/\omega} |u| dt = \frac{2}{\pi} \frac{A_p}{A_c} \omega X_p \quad (8)$$

식(5)의 모세관 유동저항계수 $C(X_p, \omega)$ 는, 엄격하게는, [N/(m/s)]의 차원을 가지는 감쇠계수와 다르다. 그러나, 상수 ρA_c^2 와 $C(X_p, \omega)$ 의 곱은 감쇠계수의 차원과 동일하기 때문에, 추후 $C(X_p, \omega)$ 를 전달률 설계에 있어서 감쇠특성 설계변수로 취급하고자 한다.

이상에서 요약된 이중챔버형 공압스프링 모형의 타당성은 실험치와의 비교를 통해 검증되었으며, 자세한 유도과정 및 검증내용은 참고문헌(6)에서 상술하였다. 참고로, 복소강성산출에 필요한 공압스프링의 제원은 Table 1에 정리하였다.

2.2 설계문제의 정식화

이중챔버형 공압스프링의 모형을 이용한 제진대 설계문제를 정의하기 위해 다음 두개의 구속조건이

Table 1 Design specifications of employed dual-chamber pneumatic spring

	Name	Value	
ρ	Density	5.97	[kg/m ³]
μ	Dynamic viscosity	1.79×10^{-5}	[Ns/m ²]
R	Gas constant	286.9	[J/(kgK)]
κ	Specific heat ratio	1.4	
T_0	Temperature	288.1	[K]
P_0	Supplied pressure	4.93×10^5	[Pa]
K	Minor pressure loss coeffi.	1.5	
V_{t0}	Top chamber volume	8.1×10^{-4}	[m ³]
V_{b0}	Bottom chamber volume	1.5×10^{-3}	[m ³]
N	Volume ratio, V_{b0}/V_{t0}	1.9	
L_c	Capillary tube length	1.2×10^{-2}	[m]
D_c	Capillary tube diameter	0.9×10^{-3}	[m]
A_p	Equivalent piston area	5.3×10^{-3}	[m ²]
m_p	Payload mass	100	[kg]

필요하다. 우선 페이로드의 질량 m_p 가 정반위에 설치되는 정밀장비의 질량을 고려하여 결정해야 하며, 제진대 설치공간 즉, 공압스프링 전체챔버부피 V_{total} 이 주어지야 한다. 위 두 구속조건 하에서, 제진대 전달률 설계문제는 공진주파수에서의 전달률(최대전달률)을 최소화하는 공압스프링의 설계가 된다.

식(1)을 참고하면, 전체챔버의 강성 k_0 , 부피비 N , 유동저항계수 $C(X_p, \omega)$, 다이어프램의 복소강성 $k^*_D(X_p, \omega)$ 이 설계변수로 간주할 수 있겠다. 한편, 식(4)에서 보듯이 전체챔버의 강성 k_0 를 결정하는 공급압력 p_0 와 등가피스톤면적 A_p 는 다음과 같이 페이로드 질량과의 정적평형조건에 의해 결정된다.

$$m_p g = A_p (p_0 - p_{atm}) \quad (9)$$

$g(=9.81 \text{ m/s}^2)$ 는 중력가속도를, $p_{atm}(=101.325 \text{ kPa})$ 은 대기압을 의미한다. 등가피스톤면적 A_p 의 변경은 기본적으로 다이어프램 형상의 변경을 수반하기 때문에, 공압스프링의 설계변경이 매우 복잡해진다. 이 연구에서는 설계문제의 간략화를 위해 p_0 와 A_p 를 설계변수에서 제외하기로 하고, 여기에, 주어진 전체챔버부피 V_{total} 을 고려하면, k_0 는 상수로 취급될 수 있다. 결국, k_0 와 부피비 N 중에서 N 만이 공기강성 결정을 위한 설계변수로 남는다. 이상에서 설명한 공압제진대의 설계문제를 요약하면 다음과 같다.

- 설계목적: 공진주파수에서의 전달률을 최소화
- 구속조건: 전체챔버의 부피 V_{total} , 페이로드 m_p
- 설계변수: 부피비 N , 유동저항계수 $C(X_p, \omega)$, 다이어프램의 복소강성 $k^*_D(X_p, \omega)$

2.3 이중챔버형 공압스프링의 특성을 이용한 전달률 설계방향 제시

수치해석적 방법을 활용한 최적화 이론⁽⁹⁾ 등을 전달률 설계에 적용할 수도 있겠지만, 이는 많은 시간 소요 뿐만 아니라 해에 대한 물리적인 의미를 찾기가 어렵다.

Fig. 2에는 이중챔버형 공압스프링의 손실계수를 개략적으로 나타내었는데, 주파수 영역에서 종모양 곡선의 형태를 띠고 있음을 볼 수 있다. 이는 공압스프링의 에너지소산은 최대손실계수의 주파수 $\omega_{loss \text{ factor: max}}$ 영역 근처에서만 크며, 그 외의 저-고주파수 영역에서는 작다는 것을 시사한다. 일반적인 동역학계에서는, 손실계수(또는 감쇠)가 주파수에 따

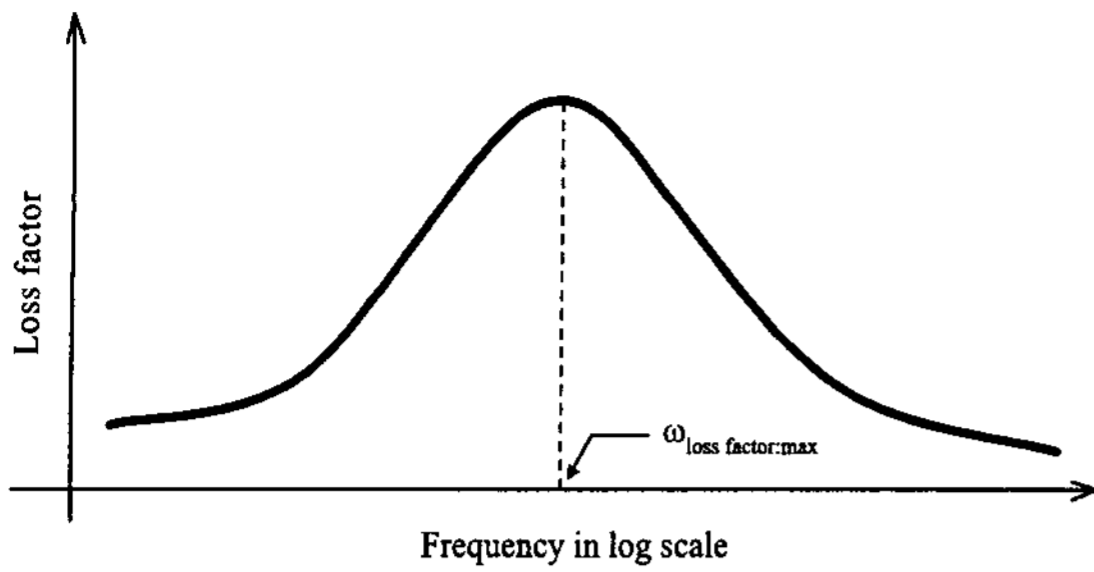


Fig. 2 Typical frequency dependent behavior of loss factor of dual-chamber pneumatic spring

라 변하더라도 감쇠는 공진주파수 영역에서만 그 역할을 하게 된다⁽¹⁰⁾. 그러므로, 제진대의 공진주파수에서 이중챔버형 공압스프링의 손실계수를 최대화시키는 것이 바람직하다고 볼 수 있다. 부연하면, 전달률의 공진주파수와 최대손실계수의 주파수를 일치시킨다면, 공압스프링의 감쇠특성을 최대로 활용하여 공진주파수에서의 전달률, 즉, 최대전달률의 크기를 최소화시킬 수 있겠다.

Fig. 3(a),(b)에 표시된 바와 같이, 선형스프링(k)과 감쇠요소(d)가 평행하게 연결된 보이트(Voigt) 요소를 이용하는 1-자유도계의 전달률에서는, 감쇠비 $\zeta (= d/(2\sqrt{mk}))$ 를 조절하여 최대전달률의 크기를 조절할 수 있다.

그러나, Fig. 4에 나타낸 것처럼, 보이트 요소의 손실계수가 주파수에 따라 증가하기 때문에 전달률의 고주파수 영역에서 감쇠의 영향이 나타난다. 결국, ζ (또는 d)의 변화는 고주파수 영역에서 제진효율을 의미하는 전달률 기울기의 큰 변화를 초래한다. 공압스프링의 경우에는, 고주파수로 갈수록 그것의 손실계수가 '0'에 가까워지기 때문에, 최대전달률의 크기를 최소화시키더라도 고주파수 영역에서 전달률의 기울기가 크게 변하지 않는다는 장점이 있다. 따라서, 공진주파수와 최대손실계수의 주파수를 서로 일치시키는 것을 제진대 전달률의 최적설계를 위한 기본전략으로 삼을 수 있다.

(1) 유동저항계수 $C(X_p, \omega)$ 의 근사화

식 (5)~(8)에서 보듯이, 주파수에 대해 음함수로 주어지는 유동저항계수 $C(X_p, \omega)$ 로 인해, 최대손실계수의 주파수를 구하기 위해 필요한 절차인, 손실계수의 주파수에 대한 미분을 할 수 없다.

Fig. 5에는 특정 진폭에 대해 $C(X_p, \omega)$ 를 계산한

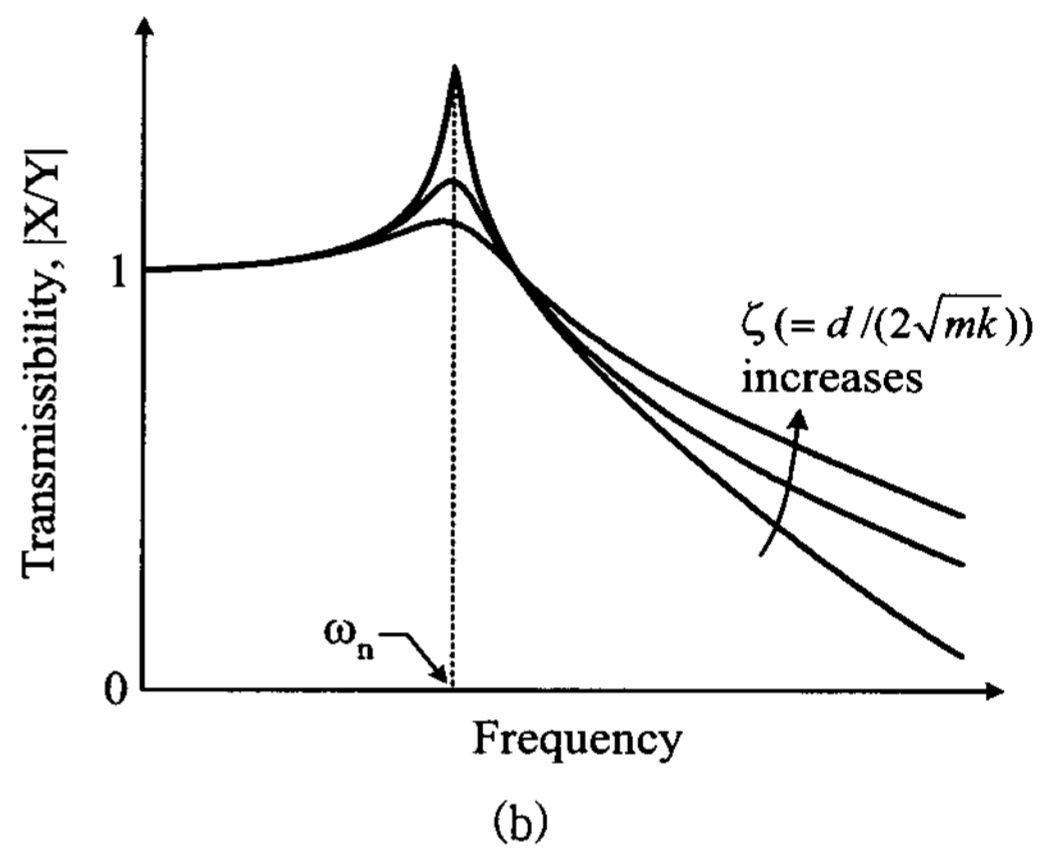
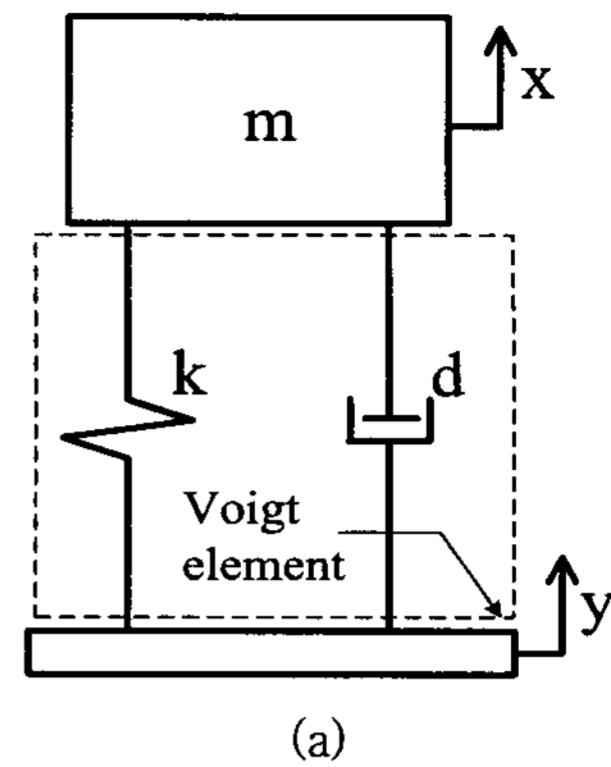


Fig. 3 Single degree of freedom vibration isolation system and its transmissibility; (a) Single degree of freedom vibration isolation system with Voigt element, (b) Transmissibility of the system in (a)

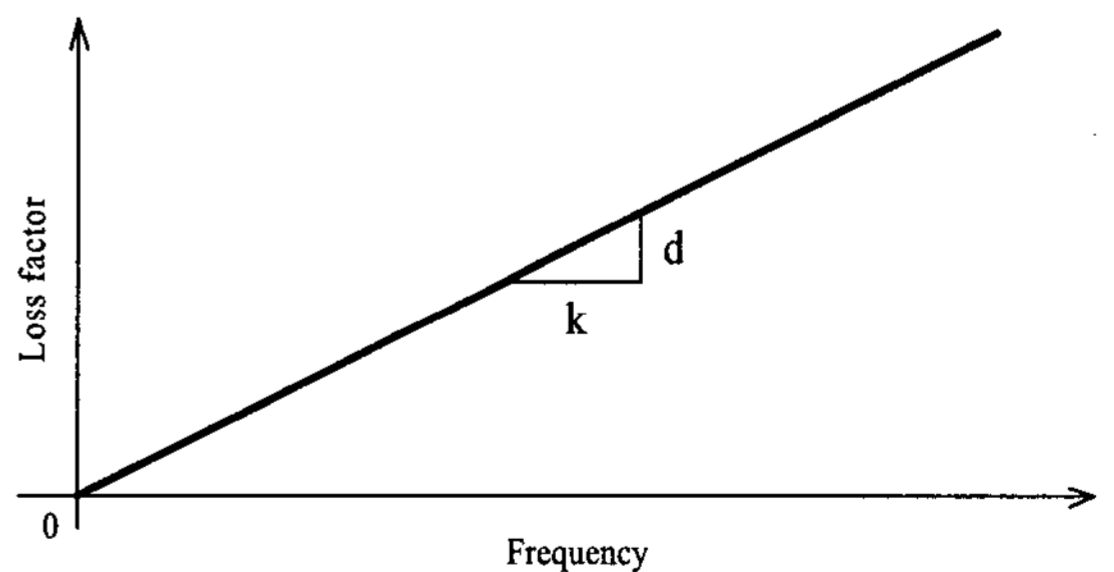


Fig. 4 Loss factor of Voigt element

결과를 나타내었는데, 주파수에 대해 거의 선형적으로 증가하고 있음을 볼 수 있다. 그러므로, $C(X_p, \omega)$ 를 최소자승 곡선접합을 이용하여 $C(X_p, \omega)$ 를 주파수 ω 와 등가유동저항계수 $C_{eq}(X_p)$ 의 곱으로 근사할 수 있으며, 이는 $C(X_p, \omega)$ 의 주파수에 대한 명시적인 표현을 가능하게 한다. 또한, 이중챔버형

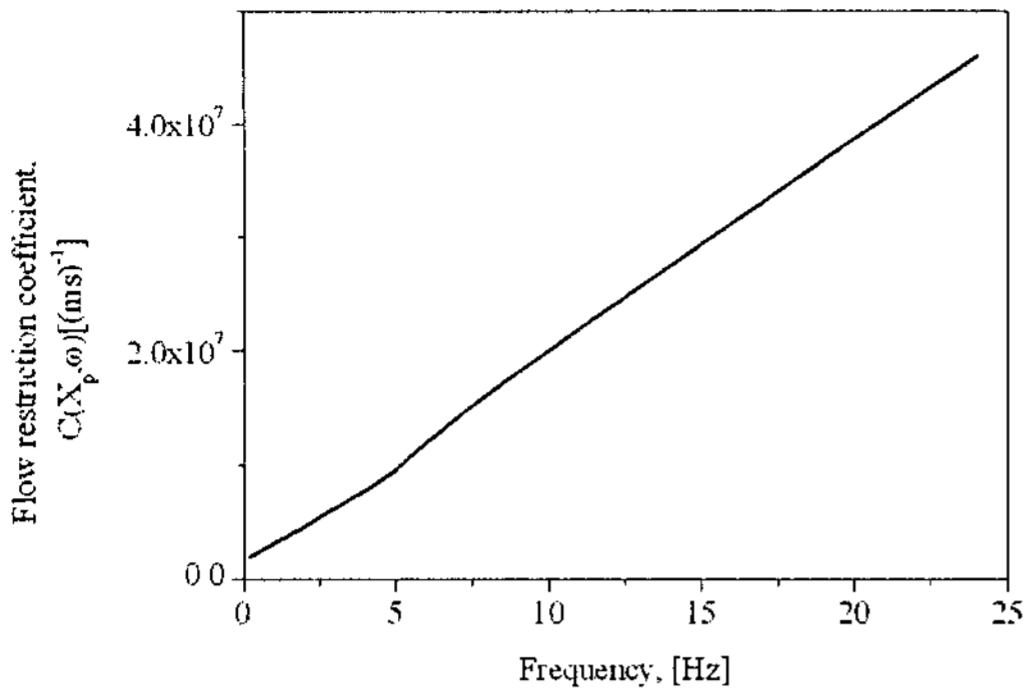


Fig. 5 Calculation example of flow restriction coefficient $C(X_p, \omega)$: dynamic amplitude, $X_p=50 \mu\text{m}$

Fig. 6의 점선은 $\omega C_{eq}(X_p)$ 를 이용하여 계산한 복소강성을 나타내는데, $C(X_p, \omega)$ 를 이용한 결과와 약간의 차이를 보이지만 전반적인 특성은 대체적으로 잘 일치하고 있다. 그러므로, $\omega C_{eq}(X_p)$ 를 이용한 간단한 복소강성 모형도 공압스프링의 강성 및 감쇠특성을 무리없이 예측할 수 있겠다. 물론, $C_{eq}(X_p)$ 가 진폭 X_p 에 대해서는 여전히 다른 값을 가지기 때문에 복소강성 산출 시 불편함이 완전히 해소된 것이라고는 볼 수 없으나, 주파수에 대해서도 반복계산을 해야하는 $C(X_p, \omega)$ 를 이용하는 것 보다는 설계 문제에 효율적으로 응용될 수 있다.

(2) 등가유동저항계수 $C_{eq}(X_p)$ 의 모세관 형상변수들에 대한 곡선접합

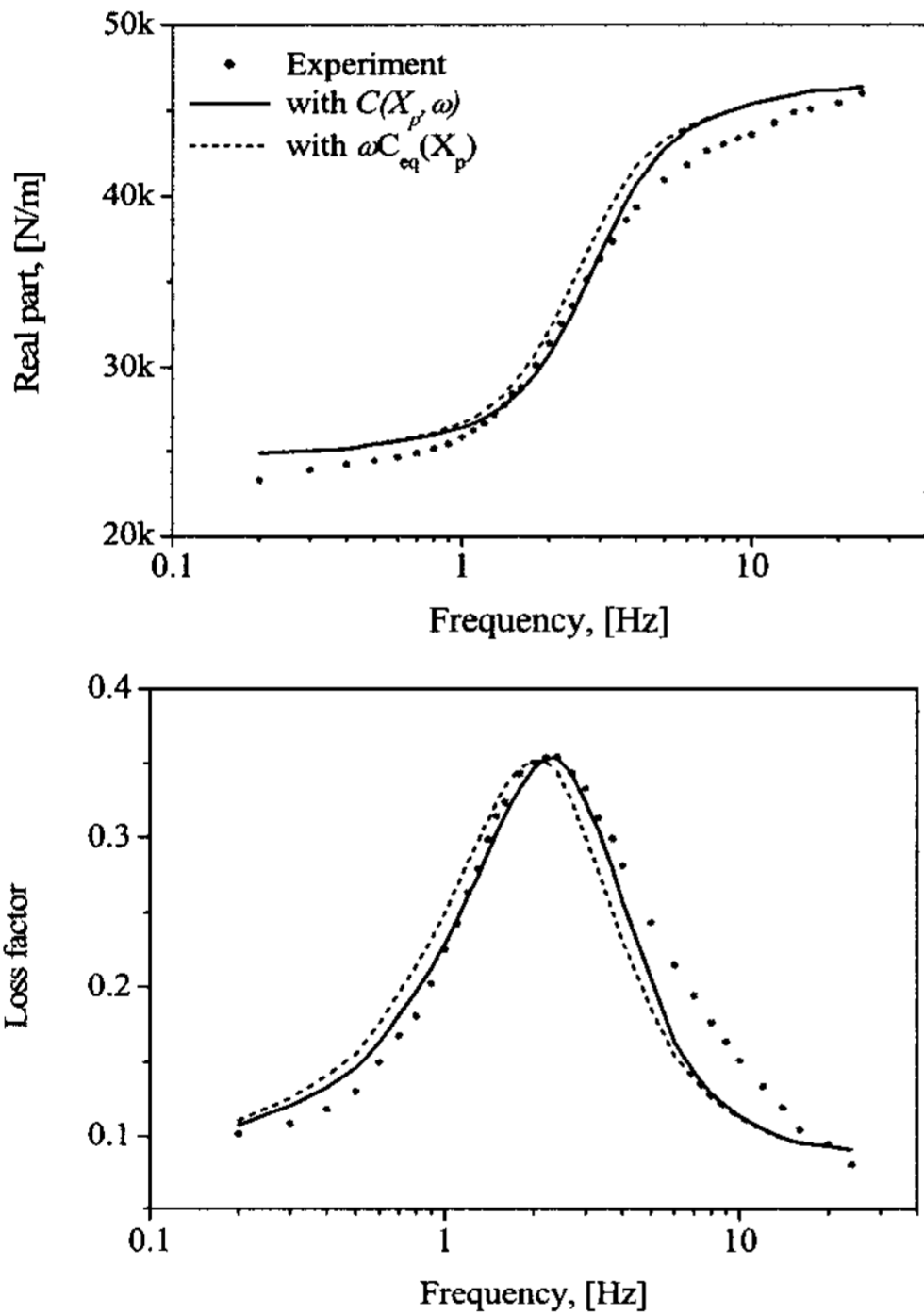


Fig. 6 Approximation of flow restriction coefficient $C(X_p, \omega)$ by $\omega C_{eq}(X_p)$ in complex stiffness calculation: dynamic amplitude, $X_p=50 \mu\text{m}$

공압스프링의 복소강성 역시 아래와 같이 간단하게 표현할 수 있다.

$$k^*(X_p, \omega) = k_0 \frac{1 + \frac{V_{total} N C_{eq}(X_p)}{RT_0 \kappa (N+1)} j\omega^2}{1 + \frac{V_{total} N C_{eq}(X_p)}{RT_0 \kappa (N+1)^2} j\omega^2} + k_D^*(X_p, \omega) \quad (10)$$

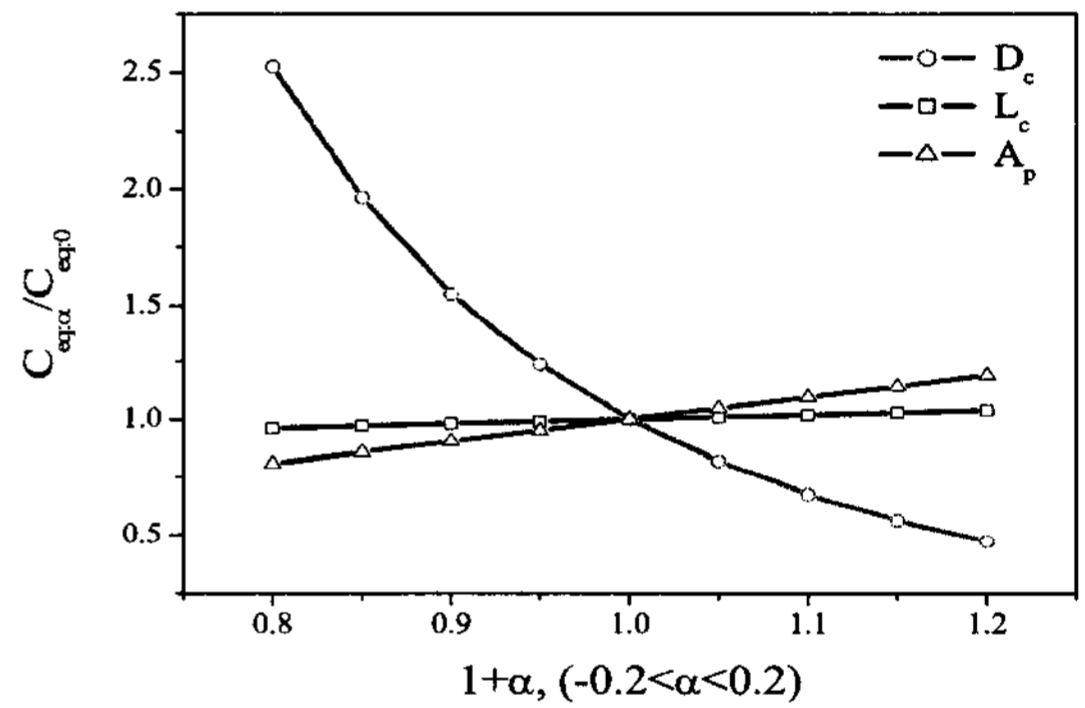


Fig. 7 Parametric study of equivalent flow restriction coefficient C_{eq} with respect to geometric design variables of capillary tube L_c , D_c , and A_p ; dynamic amplitude, $X_p=50 \mu\text{m}$

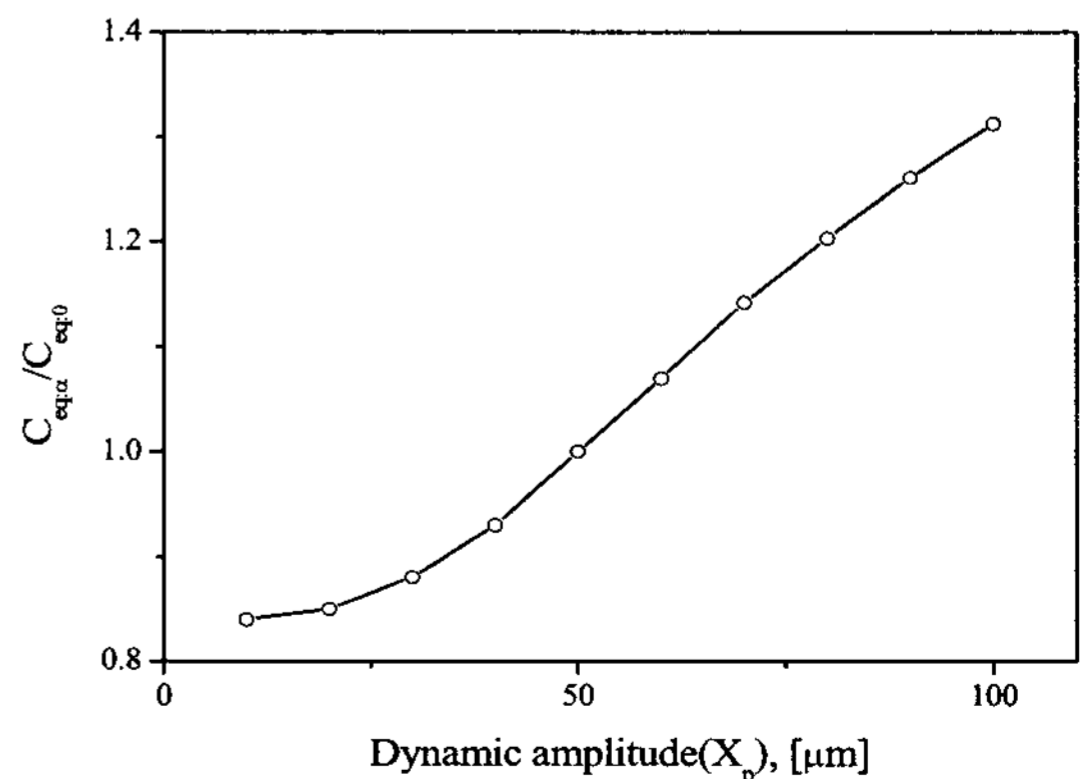


Fig. 8 Parametric study of equivalent flow restriction coefficient C_{eq} with respect to dynamic amplitude X_p

$C(X_p, \omega)$ 대신 $\omega C_{eq}(X_p)$ 을 도입하면서 모세관 형상변수들과 $C_{eq}(X_p)$ 사이의 정량적인 관계를 잃어버리게 되는데, 이 연구에서는 아래에 설명하는 매개변수분석을 통해 그 관계를 얻고자 한다.

우선, 식 (5)를 참고하여, 모세관의 지름(D_c), 길이(L_c) 및 등가피스톤면적(A_p)를 매개변수로 선택하였으며, 특정 진폭($X_p=50\mu\text{m}$)에 대해 각 매개변수를 -20%에서 +20%까지 $\alpha\%$ 씩 변화시키면서 $C_{eq}(X_p)$ 를 계산하였다. 그 결과를 Fig. 7에 나타내었는데, $C_{eq:0}(=5.87 \times 10^5 \text{ m}^{-1})$ 는 매개변수의 초기치, 즉, $D_{c:0}=0.9 \text{ mm}$, $L_{c:0}=12 \text{ mm}$, $A_{p:0}=5.3 \times 10^{-3} \text{ m}^2$, $X_{p:0}=50 \mu\text{m}$ 일때의 $C_{eq}(X_p)$ 를, $C_{eq:\alpha}$ 는 각 매개변수의 $\alpha\%$ 변화에 의해 계산된 $C_{eq}(X_p)$ 를 의미한다. 위의 분석을 진폭 X_p 에 대해서도 반복하면 Fig. 8과 같은 결과를 얻을 수 있다. 그후, Fig. 7과 Fig. 8의 결과를 곡선접합을 통해 조합하면, $C_{eq}(X_p)$ 와 모세관 형상변수들 사이의 정량적인 관계를 무차원화하여 표현할 수 있다.

$$\frac{C_{eq}(X_p)}{C_{eq:0}} = \left(\frac{D_c}{D_{c:0}}\right)^{-4.14} \left(\frac{L_c}{L_{c:0}}\right)^{0.18} \left(\frac{A_p}{A_{p:0}}\right)^{0.95} \left(\frac{X_p}{X_{p:0}}\right)^{0.95} \quad (11)$$

3. 전달률 설계방법

3.1 다이어프램의 영향을 배제한 공압제진대의 전달률 모형

이중챔버형 공압스프링의 복소강성이 주파수 뿐만 아니라 진폭 의존성을 보이기 때문에, 공압제진대의 전달률은 기본적으로 진폭 의존성을 가진다.

지반진동 양상은 건축물의 기본 제진설비에 따라 달라지나, 환경적인 요소가 크게 변화하지 않는 한, 제진대가 설치될 위치의 지반진동수준은 일정하다고 간주할 수 있다. 즉, 피스톤 진폭 X_p 를 일정하다고 보고, 공압제진대에 대한 준선형계⁽¹¹⁾ 가정을 적용하여 식 (12)의 전달률을 쓸 수 있다.

여기서, X_i 와 X_b 는 각각 페이로드 및 지반의 변위를 의미하고, α 는 다음과 같다.

$$\frac{X_i(\omega)}{X_b(\omega)} = \frac{k^*(\omega)}{-m_p \omega^2 + k^*(\omega)} = \frac{j[k_0(N+1) + k_D^*] \omega^2 + (k_0 + k_D^*) \frac{(N+1)^2}{\alpha N}}{-jm_p \omega^4 + \left(j[k_0(N+1) + k_D^*] - \frac{m_p(N+1)^2}{\alpha N} \right) \omega^2 + (k_0 + k_D^*) \frac{(N+1)^2}{\alpha N}} \quad (12)$$

$$\alpha = \frac{V_{total} C_{eq}(X_p)}{RT_0 \kappa} \quad (13)$$

식 (12)에서 보듯, 다이어프램의 주파수 의존성으로 인해 전달률은 4차 이상의 복잡한 형태를 가진다. 그러나, 다이어프램의 경우 공기에 비해 주파수 의존성이 비교적 단순하므로, 식 (12)에서 다이어프램의 영향을 무시한 채로 전달률 설계방법을 제시할 수 있다. 이때 전달률은 식 (14)와 같다.

$$\frac{X_i(\omega)}{X_b(\omega)} = \frac{jk_0(N+1)\omega^2 + k_0 \frac{(N+1)^2}{\alpha N}}{-jm_p \omega^4 + \left(jk_0(N+1) - \frac{m_p(N+1)^2}{\alpha N} \right) \omega^2 + k_0 \frac{(N+1)^2}{\alpha N}} \quad (14)$$

3.2 최적전달률

(1) 최적전달률의 제안

2.3절에서 논의한 바처럼, 전달률의 공진주파수에서 공압스프링의 감쇠를 최대한 활용하기 위해, 공진주파수와 최대손실계수의 주파수를 일치시켜야 하겠는데, 두 주파수를 일치시키기 위한 조건은 다음을 통해 찾을 수 있다.

먼저, 다이어프램이 없을 경우, 이중챔버형 공압스프링의 실수부 $Re[k^*]$ 및 손실계수 $\eta[k^*]$ 는 각각 다음과 같이 표현된다.

$$Re[k^*(X_p, \omega)] = k_0 \frac{1 + (\alpha N)^2 \omega^4 / (N+1)^3}{1 + (\alpha N)^2 \omega^4 / (N+1)^4} \quad (15)$$

$$\eta[k^*(X_p, \omega)] = \frac{\alpha N^2 \omega^2 / (N+1)^2}{1 + (\alpha N)^2 \omega^4 / (N+1)^3} \quad (16)$$

식 (16)을 주파수에 대해 미분하여 '0'으로 두면, 최대손실계수의 주파수 $\omega_{loss \ factor: max}$ 를 아래와 같이 구할 수 있으며,

$$\omega_{loss \ factor: max} = \frac{(N+1)^{3/4}}{\sqrt{N\alpha}} = \frac{(N+1)^{3/4}}{\sqrt{NCV_{total} / RT_0 \kappa}} \quad (17)$$

전달률의 공진주파수 ω_{op} 는 아래와 같이 $\omega_{loss\ factor:max}$ 에서의 강성값을 이용하여 구할수 있는데,

$$\omega_{op} = \sqrt{\frac{\text{Re}[k^*(X_p, \omega_{loss\ factor:max})]}{m_p}} = \sqrt{\frac{2k_0(N+1)}{m_p(N+2)}} \quad (18)$$

식 (17),(18)을 서로 동치시키면 최대전달률의 최소화를 위한 $C_{eq}(X_p)$ 의 조건, 즉 $C_{eq,op}(X_p)$ 를 유도할 수 있다.

$$C_{eq,op}(X_p) = \frac{RT_0\kappa}{2k_0V_{total}} m_p (1+2/N)\sqrt{1+N} \quad (19)$$

이 조건은 주어진 N 에 대해 고주파수 영역의 전달률의 기울기를 변화시키지 않으면서 최대전달률을 최소화시킬수 있는 $C_{eq}(X_p)$ 의 값을 결정한다. 그러므로, 식 (18), (19)에서 최적을 의미하는 하첨자 'op'가 사용되었으며, 더 나아가 식 (19)를 '최적감쇠 조율조건'이라 하며, $C_{eq,op}(X_p)$ 에 의해 정의되는 전달률을 '최적전달률'이라 칭하고자 한다.

Fig. 9에는 특정 진폭($X_p=50\ \mu\text{m}$) 및 부피비 ($N=1.9$)에 대해 $C_{eq}(X_p)$ 의 값을 '0'에서 무한대까지 변화시키며 얻은 전달률을 도시하였는데, $C_{eq}(X_p)$ 에 대해 최대전달률 및 공진주파수가 현격하게 변화하고 있음을 관찰할 수 있다.

$C_{eq}(X_p)$ 가 '0'일때는 모세관의 유동저항이 없는 경우와 마찬가지로, 모세관이 없는 것, 즉 상-하

단챔버의 부피를 가지는 단순챔버형 공압스프링이 된다. 감쇠가 없는 단순챔버형 공압스프링의 특성상, $C_{eq}(X_p)$ 가 '0'일 경우의 공압제진대계는 비감쇠 1-자유도 제진시스템과 동가하게 되어 공진주파수에서의 전달률은 무한대가 되며, 이 경우의 공진주파수는 다음과 같다.

$$\omega_n|_{C_{eq}(X_p)=0} = \sqrt{k_0/m_p} \quad (20)$$

반대로, $C_{eq}(X_p)$ 가 무한대 일때는, 모세관의 유동저항이 무한대임을 의미하므로 결국 모세관이 막혀 있는 것과 마찬가지로, 상단챔버만을 가지는 단순챔버형 공압스프링이 된다. 이 경우에도 비감쇠 1-자유도계와 동가하지만, 줄어든 챔버의 부피로 인해 $C_{eq}(X_p)$ 가 '0'일때 보다는 큰 공진주파수를 가진다.

$$\omega_n|_{C_{eq}(X_p)=\infty} = \sqrt{k_0(N+1)/m_p} > \omega_n|_{C_{eq}(X_p)=0} \quad (21)$$

$C_{eq}(X_p)$ 가 $C_{eq,op}(X_p)$ 의 값을 만족할 때는, 공진주파수에서의 전달률, 즉, 최대전달률이 최소화 되며 동시에 고주파수 영역에서 전달률의 기울기도 크게 변화하지 않음을 확인할 수 있다. 그러므로, 식 (19)로 주어지는 $C_{eq,op}(X_p)$ 의 타당성을 우선 검증할 수 있다. 참고로, 최대전달률의 크기는 부피비 N 만의 함수로서 식 (22)와 같이 표현된다.

$$\left| \frac{X_t}{X_b} \right|_{\omega_{op}} = 1 + \frac{2}{N} \quad (22)$$

(> 1 for any value of N less than infinity)

한편, Fig. 9에 도시된 모든 전달률들이 $C_{eq}(X_p)$ 의 값에 상관없이 특정점 P 에서 교차하고 있음을 볼 수 있는데, 이 특성을 이용하여서도 식 (19)와 동일한 최적화 조건을 유도할 수 있다. 즉, P 점의 주파수를 구한 후, 이 주파수에서 전달률의 기울기가 '0'이 되는 조건을 구하면 된다. $|X_t/X_b|$ 에 $C_{eq}(X_p)=0$ 및 $C_{eq}(X_p)=\infty$ 을 각각 대입한 결과를 서로 동치시키면 P 점의 주파수를 구할 수 있는데, 이는 식 (18)의 ω_{op} 와 동일해지며, ω_{op} 에서 $|X_t/X_b|$ 의 주파수 미분치를 '0'과 동치시키면 식 (19)의 $C_{eq,op}(X_p)$ 와 동일한 결과를 얻을 수 있다. 위에서 설명한 두가지의 다른 방법이 서로 같은 결과를 도출하므로, 최적화 조건

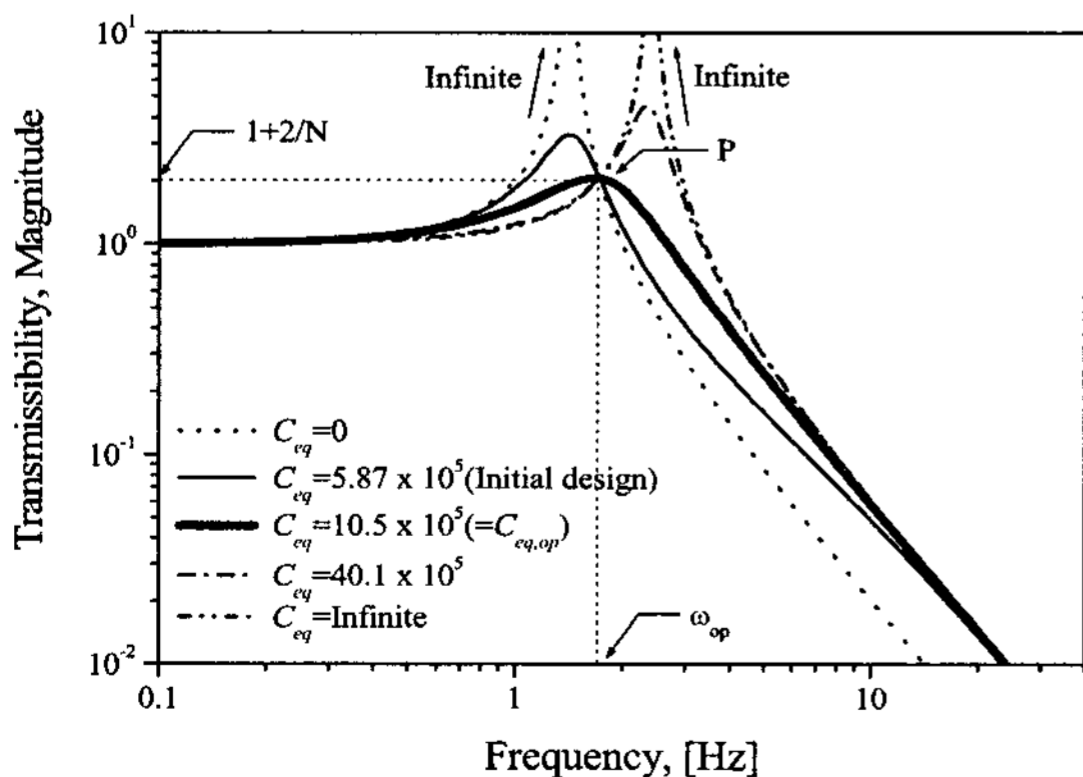


Fig. 9 Effects of equivalent flow restriction coefficient $C_{eq}(X_p)$ on transmissibility variation for a specific value of chamber volume ratio, dynamic amplitude $X_p=50\ \mu\text{m}$, chamber volume ratio $N=1.9$

$C_{eq,op}(X_p)$ 의 타당성을 한번 더 검증할 수 있겠다.

바로 위에서 설명한, 최적감쇠 조율조건인 유도방법은 Den Hartog 동흡진기⁽¹²⁾ 또는 Lanchester 진동댐퍼⁽¹³⁾의 그것과 비슷함을 알 수 있다. 그러나, 동흡진기나 진동댐퍼의 경우에는 설계변수들의 값이 유일하게 결정되는 반면에, 이중챔버형 공압스프링의 경우에는 그렇지 않다. 왜냐하면, 두개의 설계변수 N 과 $C_{eq,op}(X_p)$ 에 대해 최대전달률을 최소화시키는 한가지 설계목적만을 적용하였고, 이 결과, 두 설계변수 사이의 최적관계만을 유도할 수 있었기 때문이다. 그러므로, 최적전달률의 부피비 N 에 따른 변화를 살필 필요가 있다.

(2) 부피비 N 에 따른 최적전달률의 변화

Fig. 10에는 모세관을 막은상태 및 전체챔버부피 V_{total} 의 구속조건하에서, 부피비 N 을 변화시켜가며 얻은 전달률을 도시하였다. 참고로, 실선 (1)은 모세관을 제거한 경우를 나타내는데, 전체챔버부피를 갖는 비감쇠 1-자유도계와 등가하다. 여기서, 주어진 전체챔버를 상-하단으로 나누되 모세관을 막으면 재차 비감쇠 1-자유도계가 되는데, 부피비 N 이 증가함에 따라, 상단챔버의 부피가 줄어들기 때문에, 공진주파수는 증가하게 된다. Fig. 10의 실선 (2),(3)에 이 상황을 나타내었는데 실선 (1)과 각각 P_1 과 P_2 점에서 교차하고 있다. Fig. 9를 참고하면, 특정 N 에 대해 모든 전달률 곡선들은 $C_{eq}(X_p)$ 의 값에 상관없이 교차점을 가지게 되고, 이러한 교차점은 P_1 과 P_2 점 등과 같이 항상 실선 (1)위에 위치하게 된다. 그러므로, 최적감쇠 조율조건 $C_{eq,op}(X_p)$ 를 이용하거나 교차점에서 전달률의 기울기가 '0'이 되는 조건을 이

용하면, 점선 (4),(5)와 같이 부피비 N 에 따른 최적전달률의 변화를 얻을 수 있다.

N 이 증가함에 따라 최적전달률의 공진주파수 ω_{op} 는 증가하고 최대전달률은 감소하고 있음을 볼 수 있다. 실제 진동절연이 발생하는 고주파수 영역에서의 전달률은 N 에 대해 커지고 있으나, 그 기울기는 여전히 변화하지 않는다. 그리고, 최적전달률의 공진주파수 ω_{op} 는, 전체챔버부피 V_{total} 이 증가하지 않는 한, 모세관을 제거했을 경우의 공진주파수인 $\omega_{n,min}$ 보다 작을 수 없다.

$$\omega_{n,min} (= \omega_n |_{C_{eq}(X_p)=0}) = \sqrt{k_0 / m_p} \quad (23)$$

Fig. 11에는 위에서 설명한 절차를 통해 부피비 N 을 변화시켜가며 얻은 여러 최적전달률들을 도시하였다. 공진주파수, 최대전달률 및 고주파수영역 전달률 사이의 상충관계(trade-off)를 쉽게 파악할 수 있고, 이를 Table 2에도 정리하였다. 즉, 공진주파수와 고주파수 전달률은 최대전달률과 서로 반대의 관계를 가지고 있는 것이다. 이상적인 진동절연을 위해서는 앞서 언급한 세 특성의 값들이 모두 작은 것이 바람직하겠으나⁽¹⁴⁾, 주어진 전체챔버부피에 대해서는 이를 동시에 만족할 수는 없다. 그러므로, 실제적인 제진대 전달률 설계는 Table 2에 요약된 상충관계와 요구되는 절연성능을 함께 고려하여 이루어져야 한다. 예를들면, 작은 부피비는 공진주파수 저감을 위해 유리하나, 충격력과 같이 페이로드에 직접 가해지는 하중에 대해 정착시간을 줄이는 측면에서는, 큰 감쇠를 얻기 위한 큰 부피비가 바람직하다. 위와 같이 부피비 설계에 대한 요구를 절충하기 위해서는, 공진주파수와 정착시간간의 타협을 통해 부피비 또는 그것의 허용범위가 먼저 결정되어야 하며, 그 후 식 (19)의 최적감쇠 조율조건에 따라 전달률 설계가 이루어져야 하겠다. 그러므로, 요구되는 절연성능을 만족하기 위한 최적전달률 설계에 있어서, Table 2의 상충관계를 고려한 설계자의 결정이 필수적이다.

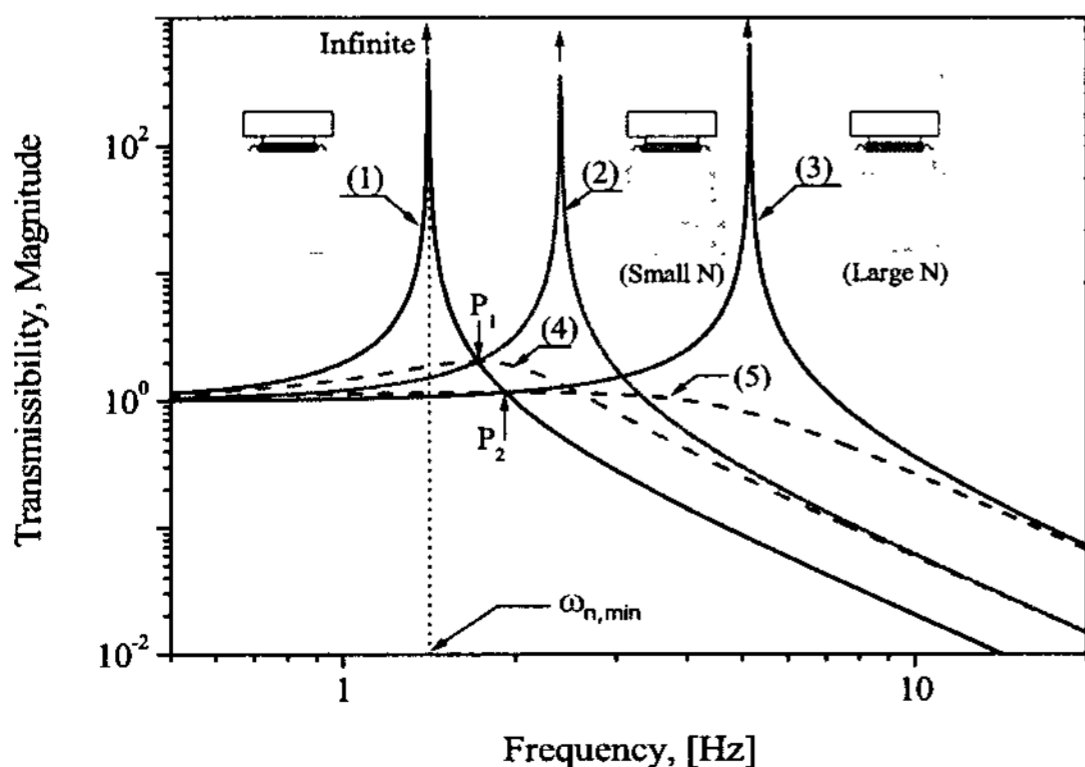


Fig. 10 Change of transmissibility according to chamber volume ratio N

3.3 다이어그램의 악영향

이 절에서는 지금까지 고려하지 않는 다이어그램의 영향을 지적하고자 한다. 다이어그램의 감쇠는 강성특성과 함께 중요하게 취급되어야 하지만, 실제 그것을 변경하는 것에는 무리가 따른다. 반면, 다이

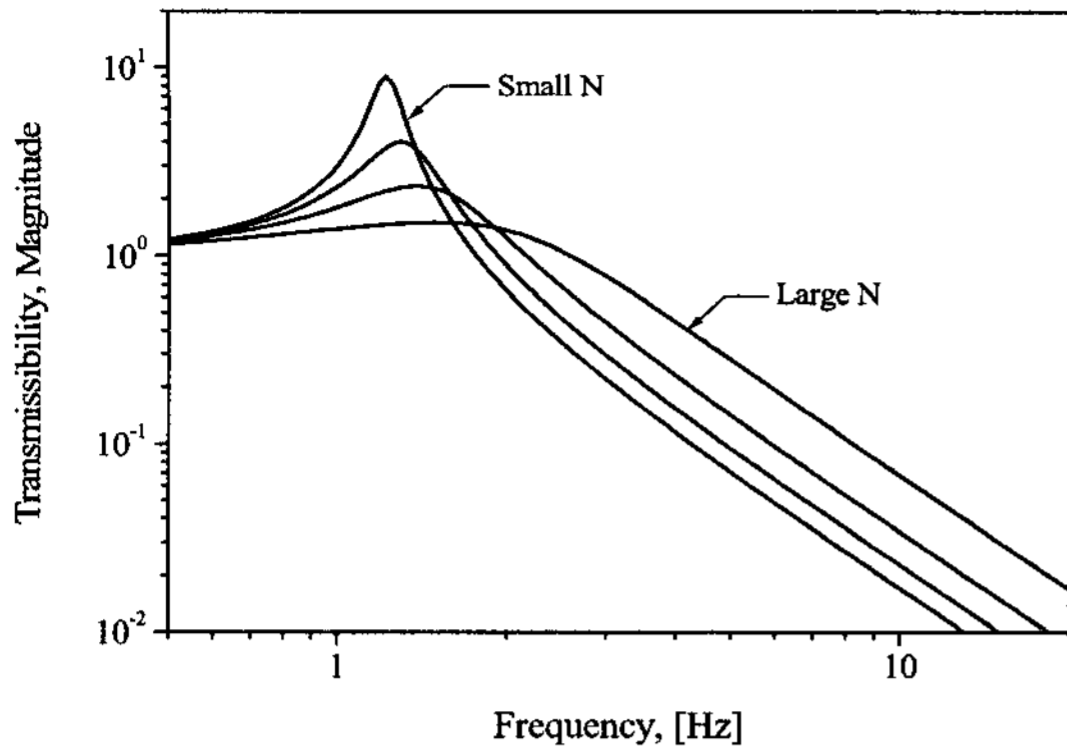


Fig. 11 Variation of optimum transmissibilities with respect to chamber volume ratio N under the given total chamber volume V_{total}

Table 2 Trade-off among the resonance frequency-, peak transmissibility- and transmissibility in high frequency range- of optimum transmissibility with respect to chamber volume ratio N

	$N \uparrow$	$N \downarrow$
Resonance frequency	\uparrow	\downarrow
Peak transmissibility	\downarrow	\uparrow
Transmissibility in high frequency range	\uparrow	\downarrow

아프램 강성은 형상 또는 재료변화 등의 비교적 간단한 방법을 통해 변경이 가능하다. 그러므로, 이 연구에서는 다이어프램의 강성 변화의 영향만을 우선 고려하기로 한다.

이 연구에서 사용된 다이어프램의 경우, 그것의 주파수 평균한 강성은 압축공기에 의한 공기강성에 비해 대략 1~1.2배 정도 높게 나타나며⁽⁶⁾, 다이어프램 강성의 영향을 다룬 참고문헌 (5)에서도 비슷한 수치로 나타난다. 즉, 다이어프램의 강성이 공기보다 비슷하거나 오히려 더 크므로, 다이어프램의 강성을 포함한 최적전달률의 공진주파수는 그렇지 않는 경우보다 다소 높게 나타난다.

앞절에서 최적전달률의 공진주파수 저감은 전체 챔버부피 V_{total} 에 의해 제한받고 있음을 언급하였는데, 여기서는 그 구속조건을 무시하고, 즉 전체 챔버부피를 늘릴 수 있다고 가정한 후, 다이어프램 강성포함 전후에 대한 전달률의 공진주파수의 변화를 살폈다. Fig. 12에 나타내었듯이, 전체 챔버부피가 증가함에

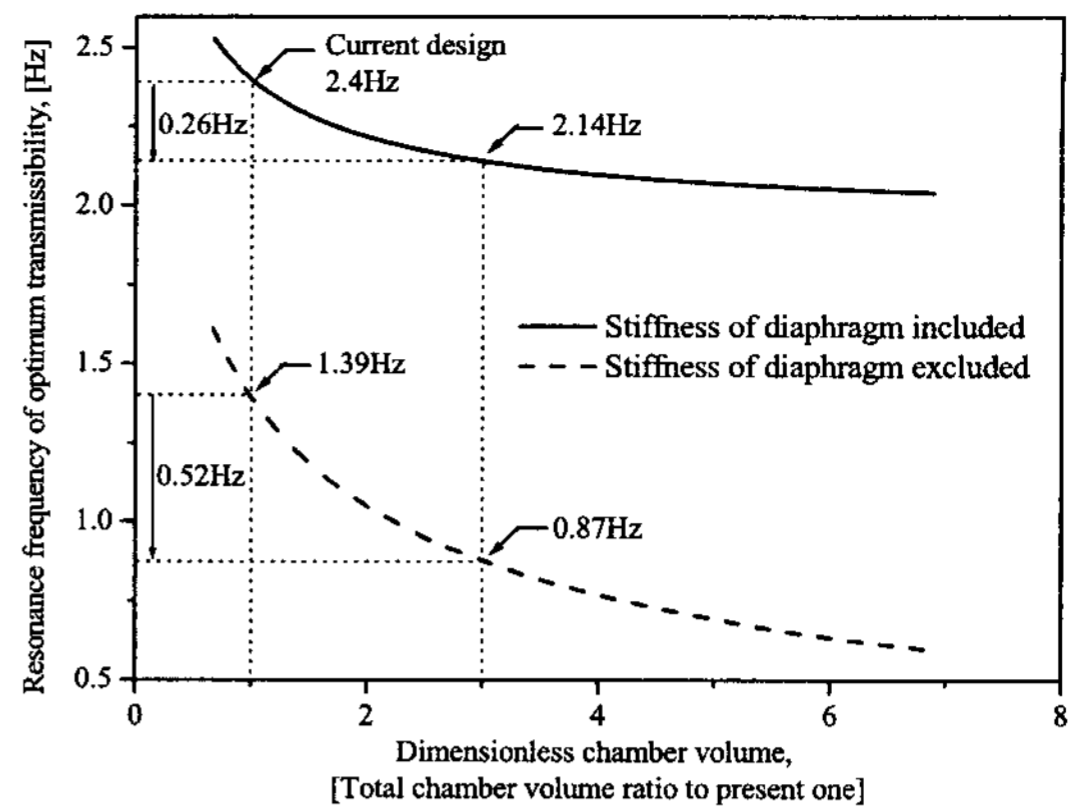


Fig. 12 Variation of resonance frequency of optimum transmissibility with respect to chamber volume

따라 두 경우 모두 공진주파수가 감소하지만, 다이어프램의 강성이 포함되지 않은 경우가 더 급격한 감소를 보이고 있다. 예를들면, 전체부피가 현재의 3배로 증가하면, 다이어프램이 없을 때 공진주파수는 1.39 Hz에서 0.87 Hz로 0.52 Hz 정도 감소한다. 그러나, 다이어프램의 강성이 포함될 경우 2.4 Hz에서 2.14 Hz로 0.26 Hz 밖에 감소하지 않는다. 만약, 챔버의 부피를 무한대로 늘릴 수 있다면, 다이어프램이 없는 경우에는 '0 Hz'의 공진주파수도 이론적으로 가능하지만, 다이어프램이 존재함으로써 2.0 Hz 이하로는 저감할 수 없게 된다. 이 같은 결과는 다이어프램의 강성이 공기에 비해 무시할 수 없는 큰 수준에 이룸으로 인해 나타난 것으로서, 제진대의 공진주파수 저감과 관련하여 큰 악영향을 미치고 있음을 알 수 있다. 따라서, 공진주파수 저감을 위해서 뿐만이 아니라 전체 챔버부피 증가의 효과를 반영하기 위해서라도 다이어프램의 강성을 줄이는 것이 매우 바람직하다고 사료된다. 이를 위해, 참고문헌 (15)에서 설명한 유한요소해석 기법을 이용한 다이어프램의 형상설계가 도입될 수 있는데, 이 연구의 범위를 벗어나므로 이를 제한하기로 한다.

3.4 전달률 설계전략의 요약

지금까지 논의된 공압제진대의 전달률 설계에 대한 전략을 다음과 같은 순서로 정리할 수 있다.

- (i) 페이로드 질량 m_p 및 공급압력 p_0 를 고려한 등가피스톤면적 A_p 의 결정: 식 (9), 정반 아래 공압 스프링의 설치공간을 고려한 전체 챔버부피 V_{total} 의

결정

(ii) 허용 가능한 최대전달률 크기(1+2/N) 및 관심주파수 전달률 사이의 상충관계 조율을 통한 부피비 N의 결정

(iii) 최적감쇠 조율조건(식(19))을 이용하여 유동저항계수 $C_{eq,op}(X_p)$ 의 결정

(iv) 지반진동 또는 피스톤 진폭수준 X_p 의 확인 및 iii)에서 결정된 $C_{eq,op}(X_p)$ 를 만족하기 위한 모세관 형상(D_c, L_c)의 결정(식(11))

(v) 다이어프램의 강성 저감

4. 제안된 설계방법의 실험적 예시

4.1 실험절차

Fig.13에는 공압제진대의 전달률을 측정하기 위한 실험장치를 보였다. 가진기(Model: B&K 4826)를 제진대 하단에 직접 연결하여 가진할 경우, 수백 μm 이상의 큰 진폭이 인가된다. 그러므로, 400 kg의 페이로드를 가지는 별도의 제진대위에 관심 공압제진대를 설치한 후에, 추가된 페이로드의 큰 관성을 이용하여 기초부 미진동을 생성하고자 하였다. 참고로, 페이로드의 기울어짐과 같은 불안정한 운동을 방지하기 위해, 관심 페이로드의 질량중심이 공압스프링

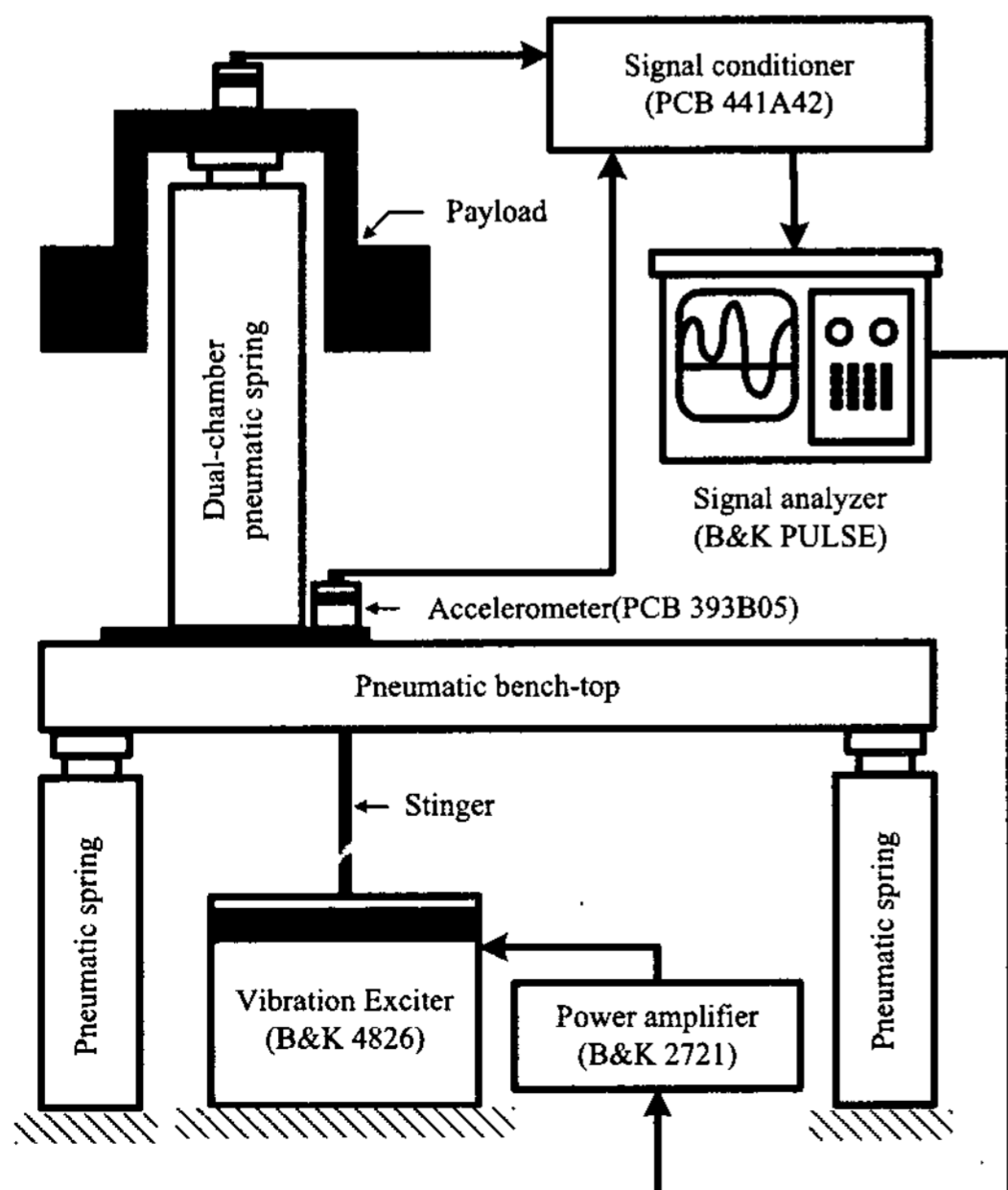


Fig. 13 Experimental set-up for transmissibility measurement of pneumatic vibration isolator

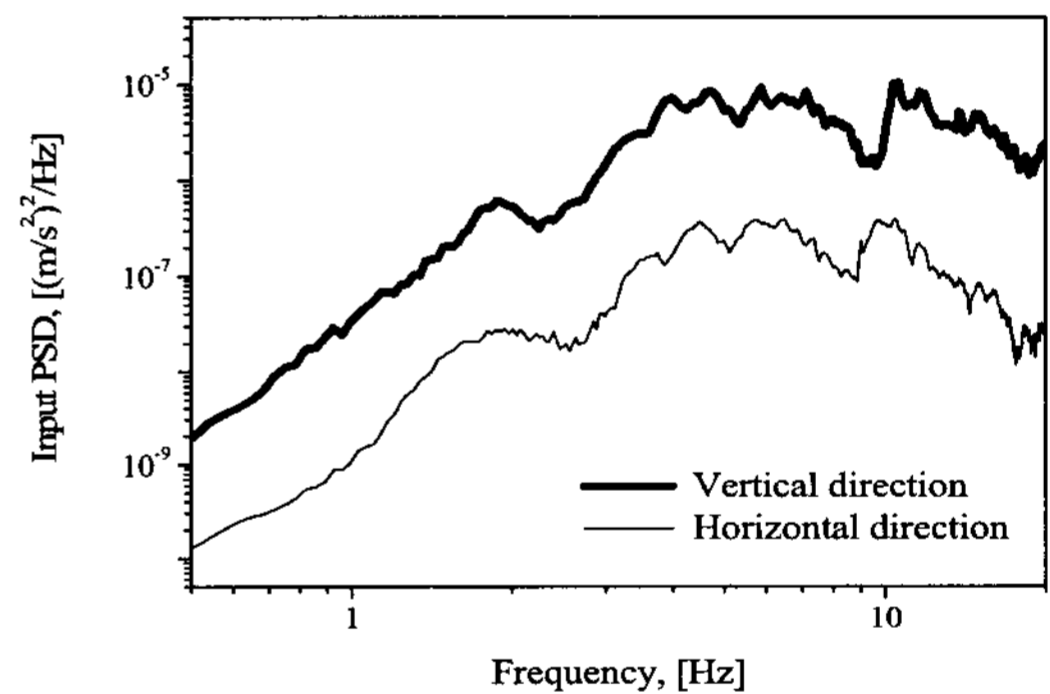
과의 연결점보다 아래에 위치하게끔 페이로드의 형상을 설계하였다.

신호분석기(Model: B&K PULSE system)에 포함된 신호발생기를 이용하여 0.5~30 Hz의 주파수 성분을 가지는 랜덤신호를 생성하였으며, 이를 증폭기(Model: B&K 2721)를 통해 가진기에 인가하였다.

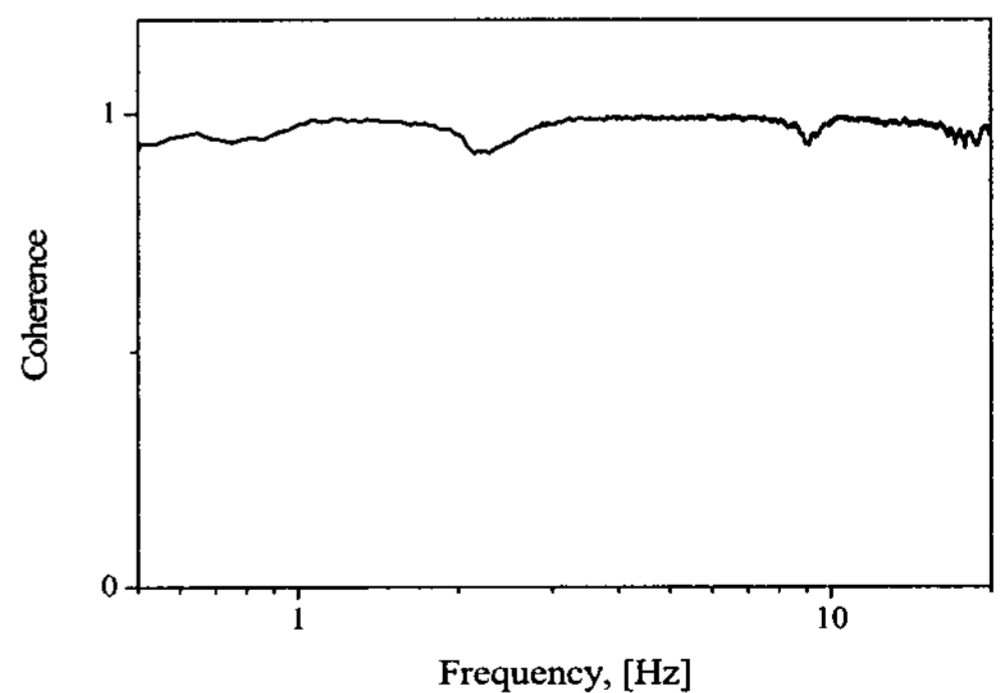
공압제진대 상-하단에 설치된 가속도계(Model: PCB 393B05, Sensitivity:10V/g)의 신호는 신호조정기(Model: PCB 441A42)를 통하게 되며 식(24)의 전달률을 얻기 위해 후처리된다.

$$Transmissibility = \frac{G_{X_b X_t}}{G_{X_b X_b}} \quad (24)$$

위에서, X_t 와 X_b 는 각각 제진대 상-하단의 가속도 신호를 의미하며, $G_{X_b X_t}$ 와 $G_{X_b X_b}$ 는 각각 측정된 신



(a)



(b)

Fig. 14 (a) Power spectral density of input signals; and (b) Coherence between acceleration signals at the top(X_t)- and bottom(X_b)- of pneumatic vibration isolator; hanning windowed, number of averages: 50, frequency resolution: 3.125×10^{-2} Hz

호의 상호 및 자기스펙트럼밀도⁽¹⁶⁾를 의미한다. 샘플링 주파수는 256 Hz이며, Hanning 창문함수, 50회의 평균화를 취하여 3.125×10^{-2} Hz의 해상도로 전달률을 관찰하였다.

Fig. 13에 나타난 바와 같이, 추가로 설치된 페이로드를 수직방향으로만 가진하지 못하기 때문에, 관심 공압제진대에 수평방향의 가진도 발생할 우려가 있다. 그러나, Fig. 14(a)에서 보듯이 수평방향의 가진은 수직방향에 비해 미미함을 알 수 있다. 정량적인 측면에서도 RMS값이 100배 이상 차이가 나기 때문에, 수평방향 가진의 영향은 무시할 수 있겠다. 그리고, 4 Hz 미만의 저주파수 대역에서 미미한 입력수준으로 인해 실험결과에 대한 우려도 있겠으나, Fig. 14(b)에 표시된 X_1 와 X_6 신호 사이의 Coherence를 보면 전주파수 영역에 걸쳐 '1'에 가까운 값을 보이고 있다.

4.2 실험결과

Fig. 15에는 모세관을 제거한 상태에서 측정한 전달률 결과들을 도시하였다. 먼저, 얇은 실선은 Table 1에 정리된 재원을 가지는 기준모델에 대한 결과이다. 모세관의 감쇠가 없으므로, 그 결과가 비감쇠 1-자유도계의 거동과 유사해야 하지만, 다이어프램의 감쇠로 인해, 2.3 Hz의 공진주파수에서 5.6 정도의 유한한 최대전달률을 보인다. 이와 같은 초기설계에 대해, 이 연구에서는 공진주파수 저감과 관련한 다이어프램 악영향 및 최적전달률의 예시를 실험적으로 보이고자 한다. 참고로, 공급압력 p_0 및 등가피스톤면적 A_p 는 페이로드와의 정적평형조건에 의해 이미 결정되었다.

Fig. 15의 점선은 다이어프램의 강성을 저감시킨 후의 결과이다. 다이어프램은, Fig. 16에서 보는 바 처럼 섬유강화 고무복합재를 주재질로 하고 있는데, 섬유조직의 밀도를 감소시킴으로서 초기 강성의 50% 수준까지 저감할 수 있었다. 그 결과, 공진주파수가 2.3 Hz에서 1.9 Hz로 0.4 Hz 감소하고, 최대전달률도 5.6에서 3.25로 42%가량 줄어들었다. 한편, 전체챔버부피를 초기설계에 대해 3.6배 늘려서 측정한 결과를 Fig. 15의 대시선으로 나타내었는데, 공진주파수는 2.3 Hz에서 2.16 Hz로 0.14 Hz 감소하고 있으나, 다이어프램의 강성저감 효과에 비해서는 미미한 편이다. 여기에, 작은 강성을 가지는 다이아

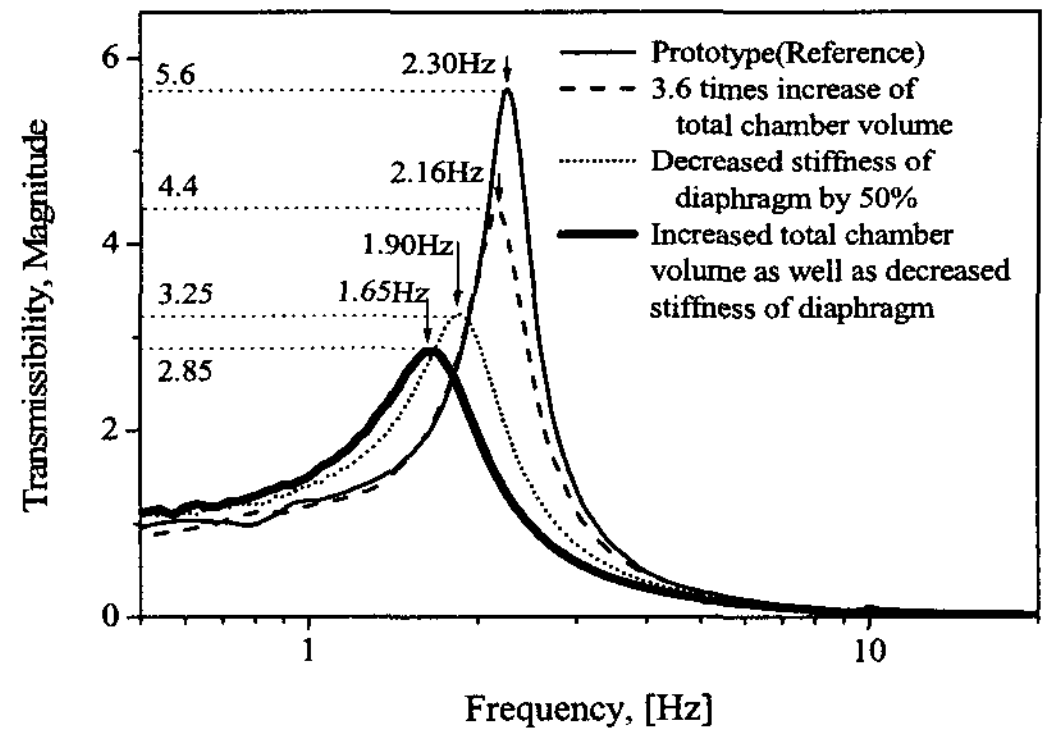


Fig. 15 Results of transmissibility measurements for increased total chamber volume and decreased stiffness of diaphragm without capillary tube; hanning windowed, number of averages: 50, Frequency resolution: 3.125×10^{-2} Hz

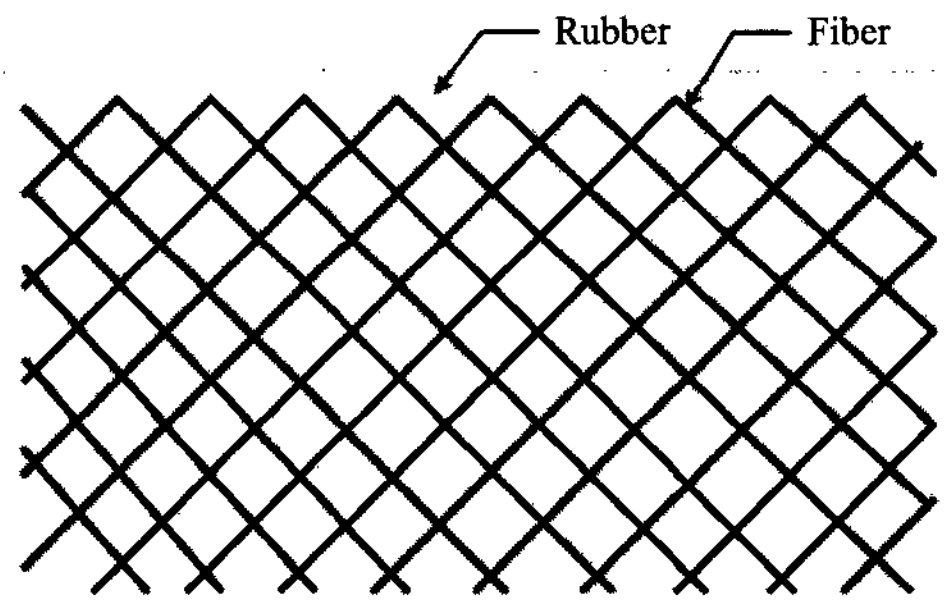


Fig. 16 Structure of fiber-reinforced rubber membrane

프램이 추가될 경우에는, Fig. 15의 굵은 실선처럼, 공진주파수를 1.65 Hz까지 저감할 수 있었다. 즉, 다이어프램 교체전에는 챔버부피 증가를 통한 공진주파수의 감소량이 0.14 Hz였으나, 교체후에는 0.25 Hz로서 감소량이 더욱 큰 폭으로 나타나는 것이다. 위를 미루어 볼 때, 다이어프램의 강성은 공진주파수를 저감하는데 있어서 큰 악영향을 미침을 실험적으로도 알 수 있으며, 더 나아가 그것이 강성이 가 급적 저감되어야 함을 강조할 수 있다.

다음 절차로서, 최적전달률의 예를 보이고자 한다. 3장에서 설명한 바처럼, 최적전달률은 부피비 N 에 따라 변화하므로 절연성능 조건에 대한 고려를 통해 N 을 결정해야 하겠으나, 여기서는 특정 N 에 대한 최적전달률의 예를 보이고자 한다. Fig. 15의 굵은 실선으로 표시된 경우에 대해, 부피비가 '5'가 되게끔 전체챔버를 나누었다. 이 경우, 최적감쇠 조율조

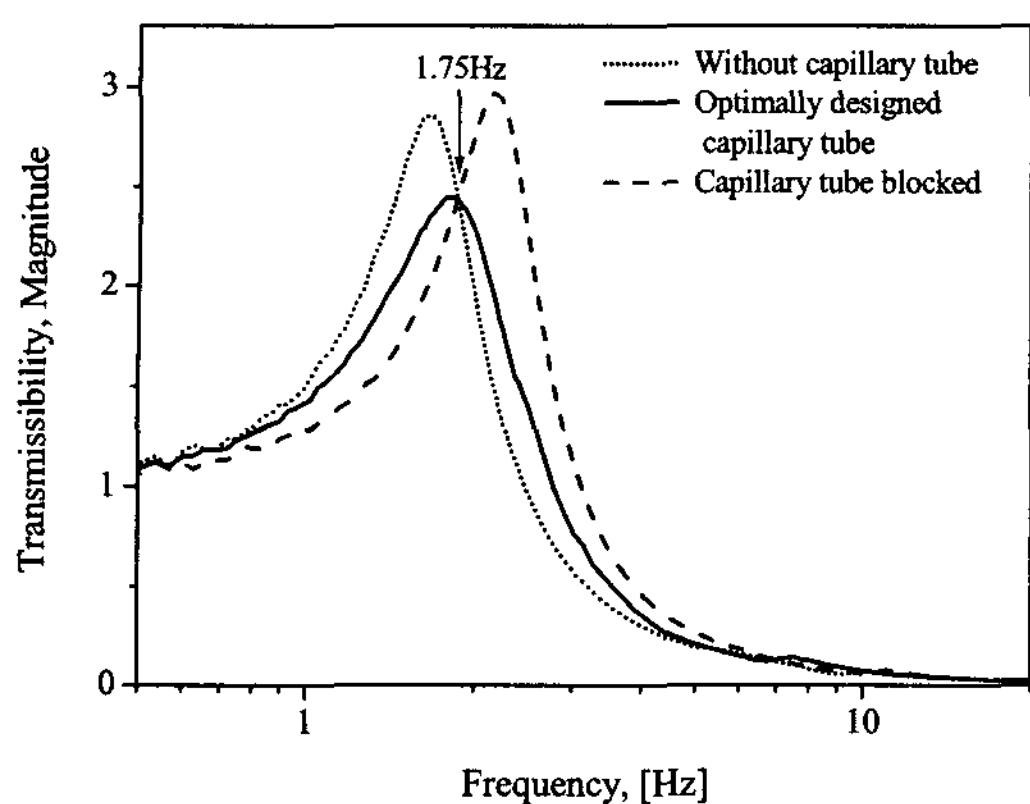


Fig. 17 Realization of optimum transmissibility; hanning windowed, number of averages: 50, Frequency resolution: 3.125×10^{-2} Hz

건 $C_{eq,op}(X_p)$ 의 값은 $10.2 \times 10^5 \text{ m}^{-1}$ 로서 식 (19)을 이용하여 계산할 수 있다. 그리고, 진폭수준 X_p 는 기초부에서 측정된 가속도 신호를 이용하여 $50 \mu\text{m}$ 로 추정하였다. 식 (11)을 보면, 앞서 산출된 $C_{eq,op}(X_p)$ 를 만족하기 위한 모세관 형상(지름 D_c , 길이 L_c)의 조합은 무수히 많음을 알 수 있으나, 제작 제한상의 이유로 D_c 와 L_c 는 각각 0.77 mm와 8 mm로 결정되었다. 제작된 모세관을 삽입하여 측정된 결과를 Fig. 17에 실선으로 나타내었으며, 모세관을 제거하거나 또는 막은 경우도 측정하여 각각 점선 및 대시선으로 나타내었다. 그림에서 보듯, 모든 측정결과가 1.75 Hz에서 거의 교차하고 있으며, 새롭게 설계된 모세관을 이용하여 측정된 전달률 결과가 그 주파수를 '0'에 가까운 기울기로 통과하는 것을 보아, 최대 전달률이 최소화되었음을 알 수 있다. 즉, 최적전달률에 가까움을 볼 수 있으므로, 이 연구에서 전개된 공압제진대의 전달률 설계기법이 타당하다고 볼 수 있겠다.

5. 결 론

이 논문에서는 이중챔버형 공압스프링의 복소강성 모형을 이용하여 정밀장비의 진동절연을 위해 도입되는 공압제진대의 전달률 설계방법을 제시하고자 하였다. 이를 위해, 공압스프링의 감쇠특성을 최대로 활용코자, 전달률의 공진주파수와 최대손실계수의 주파수를 일치시키는 것을 설계의 기본개념으로 정할 수 있었다.

설계변수인 등가유동저항계수 $C_{eq}(X_p)$ 의 제안을 한 후, 최대전달률을 최소화하기 위한, 부피비 N 과 $C_{eq}(X_p)$ 사이 최적의 관계인 최적감쇠 조율조건을 유도할 수 있었다. 아울러 부피비에 따른 최적전달률의 양상을 관찰하여 공진주파수, 최대전달률 및 고주파수 전달률 사이의 상충관계를 볼 수 있었다. 그 결과, 전달률 설계를 위해서는 요구되는 절연 성능에 대한 타협을 통해 부피비를 선정하고 식 (19)의 최적전달률 설계가 이루어져야 함을 강조하였다. 또한, 다이어그램의 영향을 살펴봄으로써, 공진주파수 저감과 관련하여 그것의 강성이 가급적 저감되어야 함도 강조하였다.

끝으로, 실험적인 검증을 통해 볼 때, 이 연구에서 제시된 방법은 향후 공압제진대의 전달률 설계에 효과적으로 적용될 수 있다고 판단된다.

후 기

이 연구는 한국기계연구원의 나노메카트로닉스 기술개발 사업 및 한국과학재단 목적기초연구(과제번호 R01-2006-000-10872-0)의 지원을 받아 수행되었습니다.

참 고 문 헌

- (1) Gordon, C. G., 1991, "Generic Criteria for Vibration-sensitive Equipment", Proceedings of SPIE, San Jose, CA.
- (2) Amick, H., Gendreau, M. and Gordon, C. G., 2002, "Facility Vibration Issues for Nanotechnology Research", Proceedings of the Symposium on Nano Device Technology, Hsinchu, Taiwan.
- (3) Harris, C. M. and Crede, C. E., 1961, "Shock and Vibration Handbook", McGraw-Hill.
- (4) DeBra, D. B., 1984, "Design of Laminar Flow Restrictors for Damping Pneumatic Vibration Isolators", CIRP Annals, Vol. 33, No. 1, pp. 351~356.
- (5) Erin, C., Wilson, B. and Zapfe, J., 1998, "An Improved Model of a Pneumatic Vibration Isolator: Theory and Experiment", Journal of

Sound and Vibration, Vol. 218, No. 1, pp. 81~101.

(6) Lee, J. H. and Kim, K. J., 2008, "Amplitude-dependent Complex Stiffness Modeling of Dual-chamber Pneumatic Spring for Pneumatic Vibration Isolation Table", Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 18, No. 1, pp. 110~122.

(7) White, F. M., 2003, "Fluid Mechanics 5th Edition", New York: McGraw-Hill.

(8) Munson, B. R., Young, D. F. and Okiishi, T. H., 1998, "Fundamentals of Fluid Mechanics 3rd Edition. New York: John Wiley & Sons, Inc.

(9) Arora, J. S., 2004 "Introduction to Optimum Design 2nd Edition", ELSEVIER Academic Press.

(10) Crandall, S. H., 1970, "The Role of Damping in Vibration Theory", Journal of Sound and Vibration, Vol. 11, No. 1, pp. 3~18.

(11) Jeong, T. and Singh, R. 2001, "Inclusion of Measured Frequency and Amplitude Dependent Mount Properties in Vehicle or

Machinery Models", Journal of Sound and Vibration, Vol. 245, No. 3, pp. 385~415.

(12) Harris, C. M. and Crede, C. E., "Dynamic Vibration Absorbers and Auxiliary Mass Dampers", 4th Edition. Shock and Vibration Handbook. Chap. 6, New York: McGraw-Hill.

(13) Thomson, W. T. and Dahleh, M. D., 1998, "Theory of Vibration with Applications", Vibration Damper 5th Edition. New York: McGraw-Hill. Prentice-Hall. Inc.

(14) Rivin, E. I., 2003, "Passive Vibration Isolation", New York: ASME Press.

(15) Lee, J. H. and Kim, K. J., 2006, "Computation of Complex Stiffness of Inflated Diaphragm in Pneumatic Springs by Using FE Codes", Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 16, No. 9, pp. 919~925.

(16) Bendat, J. S. and Piersol, A. G., 2000, "Random Data", 3rd Edition. John Wiley & Sons.