

외부챔버와 유연한 튜브로 연결된 LCD 패널 검사기 방진용 공기 스프링의 열 및 동적 연성거동에 대한 연구: PART I, 이론적 모델링

석종원[†] · 이주홍* · 김필기*

[†]중앙대학교 기계공학부, *중앙대학교 기계공학부 대학원

Study on the Thermal and Dynamic Behaviors of Air Spring for vibration isolation of LCD panel inspecting machine connected with an External Chamber through a flexible tube: PART I, Theoretical Modeling

Jongwon Seok[†], Juhong Lee* and Pilkee Kim*

[†]Sch. of Mech. Eng. At Chung-Ang Univ., *Grad. Sch. of Mech. Eng. At Chuna-Ang Univ.

ABSTRACT

Due to the recent quantum leaps forward in bio-, nano-, and information-technologies (BT, NT and IT), the precisionization and miniaturization of mechanical and electrical components are in high demand. In particular, the IT-related equipments that take a great part in our domestic industry are in the area requiring high precision technologies. As a consequence, the researches on the development vibration isolation systems that diminish external disturbance or internal vibration are highly required. Among the components comprising the vibration isolation system, air spring has become on a focal point for the researchers due to its merits. This air spring is able to support heavy loads, keep a low natural frequency despite of having a lower value of stiffness, and control the performance of vibration isolation. However, sometimes the sole use of air spring is in demand due to some economic reasons. Under this circumstance, the damping effect of sole air spring may not enough to reduce sufficient amount of vibration. In this study, the air spring mount system connecting with an external chamber is proposed to increase or control the damping effect. To investigate its damping mechanism, the thermal and dynamic behaviors of the system is examined through a theoretical modeling approach in this part of research. In this approach, thermomechanical and Helmholtz resonator type models are to be employed for the air spring/external chambers and connecting tube system, respectively. The frequency response functions (FRFs) derived from the modeling effort are evaluated with physical parametric values and the effects of connecting tube length on these FRFs are identified through computer simulations.

Key Words : Air spring, external chamber, thermal and dynamic modeling, damping effect, complex stiffness, Helmholtz resonator, frequency response function

1. 서 론

최근 산업체에서 반도체 부품의 크기를 줄이고자 하는 기술적 요구가 증대됨에 따라 박막 증착, 화학적 식각 및 기계화학적 연마 (CMP) 등과 같은 고정도 공정 기술의 발전이 크게 이루어 지고 있다. 이에 따른 자연적인 결과로 실제 산업체 현장에서는 반도체 공정 중

마이크로 크랙 (Micro-crack), 배선 불일치 (Misalignment) 및 단선/단락 등을 포함하는 많은 결함들이 증가하고 있는 실정이다. 이러한 결함들은 부품 자체의 결함뿐만 아니라, IC (Integrate circuit), LSI (Large scale integration) 등 반도체 회로 및 이들을 포함하는 LCD 패널 (Liquid crystal display panel) 등의 최종 수율에 부정적인 영향을 미친다[1]. 특히, 가파른 성장세를 보이는 LCD 산업에서는 이러한 기술발전예 따른 결함요인의 증가와 지속적인 원가절감에 대한 강한 요구에

[†]E-mail : seokj@cau.ac.kr

따라 제조공정 후 패널의 표면결함과 배선의 단선/단락 등에 대한 검사공정이 필수적인 공정으로 인식되고 있다[1]. 이와 더불어 전자부품의 소형화에 따른 IC 및 LCD 피치의 크기 역시 마이크로미터 규모까지 빠르게 줄어들고 있어 접합공정 시 이들 부품의 신뢰성의 확보가 매우 중요하게 취급되고 있는 상황이다[2].

최근 COG (Chip On Glass) 접합공정은 공정의 간소함과 이에 따른 비용의 절감으로 인해 17인치 이하 중간 크기의 LCD 패널을 접합하기 위한 가장 우수한 대안으로 유관 학계 및 산업계의 큰 주목을 받고 있다[3]. 그러나 이러한 경제적인 장점에도 불구하고 COG 접합공정의 몇 가지 기술적 난제에 의해 이의 발전이 제한받고 있다. 이들 기술적 어려움 중 특히 ACF(Anisotropic conductive film) 내 도전불(Conductive particles)의 압착이 부족하여 발생하는 단선이나 TAB (Tape automated bonding) 공정에서 많이 발생하는 고온 고압에 의한 패널 표면의 마이크로 크랙과 같은 결함들은 현재 가장 시급히 해결해야 할 문제점들이다. 게다가, LCD 패널의 최종 수율은 제조공정 중 정확히 이들 결함들을 발견하는 능력에 크게 의존한다. LCD 패널에 존재하는 수 백만 개의 전기단자 중 어느 하나의 단선만 일어나도 전체 픽셀 어레이 (Pixel array)의 고장을 유발하기 때문에 제조공정 중에 이러한 결함의 존재유무를 판별하고 이에 따른 후속 공정수행에 대한 적절한 판단 여부에 따른 경제적 효과는 실로 막대하다. 이러한 이유로 현재 LCD 패널의 제조공정의 각 공정 전/후로 상기 결함에 대한 검사공정의 추가는 필수적이다. 이러한 검사공정은 고도의 정밀도가 요구되는 초정밀 계측분야 중 하나이며 이에 따라 공정 중 허용 진동 규제치 또한 점점 더 엄격해 지고 있는 상황이다. 이를 위해서 정밀 공정 장비에는 고성능의 방진(제진) 시스템을 구축하는 것이 상기 검사공정의 성패를 좌우하는 필수적인 요소가 된다.

Fig. 1은 본 연구에서 대상으로 하는 방진대상의 검사기의 개략도이다. 이 시스템은 선형 스테이지에 의해 그림의 좌우로 운동을 할 수 있으며 이 때, 검사 대상이 되는 LCD 패널은 중앙의 스테이지 (Stage)에 고정되어 검사 대상부위를 광학검사기에 정확히 위치시킬 수 있도록 이동될 수 있는 구조로 되어 있다.

방진 시스템은 크게 수동적 진동절연 시스템(Passive Vibration Isolation System)과 능동적 진동절연 시스템(Active Vibration Isolation System)으로 나눌 수 있다[4]. 수동적 진동절연 시스템은 수동적 제진 시스템을 이용한 방진 대책에 대한 고전적인 접근방법으로서 대표적으로 스프링과 댐퍼 (Damper)로 이루어진 시스템

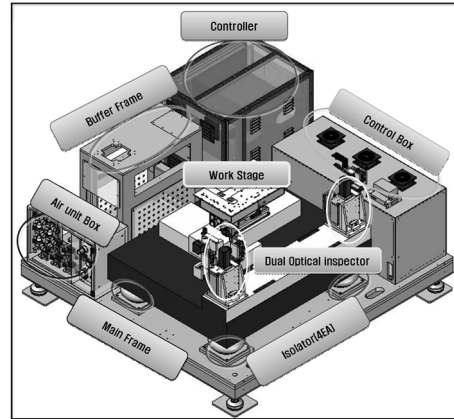


Fig. 1. A schematic diagram of a fault inspection machine on a vibration isolating system (ANI Co. Ltd.).

을 구성하는 방법이 있다. 본 검사 시스템에서는 고유 진동수가 낮고 내압에 따른 강성의 변화가 작기 때문에 방진 효과가 뛰어나며 경제성, 내구성이 우수해 1차 진동절연 마운트 (Mount)로 널리 쓰이는 에어 스프링을 이용한 수동적 방진장치를 채택하여 사용하고자 하였다. 이러한 공기 스프링 (Air-spring 또는 Pneumatic spring) 마운트는 레벨링 밸브 (Leveling valve)를 장착하는 경우 비교적 충분한 감쇠가 이루어 질 수 있으나 환경 및 경제적인 이유로 공기 스프링이 단독으로 사용되는 경우 비교적 작은 감쇠효과로 인해 검사기 운동에 의한 과도한 진동이 유발될 수 있는 단점이 있다 [5]. 따라서 본 연구에서는 이러한 경우 공기 스프링의 감쇠효과를 증가시키거나 특성을 변화시킬 수 있도록 외부 챔버를 공기 스프링에 연성 튜브를 이용하여 연결하고 이 시스템의 감쇠특성의 변동 메커니즘을 이론 해석 및 실험으로 고찰하고자 한다.

공기 스프링은 시스템의 진동을 최소화 하는데 그 목적을 두고 있기 때문에 원하는 방진 성능을 내기 위해서는 공기 스프링의 진동 특성을 예측하는 것은 매우 중요하다. 본 공기 스프링의 열역학적 모델은 Shearer의 해석적 접근에 기초하고 있다[6]. 그러나 본 연구에서 다루고자 하는 공기 스프링 (Fig. 2 (a)와 (b) 참조)은 내압에 대한 체적의 변화가 있는 반면에 Shearer를 포함한 기존의 연구는 주로 체적이 고정된 공압 마운트에 대한 것으로 구조 및 동역학적으로 매우 큰 차이가 있으며 실제 체적이 변화하는 공기 스프링의 동적 거동에 대한 연구는 현재까지 매우 미미한 수준이다.

Shearer는 챔버와 모세관 (Capillary tube)에서의 공기 흐름에 대해서 열역학적 관계를 이용하여 이중 챔

버형 공압 마운트에 대한 비선형 모델을 제안하였다. 그는 모세관 내의 온도 변화를 실험적으로 측정하였는데, 그 변화는 정적 평형을 이룬 상태에서의 온도에 대해 무시할 수 있는 수준임을 확인하였다. 그러나 이 모델은 설계나 제어 목적으로 다루기에는 수학적으로 난해한 단점이 있다.

Harris와 Credef[7]와 DeBra[8]는 공압 마운트의 강성을 열역학적인 해석에 기초하여 공압에 의한 강성을 조사하였다. 이들은 피스톤의 움직임을 아주 작게 가정하여 공압 마운트에 대한 선형 모델을 제시하였다. 그러나 이들이 제시한 모델은 모세관에서의 유체의 속도와 튜브 내 압력 구배 (Pressure gradient)의 효과를 고려하지 않았기 때문에 모델과 실제 실험결과 사이에는 많은 차이가 있었다. Erin과 Wilson[9]은 기존 공압 마운트의 모델링을 감쇠모델을 포함시켜 확장시켰다. 이들은 공압 마운트를 모델링하는 과정에서 다이어램 (Diaphragm)의 영향을 고려하기 위하여 점성 감쇠 (Viscous-damper)와 이력 감쇠 (Hysteretic-damper)와 다이어램의 강성을 추가하였으며 모델을 실험결과와 비교함으로써 모델의 타당성을 입증하였다.

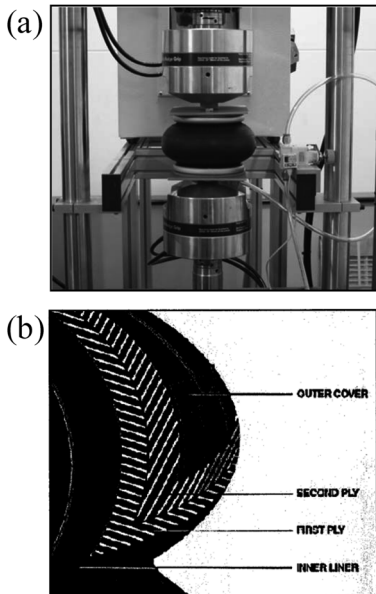


Fig. 2. Images of (a) air spring mounted on MTS (Mechanical testing system) (b) cross-sectional figure of air spring rubber structure.

J.-H. Lee와 K.-J. Kim[10]은 단일 챔버의 공압 마운트 시스템과 이중 챔버형 공압 마운트 시스템의 감쇠 성능을 복소 동강성 계수를 이용하여 기술하였다. 또한

이들은 복소 강성계수를 유도함에 있어 모세관 내 비선형 공기 유동을 고려하였다. 그러나 이중챔버형 공압 마운트는 그 특성 상 두 개의 챔버를 연결하는 오리피스의 크기가 매우 작아 상기 동적 특성을 제어하는 데 그 한계가 있다.

공기 스프링과 외부 압력 챔버를 연결한 시스템에서는 이러한 공기 스프링만의 단독 시스템과 확연히 다른 특성을 살펴볼 수 있는데 주파수가 증가하면서 손실계수의 값이 서서히 증가하다가 최고점을 지난 후 다시 서서히 감소하여 공기 스프링만으로 이루어진 시스템과 거의 동일한 특성을 갖게 된다. 주파수가 높을 경우 시스템의 특성에 거의 영향을 미치지 않지만 일정 영역의 저주파 대역에서는 감쇠 특성이 향상됨을 확인할 수 있다. 즉, 주파수가 높아질수록 두 개의 시스템의 특성이 동일하게 됨을 알 수 있는데 이는 주파수가 고주파 영역으로 갈수록 튜브를 통과하게 되는 공기의 파동이 원활하게 전달되지 못함에 따라 마치 하나의 챔버로 이루어진 시스템처럼 거동하는 것으로 판단된다. 따라서 본 연구는 방진 시스템에 공기 스프링을 이중챔버로 구성하는 경우, 이론 및 실험적 수단을 이용하여 변화하는 동특성에 대한 동적 파라미터의 영향을 분석하고 이를 이용하여 공기 스프링의 동적 거동을 예측하고 방진특성을 향상 시키기 위한 방안을 도출하는 데 주된 목적이 있다.

이를 위해 우선 모델링 및 이론해석을 통해 상기 시스템을 구성하는 요소들에 대한 해석적 연구를 수행하고자 한다. 또한 이를 바탕으로 주파수 응답함수들을 도출하며 이들을 이용하여 공기 스프링과 외부챔버를 연결하는 튜브의 길이에 따른 동특성을 시뮬레이션을 통해 구하고 이 결과를 이용하여 전체 시스템의 동적인 거동에측을 수행하고자 한다.

2. 모델링 및 이론해석

2.1. 공기 베어링의 열-기계적 모델링

공기 베어링의 열-기계적 연성특성을 구하기 위해 우선 다음 Fig. 3과 같은 실린더 시스템을 모델링하였다[6]. 공기 스프링은 내부 압력과 부피에 따라 시스템의 특성이 변화하는 특징을 가지고 있는데 이러한 실린더 모델은 공기 스프링과 비교하여 부피에 대한 압력의 의존성을 없앤 시스템이기 때문에 상기 관계식을 도출할 수 있는 경우, 본 모델링은 공기 스프링으로 이루어진 시스템에 대해서도 확장하여 적용할 수 있다[9,10].

열-기계적 실린더에 대한 열역학적 관계식은 다음의 열역학 제 1법칙으로부터 얻을 수 있다[11].

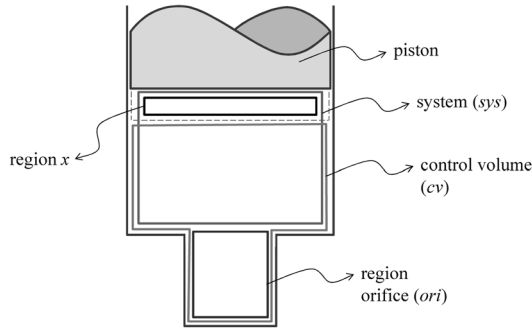


Fig. 3. A schematic diagram of the thermo-mechanical cylinder system.

$$E_{sys,t+\Delta t} - E_{sys,t} = \delta Q_{sys} - \delta W_{sys} \quad (1)$$

임의의 시간 t 에서의 시스템의 영역은 검사체적 (Control volume)의 영역과 동일하다. 따라서 시스템이 가지고 있는 에너지와 Control volume이 가지고 있는 에너지는 다음과 같이 표현된다.

$$E_{sys,t} = E_{cv,t}, \quad E_{sys,t+\Delta t} = E_{cv,t+\Delta t} - (e\Delta m)_{ori} \quad (2)$$

여기서 e_{ori} 는 오리피스 내 질량 m_{ori} 가 가진 비에너지 (Specific energy)이다.

또한 시스템의 열과 일에 대한 관계식을 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\delta Q_x = (P\Delta V)_x, \quad \delta W_{sys} = \delta W_{ori} + \delta W_x \quad (3b)$$

$$\delta W_{ori} = -(P\Delta V)_{ori} = -(P\Delta m/\rho)_{ori} = -(Pv\Delta m)_{ori}$$

여기서 v 는 비체적(Specific volume)을, ρ 는 밀도를 나타낸다.

본 프로세스를 단열과정으로 가정하고 식(2), (3)을 (1)에 대입한 후, 비에너지(e)를 내부에너지(u)로 치환하면 다음과 같은 미분식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(mu)_{cv} &= -(P\dot{V})_x + [\dot{m}(u+pv)]_{ori} \\ &= -(P\dot{V})_x + (\dot{m}h)_{ori} \end{aligned} \quad (4)$$

상기 식(4)를 하첨자 t 로 표시하는 공기 스프링 (또는 공압 실린더) 및 하첨자 b 로 표시하는 외부 압력챔버에 적용하기 위해 다음과 같이 변수를 정의한다.

$$m_{cv} = m_t, \quad u_{cv} = u_t, \quad P_x = P_{cv} = P_t,$$

$$\dot{V}_x = \dot{V}_{cv} = \dot{V}_t, \quad \dot{m}_{ori} = \dot{m}_{t1} = \dot{m}_t, \quad h_{ori} = h_{t1} \approx h_t \quad (5)$$

이를 이용하면 식(4)는 다음과 같이 다시 표현할 수 있다.

$$\frac{\partial}{\partial t}(m_t u_t) = -P_t \dot{V}_t + \dot{m}_t h_t \quad (6)$$

한편, 공압 실린더의 작동 유체인 공기를 이상기체로 가정하면 다음과 같은 관계식을 만족하게 된다.

$$u = C_v T_t, \quad h_t = C_p T_t, \quad T_t = P_t V_t / (m_t R) \quad (7)$$

그러므로, 식 (6)은 다음과 같이 정리될 수 있다.

$$\frac{C_v}{R} \frac{\partial}{\partial t}(P_t V_t) = -P_t \dot{V}_t + \dot{m}_t C_p T_t \quad (8)$$

또한 이상기체의 경우에 대한 비열과 기체상수의 관계를 이용하면 식(8)은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\dot{m}_t C_p T_t = (C_v \dot{P}_t V_t + C_p P_t \dot{V}_t) / R \quad (9)$$

또는 비열비 n 을 이용하면 다음의 관계식이 유도된다.

$$\dot{m}_t = (C_v \dot{P}_t V_t + C_p P_t \dot{V}_t) / R \quad (10)$$

한편, 외부챔버에 대해서는 다음과 같이 변수를 정의할 수 있다.

$$m_{cv} = m_b, \quad u_{cv} = u_b, \quad P_x = P_{cv} = P_b,$$

$$\dot{V}_x = \dot{V}_{cv} = \dot{V}_b = 0, \quad \dot{m}_{ori} = \dot{m}_{b1} = \dot{m}_b, \quad h_{ori} = h_{b1} \approx h_b \quad (11)$$

이 식들과 (10)을 이용하면 외부챔버의 질량변화율은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\dot{m}_b = V_b \dot{P}_b / (n P T_t) \quad (12)$$

또한 공기 베어링 (또는 실린더)와 외부챔버의 질량 유동은 다음과 같은 식으로 나타낼 수 있다.

$$\dot{m}_t = -\dot{m}_{tb} + \rho Q_t, \quad \dot{m}_b = \dot{m}_{tb} + \rho Q_b \quad (13)$$

여기서 \dot{m}_{tb} 는 공기 베어링에서 외부챔버로 흐르는 공기의 질량 유량이며, Q_t 및 Q_b 는 각각 이들에 공급되는 공기 유량이다.

2.2. 헬름홀츠 공명기 형(Helmholtz resonator-type) 튜브 시스템 모델링

상기 공기 베어링과 외부챔버는 유연한 튜브로 연결되며 이 때 이 튜브를 통한 압력파동은 본 시스템의 동특성에 매우 중요한 역할을 담당한다. 따라서 이 튜브 시스템의 동적 모델링을 위해 헬름홀츠 공명기의 원리를 도입 하였다[12].

이상기체 외의 유체의 경우 단열과정은 보다 복잡하다. 이러한 경우 실험적으로 압력과 밀도간의 등엔트로피 관계식(Isentropic relation)을 구하는 것이 선호된다 [12]. 이 관계식은 Taylor 전개에 의해 다음과 같이 표현할 수 있으며 그 변화량이 작을 경우 첫 번째 항만을 취해 선형화 시킬 수 있다.

$$P \approx P_0 + \frac{\partial P}{\partial \rho} (\rho - \rho_0) \tag{14}$$

압력파동과 밀도변화에 관한 선형 관계식은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$P - P_0 = \tilde{p} \approx B(\rho - \rho_0) / \rho_0 = Bs \tag{15}$$

여기서 $B = \rho_0(\partial P / \partial \rho)_{\rho_0}$ 는 단열 체적탄성률(Adiabatic bulk modulus) 이며 $s = (\rho - \rho_0) / \rho_0$ 는 응축(Condensation)이다.

한편, 압력에 대한 파동방정식은 다음과 같은 형태로 나타난다[12].

$$\nabla^2 \tilde{p} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 \tilde{p}}{\partial t^2} \tag{16}$$

여기서 c 는 열역학적 음속(the thermodynamic speed of sound)이며 이는

$$c = \sqrt{B / \rho_0} \tag{17}$$

과 같다. 식 (15)와 식(17)을 이용하여 압력의 파동성분 \tilde{p} 를 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\tilde{p} = \rho_0 c^2 s \tag{18}$$

유체가 단면적이 A 인 관로를 통과하는 시스템의 경우 응축 s 는 식(19)와 같이 표현이 가능하며 따라서 식 (18)은 식(20)과 같이 표현할 수 있다.

$$s = (\rho - \rho_0) / \rho_0 = \Delta \rho / \rho_0 = -\Delta V / V = A \xi / V \tag{19}$$

$$\tilde{p} = \rho_0 c^2 A \xi / V \tag{20}$$

여기서 $\Delta V = A \xi$ 이며 이 때 A 는 유동의 단면적을, ξ 는 유체변위를 의미한다.

공압 실린더와 고무 튜브로 외부 압력 챔버와 연결된 시스템의 경우 고무 튜브와 외부 압력 챔버에 한해서 Fig. 4와 같이 Helmholtz resonator-type의 시스템으로 모사할 수 있다.

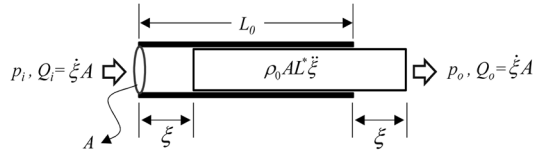


Fig. 4. A schematic diagram of the Helmholtz resonator-type model of tube.

이러한 시스템의 미분 방정식은 다음과 같이 얻어진다.

$$(\tilde{p}_i - \tilde{p}_o)A - \Delta \dot{\xi} = \rho_0 A L^* \ddot{\xi} \tag{21a}$$

$$\text{또는 } \rho_0 A L^* \ddot{\xi} + D \dot{\xi} + \tilde{p}_o A = \tilde{p}_i A \tag{21b}$$

식(20)을 식(21)에 대입하면 다음과 같은 미분방정식을 얻을 수 있다.

$$\rho_0 A L^* \ddot{\xi} + D \dot{\xi} + \tilde{p}_o A = \tilde{p}_i A \tag{22}$$

여기서 L^* 는 고무 튜브의 유효길이(Effective length)를 의미하며 다음과 같이 표현된다[12].

$$L^* = \begin{cases} L_0 + 1.7\sqrt{A/\pi} & \text{for flanged} \\ L_0 + 1.5\sqrt{A/\pi} & \text{for unflanged} \end{cases} \tag{23}$$

튜브 내 유동 시 압력 강하에 의한 감소는 튜브 벽에 대한 마찰 저항과 밸브 등의 시스템 구성 요소에 의한 부차적 손실(Minor Loss)을 생각할 수 있다. 튜브 벽에 의한 마찰 저항을 고려하기 위해서 Darcy의 마찰계수를 이용하였다[13]. Darcy의 마찰계수는 다음과 같이 주어진다.

$$f = (2d \cdot \Delta P_L) / (\rho_0 L V^2) \tag{24}$$

한편, 지름 d 인 원관의 내부에서 포물선 형태의 속도 분포를 가지는 층류인 경우 마찰계수는 다음과 같이 레이놀즈 수(Re_d)만의 함수로 주어진다.

$$f=64/Re_d \quad (25)$$

밸브 (Valve), 엘보우 (Elbow) 등에 의한 부차적 손실은 손실계수 K 를 도입하여 표현할 수 있다. 부차적 손실계수 K 는 다음과 같이 정의된다[13].

$$h_m = KV^2/(2g) \quad (26)$$

여기서 h_m 은 부차적 손실로 발생하는 수두손실이며 g 는 중력가속도이다. 따라서 Darcy의 마찰계수와 부차적 손실을 고려한 튜브 내 유동에서의 압력 강하는 식(24)-(26)으로부터 다음 식과 같이 얻을 수 있다.

$$\Delta P = \frac{\rho_0 V^2}{2} \left(\frac{fL}{d} + K \right) = \left(\frac{128\mu L + 2\rho_0 V d^2 K}{\pi d^4} \right) Q \quad (27)$$

$$\text{or } Q = \frac{\pi d^4 \cdot \Delta P}{128\mu L + 2\rho_0 V d^2 K}$$

여기서 μ 는 공기의 점성계수이다.

한편, $Q = A\dot{\xi}$, $A\Delta P = D\dot{\xi}$ 이므로 헬름홀츠 공명기형 튜브 시스템에서의 감쇠상수 D 는 식(27)로부터 다음과 구할 수 있다.

$$D = 8\pi\mu L + \pi\rho_0 V d^2 K/8 \quad (28)$$

2.3. 열-기계적 시스템과 헬름홀츠 공명기형 튜브 시스템의 결합

외부에서 각 챔버로 공급되는 유량이 없다고 가정하면 ($Q_f = Q_b = 0$), 식(12)와 (13)₂에서 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$\dot{m}_{ib} = V_b \dot{P}_b / (nRT_b) \quad (29)$$

한편, $P_b = P_{b0} + \tilde{p}_b$ 이므로 $\dot{P}_b = \dot{\tilde{p}}_b$ 이고 따라서 식(29)는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\dot{m}_{ib} = V_b \dot{\tilde{p}}_b / (nRT_b) \quad (30)$$

또한 $c_b = \sqrt{nRT_b}$ 이므로 식(30)은 다시 다음 식으로 표현할 수 있다.

$$\dot{m}_{ib} = V_b \dot{\tilde{p}}_b / c_b^2 \quad (31)$$

마찬가지로, $P_i = P_{i0} + \tilde{p}_i$ 라 하면 식(20)과 (13)₁을 이용하여 \dot{m}_{ib} 을 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} -\dot{m}_{ib} &= V_i \dot{\tilde{p}}_i / (nRT_i) + (P_{i0} + \tilde{p}_i) \dot{V}_i / (RT_i) \\ &= [V_i \dot{\tilde{p}}_i + n(P_{i0} + \tilde{p}_i) \dot{V}_i] / c_i^2 \end{aligned} \quad (32)$$

여기서 $c_i = \sqrt{nRT_i}$ 이다.

한편, 식(20)과 (30)에 의하여 \tilde{p}_b 는 다음과 같이 표현된다.

$$\tilde{p}_b = \rho_0 c_b^2 A \dot{\xi} / V_b \quad (33)$$

식(21)과 (33)을 이용하여 다음과 같은 튜브 내 유체 변위에 대한 다음의 미분 방정식을 유도할 수 있다.

$$\ddot{\xi} + (D/\rho_0 A L^*) \dot{\xi} + (c_b^2 A / V_b L^*) \xi = (1/\rho_0 L^*) \tilde{p}_i \quad (34)$$

한편, 식(20), (31), (32)로부터 튜브 내 유체속도에 대한 다음과 같은 관계식이 유도된다.

$$-\rho_0 A \dot{\xi} = (V_i / c_i^2) \dot{\tilde{p}}_i + (n/c_i^2) (P_{i0} + \tilde{p}_i) \dot{V}_i \quad (35)$$

식(35)는 튜브 내 유체속도와 공기 베어링의 체적변화율을 관계 짓는 매우 유용한 식이나 공기 베어링의 구조-열역학적 연성해석이 현실적으로 매우 어려운 난제이기 때문에 이의 내압에 따른 체적변화는 구하기가 매우 어렵다. 반면에 체적의 변화를 미리 규정할 수 있는 공압 실린더의 경우, 식(35)의 관계를 이용하여 튜브 내 유체속도를 비교적 용이하게 구할 수 있다. 따라서 본 연구에서는 우선 체적 변화율을 알 수 있는 공압 실린더에 대해 유체속도에 대한 관계식을 정리한 후, 이 결과를 확장시켜 공기 베어링에 적용, 최종적으로 공기 베어링 시스템의 동특성을 구하고자 한다.

본 연구에서 고려한 원통형 공압 실린더의 부피는 높이에 대하여 다음과 같은 관계를 가지고 있다.

$$V_i = V_{i0} + \kappa_i z \quad (36)$$

여기에서 κ_i 는 공압 실린더의 기하학적 조건에 따라 결정되는 상수이다. 상기 식에 의하여 시간에 따른 공압 실린더의 체적 변화율은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\dot{V}_i = \kappa_i \dot{z} \quad (37)$$

식(36)과 (37)을 식 (35)에 대입하면 다음과 같은 식

을 얻을 수 있다.

$$-\rho_0 A \dot{\xi} = (1/c_t^2)(V_{10} + \kappa_V z) \dot{p}_t + (n/c_t^2)(P_{10} + \tilde{p}_t) \kappa_V \dot{z} \quad (38)$$

여기서 $V_{10} \gg \kappa_V z, P_{10} \gg \tilde{p}_t$ 이기 때문에 식 (38)은 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$-\rho_0 A \dot{\xi} = (V_{10}/c_t^2) \dot{p}_t + (nP_{10} \kappa_V / c_t^2) \dot{z} \quad (39)$$

본 과정이 등온과정(Adiabatic process)이라고 가정하면 $c_b \approx c_t = c$ 이므로 식(39)는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\dot{p}_t = -(c^2/V_{10})[\rho_0 A \dot{\xi} + (nP_{10} \kappa_V / c_t^2) \dot{z}] \quad (40)$$

$$\text{or } \dot{p}_t = -(c^2/V_{10})[\rho_0 A \dot{\xi} + (nP_{10} \kappa_V / c_t^2) \dot{z}]$$

3. 방진 시스템의 동적 거동 예측을 위한 파수 응답함수

공압 실린더의 정상상태를 가정하는 경우, 식(34)와 (40)을 각각 주파수 변환하여 공기스프링의 변위에 대한 동압의 주파수 응답함수를 구하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{\tilde{p}_t(j\omega)}{Z} &= \frac{-nP_{10} \kappa_V \left\{ \left(\frac{c^2 A}{V_b L^*} - \omega^2 \right) + j \left(\frac{D\omega}{\rho_0 A L^*} \right) \right\}}{\left(\frac{V_{10} c^2 A}{V_b L^*} + \frac{Ac^2}{L^*} - V_{10} \omega^2 \right) + j \left(\frac{V_{10} D\omega}{\rho_0 A L^*} \right)} \\ &= \frac{-nP_{10} \kappa_V (\rho_0 c^2 A^2 - \rho_0 V_b A L^* \omega^2 + j \cdot V_b D\omega)}{\rho_0 V_{10} c^2 A^2 + \rho_0 V_b c^2 A^2 - \rho_0 V_{10} V_b A L^* \omega^2 + j \cdot V_{10} V_b D\omega} \end{aligned} \quad (41)$$

이 식은 시스템의 감쇠상수 D 를 제외하면 모두 실험적으로 구할 수 있는 값들로 구성되어 있기 때문에 실험을 통해 이 식으로부터 감쇠상수를 구할 수 있다.

한편, 공기 스프링의 경우, 식(21)과 (33)을 각각 라플라스 변환한 후 이 두 식에서 튜브 내 유체변위 ξ 를 소거시키면 다음과 같은 관계를 얻을 수 있다.

$$(\tilde{p}_t(s) - \tilde{p}_b(s))A - \frac{V_b D s}{\rho_0 c^2 A} \tilde{p}_b(s) = \frac{V_b L^* s^2}{c^2} \tilde{p}_b(s) \quad (42)$$

상기 식을 이용하여 공기 스프링의 동압에 대한 외부

챔버의 동압의 주파수 응답함수를 구하면 다음과 같다.

$$\frac{\tilde{p}_b(j\omega)A}{\tilde{p}_t} = \frac{\rho_0 c^2 A^2}{\rho_0 c^2 A^2 - \rho_0 V_b A L^* \omega^2 + j \cdot V_b D\omega} \quad (43)$$

이제 시스템의 감쇠상수 D 를 알고 있는 경우, 공기 스프링과 외부챔버의 동압은 실험적으로 측정이 가능하기 때문에 상기 식으로부터 공압 실린더로부터 구한 감쇠상수의 타당성을 검증할 수 있다.

한편, 공기 스프링 내 동압에 대한 튜브 내 유체변위의 주파수 응답함수는 식(34)를 이용하여 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\frac{\xi}{\tilde{p}_t}(j\omega) = \frac{V_b A}{\rho_0 c^2 A^2 - \rho_0 V_b A L^* \omega^2 + j \cdot V_b D\omega} \quad (44)$$

상기 주파수 응답함수를 이용하면 공기 스프링의 변위에 대한 이의 동적 부피변화를 구할 수 있다. 식 (35)에서 $V_t \approx V_{10}, P_{10} \gg \tilde{p}_t$ 로 가정할 수 있으므로 이 식은 다음과 같이 간단하게 선형화 시킬 수 있다.

$$-\rho_0 A \dot{\xi} = (V_{10}/c_t^2) \dot{p}_t + ((nP_{10})/c_t^2) \dot{V}_t \quad (45)$$

한편, 식(45)의 라플라스 변환을 통해 공기 스프링의 가진 변위에 대한 체적의 주파수 응답함수를 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\frac{V_t(j\omega)}{Z} = \frac{1}{nP_{10} \omega} \left\{ \left(\rho_0 c^2 A \omega \frac{\xi}{Z}(j\omega) - j \cdot V_{10} \frac{\tilde{p}_t}{Z}(j\omega) \right) \right\} \quad (46)$$

상기 식(46)과 (41), (44)을 이용하면 공기 스프링의 가진 변위에 따른 이의 동적 체적변화를 구할 수 있다.

4. 컴퓨터 시뮬레이션 및 결과 고찰

본 연구에서 수행한 이론해석을 바탕으로 얻은 주파수 응답함수들 (식 (14), (43) 및 (44))을 고찰함으로써 외부 챔버와 연결된 공기 스프링의 동적 특성을 예측하고자 한다. 이를 위해 다음 Table 1에 나타난 인자들을 사용하여 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하였다.

다음 Fig. 5는 공기 스프링의 상부 변위에 대한 스프링 내부 압력의 주파수 응답함수 $p(j\omega)/Z(j\omega)$, 즉 동강성 계수를 튜브의 등가 길이를 변화시키며 ($L^* = K_l l_0^*$, $K_l = 1 \sim 5$) 도시한 그림이다. 이 그림에서 보는 바와 같이 튜브의 등가 길이가 초기 3 m인 경우 주파수 응답함수의 공진은 약 11 Hz에서 나타나지만 튜브의 등가

Table 1. Parameter values for computer simulations.

Symbol	Title	Value
ρ_0	Density of air	3.744 kg/m ³
μ	Dynamic viscosity	1.79 × 10 ⁻⁵ Ns/m ²
R	Gas constant	286.9 J/kg·K
n	Specific heat ratio	1.4
P_{i0}	Supplied pressure	3.039 × 10 ⁵ Pa
V_t	Volume of top chamber	2.1363 × 10 ⁻⁴ m ³
V_b	Volume of bottom chamber	0.0218 m ³
l_0^*	Length of the tube	3 m
A	Cross section area of the tube	2.8274 × 10 ⁻⁵ m ²
c	Speed of sound	343 m/s
κ_{V_i}	Volume change rate of cylinder	1.2566 × 10 ⁻³ m ²

길이가 커질수록 공진 주파수는 저주파로 이동하고 있음을 알 수 있다. 또한 이 경우 공진 피크의 크기는 점차 감소함을 알 수 있는데, 이는 튜브 내부의 감쇠효과가 튜브의 길이에 비례하는 성질에 기인한다 (식 (28) 참조). 또한, 본 시뮬레이션 결과에서 알 수 있듯이 동강성 계수의 공진 주파수를 낮추기 위해서는 튜브의 길이를 늘이는 방법이 있으며 이는 감쇠를 증가시키는 역할을 함께 수행하여 구조물에 가진이 있는 경우 이를 감쇠시키는 효과가 커지게 되나 반면에 외부진동을 차단하는 효과는 감소가 됨을 알 수 있다.

Figs. 6 (a)와 (b)는 각각 공기 스프링 내부의 동압에

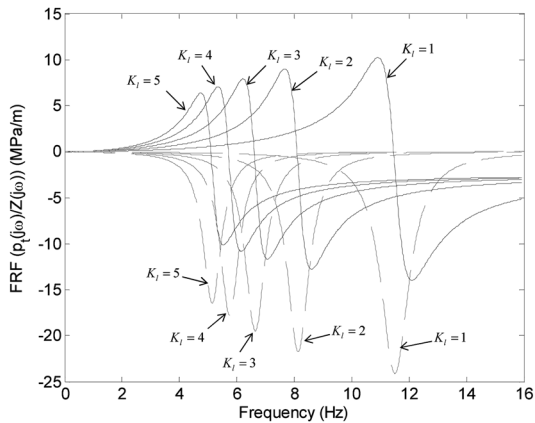
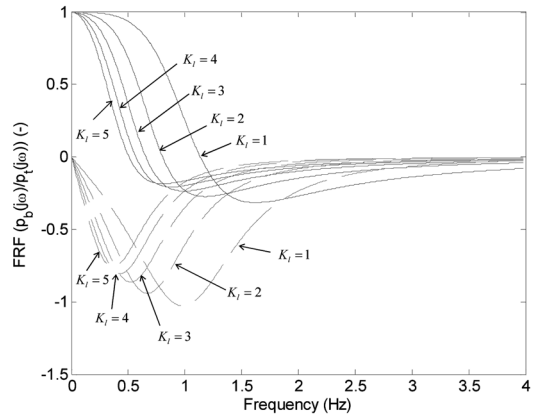
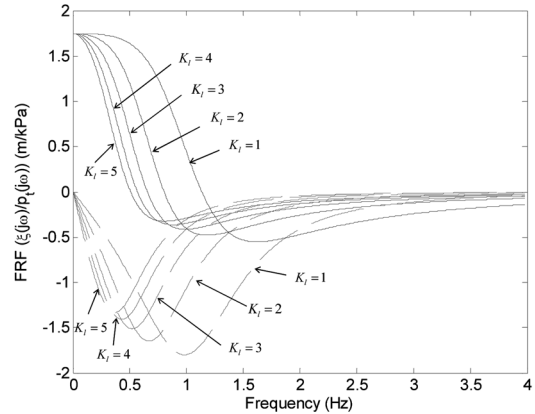


Fig. 5. Frequency response function of . Solid lines: real components, dotted lines: imaginary components.

대한 외부 챔버의 동압의 주파수 응답함수와 튜브 내 유체변위의 주파수 응답함수 ($p_b(j\omega)/p_i(j\omega)$ 와 $\xi(j\omega)/p_i(j\omega)$)를 튜브의 등가 길이를 변화시키며($l^*=K_i l_0^*$, $K_i=1\sim 5$) 도시한 그림이다. 이 두 개의 주파수 응답함수들은 매우 유사한 동특성을 보여주는 데 이는 주파수 응답함수들의 동특성이 주로 공기 스프링의 동압에 의존하기 때문이다. 한편, 이들 그림에서 볼 수 있듯이 튜브의 길이가 길어질수록 주파수 응답은 저주파로 이동하고 있으며 Fig. 5의 특성과는 다르게 공진 피크는 비교적 완만하게 형성이 되는데 이는 외부 챔버의 용적이 공기 스프링의 용적에 비해 매우 크기 때문으로 사료된다. 따라서 본 연구에서 대상으로 하는 공기 스프링과 외부 챔버 및 이들을 연결하는 튜브가 포함된 전체 시스템의 동특성은 주로 공기 스프링의 변위에



(a)



(b)

Fig. 6. Frequency response functions of (a) and (b). Solid lines: real components, dotted lines: imaginary components.

따른 공기 스프링의 강성의 변화는 중저주파 대역 (>3 Hz, <10 Hz)에서, 공기 스프링과 외부챔버 및 튜브의 기하학적 조건은 초저주파 대역(>1 Hz)에서 지배적인 영향을 줄을 알 수 있다. 또한 주파수 응답함수들의 주된 공진 주파수의 상이점으로 인해 전체 시스템의 응답은 이들 초저주파 대역과 중저주파 대역에서 결합되는 양태로 나타날 수 있음을 알 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 공기 스프링의 감쇠 성능을 향상 또는 제어하기 위하여 공기 스프링을 외부챔버와 유연한 고무 튜브로 연결한 시스템을 제안하고 공기 스프링, 외부챔버 및 이들을 연결하는 튜브 시스템에 대한 열-기계적 및 동적 모델링을 수행하였다. 공기 스프링은 부피의 변화율이 내부 압력의 변화율의 함수가 되며 또한 이 관계식을 구하기가 매우 어렵기 때문에 우선 튜브를 포함하는 시스템에 대한 감쇠상수를 구하기 위해 공기 스프링을 공압 실린더로 대체한 시스템에 대한 다양한 주파수 응답함수 (상기 식(41)과 (43) 및 (44)참조)를 구하였다. 이 때 공압 실린더 시스템에 대한 주파수 응답함수 중, 가진변위에 대한 베어링 내압의 주파수 응답함수 (상기 식(41))를 이용하여 실험적인 수단으로 감쇠상수를 구할 수 있다. 또한 본 연구에서는 기지의 감쇠상수에 대해 공기 베어링 시스템에 대한 다양한 주파수 응답함수들을 모델링을 통해 구하고 시뮬레이션을 이용하여 공기 베어링과 외부챔버가 유연한 튜브로 연결된 시스템에 대한 다양한 동적 특성을 고찰하였다. 이들 주파수 응답함수들을 고찰해 보면, 튜브의 길이가 길어질수록 공진 주파수가 저주파 방향으로 이동하게 되며 감쇠효과가 더 커지게 되어 시스템에 가진이 존재하는 경우는 양의 효과를, 외부 가진에 대한 감쇠효과에 대해서는 음의 효과를 가지게 됨을 알 수 있다.

감사의 글

이 논문은 2010년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업(No. 2010-0028116).

참고문헌

1. C. Hilmersson, D.P. Hess, W. Dallas and S. Ostapenko, "Crack detection in single-crystalline silicon wafers using impact testing," *Appl. Acoust.*, Vol. 69, No. 8, pp. 755-760, 2008.
2. Yi Li and C.P. Wong, "Recent advances of conductive adhesives as a lead-free alternative in electronic packaging: Materials, processing, reliability and applications," *Mater. Sci. Eng.: Rev. Rep.*, Vol. 51, No. 1-3, pp. 1-35, 2006.
3. M. J. Yim, J. Hwang, K. W. Paik "Anisotropic conductive films (ACFs) for ultra-fine pitch Chip-On-Glass (COG) applications," *Int. J. of Adhesion and Adhesives*, Vol. 27, No. 1, pp. 77-84, 2007.
4. E. I. Rivin, *Passive Vibration Isolation*, ASME Press, NY, 2003.
5. C.-H. An, H.-S. Kim, K.-H. Yim, K.-B. Jin and K.-H. Rim, "Optimal design of air-spring and active control of vibration isolation table," *Trans. of KSNV*, Vol. 17, No. 7, pp. 565-571, 2007 (in Korean).
6. J. L. Shearer, "Study of pneumatic processes in continuous control of motion with compressed air," *Trans. of AMSE*, Vol. 78, pp. 233-242, 1956.
7. C. M. Harris and C. E. Crede, *Shock and vibration handbook*, McGraw-Hill Inc., NY, 1961.
8. D. B. BeBra, "Design of laminar flow restrictors for damping pneumatic vibration isolators," *CIRP Annals*, Vol. 33, No. 1, pp. 351-356, 1984.
9. C. Erin, B. Wilson and J. Zapfe, "An improved model of a pneumatic vibration isolators: theory and experiment," *J. of Sound and Vibration*, Vol. 218, No. 1, pp. 81-101, 1998.
10. J.-H. Lee and K.-J. Kim, "Modeling of nonlinear complex stiffness of dual-chamber pneumatic spring for precision vibration isolations," *J. of Sound and vibration*, Vol. 301, No. 3-5, pp. 909-926, 2007.
11. R. E. Sonntag, C. Borqnakke, G. J. Van Wylen, *Fundamentals of thermodynamics*, 6th edition, Wiley Inc., NY, 2002.
12. L. E. Kinsler, A. R. Frey, A. B. Coppens and J. V. Sanders, *Fundamentals of acoustics*, 4th edition, John Wiley & Sons Inc., NY, 2000.
13. B. R. Munson, D. F. Young and T. H. Okiishi, *Fundamentals of fluid mechanics*, 3rd edition, John Wiley & Sons Inc., NY, 1998.

접수일: 2011년 2월 10일, 심사일: 2011년 2월 24일,
 게재확정일: 2011년 2월 28일