

## 외부챔버와 유연한 튜브로 연결된 LCD 패널 검사기 방진용 공기 스프링의 열 및 동적 연성거동에 대한 연구: PART II, 실험적 검증 및 고찰

석종원<sup>†</sup> · 이주홍\* · 김필기\*

<sup>†</sup>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 II, Experimental validation and investigation

Jongwon Seok<sup>†</sup>, Juhong Lee\* and Pilkee Kim\*\*

<sup>†</sup>Sch. of Mech. Eng. At Chung-Ang Univ., \*Grad. Sch. of Mech. Eng. At Chuna-Ang Univ.

#### ABSTRACT

In this study, the dynamic characteristics of an air spring connected with an external chamber through a flexible tube are examined. The uncoupled dynamic parameters of the air spring are identified through experiments, followed by the suggestion of a model-based approach to obtain the remaining coupled dynamic parameters using the various frequency response functions derived in PART I paper [1]. To improve or control the damping characteristics of the air spring, this vibration isolation air spring system is physically established in laboratory scale. And we attempt to identify various parameters used to describe to air spring system by both theoretically [1] and experimentally, which is performed in this report. The damping parameter of the tube system is identified through experiments on the system incorporated with the air cylinder, and a nonlinear regression procedure is employed to find solutions. The resulting value is used to expect the frequency response function of dynamic pressure in the top chamber (air spring) with respect to that in the bottom chamber (external chamber). Comparison with the experimental data supports the validity of the present estimation procedures. Also, the dynamic mechanism of the damping effects particularly in a low frequency range is investigated through this experimental endeavor.

**Key Words** : Air spring, external chamber, experimental study, MTS (Mechanical testing system), damping effect, frequency response function

## 1. 서 론

공기 스프링은 공기의 흐름을 제어함으로써 시스템의 특성, 특히 시스템의 감쇠 성능을 변화시킬 수 있다. 이러한 공기 스프링 단독의 동적인 파라미터를 추출하기 위한 연구는 최근 수행된 바 있으나[2] 본 연구에서 다루고자 하는 공기 스프링이 외부챔버와 튜브로 길게 연결된 시스템에 대한 동특성 연구는 아직 구체적으로

알려진 사례가 없다. 한편, 공기 스프링에 대한 연구에 대한 다른 접근분야는 공기 스프링을 둘러 싸는 러버 복합체에 대한 것이다. 이 중 러버 부분은 천연고무 혹은 클로로폴렌 고무(Chloroprene rubber; CR)을 주로 모재로 하고 있어 비선형 탄성재료와 비압축성의 특징을 가지게 되며[3] 러버 내부에는 탄성계수가 러버 재질보다 훨씬 큰 보강코드가 삽입되어 있는 복합재료 형태로 구성되어 있으며 이로 인해 이방성을 나타내는 특징이 있다[4]. 특히 섬유강화 복합재료를 사용하는 경우 보강섬유와 모재 사이에는 기계적 물성치가 크게

<sup>†</sup>E-mail : seokj@cau.ac.kr

나타나기 때문에 이방성의 정도가 매우 심하게 나타나며 대부분 응력은 섬유가 지지하게 된다[5,6].

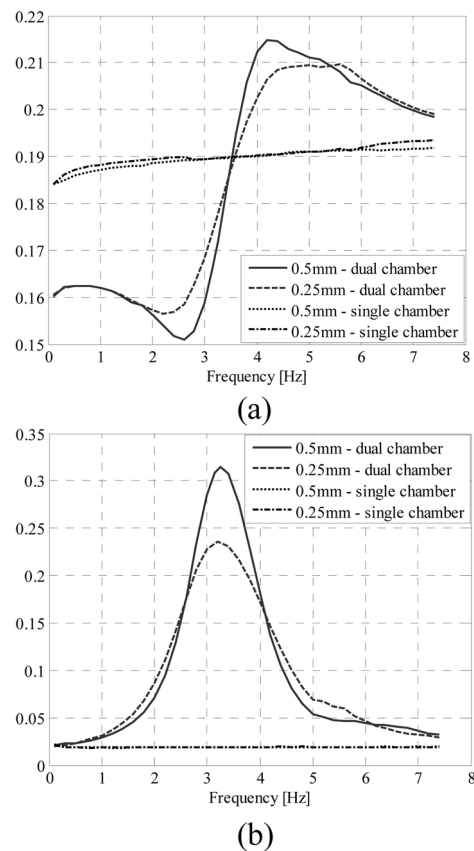
초기 공기 스프링에 대한 연구로 1970년대에 Gent와 Thomas는 공기 스프링을 두 개의 긴 강체 평판과 유연한 박막요소(Membrane)로 모델링하였다[7]. 이 모델로부터 압축, 전단, 굽힘력에 대하여 하중-변위 곡선을 구하였다. Agnew는 Euler's Equation을 이용하여 공기 스프링의 기하학적 형상을 계산하였고 공기 스프링에 걸리는 응력을 예측하였다[8]. Boros는 공기 스프링의 박막 형상을 축대칭의 박막(Axisymmetric membrane)으로 모델링하여 Force-equilibrium equation을 사용하여 하중-변위 곡선을 얻었다[9]. Maßmann은 롤링 로브형(Rolling lobe-type)의 공기 스프링을 각각 한 개의 보강섬유로 이루어진 두 개의 코드지로 모델링하여 미시적인 모델과 거시적인 모델에 대하여 전단변형을 해석하였다[10]. H.W. Lee *et al.*는 실제 다이아프램형 공기 스프링의 제품의 분석을 통해 형상을 모델링하였으며 축대칭 해석을 통하여 설계변수에 대한 검증을 수행하였다[6]. 이들은 복합재료의 물성치를 Halpin-Tsai 방정식[11]과 혼합물 법칙(The rule of mixture) [12]을 사용하여 예측하였고 보강 섬유의 적층 각도와 공기 스프링의 내압 조건 등에 따라 공기 스프링의 변형 거동을 분석하였다. 그러나 현재 사용되고 있는 러버 복합재를 이용하고 있어 해석의 수행 시 따르게 되는 구조적인 어려움도 있을 뿐 아니라 이외에도 구조/유체 유동의 연성에 기인하는 해석의 어려움으로 인해 이들 러버 복합재로 구성된 공기 스프링의 동특성에 대한 연구는 아직까지 매우 미미한 수준이다.

본 연구의 PART I 논문[1]에서 설명한 바와 같이 경제적, 또는 환경적 이유로 레벨링 밸브 등 공기 스프링의 감쇠를 증가시킬 수 있는 수단에 제한을 받는 경우, 일반적으로 방진(또는 제진) 대상이 되는 시스템의 가진 특성에 따라 원하는 감쇠성능을 발휘하기 어려운 경우가 종종 발생한다. 이러한 감쇠문제를 해결하기 위해 본 연구에서는 공기 스프링과 외부챔버가 유연한 튜브로 연결된 시스템을 제안하였다. 이 제안의 타당성을 살펴보기 위해 시스템의 동강성과 손실계수를 실험적인 수단으로 측정된 결과 시스템의 구성요소와 가진 주파수에 의존적인 특성치들[1]로 나타남을 알 수 있었으며 이는 이중챔버형 공압 마운트[13]에서 관찰된 특성과 그 성격은 유사하나 오리피스와 튜브 시스템 사이의 구조적 차이로 인해 동특성의 제어영역에는 큰 차이가 있을 수 있음을 보여준다.

본 연구에서 다루고자 하는 공기 스프링의 한쪽의 변위를 고정하고 다른 쪽 변위  $z$ 를 0.25, 0.5 mm로 제

어하여 고정부에서 전달되는 힘을 측정된 후 이들 데이터를 이용하여 공기 스프링의 동강성을 주파수 영역에서 구한 경우 이는 Fig. 1과 같다 (상세 실험조건은 본 연구의 실험조건 참조).

이 실험 결과를 살펴보면 공기 스프링에 외부 챔버가 연결되었을 경우와 연결되지 않았을 경우의 시스템의 특성은 확연하게 차이가 있음을 알 수 있다. 본 연구에서 연구의 대상으로 제안하는 시스템은 기존의 이중챔버형 공압 마운트[10]에서 고찰된 특성과 유사하지만 연결 튜브의 길이를 조절하여 동특성을 쉽게 제어할 수 있는 장점이 있는 구조이다.



**Fig. 1.** Complex stiffness of air spring: (a) dynamic stiffness (k) and (b) Loss factor(h).

한편, 외부 챔버가 연결되지 않은 오로지 공기 스프링만으로 이루어진 시스템의 경우 주파수에 따라 시스템의 특성이 크게 달라지지 않는 것을 그래프를 통하여 확인할 수 있다. 반면, 공기 스프링과 외부 압력 챔버를 연결한 시스템은 시스템의 특성이 주파수에 매우 의존적으로 변동한다. 즉, 주파수가 낮은 영역에서는

강성의 크기가 공기 스프링만 있는 시스템에 비하여 매우 작으나, 주파수가 커질수록 일정한 천이 구간 (Transition region)을 거친 후 공기 스프링만으로 이루어진 시스템과 유사한 특성을 보이게 된다. 감쇠 성능을 판단할 수 있는 손실계수 (Loss factor)를 살펴보면, 공기 스프링만으로 이루어진 시스템은 주파수에 상관 없이 0에 가까운 아주 작은 값으로 일정한 상수를 가진다. 이는 추후 설명할 공기 스프링의 동적 파라미터 추출 실험에서도 유사한 경향을 나타내게 됨을 확인할 수 있다.

본 연구에서는 PART I 논문[1]에서 이론적으로 유도한 공압 실린더 및 공기 베어링 시스템에 대한 다양한 주파수 응답함수를 이용하여 튜브를 포함하는 시스템의 감쇠상수 및 이를 이용한 이들 시스템의 동특성을 실험적인 수단을 통해 그 타당성을 증명하고 이러한 동특성의 물리적 의미를 고찰해 보고자 한다.

### 2. 실험장치 구성 및 방법

본 연구에서는 공기의 흐름을 제어하는 하나의 방법으로 공기 스프링에 일정한 길이의 유연한 튜브를 사용하여 외부 압력 챔버를 연결한 시스템의 특성을 고찰하고자 하였다. 그러나 공기 스프링의 경우 내부 압력과 스프링 변위에 따른 부피 변화의 예측이 힘들기 때문에 부피에 따른 압력의 의존성을 제거하기 위해서 우선 공압 실린더(SMC, CDA2B40-200)를 이용하여 실험을 진행하였다. 여기에 사용된 공압 실린더는 내경이 40 mm이며 행정(Stroke)이 200 mm인 복동 편로드식 공압 실린더이다. 본 실험의 목적은 부피의 변동을 제어할 수 있는 공압 실린더를 이용하여 이의 동적 모델링으로부터 공기 베어링 시스템의 감쇠특성을 지배하는 시스템의 감쇠상수를 구하기 위함이다.

공압 실린더에 외부 압력 챔버를 연결했을 때의 시스템의 동특성을 구하기 위하여 제작한 실험 장치의 개략도는 다음 Fig. 2와 같다.

상기 개략도에서 볼 수 있는 것과 같이, 본 실험에서는 공압 실린더와 외부 압력 챔버를 유연한 튜브로 연결하고 본 시스템을 다시 MTS (Mechanical testing system)에 장착하였다. 공압 실린더는 컴프레서와 연결하고 이 사이에 장착한 공압 조절기를 이용하여 일정한 압력이 공급되도록 하였다. 외부 압력 챔버의 부피는 실제 챔버에 물을 채워 무게를 잰 후 이를 물의 밀도로 나누어 구하였다. 상기 시스템 중 공압 실린더와 외부챔버에 대한 사진을 다음 Fig. 3에서 확인할 수 있으며 실험조건에 대한 구체적인 사양은 Table 1에 나타났다.

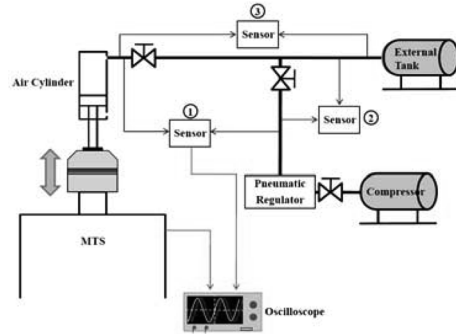


Fig. 2. A schematic diagram for experimental set-up incorporating air cylinder: here, sensor means differential pressure sensor.

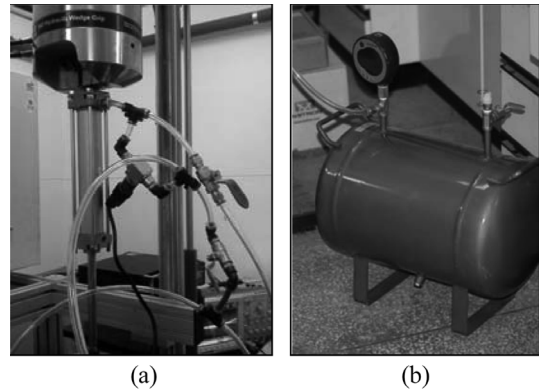


Fig. 3. Photographs of (a) air cylinder and (b) external pressure chamber.

Table 1. Specifications of the experimental conditions.

Symbol	Title	Value
$\rho$	Density of air	3.744 kg/m <sup>3</sup>
$\mu$	Dynamic viscosity	1.79×10 <sup>-5</sup> Ns/m <sup>2</sup>
$R$	Gas constant	286.9 J/kg·K
$n$	Specific heat ratio	1.4
$P_o$	Supplied pressure	3.039×10 <sup>5</sup> Pa
$V_{t0}$	Volume of top chamber	2.1363×10 <sup>-4</sup> m <sup>3</sup> (air cylinder)
		2.3876×10 <sup>-3</sup> m <sup>3</sup> (air spring)
$V_{b0}$	Volume of bottom chamber	0.0218 m <sup>3</sup>
$l$	Length of the tube	3 m
$A$	Cross section area of the tube	2.8274×10 <sup>-5</sup> m <sup>2</sup>
$c$	Speed of sound	343 m/s
$\kappa_{V_i}$	Volume change rate of cylinder	1.2566×10 <sup>-3</sup> m <sup>2</sup>

한편, 공압 실린더는 MTS를 이용하여 조화 함수 형태로 가진 하였으며 이 때, 실험의 편의를 위해 가진 변위는 5 mm로 고정하였고 가진 주파수는 0.25-7 Hz까지 0.25 Hz 단위로 증가시키며 실험을 수행하였다. 본 실험에서는 공압 실린더 가진 시, 각 조건에 따른 압력 변화를 차압계(ULFA Technology, PT201H-D500MB)를 사용하여 아날로그 출력신호를 얻었다. 이 때 사용된 차압계는 0~500 mbar사이의 압력 범위에 대하여 4~20 mA의 아날로그 전류 신호를 출력한다. 차압계의 출력 전류 신호를 전압신호로 변환시키기 위해 출력단에 일정 크기(464W)의 저항을 직렬로 연결한 후, 오실로스코프(Tektronics, DPO4034)를 이용하여 저항 양단에 걸리는 전위차를 측정하였다. 이 경우 0~500 mbar의 차압 범위에 대하여 1.856~9.28 V의 아날로그 전압신호를 측정할 수 있다. 또한 MTS 장비에서 변위에 대한 아날로그 신호를 오실로스코프로 차압 신호와 동시에 출력하여 이들 데이터를 함께 저장하였다. 이 때 실험적 오차를 최소화 하기 위해 차압계와 고무 튜브와의 거리를 최대한 짧게 하여 차압계를 장착하였다. 차압을 측정하는 실험은 총 3가지의 경우에 걸쳐 진행하였다. 즉, 1) 공압 조절기 앞 단의 압력을 고정한 뒤 공기 스프링의 입구단과 외부 압력 챔버 입구 단의 압력을 각각 측정하였으며 2) 공기 스프링의 입구단과 외부 압력 챔버 입구 단의 압력 차를 직접 측정한 후, 3) 이를 상기 신호들의 차이와 비교함으로써 차압센서로부터 얻은 신호의 신뢰성을 검증 하였다. 이렇게 얻은 신호는 MATLAB™[4]을 이용하여 FFT(Fast Fourier transform)시켜 주파수의 함수로 정리한 후 이를 이용하여 본 연구의 PART I 논문[1]의 식(41)에 나타난 공압 실린더의 가진변위에 대한 이의 내압의 주파수 응답함수를 구하였다.

한편, 본 연구의 PART I 논문 [1]에서 설명하였듯이, 공기 스프링은 감쇠비가 작아 공기 스프링으로 지지된 시스템의 자체 진동에 대한 감쇠 성능이 우수하지 못하다. 따라서 본 연구에서는 공기 스프링의 감쇠 성능을 증가시키기 위하여 일정한 길이의 유연한 튜브를 이용하여 외부 압력 챔버를 연결하고 이 시스템에 대한 동적 특성을 알아 보기 위하여 MTS 장비를 이용하여 실험을 수행하였다.

Fig. 2에서 공압 베어링 대신 공기 스프링을 MTS장비에 체결 후, 공기 스프링의 높이를 방진대 장착 시 주어진 설계치인 120 mm로 고정하였다. 공기 스프링의 상·하부 마운트와 장비 고정부 사이에는 유연한 고무패드를 삽입한 후 체결함으로써 마운트 및 장비 고정부에 힘이 골고루 분포되도록 하였다. 장착된 공기

스프링과 외부 압력 챔버를 유연한 고무 튜브로 연결하고 중간에 밸브를 달아 외부 압력 챔버의 유무에 따라 달라지는 시스템의 동특성을 동시에 비교할 수 있도록 하였다. 공기 스프링에는 공압 실린더를 이용하여 실험했을 때와 마찬가지로 조건으로 컴프레서와 공압 조절기를 이용하여 일정한 압력을 공급하였다. 이렇게 구성된 시스템을 MTS 장비를 이용하여 공기 스프링의 하부 마운트를 일정한 주파수를 가진 조화 함수의 형태로 가진하고 상부 마운트에 작용하는 반력을 측정하였다. 또한, MTS 장비에 내장된 변위센서(LVDT: Linear variable differential transformer)와 힘 센서(Force transducer)를 통하여 측정된 신호를 시간영역에서 저장하였다. 이 때 MTS 제어 프로그램에서 신호를 받아들이는 샘플링 주파수는 1024 Hz로 설정하였다. 다른 실험조건은 공압 실린더의 경우와 동일하게 고정하였다. 오실로스코프로 측정하는 차압계 신호는 일정 크기의 잡음(Noise)를 포함하고 있기 때문에 이 잡음을 순수한 백색잡음으로 가정하고 이들을 제거하기 위해서 MTS 장비에서 출력한 변위 신호를 트리거 신호로 설정하여 오실로스코프로 기록하는 신호를 시간영역에서 평균을 취하였다(i.e., Time-averaging). 이 때 데이터를 오실로스코프로 측정된 시간은 각 주파수 별로 10초이며 따라서 저장된 각 주파수 별 데이터 수는 10,240개씩이다.

### 3. 실험결과 및 고찰

#### 3.1. 공압 실린더를 이용한 시스템의 감쇠 상수 (부차적 손실계수)의 추정

본 연구에서는 첫 번째 실험으로 가진 변위에 대한 공압 실린더 입구단의 압력 파동의 전달함수  $\tilde{p}_i(j\omega)/Z(j\omega)$ 를 구하였다(아래 Fig. 4 참조).

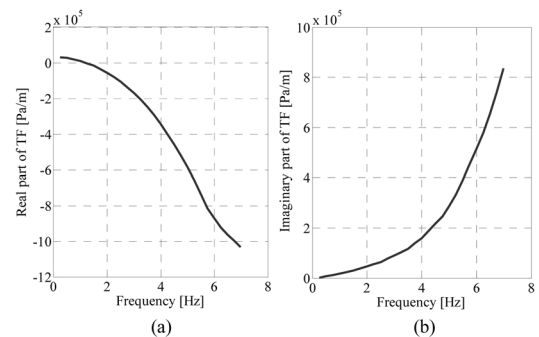


Fig. 4. Experimental data of  $\tilde{p}_i(j\omega)/Z(j\omega)$  a) Real part and (b) Imaginary part.

한편, 그 다음 이 결과를 이용하여 참고문헌 [1]의 식(41)과 비교하여 시스템의 감쇠상수  $D$ 를 추정하였다. 편의를 위해 이를 다시 나타내면 다음과 같다.

$$\frac{\tilde{P}_i(j\omega)}{Z} = \frac{-nP_0\kappa_i P_0 c^2 A^2 - P_0 V_b A L^* \omega^2 + j V_{i0} V_b D \omega}{\rho_0 V_{i0} c^2 A^2 + \rho_0 V_b c^2 A^2 - \rho_0 V_{i0} V_b A L^* \omega^2 + j V_{i0} V_b D \omega} \quad (1)$$

한편, 연구의 PART I 논문[1]에서 구한 시스템의 감쇠상수  $D$ 는 다음과 같다 (참고문헌[1]의 식 (28)참조).

$$D = 8\pi\mu L + D^* \quad (2)$$

여기서

$$D^* = \pi\rho_0 V d^2 K/8 \quad (3)$$

이며  $K$ 는 부차적 손실계수를 의미한다. 상기 항에서 결정되지 않은 파라미터는 유체의 속도  $V$ 와 부차적 손실 계수  $K$ 이다. 유체의 속도는 실험 결과를 통하여 그 값을 구할 수 있으며, 그 결과 약 7.41 m/s 이하의 값을 가진다. 이미 알고 있는 다른 파라미터들에 대한 값들을 대입하고 부차적 손실을  $K$ 만의 항으로 다시 표현하면  $D^*$ 는 약  $3.922 \times 10^{-4} K$ 이다.

상기 실험 결과와 주파수 응답함수를 이용하여 부차적 손실  $K$ 값을 추정하였다. MATLAB™ [14]을 사용하여 비선형 최소제곱법(Nonlinear Least Square Method)을 이용하여 구한 결과  $D^*$ 값은 약  $1.012 \times 10^{-3}$ 이다. 이를 이용하여 부차적 손실 계수  $K$ 는 약 2.582 정도의 값을 갖는 것을 알 수 있다. 실험 장치에서 추가적으로 부차적 손실을 일으킬 구성 요소로는 밸브와 Tee형 Connector가 있으며 통상적으로 이러한 각각의 요소들에 대한 부차적 손실 계수는 0.3~0.9 정도의 값을 갖는다고 알려져 있다[15]. 전체 손실계수는 각 요소들의 기여도를 모두 합한 실효값을 사용하게 되므로 실험적으로 구한 값은 타당성이 있는 구간 안에 포함

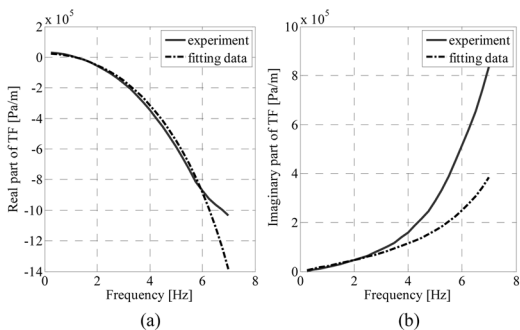


Fig. 5. Fitted curves with experimental data (air cylinder): (a) Real part and (b) Imaginary part.

된다고 할 수 있다. 한편, Fig. 5는  $D^*$ 를 구하기 위한 곡선 적합을 수행한 결과 그래프이다.

상기 전달함수에 대한 실험 및 예측치를 비교해 보면 낮은 주파수 대역 (< 5 Hz)에서는 상당히 유사한 결과를 얻을 수 있음을 보여준다. 반면에 다소 높은 주파수 대역 (> 5 Hz)에서는 전달함수를 구성하는 이들 변수들의 높은 차원의 동특성이 포함되지 않아 다소 차이가 나타남을 알 수 있다. 그러나 본 논문의 주된 관점은 방진 시스템의 차단 주파수 이전의 저주파 대역의 감쇠특성의 향상에 있으므로 상기 결과는 관심대역인 5 Hz 이내의 저주파 대역에서는 상당히 정확한 값을 예측해 줄 수 있다고 판단된다.

앞선 공압 실린더를 이용한 실험에서 얻은 실험 결과와 해석으로 도출한 전달함수를 이용하여 이 시스템에 작용하는 감쇠 계수 ( $D$ ) 값을 추정하였다. 본 실험에서는 공압 실린더 대신 공기 스프링을 사용하였으며 이를 제외한 나머지 실험 장치는 동일하게 구성하였다. 시스템에 작용하는 감쇠상수는 실험 장치의 구성 요소와 관련된 항이기 때문에 앞선 실험과 동일한 실험장치를 사용한 본 실험에서도 이 과정에서 구한  $D$ 값을 사용하였다. 이를 확인하기 위하여 모델에서 구한 공기 베어링의 동압에 대한 외부챔버의 동압의 주파수 응답 함수값 (참고문헌[1]의 식(43)), 즉

$$\frac{\tilde{P}_b}{P_i}(j\omega)A = \frac{\rho_0 c^2 A^2}{\rho_0 c^2 A^2 - P_0 V_b A L^* \omega^2 + j V_b D \omega} \quad (4)$$

과 실제 실험 결과값을 서로 비교하였다. 이 결과로 얻은 모델 예측 값과 실험 결과에 대한 비교 그래프는 다음 Fig. 6과 같다.

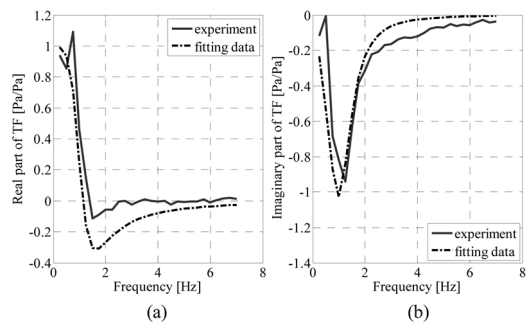


Fig. 6. Fitted curves with experimental data (air bearing): (a) Real part and (b) Imaginary part.

이 그래프를 살펴보면 공압 실린더를 사용하여 구한 감쇠상수(또는 부차적 손실계수)를 공기 스프링으로

구성한 시스템에 그대로 적용하여도 공기 스프링과 외부챔버 사이의 동적 특성에 대한 이론과 실험결과를 서로 매우 잘 일치함을 알 수 있다. 따라서 공압 실린더를 이용한 시스템의 감쇠상수는 공기 스프링 등 다른 구조물이 장착되는 경우에도 사용할 수 있음을 알 수 있으며 이는 시스템의 감쇠특성이 주로 튜브 시스템의 특성에 따라 지배되는 경향이 있기 때문으로 사료된다.

### 3.2. 공기 베어링을 이용한 시스템의 동특성 추정 및 분석

이론해석을 통해 얻은 공기 스프링의 동압에 대한 유체변위의 주파수 응답함수 (참고문헌[1]의 식 (44)), 즉

$$\frac{\xi}{P_i}(j\omega)A = \frac{V_b A}{\rho_0 c^2 A^2 - P_0 V_b A L^* \omega^2 + j V_b D \omega} \quad (5)$$

과 공기 스프링을 이용하여 측정한 공기 스프링 입구단의 압력 파동의 주파수 영역 데이터를 이용하면 공기 스프링으로 이루어진 시스템이 일정 주파수를 가진 조화함수 형태로 가진 될 때 가진 입력에 대한 튜브 내 유체 변위를 각 가진 주파수에 대해 구할 수 있다. 이 결과는 다음 Fig. 7에 나타내었으며, 이 때 물리적 고찰의 편의를 위해 결과를 주파수 응답함수의 크기와 위상으로 표현하였다.

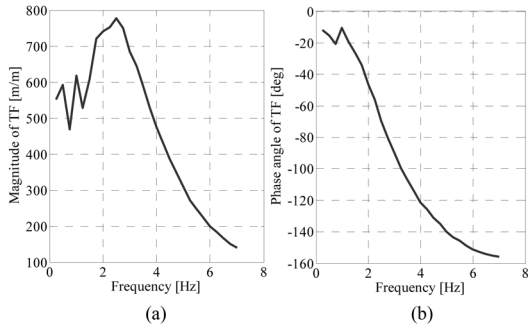


Fig. 7. Plots of  $\xi(f\omega)/Z(f\omega)$ : (a) Magnitude and (b) Phase angle.

이 그래프에서 튜브 내 유체 변위의 최대값은 약 2.5 Hz에서 나타나게 되며 이 후 주파수가 빨라질수록 가진 변위에 대하여 유체 변위가 급격하게 감소하는 경향임을 알 수 있다.

한편, 공기 스프링을 MTS에 장착한 후 가진변위에 대한 공기 스프링 내의 동압에 대한 주파수 응답함수인 다음 식(참고문헌[1]의 식 (46))

$$\frac{V_i}{Z}(j\omega) = \frac{1}{nP_{i0}\omega} \left\{ \left( \rho_0 c^2 A \omega \frac{\xi}{Z}(j\omega) - j \cdot V_{i0} \frac{\dot{P}_i}{Z}(j\omega) \right) \right\} \quad (6)$$

과 Fig. 4에서 예측한 전달함수  $x(j\omega)/Z(j\omega)$ 를 이용하여 공기 스프링의 가진 변화에 따른 공기 스프링의 체적 변화를 예측할 수 있다. 이 때 구한 가진 변위에 따른 공기 스프링의 체적 변화는 다음 Fig. 8과 같다.

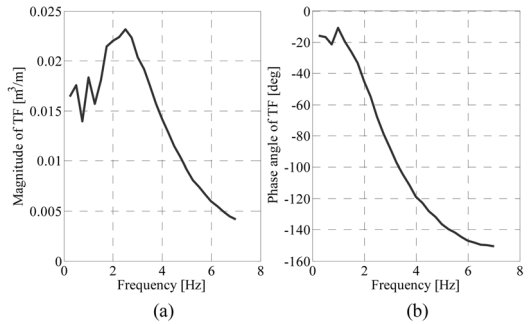


Fig. 8. Plots of  $V_i(f\omega)/Z(f\omega)$ : (a) Magnitude and (b) Phase angle.

이 결과는 공기 스프링을 가진 하였을 때의 유체 변위와 같은 양상으로 나타난다. 가진 변위에 대하여 주파수가 높아질수록 공기 스프링의 부피 변화는 눈에 띄게 줄어든다. Fig. 7과 Fig. 8에 도시한 결과를 살펴보면, 이는 공기 스프링이 가진 되어도 튜브를 통한 공기의 유출입(또는 파동의 전파)이 원활하지 못하며 대부분의 압축된 공기가 공기 스프링 안에 정체되어 있음을 판단할 수 있다. 따라서 이에 따라 주파수에 따른 시스템의 감쇠 특성 또한 감소함을 예상할 수 있다. 또한 특히 5 Hz (차단 주파수) 이하의 저주파에서는 이러한 특성이 두드러지게 나타나며 Fig. 5를 통하여 알 수 있듯이 이러한 특성은 공기 스프링에 대한 외부챔버의 주파수 응답함수의 크기가 아닌 기울기에 크게 의존하는 경향이 있다. 또한 이러한 차단 주파수 이상에서는 공기 저장을 통하여 감쇠 성능의 향상을 기대하는 공기 스프링의 특성상 감쇠 성능이 우수하지 않음을 판단할 수 있다. 이러한 특성은 참고문헌[1]의 Fig. 3에서도 관찰할 수 있다. 즉, 공기 스프링의 감쇠 성능의 향상은 공기 유출입과 관계된 튜브의 직경, 길이 등 튜브를 지나는 유체의 동적 특성을 좌우하는 인자에 크게 의존함을 알 수 있다.

## 4. 결 론

본 연구에서는 공기 스프링의 감쇠 성능을 증가시키기 위하여 공기 스프링을 외부챔버와 유연한 고무 튜브

로 연결한 시스템을 제안하였다. 본 시스템의 동적 특성을 알아보기 위하여 MTS장비를 이용한 동적 가진 실험을 수행하였다. 공기 스프링은 그 복잡성으로 인한 많은 불확실성을 가지고 있다. 따라서 본 연구에서는 이러한 불확실성을 줄이기 위하여 공기 스프링을 공압 실린더로 대체하여 먼저 실험을 수행하였다.

공압 실린더로 구성된 시스템은 공기 스프링으로 구성된 시스템에 대하여 부피에 대한 압력의 의존성을 없앤 시스템에 불과하기 때문에 공압 실린더를 사용한 시스템에서 동적 파라미터를 결정한 후, 이 결정된 파라미터를 다시 공기 스프링을 이용한 시스템에 적용하였다. 공기 스프링의 동적 거동을 예측하기 위하여 본 연구의 PART I 논문 [1]에서 수행한 열-기계적 시스템과 헬름홀츠 공명기형 모델들을 이용하여 구한 다양한 주파수 응답함수를 이용하여 상기 시스템의 주파수에 따른 동적 거동을 고찰하였다. 이 결과 이중 챔버로 구성된 시스템은 단일 챔버로 구성된 시스템에 비하여 일정한 구간의 저주파 영역대에서 감쇠 성능이 크게 증가할 수 있음을 이론 및 실험적으로 확인할 수 있었으며 이는 주로 튜브를 통해 전달되는 유체변위가 일정 주파수 이하 (차단주파수)에서만 외부챔버로 전달되기 때문에 생기는 현상으로 판단되었다. 또한 이러한 이유로 인해 공기 스프링의 가진변위에 따른 체적의 주파수 응답 역시 차단주파수 이상에서는 크게 감소되는 것을 알 수 있었다.

## 감사의 글

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

## 참고문헌

1. 석중원, 이주홍, 김필기, “외부 챔버와 연결된 방진용 공기 스프링의 열 및 동적 거동에 대한 연구: PART I, 이론적 모델링,” 한국 반도체 및 디스플레이 장비학회지, 제출 중, 2011.
2. 이주홍, COG 본딩공정 고속복합 검사시스템의 방진용 에어 스프링의 동적 파라미터 구명 연구, 한국정밀

학회지, Vol. 27, No. 7. pp. 13-20, 2010.

3. J.E. Morton, “Rubber Technology 3<sup>rd</sup> Ed.,” Van Nostrand Reinhold, New York, 1987.
4. D.G. Lee, “Composite Materials,” Sungandan, 1993.
5. H.T. Ahn, “Characterization of the mechanical properties of fiber-reinforced rubber-matrix composite materials,” Master thesis in KAIST, 1999.
6. H.W. Lee, S.H. Kim and H. Hun, “Finite element analysis of diaphragm-type air springs with fiber-reinforced rubber composites,” J. of Composite Materials, Vol. 37, No. 14, pp. 1261-1274, 2003.
7. A.E. Gent and A.G. Thomas, “Forced-deflection relations for a model air spring,” Rubber chemistry and technology, Vol. 47, No. 2, pp. 384-395, 1974.
8. B. Agnew, “A note on the design of air spring,” Proc. Institution of Mechanical Engineers, Vol. 205, pp. 207-209, 1991.
9. A. Boros, F. Kovacs and K. Lengyel, “Modelling of axial-symmetric-fibre-reinforced rubber membranes loaded by inner pressure; Computer simulation of air-springs,” International Rubber Conference (IKT/IRC 91), pp. 487-489, 1991.
10. C. Mabmann, “Application of FEA on textile reinforced rubber structures as used in air spring,” Kautschuk Gummi Kunststoffe, Vol. 48, No. 6, pp. 423-429, 1995.
11. J.C. Halpin and J.L. Kardos, “The Halpin-Tsai equations: a review,” Polymer engineering and science, Vol. 16, No. 5, pp. 344-352, 1976.
12. R.F. Gibson, “Principles of Composite Material Mechanics,” McGraw-Hill, New York, 1994.
13. 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.
14. Mathworks, Matlab<sup>TM</sup>, version 7.1, Mathworks Inc., 2005.
15. B. R. Munson, D. F. Young and T. H. Okiishi, Fundamentals of fluid mechanics, 3<sup>rd</sup> edition, John Wiley & Sons Inc., NY, 1998.

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