

제어밸브의 유량특성에 따른 에어스프링의 성능 변화

Effect of Control Valve Flow Rates Characteristics on the Performance of an Air Spring

한승훈¹ · 장지성^{2*} · 지상원²

Seung Hun Han, Ji Seong Jang and Sang Won Ji

Received: 15 Jun. 2016, Accepted: 07 Jul. 2016

Key Words : Air Spring(에어스프링), Critical Pressure Ratio(임계압력비), Flow Rates Characteristics(유량특성), Impedance Characteristics(임피던스 특성), Transmissibility(진동전달율)

Abstract: This study describes the effect of the critical pressure ratio of a control valve on the performance of an air spring system composed of an air spring, auxiliary chamber, control valve and mass in order to suggest a more efficient design for an air spring system. The critical pressure ratio of the control valve is assumed to have a fixed value, but the critical pressure ratio of the control valve is known to have various values between 0.05 and 0.6, and the effect of the variation of the critical pressure ratio on the performance of the air spring system has not yet been reported. The analysis derives nonlinear and linear governing equations of the air spring system, including the critical pressure ratio of the control valve. This simulation study is presented to show that the impedance and transmissibility characteristics of the air spring system change due to variations in the critical pressure ratio of the control valve as well as its sonic conductance. As a result, the critical pressure ratio of the control valve should be maintained as large as possible to improve the vibration isolation characteristics of the air spring system.

1. 서 론

에어스프링과 제어밸브, 배관 및 보조용기로 구성된 에어스프링 시스템은 압력 변화 등에 의하여 스프링 상수의 변형이 용이하며 충격 및 진동 절연 성능이 우수하므로 다양한 분야에 사용되고 있다¹⁻²⁾. 이러한 에어스프링 시스템의 성능 분석과 관련해서는 배관 및 오리피스 단면적이 에어스프링의 성능에 미치는 영향에 대한 연구³⁾, 가진 주파수와 열전달효

과가 에어스프링의 히스테리시스 특성에 미치는 영향에 대한 분석⁴⁾, 에어스프링의 유효단면적 변화가 스프링-부하 구동계의 주파수 응답에 미치는 영향을 분석한 연구⁵⁾, 초기압력이 에어스프링의 스프링 상수에 미치는 영향을 분석한 연구⁶⁾, 열전달효과가 에어스프링의 성능에 미치는 영향을 분석한 연구⁷⁾ 등 다양한 요소에 대한 연구가 진행되어 왔다. 이러한 요소 중 제어밸브는 임계압력비를 이상적인 오리피스로 가정하여 분석에 적용하여 왔지만¹⁻⁸⁾, 실제로는 임계압력비가 광범위하게 변한다는 사실이 알려져 있다⁹⁾. 그러나, 이러한 변화가 에어스프링 시스템의 특성에 미치는 영향을 분석한 연구는 아직 보고되지 않고 있다. 본 연구에서는 제어밸브의 임계압력비 변화가 에어스프링 시스템의 강성과 임피던스 및 에어스프링-부하 구동계의 진동전달율에 미치는 효과를 고찰함으로써 에어스프링 시스템을 보다 효율적으로 설계할 수 있는 방안을 제시하고자 한다.

* Corresponding author: jangjs@pknu.ac.kr

1 Department of Control & Mechanical Engineering, Graduate School, Pukyong National University, Busan 48547, Korea

2 Department of Mechanical System Engineering, Pukyong National University, Busan 48547, Korea

Copyright © 2016, KSFC

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

2. 에어스프링 모델

2.1 비선형모델

Fig. 1은 에어스프링과 제어밸브, 배관 및 보조용기로 구성된 에어스프링 시스템을 나타낸다. Fig. 1에서 $G[\text{kg/s}]$ 는 공기의 질량유량, $M[\text{kg}]$ 은 에어스프링 상부의 부하 질량, $P[\text{Pa}]$ 는 압력, $T[\text{K}]$ 는 온도, $V[\text{m}^3]$ 는 체적, $W[\text{kg}]$ 는 공기질량, $Y[\text{m}]$ 는 에어스프링 상부 부하의 변위, $Z[\text{m}]$ 는 에어스프링 하부의 입력변위를 나타낸다.

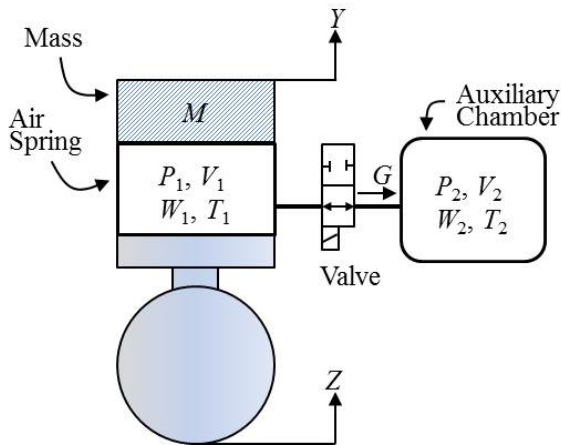


Fig. 1 Schematic diagram of the air spring system

Fig. 1에서 P_1, P_2 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$V_1 \frac{\delta P_1}{\delta t} = -P_1 \frac{\delta V_1}{\delta t} - GRT_1 + W_1 R \frac{\delta T_1}{\delta t},$$

$$V_1 = A(L + X), \quad X = Y - Z \quad (1)$$

$$V_2 \frac{\delta P_2}{\delta t} = GRT_2 + W_2 R \frac{\delta T_2}{\delta t} \quad (2)$$

식 (1)에서 $R[\text{J/kg}\cdot\text{K}]$ 은 공기의 기체상수, $L[\text{m}]$ 과 $A[\text{m}^2]$ 는 에어스프링의 초기길이와 단면적을 나타낸다. 에어스프링의 단면적은 길이변화에 관계없이 일정한 값을 가지는 것으로 가정한다.

T_1, T_2 는 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$C_v W_1 \frac{\delta T_1}{\delta t} = -GRT_1 - P_1 \frac{\delta V_1}{\delta t} + Q_1,$$

$$Q_1 = h_1 \cdot S_{h1}(T_a - T_1) \quad (3)$$

$$C_v W_2 \frac{\delta T_2}{\delta t} = GC_p T_1 - GC_v T_2 + Q_2,$$

$$Q_2 = h_2 \cdot S_{h2}(T_a - T_2) \quad (4)$$

식 (3), (4)에서 $C_v[\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$ 는 정적비열, $C_p[\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$ 는 정압비열 $Q_1[\text{W}], Q_2[\text{W}]$ 는 각각 공기스프링 또는 보조용기 내부 공기와 대기와의 열전달동력, $h_1[\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})], h_2[\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})]$ 는 열전달계수, $S_{h1}[\text{m}^2], S_{h2}[\text{m}^2]$ 는 전열면적, $T_a[\text{K}]$ 는 대기온도를 나타낸다.

에어스프링의 운동방정식은 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$M \frac{\delta^2 Y}{\delta t^2} = \delta P_1 \cdot A - D_p \frac{\delta X}{\delta t} \quad (5)$$

식 (5)에서 $D_p[\text{N}/(\text{m}\cdot\text{s})]$ 는 에어스프링의 감쇄계수를 나타낸다. 공기의 질량유량 G 는 다음과 같이 나타낼 수 있다⁹⁾.

$$P_2/P_1 \leq b$$

$$G = C \cdot \rho_0 \cdot P_1 \sqrt{\frac{T_0}{T_1}} \quad (6)$$

$$P_2/P_1 > b$$

$$G = C \cdot \rho_0 \cdot P_1 \sqrt{\frac{T_0}{T_1}} \sqrt{1 - \left(\frac{P_2/P_1 - b}{1 - b}\right)^2} \quad (7)$$

식 (6), (7)에서 $C[\text{m}^3/(\text{s}\cdot\text{Pa})]$ 는 제어밸브의 소닉컨덕턴스, b 는 임계압력비, $\rho_0[\text{kg}/\text{m}^3]$ 는 기준상태 밀도, $T_0[\text{K}]$ 는 기준상태 온도를 나타낸다.

2.2 선형모델

에어스프링 내부 공기의 상태변화를 단열로 가정하면 식 (1), (2)에 나타난 압력변화는 다음 식으로 기술할 수 있다.

$$V_{10} \delta P_1(s) s = -\kappa P_{10} A X s - \kappa k_p \delta P(s) R T_{10} \quad (8)$$

$$V_{20} \delta P_2(s) s = \kappa k_p \delta P(s) R T_{20}, \quad k_p = \frac{\partial G(s)}{\partial (\delta P(s))},$$

$$\delta P(s) = P_1(s) - P_2(s) \quad (9)$$

식 (8), (9)에서 s 는 라플라스 연산자, 아래첨자 0은 평형상태, $k_p[\text{kg}/(\text{s}\cdot\text{Pa})]$ 는 제어밸브의 압력유량계수, κ 는 비열비를 나타낸다. δP 가 작아서 유속이 음속 이하로 유지된다면 식 (8)에 나타난 k_p 는 식 (7)을 이용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$k_p = \frac{C\rho_0\sqrt{\frac{T_0}{T_{10}}}\sqrt{1-\left(\frac{P_{20}}{P_{20}+\delta P_0}-b\right)^2} + P_{20}C\rho_0\sqrt{\frac{T_0}{T_{10}}}\left(\frac{P_{20}}{P_{20}+\delta P_0}-b\right)}{(1-b)^2(P_{20}+\delta P_0)\sqrt{1-\left(\frac{P_{20}}{P_{20}+\delta P_0}-b\right)^2}},$$

$$\delta P_0 = P_{10} - P_{20} \quad (10)$$

식 (8)을 식 (9)에 대입하여 정리하면 에어스프링의 임피던스를 다음 식으로 선형화 할 수 있다.

$$\frac{\delta F(s)}{\delta X(s)} = \frac{A\delta P_1(s)}{\delta X(s)} = \frac{-K_{E1}\tau_1 s - K_{E2}}{\tau_1 s + 1},$$

$$K_{E1} = \frac{\kappa P_{10} A^2}{V_{10}}, K_{E2} = \frac{\kappa P_{10} A^2}{V_{10} + V_{20}},$$

$$\tau_1 = \left(\frac{V_{10}}{V_{10} + V_{20}}\alpha\right), \alpha = \frac{V_{20}}{\kappa k_p R T_{20}} \quad (11)$$

식 (5)를 라플라스 변환한 후 식 (11)에 대입하여 정리하면 에어스프링 하부 가진이 상부 부하로 전달되는 진동전달율¹⁰⁾을 식 (12)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{\delta Y(s)}{\delta Z(s)} = \frac{\frac{D_p\alpha}{K_{E1}}s^2 + \left(\frac{D_p}{K_{E2}} + \alpha\right)s + 1}{\frac{\alpha}{\omega_1^2}s^3 + \left(\frac{1}{\omega_2^2} + \frac{D_p\alpha}{K_{E1}}\right)s^2 + \left(\frac{D_p}{K_{E2}} + \alpha\right)s + 1}$$

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{K_{E1}}{M}}, \omega_2 = \sqrt{\frac{K_{E2}}{M}} \quad (12)$$

3. 결과 및 고찰

본 논문에서 이용한 에어스프링 시스템의 기본적인 물리 파라미터를 Table 1에 나타낸다.

Table 1 Physical parameters of the air spring system

A	0.07065[m ²]	R	288[J/(kgK)]
C_v	717[J/(kg·K)]	T_a, T_{10}, T_{20}	293[K]
C_p	1005[J/(kg·K)]	T_0	293.15[K]
D_p	1000[N/(m/s)]	V_{20}	0.02[m ³]
L	0.25[m]	ρ	1.185[kg/m ³]

Fig. 2는 제어밸브의 임계압력비를 변화시켰을 때, 제어밸브를 통과하는 유량변화를 나타낸다. 이 결과로부터 임계압력비가 감소하면 k_p 가 감소하며, 임계압력비 변화에 따른 k_p 의 차이는 P_1 과 P_2 의 차이가 클수록 증가함을 알 수 있다.

Fig. 3은 Fig. 1의 Z방향으로 에어스프링에 진폭 5[mm], 주파수 1[Hz]의 정현파입력을 가하면서 제어밸브 임계압력비를 변화시켰을 때의 유량, 에어스프링 내부 압력 및 온도의 변화를 나타낸다.

Fig. 3에서 (a)는 유량변화, (b)는 압력변화, (c)는 온도변화를 각각 나타낸다. Fig. 3으로부터 임계압력비가 감소하면 유량 변화는 작아지지만, 압력 및 온도 변화는 커짐을 알 수 있다. Fig. 3에서 임계압력비

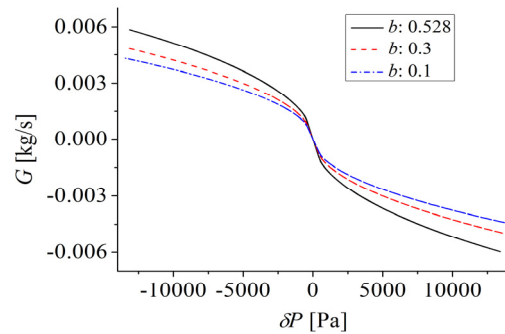
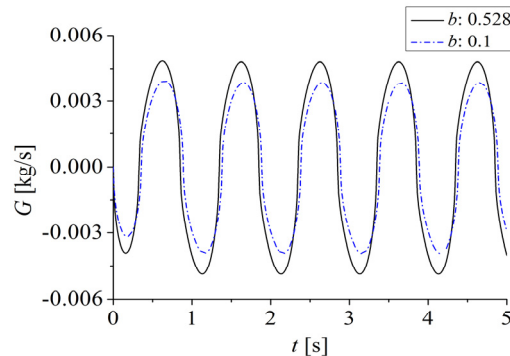
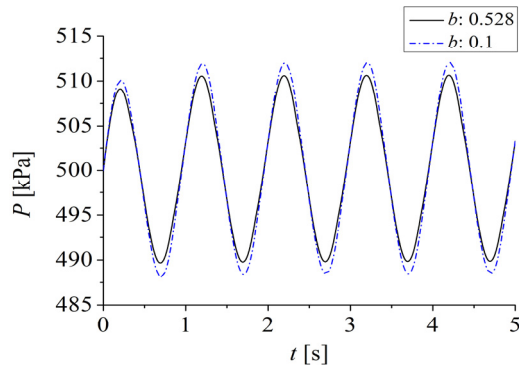


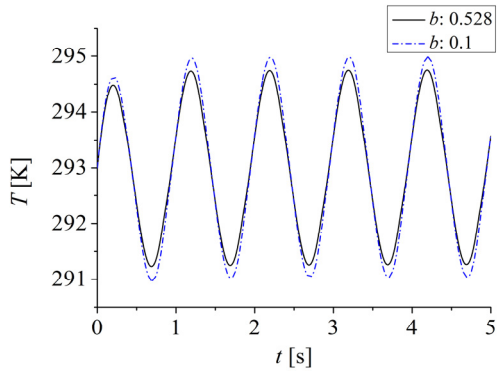
Fig. 2 Mass flow rates as a function of pressure difference



(a) Mass flow rates



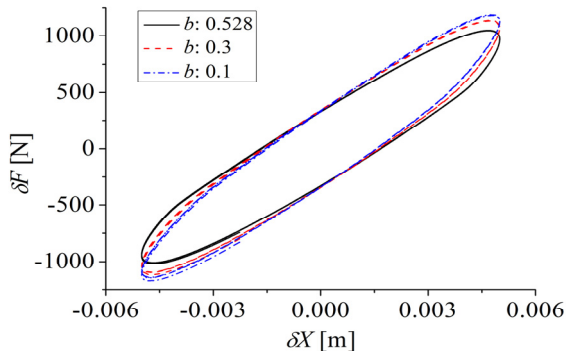
(b) Pressure response



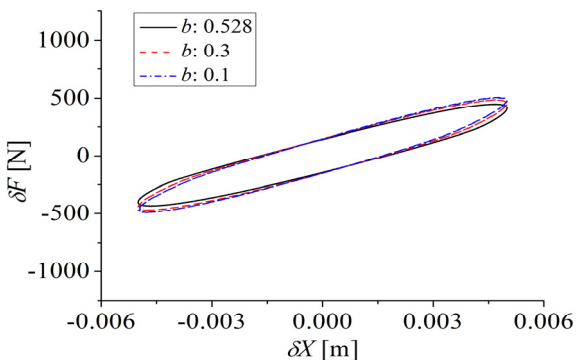
(c) Temperature response

Fig. 3 Change of mass flow rates, pressure and temperature on the variation of b for sinusoidal input ($C: 3 \cdot 10^{-8}[\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})]$, $h_1, h_2: 50[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$)

가 감소하면 유량이 감소하는 것은 Fig. 2에 나타난 결과와 일치한다. 또한, 임계압력비가 감소하여 유량 변화량이 감소하면 식 (1), (3)으로부터 압력 변화와 온도 변화의 진폭이 증가하게 됨을 알 수 있다.



(a) $P_{10}, P_{20}: 700[\text{kPa}]$



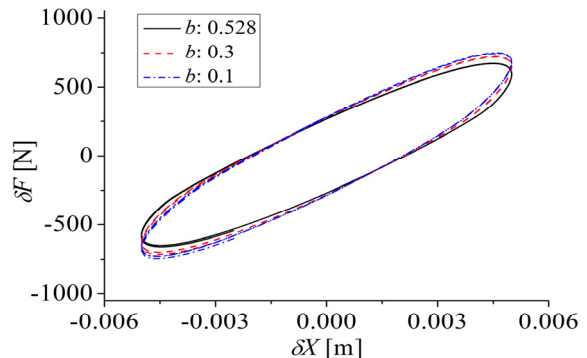
(b) $P_{10}, P_{20}: 300[\text{kPa}]$

Fig. 4 $F-X$ diagram on the variation of equilibrium pressure for sinusoidal input ($C: 3 \cdot 10^{-8}[\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})]$)

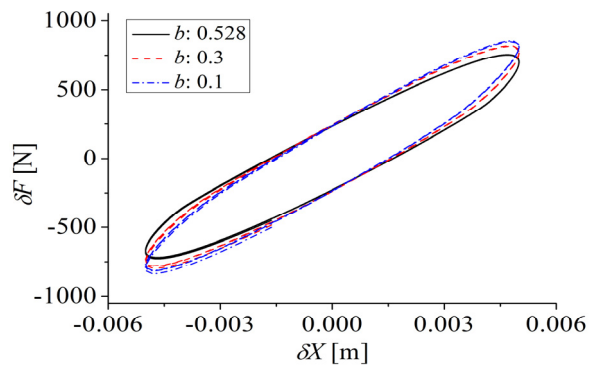
Fig. 4, 5는 Fig. 3에서와 같이 Z 방향으로 진폭 5[mm], 주파수 1[Hz]의 정현파입력을 가하면서 평형 압력 및 열전달계수를 변경시켰을 때의 에어스프링의 $F-X$ 선도 계산 결과를 나타낸다.

Fig. 4로부터 임계압력비가 감소하면 $F-X$ 선도의 기울기가 증가함을 알 수 있다. Fig. 3에서 살펴본 바와 같이 임계압력비가 감소하면 압력 변화의 진폭이 증가하게 되므로 에어스프링의 강성이 증가하게 된다. 그 결과 임계압력비가 감소하면 에어스프링의 강성을 나타내는 $F-X$ 선도의 기울기가 증가하게 된다.

또한, 평형압력이 증가하면 임계압력비 변화에 의한 $F-X$ 선도의 기울기 차이가 증가함을 알 수 있다. 평형압력이 증가하면 식 (1)에서 알 수 있는 바와 같이 에어스프링의 가진에 의한 압력변화의 진폭이 증가하게 되고, 압력변화의 진폭이 증가하면 식 (7)에서 알 수 있는 바와 같이 임계압력비의 변화에 의한 유량변화의 차이가 증가하게 된다. 그러므로, 임계압력비의 변화에 의한 $F-X$ 선도의 기울기 차이는 평형압력이 증가하면 증가하게 된다.



(a) $h_1, h_2: 1000 [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$



(b) $h_1, h_2: 0 [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$

Fig. 5 $F-X$ diagram on the variation of heat transfer coefficient for sinusoidal input ($C: 3 \cdot 10^{-8}[\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})]$, $P_{10}, P_{20}: 500[\text{kPa}]$)

Fig. 5로부터는 열전달계수가 감소하면 임계압력비 변화에 의한 $F-X$ 전도의 기울기 차이가 증가함을 알 수 있다. 열전달계수가 감소하면 식 (3)에서 알 수 있는 바와 같이 온도변화의 진폭이 증가하게 된다. 이러한 온도변화의 진폭 증가는 압력변화 진폭의 증가를 유발하므로 임계압력비 변화에 의한 유량변화의 차이가 증가하게 되므로 열전달계수가 감소하면 임계압력비의 변화에 의한 $F-X$ 전도의 기울기 차이가 증가하게 된다.

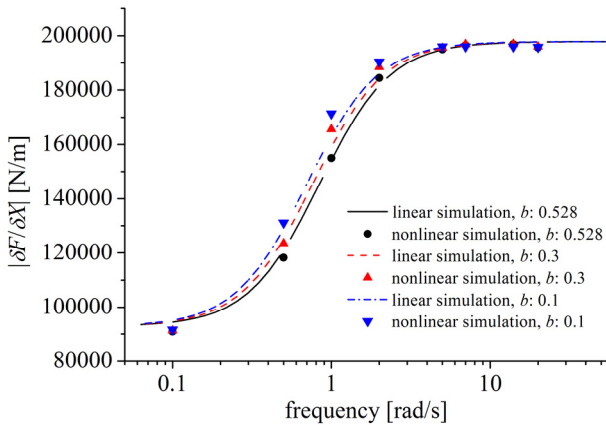
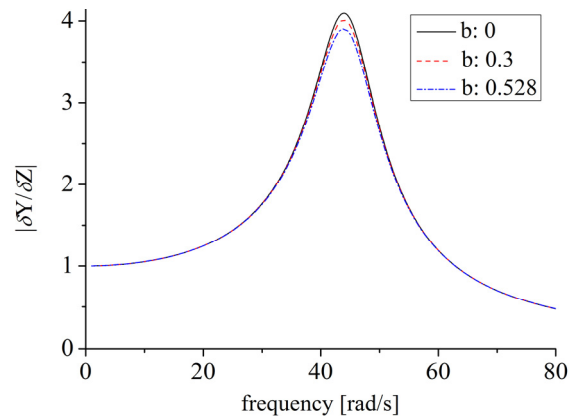


Fig. 6 Impedance characteristics($C: 3 \cdot 10^{-8}[\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})]$, $\delta X: \pm 0.005[\text{m}]$, $P_{10}, P_{20}: 500[\text{kPa}]$, $\delta P_0: 10[\text{kPa}]$, $h_1, h_2: 50[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$)

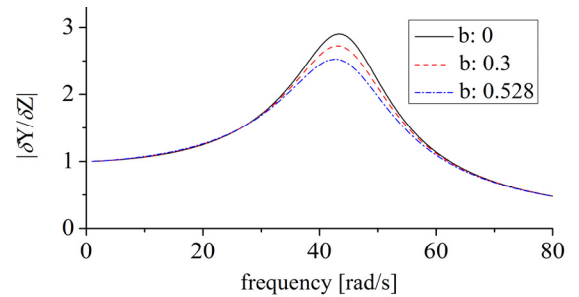
Fig. 6은 에어스프링의 임피던스 특성을 나타낸다. Fig. 6에서 실선, 점선 및 일점쇄선과 원, 삼각형 및 역삼각형은 각각 식 (11) 및 식 (1)~(7)을 이용하여 도출한 결과이고 선형해석과 비선형해석 결과가 잘 일치함을 알 수 있다. 이 결과로부터 임계압력비가 감소하면 K_{E2} 와 일치하는 저주파수 대역과 K_{E1} 과 일치하는 고주파수 대역 사이의 중간 주파수 대역에서 에어스프링의 임피던스가 증가함을 확인할 수 있다.

Fig. 7은 식 (12)를 이용하여 제어밸브 임계압력비의 변화가 에어스프링 진동전달율의 변화에 미치는 영향을 도출한 결과이다. Fig. 7에서 에어스프링 상부 부하의 질량은 $100[\text{kg}]$ 으로 설정하였고, 실선, 점선 및 일점쇄선은 임계압력비를 각각 0, 0.3, 0.528로 변화시켰을 때의 결과를 나타낸다. 이 결과로부터 제어밸브의 임계압력비가 감소하면 진동전달율이 증가하고 또한, 소니컨덕턴스가 증가할수록 임계압력비의 변화에 따라 진동전달율이 변화하는 주파수 대역이 넓어짐을 알 수 있다.

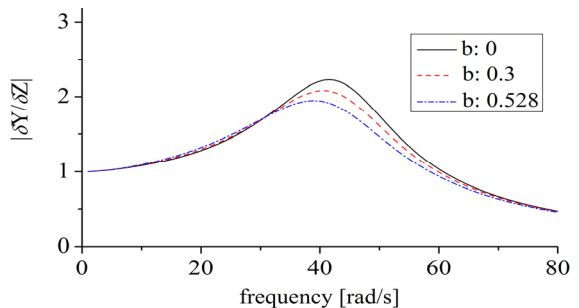
Fig. 8은 식 (1)~(7)을 이용하여 에어스프링의 가진 진폭을 변화시켰을 때 임계압력비의 변화가 부하의 가진 진폭에 미치는 영향을 도출한 결과이다. 그림에서 실선 및 점선은 임계압력비가 각각 0, 0.528일 때의 결과를 나타낸다. Fig. 8의 (a), (b)로부터 에어스프링의 가진 진폭이 증가하면 임계압력비의 변화에 따른 부하 가진 진폭의 차이가 증가하지만, 에어스프링 가진 진폭의 증가에 비례하여 부하의 가진 진폭이 증가하지는 않고, 이러한 경향은 진동수가 변화하여도 일치함을 알 수 있다.



(a) $C: 3 \cdot 10^{-8} [\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})]$

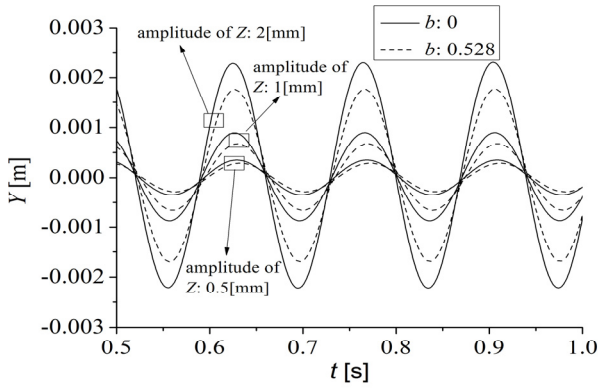


(b) $C: 5 \cdot 10^{-8} [\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})]$

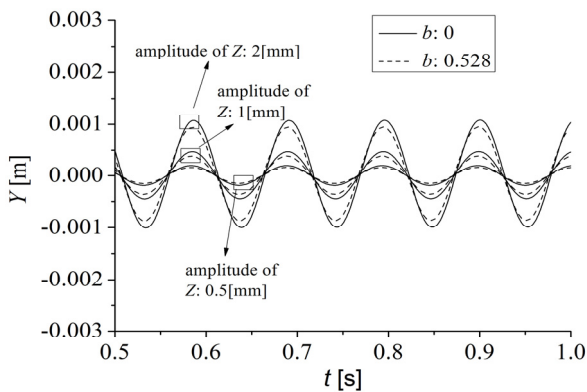


(c) $C: 10 \cdot 10^{-8} [\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})]$

Fig. 7 Transmissibility curves for a suspended mass with base excitation($M: 100[\text{kg}]$, $P_{10}, P_{20}: 500[\text{kPa}]$, $\delta P_0: 1[\text{kPa}]$, $h_1, h_2: 0[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$)



(a) Excitation frequency: 45 [rad/s]



(b) Excitation frequency: 60 [rad/s]

Fig. 8 Amplitude curves for a suspended mass with change of amplitude of base excitation(C: $10 \cdot 10^{-8}$ [m³/(s·Pa)], M: 100[kg], P_{10} , P_{20} : 500[kPa], h_1 , h_2 : 50[W/(m²·K)])

4. 결 론

본 연구에서는 제어밸브의 임계압력비 변화에 따른 유량특성 변화가 에어스프링 시스템의 성능에 미치는 영향을 확인하기 위하여 다양한 조건에 의한 모의시험을 실시하고 그 결과를 분석하였다. 본 연구에서 얻어진 성과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 상태방정식, 에너지방정식 및 운동방정식을 이용하여 제어밸브 임계압력비 변화를 반영한 에어스프링 시스템의 수학적모델을 도출하였다.

(2) 제어밸브 임계압력비가 감소하면 제어밸브를 통과하는 유량이 감소하여 에어스프링 내부 압력 변화와 온도 변화의 진폭이 증가하게 되고, 그 결과 에어스프링의 임피던스가 증가한다.

(3) 제어밸브 임계압력비가 변화하면 에어스프링의 임피던스가 변화하므로 에어스프링의 가진이 부하로 전달되는 진동전달율이 변화한다. 이 때 제어밸브의

소닉컨덕턴스가 증가할수록 임계압력비의 변화에 따라 진동전달율이 변화하는 주파수 대역이 넓어진다.

(4) 에어스프링의 진동감쇠특성을 향상시키기 위해서는 제어밸브의 임계압력비를 가능한 크게 유지해야 한다.

후 기

이 논문은 부경대학교 자율창의학술연구비(2016년)에 의하여 연구되었음.

References

- 1) N. Docquier, P. Fisette and H. Jeanmart, "Model-based evaluation of railway pneumatic suspensions", *Vehicle System Dynamics*, Vol. 46, Supplement, pp. 481~493. 2008.
- 2) Kayaba Co., 1991, "Automotive Suspension", Sangaitou, pp. 362~365. 1991.
- 3) A. Alonso, J. G. Gimenez, J. Nietoc and J. Vinolasa, "Air suspension characterization and effectiveness of a variable area orifice", *Vehicle system dynamics*, Vol. 48, Supplement, pp. 271~286, 2010.
- 4) S. J. Lee, "Development and Analysis of An Air Spring Model", *Int. J. of Automotive Technology*, Vol. 11, No. 4, pp. 471~479, 2010.
- 5) B. Zargar, A. Fahim and A. Jnifene, "Development, validation, and parameter sensitivity analyses of a nonlinear mathematical model of air springs", *Journal of Vibration and Control*, Vol. 18, No. 2, pp. 1777~1787, 2011.
- 6) J. C. Lee and H. Liu, "An experimental investigation on the characteristics of an automotive air spring", *J. of the Korean Society for Fluid Power and Construction Equipments*, Vol. 8, No. 2, pp. 17~22, 2011.
- 7) J. S. Jang, "A Study on the Performance Improvement of an Air Spring System", *Journal of the Korean Society for Fluid Power and Construction Equipments*, Vol. 10, No. 2, pp. 1~6, 2013.
- 8) ISO 6358-1:2013, "Pneumatic fluid power - Determination of flow-rate characteristics of components using compressible fluids - Part 1: General rules

and test methods for steady-state flow," 2013.

Vol. 12, No. 4, pp. 21~27, 2015.

9) J. S. Jang, "Accurate Positioning with a Pneumatic Driving Apparatus," Journal of Drive and Control,

10) K. Ogata, "System Dynamics," Prentice-Hall International, Inc, pp. 477~485, 1992.