

CO₂ 냉매용 제어밸브의 응답 특성

Transient Response Analysis of a Control Valve for CO₂ Refrigerant

김보현¹ · 장지성^{2*}

Bo Hyun Kim and Ji Seong Jang

Received: 28 Aug. 2018, Accepted: 2 Oct. 2018

Key Words : CO₂ Refrigerant(이산화탄소 냉매), Control Valve(제어밸브), Equilibrium Pressure(평형 압력), Load Pressure Feedback Chamber(부하 압력 피드백 챔버), Main Piston Displacement(메인 피스톤 변위)

Abstract: Pilot operated control valve for CO₂ refrigerant is a valve that can perform various functions according to the user's intention by replacing pilot units, widely used for flow rate, pressure, and temperature control of refrigeration and air conditioning systems. In addition, CO₂ refrigerant, that requires high pressure and low critical temperature, can be installed and used in all positions of the refrigeration system, regardless of high or low pressure. In this paper, response characteristics are modeled and analyzed based on behavior of the main piston of the pilot-operated control valve. Although various factors influence operation of the main piston, this paper analyzes the effect of equilibrium pressure depending on valve installation position and application, and inlet and outlet orifice size of the load pressure feedback chamber to determine feedback characteristics of the main piston. As a result, it was possible to quantitatively analyze the effect of change in equilibrium and load pressure feedback chamber flow path size on the change in main piston dynamic and static characteristics.

1. 서 론

20세기 초까지 이산화탄소(CO₂)는 냉동시스템의 냉매로서 광범위하게 사용되었으나 프레온계 냉매(CFC)가 등장하면서 사용량이 급감하였다. 그러나 프레온가스에 의한 지구온난화, 오존층 파괴 등의 환경 문제들로 인해 CO₂ 냉매에 대한 연구가 다시 활발하게 진행되고 있다.¹⁾ CO₂ 냉매의 장점으로는 프레온계 냉매에 비해 높은 냉동능력과 낮은 비등점을 가진다는 점이다. 또한 고압냉매이므로 체적 냉동 능력

이 매우 커서 시스템을 소형화 할 수 있다²⁾.

CO₂ 냉매용 파일럿 조작식 제어밸브는 파일럿 유닛을 교체하여 사용자의 의도에 맞게 다양한 기능을 수행할 수 있는 밸브이므로 냉동 공조 시스템의 유량, 압력, 온도 조절 등에 광범위하게 사용될 수 있다. 또한, 높은 압력과 낮은 임계온도를 필요로 하는 CO₂ 냉매를 사용하므로 고압측, 저압측에 관계없이 냉동시스템의 모든 위치에 설치하여 사용할 수 있다³⁾.

본 논문에서는 CO₂ 냉매용 파일럿 조작식 제어밸브의 메인 피스톤의 거동에 대한 모델링을 수행하고 응답특성을 분석한다. 메인 피스톤의 동작에 영향을 미치는 요소로는 피스톤 상·하부 수압면적의 크기, 메인 피스톤을 지지하는 스프링의 스프링 상수, 마찰력 등 다양한 요소가 있지만, 본 논문에서는 밸브의 설치 위치와 사용 용도에 따라 다양하게 변하는 평형압력과 메인 피스톤의 피드백 특성을 결정하는 가장 중요한 요소인 부하압력 피드백 챔버 입구 및 출구 유로의 크기가 메인 피스톤의 움직임에 미치는 영향을 모델링하고 그 결과를 분석한다.

* Corresponding author: jangjs@pknu.ac.kr

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

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

Copyright © 2018, 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. 제어밸브의 구조

본 연구에서 대상으로 하는 CO₂ 냉매용 제어밸브의 메인 피스톤 구조도를 Fig. 1에 나타낸다.

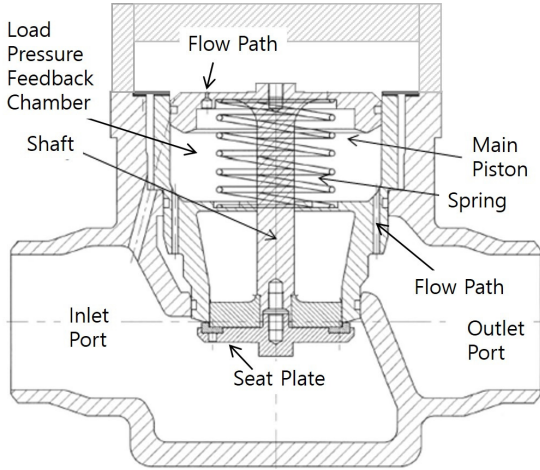


Fig. 1 Structure of a CO₂ control valve

Fig. 1에 나타난 밸브는 밸브 출구 압력이 감소하면 메인 피스톤 상부 챔버에서 부하압력 피드백 챔버로 흘러가는 유량과 부하압력 피드백 챔버에서 밸브 출구로 흘러가는 유량이 발생한다. 각각의 유량이 일치하는 시점에서 메인 피스톤 상·하부 압력과 수압면적에 의한 구동력 및 시트 플레이트 상·하부 압력과 수압면적에 의한 구동력, 그리고 스프링력의 균형에 의하여 시트 플레이트가 하부로 이동하여 정지하게 되고 밸브 입구 측에서 출구 측으로의 유로가 개방되어 가스 상태의 CO₂ 냉매가 흘러간다. 밸브 출구 압력이 증가하면 각각의 유량이 감소하여 부하압력 피드백 챔버 내부 압력이 증가하므로 시트 플레이트가 상부로 이동하고, 밸브 입구 측에서 출구 측으로의 유로가 폐쇄된다.

3. 모델링

Fig. 1에 나타난 밸브를 모델링하기 위하여 Fig. 1을 Fig. 2와 같이 단순화 하였다.

Fig. 2에서 $A_{p1}[m^2]$, $A_{p2}[m^2]$, $A_{p3}[m^2]$, $A_{p4}[m^2]$ 는 피스톤 각부의 수압면적을 나타낸다. $P_1[Pa]$ 은 밸브 입구 압력, $P_2[Pa]$ 는 메인 피스톤 상부 압력, $P_3[Pa]$ 는 메인 피스톤 하부 압력, $P_4[Pa]$ 는 밸브 출구압력을 나타낸다. $K_s[N/m]$ 는 피스톤에 설치한 스프링 상수를 나타낸다. $V_2[m^3]$ 는 피스톤 상부 챔버 체적, $V_3[m^3]$ 는 피스톤 하부의 부하 압력 피드백 챔버 체적, $V_4[m^3]$ 는 밸브 출구의 부하 체적을 나타낸다. $A_{23}[m^2]$ 는 V_2 와 V_3

를 연결하는 유로 단면적을 나타내고, $A_{43}[m^2]$ 은 V_3 와 V_4 를 연결하는 유로 단면적을 나타낸다. $W_{23}[kg/s]$ 는 A_{23} 를 통과하는 질량유량, $W_{43}[kg/s]$ 는 A_{43} 를 통과하는 질량유량을 각각 나타낸다. $x[m]$ 는 피스톤의 변위, $M[kg]$ 은 피스톤 질량을 나타낸다.

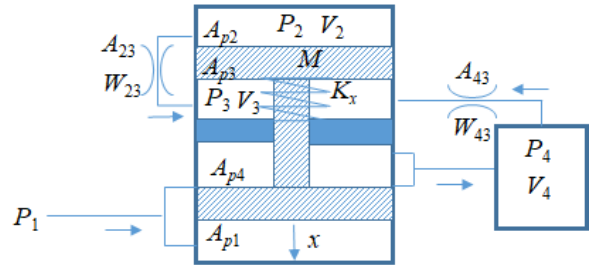


Fig. 2 Schematic diagram of a CO₂ control valve

해석을 단순화하기 위하여 P_1 , P_2 는 일정하게 유지되는 것으로 가정하였다. 오리피스를 통과하는 질량유량은 다음과 같이 나타낼 수 있다.⁴⁻⁶⁾

$$\left(\frac{P_l}{P_h}\right) > \left(\frac{2}{\kappa + 1}\right)^{\kappa/(\kappa - 1)}$$

$$W_{hl} = \frac{A_{hl} P_h}{\sqrt{T_h}} \left\{ \frac{2\kappa}{(\kappa - 1)R} \left[\left(\frac{P_l}{P_h}\right)^{2/\kappa} - \left(\frac{P_l}{P_h}\right)^{(\kappa + 1)/\kappa} \right] \right\}^{1/2} \quad (1)$$

$$\left(\frac{P_l}{P_h}\right) \leq \left(\frac{2}{\kappa + 1}\right)^{\kappa/(\kappa - 1)}$$

$$W_{cr} = \frac{A_{hl} P_h}{\sqrt{T_h}} \left[\frac{\kappa}{R} \left(\frac{2}{\kappa + 1}\right)^{(\kappa + 1)/(\kappa - 1)} \right]^{1/2} \quad (2)$$

식 (1), (2)에서 A_{hl} 는 유로 단면적, W_{hl} 는 A_{hl} 전후의 압력비가 임계압력비 이상일 때의 질량유량, W_{cr} 은 A_{hl} 전후의 압력비가 임계압력비 이하일 때의 질량유량, P_h 는 고압측 압력, P_l 는 저압측 압력, T_h 는 고압측 온도, R 은 기체상수, κ 는 비열비이다.

Fig. 2에 나타난 W_{23} , W_{43} 은 식 (1), (2)를 이용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$W_{23} = \frac{EP_2 A_{23} N_{23}}{\sqrt{T_2}}$$

$$E = \sqrt{\frac{\kappa}{R} \left(\frac{2}{\kappa + 1}\right)^{\frac{\kappa + 1}{\kappa - 1}}}$$

$$N_{23} = \frac{W_{hl}}{W_{cr}} = \sqrt{\frac{\left(\frac{P_3}{P_2}\right)^{2/\kappa} - \left(\frac{P_3}{P_2}\right)^{\frac{\kappa + 1}{\kappa}}}{\frac{\kappa - 1}{2} \left(\frac{2}{\kappa + 1}\right)^{\frac{\kappa + 1}{\kappa - 1}}}} \quad (3)$$

$$W_{43} = \frac{EP_3 A_{43} N_{34}}{\sqrt{T_3}},$$

$$N_{34} = \frac{W_{hl}}{W_{cr}} = \sqrt{\frac{\left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}}{\frac{\kappa-1}{2} \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{(\kappa+1)}{(\kappa-1)}}}} \quad (4)$$

식 (3), (4)에서 $T_2[K]$, $T_3[K]$ 는 각각 V_2 , V_3 내의 CO₂ 온도를 나타낸다. $R[J/(kg \cdot K)]$ 은 CO₂ 기체상수, κ 는 비열비를 나타낸다. W_{23} , W_{43} 의 변화량은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\delta W_{23} = \frac{\partial W_{23}}{\partial P_2} \delta P_2 + \frac{\partial W_{23}}{\partial P_3} \delta P_3$$

$$\frac{\partial W_{23}}{\partial P_2} = (1 + H_{23}) \frac{W_{230}}{P_{20}}, \quad \frac{\partial W_{23}}{\partial P_3} = -H_{23} \frac{W_{230}}{P_{30}},$$

$$H_{23} = \frac{(\kappa-1)/2\kappa}{(P_{20}/P_{30})^{(\kappa-1)/\kappa} - 1} - \frac{1}{\kappa},$$

$$W_{230} = \frac{F_f P_{20} A_{23} N_{230}}{\sqrt{T_{20}}} \quad (5)$$

$$\delta W_{43} = \frac{\partial W_{43}}{\partial P_3} \delta P_3 + \frac{\partial W_{43}}{\partial P_4} \delta P_4$$

$$\frac{\partial W_{43}}{\partial P_3} = (1 + H_{43}) \frac{W_{430}}{P_{30}}, \quad \frac{\partial W_{43}}{\partial P_4} = -H_{43} \frac{W_{430}}{P_{40}},$$

$$H_{43} = \frac{(\kappa-1)/2\kappa}{(P_{30}/P_{40})^{(\kappa-1)/\kappa} - 1} - \frac{1}{\kappa},$$

$$W_{430} = \frac{F_f P_{30} A_{34} N_{340}}{\sqrt{T_{30}}} \quad (6)$$

식 (5), (6)에서 아래첨자 0은 평형상태, κ 는 CO₂ 비열비를 각각 나타낸다.

실제기체의 상태방정식은 식 (7)과 같이 기술할 수 있다⁷⁾. 식 (7)에서 $m_3[kg]$ 은 V_3 내부 CO₂ 질량을 나타내고, a , b 는 van der Waals 계수를 나타낸다. V_3 내부 CO₂ 질량 변화가 아주 적어서 $\delta V_3/\delta m_3 \approx \infty$ 로 가정하면 식 (7)을 식 (8)로 나타낼 수 있다.

$$P_3 = \frac{m_3 R T_3}{V_3 - m_3 b} - a \left(\frac{m_3}{V_3} \right)^2 \quad (7)$$

$$\delta P_3 \delta V_3 = \delta m_3 R \delta T_3 \quad (8)$$

V_3 내부 CO₂의 상태변화를 폴리트로픽 과정으로 가정하고, 식 (8)을 미분하여 정리하면 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$\frac{m_{30}}{n P_{30}} s \delta P_3 = s \delta m_3 + \frac{A_{p3} m_{30}}{V_{30}} s \delta x,$$

$$s \delta m_3 = \delta W_{23} - \delta W_{34} \quad (9)$$

식 (9)에서 n 은 폴리트로픽 지수⁸⁾, s 는 라플라스연산자를 나타낸다. 식 (5), (6)을 식 (9)에 대입하여 정리하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$(1 + \tau_3 s) \delta P_3 = -G_3 \delta P_4 + \frac{n A_{p3} P_{30}}{V_{30}} \tau_3 s \delta x,$$

$$\tau_3 = \frac{V_{30}}{n R T_{30} \left(-\frac{\partial W_{23}}{\partial P_3} + \frac{\partial W_{43}}{\partial P_3} \right)},$$

$$G_3 = \frac{\frac{\partial W_{43}}{\partial P_4}}{\left(-\frac{\partial W_{23}}{\partial P_3} + \frac{\partial W_{43}}{\partial P_3} \right)} = \frac{-H_{430} \frac{P_{30}}{P_{40}}}{1 + H_{230} + H_{430}} \quad (10)$$

식 (10)에서 G_3 는 부하압력의 변화 δP_4 와 부하압력 피드백 챔버 압력의 변화 δP_3 와의 관계를 나타내는 계인 형태의 전달함수이다.

피스톤의 운동방정식은 다음과 같이 기술할 수 있다.

$$A_{p4} \delta P_4 + \delta F_f = A_{p3} \delta P_3 + K_x \delta x + B_x s \delta x + M s^2 \delta x + \delta F_r \quad (11)$$

식 (11)에서 $F_f[N]$ 는 피스톤에 작용하는 유체력⁹⁾, $B_x[N/(m/s)]$ 와 $F_r[N]$ 은 각각 피스톤에 작용하는 점성 마찰계수와 정지마찰력을 나타낸다. 식 (10)을 (11)에 대입하여 정리하면 다음 식을 구할 수 있다.

$$\delta x = \frac{G_3 A_{p3} \delta P_4 + (1 + \tau_3 s)(A_{d4} \delta P_4 + \delta F_f - \delta F_r)}{\left[M \tau_3 s^3 + (M + B_x \tau_3) s^2 + (K_x \tau_3 + B_x + K_p \tau_3) s + K_x \right]},$$

$$K_p = \frac{n A_{p3}^2 P_{30}}{V_{30}} \quad (12)$$

식 (12)에서 $K_p[N/m]$ 는 유체스프링 상수¹⁰⁾를 나타낸다. B_x 를 0으로 가정하고, $K_x/K_p \ll 1$ 이면 식 (12)를 다음과 같이 기술할 수 있다.

$$\delta x \approx \frac{(A_{d4}\tau_3 s + G_3 A_{p3} + A_{d4})\delta P_4 + (1 + \tau_3 s)(\delta F_f - \delta F_r)}{K_p \tau_3 \left(s + \frac{K_x}{K_p \tau_3} \right) \left(\frac{1}{\omega_n^2} s^2 + \frac{2\zeta}{\omega_n} s + 1 \right)}$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K_p}{M}}, \zeta = \frac{1}{2\tau_3} \sqrt{\frac{M}{K_p}} \quad (13)$$

4. 분석 결과 및 고찰

본 연구에서 대상으로 하는 밸브의 물리파라미터를 Table 1에 나타낸다.

Table 1 Physical parameters of a CO₂ control valve

Parameter	Value	Parameter	Value
A_{p1} [m ²]	$2.01 \cdot 10^{-3}$	V_{30} [m ³]	$1.35 \cdot 10^{-4}$
A_{p2} [m ²]	$5.03 \cdot 10^{-3}$	T_{20}, T_{30} [K]	293.15
A_{p3} [m ²]	$4.87 \cdot 10^{-3}$	R [J/(kg·K)]	189
A_{p4} [m ²]	$1.85 \cdot 10^{-3}$	n	1.2
P_{10}, P_{20} [Pa]	$50 \cdot 10^5$	κ	1.3
M [kg]	0.7	K_x [N/m]	500
A_{43} [m ²]	$4.2 \cdot 10^{-6}$	E [(K ^{1/2} s)/m]	$4.854 \cdot 10^{-2}$

Fig. 3은 P_1, P_2 를 50bar로 유지하면서 P_{40} 를 49.8~49.96bar로 변화시켰을 때의 P_{30} 의 변화를 나타낸다. 이 때 본 연구에서 분석하고자 하는 밸브는 P_2 와 P_4 의 압력차가 0.2bar 이상일 때 메인 피스톤이 완전히 개방되는 밸브이므로 P_{40} 의 최저압을 49.8로 설정하였다. Fig. 3에서 d_{23} 는 Fig. 2에 나타난 A_{23} 의 직경을 나타낸다. 이하에서 P_{30} 와 P_{40} 는 Fig. 3에 나타난 값을 사용한다.

Fig. 4, Fig. 5는 P_{40} 를 각각 49.96bar, 49.88bar로 설정하고 d_{23} 를 변화시켰을 때의 $\delta x/\delta P_4$ 에 대한 주파수 응답과 1차계의 대역폭 $K_x/(K_p \tau_3)$, 고유진동수 ω_n 을 각각 나타낸다. Fig. 4, 5로부터 d_{23} 가 증가하면 식 (13)에 나타난 감쇠비 ζ 가 작아지지만 $K_x/(K_p \tau_3) \ll \omega_n$ 이므로 d_{23} 증가에 의한 감쇠비 변화가 피스톤 변위 응답에는 영향을 미치지 못함을 알 수 있다. 또한, Fig. 4, Fig. 5로부터 d_{23} 가 증가하면 피스톤 이동 변위 δx 가 감소함을 알 수 있다. 식 (13)에서 δF_f 와 δF_r 를 0으로 가정하고 $\delta x/\delta P_4$ 의 최종치를 구하면 P_4 의 변화에 따른 δx 의 최종값을 식 (14)로 나타낼 수 있다.

$$\lim_{s \rightarrow 0} s \left(\frac{\delta x}{\delta P_4} \right) = \frac{G_3 A_{p3} + A_{p4}}{K_x} \quad (14)$$

식 (10)과 (14)로부터 d_{23} 가 증가하면 G_3 가 감소하고, 그 결과 δx 가 감소함을 알 수 있다.

Fig. 6, Fig. 7은 δP_4 를 입력으로 한 δx 의 스텝응답과 δP_4 와 δP_3 와의 관계를 나타내는 계인 $G_3, \delta x/\delta P_4$ 의 최종치를 각각 나타낸다.

Fig. 6, Fig. 7로부터 주파수응답에서 확인한 바와 같이 $K_x/(K_p \tau_3) \ll \omega_n$ 이므로 $[K_x/(K_p \tau_3)]^{-1}$ 의 크기가 피스톤의 응답속도를 결정함을 알 수 있다. $[K_x/(K_p \tau_3)]^{-1}$ 는 d_{23} 가 증가하면 증가하므로 d_{23} 가 증가하면 δx 의 응답속도가 느려진다. 또한 Fig. 4, Fig. 5에서 확인한 바와 같이 d_{23} 가 증가하면 δP_4 에 의한 δx 가 감소함을 알 수 있다.

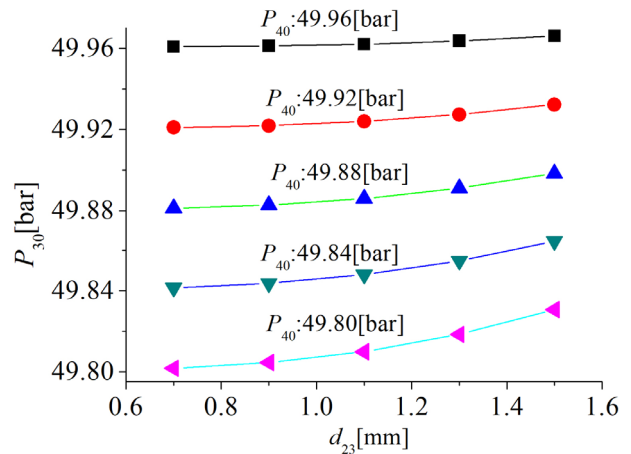


Fig. 3 Change of P_{30} according to change of P_{40}

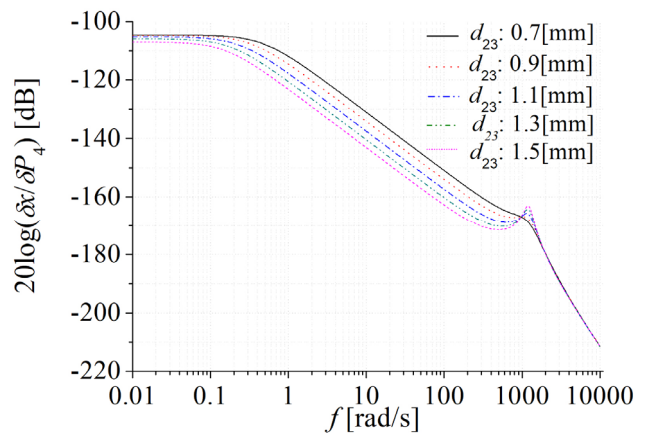


Fig. 4 Frequency response of piston displacement due to the variation of d_{23} (P_{40} : 49.88bar)

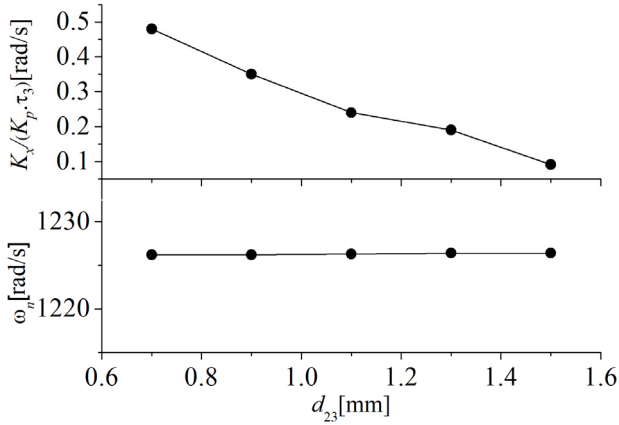


Fig. 5 Bandwidth and natural Frequency of piston displacement due to the variation of d_{23} (P_{40} : 49.88bar)

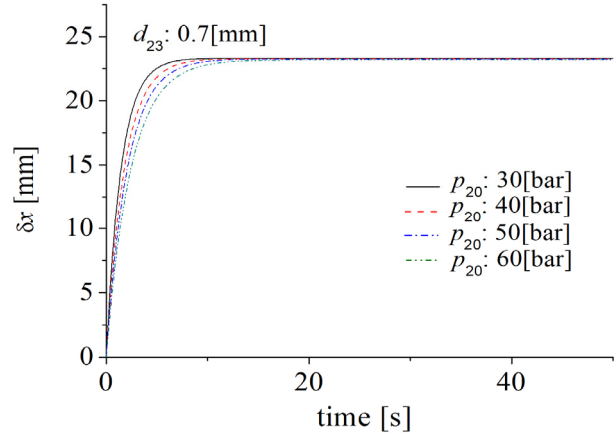


Fig. 8 Step response of piston displacement due to the variation of P_{20} (d_{23} : 0.7mm)

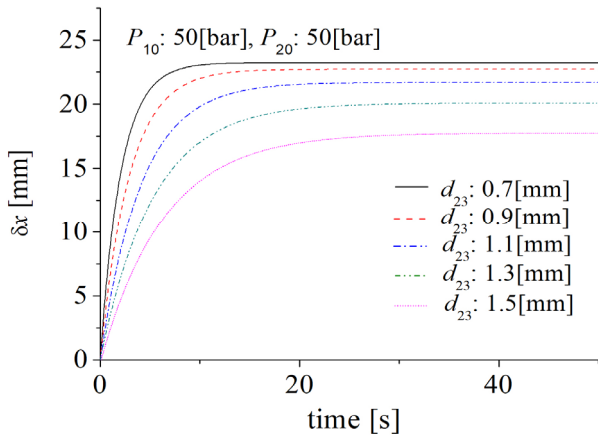


Fig. 6 Step response of piston displacement due to the variation of d_{23} (P_{40} : 49.96bar)

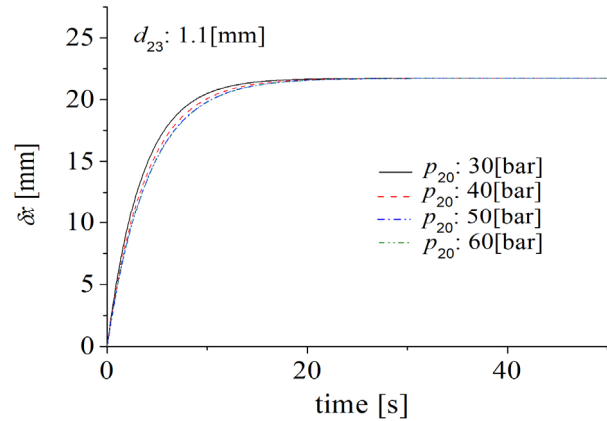


Fig. 9 Step response of piston displacement due to the variation of P_{20} (d_{23} : 1.1mm)

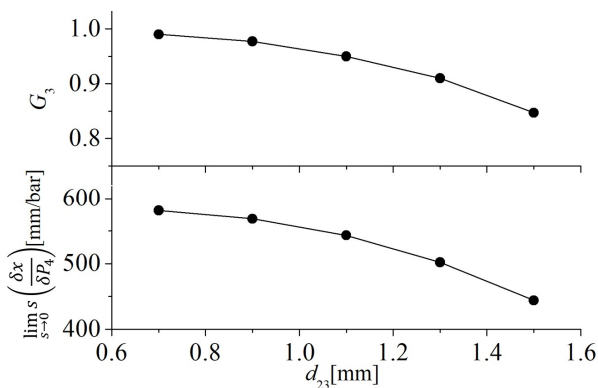


Fig. 7 Step response of piston displacement due to the variation of d_{23} (P_{40} : 49.80bar)

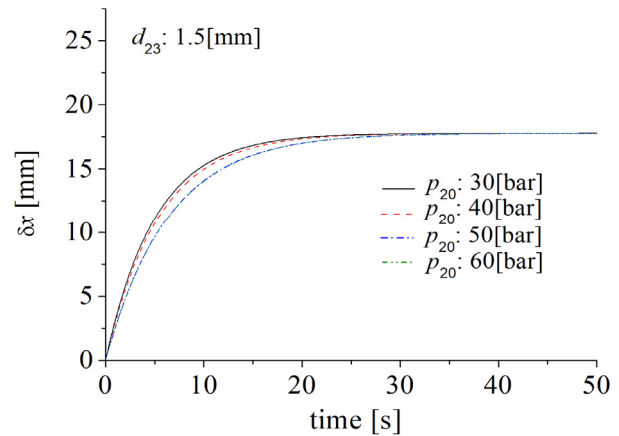


Fig. 10 Step response of piston displacement due to the variation of P_{20} (d_{23} : 1.5mm)

Fig. 8~10은 d_{23} 를 일정하게 유지하면서 P_{20} 를 변화시켰을 때의 피스톤 응답을 나타낸다.

Fig. 8~10으로부터 P_{20} 가 증가하면 피스톤 응답속도가 느려짐을 알 수 있다. 이 결과는 P_{20} 가 증가하

면 $(K_p \tau_3)/K_x$ 가 커지는 것이 원인임을 알 수 있다. 또한, Fig. 8~10으로부터 d_{23} 가 일정하면 P_{20} 가 변화여도 δx 의 최종치가 일정하게 유지됨을 알 수 있다. 이것은 d_{23} 가 일정하면 P_{20} 가 변화여도 P_{20}/P_{30} 및 P_{30}/P_{40}

가 일정하게 유지되므로 식 (14)에 나타난 피스톤 최종치가 일정하게 유지되기 때문이다.

5. 결 론

본 논문에서는 CO₂ 냉매용 제어밸브의 메인 피스톤 거동에 대한 모델링을 수행하고 부하압력 피드백 챔버 입구 및 출구 유로의 크기와 밸브의 평형 압력 변화가 메인 피스톤의 응답에 미치는 영향을 분석하였다. 본 논문에서는 얻어진 성과는 다음과 같다.

1) 부하압력 피드백 챔버 입구 유로 크기가 변하면 메인 피스톤의 감쇠비가 변하지만 1차계의 대역폭 $K_x/(K_p\tau_3)$ 이 메인 피스톤의 고유진동수 ω_n 보다 훨씬 작으므로 출구 유로의 크기 변화에 의한 감쇠비 변화가 메인 피스톤 변위 δx 의 응답에는 영향을 미치지 못한다.

2) 부하압력 피드백 챔버 입구 유로가 커지면 부하압력의 변화가 부하압력 피드백 챔버 압력의 변화에 미치는 계인의 크기가 감소하므로 메인 피스톤 이동 변위가 감소한다.

3) 1차계의 대역폭이 메인 피스톤 구동계의 고유진동수와 비교하여 훨씬 작으므로 1차계의 시정수인 $[K_x/(K_p\tau_3)]^{-1}$ 의 크기가 메인 피스톤의 응답속도를 결정한다. 그러므로, 부하압력 피드백 챔버 입구 유로 크기가 증가하면 $[K_x/(K_p\tau_3)]^{-1}$ 가 커지고, 그 결과 메인 피스톤 변위가 최종치에 도달하는 시간이 길어진다.

4) 부하압력 피드백 챔버 입구 유로와 출구 유로 크기가 일정하면 메인 피스톤 상부 압력 P_{20} 가 변하여도 부하압력 피드백 챔버 압력과 메인 피스톤 상부 압력의 비 P_{20}/P_{30} 및 부하압력과 부하압력 피드백 챔버 압력의 비 P_{30}/P_{40} 가 일정하게 유지되므로 메인 피스톤 변위가 일정하게 유지된다.

후 기

이 논문은 월드클래스300프로젝트 기술개발지원사업 (WC300 R&D) (과제번호 : S2522408)의 연구지원에 의해 연구되었음을 밝힙니다.

References

- 1) J. Pettersen, "An Efficient New Automobile Air-Conditioning System Based on CO₂ Vapor Compression", ASHRAE Transactions, Vol.100, Pt.2, pp.657-665, 1994.
- 2) N. Stulgies et al., "Developing Flow Correlations for Different Valve Geometries Using Reference Media for R-744", HVAC&R RE-SEARCH, Vol.14, No.3, pp.417-433, 2008.
- 3) M. S. Kim, "Heat Pump and Refrigeration Systems Using Natural Refrigerants", Magazine of the SAREK, Vol.26, No.3, pp.171-182, 1997.
- 4) M. A. Saad, Compressible Fluid Flow, Prentice Hall, Inc., New Jersey, 1993.
- 5) S. H. Han and J. S. Jang, "Design of a Robust Controller for a Watertight Damper Driving System", Journal of Drive and Control, Vol.14, No.2, pp.45-51, 2017.
- 6) S. H. Han, S. W. Ji and J. S. Jang, "Effect of Control Valve Flow Rates Characteristics on the Performance of an Air Spring", Journal of Drive and Control, Vol.13, No.3, pp.8-14, 2016.
- 7) J. D. van der Waals, On the Continuity of the Gaseous and Liquid States, Dover Publications, Inc., New York, 2004.
- 8) C. T. Lee, "A Study on the Optimal Design of Automotive Gas Spring", Journal of Drive and Control, Vol.14, No.4, pp.45-50, 2017.
- 9) T. W. Ha et al., "Position control of an Electro-Hydrostatic Rotary Actuator using adaptive PID control", Journal of Drive and Control, Vol.14, No.4, pp.37-44, 2017.
- 10) G. H. Jun and K. K. Ahn, "Extended-State-Observer-Based Nonlinear Servo Control of An Electro-Hydrostatic Actuator", Journal of Drive and Control, Vol.14, No.4, pp.61-70, 2017.