

긴 전달관로를 갖는 공압제어계의 압력 제어

장지성* · 이광국** · 최명수*

(2002년 8월 29일 접수, 2003년 2월 25일 심사완료)

Pressure Control of a Pneumatic Control system with a Long Transmission Line

Ji-Seong Jang, Kwang-Kuk Lee and Myung-Soo Choi

Key Words: Dynamic Characteristics of a Transmission Line(전달관로 동특성), Modelling Error(모델링 오차), Pneumatic Transmission Line(공기압 전달관로), Robust Pressure Control(강인 압력 제어)

Abstract

In this study, a robust controller to control pressure in a pneumatic pressure vessel with a long transmission line is proposed. Frequency response of transmission line using compressible fluid is changed by the flowing state of the fluid. So, if a fixed gain controller designed based on a model supposed the flowing state to a specific state, the performance of the control system could be degraded because of the modelling error. The controller designed in this study is composed of two parts. One is a feedback controller to improve a feedback characteristics and to compensate the influence of the variation of transfer characteristics of a transmission line owing to the change of flowing state and the other is a feedforward controller to regulate command following performance. The experimental results with the designed controller show that the robustness of the control system is achieved regardless of the change of the model of the transmission line. Therefore, the designed controller can be utilized for the performance improvement of a pressure control system with a long transmission line using compressible fluid.

1. 서론

공압 제어계는 제어밸브, 전달관로 및 액주에 이터로 구성되고 각 구성요소는 다양한 비선형 특성을 가지고 있으므로 공압 제어계의 제어성능을 향상시키기 위해서는 각 구성요소의 비선형 특성을 보상할 수 있는 제어기를 설계해야 한다.^(1~3) 상기한 각 구성요소 중에서 분포 정수

계(distributed parameter model)로 표현되는 공압 전달관로의 주파수 전달특성은 시간 지연 특성과 아울러 공기의 유동상태가 비압축성 유동이면 무한개의 공진 주파수를 갖는 계로 표현되고,⁽⁴⁾ 공기의 유동상태가 압축성 유동이면 공진모드가 나타나지 않으므로 과감쇠계 또는 임계 감쇠계로 표현할 수 있다.^(5,6) 전달관로의 길이가 짧은 경우에는 제어계가 제어할 수 있는 주파수 범위와 비교하여 전달관로의 대역폭(bandwidth)이 넓으므로 전달관로를 시간 지연 요소로 가정하여 제어기를 설계하여도 설계한 제어성능을 달성할 수 있다.⁽⁷⁾ 그러나, 전달관로가 길어지면 시간 지연 특성뿐만 아니라 공기의 유동상태에 의한 전달특성 변화도 제어 성능에 영향을 미치게 되므로 전

† 책임저자, 회원, 부경대학교 기계공학부

E-mail : jangjs@pknu.ac.kr

TEL : (051)620-1583 FAX : (051)620-1574

** 회원, 부경대학교 제어기계공학과

* 회원, 부경대학교 기계공학부

달관로의 모델을 상기한 모델 중 특정 모델로 가정하여 제어를 설계하면 모델링 오차가 발생하게 되고 설계한 제어성능을 달성할 수 없다.

본 논문에서는 접속관로의 공칭모델(nominal model)을 공기의 유동상태가 비압축성 유동인 경우로 가정하여 1차 고유 진동수를 이용한 부족 감쇠 2차계로 선정하고 2자유도 제어를 이용하여 비압축성 유동 영역에서 설계한 제어성능을 달성할 수 있도록 제어를 설계한 후, 압축성 유동상태로 변화함으로써 발생하는 모델링 오차가 제어성능에 미치는 영향을 보상할 수 있는 필터를 피드백 보상기 내부에 삽입하여 공기의 유동상태에 관계없이 양호한 압력 제어성능이 얻어지는 강인 압력 제어를 설계하였다. 설계한 제어기의 성능은 실험에 의하여 확인하였고, 전달관로의 전달특성이 변화하여도 양호한 제어성능이 얻어졌다.

2. 실험장치의 구성 및 압력 제어계의 모델링

본 논문에서 사용한 압력 제어장치를 Fig. 1에 나타낸다. 압력 용기 내부의 압력은 압력 센서(PSHK0010KCAG, 분해능 1.5 kPa, Sensys(社))를 압력 용기 상부에 연결하여 검출하였다. 압력 센서에서 검출된 신호는 A/D 변환기(PCL-818L, 분해능 12bit, Advantech(社))를 이용하여 PC로 입력하였다. 제어밸브(MPYE-5-1/8LF-010B, FESTO(社))는 최대 유효 단면적이 11.65 mm²인 4방향 비례 제어밸브를 이용하였고, 제어밸브로의 입력신호는 D/A 변환기(PCL-818L, 분해능 12bit, Advantech(社))를 통하여 PC로부터 출력하였다.

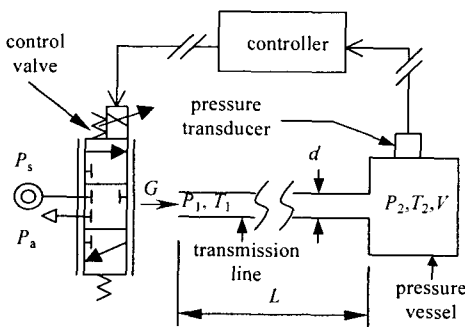


Fig. 1 Pressure control system

Fig. 1에서 사용된 기호는 다음과 같다.

d : 전달관로 직경 [m], G : 제어밸브를 통하여 전달관로로 유입하는 질량 유량 [kg/s], L : 전달관로 길이 [m], P_s : 공급 압력 [Pa], P_a : 대기 압력 [Pa], P_1 : 전달관로 입구 압력 [Pa], P_2 : 압력 용기 내부 압력 및 전달관로 출구 압력 [Pa], T_1 : 전달관로 입구 온도 [K], T_2 : 압력 용기 내부 온도 [K], V : 압력 용기 체적 [m³]

공기의 유동상태가 비압축성 유동이고 전달관로 출구가 차단되어 있다고 가정하면 전달관로 입구 압력과 출구 압력의 전달함수는 다음 식으로 기술할 수 있다.⁽⁸⁾

$$\frac{P_2(s)}{P_1(s)} = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} e^{-T_s} \quad (1)$$

$$\omega_n^2 = \frac{\pi^2}{4L^2} (xRT_a), \quad \zeta = \frac{16\nu}{\omega_n d^2}$$

식 (1)에서 e^{-T_s} 는 시간 지연, T_s 는 지연 시간(= $L/\sqrt{xRT_a}$) [s], x 는 비열비, R 은 기체상수 [J/(kg·K)], T_a 는 대기 온도 [K], ν 는 공기의 동점성 계수 [m²/s], ω_n 은 1차 고유 진동수 [rad/s], ζ 는 감쇠비를 나타내고, 감쇠비는 전달관로 내부의 압력손실을 정상 층류 손실로 가정하여 구하였다. 공기의 유동상태가 압축성 유동인 경우에는 전달관로 출구에서 맥동이 발생하지 않으므로 식 (1)의 ζ 를 1 이상으로 가정하여 사용한다.

다음으로 공기의 유동상태를 단열변화로 가정하고 전달관로를 단순한 용량요소로 취급하여 동특성을 무시하면 유입 유량과 압력 용기 내부 압력과의 관계는 다음 식으로 기술할 수 있다.

$$(V + AL) \frac{dP_1}{dt} = xRT_1 G \quad (2)$$

식 (2)에서 A 는 전달관로의 단면적을 나타낸다. 제어밸브의 유효 단면적을 s_e [m²], 유량이득을 k_a (= $\partial G/\partial s_e$) [kg/(s·m²)], 제어밸브의 유효 단면적과 제어 밸브로의 제어입력 u [V]와의 관계를 k_u (= $\partial s_e/\partial u$) [m²/V]로 정의하고 식 (2)를 정리하면 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{P_1(s)}{u(s)} = k_a k_u \frac{xRT_1}{V + AL} \frac{1}{s} \quad (3)$$

$T_1 = T_2 = T_a$ 로 가정하면 전달관로의 동특성을 고려한 압력 제어계의 모델은 식 (1)과 (3)을

Table 1 Physical parameters

d [m]	4×10^{-3}	R [J/(kg · K)]	287
L [m]	10	T_0 [K]	293
P_0 [Pa]	591600	ν [m ² /s]	1.55×10^{-5}
P_{00} [Pa]	101300	k_q [kg/(s · m ²)]	1382
V [m ³]	2×10^{-4}	k_n [m ² /V]	2.33×10^{-6}
κ	1.4		

이용하여 다음 식으로 표현된다.

$$\frac{P_2(s)}{u(s)} = G(s) = k_n \frac{\omega_n^2}{s(s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2)} e^{-T_s} \quad (4)$$

$$k_n = k_q k_u \frac{xRT_0}{V + AL}$$

3. 실험을 통한 제어계의 특성 고찰

본 장에서는 실험에 이용한 압력 제어장치의 기본적인 제어 성능과 2장에서 유도한 압력 제어계 모델의 타당성을 확인하기 위하여 비례 제어기 및 PID 제어기를 이용한 압력 제어 실험을 하고 그 결과를 고찰한다. 제어기 설계에 이용한 제어계의 파라미터를 Table 1에 나타낸다.

Table 1에 나타낸 파라미터와 식 (4)를 이용하여 압력 제어계의 개루프 전달함수를 구하면 다음과 같다.

$$G(s) = \frac{3.38044 \times 10^9}{s(s^2 + 30s + 2904)} e^{-0.03s} \quad (5)$$

식 (5)에서 기술한 전달함수를 이용하여 근 계적 선도를 작성한 후 비례 제어기의 안정 한계 이득을 구하면 2.1×10^5 [V/Pa]가 얻어진다. Fig. 2는 압력 용기 내부의 평형 압력 P_0 를 210[kPa]로 설정하고, 비례 제어기를 이용한 제어계가 관로의 모델 변화에 관계없이 이론적으로 안정한 제어 결과를 얻을 수 있도록 하기 위하여 비례 제어기의 이득 K_p 를 이론적 상한치 이하인 2.0×10^5 [V/Pa]로 설정한 실험 결과이고, Fig. 3은 K_p 를 이론적 상한치 이상인 4.0×10^5 [V/Pa]로 설정한 실험 결과를 나타낸다. Fig. 2 및 3에서 P_r 은 목표 압력, 횡축은 시간, 종축은 용기 내부 압력과 평형 압력과의 차를 나타낸다. P_r 을 220 [kPa]로 설정한 결과를 고찰하면 용기 내부의 압력이 약

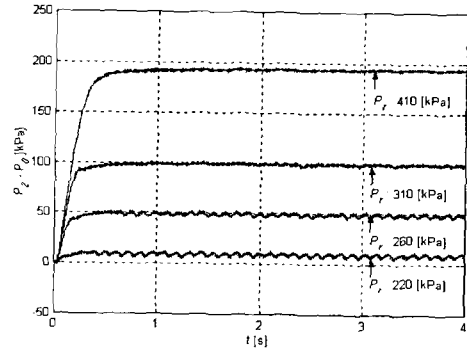


Fig. 2 Pressure control results using proportional controller according to the change of the reference pressure P_r ($K_p : 2.0 \times 10^5$ [V/Pa])

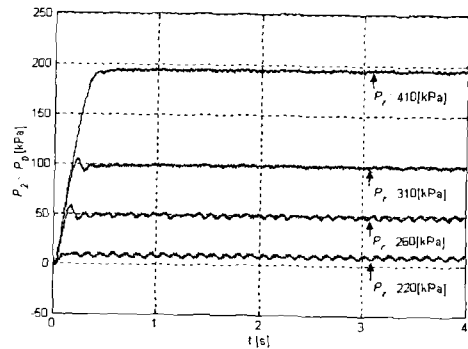


Fig. 3 Pressure control results using proportional controller according to the change of the reference pressure P_r ($K_p : 4.0 \times 10^5$ [V/Pa])

54[rad/s]로 진동하고 있으므로 식 (1)에서 기술한 고유 진동수와 일치함을 알 수 있고, P_r 을 410 [kPa]로 설정한 경우에는 관로 입구와 출구의 차압이 커짐에 따라서 공기의 유동이 비압축성에서 압축성으로 변화하므로 공기의 유속 증가 및 밀도 증가에 의하여 관 마찰이 증가하고, 그 결과 전달관로의 공진 특성은 나타나지 않지만 목표 압력에 수렴하지 못하고 있으므로 전달관로를 포함한 압력 제어계는 전달관로 입구와 출구의 차압에 따라서 모델이 변화함을 알 수 있다. 또한, 목표 압력의 크기에 관계없이 압력과의 전달 지연 $L/\sqrt{xRT_0}$ 에 의하여 30[ms]정도의 응답지연이

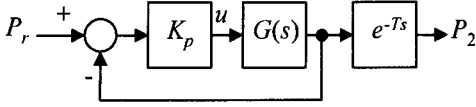


Fig. 4 Pressure control system using proportional controller

나타나고 있다. 식 (5)의 전달함수와 비례 제어기를 이용하여 페루프 제어계를 구성한 후, 압력 응답의 진동수를 구하면 e^{-Ts} 의 위상 지연 효과에 의하여 제어계의 고유 진동수보다 낮은 약 $34[\text{rad/s}]$ 가 되어야 하지만, 압력 응답의 진동수가 제어계의 고유 진동수와 일치하고, 또한, 목표압력에 관계없이 응답 지연이 나타나므로 식 (5)에 나타나는 시간 지연 e^{-Ts} 를 제어계의 피드백 루프에서 제외하여 비례 제어기를 이용한 제어계의 블록 선도를 Fig. 4와 같이 가정한다.

Fig. 5는 Fig. 4의 형태로 블록선도를 구성하고, K_p 와 $G(s)$ 를 각각 $2.0 \times 10^{-5}[\text{V/Pa}]$ 과 식 (5)로 설정한 선형 시뮬레이션 결과를 나타낸다. 이 때, P_0 및 P_r 은 각각 $210[\text{kPa}]$, $220[\text{kPa}]$ 로 설정하였다. Fig. 5에서 실선은 실험 결과이고, 파선은 시뮬레이션 결과이다. Fig. 5로부터 압력이 상승하기 시작하는 시간과 압력응답의 진동 주기가 잘 일치하고 있으므로, 식 (1)~(4)에서 유도한 제어계의 수학 모델이 타당함을 확인할 수 있다.

Fig. 6은 관로 입구와 출구의 차압 증가에 의한 제어계의 모델 변화를 확인하기 위하여 P_0 , P_r 및 K_p 를 각각 $210[\text{kPa}]$, $410[\text{kPa}]$, $2.0 \times 10^{-5}[\text{V/Pa}]$ 로 설정한 시뮬레이션 결과를 나타내고, 이 결과로부터 식 (5)에서 기술한 제어계의 전달함수가 다음과 같이 변화함을 확인하였다.

$$G(s) = \frac{0.84511 \times 10^9}{s(s^2 + 150s + 2904)} e^{-0.03s} \quad (6)$$

식 (5)와 (6)에서 기술한 전달함수를 비교하면 관로 입구와 출구의 차압이 커짐에 따라서 제어계의 전달함수가 변화하여 감쇠비가 0.27에서 1.4로 증가하고, 관로 입·출구의 압력 전달 이득이 1에서 0.25로 감소함을 알 수 있다.

Fig. 7은 식 (5)와 PID 제어기를 이용하여 페루프 제어계의 감쇠비 ζ 및 정착시간(settling time)이 각각 0.6, 1[s]가 되도록 비례이득, 적분이득

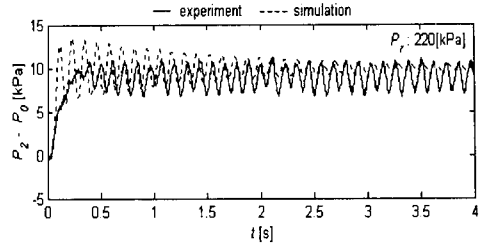


Fig. 5 Comparison of simulation result with experimental result(step width : 10[kPa])

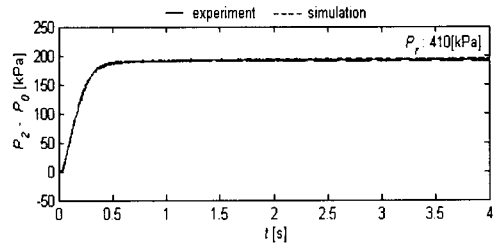


Fig. 6 Comparison of simulation result with experimental result(step width : 200[kPa])

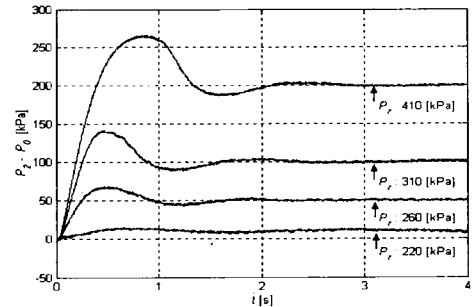


Fig. 7 Pressure control results with PID controller according to the change of the reference pressure P_r

및 미분이득을 각각 $1.2 \times 10^{-5}[\text{V/Pa}]$, $8.0 \times 10^{-5}[\text{V}/(\text{Pa} \cdot \text{s})]$, $4.0 \times 10^{-7}[\text{V}/(\text{Pa} \cdot \text{s})]$ 로 설정한 실험 결과를 나타낸다. Fig. 7에서 P_0 는 $210[\text{kPa}]$ 이다. P_r 을 $220[\text{kPa}]$ 로 설정한 경우에는 PID 제어기 설계에 이용한 모델과 실제 모델이 유사하므로 설계 사양을 만족하고 있지만, P_r 이 증가함에 따라서 제어

계의 모델이 변화하므로 제어결과가 설계사양을 만족하지 못하고 있다. 그러므로, 모델이 변화하는 제어계를 대상으로 제어계의 모델변화가 제어기 설계에 반영하지 않은 제어를 이용한다면 제어기 설계에 이용한 모델과 실제 모델이 일치하는 영역 이외에는 만족스러운 제어결과를 얻지 못함을 확인할 수 있다.

4. 압력 제어기 설계

본 논문에서 제안하는 압력 제어기를 이용한 압력 제어계를 Fig. 8에 나타낸다. Fig. 8에서 사용된 기호는 다음과 같다.

$C_f(s)$: 목표치 추종 필터, $F_s(s)$: 모델링 오차 보상 필터, $G_0(s)$: 비례 이득 K_p 를 이용한 압력 제어기, $G_n^{-1}(s)$: 압력 제어계의 공칭 모델, $Q(s)$: 안정화 필터, $R(s)$: 시간 지연 보상 필터⁽⁷⁾

Fig. 8에 나타낸 제어계를 등가 변환하면 Fig. 9와 같이 나타낼 수 있다. Fig. 9에서 나타낸 $C_1(s)$, $C_2(s)$ 는 다음과 같다.

$$C_1(s) = \frac{1}{1 - Q(s)R(s)F_s(s)}$$

$$C_2(s) = \frac{QG_n^{-1}}{1 - Q(s)R(s)F_s(s)} \quad (7)$$

식 (7)에서 $R(s)$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$R(s) = 1 - G_0(s)G_n^{-1}(s)(1 - e^{-Ts}) \quad (8)$$

식 (7)에서 $F_s(s)=1$ 로 정의하고, $G_0(s)$ 와 $G_n(s)$ 가 일치한다고 가정하면 감도함수 $S(s)$, 상보 감도함수 $T(s)$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$S(s) = \frac{1}{1 + C_2(s)G_0(s)e^{-Ts}} = 1 - Q(s)e^{-Ts}$$

$$T(s) = \frac{C_2(s)G_0(s)e^{-Ts}}{1 + C_2(s)G_0(s)e^{-Ts}} = Q(s)e^{-Ts} \quad (9)$$

안정화 필터 $Q(s)$ 는 식 (9)를 이용하여 제어계의 피드백 특성이 공칭 모델 $G_n(s)$ 의 피드백 특성보다 향상되도록 설계한다. 이때, $G_n(s)$ 는 Fig. 8의 $G_0(s)$ 에서 $G(s)$ 를 비압축성 유동 모델로 정의한 다음의 모델을 이용한다.

$$G_n(s) = \frac{K_p k_n \omega_n^2}{s^3 + (32\nu/a^2)s^2 + \omega_n^2 s + K_p k_n \omega_n^2} \quad (10)$$

식 (7)에서 $F_s(s)=1$ 로 정의하고 $|Q(s)|=1$ 이라고 가정하면 P_r 에서 P_2 까지의 전달함수는 다음과 같

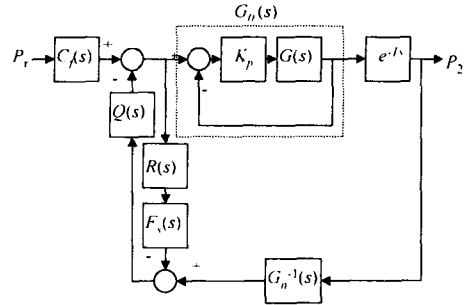


Fig. 8 Pressure control system using proposed controller

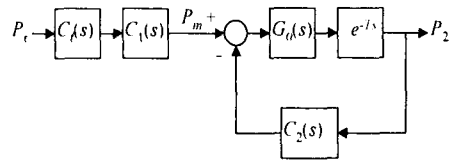


Fig. 9 Equivalent system of the pressure control system

이 구해진다.

$$\frac{P_2}{P_r} = G_r(s) = \frac{G_0(s)e^{-Ts}}{1 + C_2(s)G_0(s)e^{-Ts}} C_f(s)C_1(s)$$

$$= G_n(s)e^{-Ts}C_f(s) \quad (11)$$

목표치 추정필터 $C_f(s)$ 는 식 (11)을 이용하여 P_r 에서 P_2 까지의 전달함수가 3차계의 최적 응답이 되도록 다음과 같이 선정한다.

$$G_r(s) = G_n(s)e^{-Ts}C_f(s) = G_{m0}(s)e^{-Ts} \quad (12)$$

식 (12)에서 $G_{m0}(s)$ 는 $G_n(s)$ 의 상수항 $K_p k_n \omega_n^2 = \alpha$ 를 이용하여 다음과 같이 구할 수 있다.⁽⁹⁾

$$G_{m0}(s) = \frac{\alpha}{s^3 + 2\sqrt{3}\alpha s^2 + 3\sqrt{3}\alpha^2 s + \alpha} \quad (13)$$

식 (9)~(13)을 이용하여 압력 제어계를 구성하면 $|Q(s)|=1$ 이 되는 저주파수 영역에서는 $G(s)$ 가 $G_{m0}(s)e^{-Ts}$ 로 고정되므로 Fig. 2에서 고찰한 바와 같은 정상상태 오차 및 압력 응답의 진동이 사라지지만, $|Q(s)| \neq 1$ 인 주파수 영역에서는 $G_n(s)$ 와 $G_0(s)$ 의 차이에 의하여 제어 성능이 변화할 것으로 생각된다. 식 (7)에서 $F_s(s)=1$ 로 정의하고 Fig. 9를 이용하여 P_2/P_m 의 개루프 전달함수 $G_{op}(s)$ 를

구하면 다음과 같다.

$$G_{op}(s) = C_2(s)G_0(s)e^{-Ts} = \frac{Q(s)e^{-Ts}}{1-Q(s)e^{-Ts}} G_0(s)G_n^{-1}(s) \quad (14)$$

식 (14)에서 모델링 오차가 없는 경우에는 제어계의 안정여유가 $Q(s)e^{-Ts}/(1-Q(s)e^{-Ts})$ 에 의하여 결정되지만, 모델링 오차가 발생하면 $G_0(s)G_n^{-1}(s)$ 의 이득 및 위상 변화가 추가되므로 안정 여유가 변화함을 알 수 있다. 식 (14)에서 $G_0(s)$ 는 Fig. 8의 $G(s)$ 를 압축성 유동 모델로 가정한 식 (15)로 정의한다.

$$G_0(s) = G_{01}(s) = \frac{K_p k_n \omega_n^2}{s^3 + 2\zeta \omega_n s^2 + \omega_n^2 s + K_p k_n \omega_n^2}, \zeta > 1 \quad (15)$$

식 (10)과 (15)를 이용하여 $G_{01}(s)G_n^{-1}(s)$ 를 구하면 다음 식으로 표현된다.

$$G_{01}(s)G_n^{-1}(s) = \frac{s^3 + (32\nu/d^2)s^2 + \omega_n^2 s + K_p k_n \omega_n^2}{s^3 + 2\zeta \omega_n s^2 + \omega_n^2 s + K_p k_n \omega_n^2} \quad (16)$$

식 (16)에서 $(32\nu/d^2) < 2\zeta \omega_n$ 이고, $G_{01}(0)G_n^{-1}(0)$ 가 1이므로 $G_{01}(s)G_n^{-1}(s)$ 는 특정 주파수 영역에서 식 (14)에서 정의한 $G_{op}(s)$ 의 이득과 위상을 감소시키는 노치 필터(notch filter)와 같은 작용을 할 수 있다. 그러므로, 이러한 모델링 오차가 제어 성능에 미치는 영향을 억제함으로써 제어계의 강인 안정성(robust stability)을 보장하기 위하여 Fig. 8에 나타낸 모델링 오차 보상 필터 $F_s(s)$ 를 사용한다. $F_s(s)$ 를 포함시켜서 구한 P_2/P_m 의 개루프 전달함수를 식 (17)에 나타낸다.

$$G_{op}(s) = \frac{Q(s)e^{-Ts}}{1-Q(s)F_s(s)e^{-Ts}} G_{01}(s)G_n^{-1}(s) = H(s)G_{01}(s)G_n^{-1}(s) \quad (17)$$

식 (17)에서 $H(s)$ 는 식 (16)에서 고찰한 모델링 오차의 영향을 보상하기 위하여 $G_{01}(s)G_n^{-1}(s)$ 가 영향을 미치는 주파수 영역에서 이득 및 위상을 조절할 수 있도록 설계해야 한다. 그러므로, $H(s)$ 의 분모에 포함되어 있는 $F_s(s)$ 를 $G_{01}(s)G_n^{-1}(s)$ 와 유사한 노치 보상기의 형태로 선정하면 $(1-Q(s)e^{-Ts})$ 와 비교하여 $F_s(s)$ 가 포함된 $(1-Q(s)F_s(s)e^{-Ts})^{-1}$ 의 이득이 감소하고 위상이 증가하므로 $|Q(s)| \neq 1$ 인 주파수 영역에서 발생하는 모델링 오차가 제어계에

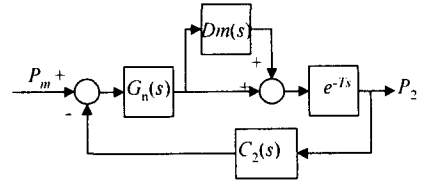


Fig. 10 Pressure control system with multiplicative uncertainty

미치는 영향을 억제할 수 있다. 또한, 제어계의 정상 편차에 영향을 미치지 않도록 하기 위해서는 $|F_s(0)|=1$ 이 되어야 하므로 식 (18)과 같은 형태로 $F_s(s)$ 를 설계한다.

$$F_s(s) = \frac{s^2 + 2\zeta_1 \omega_{n1} s + \omega_{n1}^2}{s^2 + 2\zeta_2 \omega_{n1} s + \omega_{n1}^2}, \zeta_2 > \zeta_1 \quad (18)$$

모델링 오차 $Dm(s)$ 를 곱셈형 불확실 모델로 가정하여 Fig. 9를 변형하면 Fig. 10과 같이 나타낼 수 있고, 스몰게인 정리(small-gain theorem)⁽¹⁰⁾를 사용하여 제어계의 강인 안정성을 보장하기 위한 조건을 구하면 다음 식으로 표현된다.

$$|Dm(s)| < \frac{1}{|T(s)|}, Dm(s) = \frac{G_{01}(s) - G_n(s)}{G_n(s)} T(s) = \frac{Q(s)e^{-Ts}}{1-Q(s)(F_s(s)-1)e^{-Ts}} \quad (19)$$

그러므로, $Q(s)$, $C(s)$ 및 $F_s(s)$ 가 각각 식 (9), (12) 및 (19)의 조건을 만족하도록 설계하면 접속 관로의 특성에 의한 정상 상태 오차와 압력 응답의 진동이 사라지고, 또한, $|Q(s)| < 1$ 인 주파수 영역에서 발생하는 모델링 오차의 영향을 억제할 수 있는 강인한 압력제어기를 구성할 수 있다.

5. 실험 및 고찰

3장에서 실험에 이용한 제어계를 대상으로 식 (10)을 이용하여 압력 제어계의 공칭모델 $G_n(s)$ 를 구하면 식 (20)과 같다. 이 때, K_p 는 Fig. 2의 실험에 이용한 비례 이득을 사용한다.

$$G_n(s) = \frac{67610}{s^3 + 30s^2 + 2904s + 67610} \quad (20)$$

식 (20)과 식 (9)를 이용하여 $Q(s)$ 를 식 (21)과 같이 결정하였다. $Q(s)$ 의 차수는 3차 이상이 되면 구성할 수 있지만 제어계의 안정성을 고려하여 동일차원 관측기(full-order observer)의 형태인 100

[rad/s]에 4중근을 가지도록 구성하였다.

$$Q(s) = \frac{10^8}{(s+10^2)^4} \quad (21)$$

Fig. 11은 식 (21)을 이용한 식 (9)의 주파수 특성(실선)과 식 (20)으로 정의한 공칭모델 $G_n(s)$ 의 감도함수(실선) 및 상보 감도함수(파선)를 나타내고, $G_n(s)$ 의 피드백 특성과 비교하여 제어계의 피드백 특성이 향상되어 있음을 알 수 있다.

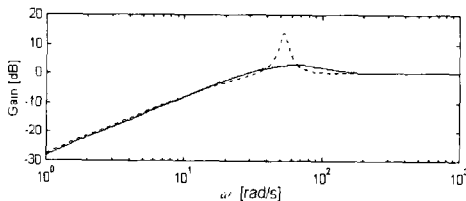
식 (20)과 (13)을 이용하여 $G_{no}(s)$ 를 구하고 식 (12)를 이용하면 목표치 추종 필터 $C_f(s)$ 는 다음과 같이 나타내어진다.

$$C_f(s) = \frac{s^3 + 30s^2 + 4979s + 67610}{s^3 + 81s^2 + 4979s + 67610} \quad (22)$$

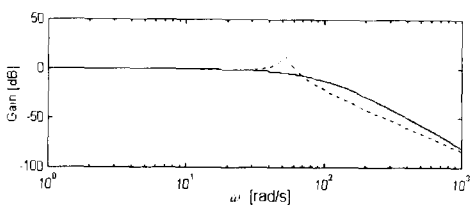
$F_s(s)$ 는 식 (18), (19)의 조건을 만족하도록 식 (23)으로 설계하였다. 이때, 식 (19)의 $Dm(s)$ 에 포함되어 있는 $G_{o1}(s)$ 는 Fig. 6에서 P_r 을 410 [kPa]로 설정한 실험 결과와 시뮬레이션 결과를 비교하여 ζ 를 1.4로 가정하였다.

$$F_s(s) = \frac{s^2 + 20s + 1600}{s^2 + 160s + 1600} \quad (23)$$

Fig. 12는 $Dm(s)$ 와 $T(s)^{-1}$ 의 보드 선도이고, 실선, 파선 및 1점 쇄선은 각각 $Dm(s)$, 식 (9) 및 식 (19)를 나타낸다. Fig. 11에서 $F_s(s)=1$ 로 정의한 식 (9)의 보드 선도는 약 20~35[rad/s]의 주파수 영역에서 $|Dm(s)| > |T(s)|^{-1}$ 이므로 식 (19)의 조건을 중



(a) Sensitivity characteristics



(b) Complementary sensitivity characteristics

Fig. 11 Feedback characteristics of the proposed control system and nominal model

족시키지 못하고 있고, $F_s(s)$ 를 식 (23)으로 설계한 식 (19)의 보드 선도는 전 주파수 영역에 걸쳐서 $|Dm(s)| < |T(s)|^{-1}$ 의 조건을 만족하고 있다.

Fig. 13은 식 (20)~(23)으로 설계한 제어기를 이용하여 압력 제어실험을 수행한 결과이고 평축은 시간, 종축은 용기 내부 압력과 평형 압력과의 차를 나타낸다. 실험 조건은 비례 제어기를 이용한 Fig. 2와 동일하게 압력 용기 내부의 평형 압력 P_0 를 210[kPa]로 설정하고 목표 압력 P_r 을 220~410[kPa]로 변화시켰다. 실험 결과로부터 P_r 의 변화에 의하여 전달관로의 전달특성이 변화하여도 압력응답의 진동 및 정상편차가 나타나지 않고 양호한 압력 제어성능이 얻어졌음을 알 수 있다. Fig. 14는 $F_s(s)=1$ 로 정의한 실험 결과이고, 식 (14) 및 Fig. 12에서 고찰한 바와 같이 $G_{o1}(s)$ 와 $G_n(s)$ 의 모델링 오차가 커짐에 따라서 안정 여유가 감소하므로 과도응답에 진동이 증가하고 있다. Fig. 15는 Fig. 13의 실험 결과를 부차원화하여 표시한 결과를 나타내고, P_r 이 변화하여도 압력응답의 시정수가 거의 변화하지 않는 제어 결과가 얻어졌음을 알 수 있다.

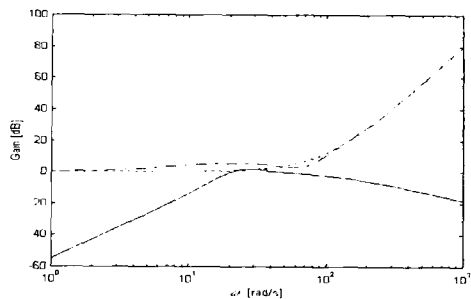


Fig. 12 Bode diagrams verifying robust stability

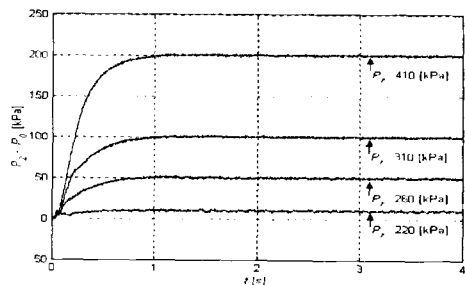


Fig. 13 Pressure control results with the proposed controller($F_s(s)$: equation (23))

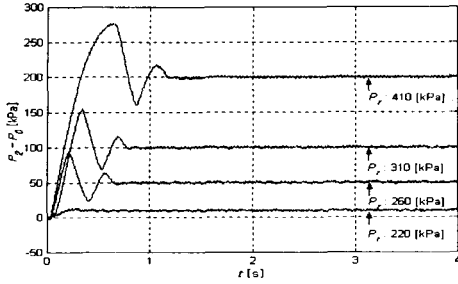


Fig. 14 Pressure control results with the proposed controller($F_s(s)=1$)

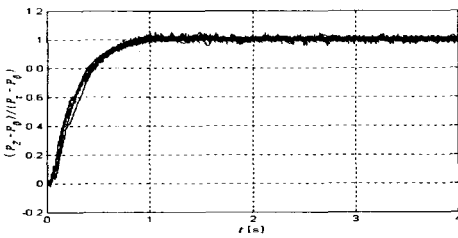


Fig. 15 Normalized pressure control results

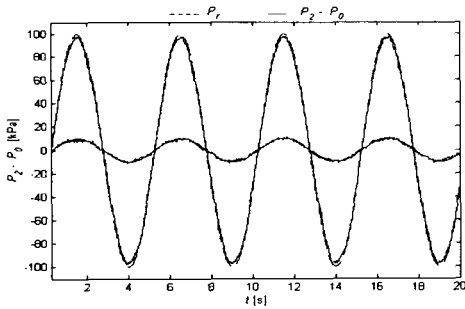


Fig. 16 Pressure control results with the proposed controller in case of tracking sine function trajectory

Fig. 16은 P_0 를 210[kPa]로 설정하고, 목표 압력 P_r 을 정현파로 입력하였을 때의 실험 결과이고, 실선은 압력 용기 내부의 압력, 파선은 목표 궤적을 나타낸다. Fig. 16에서 가진 주파수는 0.2 [Hz], 진폭은 각각 10[kPa], 100[kPa]로 설정하였다. 실험 결과로부터 목표 압력을 정현파로 인가하여도 압력 용기 내부의 압력이 목표 궤적을 잘 추종하고 있음을 알 수 있다.

Table 2 Physical parameters of transmission lines and pressure controllers designed with the transmission lines

$L : 10[m], \quad d : 5 \times 10^{-3}[m]$	
K_p	$1.5 \times 10^{-5}[V/Pa]$
$G_n(s)$	$\frac{41664}{s^3 + 19s^2 + 2904s + 41664}$
$Q(s)$	$\frac{100^4}{(s + 100)^4}$
$C_f(s)$	$\frac{s^3 + 19s^2 + 2904s + 41664}{s^3 + 69s^2 + 3605s + 41664}$
$F_s(s)$	$\frac{s^2 + 20s + 1600}{s^2 + 160s + 1600}$
$L : 15[m], \quad d : 4 \times 10^{-3}[m]$	
K_p	$2.0 \times 10^{-5}[V/Pa]$
$G_n(s)$	$\frac{25195}{s^3 + 30s^2 + 1291s + 25195}$
$Q(s)$	$\frac{80^4}{(s + 80)^4}$
$C_f(s)$	$\frac{s^3 + 30s^2 + 1291s + 25195}{s^3 + 58s^2 + 2578s + 25195}$
$F_s(s)$	$\frac{s^2 + 20s + 1600}{s^2 + 160s + 1600}$
$L : 15[m], \quad d : 5 \times 10^{-3}[m]$	
K_p	$2.0 \times 10^{-5}[V/Pa]$
$G_n(s)$	$\frac{19793}{s^3 + 19s^2 + 1291s + 19793}$
$Q(s)$	$\frac{80^4}{(s + 80)^4}$
$C_f(s)$	$\frac{s^3 + 19s^2 + 1291s + 19793}{s^3 + 54s^2 + 2195s + 19793}$
$F_s(s)$	$\frac{s^2 + 20s + 1600}{s^2 + 160s + 1600}$
$L : 20[m], \quad d : 4 \times 10^{-3}[m]$	
K_p	$2.5 \times 10^{-5}[V/Pa]$
$G_n(s)$	$\frac{15245}{s^3 + 30s^2 + 726s + 15245}$
$Q(s)$	$\frac{60^4}{(s + 60)^4}$
$C_f(s)$	$\frac{s^3 + 30s^2 + 726s + 15245}{s^3 + 49s^2 + 1844s + 15245}$
$F_s(s)$	$\frac{s^2 + 20s + 1600}{s^2 + 160s + 1600}$

Fig. 17~22는 제안한 제어기의 타당성을 검증하기 위하여 Fig. 13의 실험에 사용한 접속관로를 교체하여 압력제어 실험을 수행한 결과를 나타낸다. Table 2에 접속관로의 제원 및 각 접속관로를 대상으로 설계한 제어기를 나타낸다.

Fig. 17~22의 실험 조건은 Fig. 13과 동일하게 압력 용기 내부의 평형 압력 P_0 를 210[kPa]로 설정하고 목표 압력 P_s 을 220~410[kPa]로 변화시켰다. 실험 결과로부터 다양한 접속관로에 대하여 양호한 압력 제어성능이 얻어졌음을 알 수 있다.

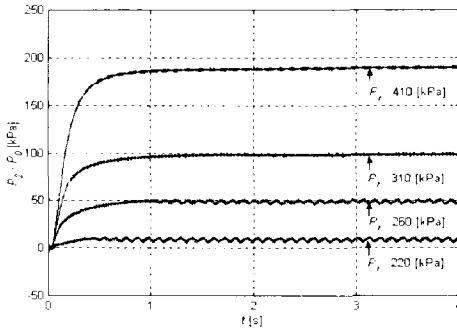


Fig. 17 Pressure control results with the K_p ($L : 10[m]$, $d : 5 \times 10^{-3}[m]$)

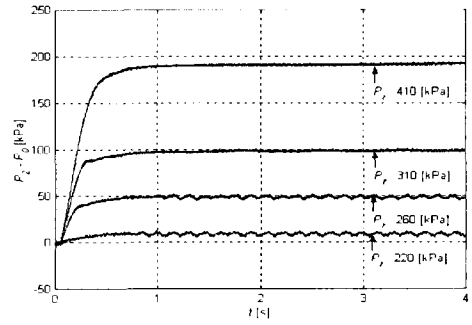


Fig. 20 Pressure control results with the K_p ($L : 15[m]$, $d : 5 \times 10^{-3}[m]$)

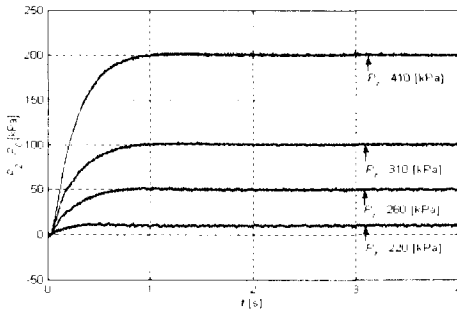


Fig. 18 Pressure control results with the proposed controller($L : 10[m]$, $d : 5 \times 10^{-3}[m]$)

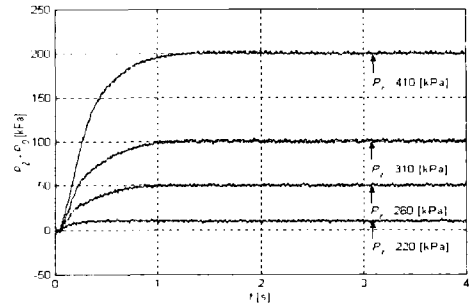


Fig. 21 Pressure control results with the proposed controller($L : 15[m]$, $d : 5 \times 10^{-3}[m]$)

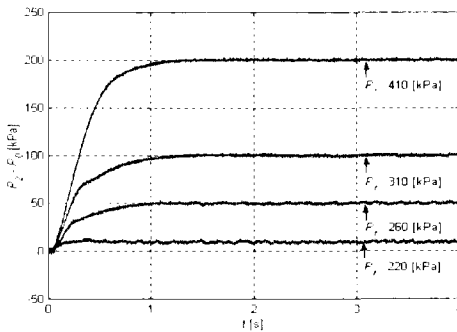


Fig. 19 Pressure control results with the proposed controller($L : 15[m]$, $d : 4 \times 10^{-3}[m]$)

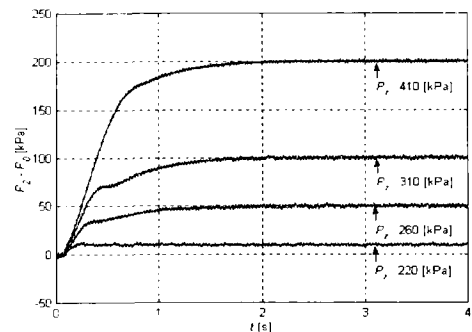


Fig. 22 Pressure control results with the proposed controller($L : 20[m]$, $d : 4 \times 10^{-3}[m]$)

6. 결 론

본 논문에서는 긴 전달관로를 갖는 공기압 압력 제어계를 대상으로 전달관로의 전달특성 변화에 의한 제어성능 변화를 보상할 수 있는 압력 제어기를 설계하였다. 설계한 제어기는 안정화 필터와 모델링 오차 보상 필터를 이용하여 전달관로를 포함한 압력 제어계의 피드백 특성을 향상시키고 동시에 전달관로의 모델 변화에 의한 제어성능 변화를 보상하기 위한 피드백 보상기 및 압력 제어계의 공칭 모델을 이용하여 설계된 목표치 추종 필터를 사용하여 제어계의 목표치 추종 성능을 조절하는 피드 포워드 보상기로 구성되어 있다. 설계한 제어기의 성능은 다양한 접속관로를 이용한 실험에 의하여 검증하였고, 비례 제어기를 이용한 압력제어 결과와 비교하여 목표압력의 진폭이 변화함으로써 발생하는 압력 응답의 진동 및 정상편차가 사라지고 압력제어 성능이 현저하게 향상되었음을 확인하였다. 그러므로, 압축성 유체를 사용하는 압력 제어계에 본 논문에서 설계한 제어기를 적용하면 압력 제어 성능이 향상될 것으로 판단된다.

참고문헌

- (1) Park, J. G., 1997, "Friction Compensation for Impedance Control of Pneumatic Manipulator," *Transactions of the KSME, A*, Vol. 21, No. 2, pp. 252~260.
- (2) Tukamoto, N., Kawakami, Y. and Nakano, K., 2002, "An Application of Gain-Scheduling Control to a Pneumatic Servo System," *Transactions of the Japan Fluid Power System Society*, Vol. 33, No. 1, pp. 15~20.
- (3) Shen, T., Tamura, K. and Kaminaga, H., 2000, "Robust Nonlinear Control of Parametric Uncertain systems with Unknown Friction and Its Application to a Pneumatic Control Valve," *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol. 122, pp. 257~262.
- (4) Rohmann, C. P. and Grogan, E. C., 1957, "On the Dynamics of Pneumatic Transmission Lines," *Transactions of the ASME*, Vol. 97, pp. 853~874.
- (5) Yoshioka, M. and Morikawa, Y., 1981, "Transient Response of Volume-Terminated Pneumatic Transmission Lines," *Transactions of the Society of Instrument and Control Engineers*, Vol. 17, No. 9, pp. 920~926.
- (6) Yoon, S. J. and Son, B. J., 1994, "The Propagation Characteristics of the Pressure in the Volume Loaded Fluid Transmission Line," *Transactions of the KSME*, Vol. 18, No. 11, pp. 3075~3083.
- (7) Noritugu, T. and Takaiwa, M., 1995, "Design of Pneumatic Servo System Using Disturbance Observer," *Transactions of the Society of Instrument and Control Engineers*, Vol. 31, No. 1, pp. 82~88.
- (8) McCloy, D. and Martin, H. R., 1980, "Control of Fluid Power," *JOHN WILEY & SONS INC.*, pp. 255~258.
- (9) Hanafusa, H., 1982, "Design of Electrohydraulic Servo Control Systems for Articulated Robot Arm Control," *The Japan Hydraulics & Pneumatics Society*, Vol. 20, No. 7, pp. 429~436.
- (10) Doyle, J. C., Francis, B. A. and Tannenbaum, A. R., 1992, "Feedback Control Theory," *Macmillan Publishing Company*, pp. 51~56.