

해석적 Bode 방법에 의한 직접구동형서보밸브의 고전적 제어기 설계

이성래[†] · 최현영* · 문의준**
(2001년 8월 29일 접수, 2002년 1월 30일 심사완료)

Classical Controller Design of Direct Drive Servo Valve Using Analytical Bode Method

Seong-Rae Lee, Hyun-Young Choi and Eui-Joon Moon

Key Words: Direct Drive Servo Valve(직접구동형 서보밸브), Classical Controller(고전적 제어기)
Analytical Bode Method(해석적 보데 방법)

Abstract

Direct drive servovalve(DDV) is a kind of one-stage valve since the rotary motion of DC motor is directly transferred to the linear motion of valve spool through the link. Since the structure of DDV is simple, it is less expensive, more reliable and offers reduced internal leakage and reduced sensitivity to fluid contamination. However, the flow force effect on the spool motion is significant such that it induces large steady-state error in a step response. If the proportional control gain is increased to reduce the steady-state error, the system becomes unstable. In order to satisfy the system design requirements, the classical controller is designed using the analytical Bode method.

기호설명

<p>B_{eq} : 제한각 DC모터 회전체 등가점성감쇠 계수</p> <p>C_d : 스폴밸브 오리피스 유량계수</p> <p>C_v : 스폴밸브 오리피스 속도계수</p> <p>$G(s)$: 1차보상 전 개루프 전달함수</p> <p>$G_c(s)$: 제어기 전달함수</p> <p>$G_{cl}(s)$: 1차보상 전달함수</p> <p>$G_{ol}(s)$: 직접구동형 서보밸브 시스템의 개루프 전달함수</p> <p>$G_p(s)$: 전단필터 전달함수</p> <p>H_i : 제한각 DC모터 루프 전류측정기이득</p> <p>H_{po} : 스폴변위 측정기 정상상태이득</p>	<p>i : 제한각 DC모터의 코일전류</p> <p>I_c : 제어기 출력전류</p> <p>J_{eq} : 제한각 DC모터 회전체 등가관성</p> <p>K_b : 제한각 DC모터 역기전력상수</p> <p>K_{cl} : 1차보상전달함수의 이득</p> <p>K_d : 출력미분피드백 전달함수 이득</p> <p>K_{dm} : 출력미분피드백 전달함수 상수</p> <p>K_{eq} : 제한각 DC모터 회전체 등가유체 회전스프링상수</p> <p>K_{ga} : 제한각 DC모터 루프 진방경로 증폭기 이득</p> <p>K_{lag} : 뒤짐보상의 이득</p> <p>K_p : 비례제어이득</p> <p>K_t : 제한각 DC모터 토크상수</p> <p>K_{vf} : 스폴밸브의 유체력에 의한 직선 스프링상수</p> <p>L : 제한각 DC모터 코일 인덕턴스</p> <p>$M_{G(\omega_{gc})}$: 보상전 개루프전달함수의 $\omega=\omega_{gc}$에서의</p>
---	---

[†] 책임저자, 회원, 건양대학교 기계공학과
E-mail : srlee@konyang.ac.kr
TEL : (041)730-5191 FAX : (041)736-4079
* 국방과학연구소
** 회원, 국방과학연구소

- 주파수응답 크기비
- PM : 보상후 개루프전달함수의 위상여유
 - P_L : 스톱밸브의 부하압력
 - P_s : 스톱밸브의 공급압력
 - r : 제한각 DC모터 회전축과 스톱 중심축 사이의 거리
 - R : 제한각 DC모터 코일 저항
 - T_m : 제한각 DC모터 출력토크
 - V_e : 스톱위치 오차전압신호
 - V_m : 제한각 DC모터 인가전압
 - V_r : 스톱위치 기준전압신호
 - V_x : 스톱위치 측정전압신호
 - w : 밸브오리피스 개구면적 대 스톱변위비
 - x_v : 스톱밸브의 스톱변위
 - $\alpha\tau_{lag}$: 뒤짐보상전달함수의 분모항 시간상수
 - ζ_{LVDT} : 스톱변위측정기 감쇠비
 - θ : 제한각 DC모터 회전각
 - $d\theta/dt$: 제한각 DC모터 회전 각속도
 - $d^2\theta/dt^2$: 제한각 DC모터 회전 각가속도
 - $\theta_{G(j\omega_{gc})}$: 보상전 개루프전달함수의 $\omega=\omega_{gc}$ 에서의 주파수응답 위상차
 - τ_{der} : 출력미분피드백 전달함수의 1차필터 시간상수
 - τ_{lag} : 뒤짐보상전달함수의 분자항 시간상수
 - τ_{lead} : 앞섬보상전달함수의 분자항 시간상수
 - τ_{lead}/β : 앞섬보상전달함수의 분모항 시간상수
 - τ_p : 1차보상전달함수의 분모항 시간상수
 - τ_z : 1차보상전달함수의 분자항 시간상수
 - ω_{gc} : 보상후 개루프전달함수의 게인교차 주파수
 - $\omega_{nl,LVDT}$: 스톱변위측정기 비감쇠 고유진동수

1. 서 론

유압서보밸브는 크게 전기유압식 서보밸브(Electro-Hydraulic Servo Valve, EHSV)와 직접구동형 서보밸브(Direct Drive Servo Valve, DDV)로 구분될 수 있다. 전기유압식 서보밸브는 1960년대부터 지금까지 사용되고 있는 서보밸브인 반면에 직접구동형 서보밸브는 1990년초부터 개발되기 시작하여 상용화되는 추세에 있다. 국내에서는 처음으로 국방과학연구소와 (주)한화기계에서 직접구동형 서보밸브의 개발을 시작하였으며 서보

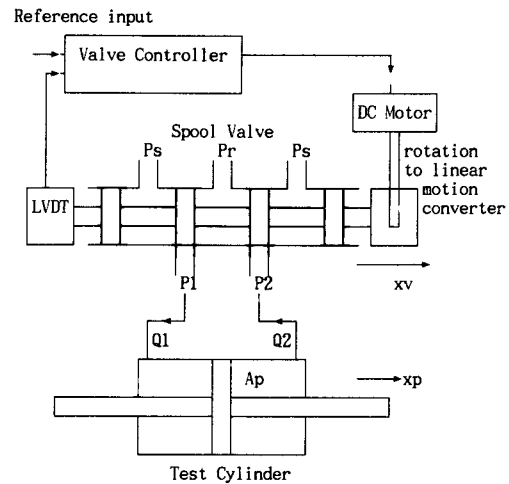


Fig. 1 Schematics of direct drive servo valve

밸브의 설계요구조건은 주파수응답대역폭 120Hz 이상, 정상상태오차 2%이하, 주파수응답크기비 3 dB이하로 설정하였다.

직접구동형 서보밸브는 Fig. 1에 나타난 것처럼 밸브제어기, 제한각 DC모터, 회전운동을 직선운동으로 변환시키는 기구, 스톱밸브 및 위치센서(LVDT)로 구성되는 1단 밸브이다. 직접구동형 서보밸브는 직류전기모터의 회전토크를 이용하여 밸브스풀을 직접 구동시키므로 구조가 간단하고 값이 싸며 내부누유량이 적고 부품수가 적기 때문에 신뢰성이 증가한다. 반면에 1단밸브이기 때문에 밸브를 통과하는 유량의 크기에 따라 유체력이 밸브스풀에 크게 작용한다. 이에따라 비례제어를 적용한 경우 유체력이 작은 경우에는 정상상태오차가 작지만 유체력이 큰 경우에는 매우 큰 정상상태오차가 발생하여 설계요구조건인 2%를 크게 초과한다.

이에따라 직접구동형 서보밸브에서 제어기의 가장 큰 역할은 정상상태오차를 2%이하로 줄이는데 있다. 첫 번째 시도는 PID제어와 진상-지상제어를 적용하였으며 제어기 파라미터값을 시행착오적으로 변화시켜 설계요구조건을 거의 만족시켰으나 적합한 제어기 파라미터 값을 찾는 데 너무나 많은 시간을 사용하였다. 두 번째 시도는 가변구조제어와 시간지연제어를 적용하였다. 두 방법 모두 설계요구조건을 만족시켰으나 가변구조제어는 스톱변위센서 이외에 추가적으로 스톱속도센서 및 스톱가속도센서를 필요로 하는 단점

이 있으며 시간지연제어는 샘플링 주기 $1\mu s$ 이 내에 많은 계산을 필요로 한다는 단점이 있다.⁽¹⁾ 이에 따라 가변구조제어나 시간지연제어는 현재로서는 해결책이 되지 못하였다.

결국 고전적 제어기 만이 유일한 해결책이라는 판단 하에 지상제어, 진상제어, 진상-지상제어를 다시 적용하였으며 제어기 파라미터 값을 찾는 데 소요되는 시간과 노력을 줄이기 위해 해석적 Bode 방법을 적용하였다.⁽²⁾ 각 제어기가 시스템 설계요구조건인 주파수응답대역 120Hz 이상 및 정상상태오차 2%이하를 만족하는지를 비선형 모델에 대한 컴퓨터 시뮬레이션에 의해 조사하였다.⁽³⁾

2. 직접구동형 서보밸브의 수학적 모델

2.1 제어기

제어기는 스펴위치의 오차전압신호를 참고하여 적절한 제어전류를 출력시키며 이 제어전류는 제한각 DC모터를 구동시킨다.

$$I_c = G_c(s) \cdot V_e, \quad -3.69[A] \leq I_c \leq 3.69[A] \quad (1)$$

$$V_e = V_r - V_x \quad (2)$$

2.2 DC모터 및 스펴밸브

DC모터에 인가된 제어기 출력전류는 식 (3)에 나타난 것처럼 DC모터 코일에 흐르는 전류와 비교되어 증폭기를 거쳐 DC모터 인가전압으로 변환된다.

$$V_m = K_{ga} \cdot (I_c - H_i i), \quad -24[V] \leq V_m \leq +24[V] \quad (3)$$

제한각 DC모터 전기회로에 대한 전압법칙은

식 (4)와 같으며 제한각 DC모터의 회전출력토크는 식 (5)와 같다.⁽⁴⁾ 제한각 DC모터의 최대회전각 범위는 2극(N=2)일 때 $-90^\circ \leq \theta \leq +90^\circ$ 이며 4극(N=4)일 때는 $-45^\circ \leq \theta \leq +45^\circ$ 이 되며 출력토크는 일정하지 않고 회전각에 따라 변한다.

$$V_m = L \cdot (di/dt) + R \cdot i + K_b \cdot (d\theta/dt) \quad (4)$$

$$T_m = K_t \cdot i \cdot \cos(N\theta/2), \quad N=4 \quad (5)$$

제한각 DC모터의 회전운동은 반지름이 r 인 미끄럼링크에 의해 밸브스풀의 직선운동으로 변환된다.

$$x_v = r \cdot \sin(\theta) \quad (6)$$

이에 따라 제한각 DC모터의 회전축을 기준으로 하는 등가 회전 운동방정식은 다음과 표현된다.

$$T_m = J_{eq} (d^2\theta/dt^2) + B_{eq} (d\theta/dt) + K_{eq}\theta \quad (7)$$

$$K_{eq} = r^2 \cdot K_{vf} \quad (8)$$

여기서 K_{vf} 는 스펴밸브의 유체력에 의한 직선 스프링상수이며 다음식으로 표현된다.⁽⁵⁾

$$K_{vf} = 2C_v C_d \cos(69^\circ) w (P_s - P_L) = 0.43w (P_s - P_L) \quad (9)$$

2.3 스펴변위 측정기

스플변위 측정기로서 LVDT가 사용되며 사용 중인 LVDT와 LVDT 신호처리장치의 카탈로그에 나타난 주파수응답곡선을 참고하여 다음의 2차 전달함수로 가정한다.

$$G_v(s) = \frac{V_x(s)}{x_v(s)} = \frac{H_{po}}{s^2/\omega_{nLVDT}^2 + 2\zeta_{LVDT}s/\omega_{nLVDT} + 1} \quad (10)$$

2.4 출력미분피드백 전달함수

직접구동형 서보밸브의 전기모터 회전부위나 스펴밸브의 직선운동부위에는 점성마찰이 매우

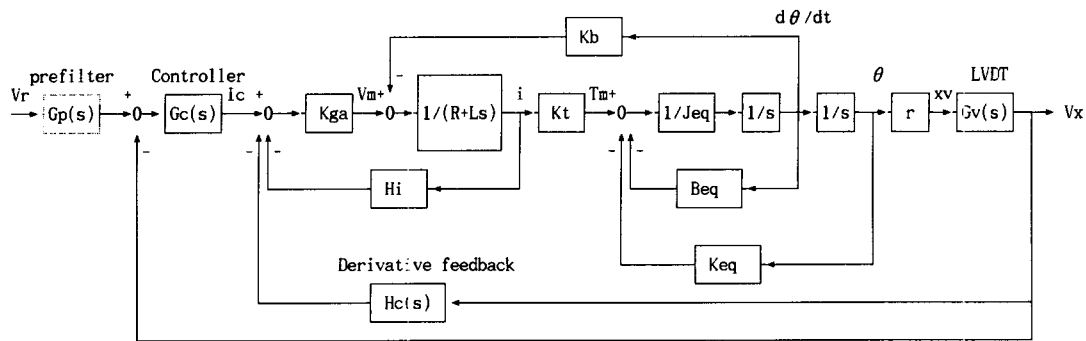


Fig. 2 The block diagram of direct drive servo valve

작기 때문에 기계적인 등가 점성감쇠계수는 거의 0 에 가까우며 이에따라 밸브시스템의 안정성을 증가시키기 위해 Fig. 2의 블록선도에서 피드백 경로에 출력미분피드백을 적용한다. 그러나 진상 제어나 진상-지상제어를 적용하는 경우에는 출력 미분피드백의 안정성 향상효과가 거의 없어 출력 미분피드백을 적용하지 않는다. 출력미분피드백 전달함수는 식 (11)과 같다.

$$H_c(s) = \frac{K_{dm} \cdot (\tau_{der} \cdot s)}{(\tau_{der} \cdot s + 1)}, \quad K_d = K_{dm} \cdot \tau_{der} \quad (11)$$

K_d : 출력미분피드백 전달함수 이득

τ_{der} : 출력미분피드백 전달함수의 1차필터 시간 상수

2.5 시스템 개루프 전달함수

직접구동형 서보밸브의 수학적모델을 선형화시켜 블록선도를 작성하면 Fig. 2와 같이 나타난다. Fig. 2에 나타난 블록선도를 참고하여 직접구동형 서보밸브 시스템의 개루프 전달함수를 구하면 식 (12)와 같다.

$$G_{OL}(s) = \frac{V_x(s)}{V_e(s)} = \frac{G_c(s) \cdot K_o \cdot (\tau_{der} \cdot s + 1)}{g_0 s^6 + g_1 s^5 + g_2 s^4 + g_3 s^3 + g_4 s^2 + g_5 s + g_6} \quad (12)$$

$$K_o = (K_{ga} K_t) (r H_{po}) / (J_{eq} L) \quad (13)$$

$$b_1 = (R + K_{ga} H_i) / L + B_{eq} / J_{eq} \quad (14)$$

$$b_2 = B_{eq} (R + K_{ga} H_i) / (J_{eq} L) + (L K_{eq} + K_t (K_b + K_{ga} K_{dr} H_{po})) / (J_{eq} L) \quad (15)$$

$$b_3 = (R + K_{ga} H_i) K_{eq} / (J_{eq} L) \quad (16)$$

$$c_0 = \tau_{der} \quad (17)$$

$$c_1 = b_1 \tau_{der} + 1 = [(R + K_{ga} H_i) / L + B_{eq} / J_{eq}] \cdot \tau_{der} + 1 \quad (18)$$

$$c_2 = b_1 + B_{eq} (R + K_{ga} H_i) / (J_{eq} L) \cdot \tau_{der} + (L K_{eq} + K_t K_b) / (J_{eq} L) \cdot \tau_{der} \quad (19)$$

$$c_3 = B_{eq} (R + K_{ga} H_i) / (J_{eq} L) + [L K_{eq} + K_t (K_b + K_{ga} K_{dr} H_{po})] / (J_{eq} L) + b_3 \cdot \tau_{der} \quad (20)$$

$$c_4 = b_3 = (R + K_{ga} H_i) \cdot K_{eq} / (J_{eq} L) \quad (21)$$

$$g_0 = c_0 \cdot v_0 \quad (22)$$

$$g_1 = c_0 \cdot v_1 + c_1 \cdot v_0 \quad (23)$$

$$g_2 = c_0 + c_1 \cdot v_1 + c_2 \cdot v_0 \quad (24)$$

$$g_3 = c_1 + c_2 \cdot v_1 + c_3 \cdot v_0 - d_d \cdot v_0 \quad (25)$$

$$g_4 = c_2 + c_3 \cdot v_1 + c_4 \cdot v_0 - d_d \cdot v_1 \quad (26)$$

$$g_5 = c_3 + c_4 \cdot v_1 \quad (27)$$

$$g_6 = c_4 \quad (28)$$

Table 1 System constants of direct drive servo valve

$B_{eq}=0, H_i=1$ [A/A], $H_{po}=101.04$ [V/cm],
$J_{eq}=5.6054e-4$ [N-cm-s ² /rad], $L=4.5e-3$ [H],
$K_b=0.177$ [V/(rad/s)], $K_{eq}=56.628$ [N-cm/rad] (at $P_L=0$), $K_{ga}=50$ [V/A], $\omega_{nLVDT}=3000$ [Hz], $\zeta_{LVDT}=1$

$$d_d = K_t K_{ga} K_{dr} H_{po} / (J_{eq} L) \quad (29)$$

$$v_0 = 1 / \omega_{nLVDT}^2 \quad (30)$$

$$v_1 = 2 \zeta_{LVDT} / \omega_{nLVDT} \quad (31)$$

식 (8)과 식 (9)에서 부하압력이 0 인 경우에는 유체력이 최대가 되며 이에따라 등가유체회전스프링상수, K_{eq} 값은 최대가 된다. 부하압력이 공급압력과 같은 경우에는 유체력이 0 이 되며 등가유체회전스프링상수, K_{eq} 값은 0 이 된다는 것을 알 수 있다. 아울러 K_{eq} 값이 0 이 되면 식 (12), 식 (21), 식 (28)에서 직접구동형 서보밸브시스템의 개루프 전달함수에 적분인자 1개가 발생하는 것을 알 수 있다.

식 (12)와 표1을 참고하여 비례제어기, $G_c(s) = K_p$ 를 사용한 경우 직접구동형 서보밸브시스템의 단위계단입력에 대한 정상상태오차식은 식 (32)와 같이 표현되며 부하압력이 0에서 $K_p=1$ 인 경우 $e_{ss} = 18.3\%$, $K_p=12$ 인 경우 $e_{ss} = 1.8\%$ 가 된다.

$$e_{ss} = \frac{(R + K_{ga} \cdot H_i) \cdot K_{eq}}{(R + K_{ga} \cdot H_i) \cdot K_{eq} + K_p \cdot K_{ga} \cdot K_t \cdot r \cdot H_{po}} \quad (32)$$

Table 1에 나타난 값은 현재 조립 중인 부품의 카탈로그나 제작 중인 부품의 실제 데이터를 참고하여 구해진다.

3. 제어기 설계 및 컴퓨터 시뮬레이션 결과

3.1 해석적 Bode 방법의 소개

해석적 Bode 방법은 주어진 보상 전의 개루프 전달함수, $G(s)$ 에 1차 보상전달함수, $G_{ci}(s)$ 를 추가하여 보상 후의 개루프전달함수가 원하는 위상여유(PM)와 계인교차주파수, ω_{gc} 를 갖도록 1차 보상전달함수의 영점과 극점을 구하는 것이다.⁽²⁾ 단

1차 보상전달함수의 계인, K_{c1} 은 정상상태 오차 요구조건을 만족시키도록 사용자가 미리 결정해야 한다. 사용자는 먼저 $K_{c1}G(j\omega)$ 의 Bode 선도를 그릴 필요가 있으며 그려진 Bode 선도를 참고하여 보상 후의 개루프 전달함수에 대한 적절한 위상여유(PM)와 계인교차주파수, ω_{gc} 를 설정해야 한다. $G_{c1}(s)G(s)$ 가 $s=j\omega_{gc}$ 에서 1.0의 이득과 $-180^\circ+PM$ 의 위상을 갖도록 τ_p, τ_z 값을 계산한다. 만일 설정된 위상여유(PM)와 계인교차주파수, ω_{gc} 가 적절치 못하면 해가 존재하지 않을 수 있으며 이러한 경우 τ_p, τ_z 값은 음수가 된다. 해석적 Bode 방법의 알고리즘은 다음과 같다.

$$G_{c1}(j\omega_{gc}) \cdot G(j\omega_{gc}) = K_{c1} \frac{j\omega_{gc}\tau_z + 1}{j\omega_{gc}\tau_p + 1} M_{G(j\omega_{gc})} \cdot e^{\theta_{G(j\omega_{gc})}}$$

$$= 1 \cdot e^{j(-180^\circ + PM)} \quad (33)$$

위 식에서 실수부는 실수부끼리 허수부는 허수부끼리 같아야 하므로 τ_p, τ_z 는 다음 식과 같이 구해진다.

$$\tau_z = \frac{1 + K_{c1} \cdot M_{G(j\omega_{gc})} \cdot \cos(PM - \theta_{G(j\omega_{gc})})}{-\omega_{gc} \cdot K_{c1} \cdot M_{G(j\omega_{gc})} \cdot \sin(PM - \theta_{G(j\omega_{gc})})} \quad (34)$$

$$\tau_p = \frac{\cos(PM - \theta_{G(j\omega_{gc})}) + K_{c1} \cdot M_{G(j\omega_{gc})}}{\omega_{gc} \cdot \sin(PM - \theta_{G(j\omega_{gc})})} \quad (35)$$

3.2 비례제어

비례제어를 적용하는 경우 제어기의 전달함수는 식 (36)과 같다.

$$G_c(s) = K_p, \quad K_p = 1.5[A/V] \quad (36)$$

식 (32)에 의해 정상상태오차 설계요구조건 2% 이내를 만족시키기 위해서는 비례제어계인값, K_p 는 12보다 커야 한다.

그러나 K_p 값을 12까지 증가시키기 전에 시스템은 불안정해진다. Fig.3은 $K_p=1.5[A/V], K_{dm} = 4[A/V], \tau_{der}=1/(2\pi \cdot 300)[s]$ 인 경우 선형화된 비례제어시스템의 개루프 보데선도를 나타낸다. 부하압력이 0 MPa 인 경우는 점선으로 표시하고 부하압력이 20.7MPa 인 경우는 실선으로 표시하였다. 부하압력이 0 인 경우 위상여유는 69도이며 계인교차주파수는 123 Hz이다. Fig. 4는 식 (1)과 식 (3)에 나타난 포화(saturation)와 식 (5)와 식 (6)에 나타난 삼각함수와 같은 직접구동형 서보밸브의 비선형성을 고려한 컴퓨터 시뮬레이션 결과를 나타낸다. 시뮬레이션 소프트웨어로서는 SIMNON을 사

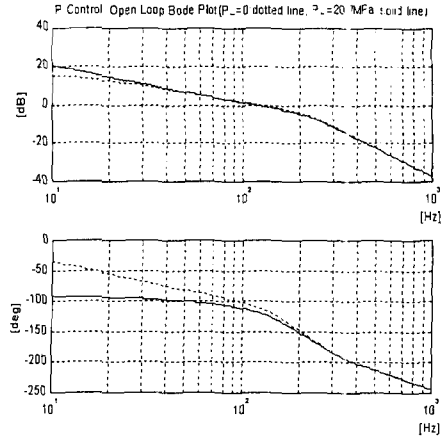


Fig. 3 Bode plot of linearized proportional control system, $|G_{OL}(j\omega)|$ and $\angle G_{OL}(j\omega)$: $K_p=1.5 [A/V], K_{dm}=4[A/V], \tau_{der}=1/(2\pi \cdot 300)[s]$

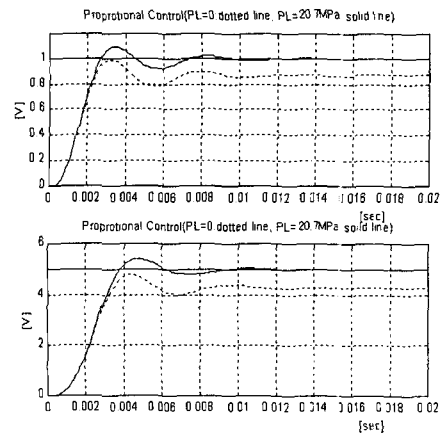


Fig. 4 Step response, $V_x(t)$ of proportional control system: $K_p=1.5[A/V], K_{dm}=4[A/V], \tau_{der}=1/(2\pi \cdot 300)[s]$ (1Volt=0.099mm)

용하였다.⁽³⁾ Fig. 4에서 위 그림은 기준입력이 1 [V]인 경우의 계단응답을 나타내며 부하압력이 0 MPa 인 경우는 점선으로 표시하고 부하압력이 20.7MPa(3000psi) 인 경우는 실선으로 표시하였다. 아래 그림은 기준입력이 5 [V]인 경우의 계단응답을 나타냈다. 그림으로 나타내지는 않았지만 120 Hz의 정현파 기준신호에 대한 응답을 관찰하면 시스템 응답속도는 주파수 응답대역 120 Hz를 충분히 만족하였다. 계단응답에서는 부하압력이 0MPa 인 경우 정상상태오차가 13.1%(기준입력 1V) 및 14.46%(기준입력 5V)로서 설계요구조건

2%를 크게 초과한다. 그러나 부하압력이 20.7MPa 인 경우 정상상태오차가 0.01%(기준입력 1V) 및 0.03%(기준입력 5V)로서 설계요구조건 2%를 충분히 만족한다. 식 (32)에 의해 부하압력이 작은 경우(K_{eq} 값이 큰 경우)에는 정상상태오차가 크게 발생하며 부하압력이 클수록(K_{eq} 값이 작을수록) 정상상태오차는 작아진다.

만일 직접구동형 서보밸브의 스플의 속도를 측정할 수 있다면 비례제어게인값을 1.5에서 12까지 증가시킬 수 있으며 부하압력의 크기에 상관없이 정상상태오차 설계요구조건 2%를 거의 만족시킬 수 있다.⁽¹⁾ 그러나 현실적으로 직접구동형 서보밸브에 속도센서를 설치할 공간이 없으므로 제어기의 설계에 어려움을 겪는 것이다.

3.3 지상제어

비례제어에서 정상상태오차가 너무 커 설계요구조건을 만족시키지 못하므로 정상상태오차를 줄이기 위해 지상제어(뒤짐보상)를 적용하였다. Fig. 3에 나타난 비례제어시스템의 개루프보데선도에서 위상여유가 69도로서 충분히 안정하므로 개루프보데선도의 좌측영역에 뒤짐보상을 추가하기로 한다.

뒤짐보상의 설계에서 뒤짐보상의 파라미터값을 찾기 위해 해석적 Bode 방법은 사용하지 않았으며 식 (37)에서 α 는 10 으로 고정시키고 τ_{lag} 값을 시행착오적으로 구하였다. 결과적으로 비례제어에 뒤짐보상이 추가된 제어기의 전달함수는 식 (37)과 같이 표현된다.

$$G_c(s) = \frac{K_{pm} * K_{lag} (\tau_{lag} s + 1)}{(\alpha \tau_{lag} s + 1)} \quad (37)$$

$$K_p = K_{pm} * \alpha, \quad \alpha > 1, \quad K_{pm} = 1.5 [A/V], \quad K_{lag} = 10$$

$$\alpha = 10, \quad \tau_{lag} = 1 / (2\pi * 15) [s]$$

선형화된 지상제어시스템의 개루프 보데선도를 그림으로 나타내지는 않았지만 부하압력이 0 MPa 인 경우 위상여유는 63도이며 게인교차주파수는 124 Hz이다. Fig. 5는 직접구동형 서보밸브의 비선형성을 고려한 지상제어시스템의 컴퓨터 시뮬레이션 결과를 나타낸다.

대체적으로 응답속도는 만족할만하며 부하압력이 0MPa 인 경우 $t=0.02$ 초에서 오차가 1.57%(기준입력 1V) 및 1.09%(기준입력 5V)로서 설계요구

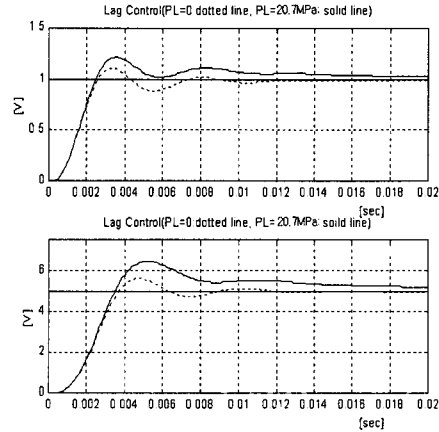


Fig. 5 Step response, $V_x(t)$ of lag control system:
 $K_{pm}=1.5[A/V]$, $K_{lag}=10$, $\alpha =10$, $\tau_{lag}=1/(2\pi*15)$
 $[s]$, $K_{dm}=4[A/V]$, $\tau_{der}=1/(2\pi*300)[s]$

조건 2%를 만족한다. 그러나 부하압력이 20.7MPa 인 경우 오버슈트가 제법 크게 발생하며 기준명령값으로 수렴하는데 너무 느려 정상상태 오차조건을 만족시키는데 너무 많은 시간이 걸리므로 만족스럽지 못하다. K_{eq} 값이 0인 경우 밸브 시스템에는 적분인자가 1개 포함되며 지상제어의 유사적분요소와 중첩되어 계단응답파형에서 오버슈트가 증가하고 기준명령값으로 수렴하는데 시간이 많이 걸린다. 시간 $t=0.02$ 초에서 정상상태오차는 -2.46%(기준입력 1V) 및 -3.61%(기준입력 5V)로서 설계요구조건 2%를 약간 초과한다.

3.4 진상제어

지상제어시스템을 적용한 경우 식 (37)에서 K_p 값이 15[A/V]이므로 정상상태오차는 2% 이내를 만족하나 너무 느리게 접근한다. 이에따라 비례제어시스템에 앞섬보상을 추가하여 안정성을 확보하고 비례제어게인을 증가시켜 정상상태오차를 줄일 수 있도록 한다. 식 (32)에서 정상상태오차 조건 2% 이내를 만족시키려면 K_p 값은 최소 12[A/V]가 되어야 하므로 K_p 값은 12로 설정하였다. K_p 값은 12인 경우 비례제어시스템의 보데선도에서 부하압력이 0인 경우 위상여유는 -22.6도이며 게인교차주파수는 369 Hz이다. 여기에 앞섬보상을 추가시킬 때 앞섬보상의 파라미터값을 구하기 위해 해석적 Bode 방법을 사용하였다.⁽²⁾ 즉 식 (34)와 식 (35)에 의해 τ_{lead} , τ_{lead}/β 값을 구하였

다. 해석적 Bode 방법을 적용한 결과 얻을 수 있는 최대 위상여유는 계인교차주파수 500Hz에서 20도가 된다. 이 경우의 앞섬보상의 극점과 영점은 식 (38)에 나타나 있다. 비례제어에 앞섬보상이 추가된 제어기는 식 (38)과 같다.

$$G_c(s) = \frac{K_p(\tau_{lead}s + 1)}{(\tau_{lead}s/\beta + 1)}, \beta > 1 \quad (38)$$

$$K_p=12[A/V], \beta =13.87, \tau_{lead}=1/(2\pi*306)[s]$$

$$K_{dm}=0, \tau_{der}=1/(2\pi*300)[s]$$

진상제어나 진상-지상제어를 적용하는 경우에는 출력미분피드백의 안정성 향상효과가 거의 없어 출력미분피드백을 적용하지 않는다. 즉 $K_{dm}=0$ 이 된다. 물론 이러한 사실은 컴퓨터 시뮬레이션에 의해 미리 파악되었다.

Fig. 6은 진상제어시스템의 보데선도를 나타내며 Fig. 7은 선형화된 진상제어시스템의 계단응답을 나타낸다. Fig. 6의 보데선도에서 위상여유가 20도로서 안정성이 작으므로 계단응답에 75% 정도의 오버슈트가 발생한다. 이러한 오버슈트를 감소시키기 위해 추가적인 앞섬보상을 적용하는 대신에 직접구동형 서보밸브시스템 루프 앞에 식 (39)와 같은 1차식의 전단필터를 적용하였다.

$$G_p(s) = \frac{1}{\tau_{prefilter}s + 1}, \tau_{prefilter}=1/(2\pi*200)[s] \quad (39)$$

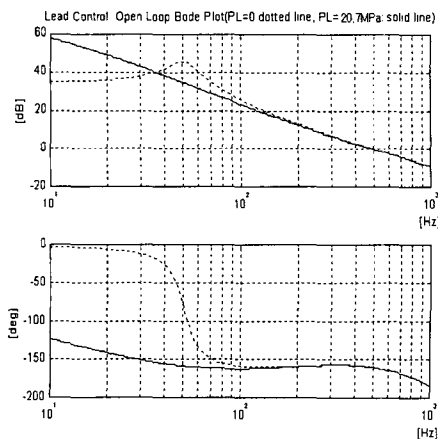


Fig. 6 Bode plot of linearized lead control system, $|G_{OL}(j\omega)|$ and $\angle G_{OL}(j\omega)$: $K_p=12[A/V]$, $\beta =13.87$, $\tau_{lead}=1/(2\pi*306)[s]$, $K_{dm}=0[A/V]$

전단필터를 적용한 결과 Fig. 8의 선형화된 진상제어시스템의 계단응답에서 오버슈트가 10% 이내로 감소하였고 정상상태오차도 설계요구조건인 2% 이내를 만족한다.

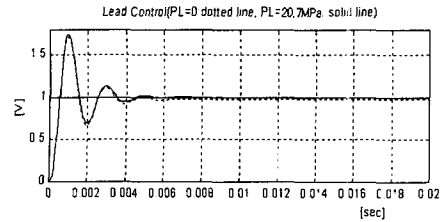


Fig. 7 Step response, $V_x(t)$ of linearized lead control system: $K_p=12$, $\beta =13.87$, $\tau_{lead}=1/(2\pi*306)$, $K_{dm}=0$

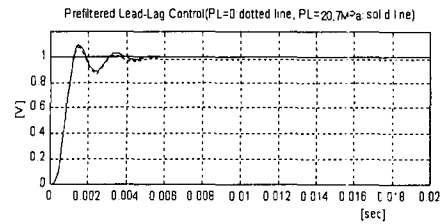


Fig. 8 Step response, $V_x(t)$ of linearized lead control system with prefilter: $K_p=12[A/V]$, $\beta =13.87$, $\tau_{lead}=1/(2\pi*306)[s]$, $K_{dm}=0$

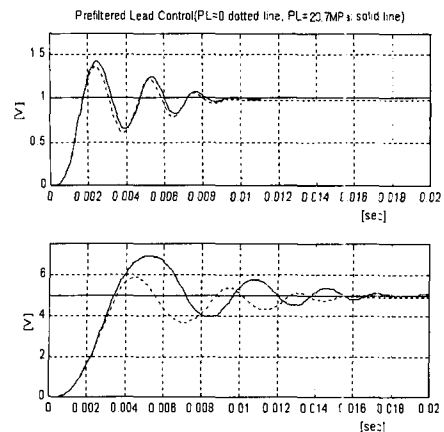


Fig. 9 Step response, $V_x(t)$ of lead control system with prefilter: $K_p=12[A/V]$, $\beta =13.87$, $\tau_{lead}=1/(2\pi*306)[s]$, $K_{dm}=0$

그러나 직접구동형 서보밸브의 비선형성을 모두 고려한 컴퓨터 시뮬레이션 결과는 매우 만족스럽지 못하다. Fig. 9에 나타난 계단응답을 보면 부하압력이 0MPa 및 20.7MPa에서 기준입력이 1볼트인 경우 오버슈트는 39%, 43%이며 기준입력이 5볼트인 경우 오버슈트는 20%, 38%를 나타낸다. 또한 진동이 3회 이상 반복된다. 선형시스템의 계단응답과 비선형시스템의 계단응답의 차이는 물론 비선형요소에 기인한 것이며 그중에서도 식 (3)에 나타난 제한각 DC모터의 인가전압의 포화에 크게 기인한다는 것이 컴퓨터 시뮬레이션에 의해 파악되었다.

3.5 진상-지상제어

K_p 값이 12[A/V]인 진상제어에서 선형해석에서는 안정성이 만족스러웠으나 비선형해석에서는 안정성에 문제가 발생하였다. 이에 따라 K_p 값을 12에서 6으로 감소시키고 앞섬보상에서 최대한 위상여유를 증가시키며 뒤짐보상에 의해 정상상태오차조건을 만족시킬 수 있도록 한다. K_p 값이 6인 경우 비례제어시스템의 보데선도에서 부하압력이 0인 경우 위상여유는 -14.7도이며 게인교차주파수는 265Hz이다. 여기에 앞섬보상을 추가시킬 때 앞섬보상의 이득값은 1로 설정하고 앞섬보상의 파라미터값, τ_{lead} , τ_{lead}/β 를 구하기 위해 해석적 Bode 방법을 사용하였다. 해석적 Bode 방법을 적용한 결과 얻을 수 있는 최대 위상여유는 게인교차주파수 400Hz에서 30도이며 앞섬보상의 파라미터는 $\beta = 11.6$, $\tau_{lead}=1/(2\pi*182)[s]$ 이다. 계속하여 뒤짐보상을 추가시킬 때에도 뒤짐보상의 파라미터값, τ_{lag} , α τ_{lag} 를 구하기 위해 해석적 Bode 방법을 사용하였다. 뒤짐보상의 이득값은 시스템의 정상상태오차 요구조건을 만족시킬 수 있도록 K_{lag} 는 2.4로 설정하여 정상상태오차조건을 만족시킬 수 있도록 하였다. 여기서 뒤짐보상은 정상상태오차를 줄이는 것이 주된 목적이므로 뒤짐보상 전과 후의 개루프 전달함수에서 고주파 영역에서의 크기비나 위상차는 그대로 유지하도록 한다. 이에 따라 뒤짐보상 후의 게인교차주파수는 400Hz로서 뒤짐보상 전과 같게 설정하였고 위상여유는 뒤짐보상 전의 30도보다 1도가 작은 29도로 설정하였다. 해석적 Bode 방법을 적용한 결과 뒤짐보상의 분자항의 시간상수는 $\tau_{lag}=1/(2\pi*12)$, 분모항의 시간상수, α τ_{lag} 는 거의 $K_{lag}\tau_{lag}$ 에 가

운 값을 얻었다. 결과적으로 제어기의 전달함수는 식 (40)과 같다.

$$G_c(s) = \frac{K_{pm}K_{lag}(\tau_{lag}s + 1)(\tau_{lead}s + 1)}{(\alpha \tau_{lag}s + 1)(\tau_{lead}s/\beta + 1)} \tag{40}$$

$$K_p = K_{pm} * K_{lag}, \alpha > 1, \beta > 1, K_{pm}=6, K_{lag}=2.4$$

$$\beta = 11.6, \tau_{lead}=1/(2\pi*182), \alpha = 2.4, \tau_{lag}=1/(2\pi*12), K_{dm}=0$$

Fig. 10은 진상-지상제어시스템의 보데선도를 나타내며 Fig. 11은 선형화된 진상-지상제어시스템의 계단응답을 나타낸다. Fig. 10의 보데선도에서 게인교차주파수는 400Hz, 위상여유는 29도이므로 안정성이 충분하다고는 볼 수 없다. Fig. 11의 계단응답에서 58%정도의 오버슈트가 발생한다. 이러한 오버슈트를 감소시키기 위해 식 (39)의 전단필터를 적용하였다. 전단필터를 적용한 결과 Fig. 12에서 오버슈트는 11% 정도로 감소하였다. 그림으로 나타내지는 않았지만 선형화된 진상-지상제어시스템의 페루프 주파수응답곡선에서 진폭비의 최대값이 6 dB이며 전단필터를 적용하면 진폭비의 최대값이 0 dB에 가깝게 된다. Fig. 13은 전단필터가 적용된 진상-지상제어시스템의 비선형성을 모두 고려한 컴퓨터 시뮬레이션 결과를 나타낸다. 그림으로 나타내지는 않았지만 전단필터가 없는 경우의 시뮬레이션 결과는 Fig. 13과 거의 비슷하며 선형해석과는 달리 전단필터에 의한

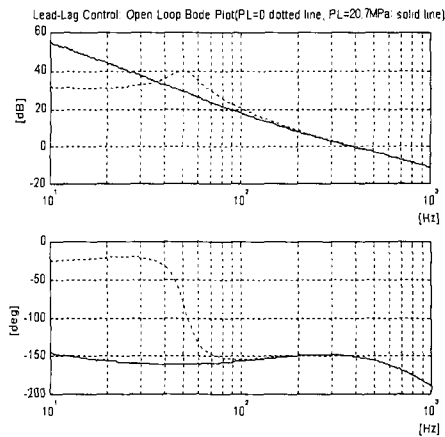


Fig. 10 Bode plot of linearized lead-lag control system, $|G_{OL}(j\omega)|$ and $\angle G_{OL}(j\omega)$:
 $K_p=6[A/V]$, $\alpha = 2.4$, $\tau_{lag}=1/(2\pi*12)[s]$,
 $\beta = 11.6$, $\tau_{lead}=1/(2\pi*182) [s]$, $K_{dm}=0$

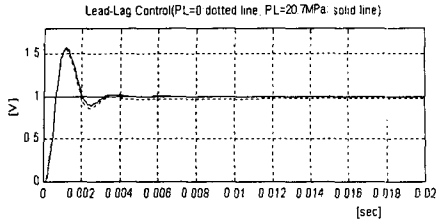


Fig. 11 Step response, $V_x(t)$ of linearized lead-lag control system: $K_p=6[A/V]$, $\alpha =2.4$, $\tau_{lag}=1/(2\pi*12)[s]$, $\beta =11.6$, $\tau_{lead}=1/(2\pi*182)[s]$, $K_{dm}=0$

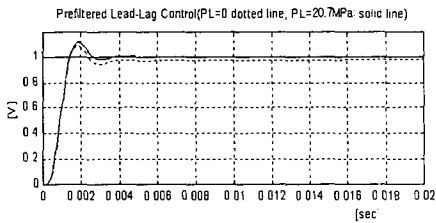


Fig. 12 Step response, $V_x(t)$ of linearized lead-lag control system with prefilter: $\tau_{prefilter}=1/(2\pi*200)[s]$, $K_p=6[A/V]$, $\alpha =2.4$, $\tau_{lag}=1/(2\pi*12)[s]$, $\beta =11.6$, $\tau_{lead}=1/(2\pi*182)[s]$, $K_{dm}=0$

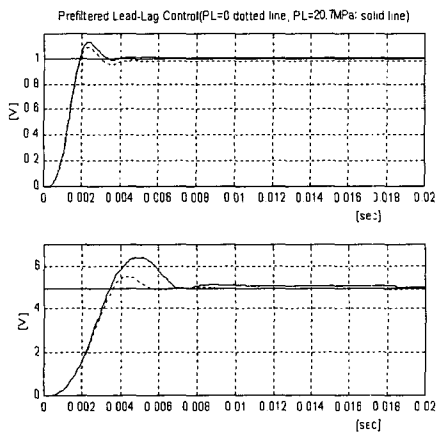


Fig. 13 Step response, $V_x(t)$ of lead-lag control system with prefilter: $\tau_{prefilter}=1/(2\pi*200)[s]$, $K_p=6[A/V]$, $\alpha =2.4$, $\tau_{lag}=1/(2\pi*12)[s]$, $\beta =11.6$, $\tau_{lead}=1/(2\pi*182)[s]$, $K_{dm}=0$

오버슈트의 감소가 크게 발생하지는 않는다. 이는 시스템의 요소 중에서 포화와 같은 비선형성에 기인한다고 볼 수 있다. Fig. 13에서 대체적으로 응답속도는 충분히 만족할만하며 부하압력이 0MPa 인 경우 $t=0.02$ 초에서 오차가 1.67%(기준 입력 1V) 및 0.82%(기준 입력 5V)로서 설계요구조건 2%를 만족한다. 그러나 부하압력이 20.7MPa 인 경우 약간의 오버슈트가 발생한다. 시간 $t=0.02$ 초에서 오차는 -0.41%(기준 입력 1V) 및 -1.18%(기준 입력 5V)로서 설계요구조건 2%를 만족한다

4. 결론

직접구동형 서보밸브의 설계요구조건인 정상상태오차 2% 이하와 주파수 응답대역 120 Hz 이상을 만족시킬 수 있도록 고전적 제어기를 설계하였으며 적절한 제어기 파라미터값을 체계적으로 구하기 위해서 해석적 Bode 방법을 적용하였다.

가장 간단한 제어기인 비례제어기를 적용한 경우 비선형 컴퓨터 시뮬레이션에서 기준명령신호를 120 Hz의 정현파로 설정한 후 시간응답을 관찰한 결과 시스템 응답속도는 주파수 응답대역 120 Hz를 충분히 만족하였으나 밸브스풀에 가해지는 유체력이 큰 경우(부하압력 0 MPa)에는 13% 이상의 정상상태오차를 발생시킨다. 이에 따라 제어기 설계의 주 목표는 정상상태오차를 설계요구조건 2%이하로 줄이는데 역점을 두었다. 정상상태오차를 줄이기 위해 지상제어(뒤집보상)를 적용하였으나 계단응답에서 정상상태에 도달하는데 너무 느려 만족스럽지 못하였다. 안정성을 확보함으로써 비례제어기만을 증가시켜 정상상태오차를 줄이기 위해 전단필터가 적용된 진상제어(앞섬보상)를 적용하였다. 선형해석결과는 양호하였으나 비선형해석결과는 계단응답에서 오버슈트가 너무 크게 발생하여 안정성에 문제가 있었다. 마지막으로 전단필터가 적용된 진상-지상제어(앞섬-뒤집보상)를 적용하였다. 적용 결과 주파수응답대역은 120Hz를 충분히 만족하였으며 정상상태오차도 설계요구조건 2%이하를 만족하였다.

현재 직접구동형 서보밸브가 개발되고 있는 중이며 시제품이 완성되면 전단필터가 적용된 진상-지상제어기를 적용하여 실험을 할 예정이다. 실험 결과는 컴퓨터 시뮬레이션 결과와 비교될 것이다.

후 기

본 연구는 국방과학연구소에서 주관하는 민군 겸용기술 개발사업의 참여업체 (주)한화/기계의 위탁연구과제로 수행된 것입니다. 이에 국방과학연구소 및 (주)한화/기계의 후원에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) 이성래, 김종열, 김치봉, 2000, "직접구동형 서보밸브의 제어기 설계에 관한 연구," 제어·자동화·시스템공학회 주관, 제15회 한국자동제어학술회의(용인 현대인재개발원) 논문집, CD 179rd.hwp.
- (2) 황우현, 안성모 편저, 1997, "MATLAB을 이용한 제어시스템 설계," 대광서림.
- (3) Elmqvist, H., Astrom, K.J., Schonthal, T., Wittenmark, B., 1990, SIMNON User's Guide for MS-DOS Computers, SSPA Systems.
- (4) William A.Fleisher, 1989, "Brushless Motors for Limited Rotation," Machine Design, December 7.
- (5) Merritt, H.E., 1967, Hydraulic Control Systems, John Wiley and Sons, Inc.