

2000년도 대한전기학회 전문대학교육연구회 학계학술대회 논문집 2000. 7. 7-8

수직 이동부하의 전기-유압 위치제어에 관한 연구

신규재
순천제일대학 기계전기제어과

A Study on the Electric-Hydraulic Position Control of Vertical Moving Plant

Kyoo-Jae Shin
Dept. of Mechanical & Electrical Control, Sunchon First College

Abstract - The moving vehicle with disturbances has the 6 degree of freedom motion in the pitching, yawing, and rolling directions of two independent axes. The control system in such a moving vehicle has to perform disturbance rejection. This paper present PID controller with disturbance rejection function, low sensitivity filter and notch filter for bending frequency rejection. The performance of a designed system has been certified by the simulation and experiment and experiment results.

1. 서 론

플랜트는 고저방향과 선회방향으로 서로 독립된 운동 좌표계를 갖는 2차원 모델이다. 각 선회축과 고저축 방향에 대해서 로링, 요잉과 피칭 방향으로 운동이 진행되며, 각 축의 운동에너지는 다른 축방향의 운동에 영향을 미치지 않는 형태의 6자유도 운동을 하는 대부분 시스템이다[1].

이 시스템의 선회각 구동시스템은 차체, 유압모터, 바스켓, 플랜트와 벤딩모드로 구성되어 있고, 비선형 요소로는 차체와 선회 플랜트에, 모터와 플랜트에 쿨롱 마찰력이 존재하며, 기어 치자열 사이의 백래쉬가 존재한다. 또한 고저각 구동 시스템은 차체, 플랜트, 벤딩모드와 액추에이터로 구성되며, 비선형 요소로는 차체와 플랜트에 대해 쿨롱마찰이 존재한다[2].

이러한 6자유도 시스템이 주행상태에 있을 때는 요잉, 피칭, 롤링 방향의 외란 신호가 인가되기 때문에 플랜트의 벤딩성분과 시스템의 비선형 요소로 인하여 시스템의 공진 주파수가 발생하게 되어 정밀 위치제어를 하는데 어려움이 발생하게 된다[3~5]. 그러므로 본 논문에서는 수직방향으로 이동하는 부하에 대해 동력학적인 해석 방법을 적용하여 벤딩모드를 포함한 플랜트에 대해 모델링을 실시하고, 전기제어에 의해 구동되는 유압 서보장치의 최적상태의 제어기 이득을 도출한다. 또한 주행상태시 수직부하에 작용하는 외란을 제거하는 기능을 가진 노치형 PID 보상방법을 적용하여 전기식 유압서보 시스템을 설계한다. 또한 설계시스템의 성능은 실험을 통하여 검증한다.

2. 본 론

2.1 시스템 구성

고저축 구동 안정화 시스템 구성품은 그림1과 같이

속도신호 입력장치, 유압실린더, 유압 서보장치, 아날로그 제어기, 자이로로 구성된다.

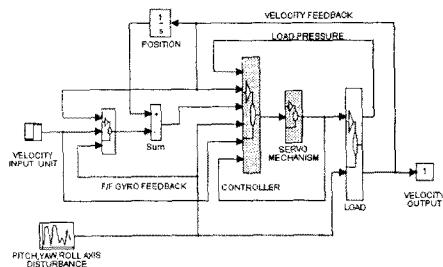


그림.1 수직 이동부하의 전기-유압 위치제어 시스템

2. 전기식 서보밸브 모델링

2.1 2차 서보밸브 모델링

2차 서보밸브를 2차지연요소로 가정할경우 식(1)과 같이 모델링이 된다.

$$x_{st2} = \frac{\omega_{st2}^2}{s^2 + 2\zeta_{st2}\omega_{st2}s + \omega_{st2}^2} K_{sv} \cdot v_i \quad (1)$$

$$\omega_{st2} = 200 \text{ Hz} \quad \zeta_{st2} = 0.5$$

2.2 3단 서보밸브 모델링

부하방정식을 적용하면 3단밸브의 모델링은 식(2)와 같이 된다.

$$x_{s3} = \frac{K_{d2} \cdot x_{st2}}{\frac{V_{30}M_v}{4\beta_e A_{i3}} s^3 + \left(\frac{V_{30}B_v}{4\beta_e A_{i3}} + \frac{K_{d2}M_v}{A_{i3}} \right) s^2 + \left(A_{i3} + \frac{V_{30}K_v}{4\beta_e A_{i3}} + \frac{K_{d2}B_v}{A_{i3}} \right) s + \frac{K_{d2}K_v}{A_{i3}}} \quad (2)$$

$$K_v = 2c_d c_r w_3 (P_s - P_L) \cos \theta$$

$$B_v = (L_1 - L_2) c_d w_3 \sqrt{\rho(P_s - P_L)}$$

선형화한 시스템은 전체적으로 5차시스템이 되므로 제어모델에 대해 축소화된 선형 모델링이 가능하며 시스템 차수는 식(3)과 같다.

$$\text{order}\left(\frac{V_{30}B_v}{4\beta_e A_{i3}}\right) = -14 \quad (3)$$

$$order\left(\frac{K_{cl}M_v}{A_{i3}}\right) = -9$$

$$order(A_{i3}) = -4$$

$$order\left(\frac{V_{30}K_v}{4\beta_e A_{i3}}\right) = -7$$

$$order\left(\frac{K_{cl}B_v}{A_{i3}}\right) = -12$$

식(3)에서 $\frac{V_{30}B_v}{4\beta_e A_{i3}} \ll \frac{K_{cl}M_v}{A_{i3}}$ 이고, valve stiffness K_v 의 영향이 무시되면, 식(2)는 식(4)와 같이 축소화되고,

$$x_{i3} = \frac{\omega_{i3}^2}{A_{i3}s(s^2 + 2\zeta_{i3}\omega_{i3} + \omega_{i3}^2)} K_{cl} \cdot x_{s12} \quad (4)$$

$$\omega_{i3} = \sqrt{\frac{4\beta_e A_{i3}^2}{V_{30}M_v}} \approx 1848.68 \text{ Hz}$$

$$\zeta_{i3} = \frac{K_{cl}}{A_{i3}} \sqrt{\frac{\beta_e M_v}{V_{30}}} \approx 0.014532$$

$\omega_{s12} \ll \omega_{i3}$ 이므로 식(4)은 식(5)으로 축소화가 가능하다.

$$x_{i3} \approx \frac{K_{cl}}{A_{i3} \cdot s} x_{s12} \quad (5)$$

최종적으로 2nd-3rd 밸브는 식(6)과 같은 축소화한 3차 모델로 표현된다

$$x_{i3} = \frac{\omega_{i3}^2}{A_{i3}s(s^2 + 2\zeta_{i3}\omega_{i3} + \omega_{i3}^2)} K_{cl} K_v \cdot \text{input volt} \quad (6)$$

3. 제어기 설계

3.1 2-3단 서보밸브의 전류이득의 설정

2-3단 서보밸브의 전류이득을 설정하기 위하여 식(6)의 균제적을 구하면 한계이득은 19.9이고 지글러-니콜스 방법을 적용하여 이론적인 최적 비레이드 10임을 알 수 있다. 이를 적용한 시스템의 스텝응답 특성은 좋은 응답 특성을 갖음을 확인할 수 있다. 그러나 실제 시스템은 모델링된 2-3단 밸브보다 매우 복잡하므로 실험을 통한 최적치가 3.303으로 선정되었다.

3.2 ΔP 의 HPF 설계

시스템의 댐핑율을 증가시키기 위한 목적으로 고역통과 필터의 적용이 이루어질 수 있다[2]. 이는 고주파필터의 전달함수에서 나타나듯이 극점과 영점의 첨가에 따른 진상 보상의 영향으로 나타나 시스템의 댐핑율을 증가시킴으로써 보다 광범위한 대역폭을 얻어낼 수 있음을 알 수 있으며, 외란에 의한 압력변화율을 감지하는 내부루프를 형성하여 보다 안정된 제어가 가능할 수 있다.

고주파통과필터 설계에 이용할 파라메타 ω_{gh} , ζ_{gh} 를 구하면 다음 식(7)과 같다.

$$\begin{aligned} \omega_{gh} &= \sqrt{\frac{4\beta_e A_{i3}^2 l a}{V_T M_I}} \cdot \frac{1}{\sqrt{2}} \approx 7.25 \text{ Hz} \\ \zeta_{gh} &= \frac{(K_{cl} + c_m)}{A_p} \sqrt{\frac{\beta_e M_I}{l a V_T}} \approx 0.0342 \end{aligned} \quad (7)$$

따라서 2-3단 서보시스템의 1차 모델과 부하방정식을 강체모드만을 고려한 식(8)을 적용하면, 고주파통과필터의 최적 차단주파수 a_h 는 식(9)에 의하여 구할 수 있다.

$$\frac{x_p}{x_{s13}} = -\frac{\omega_{gh}^2 K_{cl}}{s^2 + 2\omega_{gh}\zeta_{gh}s + \omega_{gh}^2} \quad (8)$$

$$a_h \approx \omega_{gh}^2 T_{sv} = 7.575 \quad (9)$$

여기서 선정한 고역통과필터 설계를 위한 균제적은 강체모드만을 고려한 경우이므로 벤딩모드를 포함하는 개회로시스템을 적용하여 보면, 이득이가 1.458일때는 위상의 진상이 크게 나타나므로 0.60으로 결정하였으며, 이때의 벤딩모드를 포함하는 개회로시스템에 적용하면 시스템의 이득여유가 증가된다.

3.3 속도 제어기 설계

속도제어회로의 설계를 위하여 전체 시스템으로부터 다음과 같은 식(10)를 유도할 수 있다.

$$\begin{aligned} \frac{\text{Output [mill/sec]}}{\text{Input [mill/sec]}} &= \frac{[K_5 SFR K_{mgc} M_{gc}(s) + Sigh(s) SFDCT K_{mgc} M_{gc}(s)]benod4}{1 + [K_5 SFR K_{mgc} M_{gc}(s) + Sigh(s) SFDCT K_{mgc} M_{gc}(s)]benod4} \end{aligned} \quad (10)$$

속도 제어기를 설계하기 위하여 균제적을 구하고 설계된 파라미터는 다음식(11)~(13)와 같다.

$$LPF \#3 = \frac{K_c \omega_{cl}^2}{s^2 + 2\zeta_c \omega_{cl} s + \omega_{cl}^2} \quad (11)$$

$$BPF \#1 = \frac{K_{cb} \omega_{cb}^2 s}{s^2 + 2\zeta_{cb} \omega_{cb} s + \omega_{cb}^2} \quad (12)$$

$$MGC(s) = (K_{cp} + BPF \#1 + LPF \#3) K_{mgc} \quad (13)$$

3.4 위치 제어기 설계

설계한 속도제어기를 적용한 시스템을 개회로로 설정하여 위치제어기를 설계한다. 이를 위하여 식(10)을 식(14)와 같이 변환한다.

$$\begin{aligned}
 & \frac{\text{Output [mil/sec]}}{\text{Input [mil/sec]}} \\
 & = \frac{\frac{[K_5 SFR K_{mgs} MGC(s) + \frac{1}{s} SFDCT K_{mgs} K_{sp}] bendo4}{1 + K_5 SFR K_{mgs} MGC(s) bendo4}}{\frac{\frac{1}{s} SFDCT bendo4}{1 + K_{mgs} MGS(s) + \frac{1}{s} SFDCT K_{mgs} MGC(s) bendo4}} \\
 & = \frac{[K_5 SFR K_{mgs} MGC(s) + \frac{1}{s} SFDCT K_{mgs} K_{sp}] bendo4}{1 + K_5 SFR K_{mgs} MGC(s) bendo4 + K_{mgs} MGS(s) + \frac{1}{s} SFDCT K_{mgs} MGC(s) bendo4} \quad (14)
 \end{aligned}$$

여기서 식(14)의 분모항을 개화로로 설정하여 균제적을 이용하면, 안정성이 보장되는 $K_{mgs} \cdot K_{sp}$ 의 임계값을 구해낼 수 있게되고 이를 이용하면 단순 비례제어기를 적용할 경우에는 $K_{mgs} \cdot K_{sp}$ 의 최적값은 약 0.24, 비례-미분-적분제어기를 적용할 경우에는 $K_{mgs} \cdot K_{sp}$ 은 약 0.29, $K_{mgs} \cdot K_{sb}$ 의 최적값은 약 0.0029, $K_{mgs} \cdot K_{si}$ 은 6.9를 구할 수 있다. 위의 설계조건과 제어기의 구성을 기초로 시행착오 방법을 통하여 얻게된 제어기의 결과는 다음 식과 같다. 설계된 제어기를 적용하여 주파수 응답을 나타내면 그림2와 같다.

$$LPF \#4 = \frac{K_s \omega_{sl}^2}{s^2 + 2\zeta_s \omega_{sl} s + \omega_{sl}^2} \quad (15)$$

$$BPF \#2 = \frac{K_{sb} \omega_{sb}^2 s}{s^2 + 2\zeta_{sb} \omega_{sb} s + \omega_{sb}^2} \quad (16)$$

$$MGS(s) = (K_{sp} + BPF \#2 + LPF \#4) \cdot K_{mgs} + \frac{K_{si}}{s} \quad (17)$$

전체 제어기는 식(18)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned}
 MGT(s) &= SIGHT(s) \cdot \left(MGS(s) K_{mgs} + \frac{K_{si}}{s} \right) + K_5 \cdot SFR \cdot MGC(s) K_{mgs} \\
 &\approx \frac{1}{s} \cdot \left(MGS(s) K_{mgs} + \frac{K_{si}}{s} \right) + K_5 \cdot SFR \cdot MGC(s) K_{mgs} \quad (18)
 \end{aligned}$$

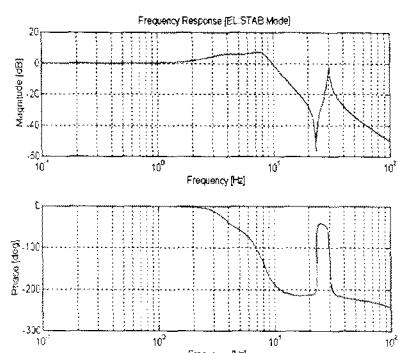


그림2. 전체 시스템의 주파수 응답 특성

2.4 실험결과

고저방향으로 인가되는 외란신호는 그림3과 같으며 외란을 제거한 성능은 그림4와 같다. 또한 외란이 인가된 상태에서 시간응답특성을 측정한 결과는 그림5과 같다.

3. 결 론

본 연구에서는 동력학적인 해석방법을 적용하여 벤딩 모드를 포함한 플랜트를 모델링하였고, 제어기의 최적 파라미터를 도출하기 위하여 외란제거 기능을 가진 pid 제어기가 적용되었다. 설계된 시스템은 실험을 통하여 제어 성능이 우수함을 확인할 수 있었다.

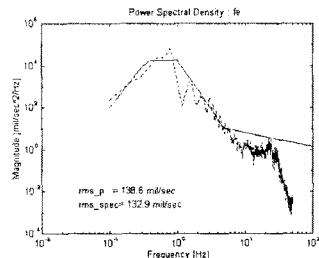


그림3. 외란 입력신호

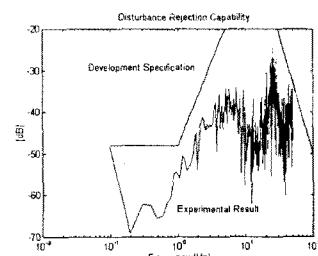


그림4. 외란 제거특성

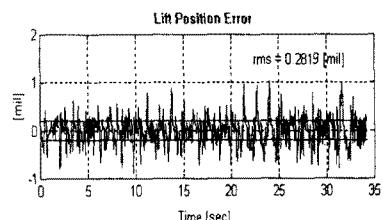


그림5. 위치오차 신호

(참 고 문 헌)

- [1]"The Use of Derivative Pressure Feedback in High Performance Hydraulic Servomechanism". Journal of Engineering for Industry, pp8~14, T.R. Welch, Feb. 1962
- [2]"Plant Drive and Stabilization Subsystem Critical System Development Specification". SB-BB-179700, General Dynamic, 1982.1
- [3]"Active Compensation of Lightly Damped Electro-hydraulic Cylinder Drives Using Derivative Signals". P.I.M.E., Vol. 184, no.4, pp83~98, R. Bell & A de Pennington, 1969
- [4]"Mathematical Simulation of the Dynamics of a Military Tank". SAE Technical Paper, Series, Paper No. 850416, R. M. Krupka, 1985.
- [5] Katsuhiko Ogata, "Modern Control Engineering", 2nd Edmition, Prentice Hall, 1990