

대부하 전기유압시스템의 부하압력 피이드백에 관한연구

김영대, 이대옥, 심재운

대전기계창

The Use of Load Pressure Feedback In Designing The High Performance Electro-Hydraulic Speed Controller For Large Inertia System.

Kim Young Dae, Lee Dae Ok, Shim Jae Woon

Agency for Defence Development

Abstract

It is widely noted that pressure feedback systems have been devised to damp the fluid resonance effectively in precision speed control for large inertia system.

A compensation technique preserving the natural output disturbance discrimination characteristics at lower frequencies is proposed. The load pressure across positive displacement type hydraulic actuators is a good measure of acceleration. The technique involves feeding back load differential pressure, sensed by pressure transducers, though a simple analog compensatory circuit (high pass filter). The effectiveness of the damping is determined by the filter time constant and loop gain.

Nonlinear total hydraulic simulation results verify the possibility of linear model predictions of extending the closed loop bandwidth beyond the uncompensated frequency.

- 서 론 -

전기유압식 서보밸브는 본래 비행제어, 공장 기계, 그리고 사격제어의 고출력 시스템의 고속정밀제어에 사용되어왔다. 전기유압서보 밸브는 유압장치를 전기적 신호에 의해 제어시킴으로써 각종 전기 제어기의 사용을 가능하게 하였으며, 1950년대말부터 미국과 영국을 중심으로 활발히 연구되어졌다. (1)

전기유압제어기는 고유의 비선형성에 의한 제어기설계의 어려움과, 동력전달 방법인 유압회로설비, 그리고 동력원인 유압펌프등의 복잡한 제어시스템구성의 어려움을 갖고 있어, 최근의 전기모터 기술발달과 더불어 점차 그

활용영역이 좁아지고 있다. 그러나 대용량의 고출력시스템의 고속정밀제어를 간단한 구동장치인 실린더나 유압모터를 사용하여 적은 제어기 체적으로 고출력을 실현시킬 수 있어 대형구조물의 고속제어나, 대형로봇 위치 제어기에 폭넓게 사용되어지고 있다 (2,3)

전기유압시스템에 대한연구는 유압제어밸브와 구동장치에 대한 모델링 기법 및 매개변수 결정방법에 대한 연구와 유압제어기 설계에 대한 연구로 분류시켜 볼수 있다.

유압시스템은 고유한 유압밸브의 비선형성과, 유압유의 온도, 기포등에 의한 변수의 사용상황에 따른 모델변수등에 의해 모델의 선형화 작업에 어려움이 존재하게 된다. (2,3,4,5)

전기유압장치에 대한 유압시스템의 설계를 위한 모델 변수결정과 모델선정에 대해서 Shearer와 Cambridge (6), Pennington Bell (7)에 의해 이론적, 실험적으로 연구되었으며, Vilenius에 의해 위치제어 유압서보 시스템의 모델변수의 동적특성에 미치는 영향에 대한 감도 (sensitivity) 해석이 이루어졌다. (8)

유압제어기설계에 있어서 유압유의 압축성과 부하관성에 의해 형성되는 고유진동특성의 감쇠효과를 증대시키기 위한 연구노력은 크게 3가지로 분류할수 있다.

첫번째로 유압유의 내부누유 (leakage)를 니들 (needle) 밸브나 오리피스 혹은 캐필라리 (Capillary)를 부하양단 압력사이에 유로를 구성시키는 방법으로 Bell (9)에 의해 연구되어졌다. 이 방법은 손쉽게 감쇠효과를 기계적인 방법으로 얻을수 있으나 유압시스템의 강성을

떨어뜨리는 단점이 있다.

두번째의 방법은 전기회로를 이용하여 유압부하의 고유진동모드를 없애는 보상기 제어방법으로 비교적 적은 감쇠유압시스템에 적용되었으나 (10)이러한 비공진회로 (Antiresonance Circuit)의 사용은 유압의 부하시스템의 동적특성이 온도 및 스플의치에 따라 변화가 크므로 실제 시스템의 적용에 많은 어려움을 안고있다.

세번째의 제어기설계방법은 가속도나 부하압력을 측정하여 전기적 신호처리에 의한 피이드백을 함으로써 감쇠효과를 주는방법으로 Welch(11), Bell과 Pennington (12)에 의해 연구되어졌다.

이를 세가지의 방법중 가장 일반적으로 대부하에 대한 고속정밀 제어시스템에 사용되어지는 제어방식은 세번째의 방법으로, 부하압력을 고주파통과 필터(High pass Filter)를 사용하는 내부루프(Minor Loop)로 부하와 유압유의 압축성 영향에 의한 2차 진동모드의 감쇠효과를 주고 외부루프(Outer Loop)에 lag-lead 혹은 PID 제어기를 사용하였다.

이외에도 전기유압시스템에 제어성능개선을 위해 관측기를 사용한 상태변수 피드백에 의한 연구와 (13) MRAC 방식의 적응제이론의 연구가 (14) 수행되어졌으며, 비선형 feedforward 함수를 위치제어기에 사용하여 부하(force) 피이드백시스템을 안정화시키는 연구(15)와, Self-tuning 제어기를 사용한 제어기설계(16)방법이 연구되어졌다.

고성능 유압서보 시스템의 부하압력 피이드백은 유압서보의 스플변위가 유량, 즉 속도에 비례관계가 있으며 감쇠효과를 기대하기 위해서는 가속도의 피이드백 개념에서 사용되어진다. 부하압력의 신호는 고주파 통과 필터(High Pass Filter)를 통과시켜 정상상태의 부하신호를 없애주도록 사용하고 있다. 이때 사용되는 High Pass Filter의 시정수와 이득값은 유압시스템의 안정성 및 감쇠를 지배하는 주요한 변수가 된다. Welch(11)는 부하압력 피이드백은 부하와 유압유의 압축성 영향에 의한 고유진동수 영역에서만 영향을 미치게하고 저주파 성분신호는 통과시켜 주지 않는 개념에서 고주파 통과 필터의 시정수와 이득값 설정에 대해 언급하였다.

또, Bell과 Pennington은 가속도 계산을 이용한 시스

템의 안정성해석을 하였으며, 서보밸브의 응답특성이 부하동적특성보다 상대적으로 빠르지 않을때 고주파 통과 필터를 통해 감쇠효과를 증진시킬수 있는것을 밝히고 있다.

본 연구에서는 부하압력 피이드백의 고주파 통과 필터 결정 방법을 대부하 ($I = 20000 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$) 위치제어를 위해 2단서보밸브를 사용하여 결정하는 방법을 선형방정식을 통해 제시하며, 전체유압시스템의 비선형 시뮬레이션을 통해 제시된 방법의 타당성을 입증하였다.

- 유압시스템 -

대부하 유압시스템의 선형해석은 2단 서보에 의한 1차 지연과 밸브-오리피스, 그리고 유압유의 압축성을 고려한 연속식으로 구성된다. 그림1은 유압시스템과 사용된 변수를 나타내고 있다.

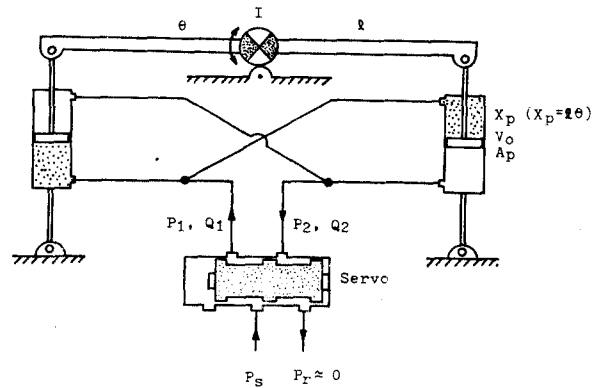


그림1. 유압시스템

먼저 서보밸브는 식(1)로 표시되고,

$$\tau_{sv} \cdot \dot{x}_v + x_v = K_{sv} \cdot i \quad (1)$$

x_v 는 스플변위, τ_{sv} 는 2단 서보밸브의 시정수, K_{sv} 는 서보밸브 이득, 그리고 i 는 입력전압을 나타낸다.

2단 밸브유량 방정식은

$$Q_1 = K_q \cdot x_v - K_c \cdot P_1 \quad (2)$$

$$Q_2 = 2A_p \cdot \dot{x}_p + C_t \cdot P_2 + \frac{V_o}{2\beta_e} \cdot \dot{P}_2 \quad (3)$$

여기서

$$C_t = C_{ip} + \frac{C_{ep}}{2}$$

$$V_1 = V_o + 2A_p \cdot x_p$$

$$V_2 = V_o - 2A_p \cdot x_p$$

$$x_p = l \cdot \theta$$

로 표현되고 식(2)의 K_g, K_c 는 각각 유량이득 (flow gain)과 유량압력계수 (flow-pressure coefficient)이고 C_t, V_0, β_e 는 각각 누출계수, 실린더검사체적 그리고 체적탄성계수 (Bulk Modulus) 를 나타낸다.

부하압력에 의한 힘 평형식은

$$I\ddot{\theta} = 2P_L \cdot A_p l - T_L \quad (4)$$

로 표현되고 T_L 은 외란 모우먼트를 나타낸다. 식(1)-(4)의 유압상수중 K_g, K_c 는 서어보밸브의 스펙위치에 따른 변화가 있으며 일반적으로 안정성해석은 스펙중립 위치에 대해 구해지고, β_e 는 유압유의 강성도와 서어보밸브로부터 유압실린더까지의 유압회로의 강성을 함께 고려하여야 하며 동시에 유압유 속의 기포 그리고 유압유 온도에 변화를 갖는 파라미터이다. 또 V_0 는 한쪽 실린더의 총부피로서 유압서어보 밸브에서 실린더에 이르는 체적이 고려되어야 한다. 이득 및 위상지연의 여분 (Margin)을 설정하여야 한다. 표1은 연구에 사용된 전기유압시스템의 Parameter 값을 스펙이 중립위치에 있는 경우에 대해 보여주고 있다.

식(2)-(4)를 Laplace 변환을 사용하여 정리하면,

$$s\theta(s) = \frac{K_g \cdot X_v(s) - (C_1 + C_2 \frac{s}{\omega_n}) \cdot T_L(s)}{\frac{s^2}{\omega_n^2} + 2\zeta \frac{s}{\omega_n} + 1} \quad (5)$$

되고 이때

$$\omega_n = 2A_p l \sqrt{\frac{2\beta_e}{IV_0}}$$

$$\zeta = \frac{K_c + C_t}{2A_p l} \sqrt{\frac{\beta_e}{2V_0}}$$

$$C_1 = (K_t + C_t) / 4A_p^2 l^2, \quad C_2 = \frac{V_0 \omega_n}{8\beta_e A_p^2 l^2}$$

이다. 식(5)로 표시된 부하전달 함수는 일반적으로 낮은 감쇠를 나타내며 정밀제어를 위해서 감쇠효과와 증대를 제시하는 제어기를 요구하게 된다.

변수	값	변수	값
계전단일계수 β_e (N/m ²)	6.895×10^8	검사체적 V_0 (m ³)	6.4515×10^{-3}
누출계수 C_t	0	서어보밸브이득 K_{gv} (m/A)	1.6×10^{-4}
방출계수 C_d	0.61	서어보밸브시점수 τ_{gv} (s)	0.0089
공급압력 P_0 (N/m ²)	11376750	서어보밸브면적구배 W (m)	16.4878×10^{-3}
밀도 ρ (Kg/m ³)	833.03	유량이득 K_g (m ² /m)	1.1625
관성모멘트 I (Kg-m ²)	20000	유압-안정계수 K_c (m ⁵ /N/m)	8.0062×10^{-12}
실린더단면적 A_p (m ²)	3.95×10^{-3}	코우전동수 ω_n (rad/s)	31.38
실린더길이가 l (m)	1.215	감쇠계수 ζ	0.0366

표 1. 모델 파라미터값

안정성 해석을 위해 무차원화관계식을 도입하면

$$\gamma = \omega_n \cdot \tau_{gv}$$

$$S_1 = s/\omega_n$$

식(1)은

$$\frac{X_v(s_1)}{\dot{\lambda}(s_1)} = \frac{K_{sv}}{\gamma s_1 + 1} \quad (6)$$

식(5)는

$$s\theta(s_1) = \frac{K_g/2A_p l \cdot X_v(s_1) - (C_1 + C_2 s_1) \cdot T_L(s_1)}{s_1^2 + 2\zeta s_1 + 1} \quad (7)$$

으로 표현되며 그림(2)는 무차원화된 유압서어보 시스템의 블록선도를 보여주고 있다.

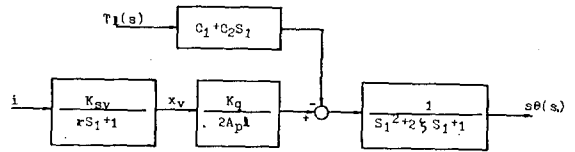


그림 2. 유압서어보 시스템의 OPEN LOOP블록선도

그림3은 사용된 선형모델과 비선형모델의 응답특성을 비교하기 위해 최대 스펙변위의 10, 50, 80%에 해당하는 스텝 응답을 보여주고 있다. 이때 선형모델의 파라미터는 작동 영역에 대해 계산된 상수를 사용하였다. 그림4는 사용전 모델의전달함수와 외란에 대한 강성 (Stiffness)의 크기를 보여주고 있다.

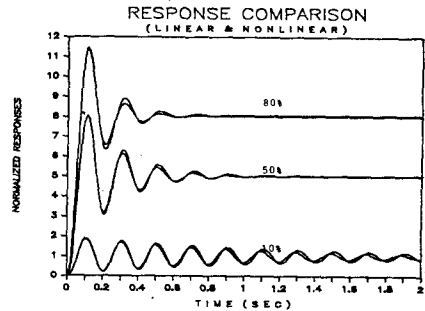


그림 3. 선형 비선형모델의 과도응답비교

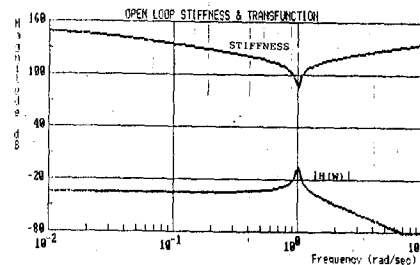


그림 4. 유압시스템의 전달함수 및 외란강성

- 부하압력 피이드백 -

부하압력 피이드백은 서어보 밸브에 의한 위치제어의 안정성을 높여주기 위해 위치제어 루프(Loop)의 내부 루프(Minor Loop)로 사용되며, 이때 저주파 대역의 Static Pressure 영향을 없애주도록 고주파 통과 필터를 사용하게 된다. (11,12) 본 연구에서는 Bell & Pennington (12)의 가속도 피이드백의 고주파 통과 필터의 개념을 도입하여 부하압력 피이드백의 고주파 필터의 최적설계 방법을 제시하고 부하압력 피이드백의 난점인 외란의 대한 강성감쇠의 영향에 의해 언급하고자 한다.

부하압력 $P_L(s)$ 는 식(4)에 의해

$$P_L(s) = \frac{1}{2A_{pL}} (S \cdot I \cdot \dot{\Theta}(s) + T_R) \quad (8)$$

부하압력의 고주파 통과 필터는

$$\frac{\alpha \cdot T_p \cdot S}{T_p S + 1} \quad (9)$$

로 표현되고 무차원 변수 S_1 과 $\beta = T_p \omega_n$ 을 도입하여 부하압력 피이드백 시스템의 블록선도를 그리면 그림5로 표현할수 있다.

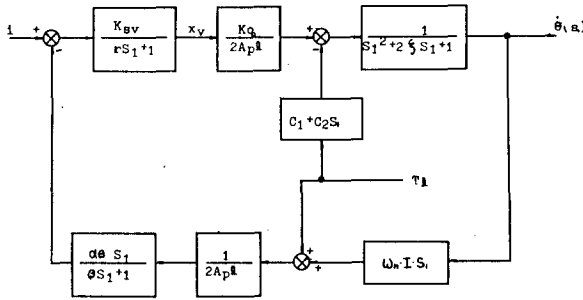


그림5. 부하압력 피이드백 블록선도

블록선도에서 보여지듯 부하압력은 $\theta(s)$ 의 가속도성분의 영향과 외란 T_R 의 영향을 동시에 피이드백함을 알수있다. 엄밀한 의미의 부하압력은 점성마찰 영향도 고려하여야 하나 일반적인 경우 관성력에 비해적어 실제 최적 이득 값 계산에 고려치 않아도 큰영향이 없다. 부하압력계환에 의한 감쇠효과는 고주파 통과필터의 α, β 값에 의해 결정되며 이 영향은 입력 i 와 출력 $\dot{\theta}(s)$ 간의 전달함수의 α, β 에 따른 근계적에 의해 손쉽게 관측할수있다. 그림6은 그림(5)에 표현된 시스템의 α, β 에 따른

근 계적을 보여주고 있다. 그림에서 $\beta=1.8$ 부근에서 α 의 변화는 δ 값이 0, 즉 서어보 밸브의 동적특성을 무시하는 경우에 해당하는 근계적인 $|S_1| = 1$ 인 선상을 움직이게 된다. 이때 최적 이득 α 는 $S_1 = -\frac{1}{\beta}$ 와 $S_1 = -1/\beta$ 에서 비롯된 복소수 Pole 과 부하로 부터 인가된 Pole 이 일치하는 경우(12)를 선정하면 된다.

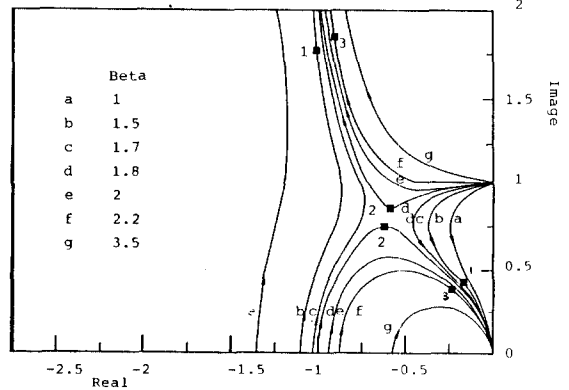


그림6. 부하압력 피이드백 시스템의 고주파 필터 파라미터 변화에 대한 근계적

그림6에서 보여지듯 β 값이 서어보밸브 시정수 γ 와 함수관계에 ($\beta \gamma = \text{Constant}$, 본연구의 경우 0.5)인 경우 시스템의 Bandwidth를 손상받지 않고 감쇠효과를 제어시킬수 있고, β 값이 $\frac{0.5}{\gamma}$ 보다 크거나 작게되면 시스템의 Bandwidth 는 항상 낮아지게 되는것을 알수있다.

근계적상의 α, β 값의 영역에서 3경우의 α, β 를 선정하여 각경우의 응답특성을 비교하기 위해 이득을 설정하였다. 그림7상의 1, 2, 3 표시는 각각 ($\alpha = 1.5 \times 10^{-6}$,

$\beta = 1.5$), ($\alpha = 5.966 \times 10^{-7}$, $\beta = 1.8$), ($\alpha = 1.5 \times 10^{-6}$, $\beta = 2.2$) 의 고주파 통과필터에 해당하는 근의 위치를 의미한다. 그림7은 1, 2, 3의 고주파 통과필터를 사용한 부하압력 시스템의 입력전압이 최대스플의 10%에 해당하는 과도응답특성을 비선형모델에 적용한 결과이다.

그림에서 4번은 Open Loop 응답을 부하압력 피드백과 비교하기 위해 함께 표시하였다. 각경우의 응답은 1, 2, 3의 경우 모두 4번보다 안정된 응답을 보이고 있으며 2번의 최적이득의 응답특성이 다만 높은 감쇠비와 Bandwidth 를 갖는것을 보이고 있다. 실제 다른 고주파 통과필터의 상수 α 는 $10^{-6} \times 10^7$, 그리고 β 가 1.5 에서 2.0 부근에서 선택하면 적절한 감쇠효과가 나타나 는것이 관측되었다.

그림6의 근계적에서 최적의 의미는 쉽게 정의 될수 없으나 부하압력 피드백이 안정된 응답을 얻기 위한 내부 루프 (Minor Loop)가 목적이므로 α, β 의 값 선정은 최적이득 부근에서 시스템의 Bandwidth가 크게 떨어지지 않는 값을 외란응답 특성을 고려하여 선정하면 된다.

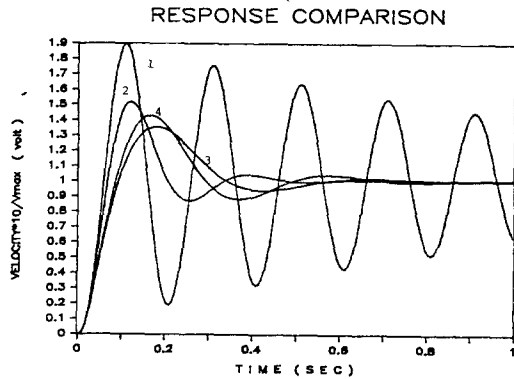


그림7. 필터에 따른 과도응답 비교

- 외란 (Disturbance) 응답특성 -

유압 서보밸브의 외란에 대한 응답특성변화는 외란의 주파수특성에 따라 다르게 된다. 외란은 각종 비선형 마찰력, 부하의 비대칭 질량, 관성영향, 외부로부터 인가되는 비정규 힘 등으로 유압시스템의 구성구조물의 상태에 따라 외란의 주파수 특성이 규정된다. 일반적으로 출력 제한제어기 (output feedback control)는 외란에 강한특성을 보여주나 불력선도(그림5)에서 보여지듯 부하압력 제한은 부하압력 R 이 T_R 을 함께 피드백시켜, 외란 강성을 오히려 감소시키는 경향을 보여주게 된다. 이러한 영향은 부하압력의 필터통과에 의해 외란의 저주파 성분이 피드백 되지 않으므로 외란에 대한 유압서보 시스템의 강성이 저주파지역에 대해 부하압력 피드백에 의한 손상을 입지 않는다. 따라서 외란에 대한 주파수특성 (Power Spectrum)에 따라 고주파 통과필터의 β 값을 추정할수 있으며 이때의 값은 부하압력 제한을 시스템의 최적 이득값의 부근에서 설정되어야 한다. 그림7에서 보여지듯 부하압력제한에 의한 최적의 α, β 값은 β 값의 변화에 민감하게 Bandwidth와 감쇠영향이 변하므로, 외란의 영향에

강한 시스템 설계를 위해서는 Bandwidth 나 감쇠의 효과를 손상하게 되고 역으로 최적의 감쇠효과와 넓은 Bandwidth 를 갖게되면 외란의 영향에 민감한 시스템이 된다.

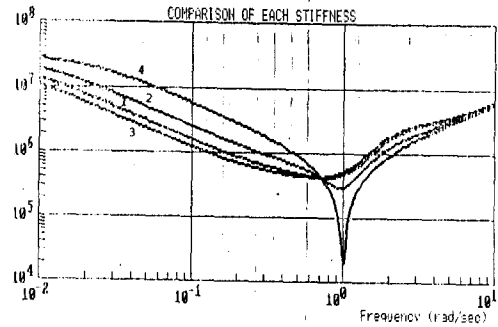


그림8. 필터 파라미터변화에 대한 외란의 강성변화

그림8은 근계적에서 사용된 1,2,3번 타입 고주파 통과 필터에 대한 외란의 주파수 강성특성을 보여주고 있다. 부하압력 피드백을 시키지 않은 4번의 강성이 부하고유진동수 이하에서 가장 높으며 그다음이 α 값이 작은 2번 그리고 같은 α 값에 대해 β 값이 적은 1번 순으로 나타나고 있다. 유사한 응답특성을 구해 비교해 보면 α 값의 증가는 전체주파수 대역의 강성을 하락시키고 β 의 값의 증가는 필터의 Cut off 주파수를 낮추어 주는 효과로 역시 넓은 영역의 외란을 통과시켜 주므로서 외란에 약한 강성의 저하를 초래하는 것을 알수있다.

- 결 론 -

대부하의 고속 정밀제어를 위한 유압서보 시스템의 제어기 설계에 있어서 본래의 낮은 감쇠효과를 증진시키기 위한 부하압력 피드백의 고주파통과필터 설계 방법을 제시 하였다. 필터의 파라미터 α, β 는 제어시스템의 특성에 따라 적당한 영역내에서 선정되어야 한다. Bell 의 근계적 방법에 의한 최적 파라미터 선정방법을 부하압력 피드백에 대하여서도 함께 적용할수 있으며 최적상수 부근의 α, β 값에 대한 시스템의 응답특성은 크게 민감하지 않으므로 적절한 α, β 의 값에 대한 외란의 영향을 고려한 필터설계가 필요하다.

부하압력피드백의 외란에 대한 강성의 저하를 줄이기

외한필터 파라미터의 최적설계는 외란의 주파수 특성을 고려한 외란에 의한 응답주파수의 Power Spectrum의 RMS 를 줄이는 Minimum Variance 제어방식에 의한 필터 설계가 요구된다.

Reference

1. R.H. MASKREY, W.J. THAYER, " A Brief History of Electrohydraulic Servomechanisms," Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, ASME, Vol 100, June, 1978, PP110-116
2. ASHLEY, C. and MILLS, B. "Frequency Response of an Electrohydraulic Vibrator with Inertial Load," J. Mech. Engng. Sci. 1966, Vol 8 (No 1), 27-35
3. HANAFUSA, H., ASADA, H., and MIKOSHI, "Design of Electrohydraulic Servo Systems for Articulated Robot Arm Control," Proceedings of IFAC Symposium on Pneumatic and Hydraulic Components, Warsaw, Poland, 1980, PP223-228
4. THAYER, W.J. 'Transfer functions for Moog Servovalve,' Moog Technical Bulletin, 1965, January, P103
5. WANG, P.K.C., ' Mathematical Models for Time-Domain Design of Electrohydraulic Servomechanisms, Trans. Am. Inst. Elect. Engng. Sci., 1961, 80 (PART II), P252
6. J.L. SHEARER, CAMBRIDGE, MASS, "Dynamic Characteristics of Valve Controlled Hydraulic Servomotors," Transactions of the ASME, August, 1954, PP 895-903
7. A. DE PENNINGTON, J.J. 't MANNETJE, and R. BELL, " The Modelling of Electrohydraulic Control Valves and Its Influence on the Design of Electrohydraulic Drives," Journal Mechanical Engineering Science, Vol 16, No 3, 1974, PP 195-203
8. M.J. VILENIUS, "The Application of Sensitivity Analysis to Electrohydraulic Position Control Servos," Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, June 1983, Vol. 105 PP 77-82
9. BELL, R., "The Use of Hydraulic Drives on NC Machine Tools-A Reevaluation", Int. J. Mach. Tool Des. Res., Vol 11, 1971 PP209-222
10. ENGELS, D.A. and FLETCHER, K.R. ' A method of synthesising hydromechanical Compensation Networks for Hydraulic Servomechanisms", I.E.E.E. Trans, Autom. Control, 1964 Ac-9, 575.
11. T.R. WELCH, "The Use of Derivative Pressure Feedback in High Performance Hydraulic Servomechanisms", Journal of Engineering for Industry, Feb. 1962, PP 8-14.
12. R. BELL, A. de PENNINGTON, "Active Compensation of Lightly Damped Electrohydraulic Cylinder Drives Using Derivative Signals", Proc Instn Mech Engrs 1969-70, Vol 184 Pt No 4, PP83-98
13. 이동권, 이고일, "유압서어보 시스템의 위치제어를 위한 관측제어기의 실현화 연구" . '86년 자동제어 학술회의 논문집 . PP673-677
14. 장효환, 김영준, 안영천, "마이크로 컴퓨터에 의한 전기유압서어보 시스템의 속도제어" . '86년 자동제어 학술대회 논문집. PP658-662
15. N.H. Ho CLAMROCH, "Displacement Control of Flexible Structures Using Electrohydraulic Servo-Actuators", J. of Dynamic Systems, Measurement, Control, ASME, March, 1985, Vol 107, PP35-79
16. J.M. Finney, A de Pennington, M.S. Bloor, G.S. Gill, " A Pole- Assignment Controller for an Electrohydraulic Cylinder Drive", J. of Dynamic Systems, Measurement Control, ASME, June, 1985, Vol 107, PP145-150.