

예측 적응제어 기법을 이용한 전기 유압 모터의 제어에 관한 연구

논문

60-7-10

A Study on the Control of Electro-Hydraulic Motors Using Ahead Predictive Adaptive Control Method

김 병 우* · 허 진†

(Byeong-Woo Kim · Jin Hur)

Abstract - Electro-hydraulic servo motor is used to a lot of in the field of industrial equipment which requires one of the control functions among pressure, flow, and power output. In this paper, linear discrete reference model of the electro-hydraulic servo motor system are made for 1-step ahead predictive control. The parameters of electro-hydraulic servo motor system are estimated using the recursive least square method. 1-step ahead predictive model output of electro-hydraulic servo motor system corresponded to reference model output in spite of estimated parameters are not meet real parameters. Control performance affections are studied due to the forgetting factors variation.

Key Words : Servo motor ahead predictive, Power output, Model output

1. 서 론

전기 유압 서보 모터 시스템은 기계 유압식에 비하여 부품의 복잡성을 줄일 수 있고 유량, 유압 등을 포함하는 다수의 제어 파라미터를 동시에 제어하는 복합 제어 시스템에 적합하다. 또한, 전기 유압 서보 모터는 출력토크가 크고 다른 동력 시스템보다 응답성이 뛰어나서 일반 산업에서부터 군사 분야 등의 고속, 고 정밀도의 속도 제어에 널리 사용되고 있다. 이러한 유압 서보 모터의 제어는 고유의 비선형적인 특성 때문에 시스템의 정확한 수학적 모델을 구하기가 어려울 뿐만 아니라 유압 구동장치의 운동에 있어서 외부 부하 및 속도의 변화가 발생되기 때문에 이에 대한 외란을 효율적으로 제어하여야 한다. 유압 시스템은 비선형성이 강하고 정확한 모델링과 이를 기반으로 하는 제어 파라미터의 최적값을 이론적으로 규명하는 것은 매우 어렵다. 이 때문에 일반적으로 유압 시스템의 제어기 설계에서는 경험과 실험 결과에 의존하여 최적 파라미터를 결정하고 있다.[1]-[2] 기존에 전기 유압 서보 모터 시스템관련 연구는 주로 PI, PID 제어를 비롯한 범용적인 제어 방법을 적용하여 실시되었다. 이 같은 연구들은 출력으로 파생된 결과값을 피드백시키는 제어방법이기 때문에 예측 제어를 통한 제어 정확성 향상에는 한계성으로 작용하게 된다.[3-5]

본 연구의 목적은 1 단계 앞선 플랜트의 출력을 추정하는 예측 모델(predictive model)을 개발하고 이 예측 모델을 이용하여 시스템의 출력을 이상적인 값에 도달할 수 있도록 제어하는 것이다. 먼저 전기 유압 서보 모터 시스템의 이산

화 모델을 구하여 전체 시스템의 차수를 결정한 후 이상적인 시스템의 출력을 내는 기준 모델의 파라미터들을 결정하였다. 현재의 유압 서보 모터 시스템의 파라미터들은 동작 조건에 따라 매순간 변하게 되므로 이러한 파라미터들의 정확한 값은 알 수가 없으므로 시스템에 가하여지는 입력신호와 시스템에서 나오는 출력 신호를 가지고 유압 서보 모터 시스템의 파라미터들을 반복 최소 자승법(Recursive least squares algorithm, 이하 RLS)을 사용하여 추정하고 시스템의 1단계 이후의 출력이 기준 모델의 출력과 일치할 수 있는 제어기(Controller) 설계 방법을 제시하였다.

2. 전기 유압모터 시스템

2.1 시스템 모델링

유압 서보 시스템의 구성은 Fig. 1과 같이 서보 밸브, 유압 모터 및 부하, 센서 그리고 제어기 등으로 구성되어 있다.

본 연구에서 사용된 서보 밸브는 2단 전기 유압식 서보 밸브로서 식(1)과 같이 표현할 수 있다.

$$\frac{x_v}{V} = \frac{K_{sv}}{\tau_{sv}s + 1} \quad (1)$$

여기서 x_v 는 서보밸브의 변위, V 은 입력전압, K_{sv} 는 밸브의 게인, τ_{sv} 는 서보 밸브의 시상수이다.

또한 서보밸브의 부하유량 Q_L 은 식(2)과 같이 된다.

$$Q_L = K_q x_v - K_c P_L \quad (2)$$

여기서 K_q 는 유량이득, K_c 는 유량압력계수, P_L 은 부하 압력이다. 유압모터의 연속방정식은 식(3)과 같다.

* 정 회 원 : 울산대학교 전기공학부 부교수

† 교신저자, 시니어회원 : 울산대학교 전기공학부 조교수

E-mail : jinhur@ulsan.ac.kr

접수일자 : 2011년 3월 28일

최종완료 : 2011년 6월 21일

$$Q_L = D_m s \theta_m + C_{tm} P_L + \frac{V_t}{4\beta_e} s P_L \quad (3)$$

여기서 D_m 은 모터의 배재용적, C_{tm} 모터의 누설계수, β_e 는 체적탄성계수, θ_m 은 모터의 회전각도, s 는 라플라스 연산자이다.

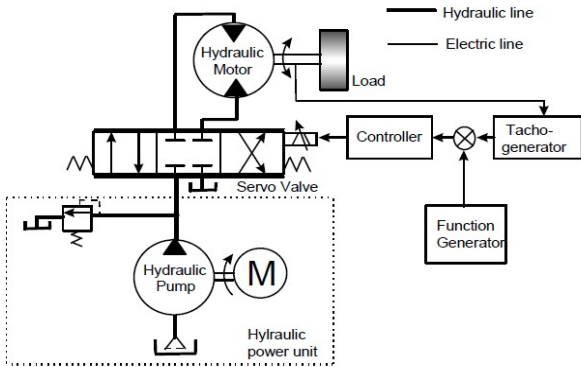


그림 1 유압 서보 장치의 구조
Fig. 1 Construction of the hydraulic servo system

또한 쿨롱 마찰력을 무시한 부하의 운동방정식을 유도하면 식 (4)과 같이 된다.

$$D_m P_L = J_t s^2 \theta_m + B_m s \theta_m + G \theta_m + T_L \quad (4)$$

여기서 J_t 는 모터의 관성, B_m 은 점성 감쇄 계수, G 는 비틀림 스프링계수, T_L 은 부하이다.

식 (2),(3),(4)으로부터 서보 밸브의 변위에 대한 유압 모터의 속도 응답을 구하면 식 (5)와 같이 된다.

$$\dot{\theta}_m = \frac{\frac{K_q}{D_m} x_v}{\left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\delta_h s}{\omega_h} + 1 \right)} \quad (5)$$

여기서 ω_h 는 유압시스템의 고유진동수, δ_h 는 댐핑 계수이다. 따라서 본 연구에서는 전기유압시스템을 2차 시스템으로 모델링하였다.

실제의 유압시스템의 계수들을 추정하기 위한 반복최소자승법(Recursive least square method)은 식 (6)과 같이 된다.

$$p(t+1) = \frac{1}{\lambda_1(t)} \left[p(t) - \frac{p(t)\phi(t)\phi(t)^T p(t)}{\lambda_1(t)/\lambda_2(t) + \phi(t)^T p(t)\phi(t)} \right]$$

$$\hat{\theta}(t+1) = \hat{\theta}(t) + \frac{p(t)\phi(t)[y(t+1) - \hat{\theta}(t)^T \phi(t)]}{\lambda_1(t)/\lambda_2(t) + \phi(t)^T p(t)\phi(t)} \quad (6)$$

여기서 $y(t)$ 는 시스템의 출력, $\theta(t)$ 는 시스템의 파라미터 벡터, $\hat{\theta}(t)$ 는 추정된 파라미터 벡터, λ_1, λ_2 는 입력 인수 (Forgetting factor), $\phi(t)$ 는 시스템의 입력과 출력 신호 벡터이다.

2.2 예측 적응제어 설계

일반적인 선형 시스템의 이산화 모델의 전달함수는 식 (7)과 같다.

$$A(q^{-1})y(t) = q^{-1}B(q^{-1})u(t) \quad (7)$$

여기서, $y(t)$ 는 출력신호 $u(t)$ 는 입력신호이고

$$A(q^{-1}) = [1 + a_1 q^{-1} + a_2 q^{-2} + \dots + a_n q^{-n}]$$

$$B(q^{-1}) = [b_0 + b_1 q^{-1} + b_2 q^{-2} + \dots + b_m q^{-m}], \quad b_0 \neq 0$$

이다. 식 (7)을 Regression 형태로 바꾸면 식(8)과 같이 된다.

$$y(t+1) = [a_1 a_2 \dots a_n b_0 b_1 \dots b_m] \begin{bmatrix} -y(t) \\ -y(t-1) \\ \vdots \\ -y(t-n+1) \\ u(t) \\ u(t-1) \\ \vdots \\ u(t-m) \end{bmatrix}$$

$$= \theta^T \phi(t) \quad (8)$$

여기에서 θ^T 는 시스템의 파라미터 벡터가 되고 $\phi(t)$ 는 추정 벡터가 된다. 본 연구의 전기유압 시스템은 2차 시스템이므로 식 (7)과 같이 이산화 시키면 전달함수는 식 (9)와 같이 된다.

$$\frac{y(t)}{u(t)} = \frac{b_0 q^{-1} + b_1 q^{-2}}{1 + a_1 q^{-1} + a_2 q^{-2}} \quad (9)$$

식 (9)에서 입력신호 $u(t)$ 는 서보 밸브의 입력전압 V 가 되고 출력신호 $y(t)$ 은 유압 모터의 회전 속도가 된다.

기준 모델은 시스템의 오버슈트가 없으며 가장 빠른 시간으로 시스템이 정상상태에 도달할 수 있도록 다음과 같이 설정하였다.

$$\frac{y(t)}{u(t)} = \frac{0.6967q^{-1} + 0.0509q^{-2}}{1 - 0.2707q^{-1} + 0.0183q^{-2}} \quad (10)$$

Fig. 2는 기준 모델의 출력선도이다.

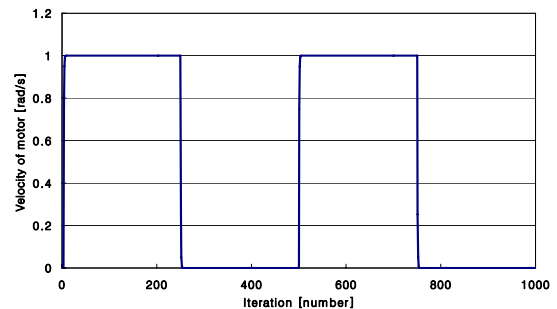


그림 2 기준 모델 출력
Fig. 2 Reference model output

$y(t+1)$ 가 기준 모델의 출력값 $y^*(t+1)$ 에 가장 빠르게 일치하기 위해서는 식 (11)과 같은 Cost function을 최소화시킬 수 있는 입력 신호, $u(t)$ 를 구해야 한다.

$$J = \frac{1}{2} [\{y(t+1) - y^*(t+1)\}^2 + \lambda u(t)^2] \quad (11)$$

따라서 $\frac{\partial J}{\partial u(t)} = 0$ 를 구하면 식 (12)와 같다.

$$\frac{\partial J}{\partial u(t)} = \{y(t+1) - y^*(t+1)\} \frac{\partial y(t+1)}{\partial u(t)} + \lambda u(t) = 0 \quad (12)$$

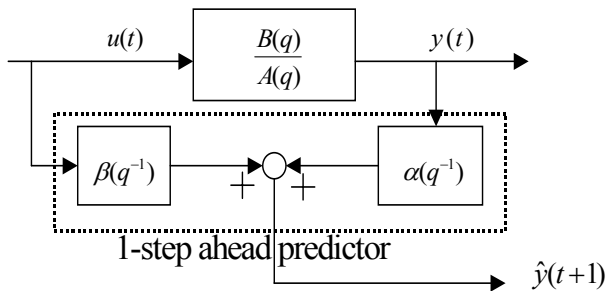


그림 3 1단계 예측기
Fig. 3 1-Step ahead predictor

1 단계 앞섬 예측 신호, $y(t+1)$ 은 Fig. 3과 같이 현재 입력신호, $u(t)$ 와 현재의 출력신호, $y(t)$ 를 가지고 만들게 되므로 식 (13)과 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned} y(t+1) &= \alpha(q^{-1})y(t) + \beta(q^{-1})u(t) \\ &= \alpha(q^{-1})y(t) + [\beta_0 + \beta_1q^{-1} + \dots]u(t) \end{aligned} \quad (13)$$

따라서 식 (12)은 식 (14)과 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial J}{\partial u(t)} &= \{y(t+1) - y^*(t+1)\} \\ &\frac{\partial \{\alpha(q^{-1})y(t) + \beta_0u(t) + \beta_1u(t-1) + \dots\}}{\partial u(t)} + \lambda u(t) \\ &= \{y(t+1) - y^*(t+1)\}\beta_0 + \lambda u(t) = 0 \\ &= \{y(t+1) - y^*(t+1)\} + \frac{\lambda}{\beta_0}u(t) = 0 \end{aligned} \quad (14)$$

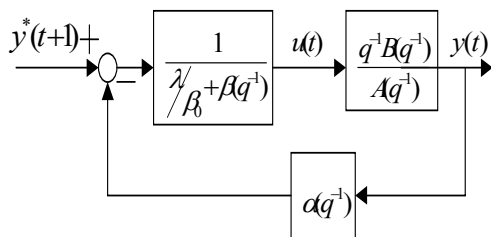


그림 4 1단계 예측 제어
Fig. 4 1-Step ahead predictor control

따라서 Fig. 4와 같이 기준모델을 추종하는 제어 입력신호 $u(t)$ 를 구하면 식 (15)와 같이 된다.

$$\begin{aligned} u(t) &= \frac{\beta_0}{\lambda} \{y^*(t+1) - y(t+1)\} \\ &= \frac{\beta_0}{\lambda} [y^*(t+1) - \{\alpha(q^{-1})y(t) + \beta_0u(t) + \beta_1u(t-1) + \dots\}] \\ \left(1 + \frac{\beta_0}{\lambda}\right)u(t) &= \frac{\beta_0}{\lambda} \left[y^*(t+1) - \{\alpha(q^{-1})y(t) + \beta_1u(t-1) + \dots\} \right] \\ u(t) &= \frac{\beta_0}{\beta_0^2 + \lambda} \left\{ y^*(t+1) - \alpha(q^{-1})y(t) - \{\beta_1 + \beta_2q^{-1} + \dots\}u(t-1) \right\} \end{aligned} \quad (15)$$

2. 결과 및 고찰

본 연구에서 사용한 시스템 상수들은 Table 1에 나타나 있으며 이 들을 식에 대입하면 서보 밸브의 전달 함수는

$$\frac{x_v(s)}{V(s)} = \frac{8.5 \times 10^{-4}}{2.3 \times 10^{-3}s + 1} \quad (16)$$

이고 유압 모터와 부하계의 전달 함수는

$$\dot{\theta}_m = \frac{1651559.668}{1.55963 \times 10^{-4}s^2 + 0.064475s + 1} \quad (17)$$

가 된다.

식 (16)과 식 (17)로부터 전기 유압 서보 시스템 플랜트의 전달 함수를 구할 수 있다. 여기에서 s^3 의 계수는 매우 작으므로 무시하고 샘플링 시간(Sampling time) 0.05초로 하여 Zero order holder method로 이산화 시켜서 구한 전기 유압 서보 시스템의 이산화 전달 함수는 식 (18)과 같이 된다.

$$\frac{x_v(z)}{\theta(z)} = \frac{y(z)}{u(z)} = \frac{722.3081z + 52.7332}{z^2 - 0.4479z} \quad (18)$$

위 방정식을 차분방정식으로 다시 표현하면 식(19)과 같이 된다.

$$y(t+1) = 722.3081u(t-1) + 52.7332u(t-2) - 0.4479y(t-1) + y(t-2) \quad (19)$$

시스템의 파라미터 벡터는

$$\theta^T = [0.4456 \ 724.2854 \ 54.0104] \quad (20)$$

이 되고 측정 벡터는

$$\phi(t) = [-y(t-1) - y(t-2)u(t-1)u(t-2)]^T \quad (21)$$

이며 $n=1, m=1$ 이 된다.

표 1 전기-유압 서보 장치의 사양

Table 1 Dimension of the electro-hydraulic servo system

Component	Parameter	Symbol	Value
Servo valve	Flow gain	K_q	$1.182847034 \left[\frac{\text{m}^3/\text{sec}}{\text{m}} \right]$
	Flow-pressure coeff.	K_c	$3.2259465 \times 10^{-11} \left[\frac{\text{m}^3/\text{sec}}{\text{N}/\text{m}^2} \right]$
	Valve gradient	ω	0.024936605 [m]
	Discharge coeff.	C_d	0.61
	Time constant	τ_v	$0.23 \times 10^{-2} \text{ [sec]}$
	Valve gain	K_{sv}	0.00085 [m/V]
	Supply pressure	P_s	$7.0 \times 10^6 \text{ [N/m}^2\text{]}$
	Cross-section of piston	A_s	$4.9484 \times 10^{-5} \text{ [m}^2\text{]}$
	Hydraulic undamped natural frequency	ω_h	$80.07359428 \text{ [rad/sec]}$
	Hydraulic damping ratio	ζ_h	2.581139989
	Hydraulic motor	Total volume	V_t
Volumetric displacement		D_m	$0.7162 \times 10^{-6} \text{ [m}^3/\text{rad]}$
Total inertia of motor and load		J_t	$1.0 \times 10^{-3} \text{ [kg} \cdot \text{m}^2\text{]}$
Viscous damping coeff.		B_m	0.010119
Oil	Bulk modulus	β_e	$5.0 \times 10^9 \text{ [N/m}^2\text{]}$
	Density	ρ	$8.8 \times 10^2 \text{ [kg/m}^3\text{]}$
Tachometer	Gain	K_t	$0.026 \left[\frac{\text{V}}{\text{rad/sec}} \right]$
System Input	Input Voltage	V	1[V]

식 (16)과 식 (17)로부터 전기 유압 서보 시스템 플랜트의 전달 함수를 구할 수 있다. 여기에서 s^3 의 계수는 매우 작으므로 무시하고 샘플링 시간(Sampling time) 0.05초로 하여 Zero order holder method로 이산화시켜서 구한 전기 유압 서보 시스템의 이산화 전달 함수는 식 (18)과 같이 된다.

$$\frac{x_v(z)}{\theta(z)} = \frac{y(z)}{u(z)} = \frac{722.3081z + 52.7332}{z^2 - 0.4479z} \quad (22)$$

위 방정식을 차분방정식으로 다시 표현하면 식 (19)와 같이 된다.

$$y(t+1) = 722.3081u(t-1) + 52.7332u(t-2) - 0.4479y(t-1) + y(t-2) \quad (23)$$

시스템의 파라미터 벡터는

$$\theta^T = [0.4456 \ 724.2854 \ 54.0104] \quad (24)$$

이 되고 측정 벡터는

$$\phi(t) = [-y(t-1) - y(t-2) \ u(t-1) \ u(t-2)]^T \quad (25)$$

이며 $n=1, m=1$ 이 된다.

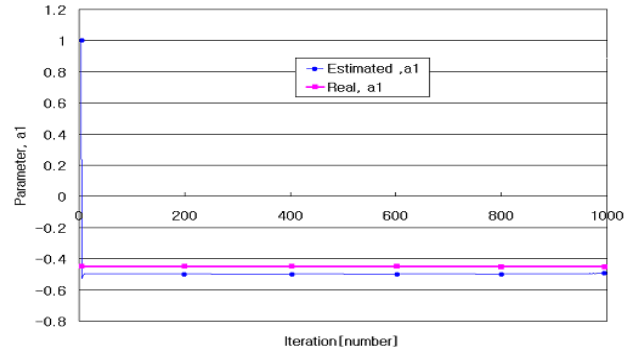


그림 5 a1, 변수 추정

Fig. 5 a1, parameter estimation

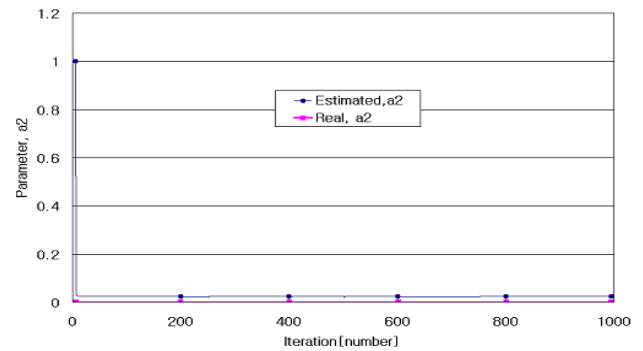


그림 6 a2 변수 추정

Fig. 6 a2, Parameter estimation

Fig. 5~Fig. 8은 $\lambda = 1$ 의 경우에 실제 파라미터 a_1, a_2, b_0, b_1 을 추정하는 결과를 나타내고 있다. 추정된 파라미터가 실제 파라미터와 거의 일치하지만 a_2 과 b_1 의 경우에는 실제 파라미터와 약간의 차이를 나타내고 있는 것을 알 수 있다. 실제 파라미터를 양호하게 추정하는 것은 파라미터 벡터에 지나친 입력의 변화(기준 값의 2%)를 방지하는 항이 들어 있기 때문에 기존의 역을 이용하는 학습제어 기법의 치명적 약점이라 할 수 있는 고주파 외란에 대한 민감도 문제를 소거시켰기 때문이라 추정된다. a_2 와 b_1 인 경우에 실제 파라미터와 차이가 발생하는 것은 과도적인 제어특성이라 판단되기 때문에 반복적인 예측제어에 의해서 개선될 것이다.

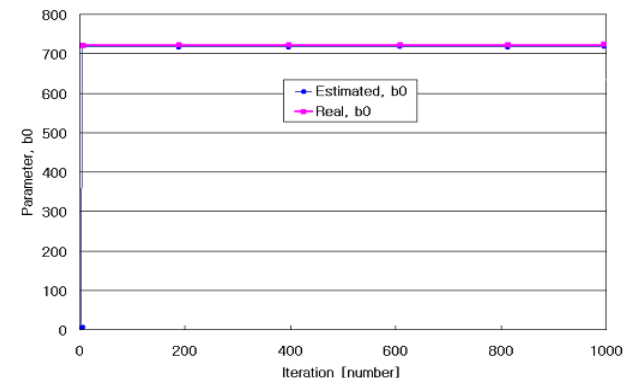


그림 7 b0 변수 추정

Fig. 7 b0, Parameter estimation

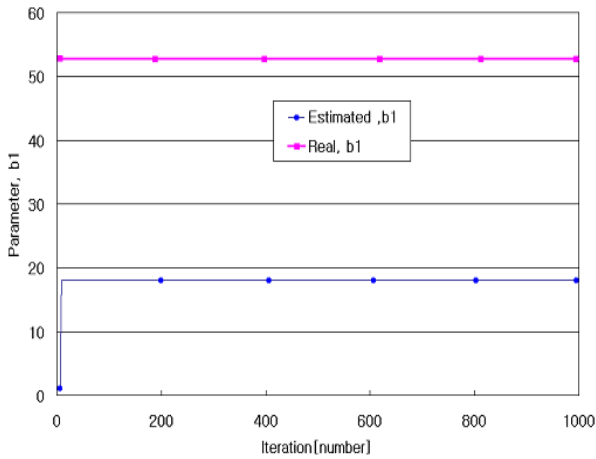


그림 8 b_1 변수 추정
Fig. 8 b_1 , Parameter estimation

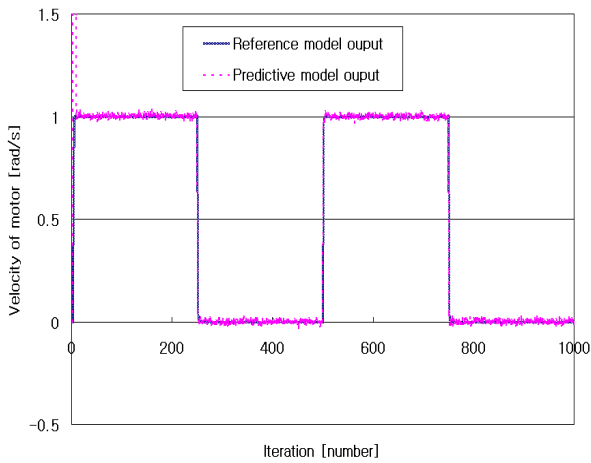


그림 9 예측 모델 출력
Fig. 9 Predictive model output

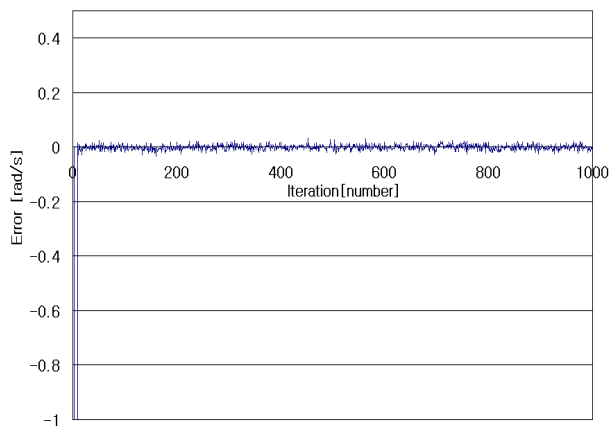


그림 10 기준 모델과 예측 모델 출력과의 에러
Fig. 10 Error between reference model output and predictive model output

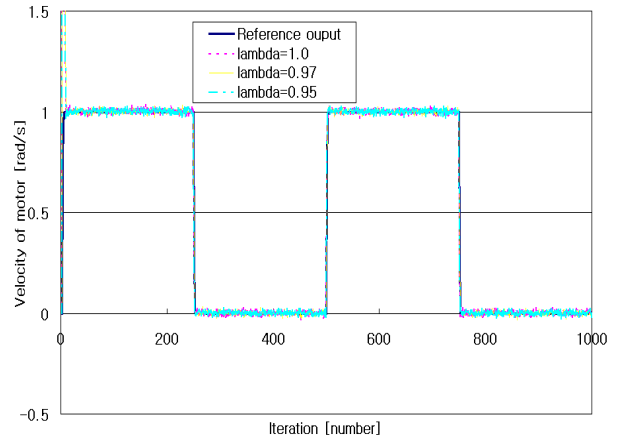


그림 11 변수 λ 에 의한 예측 모델 출력
Fig. 11 Predictive model output due to λ variation

Fig. 9는 기준 모델과 예측 모델의 결과를 비교한 것이며, Fig. 10은 두 모델의 오차(Error)를 나타낸 것이다. 1단계 앞섬 예측 제어 초기에는 Fig. 6과 Fig. 8에서 알 수 있듯이, 오차가 일부 발생되었으나 빠르게 기준 모델을 추종하여 거의 오차가 발생하지 않는 것을 알 수 있다. 그러나, 예측 초기 단계에서 기준 값과 차이가 발생하는 것은 시스템에서 발생하는 고주파 외란의 영향이 가장 크게 받기 때문이라 판단된다.

따라서 파라미터의 추정의 오차가 발생하여도 1단계 앞섬 예측 제어의 결과는 양호하게 나타나는 것을 알 수 있다. Fig. 11은 λ 의 값을 1, 0.97, 0.95로 변경시키면서 예측 모델의 출력 결과를 살펴보았다. λ 값의 변화에는 거의 영향이 없음을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 일반 산업용 시스템에 광범위하게 적용되고 있는 전기 유압 서보모터 시스템에 대한 수학적 모델링과 예측제어 기법을 적용한 새로운 제어기법 적용 가능성을 검토하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 전기 유압 서보모터 시스템에 대한 수학적 모델링을 실시하고 1단계 앞섬 예측제어 방법을 적용한 결과, 기준 모델을 잘 추종하는 것을 확인하였다. 이를 통하여, 시스템 모델링 및 제어기 설계의 타당성을 검증하였고 기존 학습제어 기법의 치명적 약점이라 할 수 있는 고주파 외란에 대한 민감도 해결 가능성을 제시하였다.

(2) 반복 최소 자승법을 사용하여 실제 파라미터를 추정한 결과, 약간의 추정 오차가 발생하였으나 1단계 앞섬 예측제어 방법을 적용하면 오차 범의내의 양호한 결과를 나타냈다.

(3) 전기 유압 서보모터 시스템 제어방법에서 Forgetting factor, λ 의 변화는 전기 유압 서보 시스템의 1단계 앞섬 예측 제어의 출력에 거의 영향을 미치지 못하였다.

향후에는 전기 유압 서보모터 시스템에 대한 기본적 제어

방법 검증 결과를 기반으로 하여 건설 기계와 같은 실제 응용 시스템에 대한 적용을 실시하고자 한다.

감사의 글

본 논문은 교육과학기술부 지역혁신인력양성사업과 지식경제부 전략기술개발사업 연구 지원에 의하여 연구되었는바, 관계 부처에 감사드립니다.

참 고 문 헌

[1] Ahn, K. K. and Chau, N. T., "Design og a robust force controller for the new mini motion package using quantative feedback theory," Mechtronics, Vol. 17, No. 10, pp. 542-550, 2007.

[2] Rahmfeld, R. and Ivantysynova, M., "Displacement Controlled Linear Actuator with Differential Cylinder A Way to Save Primary Energy in Mobile Machines," Proc. of the 5th int. Conf. on fluid power Transmission and Control, pp. 316-322, 2001.

[3] Yao, B., Bu, F., Reedy, J. pp. Chiu, G., "Adaptive Robust Motion Control of Single Rod Hydraulic Actuators," IEEE/ASME Trans. on Mechatronics, pp. 316-322, 2001.

[4] Anderson, J., Krus, P., and Wallace, D., "Multiobjective Optimization of Hydraulic Actuator System," Proc. of ASME Design Automation Conf., 2009.

[5] Muto, T., "Fundamental Study of Power Match Control of Htdraulic Power System," Bulletin of the JSME, Vol. 61, No. 586, pp.206-211, 1995.

저 자 소 개



김 병 우 (金柄禹)

1965년 4월 15일생. 1987년 한양대학교 기계공학과 졸업. 1990년 한양대학교 정밀기계공학과 졸업(석사). 2002년 한양대학교 정밀기계공학과(박사). 1989년 일본 KOSAKA연구소 초빙연구원. 1994~2006년 자동차부품연구원 전장기술연구센터장. 2006년~현재 울산대학교 전기공학부 부교수.

Tel : 052-259-1287

Fax : 052-259-1686

E-mail : bywokim@ulsan.ac.kr



허 진 (許眞)

1999년 공학박사, 한양대(전기공학), 1999년~2000년 Texas A&M Univ. Post doc. Research Associate, 2000년~2001년 한양대 연구교수, 2002년~2008년 전자부품연구원 지능메카트로닉스연구센터장, 2008년~현재 울산대학교 전기공학부 조교수, 2004년~현재 IEEE Senior member, 2006년~현재, Associate Editor, IEEE Trans. on Power Electronics, 2008년~현재, Associate Editor, IEEE Trans. on Vehicular Technology, 2008년~현재, IEEE Intelec 2009 Publication Chair.

E-mail : jinhur@ulsan.ac.kr