

# 유압 인버터 엘리베이터에서의 극저속 속도제어를 위한 퍼지논리 제어기의 설계

한권상, 김병화, 이우철, 장태호, 이건학, 사공석진, 안현식, 김도현  
국민대학교 전자공학과  
136-702 서울특별시 성북구 정릉동 861-1  
E-mail: gshan@lgis.lg.co.kr

## Design of a Fuzzy Logic Controller for Zero-crossing Speed Control of a Hydraulic Inverter Elevator

Gueon-Sang Han, Byoung-Hwa Kim, Woo-Cheol Lee, Seok-jin Sagong  
Tae-ho Jang, Kun-hak Lee, Hyun-Sik Ahn and Do-Hyun Kim  
Department of Electronics Engineering, Kookmin University  
861-1 Jeongnung-dong, Seongbuk-ku, Seoul 136-702, Korea  
E-mail: gshan@lgis.lg.co.kr

### Abstract

In this paper, a fuzzy logic controller is designed for speed control of a hydraulic inverter elevator.

Mathematical modeling of an elevator actuated with hydraulic system is presented and the friction characteristics of a cylinder is examined, which may cause the abrupt increase of the acceleration in the zero-crossing speed region.

Simulation results show that the proposed fuzzy logic speed controller yields a better control performance than conventional PID controller.

### 1. 서론

유압식 엘리베이터는 유압 잭에 의해 탑승카를 직접 또는 간접적으로 지지하고, 잭으로 공급, 배출하는 오일의 유량을 조정하여 탑승카를 상,하로 이동시키는 장치이다. 유압 엘리베이터는 로프식 엘리베이터에는 없는 2가지 장점을 가지고 있는데, 첫째는 기계실을 건물 상부에 위치시키지 않고 자유롭게 배치할 수 있고, 또 하나는 탑승카 중량을 유압잭을 통해서 모두 승강로 바닥에서 지지하기 때문에 건물에 대한 부담을 작게 할 수 있는 장점이 있다. 특히, 최근에 일조권 침해방지 문제가 대두되어, 도시를 중심으로 해서 유압식 엘리베이터의 수요가 증가하고 있다. 그러나 유압 엘리베이터는 모터를 회전시킬 때 전원을 직접하여 회전시키므로 소비전력이 로프식보다 훨씬 크고, 갑작스러운 모터의 기동, 정지로 인한 쇼크를 탑승객들이 그대로 느끼게 된다.

이러한 문제를 해결하기 위해 인버터를 적용, 유압모터를 벡터 제어하여 전동기를 연속적으로 가변속운전을 시켜서, 유압펌프의 회전수제어로 유량을 제어하는 유압 인버터 엘리베이터가 최근에 개발되기 시작하였다.

유압 인버터 엘리베이터는 일반 유압식 엘리베이터보다 소비전력이 작고 부드러운 승차감을 얻을 수 있으나 전동기, 유압펌프, 유압실린더, 로프, 카 구조물을 포함한 유압시스템의 기계적인 공진과 온도 및 부하에 따라 변동하는 비선형성을 갖는 복잡한 시스템으로 특히 극저속 영역(zero-crossing)에서 모터의 속도가 제어되지 않아 급작스러운 쇼크가 발생하는 단점이 있다.

이러한 단점을 해결하기 위해 본 논문에서는 기존의 PID 속도제어기 대신에 속도제어가 되지 않는 극저속 영역에서도 제어가 잘 되는 강인한 비선형제어기인 퍼지 속도제어기를 제안한다.

### 2. 유압시스템의 모델링

#### 1) 수학적 모델링

유압식 엘리베이터는 크게 모터와 제어 반을 포함하는 전기시스템, 유압펌프와 유압실린더를 포함하는 유압시스템 그리고 카와 로프 등을 포함하는 기계시스템으로 나누어 생각할 수 있다. 먼저 모터의 회전토크에 의해서 회전하여 오일을 관로를 통해 실린더로 토출하는 유압펌프의 유량 특성 방정식은 다음과 같다.

$$Q = V_0 \cdot \dot{\theta}_P - \frac{C_1 \cdot P_1^{0.85}}{\sqrt{\nu}} \quad (1)$$

유압 펌프의 토크 관계식은 다음과 같다.

$$T_P = J_P \ddot{\theta}_P + V_0 P_1 + C_P \sqrt{\nu} \dot{\theta}_P \quad (2)$$

- 여기서,  $Q$  : 유량 [m<sup>3</sup>/sec]  
 $V_o$  : 유압 펌프의 단위 체적 [m<sup>3</sup>/rad]  
 $\dot{\theta}_p$  : 유압 펌프의 회전 각속도 [rad/sec]  
 $P_1$  : 유압 펌프의 토출 압력 [N/m<sup>2</sup>]  
 $\nu$  : 오일 점도 [cSt]  
 $T_P$  : 유압 펌프의 구동 토크 [N·m]  
 $J_P$  : 유압 펌프 + 전동기의 회전 관성 모멘트 [kg·m<sup>2</sup>]  
 $C_1$  : 유압 펌프의 누유 계수  
 $C_P$  : 점성 마찰 토크 계수

식(1)은 비선형식이므로 다음과 같이 유량 관계식을 근사화시킨다.

$$Q \approx V_o \dot{\theta}_p - \frac{C_1 P_1}{\sqrt{\nu}} \quad (3)$$

다음은 실제 승객을 탑승시켜 상승, 하강하는 기계 시스템을 모델링하여 보자. 카(car)를 하나의 강체로 취급하고, 풀리(sheave)의 관성은 작으며, 로프(rope)는 질량이 없고 단순히 스프링(spring)과 댐퍼(damper)로 구성되어 있다고 가정하면, 기계시스템의 수학적 모델은 그림 1과 같다.

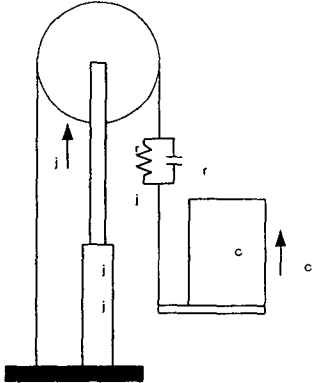


그림 1. 기계시스템의 수학적 모델.

그림 1과 같은 기계시스템의 운동 방정식은 다음과 같다.

$$M_c \ddot{x}_c + C_r (\dot{x}_c - 2\dot{x}_j) + K_r (x_c - 2x_j) = -M_c \cdot g \quad (4)$$

$$M_j \ddot{x}_j + 2C_r (2\dot{x}_j - \dot{x}_c) + 2K_r (2x_j - x_c) = P_j A_j - M_j \cdot g \quad (5)$$

- 여기서,  $K_r$  : 로프의 등가 스프링 상수 [N/m]  
 $C_r$  : 로프의 등가 댐핑 상수 [N·sec/m]  
 $M_c$  : 카 무게 + 부하하중 [kg]  
 $x_c$  : 카의 변위 [m]  
 $x_j$  : 실린더 로드의 변위 [m]  
 $P_j$  : 실린더 내 압력 [N/m<sup>2</sup>]

$A_j$  : 실린더 로드의 단면적[m<sup>2</sup>]

$M_j$  : 실린더로드의 무게 + 풀리의 무게[kg]이다.

유압 실린더의 유량관계식은 다음과 같다.

$$Q = A_j \dot{x}_j + V_j \dot{P}_j \quad (6)$$

여기서,  $V_j = \beta(V_{j0} + A_j \cdot x_j)$

$\beta$  : 오일 압축 계수[m<sup>3</sup>/N]

$V_{j0} : x_j = 0$  일 때 실린더 내 오일 체적[m<sup>3</sup>]

만약 유압 밸브 및 관로의 압력 손실이 유량에 비례한다고 가정하면, 실린더 내 압력  $P_j$ 와 유압 펌프의 토출 압력  $P_1$ 과 관계는 다음과 같다.

$$P_1 = P_j + K_1 \cdot Q \quad (7)$$

여기서,  $K_1$ : 압력 손실 계수이다.

### 2) 부하 보상 제어시스템의 전달함수

부하보상은 카가 움직이기 전에 실린더의 압력과 펌프 축의 압력이 같도록 제어하는 것을 말하며 이를 생각하게 되면 압력차로 인한 쇼크가 발생하게 된다. 부하 보상 시에는 토출되는 유량이 없으므로, 식 (3)은 다음과 같은 관계식이 된다.

$$\dot{\theta}_p = \frac{C_1 \cdot P_1}{V_o \cdot \sqrt{\nu}} \quad (8)$$

식 (8)을 식 (2)에 대입하면, 토크  $T_P$ 와 압력  $P_1$ 과의 관계는 다음과 같다.

$$T_P = \frac{C_1 \cdot J_P}{V_o \cdot \sqrt{\nu}} \cdot \dot{P}_1 + \left( V_o + \frac{C_1 \cdot C_P}{V_o} \right) \cdot P_1 = a \cdot \dot{P}_1 + b \cdot P_1 \quad (9)$$

여기서,

$$a = \frac{C_1 \cdot J_P}{V_o \sqrt{\nu}}, \quad b = V_o + \frac{C_1 \cdot C_P}{V_o} \text{이다.}$$

식 (9)를 라플라스 변환하여 부하보상 시스템의 전달함수  $G_1$ 을 구하면 다음과 같다.

$$\frac{P(s)}{T(s)} = G_1(s) = \frac{1}{a \cdot s + b} \quad (10)$$

### 3) 속도 제어시스템의 전달함수

전동기 발생 토크  $T(s)$ 와 유압 실린더 내 압력  $P(s)$ 와의 관계는 다음과 같이 주어진다.

$$\frac{P(s)}{T(s)} = \frac{V_o \cdot s \cdot B_c(s)}{\Delta_c(s)} \quad (11)$$

전동기 발생 토크  $T(s)$ 와 카 속도  $s \cdot X_c(s)$ 의 관계는 다음과 같다.

$$\frac{s \cdot x_c(s)}{T(s)} = \frac{2A_j \cdot V_o \cdot (C_r \cdot s + K_r)}{\Delta_c(s)} \quad (12)$$

여기서,  $\Delta_c(s) = [J_P \cdot s^2 + C_P \cdot \sqrt{\nu}]$

$$\cdot \left[ \left( A_j^2 + \frac{C_1}{\sqrt{\nu}} \cdot K_1 \cdot A_j^2 \right) \cdot B_c(s) + \right.$$

$$\left\{ V_j \cdot s + \frac{C_1}{\sqrt{v}} \cdot (K_1 \cdot V_j \cdot s + 1) \right\} \cdot s \cdot B_r(s) + V_0^2 \cdot [K_1 \cdot A^2 \cdot B_r(s) + (K_1 \cdot V_j \cdot s + 1) \cdot s \cdot B_r(s)] \quad (13)$$

$B_r(s)$ 는 유압 실린더 플런저가 고정되어 있을 때 카와 로프계의 특성방정식이고,  $B_r(s)$ 는 실린더 내에 유가 없고 플런저가 자유로울 때의 특성방정식이다.

4) 유압펌프의 극저속(zero-crossing) 모델  
유압 펌프의 부하토크는 다음과 같은 특성을 가진다.

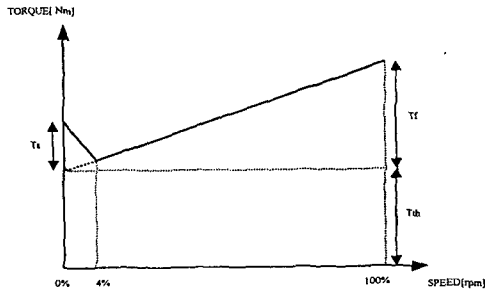


그림 2. 유압펌프의 부하특성

일반적으로 정상 상태에서의 펌프의 토크 관계식은 다음과 같다.

$$T_m = C_p \cdot \sqrt{v} \cdot \theta_p + V_0 P_1 \quad (14)$$

펌프의 저속 회전 시에는 앞의 그림에서도 나타나듯이 펌프의 회전 속도에 비례하는 점성 마찰 토크 이외의 마찰 토크가 존재한다. 이를 모사하기 위해 펌프의 회전 속도에 대해서 다음과 같은 특성을 가지는 마찰 성분을 고려한다.

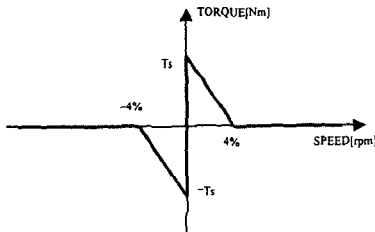


그림 3. 실린더의 마찰특성

따라서 작동유의 점도와 펌프의 경계 속도가 주어지면 그로부터 저속시의 추가적인 마찰 성분을 펌프의 토크 관계식에 더하여 준다.

$$T_m = C_p \cdot \sqrt{v} \cdot \theta_p + V_0 P_1 + T_s \quad (15)$$

상기와 같은 유압펌프의 비선형부하특성과 마찰특성은 모터의 극저속(zero-crossing speed)영역에서 모터의 속도가 제어되지 않고 정지되어 있고 큰 토크가 인가 되어야만 급작스럽게 기동하는 데드존(dead zone)이 존재하게 되며 이 순간에 쇼크가 발생된다.

### 3. 퍼지제어기를 이용한 속도제어기

제어법칙에 관련된 퍼지추론은 다음과 같이 결정된다.

$$e(k) = N^*(k) - N(k)$$

$$\Delta e(k) = e(k) - (e(k-1))/T$$

여기서  $N^*(k)$ 은 카의 기준속도이며,  $N(k)$ 은 실제 카속도,  $e(k)$ 는 카의 속도편차,  $\Delta e(k)$ 는  $k$ 차 샘플링간격에 있어 속도편차,  $T$ 는 샘플링시간이다.

본 논문에서는 zero-crossing 영역의 속도제어를 위하여 증잉 테크닉을 이용한 퍼지제어기를 사용하였으며 모터의 속도  $WP(k)$ 을 입력으로 하였으며 퍼지제어규칙은 표 1에, 증잉퍼지 제어규칙은 표 2에 나타났다.

표 1. 제어규칙

$\Delta e(k)$	NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
e(k)	NB	NB	NB	NB	NM	NS	ZO
NB	NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
NM	NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
NS	NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
ZO	NB	NM	ZOOM	ZOOM	PS	PM	PB
PS	NM	NS	ZO	PS	PM	PM	PB
PM	NS	ZO	PS	PM	PM	PM	PB
PB	ZO	PS	PM	PB	PB	PB	PB

표 2. 증잉 제어규칙(표1에서 ZOOM표시)

$WP(k)$	NS	ZO	PS
e(k), $\Delta e(k)$	NS	ZO	PS
e(k)=ZO, $\Delta e(k)=ZO$	NS	ZO	PS
e(k)=ZO, $\Delta e(k)=NS$	NM	NS	ZO

### 4. 시뮬레이션 결과

본 논문에서 제시한 퍼지제어 알고리즘의 효율성을 고찰하고 제어특성을 검토하기 위하여 MATLAB 5.1을 사용하여 일반적인 PID 제어기와 퍼지제어기를 비교하여 시뮬레이션을 실시하였다. 모터의 전류제어는 PI제어기를 이용하였다. 샘플링시간은 1ms로 하였다.

그림4는 PID 속도제어기로 카 속도제어를 행하였을 시의 모터속도를 나타낸 것이다. 그림5는 그림4의 기동부근을 확대한 파형으로 모터속도가 영속속도(zero-crossing speed)부근에서 제어가 되지 않고 멈추었다가 갑작스럽게 기동하는 것을 볼 수 있다.

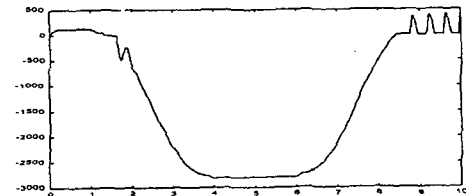


그림 4. PID 제어시의 모터속도

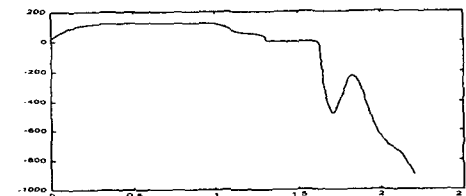


그림 5. 그림 4의 기동시 확대한 파형

그림 6은 PID제어기로 속도제어를 행하였을 시의 카속도 지령치와 실제 카속도를 나타낸다. 또한 그림 7은 그림 6의 기동시 부근을 확대한 파형이다. 그림 5의 극저속(zero-crossing speed)부근에서 모터가 회전하지 않음으로 인해 그림7의 카속도가 카속도지령치를 추종하지 못하는 것을 확인할 수 있다.

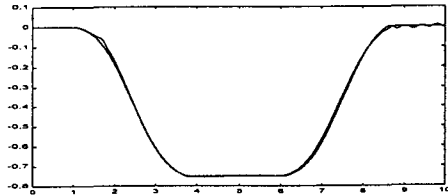


그림 6. PID제어기 사용시 카속도지령치 및 실제카속도

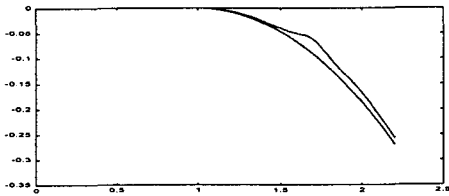


그림 7. 그림 6의 기동시 확대한 파형

그림8은 퍼지제어기로 카속도제어를 행하였을 시의 모터속도를 나타낸 것이다. 그림9는 그림8의 기동부근을 확대한 파형으로 리플이 존재하나 모터속도가 극저속(zero-crossing speed)부근에서 제어되지 않는 현상은 보이지 않고 있음을 확인할 수 있다.

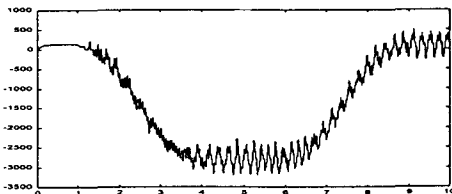


그림 8. 퍼지제어기를 사용할 때의 모터속도

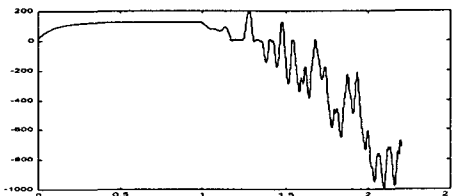


그림 9. 그림 8의 기동시 확대한 파형

그림 10은 퍼지제어기로 속도제어를 행하였을 시의 카속도 지령치와 실제 카속도를 나타낸다. 또한 그림 11은 그림 10의 기동시 부근을 확대한 파형이다. 그림 11에서 보듯이 PID 속도제어시 그림 7에서 보았던 카속도가 지령치를 추종하지 못하는 현상이 사라지고

깨끗하게 지령치를 추종하고 있음을 알 수 있다.

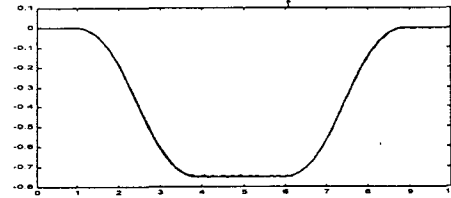


그림 10. 퍼지제어기 사용시 카속도의 지령치 및 실제치

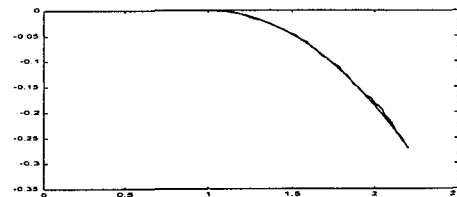


그림 11. 그림 10의 기동시 확대한 파형

## 5. 결론

본 논문에서는 유압엘리베이터 시스템에 인버터를 적용한 유압인버터 엘리베이터에 있어서 기존의 PID 속도제어기보다 성능이 향상된 퍼지제어기 속도제어기를 제안하였다. 더구나 기존의 PID 제어기로는 유압펌프 및 실린더와 잭의 마찰특성으로 인한 비선형적인 부하 특성으로 모터가 극저속 영역(zero-crossing)에서 제어되지 않는 영역이 존재하였으나 본 논문에서 제안한 퍼지제어기는 성공적으로 제어되는 것을 시뮬레이션으로 확인할 수 있었다.

## 참고문헌

- [1] T. Teramoto, I. Nakamura, H. Watanabe, S. Kojima and T. Toba, "A high-accuracy car level compensation device for hydraulic elevators: Stabilization with estimated acceleration feedback," 일본기계학회 논문집 63권611호, 1997.
- [2] Paul C. Krause, *Analysis of Electric Machinery*, McGraw-Hill Book Company, 1987.
- [3] B. K. Bose, *Power Electronics and AC Drives*, Englewood Cliffs, Prentice Hall, 1986.
- [4] The Math Works Inc., *Matlab User's Guide*, 1997.
- [5] J. Watton, *Fluid Power Systems, Modeling, Simulation, Analog and Microcomputer Control*, Prentice Hall, 1989.