
유압시스템의 극저속 속도제어를 위한 하이브리드 퍼지 제어기의 설계

한상수* · 김창섭** · 손성용*

Design of High Performance Hybrid Fuzzy Controller for the zero-crossing speed control of a Hydraulic System

Sang-soo Han* · Chan-Seob Kim** · Seong-yong Son*

요 약

인버터를 적용한 유압시스템은 펌프의 마찰과 실린더 패킹 및 탑승 카와 레일의 마찰특성으로 인하여 PID 제어기로는 제어가 되지 않는 데드존이 생기게 된다. 본 논문에서는, 우선 유압시스템으로 구동되는 엘리베이터의 극저속 속도영역(zero-crossing)에서 속도가 제어되지 않는 원인이 되는 실린더의 마찰특성을 고찰하고, 이러한 실린더의 마찰특성으로 인하여 기존의 PID 속도제어기로 제어시 발생하는 문제점을 해결하기 위한 줌잉 퍼지룰을 포함한 퍼지제어기를 설계한다. 설계된 퍼지제어기와 PID 제어기의 출력을 비선형과 선형구간으로 나누어 각 제어기가 각각 동작하는 하이브리드 퍼지제어기를 설계한다. 제안된 하이브리드 퍼지제어기는 정속주행구간에서는 PID 제어기를 적용하고 PID제어기로 제어되지 않는 극저속 속도구간에서는 퍼지제어기를 적용하여 유압식 엘리베이터가 실린더의 마찰특성으로 인하여 극저속 속도영역(zero-crossing)에서 속도가 제어되지 않는 문제를 해결하고, 극저속 영역에서 뿐 아니라 정상상태를 포함한 전 운전영역에서의 제어성능이 우수함을 시뮬레이션과 실험을 통하여 보인다.

ABSTRACT

Due to the friction characteristics of cylinders and the rail of a passenger car, in the elevator actuated with hydraulic systems, there exist dead zones, which can not be controlled by a PID controller. In this paper, the friction characteristics of a cylinder is examined, which may cause the abrupt increase of the acceleration in the zero-crossing speed region. To overcome the drawbacks of a PID controlled hydraulic elevator system, a zooming fuzzy logic controller is designed and finally an improved hybrid fuzzy controller is proposed. The effectiveness of the proposed control scheme are shown by simulation and experimental results, which the proposed fuzzy hybrid control method yields good control performance not only in the zero-crossing speed region but also in the overall control region including steady-state region.

키워드

Hydraulic elevator, Inverter, PID controller, Fuzzy controller, Hybrid fuzzy controller

I. 서론

유압식 엘리베이터는 로프식 엘리베이터에 비하여 기계실을 건물 상부에 위치시키지 않고 자유롭게 배치할 수 있고, 탑승카 중량을 유압잭을 통해서 모두 승강로 바닥에서 지지하기 때문에 건물에 대한 부담을 적게 할 수 있는 등 여러 장점이 있다[1]. 그러나 유압식 엘리베이터는 모터를 회전시킬 때 전원을 직입시켜 회전시키므로 소비 전력이 로프식보다 훨씬 크고, 갑작스러운 모터의 기동, 정지로 인한 쇼크를 탑승객들이 그대로 느끼게 된다. 이러한 문제를 해결하기 위해 인버터를 적용하고, 유압모터를 벡터 제어하여 전동기를 연속적으로 가변속 운전을 시킴으로써, 유압펌프의 회전수 제어로 유량을 제어하는 유압식 인버터 엘리베이터가 최근에 개발되기 시작하였다[2]. 유압식 인버터 엘리베이터는 일반 유압식 엘리베이터보다 소비 전력이 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 속도영역에서 펌프의 마찰력과 실린더의 패킹 마찰력으로 인한 모터의 속도가 제어되지 않아 갑작스러운 쇼크가 발생하는 단점이 있다 [3].

일반적으로 이러한 비선형 클론마찰특성을 제어하기 위해 Bang Bang 제어기법, 또는 관측기 등을 이용한 제어기법이 소개되었으나 실 시스템에 적용하는 경우 Bang Bang 제어기법은 정확한 파라미터 선정 및 마찰 모델의 변동문제가, 관측기를 사용한 방법은 관측기의 응답대역의 제한에 의한 마찰추정오차가 문제점으로 대두되었다.

이러한 문제점들을 해결하기 위해 퍼지제어기를 이용한 마찰 보상 기법이 제시되었다[4]. 일반적으로 퍼지 제어기는 입출력 관계가 비선형이고 큰 오차에 대해 처리 능력이 뛰어나기 때문에 비선형특성을 나타내는 시스템에 적합하나 오차가 매우 작을 때는 오차에 둔감하고 PID제어기가 갖고 있는 적분능력이 없기 때문에 정상상태 에러가 PID제어기에 비하여 클 수밖에 없다[5]. 오차 에러가 작은 정상상태 응답 특성을 개선하기 위하여 줌핑퍼지 제어기를 사용하나, 제어 출력이 퍼지룰에 의존하기 때문에 영역을 세분화하여 제어하려면 많은 퍼지 제어 규칙을 필요로 하여 연산 량이 많아져 제어기

구현에 속도가 빠른 CPU를 요구하게 된다[6].

이러한 문제점을 개선하기 위하여 본 논문에서는 비선형제어기인 퍼지제어기와 선형제어기인 PID제어기의 장점을 취한 하이브리드 퍼지제어기를 제안하였다. 제안된 하이브리드 퍼지제어기는 실린더의 패킹과 카의 레일에 의한 클론마찰력으로 인해 PID제어기로는 제어가 되지 않는 극 저속도 영역에서는 퍼지제어기로 제어하고, 일정속도 이상일 경우는 오차추정능력이 뛰어난 PID제어기로 제어하게 된다.

II. 인버터 제어 유압식 엘리베이터 시스템의 모델링

유압식 엘리베이터는 크게 모터와 제어반을 포함하는 전기 시스템, 유압펌프와 유압실린더를 포함하는 유압 시스템, 그리고 카와 로프 등을 포함하는 기계 시스템으로 나누어 생각할 수 있으며 유압시스템인 엘리베이터의 구성은 그림 1과 같다.

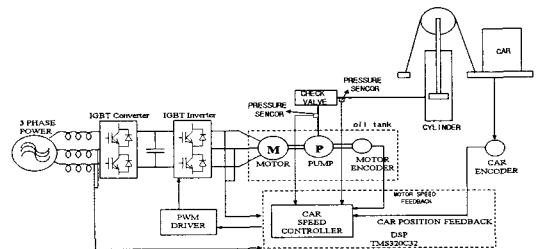


그림 1 유압식 인버터 엘리베이터의 구성
Fig. 1. Configuration of a hydraulic elevator controlled by an inverter.

그림 2는 유압식 엘리베이터의 기계적 구성을 모델화한 것이다. 카(car)를 하나의 강체로 취급하고, 풀리(sheave)의 관성은 작으며, 로프는 질량이 없고 단순히 스프링과 댐퍼로 구성되어 있다고 가정하면, 기계 시스템의 운동 방정식은 식(1)과 같다.

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

$$M_j \ddot{x}_j + 2C_r (2\dot{x}_j - \dot{x}_c) + 2K_r (2x_j - x_c) = P_j A_j - M_j \cdot g \quad (1)$$

여기서,

- K_r : 로프의 등가 스프링 상수 [N/m]
- C_r : 로프의 등가 댐핑 상수 [N · sec/m]
- M_c : 카 무게 + 부하 하중 [kg]
- x_c : 카의 변위 [m]
- x_j : 실린더 로드의 변위 [m]
- P_j : 실린더 내 압력 [N/m²]
- A_j : 실린더 로드의 단면적[m²]
- M_j : 실린더로드의 무게+폴리의 무게[kg]

이다.

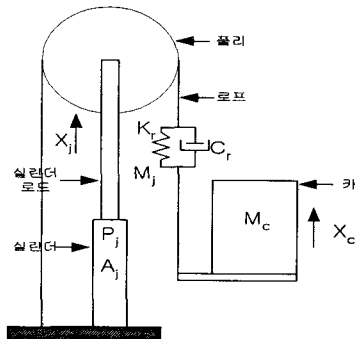


그림 2. 유압식 엘리베이터의 기계적인 모델링
Fig. 2. Mechanical modeling of a hydraulic elevator.

III. 유압펌프의 극저속(zero-crossing speed) 모델 및 마찰특성

유압시스템에서 나타나는 마찰은 크게 두 가지로 나눌 수 있으며, 첫째는 실린더의 패킹저항으로 인한 쿨롱 마찰과 카와 레일의 마찰이다. 둘째는 펌프의 저속 운전시에 나타나는 스틱션 마찰이 존재하게 된다. 유압식 엘리베이터에서 사용하는 펌프는 스크류 펌프이며, 이 펌프는 한쪽에만 부하압력이 작용하게 되면 스크류의 축 방향으로 힘의 균형이 상실되어 스크류의 접촉으로 인한 펌프 내측면과의 마찰이 존재하게 된다. 이러한 마찰력은 일반적인 기계 시스템의 마찰력보다 훨씬 크게 되어 시스템의 진동에 심각한 영향을 끼치게 된다. 정상상태에서의 펌프의 토크 관계식에 펌프의 저속 회전 시에는 펌프의 회전 속도에 비례하는 점성 마찰 토크 이외의

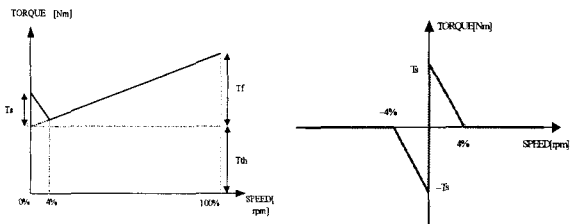
실린더의 패킹으로 인한 추가적인 마찰 성분 T_s 를 펌프의 토크 관계식에 더하여 식(2)와 같이 쓸 수 있다.

$$T_m = J_p \ddot{\theta}_p + C_p \sqrt{\nu} \dot{\theta}_p + V_o P_1 + T_s \quad (2)$$

여기서,

- T_m : 유압 펌프의 구동 토크 [N · m]
- J_p : 유압 펌프와 전동기의 합성회전관성 모멘트 [kg · m²]
- $\ddot{\theta}_p$: 유압 펌프의 각 가속도 [rad/sec²]
- C_p : 점성 마찰 토크 계수
- ν : 오일 점성 [cSt]
- $\dot{\theta}_p$: 유압 펌프의 회전 각속도 [rad/sec]
- V_o : 유압 펌프의 단위 회전각 당 체적 [m³/rad]
- P_1 : 유압 펌프의 토출 압력 [N/m²]이다.

유압펌프의 부하토크는 그림 3의 a)와 같은 특성을 가진다. 그림 3의 a)에서 보듯이 펌프 정격 속도의 4%까지는 펌프 자체의 마찰력이 존재하게 된다. 여기에 실린더 패킹 마찰력까지 더하여 그림 3의 b)와 같은 유압엘리베이터에서의 마찰특성을 모델링할 수 있으며, 온도와 부하의 변동에 따라 마찰력 크기 T_s 가 변동한다. 그림 3의 b)와 같은 마찰특성은 모터의 극저속 속도영역에서 모터의 속도가 제어되지 않고 마찰력으로 인하여 정지되고 큰 토크가 인가되어야만 급작스럽게 기동하는 데드존(dead zone)이 존재하게 된다.



a) 유압펌프의 마찰특성 b) 유압시스템의 마찰모델
그림 3. 유압시스템의 마찰특성 및 마찰모델.
Fig. 3. Friction characteristics and modeling of a hydraulic elevator.

IV. 극저속 속도제어를 위한 하이브리드 퍼지제어기 설계

4.1 PID제어기

PID제어기는 적분능력을 갖고 있어 정상상태 에러를 추종하는데 제어 성능이 뛰어난 것으로 평가받고 있다. 그러나 일반적으로 입출력 관계가 비선형이고 오차가 큰 비선형시스템에 적용할 경우에 제어 성능을 보장할 수 없고 발진할 가능성이 높다. 전동기 발생 토크 $T(s)$ 와 유압 실린더 내 압력 $P(s)$ 와의 관계는 식(5)과 같이 주어지게 된다. 또한, 전동기 발생 토크 $T(s)$ 와 카 속도 $s \cdot X_c(s)$ 를 정리하면 유압식 엘리베이터의 속도제어 시스템의 전달함수는 다음 식(6)과 같다.

$$\frac{P(s)}{T(s)} = \frac{V_o \cdot s \cdot B_f(s)}{\Delta_c(s)} \quad (5)$$

$$\frac{s \cdot X_c(s)}{T(s)} = \frac{2A_f \cdot V_o \cdot (C_r \cdot s + K_r)}{\Delta_c(s)} \quad (6)$$

여기서,

$$\Delta_c(s) = [J_p s^2 + C_p \sqrt{v}] \cdot \left[A_j^2 + \frac{G_1}{\sqrt{v}} \cdot K_1 \cdot A_j^2 \right] \cdot B_r(s) + \left[V_j s + \frac{G_1}{\sqrt{v}} \cdot (K_1 \cdot V_j s + 1) \right] \cdot s \cdot B_r(s) + V_o^2 \cdot [K_1 \cdot A_j^2 \cdot B_r(s) + (K_1 \cdot V_j s + 1) \cdot s \cdot B_r(s)],$$

K_1 은 압력손실계수, V_j 는 실린더의 단위 체적, $B_r(s)$ 는 유압 실린더 로드가 고정되어 있을 때 카와 로프 계의 특성방정식, $B_f(s)$ 는 실린더 내에 오일이 없고 유압 실린더 로드가 자유로울 때의 특성방정식이다.

PID 카속도 제어기의 게인은 식(6)에 PID 카속도 제어기를 부가한 후 개루프 전달함수를 구하고, 보드 선도로 주파수 특성을 파악하여 차단주파수 10rad/sec에서 적당한 게인 마진과 위상 마진을 갖도록 설계한다. 설계된 PID게인은 시뮬레이션을 통하여 적절히 조정하여 적용한다. PID 카속도 제어기를 적용한 유압식 인버터 엘리베이터 시스템에서 모터속도를 살펴보면, 비선형 부하특성이 나타나는 극저속 속도영역에서 제어가 되지 않게 되며 멈추었다가 갑작스럽게 기동하는 것을 볼 수

있는데 이러한 문제점은 카가 기동할 때뿐 아니라 착상 하고자 하는 층에 도달하여 정지할 때도 나타나게 되고, 승차감에 악 영향을 준다.

4.2 줌잉 퍼지제어기 설계

PID제어기는 제어기의 출력이 선형적이므로 쿨롱마찰과 같은 비선형 부하 구간에서는 모터기동전까지는 출력이 선형적으로 변하기 때문에 임계점을 지나기 전까지는 모터가 기동하지 못하므로 응답 시간이 느리게 된다. 또한, 에러가 계속적으로 누적되어 다음 출력에 영향을 주기 때문에 모터가 기동하여 갑작스럽게 마찰이 사라지는 구간에서는 출력을 급격하게 줄이지 못한다. 반면에, 퍼지제어기는 모터가 기동하지 않으면 다음 출력에서 바로 최대 출력을 내 보낼 수 있으므로 응답 속도가 빠르고, 임계점을 지나 모터가 기동을 시작하여 정지 마찰력이 사라지는 다음 출력에서도 마이너스 토크를 출력할 수 있어서 오버슈트가 없게 된다.

제어 법칙에 관련된 퍼지 추론을 결정하기 전에 다음과 같이 퍼지제어기의 입력으로써 카속도의 오차 및 카속도의 오차의 변화율을 식(7)과 식(8)과 같이 정의한다.

$$e(k) = N^*(k) - N(k) \quad (7)$$

$$\Delta e(k) = (e(k) - e(k-1)) / T \quad (8)$$

여기서 $N^*(k)$ 은 카의 기준 속도이며, $N(k)$ 은 실제 카속도, $e(k)$ 는 카의 속도 편차, $\Delta e(k)$ 는 k차 샘플링 간격에 있어 속도 편차, T는 샘플링시간이다. 퍼지제어기의 출력은 유압모터에 인가되는 토크 전류이며, 출력 전류의 최대 출력 범위는 모터의 정격 전류로 제한하였다. 퍼지 제어규칙을 위해 다음 식(9)와 같이 언어 변수를 설정하였다.

$$L = [NB, NM, NS, ZO, PS, PM, PB] \quad (9)$$

단, NB : Negative Big NM : Negative Medium NS : Negative Small ZO : Zero

PS : Positive Small PM : Positive Medium

PB : Positive Big 이다.

퍼지화 방법은 퍼지싱글톤 방법(fuzzy singleton method)을 적용하였고, 멤버쉽 함수(membership

functions)는 이동변삼각형법을, 퍼지추론은 Min-Max법을, 비퍼지화기는 무게 중심법을 사용하였다. 퍼지제어기는 입력오차가 큰 시스템에서 우수한 성능을 나타내나 입력오차가 작은 영역에서는 오차에 둔감하기 때문에 정상상태 에러가 클 수밖에 없다. 이러한 문제를 해결하기 위하여 오차에러가 작은 구간에서는 퍼지제어를 좀더 세분화하여 제어하는 줌잉방법을 사용한다[5]. 본 논문에서 사용된 퍼지제어기는 오차에러가 큰 구간에서 동작하는 퍼지제어 규칙과 오차에러가 작은 정상상태 영역에서 동작하는 줌잉방법을 이용한 퍼지제어기를 사용하였으며, 줌잉 제어규칙에는 카속도 에러, 카속도 에러의 변화율뿐만 아니라 모터의 속도 $Wp(k)$ 을 입력으로 하였으며, 모터의 속도 $Wp(k)$ 을 입력받아 극저속도영역, 또는 정상상태 영역 내인지를 판단하여 세부적인 퍼지룰을 설정하였다. 퍼지제어규칙은 표 1에, 줌잉퍼지 제어규칙은 표 2에 나타냈다. 표 1과 표 2의 퍼지제어 규칙은 PID 속도제어기로 제어할 경우에 카속도 오차 및 오차의 변화율, 모터속도 오차 및 오차의 변화율을 토대로 제어규칙을 설정하였다.

표 1. 퍼지제어규칙
Table 1. Fuzzy rule base.

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

표 2. 줌잉 제어규칙(표 1에서 ZOOM표시)
Table 2. Zooming fuzzy rule base.

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

4.3 유압식 엘리베이터 제어를 위한 하이브리드 퍼지제어기

일반적으로 퍼지제어기는 입출력 관계가 비선형이고 큰 오차에 대해 처리 능력이 뛰어나기 때문에 비선형 특성을 나타내는 시스템에 적합하나 오차가 작을 때는 오차에 둔감하고, PID제어기가 갖고 있는 적분 능력이 없기 때문에 정상상태 에러가 클 수밖에 없다[5],[6]. 때문에 선형특성을 나타내는 제어구간에서는 선형제어기인 PID제어기를, 비선형 특성을 나타내는 제어구간에서는 비선형제어기인 퍼지제어기를 적용하는 하이브리드 퍼지제어기를 제안하였다. 하이브리드 퍼지제어기는, 유압식 인버터 엘리베이터 제어를 위하여 퍼지제어기 단독으로 사용할 때 보다 적은 수의 퍼지룰 베이스를 사용하고, 전문적인 지식이 부족하여 퍼지 룰베이스나 입출력 소속 함수의 튜닝이 정밀하지 않아도 PID제어기에 의하여 보상을 받을 수 있는 장점이 있다. 하이브리드 퍼지제어기는 PID제어기의 출력 P_{ref} 와 줌잉 퍼지제어기의 출력 F_{ref} 을 입력받아 하이브리드 퍼지제어기의 최종 출력인 모터토크 지령치를 출력하는 출력혼합기(output mixer)로 구성되어 진다. 이들 구성방법을 그림 4의 블록도에 나타내었다. 그림 4에서, 하이브리드 퍼지제어기의 출력 C_{ref} 는 퍼지제어기의 출력 F_{ref} 와 PID제어기의 출력 P_{ref} 로부터 식(10)과 같이 구한다[5],[6].

$$C_{ref} = \frac{dclose(e, de)F_{ref} + faraway(e, de)P_{ref}}{dclose(e, de) + faraway(e, de)} \quad (10)$$

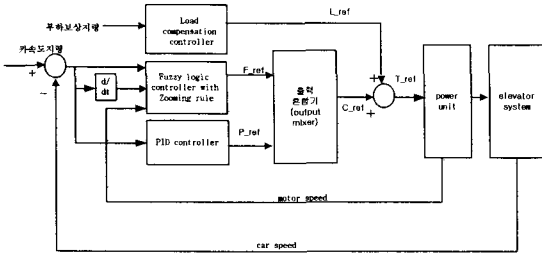
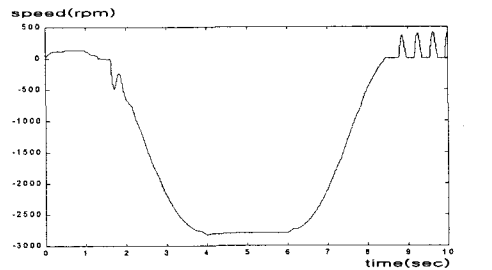


그림 4. 유압식 엘리베이터 제어를 위한 하이브리드 퍼지제어기의 블록도
Fig. 4. Block diagram of a hybrid fuzzy controller for hydraulic elevator

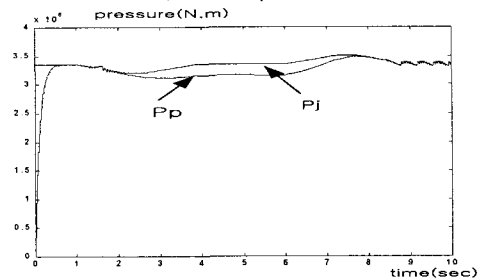
V. 시뮬레이션 및 실험결과

본 논문에서 제시한 제어 알고리즘의 효용성을 고찰하고 제어 특성을 검토하기 위하여 MATLAB 5.3을 사용하여 유압식 인버터 엘리베이터 제어시스템을 시뮬레이션 하였다. 시뮬레이션은 i) PID제어기 ii) 줌인 퍼지제어기 그리고, iii) PID제어기와 퍼지제어기를 혼합한 하이브리드 퍼지제어기를 비교하였으며, 샘플링시간은 1ms로 하였다. 모터가 극저속 속도영역에서 제어되지 않는 현상은 카가 하강할 때 심하게 나타나므로 카가 하강할 때를 기준으로 하였으며, 운전모드는 기동 후 1초간은 부하보상운전을 실시하고 이후부터 카가 움직이도록 하였으며, 10초에 정지하도록 시뮬레이션을 실행하였다. 시뮬레이션은 식(1), 식(2)의 방정식을 기초로 하여 구현되었으며, 유압모터는 이상적인 토크 원으로 가정하였다. 그림 5의 a)는 PID 속도제어기로 카 속도제어를 행하였을 시의 모터속도를 나타낸 것이다. 모터속도가 극저속 속도영역에서 제어가 되지 않고 멈추었다가 갑작스럽게 기동하는 것을 볼 수 있다. 이러한 문제점은 카가 기동할 때뿐 아니라 착상하고자 하는 층에 도달하여 정지할 때도 나타나게 되어 승차감에 악영향을 주게 한다. 그림 5의 b)는 펌프압력 Pp와 실린더압력 Pj를 나타낸 것으로 기동 시와 정지시 압력이 흔들리는 것을 확인할 수 있다. 그림 5의 c)는 가속도 지령 값과 실제 가속도를 나타낸 것으로 정상 속도에서는 오차 없이 잘 지령치를 추종하고 있으나 기동 시와 감속시 극저속 속도

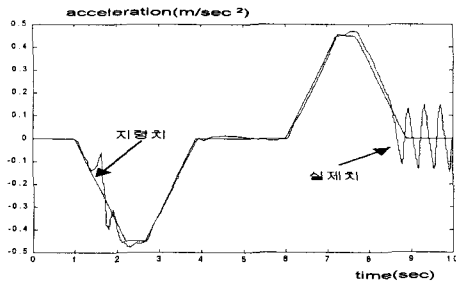
영역에서 심한 진동이 있는 것을 확인할 수 있다. 그림 6의 a)는 줌인 퍼지로직 속도제어기로 카 속도제어를 행하였을 시의 모터속도를 나타낸 것으로 모터속도에 리플이 존재하나 극저속 속도영역에서 제어되지 않는 현상은 보이지 않고 있음을 확인할 수 있다. 그림 6의 b)는 펌프압력 Pp와 실린더압력 Pj를 나타낸 것으로 전 운전 구간에서 압력에 고주파 성분의 리플이 존재하는 것을 알 수 있으며, 이는 고주파의 진동을 유발한다. 그림 6의 c)는 가속도 지령 값과 실제 가속도를 나타낸 것으로 지령치를 충실히 추종하고 큰 기동쇼크나 착상쇼크는 보이지 않으나 고주파의 진동 성분이 전 운전영역에서 나타남을 알 수 있다. 그림 7의 a)는 본 논문에서 제안된 하이브리드 퍼지제어기로 카 속도제어를 행하였을 시의 모터속도를 나타낸 것으로 퍼지제어기에서 보였던 리플이 없어지고, PID제어기에서의 모터속도가 극저속 속도영역에서 제어되지 않는 현상도 보이지 않고 있다. 그림 7의 b)는 펌프압력 Pp와 실린더압력 Pj를 나타낸 것으로 극저속 속도영역에서만 리플이 약하게 존재하고 전 운전구간에서는 깨끗하게 나타나고 있다. 그림 7의 c)는 가속도 지령 값과 실제 가속도를 나타낸 것으로 가/감속시에 기동쇼크나 착상쇼크가 그림 5의 PID제어기의 경우에 비해서 승차감이 향상되었으며 전 운전영역에서 부드러운 승차감을 보이고 있다.



a) motor speed

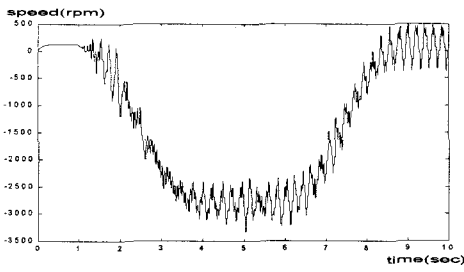


b) pressure of pump and cylinder

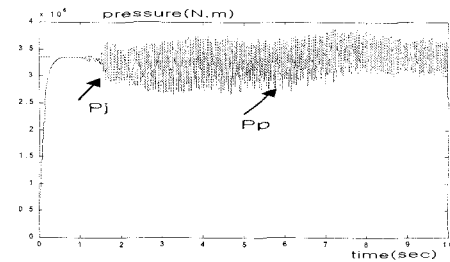


c) car acceleration

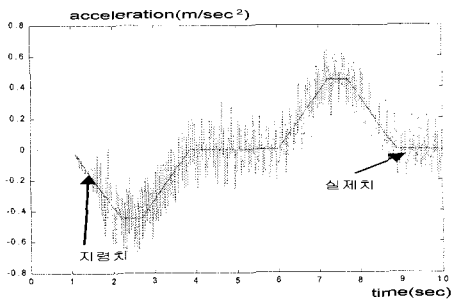
그림 5. PID 카속도 제어기 시뮬레이션 결과
Fig. 5. Simulation results of PID controller



a) motor speed

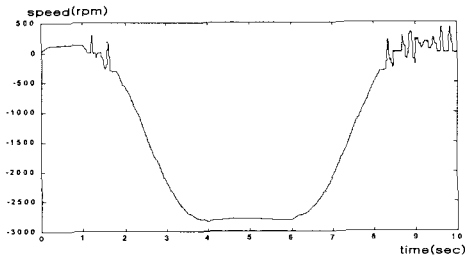


b) pressure of pump and cylinder

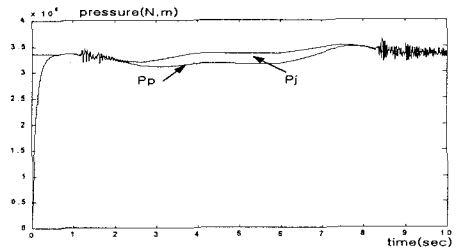


c) car acceleration

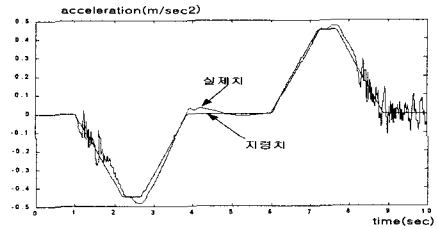
그림 6. 퍼지제어기 시뮬레이션 결과
Fig. 6. Simulation results of fuzzy controller.



a) motor speed



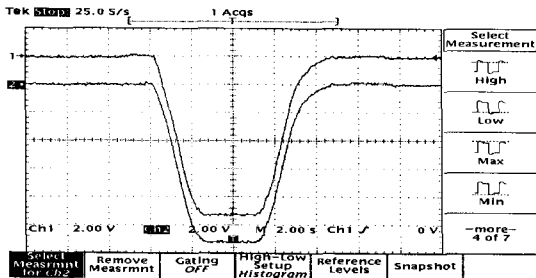
b) pressure of pump and cylinder



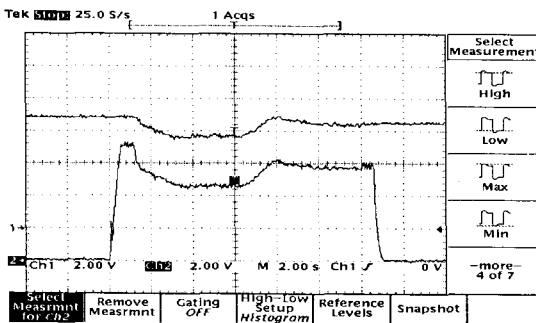
c) car acceleration

그림 7. 하이브리드 퍼지제어기 시뮬레이션 결과
Fig. 7. Simulation results of hybrid controller.

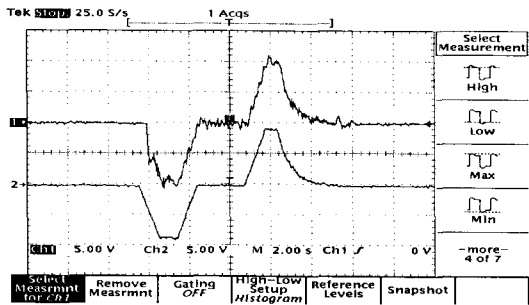
그림 8은 제안된 하이브리드 퍼지제어기의 실제 실험 결과를 보여준다. 그림 8의 a)는 제안된 하이브리드 퍼지 제어기로 카 속도제어를 행하였을 시의 모터속도 지령치 및 모터속도를 나타낸 것으로 모터속도가 극저속인 속도영역에서 제어가 잘되고 있다. 그림 8의 b)는 펌프 압력 P_p 와 실린더압력 P_j 를 나타낸 것으로 극저속 속도 영역에서만 리플이 약하게 존재하고 전 운전구간에서는 깨끗하게 나타나고 있다. 그림 8의 c)는 가속도 지령값과 실제 가속도를 나타낸 것으로 가/감속 시에 기동쇼크나 착상쇼크가 없고 승차감이 향상되었으며 전 운전 영역에서 부드러운 승차감을 보이고 있다.



(a) ch1모터실제속도 , ch2모터속도지령치(1V/300rpm, 2V/div)



(b) ch1 실린더 압력, ch2 펌프압력(10V/35bar, 2V/div)



(c) ch1 실제 가속도, ch2 가속도 지령치(2V/100A, 2V/div)

그림 8. 하이브리드 퍼지제어기 적용시의 실험결과
Fig. 8. Experimental results of Hybrid fuzzy controller

VI. 결론

본 논문에서는 유압식 인버터 엘리베이터 카속도 제어기의 제어를 위하여, 기존의 제어기로 제어시 발생하는 문제점을 상당 부분 해결할 수 있는 우수한 하이브리드 퍼지제어기를 제안 하였다. 제안된 제어기는, 기존의

PID 속도제어기로는 속도제어가 되지 않는 극저속 속도 영역에서만 아니라 정상상태에서도 제어 성능이 우수한 하이브리드 퍼지제어기로서, 실린더의 패킹과 카의 레일에 의한 쿨롱마찰력으로 인해 PID제어기로는 제어가 되지 않는 극저속도 영역에서는 퍼지제어기로 제어하고, 일정속도 이상일 경우는 오차추정능력이 뛰어난 PID제어기로 제어하게 된다. 제안된 하이브리드 퍼지제어기가 유압식 인버터 엘리베이터 시스템에서 비선형 특성을 나타내는 극 저속영역에서만 아니라 에러가 작은 정격 속도영역에서도 부드러운 승차감을 나타내는 것을 시뮬레이션과 실험을 통하여 확인하였다.

참고문헌

- [1] E. Sasaki, T. Matsudo, I. Nakamura and K. Hida, "Hydraulic elevator to answer the needs of smooth and energy saving," The Hitachi Hyoron, Vol. 75, No. 7, 1993.
- [2] E. Sasaki, I. Nakamura and N. Arabori, "Hydraulic elevators controlled by Inverter," Japan Machinery Institute, Anthology of Lectures of Dynamics, No. 910-3, pp. 52-54, 1991.
- [3] K. Hatano and H. Kobayashi, "Advanced control hydraulic elevator," Japan Machinery Institute, Anthology of Lectures of Dynamics, No. 910-3, pp. 59-62, 1991.
- [4] J. T. Teeter, Mo-yuen Chow, J. J. Brickley, "ANovel Fuzzy Friction Compaition Approach to Improve the Performance of a DC Motor Control System." IEEE Trans. Industrial Electronics., vol. 43, no. 1, pp. 113-120, 1996.
- [5] Witold Pedrycz, "Fuzzy control and Fuzzy systems", Research studies press LTD., 2nd Edition, pp. 197-199, 1993.
- [6] 변증남, 퍼지논리제어, 홍릉과학출판사, pp.175 - 177, 1997.

저자소개



한 상 수(Sang Soo Han)

1982년 명지대학교
전자공학과 학사

1985년 명지대학교
전자공학과 공학석사

1995년 홍익대학교 전자공학과 공학박사

현재: 경원대학교 정보통신공학과 교수

※ 관심분야: 지능 및 퍼지제어, 전력전자제어, 로봇제어



김 창 섭(Chang Seob Kim)

1984년 서울대학교
전기공학과 학사

1986년 서울대학교
전기공학과 석사

1990년 서울대학교 전기공학과 박사

현재: 경원대학교 정보통신공학과 교수

※ 관심분야: 지능 및 퍼지제어, 전력전자제어, 로봇제어



손 성 용(Sung-Yong Son)

1990년 한국과학기술원
공학학사

1992년 한국과학기술원
공학석사

2000년 Univ. of Michigan 공학박사

현재: 경원대학교 정보통신공학과 전임강사

※ 관심분야: 유비쿼터스시스템, 최적화