

## 전자 비례 밸브를 갖는 펌프의 퍼지-동력제어기 설계

### Design of Fuzzy-Power Controller for a Pump with Electric Proportional Valve

전 순 용  
(Soon-Yong Chun)

**Abstract :** Motivated by a recent work, a fuzzy-power-controller(FPC) is designed for the relieving-horsepower control of output variable pump with electrical proportional valve and actually implemented on the industrial excavator. In order to calculate the output power of pump with input of FPC, a linear discrete time model of load system to pump is obtained and the result is applied to control the engine-pump coupled system by software without pressure and flow sensor. The FPC controls the engine and pump coupled system by relieving horsepower control according to the change of load and the running conditions in relieving horsepower control are selected by fuzzy inference engine. A case study is performed through the construction of the control device and installation on the excavator. It shows that the relieving-horsepower control system with the FPC, as suggested in this paper, is superior to the conventional PID controllers. And also, the excavator, with the FPC, shows that the power-loss of the coupled system is reduced and the running speed of the hydraulic actuator is enhanced.

**Keywords :** fuzzy power controller, relieving-horsepower control, PID controller, engine-pump coupled system

#### I. 서론

운반, 수송, 건설기계를 비롯한 많은 산업시스템들이 엔진을 동력원으로 하고 동력의 전달장치로 유압펌프를 이용하고 있다. 엔진에 결합하여 사용되는 유압펌프는 엔진의 회전수에 비례하는 토출동력을 발생하여 각 액츄에이터를 구동하도록 되어 있으며, 토출동력을 가변할 수 있는 것과 고정된 것의 두 가지 방식이 있다. 펌프의 토출동력을 가변 하는 방법은 유압식과 전자비례밸브를 이용한 전자식 방법이 있으나, 일본을 중심으로 한 여러 펌프 제작사에서 제어에 용이한 전자식 가변용량펌프를 생산하기 시작하면서 각 산업분야에 폭넓게 응용되고 있다 [1]. 그러나 이러한 가변용량펌프의 제어기술은 대부분 비례제어기 혹은 비례-적분-미분(PID)제어기와 같은 선형제어기에 의존하고 있는 실정이다. 펌프의 토출동력은 펌프와 결합된 엔진의 회전수와 부하조건에 의존하는 비선형특성이 크게 내재된 시스템으로서 기존의 PID제어기술을 이용하는데는 많은 문제점을 수반한다. 먼저 시스템의 모형화가 어렵고, 선형화된 모델을 통하여 제어를 한다고 해도 온도 및 오일의 종류 등에 따라서 동일한 제어특성을 기대하기란 매우 힘들다. 이러한 엔진-펌프 결합시스템 전체를 제어하기 위한 최근의 연구결과로 엔진과 펌프결합시스템을 TITO(Two Input Two Output)모형으로 근사화하여 속도계와 동력계에 각각 독립된 서보퍼지제어기를 구성하였고, 이를 제어변수간의 상관관계를 수퍼퍼지 제어기로서 해결하는 방안을 제시하였다[4]. [4]의 연구결과는 엔진과 가변용량 펌프를 혼합제어 하므로써 순간적으로 펌프 토출압력이 증가하되

라도 발생되는 매연 배출을 최소화 할 수 있었으며, 엔진의 내구성을 증가시키고, 불필요한 동력손실을 줄이므로써 연료의 소모량을 줄이는 결과를 가져왔다. 또한 엔진과 펌프를 동시에 혼합제어 할 때가 펌프만을 감마력 제어하는 것에 비해 연료 소모를 줄이고 작업의 성능을 향상시킬 수 있음을 보였다. 그러나 엔진과 펌프를 동시에 혼합제어를 행할 때에는 제어기를 구성하는데 많은 비용이 소모되므로 엔진과 펌프를 독립적으로 제어하려는 목적에서는 [4]의 연구에서 얻은 속도계와 동력계의 서보퍼지제어기를 재구성 해야 하는 작업이 필요하다.

본 연구에서는 단지 회전 센서만을 이용하고, 이산화된 선형 펌프 모형으로부터 산술적으로 계산하여 유량, 유압을 제어함으로써 저렴한 비용으로 엔진과 가변 용량 펌프를 독립적으로 감마력 제어하기 위한 방안을 제시하고, 가변 용량 펌프의 실시간 제어에 적용하기 위한 퍼지제어기의 제어알고리즘을 제시한다. 연구 결과에 대한 유용성을 입증하기 위하여 유압용 굴삭기를 대상으로 제어기를 구성하여 가변 용량 펌프를 제어하였으며, 제어 출력의 안정성과 시스템의 응답 특성 등을 보이고 결과를 고찰하였다.

#### II. 문제의 설정

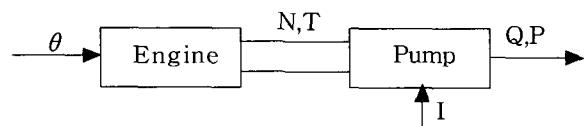


그림 1. 엔진-펌프 결합 시스템 모형.

Fig. 1. Model of a coupled system of engine-pump.

전자 비례 밸브를 갖는 가변 용량의 엔진-펌프 결합 시스템에 대한 일반적인 계통은 그림 1과 같다. 그림 1에서 N은 엔진의 분당 회전수 rpm, T는 엔진축에 작용하는 토크 Nm, Q와 P는 각각 펌프의 토출유량 l/min과 압력  $kg \cdot f/cm^2$ 을 표시한다. 또,  $\theta$ 와 I는 엔진속기의 변위각과 펌프의 전자비례밸브 구동을 위한 입력전류 mA를 나타낸다.

그림 1에서 이들 각 변수간의 상관관계는 (1)과 (2)로 표현된다.

$$T = f(N) (N \cdot m) \quad (1)$$

$$Q = g(I, N, P) (l/min) \quad (2)$$

이때, 엔진과 펌프가  $n_1 : n_2$  인 기어비로 결합되어 있다면, 펌프 부하계로부터 엔진축에 전달되는 토크 관계는 (3)으로 근사화 할 수 있다.

$$T(t) = J \frac{d^2 \theta'(t)}{dt^2} + B \frac{d\theta'(t)}{dt} + T_F \quad (3)$$

$$\text{단, } J = J_1 + \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 J_2$$

$$B = B_1 + \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 B_2$$

$$T_F = F_{cl} \frac{\theta'}{|\theta'|} + \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 F_{cl} \frac{\theta'}{|\theta'|}$$

여기서,  $\theta'$ 는 입력  $\theta$ 에 의해 발생한 엔진축의 회전변위이며, J는 관성력, B는 점성마찰력,  $F_{cl}$ 는 쿨롱마찰력,  $n_1$ 은 엔진쪽 기어의 이빨수를 의미하고  $n_2$ 는 펌프측과 연결된 기어의 이빨수를 의미한다. 또, 운전중 결합축에 작용하는 엔진의 공급동력과 엔진에 대해 부하로 작용하는 펌프의 토출동력은 (4)와 (5)로 표시할 수 있다.

$$H_e = \frac{2\pi \cdot N \cdot T}{60 \cdot 746} (HP) \quad (4)$$

$$H_p = \frac{P \cdot Q}{457} \cdot \frac{1}{\eta} (HP) \quad (5)$$

여기서,  $H_e$ 는 엔진의 공급동력이며,  $H_p$ 는 펌프의 토출동력, 그리고  $\eta$ 는 펌프의 효율을 나타낸다. 이때, 제어의 목적은 매 순간 엔진이 최대출력 범위 내에서 펌프의 토출동력을 손실없이 전부 흡수할 수 있도록 하는 것이다. 따라서 특정 부하조건에서 과부하 상태로 운전되지 않고, 동력손실과 불필요한 연료소모량이 최소로 되는 조건은  $H_e(t)=H_p(t)$ 을 만족하도록 하여야 한다. 그러나, 이 조건을 만족하도록 펌프를 감마력제어 하면 액츄에이터의 작동속도가 현저히 떨어질 우려가 있으므로 실질적인 제어를 위해서는 다음과 같은 제어목표를 설정하여야 한다.

$$H_e(t) = H_p(t) (1 - k \frac{N(t)}{N_r}), \quad 0 \leq k \leq 0.2 \quad (6)$$

여기서,  $N(t)$ 는 매순간 엔진의 실제 회전수이며,  $N_r$ 은 작업자에 의해 선택된 엔진의 기준 회전수이며,  $k$ 는 설계 요소(design factor)로서 엔진-펌프 결합 시스템의 제어 성능지수이다. 만일  $k$ 가 0이면  $H_e(t)=H_p(t)$ 가 되어 동력 손실은 최소화 할 수 있으나, 엔진을 혼합제어 할 수 없

는 이유에서 액츄에이터의 작동 속도가 떨어지는 것을 보상하는 것이 불가능하다. 만일  $k$ 의 값이 커지면 동력 손실은 많아지나, 작동 속도에 대한 성능을 향상시킬 수 있다.

엔진의 출력  $H_e$ 는 4를 통해서 계산할 수 있으며, 부하상태에 따라서 가변 되는 펌프의 출력을 계산하기 위한 2의 모형화는 그림 2의 근사화된 펌프측 부하계 모형을 이용하여 얻을 수 있다. 밸브와 실린더 사이의 배관상 미치는 여러 효과를 무시하면 실린더 변위와 압력 변화에 따른 토출유량은 아래와 같이 나타낼 수 있다[13].

$$Q(t) = A \frac{dY}{dt} + \frac{W}{4\beta} \frac{dP(t)}{dt} \quad (7)$$

또, 일정한 부하에서 실린더 변위에 대한 압력은 (8)과 같다[13].

$$\begin{aligned} P(t) &= P_1(t) - P_2(t) \\ &= \frac{M}{A} \frac{d^2 Y(t)}{dt^2} + \frac{B}{A} \frac{dY(t)}{dt} \end{aligned} \quad (8)$$

여기서,  $Y$ 는 실린더의 변위,  $A$ 는 실린더의 수압넓이,  $B$ 는 부하의 점성저항,  $\beta$ 는 작동유의 부피 탄성계수,  $M$ 은 일정 부하에 대한 환산된 질량,  $W$ 는 실린더의 전오일용량을 의미한다. 만일, 일정 부하가 아니고 가변 부하에 대해서는  $M(t)$ 로  $M$ 이 시간  $t$ 의 함수가 된다. 스플변위  $X$ 의 변화에 대한 실린더 변위를 얻기 위해, 밸브의 스플변위에 대한 유량 감도를  $K_x$ 라고 부하 압력에 대한 유량 감도를  $K_p$ 라 하면 토출유량은 (9)와 같이 선형화 할 수 있다[13].

$$Q(t) = K_x X(t) - K_p P(t) \quad (9)$$

여기서,  $X$ 는 펌프의 빠이롯트 압력을 제어하는 스플의 변위이다.

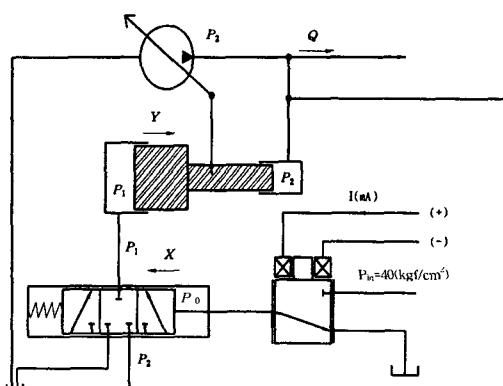


그림 2. 가변 용량펌프의 부하계 모형.

Fig. 2. Model of load system for pump.

또, (7)과 (8) 그리고 (9)를 이용하여, (10)으로 표현되는 스플변위에 대한 실린더변위까지 페루프 전달 함수를 얻을 수 있다.

$$\frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{K_x}{AS(\frac{1}{\omega_a^2}s^2 + \frac{2\xi_a}{\omega_a}s + 1)} \quad (10)$$

$$\text{단, } \omega_a = \sqrt{\frac{4\beta A^2}{VM}} \text{ (rad/s),}$$

$$\zeta_a = \frac{B}{4A} \sqrt{\frac{V}{\beta M}} + \frac{K_p}{A} \sqrt{\frac{\beta M}{V}}$$

(10)은 전자 비례 밸브의 자연계를 가미하여 다음 (11)과 같이 표현할 수 있다.

$$\frac{Y(s)}{I(s)} = \frac{K_i}{As(\frac{1}{\omega_v^2}s^2 + \frac{2\zeta_v}{\omega_v}s + 1)(\frac{1}{\omega_a^2}s^2 + \frac{2\zeta_a}{\omega_a}s + 1)} \quad (11)$$

단,  $I(s)$ 는 비례 밸브의 입력 전류,

$K_i$ 는 밸브의 전류에 대한 유량 감도,

$\omega_v$ 는 밸브의 고유 각주파수,

$\zeta_v$ 는 밸브의 뎁핑(damping)계수

여기서, 밸브의 고유 주파수는 대략 200~600의 값을 갖으며, 뎁핑계수는 보통 0.7~1사이의 값을 가진다. (7)~(9)로 선형화된 가변 용량 토출동력을 제어하기 위해 PID제어기를 설계할 경우는 정지된 부하  $M$ 에 대해서만 해석적으로 가능하다. 그러나 실제의 경우 부하  $M(t)$ 가 시간에 대해 예측 불가능한 상태로 주어지며, 2와 같이 엔진과 제어 변수 상호간의 영향이 고려되어야 하는 복잡한 관계에서는 PID제어기 설계를 위한 전체 시스템의 모형  $g$ 를 구하는 것이 불가능하다고 할 수 있으며, 제어 기의 이득 상수들이 (11)에 근거하여 안정된 영역의 이득 범위를 결정한 후 시행 오차에 의해 결정 할 수밖에 없다. 따라서 본 논문에서는 예측 불가능한 부하  $M(t)$ 에 대해 (6)의 제어 목적을 갖는 제어입력  $I(s)$ 를 모델 없이 비선형적으로 결정하는 퍼지-동력 제어기를 설계한다.

### III. 퍼지-동력 제어기의 설계

가변 용량 토출동력 제어를 위한 전체 시스템의 퍼지 제어 모형은 그림 4와 같다. 부하 조건에 의존하는 퍼프의 토출압력은  $P-H_P$  변환기를 통하여 (6)의 제어 조건을 계산하는 토출동력을 생성한다. 제어 출력은 프로세서의 내부클럭에 동기 되어 생산되며, 엔진의 공급 동력과 퍼프의 토출동력사이의 오차와 오차 변화율에 퍼지제어기  $f$ 의 구동 입력이 된다. 여기서 토출동력을 제어하기 위한 제어기의 출력을 (12)로 설정한다.

$$dI_u = h(\epsilon, \frac{d\epsilon}{dt}) \quad (12)$$

단,  $\epsilon = H_e(t) - H_p(t)$

이때, 동력계에 공급되는 퍼지제어기의 제어 출력  $I_u(k)$ 는 (13)과 같다.

$$dI_u = \text{defuzzifier}(dI_u)$$

$$I_u(k) = I_u(k-1) + dI_u \quad (13)$$

여기서,  $dI_u$ 는 퍼지제어기를 통해 결정되며 퍼지제어기는 다음과 같은 형태의 제어 규칙과 언어 변수에 의해서 근사화 된다.

$$\text{IF error } \epsilon = \text{be AND change of error } \Delta \epsilon = \text{br THEN } dI_u = \text{ob.}$$

$$\vdots \\ \text{IF error } \epsilon = \text{me AND change of error } \Delta \epsilon = \text{zo THEN } dI_u = \text{om.}$$

이때, 이들 언어 변수의 소속 함수는 그림 3과 같은 종 형태의 함수를 이용하였다.

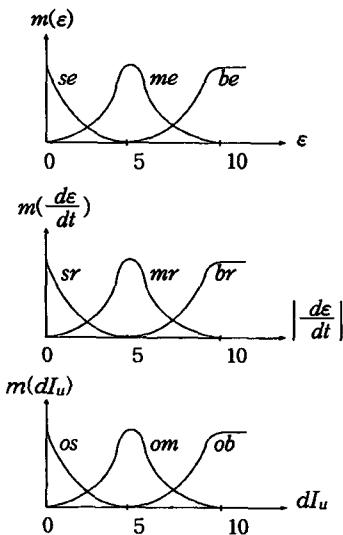


그림 3. 제어 변수에 대한 소속 함수.

Fig. 3. Membership functions for control variables.

비퍼지화 방법은 면적중심법(center of area)을 이용하였으며, 제어 규칙은 모두 9개로 표 1과 같다. 오차와 오차 변화율에 대한 언어 변수는 be(big error), br(big error rate), zo(zero), ob(output big)등으로 나타내었다.

표 1. 퍼지 제어 규칙.

Table 1. Control rules of pump.

$dI_u$	change of error rate ( $\Delta \epsilon(k)$ )			
	zo	sr	mr	br
error	se	os	om	om
$\epsilon(k)$	me	om	om	ob
be	om	ob	ob	ob

주) zo 영역에서는 퍼지연산을 수행하지 않고  $dI_u$ 는 이전의 출력을 유지함.

각 부하조건의 인식은 토출압력  $P$ 와 엔진의 회전 상태 그리고 퍼프의 토출유량에 대한 정보로부터 얻은 오차신호  $\epsilon$ 을 통해 가능하다. 표 2에서 조건 A와 조건 B는 엔진과 퍼프의 출력 오차와 계산된 압력의 정도로서, 일반적인 작업 상태에 있을 때는 조건 A3와 조건 B2에서 동작한다. 이때의 일차적인 제어 목적은 연료 소비를 최소화하기 위해 퍼프의 소요 동력을 엔진의 공급 동력에 일치하도록 조건 A1에 근접시키는 것이며, 다음으로 작업 중 과부하에 의해 조건 A2 혹은 조건 B3의 상태에 놓이면 동작점을 조건 A3와 조건 B2의 일반적인 작업 모드로 전환되도록 엔진을 제어하는 것이다. 여기서  $P_{min}$ 과  $P_{max}$ 는 퍼프 운전에 소요되는 최소, 최대 입력이다. 작업 조건 인식을 위한 규칙은 엔진 특성 곡선과 퍼프 특성 곡선, 엔진-퍼프 결합 시스템에 대한 실험치, 그리

표 2 엔진-펌프 결합 시스템의 동작 상태 구분.  
Table 2. Working conditions of engine-pump coupled system.

조건 A		조건 B	
A1	$\epsilon = 0$	B1	$0 \leq P \leq P_{\min}$
A2	$\epsilon < 0$	B2	$P_{\min} < P \leq P_{\max}$
A3	$\epsilon > 0$	B3	$P_{\max} < P$

고 작업자의 운전 습관 등을 반영하여 모두 6가지의 제어 규칙으로 정립하였다. 이를 6가지 제어규칙 가운데 규칙 3과 규칙 5의 경우 있어 적절한 펌프의 소요동력을 결정하기 위해 표 1에 근거한 제어연산이 수행된다. 부마력(negative horsepower) 가변용량 펌프는 비례밸브의 입력 전류가 증가하면 토출유량을 감소시킴으로써 펌프 소요동력이 감소하여 엔진의 부하가 경감되는 효과를 가져온다. 반면 비례밸브의 전류가 감소하면 펌프 토출유량이 증가하여 엔진의 부하가 가중되는 상태가 된다. 따라서 표 1의 제어규칙은 인식된 부하조건을 토대로 퍼지 연산에 적용될 규칙 3과 규칙 5에 모두 9개의 언어변수를 이용하여 적절한 펌프의 전류를 계산하게 된다.

규칙 1 : 일반적인 작업 조건에 대한 기준 속도 1900(rpm), 비례 밸브 기준 입력 전류 340(mA)를 초기치  $I(0)$ 와  $\theta(0)$ 로 설정한다.

규칙 2 : 조건 A1을 만족하면 조건 B에 관계없이 부하의 소요 동력과 엔진의 공급 동력이 완전히 일치된 경우로서 동력 손실은 없다.

규칙 3 : 조건 A2를 만족하면 부하 소요 동력이 엔진 공급 동력보다 크기 때문에 조건 B에 관계없이 작업기 작동시 엔진이 과부하를 받는다. 이 경우에는 펌프의 토출유량을 감소시킴으로써 펌프의 소요동력이 엔진의 공급 동력보다 작아 지도록 전자 비례 밸브의 입력 전류  $I$ 를 증가시킨다.

규칙 4 : 조건 B3를 만족하면 조건 A에 관계없이 부하측의 소요 동력이 펌프의 최대동력 보다 큰 경우이므로 토출동력이 최대가 되도록 전자 비례 밸브의 입력 전류를 최소로 감소시킨다.

규칙 5 : 조건 A3를 만족하면 엔진의 공급 동력이 부하의 소요 동력보다 크기 때문에 조건 B에 관계없이 작업기 작동시 동력 손실을 유발한다. 이 경우는 잔여 동력을 100% 흡수하도록 전자 비례 밸브의 입력 전류를 감소시켜 펌프의 토출유량을 증가시킨다. 펌프의 토출유량은 액츄에이터의 작동 속도에 비례하므로 작동 속도의 상승 효과를 얻을 수 있도록 한다.

규칙 6 : 어느 시간 이상 조건 A3와 B1을 동시에 만족하면 경부하작업시에 해당하며, 이 경우는 펌프의 토출유량을 최소로 하도록 전자 비례 밸브의 입력전류를 증가시킨다.

퍼지제어기의 출력 변수  $dIu$ 에 대한 언어 변수는 전

자 비례 밸브의 출력 전류 범위 200~700mA를 공급하기 위해 구동 회로의 입력 0~127펄스에 대해 양자화 하였다. 오차에 대한 실제의 퍼지 입력 범위 값은 약 0~185HP정도로 이 값은 0~10사이의 이산적인 값으로 비선형 양자화하였다.

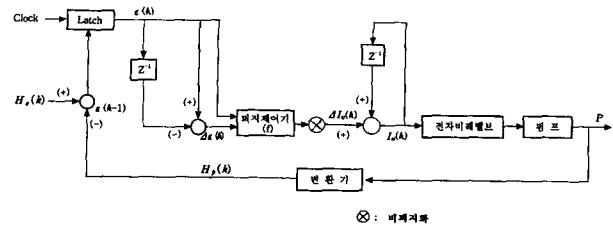


그림 4. 펌프의 동력제어계 블록도.

Fig. 4. Block diagram of power control system of pump.

펌프의 출력을 제어할 때 압력 센서를 이용하는 방식과 압력 센서를 이용하지 않는 방식의 두 가지 경우가 있으나, 제어 오차의 한계내에서 유압 시스템에 대한 근사 모형화가 가능하다면 고가의 압력 센서를 이용하지 않고 펌프 토출동력을 계산할 수 있으므로 경제적인 제어가 가능해진다. 즉  $I_u$ 로부터 펌프 시스템의 출력  $H_p$ 를 직접 계산하기 위한 이산 시간 영역의 모형화가 필요하다. 이를 위해 먼저 비례 밸브 입력 전류  $I_u(s)$ 에 대한 실린더 변위속도  $V(s)$ 의 전달 함수는 (14)로 나타낼 수 있다.

$$\frac{V(s)}{I_u(s)} = \frac{K_x K_f}{AT_s(\frac{1}{\omega_a^2}s^2 + 2\zeta_a \frac{1}{\omega_a}s + 1)} \quad (14)$$

$$= \frac{K_x K_f}{AT_i} \left[ \frac{1}{s} - \frac{s + \zeta_a \omega_a}{(s + \zeta_a \omega_a)^2 + \omega_a^2(1 - \zeta_a^2)} - \frac{\zeta_a}{\sqrt{(1 - \zeta_a)}} \cdot \frac{\omega_a \sqrt{(1 - \zeta_a^2)}}{(s + \zeta_a \omega_a)^2 + \omega_a^2(1 - \zeta_a)^2} \right] \quad (15)$$

단,  $K_f = \frac{1}{5} \frac{A \omega_a \zeta_a T_i}{K_x}$ ,  $T_i$  = 적분시간

(15)는 z-변환을 위해 (14)를 변형한 것이며, z-변환 결과는 (16)과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{V(z^{-1})}{I_u(z^{-1})} &= \frac{K_x K_f}{AT_i} \left[ \frac{z^{-1}}{1 - z^{-1}} - \frac{1 - z^{-1} \exp(-\zeta_a \omega_a T_i)}{1 - 2z^{-1} \exp(-\zeta_a \omega_a T_i)} \right. \\ &\quad \cdot \frac{\cos(\omega_a T_i \sqrt{(1 - \zeta_a^2)})}{\cos(\omega_a T_i \sqrt{(1 - \zeta_a^2)}) + z^{-2} \exp(-2\zeta_a \omega_a T_i)} \\ &\quad \cdot \left. - \frac{\zeta_a}{\sqrt{(1 - \zeta_a^2)}} \left[ \frac{z^{-1} \exp(-\zeta_a \omega_a T_i)}{1 - 2z^{-1} \exp(-\zeta_a \omega_a T_i)} \right. \right. \\ &\quad \cdot \left. \left. \frac{\sin(\omega_a T_i \sqrt{(1 - \zeta_a^2)})}{\cos(\omega_a T_i \sqrt{(1 - \zeta_a^2)}) + z^{-2} \exp(-2\zeta_a \omega_a T_i)} \right] \right] \end{aligned} \quad (16)$$

위 (16)을 샘플링(sampling) 주기가  $h$ 인 차분방정식으로 표현하면 (17)로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} V(kh) &= (2D_3 + 1)V(kh-h) - (2D_3 D_5)V(kh-2h) \\ &+ D_5 V(kh-3h) + D_1 D_5 T I_u(kh-3h) - (2T D_3 \\ &+ D_3 - D_2 D_4)I_u(kh-2h) + (T+1+D_3 \\ &- D_2 D_4)I_u(kh-h) - I_u(kh) \end{aligned} \quad (17)$$

단,  $D_1 = \frac{K_x K_f}{A T_i}$

$$D_2 = \frac{2 \zeta_a}{\sqrt{(1 - \zeta_a^2)}} - \frac{\zeta_a \omega_a}{\omega_a \sqrt{(1 - \zeta_a^2)}}$$

$$D_3 = \exp(-\zeta_a \omega_a T_i) \cos(\omega_a T_i \sqrt{(1 - \zeta_a^2)})$$

$$D_4 = \exp(-\zeta_a \omega_a T_i) \sin(\omega_a T_i \sqrt{(1 - \zeta_a^2)})$$

$$D_5 = \exp(-2 \zeta_a \omega_a T_i)$$

펌프의 소요 동력을 계산하기 위해 (17)을 이용하여 (18)의 유량식과 (19)의 유압식을 속도 전달계의 유량, 유압식으로 나타내면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} AP(t) &= M \frac{d^2 Y(t)}{dt^2} + B \frac{dY(t)}{dt} \\ &= M \frac{dV(t)}{dt} + BV(t) \end{aligned} \quad (18)$$

(18)은 프로그램을 위한 차분방정식으로 다시 쓰면 (19)와 같다.

$$P(kh) \cong \frac{m+Bh}{Ah} V(kh) - \frac{M}{Ah} V(kh-h) \quad (19)$$

단,  $V(0) = 0$

여기서,  $V(kh)$ 는 (17)로 주어진다. 또 시간영역에서 펌프내 유량 변화를 모형화한 (7) 역시 프로그램을 위한 차분방정식으로 표현하면 (20)와 같다.

$$Q(kh) \cong AV(kh) + \frac{W}{4\beta h} [P(kh) - P(kh-h)] \quad (20)$$

단,  $P(0) = 0$

이상에서 구한 (17)~(19)를 이용하면 다소의 선형화로 차는 수반되지만 고가의 압력 센서를 이용하지 않고 펌프의 제어 입력  $I_u$ 로부터 토출동력  $H_p(kh)$ 를 계산하는 것이 가능하다. 즉,

$$H_p(kh) = \frac{P(kh)Q(kh)}{457\eta} \quad (20)$$

따라서, 각 운전 조건의 인식은 (20)에 의해 얻어진 펌프의 소요 동력과 엔진 회전 속도로부터 얻은 정보  $N(kh)$ 로부터 계산된 엔진의 공급 동력  $H_e(kh)$ 를 통하여 가능하다.

전자 비례 밸브의 내구성 증대를 위해서 퍼지제어기의 출력을 (21)과 같이 이산적으로 제어하는 것이 유리하다.

$$\text{if } |H_r(k) - H_p(k)| \leq a_2 \text{ then } I_u(k) = I_u(k-1) \quad (21)$$

여기서,  $H_r(k)$ 는 운전자가 선택한 엔진 회전수에 해당하는 엔진의 기준 공급 동력이며,  $a_2$ 는 제한요소(limit factor)이다.

#### IV. 실험 및 고찰

본 실험은 산업용 건설 중장비 가운데 가변용량펌프을

탑재한 굴삭기를 대상으로 했으며, 본 실험에 이용한 유압 굴삭기의 주요 구성은 그림 5와 같다. 굴삭기의 주요 구조는 크게 엔진과 펌프 그리고 컨트롤 밸브를 포함한 실린더 블록으로 나눌 수 있다. 펌프와 엔진은 감속 기어를 사용하지 않고 직결합되어 있으며, 펌프에 부착된 전자 비례 밸브의 입력 전류에 비례하여 펌프의 토출유량이 결정된다. 토출유량은 유압 호스를 통하여 각종 작업기 실린더로 전달되고 굴삭기의 각 액추에이터에 공급 해야 할 전체의 유량은 제어기에 의해서 결정되어 조절된다. 본 실험에 응용한 퍼지제어기의 종형소속함수는 Lagrange의 선형보간법으로 20개 입력구간에 대해 선형화 하여 사용했으며, 비교 평가에 이용한 PID제어기의 이득은 각각  $K_p = 13.5$ ,  $K_i = 0.75$ ,  $K_d = 0.05$  등이다. 또한 본 실험에는 인텔 80196 마이크로 프로세서가 이용되었다.

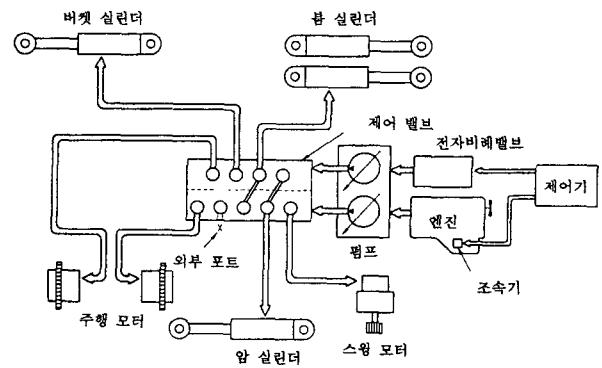


그림 5. 굴삭기의 주요 구성도.

Fig. 5. Main structure of excavator.

실험은 무부하시 액추에이터의 작동 속도와 펌프의 주 압력밸브가 릴리프(최대부하시)될 때 제어기 출력의 변화상태, 그리고 유량, 압력, 엔진 회전속도 등의 변화를 관측하였다. 이를 위해 유량센서, 압력센서, 엔진속도센서 등을 순간신호계측기기(memory hi corder)에 연결하여 순간적인 변화 상태를 측정하였으며, 전자 비례 밸브의 구동 전류는 1(ohm) 저항을 접속하여 양단 전압을 관측하였다. 본 실험에서는 원래 연구의 목적이 펌프만을 제어하므로써 연료 소비량을 최소화하기 보다 작업 장치의 작동 속도 향상의 목적이 더 크므로 연료 소비량은 평가의 지표로 삼지 않았다.

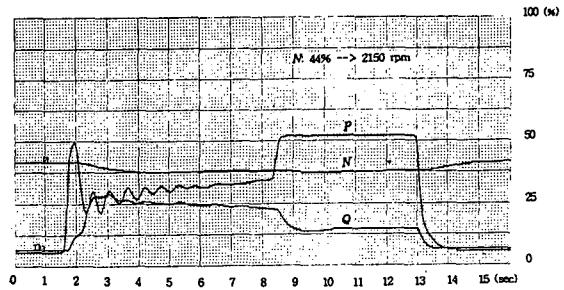


그림 6. 측정 신호의 구분.

Fig. 6. Sample of measured signals.

그림 6은 굴삭기의 액추에이터가 작동할 때 가변 용량 토출유량과 압력, 그리고 엔진의 회전속도를 측정한 것으로서, 그라프에서 횡축은 시간 축이며, 종축은 출력 파형의 크기를 나타낸다. 시간축의 큰 눈금 1칸은 0.5sec를 의미하며, 각 측정된 파형의 크기 차원이 모두 다르기 때문에, 측정용 센서의 출력 전압에 대해 각 파형의 최대치를 기준으로 퍼센트 (%)로써 정규화하여 나타내었다.

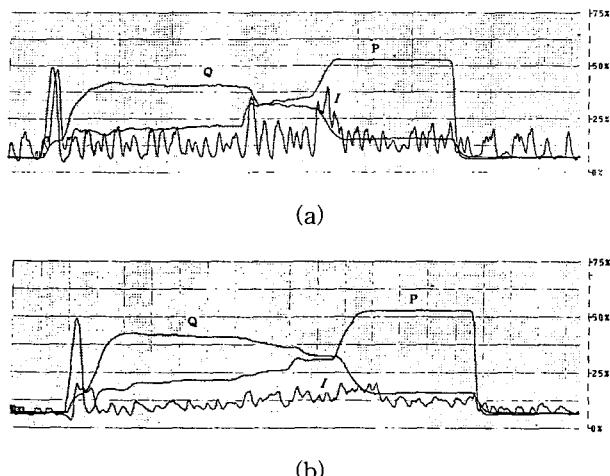


그림 7. 복합동작시 측정 결과 : (a) PID 감마력제어시, (b) 퍼지감마력제어시.

Fig. 7. Measured results as mixed operation.

그림 7의 측정 결과는 굴삭기의 암(arm)을 상승시키면서 몸체외전을 복합하여 작동할 때의 유량과 압력변화에 대한 제어기의 출력 상태를 보여주는 것으로 기존에 폭넓게 이용되고 있는 PID 감마력제어시와 본 논문에서 제시한 퍼지 감마력제어를 행할 때 각각을 비교한 것이다. 그림 (a)의 PID 감마력 제어시 제어출력파형은 그림 (b)의 제어 출력 파형에 비해 변화 폭이 심하며, 작업기 작동시의 초기 압력 상승에 따른 오버슈트 또한 대단히

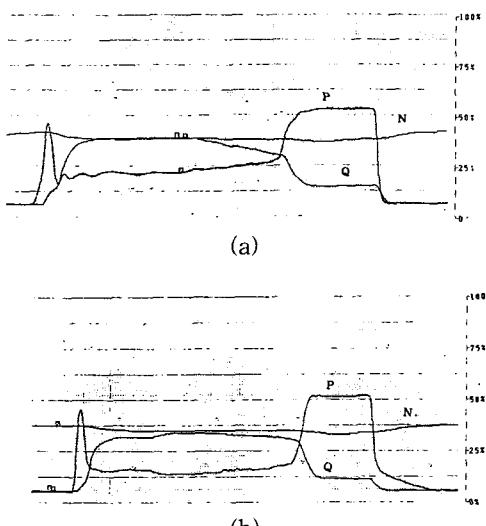


그림 8. 봄 동작시의 측정 결과 : (a) PID감마력제어시, (b) 퍼지감마력제어시.

Fig. 8. Measured results as boom operated.

크게 나타나는 것을 알 수 있다. 이때, 50%는 약 700(mA)의 전류가 인가됨을 의미한다. 또한 전체적인 유량과 압력변화 곡선을 보면 메인 릴리프에 이를 때 압력의 변화가 선형적이며 유량의 급속한 감소를 보이지 않음을 알 수 있다.

그림 8은 봄(boom)을 상승시킬 때 측정한 파형으로, 무부하시 봄을 접은상태(boom-in)에서 봄을 펼칠때 (boom-out) 까지 작동시켰을 때 엔진 회전속도의 변화와 작업기의 작동시 걸리는 시간을 비교하기 위한 것이다. PID 감마력제어를 행했을때에 비해서 엔진 회전속도에 큰 차이를 보이지 않으나, 작동 속도는 퍼지 감마력제어를 행할 때가 PID 감마력제어를 행할 때 보다 0.4초 정도 더 빨라짐을 알 수 있다. (작동 속도는 토출유량이 0이 아니면 작업기가 움직이고 있는 시간이므로 토출유량이 상승하여 0이 될 때까지의 x축 칸수를 계산하면 된다.)

## V. 결론

본 연구에서는 엔진-펌프 결합 시스템을 저렴하고 효과적으로 제어하기 위한 방안으로 가변 용량 감마력 퍼지제어기를 설계하고, 제어알고리즘을 제시하였다. 특히 펌프의 유량, 유압 시스템은 다른 가변 용량 제어에도 적용 할 수 있도록 이산시간을 모형화 하였으며, 이에 적합한 퍼지제어기를 구성하여 굴삭기에 실제 적용하였다. 실험결과 PID 제어시 보다 감마력 퍼지제어를 행할 경우 제어기의 출력이 민감하거나 급격한 변화를 보이지 않고 보다 안정적으로 공급됨을 알 수 있었다. 이는 전자 비례 밸브의 연속적인 진동을 감소시키는 결과를 가져오므로 비례 밸브의 내구성을 증가시키게 되었으며, 전체 작업 장치를 운전하는데 있어 작동 속도와 승차감의 개선을 보였다.

본 논문에서 구현한 제어기의 동력 손실은 [4]의 연구 결과에서 행한 혼합제어시 보다 많이 수반하나, 가변 용량만을 제어함으로써 경제적이고 제어기 구성면에서 간편함을 보일 수 있었다. 만일 엔진과 펌프에 대한 보다 정확한 모형화가 이루어진다면 훨씬 좋은 연구 결과가 기대된다.

## 참고문헌

- [1] T. Saigo, "Mechatronics for hydraulic excavators," 小松技報 vol. 34, no. 122, pp. 184-192, 1988.
- [2] T. Yoshimura and K. Etokoro, "A simulation study of leveling control by hydraulic shovels," JSME(C편), vol. 58, no. 554, pp. 135-142, 1992.
- [3] H. Kato and C. Kehua, "Self-adjustable hydraulic pulsation suppressing system using in-line accumulator," JSPE, vol. 58, no. 11, pp. 1903-1908, 1992.
- [4] 전순용, "TITO모형 엔진-펌프 결합 시스템의 퍼지 제어기 설계," 경북대학교 박사 학위논문, 1995.
- [5] K. J. Aström and B. Wittenmark, "Theory and application of self-tuning regulators," Automatica vol. 13, pp. 475-476, 1977.

- [6] M. Vukobratovic, *Non-Adaptive and Adaptive Control of Manipulation Robot*, New York, Springer, 1985.
- [7] D. Rutherford G. Z. Carter, "A heuristic adaptive controller for a sinter plant," *Proc. of 2nd IFAC Symp.*, Johannesburg, 1976.
- [8] 전순용, 서보혁, "굴삭기의 부하 조건 자동 인식을 통한 비선형 제어기의 설계," 대한전기학회, 제43권 제9호, pp. 1563-1571, 1994.
- [9] S. Y. Chun and B. H. Seo, "Design of an artificial intelligence controller for effective control of engine speed and pump flow according to working condition of an excavator," *Proc. of TENCON'93*, vol. 4, pp. 361-365, 1993.
- [10] C.-H. Wu, Y. H. Xu and B.-W. Li, "Application of a fuzzy controller in the fuel system of a turbojet engine," *Journal of Propulsion*, vol. 5, no. 3, May-June, 1989.
- [13] 김덕윤, "유공압기술편람," 대광서림, pp. 615-620, 1991.
- [14] 전순용 외 4명, "굴삭기의 엔진 및 펌프출력 제어 시스템과 그 방법," 대한민국 특허청, 출원 no. 19060, 1993.



**전 순 용**

1986년 경북대 전기공학과 졸업. 동대학원 석사(1991), 동대학 박사(1995). 1990년~1995년 한라중공업(주) 연구소, 1995년~1996년 김천전문대 방사선과, 1996년~현재 동양대학교 제어계측공학과 전임강사/산업기술연구소장. 관심분야는 제어응용, 산업시스템 모델링, 뉴럴 퍼지응용, system identification.