

퍼지 로직 적용 PID 제어를 이용한 멀티형 열펌프의 용량조절

김 세 영, 김 민 수*

LG전자 디지털 어플라이언스 연구소, *서울대학교 기계항공공학부

Capacity Modulation of a Multi-Type Heat Pump System using PID Control with Fuzzy Logic

Se Young Kim, Min Soo Kim*

Digital Appliance Research Lab., LG Electronics, Keumchun-gu, Seoul 153-023, Korea

*School of Mechanical and Aerospace Engineering, Seoul National University, Seoul 151-742, Korea

(Received February 29, 2001; revision received June 14, 2001)

ABSTRACT: Performance of a water-to-water multi-type heat pump system using R22 which has two indoor units has been investigated experimentally. The refrigerant flow rate of each indoor unit was regulated by an electronic expansion valve and the total refrigerant flow rate of the system was controlled by a variable speed compressor. In the system, evaporator outlet pressure of refrigerant and outlet temperatures of secondary fluid from indoor units were selected as control variables. Experiments were executed for both cooling and heating modes using PID control method with fuzzy logic, and results of the test are compared with a classical PID method. In the case of PID control with fuzzy logic, the fuzzy control rules corrects PID parameters each time. Results show that PID control with fuzzy logic has the merits of quick response and reduced overshoot.

Key words: Multi-type heat pump(멀티형 열펌프), Capacity modulation(용량조절), PID control (PID 제어), Fuzzy logic(퍼지 로직), Variable speed compressor(가변속 압축기), Electronic expansion valve(전자팽창 밸브)

기 호 설 명

e : 오차 신호(error signal)
 Δe : 미분오차 신호(differential error signal)
 K_p : 비례상수(proportional gain)
 K_i : 적분상수(integral gain)
 K_d : 미분상수(derivative gain)
 K_u : 임계상수(ultimate gain)

P : 압력 [kPa]
 T : 온도 [°C]
 T_u : 임계주기(ultimate period)
 Y : 제어 신호

하첨자

set : 설정값
 k : 시간 스텝

† Corresponding author

Tel.: +82-2-880-8362; fax: +82-2-883-0179

E-mail address: minskim@snu.ac.kr

1. 서 론

최근에 지구온난화와 같은 지구 환경문제가 중

요한 쟁점으로 부각되면서 고효율 기기 사용에 대한 필요성이 증가하고 있다. 열펌프는 저온열원으로부터 열을 흡수하여 고온열원으로 방출하는 시스템으로, 구동하는 데 필요한 에너지보다 많은 에너지를 열에너지 형태로 공급할 수 있으므로 전기에너지를 열에너지 형태로 변환시키는 데 유용하게 사용된다.⁽¹⁾ 특히, 멀티형 열펌프 시스템은 한 대의 압축기에 여러 대의 실내기를 연결한 것으로, 복수의 단일 열펌프 시스템을 설치하는 경우와 비교할 때 에너지를 효율적으로 이용할 수 있을 뿐 아니라 설치비용 및 공간 측면에서, 또한 소비전력 감소 측면에서 많은 장점이 있다.

이러한 많은 장점에도 불구하고 멀티형 열펌프 시스템은 구조가 복잡하고 다양한 부하조건에 따른 용량조절에 어려움이 있기 때문에 널리 보급되지는 않았다. 멀티형 열펌프 시스템에서 사용되는 압축기는 최대 부하에 대비한 용량을 가져야 하지만, 일부 실내기만 작동시키는 부분부하 운전의 경우에는 용량을 줄여 부하변동에 대응할 수 있는 가변용량의 압축기가 사용되어야 한다. 또한 압축기 또는 실외기로부터 실내기에 연결되는 배관에서는 각 방들의 높이차에 의한 위치수두나 긴 길이에 의한 마찰압력 손실 등이 발생하므로 각 실내기의 냉매유량이 적절히 분배되도록 해야 한다.

멀티형 열펌프 시스템의 용량조절을 위한 제어의 입력변수로는 압축기의 회전수 및 팽창밸브의 개도가 이용될 수 있다. 제어방법으로는 예비실험을 통해 구한 계수들로 미리 설정값을 결정하여 용량을 조절하거나,⁽²⁾ 2차 유체 출구의 상태를 피드백 받아 압축기의 회전수와 전자팽창밸브의 개도를 조절하기도 하였다.⁽³⁾

본 연구에서는 2개의 실내기를 가진 열펌프 시스템을 대상으로 각각 냉난방 운전시 부하변동에 따른 용량을 조절하면서 운전특성을 살펴보았다. 총냉매유량은 인버터를 이용한 가변속, 개방형 압축기를 이용하여 조절하였으며, 전자팽창밸브의 개도에 따라 각 실내기로 유입되는 공급냉매의 유량으로 실내기의 2차 유체 출구온도를 제어하였다. 각각 압축기와 2개의 전자팽창밸브를 제어하기 위해 독립적인 세 개의 제어회로를 구성하고 각각에 대한 변수들을 설정하여, 다른 요소에 의한 영향을 외란으로 간주하는 방식으로 멀

티형 열펌프를 제어하였다. 압축기 제어를 위한 입력변수는 다른 요소에 의한 영향을 가급적 배제하기 위하여 응답이 빠른 증발기 내의 압력을 사용하였고, 제어방법으로는 퍼지 로직을 이용하여 실시간으로 제어상수를 교정하는 퍼지 로직 적용 비례-적분-미분(PID) 제어를 사용하였으며, 열펌프 시스템과 같이 이론적인 전달함수를 구하기 어려운 비선형 시스템에서 효과적으로 계수를 결정할 수 있는 Ziegler-Nichols PID 튜닝법을 사용한 PID 제어를 이용한 경우와 비교하였다.⁽³⁾

2. 멀티형 열펌프 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

Fig. 1에 본 연구에서 사용된 실내기가 2개인 멀티형 열펌프 시스템 개략도를 나타내었다. 본 실험에서는 가변속 모터를 이용하여 구동한 왕복동식 개방형 압축기를 사용하였으며, 토크미터를 사용하여 압축에 소요된 일을 측정하였다. 실내기 및 실외기의 열교환기는 2중관 대향류 열교환기를 사용하였고, 팽창장치는 개도와 유량의 조절이 용이한 미터링 밸브를 이용하였으며, 컴퓨터의 신호를 이용하여 미세조절이 가능하도록 미터링 밸브에 스테핑 모터를 장착하였다.

2.2 운전조건

본 연구에서는 에어컨 및 열펌프에 대한 기준 시험조건으로서 KS조건을 기본적으로 이용하였으며, 이를 Table 1에 나타내었다.⁽⁴⁾ 냉매는 R22를 사용하였으며, 냉방 및 난방 운전에서 냉매의 충전량을 변화시켜 과열도를 일정하게 유지시켰다.

Table 1 Test conditions of air conditioners⁽⁴⁾

Test condition	Inlet temperature of indoor unit (dry bulb temperature)	Inlet temperature of outdoor unit (water inlet temperature)
Cooling condition	27℃	30±0.3℃
Heating condition	20℃	15±0.3℃

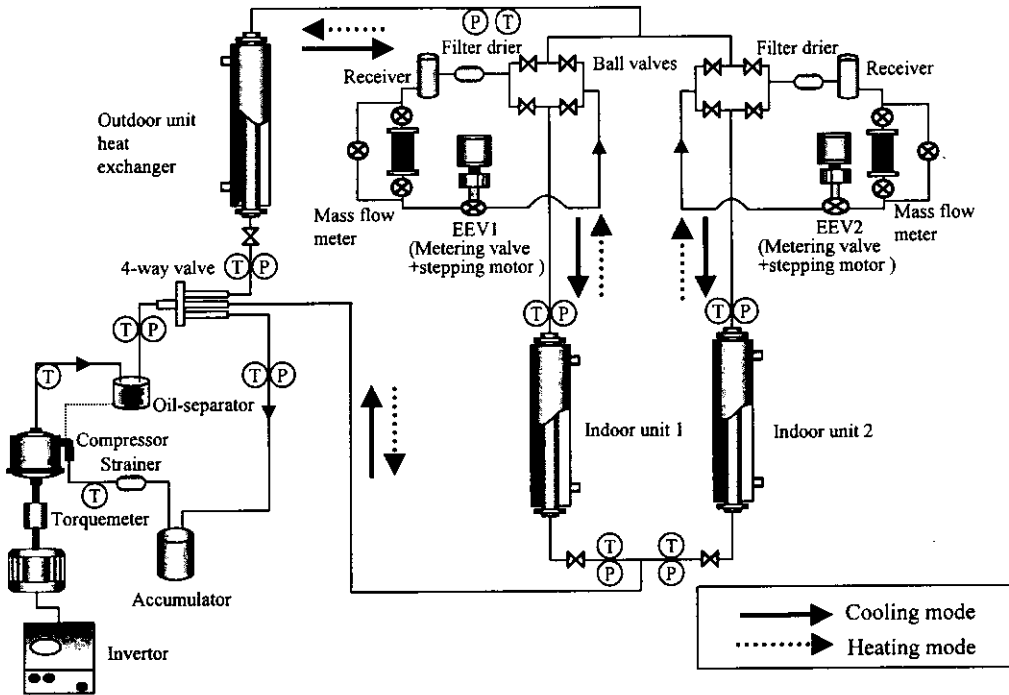


Fig. 1 Experimental apparatus of multi-type heat pump system.

2.3 퍼지 로직 적용 비례-적분-미분(PID) 제어

본 연구에서 사용된 제어방법은 퍼지제어기를 이용하여 실시간으로 PID 제어기의 제어상수를 교정하는 퍼지 로직 적용 PID 제어이며, 그 개념도를 Fig. 2에 나타내었다. 퍼지제어는 PID와 같은 기존의 방법과 달리, 숙련자의 경험적 지식과 조작행위를 모델링하여 각각의 상황에 따라 자체적으로 제어규칙을 작성하기 때문에 기존의 제어 알고리즘으로 분석하기에 복잡한 시스템의 경우나 시스템에 대한 정보가 정성적인 경우에 적합

하다. 또한 근사추론과정이 필요하고 제어기가 복잡한 반면, 제어규칙의 변경이 용이하고 강인(robust)한 특성이 있다.^(5,6)

퍼지제어의 과정은 크게 퍼지화, 퍼지추론, 비퍼지화의 세 부분으로 나눌 수 있다. 퍼지제어는 퍼지화를 통해 제어 시스템에서 측정된 크리스프(crisp)한 입력값들을 각각의 언어값과 소속함수로 바꾸어 주고, 퍼지추론을 수행하여 결과를 추론하며, 이를 비퍼지화시켜 다시 크리스프한 값으로 전환시킨다. 이때 비퍼지화 방법으로는 무게중심법을 사용하였다.^(7,8,9)

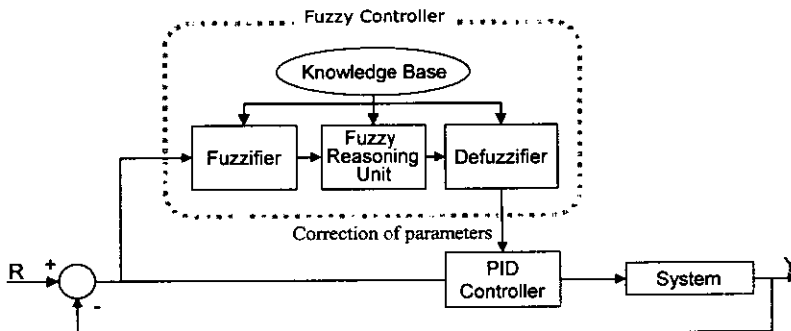


Fig. 2 Block diagram of PID controller with fuzzy logic.

본 제어방법에서 사용한 속도형 PID 제어기의 기본적인 차분식 형태를 식(1)에 나타냈으며, 퍼지추론에 이용한 변수를 식(2), (3), (4)와 같이 정의하였다.

$$u_i = u_{i-1} + K_p(e_i - e_{i-1}) + K_i \frac{e_i}{t_s} + K_d \frac{e_i - 2e_{i-1} + e_{i-2}}{t_s} \quad (1)$$

$$K_p' = \frac{K_p - K_{p\min}}{K_{p\max} - K_{p\min}} \quad (2)$$

$$K_d' = \frac{K_d - K_{d\min}}{K_{d\max} - K_{d\min}} \quad (3)$$

$$K_i = \frac{K_p^2}{\alpha K_d} \quad (4)$$

이때 $K_{p\max} = 0.6 K_u$, $K_{p\min} = 0.32 K_u$, $K_{d\max} = 0.15 K_u T_u$, $K_{d\min} = 0.08 K_u T_u$ 이고, K_u 와 T_u 는 각각 시스템이 안정한계가 될 때까지 비례상수를 증가시켜 얻은 임계상수와 임계주기이다. 식(4)에서 적분시간 T_i 는 αT_d 와 같고, K_p' , K_d' , α 는 오차 신호와 미분오차 신호에 따라 퍼지추론을 통해 얻어지며, 이를 비퍼지화하여 K_p , K_i , K_d 를 구할 수 있다.

예를 들어 압축기의 회전수를 제어하는 경우에

Table 2 Fuzzy control rule for compressor

e_k		Δe_k				
		NL	NS	O	PS	PL
K_p'	NL	M	S	M	S	S
	NS	S	S	O	O	O
	O	S	S	O	S	S
	PS	O	O	S	S	S
	PL	S	S	M	S	M
K_d'	NL	M	M	S	O	M
	NS	L	S	O	S	L
	O	L	M	O	M	L
	PS	L	S	O	S	L
	PL	M	O	S	M	M
α	NL	2	3	2	3	5
	NS	3	3	2	4	5
	O	5	4	3	4	5
	PS	5	4	2	3	3
	PL	3	3	3	3	2

다음과 같이 나타낼 수 있다.

IF 오차가 0이고, 오차의 변화가 아주 크면,
THEN K_d' 는 큰값을 갖는다.

또한 전자팽창밸브의 개도를 제어하는 경우에 다음과 같이 나타낼 수 있다.

IF 오차가 아주 작고, 오차의 변화가 작으면,
THEN K_d' 는 중간값을 갖는다.

이와 같이 튜닝한 퍼지제어 규칙을 Table 2, 3에 정리하였고, 퍼지화, 비퍼지화를 위한 소속함수를 Fig. 3, 4에 각각 나타내었다.

3. 실험결과

3.1 제어변수의 결정

난방운전 조건에 대하여 실내기와 실외기의 2차 유체 입출구 온도를 일정하게 고정된 후, 실내기 1의 전자팽창밸브의 개도는 변화시키지 않고 실내기 2의 개도를 변화시킬 때 실내기와 실외기의 냉매 출구압력 변화를 Fig. 5에 나타내었다. 압축기의 회전수가 일정하게 유지되는 경우,

Table 3 Fuzzy control rule for electronic expansion valve

e_k		Δe_k				
		NL	NS	O	PS	PL
K_p'	NL	L	L	L	L	L
	NS	L	M	M	M	M
	O	S	M	O	M	S
	PS	M	M	M	M	L
	PL	L	L	L	L	L
K_d'	NL	L	M	S	S	O
	NS	M	M	S	S	M
	O	L	M	S	M	L
	PS	M	S	S	M	M
	PL	O	S	S	M	L
α	NL	2	2	2	3	5
	NS	3	3	2	4	5
	O	5	4	3	4	5
	PS	5	4	2	3	3
	PL	3	3	2	2	2

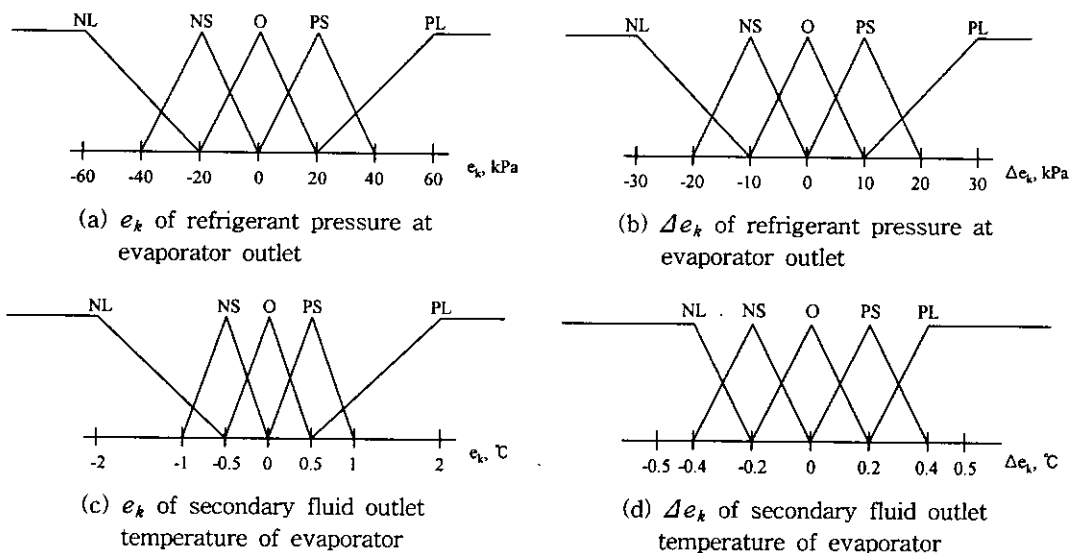


Fig. 3 Membership function for fuzzification.

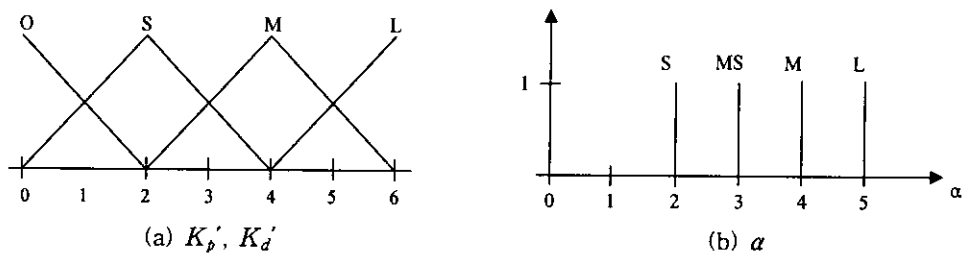


Fig. 4 Membership function for defuzzification.

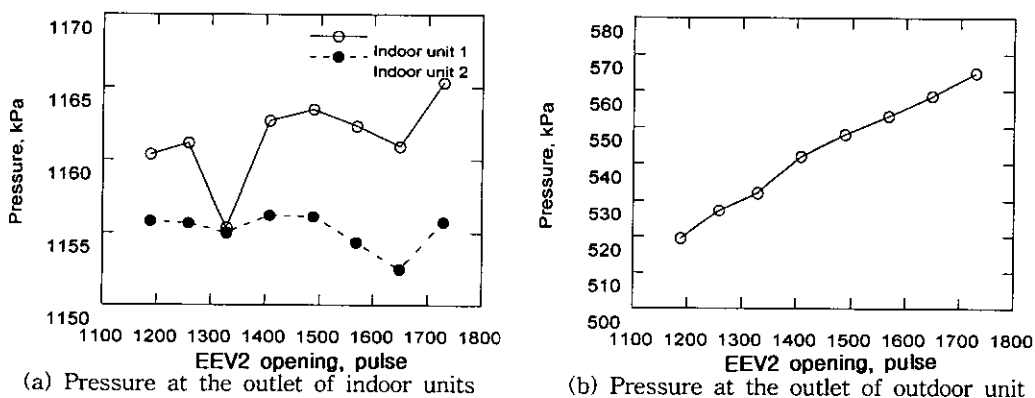


Fig. 5 Variation of pressure when compressor speed is constant and the opening of electronic expansion valve is varied at heating mode.

Fig. 5(a)에서 응축기 역할을 하는 실내기의 냉매 압력은 개도의 변화에 따라 큰 차이가 없으나, Fig. 5(b)와 같이 증발기 역할을 하는 실외기의

냉매 압력은 개도가 커짐에 따라 증가하게 된다. 난방부하가 증가하여 팽창밸브의 개도가 증가하면 증발기의 냉매 압력은 상승하므로, 이를 압축

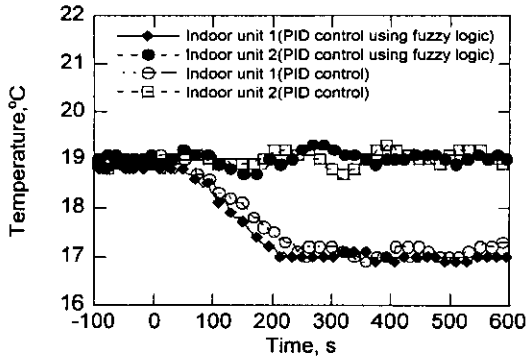


Fig. 6 Control of outlet temperature of indoor units when T_{set} of indoor unit 1 is changed from 19.0°C to 17.0°C at cooling mode (PID control parameters for compressor: $K_p = -0.0021$, $K_i = -0.0002$, $K_d = -0.007$; expansion valve: $K_p = -120$, $K_i = -3$, $K_d = -2500$).

기의 제어변수로 하여 압축기의 회전수를 증가시켜 증발기의 냉매 압력을 낮추면 난방용량을 효과적으로 조절할 수 있다.

전자팽창밸브의 제어변수로써는 각 실내기의 2차 유체 출구온도를 택하여 용량을 직접적으로 조절할 수 있도록 하였다.

냉방운전조건에서도 난방운전조건과 마찬가지로 증발기 역할을 하는 실내기의 압력과 2차 유체 출구온도를 각각 압축기와 전자팽창밸브의 제어변수로 택하였다.

3.2 냉방운전조건에서의 용량조절 특성

실내기 1과 실내기 2의 2차 유체의 출구온도가 모두 19.0°C인 상태에서 실내기 1의 출구온도만을 17.0°C로 변경하여 설정한 경우에 대한 실험 결과를 Fig. 6에 나타내었다. 퍼지 로직 적용 PID 제어방법과 고정된 제어상수를 갖는 PID 제어방법을 이용한 경우를 각각 실험하여 비교하였다. 퍼지 로직 적용 PID 제어방법의 경우, 실내기 1이 30초 정도 빠르게 설정온도에 도달한 후, 변동 없이 안정적으로 온도를 유지하였고, 실내기 2 또한 고정된 제어상수를 갖는 PID 제어방법과 비교해 볼 때 작은 진폭의 진동 후에 안정화되었다. 이 경우에 퍼지 로직 적용 PID 제어방법을

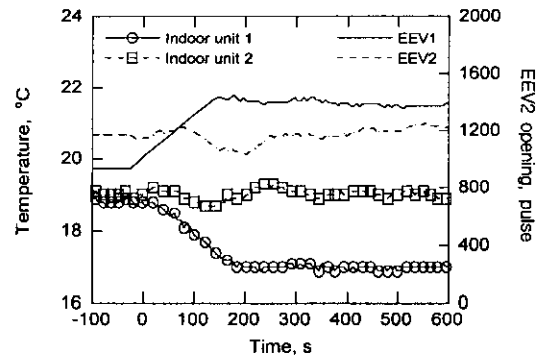


Fig. 7 Control of outlet temperature of indoor units by PID with fuzzy logic and variation of electronic expansion valve openings at cooling mode.

이용하였을 때의 2차 유체 출구온도와 팽창밸브 개도변화를 Fig. 7에 나타내었다. 실내기 1의 온도설정값이 낮아지면 실내기 1의 팽창밸브 개도를 크게 하여 실내기 1로 흐르는 냉매의 질량유량을 증가시킴으로써 실내기 1의 2차 유체 출구온도를 감소시켰고, 실내기 2의 팽창밸브 개도를 조절하여 실내기 1의 팽창밸브 개도변화로 인한 순간적 압력변화가 실내기 2에 미치는 영향을 상쇄시켰다. 실험결과시간 150초 부근에서 실내기 1이 미처 설정온도에 도달하지 않았으나, 퍼지제어를 통해 전자팽창밸브 제어상수의 K_d 값을 크게 함으로써 실내기 1의 팽창밸브 개도를 더 이상 증가시키지 않도록 하여 시간지연효과를 고려하였다. 이를 고려하지 못하여 팽창밸브의 개도가 지나치게 커지게 되는 경우에는 냉방용량이 감소하게 되고 이로 인해 2차 유체 출구온도가 상승하므로, 제어기는 냉방용량을 증대시키기 위해 개도를 더욱 증가시키는 등 시스템 전체가 불안정한 상태가 될 수도 있다.

3.3 난방운전조건에서의 용량조절 특성

응축기로 사용되는 실내기 1과 실내기 2의 2차 유체의 출구온도를 모두 26.0°C로 유지되도록 한 상태에서 실내기 1의 출구온도만을 28.0°C로 변화시킨 경우에 대한 용량제어 실험결과를 Fig. 8에 나타내었다. 위에서 설명한 두 가지 제어방법을 이용하여 각각 실험하였다. 이때 두 가지 경우 모두 약 300초 경과 후에 설정온도에 도달하

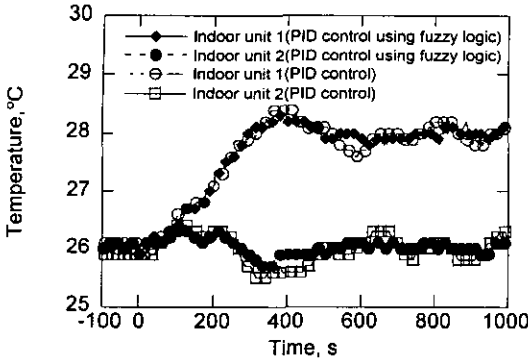


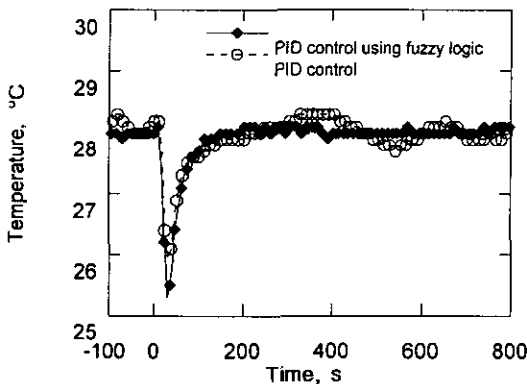
Fig. 8 Control of outlet temperature of indoor units when T_{set} of indoor unit 1 is changed from 26.0°C to 28.0°C at heating mode (PID control parameters for compressor: $K_p = -0.0021$, $K_i = -0.0002$, $K_d = -0.007$; expansion valve: $K_p = -120$, $K_i = -3$, $K_d = -2500$).

고, 각각의 실내기가 설정온도인 28.0°C와 26.0°C를 유지하였으나 퍼지 로직 적용 PID 제어방법을 이용한 경우가 실내기 1의 설정온도를 안정적으로 유지하였으며 실내기 2 역시 고정된 제어상수를 갖는 PID 제어의 경우와 비교해 볼 때, 진동 없이 안정적으로 온도가 제어되었다. 냉방운전조건에서와 마찬가지로 퍼지 로직 적용 PID 제어방법을 이용한 경우에 실내기 1의 온도설정

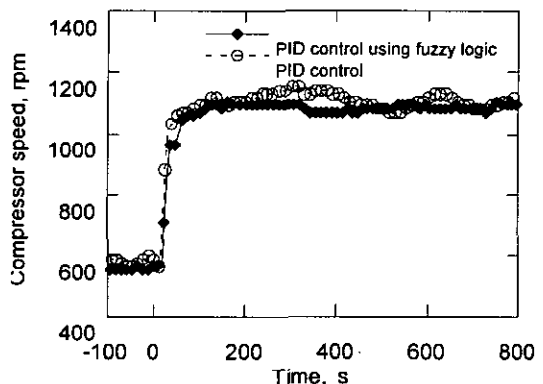
값이 높아지면 실내기 1의 팽창밸브 개도를 크게 하여 실내기 1로 흐르는 냉매의 질량유량을 증가 시킴으로써 실내기 1의 2차 유체 출구온도를 증가시켰고, 동시에 실내기 2의 팽창밸브 개도를 조절하여 실내기 1의 팽창밸브 개도변화로 인한 효과를 상쇄시켰다. 또한 실험경과시간 200초 부근에서 실내기 1이 미처 설정온도에 도달하지 않았으나 전자팽창밸브 제어상수의 K_d 값을 크게 하여 시간지연효과를 고려하였다.

2차 유체 출구온도가 28.0°C를 유지하도록 실내기 1만 운전되는 상태에서 실내기 2가 가동되는 경우, 실내기 1에 미치는 영향을 Fig. 9에 나타내었다. Fig. 9(a)에서 실내기 2가 가동됨으로써 난방부하가 급격히 증가하자 총난방용량이 부족하여 실내기 1의 2차 유체 출구온도는 잠시 감소하였으나, 압축기 회전수 증가와 팽창밸브의 개도조절로 다시 설정온도를 유지하였다. 퍼지 로직 적용 PID 제어를 이용한 경우에 고정된 제어상수를 갖는 PID 제어를 사용한 경우보다 안정적이고 빠른 응답특성을 보여주었다. Fig. 9(b)에서 실내기 2를 구동시키면 난방부하가 증가하고 증발기 압력이 상승한다. 제어기는 증발기 압력을 설정값으로 유지하도록 압축기 회전수를 증가시킴으로써 시스템의 난방용량을 증대시키게 된다.

퍼지 로직 적용 PID 제어의 경우 시스템 변동 초기에 증발압력이 안정화되어 압축기 회전수가 거의 일정하게 유지된다.



(a) Control of outlet temperature of indoor unit 1



(b) Variation of compressor speed

Fig. 9 Control of outlet temperature of indoor unit 1 when indoor unit 2 is turned on at heating mode (PID control parameters for compressor: $K_p = -0.003$, $K_i = -0.0003$, $K_d = -0.035$; expansion valve: $K_p = 89$, $K_i = 0.8$, $K_d = 2626$).

4. 결 론

본 연구에서는 2개의 실내기를 가진 멀티형 열펌프 시스템을 대상으로 냉방 및 난방운전특성과 용량제어성능을 실험적으로 살펴보았다.

압축기의 회전수 제어를 위한 변수로는 냉난방 운전조건 모두 증발기 압력을 택하였고, 전자팽창밸브의 개도제어를 위한 변수로는 2차 유체 출구온도를 택하였다. 시스템에 걸리는 부하가 크다면 전자팽창밸브의 개도를 증가시켜 냉매의 유량을 증대시키고, 이에 따른 증발기 압력 상승효과를 제거하기 위해 압축기의 회전수를 증가시켜 시스템의 용량을 증대시킴으로써 부하에 따라 용량을 조절할 수 있다. 증발기의 압력은 2차 유체 출구온도보다 응답이 빠르므로 압축기의 회전수 제어를 위한 변수로 증발기의 압력을 택하면, 팽창밸브 개도변화에 따라 압력이 변하는 경우에 신속하게 압축기 회전수를 변화시켜 설정압력을 유지할 수 있으므로 시스템의 안정성 및 응답특성의 개선에 유리하다.

본 연구에서는 각각의 시스템 상태를 파악해 퍼지제어기로 PID 제어기의 제어상수를 실시간으로 변화시키는 퍼지 로직 적용 PID 제어를 이용하여 제어를 수행하였다. 압축기의 회전수와 전자팽창밸브의 개도를 제어하기 위해서 각각의 오차와 미분오차를 퍼지화하여 현재의 상태를 파악하였으며, 변수의 출력을 퍼지제어규칙에 따라 결정하였고, 이를 비퍼지화시킴으로써 적절한 출력값을 얻었다. 이러한 과정으로 증발기 출구압력을 제어할 때, 설정압력에 빠르게 접근하는 경우에는 오차가 작고 미분오차가 크므로 K_p 를 작게, K_d 를 크게, K_i 를 작게 하여 오버슈트를 줄이고 진동이 적은 안정적인 제어를 수행할 수 있었다. 마찬가지로 2차 유체 출구온도를 제어하는 경우도 퍼지제어기를 통해 PID 제어상수를 실시간으로 변화시키면서 팽창밸브의 개도를 조절하였다. 퍼지 로직 적용 PID 제어는 고정된 제어상수를 갖는 PID 제어와 비교해 볼 때 대체로 안정적이고 빠른 응답특성을 나타내었고, 이로 인해 각 실내기의 독립적 냉난방 효과를 얻을 수 있었다.

이상의 실험에서 얻은 제어변수 결정과 제어방법에 대한 자료는 다수의 실내기를 갖는 멀티형 열펌프의 용량제어를 위한 기초자료로 사용될 수

있으며, 이 경우 실내기 사이의 상호 간섭효과가 증대됨을 고려해야 한다.

참고문헌

1. Kim, M. S., Kim, T. S., Won, S. P. and Ro, S. T., 1990, Performance analysis of a heat pump using refrigerant mixtures (II), Korean J. Air-Cond. Ref. Eng., Vol. 2, No. 3, pp. 218-225.
2. Masuda, M., Wakahara, K. and Matsuki, 1991, Development of a multi-system air conditioner for residential use, ASHRAE Trans., Vol. 97, Pt. 1, pp. 127-131.
3. Jung, D. S., Kim, M., Kim, M. S. and Lee, W. Y., 2000, Capacity modulation of a multi-type heat pump system using PID control, Korean J. Air-Cond. Ref. Eng., Vol. 12, pp. 466-475.
4. Korean Standards, 1999, Room air conditioners, KS C 9306, Korean Standards Association.
5. Arima, M., Hara, E. H. and Katzberg, J. D., 1995, A fuzzy logic and rough sets controller for HVAC systems, Proceedings of IEEE WESCANEX Communications, Power and Computing, Vol. 1, pp. 133-138.
6. Lea, R. N., Dhommann, E., Prebilsky, W. and Jani, Y., 1996, An HVAC fuzzy logic zone control system and performance results, Proceedings of IEEE International Conference on Fuzzy Systems, Vol. 3, pp. 2175-2180.
7. Vaneck, T. W., 1997, Fuzzy guidance controller for an autonomous boat, IEEE Control Systems, Vol. 19, No. 2, pp. 43-51.
8. Huang, S. and Nelson, R. M., 1994, Rule development and adjustment strategies of a fuzzy logic controller for an HVAC system: part two-experiment, ASHRAE Trans., Vol. 100, Pt. 1, pp. 851-856.
9. Han, D. and Kim, K., 2000, Fuzzy defrost control of the multi-type heat pump system, Korean J. Air-Cond. Ref. Eng., Vol. 12, No. 8, pp. 711-716.