

가변속 열펌프의 과열도 제어특성에 관한 실험적 연구

최종민, 김용찬*, 하진호**

고려대학교 대학원 기계공학과, *고려대학교 기계공학과, **현대자동차

Experimental Study on Superheat Control of a Variable Speed Heat Pump

Jongmin Choi, Yongchan Kim*, Jinho Ha**

Graduate School, Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea

*Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea

**Hyundai Motors, Woolsan 683-791, Korea

(Received October 5, 2000; revision received December 21, 2000)

ABSTRACT: In the present study, various experiments were performed to investigate the capacity modulation and transient response control using a variable speed compressor and electronic expansion valve (EEV). Based on the experimental results, the operating control algorithm and real time digital control system were constructed to adjust the superheat at the inlet of the compressor. Superheat control was fulfilled using both the PI feedback controller and PI controller combined with a feedforward concept. As a result, the tracking performance of the latter was better than that of the former.

Key words: Variable speed heat pump(가변속 열펌프), EEV(전자팽창밸브), Superheat(과열도), PI control(PI 제어), Feedback control(피드백 제어), Feedforward control(피드포워드 제어)

기 호 설 명

EO : EEV 개도 [step]

F : 압축기 주파수 [Hz]

G : 전달함수

K_e : 정상상태 이득 [$^{\circ}\text{C}/\text{step}$]

K_I : 적분 제어정수 [$\text{step}/^{\circ}\text{C} \cdot \text{s}$]

K_p : 비례 제어정수 [$\text{step}/^{\circ}\text{C}$]

\dot{Q}_{req} : 요구 냉방용량 [kW]

SH : 과열도 [$^{\circ}\text{C}$]

SC : 과냉도 [$^{\circ}\text{C}$]

T_{ci} : 응축기 입구 2차유체 온도 [$^{\circ}\text{C}$]

T_{ei} : 증발기 입구 2차유체 온도 [$^{\circ}\text{C}$]

T_{eo} : 증발기 출구 2차유체 온도 [$^{\circ}\text{C}$]

T_s : 샘플링 시간 [s]

그리스 문자

τ : 시상수 [s]

τ_d : 지연시간 [s]

1. 서 론

가변속 열펌프는 부하 변동에 따라 압축기의 회전수를 변화시켜 시스템의 용량을 증가 또는 감소시키는 용량 가변형 냉동 시스템이다.⁽¹⁾ 가변

† Corresponding author

Tel.: +82-2-3290-3366; fax.: +82-2-921-5439

E-mail address: yongckim@mail.korea.ac.kr

속 열펌프는 압축기의 회전수가 일정한 단속형 냉동 시스템에 비하여 용량 변화폭이 커서 광범위한 부하변동에 대응할 수 있다. 가변속 열펌프는 부하 감소시 압축기의 회전수를 감소시켜 운전되므로 단속운전 횟수가 줄어들어 기동 소비전력을 감소시킬 수 있다.⁽²⁾ 또한, 설정 온도에 대하여 정도 높은 제어를 수행할 수 있다는 장점을 가지고 있다.

가변속 열펌프가 위에서 설명한 장점을 가지고 효율적으로 운전되기 위해서는 팽창장치에서 빠르고 정확하게 냉매유량을 조절하는 것이 필수적이다. 그러므로, 가변속 열펌프의 팽창장치로는 냉매 유량 변화폭이 적은 모세관보다는 다양한 유량 범위 내에서 작동될 수 있는 전자팽창밸브를 사용하는 것이 바람직하다.⁽³⁻⁵⁾

Hewitt et al.⁽⁶⁾은 가변면적 팽창장치인 온도조절팽창밸브와 전자팽창밸브를 사용하여 외란에 따른 시스템 과열도 과도응답 특성을 연구하여 시스템을 모델링하였고, Matsuoka and Nagatomo⁽⁷⁾는 인버터 열펌프의 주파수, 헨 회전수, 전자팽창밸브 개도 등을 변화시켜 발생하는 과도응답을 수학적으로 모델링하였다. Nancy⁽⁸⁾는 물 대 물 정속 열펌프 실험장치를 제작하여 부하조건과 증발기 출구과열도에 따른 시스템의 성능 특성을 고찰하였다.

본 논문에서는 전자팽창밸브를 팽창장치로 사

용하는 가변속 열펌프의 효율적 운전 및 용량 조절을 위하여 부하 변동시의 시스템의 성능 특성 실험을 실시하였다. 이를 바탕으로 시스템 제어 변수를 도출하여 압축기 회전수 및 전자팽창밸브 개도 제어 알고리즘을 개발하였으며, 개발된 제어 알고리즘을 시스템에 적용하였다. 제어방법으로는 PI(Proportional Integral) 피드백(feedback) 제어와 PI 피드포워드(feedforward) 제어를 사용하였고, 제어 출력 변수로 압축기 주파수와 전자팽창밸브(EEV) 개도를 사용하였다.

2. 실험장치

Fig. 1은 본 연구에 사용한 물 대 물 가변속 열펌프 실험장치의 개략도이다. 열펌프는 횡형 인버터 스크롤 압축기, 이중관식 열교환기인 응축기와 증발기 및 스팀모터 구동형 전자팽창밸브로 구성하였으며, 작동유체로는 R-22를 사용하였다. 2차유체의 온도를 조절하기 위한 정밀항온조를 설계·제작하여 응축기 및 증발기의 부하를 변화시켰으며, 2차유체로는 에틸렌글리콜 수용액을 사용하였다.

Fig. 2는 가변속 열펌프 시스템의 성능 측정 및 제어시스템의 개략도를 나타내고 있다. 실험중에 압축기의 소비동력, 냉매와 2차유체의 유량, 시스템 주요 부위 및 2차유체의 온도 및 압력 등

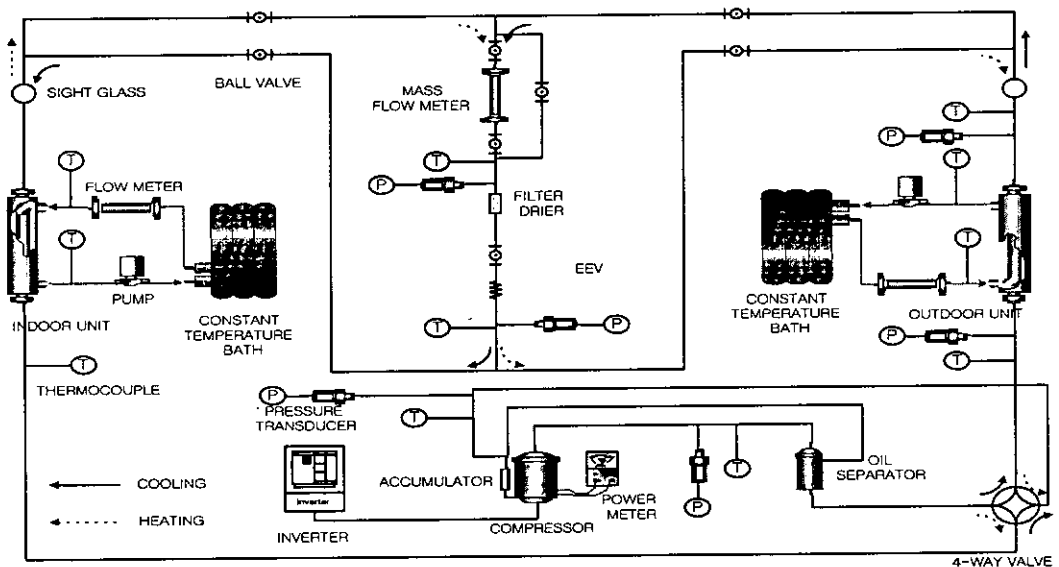


Fig. 1 Schematic diagram of an experimental water-to-water heat pump system.

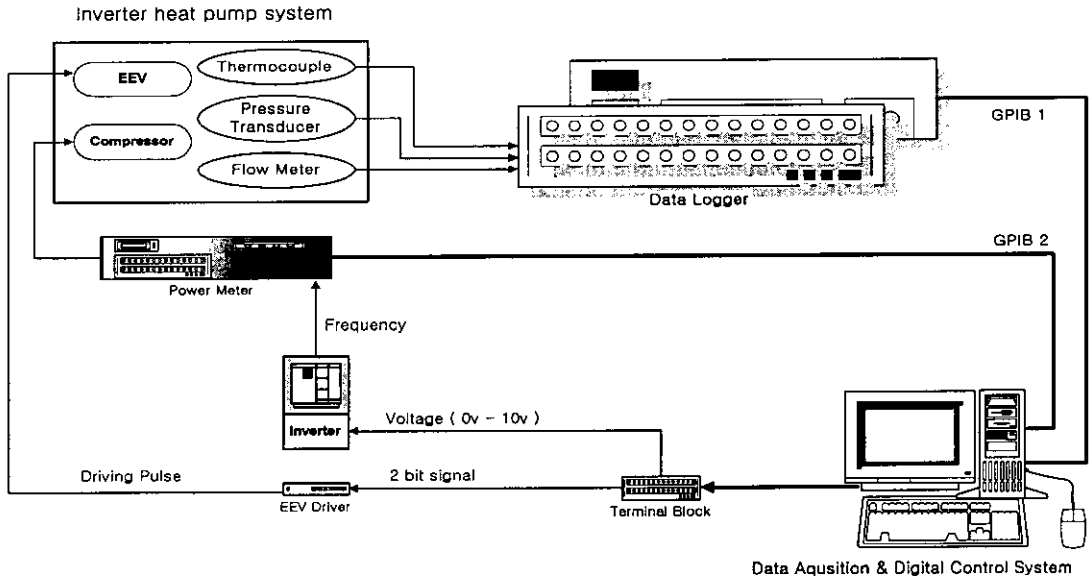


Fig. 2 Schematic diagram of measurement and control system.

Table 1 Test conditions for the heat pump performance

Condenser	Inlet temperature	30°C, 34°C, 38°C
	Flow rate	7 lpm
Evaporator	Inlet temperature	22°C, 25°C, 28°C
	Flow rate	9 lpm
Compressor frequency		30 Hz, 45 Hz, 60 Hz, 90 Hz
EEV		Controlled for the maximum COP

주요 항목들을 측정하였다. 압축기 주파수와 전자팽창밸브 개도는 컴퓨터 내의 데이터보드와 데이터처리 프로그램을 이용하여 인버터와 전자팽창밸브의 구동 드라이버에 원하는 주파수와 개도를 출력하여 조절하였다.

열펌프 성능시험은 응축기 및 증발기의 2차유체 입구온도, 압축기 주파수와 전자팽창밸브의 개도를 변경시키며 실시하였으며, 냉방 시험만 수행하였다. Table 1은 성능시험조건을 나타낸다.

실험시 실시간 데이터처리 프로그램을 작성하여 측정값을 모니터링하고, REFPROP⁽⁹⁾을 이용하여 과열도, 과냉도, 냉방능력 및 COP 등을 실시간으로 계산하여 시스템 제어에 활용하였다. 압축기 입·출구온도 및 압력과 냉매유량이 각각

$\pm 0.25^\circ\text{C}$, $\pm 5\text{ kPa}$, $\pm 0.5\text{ kg/h}$ 의 변화폭을 가지며 5분간 변동이 없을 때를 정상상태로 간주하고 2초 간격으로 5분간 데이터를 수집하였다. 본 실험의 냉방용량에 대한 불확실도는 $\pm 3.1\%$ 이었다.

3. 제어시스템

가변속 열펌프의 정상상태 성능실험 결과로부터 전자팽창밸브의 냉매유량제어에 사용할 과열도 기준을 선정하였다. 또한 개도 변화에 따른 과열도 과도응답 특성을 기초로 하여 가변속 열펌프의 운전제어 알고리즘을 구성하였다. 개발된 알고리즘을 바탕으로 시스템 외란에 대응하여 압축기 주파수와 전자팽창밸브 개도를 동시에 조절하여 부하조건에 맞게 시스템의 용량과 냉매유량을 동시에 제어하고, 정상상태에 도달하는 과도응답특성을 향상시키는 실시간 제어프로그램을 작성하였다.

제어실험을 위하여 정상상태 운전중 응축기 입구 및 증발기 입출구 2차유체의 온도를 변화시켰고, 제어프로그램에서는 이러한 온도 변화를 입력으로 요구 냉방능력을 산정하고 이에 적합한 압축기 주파수를 선정하였다. 또한 결정된 주파수에서 시스템이 최대의 정상상태 성능 및 안정적인 과도응답 특성을 나타낼 수 있도록 전자팽창밸브의 개도를 PI 파드백 및 파드포워드 제어

를 통하여 조절하였다. PID(Proportional Integral Differentiation) 제어의 경우, 피드백을 받는 시스템의 응답에 측정 잡음(noise)이 섞여 있을 때 응답 특성이 불안정해질 우려가 있고, 잡음의 필터링(filtering) 때문에 제어계통이 복잡해진다. 또한 전자팽창밸브에 의한 과열도 변화는 1차시스템이며, 1차시스템에는 PI 제어가 잘 맞으므로⁽¹⁰⁻¹²⁾ 본 연구에서는 전자팽창밸브 개도와 과열도를 1차 지연시스템으로 식(1)과 같이 모델링하였다. 이때, 제어기의 계수는 Ziegler-Nichols^(2,13)의 튜닝기법을 사용하였는데, 실험적으로 시스템 동특성을 구하는 것으로 열펌프 시스템에서 효과적이다.⁽²⁾ 즉, 전자팽창밸브의 스텝변화에 대하여 과열도 변화를 측정하여 그래프 방법(graphical method)에 의하여 시상수 및 시간지연을 구하고 이를 이용하여 제어 계수를 설정하고 이를 재튜닝하였다.^(2,10)

$$\frac{SH(s)}{EO(s)} = \frac{K_e}{1 + \tau s} e^{-\tau_d s} \quad (1)$$

여기서, $K_e = \frac{\Delta SH}{\Delta EO}$

운전제어 알고리즘은 성능 결과에서 얻은 부하로부터 압축기 주파수를 선정하여 요구냉방용량을 만족시키고, 전자팽창밸브를 이용하여 냉매유량제어를 통하여 안정적인 과도응답 및 사이클의 최적화를 얻도록 구성하였다.

PI 피드백 제어시 압축기 주파수, 응축기 및 증발기 2차유체 온도 변화시 용량 변화 성능실험 결과로부터 도출한 주파수 선정관계식으로부터 압축기 주파수를 선정하고, 과열도를 피드백 받

아서 전자팽창밸브의 개도를 조절하여 과열도를 제어하였다.

PI 피드포워드 제어시에는 PI 피드백 제어 알고리즘에 압축기 주파수 변화를 입력으로 전자팽창밸브를 미리 보상 제어하는 과정을 추가하였다. Fig. 3은 제어시스템의 블록선도(block diagram)을 나타낸다. 과열도 제어를 위한 제어기(G_c)는 PI 제어기법을 적용하여 전자팽창밸브 개도를 출력으로 사용한다. 피드백 제어시에는 부하 변동이 G_d 를 거쳐 시스템의 과열도를 변화시키고, G_f 을 통한 압축기 주파수 변화를 플랜트(G_p)에 입력하지만, 피드포워드 제어시에는 압축기 주파수 변화를 G_f 를 통하여 전자팽창밸브 개도 변화를 미리 플랜트에 입력하여 과열도 제어를 실시한다.

4. 실험 결과 및 고찰

4.1 시스템의 성능 특성

Figs. 4와 5는 각각 응축기측 2차유체의 입구 온도 변화에 따라 COP가 최대가 되도록 전자팽창밸브 개도를 조절하였을 때의 시스템의 냉방용량, 전자팽창밸브 입구 과냉도 및 압축기 입구 과열도를 나타낸다. 응축기 및 증발기의 2차유체 입구온도가 일정할 경우 압축기 주파수가 증가함에 따라 냉방용량은 증가하였으나, 응축기 입구 2차유체의 온도가 증가할 경우에는 감소하였다. 이때, 응축압력 및 증발압력의 상승으로 응축기 및 증발기의 냉매와 2차유체와의 온도차이 감소

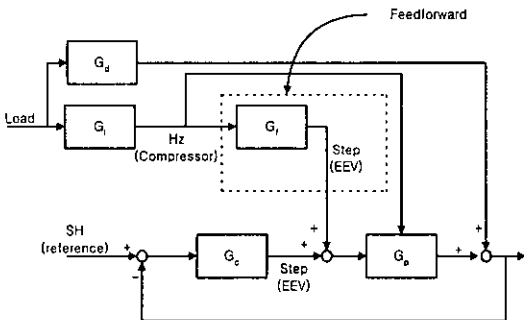


Fig. 3 Block diagram of the controller.

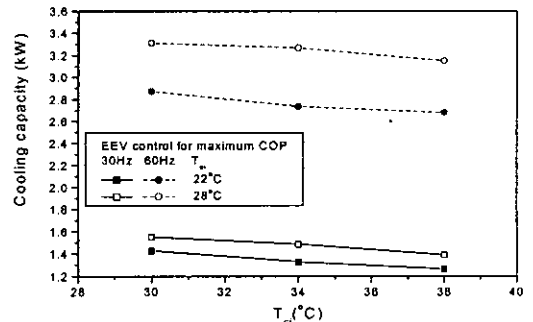


Fig. 4 Variation of capacity as a function of T_{ci} .

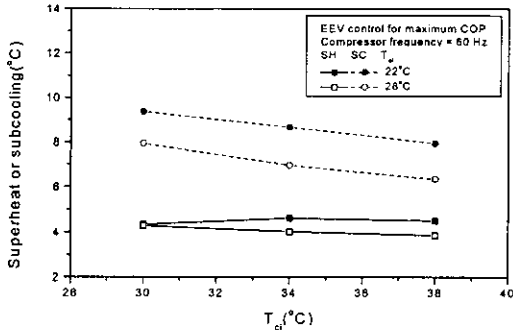


Fig. 5 Variation of superheat and subcooling as a function of T_{ci} .

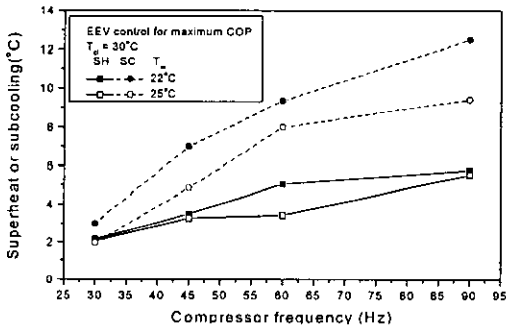


Fig. 6 Variation of capacity as a function of compressor speed.

로 인하여 열교환량은 감소한다. 또한 냉방용량은 감소하고 증발기 출구는 이상상태가 되므로 전자팽창밸브의 개도를 감소시켜 냉매유량을 감소시키고 시스템의 고압 및 저압의 차이를 증가시켜 증발기 출구는 과열상태를 유지하도록 하여야 한다. 이때 응축기측의 냉매와 2차유체와의 온도차이 감소폭이 증발기측의 온도차이 감소폭보다 커서 시스템의 과냉도는 감소하였으나, 과열도 변화는 크게 변하지 않았다. 그러므로 응축기측 2차유체 온도 변화에 의한 부하 변동시 과냉도보다는 과열도를 시스템의 제어변수로 사용하는 것이 타당할 것으로 판단된다.

Fig. 6은 압축기 주파수가 증가함에 따라 최대의 COP를 갖도록 전자팽창밸브를 조절한 경우의 응축기 출구 과냉도와 증발기 출구의 과열도를 나타낸다. 압축기 주파수가 상승함에 따라 응축압력은 증가하고 증발압력은 감소하고 시스템을 흐르는 냉매유량은 증가한다. 이때, 응축기 및 증발기에서 2차유체와의 온도차이 증가로 인하여

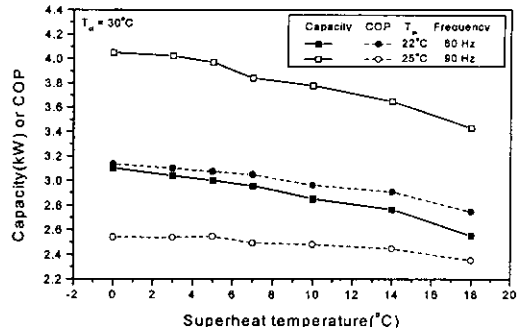


Fig. 7 Variation of capacity and COP as a function of superheat.

열교환량은 증가하여, 과열도 및 과냉도가 증가한다. 따라서, 전자팽창밸브의 개도를 증가시켜 시스템의 냉매유량을 증가시켜 냉방용량을 증가시키고, 압축기 입출구의 압축비를 낮게 하여 소요동력을 감소시켜서 효율적인 시스템 운영을 추구하여야 한다. 이때, 과열도의 변화폭이 과냉도보다 작게 나타나므로, 압축기 주파수 변화시에도 과열도를 제어하는 것이 과냉도를 제어하는 것보다 시스템의 효율을 향상시키는 데 유리하다는 것을 알 수 있다.

Fig. 7은 전자팽창밸브의 개도를 조절하여 시스템의 과열도를 변화시킬 때 시스템의 냉방용량과 COP를 나타낸 것이다. 전자팽창밸브의 개도를 증가시켜 과열도를 감소시키기에 따라 열교환효율이 증가하여 냉방용량 및 COP가 증가하나 증가폭은 점차 둔화되는 경향을 보인다. 과열도 5°C 이상에서는 과열도 변화에 따른 COP 변화는 저주파수영역에서 고주파수보다 더욱 크게 나타났다. 60 Hz에서 과열도 18°C에서 COP는 최적개도조절을 실시한 경우에 비하여 11.7% 낮게 나타났으며, 90 Hz에서는 7.7% 차이를 나타냈다. 이는 주파수가 높을수록 개도 증가에 따른 냉매 유량 증가 효과가 크게 나타나서 압축비 증가에 따른 소비동력 증가에 의한 COP 감소폭을 줄이는 효과가 있기 때문이다. 과열도가 5°C 이하에서는 COP의 변화는 1.9% 미만의 작은 변화폭을 나타내었다. 따라서, 시스템의 부하변동과 압축기 주파수 변화에 능동적으로 대처하여 시스템의 효율 및 신뢰성 향상을 최대로 하기 위해서는 전 운전점에 대하여 과열도를 5°C로 제어할 수 있도록 전자팽창밸브 개도를 조절하여 냉매 유량을 제어하여야 한다.

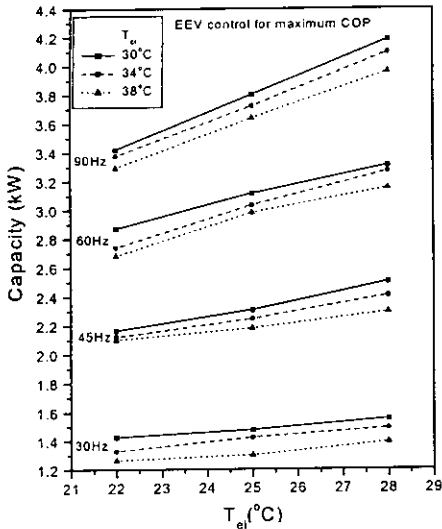


Fig. 8 Capacity chart of heat pump system.

Fig. 8은 응축기 및 증발기 입구 2차유체 온도와 압축기 주파수가 변화할 때, 각 조건에서 전자팽창밸브 개도를 시스템 COP가 최대가 되도록 조절한 경우의 냉방용량을 나타낸 것이다. 냉방용량에 가장 크게 영향을 미치는 인자는 압축기 주파수이며 주파수가 결정되었을 때 응축기 및 증발기 입구 2차유체 온도 변화에 따른 냉방용량의 변화는 압축기 주파수에 비하여 매우 작다. 또한 압축기 주파수 변화에 비례하여 냉방용량이 증가하지는 않으므로 고주파수 영역으로 갈수록 냉방용량의 증가폭이 둔화된다.

전자팽창밸브 개도 조절을 통해 각 운전조건에서 최대의 COP를 얻었을 경우, 냉방용량은 압축기 주파수, 증발기 입구 2차유체 온도, 응축기 입구 2차유체 온도순으로 영향도를 가지며 이러한 세 가지 인자들이 서로 결합되어 영향을 미치고 있다. 실험결과에 기초하여 외부부하와 압축기 주파수와와의 관계를 식(2)와 같이 도출하였다. 식(2)를 사용하여 선정된 압축기 주파수와 실제 실험결과에서 얻은 값과는 ±3% 이내에서 일치하였다.

$$\begin{aligned}
 F = & a + b \cdot T_{ci} + c \cdot T_{ei} + d \cdot \dot{Q}_{req} \\
 & + e \cdot T_{ci} \cdot T_{ei} + f \cdot T_{ei} \cdot \dot{Q}_{req} \quad (2) \\
 & + g \cdot \dot{Q}_{req} \cdot T_{ci} + h \cdot T_{ci}^2 \\
 & + i \cdot T_{ei}^2 + j \cdot \dot{Q}_{req}^2
 \end{aligned}$$

Table 2 Coefficient of Eq. (2)

Coefficients	Value	Coefficients	Value
a	39.77641	f	-2.05653
b	-0.76577	g	0.32334
c	-2.30016	h	0.01059
d	28.77707	i	0.11713
e	-0.01136	j	7.23153

본 연구에서는 시스템 제어시 운전주파수를 선정하기 위하여 응축기 및 증발기 입구 2차유체 온도와 증발기 출구 2차유체 온도로부터 압축기 운전 주파수를 선정하였다. 여기서, 요구 냉방용량은 증발기 입구 2차유체 입구온도, 유량 및 증발기 출구 2차유체 설정 온도로부터 계산하였다. Table 2에 나타난 식(2)의 계수들은 다중표면분석을 통하여 구하였다.

4.2 제어특성

Fig. 9는 시스템을 60 Hz로 기동시 과열도를 PI 피드백 제어한 경우 제어상수 변동에 따른 과열도의 응답특성을 나타낸다. 비례상수가 큰 경우에는 응답특성이 빠르지만 시스템이 안정화되는 데 오랜 시간이 소요된다.⁽¹⁰⁾ 적분제어가 크면 오차에 대한 보상을 빠르게 하려는 특성이 있으며,⁽²⁾ 적분시간이 짧아서 전자팽창밸브 개도가 빨리 반응하여 초기에 오버슈트(overshoot)이 크고 요동(fluctuation)이 크게 나타났다. 샘플링 시간이 15초에서 10초로 줄어든 경우에는 시스템의 제어 성능이 향상되었다. 그러나, 샘플링 시간이 10초

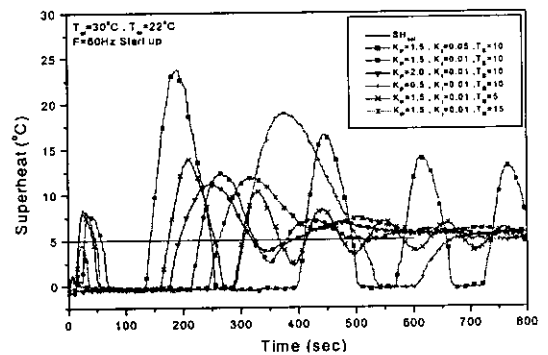


Fig. 9 Variation of superheat with respect to control gain at 60 Hz start up.

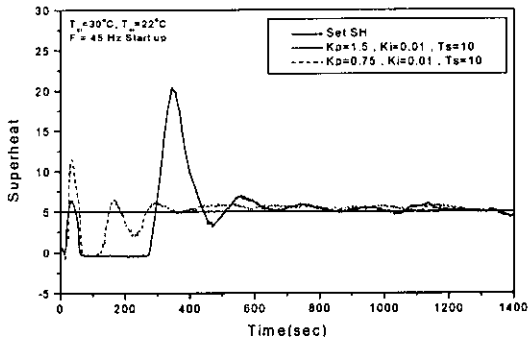


Fig. 10 Superheat as a function of time at 45 Hz start up.

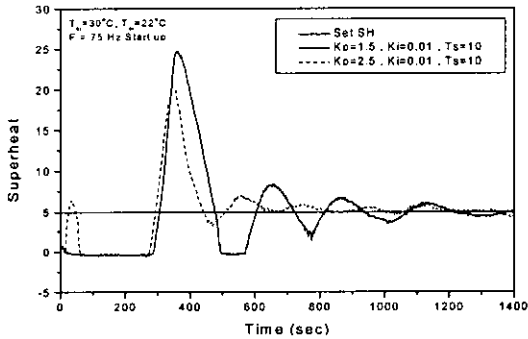
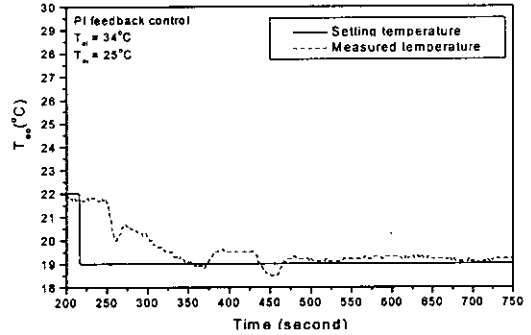


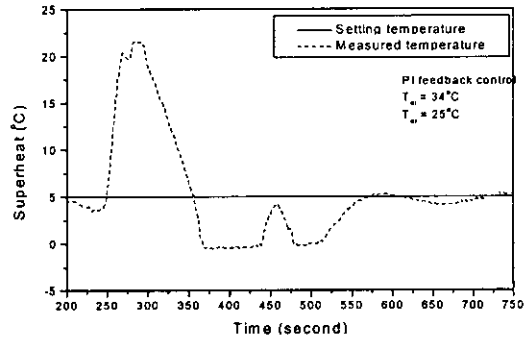
Fig. 11 Superheat as a function of time at 75 Hz start up.

에서 5초로 짧아진 경우에는 전자팽창밸브에서 열이 발생하며 성능이 나쁘게 나타났다. 즉, 전자 팽창밸브의 개도 중·감 속도가 너무 빠른 경우 밸브에 과부하가 걸려 제어 성능이 다소 떨어진다는 것을 의미한다. 이는 제어기 설계시 전자팽창밸브의 스텝 변화에 대한 과열도 변화 특성만으로 설계하여 전자팽창밸브의 특성이 제어기 설계에 반영되지 않았기 때문인 것으로 사료된다. 본 연구에서는 전자팽창밸브의 스텝변화에 따른 과열도 변화 실험으로부터 시상수 및 시간지연을 각각 27초, 10초로 선정하고 Ziegler-Nichols^(2,13)의 튜닝기법을 이용하여 비례상수 1.5, 적분상수 0.01 제어 상수로 선정하고 제어 실험을 실시하였다.

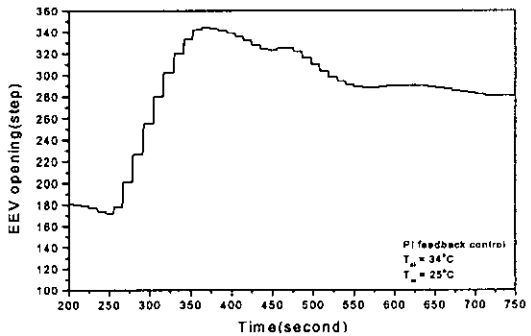
Figs. 10과 11은 60 Hz 기동조건에서 구한 최적 제어정수를 45 및 75 Hz 기동조건에 적용한 경우의 과열도의 응답 특성을 나타낸 것이다. 압축기 주파수가 낮은 경우에는 비례상수 값이 작



(a) Variation of T_{eo}



(b) Variation of superheat



(c) Variation of EEV opening

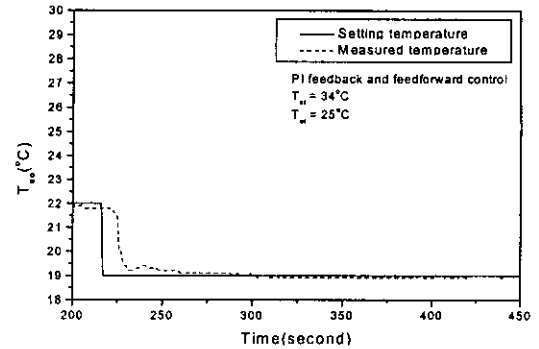
Fig. 12 Results of PI feedback control.

은 경우에 오버슈트가 줄어들고 빨리 안정화되었다. 이는 낮은 주파수로 기동할 경우 냉매유량 변동폭이 작으므로 전자팽창밸브의 개도 변화폭이 작은 범위에서 움직이기 때문이다. 그러나 주파수가 변화하여도 전자팽창밸브의 제어 상수 값 변화에 따른 정상상태 오차나 안정화시에는 큰 차이가 없으며 안정적인 응답 특성을 나타내므로 제어 상수 값을 변화시키지 않아도 적절한 과열

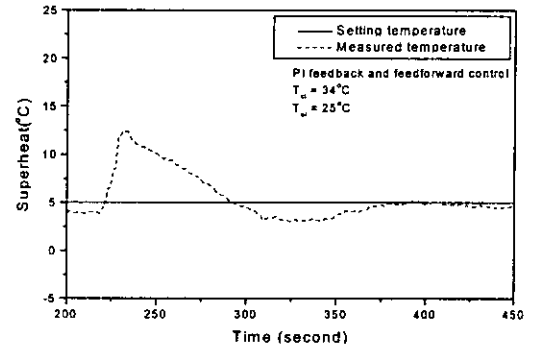
도 제어가 가능하다는 것을 알 수 있다.

Fig. 12는 증발기 출구 2차유체의 설정온도를 22°C에서 19°C로 조정한 경우, 시간에 따른 증발기 출구 2차유체의 온도 및 전자팽창밸브의 개도 변화를 나타낸다. 시스템 용량제어 실험 결과로부터 얻은 주파수 변환식을 이용하여 증발기 출구 설정온도 변화에 따라 압축기 주파수를 변화시키고 과열도를 피드백 받아서 전자팽창밸브 개도를 PI 제어하였다. 여기서, 전자팽창밸브의 개도변화와 과열도 변화와는 비선형성을 나타내는 것을 알 수 있는데, 이는 Jung et al.⁽²⁾의 연구와 동일한 경향을 나타낸 것이다. 부하변동에 의한 외란으로 인하여 압축기 주파수가 상승하며, 증발압력을 하강시켜 증발기에서의 냉매와 2차유체 간의 평균 열교환 온도차이는 증가시키지만 냉매 유량의 증가가 지연되므로 과열도가 크게 증가하게 된다. 과열도의 상승으로 전자팽창밸브의 개도 출력이 지나치게 커서 증발기 출구 냉매가 2상상태가 되어 설정 과열도로 안정화되는 데 상당히 오랜 시간이 필요하며 압축기에 습압축을 유발하여 시스템의 성능 및 신뢰성 측면에서 나쁜 영향을 미친다. 따라서, 부하변동에 따라 압축기 주파수 변화폭을 단계적으로 조절하여 과열도의 변화폭을 줄일 필요가 있다. 하지만 이 경우에도 원하는 냉방용량 변화폭이 적으므로 최종 목표치에 도달하는 시간이 다소 길어지게 된다.

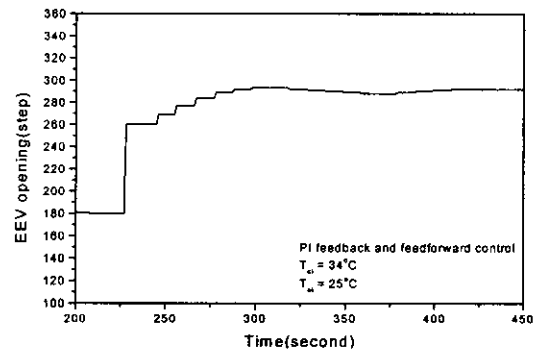
Fig. 13은 압축기 주파수의 시간 지연을 갖는 과열도의 피드백 제어시 발생한 습압축 현상 등에 의한 추종성 지연 현상을 극복하기 위하여 압축기 주파수 변화에 따른 전자팽창밸브 제어에 피드포워드(feedforward) 개념을 도입한 경우의 결과이다. 주파수 변화에 따른 전자팽창밸브 개도 시험 결과로부터 주파수 변화폭의 약 4배 정도의 전자팽창밸브 개도 변화 관계를 얻어내어 주파수 변화폭의 4배에 해당하는 전자팽창밸브 개도를 피드포워드시켰다. 증발기 출구 2차유체의 출구 설정온도 변화시에 주파수 변화에 따른 전자팽창밸브에 의한 과열도 제어를 수행하여 제어 성능 향상을 추구한다. 피드백 제어(Fig. 12)와는 달리 운전조건 변화에 의한 압축기 주파수가 증가할 때, 초기에 과열도의 상승폭이 현저히 감소하고 습압축이 발생하지 않았다. 또한, 전시간에 걸쳐 과열도의 변동폭이 작고, 안정되는 시간이 현저히 감소하였다. 또한 증발기 출구 2차유



(a) Variation of T_{eo}



(b) Variation of superheat



(c) Variation of EEV opening

Fig. 13 Results of PI feedback with feedforward control.

체의 설정온도의 안정화 시간이 크게 줄어들었다. 따라서 부하변동에 따라 압축기 주파수 및 전자팽창밸브의 개도를 조절할 때 PI 피드포워드 제어기법을 이용하면 과열도를 안정적으로 제어하고 시스템의 제어성능을 향상시킬 수 있으리라 사료된다.

5. 결 론

전자팽창밸브를 사용한 물 대 물 가변속 열펌프와 제어시스템을 제작하여 과열도 변화에 따른 시스템의 성능특성 실험과 PI 피드백 및 피드포워드 제어를 실시하여 다음의 결과를 얻었다.

(1) 부하 변동 및 주파수 변화시 전자팽창밸브를 이용하여 압축기 입구의 과열도를 제어하여 시스템을 효율적으로 운전할 수 있다.

(2) 전자팽창밸브 개도 변화에 따른 과열도 과도응답 특성을 고찰한 결과 열펌프 시스템이 비선형 시스템임을 확인하였다. 그러나 과열도 제어의 허용범위가 넓으므로 시스템이 가지는 비선형성을 고려하지 않고 하나의 제어정수를 광범위한 운전조건 변화에 적용할 수 있었다.

(3) 증발기 출구 설정온도 변화시에 주파수 변화가 큰 경우에 PI 피드백 제어를 사용하여 과열도를 제어하면 오버슈트가 발생하고 습압축 기간이 나타났다.

(4) 주파수 변화에 따른 과열도 제어시 압축기 주파수와 전자팽창밸브 개도를 PI 피드포워드 기법을 적용하여 과열도를 제어하면 PI 피드백 제어에 비하여 시스템을 안정적이고 효율적으로 운전할 수 있다.

후 기

본 연구는 에너지관리공단 에너지기술 학술진흥사업(99-E-ID03-P-01) 및 산업자원부 산업기반기술의 지원으로 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

- Riegger, O. K., 1988, Variable speed compressor performance, OT-88-06-1.
- Jung, D. S., Kim, M., Kim, M. S. and Lee, W., 2000, Capacity modulation of a multi-type heat pump system using PID control, Korean J. of Air. and Ref. Eng., Vol. 12, No. 5, pp. 466-475.
- Park, J. H., Park, Y. M., Hwang, Y. J. and Cho, K. S., 2000, A study for algorithm optimization of the inverter driven heat pump with electronic expansion valve, Proceeding of the SAREK Annual Summer Conference, pp. 514-519.
- Kimura, N., 1986, Electric expansion valves, Refrigeration, Vol. 61, No. 701, pp. 231-238.
- Higuchi, K., 1986, Evaporator control systems, Refrigeration, Vol. 61, No. 701, pp. 223-230.
- Hewitt, N. J., McMullan, J. T., Murphy, N. E. and NG, C. T., 1995, Comparison of expansion valve performance, Int. J. of Energy Research, Vol. 19, pp. 347-359.
- Matsuoka, F. and Nagatomo, H., 1988, Dynamic response and electrical control for the air conditioner, Trans. of the JAR, Vol. 5, No. 1, pp. 43-54.
- Nancy, B. M. S., 1990, Modeling and simulation of a water-to-water heat pump incorporating superheat control, M. S. Thesis, Univ. of Waterloo, Ontario, Canada.
- McLinden, M. O., Klein, M. O., Lemmon, E. W. and Peskin, A. P., 1998, Thermo-dynamic and transport properties of refrigerants and refrigerant mixtures (REFPROP 6.0), NIST, Gaithersburg, MD., U.S.A.
- Ogata, K., 1970, Modern control engineering, 2nd Ed., Prentice-Hall.
- Yasuda, H., Ishibane, K. and Nakayama, S., 1992, Evaporator superheat control by an electrically driven expansion valve, Trans. of the JAR, Vol. 5, No. 2, pp. 147-156.
- Franklin, G. F., Powell, J. D. and Workman, M. L., 1998, Digital control of dynamic systems, 3rd Ed., Addison Wesley.
- Astrom, K. J. and Wittenmark, B., 1997, Computer-controlled systems, 3rd Ed., Prentice-Hall.