

공조·냉동장치의 제어시스템 개발을 위한 팽창밸브 특성

Expansion Valves Characteristics for Development of Control System on Air Conditioning and Refrigeration Systems

김재돌 · 장재은 · 윤정인

J. D. Kim, J. E. Jang and J. I. Yoon

Key Words : Refrigeration System(냉동장치), Electronic Expansion Valve(전자식 팽창밸브), Capillary Tube(모세관), Superheat(과열도), Thermostatic Expansion Valve(온도식 팽창밸브), Coefficient of Performance(성능계수)

Abstract : Performance characteristics of a refrigeration systems with various expansion valves and superheat changes were investigated experimentally. Experimental data have been taken utilizing three different devices; a thermostatic expansion valve, a linear type electronic expansion valve and a solenoid type electronic expansion valve. The data taken from the three types of expansion valves were discussed with the temperature distribution of each zone in the evaporator and the superheat changes of the evaporator outlet. In each zone temperature distribution fluctuated larger with the thermostatic expansion valve than with the electronic expansion valves. The optimum superheat ranged from 5°C to 15°C, and the superheat with the thermostatic expansion valve showed hunting phenomenon, which affected the evaporating and condensing temperature.

기 호

- Aw : 압축일량 [kW]
- COP : 성능계수
- c_p : 정압비열 [kJ/kg°C]
- e : 편차 [-]
- G : 냉매 순환유량 [kg/h]
- h : 엔탈피 [kJ/kg]
- K : 계수 [-]
- P : 압력 [kPa]
- ΔP : 압력강하 [kPa]
- R : 냉동능력 [kW]
- RH : 상대습도 [%]
- SH : 과열도 [°C]
- T : 온도 [°C]
- t : 시간 [s]
- V : 공기량 [m³/h]

- ρ : 공기밀도 [kg/m³]
- V_{op} : 밸브개도 [-]

참 자

- air : 공기
- c : 응축기
- e : 증발기
- eva : 증발
- in : 입구
- out : 출구
- S : 센서위치
- sat : 포화상태

1. 서 론

오늘날 냉동·공조 설비업계는 수십 년간 각 제조회사의 기기 개발과 개선에 따라 설계, 시공, 서비스의 종합 기술면에서 대폭적인 변화와 성장을 계속하고 있다. 특히 공조·냉동장치의 기술적인 면에서는 최근 급속하게 자동화가 이루어짐에 따라 설비, 시공 및 서비스 측면에서 새로운 제어지식이

접수일 : 1998년 7월 9일
김재돌, 장재은 : 동명대학 건축설비과
윤정인 : 부경대학교 냉동공조공학과

필수 불가결하게 되고 있다. 또한, 시스템적 관점에서 중소규모의 냉동·공조장치의 증발기는 구조가 간단하고, 소요 냉매유량이 적은 건식 증발기가 채용되고 있다^{1,2)}. 이러한 건식 증발기에서는 입구 냉매유량 및 출구 과열도 제어기구로써 현재까지 모세관(capillary tube)이나 온도식 팽창밸브(thermostatic expansion valve)가 광범위하게 사용되고 있다. 그러나 모세관은 증발기로 유입되는 액냉매의 압력을 조절하는 기구이지만 냉매유량의 조절이 어려워 압축기에 액냉매가 유입되어 액압축 현상이 발생하거나, 증발기내에서 과도한 냉매과열이 발생하기 쉬워 열교환기(heat exchanger)의 이용측면에서 많은 문제점을 가지고 있다³⁾. 이에 비해 온도식 자동 팽창밸브는 증발기 출구의 냉매 과열도를 제어함으로써 증발기에 유입되는 액냉매량을 제어할 수 있다는 이점은 있지만 내장되어 있는 다이어프램(diaphragm)의 변형 한계나, 감온구(sensing bulb)의 시간지연에 따른 문제점으로 폭넓은 범위에서 냉매유량의 제어가 어렵다. 그리고 증발기내의 압력과 온도가 변동하는 헌팅(hunting)현상이 발생하여 압축기나 응축기 등 전체 시스템의 성능에 영향을 미치는 것으로 보고되고 있다⁴⁾. 또한, 온도식 팽창밸브를 사용하는 건식 증발기의 냉동장치에서는 기동·정지시 뿐만 아니라 평상시에도 증발기에 대한 열부하가 일정치 않아 비정상상태에 있어서 운전조건에 대한 다양한 변화에 대한 시스템의 응답이 장치의 설계 및 운전상의 문제점으로 제기되고 있다. 그리고 최근 소형의 냉동·공조기에서는 고효율화 및 쾌적성의 향상과 에너지 절약을 도모하기 위하여 가변 용량형 압축기를 설치하고 있다. 이와 같은 경우에는 냉매유량의 변화 폭이 크게되어 종래의 모세관이나 온도식 팽창밸브로서는 적절한 냉매유량을 제어하는 것이 불가능하다^{5~7)}. 따라서 유량제어 범위의 확대와 성능향상에 따른 문제점을 해결하기 위해 증발기의 부하변동에 충분히 대응할 수 있는 새로운 팽창밸브가 몇몇 개발되어 보급되고 있으나 이를 산업용의 실제 시스템에 적용하여 장치의 특성을 파악한 연구는 매우 부족한 실정이다.

따라서, 본 연구에서는 시험용 냉동장치를 제작하여 기존의 공조·냉동시스템에 설치되어 있는 온도식 팽창밸브와 최근 개발·보급되고 있는 전자식 팽창밸브를 설치하여 팽창밸브의 종류가 시스템에 미치는 영향을 검토하였다. 또한, 전자식 팽창밸브를 대상으로 실제 장치에 있어서 적정 과열도 범위 등을 파악하여 공조·냉동장치의 제어시스템 개발을 위한 시스템적 특성 자료를 획득하고자 하였으며, 실제장치의 적정운전 범위 및 장치 설계시 참고

자료를 제공하고자 하였다.

2. 성능해석의 기본 관계식

과열도는 증발기 입·출구의 관벽온도를 온도센서에 의해 감지하여 그 신호를 보내면 제어장치에서 PID연산에 기초하여 팽창밸브의 개도값이 식(1)과 같이 밸브에 전달된다.

$$V_{op} = K_P \times e(t) + K_I \int e(t)dt + K_D \frac{de(t)}{dt} \quad (1)$$

여기서, PID제어기의 조작량은 비례항의 계수 K_P , 적분항의 계수 K_I , 미분항의 계수 K_D 가 서로 독립적인 형태로서 식(1)은 식(2)와 같이 나타낼 수 있으며, e 는 냉매 과열도($T_{sut} - T_{eva,out}$)와 설정 과열도와의 편차이다.

$$V_{op} = K_P \left[e(t) + \frac{1}{T_I} \int e(t) + T_D \frac{de(t)}{dt} \right] \quad (2)$$

여기서, K_P 는 비례계인, T_I 는 적분시간, T_D 는 미분시간을 나타낸다. 또한, 증발기에 유입되는 공기의 온도조건 변화가 증발기의 과열도를 설정값으로부터 변동시키는 외란(disturbance)으로 작용한다. 그리고 본 연구에 사용된 증발기는 액분배기(distributor)에 의해 3계통으로 구성되어 있으며, 각 계통에서 관길이는 81 m이다. 따라서 증발기내의 압력강하를 고려하기 위해 식(3)과 같이 압력강하에 따른 온도강하를 과열도 설정값에 고려하였다.

$$\Delta P(\Delta T) = P_{eva,in}(T_{eva,in}) - P_{eva,out}(T_{eva,out}) \quad (3)$$

여기서, ΔP 는 증발기 내에서 냉매의 압력 강하량이며, $P_{eva,in}$, $P_{eva,out}$ 은 증발기 입·출구에서 냉매의 증발압력을 나타내고, $T_{eva,in}$, $T_{eva,out}$ 은 증발기 입·출구에서 냉매의 증발온도를 나타낸다.

일반적으로 증기압축식 냉동장치의 증발기에서 열교환량은 관내의 냉매가 흡수한 열량과 관외의 2차유체가 잃은 열량으로부터 식(4), (5)와 같이 계산할 수 있다. 식(4)에서 2차유체의 유량은 덕트의 단면적과 풍속계로 측정된 풍속을 평균하여 계산하였으며, 외부로부터의 열손실을 무시하면, 식(4)와 식(5)는 동일하다.

$$Q_e = V \cdot \rho \cdot c_{p,air} \cdot (T_{air,in} - T_{air,out}) \quad (4)$$

$$R = G \cdot (h_{eva.in} - h_{eva.out}) \quad (5)$$

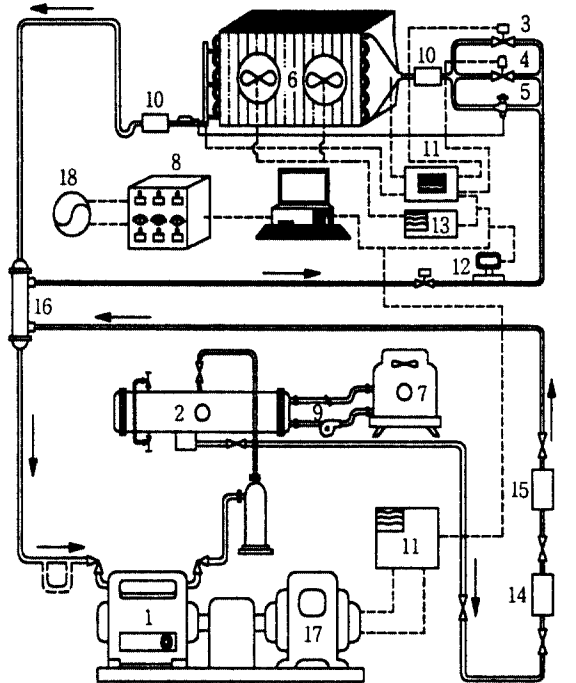
여기서, Q_e 는 증발기에서의 열교환량, V 는 공기량, ρ 는 공기의 밀도, $c_{p,air}$ 는 공기의 비열, $T_{air.in}$, $T_{air.out}$ 은 증발기 입·출구 공기온도, G 는 냉매순환량, R 은 증발기에서 냉매가 공기로부터 흡수하는 열량 즉, 냉동능력, $h_{eva.in}$, $h_{eva.out}$ 은 증발기 입·출구의 냉매 엔탈피를 각각 나타낸다. 그리고, 시스템의 실제 효율을 나타내는 성능계수(COP)는 증발기의 냉동능력(R)과 압축기가 소비한 동력(A_w)으로부터 다음과 같이 계산하였다.

$$COP = \frac{R}{A_w} \quad (6)$$

3. 실험장치 및 실험방법

본 연구에 사용된 장치는 13.5kW급 산업용 증기 압축식 냉동장치로서 그 개략도는 Fig. 1과 같다. 장치는 압축기, 수액기 겸용 응축기, 팽창밸브, 증발기 등의 주요기와 열교환기 내로의 유혼입을 방지하기 위한 유분리기, 수분 및 이물질 제거를 위한 여과기, 응축기 냉각수용 냉각탑, 전자식 팽창밸브의 제어를 위한 제어기, 액·가스 열교환기, 전자식 냉매유량계, 풍속계, 냉각수 유량계, 관찰창, 압축기 모터 및 증발기 팬 모터 회전수 조절용 인버터, 파워미터 및 과열도 조절기 등으로 구성되어 있다. 실험장치에서 압축기는 2기통 왕복동식 단단압축기를 사용하였으며, 압축기 모터의 정격출력은 7.5 kW이고, 압축기는 인버터에 의해 100 rpm에서 600 rpm 까지 회전수 조절이 가능하다. 응축기는 수액기 겸용으로서 응축관은 두께 1mm, 총길이가 6642mm, 관경이 40mm인 로우핀튜브(26산/인치)가 4열로 구성되어 있다. 그리고 냉매는 R-22를 사용하였으며, 냉장실은 가로 6300mm, 세로 3600mm, 높이 2700mm, 두께 150mm의 크기로 제작되어 있으며, 단열재는 우레탄을 사용하였다. 냉장실 냉각을 위한 증발기는 내경이 15.9mm인 동관에 로우핀이 부착되어 있으며, 전열면적이 117.4m²이고, 계통은 3계통으로 구성되어 있다. 그리고 냉각관벽의 온도를 측정하기 위해 각 계통의 입구에서 출구까지 일정 간격으로 7개씩, 총 21개소의 관벽위치에 직경 0.32mm인 C-C(Copper Constantan) 열전대를 설치하였다. 또한, 본 실험에 사용된 팽창밸브는 일반적으로 기존의 냉동장치에 사용되고 있는 온도식 팽

창밸브의 경우에는 덴포스(Danfoss) TEX2형 R-22 용으로 입구 직경 3/8" 출구 1/2" 를 사용하였으며, 전자식에는 선형(linear type)과 솔레노이드형(solenoid type)으로 일본 마이콤(Mycom)사 제품이며, 일반적인 특징은 Table 1과 같다.



- | | |
|---|----------------------------|
| 1. Compressor | 10. Sight glass |
| 2. Condensing receiver | 11. Inverter |
| 3. Linear type electronic expansion valve | 12. Refrigerant flow meter |
| 4. Solenoid type electronic expansion valve | 13. Superheat controller |
| 5. Thermostatic expansion valve | 14. Filter |
| 6. Evaporator | 15. Dryer |
| 7. Cooling tower | 16. Heat exchanger |
| 8. Control box | 17. Motor |
| 9. Water pump | 18. Power supply |

Fig. 1 Schematic diagram of apparatus

일반적으로 전자식 팽창밸브를 장치에 사용할 경우에는 압축기 기동시 밸브의 초기 개도가 클수록 과열도의 피크 값은 높아지고, 증발기의 흡입압력은 낮아진다. 또한, 증발기의 배관이 길어질수록 증발기 흡입압력은 낮아지고, 최저압력으로 되기까지 시간도 많이 소요된다. 따라서, 과열도의 피크시간도 길어지게 된다. 이와 같이 압축기 기동시에는 전자식 팽창밸브의 개도조정이 상당히 곤란하므로 본 연구에서는 이러한 문제점을 다소 해결하기 위하여 실험 전에 과열도 조절기의 설정값을 조합하여 조

정과 시행을 반복하여 적정 설정값인 K_p , T_i , T_D 를 구하였다. 그리고 시스템 전체 부분의 온도 및 압력이 정상상태에 도달한 것을 확인한 다음 시스템의 기동에서부터 정상상태에 이르기까지 각부의 온도, 압력을 측정하였고, 증발기의 열부하가 계속적으로 변화하는 가운데 팽창밸브의 종류에 따라 증발기 각 계통에 있어서의 온도 및 과열도를 온도계측기에서 계측·기록하였다. Table 2는 본 연구에 사용된 증발기에서 각 온도센서의 번호 및 부착 위치에 따른 거리를 나타내며, Fig. 2는 증발기 각 계통에서 센서의 부착위치를 나타낸다.

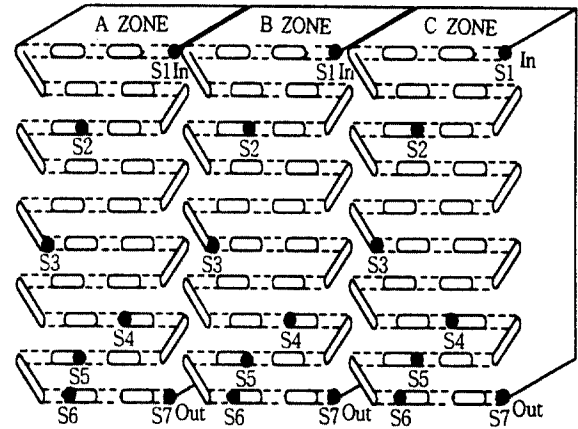


Fig. 2 Sensor position in the evaporator

Table 1 General characteristics of the electronic expansion valve

Items	Features
Drive method	Linear solenoid
Drive signal	Duty control
Stroke	Long
Full open - full shut time	20sec
Power voltage	DC12V
Refrigerants flow direction	Reversible
Dynamic response	Excellent
Opening area control	Direct object area control
Opening area memory	Not occupied
Input power (to maintain the opening area)	No need
Abruptance of the opening area	No

Table 2 The number of sensors and the distance between them in the evaporator

Sensor No.	Unit Length(m)	Sensor No.	Total Length(m)
S1~S2	21.6	S1~S2	21.6
S2~S3	18.9	S1~S3	40.5
S3~S4	21.6	S1~S4	62.1
S4~S5	8.1	S1~S5	70.2
S5~S6	2.7	S1~S6	72.9
S6~S7	2.7	S1~S7	81

4. 결과 및 고찰

4.1 팽창밸브의 종류에 따른 온도분포

Fig. 3은 온도식 자동 팽창밸브를 사용한 경우, 관 길이에 따른 증발기내 각 계통별 온도분포를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 각 계통별 온도분포는 다양하게 나타나고 있다.

C영역에 있어서 증발관내 냉매의 온도는 입구로부터 약 60m(S4)부근에서, 다른 두 영역보다 먼저 가장 온도가 낮게 나타나고 있다. 이것은 팽창밸브에서 부적절한 액공급으로 인하여 C영역으로 가장 적은 액냉매가 공급되고 있다는 것을 알 수 있다. 따라서, 관 입구 부근에서는 냉매의 속도 증가에 따른 압력강하가 크게 발생되고, 관 출구 부근으로 갈수록 액냉매의 완전 증발에 의해 온도가 상승된다

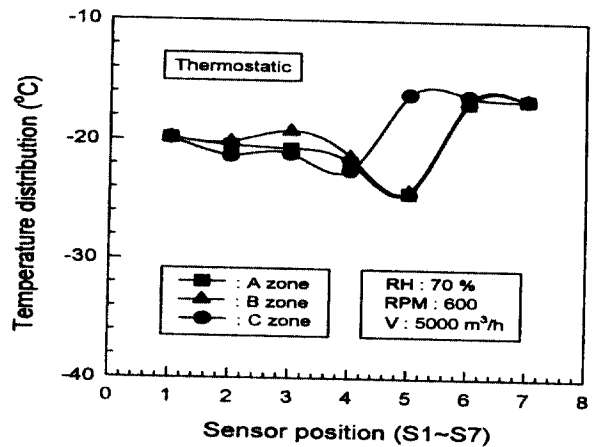


Fig. 3 Evaporating temperature distribution in each zone by the thermostatic expansion valve

는 것을 알 수 있다. 따라서, 열교환기의 이용측면에서 이것은 상당히 불리하다.

Fig. 4와 5는 온도식과 동일한 조건에서 선형 및 솔레노이드형 전자식 팽창밸브를 사용한 경우, 관길이에 따른 각 계통별 온도분포를 나타낸 것이다.

그림에서와 같이 온도식 팽창밸브에 비해 각 계통별 온도분포의 변동 폭은 다소 적게 나타나지만, 이 경우 각 영역에 있어서 다소의 온도변화 폭이 발생되고 있다. 그러나 각 영역별 온도변화 경향이 거의 동일하게 나타나고, 본 연구에서 사용한 강제 통풍식 증발기의 경우에 있어서 이와 같은 경향은 대단히 양호한 것으로 사료된다. 또한, 열교환기 이용측면에서도 온도식의 경우보다 훨씬 우수한 것을 알 수 있다.

Fig. 6은 압축기의 회전수가 일정한 경우, 팽창밸브

의 종류에 따른 증발기 출구의 과열도 변화를 나타낸 것이다. 그림에서 선형 및 솔레노이드형 전자식 팽창밸브는 거의 일정한 과열도 변화를 나타내고 있다. 그리고 솔레노이드형은 일정한 과열도 변화를 나타내고 있지만 선형에 비해 냉매 순환량의 부족으로 과열도가 다소 크게 나타나고 있다. 그러나 온도식 팽창밸브는 과열도의 헛팅 현상이 주기적으로 발생되고 있다. 이것은 증발기의 부하가 계속적으로 변화할 경우, 감온통 및 다이아프램의 변형 한계에 따른 응답지연의 결과로 부적절한 액냉매의 공급에 따른 영향으로 생각된다. 따라서,

온도식 팽창밸브의 경우는 압축기의 흡입 및 토출 온도에도 영향을 미칠 것으로 판단되고, 압축기의 효율에 상당한 영향을 미쳐 최종적으로 전체 시스템의 성능에 큰 영향을 미칠 것으로 생각된다.

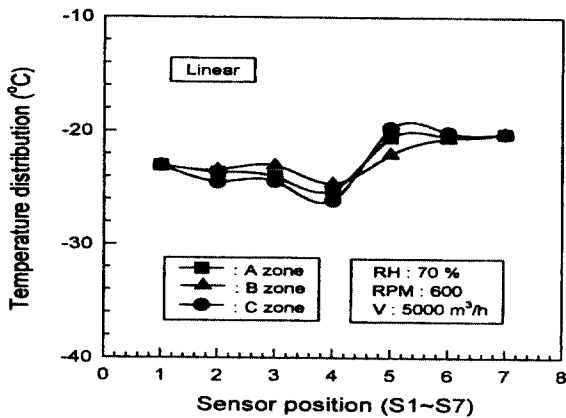


Fig. 4 Evaporating temperature distribution in each zone by the linear type electronic expansion valve

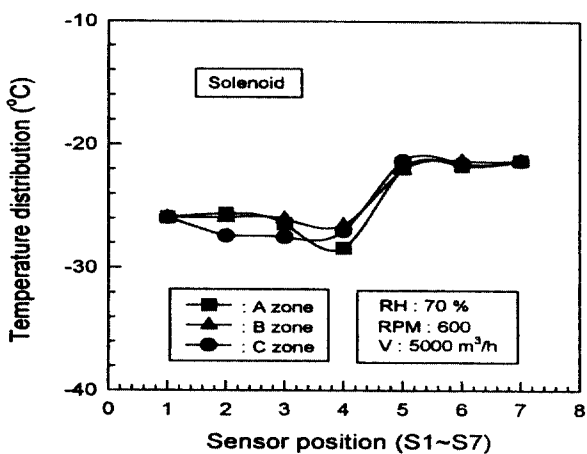


Fig. 5 Evaporating temperature distribution in each zone by the solenoid type electronic expansion valve

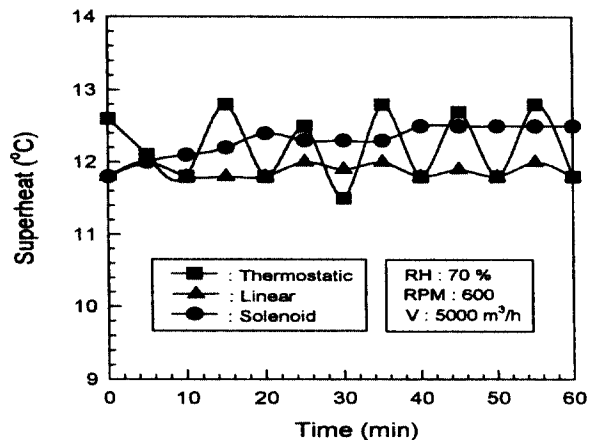


Fig. 6 Comparison of superheat in the evaporator by three expansion valve types

4.2 전자식 팽창밸브의 과열도 변화에 따른 성능특성

Fig. 7은 선형 전자식 팽창밸브를 대상으로 과열도를 5~30°C까지 변화시켰을 때, 증발기내 온도분포를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 과열도 5°C운전의 경우는 증발기내에서 냉매의 과열현상은 발생되지 않고, 열교환기의 이용측면에서 상당히 우수하지만 부하의 감소현상이 발생할 경우에는 냉매의 건도가 상당히 낮은 습증기 상태로 압축기로 흡입될 수도 있다. 따라서, 5°C이하로 실제 장치를 운전할 경우에는 압축기로 액냉매가 유입되어 액압축이 발생되어 장치의 안전성에 문제가 될 수도 있다. 그리고 과열도를 10~15°C범위에서 운전할 경우에는 전체 증발관 길이의 약 95~90%지점에서 냉매의 증발이 완료되었으며, 현행 실무에서 일반적으로 운전되고 있는 20°C의 경우에는 약 80%지점에서 냉매의 증발이 완료되었다. 그러나 과열도를 25~30°C

범위에서 운전할 경우에는 30~15%지점에서 과열 현상이 발생되어 열교환기 이용측면에서 상당히 불리함을 알 수 있으며, 이것은 장치의 과열도가 증가함에 따라 냉매 순환량의 감소에 따른 영향으로 생각된다.

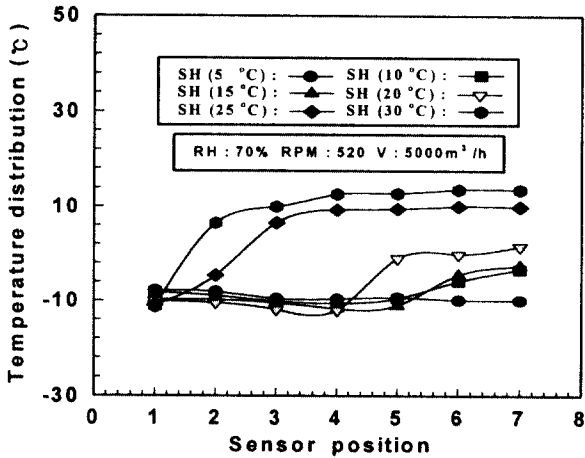


Fig. 7 Temperature variations in evaporator by controlling superheat with the electronic expansion valve (SH=5~30°C)

Fig. 8은 선형 전자식 팽창밸브에 있어서 과열도 변화에 따른 장치의 증발온도 및 응축온도의 변화를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 과열도가 증가함에 따라 증발온도는 다소 감소하고, 응축온도는 약간 증가하는 경향을 나타내었다. 이것은 압축기의 회전수가 일정한 즉, 정용량형 압축기를 사용할 경우 과열도가 낮을수록 증발기로 유입되는 냉매량이

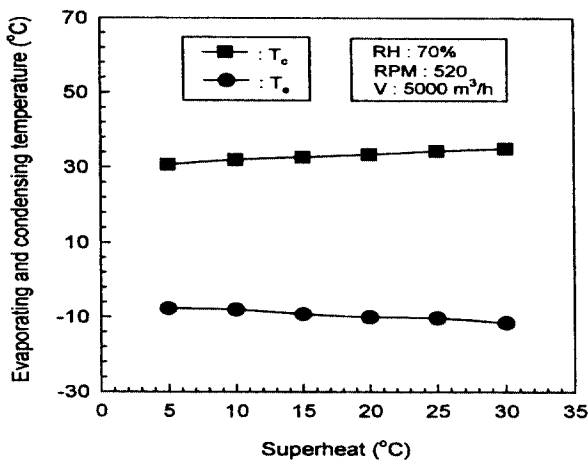


Fig. 8 Effect of controlling evaporator super heat on the evaporating and condensing temperature with the linear type electronic expansion valve

많아짐으로서 장치내 냉매의 속도가 감소하게되고, 역으로 과열도가 증가할수록 증발기내의 냉매량이 감소함으로써 냉매의 속도가 증가하여 속도증가에 따른 압력강하의 영향으로 생각된다. 그리고 과열도가 증가함에 따라 응축온도가 다소 상승하는 이유는 증발기 출구 냉매의 건도가 높아지고 압축기내에서 냉매의 과열이 크게되어 압축기 토출온도의 상승에 기인하는 것으로 생각된다. 따라서, 실제적으로 증발기 출구의 냉매 과열도의 변화는 시스템의 증발온도 및 응축온도에도 영향을 미치는 것을 알 수 있다.

Fig. 9는 전자식 팽창밸브의 과열도 증가에 따른 냉동능력, 소요동력 및 장치의 실제 성능계수를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 과열도가 증가함에 따라 냉동능력, 소요동력은 감소하는 경향을 나타내었다. 냉동능력의 경우 과열도 5°C에서는 약 10kW 이나 과열도가 증가함에 따라 점차 줄어들어 과열도 25°C의 경우는 약 6kW정도로 되어 과열도 5°C에 비해 약 40%정도 감소되었다. 또한, 실제 성능계수는 과열도 15°C까지 큰 변화가 없었으며, 그 이후는 감소하는 경향을 나타내었다. 따라서, 실제장치의 운전조건에 가까운 과열도 20°C는 최대 성능계수의 89%로 낮아지므로 본 연구의 결과에 의하면 장치의 효율적 운전에 문제가 있음을 알 수 있다. 그리고 과열도를 20°C이상으로 운전할 경우에는 성능계수가 현저히 감소하게 되므로 장치를 효율적으로 운전할 수 없음을 알 수 있었다.

이상에서와 같이 실제장치에서 증발기 출구 냉매

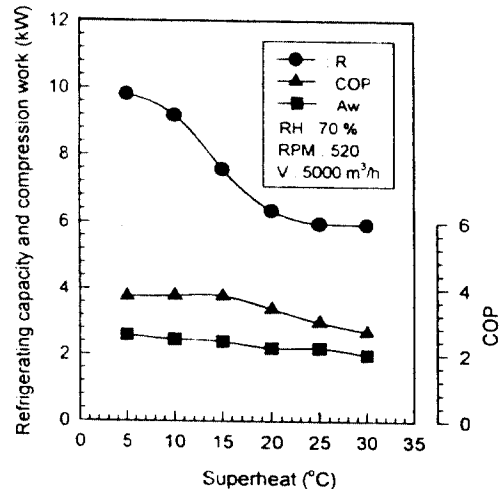


Fig. 9 Variation of refrigerating capacity, compression work and COP by controlling evaporator superheat with the linear type electronic expansion valve

의 과열도 변화는 시스템 전체의 성능에 큰 영향을 미치므로 장치의 설계나 운전에 있어 주의할 필요가 있다.

5. 결 론

공조·냉동장치의 제어시스템 개발을 위해 팽창밸브의 종류에 따른 냉동장치의 성능특성을 평가한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 세가지 종류의 팽창밸브에서 증발기내의 온도분포 및 과열도 변화를 파악한 결과 온도식 팽창밸브는 액냉매의 부적절한 공급으로 인하여 주기적인 헤팅현상이 발생되었으며, 전자식 팽창밸브는 온도식에 비해 상당히 안정적인 것을 확인할 수 있었다.
- 2) 증발기내 각 계통별 온도분포를 파악한 결과 온도식 팽창밸브는 전자식 팽창밸브에 비해 부적절한 냉매 분배로 인하여 각 계통별 온도차가 심하게 발생되었으며 이것은 열교환기 이용측면에서 상당히 불리함을 알 수 있었다. 또한 전자식 팽창밸브를 대상으로 실제 장치를 운전시 최적 과열도 범위는 장치의 용량에 따라 5°C 이상 15°C 이하로 파악되었다. 따라서, 이와 같은 범위에서 장치를 운전할 경우 장치의 성능저하 없이 장치의 용량을 조절할 수 있으며, 안정적 운전이 가능함을 알 수 있었다.
- 3) 장치의 과열도가 증가함에 따라 냉동능력, 증발 온도 및 소요동력은 감소하는 경향을 나타내었다. 그러나 응축온도는 다소 증가하는 경향을 나타내었고, 실제 장치의 성능계수는 과열도 15°C까지는 변화가 없었으며, 그 이후는 감소하였다. 따라서, 본 연구로부터 획득된 결과들은 공조·냉동장치를 효율적으로 운전하기 위한 제어시스템의 개발 뿐만아니라 실제 공조·냉동장치를 운전하는 현장관리자나 설계자에게 좋은 자료가 될 것으로 생각한다.

후 기

본 논문은 1997년 한국학술진흥재단의 공모과제 연구비에 의하여 연구되었으며, 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

1. Higuchi, K., "Stability of Evaporator Thermostatic Expansion Valve Refrigeration Control Loop," *Refrigeration*, Vol. 59, No. 679, pp. 1~12, 1984
2. Tassou, S. A., Al-Nizari, H. O., "Investigation of the Effects of Thermostatic and Electronic Expansion Valve on the Steady-State and Transient Performance of Commercial Chillers," *Rev. Int. Froid*, Vol. 16, No. 1, pp. 49~55, 1993
3. Hanazawa, R., "Application of Industrial Electronic Expansion Valve," *Refrigeration*, Vol. 61, No. 1, pp. 49~55, 1986
4. Broersen, P. M. T., "Control with a Thermostatic Expansion Valve," *Int. Journal of Refrigeration*, Vol. 5, No. 4, pp. 209~212, 1982
5. Fukushima, T., Miyamoto, S., "Analysis of Transient Behavior of a Vapor Compression Refrigeration cycle," *Transaction of Refrigeration*, Vol. 2, No. 2, pp. 41~53, 1985
6. Matsuoka, E., Nagatomo, H., "Dynamic Response and Electrical Control for the Air Conditioner," *Transaction of Refrigeration*, Vol. 5, No. 1, pp. 43~54, 1988
7. Votsis, P. P., "Dynamic Characteristics of Air-to-Water Heat Pump System," *Rev. Int. Froid*, Vol. 15, No. 2, pp. 89~94, 1992