

인버터형 냉동시스템의 팽창장치 변경에 따른 성능특성

Performance of an inverter refrigeration system with a change of expansion devices

이 용 택*, 김 용 찬**, 박 윤 철***, 김 민 수****
Y. T. Lee, Y. C. Kim, Y. C. Park, M. S. Kim

Key words: Inverter refrigeration system(인버터형 냉동시스템), Expansion device(팽창장치),
Capillary tube(모세관), TXV(온도조절팽창밸브), EEV(전자팽창밸브)

ABSTRACT

An experimental study was performed to investigate characteristics of an inverter driven water-to-water refrigeration system with a variation of compressor frequencies and expansion devices. The frequency of a compressor varied from 30Hz to 75Hz, and performance of the systems applying three different expansion devices such as capillary tube, thermostatic expansion valve(TXV), and electronic expansion valve(EEV) were measured. The load conditions were altered by varying the temperature of the secondary fluid entering condenser and evaporator with a constant flow rate. When the test conditions were deviated from the standard value(rated value), TXV and EEV showed better performance than capillary tube due to optimum control of mass flow rate and superheat. In the present study, it was observed that the variable area expansion device had better performance than constant area expansion device in an inverter refrigeration system due to active control of flow area with a change of compressor frequency and load conditions.

1. 서 론

인버터형 냉동시스템은 외기온도가 상승하여 냉방부하가 증가할 때 압축기의 회전수를 증가시켜 시스템의 냉방능력을 향상시킴으로써 부하의 증가에 대응한다. 반대로 외기온도가 감소하면 압축기의 회전수를 감소시켜 저속의 연속운전

을 실시함으로써 냉방부하의 감소에 대처한다. 압축기의 회전수제어를 통하여 냉방능력을 조절하는 인버터형 냉동시스템은 압축기가 일정속도로 운전되는 시스템에 비하여 에너지 절약^(1, 2), 용량조절의 용이성 및 쾌적성의 향상⁽³⁾ 등 많은 장점을 지니고 있다.

냉동시스템의 팽창장치는 냉매의 유량제어 및 사이클의 압력평형을 조절하는 장치로써 온도조절 팽창밸브(thermostatic expansion valve, TXV), 수동 팽창밸브, 정압 팽창밸브, 모세관(capillary tube), 플로우트밸브(float valve) 및 전자 팽창밸브(electronic expansion valve, EEV)

* 고려대학교 대학원

** 정회원, 고려대학교 기계공학과

*** 정회원, 고려대학교 공학기술연구소

**** 정회원, 서울대학교 기계항공공학부

등이 있다. 낮은 가격과 신뢰성 등의 장점 때문에 일반적으로 널리 사용되고 있는 팽창장치인 모세관은 유량조절 폭이 작아서 인버터형 냉동시스템과 같이 운전범위가 넓은 시스템의 경우에는 설계점을 벗어나는 조건에서 성능이 현저히 떨어져 사용이 부적합하다. 인버터형 냉동시스템에서는 압축기의 회전수를 변화시켜 용량을 조절하게 되는데, 모세관을 팽창장치로 사용하면 압축기의 용량변화에 적절히 대응하지 못함으로써 부하변동에 따른 시스템의 용량조절 특성이 저하된다. 따라서 압축기가 운전할 수 있는 운전범위 내에서 유량조절 능력이 있는 팽창장치에 관한 연구가 필요하며, 모든 운전영역에서 최적 사이클을 이룰 수 있도록 팽창장치를 설계하여야 한다.

인버터형 냉동시스템에서 팽창장치에 관련된 연구를 살펴보면, 먼저 모세관에 관한 연구로서 최 등⁽⁴⁾은 공기 대 공기 열펌프를 이용하여 인버터 압축기의 주파수, 실외온도 및 모세관 길이를 변화시키면서 시스템의 성능을 관찰하였다. 압축기의 주파수를 30, 60 및 80 Hz에서 실험한 결과 최적의 시스템 성능을 나타내는 모세관 길이는 압축기의 회전수에 반비례함을 보여 주었다. Hewitt 등⁽⁵⁾은 가변면적 팽창장치인 온도조절팽창밸브(TXV)를 사용하여 전자팽창밸브(EEV)와 과열도 특성을 비교함으로써 TXV보다 EEV의 과열도 제어특성이 우수함을 확인하였다.

Farzad⁽⁶⁾은 냉동시스템의 냉매 충전량과 팽창장치를 변화시키면서 시스템의 특성을 고찰하였다. 냉동시스템 제작자에 의한 설계 충전량에 대해서 -20%부터 +20%까지 냉매량을 변화시키고 모세관, 오리피스, 그리고 TXV를 사용하여 실험을 실시하였다. 냉방능력과 성능계수(COP) 등의 시스템 성능은 모세관을 사용한 경우가 오리피스나 TXV의 경우보다 냉매 충전량의 변화에 민감하고, 또 외기온도의 변화에 대해서도 모세관이 오리피스나 TXV보다 민감하였다. 모세관은 -20%와 +20%의 충전량에 대해서 계절성능(seasonal energy efficiency ratio, SEER)이 각각 21%, 11% 감소한 반면 TXV는 2%, 8% 감소하였고, 오리피스는 거의 일정하다고 보고하였다.

본 연구는 인버터형 압축기의 회전수조절을 통하여 용량을 조절하는 인버터형 냉동시스템에서 각각의 팽창장치가 시스템의 성능에 미치는 영향을 실험적으로 고찰하고자 한다. 실험에 적용하

는 팽창장치는 가변면적 팽창장치로서 스프링-냉매압력을 이용하여 기계적으로 밸브의 개도를 조절함으로써 냉매유량을 조절하는 TXV, 밸브의 개도를 전기적으로 제어하여 냉매유량을 조절할 수 있는 EEV, 그리고 일정면적 팽창장치로서 모세관을 사용한다.

본 연구에서는 실험조건으로 증발기 및 응축기와 열교환하는 2차유체의 온도를 조절하여 냉동시스템의 냉방능력을 변화시키면서 각각의 팽창장치에 대하여 압축기의 회전수변화에 따른 시스템의 성능변화를 측정하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

본 연구의 실험장치는 냉매로 R22를 사용하며 시스템의 부하조절을 용이하게 하기 위하여 각 열교환기의 열교환유체로 공기 대신 물 혹은 브라인을 사용하는 물 대 물 냉동시스템이다. Fig. 1은 실험장치의 개략도를 나타내고 있다. 실험장치는 크게 냉매가 순환하는 압축기, 응축기, 팽창장치 및 증발기로 이루어지는 기본 냉동시스템과 응축기 및 증발기의 열교환을 위하여 각 열교환기에 공급되는 2차 유체의 온도를 조절하는 항온설비(항온조, 칠러, 히터 및 온도조절기 등)로 구성되어 있다.

냉동시스템은 약 4 kW용량의 로타리 압축기를 사용하며, 팽창장치로 모세관, TXV 및 EEV를 병렬로 설치하여 그 중에서 하나의 팽창장치를 선택하여 실험할 수 있도록 구성하였다.

응축기와 증발기는 나선코일형 이중관식 열교환기로서 내관과 외관사이의 환상공간에 냉매, 내관에 2차유체가 순환하도록 하며, 증발기의 2차유체는 동결방지를 위하여 60%의 에틸렌글리콜 수용액을 사용한다. 실험에서 이들 2차유체의 열량은 용량을 고정된 채 공급온도를 변화시켜 조절하였다.

팽창장치인 TXV는 압축기 입구에 균압관을 설치하여 과열도를 보다 정확하게 제어할 수 있게 하였으며, EEV는 측정된 증발기의 과열도를 입력으로 컴퓨터의 컨트롤러와 스텝모터 구동기를 사용하여 제어하였다.

시스템의 온도측정은 T형 열전대로 만든 온도

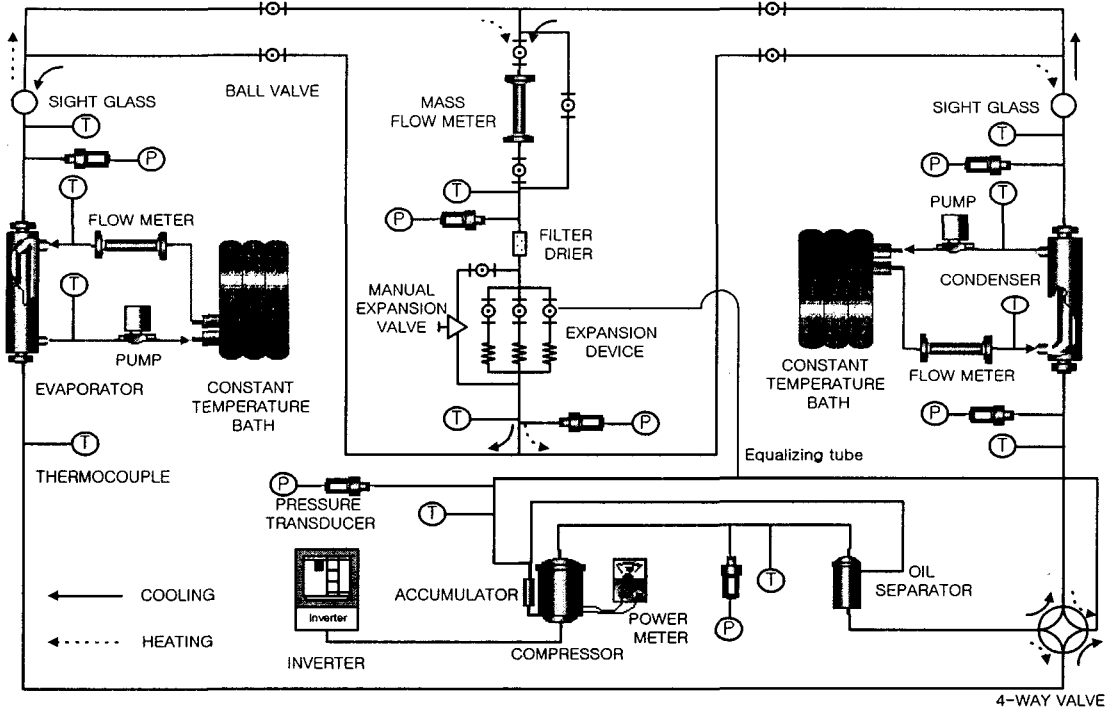


Fig. 1 Schematic diagram of the experimental setup.

프로브(probe)를 배관에 삽입하여 유체의 온도를 직접 측정하고, 냉매압력은 보정된 7개의 압력변환기를 사용하였다. 냉매의 유량은 응축기 출구의 액상영역에서 질량유량계(mass flow meter)로 측정하고, 열교환기의 2차유체 유량은 터빈유량계(turbine flow meter)를 사용하며, 압축기의 소비전력은 인버터의 소비동력을 제외한 순수 압축기 소요동력을 전자식 적산전력계(power meter)를 사용하여 측정하였다.

Table 1 Test conditions of the experiments

Inlet temperature in secondary fluid(°C)		Compressor frequency(Hz)
Evaporator*	Condenser**	
26.1	30.0	30, 60, 75
	34.0	60
	39.0	60
28.5	30.0	30, 60, 75
	34.0	60
	39.0	60

*Volumetric flow rate = 7 l/min
 **Volumetric flow rate = 17 l/min.

2.2 실험방법

각 팽창장치에 대한 실험조건은 Table 1과 같으며, 압축기의 운전주파수를 60 Hz에 고정된 상태에서 응축기와 증발기에 공급되는 2차유체의 온도를 변화시키면서 각 팽창장치가 시스템의 성능에 미치는 영향을 살펴보았다. 또한 응축기와 증발기의 2차유체의 온도를 고정한 상태에서 압축기의 운전주파수를 변화시키면서 시스템의 성능을 측정하였다.

예비실험을 통하여 압축기 출구온도와 냉매유량이 다른 요소기기의 측정자료보다 정상상태에 가장 늦게 도달하는 것으로 파악되어 자료의 수집은 압축기 출구의 온도 변화 폭이 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$, 냉매의 질량유량이 $\pm 0.5 \text{ kg/hr}$ 의 범위에 들면 정상상태로 판단하고 10초 간격으로 자료를 수집하였다.

제작된 실험용 냉동시스템의 최적의 냉매봉입량을 결정하기 위하여 압축기의 운전주파수를 60 Hz로 고정하고, 응축기와 증발기와 열교환하는

2차유체의 온도를 각각 34.0℃와 26.1℃로 유지하고 시스템에 봉입하는 냉매량을 변화시키면서 시스템의 성능특성을 구하였다.

성능비교를 위한 기초자료로서 모세관에 관한 실험을 먼저 수행하였다. 모세관을 팽창장치로 사용하는 인버터형 냉동시스템의 경우 압축기가 운전되는 회전수에 따라서 최적(optimal)의 시스템 성능을 나타내는 모세관 길이가 있으며, 본 실험과 같이 실험용 냉동시스템을 새로 구성한 경우 정확한 모세관의 길이와 내경이 결정되어 있지 않으므로 모세관의 길이를 변경하면서 모세관의 길이의 변화에 따른 시스템 성능을 평가하였다.

본 실험장치의 경우 시스템이 최대 COP를 나타내는 모세관 길이를 결정하기 위하여 1.7 mm 내경의 모세관에 대하여 모세관 길이를 600~1,200 mm의 범위에서 100 mm씩 증가시키면서 성능실험을 수행하였다. 또한 정해진 모세관의 경우 시스템에 충전되는 냉매량에 따라서 성능 또한 변하게 되므로 각 모세관에 대하여 최적의 냉매충전량을 찾는 실험을 실시하였다. 실험은 냉매량을 800~1150 g의 범위에서 50 g씩 충전량을 증가시키면서 시스템의 성능을 측정한다. 시스템의 최대 성능은 길이가 700 mm인 모세관에서 920 g의 냉매가 충전되었을 때 최대 COP 2.52를 얻을 수 있었다.

반면에 TXV와 EEV의 경우에 냉동시스템이 최대 성능을 나타내는 냉매충전량을 찾기 위해서

냉매충전량의 변화에 대하여 각 팽창밸브의 개도를 변화시키면서 시스템의 성능을 측정하여야 한다. 본 실험에서는 TXV의 스프링조절나사와 EEV의 개도 조절기를 사용하여 증발기 출구의 과열도를 조절하면서 냉매 봉입량을 증가시켰다.

본 냉동시스템의 경우 모세관의 최적냉매량 실험과 같은 실험조건에서 TXV는 910 g에서 2.44의 COP를 얻었으며 EEV의 경우는 800 g에서 2.54를 나타내었다.

3. 실험결과 및 고찰

시스템의 냉동용량(\dot{q})은 실험에서 측정된 증발기 입출구 2차 유체온도차이(ΔT)와 유량(Q)를 이용하여 계산하였다.

$$\dot{q} = \rho Q C \Delta T \quad (1)$$

여기서 ρ 와 C 는 60%에틸렌글리콜 수용액에 대해서 온도범위 -10℃~20℃의 온도와 밀도, 온도와 비열을 선형 회귀 접합(curve fitting)하여 사용하였다. 또한 시스템의 성능은 냉방용량과 압축기 소요동력(\dot{W})의 비로 계산하였다.

$$COP = \frac{\dot{q}}{\dot{W}} \quad (2)$$

Table 2 Performance with a variation of secondary fluid temperature in evaporator and condenser at the compressor frequency of 60 Hz

Condenser inlet temp.		30.0℃	34.0℃	39.0℃	30.0℃	34.0℃	39.0℃
Evaporator inlet temp.		26.1℃			28.5℃		
Capacity(kW)	Capillary	2.97	2.92	2.85	3.09	3.12	3.05
	TXV	2.89	2.81	2.74	3.12	3.10	3.01
	EEV	2.91	2.83	2.76	3.05	2.99	-
Power input (kW)	Capillary	1.09	1.16	1.28	1.09	1.18	1.28
	TXV	1.08	1.15	1.25	1.11	1.19	1.30
	EEV	1.02	1.11	1.22	1.07	1.12	-
COP	Capillary	2.72	2.52	2.23	2.83	2.64	2.38
	TXV	2.68	2.44	2.19	2.81	2.61	2.32
	EEV	2.85	2.55	2.26	2.85	2.67	-

연구에서 냉방능력과 COP의 측정오차는 식(1)과 (2)의 냉방능력 및 COP의 계산에 필요한 측정값들의 편미분항의 합으로 나타낼 수 있다. 임의의 실험조건에서(냉방능력 2.957 kW의 경우) 계산을 통하여 얻은 냉방능력과 COP의 불확실도는 각각 3.4%와 3.5%이다.

3.1 증발기 및 응축기의 2차유체 온도변화에 따른 시스템의 특성

냉동시스템의 증발기와 응축기에 들어가는 2차유체의 온도를 변화시키면서 모세관, TXV 및 EEV의 세 종류의 팽창장치에 대하여 냉동시스템의 성능특성을 살펴보았다. 본 연구에서 모세관은 내경이 1.7 mm, 길이가 800 mm인 경우에 대해서만 성능을 고찰한다.

Table 2는 압축기의 운전주파수가 60 Hz일 때 응축기 2차유체의 입구온도와 증발기 2차유체의 입구온도의 변화에 따른 냉방능력, 압축기 소요동력 및 시스템의 COP를 나타내고 있다.

Fig. 2에 나타낸 것과 같이 응축기의 2차유체 온도가 올라갈 수록 냉방능력이 감소하는 경향을 보이며 TXV와 EEV는 모세관보다 용량의 감소가 조금 더 크게 나타난다. 응축기 2차유체 입구 온도가 증가함에 따라서 응축압력은 상승한다. 응축압력이 상승하면 고압과 저압의 압력차의 증가에 따라 모세관을 흐를 수 있는 냉매유량이 증가하게 되나 증발기에서의 열교환능력은 크게 증가하지 않으므로 증발압력도 상승한다. 이때 유

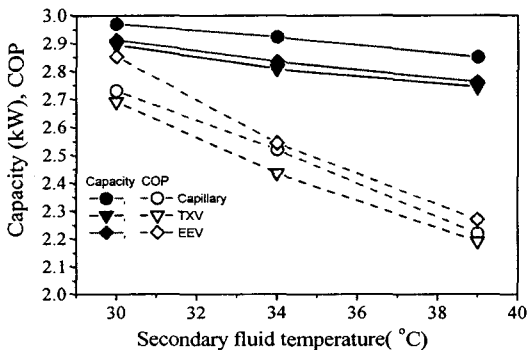


Fig. 2 Variation of capacity and COP with secondary fluid temperature entering condenser (evaporator secondary fluid temperature = 26.1°C).

량증가에 의한 증발압력의 증가폭은 응축압력보다 작다.

Fig 3은 응축기 2차유체의 온도의 증가에 따른 시스템의 냉매순환량의 변화를 나타내고 있다. 응축기 2차유체의 온도가 증가하면 응축압력이 상승하여 Fig. 3에 나타낸 바와 같이 시스템을 순환하는 냉매유량이 증가하게 되지만 증발압력이 상승하면서 포화기체 상태와 포화액체 상태 사이의 엔탈피차가 냉매유량의 증가보다 더 크게 감소하므로 실제적으로는 냉방능력이 감소하게 된다. COP도 응축기 2차유체 온도의 증가에 따라서 감소하는 경향을 보이는데 모세관의 길이를 선정했던 설계점 이외의 온도, 즉 응축기 2차 유체온도가 30.0°C, 39.0°C의 조건에서는 TXV와 EEV, 특히 EEV가 모세관보다 상대적으로 좋은 성능을 나타내었다. 낮은 온도조건에서 COP의 증가가 더 컸으며, 높은 온도에서는 COP의 감소가 더 작았다

Fig. 3에 의하면 응축기 입구의 2차 유체 온도가 증가함에 따른 TXV와 EEV의 냉매유량의 증가는 모세관에 비해서 작다. 모세관은 초킹현상으로 인하여 주로 상류압력의 증가에 의해서 유량이 증가한다. 하지만 TXV나 EEV의 경우는 초킹현상을 얻지 못하고 증발기 출구 과열도를 제어한다. 따라서 응축기 입구 2차유체 온도가 증가하는 경우 일반적으로 증발기 출구 과열도가 감소하게되고 적절한 과열도 유지를 위하여 팽창장치 유동면적을 감소시켜야 하므로 냉매유량 증가폭이 모세관에 비하여 적게 나타난다.

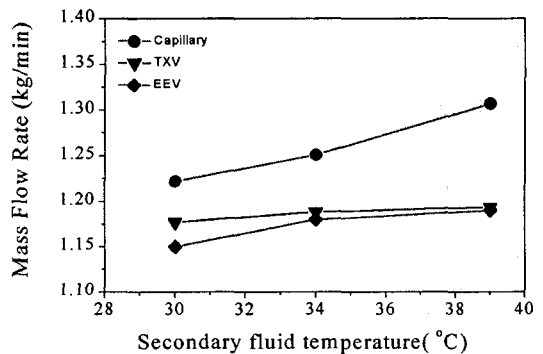


Fig. 3 Variation of mass flow rate with secondary fluid temperature entering condenser (evaporator secondary fluid temperature = 26.1°C).

Fig 4에 나타난 바와 같이 TXV 및 EEV의 경우 팽창장치 입구의 과냉도와 압축기 입구의 과열도가 모세관과 비교하여 응축기의 2차유체의 온도가 상승하여도 거의 일정한 값을 가지지만 유량증가가 적기 때문에 냉방능력의 감소가 크다. 반면에 모세관의 경우에는 응축압력의 상승으로 인한 유량증가로 인하여 과열도가 감소하고 있다. 이는 모세관의 경우 응축온도 혹은 증발온도의 변화에 따라서 과열도의 제어가 불가능하기 때문이다. 그러나 압축기 소요 동력이 모세관보다 작은 폭으로 증가하기 때문에 COP는 서로 비

슷하게 감소한다. 특히 EEV의 경우 냉방능력은 작지만 압축기 소요 동력이 다른 팽창장치보다 현저히 적게 소요되므로 높은 COP를 나타내고 있다. 따라서 팽창장치가 증발기 출구의 과열도가 5°C정도가 되도록 하는 기본 설계조건을 벗어나서 운전되는 경우에는 TXV나 EEV가 상대적으로 유리함을 알 수 있다. 즉 설계점보다 높은 실외온도 조건에서는 COP의 감소폭이 작고 또 낮은 실외온도 조건에서는 COP의 증가폭이 모세관보다 크게 나타났다.

증발온도가 시스템 및 모세관의 성능에 미치는 영향을 살펴보기 위하여 응축기 입구의 2차유체 온도를 34.0°C로 고정한 상태에서 증발기 입구 온도를 26.1°C 와 28.5°C로 변화 시켰다. Fig 5와 같이 증발기 입구 2차 유체 온도의 증가에 따라 COP와 냉방능력이 동시에 상승하였다. 증발기 입구 온도의 증가로 인하여 증발압력이 상승하고 이로 인해서 압축기 입구 압력이 상승하여 압축기 출구압력과 응축압력이 상승하게 된다. TXV를 사용한 경우에 냉방능력과 COP의 상승이 크게 나타났으며, 모세관을 사용하였을 때는 냉방능력과 COP가 각각 6.8%, 4.6% 증가한 반면 TXV와 EEV를 사용한 경우 냉방능력이 각각 10.2%, 5.5%, 그리고 COP가 각각 7.1%, 5.2% 증가하였다.

Fig. 6에 나타낸 바와 같이 모세관의 경우에 압축기 입구에서 압력증가에 의한 냉매의 밀도증가가 다른 팽창장치와 비교하였을 때 상대적으로 적고 또 과열도의 증가는 밀도를 감소시키는 역할을 하므로 모세관에서는 2차 유체의 온도증가에 의한 냉매유량 증가가 작다. 냉동시스템은 증발기 입구 2차유체의 온도가 올라감으로써 냉방능력의 증가를 가져온다. TXV의 경우에 있어서 이러한 냉방능력의 증가는 TXV의 개도가 커짐으로써 모세관이나 EEV에 비하여 냉매유량의 증가가 상대적으로 크다. 따라서 냉매유량이 많은 경우에 증발기에서 증발압력이 EEV나 모세관에 비하여 상대적으로 증가하게 된다. 따라서 TXV의 경우에 증발기 입구 2차유체의 온도가 상승하면 압축기 입구의 압력증가가 크고 과열도의 증가는 작으므로 밀도의 증가가 모세관보다 많다. 따라서 TXV를 사용한 시스템은 증발기 입구 2차 유체의 온도가 증가하면서 그에 따른 냉매유량의 증가가 크므로 냉방능력이 크게 증가하였

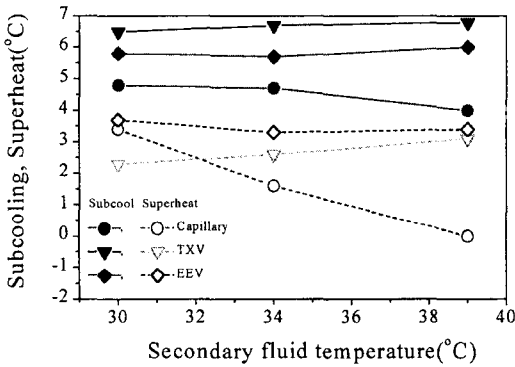


Fig. 4 Variation of subcooling and superheat with secondary fluid temperature entering condenser (evaporator secondary fluid temperature = 26.1°C).

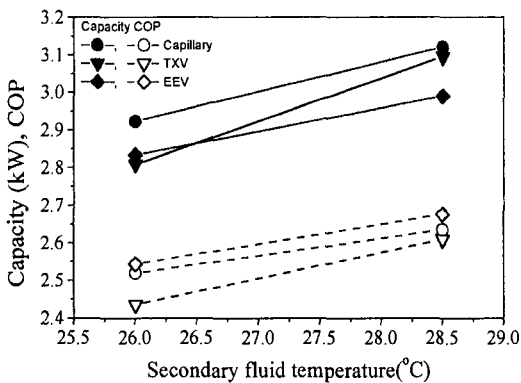


Fig. 5 Variation of capacity and COP with secondary fluid temperature entering evaporator (condenser secondary fluid temperature = 34.0°C).

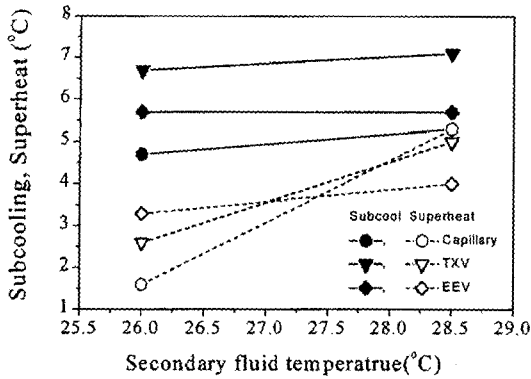


Fig. 6 Variation of subcooling and superheat with secondary fluid temperature entering evaporator (condenser secondary fluid temperature = 34.0°C).

다. EEV의 경우에는 시스템의 성능이 증발기 입구 2차유체의 온도증가에 큰 영향을 받지 않기 때문에 압축기 입구의 압력상승과 밀도증가의 효과가 적고 증발압력과 응축압력의 압력차이가 작으며 유량의 증가가 크게 나타나지 않는다. 또한 냉매의 유량도 적고 과열도가 거의 일정하게 유지되므로 소요동력의 변화 또한 제일 적다.

즉, 모세관의 경우에는 증발기 입구 2차유체의 온도변화에 따른 시스템의 영향이 증발기 출구의 과열도에 영향을 크게 미치며, TXV의 경우에는 TXV의 개도 변화가 냉매의 증기압에 따라서 조절되기 때문에 시스템의 사이클 변화가 크다. 그러나 EEV의 경우에는 시스템의 변화에 관계없이 외부의 제어기에 의해서 과열도가 제어되므로 증발압력이나 응축압력의 변화가 작으며, 과열도 또한 거의 변화가 없다. EEV의 경우에 증발기 입구 2차유체의 온도증가에 따른 냉방능력의 증가는 단지 냉매유량의 증가에 기인한다고 할 수 있다.

3.2 압축기 주파수 변화에 따른 시스템의 특성

압축기의 주파수를 30 Hz, 60 Hz 및 75 Hz로 변경시키면서 시스템의 특성을 살펴보았다. 이 실험에서 응축기 입구의 2차 유체의 온도는 30.0°C 이며, 증발기 입구의 2차 유체의 온도는 28.5°C로 고정하였다. Table 3은 본 실험에서 측정 한 주파수 변화에 따른 냉동시스템의 냉방능력,

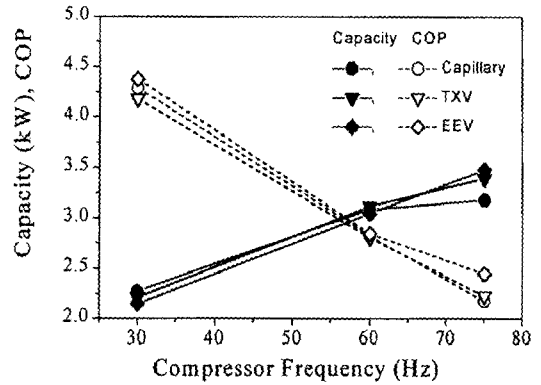


Fig. 7 Variation of capacity and COP with compressor frequency.

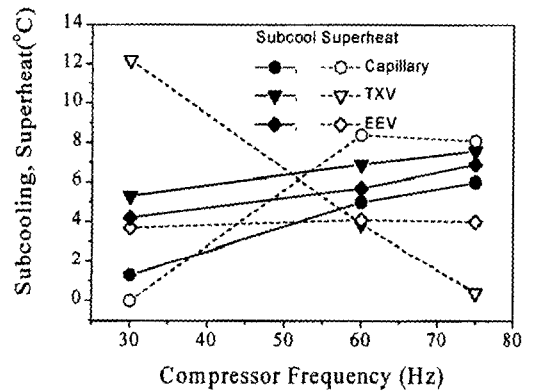


Fig. 8 Variation of subcooling and superheat with compressor frequency.

압축기의 소요동력 및 COP를 나타내고 있으며, Fig. 7은 이들의 변화를 나타내는 그림이다. 냉동 시스템에서 주파수가 증가하면 응축압력은 상승하고 모세관과 배관에서의 압력강하가 커지므로 증발압력은 감소하게 된다. 그리고 상승된 응축압력에 의하여 모세관을 지나는 냉매유량이 증가하고 유량증가와 압축비의 상승으로 인하여 압축기에서의 소요동력은 증가하게 된다. 냉동시스템에서 응축압력이 상승하면 냉동사이클에서는 포화기체와 포화액체 사이의 엔탈피 차이 감소로 인하여 과냉도의 증가에도 불구하고 증발기 입출구의 엔탈피 차이는 감소한다. 그러나 냉매유량이 증가하고 증발압력이 낮아져서 2차 유체와의 온도차이가 커지므로 전체적인 냉방능력이 증가한다.

Table 3 System performance with variation of compressor frequency at the specified secondary fluid temperature(condenser =30.0℃, evaporator=28.5℃)

Frequency (Hz)		30	60	75
Capacity (kW)	Capillary	2.275	3.090	3.180
	TXV	2.214	3.119	3.396
	EEV	2.148	3.049	3.480
Power input(kW)	Capillary	0.53	1.09	1.46
	TXV	0.53	1.11	1.52
	EEV	0.49	1.07	1.42
COP	Capillary	4.29	2.83	2.18
	TXV	4.18	2.81	2.23
	EEV	4.38	2.85	2.45

TXV를 설치한 냉동시스템도 주파수의 증가에 따라서 냉방능력이 증가하는데 모세관을 설치한 냉동시스템보다 그 증가폭이 훨씬 큰 것을 알 수 있다. 이러한 이유는 TXV를 설치한 경우 Fig. 8과 같이 과냉도의 증가가 작고 과열도는 오히려 감소하는 경향을 보이지만 냉매유량의 증가폭이 크기 때문에 전체적으로 냉방능력은 증가한다. TXV는 과열도 조절을 증발기 출구에 부착된 감온통의 압력변화를 이용하여 밸브의 개도를 조절하는데 감온통에는 시스템의 냉매와 같은 종류인 R22 냉매가 봉입되어 있다. 감온통에 봉입된 냉매의 포화온도의 차이에 따라서 TXV의 개도가 변화하게 되는데 압축기의 주파수가 상승하면 증발압력이 떨어지게 된다. 이때 감온통의 냉매의 포화압력도 감소하여 실제적으로 과열도를 일정하게 유지하지 못하고 TXV의 개도가 증가하며, 개도의 증가는 유량의 증가를 수반하고 증발기 출구의 과열도는 감소한다.

일반적으로 높은 주파수에서 응축압력과 증발압력의 차이가 커지는데 모세관은 유량의 증가가 상류압력의 증가에만 기인하는데 비해 EEV와 TXV는 상류압력과 하류압력의 차이가 클수록 유량이 증가하므로 모세관보다 냉매유량 증가가 더 크다. TXV를 설치한 경우 고주파수 영역에서 냉방능력은 증가하지만 압축기의 소비동력이 급격히 증가하므로 모세관보다 냉방능력은 크지만 COP는 모세관과 비슷하게 나타나고 있다.

EEV를 적용한 냉동시스템을 살펴보면 75Hz의 고주파수에서 모세관보다 냉방능력과 COP가 크고, 30Hz의 낮은 주파수에서는 Fig. 8과 같이 과냉도와 과열도가 4~5℃로서 최적 사이클을 유지함으로써 모세관보다 냉방능력은 작으나 COP는 높은 것을 알 수 있다. 이는 과열도를 제어하는 TXV와 EEV의 특징이라고 볼 수 있는데 모세관은 저주파수에서 냉매의 과열도가 아주 작거나 과열기체가 되지 않은 상태로 압축기로 들어가는 반면 EEV는 일정한 과열도를 유지하고 TXV는 오히려 과열도가 커지는 것을 볼 수 있다. 일반적으로 과열도가 커질수록 압축기 소요동력은 커지게 되고 또한 시스템을 흐르는 냉매유량은 감소하므로 COP와 냉방능력이 작게 나타난다. 또한 과열도가 너무 작은 경우에는 압축기의 액압축의 위험이 있고 이때의 냉매유량이 많기 때문에 압축기의 소비동력이 증가하여 Fig. 7의 30Hz에서의 모세관의 경우와 같이 적절한 과열도를 유지한 EEV보다 과열도는 작으나 COP는 EEV보다 작게 된다.

반대로 고주파수 영역에서는 TXV와 EEV가 모세관보다 낮은 과열도를 가지므로 냉방능력과 COP의 증가가 크다. EEV는 스텝모터의 제어를 통하여 개도 조절이 가능하여 각 주파수 조건에서 최적사이클을 형성하므로 인버터형 냉동시스템의 성능 및 신뢰성 향상을 위하여 적합한 팽창장치로 사료된다.

4. 결론

인버터형 냉동시스템의 유량조절장치인 팽창밸브는 압축기에 의해 변화된 냉매량을 추종하여 시스템의 성능이 최대로 되도록 조절되어야 한다. 대부분의 냉동시스템은 이러한 팽창밸브대신 일정단면 팽창장치인 모세관을 사용하고 있다. 본 연구에서는 능동적인 유량조절이 가능한 TXV와 EEV의 성능을 모세관과 비교하였다. 실험조건으로는 인버터 냉동시스템의 응축기와 증발기에 공급되는 2차유체의 온도에 대하여 압축기의 운전주파수와 팽창장치를 변화시키면서 시스템의 성능특성 변화를 측정하였다. 실험을 통하여 얻은 결론은 다음과 같다.

(1) 압축기 주파수와 증발기의 2차유체 온도를 고정한 상태에서 응축기의 2차유체 온도를 변경

시켰을 때, EEV의 냉방능력은 모세관의 경우보다 작지만 최적의 냉매유량제어를 통하여 항상 높은 COP를 얻을 수 있다.

(2) 압축기 주파수와 응축기의 2차유체 온도를 고정한 상태에서 증발기의 2차유체 온도를 증가시켰을 때, EEV와 TXV의 COP의 증가 기울기는 모세관보다 크게 나타났다.

(3) 응축기와 증발기와 열교환하는 2차유체의 온도를 고정한 상태에서 압축기 주파수를 증가시켰을 때 TXV와 EEV의 냉매유량 및 냉방능력의 증가기울기가 모세관보다 크다.

(4) 용량가변형 팽창장치는 냉동시스템의 부하 변동과 이에 따른 압축기의 운전주파수 변화에 대하여 능동적으로 냉매의 유동면적을 조절하여 유량을 제어함으로써 일정면적 팽창장치에 비하여 우수한 성능특성을 나타낸다.

후 기

본 논문은 1998년도 한국 학술진흥재단(1998-018-E00158)의 학술연구비에 의하여 지원되었음.

참고문헌

1. Tassou, S. A., Marquand, C. J., Wilson, D. R., 1983, Comparison of the performance of capacity controlled and conventional on/off controlled heat pumps, *Applied Energy*, Vol. 14, pp. 241-256.
2. Hori, M., Akamine, I., Sakai, T., 1985, Seasonal efficiencies of residential heat pump air conditioners with inverter-driven compressors, *ASHRAE Trans.* Vol. 91, pp. 1585-1595.
3. Miller, W. A., 1987, Steady-state refrigerant flow and airflow control experiments for a continuously variable speed air to air heat pump, *ASHRAE Trans.*, Vol. 93, pp. 1191-1204.
4. 최종민, 김용찬, 김종엽, 배영돈, 1997, 인버터 열펌프의 주파수 및 모세관 길이 변화에 따른 시스템 성능특성의 실험적 연구, *공기조화·냉동공학 논문집*, 제9권, 제1호, pp. 64-72.
5. Hewitt, N. J., McMullan, J. T., Murphy, N. E., 1995, Comparison of expansion valve performance, *Int. Journal of Energy Research*, Vol. 19, pp. 347-359.
6. Farzad, M., 1990, Modeling the effects of refrigerant charging on air conditioner performance characteristics for three expansion devices, Ph. D. Thesis, Texas A&M University.

1. Tassou, S. A., Marquand, C. J., Wilson, D. R., 1983, Comparison of the performance of