

혼합냉매를 사용한 열펌프 시스템의 성능과 열전달 특성

Performance and Heat Transfer Characteristics of a Heat Pump System Using Refrigerant Mixtures

김 동 섭*, 신 지 영*, 노 승 탁**
T. S. Kim, J. Y. Shin, S. T. Ro

Key Words : Refrigerant Mixtures(혼합냉매), Coefficient of Performance(성능계수), Cooling Capacity(냉방용량), Heat Transfer Coefficient(열전달계수)

ABSTRACT

A heat pump system is constructed to evaluate its performance and heat transfer characteristics with mixtures of R22/R142b as working fluids. The heat transfer in the evaporator and the overall performance are measured and analyzed in terms of the compositions and relevant variables. Possibility of capacity modulation by changing composition is observed without degradation of heat transfer coefficients and coefficient of performance. The cooling capacity is varied continuously within 200 percent based on minimum capacity at constant compressor speed. For similar cooling capacity, COP is improved by mixing two refrigerants and shows maximum value at 60% mass fraction of R22. Average heat transfer coefficients of mixtures decrease in comparison with pure refrigerants at similar cooling capacity and mass flow rate. However, the overall heat transfer coefficients decrease moderately. A cycle simulation is performed in order to manifest the advantages of using refrigerant mixtures, considering experimentally observed heat transfer characteristics.

기 호 설 명

A : 열전달 면적 (m^2)	h : 열전달계수 ($kW/m^2 K$)
C_p : 정압비열 ($kJ/kg K$)	\bar{h} : 평균 열전달계수 ($kW/m^2 K$)
COP : 성능계수	\dot{m} : 질량유량 (kg/s 또는 kg/hr)
DSC : 과냉도 (K 또는 $^{\circ}C$)	N : 체적요소의 수
DSH : 과열도 (K 또는 $^{\circ}C$)	\dot{Q} : 증발기 열전달율 (kW)
	R_p : 압력비
	T : 온도 (K 또는 $^{\circ}C$)

* 서울대학교 대학원 기계공학과

** 서울대학교 공과대학 기계공학과

- T_b : 냉매의 온도 (K 또는 $^{\circ}\text{C}$)
- T_m : 관 내벽면 평균온도 (K 또는 $^{\circ}\text{C}$)
- ΔT_{LM} : 대수평균온도차 (K 또는 $^{\circ}\text{C}$)
- W : 압축기 소요동력 (kW)
- U : 열관류율 ($\text{kW/m}^2\text{K}$)

하 첨 자

- evap* : 증발기
- i* : 입구
- o* : 출구
- sub* : 체적요소

1. 서 론

근래에 들어서 냉동기와 열펌프의 성능향상과 작동유체의 물성치 추산에 관한 연구가 꾸준히 이루어지고 있으며, 오존층 파괴와 지구온난화 효과로 대별되는 환경오염문제로 인하여 대체 냉매의 개발 또한 관심사로 대두되었다. 한편 에너지 절약의 측면에서 성능향상과 용량조절이 가능한 non-azeotropic 혼합냉매의 열펌프에의 응용에 대한 관심이 고조되고 있다.

단일냉매를 사용하게 되면 열부하의 변화에 따라 열펌프 용량이 부족 또는 초과하게 되어 에너지의 효율적 이용이라는 측면에서 바람직하지 못하다. 반면에 일반적으로 혼합냉매를 사용하므로써 용량조절이 가능하고 성능이 향상된다고 알려져 있다. 상용화된 혼합냉매의 사용이 제안된 이래¹⁾ 다수의 연구가 이루어져 왔으며, 특히 1980년대 후반에 이르면서 실제 시스템에 적용하기 위한 연구가 활발히 진행되기 시작했다. Kruse²⁾는 이론적이고 실험적인 연구를 통하여서 혼합냉매의 사용 가능성을 고찰하였다. Vineyard³⁾은 R13B1/R152a 혼합냉매를 사용하여 열펌프의 용량을 조절할 수 있음을 보였으며, Mulory⁴⁾은 R22/R114, R13/R12 혼합냉매를 사용하여 단일냉매를 사용한 경우에 비해 성능이 향상함을 보였다. 또한 열펌프를 비롯한 냉동시스템을 대상으로 해석을 수행하여 혼합냉매를 사용한 경우의 성능특성을 살핀 연구도 다수 발표되었다^{5, 6)}.

2성분 non-azeotropic 혼합냉매는 상변화시 온도가 변화하는 특징(temperature gliding effect)을 가지고 있다. 이로 인하여 열교환시 작동유체와 열원과의 평균온도차가 감소하여 열교환과정의 비가역성이 줄어들게 되고 결과적으로 성능의 향상이 가능하다. 그러나 일반적으로 혼합물의 열전달계수가 단일물의 경우에 비해 낮기 때문에 전술한 성능향상의 효과를 잘 이용할 수 있으려면 일반적으로 열전달면적이 커져야 할 것으로 알려져 있다.

따라서 사용이 유망한 혼합냉매에 대한 열교환기에서의 전열특성의 예측은 매우 중요하다. 한편 기존의 성능특성과 열전달 특성에 관한 연구들은 거의 독립적으로 이루어지고 있다. 본 연구에서는 혼합 냉매를 사용한 열펌프 시스템의 성능 특성에 초점을 맞추면서 동시에 열교환기 특히 증발기에서의 열전달특성을 살펴보고, 그 상관관계를 고찰하고자 한다.

본 논문에서는 R22/R142b non-azeotropic 혼합냉매를 열펌프에 사용하여 냉방운전의 경우에 대하여 연구를 수행하여서 열전달특성과 사이클 성능에 관해 고찰하였다. 실험은 크게 용량조절과 성능향상의 가능성측면에서 수행되었으며 성분비 변화에 따른 증발기에서의 열전달계수와 열관류율의 변화도 아울러 살펴보았다. 또한 실험적으로 관찰된 결과를 바탕으로 해석을 수행하여서 전열특성과 성능과의 관계를 살펴 보았다.

2. 실험

2.1 실험장치

실험장치의 개략도를 Fig. 1에 나타냈다. 실험장치는 압축기, 증발기, 응축기, 팽창밸브 등의 주요 구성부로 이루어져 있으며, 기타 과냉각기, 오일분리기, 수액기, 기액분리기, 여과기, 냉매량지시기, 건조기, 유량계와 압축기의 회전수를 변화시키기 위한 인버터가 설치되었다. 또한 열원의 온도를 일정하게 유지하기 위하여 저장조를 설치하였다.

증발기는 혼합냉매의 상변화시 온도 변화효과에 의한 이점을 충분히 이용할 수 있도록 대

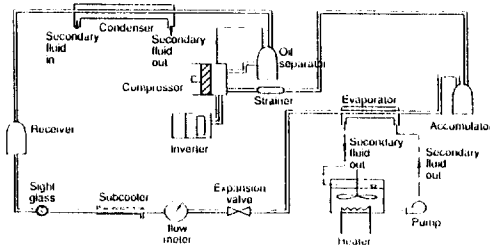


Fig. 1 Schematic diagram of the heat pump system

항류로 제작하였으며, 냉매가 내관으로, 2차유체가 환상공간으로 흐른다. 내관의 내경과 외경은 각각 10.7, 12.7 mm이며 외관의 내경은 23.4 mm이고 재질은 구리이다. 증발기의 총길이는 6 m이고 세부분의 직관부를 두개의 곡관부로 연결하여 구성하였다. 유효 열교환면적은 내관 외면을 기준으로 0.24 m^2 이며, 시스템 외부와의 열출입을 방지하기 위해서 외관을 두께 22.0 mm 인 단열재로 충분히 단열시켰다. 2차유체는 물을 사용하였으며 냉매로 빼앗긴 열량을 보충하기 위해 저장조에 전열선을 설치하였다.

압축기 입출구, 팽창밸브 입출구 등 시스템 주요부위에서 온도와 압력을 측정하였고, 증발기에서 열전달계수를 얻기 위해서 증발기의 여러 지점에서 냉매와 벽면, 2차유체의 온도를 측정하였다. Fig. 2에 증발기에서 온도와 압력의 측정 위치를 나타내었다. 냉매의 온도는 증발기의 입출구를 포함하여 13지점에서 측정하였다. 물의 온도는 냉매온도를 측정하는 같은 지점에서 계속하였고, 그 중간 지점에서 내관 외벽면 온도를 윗면, 옆면, 아랫면 세 지점에서 측정하였다. 열전대는 모두 T형(copper-constantan)을 사용하였다. 압축기 입출구와 팽창밸브 입출구의 압력은 부르돈관형 압력계로 측정하였다. 증발기의 7지점에 압력탭을 설치하였으며, 스트레인 게이지형 압력계로 증발기 입구의 절대압을 측정하였고, 다이아프램형 압력계로 증발기 입구와 증발기를 통한 각 측정지점의 차압을 측정하였다.

냉매의 유량은 Positive displacement type 미소유량계를 파냉각기 출구에 설치하여 파냉된

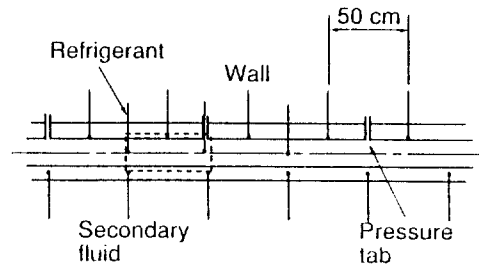


Fig. 2 Measurement positions of temperature and pressure through the evaporator

액체의 체적유량으로서 측정하였다. 압축기로는 R22용으로 설계된 정격 1마력의 반밀폐형을 사용하였으며, 압축기의 회전속도를 조절하기 위해 입력전력의 주파수를 0~120 Hz까지 조절할 수 있는 인버터를 부착하였다. 정격입력인 60 Hz에서 압축기의 공칭 배제체적율은 $7.22 \text{ m}^3/\text{h}$ 이다. 압축기에 공급되는 입력을 측정하기 위해 전류계, 전압계, 전력계를 부착하였다. 응축기와 파냉각기 역시 2중관형이며 물을 2차유체로 사용하였다.

2.2 측 정

R22, R142b 순수냉매와 R22 질량성분비 20%, 40%, 60%, 80%인 혼합냉매를 작동유체로 사용하였다. 시스템 내부를 충분히 진공상태로 유지 시킨뒤에 냉매를 충전시켰다. 증기압이 낮은 R142b를 먼저 충전시킨뒤 증기압이 높은 R22를 주입하였다. 시스템의 냉매 주입시 디지털 저울로 그 중량을 측정하여 냉매의 혼합비를 결정하였다. 각 성분비에 대하여 총 충전량은 $2.5 \pm 0.02 \text{ kg}$ 을 유지하였다. 각각의 경우에 대하여 압축기 속도와 냉매유량, 2차유체의 유량을 변화시키면서 실험하였다.

압축기에 공급되는 정격 60 Hz인 전류의 주파수를 인버터로 바꾸어서 약 30 Hz에서 80 Hz까지 10 Hz 정도의 간격으로 실험을 행하였다. 큰 주파수가 곧 압축기의 회전속도가 빠르다는 것을 의미한다.

시스템이 정상상태에 이르면 압력, 전력과 인버터 회전수를 기록하며, 냉매온도, 물과 벽면의 온도를 자료기록장치를 통해 컴퓨터에 기

특한다. 물의 유량은 충분한 시간동안의 물을 증발법으로 측정하였다. 냉매의 유량은 파냉각기 출구에서 계측된 체적유량에 밀도를 곱하여 계산하였다.

증발기의 2차유체인 물의 입출구온도를 각각 25℃, 10℃로 유지하였고, 응축기에서의 냉각수의 입출구온도는 각각 23℃, 33℃로 조절하였다.

증발기에서의 열전달량 즉 냉방용량 \dot{Q} 는 증발기에서 2차유체가 잃은 열량으로 다음과 같이 계산한다.

$$\dot{Q} = (\dot{m}C_p \Delta T)_{water} \dots \dots \dots (1)$$

ΔT 는 증발기 입출구의 온도차이고 \dot{Q} 는 열손실을 무시한다면 냉매가 얻은 열량이다.

증발기에서의 열교환량 \dot{Q} 를 기준으로한 성능계수(COP)는 다음과 같이 표시된다. \dot{W} 는 열펌프가 소요한 일률이다.

$$COP = \frac{\dot{Q}}{\dot{W}} \dots \dots \dots (2)$$

증발기를 다수의 체적요소로 분리하여 각 요소별로 결정되는 냉매와 벽면온도로서 국소 열전달계수를 계산한다. Fig. 2에서 점선으로 표시된 부분이 대표적인 체적요소이다. 체적요소는 그 양단에서 물온도를 측정하는 영역을 뜻한다. 국소열전달계수는 다음과 같이 정의된다.

$$h = \frac{\dot{Q}_{sub}}{A_{sub}(T_{wi} - T_b)} \dots \dots \dots (3)$$

이때 \dot{Q}_{sub} 는 물의 온도차와 유량으로서 계산된 체적요소에서의 열전달량이며, A_{sub} 는 체적요소의 열전달면적이다. T_b 는 냉매의 온도이며 T_{wi} 은 내관내벽면의 평균온도이다. 냉매의 온도 T_b 는 측정된 압력과 열역학적 상평형관계로부터 구한 값이며, 측정된 온도는 비교의 자료로 활용하였다. 열역학적 성질과 혼합냉매의 기액평형의 결정에는 Peng-Robinson 상태방정식이 사용되었다.⁷⁾

상변화과정의 평균열전달계수는 본실험의 경우 증발기 각 요소의 길이가 일정하므로 식(4)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\bar{h} = \frac{\int h dA}{\int dA} = \frac{\sum_{i=1}^N h}{N} \dots \dots \dots (4)$$

여기서 N 은 dryout이 일어나기 바로 전의 요소번호를 뜻한다.

3. 실험 결과 분석

3.1 실험 범위

증발기의 열전달율 \dot{Q} 를 냉매의 질량유량을 변수로 하여 Fig. 3에 나타내었다. 모든 성분비에 대하여 \dot{Q} 는 냉매의 질량유량에 거의 선형적으로 비례하며, 더우기 거의 하나의 직선영역위에 놓인다고 볼 수 있다. 이는 동일한 포화온도에서 R22와 R142b의 증발잠열이 비슷하므로 주어진 질량유량에서 \dot{Q} 또한 비슷하게 유지되기 때문이다.

증발기 전체의 압력강하 ΔP_{tot} 를 Fig. 4에 나타내었다. ΔP_{tot} 역시 냉매의 질량유량이 증가함에 따라 증가한다. 유량이 증가함에 따라 마찰과 관성에 의한 압력강하가 커지기 때문이다. 동일한 질량유량에서 R142b의 성분비가 많아짐에 따라 압력강하 또한 커진다. 이는 R142b의 비체적이 R22에 비해 크기 때문에 전체 유동속도가 빨라지기 때문이다.

평균열전달계수 \bar{h} 를 Fig. 5에 나타내었다. 전

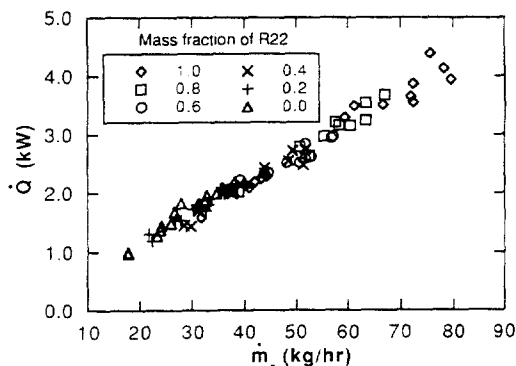


Fig. 3 Distribution of cooling capacity with respect to mass flow rate of refrigerant

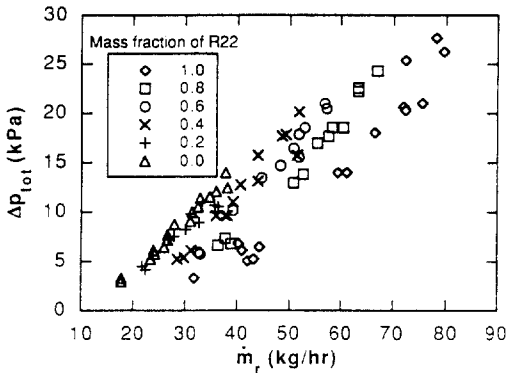


Fig. 4 Distribution of total pressure drop at evaporator with respect to mass flow rate of refrigerant

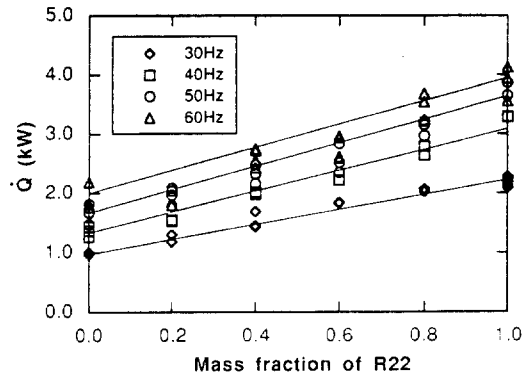


Fig. 6 Variation of cooling capacity with composition (numbers denote the frequencies of input voltage)

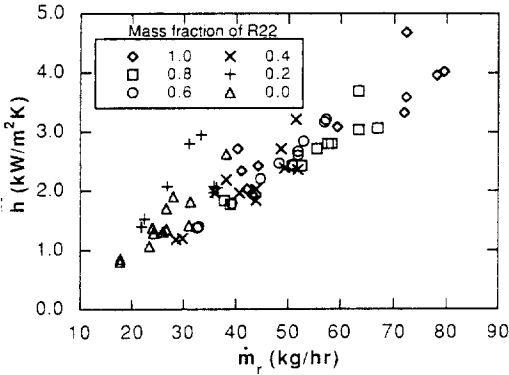


Fig. 5 Distribution of average heat transfer coefficient at evaporator with respect to mass flow rate of refrigerant

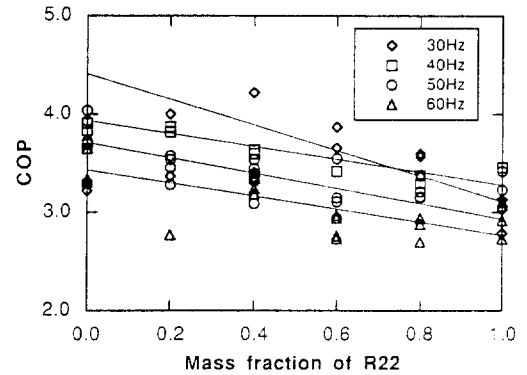


Fig. 7 Variation of COP with composition (numbers denote the frequencies of input voltage)

술한 바와 같이 h 는 dryout 이전까지의 2상유동영역에서의 평균치이다. 대류열전달을 지배하는 가장 큰 인자는 질량유량이며 모든 성분비에 대하여 질량유량이 증가함에 따라 평균열전달계수 또한 증가하였다.

3.2 용량 조절

서론에서 서술한 바와같이 혼합냉매를 사용할 때 압축기 회전수의 변화없이 부하조절이 가능한 것으로 알려져있다. 따라서 각 회전수 별로 실험데이터를 살펴보는 것이 의미있는 일이다. 본 연구에서 압축기의 회전속도는 압축기에 공급되는 전류의 주파수로 표시할 수 있다. 압축기

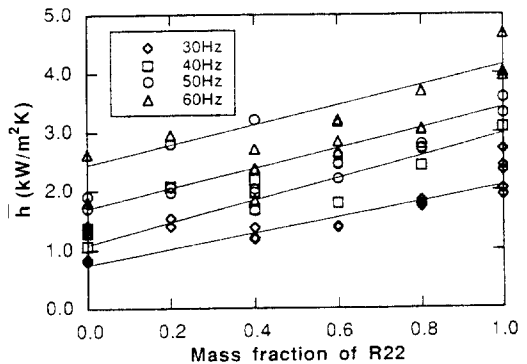


Fig. 8 Variation of average heat transfer coefficient with composition (numbers denote the frequencies of input voltage)

회전속도와 혼합비에 따른 증발기에서의 열전달량, 성능계수, 평균열전달계수의 변화를 Fig. 6~8에 보였다.

동일한 회전수에서 열전달율 Q 는 R22의 성분비가 늘어남에 따라 거의 선형적으로 증가함을 알 수 있다. 반면 COP는 R142b의 성분비가 증가할수록 선형적으로 높아지는 현상을 보인다. 특히 열전달율은 두 냉매의 잠열이 비슷함에도 불구하고 동일한 압축기 회전수에서 R22가 R142b에 비해 약 2배 정도 크다. 이는 두 순수 냉매의 비체적의 차이에 기인한다. 주어진 온도에서 고온증발매체인 R142b에 포화 기체와 과열증기의 비체적이 R22에 비해 2배 이상 크므로 체적유량이 유사하다면 R142b의 경우에 질량유량이 작게 된다. R22와 R142b의 증발잠열은 비슷하므로, 결과적으로 R142b의 경우에 열교환량이 R22 비해 작게 되며, 혼합물에서는 두 순수냉매 값 사이에 놓이게 된다. 이러한 열전달량과 COP의 변화 양상은 유사한 조건에서의 사이클 모사결과⁶⁾와 잘 일치한다.

한편 30 Hz의 경우에 R142b 성분비 60% 이상에서 \dot{Q} 가 다시 감소하는 경향은 압축기의 영향이라 생각된다. 즉 압축기 입구에서의 비체적이 커지면서 정격회전수를 훨씬 밑도는 느린 조건에서 압축기의 비이상적 작동으로 효율감소에 의한 전력의 과다입력으로 성능계수가 감소되는 것으로 풀이된다.

한편 평균열전달계수 \bar{h} 는 R22의 성분비가 클수록 크며 변화양상은 역시 선형적이다. 그 원인은 같은 회전수에서 R22가 R142b에 비해서 약 2배의 질량유량을 나타내므로 열전달계수도 2배정도 늘어나는 것이다. 즉 포화상태에서 열전달에 큰 영향을 미치는 비열과 열전도율의 경우에 두 냉매의 값들이 비슷하므로 질량유량의 영향이 열전달계수에 거의 비례적으로 반영되는 것이라 할 수 있다.

모든 성분비에서 회전수 증가에 따라 열전달율, 열전달계수는 증가하는데 이는 질량유량이 증가 때문이다. 반면에 성능계수는 회전수 증가에 따라 감소함을 볼 수 있는데 이는 회전수 증가에 따른 압축기 공급 일율의 증가폭이 열

전달율의 증가폭보다 크기 때문이다.

R22 단일냉매를 사용할때 열부하가 작아지면 용량조절을 위해 회전수를 줄여야함을 알 수 있다(예 : 60 Hz에서 30 Hz로 변하면 냉방용량은 반으로 준다). 이때 성능은 향상되나 열전달효과는 감소함을 알 수 있다. 한편 R22의 30 Hz 경우와 R142b의 50~60 Hz 경우가 \dot{Q} 는 물론 COP, \bar{h} 모두 비슷한 수준을 유지한다. 즉, R22를 기준으로 운전되는 시스템에서 냉방용량이 감소한 경우에 회전수를 줄이는 대신에 동일한 압축기 회전수를 유지하면서 R142b의 성분비를 증가 시켜서 기준 용량의 절반까지 용량을 맞출 수 있다. 따라서 혼합냉매를 사용하여 성능과 열전달효율의 저하없이 용량조절이 가능함을 보여주는 것이다.

3.3 동일한 증발기 냉방용량

혼합냉매를 사용한 경우 앞절에서와 같은 이점과 함께 사이클의 성능계수가 향상된다는 것이 일반적 이론이다. 따라서 여러가지 실험결과 중에 특별히 증발기에서의 열부하 즉 냉방용량이 같은 조건에서 성분비에 따른 성능변화에 대한 해석이 필요하다.

데이터의 분석결과 전체적인 증발기 열전달율은 1~4 kW 범위였고 두 냉매의 비체적의 차이에 의해서 두냉매를 모두 포함하는 열전달율 범위는 그리 넓지 않았으나 2 kW내외에서 모든 성분비의 데이터가 존재하였다.

이때의 열교환율 \dot{Q} 와 질량유량 \dot{m}_r 을 Table 1에 보였다. \dot{Q} 는 약 2.0 kW로 일정함을 알 수 있다. 한편 전 성분비에 대하여 질량유량이 비

Table 1 Ranges of experimental values for comparison

Mass fraction of R22	\dot{Q} (kW)	\dot{m}_r (kg/hr)
0.0	1.9~2.1	32~38
0.2	2.0~2.1	35~36
0.4	1.9~2.0	36~38
0.6	1.8~2.2	33~39
0.8	2.0~2.1	36~39
1.0	2.1~2.2	40~42

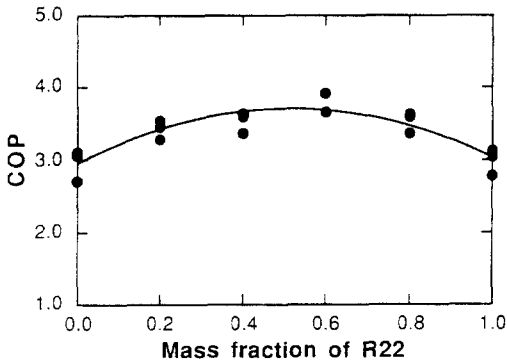


Fig. 9 Variation of COP with composition at constant \dot{Q}

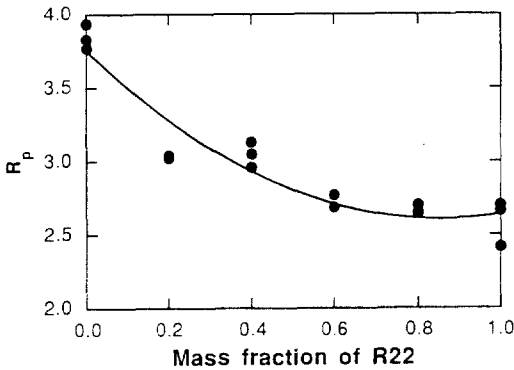


Fig. 10 Variation of pressure ratio with composition at constant \dot{Q}

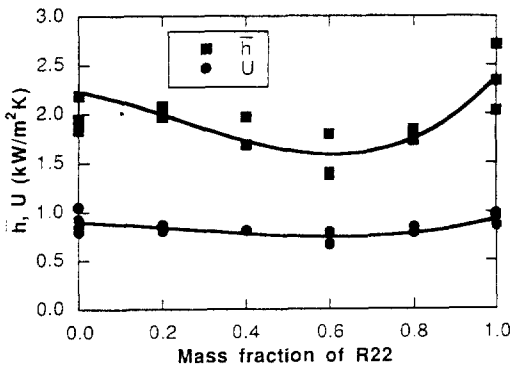


Fig. 11 Variation of average heat transfer coefficient and overall heat transfer coefficient with composition at constant \dot{Q}

슷한 값으로 유지되며, 이는 R22와 R142b가 비슷한 포화온도에서 잠열이 비슷하기 때문으로 풀이된다.

성능계수 COP의 변화를 Fig. 9에 보였다. R142b의 경우 압축기 입력전류의 주파수는 정격 또는 약간 고속의 조건(60~70 Hz)에서 이루어졌으며 R22가 많아질수록 저주파수 영역에서 운전되었다. 그 원인은 앞서 설명한 바와 같이 비체적의 차이 때문이다.

혼합물의 경우 단일물질에 비해 COP가 증가하였다. R22의 질량비 약 60%에서 최대값을 보였으며 단일냉매에 비하여 10%이상의 성능 향상이 가능하다. 이 성분비는 R22/R142b 혼합 냉매의 증발개시점과 응축개시점의 온도차가 가장 큰 경우에 해당한다. 이러한 결과 역시 사이클 모사에 의한 결과⁶⁾와 유사한 경향이다. 증발기에서 물의 온도 변화폭인 15°C보다 혼합 냉매의 온도변화폭이 항상 작아서(최대 약 10°C) 서론에서 서술한 바와 같이 충분히 온도변화효과를 이용할 수 있으므로 최대온도차를 보이는 성분비에서 최대 성능을 나타내는 것으로 설명된다.

Fig. 10에 압축기 입출구의 압력비로 정의된 압축비 R_p 를 보였다. 압축비는 R142b의 성분비가 증가할수록 커진다. R142b의 경우 R22에 비해 약 40% 크게 나타난다. R142b의 성분비가 큰 영역에서 압축비의 변화율이 급하다. 본 연구에서 압축비가 압축기 효율에 큰 영향을 끼치지 않는으나 압축비가 더 큰 시스템에서는 R142b의 성분비가 클수록 압축기 효율이 저하될 것으로 생각된다.

냉매의 평균열전달계수 \bar{h} 를 Fig. 11에 보였다. 혼합에 의해서 열전달계수가 단일물질에 비해 저하된다. 이는 여타 다른 혼합물의 결과와도 유사한 현상이다.^{8,9)} 최대 성능계수를 보였던 혼합비 부근에서 최소의 열전달계수 값을 보인다.

한편 실제 시스템에서의 응용을 위해서는 국소 열전달계수 자체보다는 오히려 열관류율 U 를 살펴보는 것이 더 의미있는 일이며 역시 Fig. 11에 그 변화를 나타내었다. 이때 대수평균온도차와 열관류율은 다음과 같이 정의 된다.

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{water, o} - T_{r, i}) - (T_{water, i} - T_{r, o})}{\ln[(T_{water, o} - T_{r, i}) / (T_{water, i} - T_{r, o})]} \dots\dots\dots (5)$$

$$U = \frac{\dot{Q}}{A_{evap} \Delta T_{LM}} \dots\dots\dots (6)$$

U 값 역시 혼합에 의해 약간 감소하나 그 감소 폭은 h 보다는 작다. 전 성분비에 대하여 열전달율이 같으므로 물의 유량은 거의 일정하고 따라서 물의 열전달 계수는 거의 변하지 않으므로 2차유체와 냉매에 의한 이중효과로 나타나는 U 값은 h 보다는 변화폭이 작게된다. 따라서 R22/R142b는 열교환기의 큰 재설계없이 열펌프 및 냉동기에 응용이 가능할 것으로 보인다.

순수냉매와 혼합냉매를 사용한 냉동사이클에 대한 이론적 비교 연구가 몇몇 경우에 대하여 이루어졌고^{10, 11)}, 대체로 혼합냉매를 사용한 경우에 성능상 이점을 위하여서는 열교환기의 면적, 또는 열관류율과 면적의 곱인 UA 가 증가해야 하는 것으로 알려져 있다. 그러나 본 연구의 결과에 의하면 모든 성분비에 대하여 증발기의 면적이 일정한 가운데, 혼합물에서 열관류율이 약간 감소 하면서도 성능계수가 증가하는 현상을 보였다.

본연구에서 나타난 성능의 향상은 증발기에서의 과열도(degree of superheating, 이하 DSH 로 표기)로서 설명될 수 있다. 즉, 순수냉매에서는 과열도가 비교적 크게 유지되었으며, 혼합물의 DSH 는 순수냉매에서보다 작았다. 즉, 순수냉매를 사용한 경우에 상변화를 위한 유효 열교환 면적에 비하여 증발기의 면적이 컸음을 의미하며, 혼합물에서는 낮은 열관류율로 인하여 상변화과정에 비교적 많은 열교환 면적이 필요하고, 따라서 증발기의 면적을 충분히 이용한 것이다. 이러한 결과는 혼합물에서 유효한 열교환 면적이 늘어야함을 의미하므로, 궁극적으로 여타연구 결과와 맥락을 같이 한다고 볼 수 있다.

응축기에서는 열전달계수를 직접 측정하지는 않았으나, 혼합물에서 역시 과냉도(degree of subcooling, 이하 DSC 로 표기)가 다소 감소하는

결과를 관찰하였다. 따라서 응축시의 열전달계수 역시 혼합에 의해서 감소하는 것으로 생각된다.

결과적으로 혼합냉매에서 DSH 과 DSC 의 감소의 효과가 열관류율의 감소를 상쇄하고, 성능계수의 상승을 가져온다. 이러한 결과는 다음절의 사이클해석에 의해서 뒷바침된다.

4. 사이클 해석

혼합냉매를 사용할 경우의 이점을 살펴보기 위해서 사이클 해석을 수행하였다. 냉방용량을 2kW로 설정하였으며, 대향류형 열교환기를 고려하였다. 증발기에서 열원인 물의 입출구온도를 각각 25℃, 10℃로 두었고, 응축기의 응축수 입출구온도를 각각 25℃, 40℃로 설정하였다. 순수냉매 R22, R142b에 대하여 증발기와 응축기의 UA 값을 0.2kW/m²K로 설정하였으며, 혼합물에서는 포물선 분포로 UA 값을 부여하여 질량성분비 50 : 50에서 최소값 0.17kW/m²K(순수냉매와 비교하여 15% 감소)를 갖도록 하였다. 이러한 조건은 Fig. 12를 통하여 타당성을 확인할 수 있다. 순수냉매에서 DSH 와 DSC 은 각각 20℃, 10℃로 두었다. 혼합물에서는 몇가지의 조합에 의한 DSH 와 DSC 값을 부여하였으며, 역시 질량성분비 50 : 50에서 최소값을 갖도록 포물선 분포를 부여하였다. 해석에 사용된 구속조건들을 Table 2에 요약하여 나타내었다. R22와 R142b 순수냉매는 'pure'로 표시되며, '50 : 50'으로 표시된 값들은 각 포물선 분포의 최소값들을 나타낸다. 압축기의 등엔트로피 효율은 0.8로 두었고 기계적 효율은 고려하지 않았다.

계산은 반복적방법(iterative procedure)에 의

Table 2 Simulation condition of Fig.12

	UA_e, UA_c (kW/m ² K)		DSH (℃)		DSC (℃)	
	pure	50 : 50	pure	50 : 50	pure	50 : 50
Case 1	0.2	0.17	20	0	10	0
Case 2	0.2	0.17	20	0	10	5
Case 3	0.2	0.17	20	5	10	5
Case 4	0.2	0.17	20	10	10	5

해서 이루어진다. 즉, 냉매 온도의 가정으로부터 출발하여서 증발기와 응축기에서 동시에 주어진 UA 값으로부터 계산된 대수평균온도차를 만족하도록 계산을 수행하였다.

계산된 COP 값의 성분비에 따른 변화를 Fig. 12에 보였다. 혼합냉매에서 DSH와 DSC의 최소값을 각각 0°C로 둔 Case 1의 경우에 상당한 COP의 증가가 가능하며 약 20%의 최대 증가를 보인다. DSH와 DSC가 줄어들수록 COP의 증가 폭은 줄어들게 된다. 혼합물에서 DSH와 DSC가 줄어들면 증발과정의 평균온도는 순수냉매의 상변화 온도보다 줄어들게 되며, 이 또한 성능의 향상에 이바지한다.

실험과 해석의 결과는 열관류율이 줄어들 경우에 DSH와 DSC의 감소에 의해서 혼합냉매의 이점이 발생한다는 정성적 일치를 보인다.

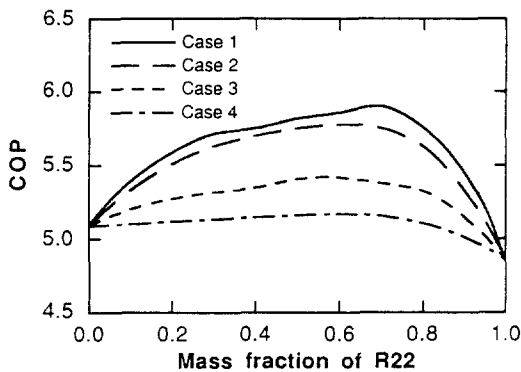


Fig. 12 Variation of COP with composition for several simulation conditions

5. 결 론

R22와 R142b의 혼합냉매를 작동유체로 사용하여 열펌프 성능과 증발과정의 열전달특성을 살펴 보았다.

일정한 압축기 회전수에서 R142b는 R22에 비해 약 1/2 정도의 증발용량감소를 보였으며 혼합물의 용량은 두 값 사이에서 단조적으로 변화하였다. R22 단일 냉매를 사용할 경우에 압축기 회전속도를 느리게 함으로서 얻을 수 있는 용량감소의 효과를 R142b의 성분비를 증가

시킴으로서 동일하게 얻을 수 있었다. 또한 이때 평균열전달계수와 성능계수는 비슷한 수준을 유지하였다.

증발기 열교환량이 동일한 경우의 실험결과를 비교하였다. 이 경우 두 단일냉매의 증발잠열이 비슷하기 때문에 냉매의 질량유량도 비슷하게 유지되었다. COP는 R22 질량성분비 40~60% 부근에서 순수냉매에 비해 최대 20% 향상되었으며, 이때 평균열전달계수는 감소하였다. 그러나 2차유체를 함께 고려한 열관류율의 감소폭은 그다지 크지 않았다.

실험으로 관찰된 열전달특성을 바탕으로 사이클 해석을 수행하여서 혼합냉매를 사용한 경우의 이점을 살펴보았으며, 혼합냉매에서 열관류율의 감소에도 불구하고 과열도와 과냉도의 감소로서 성능계수의 증가가 가능하였다.

후 기

본 연구는 한국과학재단의 연구비 지원에 의하여 이루어졌다.

참 고 문 헌

1. Schwind, H.O.H., 1960, "Multiple Fluid Refrigerating System," U.S. Patent 293862.
2. Kruse, H., Kuever, M., Quast, U., Schroeder, M. and Upmeir, B., 1985, "Theoretical and Experimental Investigations of Advantageous Refrigerant Mixture Applications," *ASHRAE Technical Data Bulletin, Advances in Nonazeotropic Mixture Refrigerants for Heat Pump*, pp. 1383-1418.
3. Vineyard, E. A. and Sand, J. R., 1988, "Evaluation of Nonazeotropic Refrigerant Mixtures for Capacity Modulation," *DOE/ORNL Heat Pump Conf.*, pp. 47-54.
4. Mulroy, W., Kauffeld, M., McLinden, M and Didion, D. A., 1988, "Experimental Evaluation of Two Refrigerant Mixtures in a Breadboard Air Conditioner," *DOE/ORNL Heat Pump Conf.*, pp. 55-61.

5. 원성필, 김민수, 김동섭, 노승탁, 1990, "혼합 냉매를 이용한 열펌프의 성능해석(I)," 공기조화 · 냉동공학 논문집, 제2권, 제2호, pp. 142-154.
6. 김민수, 김동섭, 원성필, 노승탁, 1990, "혼합 냉매를 이용한 열펌프의 성능해석(II)," 공기조화 · 냉동공학 논문집, 제2권, 제3호, pp. 218-225.
7. 김민수, 김동섭, 노승탁, 김옥중, 윤재호, 1990, "혼합냉매의 열역학적 물성치 추산에 관한 연구," 대한기계학회 논문집, 제14권, 제5호, pp. 1337-1348.
8. Jung, D. S., McLinden, M., Radermacher R. and Didion, D., 1989, "Horizontal Flow Boiling Heat Transfer Experiments with a Mixture of R22/R141," *Int. J. Heat mass Transfer*, Vol. 32, pp. 131-145.
9. Yoshida, S., Matsunaga, T., Mori, H. and Ohiishi, K., 1990, "Heat Transfer to Nonazeotropic Mixtures of Refrigerants Flowing in a Horizontal Evaporator Tube," *Trans. Japan Soc. Mech. Eng.*, Vol. 56, No. 524, pp. 1084-1089(in Japanese).
10. McLinden, M. O., Radermacher, R., 1987, "Methods for Comparing the Performance of Pure and Mixed Refrigerants in the Vapour Compression Cycle," *Int. J. Refrig.*, Vol. 10, pp. 318-325.
11. Webb, R. L., Digiovani, M. A., 1989, "Comparison of Mixture and Pure Refrigerant Heat Pump Cycles," *Heat Recovery systems & CHP*, Vol. 9, pp. 383-396.