

R22/R142b 혼합냉매를 사용한 열펌프의 성능 Experimental Study on the Performance of Heat Pump Using Refrigerant Mixture R22/R142b

김 민 수*, 장 세 동**, 노 승 탁***
M. S. Kim, S. D. Chang, S. T. Ro

Key Words : Refrigerant Mixture(혼합냉매), Heat pump(열 펌프), Heating Capacity(난방용량), Coefficient of Performance(성능계수)

ABSTRACT

Experimental investigation on the performance of a heat pump system using refrigerant mixtures is done. The condenser and the evaporator are double pipe heat exchangers of counter flow type and the compressor is driven by a variable speed motor. The refrigerant mixture used in the experiment is R22/R142b. Experiments are performed by changing the compressor speed, composition on ratio of mixture, and the average temperatures of condenser and evaporator. The compressor work, heating capacity and the coefficient of performance are calculated. Results show that the heating capacity can be changed by varying the mass flow rate of refrigerant mixtures to meet the heating load. It is shown that the capacity control by changing the composition ratio is more effective than by changing the compressor speed. Under the condition where the external conditions are fixed and the heating loads are equal, the coefficient of performance has its maximum value near 50 : 50 mass fraction of the refrigerant mixture in this study

기 호 설 명

(로마문자)

A : 전열면적 [m^2]

C_p : 정압비열 [kJ/kgK]

COP_H : 열펌프의 성능계수, $COP_H = \frac{Q_H}{W}$

h : 엔탈피 [kJ/kg]

\dot{m} : 질량유량 [kg/s]

N : 회전수 [rpm]

P : 압력 [kPa], 동력 [kW]

Q_H : 전달열량 [kW]

T : 온도 [$^{\circ}C$], 토크 [Nm]

* 서울대학교 정밀기계설계공동연구소

** 서울대학교 대학원 기계공학과

*** 서울대학교 공과대학 기계공학과

ΔT_{LM} : 열교환기의 대수 평균 온도차 [$^{\circ}\text{C}$]

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

U : 열관류율 [$\text{kW/m}^2\text{K}$]

v : 비체적 [m^3/kg]

\dot{W} : 압축기의 소요동력 [kW]

(하첨자)

c : 응축기

e : 증발기

$fluid$: 2차유체

H : 고압부

i : 입구

L : 저압부

o : 출구

r : 냉매

w : 냉각수, 벽면

1. 서 론

열펌프는 저온열원으로부터 열을 흡수하여 고온열원으로 열을 방출시키는 장치로서 공급되는 에너지를 열에너지의 형태로 변환시키는데 유용하게 이용될 수 있다. 열펌프 시스템에서 열을 흡수하거나 방출하기 위해서는 작동 유체로서 열수송매체가 필요하며, 열의 흡수, 방출 및 이동은 모두 열수송매체를 통하여 이루어진다. 열펌프 시스템에서의 열수송매체로서 기존의 단일성분 냉매가 광범위하게 이용되고 있으며, 환경문제가 심각해짐에 따라 기존의 냉매를 대체할 수 있는 대체 냉매에 대한 개발과 함께 이에 대한 물성 및 이를 사용한 열펌프의 성능에 관한 연구도 진행되고 있다.⁽¹⁾⁻⁽³⁾ 에너지의 효율적인 이용을 위한 성능향상을 위해서 냉매를 혼합하여 사용함으로써 열펌프의 성능향상 및 용량조절을 도모하고자하는 노력이 계속되고 있으며, 기존의 냉매를 적절히 혼합한 혼합냉매의 물성을 예측하고,⁽⁴⁾⁻⁽⁹⁾ 이러한 혼합 냉매를 이용하여 열펌프 사이클을 구성한 후, 성능 및 특성에 대해 고찰하는 것도 연구의 방향이다.

(10)-(14)

혼합냉매를 주입하여 작동하는 열펌프 사이클에서는 증발과정이 진행되면서 온도가 상승하고, 응축과정이 진행되면서 온도가 하강하는 것을 알 수 있는데 이점이 순수물질과 차이가 나는 점이다. 이와 같은 성질을 이용하면 응축 및 증발 과정에서 2차유체와의 평균온도차를 줄일 수 있으므로 성능을 향상시킬 수 있다. 이러한 열펌프 사이클에서는 외기온도가 올라가면 난방부하는 감소하지만 난방 용량이 증가하게 되므로 열펌프가 필요이상의 난방용량을 지니며, 반대로 외기온도가 떨어지면, 난방부하는 증가하나 열펌프의 난방용량은 감소하므로 난방용량이 난방부하보다 작은 경우가 생긴다.⁽¹⁵⁾ 따라서 순수냉매를 사용한 열펌프로 외기온도 변화에 따른 난방부하를 맞추려면, 필요 이상의 큰 용량으로 설계되거나 또는 부가적인 난방장치가 필요하게 된다. 그러나 혼합냉매는 그 성분비를 변화시켜 원하는 열역학적 성질을 조절할 수 있으므로 열펌프 사이클에서 공급할 수 있는 난방용량을 변화시킬 수 있는 가능성이 높다. 이는 압축기의 회전수를 변화시키지 않고서도 냉난방부하를 조절할 수 있다는 것을 의미한다.

본 연구에서는 혼합냉매를 사용하는 열펌프 시스템의 성능을 실험적으로 고찰하기 위해서 압축기, 응축기, 팽창밸브, 증발기로 구성된 열펌프 사이클을 구성하고 성분비, 압축기의 회전수, 응축기 및 증발기에서의 2차유체의 평균 온도 등 여러가지 조건의 변화에 따른 열펌프의 특성을 검토하며, 이를 통해 혼합냉매를 사용하였을 때의 성능특성 및 부하조절 특성에 대해 검토한다. 실험에 사용한 냉매로서는 R22와 R142b를 혼합한 냉매를 택하였다.

2. 혼합냉매를 사용한 열펌프의 성능 실험

2.1 실험장치

혼합냉매를 사용하는 열펌프 사이클의 성능 실험을 하기 위한 실험장치는 Fig. 1에 나타난 바와 같다. 본 연구에 사용된 압축기는 회전수를

자유로이 변환시킬 수 있도록 하기 위해 자동차 냉방용 압축기(대한공조(주), 모델명 DKS15 BH)를 이용하였으며, 동력원으로는 출력 2마력의 모터를 이용하였다. 압축기는 R12용으로 설계된 6실린더 회전경사판(swash plate) 형식이며 직경은 37mm, 행정은 23.7mm로서 배제체적은 152.6cc/rev이다. 압축기를 구동하는 모터는 유체 커플링에 연결되어 있으며 토크변환기를 통하여 압축기에 연결되어 있다.

응축기에서의 열전달량을 측정하기 위해서 응축기는 열전달 관계를 정량적으로 잘 나타낼 수 있는 2중관 형태로 제작하였으며 내관과 외관 모두 구리관을 이용하였다. 내관은 내경이 10.5mm이며 외경이 12.7mm, 외관은 내경이 23.0mm이며 외경은 25.4mm 이고, 외관의 외부에는 두께가 22.0mm인 단열재로 단열을 시켜 열손실을 막았다. 이중관의 내부관 안쪽으로는 냉매가 흐르면서 응축되고, 환상공간으로는 응축기에서의 열전달량을 정량적으로 측정하기 위한 냉각 유체로서 물을 흘려 보냈다. 냉매의 유동방향과 물의 유동방향은 서로 반대 방향으로 하였으며 길이는 9.5m이다. 응축기는 냉매가 응축되며 흘러갈 때 압력손실을 최소화하기 위해

U형태로 제작하였다.

본 연구에서는 응축기 압력과 증발기 압력의 비를 조절하기 위한 팽창밸브로서 수동팽창밸브(Danfoss, D6F0001)를 이용하였다. 팽창밸브의 개도는 냉매의 질량유량과 연관이 있으므로 냉매의 질량유량은 압축기의 회전수에 따라 변화하지만 팽창밸브의 개도에 의해서도 변화하게 된다. 팽창밸브의 입구 및 출구에서의 상태를 알기 위해 온도 및 압력을 측정하였으며, 팽창밸브의 출구는 증발기 입구와 직결시켰다.

증발기는 응축기와 같은 이중관 형태로 구성하였으며, 관의 크기는 응축기와 동일하게 선택하였다. 외관의 외부에는 응축기에서 사용했던 것과 동일한 단열재로 단열을 시켜 열손실을 막았다. 응축기와 동일하게 증발기 내관 내부로는 냉매가 흐르도록 하였으며, 환상공간으로는 2차유체(secondary fluid)로서 물과 에틸렌 글리콜을 주성분으로 하는 부동액을 특정 비율로 혼합한 액체를 이용하여 증발기의 열교환부의 온도가 0°C이하가 될 경우에도 결빙을 방지하도록 하였다. 증발기 입출구에서 압력을 측정하였으며, 증발기는 응축기와 마찬가지로 U형태로 제작하였고 총 길이는 8m이다. 증발기

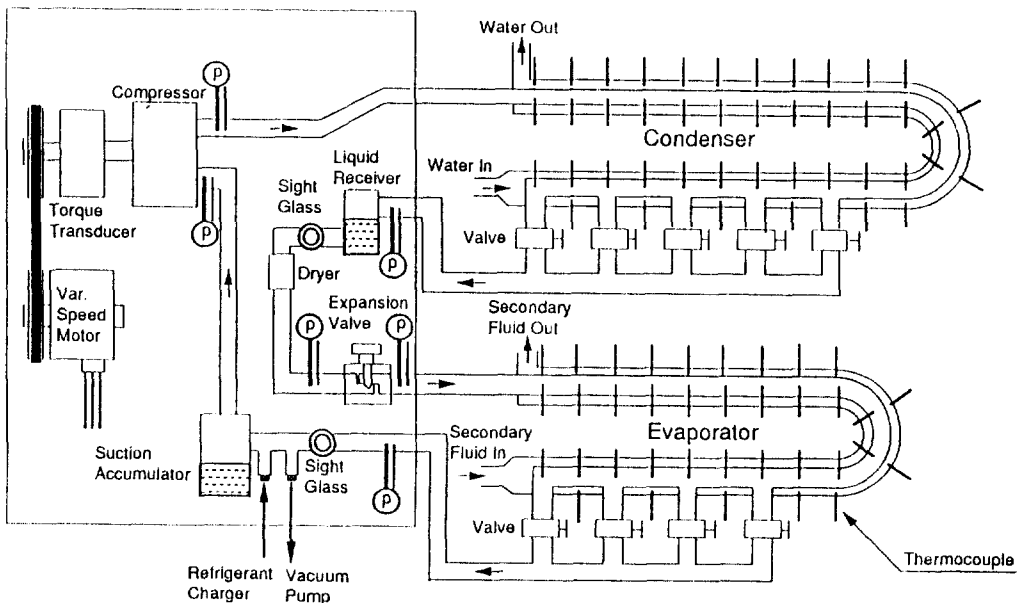


Fig. 1 Schematic diagram of heat pump system in this study

출구와 압축기 사이에는 냉매투시경, 기체분리기 및 여과기를 두었으며 응축기 출구와 팽창밸브 사이에는 수액기, 건조기, 냉매투시경을 설치하였다.

열펌프 시스템의 성능을 예측하기 위해서는 열펌프의 성능에 관련된 압축기 소요동력, 증발기에서의 열유입량 및 응축기에서의 열방출량을 측정하여야 한다. 압축기 소요동력은 압축기를 구동하는 구동모터의 전기입력에 모터효율 및 전달효율 등을 곱한 값으로 구할 수 있으나 모터효율 및 전달효율을 찾는 것이 매우 어려우므로 본 연구에서는 압축기와 구동모터 사이에 토크변환기를 두어 토크를 측정하고 이와함께 회전수를 측정하여 압축기 소요동력을 구하였다. 구동토크를 T 라 하고 rpm을 N 이라 할 때 동력 P 는

$$P = T \cdot \frac{2\pi}{60} N \dots\dots\dots (1)$$

로 표시된다.

본 연구에서는 응축기에서의 열방출량 및 증발기에서의 열유입량을 냉매와 열교환을 하는 2차유체의 현열을 이용하여 측정하였다. 냉매가 응축기에서 방출하는 열량은 대부분 응축기의 환상공간을 통과하는 냉각수에 전달되며 단열재를 통한 미소한 열손실을 무시하면 냉매가 잃은 열량을 계산할 수 있다. 입출구의 온도차를 알기 위해서 총 9.5m 길이의 응축기에 0.5m 간격으로 부착한 T형(copper-constantan) 열전대를 이용하여 응축기 내부에서의 냉각수의 온도분포도 구하고 아울러 입출구의 온도차도 구하였다. 이러한 열전대는 보상도선으로 연결하여 다채널 자료 기록장치에 연결시켰다. 다채널 자료 기록장치에서 받아들인 온도 신호는 RS232 C 단자를 통하여 컴퓨터로 전송하였다.

또한 냉각수의 유량을 측정하기 위해서는 초시계와 전자 저울을 이용한 중량법을 이용하였다. 증발기의 경우도 같은 방법으로 측정하였다. 증발기 내부에서의 2차유체의 온도분포를 구하고 이로부터 입출구의 온도차를 측정하기 위하여 총 8m길이의 증발기에, 응축기와 마찬가지로

0.5m 간격으로 부착한 T형 열전대를 이용하여 온도를 측정하였다. 응축기 및 증발기에서 온도측정부의 단면도를 Fig. 2에 나타내었다. Fig. 2에서 알 수 있듯이 직경 2.2mm(내경 1.2mm)의 동관을 내관의 안쪽에 넣고 은경납 접합하였으며 그 사이로 열전대를 삽입하여 냉매의 온도를 측정하였다. 또한 압축기 출구, 응축기 출구, 팽창밸브 입구 및 출구, 증발기 출구 및 압축기 입구 등 6개 지점에서의 압력을 부르돈관형 압력계를 이용하여 측정하였다. 압축기를 구동하는 구동모터에는 구동모터의 속도조절을 위한 속도 조절장치를 부착하였다. 구동모터와 압축기 사이에 있는 토크 변환기에서 나오는 신호는 스트레인앰프(strain amplifier)에서 증폭되어 디지털 전압계로 전달된다.

또한 냉매 주입시 열펌프 시스템 내부의 공기를 제거하기 위하여 열펌프 내부를 약 0.1torr 이하의 진공으로 만들었으며, 그 이후 열펌프에 혼합냉매를 주입하였다. 혼합냉매를 주입하는 방법으로서 본 연구에서는 두 가지의 순수성분의 냉매를 한가지씩 차례로 각각 열펌프 시스템의 내부로 주입하는 방법을 택하였다. 냉매 주입시에 용기내부에서 빠져나간 냉매량을 알기 위해 디지털 저울로 측정한 충전 전후의 용기 총질량 변화로써 냉매의 질량을 구하였다.

2.2 실험 방법

본 연구에서는 혼합냉매를 사용하는 열펌프의 성능에 관한 실험을 위해 단일 성분의 냉매로서 R22와 R142b를 택하였으며, R22와 R142b의 성분비는 질량기준으로 약 0 : 8, 1 : 7, 2 : 6, 3 : 5, 4 : 4, 5 : 3, 6 : 2, 7 : 1 및 8 : 0의 비율로 혼합한 혼합냉매에 대해 실험을 수행하였다. 각각의 성분비에 대하여 압축기의 회전수를 600rpm에서 1000rpm까지 변화시켜, 열펌프 사이클 내를 순환하는 냉매의 유량을 변화시켰다. 각각의 성분비, 압축기 회전수에 대하여 응축기로 유입되는 냉각수의 유량과 증발기로 유입되는 2차유체의 유량을 변화시키며 실험을 수행하였다. 냉각수 및 2차유체의 유량을 변화시킴으로써 응축기 및 증발기에서 냉매와 냉각수 또는 2차

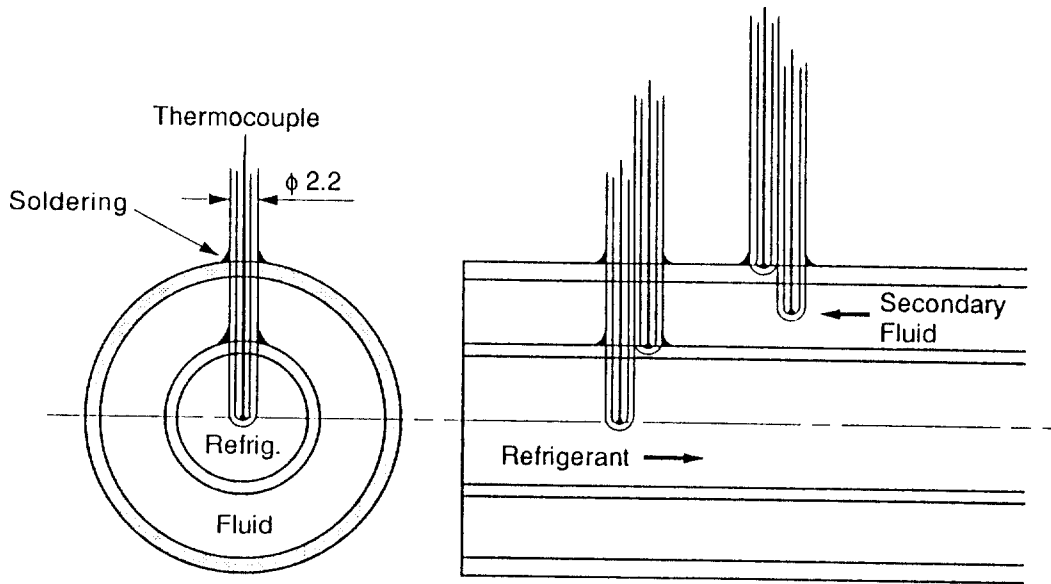


Fig. 2 Cross-sectional view of the temperature measuring points

유체와의 평균온도차를 변화시킬 수 있으며 이러한 평균온도차의 변화는 사이클의 성능에 중요한 영향을 미치는 응축기, 증발기에서의 열전달과 밀접하게 연관되어 있다.

또한 냉각수 및 2차유체의 유량 변화로 인하여 응축기 또는 증발기에서의 평균적인 냉각수 및 2차유체의 온도를 변화시킬 수 있다. 이는 응축기를 통과하는 냉각수의 평균온도를 실내온도, 그리고 증발기를 통과하는 2차유체의 평균온도를 외기온도로 생각할 수 있기 때문에, 이러한 주변 조건의 변화를 고려하기 위해 냉각수 및 2차유체의 유량을 변화시키면서 실험을 수행하였다. 이 때 시스템이 정상상태에 도달하는데에는 약 2시간이 소요되었으며, 온도 변화를 점검하여 그 편차가 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 이하인 경우에 측정을 시작하였다.

3. 열펌프의 성능실험 결과

열펌프의 성능 및 난방 용량, 성분비에 따른 열펌프의 작동특성을 고찰하기 위해서 압축기

소요 동력, 응축기 및 증발기에서의 열출입량을 알아야 하며, 냉매의 온도와 압력, 응축기 및 증발기에서의 2차유체의 온도 변화 및 유량, 그리고 압축기의 구동 토크와 회전수 등을 측정하여 이들 자료를 기준으로 열펌프 시스템에 출입하는 단위 시간당의 에너지량을 계산하였다.

Fig. 3에는 R22와 R142b를 질량비로 50 : 50을 혼합한 혼합냉매를 사용하는 이상적인 열펌프 사이클의 작동 선도를 나타내었다.⁽¹⁶⁾ Fig. 3에서 1-2는 압축과정, 2-3은 응축과정, 3-4는 팽창과정, 4-1은 증발과정을 각각 나타내며 응축기, 증발기에서의 냉매 온도는 응축, 증발 과정이 진행됨에 따라 온도가 변화하는 것을 알 수 있다.

여러가지 다른 조건하에서 작동하는 사이클을 비교하는 것은 쉽지않은 일이며 특히 순수한 냉매를 주입하여 작동을 시키는 경우와 혼합냉매를 주입하여 작동시키는 사이클을 비교하는 것은 매우 어렵다. 이는 사이클 내부의 많은 작동 변수들을 모두 동일하게 유지시키면서 한가지 파라미터의 영향을 변화시키는 것이 불가능하기

때문이며 한가지의 조건을 변화시키면 다른 시스템 변수들도 같이 변화한다. 따라서 비교를 위한 기준을 잘 선정하여야 하며, 이러한 조건에 맞는 경우들을 비교하는 것이 바람직하다.^{(17), (18)}

3.1 외부조건이 고정된 경우에 대한 열펌프의 성능

본 연구에서는 외부조건이 정해진 경우로 생각하기 위하여 응축기에서 2차유체, 즉, 냉각수의 평균온도 및 증발기에서의 2차유체의 평균온도를 고정시킨 경우에 대해 검토하였으며, 이러한 실험조건은 실내온도 및 외기온도가 정해진 경우에 대한 열펌프의 작동특성을 고찰하기 위함이다. 2차유체의 평균온도는 열교환구간에서의 적분평균온도로 계산하였다. 외부조건이 고정된 경우에 대한 실험조건으로서 응축기의 냉각수 입출구 온도 및 증발기로 유입되는 2차유체의 입출구 온도를 고정하고 실험한 경우도 있으나⁽¹²⁾ 이러한 경우 실험조건을 맞추기가 매우 어렵다.

본 연구에서는 응축기에서 냉각수의 평균온도 및 증발기에서 2차유체의 평균온도를 계산하여 이 온도를 대표온도로 잡고 이 값이 동일한 경우에 대하여 비교하였다. 응축기의 2차유체인 물의 평균온도를 $29 \pm 1^\circ\text{C}$, 증발기 2차유체의 평균온도를 $4 \pm 1^\circ\text{C}$ 로 한 경우에 대한 실험결과를 분석한다. 이러한 경우에 대한 냉매의 성분비 및 압축기의 회전수를 변화시키면서 고찰한 응축기에서의 난방용량을 Fig. 4에 나타내었다. 외부로의 열손실을 무시하였을 때 난방용량은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\dot{Q}_w = \dot{m}_w \int_{T_{w,i}}^{T_{w,e}} C_{p,w}(T) dT \dots \dots \dots (2)$$

여기서 \dot{m}_w 은 냉각수의 유량이며, $C_{p,w}(T)$ 는 물의 비열을 온도의 함수로 나타낸 것이고, $T_{w,i}$, $T_{w,e}$ 는 각각 냉각수의 입출구 온도를 의미한다. 동일한 압축기 회전수하에서 R22의 성분비가 증가할수록 Q_H 는 증가하는 경향을 보이는데 이

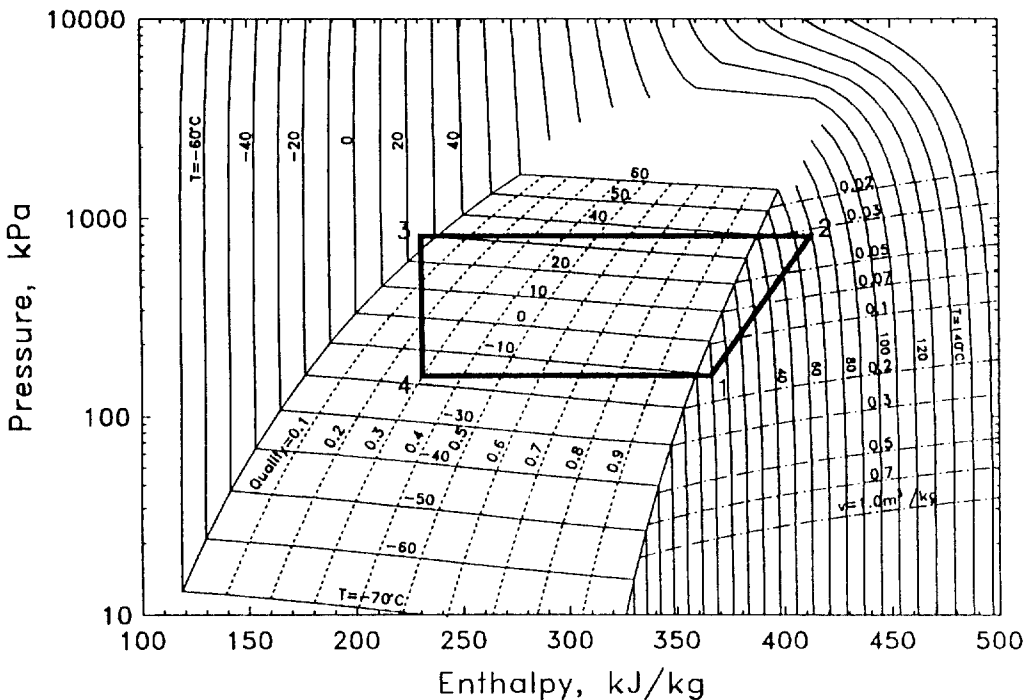


Fig. 3 Operating cycle of heat pump system using R22 and R142b mixture of 50 : 50 mass fraction

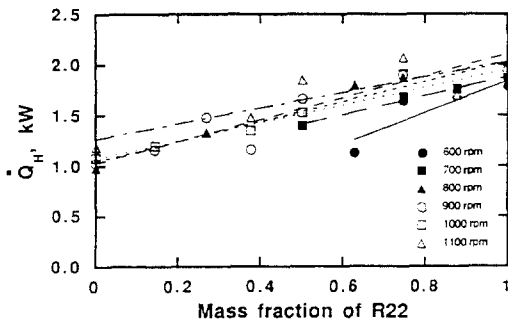


Fig. 4 Heating capacity of a heat pump system as a function of mass fraction of R22 in R22/R142b mixture under the condition of constant temperature of secondary fluid in both condenser and evaporator

는 R22가 R142b보다 기체상태에서의 비체적이 작기 때문에 동일한 회전수, 즉, 동일한 체적유량일 때 질량유량이 많아지기 때문이다. 동일한 포화온도에서 R22와 R142b의 응축잠열은 거의 비슷한 정도이므로 질량유량이 많다는 것은 응축기에서의 난방능력이 큼을 의미한다. 동일한 성분비에서 압축기의 회전수가 증가하면 난방능력 Q_H 도 따라서 증가하는 경향을 보이는데, Q_H 의 증가율은 회전수의 증가율에 못미치며 이는 회전수가 증가할수록 체적효율도 감소하게 되고 실제로 냉매의 질량유량은 회전수에 비례하여 증가하지 않기 때문이다. 이와 더불어 팽창밸브의 개도에 따라 냉매의 유량은 변화하게 되는데 압축기의 회전수가 증가할수록 난방능력은 증가하고 응축기에서 2차유체의 평균온도는 상승한다. 이때 2차유체의 유량을 증가시켜 평균온도를 맞추는데 이와 함께 팽창밸브의 개도를 조절하여 평균온도를 맞출 수도 있다. 대부분의 경우에 압축기의 회전수가 증가할수록 팽창밸브의 개도는 조금씩 줄인 결과 냉매의 질량유량은 압축기의 회전수에 비례하여 증가하지는 않는 것으로 되었다. 또한 난방부하가 변화하는 경우 압축기의 회전수를 바꾸어 부하를 맞추기 보다는 혼합냉매의 성분비를 바꾸어 난방용량을 조절하는 것이 유리함을 알 수 있다. Fig. 4에 표시한 직선들은 실험자료들을 동일한

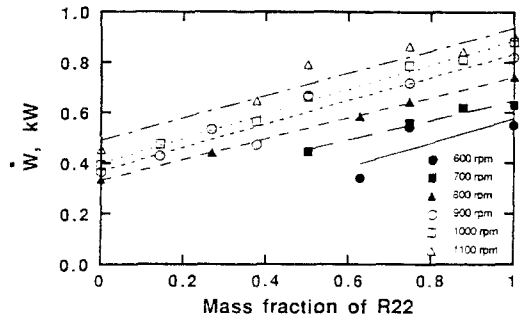


Fig. 5 Compressor work as a function of mass fraction of R22 in R22/R142b mixture under the condition of constant temperature of secondary fluid in both condenser and evaporator

압축기 회전수에 관해 표시한 것으로 경향을 나타내기 위해 표시한 것이다.

동일한 실험조건 하에서의 압축기 소요동력은 Fig. 5에 나타내었다. Fig. 5에서 알 수 있는 바와 같이 압축기 소요동력은 난방용량과 마찬가지로 R22의 성분비가 증가할수록 증가하는 경향을 보인다. 냉매의 측면에서 보면 R22의 비체적이 R142b의 비체적보다 작으므로 R22의 성분비가 증가할수록 혼합냉매의 비체적은 감소하게 되고 따라서 질량유량은 증가하게 된다. 압축기 소요동력은 냉매의 질량 유량에 냉매의 압축기 입출구 엔탈피차를 곱한 양과 비슷한 값을 나타내므로 압축비가 유사할 때 압축기 입출구의 엔탈피차가 크게 변하지 않는 조건에서 냉매의 질량유량은 증가하므로 압축기 소요동력도 증가하는 경향을 보인다. 압축기의 회전수가 증가할 때 소요압축동력도 증가하는 경향을 보이며 이는 냉매의 유량증가 및 압축기의 압력비 변화에 따른 소요압축동력이 증가하기 때문이다.

열펌프의 성능계수는 다음과 같이 정의하였다.

$$COP = \frac{\dot{Q}_H}{W} \dots\dots\dots (3)$$

위와 같이 정의된 열펌프 사이클의 성능계수

를 Fig. 6에 나타내었다. R142b의 성분비가 증가함에 따라 성능계수는 증가하는 경향을 보이며 압축기의 회전수가 증가할 때 성능계수는 감소하는 경향을 보인다. 이는 외부열원의 온도가 일정한 경우라도 압축기 회전수 증가에 따라 응축기 압력이 증가하고 증발기 압력은 감소하기 때문이며 이에 따라 난방용량의 증가에 비해 소요압축동력이 더 커지기 때문에 성능계수는 감소한다. R22의 성분비 증가에 따라 성능계수가 감소하는 것은 R22와 R142b의 성질차이에도 그 원인이 있는데 R22의 경우에는 R142b보다 등엔트로피선이 $P-h$ 선도에서 더 오른쪽으로 기울어져 있는 성질과 관련하여 난방용량의 증가율에 비하여 압축일이 증가하는 율이 더 크기 때문이다. 실제사이클에서의 압축과정은 등엔트로피과정, 즉, 가역단열과정은 아니며 비가역 비단열과정의 성질차이에 의해 R22의 성분비 증가에 따라 성능계수는 감소한다.

대수평균온도차는 응축기에서 냉매의 온도와 2차유체인 냉각수 사이의 평균적인 온도차를 의미하며, 다음과 같이 정의된다.

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{r,i} - T_{fluid,o}) - (T_{r,o} - T_{fluid,i})}{\ln[(T_{r,i} - T_{fluid,o}) / (T_{r,o} - T_{fluid,i})]} \dots\dots (4)$$

여기서 하첨자 r 은 냉매, $fluid$ 는 2차유체, i 는 입구, o 는 출구를 각각 나타낸다. R22의 성분비가 많아질수록 증발압력 및 응축압력이 상승하고 평균응축온도가 올라가서 응축기 내의

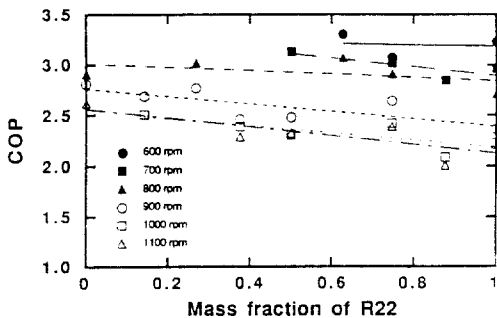


Fig. 6 Coefficient of performance as a function of mass fraction of R22 in R22/R142b mixture under the condition of constant temperature of secondary fluid

2차유체와의 평균온도차가 커지게 되며, 따라서 Fig. 7에 보인 것처럼 응축기에서의 대수평균온도차는 증가하게 된다. 압축기의 회전수가 증가하는 경우에도 대수평균온도차는 커지는 경향을 보이는데 압축기 회전수가 증가함에 따라 응축기에서의 평균응축온도가 올라가는 반면 2차유체의 평균온도는 고정되어 있으므로 대수평균온도차는 증가하게 된다.

R22의 성분비가 증가할수록 응축기에서의 난방용량은 증가하며 이에 비하여 응축기에서의 대수평균온도차는 더욱 크게 증가하므로 Fig. 8에서 알 수 있는 바와 같이 응축기에서의 열관류율은 감소하게 된다. 응축기에서의 난방용량

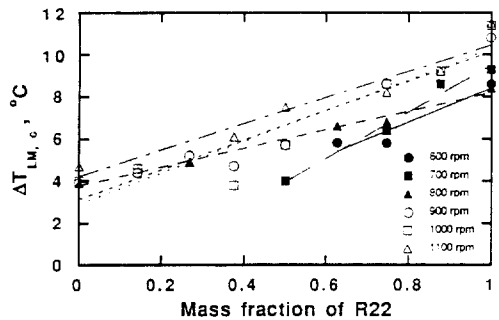


Fig. 7 Log mean temperature difference of refrigerant and water in condenser as a function of mass fraction of R22 in R22/R142b mixture under the condition of constant temperature of secondary fluid

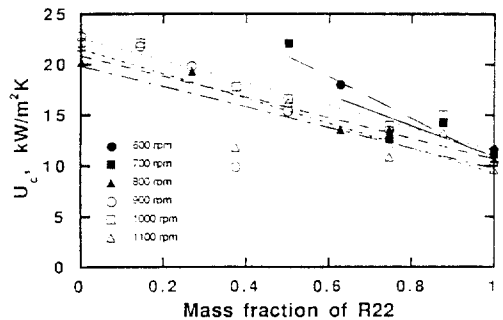


Fig. 8 Overall heat transfer coefficient as a function of mass fraction of R22 in R22/R142b mixture under the condition of constant temperature of secondary fluid

은 열관류율 U 를 이용하면

$$\dot{Q}_H = U_c A_c \Delta T_{LMC} \dots \dots \dots (5)$$

로 표시되므로 열관류율은 응축기에서의 총체적인 열전달계수를 의미하며, 이 값은 응축기의 설계 및 응축기에서의 열전달량을 예측할 때 이용된다. 열관류율이 작다는 것은 동일한 온도차 및 동일한 열교환면적에 대하여 전달되는 열량이 작다는 것을 의미하므로 열교환면적을 늘려야만 동일한 열량을 얻을 수 있다.

냉매의 질량유량은

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_H}{\Delta h} \dots \dots \dots (6)$$

로 계산할 수 있으며 여기서 Δh 는 응축기 입구 및 출구 상태에서의 엔탈피 차를 의미한다. 냉매의 상태량을 계산하는데에는 앞에서 언급한 혼합냉매의 열역학적 물성치 계산방법⁽¹⁶⁾을 이용하였으며 실험에서 구한 온도, 압력 자료를 이용하여 엔탈피를 구하였다. 이러한 냉매의 질량유량은 Fig. 9에 나타낸 바와 같다. R22의 성분비가 증가할수록 질량유량은 증가하는 경향을 보이는데, 앞에서 설명한 바와 같이 R22가 R142b보다 비체적이 작으므로 R22의 성분비가 증가할수록 혼합냉매의 비체적은 평균적으로

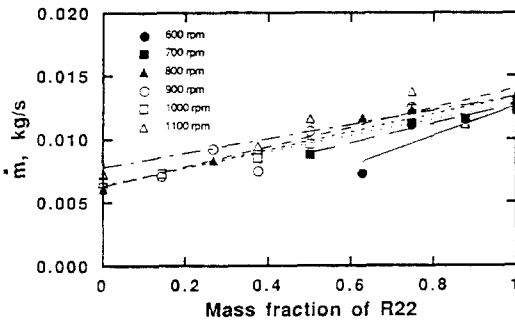


Fig. 9 Mass flow rate of refrigerant mixtures as a function of refrigerant mixture of R22 in R22/R142b mixture under the condition of constant temperature of secondary fluid

작아져 동일한 압축기 회전수에서 냉매의 질량유량도 증가하게 된다. 압축기의 회전수가 증가하면 냉매의 질량유량도 커지는데 압축기 회전수에 정비례하지는 않으며 회전수의 증가정도보다는 질량유량의 증가정도가 작다. 이는 압축기 회전수 증가에 따라 압축기에서의 체적효율이 감소하기 때문이며 팽창밸브의 개도 변화에 따라 질량유량은 변화하게 된다.

3.2 압축기의 회전수가 일정한 경우의 열펌프의 성능

압축기의 회전수가 고정된 경우에 대하여 열펌프의 성능에 대하여 고찰하였다. 압축기의 회전수가 고정된 경우는 냉매의 체적효율이 거의 일정하다고 볼 수 있으며, 회전수 변화에 따른 압축기의 체적효율 등이 거의 일정한 경우로 볼 수 있다. 이러한 경우에 대한 실험은 일정한 회전수로 작동하는 상용의 열펌프사이클의 작동 특성이다.

이러한 경우 응축기의 2차유체의 평균온도는 고정시키고 증발기의 2차유체의 평균온도를 변화시키며 실험하였다. 이는 외기조건이 변화되었을 때 실내온도를 일정하게 유지시키는 경우에 대한 것이며, 증발기에서 2차유체의 온도 변화는 외기온도의 변화로 생각할 수 있다. 압축기의 회전수가 700rpm이고 응축기 2차유체의 평균온도가 $27 \pm 1^\circ\text{C}$ 로 고정된 경우에 대하여 고찰한다. Fig. 10에는 증발기의 2차유체 온도 변화에 따른, 난방능력의 변화를 보였다. 같은 성분비에서 증발기의 2차유체 평균온도가 상승하면 난방용량은 조금 증가하는데 이는 증발기의 2차유체 평균온도가 상승함에 따라 압축기 입구에서 냉매의 비체적은 감소하게 되고 이에 따라 냉매의 질량유량은 증가하여 열펌프의 난방능력은 상승하게 된다. R22의 성분비가 작아질수록 난방용량은 줄어드는 경향을 보이는데 이는 압축기의 회전수가 일정할 때, R22 보다 R142b의 비체적이 크므로 같은 압축기의 회전수에서 R142b의 질량유량이 작아지는 반면 R22와 R142b의 응축잠열은 거의 비슷하므로 질량유량과 응축잠열의 곱인 난방용량은 줄어드는

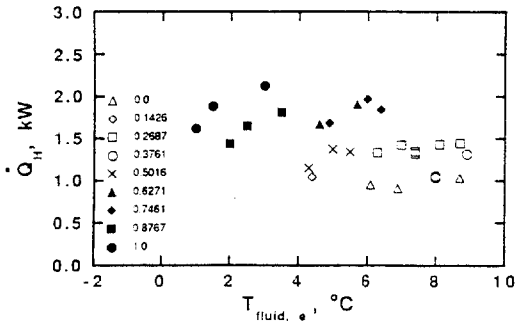


Fig. 10 Heating capacity of a heat pump system using R22/R142b mixture as a function of the average temperature of secondary fluid at evaporator (Numbers indicate the mass fraction of R22 in R22/R142b mixture and compressor speed is 700 rpm)

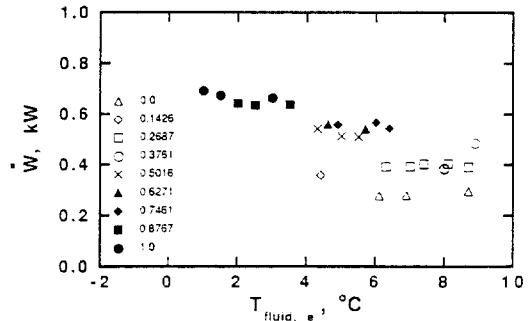


Fig. 11 Compressor work of a heat pump system using R22/R142b mixture as a function of the average temperature of secondary fluid at evaporator (Numbers indicate the mass fraction of R22 in R22/R142b mixture and compressor speed is 700 rpm)

경향을 보인다. Fig. 11에서 알 수 있는 바와 같이 압축기 소요동력은 일정성분비에 대하여 증발기에서 2차유체의 평균온도가 상승함에 따라 약간 줄어드는 경향을 보이며, 이는 온도-엔트로피선도에서 응축기의 평균온도가 고정된 상태에 대하여 증발기의 평균온도가 상승하면 소요 압축동력이 줄어드는 것으로 설명할 수 있다. R22의 성분비가 감소할수록 소요압축동력도 줄어드는데 이는 동일한 온도에서 R22보다 R142b의 포화 압력이 낮으므로 기상냉매의 압축에 필요한 일이 감소하기 때문이다. 이 때 COP는 Fig. 12에서 알 수 있는 바와 같이 동일한 성분비에 대해 증발기 2차유체의 온도가 상승함에 따라 증가하는 경향을 보이며, 이는 앞서 언급한 바와 같이 난방 용량이 커지는 데에 반하여 압축기 소요동력은 오히려 감소하는 경향을 보이기 때문이다. 즉, 난방용량은 증발기 2차유체의 평균온도가 상승함에 따라 압축기 입구의 냉매 비체적이 감소하여 냉매의 질량유량은 증가하고 이에 따라 난방능력이 상승하는 반면 응축기 평균온도가 고정된 상태에서 증발기 평균온도가 상승함에 따라 이론적인 소요압축동력이 감소하며 실제 소요동력은 약간 줄어드는 경향을 보이기 때문이다. 이 때 R22의 성분비가 0.7461의 경우에는 COP의 증가가 뚜렷이 나타나 있지

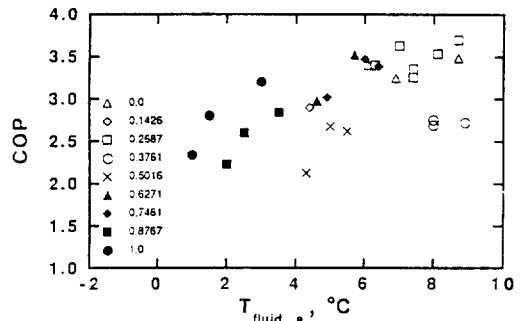


Fig. 12 Coefficient of performance of a heat pump system using R22/R142b mixture as a function of the average temperature of secondary fluid at evaporator (Numbers indicate the mass fraction of R22 in R22/R142b mixture and compressor speed is 700 rpm)

않다. 그 이유는 증발기 2차유체의 입구온도의 차이가 다른 성분비의 실험조건일 때에 비해서 심하기 때문에 나타난 결과라고 생각된다. 또한 R22의 성분비가 감소함에 따라 COP는 증가하는 경향을 보이며 Fig. 10과 Fig. 11에서 알 수 있는 바와 같이 난방용량이 감소하는 비율보다 소요 압축동력이 더욱 줄어들기 때문이다.

냉매의 질량 유량은 정해진 압축기 회전수에
서 증발기 2차유체의 온도가 상승함에 따라 약간
상승하는 경향을 보이는데 이는 압축기 입구
쪽의 기체상태 비체적이 감소하였기 때문에 질
량유량이 증가한 것이다. 냉매의 질량유량은 Fig.
13에 나타내었다. R142b의 성분비가 증가할수록
냉매의 질량유량이 감소하는데 이는 R142b의
비체적이 R22보다 크므로 동일한 압축기 회전
수에 대하여 냉매의 질량 유량은 감소한다.

이상을 종합해볼 때 외기온도가 상승하여 난
방부하가 감소하면 R142b의 성분비를 늘임으로
써 사이클의 난방능력을 줄일 수 있으며 이때
오히려 성능계수도 상승하게 되므로 소요동력은
현격히 줄어들게 된다. 따라서 외기온도의 변
화에 따라 혼합냉매의 성분비를 바꾸어 난방능
력을 변화시키는 것은 열펌프의 용량조절 측면
에서 매우 중요하며, 이때 성능계수도 상승되는
것이 바람직하다.

3.3 난방용량이 일정한 경우의 열펌프의 성숙

응축기와 증발기에서 2차유체의 온도가 고정
된 경우 동일한 난방용량에 대하여 혼합냉매의
성분비 변화에 따른 성능계수 COP를 Fig. 14에
나타내었다. 응축기의 2차유체온도는 실내 난
방용 열펌프를 생각할 때 실내온도로 생각할 수
있으며 증발기의 2차유체온도는 외기온도로 간
주할 수 있다. 따라서 응축기와 증발기에서 2차
유체의 온도가 고정된 경우는 실내온도와 외기
온도가 일정하게 유지된 경우로 생각한다. 이
때 난방부하는 특정한 값을 지니며 열펌프에서
공급하여야 하는 난방용량도 난방부하와 동일
하다고 볼 수 있다. 이러한 경우에 대하여 혼합
냉매의 성분비를 변화시키는 것은 동일한 실내,
실외 조건에서 난방부하도 동일할 때 열펌프의
성능을 나타낸다. 이러한 조건을 선정한 이유는
외부의 조건보다는 냉매의 성질에 의존하여 사
이클의 특성이 어떻게 나타나는지를 보기 위함
이다.

난방부하는 모든 경우에 $Q_H = 1.5 \pm 0.05 \text{ kW}$ 로
일정하며, 특별히 1.5kW로 정한 이유는 그 이
하와 이상의 Q_H 에서는 R22, R142b를 포함한 모든

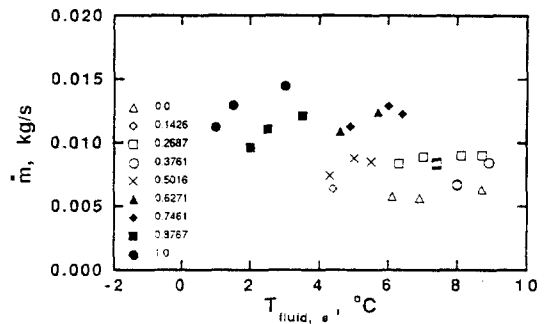
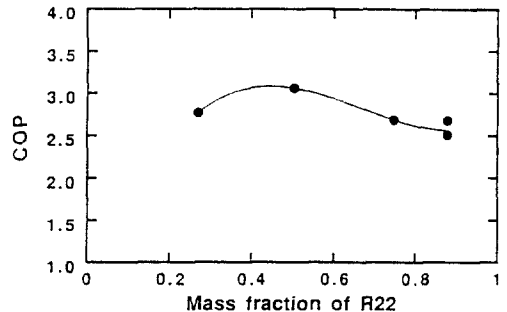
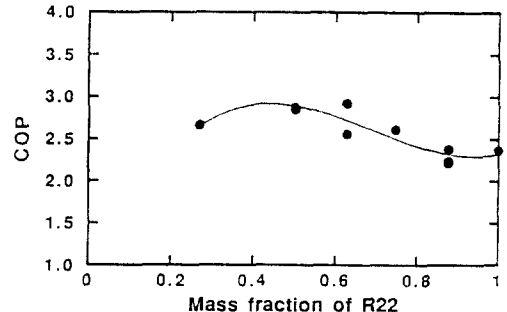


Fig. 13 Mass flow rate of refrigerant mixtures of a heat pump system using R22/R142b mixture as a function of the average temperature of secondary fluid at evaporator (Numbers indicate the mass fraction of R22 in R22/R142b mixture and compressor speed is 700 rpm)0



(a) $\bar{T}_c = 28 \pm 1^\circ\text{C}$, $\bar{T}_e = 4 \pm 1^\circ\text{C}$

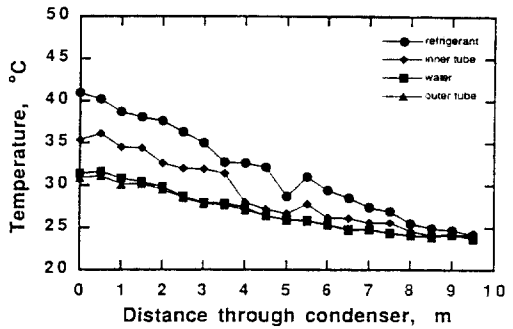


(b) $\bar{T}_c = 30 \pm 1^\circ\text{C}$, $\bar{T}_e = 3 \pm 1^\circ\text{C}$

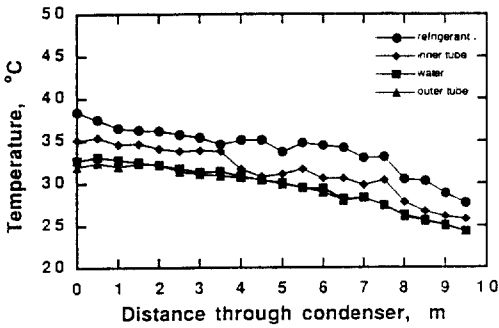
Fig. 14 Coefficient of performance under the constant heating capacity condition as a function of mass fraction of R22 in R22/R142b mixture

성분비에서 2차유체에 대한 실험조건을 맞추기가 힘들기 때문이다. 앞서 언급한 바와 같이 압축기 입구에서의 비체적 차이로 인하여 R142b의 경우 R22에 비해 동일한 Q_H 에 대한 압축기 회전수가 상당히 증가하여야 하기 때문에 본 연구의 압축기 회전수 범위인 600-1100rpm의 범위에서 모든 성분비에 대하여 Q_H 를 일정하게 유지시키는 것이 힘들며 Q_H 가 1.5kW 부근에서 비교적 많은 실험자료를 얻을 수 있었다. Fig. 14의 (a)는 응축기의 2차유체 평균온도가 $28 \pm 1^\circ\text{C}$, 증발기의 2차유체 평균온도가 $4 \pm 1^\circ\text{C}$ 인 경우이고 (b)는 응축기의 2차유체 평균온도가 $30 \pm 1^\circ\text{C}$ 증발기의 2차유체 평균 온도가 $3 \pm 1^\circ\text{C}$ 인 경우에 대한 것이다. (a)의 경우에 응축기의 2차유체 평균온도와 증발기의 2차유체 평균온도 사이의 온도차가 (b)의 경우보다 작으므로 냉매의 평균온도차도 작게 되고 따라서 COP가 (b)에 비해 대체로 크게 측정되었음을 알 수 있다.

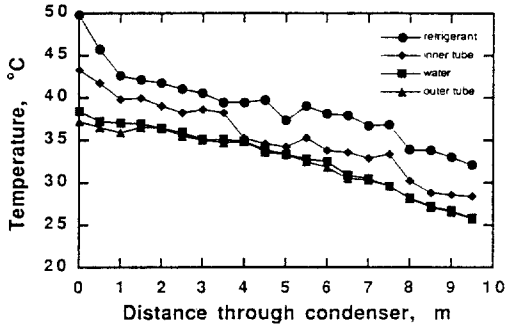
Fig. 14에서 알 수 있는 바와 같이 외기조건과 난방용량이 주어졌을 때 성능계수가 최대인 점이 나타나며, COP의 최대점이 명확하지는 않으나 본 실험의 운전조건 범위 내에서는 R22의 성분비로 약 50% 부근에서 최대가 되었다. 또한 R142b의 성분비가 증가할수록 압축기 회전수는 큰 값을 보인다. 이는 앞서 설명한 바와 같이 압축기 입구의 온도가 비슷할 때 R142b가 비체적이 작으므로 Q_H 를 같게 하려면 회전수를 늘



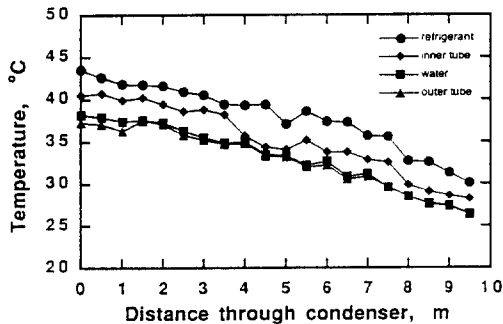
(c) 50% mass fraction of R22



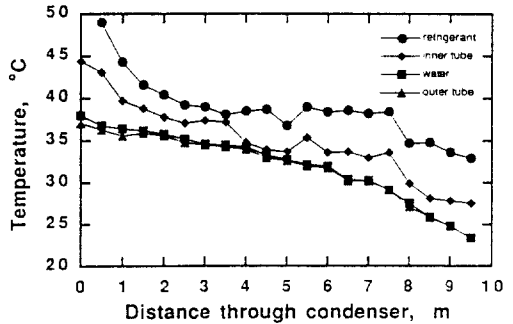
(a) Pure R142b



(d) 75% mass fraction of R22



(b) 25% mass fraction of R22



(c) Pure R22

Fig. 15 Temperature profile of water and refrigerant in the condenser

여야 한다는 것으로부터 쉽게 알 수 있다. 또한 이미 언급한 바와 같이 실험에서 선정된 회전수의 범위 때문에 R22의 성분비가 30%이하인 성분비에서는 실험조건을 맞추기가 힘들다. 그러나 그 이하의 성분비에 대해서는 COP가 작을 것으로 보이며 큰 의미가 없는 영역이다. 이론적으로는 Q_H 가 같은 경우 응축, 증발온도가 유사하면 순수한 R22와 R142b는 유사한 COP를 나타낼 것이다. 그러나 실제로는 동일한 난방능력을 유지하기 위해 압축기의 회전수를 증가시키면 압축기의 제 효율들이 변화하여 순수한 R22와 순수한 R142b의 경우에도 COP의 차이가 난다.

3.4 응축기에서의 온도분포

Fig. 15에는 응축기에서의 온도분포를 나타내었으며, 성분비별로 특정한 경우를 표시하였다. 각 경우에 대한 실험조건은 Table 1에 나타내었다. 온도 분포는 응축기 입구 쪽에서 출구 쪽으로 진행하며 분포를 보인 것으로, 냉매의 온도, 2중관 형태의 내관 외벽, 2차유체인 냉각수의 온도, 그리고 냉각수가 흐르는 환상공간의 외벽온도를 표시하였다. Fig. 15(a)에서 알 수 있는 바와 같이 물의 온도와 냉매의 온도가 거의 비슷해지면 열교환량이 감소하며, 물의 온도 상승도 보기 어렵다. 냉매의 온도가 거의 수평으로 나타나는 구간은 포화상태이다. Fig. 15(b)는 R22의 성분비가 25%의 경우를 도시하였는데 응축이 진행됨에 따라 온도가 계속 하강하며, (c)에는 R22의 성분비가 50%인 경우를 도시하였는데

냉매의 온도변화 폭이 다른 성분비의 온도변화 폭보다 크게 나타난다. 이는 혼합냉매의 성분비에 따라 기액평형상태에서의 온도변화폭이 결정되는데 성분비 50%의 경우가 가장 크기 때문이다. (d)에는 R22의 성분비가 75%일 때를 도시하였고, (e)에는 R22의 성분비가 100%, 즉, 순수한 R22를 사용한 경우의 온도 분포를 보였다. 순수한 R22의 경우에 온도가 거의 수평으로 나타나는 구간이 포화 영역이다.

몇몇점의 비합리적 온도분포를 제외하면 대체로 전열현상을 잘 반영하는 온도 분포를 보이고 있다. 순수성분의 경우 포화상태에서 등온을 유지해야 하나 약간 감소하는 온도분포를 보이는 것은 압력강하에 의한 포화온도의 하강에 기인한다. 한편 예상된 바와 같이 혼합냉매의 경우에 응축이 일어나면서 온도가 감소하는 현상을 보이며 이러한 온도변화를 이용하면 냉매와 2차유체와의 평균온도차를 줄일 수 있다. Table 1에서 알 수 있는 바와 같이 R22의 질량비가 50%일 때 대수평균온도차가 가장 작게 나타나며, 이때 성능계수는 최대가 되었다. 이는 R22/R142b 혼합냉매의 기액평형으로부터 설명될 수 있는데 압력이 일정할 때 질량비 50%근처에서 증발개시점과 응축개시점의 온도차가 10°C 정도로서 가장 크며, 응축시 온도차이가 R22의 질량비 50%에서 가장 크게 된다. 이러한 이유로 인하여 난방용량이 일정한 경우에 질량비 50% 근처에서 성능계수의 최대값이 존재한다. 그러나 항상 50% 근처에서 최대성능계수를 보이는 것은 아니고 조건이 맞을 경우만 가능한데, 최

Table 1 Experimental conditions for the cases presented in Fig. 15

Case	Mass Fraction of R22	rpm	\dot{W} (kW)	\dot{Q}_H (kW)	COP	P_H (kPa)	P_L (kPa)	$\Delta T_{LM,C}$ (°C)	$T_{w,in}$ (°C)	$T_{w,out}$ (°C)	\dot{m}_w (kg/s)
(a)	0.000	1005	0.443	1.106	2.50	452.7	104.7	4.5	24.3	32.7	0.03150
(b)	0.2687	699	0.414	1.114	2.69	690.3	132.3	4.5	26.4	38.2	0.02260
(c)	0.5016	698	0.462	1.416	3.06	807.5	147.5	3.1	23.7	31.4	0.04402
(d)	0.7461	795	0.654	1.650	2.52	1169.2	211.5	8.6	25.8	38.4	0.03135
(e)	1.000	1080	0.984	2.273	2.31	1413.9	229.8	12.8	23.4	38.0	0.03727

대성능계수를 보인 경우는 입구 및 출구에서 2차유체의 온도차가 10°C 정도로서 상변화시의 냉매의 온도변화폭과 유사하기 때문이다. 즉, R22의 질량비 50% 근처에서 2차유체와 냉매의 온도분포 형태가 비교적 유사하여 다른 성분비에 비해 평균적인 응축온도를 낮출 수 있으므로 성능계수의 상승이 가능한 것으로 보인다. 따라서 혼합냉매를 사용하는 열펌프시스템에서 증발, 응축시 혼합냉매의 온도변화를 이용하여 성능을 향상시키기 위해서는 전열면적을 증가시키더라도 2차유체와 냉매와의 평균온도차를 줄이는 것이 필요하며, 혼합냉매의 온도변화와 2차유체의 온도변화가 유사하게 나타나는 조건에서 성능이 최대가 된다.

4. 결 론

본 연구에서는 혼합냉매를 사용하는 열펌프 시스템을 구성하여, 작동조건 변화에 따른 시스템의 성능특성을 고찰하였다. R22와 R142b를 혼합한 혼합냉매를 이용하는 열펌프의 성능에 관해 실험한 결과, 응축기에서의 냉각수 평균온도와 증발기에서의 2차유체 평균온도 등 외부조건을 고정시킨 경우, R22의 성분비가 증가할수록 난방용량 및 압축기 소요동력이 증가하였으며 성능계수는 감소하였다. 난방부하가 변화하는 경우 압축기의 회전수를 변화시켜서 난방부하를 맞추는 것보다 혼합냉매의 성분비를 바꾸어 난방부하를 맞추는 것이 유리함을 보였다.

압축기의 회전수가 일정한 경우에 대한 열펌프의 성능에 관해 고찰한 결과, 증발기에서의 2차유체 평균온도가 상승함에 따라 난방능력은 증가하였는데, 혼합냉매의 성분비를 변화시킴으로써 난방능력을 조절할 수 있음을 보였다. 특히 R22를 사용하는 열펌프에서 난방부하가 감소했을 경우 R142b의 성분비를 증가시키면 난방용량을 난방부하에 맞추면서 COP는 최소한 R22의 수준 이상을 유지할 수 있음을 확인하였다.

응축기와 증발기에서 2차유체의 온도가 고정

된 경우 동일한 난방용량에 대하여 혼합냉매를 사용한 경우 특정성분비 범위에서 단일성분냉매를 사용한 경우보다 열펌프의 성능이 향상될 수 있음을 보였으며, R22의 성분비가 약 50%인 부근에서 성능계수가 최대가 되었다.

이러한 혼합냉매의 사용은 환경문제와 관련하여 오존층 파괴정도 및 온실효과가 큰 기존의 냉매를 혼합물질로 대체함으로써 오존층파괴 및 온실효과를 줄인다는 측면에서 그 이용방안은 다양하며, 또한 시스템의 성능향상을 위해서 필요한 여러가지 제한조건들을 적절하게 조절하여 줄 수 있으므로 단일성분 대체냉매와 더불어 혼합냉매의 사용이 적극 권장되리라 기대된다. 특히 새로운 대체냉매가 개발되어 실용화된다고 하더라도 이들의 혼합물을 사용하여 기기의 성능을 증대시키는 방안은 계속 연구될 것이다.

후 기

본 연구는 한국과학재단의 연구비 지원에 의하여 이루어졌으며 이에 감사하는 바이다.

참 고 문 헌

- (1) McLinden, R. O. and Didion, D. A., 1987, "CFCs-Quest for Alternatives", *ASHRAE J.*, Vol. 29, pp. 32-42.
- (2) Kruse, H. and Hesse, U., 1989, "Possible Substitutes for Fully Halogenated Chlorofluorocarbons Using Fluids Already Marketed", *Int. J. Refrig.*, Vol. 11, pp. 276-283.
- (3) Watanabe, K., 1989, "A Challenge to the CFC Problems-Thermophysical Properties of Promising Alternatives", *The second Asian Thermophysical Properties Conf.*, pp. 45-55.
- (4) Connon, H. A. and Drew, D. W., 1983, "Estimation and Application of Thermodynamic Properties for a Non-azeotropic Refrigerant Mixture", *Int. J. Refrig.*, Vol. 6, pp. 203-208.
- (5) Kruse, H., Küver, M., Quast, U., Schroeder,

- M. Upmeier, B., 1985, "Theoretical and Experimental Investigations of Advantageous Refrigerant Mixture Applications", *ASHRAE Technical Data Bulletin*, Advances in Non-azeotropic Mixture Refrigerants for Heat Pumps, pp. 1383-1418.
- (6) Gallagher, J. S., McLinden, M. O. and Morrison, G., 1988, "Thermodynamic Diagrams for Refrigerant Mixtures", *ASHRAE Trans.*, Vol. 94, pp. 2119-2136.
- (7) Ro, S. T., Kim, M. S., Kim, T. S. and Cho, K. S., 1990, "Estimation of Thermodynamic Properties of Non-azeotropic Refrigerant Mixtures and Application to the Heat Pump System", *Proceedings of the 1990 USNC/IIR-Rurdue Refrigeration Conference & ASHRAE-Purdue CFC Conference*, Purdue University, IN, U. S. A., pp. 404-413.
- (8) 김민수, 김동섭, 노승탁, 1990, "Peng-Robinson 상태방정식을 이용한 혼합냉매의 열역학적 물성치 추산", 한국화학공학회 춘계학술발표회 논문초록집, pp. 54-55.
- (9) 김민수, 김동섭, 노승탁, 김육중, 윤재호, 1990, "혼합냉매의 열역학적 물성치 추산에 관한 연구", 대한기계학회 논문집, 제14권, 제5호, pp. 1337-1348.
- (10) Jakobs, R. and Kruse, H., 1979, "The Use of Non-azeotropic Refrigerant Mixtures in Heat pumps for Energy Saving", *Int. J. Refrig.*, Vol. 2, pp. 29-32.
- (11) Stoecker, W. F. and Walukas, D. J., 1981, "Conserving Energy in Domestic Refrigerators through the Use of Refrigerant Mixtures", *Int. J. Refrig.*, Vol. 4, pp. 201-208.
- (12) 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.
- (13) 원성필, 김민수, 김동섭, 노승탁, 1990, "혼합냉매를 사용한 열펌프의 성능 해석(I)", 공기조화 냉동공학 논문집, 제2권, 제2호, pp. 142-154.
- (14) 김민수, 김동섭, 원성필, 노승탁, 1990, "혼합냉매를 사용한 열펌프의 성능 해석(II)", 공기조화 냉동공학 논문집, 제2권, 제3호, pp. 218-225.
- (15) Mitchell, J. W., 1983, *Energy Engineering*, Wiley.
- (16) 김민수, 김동섭, 노승탁, 1991, "수정된 Carnahan-Starling 상태방정식을 이용한 혼합냉매 물성 계산", 대한기계학회 논문집, 제15권, 제6호, pp. 2189-2205.
- (17) McLinden, M. O. and 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.
- (18) Vineyard, E. A., 1988, "Laboratory Testing of a Heat Pump System Using an R13B1/R152a Refrigerant Mixture", *ASHRAE Trans.*, Vol. 94, pp. 292-303.