

〈論 文〉

비공비혼합냉매를 사용하는 열펌프의 응축열전달 특성

박기원* · 오후규** · 김옥중***

(1994년 11월 28일 접수)

Condensing Heat Transfer Characteristics on a Heat Pump System Using Non-Azeotropic Refrigerant Mixtures

Ki-Won Park, Hoo-Kyu Oh and Ook-Joong Kim

Key Words : Condensing Heat Transfer Coefficient(응축열전달계수), Non-Azeotropic Refrigerant Mixture(비공비혼합냉매), Heat Pump System(열펌프장치)

Abstract

Experiments were performed to investigate the condensing heat transfer characteristics of non-azeotropic mixtures of R-22 and R-114 in a heat pump system with a horizontal smooth tube as a condenser. The ranges of parameters, such as heating capacity, mass flow rate of refrigerant and quality were 780~3,480W, 24~71kg/h, and 0~1, respectively. The overall compositions of R-22 in a R-22/114 mixture were 25, 50, 75 and 100 per cent by weight. The results show that the overall condensing heat transfer coefficients for the mixtures were lower than the pure R-22 values. Local heat transfer coefficient of the pure R-22 was highest at the top of the test tube. The local heat transfer coefficient of R-22/114 (50/50 wt%) at side and bottom of the test tube was higher than that at the top. From the obtained data, a prediction for the condensing heat transfer coefficients of the mixture was done based on the method of Fujii.

기 호 설 명

c : 비열[kJ/(kg·K)]
 c_p : 정압비열[kJ/(kg·K)]
 d : 직경[m]
 G : 질량속도[kg/(m²·s)]
 H : 현열·잠열비[$=c_{pL} \cdot (T_{sat} - T_{w,is}) / (h_{v,sat,z=0} - h_{L,sat,z=l})$]
 l : 관길이[m]
 L : 잠열[kJ/kg]
 Nu : Nusselt수[$=\alpha \cdot d_{is} / \lambda$]
 Pr : Prandtl수[$=c_p \cdot \mu / \lambda$]

q : 열유속[W/m²]
 Q : 열량[W]
 Re : Reynolds수[$=c_p \cdot \mu / \lambda$]
 R_{LV} : 밀도·점도비[$=(\rho_L \cdot \mu_L / \rho_V \cdot \mu_V)^{1/2}$]
 T : 온도[K]
 w : 질량유량[kg/h]
 x : 건도
 z : 관길이(소구간)[m]
 α : 열전달계수[W/(m²·K)]
 ρ : 밀도[kg/m³]
 μ : 점도[kg·m/s]
 λ : 열전도율[W/(m·K)]

*정회원, 여수수산대학교 냉동공학과

**정회원, 부산수산대학교 냉동공학과

***정회원, 한국기계연구원

첨 자

cal : 계산값

D : 관하부
exp : 실험값
in : 입구
is : 내면
L : 액상
m : 평균값
out : 출구
os : 외면
r : 냉매
S : 관측부
sat : 포화
U : 관상부
v : 기상
w : 열원수
wall : 관벽

1. 서 론

현재 냉동·공조장치에 사용되고 있는 냉매는 CFC(chlorofluorocarbon)계 및 HCFC(hydrochlorofluorocarbon)계 단일성분의 프레온계 냉매군이다. 그러나 이들 중 장치의 작동유체로서 사용될 수 있는 냉매는 한정되어 있을 뿐만 아니라 ODP(ozone depletion potential), GHP(green house potential) 등 지구환경파괴 가능성이 있기 때문에, 이러한 문제점들을 해결할 수 있는 하나의 방안으로서 혼합냉매의 사용이 권장되고 있다.⁽¹⁾ 혼합냉매중에서도 공비혼합냉매는 공비점에서 단일냉매와 같은 특성을 나타내는 데 비하여, 비공비혼합냉매는 응축 및 증발도중에 열원의 온도에 따라 응축온도나 증발온도가 변하는 특성을 나타낸다. 따라서 비공비혼합냉매는 단일냉매에 비하여 열교환시에 유효에너지의 손실을 절감할 수 있어 시스템의 성능을 향상시킬 수 있을 뿐만 아니라 응축압력이나 압축비의 감소, 열용량의 증가 등을 얻을 수도 있다.

이러한 특성을 가지는 비공비혼합냉매를 장치에 실용화하기 위해서는 무엇보다 열교환기에서의 전열특성 등에 관한 규명이 가장 중요한 문제 중 하나이다. 이러한 전열특성 중 응축열전달에 관한 연구로서는 望月 등,⁽²⁾ Bokhanovskiy,⁽³⁾ 藤井 등,⁽⁴⁾ 吳 등⁽⁵⁾의 연구들이 있으나, 이들 연구는 주로 순수한 냉매의 응축에 관한 연구들이고, 실제 열펌프

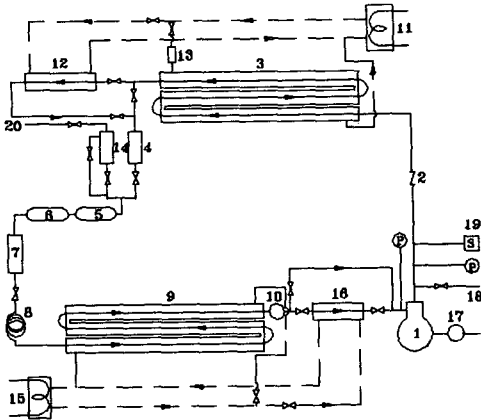
장치내에서 일어나는 현상에 대한 연구는 거의 없는 실정이다.

따라서 본 연구는 비공비혼합냉매를 사용하는 열펌프장치의 응축기 최적설계에 기초가 되는 응축열전달 특성을 규명하기 위한 것이다. 이를 위하여 여러가지 비공비혼합냉매 중에서 비점의 차가 비교적 크고 그 물성치가 어느 정도 잘 알려져 있는 R-22/114계를 작동유체로 사용하여 수평평활관을 열교환기로 사용한 기본적인 열펌프 장치를 구성하였다. 이러한 장치를 이용하여 냉매가 응축할 때의 열전달특성을 냉매의 조성비와 열유속, 전도 등의 변화에 따라 조사하고, 그 결과를 이용하여 R-22/114(50/50 wt%) 비공비혼합냉매의 평균 응축열전달계수를 예측할 수 있는 식을 구하였다.

2. 실험장치 및 실험방법

본 실험에 사용한 장치의 개략도는 Fig. 1과 같다. 냉매는 압축기 1, 응축기 3, 수액기 4, 냉매여과기 5, 냉매건조기 6, 체적식 유량계 7, 팽창장치 8, 증발기 9의 순으로 유동되고, 열원수는 열원수 공급원 11에서 일정온도로 유지되어 응축기에 일정 유량으로 공급되게 하였는데, 열원수로는 물을 사용하였다. 또 압축기로는 R-22용 1.5 HP 밀폐형을 사용하였고, 팽창장치로는 모세관과 니들밸브를 사용하여 임의로 냉매량을 조절할 수 있도록 하였다.

Fig. 2는 시험구간으로 사용한 응축기의 상세도를 나타낸 것이다. 그림의 (a)에서와 같이 응축기는 2중관 향류형 열교환기로서, 냉매는 내관내를 흐르고, 열원수는 내관과 외관사이의 환상부를 냉매와 역방향으로 흐르도록 하였다. 응축기의 내관은 내경 7.6 mm, 외경 10 mm인 동체의 평활관이고, 길이 2,400 mm인 직관 3개를 연결하여 전 길이를 약 7,400 mm로 하였으며, 밴드부를 합쳐 각각 전체 8개의 소구간으로 구성하였다. 외관은 내경 31.4 mm인 PVC관이며, 그 외부에는 단열재로써 충분히 단열하여 열원수가 외기의 영향을 받지 않도록 하였다. 냉매의 온도 측정을 위해 각 소구간의 입·출구에 해당하는 부분의 내벽면 정상부에서 동-콘스탄탄 열전대를 삽입하였고, 열원수의 혼합 평균온도는 각 소구간 입·출구에 해당하는 부분의 내관과 외관 사이의 중심부에 동-콘스탄탄 열전대를 설치하여 측정하였다. 또 내관 벽면 온도를



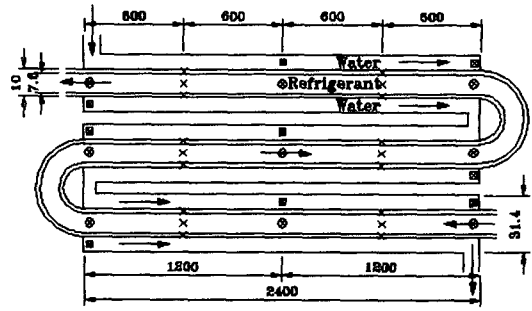
1. Compressor
2. Check valve
3. Condenser(Test section)
4. Main receiver
5. Strainer
6. Dryer
7. Refrigerant flow meter
8. Capillary tube
9. Evaporator
10. Sight glass
11. Constant temperature bath for condenser
12. Auxiliary condenser
13. Water flow meter
14. Auxiliary receiver
15. Costant temperature bath for evaporator
16. Auxiliary evaporator
17. Watt meter
18. Refrigerant collection tube
19. High pressure switch
20. R-22 injection tube

← Refrigerant flow
 - - - Water flow
 ⊙ Pressure gauge
 ▷◁ Stop valve

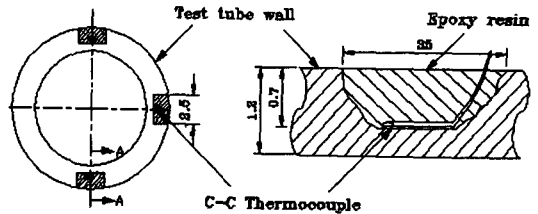
Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

측정하기 위해 밴드부를 제외한 각 소구간의 중앙 위치에서 그림의 (b)와 같이 관벽의 상·하·측면에 그림의 (c)와 같이 동-콘스탄탄 열전대를 각각 삽입했다. 유량은 냉매와 열원수 모두 체적식 유량계로 측정하였다.

실험은 R-22의 단일냉매 및 R-22의 중량비율을 25, 50, 75 wt%로 조성한 R-22/114계 비공비혼합냉매에 대해 각각 실시하였다. 충전시에는 장치내의 전 냉매량이 거의 일정하게 유지되도록 하였고, 포화압력이 낮은 R-114를 충전하고 난 후, 장치내



(a) Layout out of test section



(b) Cross section of the 10 view of A-A section test section

Fig. 2 Details of test section

에서 R-22가 일정비율이 될 수 있도록 하였다. 이 때 장치내의 조성비를 기액평형 데이터⁽⁷⁾를 사용하여 측정된 압력과 온도에 따라 점검하였으며, 시험구간내의 온도와 압력이 30분 이상 평형을 유지할 때 실험을 시작하였다. 실험의 범위는 냉매의 질량 유량 24~71 kg/h, 응축기열량 780~3,480W, 건도 0~1의 범위에서 실시하였다.

3. 데이터의 정리

비공비혼합냉매를 장치의 작동유체로서 사용하고 자 할 때에는 단일냉매를 다른 단일냉매와 혼합했을 때 나타나는 혼합물로서의 성질을 파악하여야 하는 데, 혼합물로서의 성질을 파악하기 위해서는 단일냉매의 성질을 먼저 알아야 한다. 따라서 단일냉매인 R-22와 R-114의 물성치는 ASHRAE에서 추천한 물성치표⁽⁸⁾를 이용하였다. 또 비공비혼합냉매의 액과 증기의 밀도, 액의 정압비열과 점성계수는 물분율 평균⁽⁹⁾으로, 액의 잠열은 질량분율 평균⁽⁹⁾으로 각각 구하였고, 증기의 점도는 Wilke의 식⁽¹⁰⁾으로, 액의 열전도율은 Filippov의 식⁽¹⁰⁾으로 각각 구하였다.

본 실험에 들어가기 전에 장치의 정확도를 검증하기 위해서는 열평형을 살펴보아야 하는 데, 본 실험에서는 응축열전달 특성을 살펴보기 위한 것이므로 응축기로 사용한 시험구간의 열수지를 확인하여야 한다. 따라서 여러 연구자들이 추천하고 있는 식(1)의 Dittus-Boelter 식으로 계산한 열전달계수와 실험에 의한 열전달계수를 비교하였는데, +15% 이내에서 잘 일치하는 것을 확인할 수 있었다.

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.3} \quad (1)$$

여기서, $Nu = \alpha \cdot d_{is} / \lambda_L$, $Re = G_r \cdot d_{is} / \mu_L$, $Pr = c_{pL} \cdot \mu_L / \lambda_L$ 이다.

비공비혼합냉매를 사용하는 열펌프의 응축열전달 특성을 규명하기 위하여 아래와 같이 측정데이터를 해석하였다. 즉, 냉매가 시험구간내에서 응축할 때 관주방향 국소 열전달계수 α 및 관주방향 평균열전달계수 α_m '는 식(2)와 (3)으로부터 산출하였다. 또 관길이방향 평균 열전달계수 α_m 은 식(4)에 의해 계산하였다.

$$\alpha = \frac{q}{T_{sat} - T_{wall, is}} \quad (2)$$

$$\alpha_m' = \frac{q_m}{T_{sat, m} - T_{wall, is, m}} \quad (3)$$

$$\alpha_m = \frac{\int_{z_{in}}^{z_{out}} \alpha_m' dz}{6} \quad (4)$$

여기서, 열유속 q 는 식(5)로부터 계산할 수 있다. 또 $T_{wall, is}$ 는 내관 내벽면의 대표 온도로서, 측정된 벽면온도(상부 $T_{wall, D}$, 측부 $T_{wall, S}$, 하부 $T_{wall, U}$)를 식(6)으로 계산한 산술평균치 $T_{wall, os}$ 와 식(7)로 계산한 열교환량 Q 를 이용하여, 식(8)로부터 구하였다. 이것은 열전달이 정상상태일 때의 일차원 열전달방정식이 성립한다고 가정하여 계산하는 것이다.

$$q = \frac{w_w \cdot c_w \cdot dT}{\pi \cdot d_{is} \cdot dz} \quad (5)$$

$$T_{wall, os} = \frac{T_{wall, D} + 2T_{wall, S} + T_{wall, U}}{4} \quad (6)$$

$$Q = w_w \cdot c_w \cdot (T_{out} - T_{in}) \quad (7)$$

$$T_{wall, is} = \frac{T_{wall, os} + Q \cdot \ln \frac{d_{os}}{d_{is}}}{2\pi \cdot \Delta z \cdot \lambda_{wall}} \quad (8)$$

여기서, w_w 는 열원수량, c_w 는 물의 비열을 각각 나타낸 것이고, z 는 시험구간에서의 소구간 길이이다. 또 d_{is} 는 관내경, d_{os} 는 관외경, λ_{wall} 는 내

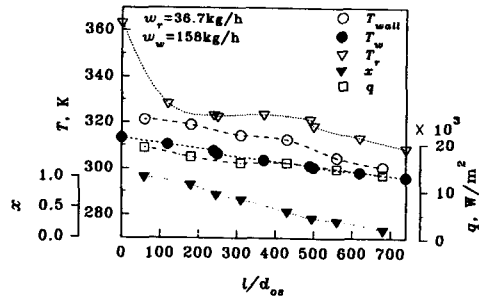
관의 열전도율이며, 첨자 D, S, U 는 각각 관벽의 하부, 측부, 상부를 나타낸다. 또 응축열전달계수를 건도에 따라 정리하기 위하여 응축구간의 건도 x 를 식(9)를 사용하여 계산하였다.

$$x = 1 - \frac{\pi \cdot d_{is}}{w_r \cdot L} \int_{z_{in}}^{z_{out}} q dz \quad (9)$$

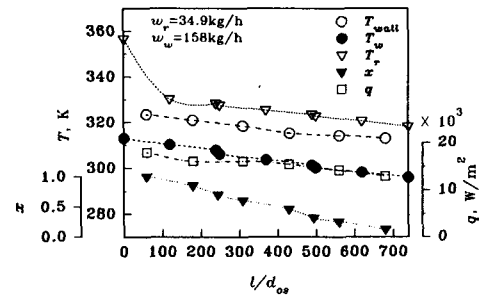
여기서, d_{is} 는 관내경, L 는 응축잠열이고, w_r 는 작동유체의 질량유량, z_{in} 과 z_{out} 는 각각 소구간 입구와 출구이다. 또, q 는 냉매가 응축할 때의 열유속으로 식(5)에 의하여 계산된다.

4. 결과 및 고찰

Fig. 3(a)와 (b)는 실험범위내에서 단일냉매와 비공비혼합냉매가 응축할 때 관길이에 따른 건도, 냉매와 관벽, 열원수의 온도변화, 열유속의 변화 경향을 나타낸 것이다. 시험구간인 응축기는 향류형이므로 냉매증기는 그림의 좌에서 우로, 냉각수는 우로부터 좌로 흐르고, 횡축은 응축관의 무차원 관길이이며, 종축에는 냉매온도, 관벽온도, 열원수 온도 및 이들로부터 산출한 열유속 및 건도가 표시되어 있다. (a)의 단일냉매온도는 관입구의 과열



(a) Pure R-22



(b) R-22/144(50/50 wt%) mixture

Fig. 3 Typical experimental data for $w_r = 36.7$ kg/h and $w_r = 34.9$ kg/h

증기구역(무차원 관길이 0~100 정도)에서 급격히 낮아지다가 포화증기가 되고 난 후에는 거의 일정한 온도변화를 보이고, 과냉각 액구역이라고 생각되는 무차원 관길이 약 500 이후부터는 다시 냉각되는 현상이 나타났다. 그러나 (b)의 비공비혼합냉매온도는 과열증기에서 포화증기로 될 때까지(무차원 관길이 0~100 정도)는 단일냉매와 마찬가지로 급격한 온도강하를 보이고 있으나, 일단 포화증기가 되고 난 후에는 단일냉매와는 달리 지속적으로 온도강하가 일어나고 있음을 알 수 있다. 또한 냉매온도와 열원수온도의 차는 (a)의 단일냉매인 경우에는 응축중에 점점 커지지만, (b)의 비공비혼합냉매인 경우에는 입구에서 출구까지 거의 일정한 온도차를 유지하고 있다. 이러한 결과로부터 비공비혼합냉매는 열역학적인 엑서지 손실의 절감을 가져올 수 있을 것이라는 것을 알 수 있다. 또 열유속은 (a)의 단일냉매인 경우 입구에서 과열증기의 영향을 받아 높은 값을 나타내다가 응축이 진행되면서 점점 과열증기의 영향을 받지 못하여 일정한 값을 나타내고 과냉각액이 되면서부터 다시 낮아지고 있다. 그러나 (b)의 비공비혼합냉매에서는 과열증기와 관계없이 지속적으로 낮아지고 있다.

4.1 국소 열전달계수

Fig. 4는 각각 국소 열 전달계수의 변화를 관벽의 위치(상·측·하부)와 시험구간의 무차원 관길이, 열유속, 건도에 따라 나타낸 것이다. 단일냉매인 경우는 관상부, 비공비혼합냉매인 경우는 관측부에서의 열전달계수가 높게 나타나고 있다. 이것은 단일냉매인 경우는 응축량이 많아지면서 관상부보다는 관하부의 액막이 두꺼워지기 때문으로 볼 수 있다. 그러나 비공비혼합냉매는 거의 단상류로 존재하는 입구와 출구를 제외한 이상류 영역에서는 비점 등 물성치가 서로 다른 두 냉매의 조성비가 기체상태와 액체상태에서 달라짐으로써 단일냉매와 유사한 질량유량으로 흐른다 하더라도 전체적으로는 충분한 환상류의 형성이 이루어지지 못했기 때문으로 생각된다. 또 (a)에서 단일냉매인 경우 무차원 관길이가 증가함에 따라서 열전달계수가 강하하고 있고, 비공비혼합냉매인 경우는 무차원 관길이 증가에 따른 열전달계수의 강하 정도가 단일냉매보다는 적게 나타나고 있다. 그리고 (b)에서는 단일냉매의 관주방향 국소 열전달계수가 비공비혼합냉매의 관벽 위치에 따른 열전달계수보다 열유속

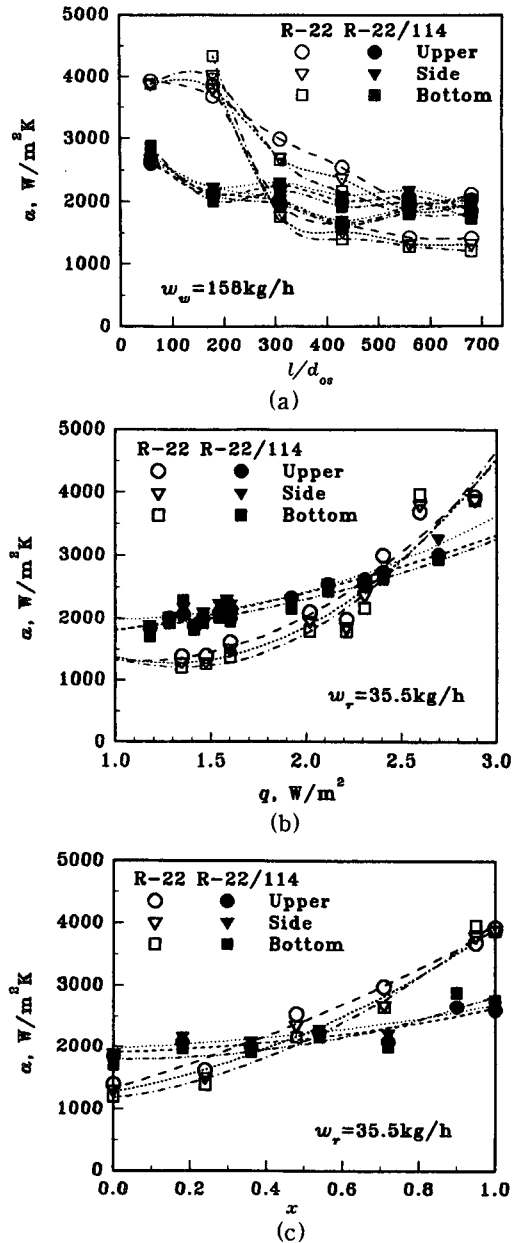


Fig. 4 Comparison of local condensation heat transfer coefficient with dimensionless tube length (a) heat flux (b) and quality (c) for the pure R-22 and the mixtures

에 더 큰 영향을 받고 있다고 할 수 있다. 또한 (c)에서는 단일냉매인 경우 과열증기에서 포화증기가 되고 난 직후인 건도 0.95 정도 이상에서와 비공비혼합냉매인 경우 과열증기에서부터 건도 0.85 정도로 응축할 때까지는 관하부의 열전달계수도 높

계 나타나고 있음을 알 수 있다.

Fig. 5는 본 실험에 의한 Nu_{exp} 와 계산에 의한 Nu_{cal} 를 비교한 것이다. 여기서, 계산에 의한 Nu_{cal} 는 Fujii 등⁽⁶⁾이 제안하고 있는 식(10)~(16)에 의한 값으로서, 이 식은 강제대류영역과 체적력대류영역, 공존대류영역의 각 영역으로 구분하여 제안하고 있기 때문에 냉매의 수평평환관내 응축열 전달 예측을 보다 정확히 할 수 있다고 생각된다. 강제 대류영역에서의 Nu , 즉 Nu_F 는

$$Nu_F = 0.018 \cdot \left[Re_L \cdot \left(\frac{\rho_L}{\rho_v} \right)^{0.5} \right]^{10.9} \cdot \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.1x+0.8} \cdot \left(Pr_L + \frac{8 \times 10^3}{Re_L^{1.5}} \right)^{1/3} \cdot \left(1 + \frac{A \cdot H}{Pr_L} \right) \quad (10)$$

여기서, Nu , Re , Pr 은 무차원수로 각각 Nusselt 수, Reynolds 수, Prandtl 수이고, H 는 열연·잠열 비이다. 또 ρ 는 밀도, x 는 냉매가 응축할 때의 건

도이다. 그리고 첨자 L 과 v 는 각각 냉매의 액상과 기상을 나타낸다. 또 변수 A 는 식(11)과 같이 쓸 수 있다.

$$A = 0.071 \cdot Re_L^{0.1} \cdot \left(\frac{\rho_L}{\rho_v} \right)^{0.55} \cdot \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.2-0.1x} \cdot \left(Pr_L + \frac{8 \times 10^3}{Re_L^{1.5}} \right)^{1/3} \quad (11)$$

체적력대류 응축역 및 공존대류 응축역에서의 Nu , 즉 Nu_B 는

$$Nu_B = 0.725 \cdot \left(\frac{Ga \cdot Pr_L}{H} \right)^{1/4} \cdot \frac{\{1 + 3 \times 10^{-3} \cdot Pr_L^{0.5} \cdot C^{(3.1 - \frac{0.5}{Pr_L})}\}^{0.3}}{(1 + B \cdot D)^{1/4}} \quad (12)$$

여기서, Ga 는 무차원수로서 Galileo 수이다. 또 변수 B , C , D 는 각각 식(13)~(15)로 쓸 수 있다.

$$B = \frac{(1 + 1.6 \times 10^{11} \cdot \left(\frac{H}{Pr_L} \right)^5)^{0.25} \cdot \left\{ \frac{(Ga \cdot Pr_L)^{0.2}}{H} \right\}^{1.8}}{\left(\frac{\rho_L}{\rho_v} \right)^{0.5} \cdot \left\{ \frac{Gr}{d_{is} \cdot \mu_L} \cdot \frac{x}{1-x} \right\}} \quad (13)$$

$$C = \frac{0.47 \cdot \left(\frac{\rho_L}{\rho_v} \right)^{0.5} \cdot \left(\frac{H}{Pr_L} \right)^{1/12} \cdot \left(Re_L \cdot \frac{x}{1-x} \right)^{0.9}}{\left(\frac{Ga \cdot Pr_L}{H} \right)^{1/4}} \quad (14)$$

$$D = 20 \cdot \exp \left\{ \frac{-Gr}{3 \times 10^3} \right\} \quad (15)$$

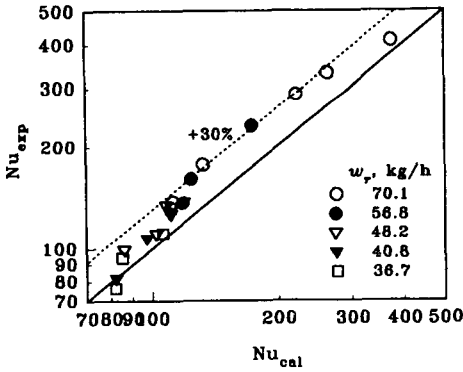
이다. 여기서, G_r 는 냉매의 질량유속, d_{is} 는 시험구간의 관내경이다.

이상의 결과에서 각 영역의 식을 정의하면 다음과 같다.

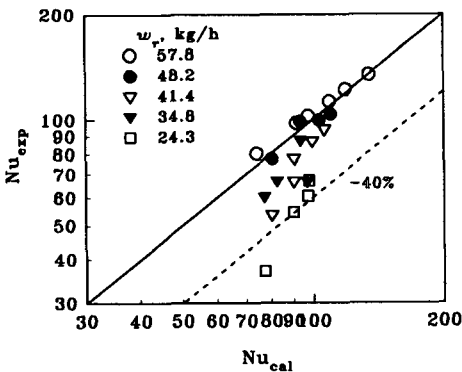
$$Nu_F \geq Nu_B \text{인 경우에는, } Nu_{cal} = Nu_F \quad (16a)$$

$$Nu_F < Nu_B \text{인 경우에는, } Nu_{cal} = Nu_B \quad (16b)$$

Fig. 5(a)와 (b)에는 과열증기 및 과냉각의 영향이 크게 나타나는 데이터를 표시하지 않았다. (a)의 단일냉매인 경우에는 식(16)과 비교하면 약 30% 정도의 범위 이내로 다소 높게 나타나고 있는데, (b)의 비공비혼합냉매의 경우에는 오히려 약 40% 정도의 범위 이내로 낮게 나타나고 있다. 이러한 결과로부터 비공비혼합냉매의 응축열전달계수가 단일냉매의 응축열전달계수보다 낮아진다는 것을 알 수 있다.



(a) Pure R-22



(b) R-22/144(50/50 wt%) mixture

Fig. 5 Comparison of Nu_{cal} with Nu_{exp} for the pure R-22 and the mixtures

4.2 평균 열전달계수

Fig. 6은 유량에 따른 관길이 방향 평균 열전달 계수를 나타낸 것으로, 평균 열전달계수는 본 실험 범위내에서 R-22 단일냉매와 R-22가 25, 50, 75 wt%의 조성비로 각각 조절된 R-22/114계 비공비 혼합냉매에 있어서 완전 응축이 일어날 때의 결과만을 이용하여 식(4)에 의해 구한 것이다. 그림에서 보면 단일냉매나 비공비혼합냉매 모두 유량의 증가에 따라 열전달계수가 증가하는 것으로 나타나고 있으며, 단일냉매의 열전달계수가 비공비혼합냉매의 열전달계수보다 다소 높은 값을 나타내고 있음을 알 수 있다. 이것은 유량이 많아질수록 관벽을 적시는 액량이 많아지기 때문인 것으로 생각된다. 또한 이러한 결과는 R-11/113계 비공비혼합냉매에 대하여 실험한 望月 등⁽²⁾의 결과와도 같은 경향을 나타내고 있다. 그러나 R-22/114(25/75 wt%)계 비공비혼합냉매는 다른 조성비의 비공비혼합냉매나 단일냉매보다 적은 열전달계수를 나타내고 있다. 이것은 두 냉매 중 잠열이 적은 R-114의 비율이 많아 R-22의 응축을 저해하는 불응축가스와 같은 영향을 미치고, 관내 대부분을 차지하는 R-114의 잠열이 적음으로 인해 액막이 얇은 관정상부가 거의 건조해 있을 것이기 때문인 것으로 생각된다.

Fig. 7(a)와 (b)는 각각 열유속과 건도에 따른 관주방향 평균 열전달계수를 나타낸 것이다. (a)에서 열유속 24000 W/m² 정도 이하에서는 단일냉매보다 비공비혼합냉매의 열전달계수가 다소 높게 나타나고 있으나, 24000 W/m² 이상에서는 단일냉매의 열전달계수가 더 크게 나타나고 있다. 또한 단일냉매는 비공비혼합냉매보다 열유속의 증가에 따른 열전달계수의 증가가 더 심하게 나타나고 있다. 이것은 R-22와 R-114의 잠열차이에 따른 영향으로 생각된다. 그리고 (b)에서는 단일냉매와 비공비혼합냉매 모두 냉매의 유량이 증가함에 따라 열전달계수가 증가되는 것은 (a)와 마찬가지로이다. 그러나 단일냉매는 냉매액량이 증가하여 건도가 감소함에 따라 열전달계수가 급격하게 저하하고 있지만, 비공비혼합냉매의 열전달계수는 단일냉매에 비해 건도의 변화에 크게 영향을 받지 않는 것으로 나타나고 있다. 이러한 결과는 望月 등⁽²⁾의 결과와는 다소 다른 경향을 보이고 있는 데, 이는 근본적으로는 단일냉매의 경우는 건도가 증가함에 따라 액막이 점점 두꺼워져 응축을 저해하지만, 비공비혼합냉매는 건도가 점차 증가하더라도 각 단일냉매

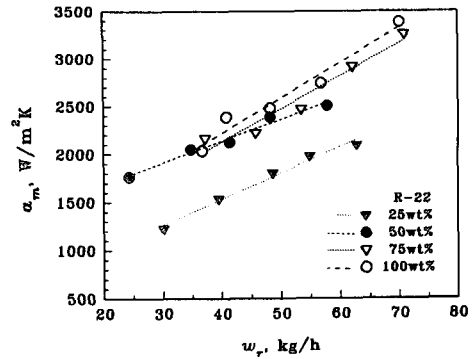


Fig. 6 Comparison of mean condensation heat transfer coefficient with refrigerant flow rate

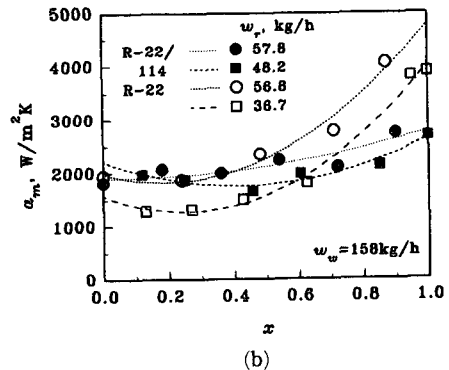
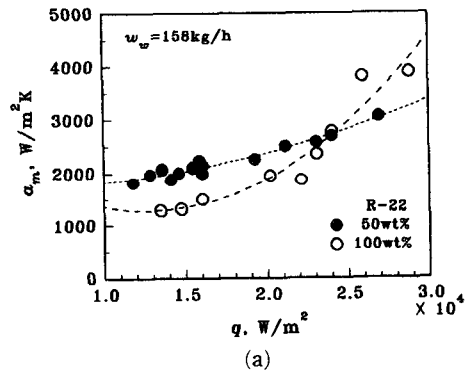


Fig. 7 Comparison of mean condensation heat transfer coefficient with heat flux (a) and quality (b) for the pure R-22 and the mixtures

의 잠열 차이로 인하여 두 냉매가 동시에 응축하지 못하기 때문이라 생각된다. 또한 고건도에서 비공비혼합냉매가 응축을 하는 도중에 고비점 냉매의 응축에 대하여 저비점 냉매가 확산 저항층을 형성하기 때문이라고도 생각할 수 있다.

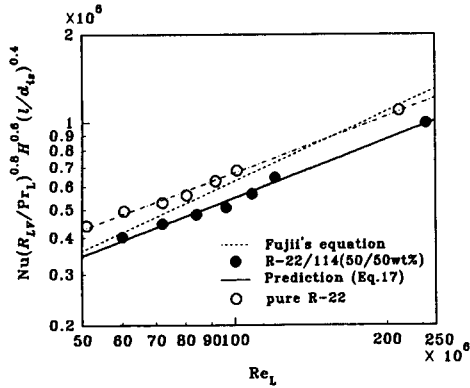


Fig. 8 Comparison of experimental data with Fujii's equation

Fig. 8은 Fujii식⁽⁶⁾과 본 실험에 의한 결과를 나타낸 것인데, Fujii식은 많은 연구자들이 수평평활관내에서 단일물질 포화증기의 응축실험한 결과를 환상류가 지배적인 경우의 평균 열전달계수에 대하여 무차원화한 것이다. 그림에서 단일냉매인 경우에는 Fujii식과 +20%, 비공비혼합냉매인 경우에는 -20% 이내의 범위에 들고 있다. 이러한 결과로부터 R-22/114(50/50 wt%)계 비공비혼합냉매의 평균 열전달계수에 대한 식을 식(17)로 나타낼 수 있으며, 그 오차는 ±5% 이내로 나타났다.

$$Nu = 3.25 \cdot \left(\frac{l}{d_{is}}\right)^{-0.4} \cdot H^{-0.6} \cdot Re_L^{0.655} \cdot \left(\frac{Pr_L}{R_{LV}}\right)^{0.8} \tag{17}$$

여기서, l 은 시험구간의 전체길이, d_{is} 는 관내경이고, H 는 현열·잠열비, R_{LV} 는 냉매액과 증기의 밀도·점도비이다.

5. 결 론

수평평활 전열관을 사용하는 열펌프의 작동유체로서 비공비혼합냉매 R-22/114계를 사용하였을 때의 응축열전달에 관한 실험을 하여 아래와 같은 결론을 얻었다.

(1) R-22 단일냉매인 경우에는 응축중에 냉매의 포화온도가 거의 일정하게 되나, R-22/114 (50/50 wt%)계 비공비혼합냉매는 비점이 서로 다른 두 단일냉매의 응축으로 응축기 출구로 갈수록 냉매온도가 점차 저하되고 있다. 그러나 냉매와 냉각수의 온도차에 있어서는 단일냉매는 응축액량이 많아질수록 그 차가 커지지만, 비공비혼합냉매는 거의 일

정함을 볼 때 에너지손실을 줄일 수 있음을 알 수 있다.

(2) R-22/114(50/50 wt%)계 비공비혼합냉매는 R-22 단일냉매에 비해 관상부에서의 국소 열전달 계수가 크게 나타나지 못하므로 동일한 전열면적으로 한다면 관경을 증가시키는 것보다는 길이를 증가시키는 것이 열전달의 측면에서 비공비혼합냉매의 유용성을 얻을 수 있을 것으로 생각된다.

(3) 냉매유량, 열유속, 전도 등에 따른 전반적인 R-22/114계 비공비혼합냉매의 평균 열전달계수는 R-22 단일냉매의 평균 열전달계수보다 낮게 나타나고 있다. 그러나 전도도 0.4 정도에서부터 완전 응축할 때까지의 응축기 출구부에서는 R-22 단일냉매와 R-22/114(50/50 wt%)계 비공비혼합냉매의 관주방향 평균 열전달계수에 큰 차이가 없었다. 또 한 냉매유량에 따라서는 R-22/114(25/75 wt%)계 비공비혼합냉매를 제외하고는 R-22 단일냉매와 R-22/114(50/50 wt%), R-22/114(75/25 wt%)인 비공비혼합냉매의 관길이방향 평균 열전달계수는 미소한 차이를 보였다.

후 기

본 연구는 포항공과대학교 첨단유체공학연구소(AFERC)와 (주)LG전자 생활시스템연구소 G2실의 지원을 받아 수행하였으며, 이에 관계자 여러분께 깊은 감사를 드립니다.

참고문헌

- (1) 박기원 · 설원실 · 오후규 · 오종택, 1989, "냉매 가스가 지구환경에 미치는 영향과 대책," 냉동·공조공학, 제8권, 제3호, pp. 137~145.
- (2) 望月貞成 · 井上剛良 · 富永守, 1987, "混合冷媒 R11+R113의管內凝縮熱傳達," 日本冷凍協會ヒートポンプ調査研究報告書, pp. 157~166.
- (3) Bokhanovskiy, Yu. G., 1980, "Heat Transfer from Freon-12, Freon-22 and Their Mixtures in a Coiled-Tube Condenser," *Heat Transfer Soviet Research*, Vol. 12, No. 4, pp. 43~52.
- (4) 藤井哲 · 小山繁 · 宮良明男 · 高松洋, 1987, "R22+R114系混合冷媒の水平蒸發管內における凝縮及び蒸發," 日本冷凍協會ヒートポンプ調査研究報告書, pp. 107~118.

- (5) 吳厚圭·朴基元·具學根·朴養守, 1992, "R-22+R-114系 混合冷媒의 水平管内 凝縮熱傳達에 관한 研究," 韓國船舶用機關學會誌, 第16卷, 第2號, pp. 102~109.
- (6) Fujii. T., Honda. H. and Nozu. S., 1980, "Condensation of Fluorocarbon Refrigerant inside a Horizontal Tube," Refrigeration, Vol. 55, No. 627, pp. 3~20. (in Japanese)
- (7) 원성필, 1990, "혼합냉매의 열물성과 열펌프의 성능해석," 서울대학교 공과대학 기계공학과 박사학위 논문, 서울.
- (8) ASHRAE, 1985, ASHRAE Handbook 1985 Fundamentals SI Edition, Chapter 17.
- (9) 望月貞成, 八木良尙, 但野力雄, 1982, 非共沸二成分作動流體の垂直円管内凝縮熱傳達," 冷凍, 第57卷, 第659號, pp. 55~64.
- (10) Reid. R. C., Prausnitz. J. M. and Poling. B. E., 1988, *The Properties of Gases and Liquids*, 4th ed., McGraw-Hill., pp. 407~410, 562.