

2중 관형 열교환기내 비공비혼합냉매 R-22+R134a의 응축열전달 특성에 관한 연구

노건상* · 오후규** · 권옥배*

Condensation Heat Transfer Characteristics of Non - Azeotropic
Refrigerant Mixtures(NARMs) Inside Double Pipe Heat Exchangers.

K. S. Roh · H. K. Oh · O. B. Kwon

Key words : Condensation(응축), NARM(비공비 혼합냉매), Condensing heat transfer coefficient(응축열전달율)

Abstract

Experimental results for forced convection condensation of non - azeotropic refrigerant mixtures inside a horizontal smooth tube are presented. The mixtures of R - 22 + R - 134a and pure refrigerants R - 22 and R - 134a are used as the test fluids and a double pipe heat exchanger of 7.5mm ID and 4 800mm long inside tube is used. The ranges of parameters are 100 - 300kg/h of mass flow rate, 0 - 1.0 of quality, and 0, 33, 50, 67, and 100 weight per cent of R - 22 mass fraction in the mixtures. The heat flux, vapor pressure, vapor temperature and tube wall temperature were measured. Using the data, the local and average heat transfer coefficients for the condensation have been obtained. In the same given experimental conditions, the liquid heat transfer coefficients for NARMs were considerably lower than that of the pure refrigerant of R - 22 and R - 134a. Local heat transfer characteristics for NARMs were different from pure refrigerant R - 22 and R - 134a. In some regions, local heat transfer coefficients for NARMs were increased in the following order ; Bottom → Top → Side. The condensation heat transfer coefficients for NARMs increased with mass velocity, heat flux, and quality, but were considerably lower than that of pure refrigerant R - 22 and R - 134a.

* 정회원, 부산수산대학교 대학원

** 정회원, 부산수산대학교

Nomenclature

Symbols

| | | |
|-----------|-------------------|---------------------------|
| B', C' | : 비리알계수 | [/] |
| c_{pc} | : 물의 비열 | [kcal/(kg · K)] |
| c_{pL} | : 냉매액의 비열 | [kcal/(kg · K)] |
| d | : 관지름 | [m] |
| G | : 유량 | [kg/h] |
| g | : 중력가속도 | [m/s ²] |
| h | : 열전달율 | [kW/(m ² · K)] |
| h_{fg} | : 응축잠열 | [kcal/kg] |
| i | : 엔탈피 | [kcal/kg] |
| Nu | : Nusselt number | [/] |
| P | : 압력 | [MPa] |
| Pr | : Prandtl number | [/] |
| Q | : 전열량 | [kW] |
| q | : 열유속 | [kW/m ²] |
| R | : 일반가스상수 | [kcal/(kg · K)] |
| Re | : Reynolds number | [/] |
| T | : 온도 | [K] |
| T_{RFL} | : 냉매의 대표온도 | [K] |
| V | : 체적 | [m ³] |
| x | : 건도 | [/] |
| y | : 충전율 | [/] |
| Z | : 압축계수 | [/] |
| z | : 응축소구간 | [m] |

Greeks

| | | |
|----------|----------------------------|----------------------|
| Φ_V | : Lockhart - Martinelli 계수 | [/] |
| X_{tt} | : Lockhart - Martinelli 계수 | [/] |
| χ | : 열전도율 | [kW/(m · K)] |
| μ | : 점성계수 | [kg/(m · s)] |
| ν | : 동점성계수 | [m ² /s] |
| ρ | : 밀도 | [kg/m ³] |
| ω | : 편심계수 | [/] |

Subscripts

| | |
|-----|--------|
| B | : 저부 |
| b | : 저부 |
| C | : 임계상태 |

| | |
|-------|-----------|
| c | : 응축 |
| CAL | : 계산값 |
| CW | : 냉각수 |
| EXP | : 실험값 |
| in | : 입구, 내부 |
| L | : 액상태 |
| m | : 평균값 |
| out | : 출구, 외부 |
| RFL | : 냉매, 대표값 |
| S | : 측부 |
| s | : 측부 |
| sat | : 포화상태 |
| T | : 상부 |
| t | : 상부 |
| V | : 증기상태 |
| W | : 내벽 |
| WO | : 외벽 |

1. 서 론

히트펌프나 냉동시스템의 작동유체로서 현재까지 광범위하게 이용되던 CFC계 특정프레온은 성층권 오존층의 파괴나 지구 온난화의 원인물질로 규정되어 그 생산 및 사용이 금지되게 되었다. 따라서, 규제대상 냉매를 대체하기 위한 냉매로 HFC-32, HFC-134a 등과 같은 새로운 대체냉매의 개발 및 이용기술의 확립은 매우 시급한 실정이다. 특히, 냉동·공조시스템의 사용조건에 적합한 혼합냉매를 선택하면 에너지를 합리적으로 이용^{1~3)}할 수 있으며 환경적으로 안전한 대체냉매를 제공할 수 있는 장점이 있다. 냉동·공조장치에서 혼합냉매를 사용함으로써 얻어지는 여러가지 장점에 대해서는 실험이나 시뮬레이션을 통해 밝혀졌지만, 혼합냉매를 사용하는 열교환기에서의 전열특성에 대한 연구^{4~5)}는 아직 미흡한 실정이다. 특히, 사용가능한 대체냉매의 종류는 상당히 한정되어 있기 때문에 이들 냉매를 서로 혼합한 혼합냉매의 상변화전열(응축 비등)특성을 해명하고, 그 예측방법을 확립하는 것은 공조 냉동시스템의 중요 구성요소인 열교환기를 합리적으로 설계하는 데 있어서 매우 중요할 뿐만 아니라 에너지

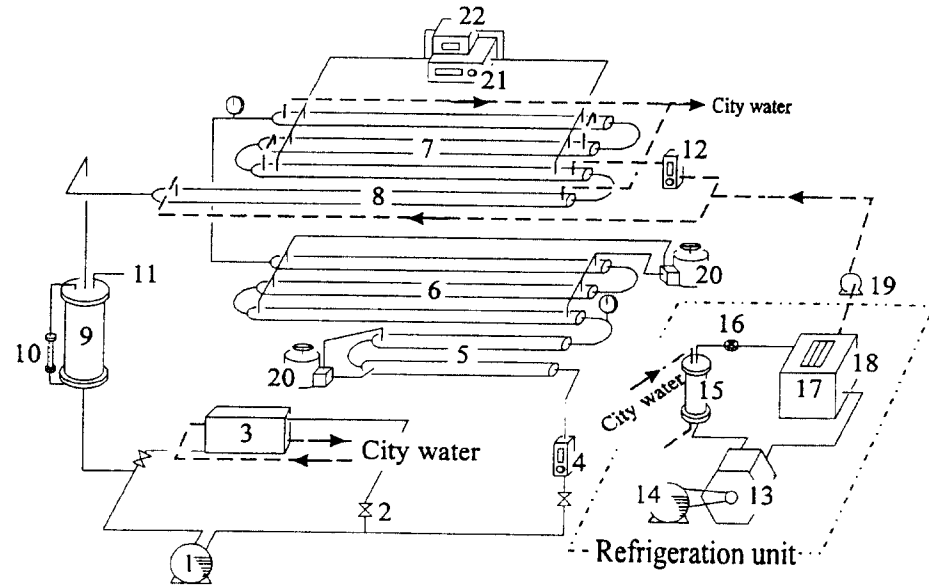
지의 효율적인 이용을 위해서도 매우 중요한 내용이다.

따라서, 본 연구에서는 혼합냉매용 냉동 공조시스템에 사용되는 응축기에서의 전열특성을 파악하기 위해 수평 평활동관으로 이중관형 응축기를 제작하여, 냉매의 열물성치가 서로 비슷한 단일 냉매 R-22, R-134a와 이들 두가지 냉매를 R-22 일정분율 67 wt%, 50 wt%, 33 wt%로 혼합한 비공비혼합냉매 R-22+R-134a를 대상으로 전열특성을 고찰함으로 해서 혼합냉매를 사용하는 응축기 설계에 관한 기초자료를 제시하고자 한다.

2. 실험 장치 및 방법

2.1 실험장치

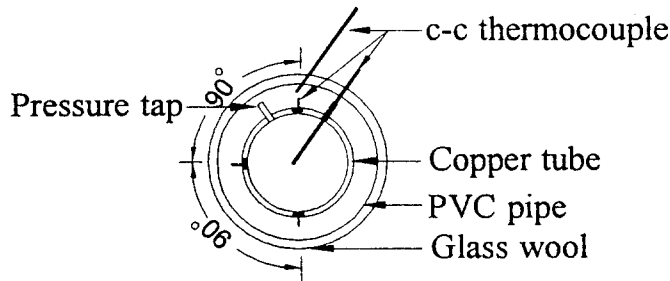
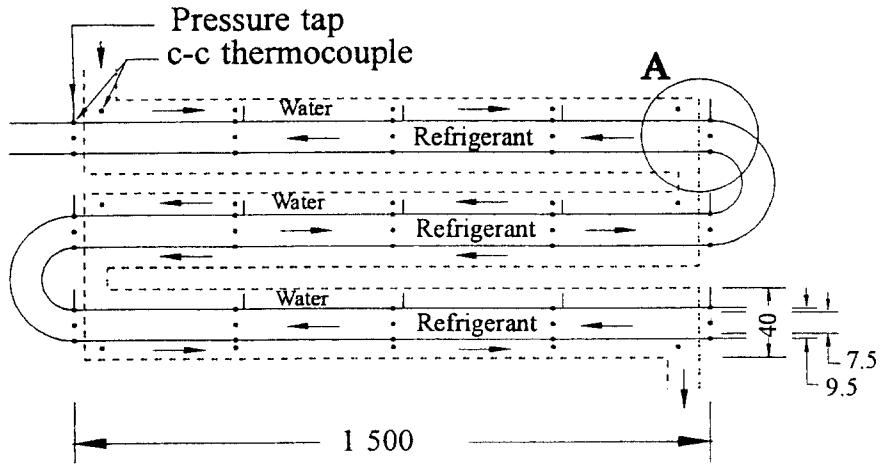
본 연구에서 사용된 실험장치의 개략도는 Fig. 1과 같다. 실험장치는 강제순환식 폐루프로 구성되어 있으며, 냉매가 순환되는 회로와 냉각수가 순환되는 회로로 구분되어 있다. 냉매는 냉매유량계(4) 및 바이패스 밸브(2)에서 일정한 유량으로 조절되어 예열기(5) 및 증발기(6)로 흡입 증발되고, 증발기를 나온 냉매증기는 응축기(7)에서 응축되어 수액기(9)로 흡입되도록 하였다. 미응축 냉매증기를 완전 응축시키기 위해서 보조 응축기(8)를 설치하였으며, 냉매증기를 응축시키기 위해 냉동기 유니트에서 일정온도로 조절된 냉각수는 냉각수 유량



⊙ Pressure gauge — Refrigerant flow line
 --- Coolant water flow line

- | | | |
|----------------------------|--------------------------------|--------------------------------------|
| 1. Refrigerant pump | 9. Receiver | 16. Expansion valve |
| 2. By-pass valve | 10. level gauge | 17. Evaporator |
| 3. Heat exchanger | 11. Refrigerant injection line | 18. Water receiver |
| 4. Refrigerant flow-meter | 12. Water flow-meter | 19. Water pump |
| 5. Pre-heater | 13. Compressor | 20. Voltage transformer |
| 6. Evaporator | 14. Motor | 21. Hybrid recorder |
| 7. Test section(Condenser) | 15. Condenser | 22. Differential pressure transducer |
| 8. Auxiliary condenser | | |

Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.



Section - A

Fig. 2 Details of test section.

계(12)에서 일정유량으로 조절되어 내관과 외관사이의 환상공간으로 냉매의 흐름방향과 반대방향으로 흐르게 되어 있다.

Fig. 2는 응축기의 상세도를 나타낸 것이다. 응축기의 내관은 내경 7.5mm, 외경 9.5mm, 길이 1500mm인 3"평활동관 직관 3개를 180° 벤딩 연결하여 전체 길이가 약 4500mm이고, 외관은 내경 36mm, 외경 40mm인 PVC관을 사용한 2중관 향류형 열교환기이다.

냉매온도를 측정하기 위해 각 직관의 입구에서 300mm 등간격으로 5개소 합계 15개소, 관벽온도 측정을 위해 냉매온도 측정의 동일지점에서 동일단면상의 관상부에서 원주방향 90° 방향으로 3개소 합계 45개소에 c-c 열전대를 폭 2mm, 길이

30mm의 홈에 설치하였다. 또한 냉각수 온도는 냉매온도 측정의 동일지점인 15개소에서 측정하였다. 또한, 압력강하를 측정하기 위해 냉매온도 측정지점의 동일지점에 압력취출구를 만들어 차압계를 이용하여 측정하였다.

2.2 실험방법

본 실험은 단일냉매 R-22, R-134a와 R-22의 조성비를 질량비율 33 wt %, 50 wt %, 67 wt %로 변화시킨 3종류의 비공비 혼합냉매 R-22 + R-134a에 대해 각각 실시하였다.

실험은 장치내의 불응축가스를 제거하기 위하여 진공펌프로 장치내부를 진공상태로 유지한 다음, R-134a 냉매증기를 실험장치내에 충전시킨

Table Range of experimental condition.

| Parameters Refrigerant | R-22+R-134a | | | | |
|-----------------------------|-------------------------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| | Weight fraction of R-22 | 1.00 | 0.67 | 0.5 | 0.33 |
| Refrigerant flow rate, kg/h | 18, 30 | | | | |
| Saturated pressure, MPa | 0.90~1.13 | 0.82~1.01 | 0.79~0.94 | 0.70~0.90 | 0.55~0.71 |
| Quality | 0.15~0.81 | 0.11~0.89 | 0.14~0.72 | 0.15~0.91 | 0.13~0.83 |

후, 진공펌프로 냉매증기와 함께 불응축가스를 흡입 배출하였다. 불응축가스를 완전히 배출시켰을 때, 상대적으로 포화압력이 낮은 단일냉매 R-134a에 대한 실험을 실시하였고, 단일냉매 R-134a에 대한 실험이 끝난 후에 R-22 질량비율 33 wt %, 50 wt %, 67 wt %로 충전시켜 비공비혼합냉매 R-22+R-134a에 대한 실험을 실시하였다. 혼합냉매에 대한 실험에 있어서는 R-22를 질량비율로 충전하고 난 후에 혼합냉매 조성비의 정확성을 확인하기 위해 장치를 가동시키면서 측정 한 냉매온도와 압력을 기액평형선도에서 점검하였으며, 시험구간내의 온도와 압력이 충분히 평형이 유지된다고 판단될 때 비공비혼합냉매 R-22+R-134a에 대한 실험을 시작하였다. 단일냉매 R-22에 대한 실험에 있어서는 단일냉매 R-134a의 경우와 마찬가지로 장치내의 불응축가스가 완전히 제거된 것으로 판단될 때, 단일냉매 R-22를 충전시켜 실험을 실시하였다. Table은 본 문서의 실험조건을 정리한 것이다.

3. 응축열전달 특성

3.1 데이터의 정리 방법

본 연구에서는 CSD 상태방정식에 기초하여 프레온 냉매의 열물성치를 계산하는 프로그램 REFPROP[®]를 이용하여 단일냉매 R-22, R-134a 및 혼합냉매 R-22+R-134a에 대한 열물성치를 계산하였다.

실험에서 얻어진 냉매유량, 냉각수량, 온도 및 압력으로부터 응축구간의 건도(x)를 식(3.1)으로부터 계산하였다.

$$x = x_{in} - \frac{\pi \cdot d_{in}}{G_{RFL} \cdot h_{fg}} \int_{z_1}^{z_2} q_C dz \quad (3.1)$$

여기서, x_{in} 은 응축기 입구건도, h_{fg} 는 응축잠열, G_{RFL} 은 냉매유량, z_1, z_2 는 각각 응축소구간의 입구와 출구를 나타낸다. q_C 는 냉매가 응축할 때의 열유속으로 식(3.2)에 의하여 계산된다.

$$q_C = \frac{Q_C}{\pi \cdot d_{in} \cdot dz} \quad (3.2)$$

여기서, dz 는 시험구간에서의 소구간길이이며, 전열량 Q_C 는 다음식으로 계산한다.

$$\begin{aligned} Q_C &= G_{RFL} \cdot (i_{in} - i_{out}) \\ &= G_{CW} \cdot c_{pc} \cdot (T_{CWin} - T_{CWout}) \end{aligned} \quad (3.3)$$

여기서, i_{in}, i_{out} 는 각각 응축소구간 입·출구에서의 엔탈피, G_{CW} 는 냉각수량, c_{pc} 는 냉각수 비열, T_{CWin}, T_{CWout} 는 각각 냉각수의 입·출구온도를 나타낸다.

냉매가 시험구간내에서 응축할 때의 관주방향 국소열전달률 h 및 평균열전달률 h_m 은 식 (3.4)와 식 (3.5)로부터 구하였다.

$$h = \frac{q_C}{(T_{sat} - T_w)} \quad (3.4)$$

$$h_m = \frac{\bar{q}_C}{(T_{sat} - \bar{T}_{wm})} \quad (3.5)$$

각 소구간의 내관 내벽면의 대표온도 T_w 는 열전달이 정상상태일 때의 일차원 열전도 방정식이 성립한다고 가정하여 식(3.6)과 같이 실험에서 측정 한 내관의 외벽면온도의 산술평균치와 열교환량 Q_C 로부터 구하였다.

$$T_{WT/WS/WB} = T_{wt/ws/wb} + Q \cdot \frac{\ln(d_{in,OD} - d_{in,ID})}{(2 \cdot \pi \cdot \Delta z \cdot \kappa_w)} \quad (3.6)$$

$$T_{wm} = \frac{(T_{WT} + 2 \cdot T_{WS} + T_{WB})}{4} \quad (3.7)$$

여기서, $d_{in,ID}$ 는 내관의 내경, $d_{in,OD}$ 는 내관의 외경, κ_w 는 내관의 열전도율이다. T_{wt} , T_{ws} , T_{wb} 는 실험에서 측정된 상부, 측부, 하부의 벽면온도이다.

상관식의 계산에 있어서 무차원수에 사용되는 대표온도는 관내벽온도와 증기 포화온도로 다음과 같이 계산하였다.

$$T_{RFL} = T_w + 0.31(T_{sat} - T_w) \quad (3.8)$$

3.2 열평형

Fig. 3은 관내로 흐르는 냉매액 단상류의 열전달율을 계산하여 단상 난류에 대한 Dittus - Boelter의 식을 적용하여 비교한 것이다. 단일냉매 R-22, R-134a 및 혼합냉매 R-22+R-134a에 대한 냉매액 단상류의 실험에서 실험 데이터와 Dittus - Boelter 상관식으로 계산한 Nusselt수를 비교하면 비교적 $\pm 15\%$ 이내에서 일치하고 있음을 확인할 수 있으므로, 본 실험에서 사용한 응축부의

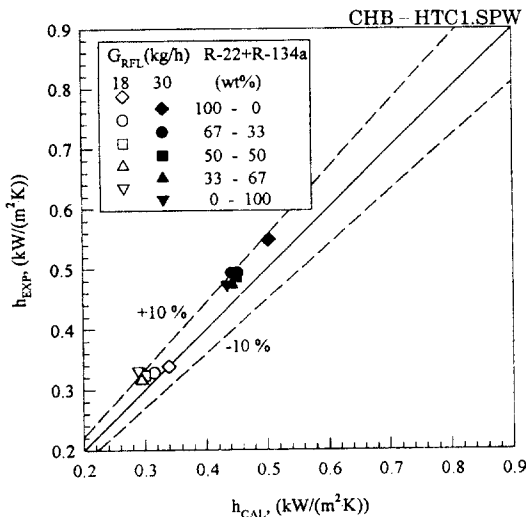


Fig. 3 Comparison of calculated single-phase liquid heat transfer coefficient with experimental data of pure R-22, R-134a, and mixed refrigerants R-22+R-134a.

열평형은 비교적 양호한 것으로 생각된다. 또한, 응축부의 열평형을 검토하기 위해 내관의 냉매가 관외의 냉각수층에 방출한 방열량 Q_{REF} 와 관외의 냉각수가 관내 냉매로부터 얻은 열량 Q_{CW} 를 비교한 결과, 7%이내로 일치함을 확인하였다.

3.3 응축 열전달

3.3.1 단상류의 열전달

Fig. 4는 실험에서 얻어진 냉매액 단상류의 열전달율 h_{EXP} 과 Dittus - Boelter 상관식에 의해 계산된 냉매액 단상류의 열전달율 h_{CAL} 를 비교한 것이다. 단성분 냉매 및 혼합냉매의 h_{CAL} 의 비교에 있어서 열물성치의 차이 때문에 각 혼합냉매의 열전달율이 단일냉매 R-22보다 낮고, R-134a에 비해 높게 나타나고 있으며, 혼합냉매에 있어서는 R-22의 질량분율이 높을 수록 열전달율이 높게 나타나는 것을 확인할 수 있다. 그러나, 실제 실험에 의해 얻어진 열전달율 h_{EXP} 의 비교에 있어서는 계산에 의해 얻어진 열전달율 h_{CAL} 의 경향과 달리 R-22 → R-134a → R-22 67 wt% + R-134a 33 wt% → R-22 50 wt% + R-134a 50 wt% → R-22 33 wt% + R-134a 67 wt%의 순으로 열전달율이 저하하고 있음을 알 수 있었다. 이는 혼합냉매의 농도차이에 의한 물질전달저항 및

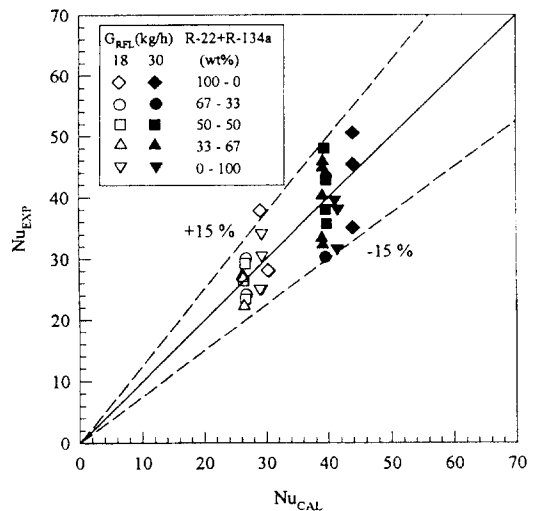


Fig. 4 Comparison with Nu_{CAL} and Nu_{EXP} of pure R-22, R-134a and mixed refrigerants R-22+R-134a.

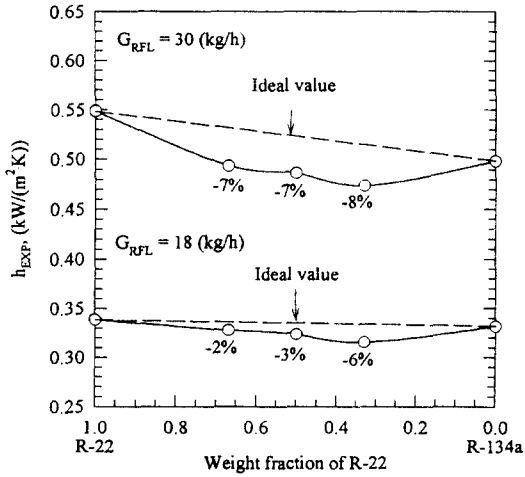


Fig. 5 Comparison with single-phase heat transfer coefficients of pure R-22, R-134a, and mixed refrigerants R-22+R-134a.

확산저항이 달라지기 때문인 것으로 생각된다.

Fig. 5는 각 냉매의 액단상류 열전달율 h_{EXP} 차이를 비교한 것이다. 그림 중의 파선은 실험에서 얻어진 단일냉매 R-22와 R-134a의 열전달률과 질량분율의 비를 고려하여 산술평균으로 계산한 이상적인 열전달률을 나타내고 있으며, 실선은 실험에서 얻어진 열전달률을 나타내고 있다.

다른 연구자들의 응축 이상류 열전달에서 혼합냉매의 열전달율이 단일냉매에 비해 15~30% 정도 저하하는 것에 비해, 본 연구에서 얻어진 단일냉매의 응축 열전달은 혼합냉매 열전달율에 비해 2~8% 정도 저하하는 경향을 나타내고 있다. 이상과 같은 현상은 저비점냉매 R-134a와 고비점냉매 R-22가 응축되는 정도의 차이에 따른 열저항 및 확산저항층에 의한 것으로 생각할 수 있다. 이는 타 연구자들이 냉매의 열물성치의 차이가 큰 두 가지 이상의 냉매를 혼합하여 사용하였지만, 본 연구에서 사용된 단일냉매 R-22와 R-134a의 비평형성 열물성치 차이가 그다지 크지 않기 때문에 R-22+R-134a 혼합냉매에서 열전달계수의 저하가 그다지 크지 않기 때문이라 생각된다.

3.3.2 국소 열전달

Fig. 6은 단일냉매 R-22, Fig. 7은 비공비혼합냉매 R-22 50 wt%+R-134a 50 wt%에 대한 건

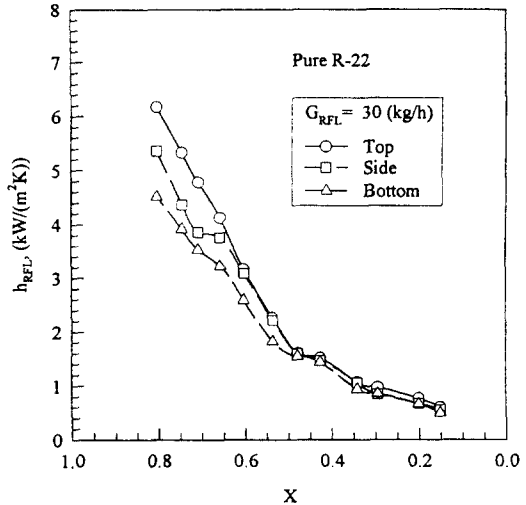


Fig. 6 Comparison of local condensation heat transfer coefficient with R-22 vapor quality for the tube wall locations.

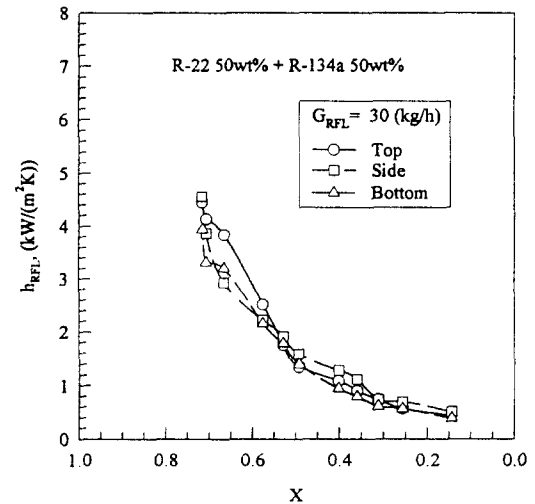


Fig. 7 Comparison of local condensation heat transfer coefficient with a mixture vapor quality for the tube wall locations

도에 따른 국소열전달률을 나타낸 것이다. 단일냉매인 경우에는 전건도 영역에 걸쳐 저부→측부→상부로 열전달률이 증가하고 있으나, 혼합냉매인 경우에는 건도 0.6 이상의 영역에서는 단일냉매의 경우와 같이 저부→측부→상부의 순서로 국소열전달률이 증가하며, 0.2~0.6의 영역에서는 이와는 달리 저부→상부→측부의 순서로 열전달률이

증가하고 있음을 알 수 있다.

또한, 단일냉매인 경우에는 각 국소부분에서의 열전달률의 차이가 크게 나타나고 있으나, 혼합냉매인 경우에 있어서는 국소 부분에서의 열전달률의 차이가 크게 나타나지 않고 있다. 이는 고비점 냉매인 R-22가 기액계면에서 많이 응축되고, 저비점냉매인 R-134a가 기상측에서 상대적으로 활발히 응축되면서 국소부분에서의 전열량의 차이가 크게 나타나지 않기 때문에 열전달률의 차이가 크지 않은 것으로 생각된다.

Fig. 8은 단일냉매 및 혼합냉매의 국소열전달률의 차이를 나타내기 위하여 질량분율에 따른 저부의 열전달률 h_B 에 대한 측부, 상부의 열전달률 h_S , h_T 의 비를 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 단일냉매인 경우에는 대체적으로 상부의 열전달률 상승이 가장 높게 나타나고 있으나, 혼합냉매에 있어서는 상부의 열전달률 상승비보다 측부 열전달률의 상승비가 높게 나타나고 있음을 알 수 있다. 특히, R-22 질량분율 50 wt%에서는 다른 혼합냉매의 경우에 비해 상대적으로 측부의 상승비율이 두드러지고 있음을 알 수 있다. 이러한 특징으로 인해 Fig. 5의 평균응축열전달의 비교에 있어서 혼합냉매의 평균열전달률이 단일냉매의 열전달률에 비해 크게 저하하지 않는 것으로 추론할 수 있었다.

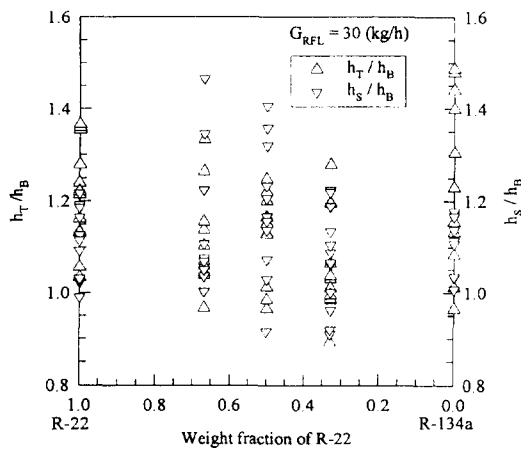


Fig. 8 Comparison of h_T/h_B , h_S/h_B for the pure R-22, R-134a, and R-22+R-134a mixtures.

3. 3. 3 평균 열전달

Fig. 9는 건도에 대한 단일냉매 및 혼합냉매의 평균열전달률을 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 혼합냉매의 평균열전달률이 단일냉매의 응축열전달률보다 저하되는 것은 기액계면에 있어서 고비점성분이 많이 응축하고, 저비점성분이 기상측에 응축되기 때문에 흐름의 중앙부에 있는 기체와 기액계면 사이에 일어나는 열저항 및 확산저항 때문에 기액계면온도가 저하하여 응축에 유효한 온도차가 감소하기 때문에 혼합냉매의 열전달이 감소하는 것이라 생각된다. 그러나, 본 실험결과에서의 혼합냉매의 열전달 감소는 그다지 크지 않음을 알 수 있었다. 이는 앞서 언급한 바와 같이 R-22, R-134a의 열물성치가 거의 비슷하기 때문이라 생각한다.

이러한 결과는 비공비 혼합냉매 R-22+R-114를 이용한 응축이상류 열전달률이 단일냉매에 비해 35~50%정도 저하한다는 구⁵⁾의 보고와 비교하면 상당히 양호한 결과라고 생각된다. 또한 비공비 혼합냉매 R-22+R-114를 이용한 박²⁾의 보고에서는 R-22의 질량분율이 낮은 조성비의 혼합냉매 열전달률이 단일냉매나 다른 조성비의 혼합냉매 열전달률보다 매우 낮은 열전달률을 나타내는 것은 상대적으로 R-114의 응축잠열이 R-22에 비해 작기 때문이라 하였다. 이와 같은 측면에

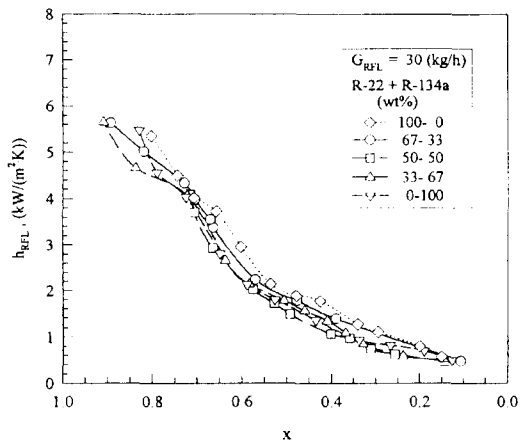


Fig. 9 Comparison of average condensation heat transfer coefficients of pure R-22, R-134a, and R-22+R-134a mixtures with quality.

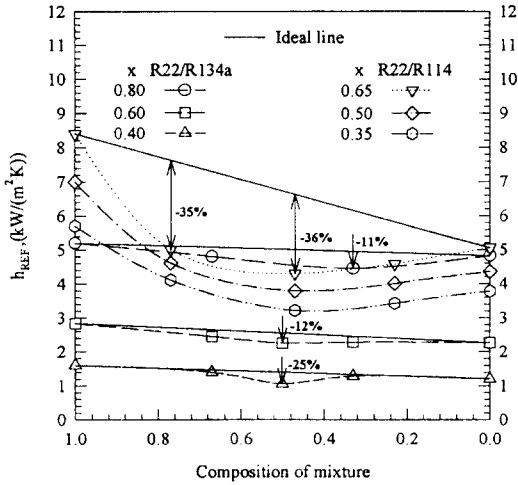


Fig. 10 Comparison of heat transfer coefficients of pure and mixed refrigerants with composition of mixtures and qualities.

서 고려할 때, 본 실험에서 사용된 R22, R-134a의 잠열차이가 크지 않기 때문에 각 조성비에서의 열전달률이 크게 저하되지 않은 것으로도 생각할 수 있다.

Fig. 10은 단일냉매에 대한 혼합냉매의 열전달률의 저하 정도를 본 실험결과와 R-22, R-114를 이용한 Jung⁷⁾의 실험결과를 혼합비율 및 건도에 따른 열전달률의 저하 정도를 비교한 것이다. x축은 혼합비율을 나타낸 것이고, y축은 각각 실험에 대한 열전달률을 나타내고 있다. 열물성치의 차이가 큰 R-22와 R-114를 혼합한 Jung의 경우에는 최대 36%의 저하를 나타내고 있지만, 본 실험에서는 최고 25%의 저하를 나타내고 있다. 이는 앞서 설명한 바와 같이 두 냉매의 열물성치 및 비평형성 열물성치의 차이가 상대적으로 작기 때문으로 생각할 수 있다.

5. 결 론

내관의 내경 7.5mm, 외경 9.5mm, 길이 1 500 mm인 ㄷ"동관 직관 3개를 180° 벤딩 연결시켜 제작한 수평평할 응축기에서 열물성치가 비슷한 단일냉매 R-22, R-134a 및 일정질량분율 33 wt%, 50 wt%, 67 wt%로 혼합시킨 비공비 혼합냉매

R-22+R-134a에 대한 응축열전달 특성실험을 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 혼합냉매의 냉매액 단상류 열전달률은 단일 냉매에 비해 2~8%의 저하를 보였으며, R-22의 질량분율이 증가할수록 혼합냉매의 냉매액 단상류 열전달률이 증가하였지만 단일냉매에 비해서는 낮은 열전달률을 나타내었다. 또한, 열물성치가 서로 비슷한 냉매를 혼합한 혼합냉매의 응축열전달 저하는 열물성치 차이가 큰 냉매를 혼합한 경우에 비해 대폭 감소하였다.

(2) 혼합냉매의 평균 열전달률이 단일냉매에 비해 낮게 나타나고 국소열전달률은 단일냉매인 경우 관의 하부→측부→상부의 순서로 열전달률이 증가하고 있지만, 혼합냉매의 경우에는 일정 건도 영역에서 하부→상부→측부의 순서로 열전달률이 증가하는 혼합냉매의 특징을 나타내었다. 그리고, 단일냉매인 경우에는 각 국소별 열전달률의 차이가 크게 나타났으나, 혼합냉매의 경우에는 단일 냉매에 비해 상대적으로 적었다.

후 기

본 연구는 포항공과대학 AFERC의 지원을 받아 수행하였으며, 이에 관계자 여러분께 깊은 감사로 드립니다.

참고문헌

- 1) 宮郎明男, 1988, "非共沸混合冷媒を用いたヒートポンプの高性能化に関する研究", 九州大學修士學位論文
- 2) 박기원, 1993, "비공비혼합냉매 R-22+R-114를 이용한 열펌프의 냉난방특성에 관한 연구", 부산수산대학교 공학박사 학위논문
- 3) 河本貴雄, 1993, "混合冷媒HFC134a+HCFC123を用いた蒸氣壓縮式ヒートポンプのシステムの高性能化に関する研究", 九州大學修士學位論文
- 4) 江崎潤一, 1992, "混合冷媒HFC134a+HCFC123の水平管内凝縮に関する研究", 九州大學修士學位論文
- 5) 구학근, 1994, "2성분 혼합냉매를 이용한 고성능 열펌프용 열교환기의 성능향상에 관한 연구", 부산수

산대학교 공학박사 학위논문

- 6) Morrison, G. and McLinden, M. O., 1986, "Application of a hard sphere equation of state to refrigerants and refrigerant mixtures, NBS Technical Note 1226
- 7) Jung, D. S., McLinden, M., Radermacher, R., and Didion, D., 1988, "Horizontal flow boiling heat transfer experiments with a mixture of R22/R114", Intl. J. Heat Mass Transfer, Vol. 32, No. 1, p. 131~144