

수평 평활관 및 전열촉진관내 대체 냉매 R-407C의 응축 열전달 특성에 관한 연구

노건상* · 오후규**
(1998년 4월 28일 접수)

Heat Transfer Characteristics of R-407C During Condensing Inside Horizontal Smooth and Micro-Fin Tubes

Geonsang Roh and Hookyu Oh

Key Words: Condensation(응축), Ternary Mixed Refrigerant(3성분 혼합냉매), Micro-Fin Tube (마이크로핀관)

Abstract

This paper reports the experimental results on heat transfer characteristics of R-22 and R-407C(HFC-32/125/134a 23/25/52 wt%) condensing inside horizontal smooth and finned tubes. The test condensers used in the study are double pipe heat exchangers of 7.5 mm ID, 9.5 mm OD smooth tube, and 60 finned micro-fin tube with 8.53 mm ID, 9.53 mm OD. Each of these tubes was 4 000 mm long tubes connected with an U-bend. These U type two-path test tubes are divided in 8 local test sections for the identification of the local condensing heat transfer characteristics and pressure drop, U-bend effects on condensing flows. Inlet quality is maintained 1.0, and refrigerant mass velocity is varied from 102.0 to 301.0 kg/m² · s. From the results, it was found that the pressure drop of the R-407C increased, and heat transfer coefficient decreased compared to those of R-22. In comparison condensing heat transfer characteristics of micro-fin tube with those of smooth tube, increasing of condensing heat transfer coefficient was found outstanding compared to the increasing ratio of pressure drop. Furthermore, pressure drop in U-bend showed at most a 30 % compared to the total pressure drop in the test section.

기호설명

- d : 직경, [m]
- FH : 핀 높이, [m]
- i_{fg} : 잠열, [kJ/kg]
- NF : 핀수, [-]
- Q : 열량, [kW]
- q : 열유속, [kW/m²]
- W_b : 핀 피치, [m]
- W_h : 핀 간격, [m]
- Φ_v : Lockhart-Martinelli 계수, [-]
- X_{tt} : Lockhart-Martinelli 계수, [-]
- β : 핀 각도, [°]
- γ : 핀 각도, [°]

아래 첨자

- B : 하부
- CON : 응축
- M : 마이크로핀관
- m : 평균
- REF : 냉매
- S : 평활관
- SL : 좌측부
- SR : 우측부
- T : 상부, 전체
- W : 관벽

1. 서론

최근 수요가 급증하고 있는 냉동·공조장치에 서도 지구 온난화 문제와 관련한 환경문제 및 에너지 유효 이용과 관련되어 냉매에 관한 연구가

* 회원, 동명대학 가스냉동과

** 회원, 부경대학교 냉동공조공학과

활발히 진행되고 있다. 지금까지 우수한 열역학적·화학적 성질과 높은 안전성으로 인하여 많이 사용되어 온 CFC계 및 HCFC계 냉매는 지구환경을 파괴함에 따라 각각 2000년 및 2030년까지 전폐가 합의되어 있는 실정이며, 이에 대한 대체 방안으로 새로운 단일 대체냉매의 개발과 2가지 이상의 냉매를 혼합시킨 대체혼합냉매에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다.

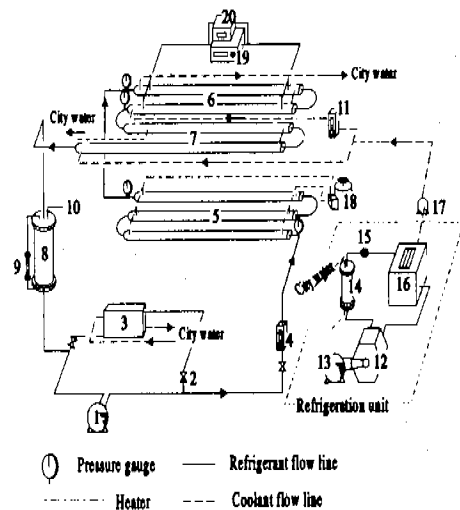
특히, 대체혼합냉매 중에서 비공비혼합냉매는 로렌츠사이클 특성에 의한 유효에너지 손실의 절감 및 사용목적에 적합한 냉매를 선정할 수 있는 장점¹⁾이 있다. 그러나, 혼합냉매를 사용하는 압축식 열펌프 시스템에 관한 연구에서 단일성분 냉매를 이용하는 경우에 비해 성능계수가 향상되지 않는다는 결과^{2,3)}도 있지만, 혼합냉매의 열역학적 특성을 이용할 수 있는 장점이 있기 때문에 혼합냉매에 대한 물성치계산, 사이클 해석 등을 포함한 시스템의 종합적인 설계 및 효율향상을 위한 연구가 활발히 진행되고 있다. 이와 같이 대체혼합냉매를 사용하는 냉동·공조장치의 특성에 대한 연구는 많이 이루어지고 있으나, 특히 문제가 되고 있는 냉매 R-22 대체냉매의 열교환기에서의 전열특성에 대한 연구^{4),5),6)}는 매우 부족한 실정이다. 또한, 냉동·공조용 열교환기의 고성능화를 위해 많이 사용되는 전열축진관에 대해서는 전열면적 증가와 액막의 난류축진효과 등을 얻을 수 있도록 관내·외면에 핀을 가공한 마이크로핀관이 많이 이용되고 있다. 그러나, 외면 핀관에 대해서는 이론해석에 기초한 최적핀의 설계가 가능하게 되었지만, 내면 핀관에 대해서는 관내유동의 복잡성 및 전열기구에 대한 규명이 미흡하여 최적핀 형상의 설계가 어려운 실정이다. 이러한 점을 타개하기 위해 내면 핀관에서의 유동특성 및 전열기구를 실험적으로 규명하기 위한 대부분의 연구는 사용유체가 되고 있는 CFC계 및 HCFC계 냉매를 작동유체로 한 것으로, 새로운 대체냉매를 대상으로 한 연구는 매우 부족한 실정이다.

따라서, 본 연구는 규제냉매 R-22 및 대체냉매의 하나인 3성분 혼합냉매 R-407C(HFC-32/125/134a 23/25/52 wt%)를 작동유체로 사용하여 냉동·공조장치의 열교환기로 많이 사용되는 평판관 및 외경 9.53 mm 마이크로핀관으로 제작한 용축기에서의 열전달특성에 대한 실험 결과물 정

리한 것이다. 본 연구를 통해 R-407C의 용축열전달특성 뿐만 아니라 마이크로핀관에서의 용축열전달특성도 검토함으로써 이들 관을 사용하는 용축기의 설계기초자료로 제공하고자 하였다.

2. 실험 장치 및 방법

Fig. 1은 본 연구에서 사용한 실험장치의 개략도이다. 냉매가 순환되는 회로와 냉각수가 순환되는 회로로 구성되어 있다. 냉매는 냉매펌프, 바이패스밸브, 냉매유량계, 그리고 증발기를 통과하면서 일정건도로 조절되어 시험구간인 용축기에서 용축된 후, 수액기를 통해 증발기로 들어가게 된다. 용축기로 흡입되는 냉매를 증발시키기 위해 증발기에서 니크로선($0.46 \Omega/m$)으로 가열하였다. 냉매증기를 용축시키기 위한 냉각수는 별도로 설치된 냉동기 유니트에 의해 용축되게 하였으며, 용축기 출구측에서 냉각수 유량을 측정하였다.



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

Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

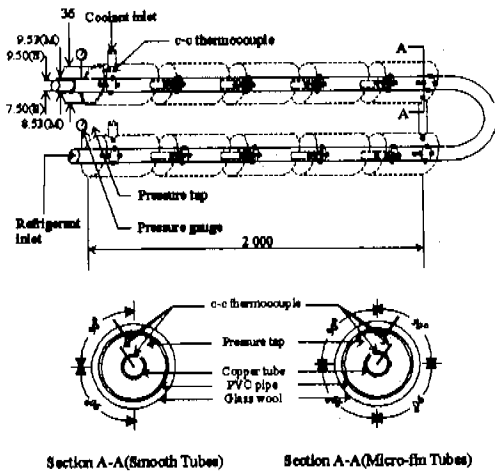


Fig. 2 Details of test section.

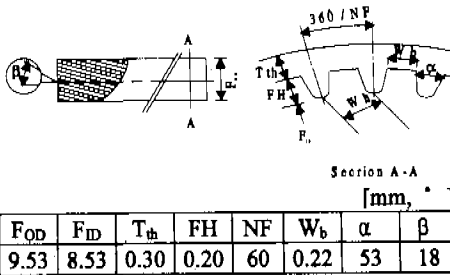


Fig. 3 Details of micro-fin tube.

Fig. 2는 본 연구에서 사용한 응축기의 상세도를 나타낸 것으로, 응축기의 내관으로 냉매가 흐르고, 내관과 외관사이의 환상공간으로 냉각수가 냉매흐름과 대향류로 흐르는 2중관 향류형 열교환기이다. 시험구간은 내경 7.5 mm, 외경 9.5 mm인 평활동관과 Fig. 3과 같은 마이크로핀관으로 제작하였다. 각각의 시험구간은 길이 2 000 mm인 직관 2개를 U-bend로 연결하여 전체길이가 약 4 000 mm이고, 8개의 소구간으로 분할하여 각 소구간에서의 응축전열을 분석할 수 있도록 하였다. 응축전열특성을 분석하기 위한 냉매 온도, 냉각수 온도, 관벽온도는 각 시험구간의 입구에서 400 mm 등간격으로 측정하였고, 관벽온도는 동일단면상의 관상부에서 원주방향 90° 방향으로 상부, 측부, 하부에서 측정하였다. 마이크로핀관의 측부 관벽온도는 핀나선방향에 의한 좌·우측의 온도 구배를 고려하여 측정하였다. 온도측정에 사용된 열전대는 물의 삼중점을 이용

하여 보정한 T형 열전대(T type thermocouple)를 사용하였다. 또한, 각 시험구간의 입구 및 출구에 압력공을 설치하여 압력계와 차압계(Model : Druck DPi 256)로 냉매의 압력강하를 측정하였다.

실험에 앞서 장치내의 불용축가스를 제거하기 위하여 진공펌프로 장치내부를 진공상태로 유지한 다음, 냉매 R-22를 장치내에 충전·배출하였다. 장치내의 불용축가스가 완전히 제거된 것으로 고려될 때까지 냉매 R-22를 충전·배출시킨 후, 냉매 R-22를 충전시켜 실험을 하였다. 실험은 장치를 가동시킨 후, 냉매의 포화압력과 포화온도를 관찰하면서 30분 이상 평형상태로 유지되는 정상상태가 되었을 때, 필요한 데이터(유량, 온도, 압력 등)를 측정⁷⁾하였다. 혼합냉매 R-407C의 실험에 있어서도 규제냉매 R-22의 경우와 마찬가지로 장치내의 불용축가스가 완전히 제거될 수 있도록 수차례 R-407C를 충전·배출시킨 후, R-407C를 충전시켜 실험하였다.

실험에 앞서 장치내의 불용축가스를 제거하기 위하여 진공펌프로 장치내부를 진공상태로 유지한 다음, 냉매 R-22를 장치내에 충전·배출하였다. 장치내의 불용축가스가 완전히 제거된 것으로 고려될 때까지 냉매 R-22를 충전·배출시킨 후, 냉매 R-22를 충전시켜 실험을 하였다. 실험은 장치를 가동시킨 후, 냉매의 포화압력과 포화온도를 관찰하면서 30분 이상 평형상태로 유지되는 정상상태가 되었을 때, 필요한 데이터(유량, 온도, 압력 등)를 측정⁷⁾하였다. 혼합냉매 R-407C의 실험에 있어서도 규제냉매 R-22의 경우와 마찬가지로 장치내의 불용축가스가 완전히 제거될 수 있도록 수차례 R-407C를 충전·배출시킨 후, R-407C를 충전시켜 실험하였다.

본 연구에 사용된 단일냉매 R-22 및 혼합냉매 R-407C에 대한 물성치는 REFPROP⁸⁾를 이용하여 계산하였다.

3. 실험 결과 및 고찰

3.1 실험 데이터의 정리

실험에서 측정된 냉매유량, 냉각수량, 온도 및 압력으로부터 시험 소구간 z에서의 건도 x는 다음의 식 (1)로 계산하였다.

$$x = x_{IN} - \frac{\pi \cdot d_{IN}}{W_{REF} \cdot i_{fr}} \int_{z_1}^{z_2} q_{CON} dz \quad (1)$$

여기서, 열유속 q_{CON} 와 용축열량 Q_{CON} 는 각각 다음의 식으로 계산하였다.

$$q_{CON} = \frac{Q_{CON}}{\pi \cdot d_{IN} \cdot dz} \quad (2)$$

$$Q_{CON} = W_{CW} \cdot c_{pc} \cdot (T_{CW,OUT} - T_{CW,IN}) \quad (3)$$

여기서, W_{CW} 는 냉각수량, c_{pc} 는 냉각수 비열, $T_{CW,IN}$, $T_{CW,OUT}$ 는 소구간에서의 냉각수 입·출구 온도이다.

용축전열특성을 분석하기 위한 진도, 열유속 등의 계산에 필요한 용축열량은 냉매의 엔탈피차에 의한 방법과 냉각수의 온도차에 의한 열량계산 방법이 있다. 냉매의 엔탈피 차이로 구한 용축열량을 사용하는 것이 이상적일 수 있으나, 계산의 편의상 본 연구에서는 냉각수의 온도차로 구한 용축열량을 이용하였다. 이러한 계산의 타당성을 검토하기 위해 식 (4)의 냉매 엔탈피차로 구한 용축열량 Q_{REF} 과 식 (5)의 냉각수 온도차로 구한 용축열량 Q_{CW} 를 비교한 결과, 열평형은 $\pm 5\%$ 의 오차를 보이고 있음을 확인하였다.

$$Q_{REF} = W_{REF} \cdot (i_{IN} - i_{OUT}) \quad (4)$$

$$Q_{CW} = W_{CW} \cdot c_{pc} \cdot (T_{CW,OUT} - T_{CW,IN}) \quad (5)$$

시험구간내에서의 관주방향 국소열전달계수 h 및 평균열전달계수 h_m 은 식 (6)과 식 (7)로 계산하였고, 관길이방향 평균열전달계수 h_{CON} 은 식 (8)로 계산하였다.

$$h_{LOCAL} = \frac{q_{CON}}{(T_{sat} - T_{LOCAL})} \quad (6)$$

$$h_m = \frac{q_{CON}}{(T_{sat} - T_{Wm})} \quad (7)$$

$$h_{CON} = \frac{\int_{z_{IN}}^{z_{OUT}} h_m dz}{n} \quad (8)$$

식 (8)에서 n 은 소구간 개수를 의미한다.

각 소구간의 내판 내벽면 상부온도(T_{WT})는 식 (9), 측부온도(T_{WS} ; 마이크로핀관인 경우에는 좌측부온도(T_{WSL}) 및 우측부온도(T_{WSR})), 하부온도(T_{WB})는 식 (9)를 변형하여 이용하였고, 각 국소부분에서의 벽면평균온도의 계산은 평할판인 경우 식 (10), 마이크로핀관인 경우 식 (11)을 이용하였다.

$$T_{WT} = T_{WT} + Q_{CON} \cdot \frac{\ln(d_{OUT} - d_{IN})}{(2 \cdot \pi \cdot \Delta z \cdot \kappa_w)} \quad (9)$$

$$T_{Wm} = \frac{(T_{WT} + 2 \cdot T_{WB} + T_{WB})}{4} \quad (10)$$

$$T_{Wm} = \frac{(T_{WT} + T_{WSR} + T_{WSL} + T_{WB})}{4} \quad (11)$$

여기서, d_{IN} 는 내관의 내경, d_{OUT} 는 내관의 외경, κ_w 는 내관의 열전도율, T_{WT} 는 실험에서 측정된 내판 외벽면 상부온도이다.

3.2 압력강하특성

Fig. 4은 마이크로핀관내 냉매 R-22, R-407C의 국소압력강하에 대한 실험결과이다. 그림중에 표기된 S는 시험구간중의 직관부, U는 직관과 직관을 연결한 U-bend부를 나타낸다.

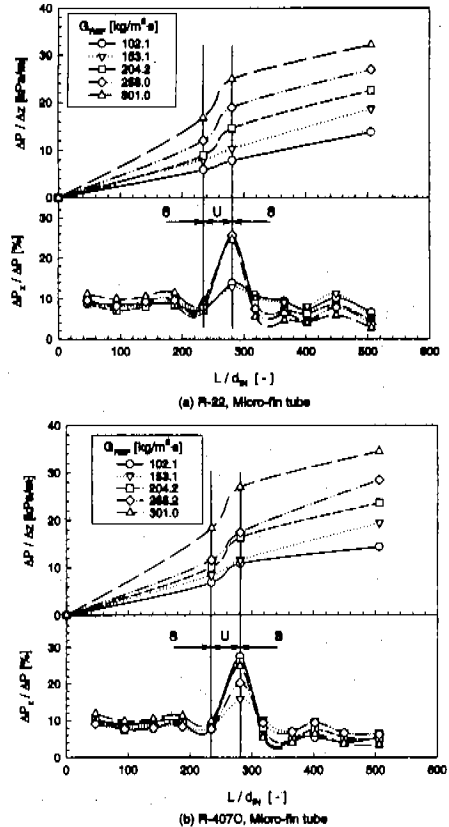


Fig. 4 Distribution of total pressure drop, ($\Delta P_z / \Delta P$) as a function of dimensionless tube length for a micro-fin tube.

무차원 관길이 230에서 270사이에서 압력강하가 급격히 상승하고 있는 것은 이 부분에 설치된 U-bend의 영향 때문으로 생각된다. 그림에서와 같이 국소적으로 U-bend의 영향으로 압력강하가 급격히 상승하고 있으나, U-bend 출구 직후부터 다시 압력강하의 변화가 감소되면서 전체적으로 큰 영향이 없는 것을 알 수 있었다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 냉매질량속도가 증가할수록 국소압력강하 ($\Delta P / \Delta z$)가 증가하고 있음을 알 수 있으며, 대체혼합냉매 R-407C의 압력강하가 규제냉매 R-22에 비해 약 3 ~ 10 % 정도 증가하고 있음도 알 수 있다. 또한, 국소압력강하에 대한 U-bend의 영향은 단일냉매 R-22의 경우가 혼합냉매인 R-407C에 비해 저질량유속에서 보다 고질량유속에서의 국소압력강하 증가 정도가 증대하고 있다. 그러나, 단일냉매 및 혼합냉매의 국소압력강하 및 열전달계수에 미치는 U-bend 영향에 대한 연구 자료가 부족하여 충분히 검토할 수는 없으므로 이에 대한 많은 연구가 필요할 것으로 생각된다. 그러나, 본 연구에서 얻어진 실험 결과만을 고려하면 혼합냉매 R-407C의 경우에는 국소압력강하에 대한 냉매질량유속의 영향이 크게 작용하지 않고 있는 것으로 생각된다.

Fig. 5는 평활관 및 마이크로핀관에서 냉매의 질량속도에 대한 압력강하를 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 냉매질량속도 약 260 kg/m²·s에서 마이크로핀관에서의 압력강하

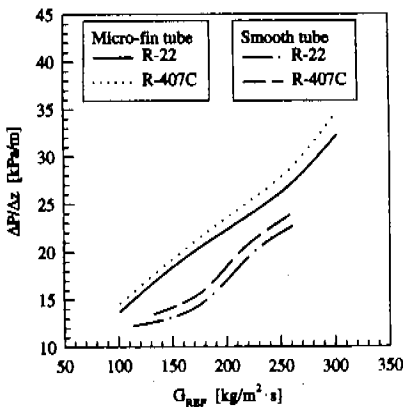


Fig. 5 Variation of pressure drop for smooth and micro-fin tubes.

가 평활관에서의 압력강하보다 약 10 ~ 15 % 증가하고 있는 것을 알 수 있다. 이와 같이 마이크로핀관에서의 압력강하가 평활관의 경우보다 증가하는 것은 핀에 의해 증가된 전열면적만큼 응축된 냉매액이 많이 접촉되면서, 마찰압력강하가 증가되기 때문이라 생각된다. 그리고, R-407C의 응축압력강하는 평활관 및 마이크로핀관에서 R-22의 경우보다 증가하고 있음을 확인할 수 있었다.

Fig. 6은 Lockhart-Martinelli 계수 μ 를 이용하여 평활관에 대한 마이크로핀관의 압력손실도 PF_{ϕ} , $9) (= \text{전열촉진관의 국소 } \phi V / \text{평활관의 국소 } \phi V)$ 를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 $0.0 < X_{tt} \leq 1.0$ 범위에서 압력손실도가 최대 30 % 정도로 증가하고 있는 것을 알 수 있다. 이러한 수치는 본 실험에서 사용한 전열촉진관의 전열면적 증가비가 약 1.53 ($A_M/A_S = 1.53$) 이하라는 점을 생각할 때, 다른 전열촉진관에 대해서는 압력손실도와 전열면적 증가비율에 대해서는 더욱 많은 실험을 통해 검증되어야 할 것으로 생각된다.

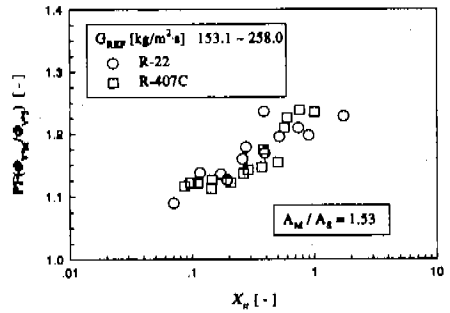


Fig. 6 Penalty factor of condensation pressure drops for a micro-fin tube as a function of Lockhart-Martinelli parameter X_{tt} .

3.3 응축열전달특성

Fig. 7은 마이크로핀관에서의 냉매 R-22 및 R-407C의 상부·좌측부·우측부·하부의 국소열전달계수에 대한 관주방향 평균열전달계수의 비 $hT/hm, hLS/hm, hRS/hm, hB/hm$ 를 비교한 것이다.

그림에서 R-22의 상부 열전달계수가 고건도 및 저건도 영역에서 평활관의 경우⁹⁾와 마찬가지로 가장 높게 나타나고 있으나, 일정 건도영역에

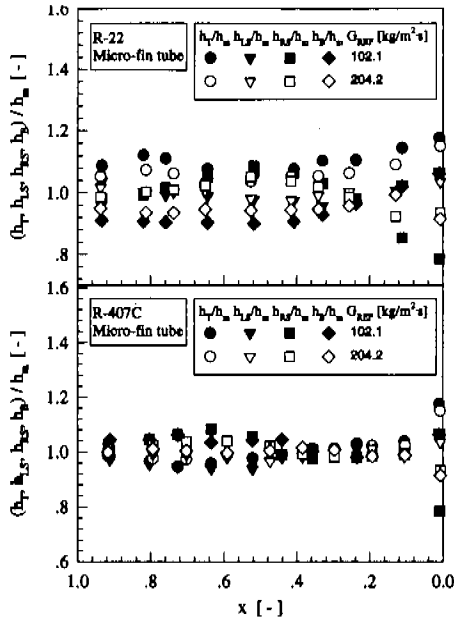


Fig. 7 Comparison of h_T/h_{fm} , h_{LS}/h_{fm} , h_{RS}/h_{fm} , h_B/h_{fm} with quality and various refrigerant mass velocity of R-22, R-407C in a micro-fin tube.

서는 핀사이에 형성된 액막의 영향으로 인해 측부의 열전달계수가 높게 나타나고 있음을 알 수 있다. 또한, 단일냉매 R-22의 국소열전달계수의 변화범위는 핀나선방향으로 핀과 핀사이에 형성된 액막의 두께가 비교적 고르게 분포되기 때문에 평활관의 경우에 비해 좁게 나타나고 있는 것¹⁰⁾으로 생각되었다. 이에 비해 혼합냉매 R-407C의 전체적인 국소열전달특성은 단일냉매 R-22와 비슷한 경향을 보이고 있음을 알 수 있었다. 그러나, 마이크로핀관내 혼합냉매 R-407C의 국소열전달계수는 핀나선방향으로 형성된 얇은 액막에서의 응축전열량의 차이가 크지 않고, 또한 기액계면의 온도가 관주방향으로 변화되면서 각 국소점에서의 열전달계수 차이가 거의 나타나지 않는 것으로 해석할 수 있다. 이러한 현상은 핀나선방향으로 형성되는 혼합냉매의 농도차이에 의한 확산저항 및 열저항이 핀과 핀사이의 공간으로 고르게 분포되기 때문으로 해석할 수 있다. 따라서, 동일 응축조건하에서 단일냉매에 비해 혼합냉매의 열전달계수가 저하하는 것은 혼합중기경계층에서의 확산저항에 의한 영향보다 액막내의 열저항의 영향이 비교적 지배적인 것으로

해석할 수 있다.¹¹⁾

Fig. 8은 평활관 및 마이크로핀관에서 질량속도에 대한 R-22, R-407C의 평균열전달계수 비교한 것이다.

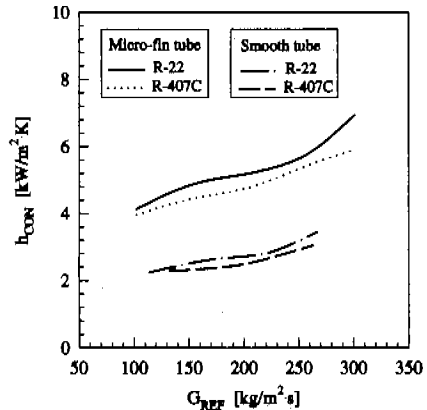


Fig. 8 Comparison of average condensing heat transfer coefficient of R-22, R-407C.

그림에서 알 수 있는 바와 같이 평균열전달계수는 냉매질량속도에 대한 의존성을 나타내고 있으며, 단일냉매 R-22의 평균열전달계수가 혼합냉매 R-407C의 평균열전달계수보다 증가하는 경향을 보이고 있다. 이는 압축식 열펌프장치에서 각각 외경 6.52 mm, 9.52 mm인 응축기의 열전달 실험에서 R-407C의 열전달계수가 R-22에 비해 30% 감소한다는 五島 등¹²⁾의 실험결과 및 타원구자들의 실험 결과^{9),13)}와 비슷한 경향을 보이고 있다. 저유량에서 R-22, R-407C의 평균열전달계수가 비슷한 수치를 나타내는 것은 R-407C의 냉매질량속도가 작은 관계로 인해 액막이 관원주방향으로 균일하게 얇은 상태로 퍼져 열저항이나 확산저항의 영향이 상대적으로 크게 작용하지 않기 때문이라 생각할 수 있다. 또한, 평활관에 비해 마이크로핀관에서의 평균열전달계수가 증가하고 있는 것을 알 수 있으며, 냉매질량속도 260 kg/m²·s 정도에서는 마이크로핀관에서의 냉매 R-22, R-407C의 평균열전달계수가 약 70% 정도 증가하였다.

Fig. 9는 평균 응축열전달계수에 대한 전열축진도⁹⁾를 비교한 것이다. 전체적으로 냉매의 종류 및 유량에 관계없이 EF = 1.8 ~ 1.94의 전열축진도를 나타내고 있으며, 이는 핀에 의한 전열면적 증가비($A_M/A_S=1.53$)보다 높은 수치이다.

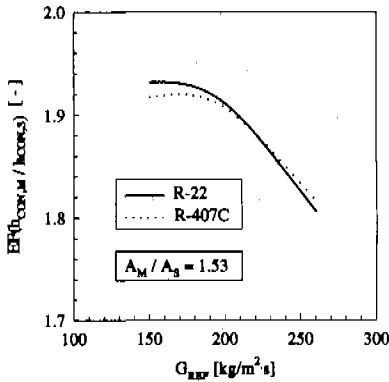


Fig. 9 Enhancement factor of average condensing heat transfer for a micro-fin tube.

이러한 결과는 핀에 의해 형성된 얇은 액막에 의한 영향으로 표면적이 증가됨과 더불어 핀에 의한 난류촉진효과 등에 의해 열전달이 촉진된 것으로 해석할 수 있다.

Fig. 10은 냉매 R-22 및 R-407C의 질량 유속 변화에 대한 마이크로핀관의 성능 ($EF_{hcon}/PF_{\Delta P}$)을 나타낸 것이다. 본 연구에서 사용된 외경 9.53 mm, 핀갯수 60개인 마이크로핀관의 성능은 질량유속이 증가할수록 전열면적 증가비에 근접되고 있음을 알 수 있다.

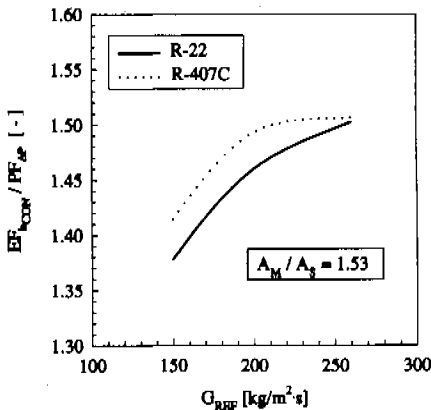


Fig.10 Efficiency index of a micro-fin tube with 9.53 mm OD, 60 fins, and 0.20 mm fin height used in this study.

4. 결론

규제냉매 R-22와 대체혼합냉매 R-407C(HFC-32/125/134a 23/25/52 wt%)를 작동유체로 수평 평판관 및 마이크로핀관내 용축열전달특성에 대한 실험에서 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

마이크로핀관에서 대체혼합냉매 R-407C의 압력강하가 규제냉매 R-22의 압력강하보다 약 3 ~ 10 % 증가하였다. 그리고, 대체혼합냉매 R-407C의 국소 및 평균 용축열전달계수가 단일냉매 R-22보다 최대 15 % 감소하였으나, 압력강하와 용축열전달계수의 증감폭이 그다지 크지 않기 때문에 열교환기의 재설계 및 수정없이 R-22용 용축기에 대체혼합냉매 R-407C를 사용할 수 있을 것으로 고려되었다.

수평 평판관 및 마이크로핀관에 있어서 혼합냉매의 열전달계수에 가장 큰 영향을 미치는 요소는 액막에서의 전열저항 뿐만 아니라 저비점냉매에 의해 형성된 혼합증기경계층에서의 확산저항에 의한 것임을 추론할 수 있었다. 본 실험에서의 압력강하에 대한 U-bend의 영향은 전체압력강하에 대해 약 15 ~ 30 %의 비중을 차지하고 있었다. 그러나, U-bend에 있어서의 압력강하 및 열전달계수 등의 용축열전달특성에 대한 더욱 많은 정보확보를 위해서는 이 분야에 대한 많은 연구가 수행되어야 할 것으로 생각된다.

후 기

본 연구는 동명전문대학 학술연구비(실험중의 일부는 AFERC의 보조) 지원을 받아 수행하였으며, 이에 관계한 여러분께 깊은 감사사를 드립니다.

참고문헌

- (1) Vineyard, E. A., and Sand, J. K., 1988, "Evaluation of Nonazeotropic Refrigerant Mixtures for Capacity Modulation", DOE/ORNL Heat Pump Conf. Proc., pp. 47 ~ 54
- (2) Vineyard, E. A., 1988, "Laboratory Testing of a Heat Pump System Using R13B1/R152a Refrigerant Mixture", ASHRAE Trans., Vol.

- 94, Part 1, pp. 292 ~ 303
- (3) Blaise, J. C., Dutto, T., and Ambrosino, J. L., 1989, "First Industrial Application of Non-Azeotropic Mixture", Intl. J. Ref., Vol. 12, No. 9, pp. 255 ~ 258
- (4) 内田麻理, 伊藤正昭, 工藤光夫, 1994, "水平管内面形状改善による非共沸混合冷媒の傳熱性能向上(I)(凝縮熱傳達率の實驗的検討)", 日本機械學會熱工學講演會講演論文集, pp. 227 ~ 229
- (5) 伊藤正昭, 内田麻理, 工藤光夫, 1994, "水平管内面形状改善による非共沸混合冷媒の傳熱性能向上(I)(蒸發熱傳達率の實驗的検討)", 日本機械學會熱工學講演會講演論文集, pp. 230 ~ 232
- (6) 蝶子毅, 奥山和之, 鳥越邦和, 1995, "非共沸混合冷媒HFC32/125の水平管内熱傳達特性", 日本機械學會熱工學講演會論文集, pp. 91 ~ 93
- (7) 박기원, 오후규, 김옥중, 1995, "비공비 혼합냉매를 사용하는 열펌프의 응축열전달 특성", 대한기계학회 논문집, Vol. 19, No. 4, pp. 1125 ~ 1133
- (8) M. Huber, J. Gallagher, M. McLinden, and G. Morrison, 1996, "NIST Thermodynamic Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures Database(REFPROP) ver -5.0-", NIST Standard Reference Database 23
- (9) Schalger, L. M., Pate, M. B., and Bergles, A. E., 1988, "Evaporation and Condensation of Refrigerant-Oil Mixtures in a Smooth Tube and Micro-fin Tube", ASHRAE Trans., Vol. 94, Part. 1, pp. 149 ~ 166
- (10) 김기수, 노건상, 오후규, 1997, "3성분 혼합냉매의 수평 마이크로핀관내 응축열전달 특성에 관한 연구", 공기조화 냉동공학회 하계학술발표회 논문집, pp. 69 ~ 74
- (11) 園田啓之, 1994, "混合冷媒の役割", 冷凍, 第69巻, 第806號, pp. 1329 ~ 1332
- (12) Goto, M., Kanbe, K., Inoue, N., and Sato, M., 1994, "Condensation Heat Transfer of HCFC-22 and HFC-32/HFC-125/HFC-134a inside and Internally Grooved Horizontal Tubes(in Japanese)", Proc. of the 31st Japan Symposium on Heat Transfer, pp. 736 ~ 738
- (13) Kaushik, N. and Azer, N. Z., 1988, "A General Heat Transfer Correlation for Condensation inside Internally Finned Tubes", ASHRAE Trans., Vol. 94, Part. 2, pp. 261 ~ 278