

冷媒 R - 407c의 水平平滑 凝縮管内 熱傳達特性에 關한 研究

오후규* · 문정욱** · 노건상***

Heat transfer characteristics of R - 407C
condensing inside smooth horizontal tubes

H. K. Oh · J. W. Moon · G. S. Roh

Key words : Condensation(응축), Condensation heat transfer coefficient(응축열전달계수),
Alternative refrigerant(대체냉매)

Abstract

Experimental results for forced convection heat transfer of pure refrigerant and non-azeotropic refrigerant mixtures during condensing inside horizontal smooth tubes, double pipe heat exchanger of 7.5 mm ID and 4 000 mm long inside tube, are presented. Pure refrigerant R - 22 and R - 407c, the mixture of R - 32 + R - 125 + R - 134a (23/25/52, wt %) are used as the test fluids. The ranges of parameters are 114.3~267.1 kg/(m² · s) of mass velocity, 0~1.0 of quality. The vapor pressure, vapor temperature and tube wall temperature were measured. Using these data, the local and average heat transfer coefficients for the condensation are obtained. At the same given experimental conditions, the condensation heat transfer coefficients for NARMs R - 407c were lower than those for the pure refrigerant of R - 22. Local heat transfer characteristics for R - 407c were different from pure refrigerant R - 22. The condensation heat transfer coefficients for R - 407c and R - 22 increased with mass velocity. Based on the data a prediction method was presented for the calculation of dimensionless average heat transfer coefficient.

* 부경대학교 냉동공조공학과(원고접수일 : 96년 9월 20일)

** 부경대학교 대학원 냉동공조공학과

*** 동명전문대학 가스냉동과

Symbols		<i>CW</i>	Coolant
c_p	Specific heat [kJ/(kg · K)]	<i>DB</i>	Dittus – Boelter Equation
d	Diameter [m]	<i>eq</i>	Equivalent
G	Mass velocity [kg/(m ² · s)]	<i>EXP</i>	Experimental
Ga	Galileo number [/]	<i>ID</i>	Inner diameter
H	Sensible – latent heat ratio [/]	<i>IN</i>	Inlet
h	Heat transfer coefficient [kW/(m ² · K)]	<i>L</i>	Liquid
i	Enthalpy [kJ/kg]	<i>m</i>	Mean value
i_{fg}	Latent heat [kJ/kg]	<i>OD</i>	Outer diameter
L	Total condensing length [m]	<i>OUT</i>	Outlet
n	Number of paths [/]	<i>REF</i>	Refrigerant
Nu	Nusselt number [/]	<i>S</i>	Side
P	Pressure [MPa]	<i>T</i>	Top, Total
Pr	Prandtl number [/]	<i>V</i>	Vapor
Q	Heat capacity [kW]	<i>W</i>	Tube wall
q	Heat flux [kW/m ²]		
Re	Reynolds number [/]		
R_{LV}	Density – viscosity ratio [/]		
T	Temperature [K]		
W	Mass flow rate [kg/h]		
x	Quality [/]		
z	length of 1 – path [m]		

Greeks

Φ_V	Lockhart – Martinelli parameter [/]
X_{tt}	Lockhart – Martinelli parameter [/]
ζ	Void fraction [/]
k	Thermal conductivity [kW/(m · K)]
μ	Viscosity [Pa · s]
ν	Kinematic viscosity [m ² /s]
ρ	Density [kg/m ³]
σ	Surface tension [N/m]

Subscript

<i>B</i>	Bottom
<i>CAL</i>	Calculated
<i>CON</i>	Condensation
<i>crit</i>	Critical

1. 서 론

최근, 생활수준의 향상으로 인해 수요가 급증하고 있는 냉동 · 공조장치의 효율향상과 지구환경보존을 위한 방법의 하나로 냉매의 개선에 관한 연구가 활발히 진행되고 있다. 1930년에 Midgley에 의하여 CFC-12가 소개된 이후, 우수한 열역학적, 화학적 성질과 높은 안정성으로 인하여 냉동공조장치에 많이 사용되어 온 CFC계 및 HCFC계 냉매가 오존층 파괴 및 온실효과의 주요원인 물질로 밝혀짐에 따라 각각 2000년 및 2030년까지 전폐가 합의되어 있는 실정이다. 이에 대한 대체 방안으로서 새로운 단일냉매의 개발과 2가지 이상의 냉매를 혼합시킨 대체혼합냉매에 대한 연구가 활발히 진행되어 오고 있다. 특히, 냉동 · 공조산업에서 가장 문제가 되고 있는 R-22의 대체냉매 후보로서 활발히 연구되고 있는 것을 간단히 요약하면 Table 1과 같다. 표에서 R-22에 대한 단일대체냉매의 개발과 아울러 혼합냉매의 특성을 이용한 로렌츠 사이클을 이용하여 시스템의 성능계수를 향상시키고자 하는 관점에서 혼합냉매에 대한 연구가 활발히 진행되고 있음을 알 수 있다.

혼합냉매를 사용하는 압축식 히트펌프 시스템에 관한 실험 및 이론적 연구에서 단일성분 냉매를 이용하는 경우에 비해 성능계수가 향상되지 않는

Table 1. Candidates of R-22 alternative refrigerants.

Pure refrigerant	Mixed refrigerants
HFC - 23	HFC - 32/125 (50/50%)
HFC - 32	; R - 410a, AZ 20
HFC - 125	HFC - 32/125/134a (23/25/52%)
HFC - 134a	; R - 407c, AC 9000
HFC - 143a	HFC - 125/143a (50/50%)
HFC - 152a	; R - 507, AZ 50
HC - 290 (Propan)	HFC - 125/143a/134a (44/52/4%)
HC - 600 (Butan)	; R - 404a, HP 62
HC - 600a (Isobutan)	HFC - 32/134a (25/75%)
NH ₃	HC - 290/600a (50/50%)

다는 결과¹²⁾도 있지만, 혼합냉매의 열역학적 특성을 이용할 수 있는 장점도 있기 때문에 혼합냉매에 대한 물성치 계산, 사이클 해석 등을 포함한 시스템의 종합적인 설계 및 효율향상을 위한 연구가 활발히 진행되고 있다.

냉동·공조장치에서 혼합냉매를 사용함으로써 얻어지는 여러 가지 장점에 대해서는 여러 가지 보고가 있으나, 대체혼합냉매를 사용하는 열교환기에서의 전열특성^{3,4,6)}에 대한 연구는 아직 미흡한 실정이다. 대체혼합냉매의 상변화 전열특성을 해명하고 그 예측방법을 확립하는 것은 냉동·공조시스템의 중요 구성요소인 열교환기를 합리적으로 설계하는 데 필수적인 뿐만 아니라 에너지의 효율적인 이용을 위해서도 매우 중요한 사항이다.

따라서 본 연구에서는 혼합냉매용 냉동·공조시스템에 사용되는 응축기에서의 전열특성을 파악하기 위해 평활동관으로 이중관형 응축기를 제작하여, 단일냉매 R-22와 R-22의 대체냉매 후보 중의 하나인 3성분 비공비 혼합냉매 R-407c(R-32+R-125+R-134a; 23/25/52 wt%)를 대상으로 전열특성을 고찰함으로써 대체혼합냉매를 사용하는 응축기 설계에 관한 기초자료를 제시하고자 하였다.

2. 실험장치 및 방법

본 연구에서 사용된 실험장치의 개략도는 Fig. 1과 같다. 실험장치는 강제순환식 페루프(closed

loop)로서, 냉매가 순환되는 회로와 냉각수가 순환되는 회로로 구분할 수 있다. 냉매는 냉매펌프, 냉매유량계, 바이패스 밸브에서 일정유량으로 조절되고, 증발기를 통과하면서 일정·건도로 조절된 후 응축기로 흡입·응축되어 수액기로 흡입된다. 냉매증기를 응축시키기 위한 냉각수는 별도의 냉동장치에 의해 일정온도 및 일정유량으로 유지되게 하였다.

Fig. 2는 실험에 사용된 응축기를 나타낸 것으로, 내관으로 냉매가 흐르고 외관과 외관사이의 환상공간으로 냉각수가 흐르는 2중관 향류형 열교환기이다. 응축기는 내경 7.5 mm, 길이 2,000 mm인 동관 2개를 U-bend로 연결하여 전체 길이가 4,000 mm되게 하였고 각 직관은 5구간의 소구간으로 분할하여 각 소구간에서의 응축전열특성을 측정할 수 있도록 하였다. 각 소구간에서 냉매온도, 냉각수온도, 관벽온도를 측정하였으며, 관벽온도는 동일단면상의 관상부에서 원주방향 90°방향으로 상·중·하 3개소에서 측정하였다. 압력강하를 측정하기 위하여 각 직관의 입·출구에 압력공(pressure tap)을 설치하여 절대압력과 각 소구간과의 차압을 측정하였다.

3. 데이터 해석 및 열평형

실험에서 얻어진 냉매유량, 냉각수량, 온도 및 압력으로부터 응축소구간에서의 건도 x 를 식 (1)로 계산하였다.

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

여기서, x_{IN} 은 소구간의 입구건도, d_{IN} 은 내관의 내경, W_{REF} 는 냉매의 질량유량, i_{fg} 는 응축잠열, z_1 , z_2 는 각각 응축소구간의 입구와 출구를 나타낸다. q_{CON} 는 냉매가 응축할 때의 열유속으로 식 (2)에 의하여 계산하였다.

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

여기서, 전열량 Q_{CON} 는 식 (3)과 같이 계산된다.

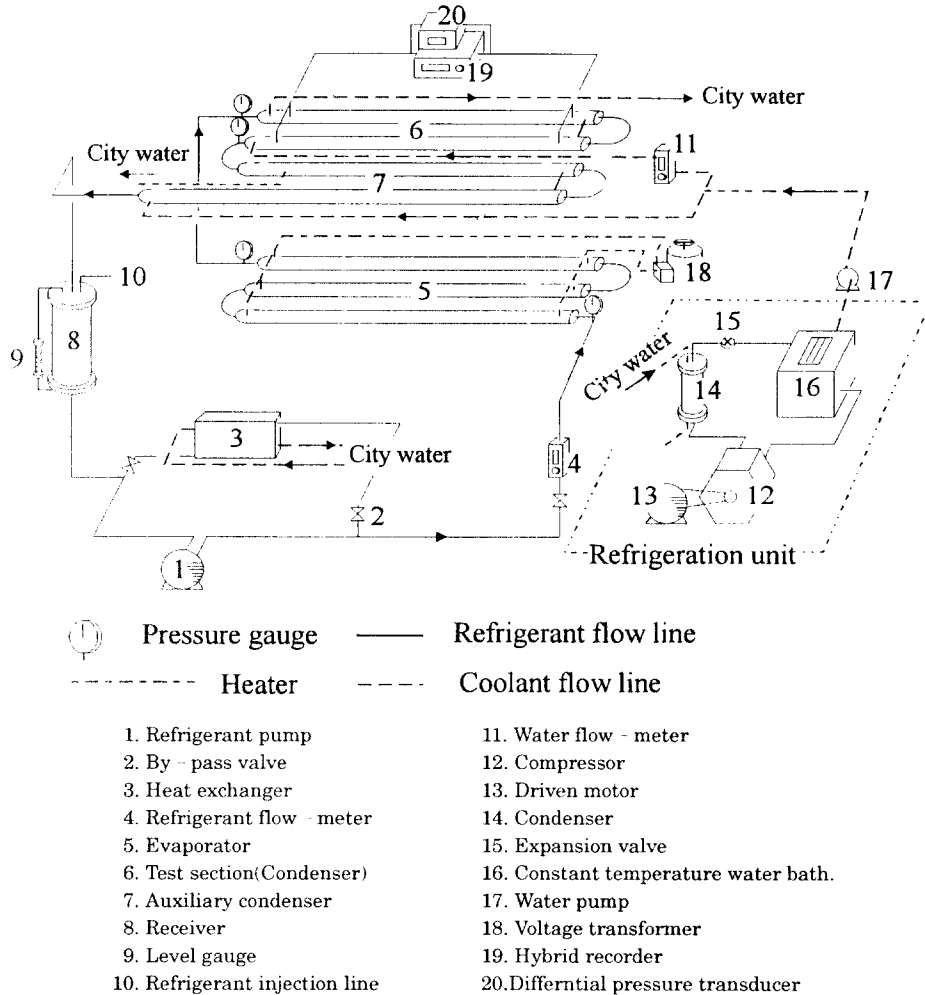


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

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

여기서, i_{IN} , i_{OUT} 는 각각 응축소구간 입·출구에서 냉매의 엔탈피, W_{CW} 는 냉각수량, c_{pc} 는 냉각수 비열, $T_{CW,IN}$, $T_{CW,OUT}$ 는 소구간에서의 냉각수 입·출구온도를 나타낸다.

냉매가 시험구간내에서 응축할 때의 관주방향 국소열전달계수 h 및 평균열전달계수 h_m 은 식 (4)와 식 (5)로 구하였다. 또한, 관길이 방향 평균열전달계수 h_{CON} 은 식 (6)으로 계산하였다.

$$h = \frac{q_{CON}}{(T_{sat} - T_W)} \quad (4)$$

$$h_m = \frac{q_{CON}}{(T_{sat} - T_{Wm})} \quad (5)$$

$$h_{CON} = \frac{\int_{z_n}^{z_{n+1}} h_m dz}{n} \quad (6)$$

여기서, 각 소구간의 내관 내벽면 상부·측부·하부의 온도 T_{WT} , T_{WS} , T_{WB} 는 열전달이 정상상태일 때의 일차원 열전도 방정식이 성립한다고 가정하여 식 (7)과 같이 실험에서 측정된 내관의 외벽면온도와 열교환량 Q_{CON} 으로 구하였다.

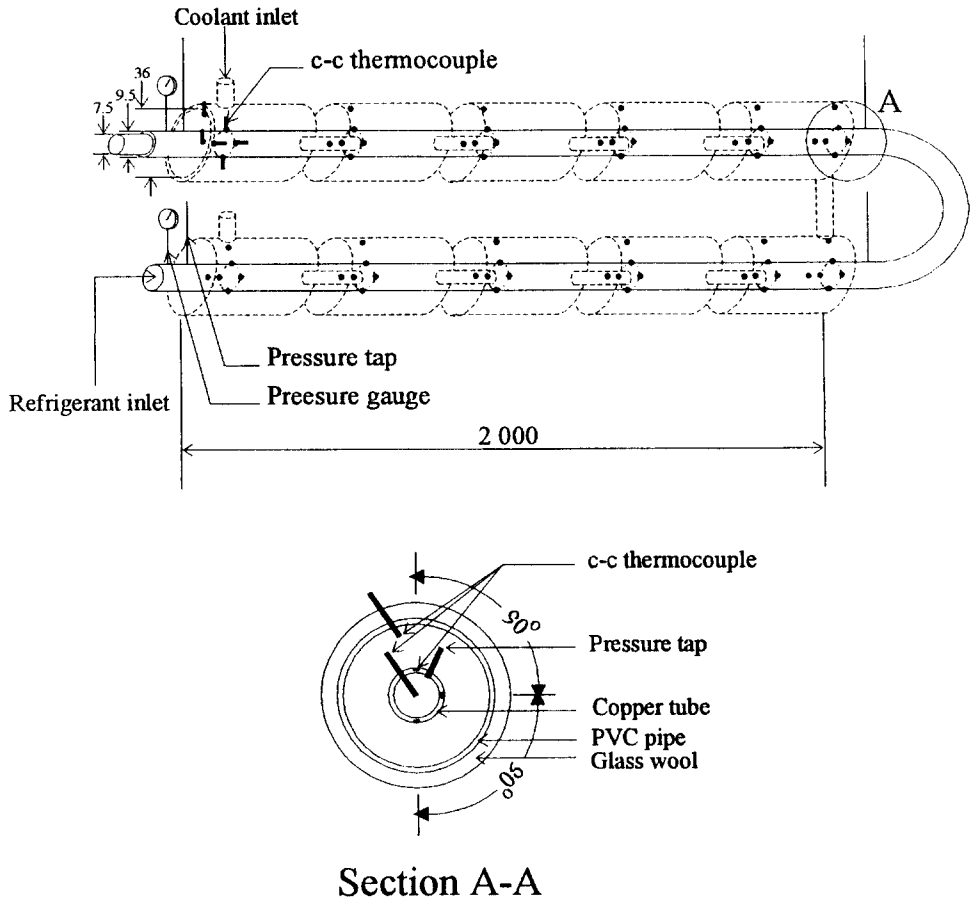


Fig. 2 Detail of test section used as condenser

$$T_{WT/WS/WB} = T_{wt/ws/wb} + Q_{CON} \cdot \frac{\ln(d_{IN,OD} - d_{IN,ID})}{(2 \cdot \pi \cdot \Delta z \cdot \kappa_w)} \quad (7)$$

$$T_{Wm} = \frac{(T_{WT} + 2 \cdot T_{WS} + T_{WB})}{4} \quad (8)$$

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

Fig. 3은 응축기의 열평형을 검토하기 위해 응축기 입·출구에서의 냉각수 온도차에 의해 식 (9)로 구한 냉각수 열량 Q_{CW} , 응축기 입·출구에서의 냉매의 열량, 식 (10)으로 계산한 Q_{REF} 를 비교한 것이다.

$$Q_{CW} = W_{CW} \cdot c_{pc} \cdot (T_{CW,IN} - T_{CW,OUT}) \quad (9)$$

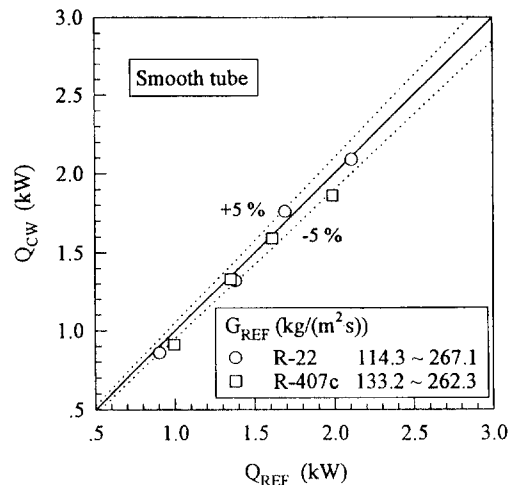


Fig. 3 Comparison of heat loss of refrigerant by coolant and heat gain of coolant from refrigerant.

$$Q_{REF} = W_{REF} \cdot (i_{IN} - i_{OUT}) \quad (10)$$

그림에서와 같이 본 실험조건에서의 열평형은 $\pm 5\%$ 이내의 오차를 보이고 있음을 알 수 있었다.

이와는 별도로 관내로 흐르는 냉매액 단상류의 열전달율을 계산하여 단상 난류에 대한 열전달률의 식인 Dittus-Boelter식과 비교해 본 결과도 냉매액 열전달률은 오차 $\pm 10\%$ 이내에서 잘 일치하고 있음을 알 수 있었다.

4. 응축 열전달특성

4.1 응축기에서의 온도 분포

Fig. 4와 Fig. 5는 단일냉매 R-22 및 R-22 대체냉매 후보인 R-407c가 응축할 때의 실험결과예를 나타낸 것이다. 그림에서 횡축은 무차원 관길이를 나타낸 것이고, 종축에는 냉매온도(\circ), 냉각수온도(\square), 관벽온도(\triangle) 및 이들로부터 계산된 열유속(\diamond), 건도(∇)가 표시되어 있다.

그림에서 냉매 R-22 및 R-407c의 경우, 응축기로 유입된 냉매과열증기는 냉각수와 열교환

에 의해 응축되면서 무차원 관길이 50정도에서 포화상태로 되고 있으며, 포화상태에서는 거의 일정한 온도로 응축이 일어나고 있음을 알 수 있다. 또한 열유속은 R-22의 경우, 입구에서부터 무차원 관길이 100정도까지는 거의 일정한 값을 보이고 있으며 100~250의 구간에서는 감소하다가 250이후에는 증가하는 경향을 보이고 있다. 이는 열유속이 식 (2)와 (3)에 의해 계산되는 데, Fig. 4에서 보듯이 시험구간에서는 냉매와 냉각수의 흐름이 향류(냉매의 흐름은 그림의 좌에서 우로, 냉각수는 우에서 좌로 흐른다)이므로 냉각수의 온도변화가 시험부의 전반부보다 후반부에서 더 큰 변화를 보이고 있기 때문에 후반부의 열유속이 크게 나타나는 것으로 고려된다. 이러한 현상은 상변화시 냉매의 온도변화가 거의 없이 시험부 전구간에 걸쳐 일정한 온도를 유지하고 있지만, 냉각수온도는 시험부가 향류형으로 이루어져 있어 냉각수가 낮은 온도로 들어오면서 처음에는 냉매와 온도차가 크게 나기 때문에 다소 큰 폭으로 변하기 때문이라고 생각된다. 그리고 무차원 관길이 260정도에서의 열유속이 290 부근에서의 열유속보다 낮은 값을 나

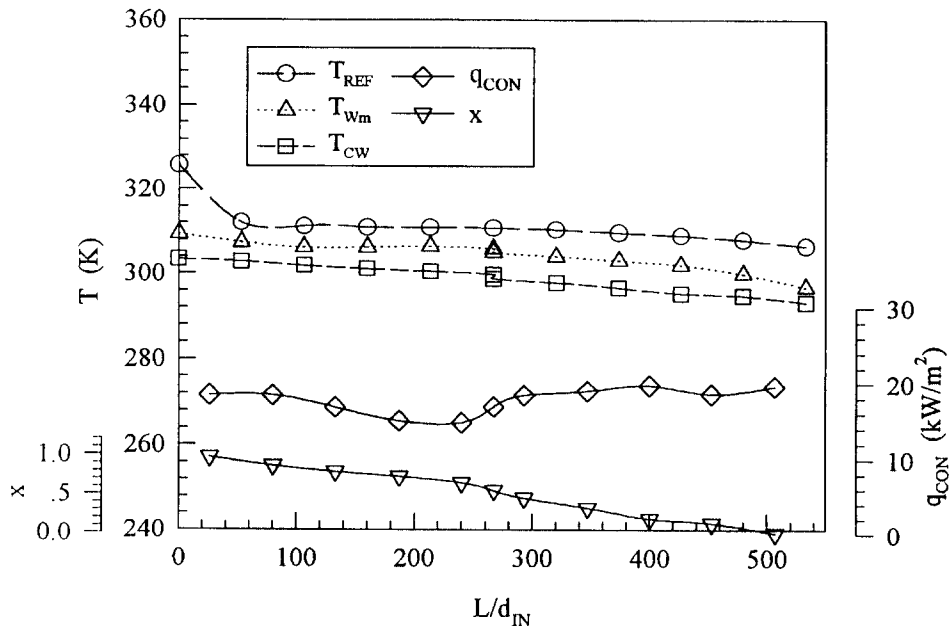


Fig. 4 Axial distribution of T_{REF} , T_{CW} , T_{Wm} , q_{CON} and x in condensation of R-22 inside smooth horizontal tubes for $G_{REF} = 258.0 \text{ (kg/m}^2 \cdot \text{s)}$.

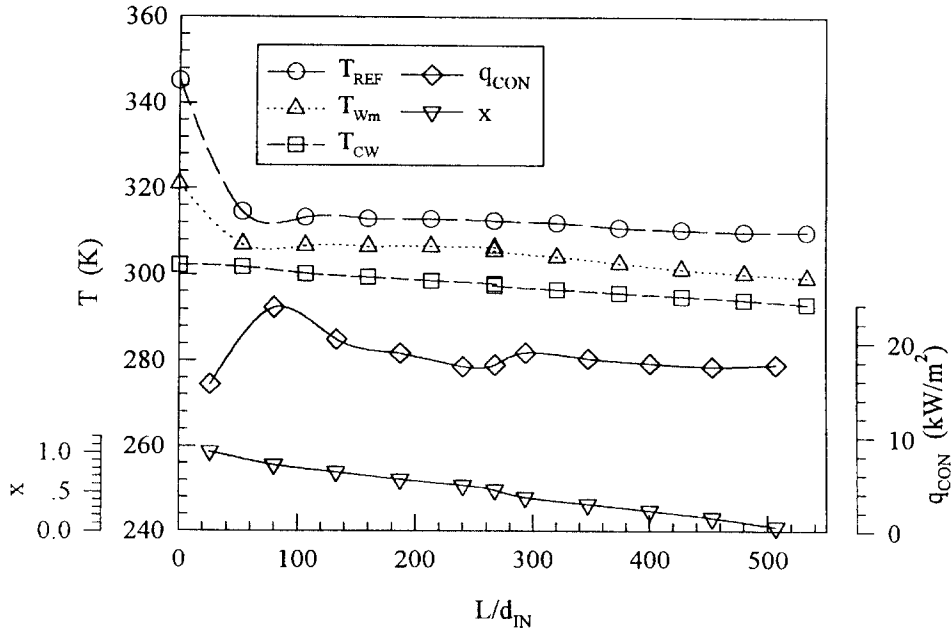


Fig. 5 Axial distribution of T_{REF} , T_{CW} , T_{WM} , q_{CON} and x in condensation of R - 407C inside smooth horizontal tubes for $G_{REF}=255.2$ (kg/m² · s).

타내는 것은 이 부분에 설치한 U-bend의 영향이라고 생각된다. 그리고, 무차원 관길이 290부근의 온도데이터를 보면 2개가 중첩되어 있는 것을 알 수 있는데 그것은 U-bend 전후의 온도를 나타내고 있는 것으로 본 연구에서는 U-bend 부분에서의 전열은 고려하지 않았다. 또한 무차원 관길이 260부근보다 그 이전의 열유속이 낮게 나타나는 것은 그 부분에서의 냉각수의 온도변화가 매우 낮게 나타났기 때문으로 생각된다. 이는 U-bend의 영향으로 인하여 난류가 형성되어 열교환정도가 U-bend 이전보다는 이후가 높게 되기 때문이라고 생각된다. U-bend 부근에서의 이러한 열유속의 변화는 정도의 차이는 있지만 Fig. 5의 R-407c에서도 비슷한 경향을 나타내고 있음을 알 수 있었다. 그리고, 그림 5의 R-407c의 경우에 있어서는 포화영역에서 혼합냉매의 특성인 온도강하 (temperature gliding) 현상이 일어나고 있음을 확인할 수 있었으며, 냉각수와 냉매의 온도차가 일정하게 유지되어 열유속이 거의 일정하게 변화되고 있음을 알 수 있었다. 관벽온도는 냉매의 종류에 상관없이 포화영역에 있어서는 냉매의 흐름방

향에 대해 냉각수의 온도에 따라 저하하는 경향이 있지만, 완전 응축영역에 가까워질수록 냉각수 온도에 근접하는 경향을 보였다.

4.2 국소열전달계수

Fig. 6~Fig. 7은 건도에 따른 국소열전달계수 (상부 · 측부 · 하부)와 관주방향 평균열전달계수를 나타낸 것이다. 그림에서 ○는 상부의 열전달계수, □는 측부의 열전달계수, △는 하부의 열전달계수, ◆는 관주방향 평균열전달계수를 나타내고 있다. 단일냉매 국소열전달계수의 경우에는 포화영역에서 응축이 시작되면서 상부 > 측부 > 하부의 순서로 열전달계수가 변하고 있으며, 비공비 혼합냉매의 경우에는 하부의 열전달계수가 가장 작게 나타나는 현상은 단일냉매의 경우와 같음을 알 수 있다. 그러나 일부영역에서 상부와 하부의 열전달계수가 역전되는 현상이 나타났다. 이는 단일냉매인 경우 응축량이 많아지면서 관상부보다는 관하부의 액막이 두꺼워지기 때문으로 생각할 수 있고, 비공비혼합냉매인 경우에는 혼합된 냉매의 비점 및 노점 등의 상호 물성치 차이에 의해 저비점 냉

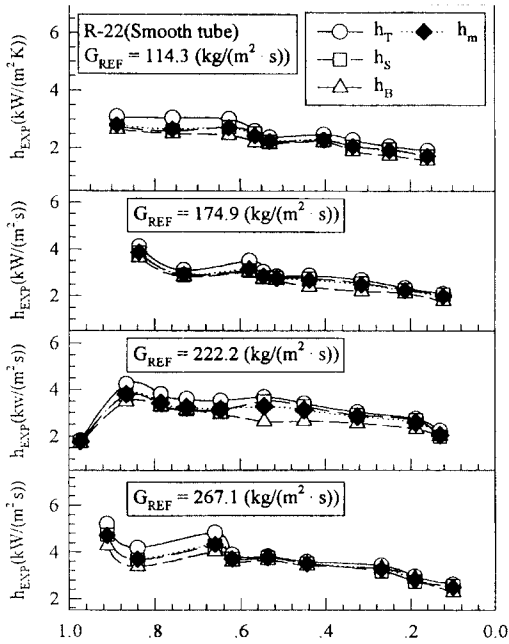


Fig. 6 Comparison of local condensation heat transfer coefficients with quality and heat flux of R - 22 inside smooth horizontal tubes.

매와 고비점 냉매의 열저항 및 확산저항 현상에 의해 순수냉매와 달라지는 경향이 일어나는 것으로 생각된다. 이러한 현상은 Ross 등에 의해서도 보고된 바 있는 사실이며, Ross는 이러한 현상이 관원주 주위의 조성변화 때문에 발생하는 것으로 예측하였다.

또한, 단일냉매 R-22인 경우에는 각 국소부분에서의 열전달계수의 차이가 거의 일정하게 유지되고 있으나, 혼합냉매인 R-407c의 경우에는 단일냉매에 비해 상대적으로 각 국소부분에서의 열전달계수의 차이가 작게 나타나고 있으며, 경우에 따라서는 상부·측부의 열전달계수 바뀌기도 하는 혼합냉매의 특성을 나타내고 있다. 이는 관원주방향으로 액막의 두께가 상대적으로 작은 상부의 경우, 다른 국소부분에 비하여 고비점냉매가 기액계면에서 상대적으로 많이 응축된다. 그에 따라 저비점냉매가 기상측에 상대적으로 많이 남아 기상내에서 저비점냉매의 조성이 많은 농도경계층을 형성하게 되어 기상의 온도가 하강하고 이로 인

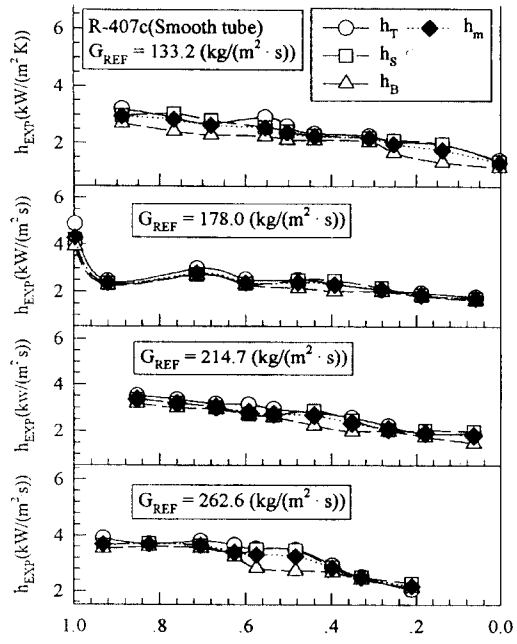


Fig. 7 Comparison of local condensation heat transfer coefficients with quality and heat flux of R - 407c inside smooth horizontal tubes.

하여 응축 전열면과 기상과의 온도차가 감소하게 된다. 따라서, 결국 상부에 있어서는 다른 국소부분에 비하여 상대적으로 응축전열이 감소되기 때문에 국소부분에서의 전열량 차이가 크게 나타나지 않아 열전달계수의 차이가 크지 않은 것으로 생각된다.

Fig. 8~Fig. 11은 환상류 모델에 기초하여 응축 열전달률의 예측식을 제안한 Akers 등⁶⁾, Cavallini 등⁷⁾, Haragucl⁸⁾, Shah⁹⁾ 등의 계산결과와 본 실험에서 얻어진 실험결과를 비교한 것이다. 이들 연구자들의 예측식을 Table 2에 정리하였다.

그림에서 횡축에는 예측식에 의한 계산결과, 종축에는 본 실험에서 얻어진 실험결과를 나타내었다. 그림에서 Nu수가 높은 곳이 관의 입구측, 즉 고건도 영역에 해당되고, 낮은 곳이 출구측인 저건도 영역에 해당되고 있다.

Akers의 예측식과 비교한 Fig. 8에서는, 예측식에 의한 계산결과는 냉매의 유량이 저유량이고 응축이 진행되어 출구가 가까워질수록 즉, 저건도일

경우에 실험결과와 좋은 일치성을 보이고 있으나 유량이 많아질 경우, 특히 R-22의 경우에 있어서는 잘 일치하지 않음을 알 수 있었다. 저유량일 경우에는 건도가 0.6이하에서 비교적 일치하였으나, 실험결과보다 계산결과가 대체적으로 낮은 경향을 보이고 있음을 알 수 있었다.

Fig. 9는 Akers의 식을 수정하여 반실험식을 제안한 Cavallini-Zecchin(C-Z식)의 예측식에 의한 계산결과와 실험결과를 비교한 것이다. 증기 유량이 많고 건도가 높은 영역인 응축기 입구부근의 환상류영역으로 추정되는 경우에는 R-22, R-407c의 계산결과와 실험결과가 $\pm 20\%$ 이내에서

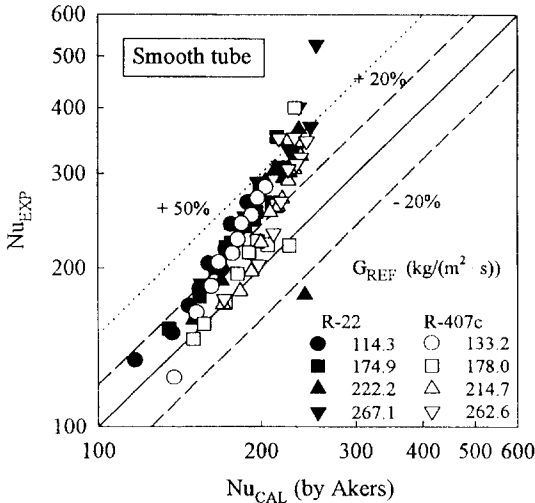


Fig. 8 Comparison between experimental results Nu_{EXP} and calculated Nu_{CAL} using correlation by Akers for condensation of R-22 and R-407c inside smooth horizontal tubes.

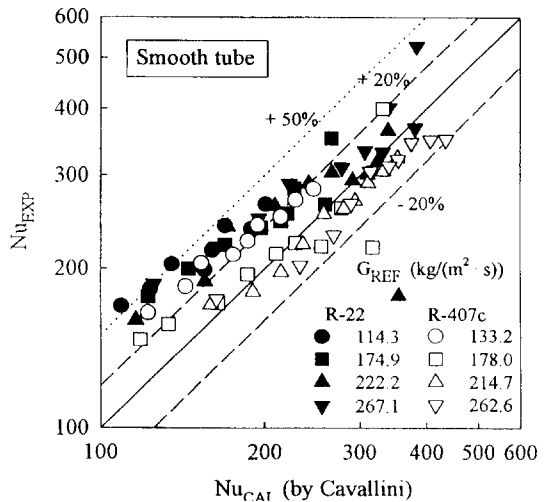


Fig. 9 Comparison between experimental results Nu_{EXP} and calculated Nu_{CAL} using correlation by cavallini for condensation of R-22 and R-407c inside smooth horizontal tubes.

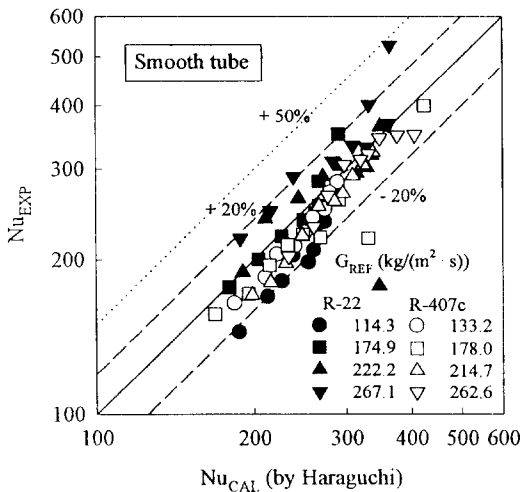


Fig. 10 Comparison between experimental results Nu_{EXP} and calculated Nu_{CAL} using correlation by Haraguchii for condensation of R-22 and R-407c inside smooth horizontal tubes.

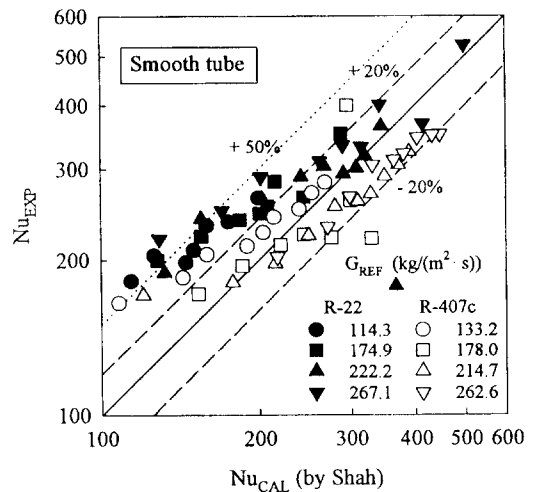


Fig. 11 Comparison between experimental results Nu_{EXP} and calculated Nu_{CAL} using correlation by shah for condensation of R-22 and R-407c inside smooth horizontal tubes.

Table 2. Studies on condensing heat transfer coefficients using smooth tubes.

Author(Refr. No)	Ref.	Prediction eq. of condensation
Akers	R - 12 Methanol etc.	$Nu = 0.0365 \cdot Re_{eq}^{0.8} \cdot Pr_L^{1/3}; Re_{eq} > 50000$ $= 5.03 \cdot Re_{eq}^{1/3} \cdot Pr_L^{1/3}; Re_{eq} < 50000$ $Re_{eq} = G_{eq} \cdot d / \mu_L$ $G_{eq} = G \cdot [(1-x) + x(\rho_L / \rho_V)^{1/2}]$
Cavallini	R - 12 R - 22 R - 113	$Nu = 0.05 Re_{eq}^{0.8} Pr_L^{0.33}$ $Re_{eq} = Re_V \left(\frac{\mu_V}{\mu_L} \right) \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{0.5} + Re_L$ <p>Range :</p> $10 < \rho_L / \rho_V < 2000, 0.01 < \mu_V / \mu_L < 0.1$ $5 \times 10^3 < Re_L \frac{1}{1-x} < 5 \times 10^5$ $0.8 < Pr_L < 20, 0.1 < x < 0.9$ $0.01 < H_L < 0.2, Re_L > 1,200$
Shah	R - 11 R - 12 R - 22 R - 113 etc.	$Nu = Nu_{DB} \times \left[(1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{(P_{sat} / P_{crit})^{0.38}} \right]$ $0.007 < d_{in} < 0.04$ $0.04 < P_{sat} < 9.87, 292.15 < T_{sat} < 583.15$ $10.8 < G_{REF} (kg / (m^2 s)) < 1599, 0 < x < 1$ $Re_L > 350, Pr_L > 0.5$
Haraguclii	R - 22 R - 123 R - 134a	$Nu = (Nu_F^2 + Nu_B^2)^{1/2}$ $Nu_F = 0.0152(1 + 0.6 Pr_L^{0.8})(\Phi_V / X_H) Re_L^{0.77}$ $Nu_B = 0.725 H(\xi) \left(\frac{Ga Pr_L}{H_L} \right)^{1/4}$ $\Phi_V = 1 + 0.5 \left[\frac{G}{g d_{ID} \rho_V (\rho_L - \rho_V)} \right]^{0.75} X_H^{0.35}$ $X_H = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_V} \right)^{0.1}$ $H(\xi) = \xi + [10(1-\xi)^{0.1} - 1] + 1.7 \times 10^{-4} Re \sqrt{\xi(1-\xi)}$ $\xi = \left[1 + \frac{\rho_V}{\rho_L} \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(0.4 + 0.6 \sqrt{\frac{\rho_L + 0.4 \frac{1-x}{x}}{1 + 0.4 \frac{1-x}{x}}} \right) \right]^{-1}$

잘 일치하고 있는 반면에 응축이 진행되어 관출구 쪽으로 갈수록 계산결과와 실험결과는 차이가 크게 나타났다. 특히, R-22의 경우 저유량, 저건도 영역에서 계산결과가 실험결과에 비해 낮게 되는 현상이 더욱 심하였다. 고유량의 경우에 있어서는 건도 0.5 이상, 저유량에 있어서는 건도 0.7이상의 영역에서 C-Z식에 의한 계산결과와 실험결과가 잘 일치함을 알 수 있었다.

난류경계층 이론에 의한 해석과 프레온계 냉매

를 대상으로 반실험식을 제안한 Haraguclii의 예측식에 의한 계산결과와 실험결과를 비교한 것이 Fig. 10이다. 그림에서와 같이 R-22의 경우 유량에 따라 다소 차이는 있으나 전범위에 걸쳐 ±20% 이내에서 상당히 잘 일치하고 있음을 알 수 있었다. R-407c의 경우는 전 범위에 걸쳐 실험결과보다 계산결과가 높게 나타났으며, R-22에 있어서는 고유량일 때에는 실험결과보다 계산결과가 낮게 되는 반면에 저유량의 경우에 있어서는 그 반

대의 현상을 보였다.

Fig. 11은 Dittus - Boelter식을 수정한 실험식을 제안한 Shah의 계산결과와 실험결과를 비교한 것이다. 예측식에 의한 계산결과는 단일냉매 R-22에 대해 약 0~50% 낮게 나타나고 있다. 혼합냉매 R-407c에 대해서는 저유량인 경우에는 관출구쪽으로 갈수록 계산결과가 낮아지고 있으나, 고유량에 있어서는 전체적으로 높게 계산되어지고 있음을 알 수 있다. Shah의 예측식은 본 실험의 결과에 있어서 고유량, 고건도 일수록 높은 정도를 나타내었다. 그리고 저유량의 경우에 있어서는 R-22는 건도 0.7이상에서, R-407c는 건도 0.5 이상에서 좋은 일치를 보였다.

이상의 그림에서 대체적으로 단일냉매에 대한 Nu_{EXP} , Nu_{CAL} 가 혼합냉매의 Nu_{EXP} , Nu_{CAL} 에 비해 대체적으로 높게 나타나고 있음을 알 수 있었다.

4.3 평균열전달계수

Fig. 12는 관길이 방향에 대한 R-22, R-407c의 평균열전달계수를 냉매 질량유속에 대해 비교한 것이다. 그림에서와 같이 단일냉매는 물론 혼합냉매의 경우에도 질량유속이 증가할수록 관길이 방향에 대한 평균열전달계수가 증가하고 있음을 알 수 있다. 또한, 단일냉매 R-22의 응축열전달계수가 혼합냉매 R-407c의 응축열전달계수에 비해 증가하고 있음을 알 수 있었다.

Fig. 13은 환상류가 지배적인 경우의 관길이 방향에 대한 평균열전달계수의 예측식을 제안한 Fujii 등¹⁰⁾의 예측식 (11), 전열촉진판에서의 냉매 R-12, KCD-9430(R-22+R-114+R-152a; 53/19/28 wt%), KCD-9433(R-22+R-114+R-152a; 50/20/30 wt%)의 증발·응축전열실험에서 식 (12)와 같은 응축평균열전달 예측식을 제안한 Sami 등¹¹⁾의 식과 본 실험에서 얻어진 관길이방향 평균 응축열전달계수를 비교한 것이다.

$$Nu_{CAL,F} = 0.25 \cdot \left(\frac{L}{d_{ID}}\right)^{0.4} \cdot H^{-0.6} \cdot \left(\frac{Re_L \cdot Pr_L}{R_{LV}}\right)^{0.8} \quad (11)$$

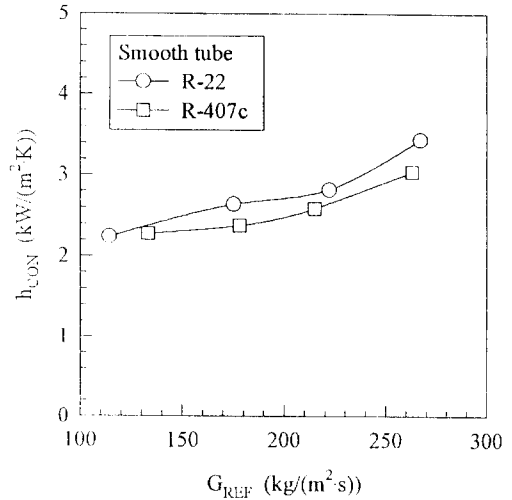


Fig. 12 Comparison of average condensation heat transfer coefficients for R-22 and R-407c inside smooth horizontal tubes.

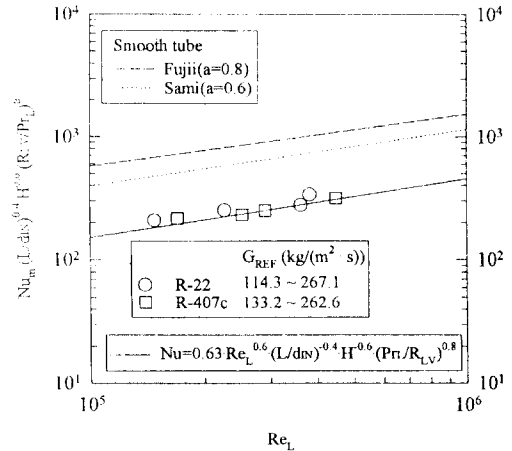


Fig. 13 Comparison of average experimental Nu_{EXP} with present correlation (13) inside smooth horizontal tubes (R-22 and R-407c).

$$Nu_{CAL,S} = 6.4 \cdot \left(\frac{L}{d_c}\right)^{-0.4} \cdot H^{-0.6} \cdot \left(\frac{Re_L \cdot Pr_L}{R_{LV}}\right)^{0.6} \quad (12)$$

횡축에는 Re 수, 종축에는 Fujii 및 Sami가 이용한 무차원항을 나타내었다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 본 실험에서 얻어진 결과들은 이상의 연구자들과 기울기가 비슷한 경향을 보이고 있으나, 전체적으로 예측치보다는 낮게 나타나고 있음을

알 수 있다. 이상의 예측식들과의 비교를 바탕으로, 본 연구에서 얻어진 실험데이터를 기초로 하여 식 (13)과 같은 관길이방향에 대한 무차원 평균열전달 예측식을 예측식을 얻을 수 있었다.

$$Nu_{CAL} = 0.67 \cdot Re_L^{0.6} \cdot \left(\frac{L}{d_{ID}}\right)^{0.4} \cdot H^{0.6} \cdot \left(\frac{Pr_L}{R_{LV}}\right)^{0.8} \tag{13}$$

5. 결 론

내관의 내경 7.5 mm, 외경 9.5 mm, 길이 2 000 mm인 3/8" 동관 직관 2개를 180° 벤딩 연결시켜 제작한 수평평할 응축기에서 냉매 R-22 및 R-22 대체냉매 후보의 하나인 R-407c(R-32 23 wt%+R-125 25 wt%+R-134a 52 wt%)에 대한 응축열전달특성에 대한 실험을 통해 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 단일냉매 R-22의 국소열전달계수가 혼합냉매 R-407c에 비해 증가하는 경향이 나타났으며 R-407c의 경우가 R-22에 비해 열유속의 영향을 작게 받는 것으로 알 수 있었다. 그리고 포화영역의 국소열전달 비교에 있어서 R-22의 경우에는 상부 > 측부 > 하부의 순서로 열전달계수가 일정하게 증가하고 있지만, R-407c의 경우에는 일정영역에서 상부와 측부의 열전달계수가 역전하는 혼합냉매의 특성을 나타내었다.

(2) 국소열전달계수의 예측식을 본 실험결과와 비교한 결과, 강제대류 응축영역과 공존대류 응축영역으로 구분하여 반실험식을 제안한 Haraguchi의 예측식이 ±20 %이내에서 잘 일치하고 있음을 알 수 있었다.

(3) R-22, R-407c의 관길이 방향 평균열전달계수는 냉매의 질량유속이 증가할수록 증가하였으며, R-22의 응축열전달계수가 R-407c의 응축열전달계수에 비해 증가하였다.

(4) 본 연구에서 얻어진 실험데이터를 기초로 하여 식 (13)과 같은 관길이방향에 대한 무차원 평균열전달 예측식을 제안하였다.

후 기

본 연구는 과학기술처 국제공동연구지원과 포항공과대학 AFERC의 지원으로 이루어졌으며, 이에 관계자 여러분께 감사사를 드립니다.

참고문헌

- 1) 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.
- 2) Vineyard, E. A., 1988, "Laboratory Testing of a Heat Pump System Using an R13B1/R152a Refrigerant Mixture", ASHRAE Trans., Vol. 94, Part. 1, pp. 292~303.
- 3) 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檢討)", 日本機械學會熱工學講演會講演論文集, pp. 227~229.
- 4) 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檢討)", 日本機械學會熱工學講演會講演論文集, pp. 230~232.
- 5) 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.
- 6) Akers, W. W., Deans, H. A., and O. K. Crosser, 1959, "Condensation Heat Transfer within Horizontal Tubes", Chem. Eng. Progr. Sym. Ser., Vol. 55, pp. 171~176.
- 7) Cavallini, A. and Zecchin R., 1974, "A Dimensionless Correlation for Heat Transfer in Forced Convection Condensation", Proc. 6th Intl. Heat Transfer Conf. Tokyo, Vol. 3, pp. 309~313.
- 8) 原口英岡, 小山繁, 藤井哲, 1994, "冷媒HCFC 22, HFC 134a, HCFC123の水平平滑管内凝縮(第2報, 局所熱傳達係數に關する實驗式の提案)", 日本機械學會論文集(B編), 第60卷, 第574號, pp. 2117~2124.
- 9) Shah, M. M., 1979, "A General Correlation for Heat Transfer during Film Condensation inside Pipes", Intl. J. Heat Mass Transfer, Vol. 22, p. 547~556
- 10) 小山繁, 宮良明男, 藤井哲, 高松洋, 米本和生, 1988.

“非共沸混合冷媒R22+R114の水平管内凝縮”, 日本機械學會論文集(B編), 第54卷, 第502號, pp. 1447~1452.

11) Sami, S. M., Schnotale, J. and Smale, J. G., 1992,

“Prediction of the Heat Transfer Characteristics of R - 22/R - 152a/R - 114 and R - 22/R - 152a/R - 124”, ASHRAE Trans., Vol. 98, Part. 2, pp. 51~58.