

세관내 R-22 대체냉매의 응축열전달에 관한 연구

손창효* · 정진호** · 오종택*** · 오후규****
(2000년 5월 8일 접수)

The Condensation Heat Transfer of Alternative Refrigerants for R-22 in Small Diameter Tubes

Son Chang Hyo, Jong Jeong Ho, Oh Jong Taek and Oh Hoo Kyu

Key Words: Small Diameter Condenser(세관응축기), Condenser Design(응축기설계), Condensation Heat Transfer Coefficient(응축열전달계수), Heat Pump(열펌프)

Abstract

The condensation heat transfer coefficients of pure refrigerants R-22, R-134a, and a binary refrigerant mixture R-410A flowing in a small diameter tube were investigated. The experiment apparatus consists of a refrigerant loop and a water loop. The main components of the refrigerant loop consist of a variable-speed pump, a mass flowmeter, an evaporator, and a condenser(test section). The water loop consists of a variable-speed pump, an isothermal tank, and a flowmeter. The condenser is a counterflow heat exchanger with refrigerant flowing in the inner tube and water flowing in the annulus. The test section consists of smooth, horizontal copper tube of 3.38 mm outer diameter and 1.77 mm inner diameter. The length of test section is 1220 mm. The refrigerant mass fluxes varied from 450 to 1050 kg/(m² · s) and the average inlet and outlet qualities were 0.05 and 0.95, respectively. The main results were summarized as follows ; in the case of single-phase flow, the heat transfer coefficients increase with increasing mass flux. The heat transfer coefficient of R-410A was higher than that of R-22 and R-134a, and the heat transfer coefficients for small diameter tubes were about 20% to 27% higher than those predicted by Gnielinski. In the case of two-phase flow, the heat transfer coefficients also increase with increasing mass flux and quality. The condensation heat transfer coefficient of R-410A was slightly higher than that of R-22 and R-134a. Most of correlations proposed in the large diameter tube showed significant deviations with experimental data except for the ranges of low quality and low mass flux.

기호설명

A : 전열면적, m²
C_{pc} : 비열, kJ/(kg · K)

* 부경대학교 대학원
** LG전자 냉장고사업부
E-mail: linuxer@lge.com
*** 회원, 여수대학교 냉동공학과
E-mail: jtoh@yosu.ac.kr
**** 회원, 부경대학교 냉동공조공학과
E-mail: headam@pknu.ac.kr
FAX, TEL : (051)620-6441

d : 관경, m
G : 질량유속, kg/(m² · s)
h : 열전달 계수, kW/(m² · K)
h_{fg} : 증발잠열, kJ/kg
i : 엔탈피, kJ/kg
κ : 열전도도, kW/(m · K)
P : 압력, MPa
q : 열유속, kW/m²
Q : 전열량, kW
T : 온도, K
u : 유속, m/s
W : 질량유량, kg/s
x : 건도

z : 시험구간의 길이, m

하첨자

- B : 내관 외벽면 하부
- cal : 계산값
- CON : 응축
- cr : 임계값
- CW : 냉각수
- eq : 상당값
- exp : 실험값
- ID : 관내경
- in : 내부, 입구
- L : 액상
- m : 평균값
- OD : 관외경
- out : 출구
- ref : 냉매
- S : 내관 외벽면 측부
- sat : 포화상태
- T : 내관 외벽면 상부
- V : 기상
- w : 관벽면

무차원수

- Nu : Prandtl 수, $[\frac{h d}{k}]$
- Pr : Prandtl 수, $[\frac{c_{pc} \mu}{x}]$
- Re : Reynolds 수, $[\frac{G d}{\mu}]$

1. 서론

CFC계 및 HCFC계 냉매가 오존층 파괴 및 온실효과의 원인 물질로 밝혀짐에 따라 현재 대부분의 냉동공조장치에 사용되고 있는 HCFC계 냉매 R-22를 대체하기 위해서 HFC계 순수냉매와 혼합냉매에 대한 연구의 중요성이 증대되고 있다. 그런데, 이에 대한 연구는 대부분이 직경 7 mm이상의 대구경관에 대한 것으로서, 이것에 관한 HFC계 순수냉매와 혼합냉매의 전열특성 및 여러 가지 장단점에 대해서는 어느 정도 밝혀져 있는 실정이다. 그러나 세관에 관련된 대체냉매의 연구는 극히 드물며, 열교환기의 설계에 적용

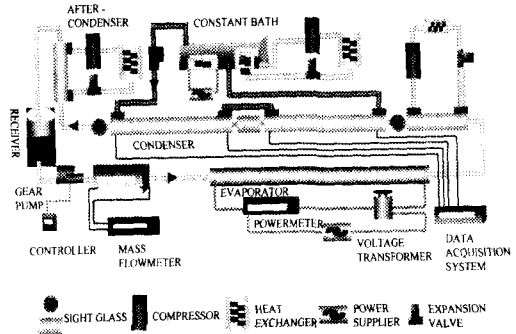


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

Table 1 Experimental conditions

Refrigerant	R-22	R-134a	R-410A
Test section	Horizontal copper tube		
d _{in} [mm]	1.77		
x [/]	0.05 ~ 0.95		
G _{ref} [kg/(m ² · s)]	450 ~ 1050		
P _{sat} [kPa]	1534	1318	2424
T _{cw} [°C]	20		

할 수 있는 자료는 더욱더 부족하다. 더욱이, 세관내 전열특성은 종래의 대구경관에서 이루어진 연구결과와 다르다^(1,2)는 보고가 있으므로, 이에 대한 전열특성을 명확히 밝히기 위해서는 더욱더 많은 연구가 요구된다.

따라서, 본고에서는 우선 R-22의 대체냉매인 단일성분 R-134a와 혼합냉매 R-410A를 작동유체로 사용하여 세관(7 mm미만)⁽³⁾내 응축전열특성에 대한 실험적 연구를 통해, 세관응축기의 설계를 위한 기초자료를 제공하고자 한다.

2. 실험장치 및 실험방법

Fig. 1은 실험장치의 개략도로서 냉매 순환루프와 냉각수 순환루프로 구성되어 있다. Fig. 1에서와 같이 냉매는 수액기에서 액상으로 충전된 후 구동원인 냉매펌프에 의하여 구동되어 전자식 질량유량계로 들어간다. 질량유량계에서 유량이 측정된 냉매액은 전기 히터에 의해 가열되는 증발기로 흡입되어 일정 건도로 조절된다. 증발기를 나온 냉매증기는 시험부인 응축기로 유입되

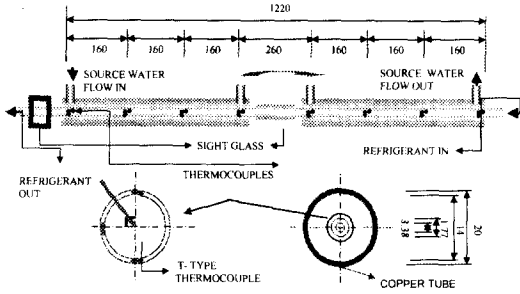


Fig. 2 Specified test section and details

록 구성되어 있다. 또한, 냉매증기를 응축시키기 위한 냉각수는 냉각수 조절밸브에 의해 일정유량으로 조절되어 내관과 외관사이의 환상공간(annular)으로 냉매의 흐름과 반대방향으로 흐르게 되어있다.

Fig. 2는 시험부의 상세도를 나타낸 것으로 내관으로 냉매가 흐르고 내관과 외관 사이로 냉각수가 흐르는 이중관형 열교환기이다. 내관은 내경 1.77 mm, 외경 3.38 mm, 길이 480 mm인 2개의 수평 평활관이며, 외관은 내경 14 mm, 외경 20 mm인 PVC관으로 제작하였다. 그리고 시험부는 입구에서 160 mm씩 동일간격으로 6개 구간으로 나누었으며, 각 구간에는 냉매, 관벽, 냉각수 온도 및 차압을 각각 측정할 수 있도록 하였다. 차압은 관내부에 압력탭을 설치하여 시스템 내의 압력변동이 최소화되는 정상상태에 이르렀을 때 DPI 420 차압계를 이용하여 측정하였다.

3. 데이터 해석

3.1 물성치 계산

본 연구에서 사용된 R-22, R-134a, R-410A에 대한 물성치는 냉매 물성치 계산 프로그램인 REFPROP(version 5.0)를 이용하였고, 열전달은 컴퓨터 데이터 처리 프로그램을 사용하여 분석하였다. 그리고 모든 물성치는 시험구간의 입·출구에서 측정된 각 냉매온도의 평균값으로 계산하였다.

3.2 열전달

데이터 해석에 사용된 수식들 중에, 응축 소구간에서의 건도 x 는 식 (1)로 계산하였다.

$$x = x_{in} - \frac{Q_{CON}}{G_{ref} \cdot h_{fg}} \quad (1)$$

여기서, x_{in} 은 응축기 입구건도, h_{fg} 는 응축잠열, G_{ref} 는 냉매유량, Q_{CON} 는 냉매가 응축할 때 응축 소구간 입·출구에서 계산한 전열량이며, 열유속 q_{CON} 은 식 (2)로 계산하였다.

$$q_{CON} = \frac{Q_{CON}}{\pi \cdot d_{in} \cdot \Delta z} \quad (2)$$

식 (2)에서 Q_{CON} 은 다음과 같이 정의된다.

$$Q_{CON} = \frac{G_{ref} \cdot (i_{in} - i_{out})}{G_{CW} \cdot c_{pc} \cdot (T_{CWout} - T_{CWin})} \quad (3)$$

여기서, i_{in} , i_{out} 은 각각 응축소구간 입·출구에서의 엔탈피, G_{CW} 는 냉각수량, c_{pc} 는 냉각수 비열, T_{CWin} , T_{CWout} 은 각각 냉각수의 입·출구온도를 나타내고, Δz 는 시험구간에서의 소구간 길이이다. 따라서, 이 식으로 수평관 응축 전열에 있어서 관주방향과 관길이 방향의 열전달을 계산할 수 있었다. 냉매가 시험구간 내에서 응축할 때의 관주방향 국소 열전달계수 $h_{l,local}$ 및 평균 열전달계수 h_m 은 식 (4)과 식 (5)으로 계산하였다. 그리고 관길이 방향 평균 열전달계수 h_{CON} 은 식 (6)으로 계산하였다. 식 (6)에서 n (시험부의 수)은 응축이 시작되어 종료되는 소구간 개수를 의미한다.

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

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

$$h_{CON} = \frac{1}{n} \left\{ \sum_{k=1}^n h_{m,k} \right\} \quad (6)$$

각 소구간 상부의 내벽면온도 T_{WT} 는 열전달이

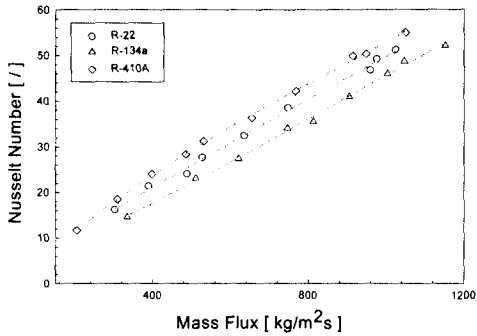


Fig. 3 Variation of the measured Nusselt number with mass fluxes for R-22, R-134a and R-410A

정상상태일 때의 일차원 열전도 방정식이 성립한다고 가정하여 실험에서 측정된 상부에서의 외벽면온도 T_{w1} 와 응축 전열량 Q_{CON} 로 구하였다. 즉, 아래의 식으로 계산하였다.

$$T_{WT} = T_{w1} + Q_{CON} \cdot \frac{\ln(d_{in,OD} / d_{in,ID})}{(2 \cdot \pi \cdot \Delta z \cdot \kappa_w)} \quad (7)$$

여기서, d_{inID} 는 내관의 내경, d_{inOD} 는 내관의 외경, κ_w 는 내관의 열전도율, T_{w1} 는 실험에서 측정된 상부, 측부, 하부의 외벽면온도이다. 그리고, 측부의 내벽면온도 T_{WS} 와 하부의 내벽면온도 T_{WB} 도 식 (7)과 동일한 방법으로 계산하였고, 이들 상부, 측부, 하부의 내관 내벽면온도의 평균온도 T_{wm} 는 일차원 전도방정식을 적용하여 다음 식으로 구하였다.

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

4. 실험결과 및 고찰

4.1 단상류 열전달

Fig. 3은 질량유속의 변화에 따른 R-22, R-134a, 그리고 R-410A의 액단상 열전달계수를 비교한 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 냉매의 질량유속이 증가할수록 단상 열전달계수는 선형적으로 증가하는 경향을 보였는데, R-410A의 단상 열전달계수가 R-22와 R-134a에 비해 각각

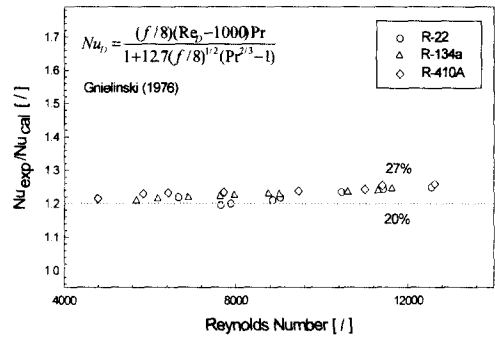


Fig. 4 Comparison of the present data for the single-phase Nusselt number with Gnielinski correlation

4%와 9% 정도 높게 나타났다. 이것은 각 냉매의 밀도, 열전도도, 점도 등의 물성치 차이에 의해 나타나는 현상이라고 생각할 수 있다.

Fig. 4는 일반 대구경관에서 자주 적용하고 있는 Gnielinski⁽⁴⁾가 제안한 액단상류 열전달률상관식과 본 실험결과를 비교한 것이다. 그림 4에 나타난 것처럼, 본 실험범위내에서 20~27% 정도의 차이를 보였고, 레이놀즈수 Re 가 증가할수록 그 차이는 커졌다. 이러한 경향은 세관내 액단상 열전달계수가 관경 10 mm 이상의 대구경관에 비해서 크게 나타났다고 하는 Adams 등⁽⁵⁾과 Peng and Peterson⁽⁶⁾이 보고한 연구결과와 유사하다. Fig. 4와 같은 경향에 대해서는 명확하게 밝혀진 바는 없지만, 대구경관에 비해서 작은 레이놀즈수에서 층류에서 난류로의 천이 레이놀즈수가 발생하는 것으로 알려져 있으며, 이것이 그 원인중의 하나라고 생각된다. 따라서 이러한 응축관의 구조(관경)가 응축열전달에 영향을 미칠 수 있으므로, 세관내 단상 열전달계수를 Gnielinski상관식으로 추정하는 것은 보다 신중히 고려할 필요가 있다.

4.2 이상류 열전달

Fig. 5~6은 동일 질량유속인 경우에 건도의 변화에 따른 각 냉매의 국소 응축열전달계수를 비교한 것이다. 실험범위내의 질량유속에 대해서 건도가 증가함에 따라 국소 응축 열전달계수는 증가하는 경향을 보였다. 이러한 경향은 대구경관에서 나타나는 일반적인 경향과 유사한 것으로

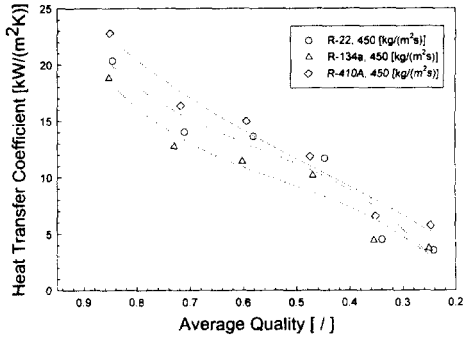


Fig. 5 Comparison of the measured local heat transfer coefficients between R-22, R-134a and R-410A respectively with quality for the mass flux of 450 kg/(m²s)

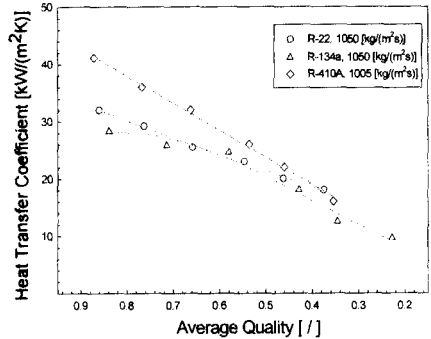


Fig. 6 Comparison of the measured local heat transfer coefficients between R-22, R-134a and R-410A respectively with quality for the mass flux of 1050 kg/(m²s)

관내응축열전달이 액막내의 대류열저항과 관계한다. 고건도영역에서는 빠른 기상의 속도에 의해서 액막이 얇아져 액막의 대류열저항이 감소하게 되고, 저건도영역에서는 응축액량의 증가로 인해서 액막의 열저항이 증가하기 때문이다. 즉, 기상의 속도가 빠르면 환상류 영역이 지배적이고, 응축액량이 증가하면 성층류 영역이 지배적으로 나타난다. 각 냉매의 국소 열전달계수의 차이는 고건도영역에서는 커지는 반면에 저건도영역에서는 그 차이가 작아졌다. 또한 전체건도영역에서 R-410A가 R-22와 R-134a보다 각각 11~17%와 30~45%정도 높게 나타났는데, 이러한 경향은 종래의 대류경관에서 나타나는 일반적인 경향과 유사함을 알 수 있었다.

Fig. 5는 질량유속이 450 kg/(m²s)인 경우로 건도에 따른 응축열전달계수의 변화를 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 R-22와 R-410A의 응축열전달계수는 $x \leq 0.4$ 인 저건도영역내에서 그 차이가 커졌으며, 이는 Wijaya and Spatz⁽⁷⁾이 보고한 연구결과와 동일한 것이다. 즉, Wijaya and Spatz은 건도가 감소할수록 R-22와 R-410A의 국소 응축열전달계수의 차이가 커진다고 하였는데, 그 이유는 응축이 진행됨에 따라 냉매액의 양이 냉매증기의 양보다 상대적으로 많아지고, 따라서 R-410A의 액상 열전도도가 R-22에 비해 조금 낮은 반면에 R-410A의 액상 점성계수는 R-22보다 훨씬 낮기 때문이라고 보고하였다.

Fig. 6은 질량유속 1050 kg/(m²s)인 경우로 R-22

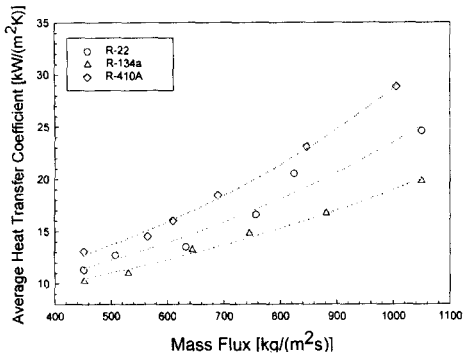


Fig. 7 Average condensation heat transfer coefficient with mass fluxes for R-22, R-134a and R-410A inside 1.77 [mm] diameter tube

의 응축열전달계수는 건도가 감소할수록 R-410A와 비슷한 값을 나타내었다. 이는 Wijaya and Spatz이 보고한 연구결과는 상이한 것이다. 이러한 차이는 응축이 진행됨에 따라 응축액량의 증가로 인해서 성층류나 과상류와 같은 유동형태가 나타나는 것이 일반적이지만 질량유속이 증가하게 되면 액막이 얇은 환상류 영역이 지배적으로 나타난다. 따라서 얇은 액막내에서 각 냉매의 액상물성치가 관내응축열전달에 영향을 거의 미치지 않는 것으로 생각된다. Fig. 5~6을 종합해볼 때, 세관의 응축 열전달계수의 차이는 고질량유속과 저건도영역내에서 뚜렷이 나타나는 것을 알 수 있다.

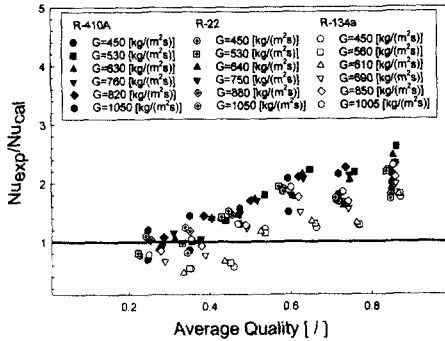


Fig. 8 Comparison of the proposed correlation by Cavallini-Zecchin with experimental data for R-22, R-134a and R-410A

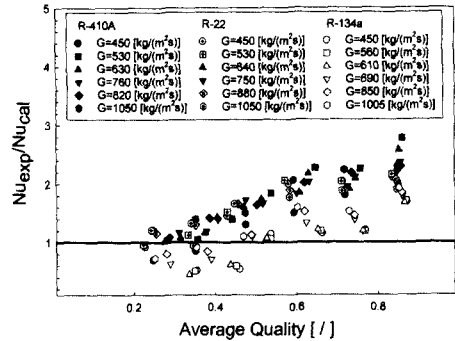


Fig. 9 Comparison of the proposed correlation by Shah with experimental data for R-22, R-134a and R-410A

Fig. 7은 질량유속의 증가에 따른 각 냉매의 평균열전달계수의 변화를 나타낸 것이다. R-22, R-134a, R-410A 모두 질량유속이 증가할수록 평균열전달계수가 증가하였다. 그리고 실험범위내의 질량유속에서 R-410A의 평균열전달계수가 R-22와 R-134a에 비해서 각각 11~19%와 21~46%정도 높게 나타났으며, 질량유속이 증가할수록 각 냉매의 평균열전달계수의 차이가 증가하는 경향으로 나타났다.

본 실험결과를 검토하기 위해서 관내 응축열전달계수를 비교적 잘 예측하는 것으로 여겨지는 Cavallini-Zecchi,⁽⁸⁾ Dobson,⁽⁹⁾ Haraguchi,⁽¹⁰⁾ Shah⁽¹¹⁾ 등의 상관식을 이용하여, 세관내를 유동하는 단일냉매인 R-134a와 혼합냉매인 R-410A의 실험결과를 비교하여 보았다. 그 결과 대부분의 상관식과는 큰 차이를 보였다. 그 중에서는 Cavallini-Zecchin과 Shah의 상관식이 비교적 잘 일치하였는데, 그 결과를 Fig. 8~9에 나타내었다. 그림에서 알 수 있듯이 실험값으로 예측된 Nu보다는 다소 높게 나타났다. 특히 R-410A와 R-22의 실험값이 상당히 높게 예측되었으며, 두 냉매 모두 질량유속과 건도가 증가할수록 그 차이는 커졌다.

이와 같이 대구경관에 있어 제한된 종래의 상관식으로 세관내의 응축 열전달계수를 예측하는 데는 상당한 차이가 있음을 알 수 있다. 그 이유로는 대구경관에 비해서 환상류영역이 저건도영역에서 천이(환상류 영역이 확장)되거나 환상류내의 액막두께가 대구경관에 비해서 얇아짐으로 인해서 액막내의 열저항이 감소하고, 이로 인해 전열성

능이 향상되는 것으로 판단할 수 있다. 또한 세관내에서 표면장력이 대구경관에 비해서 지배적으로 작용해서 유효전열면적이 증가하게 되고, 이로 인해서 전열성능이 향상된다고 볼 수 있다. 그러나 지금까지 세관의 전열성능이 대구경관보다 우수한 이유에 대한 명확한 분석이 이루어져 있지 않은 상태이지만, 이러한 원인중의 하나라고 생각된다.

1. The Cavallini-Zecchin Correlation

$$Nu = 0.05 Re_{eq}^{4/5} Pr_L^{1/3}$$

$$Re_{eq} = G \left((1-x) + x \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{0.5} \right) \frac{d_{ID}}{\mu_L}$$

적용범위 :

$$10 < \rho_L / \rho_V < 2000,$$

$$5 \times 10^3 < Re_L / (1-x) < 5 \times 10^5$$

$$0.8 < Pr_L < 20, 0.1 < x < 0.9$$

$$0.01 < H_L < 0.2, Re_L > 1200$$

2. The Shah's Correlation

$$h = h_L \left[(1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{\left(\frac{P}{Pr} \right)^{0.38}} \right]$$

$$h_L = 0.023 Re_L^{0.8} Pr_L^{0.4} \frac{k_L}{D}$$

5. 결 론

내경 1.77 mm인 이중관식 열교환기를 제작하여 R-22의 대체냉매인 단일성분 R-134a와 혼합

냉매 R-410A의 응축열전달 실험결과, 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 세관내 액단상의 열전달계수는 기존의 대구경관에서 자주 적용하고 있는 Gnielinski의 상관식에 비해 20~27%정도 크게 나타났다.

(2) 본 실험범위에서 세관내 R-410A의 평균응축열전달계수는 R-22보다 11~19%정도 높고, R-134a보다 21~46%정도 높게 나타났다. 따라서 세관내에서 R-22의 대체냉매로서 R-410A가 열교환기의 고효율화 및 고성능화 측면에서도 유력하리라 판단된다.

(3) 질량유속이 $G=450 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 인 경우, $x \leq 0.4$ 인 저건도영역에서 R-22와 R-410A의 응축열전달계수의 차이가 커지는 반면, 질량유속이 $G=1050 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 인 경우에 R-22의 응축열전달계수는 R-410A와 비슷한 값으로 나타났다.

(4) 대구경관에서 제안된 종래의 상관식은 세관내의 응축 열전달계수를 예측하는데 상당한 차이가 있음을 알 수 있었으며, 세관내 응축 열전달계수에 대한 예측식도 불충분한 것으로 판단된다. 따라서 세관내 응축 열전달율을 예측하기 위해서는 무엇보다도 신뢰성 있는 상관식의 개발과 보다 많은 실험데이터 축적이 요망된다.

후 기

본 연구는 에너지자원 기술개발센터와 한서엔지니어링의 지원을 받아 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다

참고문헌

- (1) Moser, K. et al, 1998, "A New Equivalent Reynolds Number Model for Condensation in Smooth tubes," *Journal of Heat Transfer*, Vol. 120.
- (2) 홍진우, 정진호, 김기수, 노건상, 오후규, 1999, "소구경 관내 응축 전열 특성에 관한 연구," 대한기계학회 춘계학술대회논문집 B, KSME 99S262, pp. 581~586.
- (3) Ralph. L. Webb, Ming Zhang and R. Narayanamurthy, 1998, "Condensation Heat Transfer in Small Diameter Tubes," *Proceedings of 11th IHTC*, Vol. 6, pp. 403~408.
- (4) Gnielinski, V., 1976, "New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow," *Int. Chem. Eng.* Vol. 16, pp. 359~368.
- (5) Adams, T. M. Abdel-khlik, S. I. Jeter, S. M. and Qureshi, Z. H., 1998, "An Experimental Investigation of Single-Phase Forced Convection in Microchannels," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 41, No. 67, pp. 851~587.
- (6) Peng, X. F. and Peterson, G. P., 1995, "The Effect of Thermofluid and Geometrical Parameters on Convection of Liquid Through Rectangular Microchannels," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 38, pp. 755~758.
- (7) Wijaya, H., and Spatz, M. W., 1995, "Two-Phase Flow Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of R-22 and R-32/125," *ASHRAE Transaction*, Vol. 101, Part. 1, pp. 1020~1026.
- (8) Cavallini, A. and Zecchin, R., 1974, "A Dimensionless Correlation for Heat Transfer in Forced Convection Condensation", *Proc. Fifth Int. Heat Transfer Conf.*, September 3, pp. 309~313.
- (9) Dobson, M. K., Chato, J. C., Hinde, D. K., and Wang, S. P., 1994, "Experimental Evaluation of Internal Condensation of Refrigerants R-12 and R-134a," *ASHRAE Transaction*, Vol. 100, Part 1, pp. 744~755.
- (10) Haraguchi, E., Koyama, H. and Fujii, S., 1994, "Condensation of Refrigerant HCFC-22, HFC-134a and HCFC-123 in a Horizontal Smooth Tubes", *Transaction JSME*, Vol. 60, No. 574, pp. 2107~2116
- (11) Shah, M. M., 1979, "A General Correlation for Heat Transfer During Film Condensation Inside Pipes," *International J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 22, pp. 547~556.