

세관내 R-22와 R-134a의 응축 전열 특성에 관한 연구

홍진우* · 노건상** · 정재천*** · 오후규****
(2000년 4월 24일 접수)

Condensing Heat Transfer Characteristics of R-22 and R-134a in Small Diameter Tubes

Hong Jin Woo, Roh Geon Sang, Jeong Jae Cheon and Oh Hoo Kyu

Key Words: Condensing Heat Transfer Coefficient(응축 열전달 계수), Small Diameter Tube(세관) Heat Pump(열펌프), R-22, R-134a.

Abstract

Condensing heat transfer coefficients of R-22 and R-134a were measured in smooth, horizontal copper tubes with inner diameters of 1.77 mm, 3.36 mm, and 5.35 mm, respectively. The experiments were conducted in the closed loop, which was driven by a magnetic gear pump. Data are presented for the following range of variables : mass velocity from 200 to 500 kg/m² · s and quality from 0 to 1.0. The heat transfer coefficients in the small diameter tubes (ID < 7 mm) were observed to be strongly affected by various diameters and the heat transfer characteristics in the small diameter tubes differed from those in the large diameter tubes. Heat transfer coefficients in the small diameter tubes are higher than those in the large diameter tubes at the same experimental condition. It was found that some well-known previous correlations(Shah's correlation and Cavallini-Zecchin's correlation) were not suitable for small diameter tubes.

기호설명

A : 전열 면적[m²]
 c_p : 비열[kJ/kg · K]
 d : 관내경[m]
 dz : 소구간 길이 [m]
 G : 질량 유속[kg/m² · s]
 h : 열전달 계수[kW/m² · K]
 i_{fg} : 응축 잠열[kJ/kg]
 κ : 열전도도 [kW/(m · K)]
 L : 시험부 길이[m]
 n : 소구관 번호[/]

p : 압력[kg/cm²]
 q_{CON} : 열유속[kW/m²]
 Q_{CON} : 전열량[kW]
 x : 건도[/]
 μ : 점도[Pa · s]
 ρ : 밀도[kg/m³]

하첨자

CAL : 계산값
 CW : 냉각수
 cr : 임계
 exp : 실험값
 ID : 내경
 in : 입구
 L : 국소
 l : 액체
 m : 평균
 OD : 외경

* 부경대학교 대학원 냉동공조공학과
 E-mail : jw4hong@orgio.net
 TEL : (051)620-6941 FAX : (051)620-6441
 ** 회원, 동명대학 가스냉동과
 *** (주)한서 엔지니어링
 **** 회원, 부경대학교 냉동공조공학과

- out : 출구
- sat : 포화 상태
- v : 기체
- W : 시험부 내관벽
- t : 내관 외벽면 상부
- s : 내관 외벽면 측부
- b : 내관 외벽면 하부
- T : 내관 내벽면 상부
- S : 내관 내벽면 측부
- B : 내관 내벽면 하부

무차원수

- H_f : 상변화 수, $\left[\frac{c_{pl} (T_{sat} - T_{film})}{i_{fg}} \right]$
- Pr_l : 액체 Prandtl 수, $\left[\frac{c_{pl} \mu_l}{k_l} \right]$
- Re_l : 액체 Reynolds 수, $\left[\frac{G d (1-x)}{\mu_l} \right]$
- Re_v : 기체 Reynolds 수, $\left[\frac{G d x}{\mu_v} \right]$

1. 서론

최근 고성능 냉동·공조용 열교환기 개발과 관련된 기술로 수력 직경이 작은 세관 원형관이나 다수의 미소 유로를 가지는 다채널 평판관을 이용하는 방법이 제안되고 있다. 이 방법에 관한 연구는 현재까지 꾸준히 개발되어오고 있고 실용화도 일부 이루어지고 있으며, 최근의 연구로 그 적용 범위는 점점 더 넓어질 전망이다. 그러나 이와 같은 세관(7mm 미만)에서의 전열 특성은 종래의 대구경관에서 나타나는 것과는 상이한 것으로 보고되고 있다.⁽¹⁾

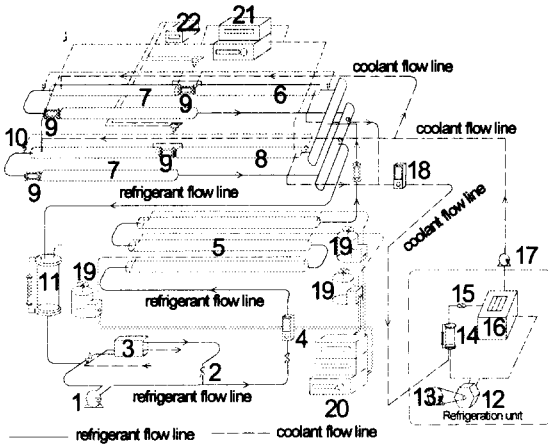
세관에 관련된 연구를 소개하면, Soliman⁽²⁾은 R-12와 R-113을 작동 유체로 여러 가지 직경(4.8, 12.7, 15.9 mm)을 이용하여 응축과정 동안의 유동에 대해서 관찰하였다. 그리고 그 결과를 Traviss & Rohsenow⁽³⁾의 실험 결과와 비교·분석했는데, 유동 양식은 관 직경과 작동 유체의 물성에 의존하며 실험 조건에 완전히 만족하는 종래 식은 없으며, 새로운 상관식의 필요성을 주장했다. Dobson 등⁽⁴⁾은 내경 4.57 mm 평활 동관을 이용해서 R-12와 R-134a의 성능 비교를 했다. 실험에서

과상류와 환상류를 관찰하였으며, 과상류 영역에서는 질량 유속보다는 건도의 영향을 많이 받으며 Soliman의 Pr 수에 의해서 잘 예측되었으나, 환상류에서는 기존의 Shah,⁽⁵⁾ Traviss,⁽⁶⁾ Cavallini-Zecchin⁽⁷⁾이 제안한 상관식으로는 예측하기 힘들다고 보고하고 있다. Baird 등⁽⁸⁾은 R-123을 작동 유체로, 내경 2.0 mm 수평 동관에서 응축 전열 실험을 통해서 성능 변화는 질량 유속과 열유속에 민감하나 포화 온도의 변화에 따른 성능 변화는 상대적으로 적은 것으로 보고하고 있다. 또한 저 질량 유속에서는 건도 변화에 따른 성능 변화가 약한 것으로 밝히고 있다. Webb 등⁽⁹⁾은 1.0 ~ 7.0 mm 수평 동관과 다채널을 가지는 알루미늄관에서 R-134a를 작동 유체로 한 응축 실험 결과, 응축 온도에 따라서 Shah의 상관식과 일치하기도 하고 불일치 하는 것도 있어서 세관에 대한 대구경관 상관식 적용에 신중을 가져야한다고 주장했다. 이러한 일련의 연구 결과로부터 세관에서의 응축 전열 특성은 종래의 대구경관과는 상당히 다른 특성을 가지고 있는 것으로 보고하고 있다.

따라서, 본고에서는 R-22와 그 대체 냉매인 R-134a를 작동 유체로 하여, 세관(내경 1.77 mm, 3.36 mm, 5.35 mm)에서 응축 전열 특성을 분석하여 세관 열교환기 기초 설계 자료를 제공하고자 한다.

2. 실험장치

본 연구에서 사용된 실험 장치의 개략도를 Fig. 1에 나타내었다. 실험 장치는 강제 순환식 사이클로 구성되어 있으며, 냉매가 순환되는 경로와 냉각수가 순환되는 경로로 구성하였다. 냉매는 전자질량 유량계(4) 및 자기펌프 변속기에서 일정한 유량으로 조절되어 증발기(5)로 유입·증발되고, 증발기를 나온 냉매 증기는 시험부에서 응축되어 수액기(11)로 유입된다. 냉매 증기를 완전 응축시키기 위해서 보조 응축기(7)를 설치했다. 그리고 냉매 증기를 응축시키기 위해 냉동기 유니트에서 일정 온도로 조절된 냉각수를 일정 유량으로 조절하여 시험부에 유입시킨다. Fig. 2는 시험부의 상세도이다. 시험부는 냉매가 흐르는 내관과 냉각수가 흐르는 외관으로 이루어진 대향류 이중관형 열교환기이다. 그리고 내관은 내경 1.77 mm, 3.36 mm, 5.35 mm 로 각각 구



- 1. Magnetic gear pump
- 2. By-pass valve
- 3. Heat exchanger
- 4. Mass flow meter
- 5. Evaporator
- 6. Test section (5.35 mm)
- 7. Auxiliary condenser
- 8. Test section (1.77 mm, 3.36 mm)
- 9. Sight glass
- 10. U-bend
- 11. Liquid receiver
- 12. Compressor
- 13. Driven motor
- 14. Condenser
- 15. Expansion valve
- 16. Evaporator
- 17. Liquid pump
- 18. Mass flow meter
- 19. Voltage transformer
- 20. Power meter
- 21. Hybrid recorder
- 22. Differential pressure transducer

Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

성되어져 있고 관길이는 1220 mm, 2660 mm, 3620 mm 로 각각 수평 평활 동관으로 제작되었고, 그 사이에 유동 양상을 관찰할 수 있는 가시화부(9)를 연결하였다. 그리고 내관을 돌려 싸고 있는 외관은 PVC 관을 사용하였다. 또한, 시험부(응축부)는 입구에서 관길이 방향으로 160 mm, 200 mm, 260 mm 로 각각 등 간격으로 소구간으로 나누고, 각 구간에는 표준 온도계로 보정된 T형 열전대를 사용하여 냉매, 내관 외벽(상·측·하부), 냉각수 온도를 각각 측정할 수 있도록 했다. 본 실험 장치는 열침입 및 열손실을 최소화할 수 있도록 단열 되어져 있으며 Table 1은 실험 조건을 나타내었다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 데이터 처리

본 연구에서 사용한 냉매의 물성치 계산은 NIST (National Institute of Standards and Technology)에서 개발한 냉매 물성치 계산 프로그램인 REFPROP(version 5.0)⁽¹⁰⁾를 이용하였고, 이를 통해서

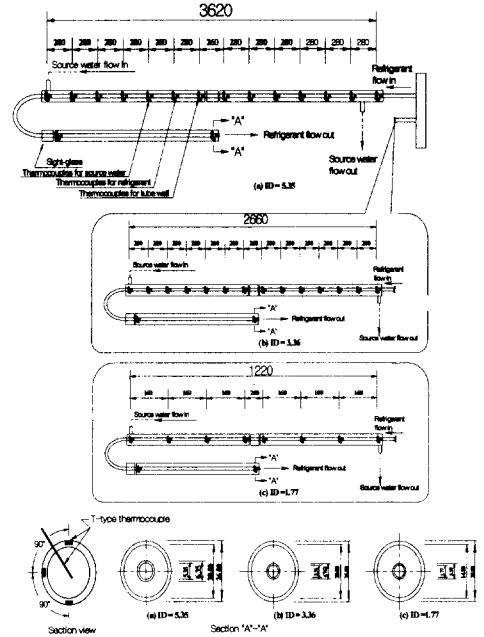


Fig. 2 Details of test section

얻은 물성치값을 사용하여 아래의 계산식으로 실험 데이터를 분석하였다. 먼저, 각 응축 소구간에서의 건도 x 는 식 (1)로 계산하였다.

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

여기서, x_{in} 은 응축기 입구 건도, i_{fg} 는 응축잠열, G_R 는 냉매 유량, z_1, z_2 는 각각 응축 소구간의 입구와 출구이다. q_{CON} 는 냉매가 응축할 때의 열유속이며, 이 응축 열유속은 냉각수측 전열량을 이용하여 식 (2)와 (3)으로 계산하였다.

$$Q_{CON} = G_{CW} \cdot c_{pc} \cdot (T_{CWout} - T_{CWin}) \quad (2)$$

$$q_{CON} = \frac{Q_{CON}}{\pi \cdot d_{ID} \cdot dz} \quad (3)$$

여기서 Q_{CON} 은 냉각수측 전열량, G_{CW} 는 냉각수량, c_{pc} 는 냉각수 비열, T_{CWin}, T_{CWout} 은 각각 냉각수의 소구간 입·출구 온도를 나타내고, dz 는 시험 구간에서의 소구간 길이이다.

냉매가 각 시험 구간내에서 응축할 때, 관주 방향 상·측·하부 국소 열전달 계수 h_L 은 식 (4)

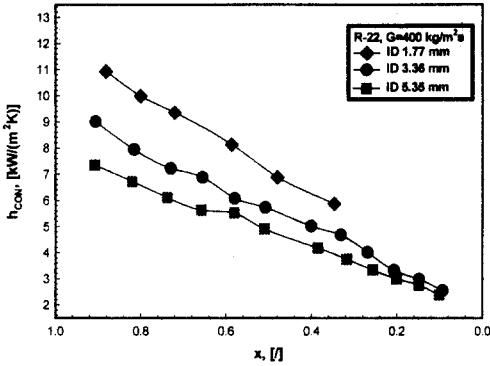


Fig. 3 Comparison of mean local condensation heat transfer coefficients with quality of R-22

Table 1 Experimental conditions

Working fluid	R-22	R-134a
Test section	Horizontal copper tube	
I.D of test section (mm)	1.77, 3.36, 5.35	
Mass velocity (kg/m ² s)	200 ~ 500	
Quality (/)	0 ~ 1.0	

에서 계산할 수 있다. 그리고 실제 시험부 내관 내부를 흘러가는 냉매를 측정된 온도를 내관 내벽면과 접해있는 냉매의 포화 응축 액막 온도로 가정하면 평균 국소 열전달 계수 h_{CON} 은 식 (5)로 계산된다. 따라서, 식 (4)와 식 (5)를 통해서 시험부 길이 전체에 대한 평균 열전달계수 h_m 을 식 (6)으로 계산할 수 있다.

$$h_L = \frac{q_{CON}}{(T_{sat} - T_{W(T,S,B)})} \quad (4)$$

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

$$h_m = \frac{\int_{Z_{in}}^{Z_{out}} h_{CON} dz}{n} \quad (6)$$

여기서, 각 소구간의 내관 국소 내벽면 상·측·

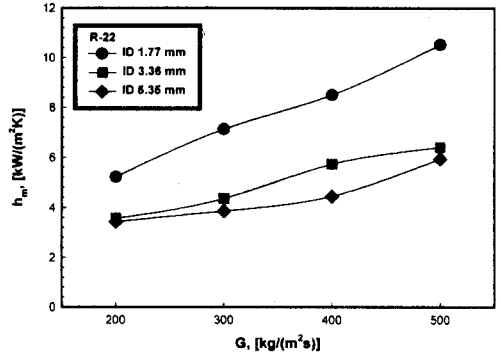


Fig. 4 Comparison of mean condensation heat transfer coefficients with mass velocity of R-22

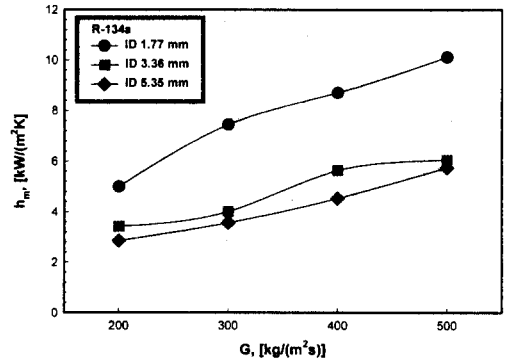


Fig. 5 Comparison of mean condensation heat transfer coefficients with mass velocity of R-134a

하부 온도($T_{W(T,S,B)}$)는 열전달이 정상 상태일 때, 일차원 열전도 방정식이 성립한다고 가정하여 실제 실험에서 측정된 내관의 국소 외벽면 상·측·하부 온도($T_{W(u,s,b)}$)와 Q_{CON} 을 이용하여 식 (7)에서 각각 구하였다. 그리고 각 소구간에서의 시험부 내관 평균 국소 내벽면 온도 T_{Wm} 은 국소 내벽면 온도 T_{WT} , T_{WS} , T_{WB} 값을 산술 평균한 식 (8)로 계산하였다.

$$T_{W(T,S,B)} = T_{W(L,S,B)} + Q_{CON} \cdot \frac{\ln(d_{OD} / d_{ID})}{(2 \cdot \pi \cdot \Delta z \cdot \kappa_w)} \quad (7)$$

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

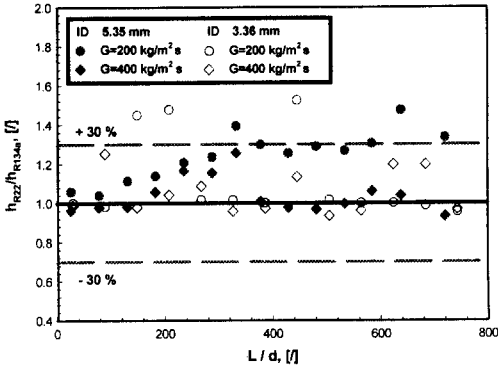


Fig. 6 Comparison between average local heat transfer coefficients of R-22 R-134a at 3.36 mm and 5.35 mm

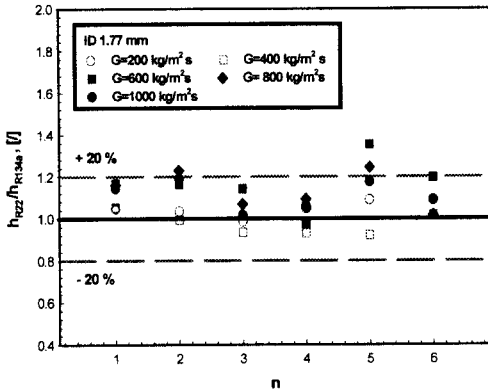


Fig. 7 Comparison between average local heat transfer coefficients of R-22 and R-134a at 1.77 mm

식 (7)과 (8)에서, d_{ID} 는 내관의 내경, d_{OD} 는 내관의 외경, κ_w 는 내관의 열전도율이다. 그리고 Kline & McClintock의 방법⁽¹¹⁾에 따라 본 실험에 대한 실험 오차 해석을 수행하였는데, 응축 국소 열전달 계수의 최대 오차가 $\pm 15.6\%$ 이었다.

3.2 관내 응축 열전달

관내 응축 열전달 계수는 응축기 설계시 꼭 필요한 사항으로 응축 전열 특성 분석에서 이에 대한 고찰이 필수적이다.

Fig. 3은 R-22, 질량 유속 400 kg/m²s 에서 관경 변화에 따른 국소 전열 성능 변화 특성을 나타내었다. 그림에서 보시다시피, 그래프의 횡축은 건

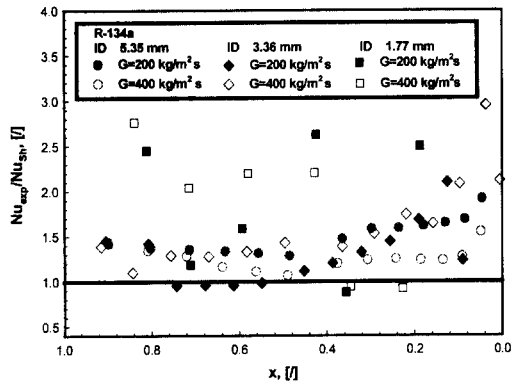


Fig. 8 Comparison between experimental Nu_{exp} and calculated Nu_{Sh} using Shah's correlation

도 변화를 나타내었고 종축은 평균 국소 열전달 계수 h_{CON} 를 나타내었다. 관경 1.77 mm에서 얻은 h_{CON} 의 성능이 상대적으로 가장 높았다. 그리고 저건도 영역보다 고건도 영역에서 관경 변화에 따른 성능 향상 폭이 높았다. 이는 세관 내 고건도 영역에서 증기 응력과 표면 장력의 효과가 두드러져, 대구경관의 응축 액막 보다 세관의 응축 액막이 더 얇아져 전열 성능이 향상되는 것으로 여겨진다.⁽¹²⁾

Fig. 4와 5는 질량유속 200~500 kg/m²s 에서 R-22와 R-134a의 평균 열전달 계수 h_m 을 각각 나타낸 것이다. 그림에서와 같이, 동일 조건일 경우, 질량 유속이 증가할수록 모든 관경에서 h_m 이 향상됨을 알 수 있는데, 이는 질량 유속이 전열 특성에 영향을 미치는 종래 응축 전열 특성이 세관에서도 일어나고 있음을 나타내고 있다. 하지만, 질량 유속에 따른 성능 변화 폭보다는 관경 변화에 따른 성능 변화 폭이 더 컸다. 이는 세관 내 응축 전열 성능은 질량 유속의 변화보다는 관경 변화에 지배적인 영향을 받는 것으로 판단된다. 그리고 본 실험 범위에서 관경 세관화로 인해서 h_m 이 10~30% 정도 향상되었다. 이와 같은 관경 세관화로 인한 전열 성능 향상의 원인에 대한 명확한 연구는 아직 전 세계적으로 보고되고 있지 않다. 다만, 동일한 실험 조건에서, 종래 전열 관에 비해 세관에서는 낮은 건도에서 전열 성능이 좋은 환상류로의 천이가 빨리 이루어져 성능 향상이 이루어지거나, 증기 응력이나 표면장력의 영향

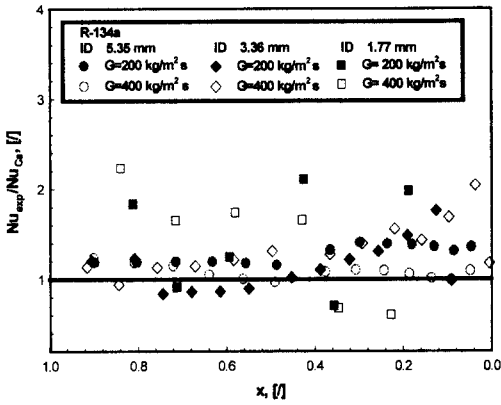


Fig. 9 Comparison between experimental Nu_{exp} and calculated Nu_{Sh} using Cavallini-Zecchin's correlation

으로 인해 세관 내 환상류의 액막이 얇아지거나 유효 전열 면적이 증가 등에서 세관 내 전열 성능 향상 현상을 설명할 수 있을 것이다.⁽¹²⁻¹⁵⁾

Fig. 6는 내경 3.36 mm와 5.35 mm 관에서 무차원 관길이(L/d) 변화에 따른 R-22와 R-134a의 h_{COV} 을 비교하였고, Fig. 7은 내경 1.77 mm 관에서 R-22와 R-134a의 h_{COV} 을 비교한 것이다. 여기서 소구간 n 은 1.77 mm 시험부가 가지는 6개의 소구간의 번호를 나타낸 것이고 다양한 질량 유속의 변화(200~1000 kg/m²s)에 따른 두 냉매간의 전열 성능 비교를 나타내었다. 두 그림으로부터 내경 1.77 mm, 3.36 mm, 5.35 mm 관 모두에서 R-22의 h_{COV} 이 R-134a 보다 10~20 % 정도 높게 유지되고 있음을 알 수 있었다. 이 결과는 종래 대구경관에서 보고된 연구 결과와 유사한 경향을 나타내고 있다.⁽¹⁶⁻¹⁷⁾

Fig. 8과 9은 본 실험에서 얻은 결과와 본 고의 부록에 나타난 것과 같이, 일반 원형관내 응축 열전달 상관식인 Shah의 상관식과 Cavallini-Zecchin의 상관식과 각각 비교한 것이다. Fig. 8에서 같이, Shah의 상관식은 본 실험 결과와 큰 차이를 나타내었다. 이는 Shah의 상관식이 종래 대구경관에서 실시한 결과로부터 제안된 식이어서 h_c , Z 및 다른 관련 인자들의 상관 관계가 세관 전열 특성과는 상당히 다르기 때문이라도 여겨진다. 그리고 Fig. 9에서, Cavallini-Zecchin의 상관식 예측치와 3.36 mm와 5.35 mm 관에서 얻은 실험치와 최대 30 % 이내로 잘 일치하고 있지만

관경 1.77 mm에서 얻은 실험 결과와 상관식과의 차이는 현저히 증가하는 것을 알 수 있었다. 따라서, Cavallini-Zecchin의 상관식도 1.77 mm 관경에서 열전달 계수를 예측하기는 어려운 것으로 여겨진다. 이러한 실험 결과로부터 종래에 개발된 응축 열전달 상관식을 세관내 응축 현상에 바로 적용하기는 어려운 것으로 판단되며, 이에 대한 신중한 검토가 필요하다고 생각된다.

4. 결론

세관(1.77 mm, 3.36 mm, 5.35 mm)에서 R-22와 R-134a를 작동 유체로 한 응축 전열 특성 실험을 실시하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 본 실험 범위에서 1.77 mm, 3.36 mm, 5.35 mm 관경 순으로 관경이 작아짐에 따라 10 ~ 30 % 정도 전열 성능은 향상되었으며, 관경 변화에 따른 전열 성능 향상 폭은 관경에 따라 다르게 나타났다.
- (2) 본 실험 조건에서 1.77 mm, 3.36 mm, 5.35 mm 관 모두에서 R-134a보다 R-22의 전열 성능이 10~20 % 우수하였다.
- (3) 관내 응축 열전달 예측식으로 잘 알려진 Shah의 상관식과 Cavallini-Zecchin의 상관식을 세관에 적용하는 것은 오차가 클 것으로 생각되며, 세관에 보편적으로 적용할 수 있는 새로운 상관식 개발이 요망된다.

후 기

본 연구는 에너지 관리공단 부설 에너지 자원 기술 개발 센터와 (주)한서 엔지니어링의 지원(1998~1999년도)을 받아 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) 홍진우, 오후규, 1999, "세관내 대체냉매의 응축 열전달 특성," 공기조화·냉동공학회 학회지, Vol. 28, No. 5, pp. 396~402.
- (2) Soliman, H.M, 1982, "On the Annular-to -wavy Flow Pattern Transition During Condensation Inside Horizontal Tubes," *Canadian J. Chemical*

- Engineering* 60, pp. 475~481.
- (3) Traviss, D.P., Rohsenow, W.M., 1973, "Flow Regimes in Horizontal Two-Phase Flow with Condensation," *ASHRAE Tran.* 79, pp. 31~39.
- (4) Dobson, M.K., Chato, J.C., Hinde, D.K. and Wang, S.P., 1994, "Experimental Evaluation of Internal Condensation of Refrigerations R-12 and R-134a," *ASHRAE Tran.* No-94-5-3, pp. 744~754.
- (5) Shah, M.M., 1979, "A General Correlation for Heat Transfer During Film Condensation Inside Pipes," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 22, pp. 547~556.
- (6) Traviss, D.P., Rohsenow, W.M., Baron, A.B., 1973, "Forced Convective Condensation in Tubes : A Heat Transfer Correlation for Condenser Design," *ASHRAE Tran.* 79(1), pp. 157~165.
- (7) Cavallini, A. and Zechin, R., 1974, "A Dimensionless Correlation for Heat Transfer in Forced Convective Condensation," *Proceedings of the Fith International Heat Transfer Conference 3*, pp. 309~313.
- (8) Baird, J. R., Haynes, B. S., 1998, "Development of a New Method to Study Condensation Heat Transfer in Fine Passages," *Proceedings of 11th IHTC*. Vol. 6, pp. 341~346.
- (9) Webb, R. L., Zhang, M. and Narayanamurthy, R. 1998, "Condensation Heat Transfer in Small Diameter Tubes," *Proceedings of 11th IHTC*. Vol. 6, pp. 403~408.
- (10) Gallagher, J., McLinden, M., Morrison, G., and Huber, M., 1996, NIST Thermodynamic Properties and Refrigerant Mixtures Database (REFPROP), Version 5.0, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD, U.S.A.
- (11) Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, "The Description of Uncertainties in single Sample Experiments," *Mech. Eng.*, Vol. 75, pp. 8~9.
- (12) Yang, C-Y and Webb, R.L., 1996, "Friction Pressure Drop of R-12 in Small Hydraulic Diameter Extruded Aluminum Tubes with and without Micro-Fins," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 39, No. 4, pp. 801~809.
- (13) Mishima, K. and Hibiki, T., 1996, "Some Characteristics of Air-Water Two-Phase Flow in Small Diameter Vertical Tubes," *Int. J. Multiphase flow*, Vol. 22, No. 4, pp. 703~712.
- (14) Wilmarth, T. and Ishii, M., 1994, "Two-Phase Flow Regimes in Narrow Rectangular Vertical and Horizontal Channels," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 37, No. 12, pp. 1749~1758.
- (15) Fujita, H., Ohara, T., Hirota, M. and Furuta, H., 1995, "Gas-Liquid Flows in Flat Channels with Small Channel Clearance," *Proceedings of The 2nd International Conference on Multiphase Flow '95-Kyoto*, IA3-37~44.
- (16) 오후규, 노건상, 김성규, 1993, "대체냉매 R-134a의 수평관내 증발 열전달에 관한 연구," 냉동·공조공학회지, Vol. 12, No. 4, pp. 235~246.
- (17) 이동익, 1992, "대체냉매 R-134a를 이용한 수평이중관형 열교환기의 응축열특성에 관한 연구," 부산수산대 석사학위논문, pp. 18~52.
- (18) Dittus, F.W. and Boelter, L.M., 1930, "Heat Transfer in Automobile Radiators of Tubular Type," University of California at Berkeley, *Pubric Engineering*, Vol. 2, p. 443.
- (19) 오종택, 飛原 英治, 2000, "HFC 순수냉매 및 3성분 혼합냉매의 수평관내 응축열전달," 대한기계학회논문집 B권, 제24권 제2호, pp. 233~240.
- (20) Oh, H-K, Katsuta, M. and Shibata, K. 1998, "Heat Transfer Characteristics of R-134a in a Capillary Tube Heat Exchanger," *Proceedings of 11th IHTC*. Vol. 6, pp. 131~136.
- (21) 김정오, 조진표, 김내현. 2000, "알루미늄 다채널 평판관내 R-22 응축에 관한 연구," 대한기계학회논문집 B권, 제24권, 제2호, pp. 241~250.
- (22) 홍진우, 이호립, 김기수, 노건상, 오후규, 1999, "소구경관내 R-22와 R-134a의 응축 열특성에 관한 연구," 대한기계학회 열공학부문, '99 추계학술대회 논문집, pp. 685~690.
- (23) 김종수, 勝田 正文. 1995, "멀티 패스 R-134a의 응축 열전달을 및 압력 손실," 냉동·공조공학 제14권 제5호, pp. 273~283.
- (24) 전창덕, 정재원, 이진호. 1999, "자동차용 다채널관의 응축 열전달에 관한 연구," 대한기계학회논문집 B권, 제23권, 제4호, pp. 479~491.

부 록

A.1 The Shah's Correlation

Shah의 상관식은 수증기, R-22, 메탄올 등을 비롯한 여러 가지 작동 유체를 대상으로 수평관, 수직관 그리고 경사관 실험에서 얻은 식이다. 상관식의 내용은 아래와 같다.

$$\frac{h}{h_i} = (1-x)^{0.8} [1 + fcn(Z)] \quad (9)$$

여기서 $fcn(Z) = 3.8/z^{0.5}$, Z 는,

$Z = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.8} \left(\frac{p}{p_{cr}}\right)^{0.4}$ 이고, 열전달계수는,

$$h = h_i \left[(1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{\left(\frac{p}{p_{cr}}\right)^{0.38}} \right]$$

이다, 여기서, h_i 은 액단상류가 흐를때 아래의

Dittus-Boelter⁽¹⁸⁾ 식으로 계산한 것이다.

$$\frac{h_i d}{k_i} = 0.023 Re_i^{0.8} Pr_i^{0.4} \quad (10)$$

A.2 The Cavallini-Zecchin Correlation

Cavallini-Zecchin 상관식은 수평 및 수직 하향류 응축에 대한 실험식으로, 상당 Reynolds 수를 이용하여 응축 국소 열전달 계수를 예측하는 식이다. Cavallini-Zecchin 상관식은 식 (11)으로 계산되며, 그 적용 범위는 아래와 같다.

$$Nu = 0.05 Re_{eq}^{0.8} Pr_i^{0.33} \quad (11)$$

$$Re_{eq} = Re_v \left(\frac{\mu_v}{\mu_l}\right) \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5} + Re_l \quad (12)$$

적용범위 :

$$10 < \rho_l / \rho_v < 2000,$$

$$0.01 < \mu_l / \mu_v < 0.1$$

$$5 \times 10^3 < Re_l \frac{1}{(1-x)} < 5 \times 10^5$$

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

$$0.01 < H_l < 0.2, Re_l > 1200$$