

신냉매 R1234yf의 외부 응축 열전달계수

박 기 정, 이 철 희*, 강 동 규*, 정 동 수†
 인하대학교 기계공학과, *인하대학교 대학원

External Condensation Heat Transfer Coefficients of R1234yf

Ki-Jung Park, Cheol-Hee Lee*, Dong Gyu Kang*, Dongsoo Jung†
 Department of Mechanical Engineering, Inha University, Incheon 402-751, Korea
 *Graduate School, Inha University, Incheon 402-751, Korea

(Received August 26, 2009; revision received March 12, 2010)

ABSTRACT: In this study, external condensation heat transfer coefficients(HTCs) of R134a and R1234yf are measured on a plain, low fin, and Turbo-C tubes at the saturated vapor temperature of 39°C with the wall subcooling of 3~8°C. R1234yf is a new alternative refrigerant of low greenhouse warming potential for replacing R134a which is one of the greenhouse gases controlled by Kyoto protocol and is used extensively in mobile air-conditioners. Test results show that the external condensation HTCs of R1234yf are very similar to those of R134a for all three surfaces tested. For the application of condensation heat transfer correlations to the design of condensers charged with R1234yf, thorough property measurements are needed for R1234yf in the near future.

Key words: Condensation heat transfer(응축 열전달), Alternative refrigerant(대체냉매), Heat transfer coefficients(열전달계수), R134a(냉매134a), R1234yf(냉매1234yf)

기 호 설 명

- A : 열전달 면적 [m^2]
- C_p : 정압비열 [$kJ/kg \cdot K$]
- D : 관 직경 [m]
- g : 중력가속도 [m/s^2]
- h : 열전달계수 [$W/m^2 \cdot K$]
- h_{fg} : 응축 잠열 [kJ/kg]
- k : 열전도도 [$W/m \cdot K$]
- L : 특성길이 [m]
- P : 압력 [kPa]
- Q : 전열량 [W]
- r : 반경 [m]

- T : 온도 [$^{\circ}C$ or K]
- ΔT : 벽면 과냉도 [K]

그리스 문자

- ρ : 밀도 [kg/m^3]
- μ : 점도 [$\mu Pa \cdot s$]

하첨자

- exp : 실험값
- f : 포화액체
- g : 포화기체

$modified\ Nusselt$: 수정된 Nusselt 방정식

- pre : 예측값
- sat : 포화증기

† Corresponding author

Tel.: +82-32-860-7320; fax: +82-32-868-1716

E-mail address: dsjung@inha.ac.kr

t : 열전대
tube : 관
wall : 관 벽

1. 서 론

지난 반세기 동안 냉동/공조기의 냉매로 널리 사용되어 온 염화불화탄소(CFC)들이 성층권의 오존층 붕괴의 주원인으로 밝혀짐에 따라, 1987년에 오존층 붕괴 물질의 생산 및 사용을 규제하기 위한 몬트리올 의정서가 체결되었다.⁽¹⁾ 이 의정서에 따라 현재 선진국의 경우에는 1996년 1월 1일부터 CFC를 전면 폐기하게 되었고, 한국과 같이 개발도상국으로 분류된 국가의 경우에는 10년의 유예 기간을 갖고 점진적으로 전면 폐기하게 되었다.

이 같은 CFC 전면 폐기로 인한 공백을 메우기 위해 지난 몇 년간 냉동/공조 산업계는 오존층 파괴지수(Ozone Depletion Potential, ODP)가 전혀 없는 단일 성분 냉매들을 개발하는 데 주로 초점을 맞추어 연구 및 개발을 수행해 왔다. 그 결과 중앙용 설비에 쓰이던 R12를 대체할 수 있는 R134a가 등장하게 되었는데 이 냉매는 증기압 및 성능 면에서 기존의 R12와 비슷해 시스템 최적화를 거쳐 큰 문제없이 현재 신규 자동차 공조기와 가정용 냉장고 등의 설비에 적용되고 있다.

그러나 R134a는 오존층 파괴지수는 0이지만 지구 온난화 지수(Global Warming Potential, GWP)가 1430으로 매우 높아 환경적 문제를 가지고 있으며 이에 현재 교토 의정서에 의해 지구 온난화 규제물질로 규정되어 사용이 제한되고 있다.^(2,3) 이런 추세를 반영하여 유럽 연합은 2011년부터 생산되는 신규 자동차의 공조기에 R134a를 사용하지 못하게 강제 규정을 만들었으며 앞으로는 지구 온난화 지수가 150 이하인 냉매만을 사용해야 한다고 규정하였다. 따라서 현 시점에서는 자동차 공조기에 쓰이는 R134a를 대체할 친환경 대체냉매가 필요하다.

이런 상황 속에서 미국의 냉매 제조업체인 하니웰사(Honeywell)와 듀폰사(DuPont)는 R134a를 대체할 수 있는 새로운 냉매로 R1234yf를 개발하였다. R1234yf의 오존층 파괴지수는 0이며 지구 온난화 지수는 4로 R134a의 지구 온난화 지수인 1430과 비교해 매우 낮다.⁽⁴⁾ R1234yf의 냉동용량과 에너지 효율은 R134a에 비해 4~8% 정도 낮은 것으로 나타났다지만 이 정도의 성능 저하는 시스템 최적화를

통해 극복할 수 있기 때문에 R134a의 대체 냉매로 유력하다고 보고하였다.⁽⁵⁾ 2009년에 Zilio et al.⁽⁶⁾은 자동차 공조기와 같은 조건에서 R1234yf와 R134a에 대한 열역학 사이클 시뮬레이션 분석을 수행하여 성능계수와 냉동용량을 계산하고 R1234yf의 성능이 R134a에 비해 2~4% 정도 낮다는 것을 발표하였다. 그러나 실제 R1234yf를 적용한 냉동기 및 열교환기를 설계하기 위해서는 실질적인 실험 데이터가 필요하지만 열전달계수를 직접 측정하는 연구는 전무한 상태이다.

원심식 냉동기를 포함한 냉동 공조 설비, 발전 설비, 그리고 화학 플랜트 설비 등에 사용되는 응축기는 주로 냉각수가 관 내부로 흐르면서 증기가 관 외부에서 응축을 하는 셸앤튜브 형태를 취하고 있다. 이런 열교환기의 응축관으로는 평관에 비해 열전달계수가 5~8배 정도 높은 것으로 알려진 낮은 핀관(Low fin tube), Wolverine Turbo-C, Wieland GEWA-SC, Sumitomo Tred-19D 튜브 등과 같은 열전달 촉진관들(Enhanced tubes)이 널리 사용되어 왔다.

낮은 핀관은 1940년 후반에 개발되어 철리의 셸앤튜브 열교환기에서 상업적으로 널리 이용되어 왔다. 1980년 Carnavos⁽⁷⁾는 R11을 사용하여 낮은 핀관의 최적 핀 밀도를 규명하였으며, 1985년 Yau et al.⁽⁸⁾은 R12를 사용하여 핀 간격과 높이를 바꾸어 가면서 실험하였다. 1985년에 Rudy and Webb⁽⁹⁾는 R11, n-pentane을 사용하여 세 개의 낮은 핀관에서 응축액의 역류로 인해 실제 응축면적이 감소된다는 사실을 밝혔다. 1989년에 Micheal et al.⁽¹⁰⁾은 평관의 단면이 직사각형이며 핀 밀도가 1인치당 26개(fins per inch, fip)인 낮은 핀관에서 R113의 열전달계수를 측정하였고, 1990년에 Sukhatrne et al.⁽¹¹⁾은 작동유체로 R11을 사용하여 핀 밀도, 핀 높이, 그리고 핀 팁 반각을 조직적으로 변화시켜 가면서 최적의 핀 밀도를 규명하였다. 1995년에 Kim et al.⁽¹²⁾은 R11을 사용하여 세 가지 종류의 낮은 핀관을 실험한 결과 핀 높이가 커질수록 응축액의 역류량이 증가함을 증명 하였으며 2005년에 Kumar et al.⁽¹³⁾은 R134a를 작동유체로 사용하여 핀의 높이와 열전달계수간의 관계를 연구하기도 하였다.

최근에는 3차원의 핀 현상을 지닌 촉진관에 대한 연구도 수행되고 있으며 특히 톱니모양의 형태를 지닌 Turbo-C 촉진관에 대한 연구가 활발한 편이다. 1990년에 Webb and Murawski⁽¹⁴⁾는 여러 종류

의 축진관과 낮은 핀관 중 최적의 핀 밀도를 가진 것으로 인식되고 있는 26fpi 낮은 핀관을 사용하여 R11에서 응축 열전달 실험을 수행하였고, 그 중에서 톱니모양인 Turbo-C 축진관이 가장 높은 열전달계수임을 증명하였다. 2006년에 Park et al.⁽¹⁵⁾이 세 종류의 Turbo-C 축진관과 낮은 핀관을 사용하여 R134a의 응축 열전달계수를 측정하였고 Turbo-C 축진관 중에서 적정 핀 높이를 가진 관이 가장 열전달계수가 좋음을 밝힌 바 있다.

새로운 냉매인 R1234yf를 적용한 냉동기 및 열교환기 설계를 위해서는 실질적인 실험 데이터가 필요하다. 따라서 본 연구에서는 열교환기 및 응축기 설계를 위한 기초자료라 할 수 있는 R134a와 R1234yf의 외부 응축 열전달계수를 평활관과 낮은 핀관 및 3차원 형상의 모습을 하고 있는 Turbo-C 축진관을 사용해서⁽¹⁶⁾ 측정하여 그 특성을 살펴보고, R134a를 대체하기 위해 제시된 R1234yf의 대체냉매로서의 가능성 및 효과를 살펴보려 한다.

2. 실험 장치 및 방법

2.1 실험 장치

Fig. 1은 본 연구에서 사용한 실험 장치이다. 실험 장치와 실험용 튜브의 제원, 튜브 제작방법, 실험방법 등이 Jung et al.⁽¹⁷⁾의 연구에서 사용한 것과 동일하므로 여기에서는 간단하게 실험장치의 개략도와 실험용 튜브의 제원만 소개하려 한다. 자세한 내용은 Jung et al.⁽¹⁷⁾의 논문을 참조하기 바란다.

냉매 순환회로는 실험장치 하단에 설치된 보일러에서 액체 상태의 냉매를 가열하여 증기를 발생시키고 여기서 발생된 포화증기는 주시험부로 유입된다. 이 포화증기는 응축관 내부를 흐르는 냉각수와 대향류로 열교환을 하여 응축되고 응축되지 않은 증기는 보조 열교환기에서 과냉되어 다시 보일러로 들어간다. 주시험부 냉각수 순환회로는 실험관내에 일정한 온도의 냉각수가 흐르도록 온도편차가

0.2°C인 3.4 kW급 칠러를 사용하였다. 보조 열교환기 냉각수 순환회로는 냉각수가 일정한 온도를 가지도록 정밀 항온 칠러를 사용하였고, 보조 열교환기를 설치하였다. 보일러에는 냉매를 포화증기로 만들기 위하여 3.5 kW 용량의 전기히터를 설치하였다. 또한 보일러의 입구와 출구에는 T-type 열전대를 사용하여 냉매의 온도를 측정하였고, 출구에 압력계를 설치하여 압력의 이상 유무를 확인하였다. 주시험부 내의 포화증기의 온도는 5개의 T-type 열전대를 길이 방향으로 설치하여 측정하였고, 압력은 정밀도가 ±0.2%인 압력 변환계를 설치하여 0.2 kPa의 정밀도를 갖는 압력 보정계로 보정한 후 측정하였다.

또한 본 실험에서 수행되었던 응축 전열관의 형상은 Fig. 2에서 나타내었다. 외부 응축 열전달계수를 측정하려면 열전달 튜브의 표면온도를 측정해야 하는데 튜브 표면에 직접 열전대를 붙이면 표면의 조건이 크게 달라져 열전달계수에 큰 영향을 미치게 된다. 따라서 관 표면에서 약 1 mm 떨어진 곳에서 열전대를 삽입하여 직접 표면 온도를 측정하였다.

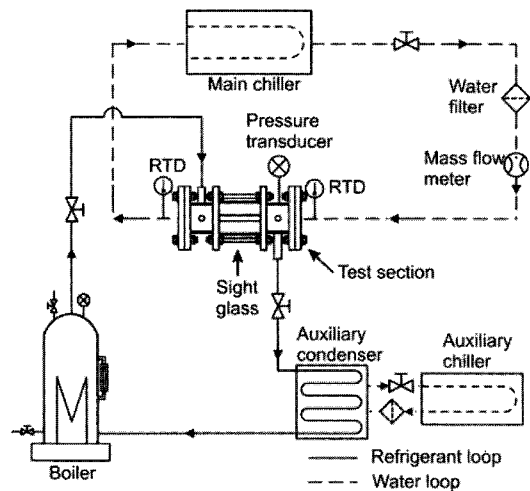


Fig. 1 Schematic diagram of the experimental apparatus.

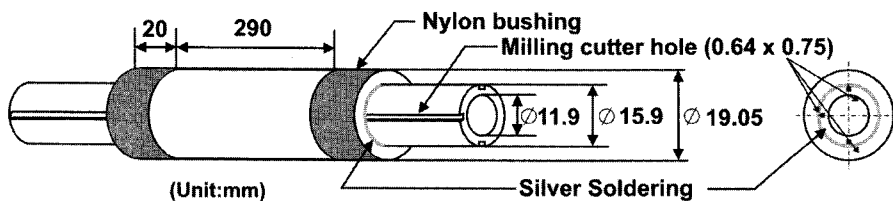
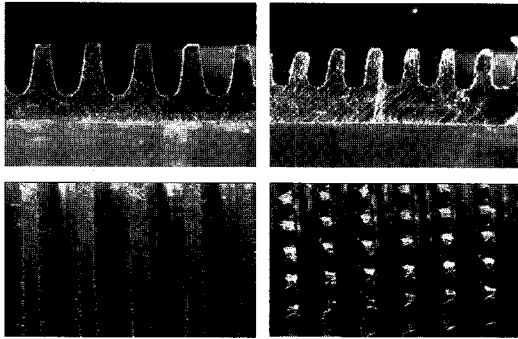


Fig. 2 Detailed description of test tube.



26fpi low fin tube Turbo-C enhanced tube
Fig. 3 Cross sections and surfaces of 26 fpi low fin tube and Turbo-C tube.

Table 1 Specifications of the 26 fpi low fin tube and Turbo-C tube

Tube type	Outside diameter (mm)	Fin height (mm)	Fin thickness		Fins/m
			at tip (mm)	at base (mm)	
Low fin	18.9	1.21	0.25	0.58	1,024
Turbo-C	18.9	0.76	0.25	0.35	1,654

본 연구에서는 26 fpi 낮은 핀관과 Turbo-C 축진관을 사용하여 열전달계수를 측정하였다. Table 1은 축진관들의 제원을 보여 주고 Fig. 3은 이들의 단면과 표면 형상을 나타낸 것이다.

2.2 실험방법 및 조건

본 연구에서는 R134a와 새로운 대체 냉매인 R1234yf를 작동유체로 하여 포화증기와 벽면의 온도차로 인한 관 외측의 응축 열전달계수를 측정하였다. 포화증기의 온도는 39°C로 일정하게 유지하였으며, 벽면 과냉도를 3~8°C로 변화시키면서 실험을 수행하였다. 다른 실험 조건들은 Table 2에 나타내었다.

실험 장치의 기밀도를 확인하기 위해 냉매와 질소를 25기압까지 충전한 뒤 냉매 누출검사기로 누출 여부를 확인하였다. 진공펌프를 수 시간 가동시켜 실험 장치를 진공상태로 만든 후 실험할 냉매를 보일러 내에 충전시켰으며, 냉매 충전 시 보일러 내에 공기가 유입되지 않도록 주의를 기울였다. 그 뒤 전기히터를 이용하여 냉매에 3kW의 열량을 공급하였고, 주실험부 냉각수 순환회로와 보조 열교환기 냉각수 순환회로를 가동시켰으며 실험 조건에 맞는

Table 2 Experimental condition

Test refrigerants	R134a, R1234yf
Sat. vapor temp.	39°C
Flow rate(coolant)	60 g/s
Wall subcooling	3°C~8°C (at intervals of 1°C)
Heat flux	3 kW
Heat transfer area	0.017356 m ²

온도가 유지되도록 냉각수 유량과 온도를 조절하였다. 실험 시 주실험부 내에 불응축 가스가 존재하면 응축이 일어나는 기/액 경계면에 불응축 가스가 누적되어 부분압력이 높아지며, 그 결과 응축 액막에 의한 열 저항뿐만 아니라 경계층에서의 열 저항이 증가되어 열전달계수는 감소하게 된다. 이를 위해 정상상태 이후에 증기를 여러 차례 밖으로 배출시켜 열전대로 측정된 증기 온도와 측정압력으로부터 환산한 포화온도를 서로 비교하여 그 온도차가 0.1°C 이내에서 일치할 경우에 응축 열전달계수를 취하였다.

2.3 실험 데이터의 처리

열전대가 설치된 열전달 표면에서의 열전달계수는 식(1)에 의해서 결정된다.

$$h = \frac{Q/A}{(T_{sat} - T_{wall})} \quad (1)$$

여기서 h , A , Q , T_{sat} , T_{wall} 은 각각 열전달계수 ($W/m^2 \cdot K$), 열전달 면적(m^2), 열량(W), 냉매의 포화온도($^{\circ}C$), 그리고 관의 벽면 온도($^{\circ}C$)이다. 실제 열전달 관의 표면온도 T_{wall} 은 열전대 삽입구멍으로부터 1 mm정도 떨어져 있으므로 식(2)과 같은 1차원 열전도 방정식으로 보정하였다.

$$T_{wall} = T_t + \frac{Q}{2\pi L} \left[\frac{\ln(r/r_t)}{k_{tube}} \right] \quad (2)$$

여기서 T_t , L , r , r_t , k_{tube} 는 각각 열전대로 측정된 온도($^{\circ}C$), 열전달 관의 길이(m), 관의 반경(m), 관 중심으로부터 열전대까지 거리(m), 응축관의 열전도도($W/m \cdot K$)이다. 본 실험에서 사용된 열전달관의 재질은 열전도도가 높은 구리로 열전도 방정

식으로부터 계산한 벽면 과냉도는 열전대로부터 측정된 벽면 과냉도와 오차 1% 정도로 차이가 거의 없으므로 열전대에서 측정된 온도를 실제 열전달관의 벽면온도라고 가정하여 벽면 과냉도를 계산하였다.

본 실험에서 발생하는 실험오차를 계산하기 위해서 Kline and McClintock⁽¹⁸⁾이 제안한 방법을 사용하였다. 외부응축 열전달계수를 측정하기 위해서는 냉각수 유량, 냉각수의 온도차, 냉각수의 정압비열, 벽면 과냉도, 전열관 면적에 대한 계측이 필요하고, 이것으로 인해 측정오차가 발생된다. 열전달계수 측정 오차는 1.3~4.5% 정도로 나타났다. 실험결과에 의하면 벽면 과냉도가 커질수록 냉각수 온도차 및 벽면 과냉도 측정오차가 작아지므로, 열전달계수 측정오차는 작아지는 것으로 정리할 수 있다. 또한, 실험의 재현율은 5%이내로 나타났다.

3. 실험 결과 및 고찰

3.1 실험 데이터의 신뢰성

먼저 실험 데이터의 신뢰성을 확인하기 위해 R134a의 실험을 수행하였다. Fig. 4는 Jung et al.⁽¹⁷⁾의 R134a 데이터와 본 실험에서 얻은 R134a 데이터를 비교하였다. Jung et al.⁽¹⁷⁾의 데이터와 본 실험의 데이터의 오차는 R134a가 3%로 오차 범위 안에서 일치하였다. 이 같은 비교를 통해 본 실험 데이터의

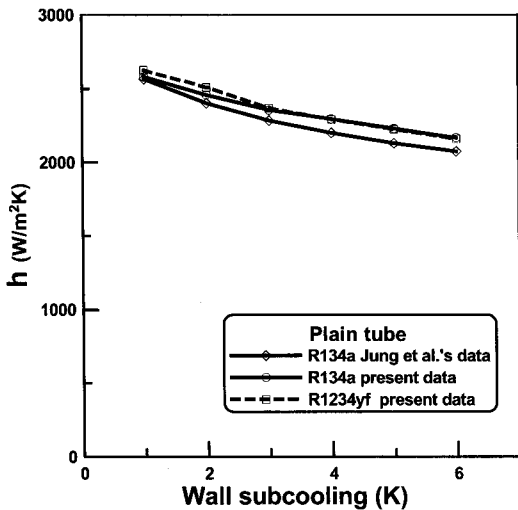


Fig. 4 Condensation HTCs as a function of a wall subcooling on a plain tube.

신뢰성을 확인할 수 있었다.

3.2 응축 전열관에 따른 열전달계수 비교

Fig. 4는 평관에서의 R134a와 R1234yf의 벽면과냉도를 변화시키면서 측정된 응축 열전달계수를 비교하여 보여 준다. R134a와 R1234yf의 응축 열전달계수는 벽면 과냉도가 증가할수록 감소하는 전형적인 경향을 나타내었으며 R1234yf의 응축 열전달계

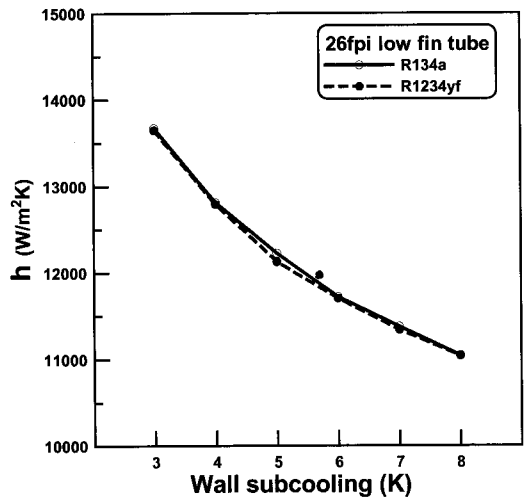


Fig. 5 Condensation HTCs as a function of a wall subcooling on a 26fpi low fin tube.

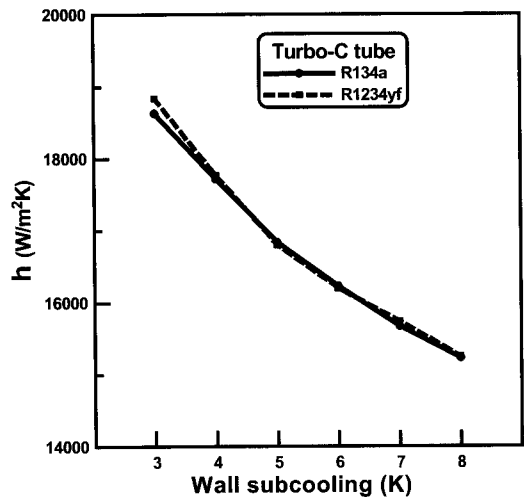


Fig. 6 Condensation HTCs as a function of a wall subcooling on a Turbo-C tube.

Table 3 Saturation properties of R134a and R1234yf at 39°C

Refrigerant	P_{sat} (kPa)	ρ_f (kg/m ³)	ρ_g (kg/m ³)	C_{pf} (kJ/kg · K)	h_{fg} (kJ/kg)	k_f (W/m · K)	μ_f (μPa · s)
R134a	990	1151	48.7	1.49	164.1	0.075	163.5
R1234yf	992	1014	55.5	1.52	135.9	0.061	133.2

수는 R134a와 매우 유사한 결과를 보였다.

Fig. 5는 인치당 26개의 핀을 갖는 낮은 핀관에서 R134a와 R1234yf의 응축 열전달계수의 변화를 나타낸다. R1234yf의 응축 열전달계수는 R134a의 응축 열전달계수와 비교하여 평활관의 결과와 동일하게 거의 차이를 보이지 않았다. 또한 평활관과 마찬가지로 벽면 과냉도가 증가할수록 열전달계수는 감소하는 경향을 보이며 이러한 현상은 벽면 과냉도가 증가함에 따라 응축 액막 두께가 증가하여 액막이 열전달을 방해하기 때문으로 판단된다.

Turbo-C 축진관은 3차원 형태의 표면 형상을 가지고 있어 26 fip 낮은 핀관에 비해 응축액이 더 많이 추출되고, 응축액의 역류 가능성이 적어 응축액막이 얇아지므로 외부 응축 열전달계수가 증가하게 된다.

Fig. 6에서 확인할 수 있듯이 R1234yf의 응축 열전달계수는 R134a의 값과 비교하여 평활관의 결과와 동일한 결과로 거의 차이가 나지 않았으며 벽면 과냉도가 증가할수록 응축 열전달계수는 감소하는 경향을 나타내었다.

3.3 수정된 Nusselt 상관식을 이용한 예측값과 실험값의 비교

본 연구실에서는 평활관에서 다양한 냉매의 외부 응축 열전달계수를 측정하는 실험을 꾸준히 진행하여 왔다.^(17,19-20) 그리고 선행 연구에서 Jung et al.^(17,19-20)은 CFC, HCFC, HFC, 탄화수소 등 현재 냉동/공조 산업계에서 고려할 수 있는 11종류 냉매의 외부 응축 열전달계수를 측정하였고 그 데이터를 바탕으로 Nusselt 상관식⁽²¹⁾에서 상수를 변경하여 산업체에서 응축기를 설계할 때 쉽게 열전달계수를 예측할 수 있는 예측 식(3)을 제시했다.

$$h_{modified\ Nusselt} = 0.79 \left[\frac{\rho_f(\rho_f - \rho_g)gk_f^3 h_{fg}}{\mu_f \Delta T D} \right]^{1/4} \quad (3)$$

식(3)은 액막의 유동이 난류라는 점을 고려하여

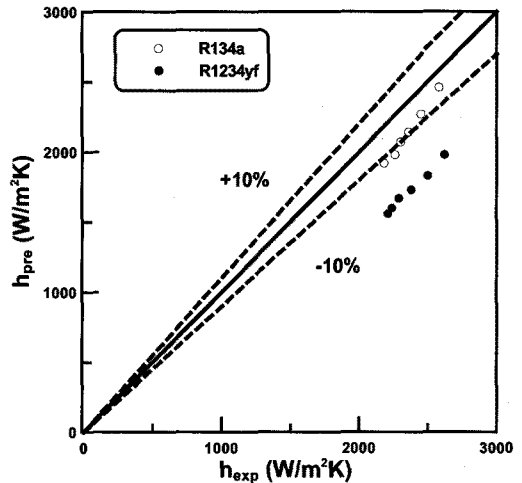


Fig. 7 Comparison of the modified Nusselt's correlation on a plain tube.

Nusselt⁽²¹⁾의 상관식의 상수를 9% 상향 조정한 것으로 이 식을 사용한 경우 상관식 계산에 사용한 냉매들의 외부 응축 열전달계수를 평균 10% 이내에서 정확하게 예측할 수 있었다. 이에 본 연구에서 취한 R134a와 R1234yf의 실험 결과를 상관식 예측값과 비교하였다. 상관식 예측 값을 계산하기 위해 REFPROP⁽²²⁾을 이용하여 상관식 계산에 필요한 물성치를 계산하였다. REFPROP에 들어가는 R1234yf의 유체 정보는 Zilio et al.⁽⁶⁾이 개발한 것을 사용하였다. Table 3은 포화온도 39°C에서 R134a와 R1234yf의 물성치를 나타낸 것이다.

Fig. 7은 평관에서 취한 실험값과 Nusselt⁽²¹⁾의 상관식을 수정한 식(3)을 사용하여 구한 이론값을 비교한 것이다. R134a와 R1234yf의 응축 열전달계수는 실험을 통해 측정된 값과 비교해 9.0%, 27.1% 정도 작게 예측하였다. 이는 R1234yf의 물성치의 불확실성에서 오는 것으로 사료된다. 사실 R1234yf는 최근에 새로 개발된 냉매이기 때문에 측정된 열역학적 물성치가 거의 없고, Zilio et al.⁽⁶⁾의 유체 정보는 제한된 데이터를 사용하여 개발되었으므로 R1234yf는 상대적으로 큰 오차를 보인 것으로 사료

된다. 따라서 더 정확하게 R1234yf의 열전달계수를 예측하기 위해서는 먼저 열역학적 물성치를 정확하게 측정하고 데이터를 상대방정식에 적용해야 할 것이다.

3.4 열전달 촉진관의 성능

열전달 촉진관에서의 응축 열전달 성능을 알아보기 위하여 26fpi 낮은 핀관과 Turbo-C 촉진관의 열전달 촉진비(enhancement ratio)를 Fig. 8에 나타내었다. 열전달 촉진비는 평활관의 열전달계수를 기준으로 하여 열전달 촉진관의 열전달계수 비율을 나타낸 것으로서 열전달 향상에 대한 척도이다.

평활관을 기준으로 Turbo-C 촉진관의 경우 R134a는 평균 7.0~7.2배, R1234yf는 7.1~7.2배 높게 나타났다. 낮은 핀관의 경우 R134a, R1234yf를 사용했을 때 열전달 촉진비는 각각 5.1~5.3, 5.1~5.2배로 높게 나타났다.

Turbo-C 촉진관에서는 표면 형상은 3차원 형태로서 낮은 핀관의 표면 형상에 비해 복잡하다. 이런 표면 형상으로 인해 응축이 더 많이 일어나고 응축액이 억류될 가능성이 적으므로 응축 액막은 얇아지고 따라서 낮은 핀관에 비해 응축 열전달계수가 높게 나온 것으로 판단된다.

이와 같은 결과를 고려할 때 R134a를 대체하기 위해 개발된 R1234yf를 동일한 표면 형상을 가진

응축기에 적용할 경우 동일한 성능을 낼 수 있을 것으로 사료된다.

4. 결 론

본 연구에서는 포화증기 온도를 39°C로 하여 R134a와 R1234yf의 외부 응축 열전달계수를 평균, 낮은 핀관 그리고 Turbo-C 촉진관을 사용하여 측정하였고 이를 기본으로 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 본 연구에서 사용한 세 가지 형상의 응축관에서 측정된 응축 열전달계수는 벽면 과냉도가 증가할수록 열전달계수가 감소하는 전형적인 결과를 보였으며 R1234yf의 응축 열전달계수는 세 관 모두 R134a의 열전달계수와 거의 비슷하였다.
- (2) 평관의 경우 외부 응축 열전달계수 예측을 위해 Nusselt 상관식을 수정한 예측식은 R134a와 R1234yf의 응축 열전달계수를 9.0%, 27.1% 정도 작게 예측하였다. R1234yf의 경우 예측식이 상대적으로 큰 오차를 보였는데 이는 R1234yf의 물성치가 불확실하기 때문인 것으로 판단된다.
- (3) R134a를 대체하기 위해 개발된 R1234yf를 동일한 표면 형상을 가진 응축기에 적용할 경우 R134a와 거의 동일한 성능을 낼 수 있을 것으로 사료된다. R1234yf가 열전달 측면에서 R134a와 유사한 성능을 내고 환경적 측면에서 R134a보다 우수하므로 R134a의 대체 냉매로써 시스템에 적용할 경우 응축 열전달 측면에서 큰 문제가 없을 것으로 판단된다.

후 기

본 연구는 인하대학교의 지원으로 수행되었습니다.

참고문헌

1. Montreal Protocol on Substances That Deplete the Ozone Layer, 1989, Final Act, United Nations Environment Programme.
2. Jetter, J., 1996, Evaluation of Alternatives for HFC-134a Refrigerant in Motor Vehicle Air Conditioning, Proceedings of the International Conference on Ozone Protection Technologies,

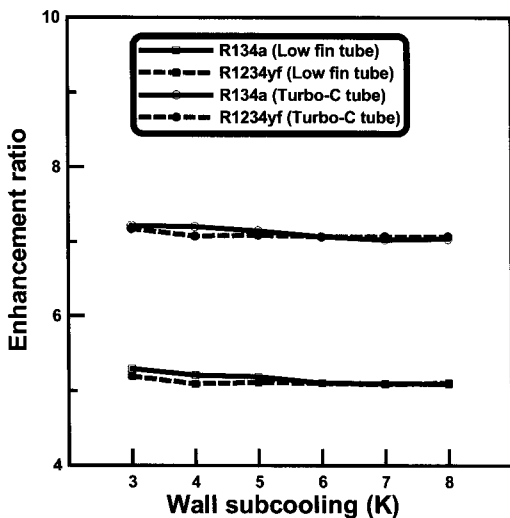


Fig. 8 Heat transfer enhancement ratios of 26 fpi low fin and Turbo-C tubes.

- Washington, DC., USA, pp. 845-854.
3. Global Environmental Change Report, 1997, A Brief Analysis of the Kyoto Protocol, Vol. IX, No. 24, December.
 4. Nielsen, O. J., Javadi, M. S., Sulbaek Andersen, M. P., Hurley, M. D., Wallington, T. J. and Singh, R., 2007, Atmospheric chemistry of $\text{CF}_3\text{CF}=\text{CH}_2$: Kinetics and mechanisms of gas-phase reactions with Cl atoms, OH radicals, and O_3 , Chemical Physics Letters, Vol. 439, pp. 18-22.
 5. Minor, B. and Spatz, M., 2008, HFO-1234yf low GWP refrigerant update, Proceedings of International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, West Lafayette, Indiana, USA, 2349.
 6. Zilio, C., Brown, J. S. and Cavallini, A., 2009, Simulation of R-1234yf performance in a typical automotive system, 3rd IIR Conference on Thermophysical Properties and Transfer Processes of Refrigerants, Boulder, CO, USA, IIR-1280.
 7. Carnavos, T. C., 1980, An experimental study : Condensing R-11 on augmented tubes, ASME, No. 80-HT-54, pp. 54-60.
 8. Yau, K. K., Cooper, J. R. and Rose, J. W., 1989, Effect of fin spacing on the performance of horizontal integral fin condenser tubes, Journal of Heat Transfer, Vol. 107, pp. 377-383.
 9. Rudy, T. M. and Webb, R. L., 1985, An analytical model to predict condensate retention on horizontal integral-fin tubes, Journal of Heat Transfer, Vol. 107, pp. 361-368.
 10. Michael, A. G., Marto, P. J., Wanniarachchi, A. S. and Rose, J. W., 1989, Effect of vapour velocity during condensation on horizontal smooth and finned tubes, ASEM THD, Vol. 114, pp. 1-10.
 11. Sukhatme, S. P., Jagadish, B. S. and Prabhakaran, P., 1990, Film condensation of R-11 vapor on single horizontal enhanced condenser tubes, Journal of Heat Transfer, Vol. 112, pp. 229-234.
 12. Kim, N. H., Jung, I. K. and Kim, K. H., 1995, An experimental study on the condensation heat transfer of low-finned tubes, Korean Journal of Air-Conditioning Refrigeration Engineering Vol. 7, No. 2, pp. 298-309.
 13. Kumar, R., Gupta, A. and Vishvakarma, S., 2005 Condensation of R-134a vapour over single horizontal integral-fin tubes : effect of fin height, International Journal of Refrigeration, Vol. 28, pp. 428-435.
 14. Webb, R. L. and Murawski, C. G., 1990, Row effective for R-11 condensation on enhanced tubes, Transactions of the ASME, Vol. 112, pp. 768-776.
 15. Park, C. H., Lee, Y. S., Jeong, J. H. and Kang, Y. T., 2006, The experimental study on the heat transfer of HFC134a for condensation tubes with various enhanced surfaces, Korea Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 18, No. 8, pp. 613-619.
 16. Webb, R. L., 1994, Principles of enhanced heat transfer, John Wiley and Sons, Inc., New York, pp. 21-29.
 17. Jung, D. S., Kim, C. B., Cho, S. J. and Song, K. H., 1999, Condensation heat transfer coefficients of enhanced tubes with alternative refrigerants for R11 and R12, International Journal of Refrigeration, Vol. 22, pp. 548-557.
 18. Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, Describing uncertainties in single-sample experiments, Mechanical Engineer, Vol. 75, pp. 3-9.
 19. Jung, D. S., Kim, C. B., Hwang, S. and Kim, K., 2003, Condensation heat transfer coefficients of R22, R407C, and R410A on a horizontal plain, low fin, and Turbo-C tubes, International Journal of Refrigeration, Vol. 26, pp. 485-491.
 20. Jung, D. S., Chae, S. N., Bae, D. S. and Oho, S. J., 2004, Condensation heat transfer coefficients of flammable refrigerants, International Journal of Refrigeration, Vol. 27, pp. 314-317.
 21. Nusselt W., 1916, Die oberflächenkondensation des wasserdampfes, Z. Ver. Deut. Ing., Vol. 60, p. 541.
 22. Lemmon, E. W., Huber, M. L. and McLinden, M. O., 2007, NIST Reference Fluid Thermodynamics and Transport Properties, REFPROP version 8.0.