

## 낮은 핀관과 Turbo-C 축진관에서 R245fa의 외부 응축 열전달계수

심 윤 보, 박 기 정, 정 동 수<sup>\*†</sup>

인하대학교 대학원 기계공학과, \*인하대학교 기계공학과

### External Condensation Heat Transfer Coefficients of R245fa on Low Fin and Turbo-C Tubes

Yun-Bo Shim, Ki-Jung Park, Dongsoo Jung<sup>\*†</sup>

*Graduate School, Inha University, Incheon 402-751, Korea*

*\*Department of Mechanical Engineering, Inha University, Incheon 402-751, Korea*

*(Received November 9, 2007; revision received February 11, 2009)*

**ABSTRACT:** In this study, condensation heat transfer coefficients(HTCs) of R22, R123, R134a and R245fa are measured on both 26fpi low fin and Turbo-C tubes. All data are taken at the vapor temperature of 39 °C with a wall subcooling of 3~8 °C. Test results show that HTCs of the newly developed low vapor pressure alternative refrigerant, R245fa, are 7.8~9.2% and 10.3~18.6% higher than those of R123 for 26fpi low fin tube and Turbo-C tube respectively. For all refrigerants tested, HTCs of Turbo-C enhanced tube are higher than those of 26fpi low fin tube. For the low fin tube, Beatty and Katz's prediction equation yielded 20% deviation for all fluids. The heat transfer enhancement ratio of R245fa on the Turbo-C tube is 5.9~6.4 while that of R123 is 5.7~5.9. From the view point of environmental safety and condensation heat transfer, R245fa is a long term candidate to replace R123 currently used in centrifugal chillers.

**Key words:** Condensation heat transfer(응축 열전달), Heat transfer coefficients(HTCs, 열전달 계수), 26fpi low fin tube(26fpi 낮은 핀관), Turbo-C enhanced tube(터보 씨 축진관), R245fa(냉매 245fa)

기 호 설 명	
$A$ : 전열면적 [ $m^2$ ] $C_p$ : 정압비열 [ $kJ/kg \cdot K$ ] $D$ : 관 직경 [ $m$ ] $f_{pi}$ : 핀 밀도 [ $fins\ per\ inch$ ] $g$ : 중력가속도 [ $m/s^2$ ]	$h$ : 열전달계수 [ $W/m^2 \cdot K$ ] $h_{fg}$ : 증발잠열 [ $kJ/kg$ ] $k$ : 열전도도 [ $W/m \cdot K$ ] $L$ : 실험관 길이 [ $m$ ] $\dot{m}$ : 질량 유량 [ $g/s$ ] $P$ : 압력 [ $kPa$ ] $Q$ : 열량 [ $W$ ] $r$ : 반경 [ $m$ ] $T$ : 온도 [ $^{\circ}C$ ] $\Delta T$ : 벽면 과냉도 [ $K$ ]

<sup>†</sup> Corresponding author

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

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

## 그리스 문자

$\rho$	: 밀도 [ $\text{kg/m}^3$ ]
$\mu$	: 점도 [ $\mu\text{Pa} \cdot \text{s}$ ]
$n$	: 핀효율

## 하첨자

*Beatty and Katz* : Beatty and Katz 방정식

$c$	: 특성길이
$exp$	: 실험값
$f$	: 핀(fin)
$f$	: 포화액체
$g$	: 포화기체
$i$	: 입구
<i>Nusselt</i>	: Nusselt 방정식
$o$	: 공기외경 또는 출구
$r$	: 핀뿌리
$sat$	: 포화상태
$t$	: 열전대
$tube$	: 관
$w$	: 냉각수
$wall$	: 관벽

## 1. 서 론

가정용 및 산업용 냉동/공조기, 발전설비 등의 작동유체로 널리 사용되어 오던 CFC 냉매들은 1974년에 Molina and Rowland<sup>(1)</sup>가 CFC 및 HCFC 냉매들의 염소(Cl) 원자가 오존층을 파괴한다고 주장하면서부터 사용에 규제를 받기 시작했다. 또한 1997년의 교토 기후변화협약에서는 오존층 붕괴와 더불어 지구온난화를 인류의 생존을 위협하는 중요한 문제로 부각시켰고 염화불화탄소(CFC), 수소화염화불화탄소(HCFC) 그리고 수소화불화탄소(HFC)를 포함하는 각종 불화탄소들이 지구온난화에 미치는 영향 등을 논의하였다.<sup>(2)</sup>

한국의 경우 지난 수년간 소득 및 생활수준이 꾸준히 향상되면서 냉동/공조기에 대한 수요가 급증하였고 국외로의 수출도 크게 신장하여 현재 냉동/공조 제품은 고부가가치 제품으로 인식되고 있다. 이 같은 국내외의 상황 하에서 여러 가지 국제적 환경 규제에 효과적으로 대응하며 생산성을 높이기 위해서는 오존층 붕괴를 일으키지 않고 동시에 에너지 효율이 높은 냉매를 개발하는 것이 시급하다.

특히 여름철에 중앙 집중식 냉방이 이루어지는 대규모 상업용 빌딩에서는 터보 냉동기로 알려진

원심식 대형 공조기(칠러)가 많이 사용되고 있다. 과거에는 원심식 터보 냉동기에 저압용 냉매인 R11이 사용되었고 중압용 냉매로는 R12가 사용되었지만 CFC의 오존층 붕괴 문제가 대두된 이후 이 냉매들은 각각 작동 압력이 비슷한 R123과 R134a로 대체되었다. 그러나 R123은 여전히 염소를 포함하므로 오존층 파괴 문제를 지니고 있고 R134a는 오존층 붕괴는 일으키지 않으나 지구 온난화를 일으키며 또 저압 냉매가 아니므로 기존의 R11이나 R123 시스템에 적용할 수 없다는 단점을 가지고 있다. 현재 국내 법규에 따르면 R134a 같은 중압 냉매를 사용하는 경우 관리자를 의무적으로 두게 되어 있어 많은 현장에서 관리자를 필요로 하지 않는 저압 냉매 시스템을 선호하고 있다.

이런 상황 속에서 미국의 냉매 제조업체인 Honeywell 사는 HCFC123을 대체할 수 있는 저압용 냉매로 R245fa를 개발하였다. R245fa는 R134a와 비교할 때 오존층 파괴지수(ODP)는 0.0으로 같지만 지구온난화지수는 약 30% 정도 낮으며 대기 중 수명도 약 50% 정도 짧아서 환경적인 측면에서 R123과 R134a의 대체 냉매로 유력한 것으로 알려져 있다.<sup>(3)</sup> 이러한 우수성 때문에 일본의 원심식 냉동기 제조업체인 Ebara 사에서는 R245fa를 적용한 터보 냉동기를 이미 개발하여 판매 중에 있고<sup>(4)</sup> 미국에서도 몇몇 회사들이 제품 개발에 힘쓰고 있다. 그러나 신냉매 적용 기술의 경우 국내 기업들은 외국의 선진 기업들에 비해 기술적인 부분이 미흡하고 또 냉동기와 관련해서는 공개적인 실험 데이터가 매우 부족한 형편이다.

R245fa를 대체 냉매로 사용하기 위한 연구는 1995년 부터 꾸준히 이루어져 오고 있다. Johnson<sup>(5)</sup>은 발포제의 대체물질로 R245fa를 제시하면서 이 물질이 ODP가 0이고 에너지 절약 차원에도 큰 효과가 있음을 밝혔다. 또한 원심식 칠러의 R11이나 R123을 대체하기 위한 R245fa의 열안정성에 대한 연구도 진행되었다.<sup>(6)</sup>

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 쉘-튜브 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 축진관들(Enhanced tubes)이 널리 사용되어 왔다.

낮은 핀관은 1940년대 후반에 개발되어 칠리의 셀-튜브 열교환기에서 상업적으로 널리 이용되어 왔고 1948년에 Beatty and Katz<sup>(7)</sup>는 응축이 증력에 의해서만 일어나고 응축액이 역류하지 않는다는 가정 하에 Nusselt<sup>(8)</sup>의 이론식을 바탕으로 낮은 핀관에서 열전달계수를 예측하는 이론 식을 처음으로 개발하였다. 한편 1980년에 Carnavos<sup>(9)</sup>는 R11을 사용하여 낮은 핀관의 최적 핀 밀도를 규명하였으며, 1985년에 Rudy and Webb<sup>(10)</sup>은 R11, n-pentane을 사용하여 세 개의 낮은 핀관에서 응축액의 역류로 인해 실제 응축면적이 감소된다는 사실을 밝혔다. 1990년에 Sukhatme et al.<sup>(11)</sup>은 작동유체로 R11을 사용하여 핀 밀도, 핀 높이, 그리고 핀 팁 반각을 조직적으로 변화시켜 가면서 최적의 핀 밀도를 규명하였다. 2005년에 Kumar et al.<sup>(12)</sup>은 R134a를 작동유체로 사용하여 핀의 높이와 열전달계수간의 관계를 연구하기도 하였다.

한편 국내에서는 1995년에 Kim et al.<sup>(13)</sup>이 R11을 사용하여 세 가지 종류의 낮은 핀관을 실험한 결과 핀 높이가 커질수록 응축액의 역류량이 증가함을 증명하였다.

최근에는 3차원의 핀 형상을 지닌 축진관에 대한 연구도 수행되고 있으며, 특히 톱니모양의 형태를 지닌 Turbo-C 축진관에 대한 연구가 활발하게 진행되고 있다. 1996년에 Webb and Mura-wski<sup>(14)</sup>는 여러 종류의 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 열전달계수를 가짐을 증명하였다. 국내에서는 2006년에 Park et al.<sup>(15)</sup>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.

본 연구실에서는 Jung et al.<sup>(16-17)</sup>이 가연성 냉매(R1270, R290, R600a, R600, RE170, R32)의 외부 응축 열전달계수를 측정하였고 HFC 계열 2원 혼합냉매의 외부 응축 열전달계수를 측정할 바 있다.

위의 문헌 조사에서 알 수 있듯이 새 대체 냉매인 R245fa의 외부 응축 열전달계수는 지금까지 전혀 공개되지 않았다. 따라서 관련 업체들이 R245fa를 적용하는 친환경 고효율 원심식 칠리의 응축기를 적합하게 설계하기 위해서는 R245fa에 대한 응축 열전달계수가 필요하다. 이에 본 연구에서는 포화온도 39 °C에서 상업적으로 널리 사용되고 있는 26fpi 낮은 핀관과 Turbo-C 축진관을 이용하여<sup>(18)</sup> 기존에 사용되던 R22, R123, R134a와 새로운 대체 냉매인 R245fa의 외부 응축 열전달계수를 측정하고 이 냉매의 응축 열전달 특성을 살펴보고자 한다.

## 2. 실험

### 2.1 실험장치

Fig. 1은 본 연구에서 사용한 실험 장치이다. 실험 장치와 실험용 튜브의 제원, 튜브 제작방법, 실험방법 등이 Jung et al.<sup>(19)</sup>의 연구에서 사용한 것과 동일하므로 여기에서는 간단하게 실험장치의 개략도와 실험용 튜브의 제원만 소개하려 한다. 자세한 내용은 Jung et al.<sup>(19)</sup>의 논문을 참조하기 바란다.

실험 장치는 크게 냉매 순환회로와 냉각수 순환회로로 구성하였다. 먼저 냉매 순환회로를 보면, 실험장치의 하단부에 설치된 보일러에서 전

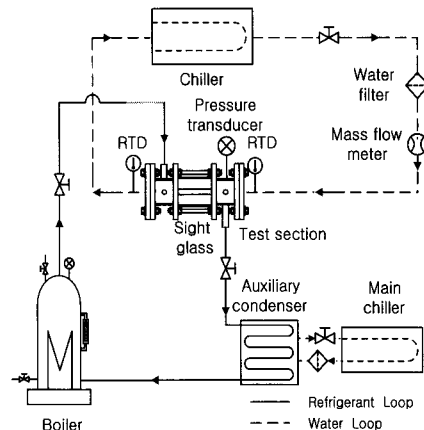


Fig. 1 Schematic diagram of the experimental apparatus.

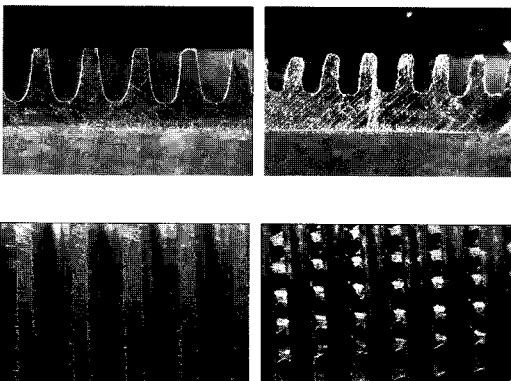
기히터로 액체 냉매를 가열하여 증기를 발생시키고, 포화증기는 연결 관을 통해 주 실험부로 유입되어 응축관 내부를 흐르는 냉각수와 대향류를 이루며 열교환을 하여 액체로 응축되게 했다. 한편 응축액은 응축되지 않은 잉여증기와 함께 대용량의 보조 응축기(관형 열교환기 사용)로 유입된 후 과냉되어 보일러로 들어가도록 하고, 냉매 증기를 응축시키는 데 필요한 냉각수는 0.1 °C의 정밀도를 갖는 두 대의 외부 칠러에서 공급하도록 했다.

본 연구에서는 26fpi 낮은 핀관과 Turbo-C 축진관을 사용하여 열전달계수를 측정하였다. Table 1은 26fpi 낮은 핀관과 Turbo-C 축진관의 제원을 보여 주고 Fig. 2는 이들의 단면과 표면 형상을 보여 준다. Fig. 3은 26fpi 낮은 핀관의 세부 형상을 나타내고 있다.

Table 2는 포화온도 39 °C에서 냉매들의 물성치를 보여 준다. 참고로 이것들은 모두 미국 표준연구소(NIST)에서 개발한 REFPROP 6.0<sup>(20)</sup> 프로그램을 사용하여 구하였다. R245fa의 물성치들

Table 1 Specifications of the 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



26fpi low fin tube Turbo-C enhanced tube  
Fig. 2 Cross section and surfaces of 26fpi low fin tube and Turbo-C enhanced tube.

을 살펴보면 R123과 비교해 39 °C에서의 포화압력은 비슷하나 응축잠열의 경우 10% 정도 높고 열전도도 또한 5% 정도 높은 것으로 나타났다. 일단 물성치 면에서 보면 외부응축 열전달계수가 응축잠열과 액체의 열전도도의 영향을 많이 받기 때문에 R245fa의 외부응축 열전달성능은 R123보다 우수할 것으로 예상된다.<sup>(7)</sup>

2.2 실험데이터의 처리

정확하게 응축 열전달계수를 측정하기 위해서는 무엇보다도 실험관에서 얻은 열량을 정확히 측정해야 한다. 주 실험부에서 냉각수가 얻은 열량(Q)은 다음의 식(1)을 이용해 구할 수 있다.

$$Q = \dot{m}_w C_{p,w} (T_{w,o} - T_{w,i}) \quad (1)$$

여기서  $\dot{m}_w$ ,  $C_{p,w}$ ,  $T_{w,i}$ ,  $T_{w,o}$ 는 각각 주 실험부를 흐르는 냉각수의 유량(g/s), 비열(kJ/kg · K), 입구 및 출구의 온도(°C)이다. 식(1)으로 구한 열량을 이용하여 열전대가 설치된 열전달 표면에서의 응축 열전달계수는 식(2)를 이용해 결정할 수 있다.

$$h = \frac{Q/A}{(T_{sat} - T_{wall})} \quad (2)$$

여기서  $h$ ,  $A$ ,  $T_{sat}$ ,  $T_{wall}$ 은 각각 열전달계수(W/m<sup>2</sup> · K), 열전달 면적(m<sup>2</sup>), 냉매의 포화온도(°C), 그리고 관의 벽면 온도(°C)이다. 실제 열전달 관의 벽면온도  $T_{wall}$ 은 열전대 삽입구멍으로부터

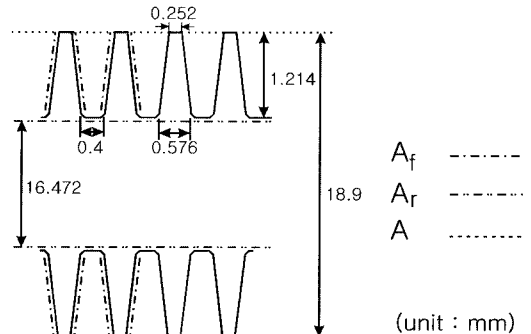


Fig. 3 Geometric specifications of the 26fpi low fin tube.

Table 2 Saturation properties of tested refrigerants at 39 °C

Refrigerant	$P_{sat}$ (kPa)	$\rho_f$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\rho_g$ (kg/m <sup>3</sup> )	$C_{pf}$ (kJ/kg · K)	$h_{fg}$ (kJ/kg)	$k_f$ (W/m · K)	$\mu_f$ ( $\mu$ Pa · s)
R22	1497	1133	64.47	1.332	167.76	0.077	141.1
R123	149	1427	9.33	1.037	165.39	0.073	356.3
R134a	990	1151	48.68	1.493	164.07	0.075	165.6
R245fa	244	1300	13.64	1.401	182.39	0.077	334.4

터 1 mm정도 떨어져 있으므로 식(3)과 같은 1차원 열전도 방정식으로 보정해 줄 수 있다.

$$T_{wall} = T_t + \frac{Q}{2\pi L} \left[ \frac{\ln(r/r_t)}{k_{tube}} \right] \quad (3)$$

여기서  $T_t$ ,  $L$ ,  $r$ ,  $r_t$ ,  $k_{tube}$ 는 각각 열전대로 측정된 온도(°C), 열전달관의 길이(m), 관의 반경(m), 관 중심으로부터 열전대까지 거리(m), 응축관의 열전도도(W/m · K)이다. 본 실험에서 사용된 열전달관의 재질은 열전도도가 높은 구리로 열전도방정식으로부터 구한  $T_{wall}$ 과 열전대로부터 측정된  $T_t$ 의 차이가 거의 없으므로 열전대에서 측정된 온도를 실제 열전달관의 벽면온도라고 가정하였다.

실험 데이터의 불확실성을 계산하기 위해서 Kline and McClintock<sup>(21)</sup>이 제안한 방법을 사용하였다. 외부응축 열전달계수를 측정하기 위해서는 냉각수 유량, 냉각수의 온도차, 냉각수의 정압비열, 벽면 과냉도, 전열관 면적에 대한 측정이 필요하고, 이것으로 인해 측정의 불확실성이 발생된다. 본 연구에서 취한 열전달계수의 불확실성은 26fpi 낮은 핀관과 Turbo-C 축진관 모두의 경우에 1.9~4.9% 정도로 나타났다. 실험결과에 의하면 벽면 과냉도가 커질수록 냉각수 온도차 및 벽면 과냉도의 오차가 작아지므로 열전달계수의 불확실성은 작아지는 것으로 정리할 수 있다. 또한, 실험의 재현율은 5%이내로 매우 우수하였다.

### 3. 실험결과 및 고찰

본 연구에서는 R22, R123, R134a와 새로운 대체냉매인 R245fa를 작동 유체로 사용하여 26fpi 낮은 핀관, Turbo-C 축진관에서 냉매의 증기온도를 39 °C로 유지한 채 벽면 과냉도를 3~8 °C로 변화

시켜가며 외부 응축열전달계수를 측정하였다.

#### 3.1 26fpi 낮은 핀관에서의 실험

Fig. 4는 26fpi 낮은 핀관을 사용하고 R22, R123, R134a 그리고 새 대체 냉매인 R245fa를 작동 유체로 사용하여 얻은 응축 열전달계수를 보여 준다. 실험에 사용된 네 냉매들의 데이터를 확인해 보면 냉매의 포화 증기압이 높을수록 응축 열전달계수가 높은 것으로 나타났으며, 벽면 과냉도가 증가할수록 응축 열전달계수가 감소하는 전형적인 결과를 보였다. 이는 벽면 과냉도가 증가할수록 응축 액막의 두께가 증가하여 열전달을 방해하기 때문이다.

R123과 대체 냉매 R245fa의 열전달계수를 비교해 보면 26fpi 낮은 핀관에서는 R245fa가 R123에 비해 7.8~9.2% 높은 것으로 나타났다. 그러나 R22와 R134a에 비해서는 각각 14.4~18.7%, 3.4~5.5% 정도 낮았다. Beatty and Katz<sup>(7)</sup>의 상관식에서 살펴볼 수 있듯이 외부 응축 열전달계수는 응축잠열과 열전도도에 비례하고 점도에 반비례한다. Table 1에서 확인할 수 있듯이 R245fa는 R123과 포화증기압은 비슷하지만 응축잠열과 열전도도는 각각 10%, 5% 정도 높고 점도는 7% 정도 낮다. 따라서 물성치만을 고려했을 때 R245fa의 열전달계수는 R123보다 클 것으로 예상된다. 또한 R22와 R134a의 물성치를 살펴보면 R245fa와 비교해 이 냉매들의 응축잠열은 10% 정도 작지만 점도가 2배 정도 낮아 열전달계수가 R245fa에 비해 높게 나올 것으로 예측할 수 있고 Fig. 4는 그 결과를 잘 반영하고 있다.

Fig. 5는 26fpi 낮은 핀관에서 취한 실험값과 Beatty and Katz<sup>(7)</sup>의 상관식인 식(4)~식(6)으로 구한 이론 값을 비교해서 보여 준다. R22, R123, R134a, R245fa의 이론 값은 실험값에 비해 각각

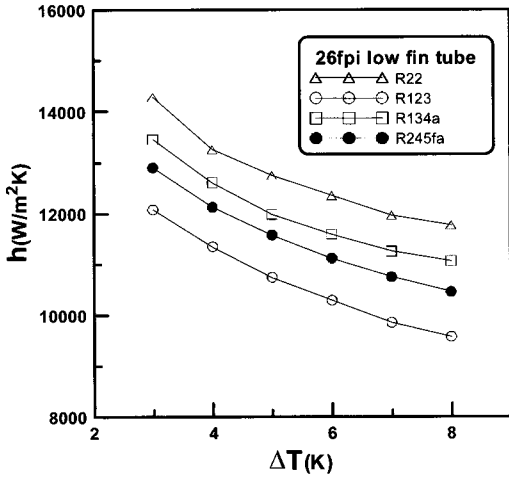


Fig. 4 Condensation HTCs as a function wall subcooling on a 26fpi low fin tube.

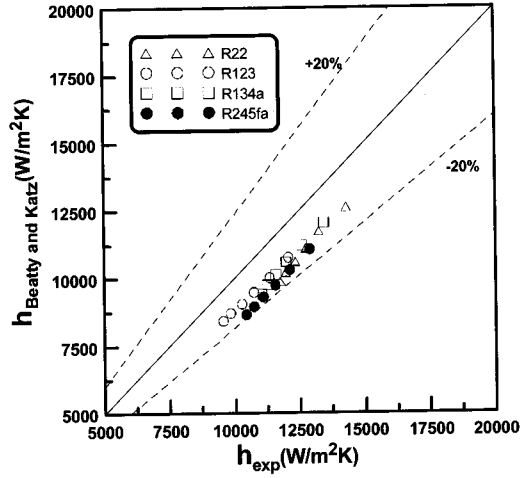


Fig. 5 Comparison of the Beatty and Katz's correlation on a 26fpi low fin tube.

13.5 %, 11.7 %, 12.3 %, 16.0 % 낮았다. 이 결과는 Beatty and Katz<sup>(7)</sup>의 상관식의 경우 핀 사이에서 발생하는 응축액 역류현상을 고려하지 않았고 또한 응축 열전달에 큰 영향을 미치는 표면장력에 대한 효과를 고려하지 않았지만 실제로는 이런 것들이 열전달에 영향을 미치는 것을 보여 준다.

$$h_{Beatty \text{ and } Katz} = 0.689F^{0.25} \left[ \frac{A_r}{A} \frac{1}{D_r^{0.25}} + 1.3\eta \frac{A_f}{A} \frac{1}{L_c^{0.25}} \right] \quad (4)$$

$$F = \frac{k_f^3 \rho_f^2 g h_{fg}}{\mu_f \Delta T} \quad (5)$$

$$L_c = \frac{\pi(D_o^2 - D_r^2)}{4D_o} \quad (6)$$

3.2 Turbo-C 축진관에서의 실험

Fig. 6은 Turbo-C 축진관을 사용하고 R22, R123, R134a 그리고 새 대체 냉매인 R245fa를 작동 유체로 사용하여 얻은 응축 열전달계수를 보여 준다.

Turbo-C 축진관에서 새 대체 냉매인 R245fa의 열전달계수는 R123에 비해 10.3~18.6% 높은 것으로 나타났지만 R22와 R134a에 비해서는 각각 23.4~29.0%, 13.4~23.6% 낮은 것으로 나타났다.

3.3 열전달 축진관의 성능

열전달 축진관에서의 응축 열전달 성능을 알아보기 위하여 낮은 핀관과 Turbo-C 축진관의 열전달 축진비(Enhancement ratio)를 계산하였다. 열전달 축진비는 동일한 조건에서 얻은 열전달 축진관의 열전달계수를 평관의 열전달계수로 나눈 값으로 축진관을 사용하면 평관을 사용할 때에 비해 열전달이 얼마나 축진되었는가를 보여주는 계수이다. Fig. 7은 계산 결과를 보여 준다.

26fpi 낮은 핀관을 사용한 경우 R123과 새 대체 냉매인 R245fa의 열전달 축진비를 살펴보면 R123이 5.1~5.3, R245fa가 5.1~5.3로 나타났다.

평관에서의 열전달계수 예측식인 식(7)의 Nusselt<sup>(8)</sup>식과 26fpi 낮은 핀관의 열전달계수 예측식인 식(4)의 Beatty and Katz<sup>(7)</sup>식으로 26fpi 낮은 핀관의 열전달 축진비를 구해 보면 식(8)에 있듯이 밀도 비에 비례함을 알 수 있다.

$$h_{Nusselt} = 0.725 \left[ \frac{\rho_f(\rho_f - \rho_g)gk_f^3 h_{fg}}{\mu_f \Delta T D} \right]^{1/4} \quad (7)$$

$$Enhancement \ ratio \propto \frac{\rho_f}{\rho_f - \rho_g} \quad (8)$$

Table 3은 식(8)에서 제시한 냉매들의 밀도비를 계산한 결과를 보여 준다. Table 3에서 확인

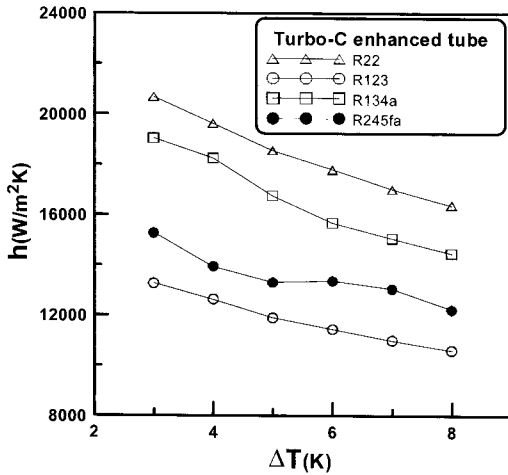


Fig. 6 Condensation HTCs as a function of wall subcooling on a Turbo-C tube.

할 수 있듯이 밀도비 값은 실험한 냉매들 간에 차이가 없다. Fig. 7에서 확인할 수 있듯이 26psi 낮은 핀관에서의 실험 결과는 이런 관계를 잘 반영하고 있으며 그래서 열전달 축진비는 모든 냉매에서 비슷하게 나타났다.

또한 R123과 새 대체 냉매인 R245fa의 Turbo-C 축진관에서 열전달 축진비를 살펴보면 R123이 5.7~5.9, R245fa가 5.9~6.4로 나타났다. Fig. 2에서 확인할 수 있듯이 Turbo-C 축진관의 표면 형상은 3차원 형태로 26psi 낮은 핀관의 표면 형상에 비해 복잡하다. 이런 표면 형상으로 인해 Turbo-C 축진관에서 응축액이 더 많이 추출되고 응축액이 억류될 가능성이 적으므로 응축 액막이 얇아지게 되기 때문에 낮은 핀관에 비해 Turbo-C 축진관에서의 응축 열전달계수가 높은 것으로 나타났다.<sup>(22)</sup>

따라서 열전달계수 향상 측면에서 R245fa가 R123을 대체하는데 문제가 없고 환경적인 측면에서도 R245fa를 사용하는 것이 유리할 것으로 판단된다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 R22, R123, R134a와 새 대체 냉매인 R245fa를 사용하여 26psi 낮은 핀관, Turbo-C 축진관에서 냉매의 증기온도를 39℃로 유지한 채 벽면 과냉도를 3~8℃로 변화시켜가며 관 외부

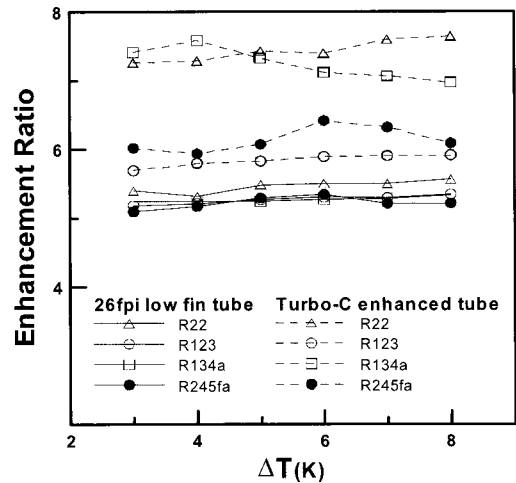


Fig. 7 Heat transfer enhancement ratios of 26psi low fin tube and Turbo-C tube.

Table 3 Density ratios of tested refrigerants

Refrigerants	R22	R123	R134a	R245fa
$\frac{\rho_f}{\rho_f - \rho_g}$	1.06	1.01	1.04	1.01

응축 열전달계수를 측정하였다.

(1) 26psi 낮은 핀관에서 R245fa의 열전달계수는 R123에 비해 7.8~9.2% 높게 나타났다. 또한 26psi 낮은 핀관의 경우 외부 응축 열전달계수 예측식인 Beatty and Katz<sup>(7)</sup>의 예측식은 20% 오차 범위 내에서 실험 결과를 잘 예측했다.

(2) Turbo-C 축진관에서 R245fa의 열전달계수는 R123에 비해 10.3~18.6% 높게 나타났다. 본 연구에서 수행한 네 가지 냉매 모두에 대해 3차원 톱니 모양의 표면 형상을 가진 Turbo-C 축진관의 열전달계수가 낮은 핀관의 열전달계수보다 높은 것으로 나타났다.

(3) 열전달 축진비의 경우 26psi 낮은 핀관에서는 R245fa의 축진비가 R123의 축진비와 비슷하게 5.1~5.3으로 나타났고 Turbo-C 축진관에서는 R123의 축진비가 5.7~5.9, R245fa의 축진비가 5.9~6.4를 보이면서 R245fa의 축진비가 더 높게 나타났다. 그러므로 R245fa를 열전달 축진관에 적용할 경우 R123보다 더 우수한 열전달 성능을 보일 것으로 기대된다.

(4) 이런 결과들을 종합하면 R245fa가 열전달

측면에서도 R123보다 우수하고 환경적인 측면에서도 유리하여 R123을 대체하는 데 전혀 문제가 없을 것으로 판단된다.

## 후 기

본 연구는 산업자원부의 2006 청정생산기술개발사업(주관기관 : 화인텍 센추리)의 연구비 지원으로 이루어졌으며 관계자들에게 감사한다.

## 참고문헌

- Molina, M.J. and Rowland, F.S., 1974, Stratospheric sink for chlorofluoromethanes : chlorine atom catalyzed destruction of ozones, *Nature*, Vol. 249, pp. 810-812.
- Global Environmental Change Report., 1997, A brief analysis of the kyoto protocol, Vol. IX, No. 24, December.
- Calm, J.M. and Hourahan, G.C., 2001, Refrigerant data summary, *Engineered Systems*, Vol. 18, No. 11, pp. 74-88.
- Furuta, T., 2006, Development of centrifugal refrigeration machine with R245fa, *The International Symposium on New Refrigerants and Environmental Technology 2006*, Session 7.
- Johnson, R.W., 2004, The effect of blowing agent choice on energy use and global warming impact of a refrigerator, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 27, pp. 794-799.
- Angelino, G. and Invernizzi, C.C., 2003, Experimental investigation on the thermal stability of some new zero ODP refrigerants, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 26, p. 51-58.
- Beatty, K.O. and Katz, D.L., 1948, Condensation of vapors on outside of finned tubes, *Chemical Engineering Progress*, Vol. 44, No. 1, pp. 55-70.
- Nusselt W., 1916, Die oberflächenkondensation des wasserdampfes, *Z. Ver. Deut. Ing.*, Vol. 60, p. 541.
- Carnavos, T.C., 1980, An experimental study : Condensing R-11 on augmented tubes, *ASME*, Vol. 80-HT-54, pp. 54-60.
- 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.
- Sukhatme, S.P., Jagadish, B.S. and Prabhakran, P., 1990, Film condensation of R-11 vapor on single horizontal enhanced condenser tubes, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 112, pp. 229-234.
- 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.
- Kim, N.H., Cho, S.J. and Kim, K.H., 1995, An experimental study on condensation heat transfer of low-finned tubes, *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 7, No. 2, pp. 298-309.
- 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.
- 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.
- 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.
- Jung, D.S., Chae, S.N., Bae, D.S. and Yoo, G.S., 2005, Condensation heat transfer coefficients of binary HFC mixtures on low fin and Turbo-C tubes, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 28, pp. 212-217.
- Webb, R.L., 1994, *Principles of enhanced heat transfer*, John Wiley and Sons, Inc.,



- New York, pp. 21-29.
19. 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 CFC11 and CFC12, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 22, pp. 548-557.
  20. McLinden, M. O., Klein, S. A., Lemmon, E. W. and Peskin, A. P., 1998, NIST thermodynamics and transport properties of refrigerants and refrigerant mixtures, REFPROP version 6.0.
  21. Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, Describing uncertainties in single-sample experiments, *Mechanical Engineer*, Vol. 75, pp. 3-8.
  22. Yoo, G. S., Hwang, J. H., Park, K. J. and Jung, D. S., 2005, External condensation heat transfer coefficients of R22 alternative refrigerants and R134a according to the saturated vapor temperature change on an enhanced tube, *Korea Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 17, No. 11, pp. 981-989.