

# 열전달 촉진 표면에서 R1234yf의 풀 비등 열전달계수

## Pool Boiling Heat Transfer Coefficients of R1234yf on Various Enhanced Surfaces

이요한(Yohan Lee)<sup>1</sup>, 강동규(Dong Gyu Kang)<sup>1</sup>, 서 훈(Hoon Seo)<sup>1</sup>, 정동수(Dongsoo Jung)<sup>2\*</sup>

<sup>1</sup>인하대학교 기계공학과 대학원, <sup>2</sup>인하대학교 기계공학과

<sup>1</sup>Department of Mechanical Engineering Graduate School, Inha University, Incheon 402-751, Korea

<sup>2</sup>Department of Mechanical Engineering, Inha University, Incheon 402-751, Korea

(Received May 22, 2012; revision received January 9, 2013)

**Abstract** In this work, nucleate pool boiling heat transfer coefficients (HTCs) of R134a and R1234yf are measured, on flat plain, 26 fpi low fin, Turbo-B, Turbo-C and Thermoexcel-E surfaces. All data are taken at the liquid pool temperature of 7°C, on a small square copper plate (9.53 mm×9.53 mm), at heat fluxes from 10 kW/m<sup>2</sup> to 200 kW/m<sup>2</sup>, with an interval of 10 kW/m<sup>2</sup>. Test results show that nucleate boiling HTCs of all enhanced surfaces are greatly improved, as compared to that of a plain surface. Nucleate pool boiling HTCs of R1234yf are very similar to those of R134a, for the five surfaces tested.

**Key words** Pool boiling heat transfer coefficient(풀 비등 열전달계수), R1234yf(냉매 1234yf), Low-fin surface(낮은 핀 표면), Turbo-B enhanced surface(Turbo-B 촉진 표면), Turbo-C enhanced surface(Turbo-C 촉진 표면), Thermoexcel-E enhanced surface(Thermoexcel-E 촉진 표면)

\* Corresponding author, E-mail: dsjung@inha.ac.kr

### 기호설명

$A$	: 열전달 면적 [m <sup>2</sup> ]
$h$	: 열전달계수 [W/m <sup>2</sup> K]
$k$	: 열전도도 [W/m·K]
$L$	: 관 두께 [m]
$Q$	: 열량 [W]
$q''$	: 열유속 [kW/m <sup>2</sup> ]
$T$	: 온도 [K 혹은 °C]

### 하첨자

$sat$	: 포화상태
$th$	: 열전대
$wall$	: 열전달 표면

## 1. 서 론

지난 반세기동안 염화불화탄소(CFC) 및 수소화염화불화탄소(HCFC)는 우수한 열역학적, 화학적 성질과 높은 안정성으로 인해 가정용 및 산업용 냉동/공조 분야에서 널리 사용되어 왔다. 그러나 1970년대 중반에 CFC들이 대기권에서 분해되지 않고 성층권의 오존층

을 파괴한다는 사실이 알려지면서 선진국들은 몬트리올 의정서에 의거하여 1996년 1월 1일부터 CFC 사용량을 동결하게 되었고 2009년 말까지는 CFC를, 2029년 말까지는 HCFC를 전폐시키기로 합의하였다.<sup>(1)</sup>

냉동/공조 산업에서 CFC에 대한 사용이 규제됨에 따라 오존파괴지수(Ozone Depletion Potential, ODP)가 0인 대체냉매를 찾기 위한 연구와 개발 활동이 활발하게 수행되었다. 이러한 노력의 결과로 HFC134a가 기존의 사용되었던 CFC12의 대체냉매로 개발되어 지난 십년간 가정용 냉장고와 정수기 등에 적용되었다. HFC134a는 CFC12와 비슷한 증기압과 열적 성능을 가지고 있으므로 CFC12를 성공적으로 대체할 수 있었다.

그러나 최근에 지구온난화 문제가 현재 인류가 직면한 가장 중요한 환경적 이슈로 떠오르면서 1997년 교토의정서에서는 HFC를 포함한 온실가스를 규제할 것을 제안했다.<sup>(2)</sup> HFC134a의 지구온난화지수(Global Warming Potential, GWP)는 1430으로 상당히 높기 때문에 지구온난화에 크게 영향을 미치는 것으로 알려져 있고 교토의정서는 이 냉매를 지구온난화를 일으키는 온실가스 중 하나로 포함시켰다. 따라서 현재 전 세계는 HFC134a를 대체할 수 있는, 환경적으로 안전하고 에너지 효율이 우수한 대체냉매를 시급히 개발해야 할

상황이다. 이 같은 추세를 반영하며 유럽 연합은 환경 보호를 위해 2011년부터 새로 제조되는 차량의 자동차 에어컨에 HFC134a의 사용을 금지하고 있으며 좀 더 구체적으로는 지구온난화지수가 150 이상인 냉매의 사용을 명확하게 금지하고 있다.<sup>(3)</sup>

최근 들어 환경 파괴와 에너지 소비량 증가에 따른 에너지 부족 등으로 전 세계 냉동/공조 산업계는 가정용 냉장고와 정수기 등에 사용하고 있는 HFC134a 냉매를 지구온난화지수가 150 이하인 친환경 냉매로 대체하려 하고 있다.

이러한 상황 속에서 미국의 냉매 제조업체인 하니웰사(Honeywell)와 듀폰사(DuPont)는 R134a를 대체할 수 있는 새로운 냉매로 R1234yf를 개발하였다. R1234yf는 오존파괴지수가 없고, 지구온난화지수가 4로 R134a의 지구 온난화 지수인 1430과 비교해 매우 낮다.<sup>(4)</sup> 하지만 R1234yf는 최근에 새로 개발되었으므로 성능 측정에 대한 연구가 거의 이루어지지 않았다.

일반적인 왕복동식 냉동/공조기에서 만액식 증발기에는 낮은 핀관, Turbo-B, Thermoexcel-E 등의 축진관이 널리 사용되고 있다.<sup>(5)</sup> 전조 가공 등을 통해 열전달 면적을 넓힌 낮은 핀관에 대한 초기 연구는 미시간 대학의 Katz와 그 동료들에 의해 폭넓게 수행되었다. 또한 Benjamin and Westwater<sup>(6)</sup>가 처음으로 재출입 동공(re-entrant cavity)을 제안한 이후로 축진관에 대한 연구도 꾸준히 진행되어 왔다. 1985년 Wolverine Tube사는 냉매의 비등에 대해 최적의 채널 형상과 밀도를 갖춘 Turbo-B를 발표했고, 1977년 Fujie et al.<sup>(7)</sup>은 히다찌의 Thermoexcel-C 튜브를 변형시킨 Thermoexcel-E 튜브를 발표했다. 그 후 Webb and Pais<sup>(8)</sup>, Tatara and Payvar<sup>(9)</sup> 그리고 Park et al.<sup>(10)</sup> 등 많은 연구자는 Turbo-B와 Thermoexcel-E, 그리고 그와 유사한 형태의 축진관에 대해

여러 할로카본계열 냉매를 가지고 풀 비등 실험을 수행하였다.

또한 Hesse<sup>(11)</sup>는 낮은 핀관들을 사용하여 R12, R113과 R114의 비등 열전달에 대해 연구하였다. 그는 낮은 압력에서 낮은 핀관들이 평관보다 더 좋은 열전달효과를 나타냄을 발견하였고, 이것이 핀 사이에서 이탈하는 기포의 크기와 관계가 있음을 발견했다. 그 후 Chen et al.,<sup>(12)</sup> Hahne et al.<sup>(13)</sup> 그리고 Kim et al.<sup>(14)</sup> 등 많은 연구자는 낮은 핀관에 대해 풀 비등 실험을 수행하였다.

이러한 연구들로 인해 축진관에서의 성능 향상과 안전성에 대한 이해가 점진적으로 이루어졌지만 실험을 수행한 유체가 주로 할로카본계열 냉매이므로 축진관에 대한 실험 데이터가 매우 부족한 실정이다. 또한 전 세계적으로 축진 표면에 대한 관심이 증가하고 있는 추세임에도 불구하고, 신뢰성 있는 데이터는 부족한 실정이며, 특히 풀 비등의 경우는 아직 체계적으로 열전달계수를 측정하지 않았다.

이에 본 연구에서는 26 fpi 낮은 핀 표면, Turbo-B 축진표면, Turbo-C 축진표면 그리고 Thermoexcel-E 축진 표면을 사용하여 지금까지 냉동/공조 분야에서 냉매로 사용되어 온 R134a를 대체할 수 있는 새로운 대체냉매인 R1234yf에 대한 실험을 수행함으로써 풀 비등 열전달계수를 측정하여 산업계가 필요로 하는 기초 자료로 제시하고자 한다.

## 2. 실험 장치 및 방법

### 2.1 실험 장치

Fig. 1은 풀 비등 열전달계수를 안전하게 측정할 수 있는 실험장치의 개략도를 나타낸다. 실험 장치와 열

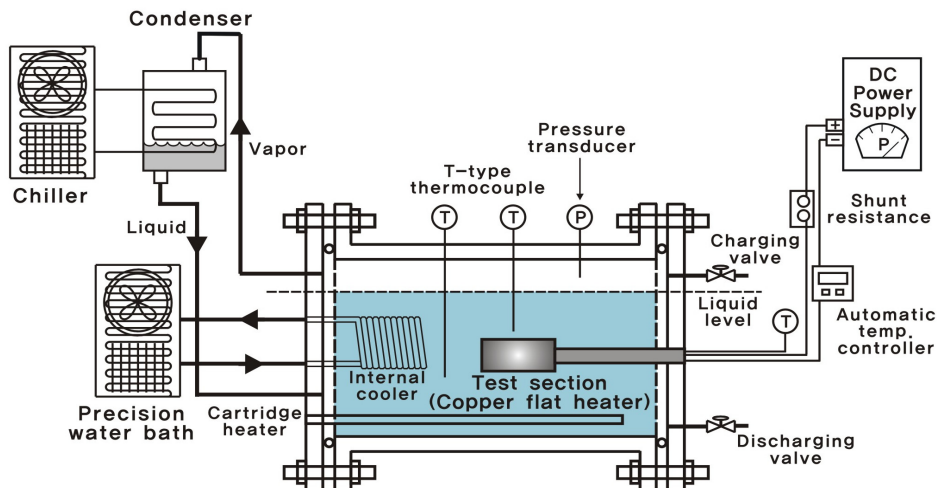


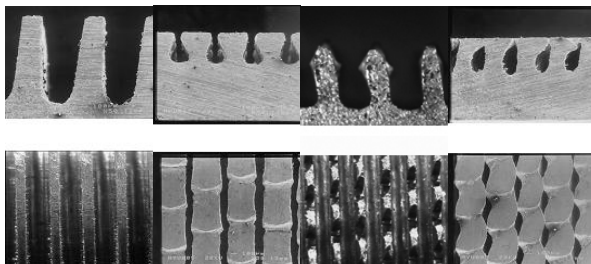
Fig. 1 Schematic of pool boiling test facility using a flat copper heater.

전달 시험부 제작방법, 실험 방법 등이 Park et al.<sup>(15)</sup>의 연구에서 사용한 것과 동일하므로 여기에서는 간단하게 실험장치의 개략도와 열전달 시험부만 소개하려 한다. 자세한 내용은 Park et al.의 논문을 참조하기 바란다.

실험 장치는 크게 비등 용기와 외부 응축기로 구성되어 있는데 비등 용기는 직경 120 mm, 길이 170 mm의 스테인리스 스틸 파이프와 양 끝단의 플랜지를 사용하여 밀폐형으로 제작하였다. 비등 용기에서 열을 받아 증발된 증기는 외부 응축기에 의해 액체로 응축된 뒤 중력에 의해 다시 비등 용기로 순환되도록 하였다. 증기의 응축에 필요한 냉각수는 독립된 정밀 항온조에 의해 정밀하게 온도가 제어되어 외부 응축기의 열교환기로 순환된다. 본 실험에서 요구되는 높은 열유속을 얻기 위해 열전달 시험부 내에 삽입된 열전달 히터에 전원을 공급할 수 있는 직류 전원 공급기(Agilent 6030 A, 200 V, 17 A)를 사용하였다.

### 2.2 열전달 시험부 제작

본 연구에서는 기존에 냉동/공조기에서 널리 사용되고 있는 열전달 촉진관들을 사용하여 비등 열전달계수를 측정할 수 있도록 작은 크기의 평면 열전달 시험부를 제작하였다. 그러나 기존의 촉진관들은 모두 원형관 형태로 제작이 되어 있기 때문에 평면 형태의 촉진관을 구하는데 어려움이 있다. 이러한 이유로 본 연구에서는 기존의 원형관 촉진관을 이용하여 평면 형태의 촉진 표면으로 제작하였다.



Low-fin Turbo-B Turbo-C Thermoexcel-E  
Fig. 2 Side and top views of enhanced surfaces.

Fig. 2는 본 연구에서 사용한 26 fpi 낮은 핀 표면과 Turbo-B 촉진 표면, Turbo-C 촉진 표면 그리고 Thermoexcel-E 촉진 표면을 측면에서 본 형상과 위에서 본 형상을 보여준다. Table 1은 본 연구에서 사용한 26 fpi 낮은 핀 표면과 Turbo-B 촉진 표면, Turbo-C 촉진 표면 그리고 Thermoexcel-E 촉진 표면의 제원을 보여준다.

Fig. 3은 본 연구에서 제작한 열전달 시험부(9.53 mm × 9.53 mm)를 나타낸다. 열전달 시험부는 크게 비등이 일어나는 구리 판과 그 판에 열을 공급하는 히터로 구성되어 있다. 열전달 히터는 안에 20옴의 니크롬선이 삽입되어 있어 약 3800 kW/m<sup>2</sup> 정도의 열유속까지 낼 수 있는 것으로 선정했다(CGI사, CCR-375-1 모델). 열전달 히터를 직접 작동유체에 접촉시킬 수 없기 때문에 본 실험에서는 열전달 히터와 같은 크기로 평평하게 제작한 26 fpi 낮은 핀 표면과 Turbo-B 촉진 표면, Turbo-C 촉진 표면 그리고 Thermoexcel-E 촉진 표면(9.53 mm × 9.53 mm × 4 mm)을 사용하였다. 이렇게 열전달 시험부를 만들기 위해 26 fpi 낮은 핀 표면과 Turbo-B 촉진 표면, Turbo-C 촉진 표면 그리고 Thermoexcel-E 촉진 표면과 히터를 선정한 뒤 히터 표면에 은 납을 대고 가열하여 히터와 구리 판을 직접 접합하였다.

열전달계수를 정확하게 측정하기 위해서는 열전달 표면에서의 온도를 정확하게 측정해야 한다. 용접이나 전기 도금의 방법 등으로 열전달 표면에 직접 열전대를 부착시키는 경우에는 표면 조건의 변화로 인해 실제 매끈한 표면에서의 비등열전달계수를 측정하기 어렵다. 따라서 Fig. 3에서 볼 수 있듯이 본 연구에서는 열전달 표면에 변화를 주지 않고 표면 온도를 정확하게 측정하기 위해서 열전달 히터 위의 구리 판에 드릴을 이용하여 직경 1.0 mm, 깊이 5.0 mm의 구멍 네 개를 동일한 간격으로 냈고 그 안에 T-type 열전대가 들어갈 수 있도록 하였다. 이렇게 4개의 열전대를 각각 구멍 안에 넣고 구멍을 은 납으로 채워 넣어 빈 공간이 생기지 않게 하였다.

### 2.3 실험방법 및 조건

비등 실험에서 무엇보다 중요한 것은 비등 용기의 밀폐성 확보와 증발온도 유지이다. 본 실험에서는 질

Table 1 Specifications of various enhanced surfaces

Surface	Plain	26 fpi low-fin	Turbo-B	Turbo-C	Thermoexcel-E
Thickness(mm)	4	4	4	4	4
Fins/in	-	26	42	42	49
Fin height(mm)	-	1.21	0.44	0.76	0.49
Gap(or pore) size(mm)	-	0.58	0.085	0.35	0.121

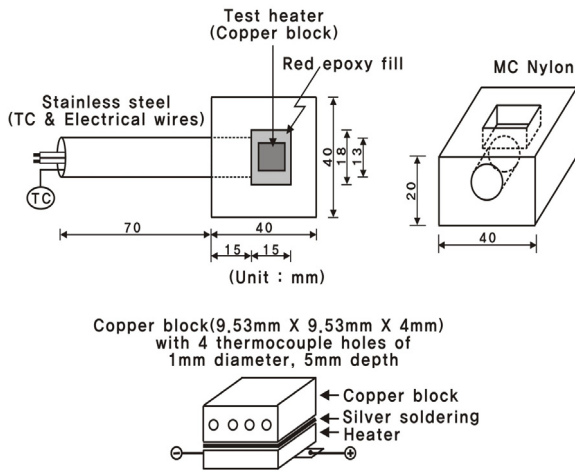


Fig. 3 Flat heater specifications.

소와 냉매로 비등 용기를 20기압까지 충전한 뒤에 할로젠 디텍터로 가스의 누출을 확인하였다. 문제가 없음이 확인되면 약 두 시간 동안 진공 펌프를 구동한 뒤 실험할 유체를 충전하였다. 충전이 다 된 후 정밀 온도 제어 항온조를 사용하여 풀 온도를 7°C로 유지하고 열유속 10 kW/m<sup>2</sup>에서부터 실험을 수행하였다. 주어진 열유속에서 정상 상태가 유지되면 풀 비등 열전달계수를 측정하고 다시 열유속을 10 kW/m<sup>2</sup>씩 증가시키면서 200 kW/m<sup>2</sup>까지 데이터를 측정하였다.

실험이 끝난 뒤에는 작동 유체를 빈 용기에 회수한 후 열전달 시험부를 비등 용기에서 분리하고 비등 용기를 분해해서 아세톤 등의 세정제를 이용해 깨끗이 닦아내고 열전대 시험부를 바꾸어 다시 위의 과정을 반복하여 실험을 수행하였다. 또한 비등 열전달계수가 표면 불결 효과의 영향을 크게 받으므로 본 연구에서는 유체를 교체할 때마다 열전달 시험 표면의 표면을 아세톤으로 세척하여 표면 조건을 항상 균일하게 유지하면서 실험을 수행하였다.

## 2.4 실험 데이터의 처리

본 실험에서 열전달계수는 간단한 에너지 방정식을 사용하여 구하였다. 열전대가 설치된 열전달 표면에서의 국부 열전달계수는 식(1)에 의해서 결정된다.

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

여기서  $h$ ,  $A$ ,  $T_w$ ,  $T_{sat}$ 는 각각 열전달계수(W/m<sup>2</sup>K), 열전달 면적(m<sup>2</sup>), 열전달 시험부 표면 온도 그리고 실험 유체의 포화온도이다. 실제 열전달 튜브의 표면은 열전대 삽입 구멍으로부터 2 mm 떨어져 있으므로 식(1)의 온도  $T_w$ 는 측정된 온도  $T_{th}$ 를 식(2)에 있는 1차원 열전도 방정식으로 보정하여 결정할 수 있다.

$$T_w = T_{th} - \frac{Q}{A} \left[ \frac{L}{k} \right] \quad (2)$$

여기서  $T_{th}$ ,  $L$ ,  $k$ 는 각각 열전대로 측정된 온도(°C), 열전달 시험부에서 열전대 홈까지의 두께(m), 열전달 시험부의 열전도도(W/m · K)이다.

본 실험에서 발생하는 실험 데이터의 불확실성을 결정하기 위해 Kline and McClintock<sup>(16)</sup>이 제안한 방법을 적용하였으며 모든 열유속에 대하여 4.4% 이내로 나타났다. 또한, 유체에 대해 여러 차례 반복 실험을 한 결과 실험 데이터의 재현율은 5% 이내로 나타났다.

## 2.5 실험 냉매와 열역학적 물성치

본 연구에서 풀 비등 열전달계수를 측정하는데 작동 유체로 R134a와 R1234yf를 사용하였다. 또한 풀 비등 실험 시에 시스템의 포화 온도를 7°C로 유지하고 실험하였다. 본 실험에서 사용된 냉매들의 7°C에 대한 물성치들은 미국 표준연구소(NIST)에서 개발된 REFPROP 8.0<sup>(17)</sup> 프로그램을 사용하여 구하였고 Table 2에 나타났다.

## 3. 실험 결과 및 고찰

### 3.1 비등 촉진 표면을 이용한 열전달계수 향상

Table 3은 26 fpi 낮은 핀 표면과 Turbo-B 촉진 표면, Turbo-C 촉진표면 그리고 Thermoexcel-E 촉진 표면에서 측정된 비등 열전달계수를 평판과 비교하여 보여준다. 그리고 Fig. 4, Fig. 5는 두 작동유체에 대한 열전달

Table 2 Some properties of R134a and R1234yf at 7°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)	$\mu_f$ (μPa · s)	$\sigma$ (N/m)
R134a	374.6	1271.3	18.319	1.3611	193.16	0.08893	0.24388	0.01056
R1234yf	397.8	1153.9	22.100	1.3157	158.67	0.06930	0.19242	0.00843

Table 3 Boiling heat transfer coefficients of R134a and R1234yf on five surfaces in W/m<sup>2</sup>K

Surface	Refrigerant	Heat flux(kW/m <sup>2</sup> )					
		10	40	80	120	160	200
Plain	R134a	2026	5598	8487	11113	12925	14550
	R1234yf	1975	5710	8603	11700	13720	16216
Low-fin	R134a	6456	11113	15337	19355	22437	25490
	R1234yf	5863	10675	15314	19809	22843	26561
Turbo-B	R134a	6752	11675	14682	17276	19485	22112
	R1234yf	6675	11938	15062	17914	20354	22732
Turbo-C	R134a	4507	9350	11044	17572	20049	23012
	R1234yf	5302	9823	13912	17759	20646	24266
Thermo excel-E	R134a	9717	13252	15874	16248	16431	17676
	R1234yf	9823	13579	16891	17088	17074	17721

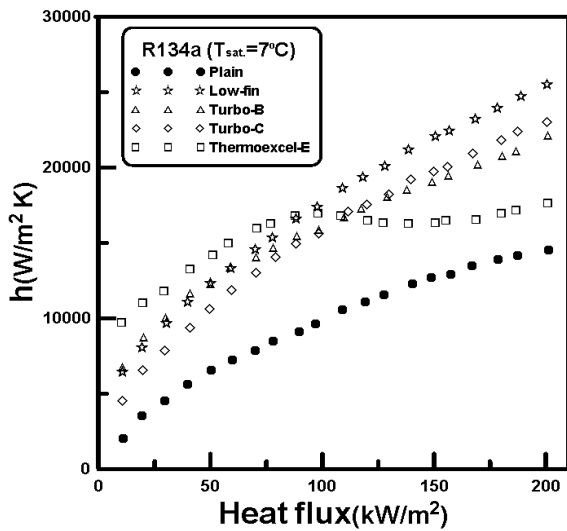


Fig. 4 HTC of R134a on various surfaces up to 200 kW/m<sup>2</sup>.

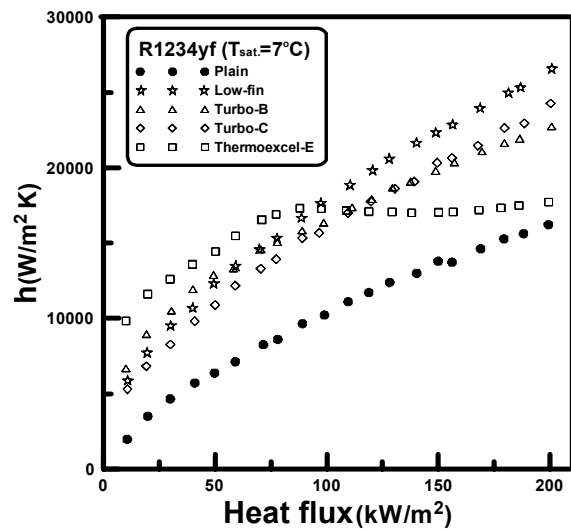


Fig. 5 HTC of R1234yf on various surfaces up to 200 kW/m<sup>2</sup>.

계수를 각각의 촉진 표면과 평판을 비교한 그래프이다. 실험을 수행한 모든 촉진 표면에 대해서 두 냉매의 비등 열전달계수는 모두 증가하였다. 특히 낮은 핀 표면이 두 냉매에 대해서 비등 열전달계수를 크게 향상시켰다.

그러나 Thermoexcel-E 촉진 표면의 경우 평판에 비해서는 열전달계수가 향상되었지만 낮은 핀판과 Turbo-C 촉진 표면보다는 향상율이 높지 않았다. 촉진 표면에 따라 이러한 차이를 보이는 이유는 촉진 표면의 형상 때문으로 생각된다. 26 fpi 낮은 핀 표면과 Turbo-C 촉진 표면은 평판과 비교하여 열전달 면적을 크게 증가시켜 열전달 성능을 향상시키기 위한 목적으로 제작되었다. 따라서 낮은 핀 표면과 Turbo-C 촉진 표면은 Thermoexcel-E 촉진 표면처럼 형상이 복잡하지 않다. 낮은 핀 표면과 Turbo-C 촉진 표면은 열전달 표면에서 기포가 원활하게 이탈되고 액체 상태의 유체가 원활하게 공급될 수 있는 구조 되어 있어 열전달계수가 크게 증가한 것으로 사료된다. 반면에 Thermoexcel-E 촉진 표면은 내부에 하부 표면(subsurface)이나 하부 구멍(gap이나 pore)이 존재하는 형태로 되어 있어 낮은 열유속에서는 기포의 발생을 촉진시켜 비등 열전달을 크게 촉진시킬 수 있다. 따라서 냉동/공조기 등의 증발기에서 사용되는 열유속은 대부분 5~20 kW/m<sup>2</sup>으로 낮은 열유속에서 Turbo-B 촉진 표면을 사용하면 평판에 비해 큰 열전달 성능을 내는 것으로 알려져 있다. 그러나 열유속이 증가하면 열전달 성능을 지배하는 요소는 기포의 발생이

cel-E 촉진 표면처럼 형상이 복잡하지 않다. 낮은 핀 표면과 Turbo-C 촉진 표면은 열전달 표면에서 기포가 원활하게 이탈되고 액체 상태의 유체가 원활하게 공급될 수 있는 구조 되어 있어 열전달계수가 크게 증가한 것으로 사료된다. 반면에 Thermoexcel-E 촉진 표면은 내부에 하부 표면(subsurface)이나 하부 구멍(gap이나 pore)이 존재하는 형태로 되어 있어 낮은 열유속에서는 기포의 발생을 촉진시켜 비등 열전달을 크게 촉진시킬 수 있다. 따라서 냉동/공조기 등의 증발기에서 사용되는 열유속은 대부분 5~20 kW/m<sup>2</sup>으로 낮은 열유속에서 Turbo-B 촉진 표면을 사용하면 평판에 비해 큰 열전달 성능을 내는 것으로 알려져 있다. 그러나 열유속이 증가하면 열전달 성능을 지배하는 요소는 기포의 발생이

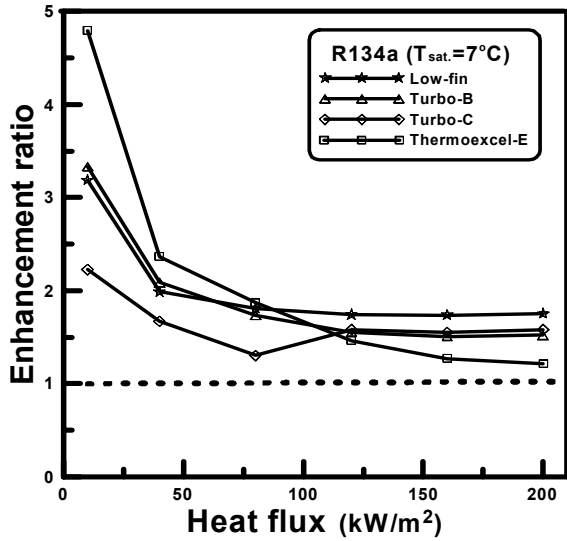


Fig. 6 Enhancement ratio of R134a on various surfaces up to 200 kW/m<sup>2</sup>.

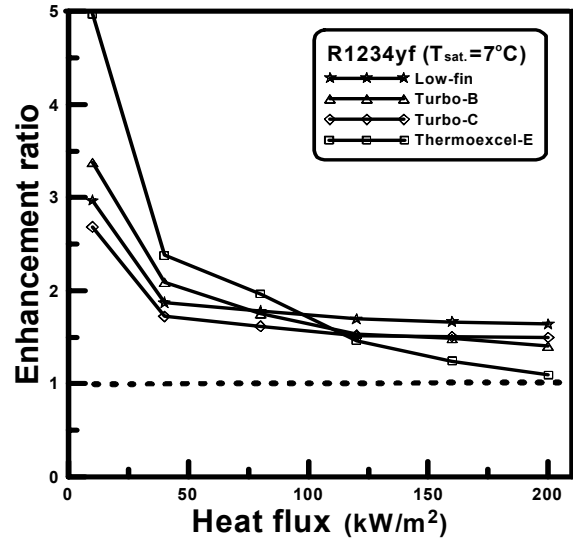


Fig. 7 Enhancement ratio of R1234yf on various surfaces up to 200 kW/m<sup>2</sup>.

아니라 기포의 원활한 이탈과 액체 상태의 작동유체가 비등이 발생하는 열전달 표면에 얼마나 잘 공급될 수 있는지 여부이다. Turbo-B 축진 표면과 Thermoexcel-E 축진 표면 같이 하부구조가 복잡할 경우 열유속이 증가하면 기포의 이탈 속도보다 생성 속도가 빨라 열전달 표면에 기포가 원활하게 이탈되지 못하고 묶여있게 된다. 이러한 이유로 비등 열전달계수가 낮은 핀 표면과 Turbo-C 축진 표면보다 낮게 나타난 것으로 사료된다.

한편, Lee and Jung<sup>(18)</sup>의 논문을 보면 증기압이 높은 냉매일수록 기포의 이탈 빈도가 크기 때문에 열전달이 일어나는 속도가 커짐을 증명하였다. 따라서 실험을 수행한 모든 표면에서 증기압이 높은 R1234yf가 R134a보다 높은 열전달계수를 나타낸 것으로 사료된다.

### 3.2 냉매에 따른 다양한 축진 표면의 열전달 축진비

Fig. 6, Fig. 7은 실험을 수행한 두 종류의 냉매에 대한 네 가지 축진 표면에서의 열전달 축진비(Enhancement ratio)를 보여준다. 열전달 축진비는 각 열유속에서 평판의 열전달계수에 대한 축진 표면에서 측정된 열전달 계수에 대한 비를 나타낸다. 열전달 축진비가 클수록 평판에 비해 열전달 상승률이 큰 것으로 동일 열유속 범위에서 모든 축진 표면에 축진비를 비교하면 축진 표면의 특성을 쉽게 분석할 수 있다. Fig. 6, Fig. 7에서 알 수 있듯이 두 가지 냉매에서 200 kW/m<sup>2</sup> 이하의 열유속에서 네 종류의 축진 표면에 대한 축진비가 높게 나타났다.

## 4. 결 론

본 연구에서는 26 fpi 낮은 핀 표면, Turbo-B 축진 표면, Turbo-C 축진 표면 그리고 Thermoexcel-E 축진 표면을 사용하여 R134a와 R1234yf의 비등 열전달 실험을 수행하였다. 실험을 통해 얻은 데이터를 분석하여 다음과 같은 결론을 얻게 되었다.

(1) 26 fpi 낮은 핀 표면과 Turbo-B 축진 표면, Turbo-C 축진 표면 그리고 Thermoexcel-E 축진 표면을 사용한 결과 두 작동유체의 열전달계수가 평판에 비해 향상되었다.

(2) 낮은 핀 표면과 Turbo-C 축진 표면의 경우 열전달 표면에서 기포가 원활하게 이탈되고 액체 상태의 유체가 원활하게 공급될 수 있는 구조로 되어있어 열전달 계수를 크게 증가시켰다.

(3) Thermoexcel-E 축진 표면의 경우 하부구조가 복잡하여 열유속이 증가하면 기포의 이탈 속도보다 생성 속도가 빨라 열전달 표면에 기포가 원활하게 이탈되지 못하고 묶여있게 되어 임계 열유속이 낮은 핀 표면과 Turbo-C 축진 표면보다 낮게 나타난 것으로 사료된다.

(4) R134a를 대체하기 위해 개발된 R1234yf를 동일한 표면 형상을 가진 증발기에 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 비등 열전달 측면에서 큰 문제가 없을 것으로 판단된다.

## 후 기

본 연구는 한국연구재단의 중견 연구자 지원 사업 (No. 2012-0007233)을 통한 교육과학기술부의 연구비 지원에 의해 이루어졌습니다.

## 참고문헌

1. United Nations Environment Programme, 1987, Montreal protocol on substances that deplete the ozone layer, Final Act.
2. Global Environmental Change Report, 1997, A brief analysis of the Kyoto protocol, Vol. IX, No. 24, December.
3. Official Journal of the European Union, 2006, Directive 2006/40/EC of the European parliament and of the council.
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  $\text{O}_3$ , Chemical Physics Letters, Vol. 439, pp. 18-22.
5. Webb, R. J., 1994, Principles of enhanced heat transfer, John Wiley and Sons Inc., New York, pp. 311-372.
6. Benjamin, J. E. and Westwater, J. W., 1961, Bubble growth in nucleate boiling of a binary mixture, Int. Development in Heat Transfer, ASME, New York, pp. 212-218.
7. Fujie, K., Nakayama, H., Kuwahara, H. and Kakizaki, K., 1977, Heat transfer wall for boiling liquids, US Patent, 4,060,125.
8. Webb, R. L. and Pais, C., 1992, Nucleate pool boiling data for five refrigerants on plain, integral-fin and enhanced tube geometries, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 35, No. 8, pp. 1893-1904.
9. Tataru, R. A. and Payvar, P., 2000, Pool boiling of pure R134a from a single Turbo-BII-HP tube, Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 43, pp. 2233-2236.
10. Park, J. S., Kim, J. G., Jung, D. and Kim, Y. I., 2001, Pool boiling heat transfer coefficients of new refrigerants on various enhanced tubes, Korea Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 13, No. 8, pp. 710-719.
11. Hesse, G., 1973, Heat transfer in nucleate boiling maximum heat flux and transition boiling, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 16, pp. 1611-1627.
12. Chen, Q., Windisch, R. and Hahne, E., 1989, Pool Boiling Heat Transfer on Finned Tubes, Proceedings of Eurotherm Seminar, Advances in Pool Boiling Heat Transfer, Paderborn, FRG, Vol. 8.
13. Hahne, E., Qiu-Rong, C., and Windisch, R., 1991, Pool boiling heat transfer on finned tubes-an experimental and theoretical study, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 34, pp. 2071-2079.
14. Kim, J. H., Kwak, T. H., Jung, D., and Kim, C. B., 1995, Pool boiling heat transfer characteristics of low-fin tubes in CFC11, HCFC123 and HCFC 141b, Transaction of KSME(B), Vol. 19, No. 9, pp. 2316-2327.
15. Park, K. J., Jung, D., and Shim, S. E., 2009, Nucleate boiling heat transfer in aqueous solutions with carbon nanotubes up to critical heat fluxes, International Journal of Multiphase Flow, Vol. 35, No. 6, pp. 525-532.
16. Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, Describing uncertainties in single-sample experiments, Mechanical Engineer, Vol. 75, pp. 3-8.
17. Lemmon, E. W., Huber, M. L., McLinden, M. O., 2007, NIST Reference fluid thermodynamics and transport properties, REFPROP version 8.0.
18. Lee, Y. and Jung, D., 2011, Pool boiling heat transfer coefficients up to critical heat flux on low-fin and turbo-B surfaces, Korea Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 23, No. 3, pp. 179-187.