

낮은 핀 표면과 Turbo-B 촉진 표면에서 임계 열유속까지의 풀 비등 열전달계수

이 요 한, 정 동 수^{**}

인하대학교 기계공학과 대학원, *인하대학교 기계공학과

Pool Boiling Heat Transfer Coefficients Up to Critical Heat flux on Low-fin and Turbo-B Surfaces

Yohan Lee, Dongsoo Jung^{**}

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

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

(Received October 22, 2010; revision received January 4, 2011)

ABSTRACT: In this work, nucleate pool boiling heat transfer coefficients(HTCs) of 5 refrigerants of differing vapor pressure are measured on horizontal low fin and Turbo-B square surfaces of 9.53 mm length. Tested refrigerants are R32, R22, R134a, R152a and R245fa and HTCs are taken from 10 kW/m² to critical heat fluxes for all refrigerant at 7°C. Wall and fluid temperatures are measured directly by thermocouples located underneath the test surface and in the liquid pool. Test results show that Critical heat fluxes(CHFs) of all enhanced surfaces are greatly improved as compared to that of a plain surface in all tested refrigerants. CHF's of all refrigerants on the 26 fpi low fin surface are increased up to 240% as compared to that of the plain surface. HTCs on both low fin and Turbo-B surfaces increase with heat flux. After certain heat flux, however, they decrease. CHF's of the Turbo-B enhanced surface are lower than that of the 26 fpi low fin surface. This phenomenon is due to the difference in surface structure of the low fin and Turbo-B surface.

Key words: Nucleate pool boiling(핵 비등), Heat transfer coefficients(열전달계수), Critical heat flux(임계 열유속), Low-fin surface(낮은 핀 표면), Turbo-B enhanced surface (Turbo-B 촉진 표면)

———— 기 호 설 명 ————

<p>A : 열전달 면적 [m²] h : 열전달계수 [W/m²K] k : 열전도도 [W/m · K] L : 관 두께 [m]</p>	<p>Q : 열량 [W] q'' : 열유속 [kW/m²] T : 온도 [K 혹은 °C]</p>
---	--

하첨자

CHF	: 임계 열유속
sat	: 포화상태
th	: 열전대
$wall$: 열전달 표면

† Corresponding author

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

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

1. 서 론

비등 열전달은 잠열에 의한 열전달과 부력에 의한 대류 현상으로 인해 상의 변화가 없는 단상 열전달보다 훨씬 큰 열량을 전달할 수 있다. 화력 및 원자력 발전소의 보일러 설계를 위해서는 물을 작동 유체로 해서 낮은 열유속부터 임계 열유속에 이르기까지 전체 핵 비등 영역에서의 데이터가 필요하다. 반면에 냉동/공조기의 증발기 설계를 위해서는 냉매를 작동유체로 하여 대개 50 kW/m^2 이하의 낮은 열유속에서의 데이터가 있으면 충분하다. 이런 이유로 물에 대해서는 핵 비등 영역 전체에 걸친 데이터가 존재하지만 냉매 군에 대해서는 대개 50 kW/m^2 이하에서 취한 데이터만 존재한다. 최근 들어 IT 산업이 발전하면서 소규모 전자 칩이나 컴퓨터 등에서 발생하는 많은 양의 열량을 수송하기 위해 전자 쿨링에 대한 관심이 높아졌는데 이 경우에는 냉매 종류와 같은 화학물질을 작동 유체로 해서 낮은 열유속부터 임계 열유속 부근까지 취한 핵 비등 데이터가 필요하다.

현재까지 비등 열전달을 향상시키기 위해 다양한 형태의 열전달 촉진관이 사용되어 왔다. 일반적인 왕복동식 냉동/공조기에서 만액식 증발기에는 낮은 핀관, Turbo-B 등의 촉진관이 널리 사용되고 있다.⁽¹⁾ 전조 가공 등을 통해 열전달 면적을 넓힌 낮은 핀관에 대한 초기 연구는 미시간 대학의 Katz와 그 동료들에 의해 폭넓게 수행되었다. 또한 Benjamin and Westwater⁽²⁾가 처음으로 재출입 동공(re-entrant cavity)을 제안한 이후로 촉진관에 대한 연구도 꾸준히 진행되어 왔다. 1985년 Wolverine Tube사는 냉매의 비등에 대해 최적의 채널 형상과 밀도를 갖춘 Turbo-B를 발표했다. 그 후 Webb and Pais,⁽³⁾ Tatara and Payvar,⁽⁴⁾ Chen et al.,⁽⁵⁾ Hahne et al.,⁽⁶⁾ Kim et al.⁽⁷⁾ 그리고 Park et al.⁽⁸⁾ 등 많은 연구자는 낮은 핀관과 Turbo-B 촉진관과 또 그와 유사한 형태의 관에 대해 여러 할로카본계열 냉매를 가지고 풀비등 실험을 수행하였다.

이러한 연구들로 인해 촉진관에서의 성능 향상과 안전성에 대한 이해가 점진적으로 이루어졌지만, 임계 열유속 범위까지 핵비등 열전달 성능에 대한 실험 데이터가 매우 부족한 실정이다.

특히 최근에는 반도체 기술이 급격하게 발전함에 따라 전자 부품들이 소형화, 고집적화 되면서 고효율 열교환기의 개발이 중요하게 대두되고 있다. 차

세대 마이크로프로세서와 전자부품 경우에는 300 kW/m^2 정도의 고열유속으로 열을 방출해야 하는 부품도 늘고 있다. 이와 같은 고열유속 열전달 문제는 기존의 냉각 방식으로 쉽게 해결할 수 없다. 열전달 기기의 운전 과정에서 가열면의 열유속이 임계 열유속(Critical heat flux, CHF)을 초과하게 되면 순식간에 막 비등 영역으로 넘어가면서 시스템의 물리적 파괴 현상이 발생되게 된다. 이는 전열 표면에 형성된 기체막을 통한 열전달과정이 원활히 이루어지지 않아 전열 표면의 온도가 급속히 높게 상승하기 때문이다. 따라서 시스템을 보호하면서 성능을 극대화시키기 위해서는 임계 열유속 향상이 필수적이며 이를 위해서는 임계 열유속 근방까지의 데이터를 취하고 기존의 상관식과 비교해 보는 것이 필요하다.

이에 본 연구에서는 전자 쿨링 적용을 염두에 둔 채 26 fpi 낮은 핀 표면 그리고 Turbo-B 촉진표면을 사용하여 증기압이 상이한 CFC, HCFC 그리고 HFC 계열의 대표적인 냉매 5개-R32, R22, R134a, R152a, R245fa-를 이용해 임계 열유속 근방까지 핵 비등 데이터를 취하여 산업계가 필요로 하는 증발기 및 고효율 열교환기의 설계에 필요한 기초 자료로 제시하고자 한다.

2. 실험 장치 및 방법

2.1 실험 장치

Fig. 1은 상온에서 다양한 증기압을 갖는 냉매들의 풀 비등 열전달계수를 안전하게 측정할 수 있는 실험장치의 개략도를 나타낸다. 실험 장치와 열전달 시험부 제작방법, 실험 방법 등이 Park et al.⁽⁹⁾의 연구에서 사용한 것과 동일하므로 여기에서는 간단하게 실험장치의 개략도와 열전달 시험부만 소개하려 한다. 자세한 내용은 Park et al.⁽⁹⁾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 제

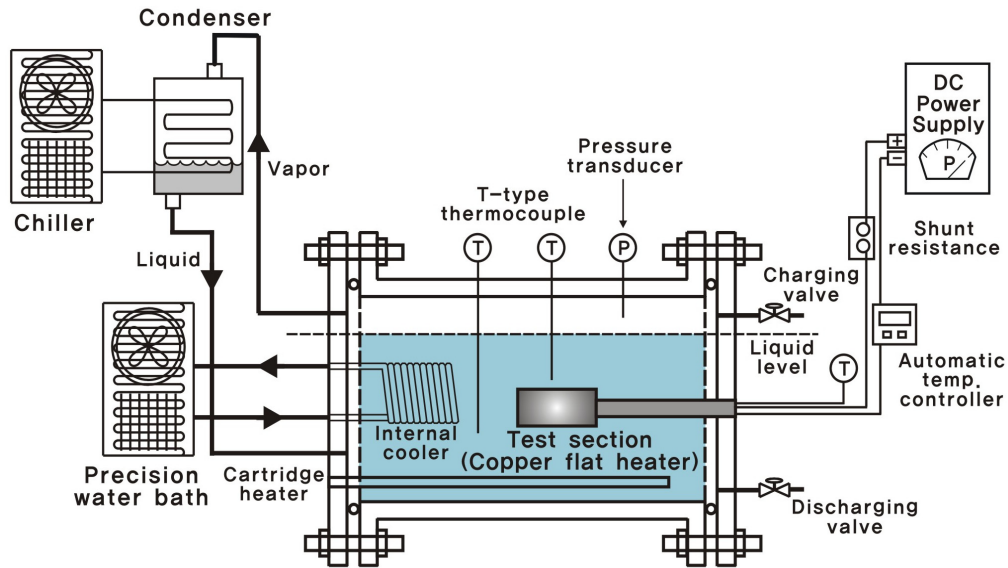


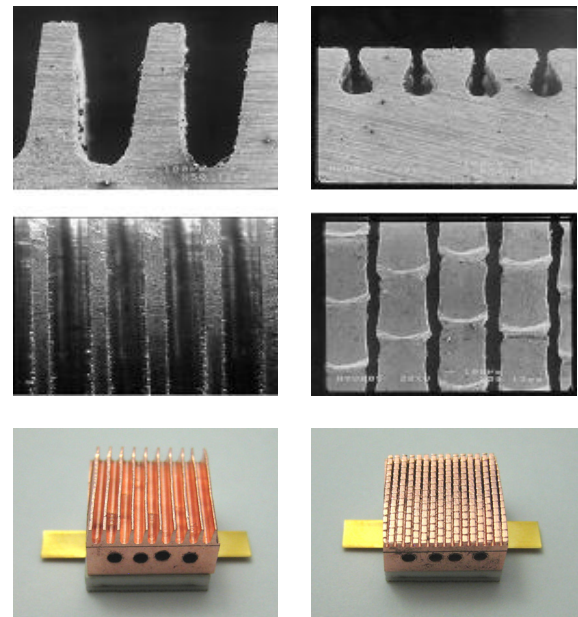
Fig. 1 Schematic of pool boiling test facility using a flat copper heater.

어되어 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 축진관들을 사용하여 임계점 부근의 높은 열유속에서도 비등 열전달계수를 측정할 수 있도록 작은 크기의 평면 열전달 시험부를 제작하였다. 그러나 기존의 축진관들은 모두 원형관 형태로 제작이 되어 있기 때문에 평면 형태의 축진관을 구하는데 어려움이 있다. 이러한 이유로 본 연구에서는 기존의 원형관 축진관을 이용하여 평면 형태로 제작하였다. Fig. 2는 본 연구에서 사용한 26 fpi 낮은 핀 표면과 Turbo-B 축진 표면을 측면에서 본 형상과 위에서 본 형상을 보여주며 또한 축진 표면을 평평하게 제작하여 열전달 칩을 부착시킨 사진을 보여준다. Table 1은 본 연구에서 사용한 26 fpi 낮은 핀 표면과 Turbo-B 축진 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/m² 정도의 열



Low-fin surface Turbo-B surface

Fig. 2 Side and top views of enhanced surfaces.

Table 1 Specification of enhanced surfaces

Surface	26 fpi low-fin	Turbo-B
Thickness(mm)	4	4
Fins/in	26	42
Fin height(mm)	1.21	0.44
Gap(or pore) size(mm)	0.58	0.085

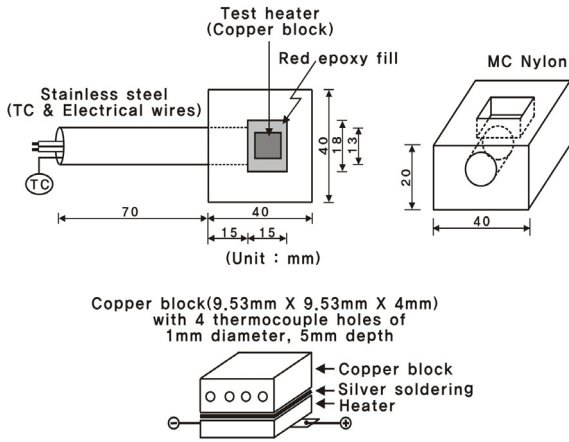


Fig. 3 Flat heater specifications.

유속까지 낼 수 있는 것으로 선정했다(CGI사, CCR-375-1 모델). 열전달 히터를 직접 액체 냉매에 접촉시킬 수 없기 때문에 본 실험에서는 열전달 히터와 같은 크기로 평평하게 제작한 26fpi 낮은 핀 표면과 Turbo-B 축진 표면(9.53 mm×9.53 mm×4 mm)을 사용하였다. 이렇게 열전달 시험부를 만들기 위해 26 fpi 낮은 핀 표면과 Turbo-B 축진 표면 그리고 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 비등 열전달계수를 측정하기 어렵다. 따라서 Fig. 3에서 볼 수 있듯이 본 연구에서는 열전달 표면에 변화를 주지 않고 표면 온도를 정확하게 측정하기 위해서 열전달 히터 위에 부착한 구리 판에 드릴을 이용하여 직경 1.0 mm, 깊이 5.0 mm의 구멍 네 개를 동일한 간격으로 뚫고 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 질소와 냉매로 비등 용기를 20기압까지 충전한 뒤에 할로겐 디텍터로 가스의 누출을 확인하였다. 문제가 없음이 확인되면 약 두 시간 동안 진공 펌

프를 구동한 뒤 실험할 유체를 충전하였다. 충전이 다 된 후 정밀온도 제어 항온조를 사용하여 풀 온도를 7°C로 유지하고 열유속 10 kW/m²에서부터 실험을 수행하였다. 주어진 열유속에서 정상 상태가 유지되면 풀 비등 열전달계수를 측정하고 다시 열유속을 10 kW/m²씩 증가시키면서 높은 열유속까지 데이터를 측정하였다. 일반적으로 풀 비등 실험은 비등의 히스테리시스(Hysteresis)를 고려하여 열유속을 감소시키면서 데이터를 측정한다. 그러나 본 연구에서는 잘 알려지지 않은 임계열유속 근방까지의 데이터를 측정하기 위해 열유속을 증가시키면서 실험을 수행하였다.

시스템이 임계 열유속 부근에 도달하면 유동이 안정적으로 되지 못하고 순식간에 막 비등으로 넘어가서 히터가 망가지게 되므로 본 연구에서는 히터 표면의 온도를 1초 마다 측정하여 온도가 60°C 이상이 되면 자동으로 히터의 전원이 차단되도록 하였다. 따라서 본 실험에서 유체의 임계 열유속은 히터 표면의 온도가 급격하게 증가하여 히터의 전원이 차단되는 시점으로 결정하였다.

실험이 끝난 뒤에는 작동 유체를 빈 용기에 회수한 후 열전달 시험부를 비등 용기에서 분리하고 비등 용기를 분해해서 아세톤 등의 세정제를 이용해 깨끗이 닦아내고 유체를 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.

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

여기서 h , A , T_w , T_{sat} 는 각각 열전달계수(W/m²K), 열전달 면적(m²), 열전달 시험부 표면 온도 그리고 실험 유체의 포화온도이다. 실제 열전달 튜브의 표면은 열전대 삽입 구멍으로부터 2 mm 떨어져 있으

므로 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. 식(2)을 이용하여 열전달 시험부 표면 온도를 보정한 결과 열유속이 200 kW/m² 이상일 경우에는 온도차가 1°C 이상 차이가 나므로 열전달계수를 결정하는 데 크게 영향을 미쳐 무시할 수 없음을 알 수 있다.

본 실험에서 발생하는 실험 데이터의 불확실성을 결정하기 위해 Kline and McClintock⁽¹⁰⁾이 제안한 방법을 적용하였으며 모든 냉매에 대하여 1.9~4.7% 정도로 나타났다. 또한, 한 유체에 대해 여러 차례 반복 실험을 한 결과 실험 데이터의 재현율은 5% 이내로 나타났다.

2.5 실험 냉매와 열역학적 물성치

본 연구에서 풀 비등 열전달계수 및 임계 열유속을 측정하는데 사용된 작동유체로 증기압이 상이한 5 종류의 할로카본 냉매(R32, R22, R134a, R152a, R245fa)를 사용하였다. 또한 풀 비등 실험 시 시스템의 포화 온도를 7°C로 유지하고 실험하였으며, 이때의 모든 냉매들의 물성치를 이용하여 상관식 결과를 예측하는데 사용했다. 본 실험에서 사용된 냉매들의 7°C에 대한 물성치들은 미국 표준연구소(NIST)에서 개발된 REFPROP 8.0⁽¹¹⁾ 프로그램을 사용하여 구하였고 Table 2에 나타났다.

3. 실험 결과 및 고찰

본 실험에서는 증기압이 다양한 5개 냉매에 대해 임계 열유속 근방까지 열유속을 증가시켜 가며 7°C에서 풀 비등 열전달계수를 측정하였다.

3.1 비등 축진 표면을 이용한 임계 열유속 향상

Table 3은 26 fpi 낮은 핀 표면과 Turbo-B 축진 표면에서 측정된 임계 열유속을 평판(plain surface)

Table 2 Some properties of tested refrigerants at 7°C

	R32	R22	R134a	R152a	R245fa
P (kPa)	1011.5	621.5	374.6	337.1	72.2
ρ _f (kg/m ³)	1030.6	1257.3	1271.3	943.1	1386.1
ρ _g (kg/m ³)	27.559	26.345	18.319	10.571	4.330
C _{pf} (kJ/kg·K)	1.7857	1.1897	1.3611	1.7226	1.2862
C _{pg} (kJ/kg·K)	1.3293	0.7751	0.9304	1.1335	0.8912
h _{fg} (kJ/kg)	304.00	199.26	193.16	299.83	200.62
k _f (W/m·K)	0.1398	0.0916	0.0889	0.1058	0.0937
μ _f (μPa·s)	0.1392	0.2001	0.2439	0.2013	0.5182
σ (N/m)	0.0098	0.0107	0.0106	0.0122	0.0164

Table 3 Comparison of CHF(kW/m²)of tested refrigerants on enhanced surfaces against plain surface

Ref.	Plain	Low-fin	Diff. (%)	Turbo-B	Diff. (%)
R32	580	1590	174.1	1140	96.6
R22	370	1170	216.2	740	100.0
R134a	360	1210	236.1	770	113.9
R152a	400	1010	152.5	740	85.0
R245fa	230	690	187.5	380	58.3

과 비교하여 보여준다. 평판의 실험 결과는 Park et al.⁽⁹⁾의 결과를 참조하였다. Fig. 4, Fig. 5는 26 fpi 낮은 핀 표면과 Turbo-B 축진 표면에서 측정된 풀 비등 곡선과 임계 열유속을 보여준다. 실험을 수행한 모든 축진 표면에 대해서 모든 냉매의 임계 열유속이 모두 증가하였다. 특히 낮은 핀 표면의 경우 모든 냉매에 대해서 임계 열유속 향상이 가장 두드러졌다. 또한 R134a의 임계 열유속은 240%까지 크게 향상되었다. Turbo-B 축진 표면의 경우 평판에 비해서는 평균 100% 정도 임계 열유속이 향상되었으나 낮은 핀 표면보다는 향상율이 높지 않았다.

축진 표면에 따라 이러한 차이를 보이는 이유는

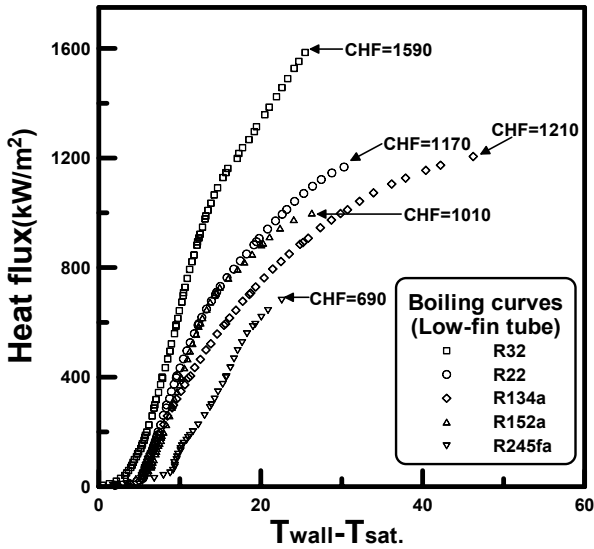


Fig. 4 Boiling curves and CHF of tested refrigerants on low-fin surface.

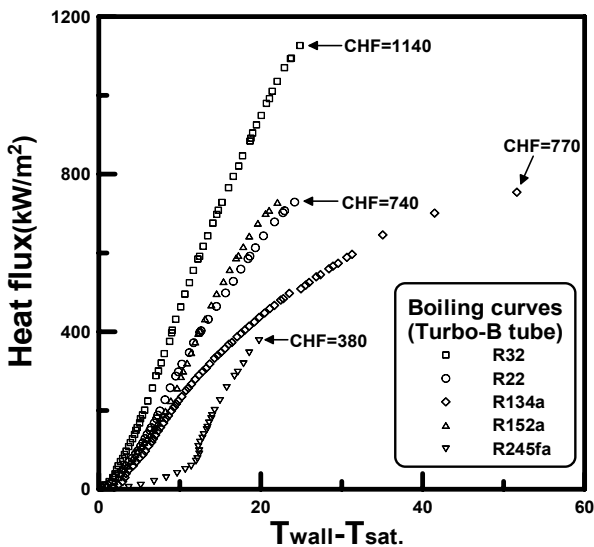


Fig. 5 Boiling curves and CHF of tested refrigerants on Turbo-B surface.

촉진 표면의 형상에 기인한다. 낮은 핀 표면은 평판과 비교하여 열전달 면적을 크게 증가시켜 열전달 성능을 향상시키기 위한 목적으로 제작되었다. 따라서 낮은 핀 표면은 Turbo-B 촉진 표면처럼 형상이 복잡하지 않다. 임계 열유속은 열전달 표면에서 기포가 이탈되지 못하고 액체 상태의 작동 유체가 열전달 표면에 원활하게 공급되지 못할 경우 순식간에 발생하게 되는데 낮은 핀 표면은 열전달 표면에서 기포가 원활하게 이탈되고 액체 상태의 유체가 원활하게 공급될 수 있는 구조로 되어 있어 열유속

이 증가하여도 열유속이 낮은 경우와 동일한 수준으로 핵 비등이 유지될 수 있다. 따라서 임계 열유속도 크게 증가하였다.

반면에 Turbo-B 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/m²으로 낮은 열유속에서 Turbo-B 촉진 표면을 사용하면 평판에 비해 큰 열전달 성능을 내는 것으로 알려져 있다.⁽¹²⁾ 그러나 열유속이 증가하여 임계 열유속에 가까워지면 열전달 표면에서 열전달 성능을 지배하는 요소는 기포의 발생이 아니라 기포의 원활한 이탈과 액체 상태의 작동유체가 비등이 발생하는 열전달 표면에 얼마나 잘 공급될 수 있는지 여부이다. Turbo-B 촉진 표면과 같이 하부구조가 복잡할 경우 열유속이 증가하면 기포의 이탈 속도보다 생성 속도가 빨라 열전달 표면에 기포가 원활하게 이탈되지 못하고 묶여있게 된다. 이러한 이유로 임계 열유속이 낮은 핀 표면보다 낮게 나타난 것으로 사료된다.

한편, 평판에서와 마찬가지로 낮은 핀 표면에서도 증기압이 높은 냉매일수록 임계 열유속의 향상율이 높았다. 이는 증기압이 높을수록 기포의 이탈 빈도가 크기 때문에 열전달이 일어나는 속도가 커지게 되는 것으로 사료된다.

3.2 비등 촉진 표면에서의 열전달계수 비교

Fig. 6~Fig. 9는 26fpi 낮은 핀 표면과 Turbo-B 촉진 표면에서 열유속에 따른 냉매들의 풀 비등 열전달계수를 200 kW/m²까지의 낮은 열유속 구간과 임계 열유속까지의 전체 구간에서 보여 준다. 본 연구에서는 표면 형상이 서로 다른 두 촉진 표면에서의 임계 열유속을 측정하는 것에 초점을 맞추고 실험을 수행하였지만 실제 냉동/공조기의 증발기에서 사용되는 열유속은 주로 200 kW/m² 미만이기 때문에 각 촉진 표면에 따른 낮은 열유속 구간에서의 열전달계수를 분석하는 것도 중요하다. 따라서 전체 열유속 구간에서의 열전달계수와 열유속이 200 kW/m² 이하에서의 열전달계수로 구분하여 제시하였다. 26fpi 낮은 핀 표면에서 냉매들의 열전달계수는 평판에서의 경향과 비슷하게 포화압력이 큰 냉매일수록 높은 열전달계수를 가지는 것을 확인할

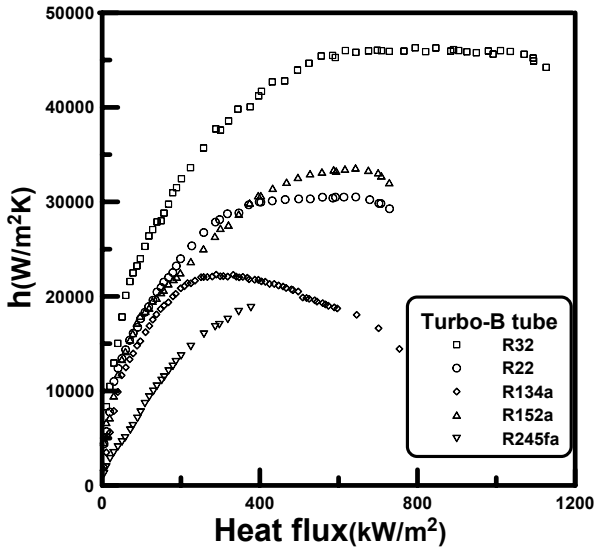


Fig. 6 HTC of tested refrigerants up to critical heat flux on Turbo-B surface.

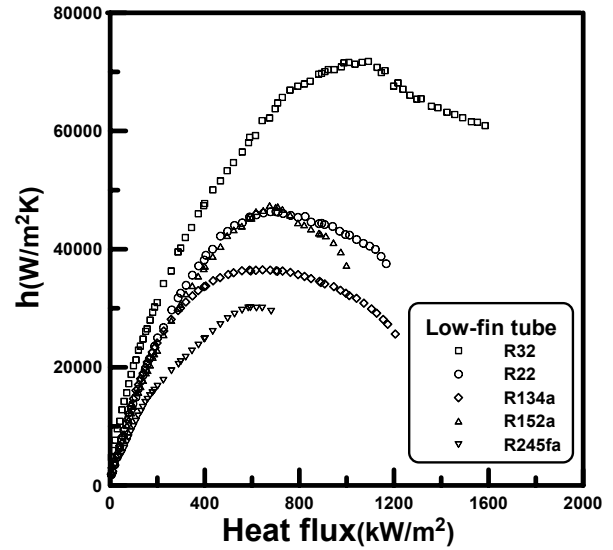


Fig. 8 HTC of tested refrigerants up to critical heat flux on low-fin surface.

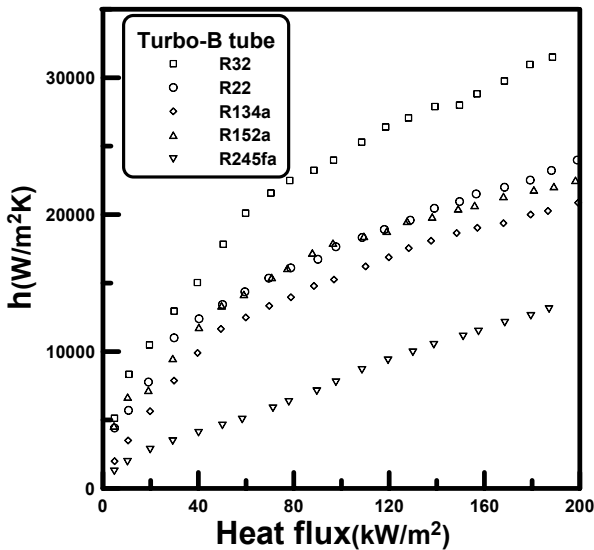


Fig. 7 HTC of tested refrigerants up to 200 kW/m² on Turbo-B surface.

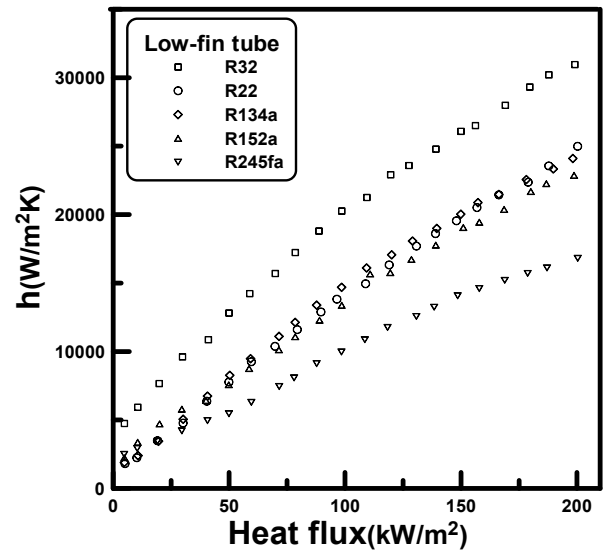


Fig. 9 HTC of tested refrigerants up to 200 kW/m² on low-fin surface.

수 있었으며 200 kW/m² 이하의 낮은 열유속의 범위에서 평판에 비해 약 1.1~1.7배의 성능증대를 보였다. Gorenflo and Fath⁽¹³⁾는 낮은 핀 표면에서의 열전달계수의 성능 증대를 핀 표면에서의 냉매의 증발과 핀 사이에 흐르는 이상 상태의 대류 열전달이라는 두 가지 인자로 설명하고 있는데 이 두 가지 요인의 활성화로 인해 열유속이 증가함에 따라 풀 비등 열전달계수도 계속 증가하게 되는 것으로 사료된다. 그러나 Fig. 6에서 확인할 수 있듯이 열유속이 계속 증가하여 임계 열유속에 가깝게 되면

열전달계수가 감소하는 것을 알 수 있다. 이는 임계 열유속 근처에서 핵 비등이 거의 끝나기 때문이다. 이 상태에서는 높은 열유속에 의해 열전달 표면에서의 기포의 밀도가 증가하고 왕성하게 이탈되는 기포에 의해 액체 상태의 유체가 원활히 공급되지 못한다. 따라서 핵 비등에 의해 제거해야 할 높은 열유속을 제거하지 못해 열전달계수가 감소하는 것으로 사료된다.

하부구조를 갖는 Turbo-B 축진 표면의 경우 200 kW/m² 이하의 낮은 열유속의 범위에서 평판에 비

해서 약 1.8~5.4배의 성능증대를 나타냈다.

3.3 냉매에 따른 축진 표면별 열전달계수와 열전달 촉진비

Fig. 10~Fig. 11은 실험을 수행한 5개 냉매에 대한 26 fpi 낮은 핀 표면과 Turbo-B 축진 표면에서의 열전달 촉진비(Enhancement ratio)를 보여준다. 열전달 촉진비는 각 열유속에서 평판의 열전달계수

에 대한 축진 표면에서 측정된 열전달계수에 대한 비를 나타낸다. 열전달 촉진비가 클수록 평판에 비해 열전달 상승률이 큰 것으로 동일 열유속 범위에서 각 축진 표면에 따른 촉진비를 비교하면 각 축진 표면의 특성을 쉽게 분석할 수 있다. 실험 결과를 살펴보면 모든 냉매에서 200 kW/m² 이하의 낮은 열유속에서 각 축진 표면에 대한 촉진비가 높게 나타났고 열유속이 200 kW/m² 이상이 되면 열전달 촉진비가 일정하게 유지되는 것을 알 수 있다.

여기서 주목할 것은 Turbo-B 축진 표면의 열전달 촉진비가 열유속이 높아지게 되면 1보다 작아지는 구간이 생긴다. 즉 열전달계수가 평판보다 작아지게 된다. 이는 낮은 열유속에서 기포의 형성에 초점이 맞추어져 제작된 하부구조의 특성 때문이다. 따라서 200 kW/m² 이상의 고열유속에서 비등 열전달이 요구되는 장치에서는 하부구조를 이용하여 비등 열전달을 향상시키는 Turbo-B 축진 표면은 사용하지는 안 될 것으로 사료된다.

4. 결론

본 연구에서는 26 fpi 낮은 핀 표면 그리고 Turbo-B 축진 표면을 사용하여 증기압이 상이한 CFC, HCFC 그리고 HFC 계열의 대표적인 냉매 5개-R32, R22, R134a, R152a, R245fa-를 이용해 임계 열유속 근방까지 핵 비등 열전달 실험을 수행하였다. 실험을 통해 얻은 데이터를 분석하여 다음과 같은 결론을 얻게 되었다.

(1) 26 fpi 낮은 핀 표면 그리고 Turbo-B 축진 표면을 사용한 결과 모든 냉매의 임계 열유속이 평판에 비해 최대 240%까지 증가하였다.

(2) 26 fpi 낮은 핀 표면과 Turbo-B 축진 표면에서 측정된 열전달계수는 열유속이 증가함에 따라 증가하였다. 그러나 일정 열유속이 되면 열전달계수가 감소하는 경향을 보였다.

(3) 낮은 핀 표면의 경우 열전달 표면에서 기포가 원활하게 이탈되고 액체 상태의 유체가 원활하게 공급될 수 있는 구조 되어 있어 임계 열유속을 크게 증가시켰다.

(4) Turbo-B 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 표면보다 낮게 나타난 것으로 사료된다.

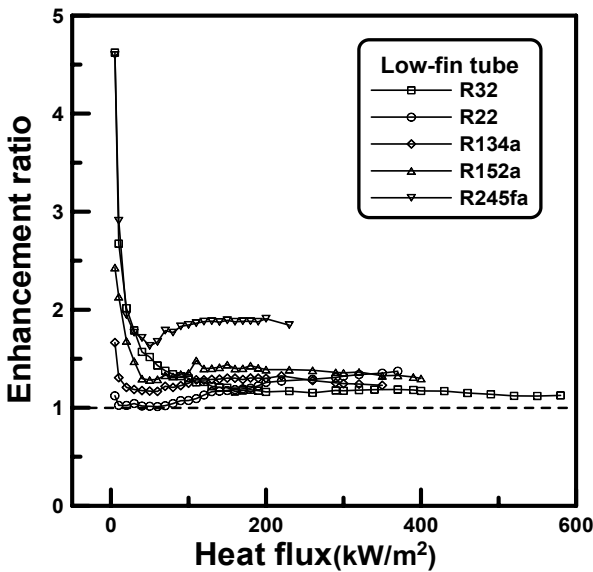


Fig. 10 Enhancement ratio of tested pure refrigerants on low-fin surface.

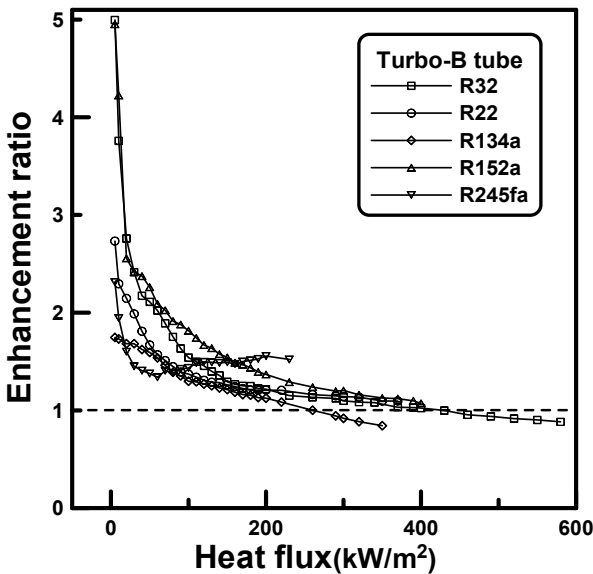


Fig. 11 HTC's of tested refrigerants up to 200 kW/m² on Turbo-B surface.

후 기

본 연구는 2010년도 정부(국토해양부)의 재원으로 한국해양연구원의 ‘해양 심층부의 에너지 이용 기술 개발’(연구 책임자 김현주) 연구사업 지원을 받아 수행되었으며 관계자들에게 감사를 드린다.

참고문헌

1. Webb, R. J., 1994, Principles of enhanced heat transfer, John Wiley and Sons. Inc., New York, pp. 311-372.
2. 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.
3. 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.
4. Tatara, 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.
5. Chen, Q., Windisch, R. and Hahne, E., 1989, Pool boiling Heat Transfer on Finned Tubes, Proc. Eurotherm Seminar, Advances in Pool Boiling Heat Transfer, Paderborn, FRG, Vol. 8.
6. Hahne, E., Qiu-Rong, C. and Windisch, R., 1991, Pool boiling heat transfer on finned tubes-an experimental and theoretical study, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 34, pp. 2071-2079.
7. Kim, J. H., T. H., Jung, D. and Kim, C. B., 1995, Pool boiling heat transfer characteristics of low-fin tubes in CFC11, HCFC123 and HCFC141b, Transaction of KSME(B), Vol. 19, No. 9, pp. 2316-2327.
8. 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.
9. Park, K. J. and Jung, D., 2008, Pool boiling heat transfer coefficients up to critical heat flux, Korea Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 20, No. 9, pp. 571-580.
10. Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, Describing uncertainties in single-sample experiments, Mechanical Engineer, Vol. 75, pp. 3-8.
11. Lemmon, E. W., Huber, M. L. and McLinden, M. O., 2007, NIST Reference fluid thermodynamics and transport properties, REFPROP version 8.0.
12. 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.
13. Gorenflo, D. and Fath, W., 1987, Pool boiling heat transfer on the outside of finned tubes at high saturation pressures, Proc. 17th Int. Congr. Refrig., pp. 955-960.