

< 학술논문 >

DOI <http://dx.doi.org/10.3795/KSME-B.2015.39.7.591>

ISSN 1226-4881(Print)

2288-5324(Online)

낮은 핀관의 형상이 LiBr 수용액의 풀 비등에 미치는 영향에 대한 실험적 연구

김 내 현^{*†}

* 인천대학교 기계시스템공학부

An Experimental Study on the Effect of Low Fin Tube Geometry on Pool Boiling of a LiBr Solution

Nae-Hyun Kim^{*†}

* Div. of Mechanical System Engineering, Incheon Nat'l Univ.

(Received March 4, 2015 ; Revised April 29, 2015 ; Accepted May 3, 2015)

Key Words: Heat Transfer Coefficient(열전달계수), LiBr Solution(리튬브로마이드 수용액), Low Fin Tube(낮은 핀관), Pool Boiling(풀 비등),

초록: 본 연구에서는 핀 핏치와 핀 높이가 다른 7종류의 낮은 핀관에 대하여 LiBr 농도 0%~50%, 열유속 20kW/m²~40kW/m², 포화압력 7.38kPa~101.3kPa에서 풀 비등 실험을 수행하였다. 실험 범위에서 최적 낮은 핀관 형상은 핀 핏치 26fpi, 핀 높이 1.8mm로 나타났다. 핀 핏치가 너무 넓으면 전열 면적이 감소하고 핀 핏치가 너무 좁으면 기포의 성장 및 이탈이 원활하지 못하게 되어 최적 핀 핏치가 존재한다. 포화압력이 낮아질수록, LiBr 농도가 증가할수록 열전달계수는 감소하였다. 이는 포화압력이 낮아질수록 기포의 이탈직경은 증가하고 이탈 빈도는 감소하기 때문이다. 또한 LiBr 농도가 증가하면 포화온도는 증가하고 물질확산율은 감소하는데 이에 따라 기포의 성장속도가 감소하고 따라서 열전달계수가 감소하게 된다. 낮은 핀관의 열전달계수는 모든 포화압력과 농도에서 평활관의 열전달계수보다 크게 나타났다. 본 실험자료를 기반으로 상관식을 제시하였다.

Abstract: Pool boiling heat transfer coefficients of a LiBr solution were obtained for seven low fin tubes having different fin pitch and fin height. The test range covered saturation pressure from 7.38kPa to 101.3kPa, heat flux from 20 kW/m² to 40 kW/m² and LiBr concentration from 0% to 50%. The optimum fin geometry for the present experimental range turned out to be 26 fpi with 0.18 mm fin height. The advantage of added heat transfer area and the disadvantage of slower bubble growth and departure appear to have yielded an optimum fin pitch. The heat transfer coefficient decreased as saturation pressure decreased and LiBr concentration increased. The reason may be attributed to the low saturation pressure, which increased the bubble departure diameter and decreased the bubble departure frequency. As the LiBr concentration increased, the saturation temperature increased and the mass diffusion rate decreased, which resulted in a reduced heat transfer coefficient. The heat transfer coefficients of the low fin tube were greater than those of the smooth tube. Correlations were developed based on the present data.

- 기호설명 -

A : 전열면적
 c_p : 비열
 D : 튜브 직경

e : 핀 높이
 g : 중력 가속도
 h : 열전달계수
 h_{fg} : 증발 잠열
 k : 열전도도
 L : 길이
 \dot{m} : 질량 유량

† Corresponding Author, knh0001@incheon.ac.kr

© 2015 The Korean Society of Mechanical Engineers

P	: 압력, 둘레
Q	: 전열량
q''	: 열유속
$RMSE$:제곱평균제곱근 오차
t	: 튜브 두께
T	: 온도
U	: 열관류율
V	: 속도
α	: 열확산계수
μ	: 점성계수
ρ	: 밀도
σ	: 표면장력

하첨자

exp	: 실험
f	: 핀
h	: 수력직경
i	: 내측
in	: 입구
l	: 액
m	: 평균
o	: 외측
out	: 출구
pred	: 예측
s	: 표면
sat	: 포화
w	: 물, 접수

1. 서 론

산업의 발전과 삶의 수준의 향상에 따라 보다 쾌적한 생활공간을 추구하기 위한 냉방에너지의 수요가 해마다 급격히 증가하고 있다. 건물의 냉방에는 압축식 냉동기가 많이 사용되고 있지만 전력수급 불균형 문제와 오존층 파괴와 같은 지구환경문제를 유발한다. 이를 해결하기 위한 방안으로 흡수식 냉동기에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 현재 보급되고 있는 흡수식 냉동기는 주로 냉매로 물이, 흡수제로 LiBr 수용액이 사용되고 있다. 이 흡수식 냉동기는 재생기, 증발기, 흡수기 및 응축기 등의 열교환기들로 구성되며, 각각 기능에 적합한 형상의 전열관을 사용한다.

흡수식 냉동기의 고효율화와 소형화를 위해서는 고성능 전열관의 연구가 필수적이다.⁽¹⁻⁶⁾ 하지만 주로 흡수기용 전열관의 고성능화에 관한 연구가 대부분이고 재생기용 전열관에 대한 연구는 많이 미흡한 실정이다.⁽⁷⁻¹⁰⁾ 흡수식 냉동기의 주요 부품인 재생기

는 전열관군으로 구성되는데 LiBr 수용액이 공급되는 형태에 따라 만액식과 유하액막식으로 구분된다. 유하액막식은 냉매가 관외측에서 액막형태로 흐르면서 열 및 물질전달을 수행하는데 전열성능이 높고 냉매충전량이 소량인 반면 관 외측에 균일한 액막이 형성되지 않는 어려움이 있다.⁽⁹⁾ 만액식은 전열관 전체를 냉매에 잠기게 하여 풀비등 형태로 열 및 물질전달을 수행한다. 유하액막식에 비하여 냉매충전량이 다량 소요되는 반면 재생기를 안정적으로 운전할 수 있는 장점이 있다.

만액식 재생기용 전열관에 관한 연구는 다음과 같다. Charters 등⁽⁷⁾은 수직 원관에 대하여 LiBr 수용액 농도 25%와 56.5%, 포화압력 9.3kPa~18.7kPa, 열유속 4.5kW/m²~33.4kW/m²의 조건에서 풀 비등 실험을 수행하였다. Lee 등⁽⁸⁾은 수직 원관에 대하여 포화압력 4kPa~40kPa, 열유속 1.2kW/m²~101.3kW/m², LiBr 수용액 농도 55%에서 풀 비등 실험을 수행하였다. 포화온도와 열유속이 증가할수록 열전달계수도 증가하였는데 핵비등 개소가 증가하였기 때문으로 설명하였다. Varma 등⁽⁹⁾은 순수 물과 LiBr 수용액을 사용하여 압력 4kPa~9.93kPa, 열유속 15kW/m²~108kW/m²의 조건에서 수평 원관의 풀비등 실험을 수행하였다. 그들은 LiBr 수용액에서의 비등 열전달계수는 순수 물에서의 값보다 작으며, LiBr 수용액의 농도가 높아질수록 비등 열전달계수는 작아진다고 보고하였다. Yoon 등⁽¹⁰⁾도 순수 물과 LiBr 수용액을 사용하여 압력 9.3kPa~40kPa, 열유속 7kW/m²~80kW/m² 수평 원관 풀비등 실험을 통해 재생기의 비등특성과 계면활성제의 영향을 파악하였다. 열전달계수는 LiBr 농도가 증가할수록, 열유속과 포화온도는 감소할수록 감소하였는데 기포의 이탈에 따라 열전달 표면의 LiBr 농도가 증가하고 포화온도 또한 증가하기 때문으로 설명하였다.

상기 문헌조사 결과 만액식 재생기의 경우 평활 원관에 대해서만 연구가 이루어졌을 뿐 고성능 성형가공관에 대해서는 연구가 전무함을 알 수 있다. 본 연구에서는 재생기에 널리 사용되는 낮은 핀관 7종류에 대하여 풀비등 실험을 수행하고 이로부터 최적 전열관 형상을 도출하였다. 낮은 핀관 7종류는 핀 핏치와 핀 높이가 서로 다르게 가공되었다. 비교를 위하여 평활 원관에 대한 실험도 수행하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 전열관 시료

Table 1에 본 실험에서 사용된 7종류의 낮은 핀

관의 형상과 제원을 나타내었다. 외경은 모두 19.0mm 이고 핀 높이가 다른 (1.1mm, 1.3mm, 1.4mm, 1.8mm) 26fpi(fins per inch) 네 종류, 핀 높이가 1.1mm 인 40fpi 한 종류, 핀 높이가 1.4mm 인 19fpi 한 종류, 핀 높이가 1.8mm 인 34fpi 한 종류로 구성되었다. 상기 낮은 핀관들은 국내의 전열 촉진관 제조업체로부터 입수하였다. 전열관의 전체 길이는 1,200mm 이며 전열관 양단의 비가공부 길이는 각각 100mm 로 전열관의 전열길이는 1,000mm 이다. Table 1 에는 핀 가공에 의한 전열 면적의 증가량 (A_{actual} / A_o)도 나타나 있다. 낮은 핀관의 전열 면적은 공칭 외경을 기준으로 ($A_o = \pi D_o L$) 산정하였다. 시험은 LiBr 농도 0%, 30%, 50%, 열유속 $20\text{kW/m}^2 \sim 40\text{kW/m}^2$, 포화압력 7.38kPa, 12.34kPa, 101.3 kPa (상당 포화온도 40°C , 50°C , 100°C)에서 수행되었다. 상기 실험 범위는 재생기의 운전조건(포화압력 7.38 kPa, 포화온도 100°C , 농도 50%)을⁽¹¹⁾ 고려하여 결정되었다.

2.2 실험장치 및 방법

Fig. 1 에 실험장치의 개략도를 나타내었다. 실험장치는 크게 시험부와 관 내측 물 순환 시스템으로 구성된다. 시험부는 내경 200mm, 길이 1,000mm, 두께 15mm 의 SUS 재질의 원통으로 제작하였고, 시험부 중심에 전열관을 플랜지와 O-ring 으로 체결하였다. 전열관 내부에는 일정 유량의 고온수가 흐르게 되는데, 이를 위한 관 내측 물순환 시스템은 고온 항온수조, 순환 펌프, 질량유량계(Micro Motion), 유량조절 밸브로 구성된다. 고온 항온수조에는 히터, 전력조정기, 디지털 온도 조절계와 온도센서가 장착되고 고온 항온수조 내의 압력을 약 5 bar($T_{sat}=150^\circ\text{C}$)로 유지하여 액상의 고온수가 일정하게 흐를 수 있도록 제작하였다. 전열관 내부를 흐르는 고온수에 의해 시험부 외측에서 발생하는 증기는 시험부 상단에 위치한 응축기에서 응축된 후 다시 시험부로 유입된다. 응축기에는 항온수조가 연결되어 포화압력을 조절하였다.

시험부 내의 기체온도와 액체온도를 측정하기 위해 시험부 상부와 하부에 열전대를 200mm 간격으로 각각 4 개씩 설치하였다. 시험부 상부에는 압력계를 장착하여 압력을 측정하였고, 전열관의 비등현상을 볼 수 있도록 시험부 중앙에 sight glass 를 설치하였다. 전열관 입출구에는 각 3 개씩 열전대를 설치하여 물의 입출구 온도를 측정하였다. 실험장치는 외부로의 열손실을 최소화하기 위

하여 약 30mm 두께의 단열재로 단열하였으며 온도, 압력 및 유량 등의 모든 데이터는 데이터 취득장치를 통해 컴퓨터에 저장되었다.

Table 1 Dimensions of test tubes

Type	Photo	Dimensions
Smooth		O.D=19.0mm t=0.5mm I.D=18.0mm $A_{actual}/A_o=1.0$
26fpi e=1.1mm		O.D=19.0mm t=0.64mm I.D=15.5mm $A_{actual}/A_o=2.8$
26fpi e=1.3mm		O.D=19.0mm t=0.70mm I.D=15.0mm $A_{actual}/A_o=3.0$
26fpi e=1.4mm		O.D=19.0mm t=0.82mm I.D=14.6mm $A_{actual}/A_o=3.1$
26fpi e=1.8mm		O.D=19.0mm t=0.5mm I.D=14.5mm $A_{actual}/A_o=3.16$
19fpi e=1.4mm		O.D=19.0mm t=0.9mm I.D=14.5mm $A_{actual}/A_o=2.38$
34fpi e=1.1mm		O.D=19.0mm t=0.9mm I.D=14.5mm $A_{actual}/A_o=4.59$
40fpi e=1.1mm		O.D=19.0mm t=0.8mm I.D=14.6mm $A_{actual}/A_o=3.83$

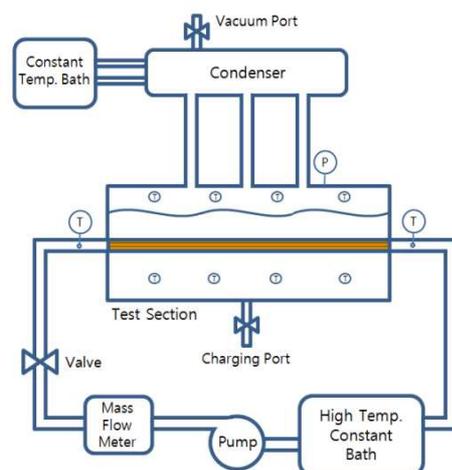


Fig. 1 Schematic view of experimental apparatus

실험은 Table 2 에 나타나 있듯이 세 종류의 압력(7.38, 12.34, 101.3 kPa)과 세 종류의 열유속(20, 30, 40 kW/m²)에서 수행되었다. 압력은 시험부 상부의 응축기에 공급되는 냉각수의 온도로써 조절하였고, 열유속은 전열관 내로 공급되는 고온수의 온도를 변화시켜 조절하였다.

실험장치는 대기압 이하의 압력에서 작동하기 때문에 기밀을 확인하기 위해 압축공기와 진공펌프를 이용하여 고압 상태(8 기압)와 저압 상태(진공)에서 누설여부를 확인하였다. 48 시간 동안 시험부 내의 압력변화를 측정하여 시간당 0.1kPa 이내로 시험부의 기밀을 유지하였다. 실험장치의 기밀을 확인한 후 진공상태에서 주입부를 통하여 시험부 내로 전열관 상부 40mm 까지 LiBr 수용액을 충전시킨 후 최대 열유속 조건에서 약 2 시간 정도 시운전하면서 용액 내의 잔존가스를 제거하였다. 시험 조건을 변화시킨 후 정상상태까지는 대략 30 분 정도가 소요되었고, 정상상태에서 약 2 분 동안 데이터를 취득하였다. 용액의 농도는 비중계로 측정하였다.

2.3 자료처리

시험부 중앙에 설치된 전열관 내부를 흐르는 고온수의 유량과 입출구 온도 데이터로부터 아래의 식으로 전열관의 열량을 계산한다.

$$Q = \dot{m}_w c_{pw} (T_{w,in} - T_{w,out}) \tag{1}$$

전열관의 UA 관계식은 아래와 같다.

$$Q = UA\Delta T_{lm} \tag{2}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{w,in} - T_{w,out})}{\ln \frac{T_{w,in} - T_{sat}}{T_{w,out} - T_{sat}}} \tag{3}$$

$$\frac{1}{h_o A_o} = \frac{1}{UA} - \frac{1}{h_i A_i} - \frac{t}{k A_m} \tag{4}$$

여기서 A_m은 관벽 평균 면적으로 관 내경과 관 뿌리에서 측정된 외경의 평균 직경(D_m)으로부터 구하였다 (A_m = πD_mL). 식 (3)에서 포화온도는 LiBr 수용액 온도 4개를 평균 내어 구하였다 . 이 온도를 전열관 위치에서의 포화압력으로부터 구한 포화온도와 비교하면 0.3°C 이내에서 일치하였다. 전열관 위치에서의 포화압력은 시험부 압력계로 측정한 압력에 수두 높이 40mm를 더하여 구해진다. 전열관의 비등 열전달계수(h_o)는 Wilson Plot 방

법⁽¹²⁾을 사용하여 식 (4)로부터 구하였다. Wilson Plot 방법은 벽면온도를 측정하지 않고 관 외측 열전달계수를 구하는 방법으로, 전열관 외측 조건을 일정하게 유지시킨 상태에서 전열관 내측의 조건을 변화시키면서 총괄 열전달계수를 측정하면 외측 비등 열전달계수의 값이 도출된다. Wilson Plot 방법을 이용한 실험의 신뢰도에 있어 중요한 것은 외측 조건을 일정하게 유지하는 것이다. 만약 액식 재생기 전열관의 외측은 풀비등 조건이며 이때의 비등성능은 포화온도와 열유속에 의해 결정된다. 따라서 관 외측의 포화온도와 열유속을 일정하게 유지하며 실험을 수행하여야 하는데 열유속을 일정하게 유지하기 위하여 전열관 입구 물 온도를 변화시키고, 포화온도를 일정하게 유지하기 위하여 시험부 상부에 위치한 응축기로 유입되는 항온수조의 온도를 변화시켜 관 외측 조건이 일정하게 유지되도록 하였다. 계측장비의 오차는 질량유량계 ±0.1%, 열전대 ±0.1°C, 압력계 ±0.15%이다. 실험 데이터에 대한 불확실성 해석⁽¹³⁾을 수행한 결과 열유속은 1.8~4.6 %, 비등 열전달계수는 5.6%~17.6 %의 오차값을 가진다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 평활관의 순수 물 비등 실험

실험결과와 신뢰도를 확인하기 위하여 평활관에서 순수 물의 풀비등 성능을 잘 예측하는 것으로

Table 2 Experimental conditions

LiBr Concentration	0%, 30%, 50%
Pressure	7.38, 12.34, 101.3 [kPa]
Heat Flux	20, 30, 40 [kW/m ²]

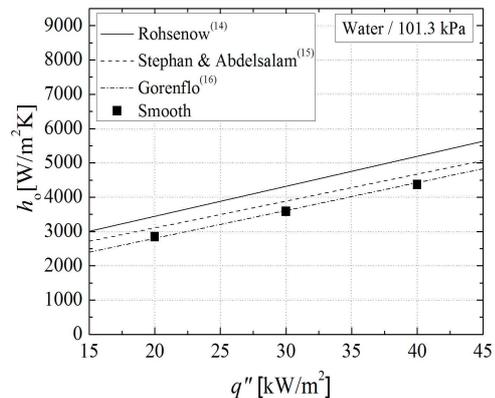


Fig. 2 Heat transfer coefficient(h_o) of the smooth tube compared with correlations

알려진 Rohsenow,⁽¹⁴⁾ Stephan 과 Abdelsalam⁽¹⁵⁾ 및 Gorenflo⁽¹⁶⁾ 상관식들의 예측치와 대기압에서 평활관의 비등 열전달계수를 Fig. 2 에 나타내었다. 이 그림은 Gorenflo 의 상관식이 실험결과를 적절히 예측하는 것을 보여주고 있다. Wilson Plot 방법을 이용하여 얻어진 UA 값에서 상기 관 외측 비등 열전달계수를 빼면 관 내측 열전달계수를 도출할 수 있다. Fig. 3 에 평활관의 관 내측 열전달계수와 Gnielinski 상관식⁽¹⁷⁾ 을 비교하였다. 이 그림은 Gnielinski 상관식이 관 내측 열전달계수를 적절히 예측함을 보여준다. 이로부터 Wilson Plot 방법이 본 논문의 자료처리에 적절하게 적용되고 있음을 다시 한번 확인할 수 있다.

3.2 낮은 핀관의 LiBr 수용액 비등 실험

낮은 핀관 7 종류에 대하여 LiBr 수용액 농도 50%, 포화압력 7.38kPa에서 풀 비등 실험을 수행하였다. 상기 수용액 농도와 포화 압력은 흡수식 냉동기의 재생기에서 형성되는 대표적인 값이다.⁽¹¹⁾ Fig. 4에 핀 핏치의 영향을 나타내었다. 핀 높이가 1.1mm의 경우 26fpi 낮은 핀관이 40fpi 낮은 핀관보다 열전달계수가 9.9% 높게 나타났다. 핀 높이가 1.4mm의 경우는 26fpi 낮은 핀관이 19fpi 낮은 핀관보다 열전달계수가 4.5% 높게 나타났고 핀 높이가 1.8mm의 경우는 26fpi 낮은 핀관이 34fpi 낮은 핀관보다 열전달계수가 8.3% 높게 나타났다. 이는 비록 제한된 형상 범위이긴 하지만 모든 핀 핏치에서 26 fpi 낮은 핀관의 열전달 성능이 우수함을 보인다. 그 이유로 핀 핏치가 너무 넓으면 전열 면적이 감소하고 핀 핏치가 너무 좁으면 기포의 성장 및 이탈이 원활하지 못하게 된다. 따라서 최적 핀 핏치가 존재하게 된다.

Fig. 5에는 26fpi에서 핀 높이가 비등 열전달계수에 미치는 영향을 나타내었다. 핀 높이가 높아질수록 비등 열전달계수는 증가함을 보인다. 핀 높이가 1.1mm에서 평균 열전달계수는 평활관보다 38.4% 높고 1.3mm에서는 42.4%, 1.4mm에서는 52.3%, 1.8mm에서는 82.7% 높게 나타났다. 이는 핀 높이가 높아질수록 전열면적이 증가하기 때문이다. Figs. 4와 5로 부터 본 실험 범위에서 낮은 핀관의 최적 핀 형상은 핀 핏치 26fpi, 핀 높이가 1.8mm 임을 알 수 있다.

3.3 LiBr 농도 및 포화압력의 영향

최적 낮은 핀관(26fpi, e=1.8mm)과 평활관에 대하여 LiBr 농도 및 포화압력이 전열성능에 미치는 영향을 살펴 보았다. Fig. 6에 순수 물에서 포화압력이 낮은 핀관 및 평활관의 열전달계수에 미치는 영향을 나타내었다. 포화압력이 낮아질수록 열전달계수는 감소한다. 이는 포화압력이 감소할수록

기포의 이탈직경은 증가하고 이탈 빈도는 감소하여 열경계층의 두께가 두꺼워지기 때문이다.⁽¹⁸⁾ 낮은 핀관의 경우 대기압(101.3kPa)에서 12.34kPa로 감소시 열전달계수는 25.5% 감소하고 7.38kPa로 감소시 37.6% 감소한다. 평활관의 경우는 대기압에서 12.34kPa로 감소시 열전달계수는 48.2%

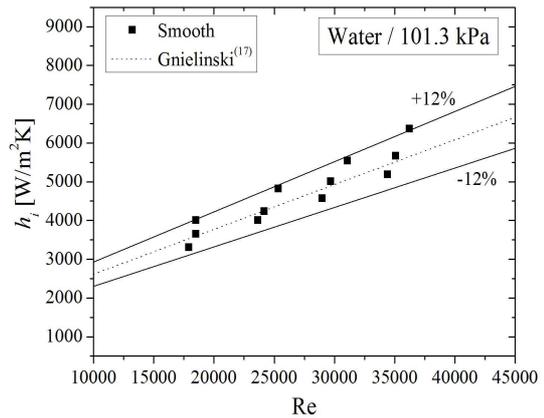


Fig. 3 Heat transfer coefficient(h_i) of the smooth tube compared with Gnielinski⁽¹⁶⁾ correlation

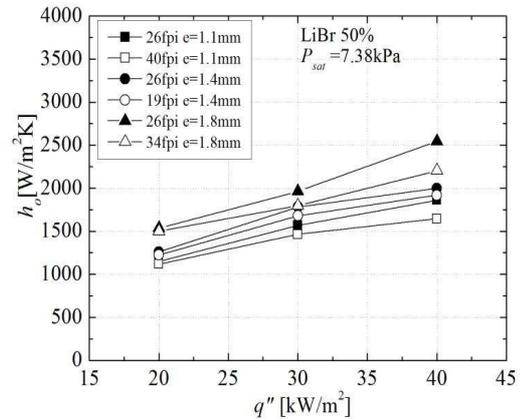


Fig. 4 Effect of fin pitch on pool boiling of LiBr solution (LiBr 50%, $P_{sat}=7.38kPa$)

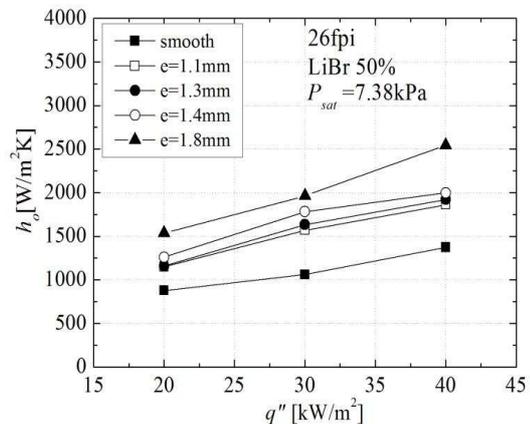


Fig. 5 Effect of fin height on pool boiling of LiBr solution (LiBr 50%, $P_{sat}=7.38kPa$)

감소하고 7.38kPa로 감소시 57.1% 감소한다. 또한 모든 포화압력에서 낮은 핀관의 열전달계수는 평활관보다 큰데 대기압에서는 106%, 12.34kPa에서는 196%, 7.38kPa에서는 201% 크다. 이는 26fpi 낮은 핀관의 전열면적 증가율 3.16(Table 1 참조)보다는 작은 숫자이다.

Fig. 7에는 LiBr의 농도가 낮은 핀관 및 평활관의

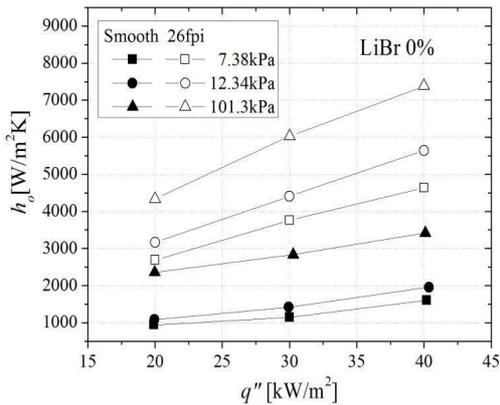
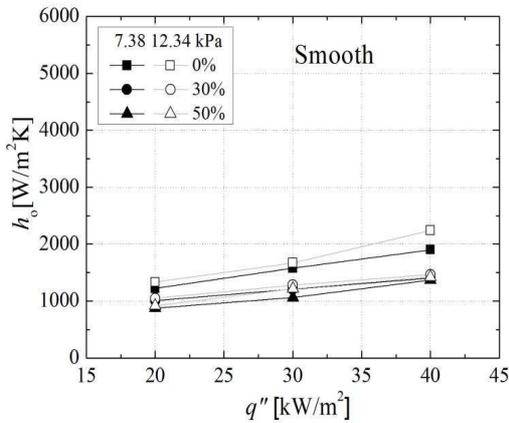
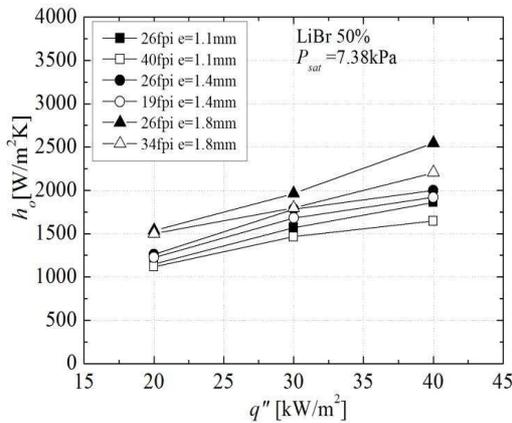


Fig. 6 Effect of saturation pressure on pool boiling of pure water for 26 fpi low fin tube and the smooth tube



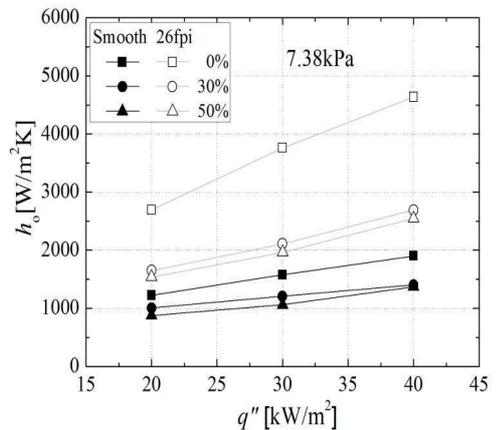
(a) Smooth tube



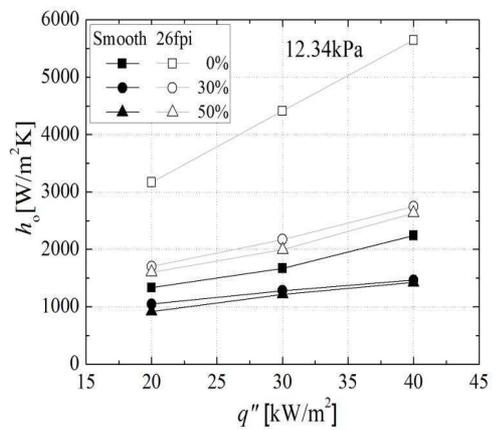
(b) 26 fpi low fin tube

Fig. 7 Effect of LiBr concentration on pool boiling of 26 fpi low fin and smooth tube

열전달계수에 미치는 영향을 나타내었다. 농도가 증가할수록 열전달계수는 감소한다. 특히 0%에서 30%로 증가시 열전달계수가 현저히 감소함을 보인다. LiBr 농도가 증가하면 포화온도는 증가하고 물질확산율은 감소하는데 이에 따라 기포의 성장속도가 감소하고 열경계층의 두께가 두꺼워져 열전달계수가 감소하게 된다. 낮은 핀관의 경우 12.34kPa에서 LiBr 농도가 0%에서 30%로 증가시 열전달계수는 49.9% 감소하고 50%로 증가시 52.9% 감소한다. 7.38kPa에서는 LiBr 농도가 0%에서 30%로 증가시 열전달계수는 41.8% 감소하고 50%로 증가시 54.5% 감소한다. 평활관의 경우 12.34kPa에서 LiBr 농도가 0%에서 30%로 증가시 열전달계수는 27.7% 감소하고 50%로 증가시 32.3% 감소한다. 7.38kPa에서는 LiBr 농도가 0%에서 30%로 증가시 열전달계수는 23.2% 감소하고 50%로 증가시 29.6% 감소한다. Fig. 8에는 동일한 데이터를 포화압력 별로 나타내었다. 낮은 핀관의 열전달계수가 평활관의 열전달계수보



(a) 7.38kPa



(b) 12.34kPa

Fig. 8 Comparison of LiBr Pool Boiling heat transfer coefficient between 26fpi low fin and smooth tube

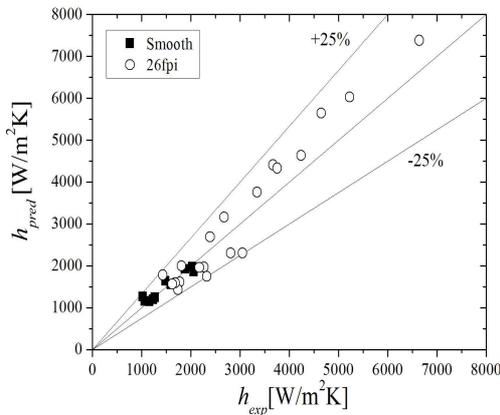


Fig. 9 Comparison of LiBr Pool Boiling heat transfer coefficient between 26fpi low fin and smooth tube

다 큰데 12.34kPa에서는 LiBr 농도 0%시 152%, 30%시 74.7%, 50%시 75.3% 크다. 7.38kPa에서는 LiBr 농도 0%시 136%, 30%시 78.6%, 50%시 82.7% 크다. 26fpi 낮은 핀관과 평활관에 대하여 Rohsenow⁽¹⁴⁾ 상관식을 모사하여 아래의 상관식을 개발하였다.

- Smooth tube :

$$\frac{c_{pl}(T_s - T_{sat})}{h_{fg}} = 0.0328 \left[\frac{q''}{\mu_l h_{fg}} \left(\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right)^{1/2} \right]^{0.292} \left(\frac{c_{pl} \mu_l}{k_l} \right)^{-0.0025} \left(\frac{P}{101.3} \right)^{-0.356} \quad (5)$$

- 26 fpi :

$$\frac{c_{pl}(T_s - T_{sat})}{h_{fg}} = 0.0459 \left[\frac{q''}{\mu_l h_{fg}} \left(\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right)^{1/2} \right]^{0.176} \left(\frac{c_{pl} \mu_l}{k_l} \right)^{0.498} \left(\frac{P}{101.3} \right)^{-0.0289} \left(\frac{e}{D} \right)^{0.532} \quad (6)$$

여기서 T_s 는 관벽온도, T_{sat} 은 포화온도, P 는 포화압력(kPa), e 는 핀 높이(m)이다. 관벽온도는 관 내외측 열저항비($1/h_o \cdot A_o$ 와 $1/h_i \cdot A_i$)를 고려하여 포화온도(T_{sat})와 물온도(T_w)로부터 구하였다. 이 때 LiBr 수용액의 물성치는 EES⁽¹⁹⁾로부터 구하였다. 상기 상관식은 포화압력 7.38kPa~101.3kPa, 열유속 $20\text{kW/m}^2 \sim 40\text{kW/m}^2$, LiBr 농도 0%~50% 범위에서 적용 가능하다. Fig. 9에 상관식의 예측치와 실험데이터를 비교하였다. RMS오차는 평활관의 경우 10.3%, 낮은 핀관의 경우 14.7%이다.

4. 결론

본 연구에서는 핀 핏치와 핀 높이가 다른 7종류의 낮은 핀관과 평활관에 대하여 LiBr 농도 0%, 30%, 50%, 열유속 $20\text{kW/m}^2 \sim 40\text{kW/m}^2$, 포화압력 7.38kPa, 12.34kPa, 101.3kPa에서 풀 비등 실험을 수행하였다. 주된 결론은 다음과 같다.

(1) 본 실험 범위에서 최적 낮은 핀관은 핀 핏

치 26fpi, 핀 높이 1.8mm이다. 핀 핏치가 너무 넓으면 전열 면적이 감소하고 핀 핏치가 너무 좁으면 기포의 성장 및 이탈이 원활하지 못하게 되어 최적 핀 핏치가 존재한다. 또한 핀 높이가 높아질수록 비등 열전달계수는 증가한다.

(2) 포화압력이 낮아질수록 열전달계수는 감소한다. 이는 포화압력이 감소할수록 기포의 이탈경은 증가하고 이탈 빈도는 감소하여 열경계층의 두께가 두꺼워지기 때문이다.

(3) LiBr 농도가 증가할수록 열전달계수는 감소한다. LiBr 농도가 증가하면 포화온도는 증가하고 물질확산율은 감소하는데 이에 따라 기포의 성장속도가 감소하고 열경계층의 두께가 두꺼워져 열전달계수가 감소하게 된다.

(4) 낮은 핀관의 열전달계수는 평활관의 열전달계수보다 크다. 12.34kPa에서는 LiBr 농도 0%시 152%, 30%시 74.7%, 50%시 75.3% 크다. 7.38kPa에서는 LiBr 농도 0%시 136%, 30%시 78.6%, 50%시 82.7% 크다.

(5) 본 데이터를 기반으로 Rohsenow⁽¹⁴⁾ 형태의 상관식을 개발하였다.

참고문헌 (References)

- (1) Yoon, J. I., Oh, H. K. and Kashiwagi, T., 1995, "Characteristics of Heat and Mass Transfer for a Falling Film Type Absorber with Insert Spring Tubes," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B*, Vol. 19, No. 6, pp. 1501~1509.
- (2) Kawamata, O., Otani, T., Ishitulia, N., and Aliyanchi, T., 1985, "Development of High Performance Heat Transfer Tubes for Absorber of Absorption Refrigerator," *Hitachi Corporation*, Vol. 8, pp. 57~62.
- (3) Furukawa, M., Sasaki, N., Kaneko, T. and Nosetani, T., 1993, "Enhanced Heat Transfer Tubes for Absorber of Absorption Chiller/Heater," *Trans. of the JAR*, Vol. 10, No. 2, pp. 219~226.
- (4) Yoon, J. I., Kwon, O. K. and Moon, C. G., 1999, "Experimental Investigation of Heat and Mass Transfer on Absorber with Several Enhanced Tubes," *KSMIE International Journal*, Vol. 13, No. 9, pp. 640~646.
- (5) Lee, K. T., Lee, H. S., Moon, C. G., Kang, K. C. and Yoon, J. I., 2004, "Experimental Study on Performance Characteristics of Absorber with Variations of Tube Diameters," *Journal of the Korean Society for Power System Engineering*, Vol. 8, pp. 328~333.
- (6) Kwon, O. K., Cha, D. A., Yun, J. H. and Kim, H. S., 2009, "A Study on the Heat Transfer Performance of Evaporator Heat Transfer Tube for Absorption Chiller," *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 21,

- No. 4, pp. 215~221.
- (7) Charters, W. W. S., Megler, V. R., Chen W. D. and Wang, Y. F., 1982, "Atmospheric and Sub-Atmospheric Boiling of H₂O and LiBr/H₂O Solutions," *International Journal of Refrigeration*, Vol. 5, No. 2, pp. 107~114.
- (8) Lee, J. H., Kim, B. L., Lee, K. P. and Park, C. W., 2013, "A Study on Performance Characteristics of Heating Tubes used in the Falling Film Generator of a Hot Water Driven Absorption Chiller," *Proceedings of the KSME 2013 Annual Meeting*, pp. 873~876.
- (9) Varma, H. K., Mehrotra, R. K. and Agrawal, K. N., 1994, "Heat Transfer During Pool Boiling of LiBr-Water Solutions at Subatmospheric Pressures," *International Communications in Heat Mass Transfer*, Vol. 21, No. 4, pp. 539~548.
- (10) Yoon, J. I., Lee, Y. H. and Oh, H. K., 1994, "Experimental Study of Surfactant Effect on Generator Pool Boiling Heat Transfer," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B*, Vol. 14, pp. 143~146.
- (11) Stoecker, W. F. and Jones, J. W., 1982, *Refrigeration and Air-Conditioning*, 2nd ed., McGraw-Hill Pub.
- (12) Wilson, E. E., 1915, "A Basis of Rational Design of Heat Transfer Apparatus," *Trans. ASME*, Vol. 37, pp. 47~70.
- (13) Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, "The Description of Uncertainties in Single Sample Experiments," *Mechanical Engineering*, Vol. 75, pp. 3~9.
- (14) Rohsenow, W. M., 1952, "A Method of Correlating Heat Transfer Data for Surface Boiling of Liquids," *Trans. ASME*, Vol. 74, pp. 969~975.
- (15) Stephan, K. and Abdelsalam, M., 1980, "Heat Transfer Correlations for Natural Convection Boiling," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 23, pp. 73~87.
- (16) Gorenflo, D., 1993, "Pool Boiling" in *VDI Heat Atlas(English Version)*, VDI-Verlag Dusseldorf, Germany.
- (17) Gnielinski, V., 1976, "New Equation for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow," *International Journal of Chemical Engineering*, Vol. 1, pp. 359~368.
- (18) Collier, J. G. and Thome, J. R., 1996, *Convective Boiling and Condensation*, Oxford University Press.
- (19) EES32, 2013, F-Chart Software