

낮은핀관의 액막 증발 촉진에 관한 연구

Enhancement of thin film evaporation on low-fin tubes

김 내 현*
N. H. Kim

Key words : Enhancement(촉진), Thin film(액막), Evaporation(증발), Low-fin tube(낮은핀관), Water (물), Boiling(비등)

Abstract

In this study, thin film evaporation of water on low-fin tubes were experimentally investigated. Five low-fin tubes with different fin spacing and fin height were tested. Test range covered $0.146\text{kg/ms} \leq \Gamma \leq 0.219\text{kg/ms}$ and $10\text{kW/m}^2 \leq q \leq 70\text{kW/m}^2$. Saturation temperature was 100°C . Compared with the plain tube, low fin tubes enhanced the water film evaporation from 60% to 100%. Tubes with fin spacing smaller than 2mm and fin height higher than 1mm performed better than tubes with other fin configuration. However, when fin spacing was too small at high film flow or fin height was too high at low film flow, the performance decreased. The heat transfer coefficient slightly increased as the flow rate increased. Correlations are developed based on present data.

기 호 설 명

c_p : 액막의 비열[J/kgK]
 D : 시험전열관 외경[m]
 e : 핀 높이[m]
 g : 중력가속도[m/s²]
 h : 열전달계수[w/m²K]
 H : 물분배상자와 시험전열관 상부사이 거리[m]
 k : 액막의 열전도도[W/mK]
 L : 시험전열관의 길이[m]
 Nu : 닷셀트수[$=h(\nu^2/gk^3)^{1/3}$]
 p : 핀 핏치[m]

Pr : 프란틀수[$=\mu c_p/k$]
 q : 시험부 열유속[W/m²]
 Q : 시험부에 공급된 열량[W]
 Re : 레이놀즈수[$=4\Gamma/\mu$]
 Re_{tr} : 천이 레이놀즈수
 T_{sat} : 포화온도[K]
 T_w : 시험전열관 외벽온도[K]

그리스문자

Γ : 액막유량[kg/ms]
 μ : 점도[Ns/m²]
 ν : 동점도[m²/s]

* 정희원, 인천대학교 기계공학과

1. 서 론

최근 들어 산업 발달에 따른 공업용수 소비량 증가와 국민 생활 향상에 따른 생활용수의 급증 그리고 수질 오염 등으로 안정된 수자원의 확보가 큰 문제로 대두되고 있다. 또한 다도해인 우리나라에서는 도서 주민들의 생활용수 공급도 중요한 문제가 아닐 수 없다. 이러한 어려움을 극복하기 위하여 최근 해수를 담수화하여 사용하는 방안이 주목을 받게 되었다.^(1,2) 해수 담수화 방식은 크게 막분리법과 증기 재압축법으로 구별되는데 증기 재압축법은 증발기에서 발생한 증기를 압축기로 압축 가열하여 증발기의 가열열원으로 재활용하는 방법으로 에너지의 효율성이 높고 장치가 간단하여 중소형 담수화 장치에 널리 사용되고 있다.⁽¹⁾

증기 재압축식 장치의 핵심 부분은 해수로부터 증기 분리기가 이루어지는 증발기로 수평관형이 주로 사용된다. 수평관형 증발기에서는 해수가 관 외측에서 액막 형태로 흐르며 관 내측에서 응축하는 수증기로부터 열을 받아 증발한다. 때로는 수직관 주위로 수증기가 응축하고 수직관내에서 액막이 증발하는 수직관형 증발기가 사용되기도 하나 수평관형이 경제성이 나은 것으로 검토된 바 있다.⁽³⁾ 해수담수화 장치를 소형화하고 에너지를 효율적으로 이용하기 위해서는 증발관의 고성능화가 필수적이다. 관의 내외측간에 열전달이 일어나는 경우 열저항이 큰 쪽의 성능을 향상시키는 것이 효과적이는데 해수담수화 장치의 경우 관 외측의 증발열저항이 관 내측의 응축열저항보다 30%에서 40%가량 큰 것으로 알려져 있다.⁽³⁾

수평관 외부에서 액막이 증발하는 형태의 열전달은 해수담수화 장치 외에도 화공플랜트, 식품농축, 냉동공조기 등에 널리 활용되므로 이에 대한 연구는 지난 수십년간 이론적, 실험적으로 많이 수행되었고 상관식도 다수 존재한다.⁽⁴⁻⁷⁾ 수평관 액막 증발시 열전달계수는 잘 알려진 Nusselt 형태⁽⁸⁾의 응축 열전달계수보다 다소 높는데 이는 관 상부에서 일어나는 분류 충돌(jet impingement), 큰 유량에 따른 대류효과등 때문으로 알려져 있다.⁽⁷⁾ 액막증발시 유량이 너무 많으면 액막의 두께가 두꺼워져 열전 성능이 감소하고 유량이 너무 적으면 액막이 관 표면

을 충분히 적시지 못하고 마른 부분에서 드라이아웃이 발생하여 전열성능이 감소하므로 적정 유량을 공급할 필요가 있다. 또한 높은 열유속에서는 액막 내부에서 핵 비등이 일어나기도 하는데 이 경우 열전달 계수는 급격히 증가한다.⁽⁶⁾

그간 수평관의 액막증발을 촉진하는 여러 방안이 제시되었다. 타원형관⁽⁹⁾, 널링^(10,11), 낮은핀관⁽¹²⁾ 등이 시도되었는데 Sideman 등⁽¹²⁾은 사각단면(1mm×1mm×1mm)의 낮은 핀이 가공된 관의 증발 성능이 평관보다 100% 정도 향상됨을 보고하였다. Chyu 등⁽¹³⁾은 대형 냉동기에 많이 사용되는 상용촉진관(High-Flux, GEWA-T, 1024fins/m 낮은핀관)에 대한 실험에서 GEWA-T와 1024fins/m 낮은핀관의 전열성능은 평관보다 100%에서 200% 정도 높다고 보고하였다. High-Flux는 이들보다 다소 못하였다. GEWA-T는 핀의 형상을 T형으로 전조가공한 관이고 High-Flux는 금속입자를 관표면에 소결한 관이다. 낮은 핀관에서의 액막증발에 대한 이론적 연구는 Semiat 등⁽¹⁴⁾, Moalem-Malon 등⁽¹⁵⁾에 의하여 수행되었다. 이들은 액막의 흐름을 핀 상부와 핀 사이의 흐름으로 구분하고 각각의 영역에서 운동량 및 에너지 방정식을 풀어 열전달계수를 구하였는데 그들의 이론해는 실험자료⁽¹⁵⁾를 대부분 과소 예측하였다. 기존 연구들로부터 수평관의 액막증발을 촉진하는 방안으로는 낮은핀관이 적절하리라 판단되는데 이에 대한 체계적인 연구는 부족한 형편이다.

본 연구에서는 관 외측에 낮은핀이 가공된 원관의 증발성능을 실험을 통하여 평가하였다. 증발성능에 영향을 미치는 인자로는 핀의 높이, 핀 핏치, 핀 단면형상, 핀사이 채널의 형상등 여러 가지가 있을 수 있으나 그 중 핀 핏치와 핀 높이가 가장 큰 영향을 미치리라 예상된다. 본 연구에서는 이들의 영향을 체계적으로 검토하였다. 이 외에도 액막유량, 열유속등 운전조건이 증발 성능에 미치는 영향도 검토하였다.

2. 실험장치

Fig.1에 실험장치의 개략도를 나타내었다. 실험장치는 시험부, 응축기, 순환펌프, 저수조 등으로 구성

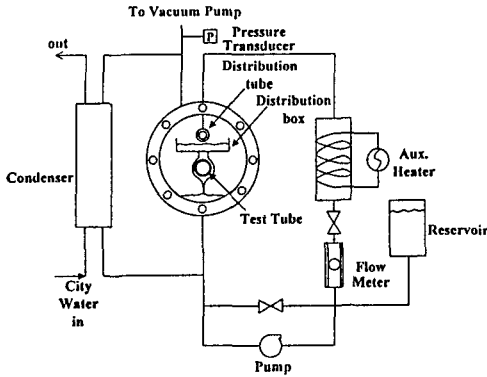


Fig.1 Schematic drawing of the experimental apparatus

된다. 시험부의 중앙에는 시험전열관이 설치되고 전열관 상부에는 물분배상자가 설치되어 시험전열관에 균일하게 유량을 공급한다. 순환수로는 증류수를 사용하였다. 시험부에서 증발되어 응축기에서 응축된 응축수는 시험부 하단에 모아진 순환수와 합하여져 펌프로 유입된다. 펌프에서 나온 물은 보조히터에서 포화온도로 가열된 후 유량계를 거쳐 시험부로 공급되었다. 순환펌프로는 마그네틱 펌프(용량 0.5마력)를 사용하였고 순환수량은 float형 유량계(용량 5 l/min)로 측정하였다. 시험 중 유량계 눈금의 변동은 거의 없었다. 시험부의 포화온도는 보조히터와 응축기에 흐르는 냉각수량을 변화시켜 조절하였다. 실험은 포화 상태에서 수행되었는데 실험압력이 대기압보다 낮은 경우는 수봉식 진공펌프를 사용하여 진공도를 유지하였다. 저수조에는 증류수를 저장하여 필요시 순환수를 보충하였다.

Fig.2에 시험전열관의 상세도를 나타내었다. 전열관은 황동봉을 이용하여 외경 25.4mm, 내경 16.0mm로 제작하였다. 해수담수화 장치의 증발기에는 주로 25.4mm 직경의 원관이 사용된다. 핀관의 경우는 핀뿌리까지의 직경이 25.4mm가 되도록 하였다. 따라서 핀 높이가 1.0mm이면 핀끝까지의 외경은 27.4mm가 된다. 시험전열관의 내측에는 1kW 용량의 카트리지 히터를 장착하여 열을 공급하였다. 전열관 상부에는 물분배상자를 설치하여 전열관에 균일하게 순환수가 공급되도록 하였다. 물분배상자는 4mm 두께의 알루미늄판을 용접하여 제작하였는데 하부에는 1.7mm 폭으로 전열관 길이(110mm)와 같게 홈을

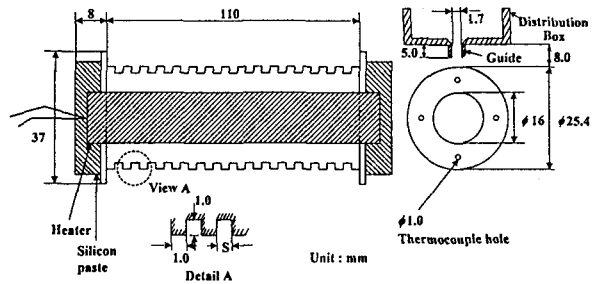


Fig.2 Schematic details of the test tube

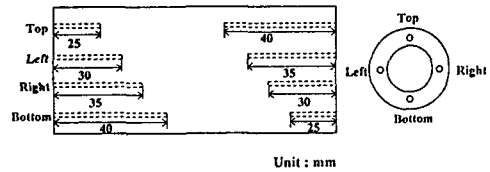


Fig.3 Development view of the test tube showing thermocouple holes

가공하여 이 홈으로 순환수가 공급되도록 하였다. 홈의 상부는 45도 chamfer 가공하고 홈의 하부에는 5mm 높이의 안내판을 부착하여 순환수가 매끄럽게 전열관으로 공급되도록 하였다. 홈의 폭(1.7mm)은 분배상자내에 순환수가 적정량 유지될 수 있는 값으로 결정되었다. 홈 폭이 너무 작으면 순환수가 홈으로 잘 빠져나가지 못하여 상자 밖으로 넘쳐났고 너무 크면 분배상자 내에 순환수가 말라버리는 현상이 일어났다. 전열관과 안내판 사이 간격은 3.0mm를 유지하였다. 시험부의 측면에는 관측창을 설치하여 액막의 상태를 관측할 수 있도록 하였다.

관 외측 증발 열전달계수를 결정하기 위해서는 관 외벽온도를 측정하여야 하는데 열전대를 직접 관벽에 붙이면 열전대가 액막을 변형시킨다. 본 연구에서는 관 외벽과 내벽 사이에 열전대를 심어온도를 측정 후 이 온도를 외삽하여 관 외벽온도를 구하는 방법을 택하였다. 열전대 구멍은 관 표면에 2.4mm 하부에 직경 1.0mm 구멍을 원주방향으로 90도 간격으로 좌우 벽면에 4개씩 8곳에 가공하였다. 열전대 구멍은 미세 드릴로 가공하였는데 가공 깊이를 서로 다르게 하여 전열관의 평균온도를 측정할 수 있도록 하였다. Fig.3에 열전대 구멍 가공도를 나타내었다. 전열관 좌우 측면에는 1mm 두께

의 고무 팩킹을 와서로 전열관에 체결하여 측면 열손실을 최소화하고 순환수가 열전대 구멍으로 침입하는 것을 방지하였다. 와서는 순환수가 전열관 외측으로 흐르는 것을 막아주는 기능도 하였다. 히터의 양단에는 제조시 불가피하게 비발열부가 존재하는데 본 실험에 사용된 히터는 발열부의 길이가 110mm로 전열관의 길이와 같은 것을 사용하였다. 비발열부의 길이는 대략 20mm 가량 되는데 실리콘으로 단열 처리하여 측면 열손실을 최소화하였다. 순환수의 온도는 물분배상자내 4곳에 열전대를 설치하여 측정하였다. 포화증기 온도는 시험부 상부에 열전대를 설치하여 측정하였다. 열전달계수 h 는 아래식으로 구해진다.

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

여기서 Q 는 전열관에 공급된 열량으로 와트메타로 측정하고 D 는 관의 외경, L 은 관의 길이, T_w 은 관 외벽 평균온도 그리고 T_{sat} 은 포화 온도로 물분배상자에서 측정된 온도를 사용하였다. 이 온도는 포화증기 온도와 0.2°C내에서 일치하였다. Klin과 Mc-Clintock⁽¹⁶⁾의 제안에 따라 오차 해석을 수행하였다. 열전달계수의 오차는 20kW/m²의 낮은 열유속에서 8.5%, 70kW/m²의 높은 열유속에서는 5.6%가 되었다.

낮은핀관의 형상에는 핀 높이, 핀 폭, 핀 핏치, 핀의 단면 형상, 핀사이 채널 형상등 여러 가지 변수가 관계되는데 이 중 핀 핏치와 핀 높이가 중요한 인자로 예상된다. 따라서 본 연구에서는 핀 간격이

1mm, 2mm, 3mm, 핀 높이가 0.5mm, 1.0mm, 1.5mm로 서로 다른 모두 5종류의 낮은핀관에 대하여 실험을 수행하였다. 다섯 종류 모두 핀 두께는 1mm, 핀 단면 형상은 사각형, 핀 사이 채널 형상은 'c'자형으로 가공되었다. Table 1에 낮은핀관의 제원을 나타내었다. 첫째 행의 호칭 중 H는 핀 높이를 S는 핀 간격을 의미한다. 예를들어 H10S10관은 핀 높이 1mm, 핀 간격 1mm인 관을 의미한다.

3. 실험 결과 및 논의

실험은 액막유량 $0.146\text{kg/ms} \leq \Gamma \leq 0.291\text{kg/ms}$ ($1,980 \leq Re \leq 4,110$), 열유속 $10\text{kW/m}^2 \leq q \leq 70\text{kW/m}^2$, 포화온도 100°C에서 수행되었다. 여기서 Γ 는 원관 단위 길이당 흐르는 유량이고 Re 는 액막 레이놀즈수이다. 액막 증발실험이 성공적으로 수행되면 관 전체에 균일하게 액막을 형성시키는 것이 중요한데 본 액막유량 범위에서는 핀관에 균일하게 액막이 형성됨을 확인할 수 있었다. 액막유량이 이보다 작아지면 부분적으로 액막이 형성되지 않는 곳이 발견되었다. 이는 낮은 유량에서 핀이 액막이 축방향으로 퍼지는 것을 방해하기 때문이다.

Fig.4에 평활관에서 액막유량을 변화시키며 측정 한 실험자료를 나타내었다. 이 그림은 열유속 40kW/m² 부근에서 열전달계수가 급격히 증가함을 보인다. 이는 전열관 표면에서 비등이 일어나기 시작하기 때문으로 이러한 비등 현상은 육안으로도 확인할 수 있었다. Fig.5에 열유속에 따른 전열관 표면 사진이 보인다. 이 사진들은 낮은 열유속에서는 액막만

Table 1 Geometric details of finned tubes

Tube designation	Diameter to fin root (mm)	diameter to fin tip (mm)	fin height (mm)	gap width between fins (mm)	fin width (mm)	fin shape
smooth	25.4	25.4	N/A	N/A	N/A	N/A
H10S10	25.4	27.4	1.0	1.0	1.0	
H10S20	25.4	27.4	1.0	2.0	1.0	
H10S30	25.4	27.4	1.0	3.0	1.0	
H5S20	25.4	26.4	0.5	2.0	1.0	
H15S20	25.4	28.4	0.5	2.0	1.0	

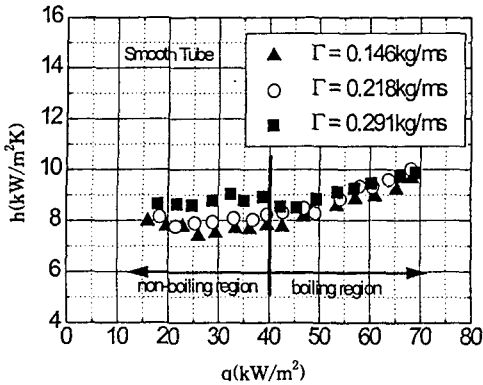
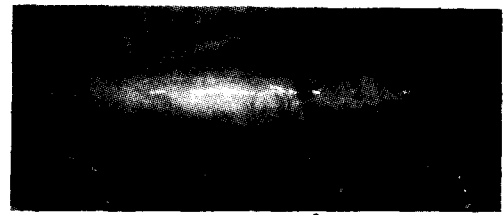


Fig.4 The effect of film flow rate on evaporation heat transfer coefficient for plain tube

이 형성되지만 열유속이 높아지면 액막 내부에서 기포가 형성됨을 보여준다. 기포의 개수는 열유속의 증가와 함께 증가하였고 그 크기는 최대 수 mm에 달하였다. Fig.4는 열유속이 낮은 비비등(non-boiling) 영역에서는 열전달계수 값이 열유속에 관계없이 일정함을 보여준다. 이 영역에서는 액막의 강제대류에 의하여 열이 전달되고 강제대류 열전달계수는 일반적으로 열유속에 무관하다. Fig.4는 비등영역(boiling region)과 비비등 영역 모두에서 액막 유량의 증가에 따라 열전달계수가 증가함을 보여준다. 이는 난류 열전달의 특성으로 Owens⁽¹⁷⁾는 온도 100℃일 경우 액막 레이놀즈수가 1540 이상이면 열전달계수가 난류 특성을 보인다고 보고하였다. 본 실험의 액막 레이놀즈 수의 범위는 $1,980 \leq Re \leq 4,110$ 이다.

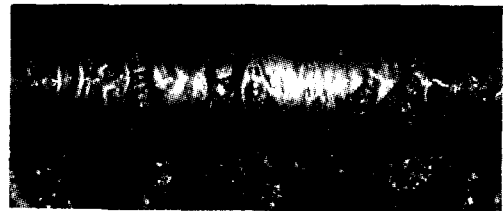
Fig.6에서 Fig.8에 핀 간격이 다른 세 관의 실험 결과를 나타내었다. Fig.6은 핀 간격 3mm에서 액막유량을 변화시켜가며 실험한 결과로 열전달계수가 Fig.4의 평활관보다는 월등히 큼을 보여준다. 또한 액막유량이 증가할수록 열전달계수가 증가하나 어느 값(0.218kg/ms) 이상이면 열전달계수가 크게 차이 나지는 않음을 알 수 있다. Fig.7에 핀 간격 2mm의 결과를 나타내었다. 이 그림은 열전달계수가 핀 간격 3mm인 경우에 비하여 전반적으로 높음을 보인다. 핀의 개수가 늘어나면 전열면적이 넓어지고 따라서 평균 액막 두께가 감소하여 열전달계수가 증가한 것으로 판단된다. 핀 간격 2mm에서도 3mm인 경우와 마찬가지로 액막유량이 증가할수록 열전달계수가 증가하나 어느 값(0.218kg/ms) 이상이면 열



$q=23\text{kW/m}^2$



$q=45\text{kW/m}^2$



$q=68\text{kW/m}^2$

Fig.5 Photos showing the effect of heat flux for plain tube(number of bubbles increases as the heat flux increases)

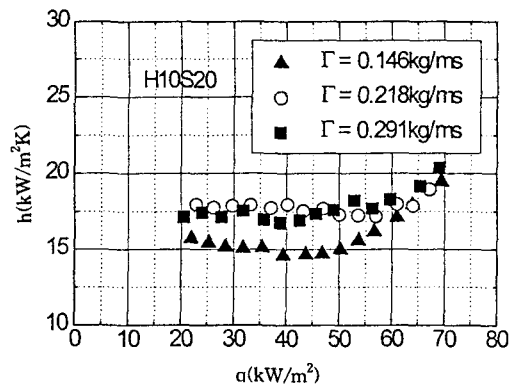


Fig.6 The effect of film flow rate on evaporation heat transfer coefficient for low-fin tube with 3mm fin spacing

전달계수가 크게 차이 나지는 않는다. Fig.8은 핀 간격 1mm의 결과이다. 열전달계수는 전반적으로 2mm와 유사한 값을 보이거나 높은 액막유량에서는 오히려 감소함을 보인다. 핀 간격 2mm와 3mm에서는

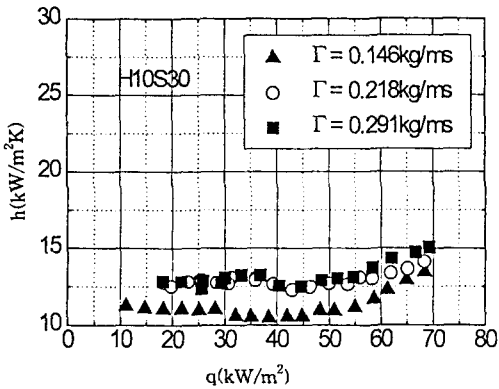


Fig.7 The effect of film flow rate on evaporation heat transfer coefficient for low-fin tube with 2mm fin spacing

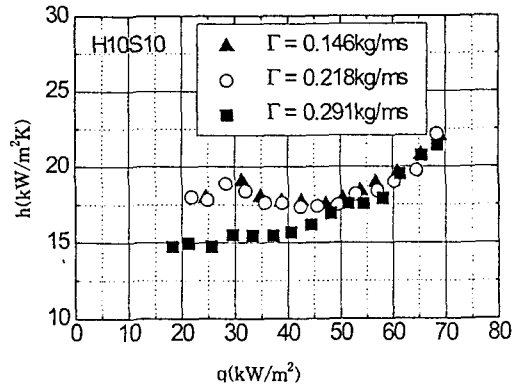


Fig.8 The effect of film flow rate on evaporation heat transfer coefficient for low-fin tube with 1mm fin spacing

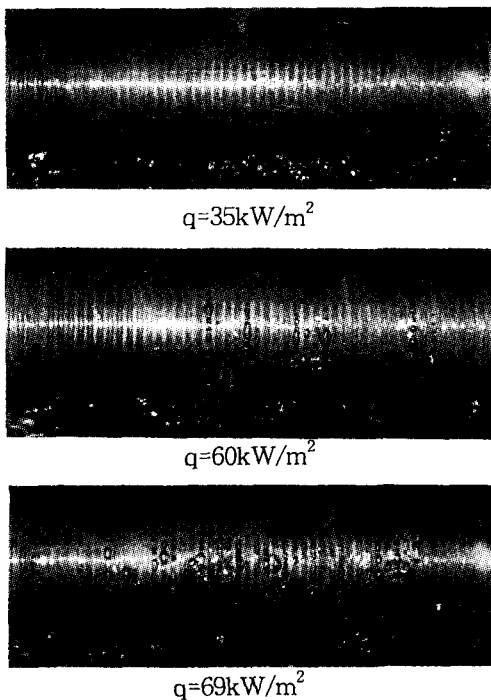


Fig.9 Photos showing the effect of heat flux for low-fin tube with 1mm fin spacing (bubbles form at valleys between fins and number of bubbles increases as the heat flux increases)

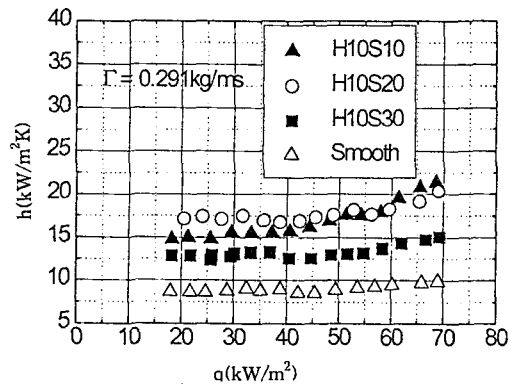


Fig.10 The effect of fin spacing on evaporation heat transfer coefficient for low-fin tubes at $\Gamma=0.291\text{kg/ms}$

액막유량에 따라 열전달계수가 증가하였다. 낮은핀관에 있어서 유량은 핀 상부와 핀사이 골로 나뉘어 흐르리라 예상된다. 그런데 핀 간격이 너무 작고 유

량이 많으면 골로 흐르는 유량이 많아져 액막이 두껍게 되고 따라서 열전달계수가 감소할 것이다. Fig. 6에서 Fig.8 모두 평활관의 경우와 같이 일정 열유속 이상이 되면 열전달계수가 급격히 증가함을 보인다. 이 경우 핀과 핀 사이의 골에서 기포가 발생함을 관측할 수 있었는데 Fig.9에 열유속에 따른 전열관 표면의 사진을 나타내었다. 기포는 골에서 주로 형성되는데 이는 골 부근이 핀 상부보다 온도가 높고 액막의 유속이 느려 기포가 형성되기에 좋은 열적 환경을 제공하기 때문으로 판단된다. 기포의 개수는 열유속이 증가할수록 증가하였고 일부는 서로 모여 직경이 수 mm에 달하기도 하였다. 낮은 핀관에서 비등영역이 시작하는 열유속이 대략 55kW/m^2 로 평활

관의 경우(약 40kW/m^2)보다 다소 크다. 낮은핀관에서는 동일 액막유량에서 평활관보다 액막의 두께가 얇아지고 따라서 열경계층이 얇게 되는데 열경계층이 얇아지면 기포의 발생 및 성장이 둔화되는 것으로 알려져 있다.⁽¹⁸⁾ Fig.10은 액막유량 0.291kg/ms 에서 핀 간격의 영향을 보여준다. 핀 간격 3mm 인 경우는 평활관에 비하여 열전달계수가 약 60% 증가하고 1mm , 2mm 인 경우는 약 100% 증가하였음을 보여준다. 이 같은 경향은 다른 액막유량에서도 유사하였다.

Fig.11과 12는 핀 높이 1.5mm , 0.5mm 의 결과이다. 핀 높이 1.0mm 의 결과는 Fig.7에 나타나 있다. 핀 높이 1.5mm 와 1.0mm 의 결과를 비교하여 보면 낮은 액막유량(0.146kg/ms)에서 핀 높이 1.5mm 의 열전달계수가 1.0mm 의 값보다 다소 증가한 것 외에는 두 경우 모두 거의 동일한 열전달계수 값을 보임을 알 수 있다. Fig.12는 핀 높이 0.5mm 의 결과이다. 핀 높이 1.0mm 의 경우와 비교하여 보면 열전달 계수가 전반적으로 낮음을 보인다. 또한 핀 높이 0.5mm 와 1.5mm 에서는 액막유량의 영향이 그다지 두드러지지 않음을 알 수 있다. Fig.13에 액막유량 0.291kg/ms 에서 핀 높이가 다른 세 관의 결과를 나타내었다. 핀높이 0.5mm 인 경우는 평활관에 비하여 열전달계수가 약 60% 증가하고 1.0mm , 1.5mm 인 경우 약 100% 증가하였음을 보여준다. 이 같은 경향은 다른 액막유량에서도 유사하였다.

이상의 결과로부터 핀 간격은 2mm 이내로 핀 높

이는 1mm 이상으로 하는 것이 바람직함을 알 수 있다. 하지만 높은 액막유량에서 핀 간격이 너무 좁으면 열전달 계수가 감소하고 낮은 액막유량에서 핀 높이가 너무 높으면 액막이 축방향으로 퍼지는 것을 방해하여 열전달계수가 감소하므로 이를 고려하여 핀 형상이 설계되어야 할 것이다.

본 실험자료를 사용하여 낮은핀관의 액막증발 상관식을 개발하였다. 평활관의 경우에는 주로 액막 레이놀즈수가 열전달을 지배하나 낮은 핀관에서는 이 외에도 무차원 핀 높이(e/D)와 무차원 핀 핏치(p/e)가 변수로 포함되어야 할 것이다. 또한 비등영역에서는 열유속도 변수로 포함되어야 한다. 상관식은 비등영역과 비비등영역을 나누어 개발하였는데

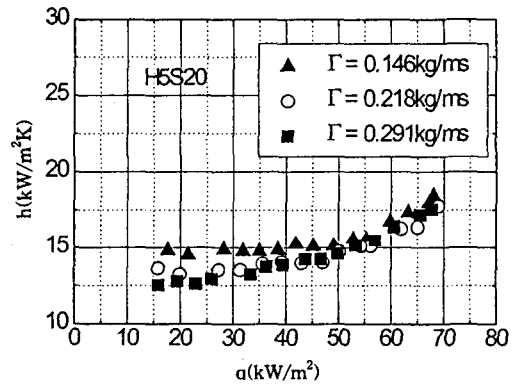


Fig.12 The effect of film flow rate on evaporation heat transfer coefficient for low-fin tube with 0.5mm fin height

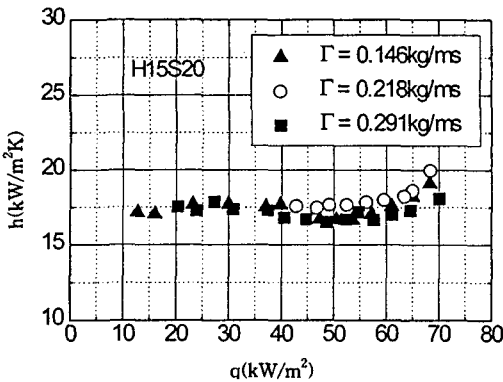


Fig.11 The effect of film flow rate on evaporation heat transfer coefficient for low-fin tube with 1.5mm fin height

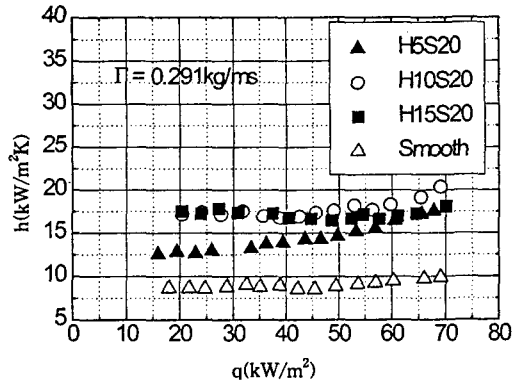


Fig.13 The effect of fin height on evaporation heat transfer coefficient for low-fin tubes at $\Gamma=0.291\text{kg/ms}$

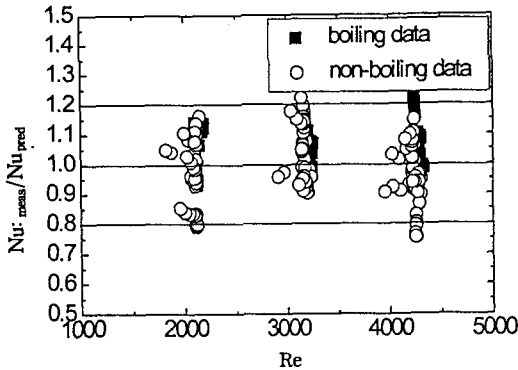


Fig.14 Low-fin tube evaporation data compared with the correlations [Eqs.(2) and (3)]

두 영역의 구분은 열유속 55kW/m^2 을 기준으로 하였다.

비비등영역 ($q < 55\text{kW/m}^2$)

$$\text{Nu} = 0.147(p/e)^{-0.51}(e/D)^{-0.33}\text{Re}^{0.05}\text{Pr}^{0.5} \quad (2)$$

비등영역 ($q \geq 55\text{kW/m}^2$)

$$\text{Nu} = 0.0000107(p/e)^{-0.59}(e/D)^{-0.37}\text{Re}^{0.01}q^{0.83}\text{Pr}^{0.5} \quad (3)$$

Fig.14에 실험자료를 상기 상관식과 비교한 결과를 나타내었다. 상관식은 실험자료를 $\pm 20\%$ 내에서 예측함을 보인다. 상기 상관식은 액막 레이놀즈수의 지수가 비비등영역에서는 0.05, 비등영역에서는 0.01로 매우 작음을 보여주는데 이는 평활관에 대한 다른 연구자들의 결과와 일치한다. Owens⁽¹⁷⁾는 액막 레이놀즈수의 영향이 없다고 보고하였고 Parken 등⁽⁶⁾은 레이놀즈수의 지수로 비비등영역에서는 0.15, 비등영역에서는 0.1을 보고하였다. 식 (2)와 (3)에는 프란틀수의 지수로 0.5가 사용되었는데 이 값은 Owens 상관식⁽¹⁷⁾의 결과를 참조한 것이다. 본 연구에서는 프란틀수가 일정(100°C 물의 값)하였다.

4. 결 론

본 연구에서는 핀 간격 1mm에서 3mm, 핀 높이 0.5mm에서 1.5mm의 낮은핀관에 대하여 액막 증발실험을 수행하였다. 실험 범위는 액막유량 $0.146\text{kg/ms} \leq \Gamma \leq 0.291\text{kg/ms}$, 열유속 $10\text{kW/m}^2 \leq q \leq 70\text{kW/m}^2$, 포화온도는 100°C 에서 수행되었다. 주된 결과

는 다음과 같다.

- 1) 낮은 핀관의 열전달계수는 평활관의 값보다 60%에서 100% 정도 크다.
- 2) 낮은 핀관의 형상은 핀 간격 2mm 이내, 핀 높이가 1mm 이상이 바람직하다. 하지만 높은 액막유량에서 핀 간격이 너무 좁거나 낮은 액막유량에서 핀 높이가 너무 높으면 열전달계수는 오히려 감소한다.
- 3) 낮은 핀관이 액막 증발 상관식은 식 (2), (3)과 같다.
- 4) 낮은 핀관과 평활관 모두에서 액막유량이 증가하면 열전달계수가 다소 증가한다.
- 5) 낮은 핀관의 경우 비등영역이 시작하는 열유속이 55kW/m^2 정도로 평활관의 경우(약 40kW/m^2)보다 다소 크다.

참 고 문 헌

1. 박준택, 홍성호, 1994, "증기 재압축방식을 이용한 해수담수화에 대한 고찰", 공기조화 냉동공학, 제23권 제5호, pp. 403~413.
2. 정이택, 박만홍, 홍성호, 1993, "증기 재압축 증발법을 이용한 해수담수화 설비의 실제", 전력기술, 제15호(제4권 제4집) pp. 71~81.
3. Sideman, S., 1981, "Film evaporation and condensation in desalination", in Heat Exchangers: Thermal Hydraulic Fundamentals and Design, eds. S. Kakac, A. E. Bergles, and F. Mayinger, Hemisphere Publishing Corporation, pp. 357~375.
4. Lorenz, J. J. and Yung, D., 1979, "A Note on Combined Boiling and Evaporation of Liquid Films on Horizontal Tubes", J. Heat Trans., Vol. 101, pp. 178~180.
5. Sernas, V., 1979, "Heat Transfer Correlation for Subcooled Water Films on Horizontal Tubes", J. Heat Trans., Vol. 101, pp. 176~178.
6. Parken, W. H., Fletcher, L. S., Sernas, V. and Han, J. C., 1990, "Heat Transfer through Falling Film Evaporation and Boiling on

- Horizontal Tubes", J. Heat Trans., Vol. 112, pp. 744~750.
7. Chyu, M-C and Bergles, A. E., 1987, "An Analytical and Experimental Study of Falling Film Evaporation on a Horizontal Tube", J. Heat Trans., Vol. 109, pp. 983~990.
 8. Nusselt, W., 1916, "Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes", Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure, Vol. 60, pp. 541~569.
 9. Semiat, R., Sideman, S. and Maron-Moalem, D., 1978, "Turbulent Film Evaporation on and Condensation in Horizontal Elliptical Conduits", Proc. 6th International Heat Transfer Conference, Toronto, Canada.
 10. Newson, I. H. and Hodgson, T. D., 1973, AERE Rep. No. R7318, UKAEA.
 11. Fletcher, L. S., Sernas, V. and Parken, W. H., 1975, "Evaporation Heat Transfer Coefficients for Thin Sea Water Films on Horizontal Tubes", Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev., Vol. 14, No. 4, pp. 411~416.
 12. Sideman, S., Moalem, D. and Semiat, R., 1977, "Performance Improvement of Horizontal Evaporator-Condenser Desalination Units", Desalination, Vol. 21, pp. 259.
 13. Chyu, M-C. and Bergles, A. E., 1989, "Horizontal Tube Falling Film Evaporation with Structured Surfaces", J. Heat Trans., Vol. 111, pp. 518~524.
 14. Semiat, R., Moalem-Maron, D. and Sideman, S., 1980., "Transfer Characteristics of Convex and Concave Ribulet Flow on Inclined Surfaces with Straight-Edged Grooves", Desalination, Vol. 34, pp. 267~287.
 15. Moalem-Maron, D., Semiat R. and Sideman, S., 1980., "Enhanced Heat Transfer in Horizontal Evaporator-Condensers with Straight-Edged Grooved Tubes", Desalination, Vol. 34, pp. 289~309.
 16. Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, "The Description of Uncertainties in Single sample Experiments", Mechanical Engineering, Vol. 75, pp. 3~9.
 17. Owens, W. L., 1978, "Correlation of Thin Film Evaporation Heat Transfer Coefficients for Horizontal Tubes", ASME Publication, 78-WA/HT-67.
 18. Collier, J. G. and Thome, J. R., 1996, Ch. 4, Convective Boiling and Condensation, Clarendon Press, Oxford, UK.