

## 핀이 가공된 수직평판의 R-113 응축

김내현\* · 조진표\*\* · 김정오\*\*

(1997년 6월 2일 접수)

### R-113 Condensation on Vertically Finned Plate

N. H. Kim, J. P. Cho and J. O. Kim

**Key Words :** Condensation(응축), Vertical Plate(수직평판), Fin(핀), Finned Plate (핀판), R-113

#### Abstract

In this study, condensation tests were conducted on a vertically finned plate (fin height 1 mm, fin thickness 1 mm, fin spacing 1 mm) using R-113. Results showed that fins enhanced the condensation on a vertical plain surface as much as four times. Comparison with theoretical models revealed that the effect of surface tension should be included in the model. The effect of interruption plates was also investigated. The plates were not effective in enhancing the finned plate condensation. The reason may be attributed to the already thinned condensate film on the finned surface.

#### 기호 설명

$g$ : 중력가속도 ( $m/s^2$ )	$\lambda$ : 응축 잠열 ( $J/kg$ )
$h$ : 열전달 계수 ( $W/m^2K$ )	$\mu$ : 응축액 점성계수 ( $Ns/m^2$ )
$h_m$ : 평균열전달계수 ( $W/m^2K$ )	$\rho_l$ : 응축액 밀도 ( $kg/m^3$ )
$k$ : 시편재료의 열전도율 ( $W/mK$ )	$\rho_v$ : 응축기체 밀도 ( $kg/m^3$ )
$k_f$ : 액막의 열전도율 ( $W/mK$ )	$\sigma$ : 표면장력 ( $N/m$ )
$q''$ : 열유속 ( $W/m^2$ )	
$r_1$ : 표면장력 영역 시작점에서 액막의 곡률 (m)	
$r_2$ : 표면장력 영역 끝점에서 액막의 곡률 (m)	
$Re$ : 액막 레이놀즈수 ( $=4\Gamma/\mu$ )	
$T_{sat}$ : 포화온도 (K)	
$T_w$ : 벽면온도 (K)	
$\Gamma$ : 응축액 질량 유량 ( $kg/ms$ )	
$\Delta T$ : 벽면과냉도 또는 온도차 (K)	
$\Delta X$ : 열전대간의 거리 (m)	
$z$ : 액막 흐름방향 좌표 (m)	
$\sigma$ : 응축액막 두께 (m)	

$\lambda$ : 응축 잠열 ( $J/kg$ )
$\mu$ : 응축액 점성계수 ( $Ns/m^2$ )
$\rho_l$ : 응축액 밀도 ( $kg/m^3$ )
$\rho_v$ : 응축기체 밀도 ( $kg/m^3$ )
$\sigma$ : 표면장력 ( $N/m$ )

#### 1. 서 론

냉동공조기, 해수담수화장치, 화공플랜트등 산업 설비에는 증기응축시 수직관으로 구성된 셸-튜브형 열교환기를 많이 사용한다. 열교환기의 성능을 향상시키기 위해서 고효율 전열관이 널리 사용되고 있는데 수직형 응축기의 축진 형상으로 주로 사용되는 것은 관 외측을 낮은 핀 형상으로 성형 가공한 수직 핀판이다. 핀 주위에서는 표면장력의 영향으로 응축액막의 두께가 얇아지고 따라서 열전달이 증가하게 된다. Carnavos<sup>(1)</sup>는 수직 핀판에서 4~8 배 정도로 열전달이 촉진된다고 보고하였다.

Fig. 1은 핀 주위에서 응축액이 형성되는 개략도를 보여준다.<sup>(2)</sup> 핀 측면에서 표면장력에 의하여 응

\*회원, 인천대학교 기계공학과

\*\*인천대학교 대학원

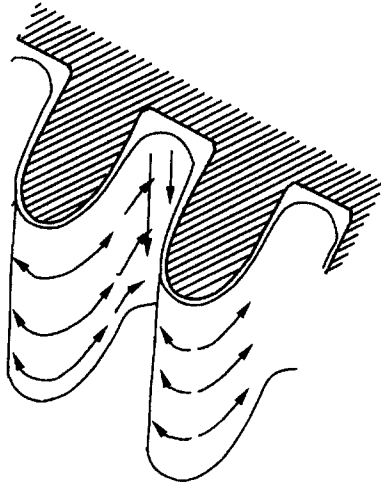


Fig. 1 Illustration of finned plate with convex fin profile designed for surface tension drained condensation<sup>(2)</sup>.

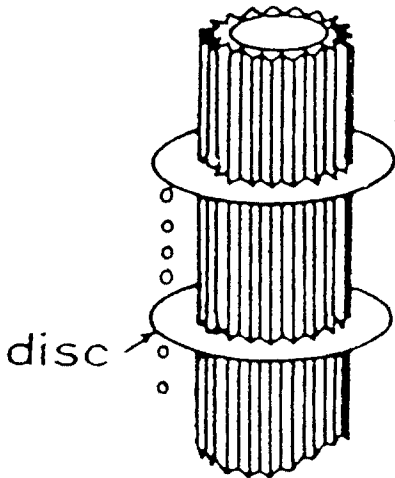


Fig. 2 Vertical finned tube with interruption plate<sup>(7)</sup>.

축한 응축액은 핀 하부로 모여들고 핀 하부의 오목한 홈을 따라서 흘러내리게 된다. 수직 핀관의 성능에 영향을 미치는 인자로는 핀 핏치, 핀 높이와 같은 핀의 형상과 핀 하부의 폭, 홈의 깊이와 같은 홈의 형상인데, 이 형상들은 응축기의 크기, 운전 조건에 따라 최적치가 존재하게 된다. 이러한 최적치는 이론 응축모델<sup>(3~6)</sup>을 활용하여 구할수 있는데 모델간의 예측치는 서로 크게 차이가 나는 것으로 알려져 있다. 이론 모델의 신뢰도는 실험자료와 비교하여 입증되어야 하는데 수직핀관의 경우 실험자료는 거의 존재하지 않는다.<sup>(6)</sup>

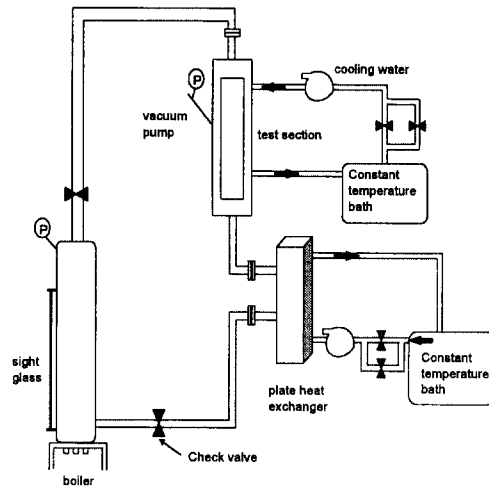


Fig. 3 Schematic drawing of the condensation apparatus.

본연구에서는 수직핀이 가공된 평판에 대한 실험을 통하여 전열성능 자료를 확보하고 그 결과를 기존 이론 모델들과 비교하였다. 또한 수직핀관의 성능을 향상시키기 위하여 단속판을 설치하는 방안도 고려하였다. Fig. 2에 단속판이 설치된 핀관을 나타내었다.<sup>(7)</sup> 단속판을 설치하면 응축액막의 평균두께를 줄일 수 있어 전열성능을 향상시킬 수 있으리라 기대된다.

## 2. 실험장치 및 방법

Fig. 3에 실험장치의 개략도를 나타내었다. 실험장치는 크게 보일러, 시험부, 열교환기와 냉각수 순환회로로 구성된다. 보일러는 직경 200 mm, 길이 600 mm의 동관으로 제작되었고 그 하부에 5 kW 용량의 히터 4개를 설치하여 최대 20 kW의 열량을 공급할 수 있도록 하였다. 보일러 출구에는 부르돈식 압력계를 설치하여 보일러 압력을 계측하였고 측면에는 사이트 글라스를 설치하여 냉매의 수위를 관측할 수 있도록 하였다. 시험부는 두께 8 mm의 스테인레스 스틸관을 사용하여 가로 200 mm, 세로 200 mm, 높이 600 mm로 제작하였다. 시험부 후면에는 가로 50 mm, 세로 50 mm, 높이 300 mm의 응축 시편이 장착될 수 있도록 하였고 시험부 전면에는 가로 100 mm, 세로 400 mm의 관측창을 설치하였다. 시험부의 압력은 압력변환기 (SETRA, Model 280E, -14.7~35 psig) 를 설치

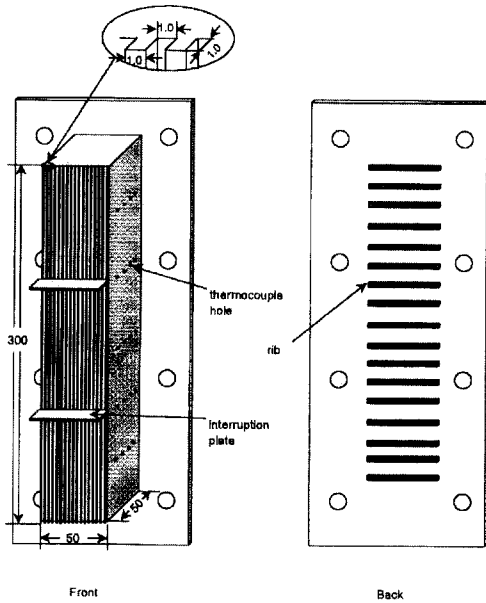


Fig. 4 Schematic drawing of test specimen. (Unit: mm)

하여 측정하였다. 보일러에서 발생한 증기는 일부 시험부에서 응축되고 대부분은 시험부 후방에 위치한 7.5 kW 용량의 용접식 판형 열교환기(TAU Energy Products AB, Model M 25-40LG)에서 응축된다. 응축액은 자연순환에 의하여 보일러로 공급된다. 냉각수는 시편과 판형 열교환기로 공급되는데 항온조와 펌프를 사용하여 원하는 온도로 적정유량을 공급하였다. 냉각수의 순환량은 일정시간 동안 흐르는 물을 물통에 받아 그 체적을 측정하여 결정하였다.

Fig. 4에는 응축시편의 상세도가 보여진다. 응축시편은 가로 50 mm, 세로 50 mm, 높이 300 mm로 동블럭을 가공하여 제작하였다. 수직관 응축기에는 수직원관이 사용되나 원관의 반경이 액막의 두께보다 월등히 클 경우는 응축 열전달 계수가 평관의 경우와 동일하게 되므로 평관을 사용하여 실험하여도 무방한 것으로 알려져 있다. 또한 핀 주위에서의 응축은 핀이 가공된 모재가 원관이든 평관이든 모재 형상의 영향을 받지 않으리라 예상되므로 본 실험의 결과는 수직원관에 그대로 적용할 수 있을 것으로 판단된다.

응축이 일어나는 시편의 전방에는 핀 높이 1 mm, 핀 간격 1 mm의 수직 핀을 가공하였다. 일반적으로 응축 열전달계수는 핀 간격이 작고 핀 두께가 얇을수록 증가하는 것으로 알려져 있다.<sup>(5)</sup> 본 연구

에서는 가공의 한계로 인하여 핀 높이, 핀 간격, 핀두께를 모두 1 mm로 제한할 수 밖에 없었다. 시편의 길이 방향으로는 단속판을 설치하여 단속판의 영향도 검토하였다.

응축 열전달 실험을 성공적으로 수행하기 위해서는 실험장치의 기밀을 유지하는 것과 응축이 시편 전면에서만 일어나도록 하는 것이 중요하다. 응축이 시편 표면에서만 일어나게 하기 위하여 앞면을 제외한 양 옆면 그리고 상하부에는 두께 5 mm의 테프론 판을 부착하여 응축이 일어나지 않도록 단열 하였다. 시험부 가스켓으로는 천연고무를 사용하였는데 천연고무는 냉매와 반응하지 않는 것으로 나타났다. 전체 실험장치에 대한 기밀 실험을 50 mmHg의 진공도에서 수행한 결과 공기 유입에 따른 압력 상승은 시간당 1 mmHg 이내로 유지할 수 있었다. 본 실험은 시험부내 압력이 대기압보다 높은 상태 (0.15 MPa)로 수행되었으므로 시험중 공기가 유입될 가능성은 없다. 응축증기내의 잔류공기량은 측정된 증기온도와 증기압력에 상응하는 포화온도를 비교함으로써 예측이 가능한데 본 실험 중 두 값은 0.3 K 이내에서 일치하였다. 따라서 불응축 가스의 영향은 무시할 만하다고 판단된다.

응축 열전달 계수를 구하기 위해서는 증기 포화온도와 벽면온도 그리고 열유속을 알아야 한다. 포화온도는 시편 상하부에 각각 3개씩 6개의 열전대를 설치하여 측정하였다. 본 연구에 사용된 열전대는 직경 0.3 mm의 테프론 코팅된 동-콘스탄탄형이다. 시편의 벽면온도는 직접 측정이 불가능하므로 시편의 내부온도를 열흐름 방향(시편의 길이방향)으로 측정하고 이 온도들을 외삽하여 구하였다. 시편의 내부 온도는 시편의 길이방향으로 각각 10 mm, 20 mm, 30 mm, 40 mm의 위치에 열전대 구멍 (깊이 20 mm, 구경 1 mm)을 가공하고 이곳에 열전대를 삽입하여 측정하였다. 시편의 하부로 갈수록 액막이 두꺼워 지므로 응축 열전달계수는 감소하리라 예상된다. 본 연구에서는 시편 길이방향으로 5곳의 (상부로부터 50 mm, 100 mm, 150 mm, 200 mm, 250 mm) 온도를 측정하였다. 따라서 시편에 장착된 열전대는 모두 20개가 된다. 증기 응축에 의하여 시편에 전달된 열량(열유속)은 시편의 길이방향으로 측정된 온도의 기울기와 재질의 열전도율로부터 다음의 식으로 구할 수 있다.

$$h = \frac{q''}{(T_{\text{sat}} - T_w)} \quad (1)$$

$$q'' = k \frac{\Delta T}{\Delta X} \quad (2)$$

여기서  $T_{sat}$ 은 포화온도,  $q''$ 는 열유속으로 시편 재질의 열전도도  $k$ 와 시편내부에서 측정된 온도구배로부터 계산하고  $T_w$ 은 벽면온도로 시편내부 측정온도를 외삽하여 구한다. 평균 열전달계수는 국소 열전달계수 값을 평균하여 구하였다.

$$h_m = \frac{1}{n} \sum_{n=1}^5 h_n \quad (3)$$

시편의 후방에는 냉각수가 흐르며 강제대류에 의하여 응축열량을 제거한다. 일반적으로 강제대류의 열전달계수는 응축 열전달계수보다 작으므로 측정의 정확도를 높이기 위해서는 강제대류의 열전달계수를 높여주는 것이 필요하다. 본 연구에서는 시험부 후방에 흐름과 수직방향으로 높이 1 mm, 폭 1 mm, 핏치 10 mm의 사각 돌기를 가공하여 전열성능을 향상시켰다. 이 경우 열전달계수는 2배 가까이 증가하는 것으로 알려져 있다. 냉각수의 입출구 온도는 저항온도계를 사용하여 측정하였고 순환수량은 냉각수를 일정시간 동안 물통에 받아 그 체적을 측정하여 결정하였다.

실험절차는 다음과 같다. 실험장치를 진공으로 만든 후 보일러에 R-113을 채워 넣는다. 그 후 보일러 히터를 가동하여 장치내의 압력을 단시간내에 대기압 이상으로 만든 후 불응축가스를 완전히 배출하기 위하여 진공펌프를 사용하여 서너차례(수분정도) 장치내의 증기를 외부로 배출한다. 동시에 판형 열교환기와 응축시편에 냉각수를 흘려 시스템을 정상상태에 도달하게 한다. 시스템이 충분히 정상상태에 도달했다고 판단되면 시편의 온도, 증기 응축온도와 압력, 시험부 냉각수 유량과 입출구 냉각수 온도를 측정한다. 실험은 포화온도를 60°C(포화압력 0.15 MPa)로 일정하게 유지하고 냉각수량과 보일러 출력을 바꿔가며 수행하였다. 냉각수량과 보일러 출력을 변화시키면 시편에 공급되는 열유속 및 벽면 과냉도가 바뀐다. 실험은 우선 평판에 대하여 수행하여 장치의 신뢰도를 검증하였다.

### 3. 실험결과 및 고찰

#### 3.1 평판의 실험결과

평판에 대한 실험의 결과를 Fig. 5에 나타내었다. Fig. 5에는 평균열전달계수를 벽면과냉도( $T_{sat} -$

$T_w$ )의 함수로 나타내었는데 단속판이 없을 경우( $L=0.3$  m)와 단속판이 10 cm 간격으로 2개 설치된 경우( $L=0.1$  m), 단속판이 5 cm 간격으로 5개 설치된 경우( $L=0.05$  m) 실험자료와 이론적 Nusselt 해석 결과<sup>(8)</sup>를 보여준다. Fig. 5는 단속판 간격이 작을수록 전열성능이 향상됨을 보여준다. 이는 단속판이 평균응축액막의 두께를 감소시키기 때문이다. 단속판은 두께 1 mm, 폭 10 mm의 테프론 판으로 제작되었고 접착제를 사용하여 평판에 부착하였다. 단속판은 응축액의 배출이 용이하도록 10° 가량 아래쪽으로 경사지게 평판에 부착하였다.

Fig. 5는 실험결과가 Nusselt 해석결과 보다 5%~64% 가량 크고 그 차이는 벽면과냉도가 감소할수록 증가함을 보여준다. 응축액막은 시험부 하부로 내려가면서 두께(액막 레이놀즈수)가 증가한다. 액막은 액막 레이놀즈수에 따라 유동 형태가 달라지는데 액막 레이놀즈수가 30 보다 작으면 매끈한 층류 액막이 형성되나 30 보다 커지면 액막표면에 물결이 형성되고, 이 물결은 액막의 혼합을 촉진시켜 응축성능을 향상시킨다.<sup>(9)</sup> 본 실험범위의 액막 레이놀즈수는  $20 < Re < 500$ 으로 물결형 액막 영역에 속하였고 이는 실험시 육안 관측 결과와도 일치하였다. 관측창을 통하여 응축 현상을 관측한 결과 시편의 최상부를 제외하고 거의 모든 응축표면에서 물결형 액막을 관측할 수 있었다. 이 외에도 증기 유속의 영향으로 응축열전달계수는 Nusselt의 이론치 보다는 실험치가 다소 커지게 되는데 본 실험시 증기유속은 대략 0.1 m/s 정도이었다. 본 실험의 오차를 Kline과 McClintock<sup>(10)</sup>의 방법에 따라 오차해석을 수행한 결과 열전달계수의 오차는 벽면과

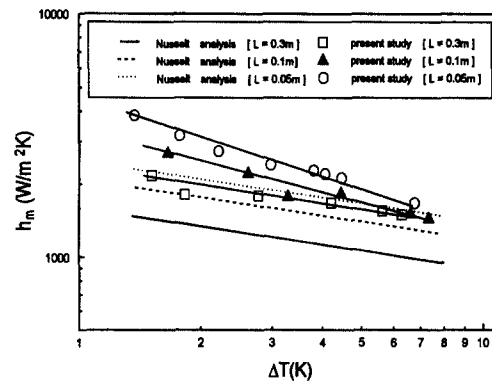


Fig. 5 Mean condensation coefficient for plain vertical plate.

냉도  $\Delta T=3^{\circ}\text{C}$ 에서 25%,  $\Delta T=10^{\circ}\text{C}$ 에서 20%로 나타났다.

### 3.2 수직 핀판의 실험결과

수직핀이 가공된 평판의 실험결과가 Fig. 6에 보여진다. 핀의 제원은 높이 1mm, 폭 1mm, 핀 간격 1mm이다. Fig. 6은 수직핀이 응축 성능을 현저히 향상시킴을 보인다. 수직핀길이  $L=0.3\text{m}$ 의 경우 수직핀이 가공된 경우 응축성능은 4배 가량 증가 되었으며  $L=0.05\text{m}$ 의 경우는 3배 정도 증가 되었다. 단속판으로는 두께 1mm, 폭 10mm의 테프론 판을 사용하였다. 단속판을 설치하기 위하여 단속판이 설치될 위치에 폭 1mm, 길이 3mm의 홈을 수평으로 가공하고 단속판을 끼워 넣었다. 실험자료로부터 열전달 계수를 구할 때 전열면적을 어떻게 정의하느냐에 따라 열전달 계수의 값이 달라진다. 핀 달린 표면에서는 실제 면적을 사용하기도 하고 공칭면적을 사용하기도 한다. 핀판의 경우 공칭면적이란 판의 최외곽직경과 같은 직경을 가지는 평환판의 면적을 의미한다. 일반적으로 핀판에서는 공칭면적을 사용하는 것이 관례이므로 본 연구에서도 그 관례를 따랐다. 즉, 본 연구에서의 전열면적은 수직핀이 가공된 평판을 앞에서 보았을 때의 투영면적(또는 핀이 가공되기 전의 평판면적)으로 정의하였다. 본 연구에서 사용된 수직 핀판의 경우 실제 전열면적은 공칭 전열면적의 2배가 된다.

Fig. 6은 단속판이 없는 경우 ( $L=0.3\text{m}$ )와 단속판이 설치된 경우 ( $L=0.1\text{m}$ ,  $L=0.05\text{m}$ ) 전열 성능이 거의 유사함을 보여주는데 이는 전열의 평판의 경우와는 판이한 결과이다. 평판의 경우는 단속판을 설치하면 평균 액막의 두께를 줄일 수 있어서 전열성능을 향상시킬 수 있었다. Nusselt의 이론에 따르면 평판의 전열 성능은 판 길이의  $-1/4$ 승에 비례하여 증가한다. 핀이 부착된 표면에서는 대부분의 응축열전달은 표면장력에 의하여 핀의 곡률부에서 일어나고 핀사이의 홈은 핀으로부터 흘러 내린 응축액을 중력에 의하여 아래로 이송시키는 기능을 할 뿐 열전달에는 큰 기여를 하지 못하는 것으로 알려져 있다. 즉, Fig. 1에 보이듯이 핀 주위에서는 표면장력이 핀 사이의 골로 응축액을 이송시키기 때문에 핀의 위치가 판의 상부이건 하부이건 관계없이 항상 얇은 응축액막을 유지할 수 있다. 핀 표면에서는 대부분의 열전달이 핀 주위에서

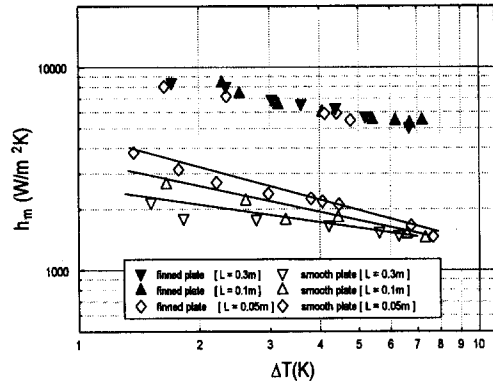


Fig. 6 Mean condensation coefficient for finned vertical plate.

일어나고 이 경우 단속판은 핀 사이의 홈에 흐르는 액막을 제거하는데 그치는 것을 고려한다면 액막의 두께가 너무 두꺼워 지지 않는 한 단속판 설치 유무가 응축성능에 큰 영향을 미치지 않으리라 예상된다. Fig. 6에 평판 실험자료와 같이 그려진 실선은 실험자료 구분이 용이하도록 실험자료를 피팅하여 그린 것이다. 핀 표면의 열전달계수에 대한 실험 오차는 벽면 과냉도  $\Delta T=3^{\circ}\text{C}$ 에서 20%,  $\Delta T=10^{\circ}\text{C}$ 에서 10%로 나타났다.

### 3.3 예측 모델과의 비교

핀표면의 응축 열전달을 예측하는 모델은 Beatty와 Katz<sup>(3)</sup>가 Nusselt의 이론을 낮은 핀판의 응축 열전달에 적용한 최초의 모델을 발표한 이후 최근까지 많은 이론적 모델이 개발되었다. 그들 중 표면장력을 고려한 모델로는 Honda와 Nozu,<sup>(4)</sup> Adamek과 Webb<sup>(5)</sup> 등이 있다. Adamek과 Webb<sup>(5)</sup>은 핀 표면을 표면 장력이 중요한 영역과 중력의 영향이 큰 영역으로 나누어 각각의 영역에서 응축량을 구한 후 이들을 더하여 평균 열전달 계수를 구하는 방법을 사용하였다. Honda와 Nozu<sup>(4)</sup>는 핀 주위에서의 액막의 변화를 고려한 운동량 및 에너지 방정식을 구한 후 이들을 수치해석적으로 풀어 열전달 계수를 구하였다. 또한 Rose<sup>(6)</sup>는 차원 해석을 바탕으로 개발된 식을 실험자료로 보정한 간단한 형태의 준경험식을 개발하였다. 본 연구에서는 실험결과를 중력만을 고려한 Beatty와 Katz 모델, 표면장력을 고려한 Adamek과 Webb 모델과 비교하여 보았다.

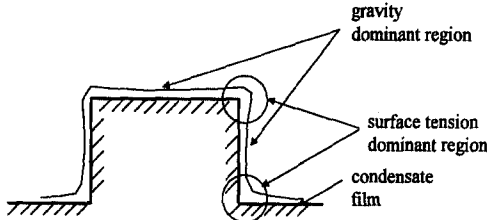


Fig. 7 Conceptual drawing of Adamek and Webb<sup>(4)</sup> model.

3.3.1 Beatty와 Katz<sup>(3)</sup>모델

Beatty와 Katz는 핀 주위의 응축이 중력에 의해서 일어난다고 가정하였다. 따라서 수직핀 표면의 경우는 Nusselt의 수직판 응축에 대한 해석 결과에 핀에 의한 면적 증가분을 고려해 주면 된다. 본 연구의 수직핀판의 표면적은 평판의 두배이므로 이들 모델에 의한 열전달계수는 Nusselt해석결과와 두배가 된다.

3.3.2 Adamek과 Webb<sup>(5)</sup>모델

Fig. 7에 Adamek과 Webb모델의 개념도를 나타내었다. 그들은 액막의 곡률이 급히 변하는 핀끝과 핀뿌리 부근에서는 표면장력이 응축과정을 지배하고 곡률의 변화가 거의 없는 핀상부와 측면에서는 중력이 응축과정을 지배한다는 가정하에 각 영역에서 응축량을 구한 후 이들을 더하여 총 응축량(평균 열전달계수)을 구하였다. 각 영역에서의 평균 액막두께  $\delta$ 는 아래식으로 나타내진다.

$$\delta = \left( \frac{F_p z}{F_d} \right)^{1/4} \quad (4)$$

여기서  $z$ 는 액막흐름방향의 좌표이고  $F_p = \left( \frac{\rho_l \sigma \lambda}{\mu k_1} \right)$ 는 응축액의 물성치,  $F_d$ 는 응축을 일으키는 구동력으로 중력영역에서는  $F_d = g(\rho_l - \rho_v)$ 이고 표면장력 영역에서는  $F_d = \left( \frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right) / \Delta z$ 가 된다. 여기서  $r_1$ 과  $r_2$ 는 표면장력 영역 시작과 끝에서의 액막의 곡률반경이다.

Fig. 8에 본 실험의 결과와 이론적 모델에 의한 예측치를 비교하였다. 비교된 모델은 Beatty와 Katz<sup>(3)</sup>의 중력 모델과 Adamek과 Webb<sup>(5)</sup>의 표면장력 모델이다. Fig. 8은 Adamek과 Webb의 모델이 Beatty와 Katz모델보다 실험자료를 잘 예측함을 보여준다. Adamek과 Webb의 모델은 실험자료를 20~30% 과대 예측하고 Beatty와 Katz모델은 실험자료를 50~70% 과소 예측한다. 따라서 핀

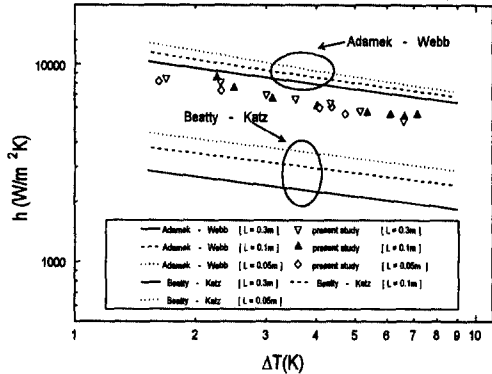


Fig. 8 Mean condensation coefficient of finned plate compared with theoretical models.

표면의 응축에는 표면장력이 중요한 역할을 한다는 것을 다시 한번 확인할 수 있다. Adamek과 Webb 모델과 본 실험 결과가 다소 차이가 나는 것은 그들이 핀 주위에서의 응축을 과도하게 단순화하였기 때문으로 판단된다. Adamek과 Webb은 표면장력이 지배적인 영역에서는 표면장력만을, 중력이 지배적인 영역에서는 중력만을 고려하였으나, 실제로는 모든 영역에서 두 힘이 복합적으로 작용하리라 판단되고 이를 고려하면 좀 더 개선된 모델이 되리라 사료된다.

4. 결 론

본 연구에서는 높이 1mm, 두께 1mm, 핀 간격 1mm의 수직핀이 가공된 수직 평판에 R-113을 사용하여 응축실험을 수행하였다. 주요결과는 다음과 같다.

- (1) 수직 핀은 평판의 응축성능을 3~4배 정도 촉진시킨다.
- (2) 표면장력 응축모델은 실험자료를 적절히 예측한 반면 중력 응축모델은 현저히 과소 예측하였다. 이로부터 핀 표면의 응축에는 표면장력이 중요한 역할을 한다는 것을 확인할 수 있었다.
- (3) 단속판은 핀이 없는 평판의 응축 촉진에는 효과적으로 적용될 수 있는 반면 핀이 달린 경우는 그다지 효과가 없었다. 즉, 표면장력이 주된 응축 구동력인 경우 단속판은 큰 효과가 없음을 알 수 있다.

## 후 기

본 연구는 1997년도 인천대학교 연구비 지원에 의해 수행되었음

## 참고문헌

- (1) Carnavos, T. C., 1980, "An Experimental Study: Condensing R-11 on Augmented Tubes," *ASME Paper No.*, 80-HT-54, 19th NHTC, Orlando, FL
- (2) Webb, R. L., 1994, *Principles of Enhanced Heat Transfer*, Wiley Inter-Science Publication, New York, U. S. A
- (3) Beatty, K. O. and Katz, D. L., 1948, "Condensation of Vapors on Outside of Finned Tubes," *Chem. Eng. Progress*, Vol. 44, pp. 55~70
- (4) Honda, H. and Nozu, S., 1987, "A Prediction Method for Heat Transfer During Film Condensation on Horizontal Low Integral-Fin Tubes," *J. Heat Transfer*, Vol. 114, pp. 218~225
- (5) Adamek, T. and Webb, R. L., 1990, "Prediction of Film Condensation on Horizontal Integral Fin Tubes," *Int. J. Heat Mass Trans.*, Vol. 33, pp. 1721~1735
- (6) Rose, J. W., 1994, "An Approximate Equation for the Vapour Side Heat Transfer Coefficient for Condensation on Low-Finned Tubes," *Int. J. Heat Mass Trans.*, Vol. 37, pp. 865~875
- (7) Mori, Y., Hijikata, H., Hirasawa, S. and Nakayama, W., 1979, "Optimized Performance of Condensers with Outside Condensing Surface," in *Condensation Heat Transfer*, J. M. Chenoweth et al. eds., *ASME Symposium Vol.*, ASME, New York, pp. 55~62
- (8) Nusselt, W., 1916, "Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes," *Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure*, Vol. 60, pp. 541~569.
- (9) Mills, A. F., 1992, *Heat Transfer*, Irwin Pub. Co., Homewood, IL. U. S. A
- (10) Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, "The Description of Uncertainties in Single Sample Experiments," *Mechanical Engineering*, Vol. 75, pp. 3~9