

〈論 文〉

수평 원형전열관의 핀효과에 의한 응축 및 비등 열전달촉진에 관한 연구(2) -튜브외부 응축-

한규일* · 조동현**
(1993년 9월 16일 접수)

A Study on the Improvement of Condensation and Boiling Heat Transfer on Horizontal Tube by Fin Effect (II) -Shellside Condensation-

Kyuil Han and Dong Hyun Cho

Key Words : Integral-Fin Tube(전조 나선핀튜브), Condensation Coefficient(응축계수), Gravity Force(중력), Surface Tension(표면장력), Film Condensation(막응축), Condensate Retention(응축액 억류)

Abstract

Heat transfer performance improvement by fin and grooves is studied for condensation of R-11 on integral-fin tubes. Eight tubes with trapezoidal shaped integral-fins having fin densities from 748 to 1654 fpm and 10, 30 grooves are tested. A plain tube having the same diameter as the finned tubes is also tested for comparison. R-11 condenses at saturation state of 32°C on the outside tube surface cooled by inside water flow. All of test data are taken at steady state. Beatty and Katz's, Rudy's and Webb's theoretical models are used to predict the R-11 condensation coefficient of tubes having 748, 1024 and 1299 fpm. The predicted value by Beatty and Katz's model is within 10% of experimental values in this study at fpm < 1024 and Rudy's model predicted the experimental data at fpm > 1024 within 15%. The tube having fin density of 1299 fpm and 30 grooves has the best overall heat transfer performance. This tube shows the overall heat transfer coefficient of 11500 W/m²K at coolant velocity of 3.0 m/s.

기 호 설 명

- | | |
|---|---|
| A : 공칭 열전달면적 (m ²) | d : 나선홈 깊이 (m) |
| A_p : 핀 단면적에 대한 핀의 유효면적 (m ²) | e : 핀높이 (m) |
| c_b : 튜브 전 표면에 대한 응축액이 억류된 표면적비 | g : 중력가속도 (9.81 m/s ²) |
| C_p : 비열 (kJ/kgK) | h_b : 냉매유동지역에서의 응축 열전달계수 (W/m ² K) |
| D : 직경 (m) | h_c : 응축 열전달계수 (W/m ² K) |
| | h_f : 핀표면의 응축 열전달계수 (W/m ² K) |
| | h_h : 수평튜브에 대한 응축 열전달계수 (W/m ² K) |
| | h_{fg} : 응축잠열 (J/kg) |

*정회원, 부산수산대학교 기관공학과

**정회원, 부산수산대학교 대학원

k	: 응축액의 열전도계수 (W/mK)
K_b	: 식 (5)에서 정의된 상수
K_c	: 식 (5)에서 정의된 상수
L	: 튜브길이 (m)
L_f	: 특성길이 (m)
\dot{M}	: 채널에서의 응축액 질량유동률 (kg/s)
\dot{M}_{max}	: 냉각수량 (kg/s)
\dot{m}	: 응축액의 질량유동률 (kg/s)
P	: 핀단면적의 접수주변 (m)
P_f	: 핀피치 (m)
\dot{Q}	: 열전달율 (W)
\dot{q}	: 열플럭스 (W/m ²)
R_T	: 핀팁의 곡률반경 (m)
R_B	: 핀밀면에서의 곡률반경 (m)
S_m	: 오목 표면길이 (m)
T	: 온도 (K)
t	: 핀두께 (m)
t_b	: 핀 및 면에서의 핀두께 (m)
t_i	: 핀팁에서의 핀두께 (m)
U	: 총 열전달계수 (W/m ² K)
U_x	: 채널에서의 X방향의 속도 (m/s)
\bar{v}	: 핀표면에서 y방향의 평균속도 (m/s)
X^+	: 채널에서 무차원 방향
α	: 나선홈 경사각 (deg)
β_o	: 접촉각 (deg)
β	: 체적 팽창계수 (K ⁻¹)
ϕ	: 임계 경사각 (deg)
ΔT	: 온도차 (K)
ν	: 동점성계수 (m ² /s)
ρ	: 밀도 (kg/m ³)
σ	: 표면장력 (N/m)
τ_w	: 벽면 전단응력 (N/m ²)
δ	: 응축 액막두께 (m)
μ	: 응축액의 점성계수 (N·s/m ²)
η	: 무차원 핀밀면 곡률반경변수
η_1	: 핀표면 효율
γ	: 무차원 핀끝면 곡률반경변수
Δ	: 채널표면에서의 응축 액막두께 (m)
Ω	: 채널에서 무차원 응축 액막두께
ζ	: 핀 단면적비

하첨자

avg	: 평균
c	: 응축

$cool$: 냉각수
f	: 핀
g	: 홈
H	: 수평
i	: 튜브내 표면
in	: 입구
lm	: 대수평균
o	: 튜브 외표면
out	: 출구
r	: 튜브밀면
s	: 포화증기
sw	: 튜브벽면과 포화상태의 차
v	: 수직
w	: 튜브벽면

1. 서 론

수평 원형전열관의 전열효율은 표면에 여러 형태의 기하학적 형상을 가진 핀을 가공하여 전열 표면을 넓히거나, 튜브내부에 나선형상의 홈을 형성하여 유체 유동을 난류로 생성시킴으로써 증대시킬 수 있다. 이러한 것중 전조 나선핀튜브(integral-fin tube)는 원통형 열교환기 및 냉동장치에 많이 사용되고 있다. 이 튜브는 12 mm에서 26 mm까지의 다양한 직경과 다양한 재질로 생산되며, 미터 (m)당 핀의 개수(fpm)는 430~1650의 범위에서 생산되고 있다. 전조 나선핀튜브는 공업적으로 저표면장력 유체의 응축에서만 이용되고 고표면장력 유체에서는 과다한 응축액 역류가 열전달 성능을 저하시키므로 이용되지 않는다.

1947년에 Beatty와 Katz⁽¹⁾는 최초로 사각단면 형상의 전조 나선핀튜브를 이용하여 응축실험을 하였다. 이 실험데이터를 기초로 하여, 전조 나선핀튜브에 대하여 응축계수를 예측할 수 있는 이론 모델을 만들었다. 이들의 이론식은 주로 저표면장력 유체의 응축계수를 계산하는데 이용하고 있다. 이들의 이론 모델은 전열 표면으로부터의 응축액은 증력에 의해 배출된다는 가정하에서 이루어지며, 핀사이의 수평튜브 부분에는 Nusselt⁽²⁾의 수평튜브에 대한 막응축 이론식을 적용하고, 짧은 수직핀 표면에서는 Nusselt의 수직평판 이론식을 적용하였다. Katz와 Geist⁽³⁾ 그리고 Pearson과 Withers⁽⁴⁾에 의한 연구가 Beatty-Katz의 이론식과 잘 일치했

지만, 이 이후의 연구에서의 이 이론식은 여러가지의 핀형상에 대하여 응축계수 값에 많은 오차가 발생했다. Webb 등⁽⁵⁾은 이러한 오차발생의 이유가 대체적으로 중력보다 표면장력이 핀표면에서 응축액 유동을 지배하며, 응축액 역류는 주로 튜브주위의 밀부분과 핀사이에서 일어나기 때문이라고 제안했다. 최근 작동유체가 증기일 경우에 대하여 Yau와 Cooper,⁽⁶⁾ Wanniarachchi 등,⁽⁷⁾ Marto 등^(8,9)은 핀밀도, 핀형상, 핀높이를 최적화했다. 그리고 Carnavos,⁽¹⁰⁾ Rudy,⁽¹¹⁾ 吉川和男,⁽¹²⁾ Sukhatme 등⁽¹³⁾은 작동유체를 R-11을 이용하여 실험적으로 연구하였다. 이러한 실험결과에 의하면 핀밀도는 응축 열전달성능에 많은 영향이 있으나 핀높이, 핀각도, 핀두께 등은 크게 영향을 미치지 않음을 보고하고 있다.

이와 같이 응축 열전달을 촉진시키기 위하여 전조 나선핀튜브에 대한 많은 연구보고가 있으나 튜브 내외부 동시에 전조 나선핀이 있는 튜브에 대해서는 아직까지 연구보고가 없다. 그래서 전 조의 연구에 이어서 응축 열전달에 대해서도 전열튜브의 내외부 동시에 전조 나선핀이 있는 튜브에 대하여 연구하고, 평튜브와 튜브외부 표면에만 핀이 있는 튜브와 비교분석하며 이론값과 실험값의 타당성을 검토한다.

2. 이론해석

2.1 Beatty와 Katz의 중력이론 모델

Beatty와 Katz⁽¹⁾는 중력에 의해서만 응축액을 배출하고, 어떤 응축액도 역류되지 않는다는 가정하에서 수평튜브에 대한 Nusselt⁽²⁾의 층류 막응축이론과 수직평판 이론식을 수평튜브와 핀에 각각 이용하여 식(1)과 같이 이론식을 제안했다.

$$h_o = 0.725 F^{0.25} \left[\frac{A_r}{A_o} \frac{1}{D_r^{0.25}} + 1.3 \frac{\eta_f A_f}{A_o} \frac{1}{L_f^{0.25}} \right] \quad (1)$$

여기에서, $F = \frac{k^3 \rho^2 g h_{fg}}{\mu \Delta T_{sw}}$ 이다.

식(2)는 직경 D_o 에 대한 평균 응축액막 배출(drainage) 길이를 나타낸다.

$$L_f = \pi \frac{D_o^2 - D_f^2}{4D_o} \quad (2)$$

Beatty와 Katz⁽¹⁾의 수평 핀튜브에 대한 이론 모델은 여러가지의 핀형상에 대하여 표면장력 값이 낮

은 6가지 유체에서 실험한 결과와 비교적 잘 일치했으며, 실험치는 이론치보다 5%정도 더 낮았다. 이 실험결과로부터 최종적으로 식(3)을 제안했다.

$$h_{Ba} = 0.689 F^{0.25} \left[\frac{A_r}{A_o} \frac{1}{D_r^{0.25}} + 1.3 \frac{\eta_f A_f}{A_o} \frac{1}{L_f^{0.25}} \right] \quad (3)$$

2.2 Rudy의 표면장력이론 모델

Rudy⁽¹¹⁾는 그의 표면장력이론 모델에서 Beatty와 Katz의 중력이론은 올바르지 못하다고 주장했다. 그의 이론에 의하면 핀표면으로부터 응축액 배출은 중력보다도 표면장력에 의해 지배되며, 핀사이에 응축액 역류지역이 튜브주위의 일부에 존재한다는 가정하에서 이론 모델을 정립했다. Fig. 1의 y방향에서 핀의 응축액막두께에 대한 식은 식(4)에 의해 계산된다.

$$\delta = \left[\frac{4k(T_s - T_w)\mu(e - \Delta)R_T R_{By}}{\rho \phi h_{fg}(R_T + R_s)} \right]^{1/4} \quad (4)$$

그리고 핀표면에서 응축액 유동의 향으로 핀사이의 채널에서 응축액막두께(Δ)의 이론식을 유도하면, 정상상태의 조건하에서 면적 δdx 를 통해서 두 핀사이로부터 채널로 유동하는 미소질량유동률 dm 은 미소길이 dX 에서, 채널 표면위에서의 질량유동률 dM 과 같다. 그러므로 다음 관계식이 성립된다.

$$dM = dm = 2\delta dx = 2\rho \bar{v} \delta_e - dx \quad (5)$$

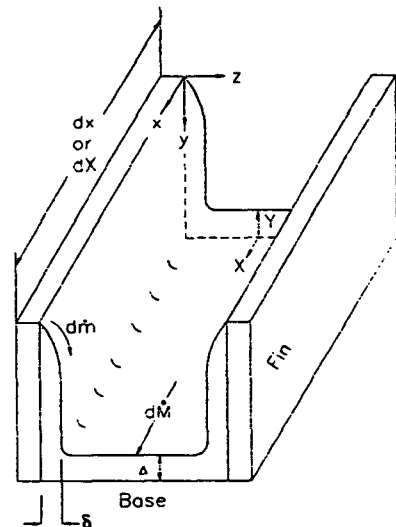


Fig. 1 Condensate mass flows dm and dM on fin surface

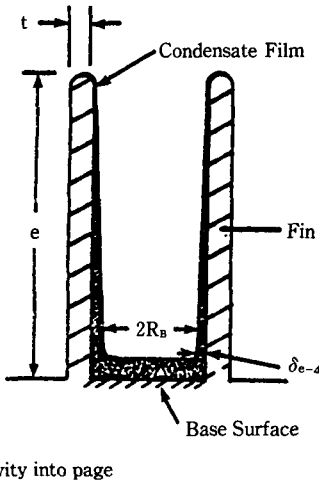


Fig. 2 Cross-section on flow model for interfin-channel

다음은, 채널에서 유동의 힘균형을 근거로 한 dM 을 계산한다. Fig. 2는 이러한 유동에 대한 모델을 나타낸다.

$\Delta \ll 2R_B$ 이기 때문에 전단력항과 관성력항을 무시하며, 중력은 표면 전단력과 같게 된다.

$$\begin{aligned} \tau_w(2R_B) dx &= \rho g(2R_B\Delta) dx \\ \tau_w &= \mu \frac{dU_x}{dY} \Big|_{Y=0} = \rho g\Delta \end{aligned} \quad (6)$$

경계조건은 속도분포가 포물선으로 된다고 가정하면, 다음식과 같이 된다.

$$\begin{aligned} Y=0 \text{ 일 때, } U &= 0; \quad \frac{dU_x}{dY} = \frac{\rho g\Delta}{\mu} \\ Y=\Delta \text{ 일 때, } \frac{dU_x}{dY} &= 0 \\ U_x &= \frac{\rho g}{2\mu} Y^2 \left(\frac{2\Delta}{Y} - 1 \right) \end{aligned} \quad (7)$$

식(7)은 응축 액막두께 Δ 에서 x 방향의 속도분포를 나타낸다. 식(7)로부터 응축액막에서의 평균속도분포를 구하면 식(8)과 같이 된다.

$$\overline{U_x} = \frac{\rho g\Delta^2}{3\mu} = \frac{\rho g e^2}{3\mu} \Omega^2 \quad (8)$$

여기에서, $\Omega = \frac{\Delta}{e}$ 이다.

유동채널에서 구한 평균속도를 이용하여 총 질량 유동률을 계산하면 다음 관계식을 얻을 수 있다.

$$\dot{M} = \frac{2\rho^2 e^4 g \eta}{3\mu} \Omega^3 \quad (9)$$

여기에서, $\eta = \frac{R_B}{e}$ 이다.

핀표면에서의 응축량과 채널 표면($2R_B dX$)에서의 응축량을 합한 총 응축량은 식(10)과 같다.

$$dm = [2\rho \bar{v} \delta_{e-d} + \frac{K(T_s - T_w)(2R_B)}{h_{fg}\Delta}] dx \quad (10)$$

여기에서, $\bar{v} = \frac{1}{3\mu} \left(\frac{\sigma}{R_T} \right) + \left(\frac{\sigma}{R_B} \right) \delta^2$ 이다.

식(9)를 미분한 값과 식(4)를 식(10)에 대입한 후 식(5)를 이용하여 풀면, 채널에서의 무차원 응축액막두께 Ω 는 식(11)과 같이 유도된다.

$$\frac{d\Omega}{dX^+} = K_b \frac{(1-\Omega)^{1/2}}{\Omega^2} + K_c \frac{1}{\Omega^3} \quad (11)$$

여기에서,

$$\begin{aligned} K_c &= \frac{K\mu(T_s - T_w)L}{\rho^2 e^4 g h_{fg}} \\ K_b &= \frac{\sigma L}{3e^4 \rho g \eta} \left(\frac{\gamma + \eta}{\gamma \eta} \right) \left[\frac{4k(T_s - T_w)\mu e^3 \gamma \eta}{\sigma \rho h_{fg}(\gamma + \eta)} \right]^{3/4} \\ \gamma &= \frac{R_T}{e} \end{aligned}$$

위의 식(11)에 의해서는 단지 핀사이의 채널에서 응축액막두께(Δ)만을 구할 수 있다. 그런데 요구하는 결과값은 평균 응축 열전달계수이다. 이것은 핀표면의 하부에서 유동채널로 유입되는 응축량과 채널에서의 응축량을 합한 총 응축량을 근거로 해서 계산된다. 식(11)로부터 $X=0$ 에서 $X=L$ 까지 적분한 결과값을 식(9)에 대입하면 $X=L$ 에서의 총 응축액 유동량을 계산할 수 있다. 그러므로 평균 응축 열전달계수는 식(12)에 의해 정의된다. 그리고 식(12)의 A_B 는 정사영면적 $A_B = (2R_B + t)L$ 이다.

$$h_c = \frac{\dot{M} h_{fg}}{A_B (T_s - T_w)} \quad (12)$$

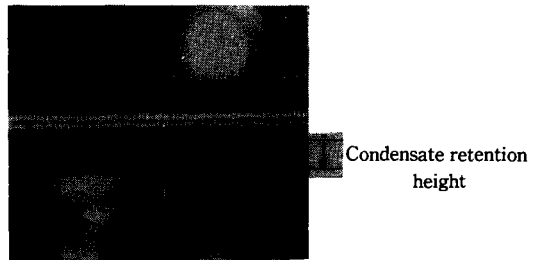


Fig. 3 Photograph of R-11 condensation on an integral-fin tube (1299 fpm)

이 결과식은 수직 평판핀에 대하여 표면장력 이론을 적용하여 해석한 응축이론 모델이다. 그런데 Fig. 3에 나타난 바와 같이 튜브밀면에 응축 열전달을 저해하는 요소인 응축액 역류가 존재하고 있으나, 식(12)는 응축액 역류부분은 제시하지 않고 있다. 그래서 Webb과 Rudy⁽⁵⁾는 식(13)과 같이 응축액 역류 표면적비를 구하는 이론식을 제시하고, 식(14)와 같이 응축 열전달값을 수정했다.

$$c_b = \frac{1}{\pi} \cos^{-1} \left[1 - \frac{2\sigma(P-t_b)}{\rho g D_o (p_r e - A_p)} \right] \quad (13)$$

$$h_{\eta} = (1 - c_b) \left(h_h \frac{A_r}{A} + h_{r\eta} \frac{A_r}{A} \right) + c_b h_b \quad (14)$$

여기에서, c_b 는 튜브밀면의 응축액 역류 표면적비를 나타내며, h_h 값은 수평 원형관에 대한 응축 열전달계수를 나타낸다. 그리고 h_r 값은 핀표면에 대한 응축 열전달계수 값을 나타내며, h_b 값은 응축액 역류지역에서의 응축 열전달계수 값을 나타낸다.

h_h 값은 핀으로 부터의 응축액 배출때문에 추가적인 응축 액막두께를 고려한 수평 원형튜브에 대한 Nusselt의 이론식으로 부터 계산된다.

$$h_h = 1.514 \left(\frac{\mu^2}{k^3 \rho^2 g} Re \right)^{-1/3} \quad (15)$$

여기에서, $Re = \frac{4\dot{m}}{\mu(p_r - t_b)}$ 이다.

핀 두께가 0이고, 튜브벽면 강하온도를 무시할 경우 열플럭스 값은 일차원이되며 식(16)이 된다.

$$q_{b1} = kA \frac{(T_s - T_w)}{e} \quad (16)$$

$q_{b2}/q_{b1} = \phi$ 로 간주하면, 응축액 역류지역에서의 열전달을 값은 식(17)과 같다.

$$q_{b2} = \phi kA \frac{(T_s - T_w)}{e} = h_b A (T_s - T_w)$$

$$\text{or } h_b = \frac{\phi k}{e} \quad (17)$$

그리고 h_r 값은 식(18)에 의해 계산된다.

$$\frac{h_r S_m}{k} = 2.149 \left[\frac{\sigma h_{r\eta} \theta_m S_m}{\nu k \Delta T_{vs}} \frac{(\zeta + 1)}{(\zeta + 2)^3} \right]^{1/4} \quad (18)$$

여기에서, ζ 는 핀 단면적비(높이/두께)를 나타낸다. 그리고 S_m 은 응축액이 유동하는 핀의 블록표면의 길이이다. θ_m 은 핀팁으로부터 블록표면의 회전각을 나타낸다.

3. 실험장치 및 방법

3.1 실험장치

Fig. 4는 응축 열전달성능 측정용 실험장치의 개략도이다. 실험장치는 R-11보일러(11), 시험구간(6), 보조응축기(7), 냉매유량계(8,9), 냉각수유량계(10,11) 그리고 R-11냉매 순환회로와 냉각수 순환회로로 구성된다. 시험구간은 내경 125 mm, 길이 2000 mm의 원통을 수평으로 설치했으며, 이 내부에 외경 19 mm, 내경 16.5 mm의 핀튜브를 동축 방향으로 설치했다. (Fig. 5) 핀튜브 내부에는 냉각수가 흐르며, R-11증기 냉매는 시험 열전달관의 외표면에서 냉각수와 열교환에 의해 응축이 된다. 그리고 냉각장치를 위한 냉각수 순환장치는 시험 구간에 순환되는 시험구간용 냉각수 순환장치와 보조 응축기 관내부에 순환되는 냉각수 순환장치로 구성되어 있다. 냉각수는 0.75 kw의 냉각수 펌프를 가동시켜 시험구간 및 제라인을 강제순환시킨다. 물탱크로부터 펌프에 의해 강제순환하는 냉각수는 시험구간 입구에서 압력 및 온도를 측정하게 된다. 시험구간으로 유입되는 냉각수는 시험 구간 내에서 R-11증기와 열교환을 하게 되고, 시험구간으로부터 유출된 냉각수는 온도와 압력을 측정하고 외부로 배출하게 된다. 냉각수는 유량제어밸브에 의하여 일정한 유량이 시험구간 내에 흐르게 하고, 시험구간 입구에 체적식유량계와 계수형유량계를 설치하여, 100~900 l/hr 범위까지는 체적식유량계를 이용하여 측정하고, 900~5000 l/hr의 범위는 계수형유량계로 측정했다. 그리고 냉각수의 과부하를 방지하기 위하여 바이패스관을 설치했다. 터보냉동기에 사용되고 있는 핀튜브는 대략 1000~3500 mm의 길이에서 사용되고 있으므로 본 연구에서는 이것의 중간크기인 2000 mm를 선정했다. 그리고 실제 터보냉동기의 핀튜브에서 열교환이 일어나고 있는 조건을 최대한으로 유지했다. 증기유로는 통로 내부의 유동현상을 직접 관측하기 위해, 통로의 1000 mm되는 곳의 양 옆면에 직경 125 mm의 구멍을 뚫어 두께 10 mm의 경화 유리를 부착했다. 시험구간의 통로내부에는 증기의 온도를 측정하기 위해 450 mm 간격으로 5곳에 구리-콘스탄탄 열전대를 설치했다. 그리고 시험튜브의 표면온도는 튜브 길이 방향에서 450 mm 간격으로 5점, 각 단면에서 튜브 위부분을 기준으로 하여 시계방향으로 0°,

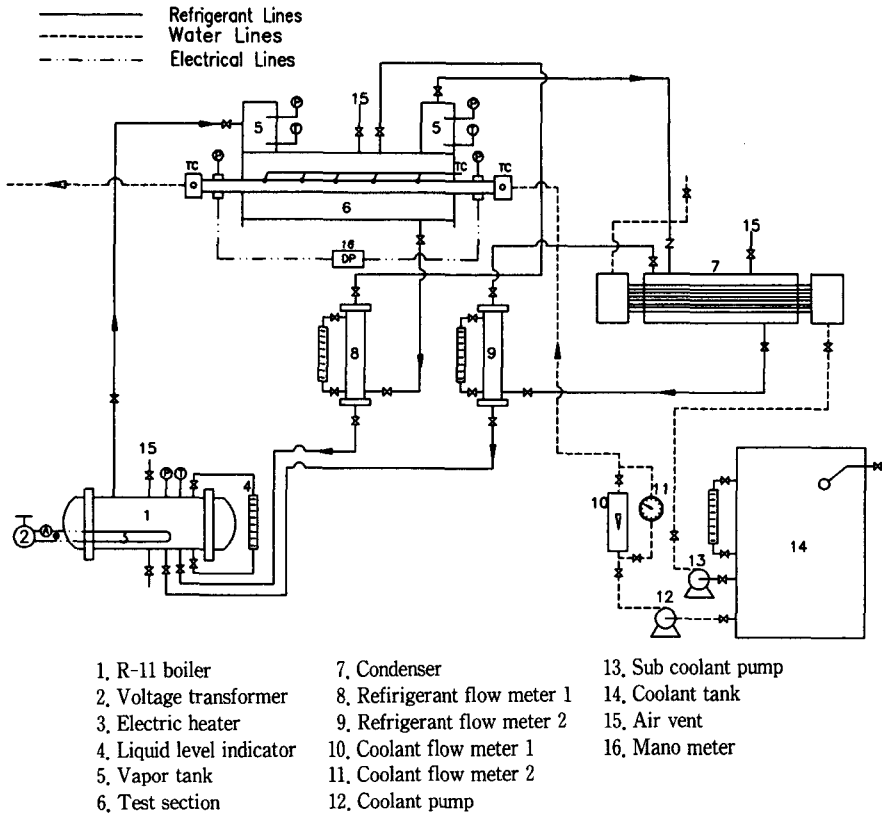


Fig. 4 Schematic diagram of experimental apparatus

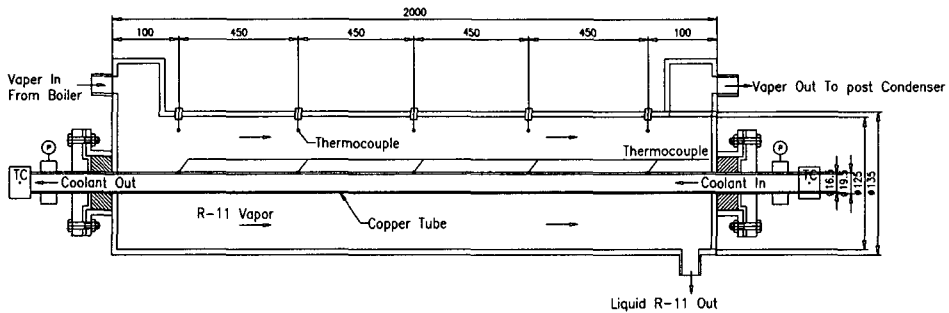


Fig. 5 Sectional view of test section

90°, 180° 위치에 3점씩 측정하여 평균값을 취했다. 시험튜브 표면에 전 보의 Fig. 4와 같이 폭 2 mm, 깊이 0.3 mm, 길이 20 mm의 홈을 내어 열전대의 접점을 완전히 홈에 접착시킨 후, 은납으로 완전히 채우고 24시간 경과한 후에 외부교란을 방지하기 위하여 에폭시 수지로 덮었다. 본 연구와 유사한 실험조건으로 2채널 평판(두께 3 mm)에서 실험한 참고문헌(14)에 의하면 냉매측 평판 벽면온도와 냉각수측 평판의 온도차이는 0.01°C 수준이므

로 평판에서의 온도변화는 무시할 수 있다고 하였다. 그러므로 본 연구에서와 같이 핀높이가 낮은 전조 나선핀(핀높이 1.3 mm) 튜브에서의 핀끝 온도와 튜브벽면의 온도 차이는 작음으로 무시할 수 있다. 냉각수 입·출구 온도는 평균 체적온도를 측정하기 위하여 직경 40 mm, 길이 400 mm 크기의 디스크와 도우넛형 열교환장치에서 3점의 온도를 측정하여 평균값을 취했다. 위의 모든 열전대선은 냉점을 통해 보정하였고, 열전대선을 A/D 변환기

를 통해 컴퓨터에 연결하여 1/10°C까지 정확한 값을 얻을 수 있도록 하였다. 그리고 시험구간의 상단 1800 mm 지점에 공기 배출 밸브를 설치하여 시험구간내의 비응축 가스인 공기를 배출하도록 했다. (15,16)

냉매증기의 입출구 압력과 냉각수의 입출구의 압력을 측정하기 위하여 1/100 kg/cm²까지 측정할 수 있는 브로돈식 압력계와 수은주 마노미터를 설치했다. 시험장치의 전 구간에는 외부와의 단열을 위해 두께 25 mm의 그라스울 보온재를 2겹으로 보온하여 외부로의 열손실을 최소화하였다.

3.2 실험방법

응축실험방법은 가변 전압기(slidax)를 통해 일정한 전기에너지를 R-11냉매 보일러에 있는 전기 가열장치에 공급한다. 이렇게 일정하게 공급되는 전기에너지는 증발기내에 있는 냉매 R-11을 증발시킨다. 증발된 R-11증기는 주 증기밸브를 통과하여 증기 유속원충장치(vapor tank)에 유입된다. 이 증기 유속원충장치에서 증기의 유속을 일정하게 유지시키고 또한 층류 유동조건으로 유지한다.

증기 유속원충장치에서 형성되어 있는 순수 포화 증기를 시험구간의 관로속에 통과시키고 동튜브 내부에 냉각수를 통과시켜, 동튜브 외부의 R-11증기와 동튜브 내부에 흐르는 냉각수가 열교환이 일어나도록 되어 있다. 시험구간내에서 R-11증기의 대부분이 응축되고 난 후, 응축되지 않은 나머지 증기들은 보조응축기에서 완전히 응축된다. 시험구간에서 응축된 액체냉매는 응축액 유량된다. 측정장치에서 응축액량을 측정하고 난 후 증발기로 순환되며, 보조응축기에서 응축된 R-11냉매는 보조응축기용 R-11냉매 측정장치를 통과하면서 응축액량을 측정하고 증발기로 순환된다. 시험구간에서 증기가 응축되면서 잃은 에너지와 동일 구간에서 냉각수가 얻은 에너지 사이에 에너지 평형이 되도록 예비실험을 하고, 보조응축장치에서도 동일한 예비실험을 한다. 이와 같은 실험절차에 의해 적합한 총 입력 전기에너지와 냉각수가 얻은 총 출력에너지의 평형 관계점을 찾아낸다. 또한 증발기에서 발생한 증기의 질량과 시험 구간에서의 응축에 의한 응축액의 질량과의 평형 즉, 질량이 보존되는가를 측정한다. 이와 같이 모든 예비실험의 측정자료 데이터를 이용하여 미세한 조정을 함으로써, 순환 실험장치가 완전히 정상상태에 도달한 후 측정실험을

수행했다. 그리고 모든 실험 중 냉매가 응축시 잃은 열량과 냉각수가 얻은 열량의 에너지균형은 ±8% 범위에서 유지되었다.

시험구간을 통과한 단위 시간당의 응축량(\dot{m}_c)에 의한 응축열(\dot{Q}_c)은 다음식에 의해 구한다.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}h''_{fg} \quad (19)$$

여기서, $h''_{fg} = h_{fg} + 0.68C_p(T_s - T_w)_{avg}$ 이다.

시험구간과 보조응축기의 내부로 흐르는 냉각수가 얻은 에너지량(\dot{Q}_{cool})은 각각의 열교환기를 통과하는 단위 시간당의 냉각수 유량에 따라서 다음 식으로 각각 계산될 수 있다.

$$\dot{Q}_{cool} = \dot{M}_{cool}C_{p,cool}(T_{in} - T_{out})_{avg} \quad (20)$$

이와 같은 조건하에서 측정된 데이터로부터 식(21)을 이용하여 평균 응축 열전달 값을 산출했다.

$$h_c = \frac{\dot{Q}_{avg}}{A_o \Delta T} = \frac{(\dot{Q}_c + \dot{Q}_{cool})/2}{A_o(T_s - T_w)_{avg}} \quad (21)$$

여기에서, $A_o = \pi D_o L$ 이다.

그리고 총 열전달계수 값은 식(22)로부터 계산했다. (17)

$$\dot{Q}_{avg} = UA_i \Delta T_{im} \quad (22)$$

여기에서,

$$\Delta T_{im} = \frac{(T_{s,in} - T_{cool,out}) - (T_{s,out} - T_{cool,in})}{\ln[(T_{s,in} - T_{cool,out}) / (T_{s,out} - T_{cool,in})]}$$

이다.

4. 결과 및 고찰

튜브외부에만 전조 나선핀이 있는 튜브(Tube 1~3)와 튜브외부에 Tube 1~3번 조건과 같은 전조 나선핀과 내부에 나선홈이 10골 있는 튜브(Tube 4~6), 그리고 튜브내부에 30골의 나선홈이 있는 튜브(Tube 7~8)에 대하여 실험을 실시했다. 실험에 사용한 튜브 규격은 전 조의 규격과 동일하다.

4.1 평튜브 및 외표면에만 전조 나선핀이 있는 튜브

핀튜브와 응축 열전달성능을 비교하기 위하여 평튜브에 대하여 예비실험을 했다. 그리고 수평 튜브에 대한 Nusselt의 층류 막응축 이론식(식 17)과 실험값을 비교 검토했다.

$$h_H = 0.725 \left(\frac{k^3 \rho^2 g h_{fg}}{\mu \Delta T_{sw} D_o} \right)^{0.25} \quad (23)$$

Fig. 6에서와 같이 실험값은 Nusselt의 이론값보다 12% 높게 나타났다. 이러한 차이는 시험구간의 중간지점에 직경 125 mm 크기의 투시공을 통해 육안으로 관측한 바에 의하면, 튜브표면에서 응축액막이 물결파형을 형성함으로써 야기된다. 그리고 Fig. 6에서 윗부분의 세가지 곡선은 Tube 1~3에 대하여 냉매의 포화증기와 튜브벽면의 평균 온도차에 대한 평균 응축 열전달계수 값을 나타낸다. 응축 열전달계수 값은 평균 온도차의 값이 증가함에 따라 점차 감소함을 나타낸다. 이것은 참고문헌^(2,5,11)의 결과와 잘 일치하고 있다. 이 결과는 본 연구의 실험값의 정확성을 검토하기 위해 참고문헌에서 제시한 다른 연구자들의 이론값과 비교하는데 적용된다.

4.2 핀밀도 변화에 의한 응축 열전달율의 변화

Fig. 7, 8은 핀 및 나선홈의 변화에 따른 응축 열전달율의 변화를 고찰하는데 목적이 있다. Fig. 7

로부터 핀밀도가 1299 fpm인 경우가 최적조건임을 알 수 있다. 그리고 Fig. 8은 튜브내부의 나선홈을 30골로 일정하게 유지하고 튜브 외표면에 핀밀도를 1299 fpm, 1654 fpm으로 변화시켜 실험한 결과를 나타낸다. 이 실험의 목적은 튜브내부의 나선홈을 30골로 일정하기 때문에 튜브 외표면에서 핀밀도의 변화에 의한 응축 열전달 값을 비교할 수 있다. 이 실험결과로부터 1299 fpm-30 grooves의 튜브가 1654 fpm-30 grooves 튜브보다도 응축 열전달율이 높게 나타났다. 그러므로 핀밀도가 1299 fpm까지는 응축 열전달 값이 증가하며, 1299~1654 fpm 범위의 핀밀도에서 최고의 응축 열전달 값을 나타내었다. 그리고 1654 fpm 이상 핀밀도를 증가시키면 응축 열전달 값이 감소됨을 예측할 수 있다. Fig. 3의 사진과 시험구간의 투시공으로부터 관측한 결과 핀튜브의 하부에 응축액 역류가 존재하며, 핀밀도가 증가함에 따라 응축액 역류 표면적이 증가했다. 핀밀도가 증가하면 핀표면적의 증가에 의해 응

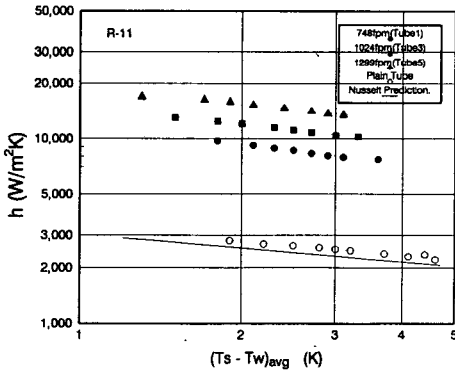


Fig. 6 Measured average condensing coefficient versus vapor-to-wall temperature difference for tested tubes

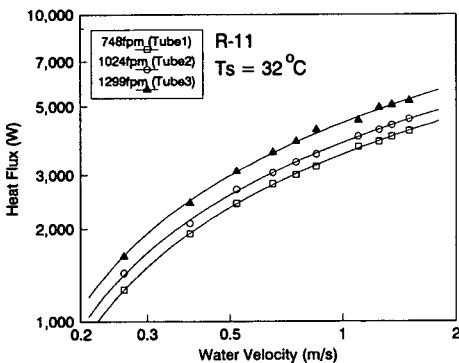


Fig. 7 Effects of fins on heat flux for condensation

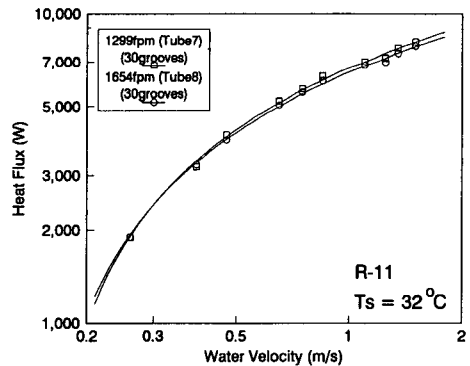


Fig. 8 Effects of fins and grooves on heat flux for condensation

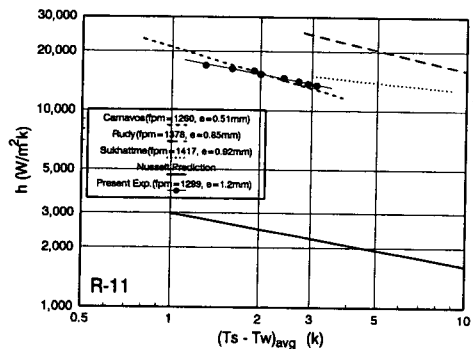


Fig. 9 Comparison of experimental results obtained in this study (1299 fpm) with results of previous investigations

축 열전달이 향상되거나 어느 한계 이상 도달하면 응축액 역류를 의해 응축 열전달성을 저해하는 요소가 크게 되어 응축 열전달 값이 점차 감소됨을 알 수 있다.

Sukhatme 등은 핀밀도를 945, 1417, 1890, 2205 fpm으로 변화시켜 실험한 결과 1417 fpm 튜브가 최고의 응축 열전달계수 값을 나타냄을 발견하였다. 특히 Marto⁽⁹⁾와 Sukhatme⁽¹³⁾ 등은 동일한 핀밀도의 조건하에서 핀각도를 10°, 20°, 30° 변화시켜 실험한 결과, 응축 열전달계수 값의 변화는 10%의 범위에 존재했으며, 데이터 값은 산포되어 있다. 그리고 吉川和男⁽¹²⁾의 실험결과에서는 1024~1400 fpm의 범위에서 최고의 응축 열전달계수 값을 나타내었으며, 핀높이는 1.3~1.4 mm일때 최고의 응축 열전달계수 값을 나타내었다. 그런데 吉川和男⁽¹²⁾의 실험결과로부터 핀밀도의 변화는 응축 열전달계수 값에 큰 변화를 주지만, 핀 높이의 변화는 응축 열전달계수 값에 큰 변화를 주는 변수가 아님을 알 수 있다. 그러므로 본 연구의 실험결과 값과 제 참고문헌의 실험결과로부터 응축 열전달계수 값의 촉진에는 핀밀도가 최대의 변수임을 알 수 있다.

Fig. 9는 참고문헌에서 나타난 실험결과와 본 연구에서의 실험결과 값을 비교한 값이다. 참고문헌에서 타 연구자들이 실험에 이용한 시험 튜브의 기하학적 형상과 냉매 증기포화온도가 본 연구에서의 형상과 냉매 증기포화온도($T_s=32^\circ\text{C}$)와 다소 차이가 있기 때문에 정확한 비교는 곤란하다. 그러나 핀밀도가 1299 fpm(Tube 5)인 튜브에서 얻은 실험값을 Canavos,⁽¹⁰⁾ Rudy,⁽¹¹⁾ Sukhatme의 R-11냉매를 이용하여 실험한 결과값과 함께 나타내었다. 본 연구의 실험값은 Canavos와 Sukhatme의 실험결과와 유사하게 나타났으며, Rudy의 실험값보다는 다소 적게 나타났다.

4.3 튜브내부의 나선홈의 유무 및 변화에 의한 응축 열전달율의 변화

Fig. 10은 튜브의부는 1299 fpm으로 유지하고 튜브내부를 나선홈(grooves)이 없는 경우, 그리고 나선 홈이 10골과 30골이 있는 세가지의 경우에 대한 응축 열전달율 값의 변화를 고찰하는데 목적이 있다. 실험결과로부터 냉각수 유속이 0.3 m/s 이하에서는 응축 열전달율은 나선홈의 유무에 관계없이 거의 비슷하다. 그러나 냉각수 유속이 0.3 m/s

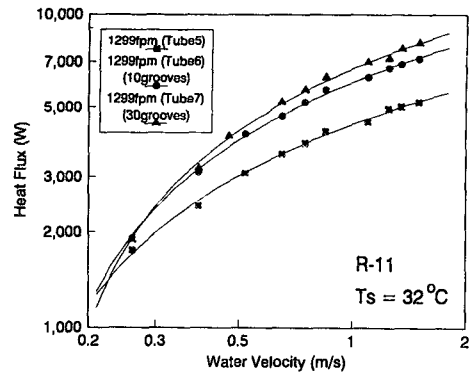


Fig. 10 Effects of fins and grooves on heat flux for condensation

이상에서는 냉각수 유속이 증가할수록 이에 비례하여 응축 열전달율이 향상됨을 알 수 있다. 이와 같은 결과는 튜브내부에서의 열전달율의 향상은 튜브내부의 나선홈에 의한 표면적 증가에 의해 증가되며, 또한 전보의 핀튜브 사진에서와 같이 나선홈이 45°각도로 형성되어 있으므로 인하여 냉각수가 유동시 유속이 증가할 수록 더 큰 와류가 형성됨에 원인이 있다. 그러나 본 연구의 범위에서는 벗어나지만 와류를 증가시키기 위해서 냉각수 유속을 증가시키면 이에 비례하여 펌프동력이 증가되므로, 와류에 의한 응축 열전달율의 증가와 와류를 증가시키기 위한 펌프 동력 증가에 의한 에너지 손실을 동시에 고려해야 한다.

4.4 이론 모델과 실험결과의 비교

본 연구의 실험결과와 수직평판에 대한 Nusselt의 층류 막응축에 대한 이론식(식 18)과 Beatty와 Katz의 이론식, 그리고 Rudy의 이론 모델을 비교 검토한다.

$$h_o = 0.943 \left(\frac{k^3 \rho^2 g h_{fg}}{\mu \Delta T_{sw} L} \right)^{0.25} \quad (24)$$

Fig. 11~13은 784, 1024, 1299 fpm 튜브의 각 이론값과 실험값을 나타낸다. 본 연구의 실험값을 Beatty-Katz의 이론값과 비교하면, 실험값이 이론값보다 748 fpm은 5%, 1024 fpm은 10% 낮게 나타났으며, 1299 fpm은 40% 높게 나타났다. 그리고 Rudy의 이론값과 비교하면 실험값이 이론값보다 748 fpm은 30%, 1024 fpm은 50%, 그리고 1299 fpm은 15% 낮게 나타났다. 그리고 Webb의 응축액 역류를 고려한 표면장력 이론은 전 핀밀도에서

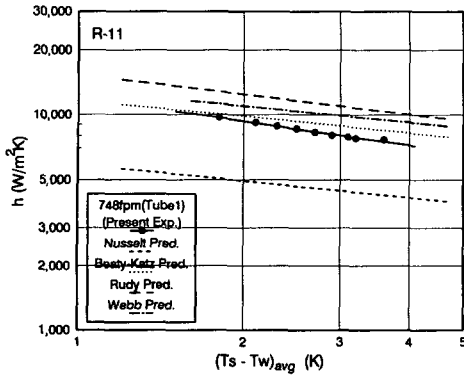


Fig. 11 Predicted and measured average condensing coefficient versus vapor-to-wall temperature difference

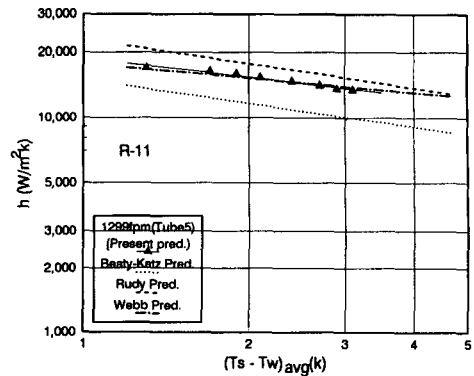


Fig. 13 Predicted and measured average condensing coefficient versus vapor-to-wall temperature difference

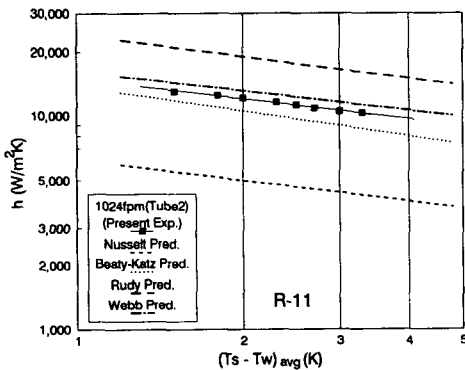


Fig. 12 Predicted and measured average condensing coefficient versus vapor-to-wall temperature difference

-5~20% 범위에서 비교적 잘 일치했다. 이 결과로부터 핀밀도가 적은 범위 (fpm < 1024)에서는 Beatty-Katz의 중력이론 모델이 비교적 잘 일치했다. 이것은 핀밀도가 적은 범위에서는 응축액에 작용하는 중력이 응축액을 배출하는 영향이 더 큼을 알 수 있다. 그리고 fpm > 1024의 범위에서는 핀밀도가 증가할수록 Rudy의 표면장력 이론에 근접하고 있음을 알 수 있다. 이 결과로부터 핀밀도가 증가할수록 표면장력이 응축액을 배출시키는데 더 큰 비중을 차지함을 알 수 있다. 그런데 Rudy의 표면장력 이론은 응축액 역류를 고려하지 않은 경우이다. 모든 핀튜브의 실험에서, 핀튜브 밑부분에 Fig. 3에 나타난 바와같이 응축액 역류가 존재했으며, 또한 핀밀도가 증가할수록 응축액 역류 표면적이 현격히 증가하였다. 그러므로 Webb의 응축액 역류를 고려한 표면장력 이론이 타당한 것으로 고

려된다. 그리고 핀밀도를 증가시키면 표면장력에 의해 튜브 윗부분은 응축액막을 얇게하여 응축 열전달율을 향상시키게 되나, 튜브 밑부분에서는 핀과 핀사이에서 응축액을 응집하게 하는 원인이 되어 오히려 응축 열전달 성능을 저해하는 요소로 작용한다. 즉, 핀밀도가 증가할수록 응축액 역류 표면적을 증가시키는 원인이 되므로, 핀튜브에서 응축 열전달 성능 향상을 위해서 핀밀도를 증가시킬 경우에는 전열 표면적 증가에 의한 이로운 효과와 응축액 역류 표면적 증가로 인한 해로운 효과를 동시에 해석해야 한다.

4.5 튜브내부 해석 및 총 열전달계수 값 계산

튜브내부의 이론값 계산은 전 보의 이론식을 적용하여 계산했다. 실험값은 이론값의 10% 오차범위에 있었다. 그리고 총 열전달계수 값에서 튜브내부 열전달계수 값은 전 보의 이론식을 적용하고, 튜브외부 응축 열전달계수 값은 Webb의 이론값을 적용하여 이론적인 총 열전달계수 값을 구했다. 그리고 실험값은 식(16)을 이용하여 계산했다. 실험값은 Fig. 14에서와 같이 10%의 오차범위에 존재했다.

그리고 Fig. 15는 튜브외부는 응축시 포화온도 32°C로 일정하게 유지하고, 또한 튜브내부는 냉각수 입구온도를 18°C로 일정하게 유지한 상태에서 총 열전달계수 값을 구하여 그 결과값을 냉각수의 유속과의 관계로 나타낸 것이다. 이 결과로부터 튜브외부에서 최고 열전달을 값을 나타낸 1299 fpm 튜브의 총 열전달계수 값은 748 fpm 튜브보다 1.2~1.3배 더 높게 나타났으며, 1024 fpm 튜브

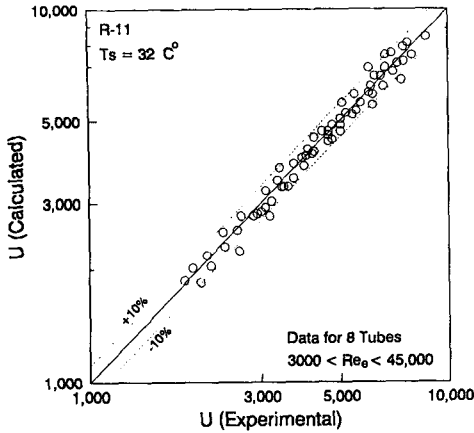


Fig. 14 Comparison between experimental and calculated overall heat transfer for finned and grooved tubes

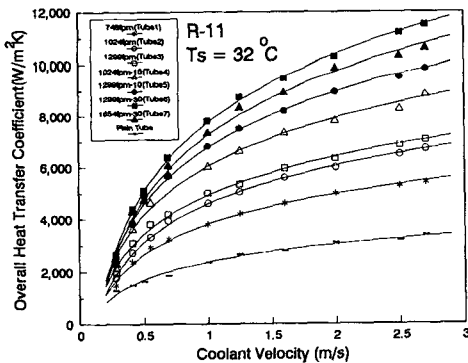


Fig. 15 Measured average overall heat transfer coefficient vs. water velocity for all tubes

보다는 1.1~1.3배 더 높게 나타났다. 그리고 평 튜브에 비해 2.0~2.6배 더 높게 나타났다. 그리고 모든 튜브 중 최고의 총 열전달계수 값을 나타낸 1299 fpm-30 grooves 튜브는 평 튜브보다 3.0~3.7배 향상되었다. 전보의 비등 열전달 실험결과에서는 총 열전달계수 값이 평 튜브에 비해 2.1배 향상되었 음을 알 수 있었다. 이 두 결과로부터 본 연구의 실험에 사용한 나선형 전조 나선핀 튜브는 응축기용 열교환기에 사용하는 것이 열전달을 향상시키는 측면에서는 보다 더 바람직함을 알 수 있다.

Fig. 16은 온수 유속이 3 m/s에서 핀밀도 및 흡 수의 변화에 대한 총 열전달계수 값을 나타낸다. 튜브 외표면에서 응축 열전달을 촉진시키는데는 핀 밀도가 최대의 변수임이 이미 고찰되었다. 내·외 부에 각각 전조 나선핀과 나선홈이 있는 튜브에서

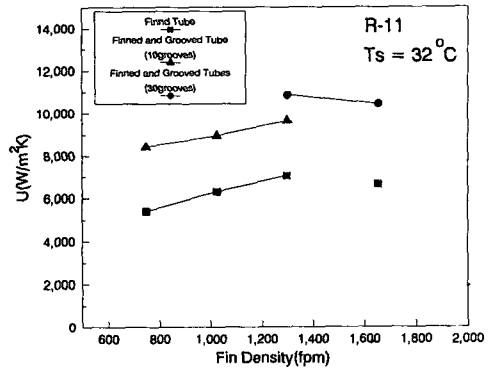


Fig. 16 Effects of fin density and grooves on the overall heat transfer coefficient for condensation

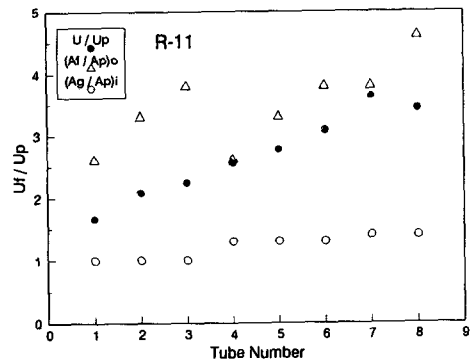


Fig. 17 Overall heat transfer coefficient, tube inner surface area, tube outer surface area of tested tubes

1299 fpm, 1299 fpm-10 grooves, 1299 fpm-30 grooves 튜브의 세가지 조건은 외부의 핀밀도는 동일하기 때문에, 튜브내부에 나선홈이 없는 경우와 나선홈이 10골 있는 경우, 그리고 30골 있는 경우에 대하여 총 열전달계수 값의 변화를 고찰할 수 있다. 실험결과로부터 나선홈 수가 응축 열전달을 촉진시키는데 큰 변수임을 알 수 있다. 즉, 나선홈이 30골 있는 1299 fpm-30 grooves 튜브는 나선홈이 없는 1299 fpm 튜브보다 총 열전달 계수 값이 1.6배 더 증가했으며, 10골 있는 1299 fpm-10 grooves 튜브보다는 1.2배 더 증가했다. 전 보의 결과 고찰에서 열전달 측면과 경제적인 측면에서 전조 나선핀 튜브는 튜브내부에 나선홈이 있는 경우가 바람직 하다고 고찰했다. 그리고 사용 조건적인 측면에서도 흡의 형상이 45° 각도의 나선형상에 의

해 냉각수의 유동이 와류를 형성함으로 인하여 평 튜브에 비하여 오염이 덜 될것으로 고려된다.

Fig. 17은 튜브내부의 냉각수 유속이 3 m/s에서 평튜브에 대한 핀튜브의 총 열전달계수 값의 비를 나타낸다. 이 결과로부터 핀튜브는 평튜브에 비해 핀의 효과가 현저함을 알 수 있다. 그리고 핀밀도가 증가함에 따라 튜브 밑부분의 응축액 역류 표면 적도 동시에 증가하게 된다.^(12,18) 그러므로 응축액 표면적이 증가함에 따라 응축액 열전달성능은 저하되므로 핀밀도가 어느 한계 이상에서는 핀밀도를 증가시켜도 총 열전달계수 값은 감소하게 된다. 이러한 사실은 핀튜브에 대한 냉매증기측의 총 열전달계수 값으로 보았을때 명백함을 알 수 있다.

5. 결 론

수평 원형전열관에서 응축 열전달을 최대로 촉진시키기 위하여 튜브 내외부에 각각 전조 나선핀과 나선홈이 있는 튜브에 대하여 실험하고 이론값과 비교한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 실험치는 $fpm < 1024$ 의 범위에서 Beatty-Katz의 중력 이론식과 잘 일치했다. 그리고 $fpm > 1024$ 의 범위에서는 Rudy의 표면장력 이론 모델과 잘 일치했다. 그리고 응축액 역류를 고려한 Webb이론은 모든 핀튜브에 대하여 잘 일치했다. 이 결과로부터 응축액 배출은 낮은 핀밀도에서는 중력에 의해 지배되나 핀밀도가 증가할수록 표면장력에 의해 지배됨을 알 수 있다. 그리고 모든 핀튜브에 대한 실험결과로부터, 튜브 밑부분에 응축액 역류가 존재하고 있음으로 Webb의 응축액 역류를 고려한 이론모델이 핀튜브에 대한 이론모델로, 보다 더 타당한 것으로 고려된다.

(2) 튜브 외표면의 핀밀도는 1299 fpm까지는 핀밀도가 증가함에 따라 응축 열전달계수 값은 증가하며, 1299~1654 fpm 범위에서 최고의 응축 열전달계수 값을 나타냈다. 그리고 핀밀도를 1654 fpm 이상 증가시키면 응축 열전달계수 값이 감소됨을 예측할 수 있다.

(3) 튜브내부는 냉각수 유속이 0.3 m/s이하에서 응축 열전달율의 변화는 나선홈의 유무에 관계없이 거의 일정하며, 0.3 m/s이상에서 냉각수 유속이 증가할수록 응축 열전달율이 증가하였다. 그리고 냉각수 유속이 3 m/s에서 튜브내부의 나선홈은 30골의 경우가 최고의 응축 열전달계수 값을 나타냈

다. 이 경우 나선홈이 없는 경우보다 1.6배 더 높게 나타났으며, 10골의 경우보다 1.2배 더 높게 나타났다.

(4) 최고의 총 열전달계수를 나타낸 튜브는 1299 fpm-30 grooves의 시험 튜브로서 냉각수 유속이 3 m/s에서 $11500 \text{ W/m}^2\text{K}$ 를 나타내었다. 이 값은 평 튜브에 비해 3.7배 촉진된 값이다.

후 기

이 논문은 '1991년도 교육부지원 한국학술진흥재단(KRF)의 자유공모과제(지방대학육성) 학술연구조성비'에 의하여 연구되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Kenneth, O., Beatty, Jr. and Donald, L. Katz, 1947, "Condensation of Vapors on Outside of Finned Tubes," *Chemical Engineering Progress*, Vol. 44, No. 1, pp. 55~70.
- (2) Nusselt, W., 1916, "Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes," *Zeitschr. V.D.I.*, Vol. 60, pp 541~569.
- (3) Katz, D. L. and Geist, J. M., 1948, "Condensation of Six Finned tubes in a Vertical Row," *ASME Transactions*, Nov. pp. 908~914.
- (4) Pearson, J. F. and Withers, J. G., 1969, "New Finned Tube Configuration Improves Refrigerant Condensing," *ASHRAE Journal*, Vol. 11, pp. 77~82.
- (5) Webb, R. L., Rudy, T. M. and Kedzierski, M. A., 1985, "Prediction of the Condensation Coefficient on Horizontal Integral-Fin Tubes," *Journal of Heat Transfer*, Vol. 107, pp 369~376.
- (6) Yau, K. K., Cooper, J. R. and Rose, J. W., 1985, "Effect of Fin Spacing on the Performance of Horizontal Integral-Fin Condenser Tubes," *J. Heat Transfer*, Vol. 107, pp. 377~383.
- (7) Wanniarachchi, A. S., Marto, P. J. and Rose, J. W., 1986, "Film Condensation of Steam on Horizontal Finned Tubes: Effect of Fin Spacing," *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 108, No. 4, pp. 960~965.

- (8) Marto, P. J., 1986, "Recent Progress in Enhancing Film Condensation Heat transfer Tubes," *Heat Transfer Engineering*, Vol. 7 Nos. 3~4 pp. 53~63.
- (9) Marto, P. J., 1984, "Heat Transfer and Two-Phase Flow during Shell-Side Condensation," *Heat Transfer Eng.*, Vol. 5, Nos. 1-2, pp. 31~61.
- (10) Carnavos, T. C., 1980, "Condensation of Vapours on Outside of Finned Tubes," *ASME Paper* No. 80-HT-54, pp. 54~60.
- (11) Rudy, T. M., 1982, *Theoretical and Experimental Study of Condensation on Single, Integral-Fin Tubes*, Ph. D. Thesis, Mechanical Engineering Department, The Pennsylvania State University, University Park, Pa.
- (12) 吉川和男, 昭和 51年 8月 "冷凍機用フィンチューブの傳熱特性について," UDC : 662.987 : 669.35 : 621.643, pp. 39~48.
- (13) Sukhatme, S. P., 1990, "Film Condensation of R-11 Vapor on Single Horizontal Enhanced Condenser Tubes," *Journal of Heat Transfer*, Vol. 112, pp. 229~234.
- (14) 조동현, 1989, "강제대류 열전달에 관한 실험," MS, 부산대학원.
- (15) Mincowycz, W. J. and Sparrow, E. M., 1966, "Condensation Heat Transfer in the Presence of Noncondensables, Interfacial Resistance, Superheating, Variable Properties, and Diffusion," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 9, pp. 1125~1144.
- (16) 김의광, 1988, "자연대류 층류 막응축에서의 공기의 영향," MS, 부산대학원.
- (17) Holman, J. P., 1976, *Heat Transfer-Fourth Edition*, McGraw-Hill Book Company, Chapter 10, pp. 437~454.
- (18) Hirasawa, S., Hijikata, K., Mori, Y. and Nakayama, W., 1978, "Effect of Surface Tension on Laminar Film Condensation along a Vertical Plate with a Small Leading Radius," *Sixth International Heat Transfer Conference, General Papers*, Vol. 2, No. CS-6, pp. 413~418.