

낮은 핀을 가진 수평관의 응축액 억류에 관한 연구

A Study on the Condensate Retention at Horizontal Integral-Fin Tubes

한 규 일*, 조 동 현**

K. I. Han, D. H. Cho

Key words : Condensate retention(응축액 억류), Low integral-fin tube(낮은 핀 관), Condensation heat transfer coefficient(응축 열전달 계수), Surface tension(표면장력), Film condensation(막응축)

Abstract

Relation between condensate retention and heat transfer performance is studied for condensation of CFC-11 on horizontal integral-fin tubes. Eight tubes with trapezoidally shaped integral fins having fin density from 748fpm to 1654fpm and 10, 30 grooves are tested. The liquid retention angles are measured by the height gauge, and each tube is tested under static(non-condensing) condition(CFC-11, water) and under dynamic(condensing) condition(CFC-11). The analytical model predicts the amount of liquid retention on a horizontal intergral-fin tubes within+10 percent over most of the data. Average retention angle increases as both surface tension-to-density ratio(σ/ρ) and fin density(fpm) increase,

The tube having a fin density of 1299~1654fpm has the best heat transfer performance.

The amount of surface flooding must keep below of 40 percent for best heat transfer performance at condensation. The tube having low number of fin density must be used for fluids having high values of σ/ρ (water, NH_3 , ect.) and the tube having high number of fin density must be used for the fluid having low values of σ/ρ (R-11, R-22, etc.)

기 호 설 명

A_f : 핀 튜브 외표면적 (m^2)

A_g : 홈 튜브 내표면적 (m^2)

A_i : 튜브 내표면적 (m^2)

A_o : 튜브 외표면적 (m^2)

C_b : 튜브 진표면적과 응축액이 억류된 표면적비

$C_{p,c}$: 응축액 비열 (kJ/kgK)

$C_{p,cool}$: 냉각수 비열 (kJ/kgK)

D_o : 직경 (m)

* 부산수산대학교 제어기계공학과

** 대전대학교 기계설계공학과

e	: 핀 높이 (m)
F_g	: 중력 (N)
F_s	: 표면장력 (N)
fpm	: 핀 밀도 (fins per meter)
g	: 중력 가속도 (9.81m/s^2)
H_{avg}	: 응축액의 수직 모세관 상승높이 (m)
h_c	: 응축 열전달계수 ($\text{W/m}^2\text{K}$)
h_{fg}	: 응축 잠열 (J/kg)
h'_{fg}	: 수정 응축 잠열 (J/kg)
\dot{M}_{cool}	: 냉각수 질량 유동율 (kg/s)
\dot{m}_c	: 응축액 질량 유동율 (kg/s)
Q_{avg}	: 평균열량 (kW)
Q_c	: 응축열량 (kW)
Q_{cool}	: 냉각수열량 (kW)
P	: 핀 표면거리 (m)
P_f	: 핀 피치 (m)
r_o	: 튜브 반경 (m)
S	: 핀 빗변길이 (m)
s_b	: 핀 간격 (m)
T_{in}	: 입구 온도 (K)
T_{out}	: 출구 온도 (K)
T_s	: 포화 증기 온도 (K)
T_w	: 튜브 표면 온도 (K)
t_t	: 핀 팁에서의 핀 두께 (m)
U_{con}	: 총 열전달계수 ($\text{W/m}^2\text{K}$)
X_{bot}	: 튜브 밑면 거리 (m)
X_{top}	: 튜브 윗면 거리 (m)
X_{α}	: 응축액 역류 높이 (m)
α	: 응축액 역류각 (radian)
α_1	: 최소 응축액 역류각 (radian)
α_2	: 최대 응축액 역류각 (radian)
α_{avg}	: 평균 역류각 ($\frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2}$)
ρ	: 밀도 (kg/m^3)
σ	: 표면장력 (N/m)
ϕ	: 핀 경사각 (deg)

1. 서 론

열교환기의 응축 열전달 성능 향상을 위한 실험은 여러 방향으로 진행되고 있으며^{(1)~(3)} 이를 위하

여 널리 이용되는 기술은 튜브의 표면적을 증가시키는 것이다. 이를 위해 전조 나선핀 튜브가 일반적으로 이용되고 있다. 오늘날 전조 나선핀 튜브는 저표면장력 유체를 작동유체로 하는 냉동기용 열교환기에 많이 이용되고 있다. 전조 나선핀 튜브에서의 응축액 유동은 점성력과 중력에 의해 지배된다는 가정하에서 해석되었다. Gregoring⁽⁴⁾과 Thomas⁽⁵⁾가 표면장력이 응축액 역류를 지배한다고 제안하기까지 표면장력은 완전히 무시되었다. 이들의 연구는 전조 나선핀 튜브의 경우 표면장력의 중요성을 인식했으며, 또한 표면장력이 튜브 표면의 응축 액막을 얇게하며, 응축열전달을 향상시키는 요인이 된다고 하였다. 전조 나선핀 튜브에서 응축 열전달 성능에 표면장력의 중요성이 인식되어진 후에^{(6)~(7)} Rifert⁽⁸⁾는 전조 나선핀 표면에서의 응축 열전달을 향상은 핀 형상과 핀 간격에 의해 많이 영향을 받으며 또한 핀 간격이 감소함에 따라 증가하게되는 응축액 역류에 의하여 핀 사이에서 유동하는 응축액 역류가 실질적으로 응축 열전달 성능에 지대한 영향을 미친다고 하였다. Hirasawa 등⁽⁹⁾은 표면장력이 핀 팁 근처에서 응축액막을 얇게할 뿐만 아니라 핀 밑면 근처에서도 응축액막을 얇게한다는 연구를 이론적으로 제시했다. 그리고 1981년에 Rudy와 Webb⁽¹⁰⁾은 작동유체를 물, R-11 그리고 n-펜탄을 이용하여 세가지의 다른 핀 밀도(748, 1024, 1378fpm)를 가지는 핀 튜브에 대하여 응축이 일어나지 않는 정적인 조건하에서 응축액 역류각을 측정했다. 또한 Honda 등⁽¹¹⁾과 Yau 등⁽¹²⁾도 작동 유체로서 물, 에틸렌글리콜 그리고 R-11을 이용하여 여러가지의 핀 밀도에서 정적인 응축액 역류각을 측정했다. Rudy와 Webb⁽¹³⁾ 그리고 Honda 등⁽¹¹⁾은 응축액 역류에 대한 이론 모델을 정립했다. 이들의 이론 모델에 의하면, 응축액의 표면장력 대 밀도비 그리고 튜브 핀 간격이 응축액 역류의 중요한 변수이다. 실제로 물과 같이 표면장력이 큰 작동유체는 비교적 작은 핀 밀도에서조차도 핀 튜브 전부에 응축액이 역류되는 반면, 프레온과 같이 저표면장력 유체는 핀 밀도를 많이 증가시킬 때에만 응축액이 역류된다. 이와같이 응축 열전달 성능을 향상시키기 위하여 핀 밀도를 증가시키면 이에 준하여 응축 열전달 성능을 저해하는 요

소인 응축액 역류가 증가하게 된다. 그런데 최근에 제조기술의 발달로 핀 밀도가 증가되는 추세이므로 더욱더 튜브 밑 부분의 응축액 역류가 응축 열전달 성능에 미치는 영향과의 관계를 규명하는 것이 절실히 요구되고 있다. 그런데 기존의 연구자가 연구한 내용의 대부분은 응축이 일어나지 않는 정적인 조건과 낮은 핀 밀도($fpm < 1300$)에서의 이론 모델 정립 및 실험적인 연구에 국한되어 있다. 그러나 최근에는 제조 기술의 발달로 높은 핀 밀도(1700fpm)와 내부의 나선 홈을 가진 튜브를 가공할 수 있는 실정이므로 이에 대한 연구가 필수적이다. 본 연구에서는 튜브를 4가지 조건(748, 1299, 1645fpm)의 핀밀도와 내부 나선 홈이 10골과 30골인 핀 튜브를 사용하였다. 시험구간의 중간 지점에 직경 125mm 크기의 투시공을 통하여 응축이 일어나지 않는 정적인 상태와 응축이 일어나고 있는 동적인 상태에서 응축액 역류 높이를 측정했다. 측정된 응축액 역류 높이를 응축액 역류각으로 환산하여, 핀 밀도가 증가함에 따라 증가하게 되는 응축액 역류각의 상승이 된 튜브의 응축 열전달 성능에 미치는 영향을 고찰하며, 응축액 역류의 관점에서 최적 핀 밀도의 범위를 규명하고 응축 열전달 성능을 최대도로 향상시킬 수 있는 방안을 제시하고자 한다.

2. 이론 해석

Fig.1과 같은 사다리꼴 형상의 핀에서 역류된 응축액 상승력은 핀 표면의 둘레 길이에 따라 작용하는 표면장력과 응축액에 의한 하향력의 합과 같다 (14)~(16).

$$F_1 = \sigma (P + s_b) \tag{1}$$

여기에서 $P = t_i + 2 \frac{e}{\cos \phi} + s_b$

하향력은 역류된 응축액의 체적에 의한 물체력과 같다.

$$F_g = \rho g (P_f e - A_p) H_{avg} \tag{2}$$

여기에서 $P_f = t_i + 2S \sin \phi + s_b$

$A_p = e(t_i + S \sin \phi)$ 이다.

튜브에 작용하는 표면장력에 의한 힘은 식 (3)과 같다.

$$F_2 = \sigma (t_i + 2S \sin \phi + s_b) \tag{3}$$

정역학적인 경우에 힘의 합은 영이므로 식 (4)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\sigma (P + s_b) - \rho g (P_f e - A_p) H_{avg} - \sigma (t_i + 2S \sin \phi + s_b) = 0 \tag{4}$$

그러므로 식 (4)로 부터 사다리꼴 형상의 전조 나선 핀 튜브에 대한 응축액 역류 높이 H_{avg} 를 구할 수 있다(10).

$$H_{avg} = \frac{\sigma (P + s_b) - \sigma P_f}{\rho g (P_f e - A_p)} = \frac{\sigma (P - t_b)}{\rho g (P_f e - A_p)} \tag{5}$$

Fig.2는 실험에서 측정된 응축액 역류높이 H_{avg} 를 나타낸다.

Rudy(10)는 수직 평판에 전조 나선핀이 있는 경

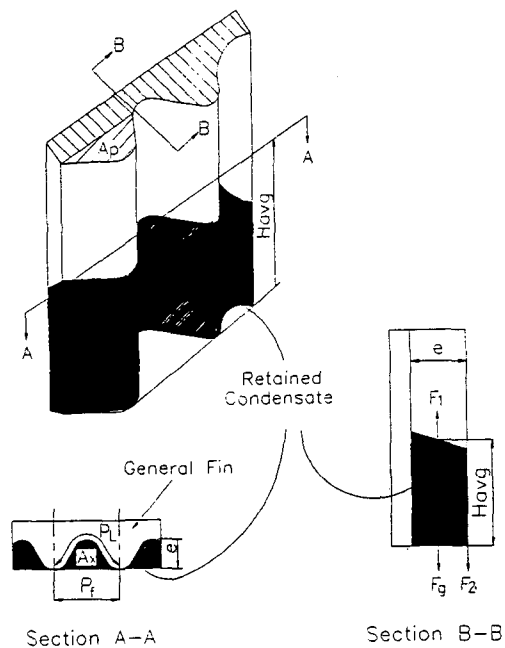


Fig.1 Fin Geometry for Development of Generalized Retention Equation.

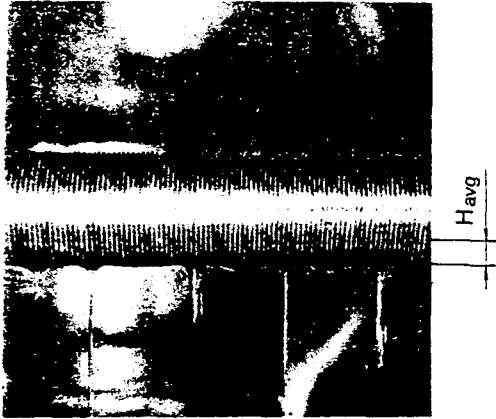


Fig.2 Photograph of Condensate Retention.

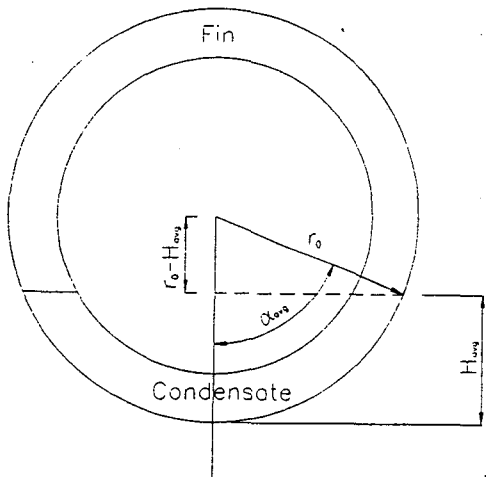


Fig.3 Cross-Sectional Drawing Showing Condensate Flooding Angle on Integral-Fin Tubes.

우와 둥근 튜브에 동일한 형상의 전조 나선 핀이 있을 경우에서 응축액 역류 높이를 측정된 결과 핀 형상이 같을 경우는 수직 평판이나 둥근 튜브에 관계없이 응축액 역류 높이가 똑같다는 실험 결과를 얻었다. 그러므로 수직 평판에 사다리꼴 현상의 핀이 있을 경우에 대한 이론식을 Fig.3과 같은 핀 튜브에 적용시키면 핀 튜브에 대한 응축액 역류각 α_a 를 구할 수 있다.

$$\alpha_{avg} = \cos^{-1} \left(1 - \frac{H_{avg}}{r_o} \right) \quad (6)$$

식 (5)로부터 얻은 응축액 역류 높이 H_{avg} 를 식 (6)에 대입하면 응축액 역류각에 대한 식 (7)로 나타낼 수 있다.

$$\alpha_{avg} = \cos^{-1} \left(1 - \frac{2\sigma(P-t_b)}{D_o \rho g(P_f e - A_p)} \right) \quad (7)$$

결과식으로부터 튜브 직경이 같을 경우 응축액 역류각은 표면장력 대 밀도비(σ/ρ)가 클수록 그리고 핀 밀도가 증가함에 따라 증가한다. 그리고 핀 밀도가 동일한 경우 튜브 직경이 클수록 응축액 역류각은 적게된다.

튜브 표면 하부에 응축액이 역류되어 있는 부분에서는 응축액막이 크게 두껍고, 낮은 열 전도성을 가진다. 그러므로 튜브의 표면에 얼마나 많은 양의 응축액이 역류되는가를 규명하는 것은 중요한 문제이다. 그래서 수평 나선 핀 튜브에서 응축액의 평균 역류각(α_{avg})을 예측하기 위한 모델을 제시하고자 한다.

3. 실험 장치

3.1 응축 실험장치

Fig.4는 본 연구에서 실험장치이다. 보일러 (1)에서 발생한 R-11냉매증기가 증기 완충 장치 (5)를 거쳐 직경 125mm의 시험구간 (6) 내부로 R-11 냉매 증기가 흐르게 되어 있다. 이때 직경 19mm의 동튜브내부에 냉각수가 향류로 유동하며, 저온층인 냉각수와 고온층인 CFC-11 냉매 증기는 동튜브 표면사이에서 향류하면서 열교환을 하게된다. 증기유로는 통로내부의 유동현상을 직접 관측하기 위하여 시험구간의 1000mm되는 곳에서 양 옆면에 직경 125mm의 구멍을 뚫어 두께 10mm 경화유리를 부착했다. 그리고 시험구간의 상단 1800mm 지점에 공기 배출 밸브를 설치하여 시험구간내의 비응축성 기체인 공기를 배출하도록 했다⁽¹⁷⁾. 그리고 CFC-11 냉매증기가 냉각수와 열교환후 응축된 CFC-11냉매 액체는 시험구간의 하부에 설치된 직경 20mm의 관을 통해 응축액 유량측정계로 유입된

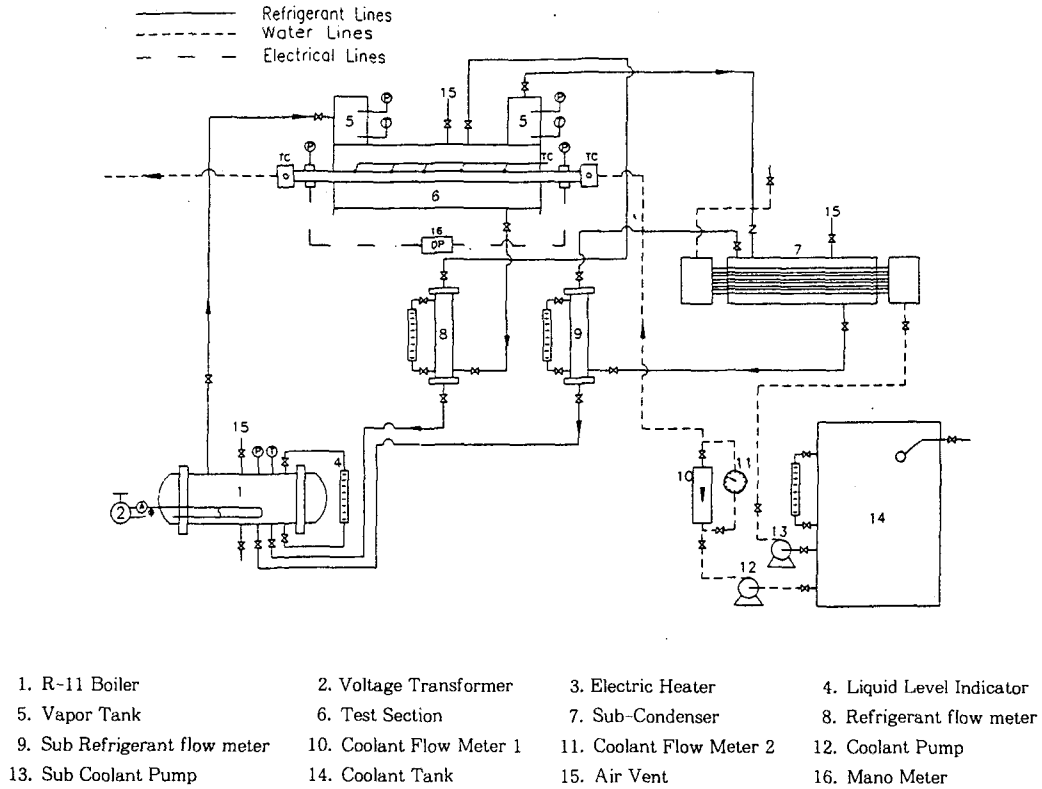


Fig.4 Schematic Diagram of Experimental Apparatus.

다. 그리고 응축이 되지 않은 냉매증기는 시험구간 상부에 설치된 직경 25mm의 배출관을 통해 보조응축기로 유입되어 보조 응축기에서 완전 응축시킨후 보조응축기 유량계에서 응축액 유량을 측정하고, 보일러로 액체 냉매가 순환하게 된다.

시험구간은 Fig.5에 표시된 바와 같이 총길이가 2000mm이고 직경은 125mm이다. 일반적으로 터보 냉동기가 사용되고 있는 핀 튜브는 1000~3000mm의 길이 범위에서 많이 사용되고 있다. 그러므로 본 연구 과제에서는 이것의 중간 크기인 2000mm를 선정했다. 그리고 실제 터보 냉동기용의 핀튜브에서 열교환이 일어나고 있는 조건을 최대한 유지했다. 시험 구간의 통로 내부에는 증기의 온도를 측정하기 위해 450mm 간격으로 5곳에 구리-콘스탄탄 열전대를 설치했다. 그리고 시험튜브의 표면 온도는 튜브길이 방향에서 450mm 간격으로 5점, 각

단면에서 튜브 윗 부분을 0°로 기준하여 시계 방향으로 0°, 90°, 180° 위치에서 3점씩 측정하여 평균값을 취했다.

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

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c h''_{fg} \tag{8}$$

여기서 $h''_{fg} = h_{fg} + 0.68C_{p,c}(T_s - T_w)_{avg}$ 이다⁽¹⁹⁾.

시험 구간과 보조 응축기의 내부로 흐르는 냉각수가 얻은 에너지량(Q_{cool})은 각각의 열교환기를 통과하는 단위 시간당의 냉각수 유량에 따라서 다음식으로 각각 계산될 수 있다.

$$Q_{cool} = M_{cool} C_{p,cool}(T_{in} - T_{out})_{avg} \tag{9}$$

이와 같은 조건하에서 측정된 데이터로부터 식

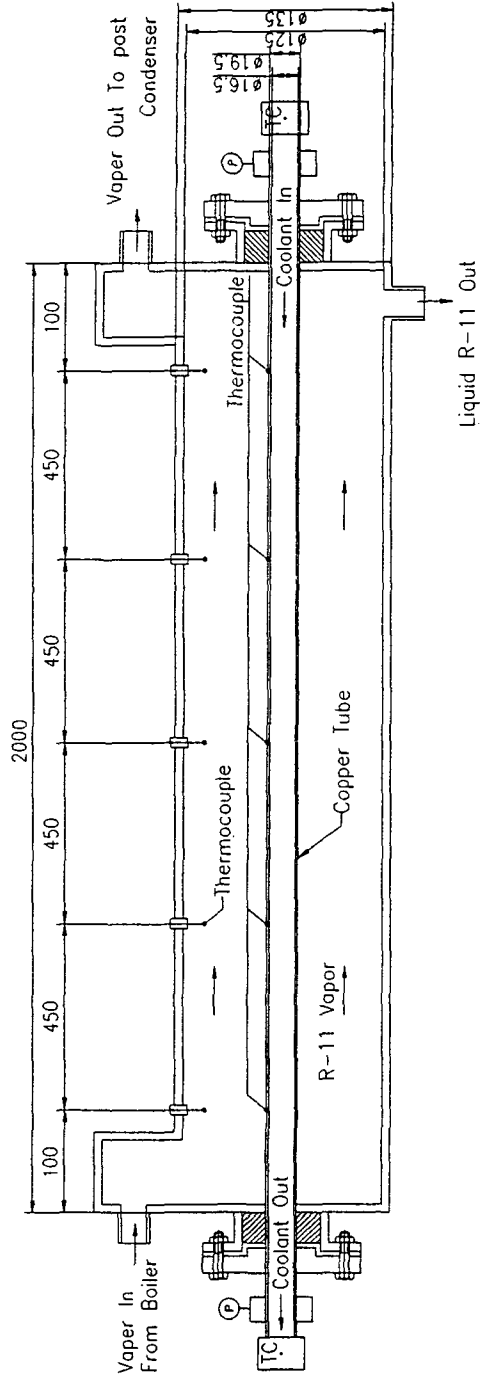


Fig.5 Sectional View of Test Section.

(10)을 이용하여 평균 응축 열전달 값을 산출했다.

$$h_c = \frac{Q_{avg}}{A_o \Delta T} = \frac{(Q_c + Q_{cool})/2}{A_o (T_s - T_w)_{avg}} \quad (10)$$

여기서 $A_o = \pi D_o L$ 이다.

3.2 응축액 역류 실험장치

Fig.6은 응축액 역류실험 측정 장치를 나타낸다. 응축액 역류각 측정장비는 Fig.6에서와 같이 1/50 mm까지 정확도를 가진 하이트게이지에 투시관을 설치하여 구성했다. 이 투시관은 길이 300mm, 직경 15mm로 구성되어 있고, 투시관의 앞과 뒷부분에

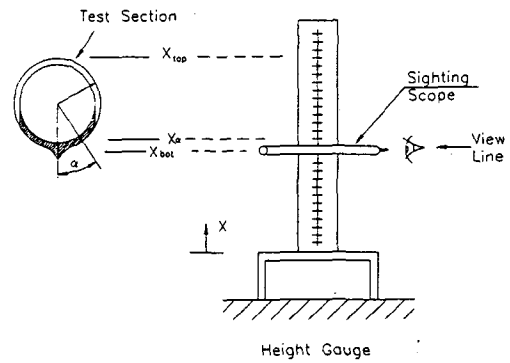


Fig.6 Method Used to Measure.

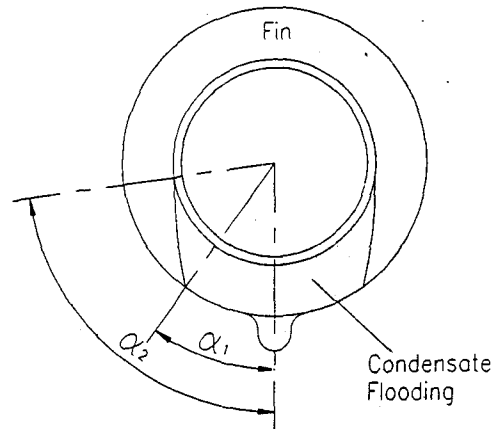


Fig.7 Definition of Retention Angles.

가능식의 원리를 이용해 두 축점과 응축액 역류지점을 일치시키므로써 응축액 역류각을 측정했다.

Fig.7은 본 연구과제에서 측정하고자 하는 두가지의 역류각을 나타낸다. 각 α_1 는 핀이 응축액에 의해 완전히 역류되기 시작하는 위치의 각이다. 그리고 각 α_2 는 응축액에 의해 역류가 일어나기 시작하는 위치의 각이다. 완전역류가 시작하는 위치부터 응축액이 역류가 없는 구간사이의 천이지역은 각 α_1 과 α_2 사이에 존재한다.

3.3 실험 재료

실험에 사용한 튜브 규격은 Table 1과 같다. 튜브 규격에 대한 표시는 Fig.8과 같으며, Fig.9는 외부에만 핀이 있는 튜브를 나타낸 사진이며, Fig.10은 튜브 내 외부에 각각 나선핀과 나선 홈이 있는 튜브를 나타낸다. 그리고 Fig.11과 12는 본 연구의 실험에 사용한 나선핀 튜브중 1654fpm과 30골이 있는 튜브의 핀형상을 25배 확대한 것을 나타낸다. 이와 같이 튜브 외표면 및 내표면의 핀과 홈 형상에 따른 응축액 역류와 열전달을 변화를 측정하기 위해, 튜브 외표면에는 핀 밀도가 748, 1024, 1299, 1654fpm인 튜브를 선택하고, 내표면에는 10골과 30골이 있는 튜브를 선택했다. 첫째 조건으로 튜브 외표면에만 핀이 있는 형상을 선택

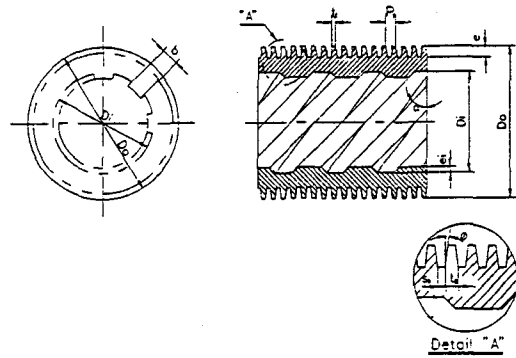


Fig.8 Cross Section of Finned and Grooved Tube

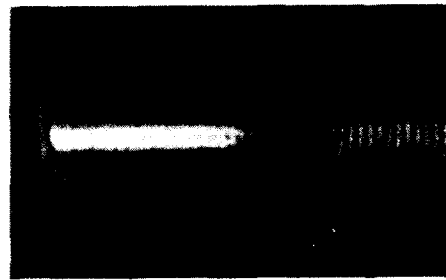


Fig.9 Photograph of Finned Tube.

Table 1 Geometric Specifications of Integral-Fin Tubes.

Tube No.	Tube Specification		Fin Specification				Area Ratio A_f/A_o	Grooves			
	D_o mm	D_i mm	Fin Density fpm	P mm	e mm	ϕ deg		No.	e_g	b mm	A_g/A_i mm
1	18.9	15.5	748	1.34	1.3	10	2.63				
2	18.9	15.5	1,024	0.98	1.3	10	3.33				
3	18.8	15.5	1,299	0.77	1.3	5	3.80				
4	18.8	15.5	1,654	0.47	1.3	3	4.60				
5	18.9	15.5	748	1.34	1.3	10	2.63	10	0.30	2.28	1.32
6	18.9	15.5	1,024	0.98	1.3	10	3.33	10	0.30	2.28	1.32
7	18.8	15.5	1,299	0.77	1.2	3	3.80	10	0.30	2.28	1.32
8	18.8	15.5	1,299	0.77	1.2	3	3.80	30	0.30	0.79	1.42
9	18.8	15.5	1,654	0.46	1.2	3	4.60	30	0.30	0.79	1.42
10	19.0	16.5	(Plain Tube)								

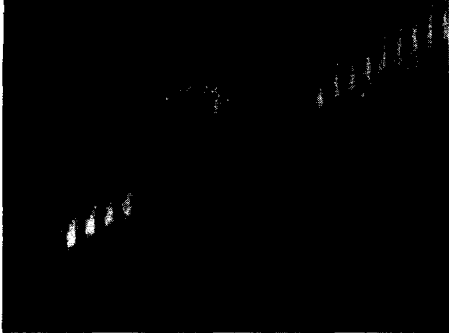


Fig.10 Photograph of Finned and Grooved Tube.

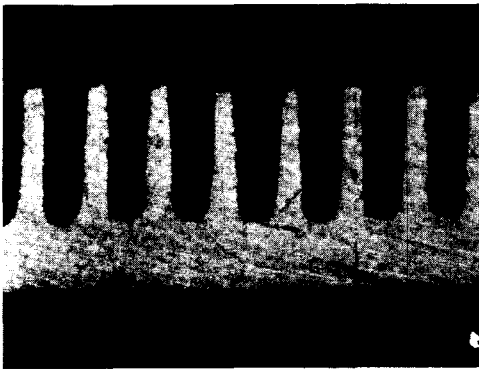


Fig.11 Photomicrograph of Integral-Fin Geometry.(1654fpm)

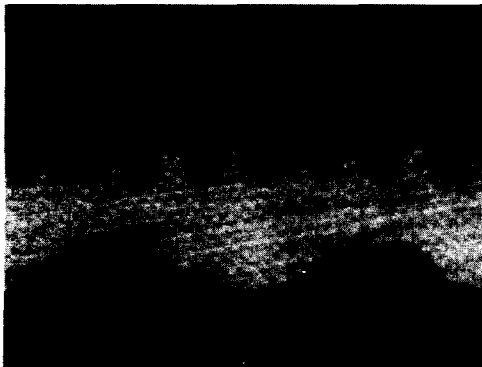


Fig.12 Photomicrograph of Integral-Fin and Groove Geometry. (1654fpm-30 Grooves)

하여 응축액 역류 높이와 열전달율을 측정했다. 그리고 둘째 조건으로 튜브 내외표면 동시에 핀과 나선홈이 있을때, 세째 조건으로 튜브 외표면의 핀 수는 동일하고 튜브 내부의 나선홈 수를 변화시켰을 때의 응축액 역류와 열전달을 변화를 측정했다. 이 결과로부터 열전달율이 최고가 되는 최적조건의 핀과 나선홈 형상을 규명하였다.

3.4 실험방법

응축액 역류각 측정 실험은 완전히 정상상태하에서 실험을 실시했다. 정상상태를 유지한 후 시험구간 앞면과 뒷면 그리고 시험구간에 설치된 백열 전구를 켜고 가늌쇠의 촛점을 조정 후 튜브의 상부와 하부의 위치를 하이트게이지의 높이를 이동나사를 돌려 측정한다. 그리고 응축액이 역류가 시작되는 위치와 완전히 역류되는 위치를 측정한다. 이와 같이 측정을 5회 반복함으로써 측정오차를 최대한 감소시켰다. 각 측정오차의 범위는 2.5% 내에 존재했다. 측정된 데이터로부터 응축액 역류각의 계산은 비교적 단순하다. 즉 역류된 튜브위치의 값을 식 (11)에 대입함으로써 얻을 수 있다.

$$\alpha = \cos^{-1} \left\{ \frac{\frac{X_{top} - X_{bot}}{2} - (X_a - X_{bot})}{\frac{X_{top} - X_{bot}}{2}} \right\} \quad (11)$$

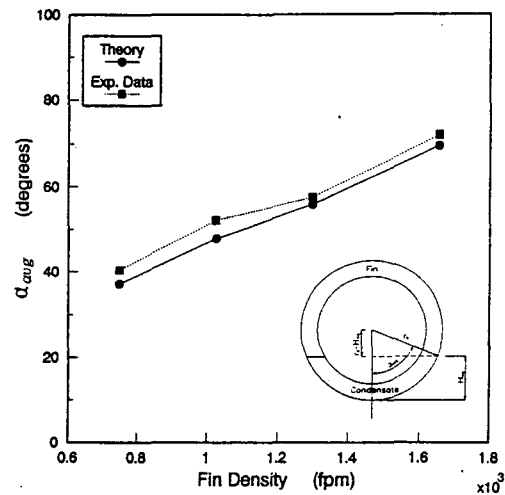


Fig.13 Predicted and Measured Average Retention Angle vs. Fin Density.

4. 결과 및 고찰

4.1 이론 해석과 실험 결과의 비교

Fig.13은 응축액 역류각에 대하여 식 (7)을 이용하여 계산한 이론값과 실험 데이터로부터 구한 실험값을 비교한 그래프이다. 핀 밀도가 748, 1024, 1299, 1654fpm의 전 범위에서 실험 데이터는 8%의 오차 범위에 존재했다. 이론 및 실험 결과로부터 핀 밀도가 증가함에 따라 응축액 역류각이 증가함을 알 수 있다. 본 연구에서는 핀 높이를 1.2~1.3mm로 거의 동일하게 하여 변경시키지 않고 실험을 실시하였다. 그러나 Katz등⁽²⁰⁾과 Rudy⁽¹⁸⁾는 핀 높이를 0.89~1.4mm까지 변경시키면서 실험한 결과와 이론 모델은 동시에 고찰해 보면, 핀 높이는 응축액 역류각에 큰 영향을 미치는 변수가 아님을 알 수 있다.

4.2 핀 밀도에 의한 응축액 역류 표면적비의 변화

Fig.14는 핀 밀도의 변화에 대한 핀 튜브의 표면적비와 응축액 역류 표면적비를 나타내고 있다. 핀 밀도가 증가하면 이와 비례하여 튜브 표면적비가 증가하게 된다. 이와 같이 핀 밀도를 증가시키면

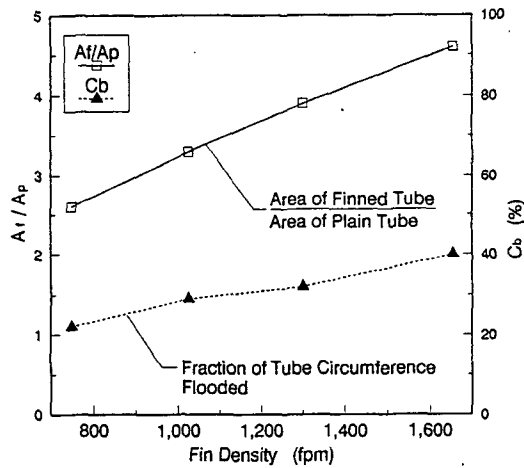


Fig.14 Fraction of Tube Circumference Flooded and Area Ratio of Finned Tube to Plain Tube vs. Fin Density.

열전달 표면적이 증가하게 되므로 열전달 성능을 향상시키는 요소로 작용한다. 그런데 핀 밀도를 증가시키면 열전달 성능을 저해하는 요소로 작용하는 응축액 역류 표면적비도 증가하게 되므로 응축 열전달 성능 향상을 위해서는 열전달 성능을 향상시키는 요소와 저해시키는 요소를 동시에 고려하여

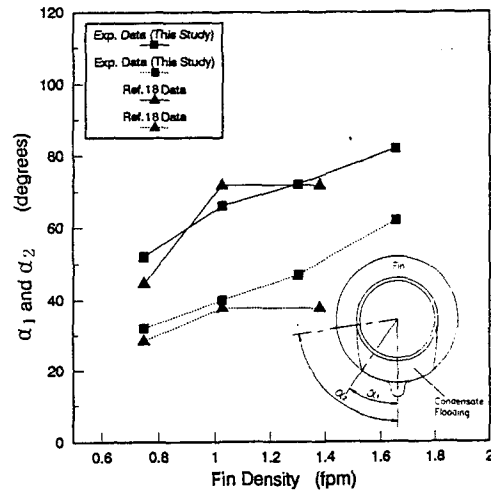


Fig.15 Measured Static Retention Angle vs. fin per meter.

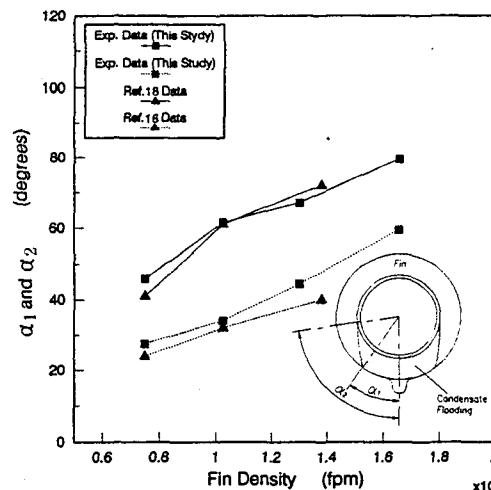


Fig.16 Measured Dynamic Retention Angle vs. fin per meter.

해석하는 것이 필수적임을 알 수 있다.

Fig.15~16은 정적 및 동적 조건하에서 응축액 역류각(α_1 및 α_2)을 측정된 값을 핀 밀도의 변수로 나타낸 것이다. 동적인 조건하에서는 정적인 조건보다 다소 응축액 역류각이 낮게 나타났다. 이는 동적 조건하에서는 응축액 유동에 의해 튜브 밑 부분에서 응축액에 전단력이 더 크게 작용한 것으로 고려된다. 그리고 Rudy⁽¹⁸⁾의 실험 데이터보다 응축액 역류각이 다소 높게 나타났다. 이러한 결과는 핀 형상을 25배 확대한 사진에서 핀 형상을 고찰해 보면 Rudy⁽¹⁸⁾가 실험에서 사용한 핀 튜브의 핀 팁 두께가 본 연구에서 사용한 핀 튜브의 핀 팁 두께보다도 다소 적어 보다 더 응축액 배출이 용이한 것으로 고려된다. 그러므로 이러한 실험 결과로부터 나선 핀 가공시 핀 팁 두께를 최대한 얇게 하므로서 응축액 역류 표면적을 감소시킬 수 있으며, 이로 인하여 응축 열전달 성능 향상에 기여할 수 있다. 그리고 Rudy⁽¹⁸⁾의 실험 데이터와 본 연구의 실험 결과로부터 핀 밀도가 증가함에 따라 응축액 역류각 α_1 과 α_2 가 증가함을 알 수 있다. 핀 밀도가 748fpm과 1299fpm에서는 본 연구의 실험 데이터가 Rudy⁽¹⁸⁾의 실험 데이터 보다 응축액 역류각이 다소 높게 나타났으나 1024fpm에서는 다소 낮게 나타났다. 이는 핀 형상이 서로 상이하므로서 다소

차이가 나는 것으로 고려된다.

4.3 응축 질량 플럭스에 의한 응축액 역류각의 변화

Fig.17은 튜브 외표면에만 핀이 있는 튜브(748, 1024, 1299, 1654fpm)에 대하여 시험 구간의 중간지점에 설치한 직경 125mm의 투시공을 통하여 하이트게이지로 직접 측정된 응축액 역류각을 나타낸다. 실제 측정에서 α_2 는 정확하게 측정하기가 어려우므로 많은 노력이 필요하게 된다. 실험 결과로부터 응축이 일어나고 있는 동적인 조건하에서는 응축액 질량 유동율이 증가하더라도 Beatty-Katz⁽³⁾의 이론 모델에서 가정한 값과 Rudy⁽¹⁸⁾의 실험 결과(748, 1024, 1378, 1299fpm)와 같이 응축액 역류각은 핀 밀도가 일정할 경우에는 거의 일정함을 알 수 있다. 그리고 정적인 조건하에서의 응축액 역류각이 동적인 조건하에서 보다 대체적으로 높게 나타났다. 이는 동적인 조건하에서는 응축액의 유동에 의해 더 큰 전단력이 작용하는 것으로 고려된다. 그리고 핀 밀도가 증가할 수록 응축액 역류각이 증가함을 알 수 있으며, 1654fpm의 핀 밀도에서는 α_2 가 80° 이상 됨을 알 수 있다. 그리고 응축 열전달 성능 향상을 저해하는 요소인 응축액 표면적은 실험 결과로부터 핀밀도가 748fpm인

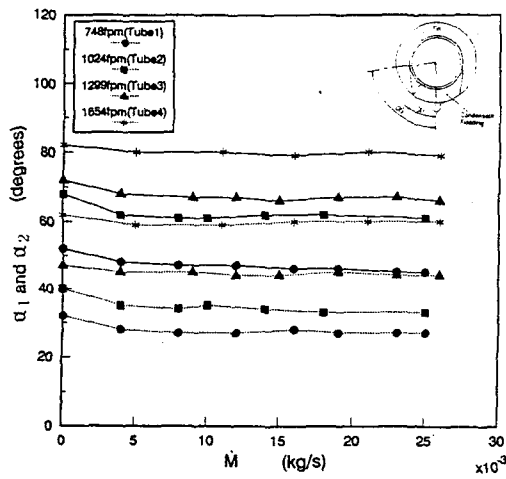


Fig.17 Measured Condensate Retention Angles vs. R-11 Liquid Loading.

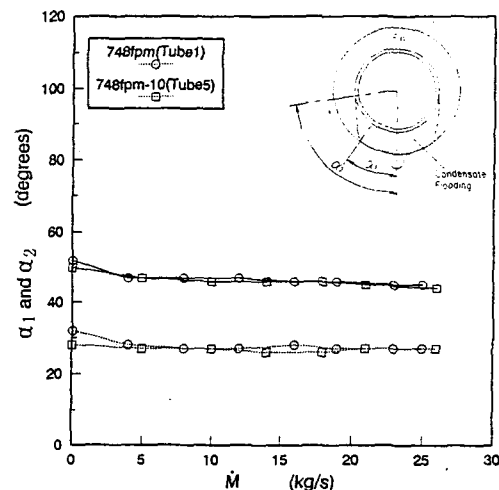


Fig.18 Measured Condensate Retention Angles vs. R-11 Liquid Loading for Finned and Grooved Tubes.

경우 핀 튜브 총 표면적의 22%이며, 1024fpm은 29%, 1299fpm은 32%, 1654fpm은 40%로 나타났다. 이와 같이 응축액 역류가 증가하면 응축액 막이 튜브 밑 부분에 두껍게 역류되어 있으므로 인하여 응축 열전달 성능을 저해하는 요소로 작용하게 된다. 그러므로 튜브 및 부분의 응축액 역류가 응축 열전달 성능을 미치는 영향을 고찰하는 것이 필수적이며, 튜브 밑면에 응축액 역류를 적게하여 응축액막 두께를 감소시키는 핀 밀도와 핀 형상을 개발하면 응축 열전달 성능을 향상시킬 수 있음을 알 수 있다.

Fig.18~20은 튜브 외표면의 핀 밀도는 Fig.17과 같이 동일하게 하고 튜브 내면에 나선 홈이 10골과 30골 있는 경우와 나선 홈이 없는 평 튜브인 경우에 대하여 응축액 역류각과 응축 열전달율의 관계를 나타내고 있다. 실험 결과로부터 튜브 외표면의 핀 밀도가 일정하면, 튜브 내부에 나선 홈의 유무에 관계없이 응축액 역류각은 일정함을 알 수 있다. 실험값의 근소한 오차는 측정 오차인 것으로 간주된다. 이와 같이 튜브 외표면의 핀 밀도가 동일한 경우 튜브 내면에 나선 홈이 있는 경우를 없는 경우와 비교해 볼때 응축액 역류각은 동일한 반면에 응축액 열플럭스가 증가하였다. 이 결과로부터

터 핀 밀도가 동일할 경우, 응축액 질량의 증가나 튜브 내면의 나선 홈에 관계없이 응축액 역류각은 일정하므로 응축 열전달 성능 향상을 저해하는 요소인 응축액 역류 표면적이 일정하다는 뜻이 된다. 그러므로 튜브 내부에 나선 홈에 의해 응축 열플럭스를 향상시킬 수 있음을 알 수 있다. 이와 같이 응축 열전달을 향상은 튜브 외표면의 핀 밀도의 변화와 튜브 내부의 나선 홈 형상의 변화에 많은 영향을 받으므로 최적의 핀 밀도와 나선 홈 형상에 의하여 동시에 응축 열전달율이 향상됨을 알 수 있다.

4.4 응축액 역류각에 의한 총 열전달 계수의 변화

Fig.21은 핀 밀도의 변화에 대한 평균 응축액 역류각 ($\alpha_{avg} = \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2}$)과 총 열전달 계수 값의 관계를 나타낸다. 실험 결과로부터 핀 밀도가 증가함에 따라 응축액 역류각은 증가하게 된다. 그러나 총 열전달 계수 값은 핀 밀도가 1299~1654fpm의 범위에서 최고의 값을 나타내며, 1654fpm 이상 증가시키면 오히려 응축 열전달 계수 값이 감소하게 된다. 핀 밀도가 1299fpm에서는 평 튜브에 대한

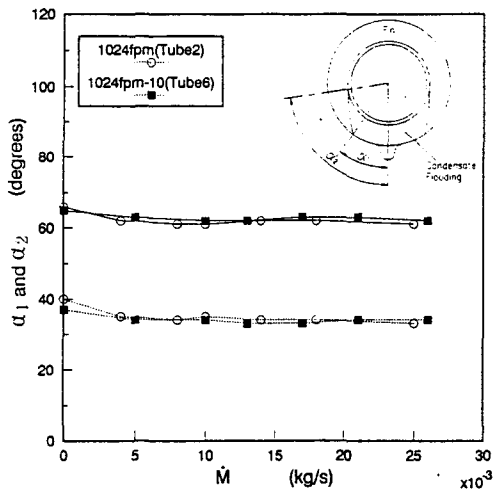


Fig.19 Measured Condensate Retention Angles vs. R-11 Liquid Loading for Finned and Grooved Tubes.

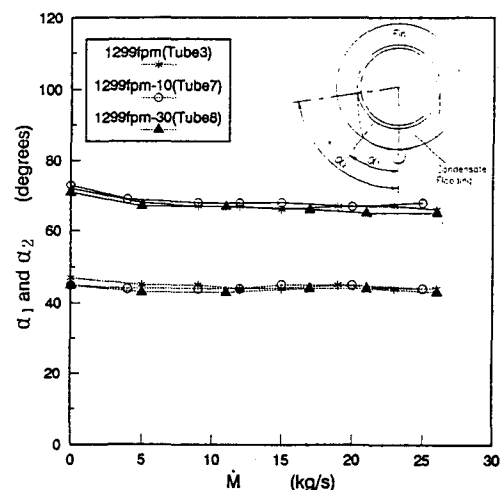


Fig.20 Measured Condensate Retention Angles vs. R-11 Liquid Loading for Finned and Grooved Tubes.

표면적비(A_f/A_p)가 3.6배이며, 1654fpm일때는 4.7배로 증가하게 되므로 1299fpm 튜브 보다 1654fpm 튜브가 열전달 표면적이 1.3배 크다. 그런데 응축 열전달 성능 향상을 저해하는 요소인 응축액 역류 표면적은 실험 결과로부터 핀밀도가 1299fpm인 경우 핀 튜브 총 면적의 32%이며, 1654fpm은 40%이다. 그러므로 응축액 역류 표면적은 1299fpm보다 1654fpm이 1.4배나 높으므로 인하여 1654fpm부터는 핀 밀도가 증가하더라도 오히려 총 열전달계수 값이 감소하게 된다. Rudy⁽¹⁶⁾에 의하면 응축액 역류 지역에서의 응축 열전달율은 총 응축열전달율에 비해 무시해도 좋을 만큼 작은 값이라고 하였다. 이와 같은 실험 결과로부터 작동유체가 CFC-11인 경우 응축액 역류 표면적이 총 표면적의 40%이상이면 응축 열전달 계수 값이 오히려 감소하게 되므로 이 이상 핀 밀도를 증가시키면 않된다.

튜브 외부는 핀 밀도와 핀 형상이 동일하게 튜브 내부에 나선 홈이 10골과 30골 있는 튜브에 대하여 평균 응축액 역류각과 총 열전달 계수값의 관계를 고찰해보면 실험 결과로부터 응축액 역류각은 내부의 나선 홈의 유무에 관계없이 일정함을 알 수 있었다. 그런데 핀과 나선 홈이 동시에 핀 튜브인

경우의 총 열전달 계수 값은 튜브 외표면에만 핀이 있는 튜브보다도 1.3~1.8배 까지 증가함을 알 수 있다. 그러므로 튜브 내부에 나선 홈 형상 변화에 대하여 응축열전달 성능 변화가 현저하므로 튜브 외부에 핀 형상을 최적화하고 동시에 튜브 내부에 홈 수와 홈 형상을 최적화 하여, 이를 조합한 나선 핀 튜브로 전향함으로 응축 열전달 성능을 최대로 촉진시킬 수 있음을 예측할 수 있다. 그리고 튜브 외표면에만 핀이 있는 경우와 튜브 외면과 내면에 동시에 핀과 나선 홈이 있는 경우의 핀 튜브에 대하여 가공 단가 측면에서 비교할 경우 별 차이가 없으므로 제품화해도 무난하다.

Fig.22는 표면 장력 대 밀도비가 다른 작동 유체에 대하여 평균 응축액 역류각의 변화를 나타낸다. 핀 밀도가 동일한 조건인 경우 표면장력 대 밀도비가 큰 유체일수록 응축액 역류 표면적이 크게 나타났다. 그리고 핀 밀도가 1024fpm 이상에서는 물과 같이 σ/ρ 값이 큰 작동 유체인 경우 핀 튜브 표면적 전부가 역류하게 됨을 알 수 있다. 그러므로 표면장력 대 밀도비의 기에 따라 핀 밀도를 달리 해야 한다. 그리고 응축액 역류각과 총 열전달 계수 값의 비교에서 응축 열전달 값은 핀 밀도가 1299fpm에서 최고 높은 값을 나타냈으며, 이 경우

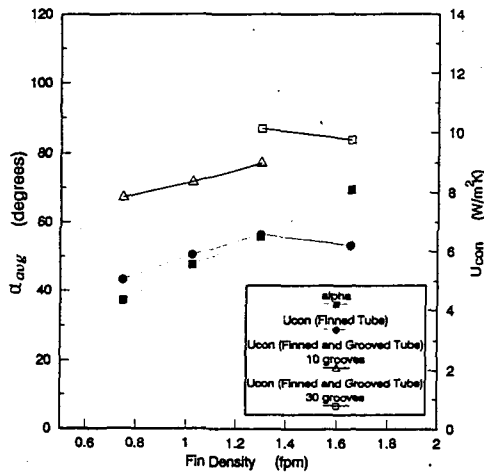


Fig.21 Measured Average Retention Angle and Overall Heat Transfer vs. Fin Density.

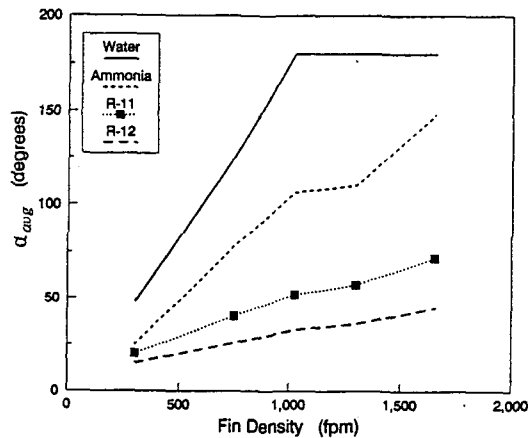


Fig.22 Predicted Average Retention Angles vs. Fin Density.

응축액 역류 표면적은 32%로 나타났다. 그리고 응축액 표면적이 핀 튜브 총표면적의 40% 이상일 경우는 핀 밀도가 증가하더라도 응축 열전달 계수 값이 감소함을 보이고 있다. 그러므로 냉동기와 열교환기에 주로 많이 사용되고 있는 외경 19mm 튜브에 대하여 나선 핀 튜브를 이용할 경우 응축 열전달 성능을 최대로 유지하기 위해서는 응축액 역류 표면적이 핀 튜브 총 표면적의 32~40% 범위에서 사용할 것이 요구된다. 이와 같은 실험결과와 이론 해석을 기준으로 한 물, 암모니아 그리고 CFC-12의 작동 유체에 적용하면 작동 유체가 물인 경우는 핀 밀도가 400~600fpm, 암모니아인 경우는 550~750fpm, 그리고 CFC-12인 경우는 1600~1800fpm, CFC-11인 경우는 1300~1600fpm에서 최고의 응축 열전달 값을 나타낼 것으로 기대된다. Yau등⁽²¹⁾은 핀 높이와 두께는 1.6mm와 0.5mm로 일정하게 하고 핀 밀도를 100~1500fpm까지 13가지의 다른 핀 밀도의 범위에서 수증기를 작동 유체로 하여 응축 열전달 실험을 한 결과 500fpm에서 최고의 응축 열전달 계수 값을 나타냈으며, 吉川⁽²²⁾과 Sukhatme⁽²³⁾는 작동 유체를 CFC-11에서 실험한 결과 29~33fpi와 1417fpm에서 각각 최고의 응축 열전달 계수 값을 나타냈다.

이와 같이 참고 문헌에서 여러 연구자들이 응축 열전달 계수 값을 구하기 위한 실험 결과와 본 연구에서 응축액 역류 표면적을 측정 한 실험 결과의 비교로부터 본 연구의 응축액 역류 표면적을 기준으로 하여, 표면 장력 대 밀도비가 다른 작동 유체에 대하여 제시한 핀밀도 값이 타당한 것으로 고려된다.

5. 결 론

수평 나선 핀 튜브에 대하여 응축액 역류 현상을 규명한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 응축액 역류 표면적은 핀 밀도와 표면장력 대 밀도비(σ/ρ)가 증가함에 따라 증가하며, 응축액 질량 유동을, 튜브 내부 나선 홈 형상의 유류에 관계없이 일정하다.

2) 실험값은 이론값의 8%의 오차 범위에 위치 하였으며, 실험값과 이론값은 비교적 잘 일치하였다.

3) 응축액 역류 표면적은 핀 밀도가 748fpm인 경우 핀 튜브 총 표면적의 22%, 1024fpm인 경우는 29%, 1299fpm인 경우는 32%, 1654fpm인 경우는 40%로 나타났다.

4) 핀 밀도가 1024fpm 이상에서는 물과 같이 σ/ρ 값이 큰 작동 유체인 경우 핀 튜브 표면적 전부가 역류하게 된다. 그러므로 표면장력 대 밀도비의 크기에 따라 핀 밀도를 달리 해야 한다.

5) 나선 핀 가공시 핀 팁 두께를 최대한 얇게 함으로써 응축액 역류 표면적을 감소시킬 수 있으며, 이로 인하여 응축 열전달 성능 향상에 기여 할 수 있다.

6) 응축 열전달 계수 값은 핀 밀도가 1299~1654fpm의 범위에서 최대 값을 나타낸다. 이 경우 응축액 역류 표면적은 핀 튜브에 총 표면적의 32~40%이다. 즉 응축액 역류 표면적이 32~40%의 범위에서 응축 열전달 계수가 가장 높았다. 이 기준으로 할 경우 작동 유체가 CFC-12인 경우는 1600~1800fpm, 물인 경우는 400~600fpm, 암모니아인 경우는 550~750fpm의 핀 밀도에서 최고의 응축 열전달 계수 값을 나타낼 것으로 기대된다.

참 고 문 헌

1. Webb, R. L., Haman, L. L., and Hui, T. S., 1984, "Enhanced Tubes in Electric Utility Steam Condensers, in Heat Transfer in Heat Rejection Systems", ASME Htd, Vol. 37, pp. 17~25.
2. Matro, P. J. and Nunn, R. H., 1983, "The Potential of Heat Transfer Enhancement in Surface Condensers", Inst. Chem. Eng. Symp. Ser., No. 75, pp. 23~29.
3. Beatty, K. O., and Katz, D. L., 1947, "Condensation of Vapors on Outside of Finned tubes", CHEMICAL Engineering Progress, Vol. 44, No. 1, pp. 55~70.
4. Gregoring, R., 1954, "Film Condensation on Finely Rippled Surfaces with Consideration of Surface Tension", Z. Angew. Math

- Phys., Vol. 5, pp. 36~49.
5. Thomas, D. G., 1967, "Enhancement of Film Condensation Rates on Vertical Tubes by Vertical Wires, Ind. Eng. Chem. Fundam., Vol. 6, pp. 97~102.
 6. Karkhu, V. A. and Borovkov, V. P., 1971, "Film Condensation of Vapor at Finely-Finned Tubes", Heat Transfer Sov. Res., Vol. 3, pp. 183~191.
 7. Carnavos, T. C., 1980, "An Experimental Study : Condensing R-11 on Augmented Tubes", 19th National Heat Transfer Conf., Orlando, Fla., ASME Paper No. 80-HT-54.
 8. Rifert, V. G., 1982, "Steam Condensation on Profile Surfaces, In Heat and Mass Transfer Processes in Porous Media with Phase Transformation", pp. 149~170.
 9. Hirasawa, S., Hijikata, K., Mori, Y., and Nakayama, W., 1980, "Effect of Surface Tension on condensate Motion in Laminar Film Condensation", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 23, pp. 1471~1478.
 10. Rudy, T. M., Webb, R. L., 1985, "An Analytical Model to Predict Condensate Retention on Horizontal Integral-Fin Tubes", Journal of Heat Transfer, Vol. 107, pp. 361~368.
 11. Hona, H., Nozu, S., and Mitsumori, K., 1983, "Augmentation of Condensation on Horizontal Finned Tubes by Attaching a Porous Drainage Plate", Proc. ASME-JSME Thermal Eng. Conf., Honolulu, Vol. 3, pp. 289~296.
 12. 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.
 13. Rudy, T. M., Webb R. L., 1981, "Condensate Retention on Horizontal Integral-Fin Tubing", Advances in Advanced Heat Transfer 1981, HTD-Vol 18, presented at 20th National Heat Transfer Conference, Meeting, Milwaukee, Wisc.
 14. Bressler, R. G. 1971, "On the Contour of Liquid-Vapor Interfaces in Capillary Grooves", ASME Journal of Basic Engineering, Mar. pp. 87~89.
 15. Bressler, R. G., and Wyatt, P. W., 1969, "Surface Wetting Through Capillary", Presented at the Eleventh National Heat Conference AIChE/ASME, Minneapolis, Minn., Aug. pp. 3~6.
 16. Bressler, R. G., 1972, "Forced-Convection Mass Transfer From Wetted Grooves", ASME Paper No. 72-FF-32.
 17. Minkowycz, 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.
 18. 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.
 19. Holman, J. P., 1976, "Heat Transfer-Fourth Edition, McGraw-Hill Book Company, Chapter 10, pp. 437~454.
 20. Katz, D. L., Hope, R. C., 1947, "Liquid Retention on Finned Tubes", Dept of Eng. Research, University of Michigan, Ann Arbor, Consolidated Copper Company, Written Aug. 1946, reproduce April.
 21. Yau, K. K., Cooper, J. R., and Rose J. W., 1985, "Effect of Fin Spacing on the Performance of Horizontal Intergral-Fon Condenser Tubes", J. Heat Transfer, Vol. 107, pp. 377~383.

22. 吉川和男, 昭和 51年 8月 “冷凍機用フィンチューブ”의 傳熱特性について, UDC : 662.987 : 669.35 : 621.643, pp. 39~48.
23. 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.