

낮은 핀 관의 응축 열전달 성능에 관한 연구

한 규 일 · 박 성 국*
 부산수산대학교, *부산수산대학원
 (1996년 1월 16일 접수)

A Study on the Condensation Heat Transfer of Low Integral Fin Tubes

Kyuil Han and Sung - Kuk Park

National Fisheries University of Pusan

*Graduate School, National Fisheries University of Pusan

(Received January 16, 1996)

Abstract

The heat transfer performance of R - 11 vapor condensing on integral fin tubes has been studied using fin tubes having the fin density from 748 to 1654 fins per meter. Electric heater supplied heat energy to the boiler to generate R - 11 vapor over the range of 25~60W. Condensation rates of each tubes were tested under the condition of cooling water flow rate from 400l/h to 2500l/h. For the seven fin tubes tested, the best performance has been obtained with a tube having a fin density of 1417fpm and a fin height of 1.3mm. This tube has yielded a maximum value of the heat transfer coefficient of 16500W/m²K, at a vapor to wall temperature difference of 3K. Experimental results of integral fin tubes have been compared with available predictive models such as Beatty - Katz's analysis, Webb's analysis, Sukhatme's analysis and Rudy's empirical relation. The experimental results were shown to be in good agreement with that of the Sukhatme's analysis.

기호설명

A : 열전달 표면적(m^2)
 A_B : 핀사이의 표면적(m^2)
 A_{eff} : 유효 단면적(m^2)
 A_f : 핀 면적(m^2)
 A_o : 튜브의 외표면적(m^2)
 C_{Pr} : 냉각수 비열($kJ/kg K$)
 D : 튜브 직경(m)
 D_i : 튜브 내경(m)
 D_o : 튜브 외경(m)

e : 핀 높이(m)
 fpm : 핀 밀도($fins per meter$)
 g : 중력 상수($9.8m/s^2$)
 h_c : 응축 열전달 계수(W/m^2K)
 h_{B-K} : Beatty Katz 식의 응축 열전달계수
 (W/m^2K)
 h_i : A_n 과 D_e 을 기준으로 한 열전달계수
 (W/m^2K)
 h_f : 핀 표면에서의 응축 열전달계수(W/m^2K)
 h_l : 포화 액체 엔탈피(J/kg)
 h_g : 포화 증기 엔탈피(J/kg)

h_{oc} : 외표면적을 기준으로 한 응축 열전달계수(W/m^2K)
 K : 응축액의 열전도계수(W/mK)
 K_t : 핀 재료의 열전도 계수(W/mK)
 L : 응축 표면 길이(m)
 m_c : 응축액의 질량유동율(kg/s)
 m_{tc} : 총응축액의 질량유동율(kg/s)
 P : 압력(kg/cm^2)
 P_r : 프란틀 수
 p : 핀 피치
 Q_c : 응축열량(kW)
 r : 튜브 반경(m)
 r_o : 튜브 외경(m)
 R_B : 핀 표면에서의 곡률반경(m)
 R_T : 핀 팁에서의 곡률반경(m)
 R_e : 레이놀즈 수
 s : 핀 사이의 거리(m)
 t : 핀 두께(m)
 T : 온도(K)
 T_{in} : 입구 온도(K)
 T_{out} : 출구 온도(K)
 T_s : 포화 온도(K)
 T_{Tr} : 열전대에 의해 측정된 온도(K)
 T_v : 증기 온도(K)
 T_w : 튜브 벽면 온도(K)
 U : 총 열전달계수
 V : 체적(m^3)
 α_1 : 최소 응축액 역류각($radian$)
 δ : 핀 표면에서의 응축액막 두께(m)
 Δ : 채널 표면 사이에서의 응축액막 두께(m)
 ΔT_{vs} : 증기와 튜브 표면의 온도차(K)
 η_f : 핀 효율
 μ_1 : 응축액의 점성계수(J/kg)
 ν : 응축액 밀도(kg/m^3)

ft : 핀팁
 i : 튜브 내부
 io : 입구와 출구의 차
 l : 액체 냉매
 lm : 대수 평균
 o : 튜브 외 표면적
 p : 평 튜브
 s : 포화 상태
 un : 튜브 밀 표면
 v : 증기
 w : 벽
 ws : 튜브 벽면과 포화 상태의 차

서 론

열 교환기는 냉동공조 장치 안의 응축기나 증발기, 보일러내의 튜브 관군, 원자로 및 각종 파워 플랜트의 내부 열 교환 장치등 발달된 산업사회에서 널리 사용되고 있는 필수적인 장치이다. 특히 열 교환기에 사용되고 있는 응축기와 증발기는 대부분이 핀 튜브형의 직교류형 열 교환기이다. 이와 같은 열 교환기의 성능에 영향을 미치는 것은 튜브 내 외부의 기하학적 형상과 튜브 내 외부를 흐르는 유체의 종류 및 흐름형태와 밀접한 관계가 있다. 핀관 열 교환기는 산업계에서 널리 사용되어온 전통적인 열 교환기로 대부분 공기와 액체 냉매간의 열 교환을 목적으로 사용하고 있다. 이러한 핀관 열 교환기의 열전달 성능을 향상시키기 위한 연구는 과거 몇십년 동안 선진국을 비롯한 여러 나라에서 많은 연구가 수행되어져 왔다.

최근에는 열 교환기의 성능향상을 위해서 내 외부에 아주 작은 마이크로 핀이 부착된 전열 촉진관이 활발히 연구되고 있으며, 이러한 전열 촉진관은 1979년부터 여러 가지 냉매를 사용하여 연구되었는데, Bergles등¹⁾은 열전달 성능 향상의 여러 가지방법을 정리하였다. 작동유체가 증기일 경우에 대하여 Yau등²⁾, Wanniarachchi등³⁾, Marto등^{4,5)}은 핀 밀도, 핀 형상, 핀 높이를 최적화 했다. 그리고 Carnavos⁶⁾, Rudy⁷⁾, 吉川⁸⁾, Sukhatme등⁹⁾은 작동 유체로 R-11을 사용하여 연구하였다. 이러한 실험 결과에 의하면 핀 밀도는 응축 열전달 성능에

하첨자

avg : 평균
 c : 대류
 eff : 유효 단면적
 f : 핀 튜브
 fc : 자연대류

많은 영향이 있으나 핀 높이, 핀 각도, 핀 두께 등은 큰 영향이 없음을 보여주고 있다.

Beatty등¹⁰⁾은 응축에 이용되는 튜브에 대한 이론 해석과 실험을 처음 실시했다. 그들의 해석은 증력이 튜브의 핀과 기초 표면 양쪽에서 응축액 배출을 지배한다는 가정 하에서 이루어졌다. 또한 Adamek¹¹⁾은 세로 홈으로 가공된 표면으로부터 응축액 배출에 관한 표면 장력의 효과를 조사했다. 그는 날카로운 줄을 가진 가느다란 핀이 열전달율을 증가시키는데 매우 효과적이라고 주장했다. Karkhn등¹²⁾은 수평 핀 튜브에 대하여 표면장력이 증가하는 응축의 해석과 실험에 관한 결과를 발표했다. 이들은 780~225fpm 범위의 핀 밀도와 핀의 높이가 0.92~2.25mm인 튜브를 사용하였으며 실험 유체로서 물과 R-113을 선택하였다. 또한 총표면적을 근거로 해서 핀 튜브의 응축계수는 평 튜브보다 50~100% 더 높다는 결론을 내렸다.

Nakayama등¹³⁾은 노치형 핀 튜브를 개발하였으며 이 핀은 수평 전열관에 적용되었다. 그의 결과는 이 튜브가 평 튜브 보다 3배이상 응축열전달 계수를 향상시켰다고 발표하였다. 그들은 노치의 각 부분에서 적은 반경이 텅지역의 표면장력에 의한 배출 때문에 응축열전달 계수를 증가시켰다고 보고하고 있다. Webb과 Rudy¹⁴⁾는 낮은 핀 관에서의 표면장력 효과를 보고하였으며, 수평 나선 핀 튜브의 응축시 응축액이 역류되는 표면의 크기를 예측하기 위한 해석적인 모델을 개발하였다. Webb, Rudy와 Kedzierski¹⁵⁾는 저표면장력유체와 고표면장력유체를 사용하였을 때 낮은 핀 튜브의 응축열전달 계수의 예측식에 관한 이론적인 모델을 개발하였다. Webb등은 이 연구에서 나선 핀 튜브의 응축 성능에 관한 표면장력 효과를 분석하였다. Sukhatme⁹⁾는 수평 나선 핀 튜브의 열전달성능을 실험한 결과 최고의 성능을 나타내는 것은 핀 밀도가 1417fpm임을 알았다. 핀 밀도가 증가하게 되면 열전달 유효 표면적이 증가하게 되어 열전달율이 상승하게 되나, 어느 한계를 넘어서면 응축액 역류를 증가시키게 됨으로써 역효과를 초래하게 된다. 높은 표면장력은 응축액막 두께를 감소시키는데 유효하나, 응축액 역류를 증가시켜 열전달율을 감소시키게 된다. 그러므로 핀의 열전달 유효 면적은

증가시키면서 응축액 역류를 감소시키는 핀 간격 및 높이를 결정하는 것이 열전달을 상승에 중요한 변수임을 알 수 있다.

본 연구에 사용한 낮은 핀 튜브는 국내 핀 튜브 전문 생산업체에서 생산되는 공기조화용 냉동기의 열 교환 제작에 사용되는 것으로 R-11을 작동 유체로 사용하여 외부 나선 핀이 부착된 전열촉진관의 응축 열전달 계수를 측정하고 핀 수와 열전달 계수의 상관관계를 실험적으로 살펴보았다. 그리고 평 튜브의 열전달 계수와 비교하며, 가장 높은 열전달 계수를 갖는 최적의 핀 밀도에 대해서도 연구하였다.

이론 해석

실제로 측정된 응축 열전달 계수 값에 대하여 알아보기 위해서 단위 시간당 응축량은 아래와 같이 계산하였다.

$$m_{T,S} = Vol \rho_l / \Delta t \quad (1)$$

여기서 Vol은 응축액 측정 장치인 수직 원관에 채워진 응축액의 체적을 나타내고, ρ_l 은 응축액의 주어진 온도에서의 밀도를 나타낸다. 그리고 Δt 는 체적을 채우는 동안 걸리는 시간을 나타낸다. 따라서 시험 구간을 통과한 단위 시간당의 응축량 ($m_{T,S}$)에 의한 응축열전달량($Q_{T,S}$)은 다음 식에 의해 결정된다.

$$\dot{Q}_{T,S} = m_{T,S} h_{fg}'' \quad (2)$$

여기에서 $h_{fg}'' = h_{fg} + 0.68C_p(T_s - T_w)$ 이다.

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

$$Q_{cool} = \dot{M}C_p(T_{out} - T_{in}) \quad (3)$$

위의 식(2)과(3)식을 비교함으로써 본 실험의 정확성을 확인할 수 있다. 그리고 보조 응축기에서 발생한 보조 응축액량(\dot{m}_{su})에 의한 응축 열전달량(Q_{su})은 식(4)와 같다.

$$\dot{Q}_{su} = \dot{m}_{su} h_{fg}'' \quad (4)$$

그리고 평균 응축 열전달계수는 식(5)에 의해 정의된다.

$$h = \dot{Q}_{cool} / A(T_s - T_w)_{avg} \quad (5)$$

여기에서 $A = \pi D_o L$ 이다.

$(T_s - T_w)_{avg}$ 는 튜브 표면과 증기 사이의 평균 온도차를 나타낸다. 그리고 \dot{Q}_{cool} 는 튜브 표면에서 응축에 의해 잃은 단위 시간당 총열량을 나타내며, A 는 응축이 발생하는 총표면적이다. 핀 효율 수정은 Holman¹⁶⁾에 의해 주어진 반경 방향의 핀에 대한 방법을 사용하였다. 그리고 식(6)은 핀 효율을 나타낸다.

$$\eta_f = \frac{\tanh(ml)}{ml} \quad (6)$$

여기에서

$$m = \sqrt{\frac{2h_f}{k_f \cdot t}}$$

식(6)에 의해 계산된 h 값은 식(7)에 의해 핀 효율에 대한 관계를 수정한 값으로 얻을 수 있다.

$$h = \frac{\dot{Q}_{cool}}{A(T_s - T_w)_{avg} \cdot \eta_f} \quad (7)$$

그리고 실험결과값과 이론 모델의 결과를 비교하기 위해 수직 평판에 대한 Nusselt의 층류 막응축에 대한 예측식(8)과 Beatty - Katz의 예측식(12), 그리고 Rudy의 예측식(13)과 Webb의 예측식(14) 모델을 각각 비교 검토하였다. 아래의 식은 수직 평판에 대한 Nusselt의 층류 막응축에 대한 예측식을 나타낸다.

$$h_c = 0.943 \left(\frac{k^3 \rho^2 g h_{fg}}{\mu \Delta T_{sat} H} \right)^{0.25} \quad (8)$$

다음은 Beatty - Katz의 응축 열전달 계수의 예측식을 얻기 위한 과정을 나타낸다. 총 열플럭스는 튜브의 핀이 없는 수평부분의 표면(A_r)에 대한 열플럭스와 수직핀(A_f)의 열플럭스의 합이다. 유효한 총표면적에 근거를 둔 총 응축 열전달 계수는 식

(9)과 같다.

$$h_o = \frac{A_r}{A_{eff}} h_h + \frac{n A_f}{A_{eff}} h_v \quad (9)$$

여기에서, $A_{eff} = A_r + \eta_f A_f$ 이다.

식(8)을 (9)에 대입하면 Beatty - Katz 모델을 아래와 같이 얻는다.

$$h_o = 0.725 F^{0.25} \left[\frac{A_r}{A_{eff}} \frac{1}{D_r^{0.25}} + 1.3 \frac{\eta_f A_f}{A_{eff}} \frac{1}{H^{0.25}} \right] \quad (10)$$

식(10)에서 H 값은 낮은 핀 튜브에서 짧은 수직 핀에 대한 등가수직 높이 값이다.

식(11)은 직경 D_o 에 대한 평균 응축 액막 배출(drainage)길이를 나타낸다.

$$H = \pi \left(\frac{D_o^2 - D_r^2}{4D_o} \right) \quad (11)$$

그들의 결과 식은 아래와 같이 주어진다.

$$h_{B-k} = 0.689 F^{0.25} \left[\frac{A_r}{A_{eff}} \frac{1}{D_r^{0.25}} + 1.3 \frac{\eta_f A_f}{A_{eff}} \frac{1}{H^{0.25}} \right] \quad (12)$$

아래의 식(13)은 Rudy의 열전달 계수의 예측식을 나타낸다.

$$h_{con} = \frac{\dot{m}_{con} h_{fg}}{A_B(T_s - T_w)} \quad (13)$$

다음은 Webb의 응축 열전달 계수의 예측식을 나타낸다.

$$h_w = (1 - c_b) + \left(h_h \frac{A_r}{A} + h_f \eta_f \frac{A_f}{A} \right) + c_b h_b \quad (14)$$

실험 장치 및 방법

1. 실험장치

Fig. 1은 본 실험에 사용한 개략도를 나타낸다. 실험장치는 증발기부(보일러), 시험구간, 응축액 측정장치, 냉각수계로 구성되어 있다. 가변 전압기

낮은 핀 관의 응축 열전달 성능에 관한 연구

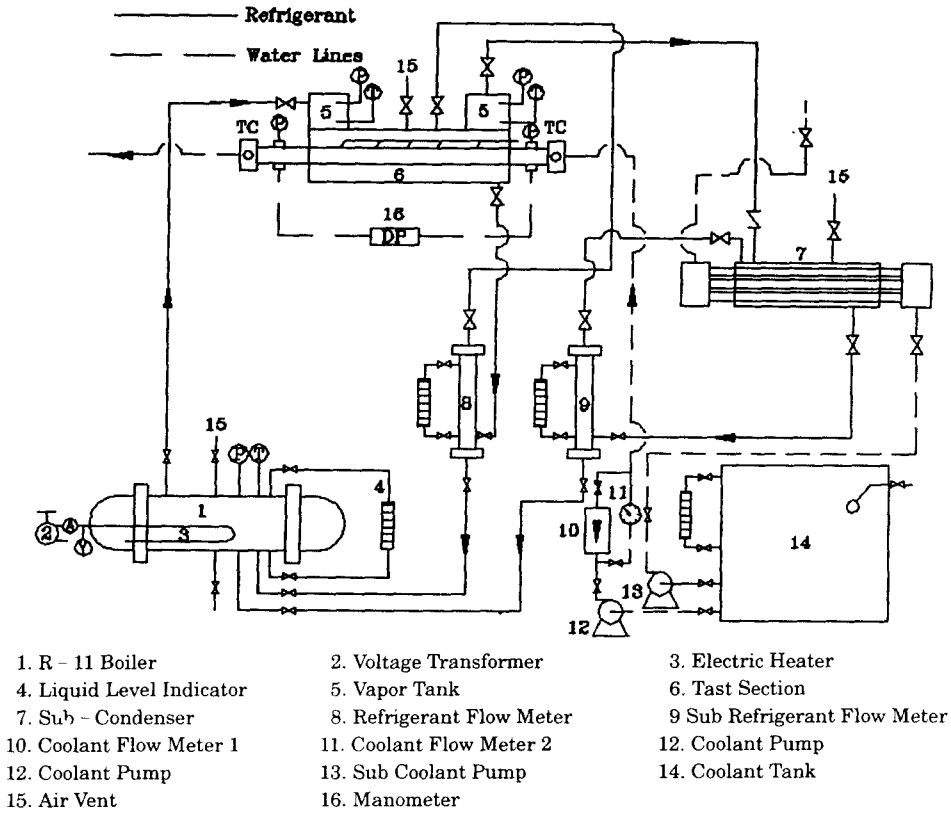


Fig. 1 Schematic Diagram of Experimental Apparatus.

를 통해서 일정한 전기에너지를 증발기에 있는 전기 가열장치에 공급하면 증발기 내에 있는 R-11 냉매증기가 발생한다. 이때 발생한 포화증기는 주 증기 밸브를 지나 응축 실험을 위한 시험구간으로 유입되며 응축 부위에서 응축된 응축냉매는 저장 탱크를 거쳐 다시 증발기로 되돌아가는 구조로 되어 있다. 시험 구간 내에서 R-11 증기의 대부분이 응축되고 난 후 응축되지 않은 미응축 가스는 보조 응축기(sub-condenser)에서 완전히 응축되며, 시험 구간에서 응축된 액체(R-11)는 응축액 유량 측정 장치를 통과하는 동안 응축액량을 측정하고 증발기로 순환된다.

보조 응축기에서 응축된 냉매는 보조 응축기용 냉매 측정장치를 통과하면서 응축량을 측정하고 증발기로 순환된다. 냉각수 순환 장치는 시험구간 내부를 순환하는 시험 구간용 냉각수 순환 장치와 보조 응축기 관 내부로 순환되는 냉각수 순환장치

가 설치되어 있다. 냉각수는 일정한 온도로 유지되는 냉각수 탱크로부터 냉각수 펌프, 유량조절밸브, 유량계를 거쳐 시험구간 내에 있는 동관을 사이에 두고 냉매증기와 대향류로 유동하면서 열 교환을 하게 되어 있다.

본 실험에 사용한 튜브 규격은 표 1과 같으며, 튜브 규격에 대한 표시는 Fig. 2와 같다. 그리고 Fig. 3은 본 연구에 사용한 튜브의 형상을 확대 촬영한 것이다. 이와 같이 튜브 외표면에 핀 수에 따른 열전달율을 측정하기 위해, 튜브 외표면의 핀 밀도가 748, 1024, 1108, 1181, 1299, 1417, 1654fpm인 전열관을 선택하였다. 이 결과로부터 응축 열전달량이 최고가 되는 핀을 규명한다.

(1) 시험 구간(test section)

Fig. 4는 시험구간(test section)을 나타낸다. 보일러에서 발생한 R-11냉매 증기가 증기 저장소를 거쳐 시험구간 내부로 흐르게 되어 있다. 이때

저온 증인 냉각수와 고온 증인 R-11 냉매 증기는 동튜브 표면사이에서 대향류로 유동하면서 열 교환을 하게 된다. 그리고 냉각수와 열 교환한 후 응축된 R-11 냉매 액체는 시험 구간의 하부에 설치된 $\phi 20mm$ 의 관을 통해 응축액 유량 측정계로 유입된다. 그리고 비응축 냉매증기는 시험 구간 상부에 설치된 $\phi 25mm$ 의 배출관을 통해 보조 응축기로 유입되어, 보조 응축기에서 완전 응축시킨 후

보조 응축기 유량계에서 응축액 유량을 측정하고 측정된 R-11 냉매는 다시 증발기로 순환하게 된다.

동튜브 표면의 온도를 측정하기 위해 Fig. 4에서와 같이 Copper-Constantan 열전대를 $450mm$ 간격으로 5곳에 심어 튜브 외표면의 온도를 측정했다. 그리고 평균체적온도 측정용 용기 출구의

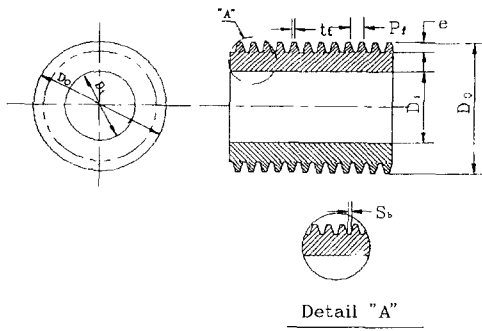


Fig. 2 Cross Section of Finned Tube

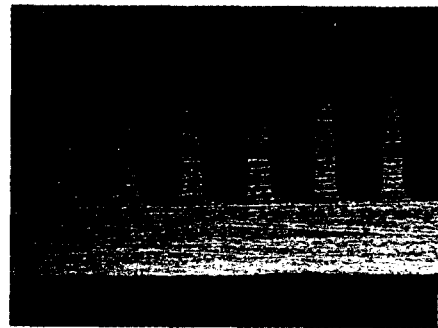


Fig. 3 Photograph of Fin Type(1417fpm)

Table 1. Geometric Specification of Integral - Fin Tubes

항목 \ 구분	fin 외경	fin 높이	최소두께	fin pitch	fin 두께	fpi
748fpm	18.77	1.209	0.714	1.354	0.583	18.9
1024fpm	18.74	1.206	0.675	0.999	0.442	25.4
1102fpm	18.65	1.076	0.741	0.888	0.332	28.3
1181fpm	18.79	1.212	0.824	0.841	0.338	30.2
1299fpm	18.64	1.012	0.840	0.720	0.269	34.3
1417fpm	18.70	1.090	0.808	0.725	0.251	35.9
1654fpm	18.80	1.069	0.727	0.629	0.241	41.5

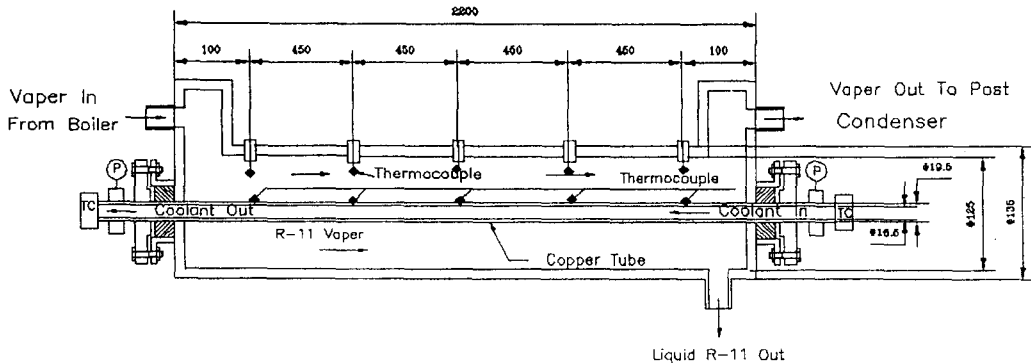


Fig. 4 Sectional View of Test Section.

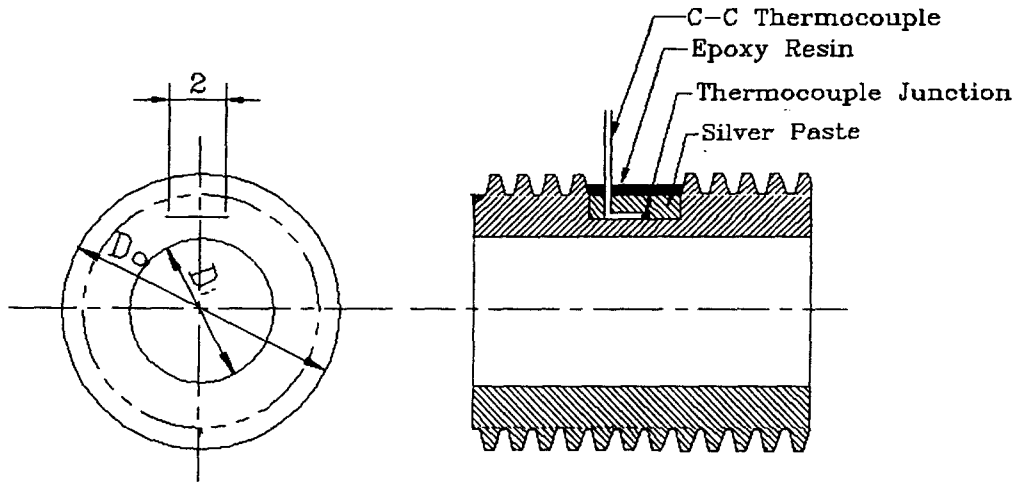


Fig. 5 Details of Thermocouple Junction Point on Finned Tubes.

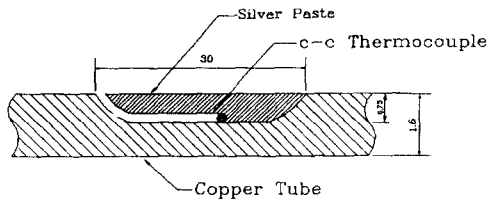


Fig. 6 Details of Thermocouple Junction Point on Plain Tube.

300mm 위치에서 가운데 1점과 가장자리 2점에 열전대를 심어 온도를 측정하여 평균값을 취했다.

동튜브의 온도와 R-11 냉매 증기, 냉각수의 온도를 측정하기 위한 열전대선은 Fig. 5에서와 같이 두 열전대선의 접점(junction)이 0.3mm 정도의 원형으로 만든 후, 접점에 불순물을 제거하기 위하여 연마지에 매끈하게 연마하고 아세톤으로 세척하여 감도가 좋게 하였다. 이와 같이하여 열전대의 접점을 만든 후 동튜브에 폭 2mm, 깊이 1.0mm, 길이 30mm의 홈을 내어 열전대의 접점을 완전히 홈에 접착시킨 후, 은납으로 완전히 채우고 24시간 경과한 후에 외부 교란을 방지하기 위하여 에폭시 수지로 덮었다. Fig. 6은 평판에서의 열전대 장착을 보여 주고 있다. 시험 구간 내부의 온도를 측정하기 위하여 공간 상의 위치에 열전대 5개를 설치하여 요동하지 않도록 고정시켰다. 그리고 열전대를 Data Logger(HR2500)에 직접 연결하여

1/10℃까지 정확한 값을 얻을 수 있도록 했다.

(2) 보조응축기(Sub-Condenser)

보조 응축기는 응축 실험시 증발기에서 발생한 포화 증기가 시험 구간을 지나는 동안 응축되고 남아 있는 증기를 보조 응축기에서 완전히 응축시키는 역할을 한다.

보조 응축기의 직경은 $\phi 200\text{mm}$ 이고 길이는 2000mm이다. 보조 응축기 내부에는 $\phi 19\text{mm}$ 이고, 길이가 2000mm인 동튜브를 13개 설치했다. 동튜브 내부에는 냉각수가 유동하고 동튜브 외부에는 포화증기가 유동하면서 응축이 일어나게 된다. 만약 포화 증기가 보조 응축기를 지난 후에도 응축액으로 변하지 않고 증기 상태로 유지되면 순환에 장애가 발생하므로, 어떤 실험 조건 하에서도 완전히 응축되도록 설계 제작되었다.

(3) 냉각수계(coolant system)

냉각수계는 시험 구간을 통과하는 냉각수계와 보조 응축기를 통과하는 보조 응축기용 냉각수계이다. 냉각수 순환은 시험구간의 증기 방향과 반대인 대향류로 흐르게 하였으며 순환펌프를 사용하였다. 그리고 냉각수를 강제 순환시키기 위해 시험 구간용 물펌프(1kW, 7500l/h)와, 보조 응축기용 물펌프(0.75kW, 3600l/h)를 설치하였다. 냉각수는 냉매 증기와 대향류로 유동하며 시험 구간으로 유

입되는 냉각수량을 조절하기 위하여 유량계 앞부분에 직경 20mm 크기의 유량 제어 밸브를 설치했다. 냉각수의 유량 측정은 디지털형 유량계를 사용하여 측정했다.

2. 실험방법

(1) 예비실험 및 응축실험

실험을 시작하기 전에 시험 구간 및 전체 실험 장치의 기밀을 유지하여야 한다. 먼저 시험 구간의 기밀은 공기 압축기를 사용하여 실험 장치내의 압력이 3kg/cm^2 (게이지압력)까지 상승하도록 공기를 유입하고 난 후, 흡입구 밸브를 잠그고 24시간 동안 유지한다.

압력 강하가 없으면 계(System)내에서는 기밀이 완전히 유지된 것으로 생각되며, 기밀검사가 끝난 후 R-11냉매 순환용 펌프를 이용하여 R-11 냉매가 냉매 용기로부터 증발기 내부에 유입된다. R-11 냉매를 가열하기 위해 보일러 내에 내장되어 있는 가열기에 전원을 공급한다. 공급되는 전력량의 크기는 전압 조정기로 조절한다. 그리고 시험 구간의 냉각수 입출구의 밸브를 열고 냉각수 순환 펌프를 이용해서 냉각수를 순환시킨다. 이때 냉각수량의 조절은 시험 구간에 설치된 냉각수 출구 밸브를 조절하여 냉각 수량을 조절한다.

시험구간에서 응축이 되기 시작하면 응축액 측정 장치의 입출구 밸브를 개방하고 증발기에 있는 응축량 순환 밸브를 열어서 전 구간이 순환 회로가 되도록 한다. 그리고 냉각수계로 이동하는 에너지와 보일러에 공급되는 전기 에너지와 균형을 취하게 함으로써 정상 상태를 유지시켰다. 증기의 유량은 입력 에너지를 가변 전압으로 전압을 조정하여 일정하게 유지시켜 단위 시간당 일정량의 증기가 발생하도록 한 다음, 냉각수를 시험 구간으로 통과 시키면서 시험구간에서 증기가 응축하면서 잃은 에너지와 동일 구간에서 냉각수가 얻은 에너지 사이에 에너지 평형이 되도록 예비 실험을 하고, 보조 응축 장치에서도 동일한 예비 실험을 한다. 이와 같은 실험 절차에 의해 적합한 총 입력 전기 에너지와 냉각수가 얻은 총 출력 에너지의 평형 관계 점을 찾아낸다. 또한 증발기에서 발생한 증기의 질량과 시험 구간에서 응축에 의해 발생한 응축액의

질량과의 평형관계를 측정한다. 이와 같이하여 순환 실험 장치가 완전히 정상 상태에 도달한 후 측정 실험을 수행한다. 이때 증기의 온도, 증기의 유량, 냉각수의 유량, 냉각수의 온도, 시험 구간의 압력, 시험 튜브의 표면 온도, 증발기에 공급된 전압 및 전류 등을 측정한다.

(2) 응축액 유량 측정

Fig. 1과 같이 직경이 $\phi 40\text{mm}$ 이고 높이가 1000 mm인 원관을 2개 제작하여 수직으로 설치하여, 하나는 시험 구간에서 응축된 응축량을 측정하고, 다른 하나는 보조 응축기에서 응축된 응축액을 측정하기 위한 보조 장치로써, 단위 시간당 응축량을 측정하기 위하여 사용하였다. 응축액의 측정방법은 응축액이 30cm에서 60cm가 될 때까지의 시간을 타이머로 측정하였다. 시험 구간에서 응축된 R-11 냉매 액체는 응축액 유량계의 밑에서 3cm 길이의 옆부분에 설치된 볼 밸브를 통해서 유입되어 응축액 유량계의 내부에 채워진다. 이때 상단에 있는 직경 20mm 밸브는 Fig. 1에서 나타난 바와 같이 시험 구간 상단에 연결시켰다.

실험결과 및 고찰

본 실험에서 일곱 가지 조건의 튜브에 대해서 실험한 결과는 아래와 같다. Fig. 7은 응축 실험시 시험구간의 튜브 표면에서 R-11 냉매증기가 잃은 에너지와 튜브 내부의 냉각수가 얻은 에너지와의

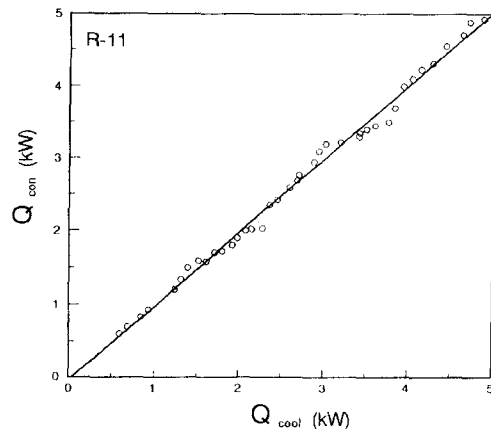


Fig. 7 Heat Balance of Test Section

평형관계를 나타낸다. 실험결과 냉매 증기 가 튜브의 표면에서 응축하면서 잃은 에너지와 튜브 내부에서 냉각수가 유동하면서 얻은 에너지와의 균형은 10%의 범위에서 에너지 균형이 이루어지고 있음을 알 수 있다.

Fig. 8은 냉각수 유속과 응축량과의 관계를 나타낸 것이다. 실험 결과 유속이 증가함에 따라 응축량도 증가함을 나타내고 있다. 즉 유속이 증가함에 따라 열전달 계수도 증가함을 알 수 있다.

Fig. 9는 본 실험장치로 측정된 응축열전달계수의 신뢰성을 조사하기 위해서 기존의 응축열전달계수의 예측식을 이용하여 비교하였다. 그 결과 Beatty - Katz의 예측식과 비교하면, 실험값이 다소 높게 나타났다. 그리고 Rudy의 예측식과 비교

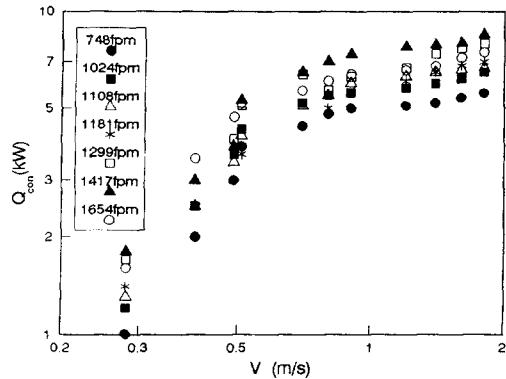


Fig. 8 Effects of Fin on Heat Flux for Condensation.

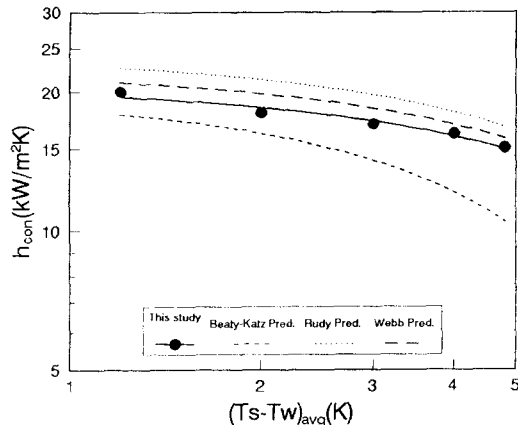


Fig. 9 Predicted and Measured Average Condensation Heat Transfer Coefficient vs. Vapor-to-Wall Temperature Difference.

하면 실험값이 낮게 나타났다. 그리고 Webb의 응축액 역류를 고려한 표면장력 이론은 전 핀 밀도에서 비교적 잘 일치했다. 이 결과로부터 핀 밀도를 증가할 수록 응축액 역류 표면적을 증가시키는 원인이 되므로, 핀 튜브에서 응축 열전달 성능 향상을 위해서 핀 밀도의 증가시킬 경우에는 전열 표면적 증가에 의한 효과와 응축액 역류 표면적 증가로 인한 효과를 동시에 해석해야 한다. 이러한 결과는 참고문헌¹⁵⁾의 결과와 잘 일치하고 있다.

Fig. 10은 핀 밀도가 다른 각각의 튜브에 대해서 증기의 온도와 관표면의 온도와의 온도차에 대하여 응축 열전달 계수와와의 관계를 나타낸 것이다. 그 결과 응축열전달 계수값은 과열도가 증가함에 따라 감소함을 나타낸다. 그리고 최고 열전달 성능을 나타내는 핀 밀도는 1417fp임을 알 수 있다. 이것은 이전의 타 연구자⁹⁾에 의한 실험 결과에서 핀 밀도가 1400fp 부근에서 최고 응축열전달 성능을 나타내었고, 본 실험 연구결과는 타 연구자의 결과와 잘 일치함을 알 수 있다.

Fig. 11은 핀 밀도 변화에 따른 응축 열전달율의 변화를 고찰하기 위해 증기온도와 압력, 냉각수 온도 및 유량을 일정한 상태로 유지한 조건에서 핀 밀도를 변화시키면서 실험한 결과를 타 연구자⁷⁻⁹⁾와 비교한 그래프이다. 이 결과 핀 밀도 범위가 1417fp 튜브가 응축 열전달율이 가장 높으므로 핀 밀도가 1417fp인 경우가 최적의 조건임을 알

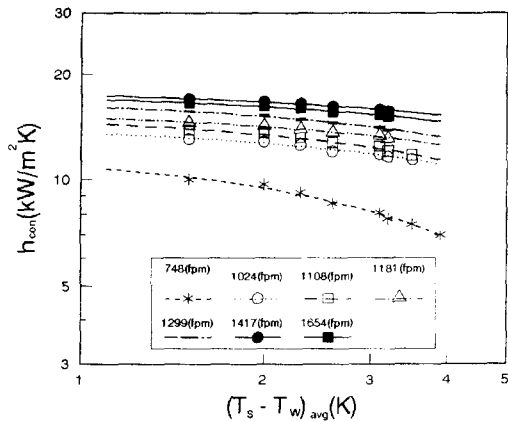


Fig. 10 Measured Average Condensation Heat Transfer Coefficient vs. Vapor-to-Wall Temperature Difference.

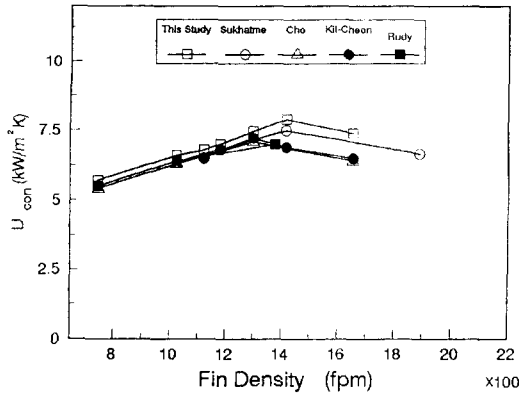


Fig. 11 The Overall Heat Transfer Coefficient for Condensation.

수 있다. 그리고 1654fpm 이상 핀 밀도를 증가시키면 응축열전달 값이 감소됨을 예측할 수 있다. 그리고 응축액 역류를 고려한 한^{17,18)}에 의하면 시험구간의 투시공으로부터 관측한 결과, 핀 튜브의 하부에 응축액 역류가 존재하며 핀 밀도가 증가함에 따라 응축액 역류 표면적이 증가했다. 핀 밀도가 증가하면 핀 표면적의 증가에 의해 응축열전달이 향상되나 어느 한계 이상 도달하면 응축액 역류에 의해 응축열전달 성능을 저해하는 요소가 크게 되어 응축열전달 값이 점차 감소됨을 알 수 있다.

Sukhatme 등⁹⁾은 핀 밀도를 945, 1417, 1890, 2205fpm으로 변화시켜 실험한 결과 1417fpm 튜브가 최고의 응축열전달계수 값을 나타냄을 발견하였다. 그리고 吉川의 실험결과¹⁰⁾에서는 1024~1400fpm의 범위에서 최고의 응축열전달계수 값을 나타내었다. 그런데 吉川의 실험결과로부터 핀 밀도의 변화는 응축 열전달 계수 값에 큰 변화를 주지만, 핀 높이의 변화는 응축 열전달계수 값에 큰 변화를 주는 변수가 아님을 알 수 있다. 그러므로 본 연구의 실험 결과와 참고 문헌의 실험 결과로부터 응축열전달계수 값의 축진에는 핀 밀도가 최대의 변수임을 알 수 있다.

Fig. 12는 참고문헌에서 나타난 응축 열전달 실험 결과와 본 연구에서의 실험 결과를 비교한 것이다. 참고문헌에서 타 연구자들이 실험에 이용한 시험 튜브의 기하학적 형상과 본 연구에서의 튜브의 형상이 다소 차이가 있기 때문에 정확한 비교는 곤란하다. 그러나 본 연구에서 핀 밀도가 1417fpm인

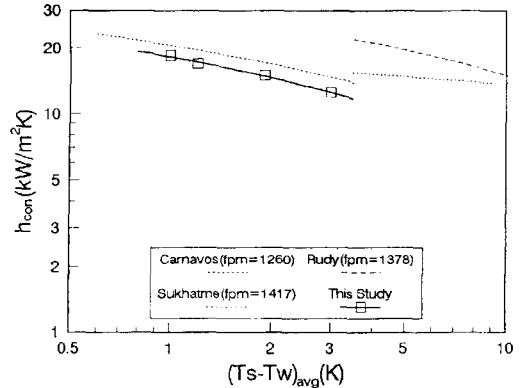


Fig. 12. Comparison of Experimental Results Obtained in This Study with Results of Previous Investigations.

튜브에서 얻은 실험 값은 Sukhatme가 R-11 냉매를 이용하여 실험한 결과값과 비슷하게 나타났다.

결 론

낮은 핀 관에서 최적의 핀 밀도를 규명하고자 튜브 외부에 낮은 핀이 있는 튜브에 대하여 응축실험을 수행하고 타 연구자의 예측식과 비교하였다. 냉각수 유량은 400l/h에서 2500l/h까지 변화시켰으며, 보일러의 입력 열량은 25W에서 60W 범위까지 변화시켰다. 이때 표면 온도와 냉매 증기의 포화온도와의 온도 차이는 3K 이내로 유지시키면서 정상 상태에서 증류 막응축 열전달 실험을 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 전열 면의 냉각수가 얻은 열량과 R-11 증기가 응축되면서 방출한 열량측정을 기준으로 비교한 결과 실험의 오차는 10% 범위 이내이다.
2. 튜브 외표면의 핀 밀도가 1417fpm까지는 핀 밀도가 증가함에 따라 응축 열전달계수 값이 증가하므로 1417~1654fpm 범위에서 최고의 응축 열전달이 일어날 수 있음을 예측할 수 있다.
3. 실험에 사용된 튜브중 최고의 총열전달계수를 나타낸 것은 1417fpm의 튜브로서 과열도가 3K에서 16500W/m²K 이었다.
4. 본 실험결과는 Webb, Honda, Sukhatme의 실험결과와 잘 일치하는 것으로 나타났다.

후 기

이 논문은 성형금속(주)에서 지원하여 준 핀튜브를 사용하여 연구되었으며 이에 최건조 사장님 및 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고 문헌

- 1) Bergles, A. E., Brown, J. S. and Snider, W. D.(1971) : Paper Presented at ASME - AIChE Heat Transfer Conf., Tulsa, Okla.
- 2) 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, 107, 377 - 383.
- 3) Wanniarachchi, A. S., Marto, P. J. and Rose, J. W.(1986) : Film Condensation of Steam on Horizontal Finned Tubes Effect of Fin Spacing, J. Heat Transfer, 108, 960 - 966.
- 4) Marto, P. J.(1986) : Recent Progress in Enhancing Film Condensation Heat transfer Tubes, Heat Transfer Engineering, 7(3 - 4), 53 - 63.
- 5) Marto, P. J.(1984) : Heat Transfer and Two - Phase Flow during Shell - Side Condensation, Heat Transfer Eng., 5(1 - 2), 31 - 61.
- 6) Carnavos, T.C.(1980) : Condensation of Vapours on Outside of Finned Tubes, ASME Paper No. 80 - HT - 54, 54 - 60.
- 7) Rudy, T.M. and Webb, R.L.(1981) : Condensate Retention on Horizontal Integral - Fin Tubing, Advances in Advanced Heat Transfer, HTD - 18, presented at 20th National Heat Transfer Conference, Meeting, Milwaukee, Wisc.
- 8) 吉川(1976) : 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, 39 - 48.
- 9) Sukhatme, S. P.(1990) : Film Condensation of R - 11 Vapor on Single Horizontal Enhanced Condenser Tubes, Journal of Heat Transfer, 112, 229 - 234.
- 10) Kenneth, O., Beatty, J. R. and Katz, D. L.(1948) : Condensation of Vapors on Outside of Finned Tubes, Chemical Engineering Progress, 44(1), 55 - 70.
- 11) Adamek, T.(1981) : Bestimmung der Kondensationsgrossen aufeingewellten Oberflachenzur Auslegung Optimaler Wandprofile, Wärmeund Stoffübertragung, 15, 255 - 270.
- 12) Karkhu, V. A. and Borovkov, V. P.(1971) : Film Condensation of Vapor at Finely - Finned Horizontal Tubes, Heat Transfer - Soviet Research, 3(2), 183 - 191.
- 13) Nakayama, W., Daikoku, T., Kuwahara, H. and Kimio, K.(1975) : High - Film Heat Transfer Surface Thermoexcel, Hitachi Review, 24(8), 329 - 334.
- 14) Webb, R. L., Rudy, T. M. and Kedzierst, M. A.(1985) : Prediction of the Condensation Coefficient on Horizontal Integral - Fin Tubes, Journal of Heat Transfer, 107, 369 - 376.
- 15) Webb, R. L., Rudy, T. M. and Kedzierski, M. A.(1985) : Film Condensation on Finned Plates and Horizontal Finned Tubes, ASME Journal of Heat Transfer, 107.
- 16) Holman, J. P.(1976) : Heat Transfer, Fourth Edition, McGraw - Hill Book Company.
- 17) 한규일, 조동현(1994) : 수평 원형 전열관의 핀 효과에 의한 응축 및 비등 열전달 촉진에 관한 연구(Ⅰ), 대한기계학회 논문집, 18(5), 1264 - 1274.
- 18) 한규일, 조동현(1994) : 수평 원형 전열관의 핀 효과에 의한 응축 및 비등 열전달 촉진에 관한 연구(Ⅱ), 대한기계학회 논문집, 18(5), 1275 - 1287.