

〈論 文〉

수평 원형전열관의 핀효과에 의한 응축 및 비등 열전달촉진에 관한 연구(1)

-튜브외부 비등-

한규일* · 조동현**

(1993년 8월 12일 접수)

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

-Shellside Boiling-

Kyuil Han and Dong Hyun Cho

Key Words : Pool Boiling(풀비등), Integral-Fin Tube(전조 나선핀튜브), Nucleate Boiling(핵비등), Free Convection(자연대류), Phase Change(상변화), Bubble Density(기포 밀도)

Abstract

Heat transfer performance of integral-fin tube which is used in recipro or turbo refrigerator or high compact heat exchangers is studied. Eight tubes with trapezoidal shaped integral-fins having fin densities from 748 to 1654 fpm and 10, 30 internal grooves are tested. A plain tube having the same(inner and outer) diameter as the fin tubes is also tested for comparison. Pool boiling heat transfer of R-11 is investigated experimentally and theoretically on single tube arrangement. The refrigerant evaporates at saturation state of 1 bar on the outside tube surface and heat is supplied by hot water which circulates inside of the tube. From the result of eight fin tubes and one plain tube tested, a tube having 1299 fpm-30 grooves shows the best performance. A maximum overall heat transfer coefficient of this tube is about 4000 W/m²K at 2.8 m/s of water velocity. The maximum heat transfer enhancement (i. e., the ratio of overall heat transfer coefficients of finned to plain tubes) is about 2.1.

기 호 설 명

A : 공칭 열전달면적(m²)
 b : 나선홈 폭(m)
 C_p : 비열(kJ/kgK)
 D : 튜브직경(m)
 d : 나선홈 깊이(m)
 d_B : 기포직경(m)

e : 핀높이(m)
 f : 주파수(1/s)
 f_{pi} : 핀수/inch
 f_{pm} : 핀수/m
 g : 중력가속도(m/s)
 G_r : Grashof수
 h : 비등 열전달계수(W/m²K)
 h_i : A_n 과 D_o 을 기준으로 한 튜브내부 열전달계수(W/m²K)

*정회원, 부산수산대학교 기관공학과

**정회원, 부산수산대학교 대학원

h_{fs} : 증발잠열 (J/kg)
 \dot{M} : 온수유량 (l/hr)
 \dot{m} : 비등 증기량 (kg/s)
 N : 핵밀도
 Nu : Nusselt수
 P : 홈피치 (1회전당 길이) (m)
 P_f : 핀피치 (m)
 \dot{Q} : 열전달율 (W)
 \dot{q} : 열플럭스 (W/m²)
 r : 기포의 임계반경 (m)
 R_d : 오염계수 (m²K/W)
 R_e : 레이놀즈수
 T : 절대온도 (K)
 U : 총 열전달계수 (W/m²K)
 ω : 그르브 사이의 평균거리 (m)
 t_b : 핀밀면에서의 핀두께 (m)
 t_t : 핀팁에서의 핀두께 (m)
 α : 나선홈 경사각 (deg)
 β : 체적 팽창계수 (K⁻¹)
 η_f : 핀효율
 ϕ : 핀경사각 (deg)
 ΔT : 온도차 (K)
 k : 열전도계수 (W/mK)
 ν : 동점성계수 (m²/s)
 ρ : 밀도 (kg/m³)
 σ : 표면장력 (N/m)

하첨자

avg : 평균
 B : 기포
 b : 비등
 c : 대류
 e : 등가
 eff : 유효 단면적
 f : 핀튜브
 fc : 자연대류
 ft : 핀팁
 g : 나선홈
 hot : 온수
 i : 튜브내부
 io : 입구와 출구의 차
 l : 액체냉매
 lm : 대수평균
 mod : 수정값

n : 공칭
 o : 튜브 외표면
 p : 평튜브
 s : 포화상태
 un : 튜브밀 표면
 v : 증기
 w : 벽
 ws : 튜브벽면과 포화상태의 차

1. 서 론

냉동공조설비가 널리 보급됨에 따라 냉동기의 증발기용 전열관의 비등 열전달성능 향상은 에너지 절약의 차원에서 매우 중요하다. 전열관의 표면에서 냉매가 비등하는 형식의 냉동기용 열교환기에서는 튜브 외표면의 비등 열전달 향상을 도모하기 위하여 핀튜브가 이용되고 있으며, 튜브내부는 나선형상의 홈을 형성하여 전열효율을 증가시키고 있다. 그러나 핀튜브의 핀효과는 표면적의 증가로서 평가할 수도 있으나, 핀표면에서 상변화를 수반하는 비등 열전달의 경우에는 발생하는 기포의 거동이 열전달과 밀접한 관계가 있기 때문에 단위 면적당의 열전달 향상에 대해서도 검토하는 것이 필요하다. 吉川和男,⁽¹⁾ Hahne,⁽²⁾ Fujita⁽³⁾ 등은 상변화를 수반하는 비등 열전달의 경우, 핀의 효과에 대해서 이론적 및 실험적으로 규명하였다. 이들이 19mm 튜브에서 R-11, 12, 114 냉매를 사용하여 연구한 결과, 핀높이 1.2~1.4 mm, 핀수 25~35 fpi일때 비등 열전달성능이 가장 높았다. 같은 조건에서 이 튜브들은 평튜브에 비해 비등 열전달율이 1.2~1.9배 향상되었다.

Watkinson과 Miletta⁽⁴⁻⁶⁾가 동튜브 내면에서 냉각수와 공기 및 점성이 높은 기름을 이용하여 5종류의 튜브크기와 17종류의 핀형상에 대하여 연구한 결과에 의하면, 유효 열전달면적을 크게 하기 위하여 나선홈 깊이를 깊게 하면, 압력손실이 증가하게 되어 펌프동력이 증가하게 되므로, 열전달율 상승과 펌프동력을 고려한 최적의 나선홈 깊이와 폭, 나선각도를 규명하는 것이 필요하다고 보고하였다.

이와 같이 전조 나선핀튜브에 대하여 비등 열전달율을 촉진시키기 위한 국내의적인 연구동향을 살펴보면 두 가지로 분류할 수 있다. 첫째는 튜브의 외표면에 전조 나선핀이 있고 튜브내부는 평튜브인

경우이고, 둘째는 튜브바깥 표면이 평튜브이고 튜브내부에만 나선홈이 있는 튜브인 경우에 대한 연구이다. 그런데 국내외적으로 튜브내 외부에 각각 전조 나선핀과 나선홈이 있는 경우는 아직까지 연구보고가 없는 실정이다. 따라서 본 연구에서는 전열 튜브의 내부와 외부에 각각 전조 나선핀과 나선홈이 있는 튜브에 대하여 연구하고, 이를 평튜브와 튜브외부 표면에만 핀이 있는 튜브와 비교 분석하고자 한다. 이를 위하여 참고문헌에서 나타난 제한상을 토대로 한 8가지의 전조 나선핀튜브를 독자적으로 제작하여 실험을 실시하였다. 얻어진 실험데이터로부터 비등 열전달계수를 예측할 수 있는 모델을 개발하고 그 내용을 비교 검토한다.

2. Hahne이론 해석

핀튜브에서 비등시 전달되는 열플럭스는 핵비등에 의한 기포영역으로부터 전달되는 열플럭스와 대류에 의한 튜브표면으로부터 전달되는 열플럭스로 이루어진다.

2.1 기포영역에서의 열전달

핀튜브에서 기포는 주로 핀밀면에서 발생하고, 핀측면을 따라서 상승한다. 평균액체 교환주파수 f 가 밀면과 핀측면에 적용되면, 기포영역에서의 열플럭스와 열전달계수는 Mikie과 Rohsenow⁽⁷⁾의 식으로써 계산된다.

$$\dot{q}_B = h_B(T_w - T_s) A_B/A \quad (1)$$

여기서,

$$h_B = (k_1 \rho_1 C_{p1})^{1/2} f^{1/2} \pi^{-1/2} \quad (2)$$

이다.

평튜브인 경우 기포적경은 기포분리직경 d_B 의 2배이다.⁽⁸⁾

$$\frac{A_B}{A} = \frac{N}{A} \frac{\pi}{4} (2d_B)^2 \quad (3)$$

핀튜브인 경우 N 개의 기포에 대한 면적비는 식(4)와 같다.

$$\frac{A_B}{A} = \frac{N}{A} \frac{\pi}{4} (2d_B)^2 F \quad (4)$$

여기에서, 영향계수 F 는 식(5)로 주어진다.

$$F = 2d_B l_i / [(2d_B)^2 \pi / 4] \quad (5)$$

여기에서,

$$l_i = 2[(t_b - t_i)^2 / 4 + e^2]^{1/2} + P_f - t_b \quad (6)$$

이다.

핵영역 밀도 N/A 는 식(7)로부터 구할 수 있다.

$$\ln(N/A) = [1 - (r/r_o)^n] \ln C \quad (7)$$

여기에서, r 은 기포의 임계반경이며, 아래와 같이 Kelvin과 Clapeyron식으로부터 구할 수 있다.

$$r = 2\sigma \frac{T_s}{\Delta T \rho_v h_{fg}} \quad (8)$$

그리고 경험계수 C , r_o , n 은 단일 핀튜브의 실험 결과로부터 구하며 Table 1에 제시된 바와 같다. 핀튜브에 대한 액체 교환주파수 f 는 Knabe⁽⁹⁾가 평튜브에 적용한 것과 유사하게 계산한다.

$A_B/A \leq 1 - A_{ft}/A$ 일 때 주파수 f 는 기포주파수와 같다.

$$f = f_B \quad (9)$$

기포분리직경 계산은 Stephan⁽¹⁰⁾에 의해 제안된 관계식으로부터 구할 수 있다.

$$d_b = 0.85 \beta_o [2\sigma / \{g(\rho_i - \rho_v)\}]^{1/2} \quad (10)$$

그리고 기포주파수는 Zuber⁽¹¹⁾에 의해 제안된 관계식으로부터 계산된다.

$$f_B d_B = 0.59 [\sigma g(\rho_i - \rho_v)]^{1/4} \quad (11)$$

2.2 자연대류에 의한 열전달

핀튜브에서 자연대류에 의한 열전달은 Kubler 등⁽¹²⁾에 의해 제안된 관계식으로부터 계산된다.

$$Nu = -0.55 + 0.48 (Gr_{mod} Pr)^{0.27} \\ = h_{fc} (P_f - t_b) / k \quad (12)$$

$$Gr_{mod} = \frac{\gamma g (T_w - T_s) (P_f - t_b)^3}{\nu^2} \frac{P_f - t_b}{D_f} \quad (13)$$

그러므로 자연대류에 의한 튜브표면에서의 열전달율은 식(14)에 의해 계산된다.

$$\dot{q}_c = h_{fc} (T_w - T_s) (1 - A_B/A) \quad (14)$$

그러므로 핵비등에 의한 기포영역에서부터 열플럭스와 자연대류에 의한 튜브표면에서 전달된 열플럭스로부터 식(15)와 식(16)과 같이 총 열플럭스와 비등 열전달계수 값을 구할 수 있다.

$$\dot{q} = \dot{q}_B + \dot{q}_c \quad (15)$$

$$h_b = \dot{q} / (T_w - T_s) \quad (16)$$

3. 실험장치 및 방법

3.1 실험장치

Fig. 1은 비등 열전달성능 측정용 실험장치의 개략도이다. 실험장치는 R-11 냉매탱크(1), 온수보일러(2), 시험구간(4), 응축기(6), 냉매 유량측정계(7), 온수 유량측정계(8, 9) 그리고 R-11 냉매 순환회로와 온수 순환회로로 구성했다. 시험구간은 직경 125 mm, 길이 2000 mm의 원통을 수평으로 설치했으며, 이 내부에 외경 19 mm, 내경 16 mm의 핀튜브를 동축방향으로 설치했다. (Fig. 2) 핀튜브 내부에는 온수가 흐르며, R-11 액체냉매는 시험 전열관의 외표면에서 온수와 열교환에 의해 비등증기가 발생된다. R-11액체 냉매는 강제 순환펌프(10)에 의해 시험구간에 유입된다. 시험구간내의 냉매는 역류를 방지하기 위해 냉매 순환펌프와 시험구간사이에 역류방지용 체크 밸브를 설치했으며,

시험구간 하부의 유입구에 급류를 방지하기 위하여 길이 200 mm, 100 mm 용량의 급류 완충장치를 설치했다. 비등 열전달실험시 시험구간내의 액체 냉매량의 조절은 A/D 변환기를 통해 컴퓨터에서 자동제어 되도록 했다. 액면의 위치가 액면의 70%가 되면 액면 검출기가 이를 감지하여 냉매펌프에 신호를 보내어 냉매 펌프가 작동하게 된다. 그리고 71%선까지 액면이 상승하면 냉매펌프가 정지하도록 제어 시스템을 구성했다. 이와 같이 하여 시험구간내에 R-11 액체냉매의 양은 액면계의 70~71%로 일정하게 유지시켰으며, 항상 시험튜브가 액체 냉매의 10 mm 하부에 완전히 잠겨 있도록 했다. 시험구간에서 발생된 비등 증기는 응축기에서 완전히 응축시키고 응축된 액체냉매는 응축액 유량측정계에서 응축액 유량을 측정하고 난 후 R-11 냉매 탱크로 순환된다.

온수 순환회로는 온수보일러, 온수 강제순환펌프, 병렬로 설치된 2개의 온수유량계 그리고 온수 배관으로 구성된다. 온수보일러는 직경 350 mm 길

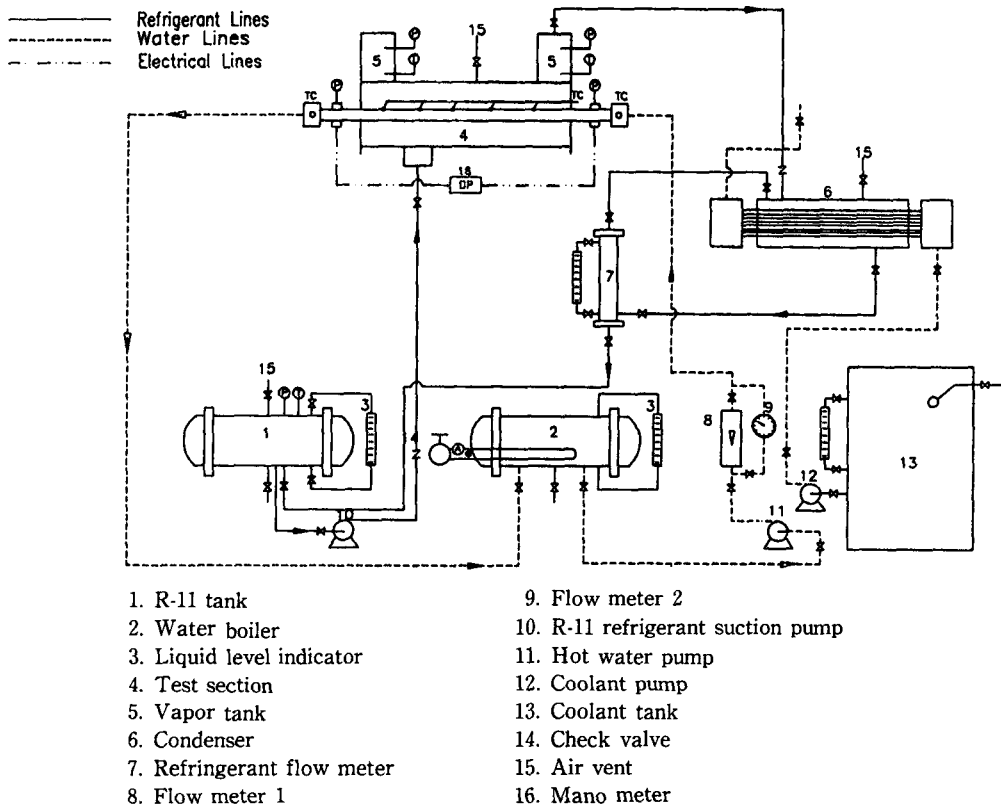


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

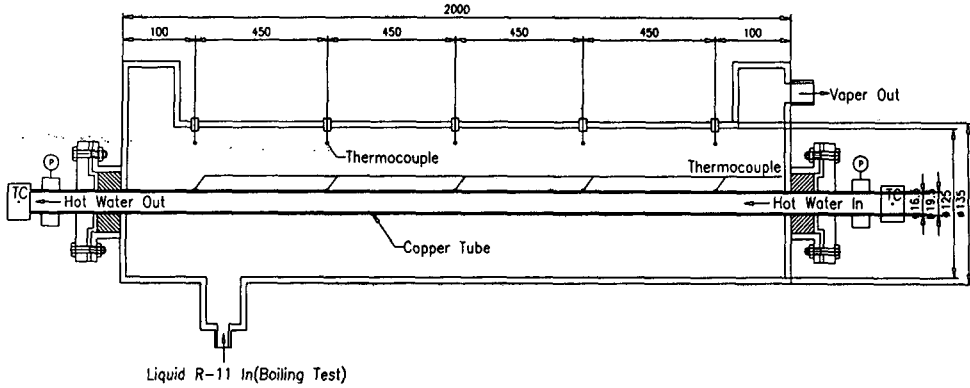


Fig. 2 Sectional view of test section

이 1000 mm 크기이며, 내부에는 5 kW 용량의 침적식 가열기를 2개 설치했다. 보일러 내부의 온수 온도는 온도센서에 의해 A/D 변환기를 통해 컴퓨터에서 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 범위에서 일정하게 제어가 되도록 구성했다. 일정하게 가열된 온수는 온수 강제순환 펌프에 의해 시험구간에 설치된 온수유량계를 통과 하면서 온수유량을 측정 한 후 시험구간의 핀튜브 내부로 유입된다. 유입된 온수는 R-11 액체냉매와 열교환이 된 후 순환배관회로를 통해 온수보일러로 순환되도록 구성했다. 온수유량조절은 온수유fid입구에 설치된 유량조절 제어밸브로 하였으며, 펌프의 과부하를 방지하기 위하여 바이패스를 설치했다. 직경 0.3 mm 동-콘스탄탄 열전대를 이용하여 시험구간 내부의 액체냉매 온도와 증기온도 그리고 핀튜브의 표면온도, 온수의 입출구 온도를 측정했다. 시험구간의 냉매온도는 450 mm 간격으로 5곳에 동-콘스탄탄 열전대를 설치하여 측정하고, 시험 튜브 표면온도는 튜브길이 방향에서 450 mm 간격으로 5점, 각 단면에서 튜브 윗부분을 기준으로 하여 시계방향으로 0°, 90°, 180°위치에 3점씩 측정하여 평균값을 취했다. 시험튜브에 심은 열전대는

Fig. 3에서와 같이 튜브표면에 폭 2 mm, 길이 0.3 mm, 길이 20 mm 크기의 홈을 내어 열전대의 접점을 홈에 완전히 정착시킨 후 은납으로 채우고 24 시간이 경과한 후에 외부와 교란을 방지하기 위하여 에폭시수지로 덮었다. 본 연구와 유사한 실험 조건으로 2채널 평판(두께 3 mm)에서 실험한 참고문헌(13)에 의하면 냉매측 평판 벽면온도와 냉각수측 평판의 온도차이는 0.01°C 수준이므로 평판에서의 온도변화는 무시할 수 있다고 하였다. 그러므로 본 연구에서와 같이 핀높이가 낮은 전조 나선핀(핀높이 1.3 mm) 튜브에서의 핀끝 온도와 튜브벽면의 온도 차이는 작을 것으로 무시할 수 있다. 온수의 입출구 온도는 평균 체적온도를 측정하기 위하여 직경 40 mm, 직경 400 mm 크기의 디스크와 도우넛형 열교반장치에서 3점의 온도를 측정하여 평균값을 취했다.

위의 모든 열전대선은 냉점을 통해 보정하였고, A/D변환기를 통해 컴퓨터에 연결하여 $1/10^{\circ}\text{C}$ 까지 정확한 값을 계측할 수 있도록 했다. 비등증기의 입출구 압력과 온수의 입출구 압력을 측정하기 위하여 $1/100 \text{ kg/cm}^2$ 까지 측정할 수 있는 브로돈식 압력계와 수은주 마노미터를 설치했다. 그리고 시험구간의 상단 1800 mm지점에 공기배출 밸브를 설치하여 비등측 가스인 공기를 배출하도록 했다.⁽¹⁴⁾ 시험장치의 전 구간에 외부와 단열을 위해 두께 25 mm의 그라스우울 보온재를 2점으로 보온하여 외부의 열손실은 무시할 수 있도록 했다.

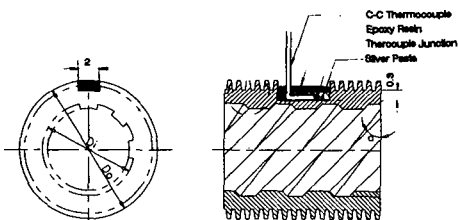


Fig. 3 Details of thermocouple junction point on finned tubes

3.2 실험방법

온수의 유량과 온도, 냉매온도, 비등 증기량, 압력을 시간의 흐름에 따라 변동이 없도록 일정하게

유지시켜 정상상태의 실험데이터를 측정했다. 그리고 실험이 수행되기 전에 시험 튜브를 정상상태로 유지하기 위하여 3시간 이상 최대 열전달율($\dot{q}=15 \text{ kW/m}^2$)로 유지시키면서 온수와 냉매를 순환시켰다. 모든 실험은 열플럭스를 높은 값에서 낮은 값으로 단계적으로 감소시키면서 실험데이터를 측정했다.

시험구간내의 냉매온도는 $T_s=23.6^\circ\text{C}$, 압력은 $P_s=1 \text{ bar}$ 상태로 유지했다. 이와 같은 조건하에서 측정된 데이터로부터 식(17)을 이용하여 평균 비등 열전달계수 값을 산출했다.

$$h = \frac{\dot{Q}_{avg}}{A_o \Delta T_{ws}} = \frac{(\dot{Q}_{hot} + \dot{Q}_b)/2}{A_o (T_w - T_s)_{avg}} \quad (17)$$

여기에서, $A_o = \pi D_o L$ 이다.

평균 열전달율 (\dot{Q}_{avg})은 온수가 잃은 열량($\dot{Q}_{hot} = \dot{M}_{hot} C_p \Delta T_{io}$)과 냉매가 얻은 열량($\dot{Q}_b = \dot{m}_b h_{fg}$)의 평균값을 나타낸다. A_o 는 시험튜브의 공칭 열전달면적을 나타내며, 평균 비등 열전달계수 값 계산에서 ΔT_{ws} 값은 시험튜브의 벽면의 평균온도와 액체냉매의 평균온도의 차를 나타낸다. 전 구간의 실험에서 온수가 잃은 열량과 R-11 액체냉매가 얻은 열량의 에너지 평형은 8%의 오차범위에서 일치했다. 실험데이터를 분석하기 위한 열플럭스는 $\dot{q} = \dot{Q}_{avg}/A_o$ 로 정의했다.

Table 1 Empirical coefficients for the nucleation site density

Finned tube (fpi)	C (m^{-2})	r_o (μm)	n
19	8.9294×10^{10}	14.973	0.2
26	2.7700×10^{10}	26.235	0.2

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 Table 2와 같다. 튜브 규격에 대한 표시는 Fig. 4와 같으며 Fig. 5는 튜브 내외부에 각각 전조 나선핀과 나선홈이 있는 튜브의 견본을 나타낸다.

4.1 이론해석과 실험결과의 비교

핀튜브와 비등 열전달성능을 비교하기 위하여 평튜브에 대하여 먼저 예비실험을 했다. 실험결과

Table 2 Geometric specifications of integral-fin tubes

Tube No.	Tube specification		Fin specification				Area ratio (A_f/A_p) _o	Grooves			
	D_o mm	D_i mm	Fin density fpm	P_f mm	t mm	ϕ deg		No.	d mm	b mm	(A_g/A_p) _i
1	18.9	15.5	748	1.34	1.3	10	2.63				
2	18.9	15.5	1024	0.98	1.3	10	3.33				
3	18.8	15.5	1299	0.77	1.3	5	3.80				
4	18.9	15.5	748	1.34	1.3	10	2.63	10	0.30	2.28	1.32
5	18.8	15.5	1024	0.77	1.2	3	3.80	10	0.30	2.28	1.32
6	18.8	15.5	1299	0.77	1.2	3	3.80	10	0.30	2.28	1.32
7	18.8	15.5	1299	0.77	1.2	3	3.80	30	0.30	0.79	1.42
8	18.8	15.5	1654	0.46	1.2	3	4.60	30	0.30	0.79	1.42
9	19.0	16.5	(Plain Tube)								

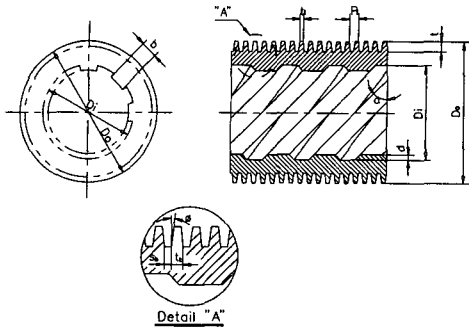


Fig. 4 Cross section of finned and grooved tube



Fig. 5 Photograph of finned and grooved tube

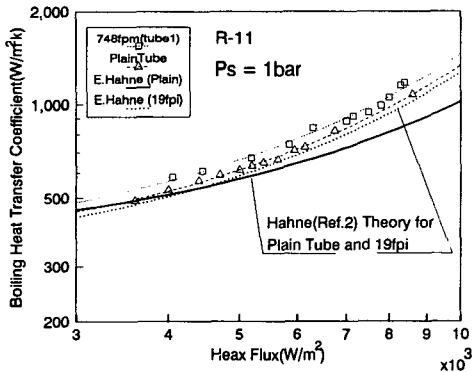


Fig. 6 Boiling heat transfer coefficient vs. heat flux (plain, 748 fpm with comparison of hahne's result)

Hahne⁽²⁾의 이론값보다 조금 높게 나타났다. (Fig. 6) 열플럭스가 5000 W/m² 보다 작은 경우에는 Hahne의 이론값의 10%의 오차범위에 있었으며 5000 W/m² 보다 높은 열플럭스에서는 15%의 오차범위에 있었다. 그리고 748 fpm 튜브와 1024 fpm 튜브에서도 15%의 오차범위를 유지했으며 대체적으로 이론값보다 높게 나타났다. (Fig. 6, 7)

4.2 핀밀도에 의한 비등 열전달율의 촉진

Fig. 8은 핀밀도의 영향을 고찰하기 위하여 냉매

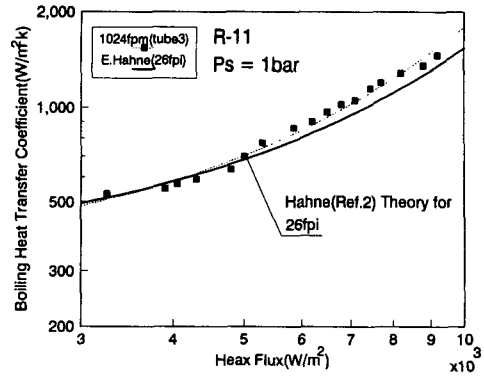


Fig. 7 Boiling heat transfer coefficient vs. heat flux (1024 fpm) with comparison of hahne's result

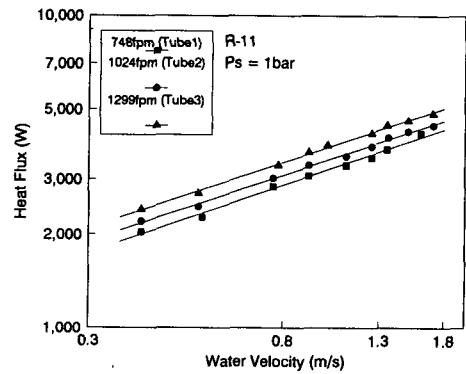


Fig. 8 Effects of fins on heat transfer for boiling

온도와 압력, 온수온도와 유량 그리고 온수의 입구 온도를 일정한 상태로 유지한 조건에서 핀밀도를 748, 1024, 1299 fpm으로 변화시켜 실험한 결과를 나타낸다. 이 핀밀도 범위에서는 1299 fpm 튜브가 비등 열전달율이 가장 높게 나타났다. Fig. 9는 튜브내부의 나선홈을 30골로 일정하게 유지하고 튜브의 표면의 핀밀도를 1299 fpm, 1654 fpm으로 변화시켜 실험한 결과이며, 1299 fpm-30 grooves의 튜브가 1654 fpm-30 grooves 튜브보다 비등 열전달율이 약간 높게 나타났다. 이 실험결과로부터 핀밀도가 1299 fpm까지는 비등 열전달율이 증가하며, 1299~1654 fpm 범위의 핀밀도에서 최고의 비등 열전달율을 나타내었다. 그리고 1654 fpm 이상 핀밀도를 증가시키면 비등 열전달율이 감소됨을 알 수 있다. 이 결과로부터 핀밀도가 증가 할수록 비등 열전달율은 증가하나 어느 한계이상 증가시키면 핀표면에서의 기포발생이 억제되어 점차로 비등 열전달율이 감소되는 것으로 고려된다. 그리고 이 실험결과는

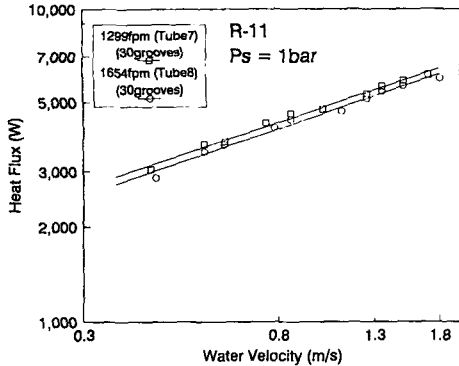


Fig. 9 Effects of fins and grooves on heat flux for boiling

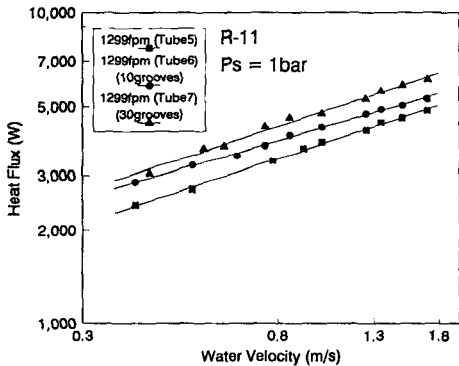


Fig. 10 Effects of fins and grooves on heat flux for boiling

튜브 외부의 핀 밀도의 변화에 대한 吉川和男 등⁽¹⁾의 비등 열전달 실험결과와 비교적 잘 일치했다.

4.3 나선 홈에 의한 비등 열전달물의 촉진

Fig. 10은 튜브 외표면을 1299 fpm으로 일정하게 하고 튜브내부의 나선 홈의 영향을 고찰하기 위하여 나선홈이 없는 경우와 10골, 30골 있는 경우에 대한 실험결과를 나타낸다. 나선홈이 없는 경우보다 10골이 있는 경우가 1.1~2배의 비등 열전달물의 증가를 보였으며, 30골 있는 경우는 1.3~1.4배 높게 나타났다. 그러므로 튜브 외표면의 핀밀도는 1299 fpm, 내부 나선홈은 30골이 최적조건임을 알 수 있다. 이 조건을 갖춘 1299 fpm-30 grooves 튜브의 최대 비등 열전달율은 평튜브에 비해 2.3배 더 높게 나타났다. 그리고 내부 나선홈은 홈수와 나선홈 각도의 변화에 따라 비등 열전달계수 값의 변화가 예측되므로 이에 대한 실험적 연구가 한층

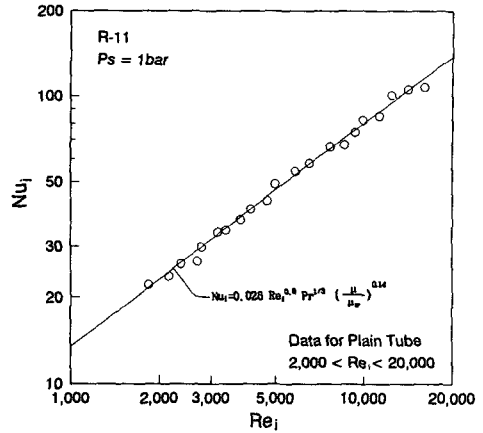


Fig. 11 Water-side correlation

더 요구된다.

4.4 튜브내부 이론해석 및 실험결과 고찰

튜브내부가 평튜브인 경우의 Nusselt수는 Sieder-Tate식에 의해 계산된다.

$$Nu_i = 0.026 Re_i^{0.8} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (18)$$

Fig. 11은 식(18)을 이용하여 계산한 값과 실험으로부터 구한 실험값을 비교한 그래프이다. 그래프로부터 실험데이터는 이론식(18)과 비교적 잘 일치했다.

나선홈이 있는 튜브는 Watkinson⁽⁴⁾의 스파이럴 핀튜브에 대한 이론식 $(0.12 \leq \frac{w}{D_e} \leq 0.52, 9.2 \leq \frac{P}{D_e} \leq 79.2)$ 을 적용하여 Nusselts수를 계산했다.

$$\frac{Nu_e}{Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}} = 0.369 Re_e^{0.62} \left(\frac{P}{D_e} \right)^{-0.27} \left(\frac{w}{D_e} \right)^{0.21} \quad (19)$$

튜브내면에 나선홈이 있는 튜브는 모두 식(19)을 이용하여 Nusselt수를 구하고 Nusselt값으로부터 이론적인 튜브내부 열전달 값을 계산했다. 계산결과 값은 Fig. 12에 나타내었다. 실험값은 대부분 0~20%의 범위에 존재했다. 이와 같은 오차는 본 연구에서 실험한 튜브내부의 나선홈 깊이 및 직경비 $(d/D_i = 0.016)$ 가 참고문헌(4)에서 실험한 나선홈 깊이 및 직경비 $(d/D_i = 0.026)$ 이상)와 다소 상이한 것으로 인하여 생긴 것이다.

그리고 식(16)과 식(19)를 이용하여 이론적인 총 열전달계수 값을 구했다.

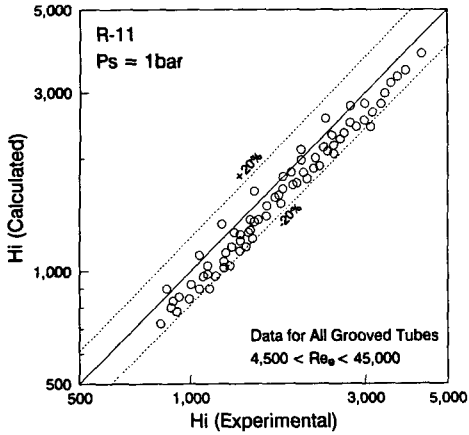


Fig. 12 Comparison between experimental and calculated internal heat transfer coefficient for finned and grooved tubes

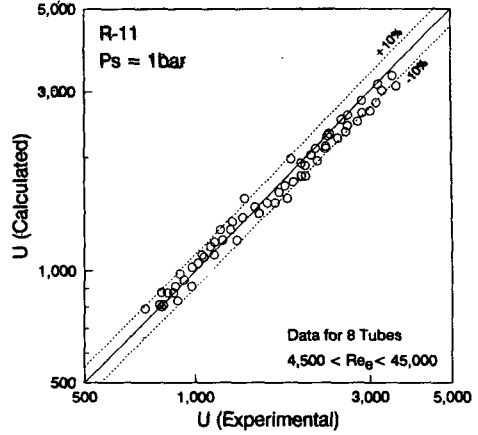


Fig. 13 Comparison between experimental and calculated overall heat transfer coefficient for all finned and grooved tubes

$$\frac{1}{U_i} = \frac{1}{h_o} + \frac{\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2k_w A_{tm}} + \frac{A_o}{h_e A_{eff}} + R_{d,o} + R_{d,i} \left(\frac{A_o}{A_{eff}}\right) \quad (20)$$

튜브내부 막 저항에 대한 유효면적은 다음식과 같다.

$$A_{eff} = A_{un} + \eta_f A_g \quad (21)$$

또한 핀튜브에 대한 열전달계수는 공칭면적 기준으로 나타낼 수 있다.

$$h_i = \frac{h_e A_{eff}}{A_n} = h_e \frac{(A_{un} + \eta_f A_g)}{A_n} \quad (22)$$

그리고 실험데이터로부터의 총 열전달계수 값은 식 (23)으로부터 계산했다.⁽¹⁵⁾

$$\dot{Q}_{avg} = U_i A_i \Delta T_{lm} \quad (23)$$

여기에서,

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{l,in} - T_{hot,in}) - (T_{l,out} - T_{hot,out})}{\ln\left[\frac{(T_{l,in} - T_{hot,in})}{(T_{l,out} - T_{hot,out})}\right]}$$

이다.

Fig. 13은 이론 열전달계수 값을 적용하여 계산한 식 (20)의 결과값과 실험데이터로부터 계산한 식 (23)의 결과값을 비교한 그래프이다. 이 결과로부터 8가지의 핀튜브에 대하여 레이놀즈수가 4,500~45,000의 범위에서 실험하여 얻은 실험값은 이론값의 ±10%의 오차범위에 존재했으며, 비교적 실험데이터와 잘 일치했다.

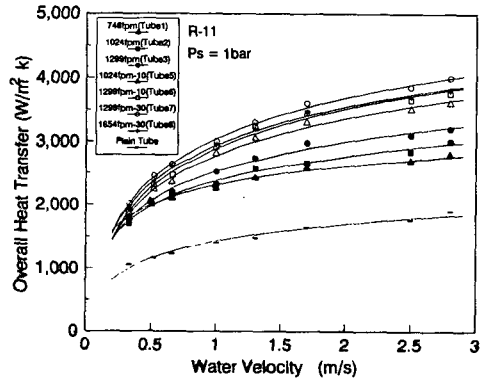


Fig. 14 Measured average overall heat transfer coefficient vs. water velocity for all tubes

4.5 전 핀튜브에 대한 총 열전달계수 값

Fig. 14는 증발시 포화온도 23.6℃에서 R-11 냉매의 총 열전달계수 값을 구하고 그 결과를 튜브내 온수의 유속과의 관계로 나타낸 것이다. 튜브내에 유입되는 온수온도는 40℃로 일정하게 유지했으며 Fig. 13에 나타낸 곡선은 최소자승법에 의해 구한 것이다. 이 결과로부터 비등 열전달계수 값을 핀밀도의 변화에 대하여 고찰하면, 핀밀도가 1299 fpm(Tube 5)인 경우가 748 fpm보다 총 열전달계수 값이 1.3~1.4배 더 높게 나타났으며, 1024 fpm보다는 1.1~1.2배, 1654 fpm보다는 1.05배 더 높게 나타났다. 그리고 나선홈은 30폴인 경우가 없는 경우보다도 1.2~1.4배, 10폴인 경우보다 1.1~1.2배 총 열전달계수 값의 향상을 보였다.

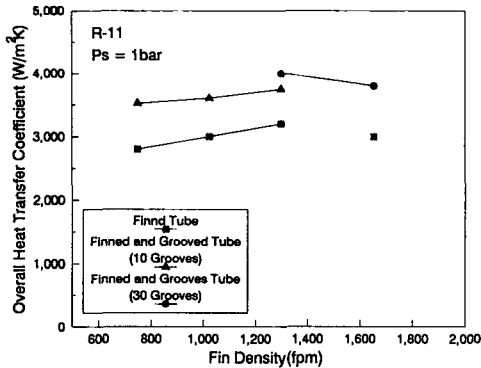


Fig. 15 Effects of fin density and grooves on the overall heat transfer coefficient for boiling

Fig. 15은 온수 유속이 2.8 m/s에서 핀밀도의 변화에 대한 총 열전달계수 값을 나타내고 있다. 그래프의 세개의 곡선중 아래곡선은 튜브내부에는 나선홈이 없고 튜브외부에만 핀이 있는 튜브의 총 열전달계수 값을 나타낸다. 그리고 가운데 곡선은 나선홈이 10골, 위의 곡선은 30골이 있는 경우의 총 열전달계수 값을 나타낸다. 핀밀도가 1299 fpm까지는 핀밀도를 증가시키면 총 열전달계수 값이 증가하나, 1654 fpm에서는 핀밀도를 증가시키더라도 총 열전달계수 값이 감소됨을 알 수 있다. 그리고 튜브내부에 나선홈이 있는 경우가 없는 경우보다 총 열전달계수 값의 1.2~1.4배 증가를 나타낸다. 이와 같은 결과로부터 튜브 내외부에 홈과 핀을 동시에 가공할 경우, 홈에 의해 열전달 표면적을 확대시키고, 또한 홈의 형상이 45°각도의 나선형상이므로 온수의 유동이 소용돌이를 일으켜 총 열전달

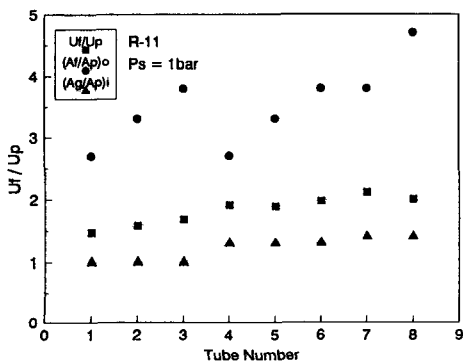


Fig. 16 Overall heat transfer coefficient, tube inner surface area, tube outer surface area of finned tubes

율이 향상되는 것으로 고려된다. 즉, 전조 나선핀 튜브는 튜브 내외부에 홈과 핀을 동시에 가공할 경우 핀에 의해서도 총 열전달율이 향상되며, 홈에 의해서도 동시에 총 열전달율이 향상됨을 알 수 있다. 그러므로 주로 터보 냉동기용으로 많이 사용되고 있는 전조 나선핀튜브는, 총 열전달계수 값의 측면에서 고려할 경우, 튜브외부와 튜브내부에 동시에 핀과 나선홈이 있는 것을 사용하는 것이 바람직한 것으로 고려된다. 그리고 가공단가도 별 차이가 없으므로 경제적인 측면에서도 바람직하다.

Fig. 16은 온수유속이 2.8 m/s에서 평튜브에 대한 핀튜브의 총 열전달계수 값의 비를 나타낸다. 평튜브와 핀튜브의 외표면적비 $(A_f/A_p)_o$ 는 2.6~4.6배의 범위에 있으며, 내표면적비 $(A_f/A_p)_i$ 는 1.3~1.8배까지 향상되고, 튜브내부에 동시에 나선홈이 있음으로 인하여 평튜브에 비해 총 열전달계수가 2.1배까지 향상되었다. 그러므로 튜브내부의 나선홈이 총 열전달계수 값을 향상시킬 수 있는 중요한 변수임을 알 수 있다.

5. 결 론

수평 원형전열관에서 비등 열전달을 최대로 촉진시키기 위하여 튜브 외표면의 핀밀도를 4가지, 내표면의 나선홈을 2가지 조건으로 조합한 총 8가지의 시험튜브를 사용하여 핵비등영역에서 실험을 실시한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 관내부에 홈이 없을 경우 실험치는 Hahne의 이론식의 15% 오차범위에 위치하였으며, 대체적으로 이론값보다 높은 범위에 있었다.

(2) 튜브외부의 핀밀도는 1299 fpm까지는 비등 열전달계수 값이 증가하며, 1299~1654 fpm 범위의 핀밀도에서 최고의 비등 열전달계수 값을 나타내었다.

(3) 핀밀도가 1299 fpm인 경우 748 fpm보다 총 열전달계수 값이 1.3~1.4배 더 높게 나타났으며, 1024 fpm보다는 1.1~1.2배, 1654 fpm보다는 1.1배 더 높게 나타났다.

(4) 튜브내부의 나선홈은 30골인 경우가 최고의 총 열전달계수 값을 나타내었다. 이 경우 나선홈이 없는 경우보다 1.2~1.4배 더 높게 나타났으며, 10골의 경우보다는 1.1~1.2배 높게 나타났다.

(5) 최고의 총 열전달계수 값은 1299 fpm-30 grooves의 시험튜브로서 온수유속이 2.8 m/s에서

약 $4000 \text{ W/m}^2\text{K}$ 를 나타내었다. 이 값은 평튜브에 비해 2.1배 상승한 값이다.

후 기

이 논문은 '1991년도 교육부 지원 한국학술진흥재단(KRF)의 자유공모과제(지방대학육성) 학술연구 조성비'에 의하여 연구되었으며 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) 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.
- (2) Hnhne, E., Chen Qiu-Rong and Windisch, R., 1991, “Pool Boiling Heat Transfer on Finned Tubes-an Experimental and Theoretical Study” *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 34, No. 8, pp. 2071~2079.
- (3) Fujita, Y., Ohta, H., Hidaka, H. and Nishikawa, K., 1986, “Nucleate Boiling Heat Transfer on Horizontal Tubes in Bundle,” *Proc. 8th IHTC*, San Francisco, pp. 2131~2136.
- (4) Watlomspm. A. P., Miletti, D. L. and Tarasoff, P., 1975, “Turbulent Heat Transfer and Pressure Drop in Internally Finned Tubes,” *AICHE Symposium Series*, Vol. 69, No. 131, pp. 94~103.
- (5) Watkinson, A. P., Miletti, D. L. and Kubanek, G. R., 1975, “Heat Transfer and Pressure Drop of Froge-Fin Tubes in Turbulent Air Flow,” *Paper Presented at the Semi-Annual Ashrae Meeting*, Atlantic City, N. J., 26~30 January.
- (6) Watkinson, A. P., Miletti, D. L. and Kubanek, G. R., 1975, “Heat Transfer and Pressure Drop of Internally Finned Tubes in Laminar Oil Flow,” *AICHE-ASME Heat Transfer Conference, San Francisco, California*, pp. 1~9.
- (7) Mikic, B. B. and Rohsenow, W. M., 1969, “A New Correlation of Pool-Boiling Data Including the Effect of Heating Surface Characteristics,” *J. Heat Transfer* 91, pp. 245~250.
- (8) Han, C. Y. and Griffith, P. 1965, “The Mechanism of Heat Transfer in Nucleate Pool Boiling,” Parts I and II, *Int. J. Heat and Mass Transfer* 8, 887~914.
- (9) Knabe, V., 1983, *Zum Einflub der Heizflächenrauigkeit aut den Wärmeübergang and die Maximale Warmestromidche beim Blasensiden*, Diss Universitat, Paderborn.
- (10) Stephan, K., 1988, *Wärmeübergang Beim Kondensieren undbeim Sieden*, Springer, Berlin.
- (11) Zuber N., 1959, *Hydrodynamic Aspects of Boiling Heat Transfer*, U. S. AEC Rep., AECU 4439.
- (12) Kubler, M. Bierer, M. and Hahne, E., 1987, “Heat Transfer from Finned and Smooth Tube Heat Exchanger Coils in Hot Water Stores,” *ISES solar World Congress*, Hamburg.
- (13) 조동현, 1989, “강제대류 열전달에 관한 실험,” MS, 부산대학원.
- (14) Mikowycx, W. J. and Sparrow, E. M., 1966, “Condensation Hear Transfer in the Presence of Noncondensables, Interfacial Resistance, Superheating, Variable Properties, and Diffusion,” *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 9, 1255~1144.
- (15) Holman, J. P., 1976, *Heat Transfer-Fourth Edition*, McGraw-Hill Book Company, Chapter 10, pp. 437~454.