

응축기용 낮은 핀관의 내부 나선 홈에 의한 응축 열전달 성능과 압력손실에 관한 연구

한 규 일 · 조 동 현*

부경대학교 제어기계공학과 · 대진대학교 기계설계공학과*

(1998년 2월 26일 접수)

A Study on the Condensation Heat Transfer and Pressure Drop in Internally Grooved Tubes Used in Condenser

Kyuil Han and Dong-Hyun Cho*

Department of Control and Mechanical Engineering, Pukyong National University,
Department of Mechanical Design Engineering, Dae-Jin University*

(Received February 26, 1998)

Keywords : Integral-Fin Tube(전조 나선핀 튜브), Condensation Heat Transfer Coefficient(응축 열전달 계수), Pressure Drop(압력강하)

Abstract

Heat transfer performance improvement by fin and grooves is studied for condensation of R-11 on integral-fin tubes. Eight tubes with trapezoidally shaped integral-fins having fin density from 748 to 1654fpm(fin per meter) and 10, 30 grooves are tested. A plain tube having the same diameter as the finned tubes is also used for comparison.

R-11 condensates at saturation state of 32 ℃ on the outside tube surface cooled by inside water flow. All of test data are taken at steady state. The heat transfer loop is used for testing single long tubes and cooling is pumped from a storage tank through filters and flowmeters to the horizontal test section where it is heated by steam condensing on the outside of the tubes. The pressure drop across the test section is measured by manometer and pressure gauge.

The results obtained in this study is as follows :

1. Based on inside diameter and nominal inside area, overall heat transfer coefficients of finned tube are enhanced up to 1.6 ~ 3.7 times that of a plain tube at a constant Reynolds number.
2. Friction factors are up to 1.6 ~ 2.1 times those of plain tubes.
3. The constant pumping power ratio for the low integral-fin tubes increase directly with the effective area to the nominal area ratio, and with the effective area diameter ratio.
4. A tube having a fin density of 1299fpm and 30 grooves has the best heat transfer performance.

기호설명

서 론

<i>A</i>	열전달 표면적 (m^2)
<i>b</i>	그루브 사이의 평균거리 (m)
C_p	냉각수 비열 ($kJ/kg K$)
<i>D</i>	튜브 직경 (m)
<i>fpm</i>	핀밀도 (fins per meter)
<i>g</i>	중력상수 ($9.81 m/s^2$)
<i>h</i>	대류열전달계수 (W/m^2K)
h_{fg}	증발잠열 (J/kg)
k_w	열전도계수 (W/mK)
\dot{m}_c	응축액의 질량유동율 (kg/s)
<i>L</i>	튜브길이
<i>Nu</i>	Nusselt수
<i>P</i>	피치 (m)
<i>Pr</i>	프란틀수
<i>Q</i>	열전달율 (W)
<i>Re</i>	레이놀즈수
<i>T</i>	온도 ($^{\circ}C$)
<i>U</i>	총열전달계수 (W/m^2K)
<i>V</i>	유속 (m/s)
η_f	핀 효율
μ	점성계수 (J/kg)
π	상수 (3.14159)
ρ	밀도 (kg/m^3)

하첨자

<i>avg</i>	: 평균
<i>c</i>	: 응축
<i>cool</i>	: 냉각수
<i>e</i>	: 등가
<i>eff</i>	: 유효 단면적
<i>f</i>	: 핀 튜브
<i>i</i>	: 튜브 내부
<i>in</i>	: 입구
<i>lm</i>	: 대수 평균
<i>n</i>	: 공칭
<i>o</i>	: 튜브 외 표면
<i>out</i>	: 출구
<i>p</i>	: 평 튜브
<i>w</i>	: 벽

나선 핀 튜브(integral-fin tube)는 냉동 공조 장치의 증발기나 응축기, 그리고 화학 플랜트, 보일러, 원자로등의 공업 분야에서 널리 사용되고 있다. 따라서 나선(螺旋)핀 튜브의 응축이나 비등 현상 중 열교환기의 성능에 큰 영향을 미치는 핀 밀도와 높이 그리고 나선 홈 형상등을 최적화하는 것이 매우 중요하며, 또한 효율 상승을 위해서 이 분야의 연구가 절실히 요구되고 있다. 오늘날에는 이러한 냉동 공조 장치의 전열 효율 향상을 위해 다양한 형상과 규격을 가진 나선 핀 튜브가 개발되어 사용되고 있다. 이러한 나선 핀 튜브들은 튜브의 표면에 여러 형태의 기하학적 형상을 가진 핀을 가공하여 전열 표면을 넓히거나, 튜브 내부에 나선 홈을 가공하여 전열효율을 증대시키고 있다. 튜브의 내부 나선 홈에 의한 열전달 특성과 압력손실에 관한 연구 동향을 살펴보면, 강제대류의 열전달 효과를 향상시키기 위한 연구에서 Patankar¹⁾는 이중 동심 원관에 직선형핀을 설치하여 열전달계수와 마찰계수에 대하여 수치해석을 하였으며, 인공 조도에 의한 열전달 촉진 및 압력손실에 관한 연구에서는 Webb²⁾이 작동 유체의 유동 방향과 직각이 되게 홈을 가공한 진열관을 사용하였고, Manbach³⁾는 이중 동심 원관 내에서는 압력강화와 열전달 특성을 규명하였다. 그리고 Han⁴⁾은 평행판에 성형된 단면이 직사각형인 홈에 대하여 해석하였다. 일반적으로 유동 방향과 직각이 되게 홈이 가공된 전열관은 마찰로 인한 압력손실이 크기 때문에 이것의 완화책으로 나선형의 홈을 갖는 연구가 시작 되었다. Manglik⁵⁾, Withers⁶⁾는 특히 나선각, 홈의 피치 및 개수 등을 최적화하였다. Watkinson⁷⁻⁹⁾은 동튜브를 이용하여 튜브 내면에서 냉각수를 난류 유동상태에서 5종류의 튜브 크기와 17종의 핀형상에 대하여 실험하였다. 그 결과 유효 열전달 면적을 크게 하기 위해서 홈 깊이를 깊게하면, 압력손실이 증가하게 되어 펌프 동력이 상승하게 되므로, 열전달을 상승과 펌프 동력을 고려한 최적의 홈 깊이를 규명하는 것이 필요하다고 보고하고 있다. 그리고 튜브 내에서의 유동이 난류가 되면 열전달율이 상승하는 실험적

결과로부터 튜브 내에서 난류가 발생하도록 핀의 각도와 간격을 조정하는 것이 중요하다. 나선 핀 튜브에 대한 국내 외적인 연구 동향은 두가지로 분류할 수 있다. 첫째는 튜브 외표면에만 나선 핀이 있고 튜브내부는 평튜브인 경우이고, 둘째는 튜브 외표면은 평튜브이고 튜브 내부에만 나선 홈이 있는 경우이다. 그러나 국내외적으로 튜브 내외부에 동시에 나선 핀과 홈이 있는 경우에 대해서는 아직까지 연구 보고가 되지 않고 있는 실정이다. 그러므로 본 연구에서는 내 외부 동시에 나선 핀과 홈이 있는 튜브에 대하여 연구를 했다.

그리고 비교를 위해 튜브 외부에만 나선 핀이 있는 튜브에 대해서도 연구를 했다. 본 연구에 이용한 튜브는 평튜브와 핀밀도가 다른 4가지의 외표면에서만 핀이 있는 튜브, 그리고 핀밀도 및 나선 홈수가 다른 5가지의 내 외부 동시에 핀이 있는 튜브이다. 이와 같은 튜브에서 튜브 내부 나선 홈에 의한 용축열전달 특성과 압력손실에 대하여 기술했다. 튜브 내부에 나선홈이 있을 경우, 나선 홈에 의한 열전달 표면적 증가 및 난류를 형성한 냉각수 유동에 의하여 열전달 성능이 향상된다. 이와 동시에 압력손실이 증가하므로 펌프동력도 증가하게 된다. 그러므로 튜브 내부의 나선 홈에 대한 해석은 펌프동력을 고려한 열전달 성능을 연구했다.

이론해석

튜브 내경과 등가 직경을 기준으로 한 마찰 계수는 다음식으로부터 구했다.

$$f = \frac{2D\Delta P}{\rho LV^2} \quad (1)$$

튜브 내부에 핀이 있는 경우에 핀의 영향에 의해 튜브 벽면에서는 유속이 감소된다. 이러한 유동의 경우 Ornatski¹⁰⁾, Bergles¹¹⁾에 의해 속도 분포를 계산한 식은, 다음과 같다.

$$\frac{V_f}{V} = 1.22 \left(\frac{b}{D_f} \right)^{0.25} \left[1 - e^{-\frac{15.26}{b+2x}} \right] \quad (2)$$

즉 튜브 내면의 속도와 평균 속도비를 핀 간격 b

와 등가 직경, 그리고 핀 높이의 함수로 나타낼 수 있다. 스파이럴핀 튜브에 대한 마찰계수는 피치와 직경비 (P/Di)와의 관계로써 나타낼 수 있다. 5000 $\leq Re_i \leq 75000$ 과 $92 \leq \frac{P}{D_i} \leq 79.2$ 인 경우 등가마찰계수는 다음식으로 나타낼 수 있다.

$$f_e = \frac{0.614}{Re^{0.39} \left(\frac{P}{D_e} \right)^{0.2}} \quad (3)$$

평튜브인 경우의 Nusselt수는 Sieder - Tate식에 나타낼 수 있다.

$$Nu_i = 0.026 Re^{0.62} Pr^{0.7} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (4)$$

Watkinson⁷⁾등에 의하면 스파이럴핀 튜브 (0.12 $\leq \frac{b}{D_e} \leq 0.52$: 9.2 $\leq \frac{P}{D_e} \leq 79.2$)인 경우에 Nusselt 수를 다음과 같은 결과식을 제안했다.

$$\frac{Nu_e}{Pr^{0.3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}} = 0.369 Re_e^{0.62} \left(\frac{P}{D_e} \right)^{-0.27} \left(\frac{b}{D_e} \right)^{0.21} \quad (5)$$

열교환기의 설계에서 펌프 동력을 고려할 경우, 평튜브와 핀튜브의 열전달 성능은 일정한 펌프동력하에서 비교되어야 한다. Bergles¹¹⁾은 평튜브의 펌프동력은 다음으로 구했다.

$$(A_{xs} Re_i^3 f_i)_f = (A_{xs} Re_i^3 f_i)_p \quad (6)$$

$f_{i,o}$ 에 대한 Blasius방정식을 대입하면 다음식과 같이 된다.

$$Re_{i,p} = \left[12.64 \left(\frac{A_{xs,f}}{A_{xs,o}} \right) Re_{i,f}^3 f_{i,f} \right]^{0.364} \quad (7)$$

이 값은 펌프동력이 핀튜브의 동력과 같은 평튜브에 대한 등가 Reynolds수이다. 일정 펌프동력의 함수 형태 $\left(\frac{h_{i,f}}{h_{i,o,p}} \right)$ 는 열전달계수와 평튜브와 핀튜브의 마찰계수, 그리고 식(7)을 최적화하므로써 계산된다.

스파이럴 핀튜브인 경우는 식(8)에 의해 구했다.

$$\left(\frac{h_{i,f}}{h_{i,p}}\right)_p = 7.8 \frac{A_{eff}}{A_n} \frac{\left(\frac{D_e}{D_i}\right)^{0.04} \left(\frac{b}{P}\right)^{0.21}}{Re_i^{0.13}} \quad (8)$$

근사값으로는 다음식으로 주어진다.

$$\left(\frac{h_{i,f}}{h_{i,p}}\right)_p = \frac{A_f}{A_n} \frac{\left(\frac{b}{P}\right)^{0.21}}{Re_i^{0.13}} \quad (9)$$

실험장치 및 방법

1. 실험장치

Fig. 1은 응축열전달 성능측정용 실험장치의 개략도이다. 실험장치는 CFC-11 보일러(1), 시험구간(6), 보조응축기(7), 냉매유량계(8,9), 냉각수

유량계(10,11) 그리고 CFC-11 냉매 순환회로와 냉각수 순환회로 구성된다. Fig. 2는 시험구간을 나타낸다. 시험구간은 내경 125mm, 길이 200mm의 원통을 수평으로 설치했으며, 이 내부에 외경 19mm, 내경 16.5mm의 핀튜브를 동축 방향으로 설치했다. 핀튜브 내부에는 냉각수가 흐르며, CFC-11증기 냉매는 시험 전열관의 외표면에서 냉각수와 열교환에 의해 응축이 된다. 그리고 냉각장치를 위한 냉각수 순환장치와 보조 응축기 내부에 순환되는 냉각수 순환장치로 구성되어 있다. 냉각수는 0.75kw의 냉각수 펌프를 가동시켜 시험구간 및 제라인을 강제순환시킨다. 물탱크로부터 펌프체 의해 강제순환하는 냉각수는 시험구간 입구에서 압력 및 온도를 측정하게 된다. 시험구간으로 유입되는 냉각수는 시험구간 내에서 CFC-

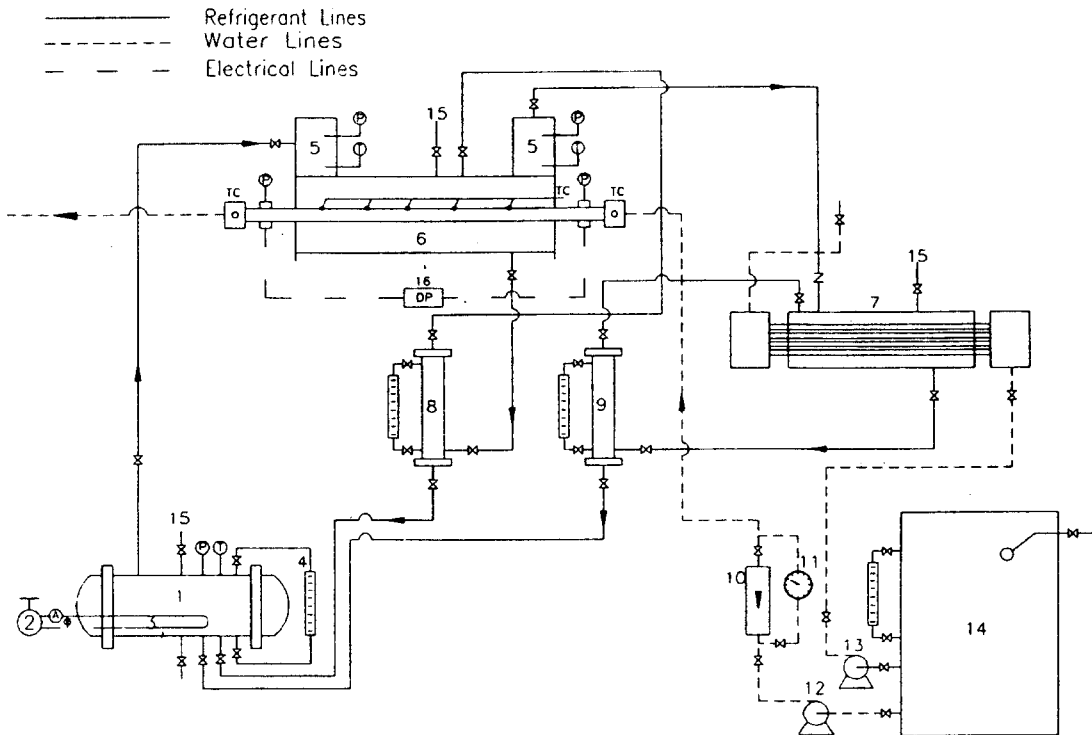


Fig. 1. Schemetic Diagram of Experimental Apparatus.

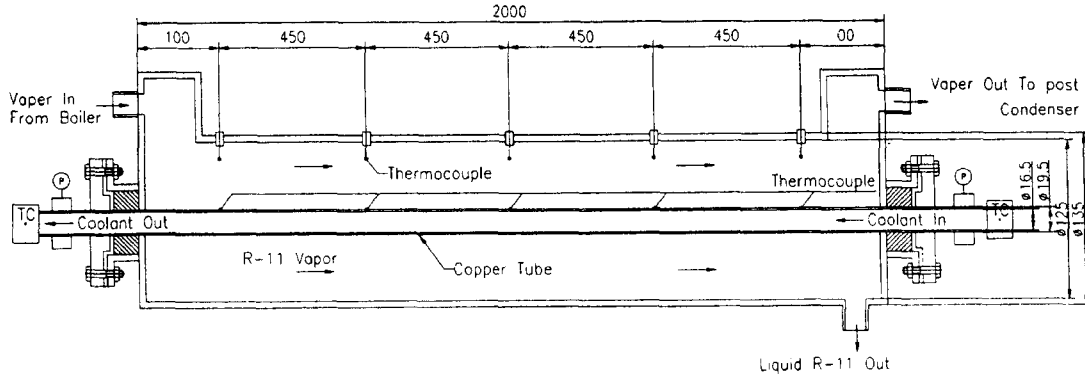


Fig. 2. Sectional View of Test Section.

11증기와 열교환을 하게 되고, 시험구간으로부터 유출된 냉각수는 온도와 압력을 측정하고 외부로 배출하게 된다. 냉각수는 유량 제어밸브에 의하여 일정한 유량이 시험구간 내에 흐르게 하고, 시험구간 입구에 체적식 유량계와 계수형 유량계를 설치하여 100 ~ 900 l/hr 범위까지는 체적식 유량계를 이용하여 측정하고 900 ~ 5000 l/hr의 범위는 계수형 유량계로 측정했다. 그리고 냉각수의 과부하를 방지하기 위하여 바이패스관을 설치했다. 터보냉동기에 사용되고 있는 핀튜브는 대략 1000 ~ 3500mm의 길이에서 사용되고 있으므로 본 연구에서는 이것의 중간 크기인 2000mm를 선정했다. 그리고 실제 터보냉동기의 핀튜브에서 열교환이 일어나고 있는 조건을 최대한으로 유지했다. 증기유로는 통로 내부의 유동현상을 직접 관측하기 위해, 통로의 1000mm되는 곳의 양 옆면에 직경 125mm의 구멍을 뚫어 두께 10mm의 경화 유리를 부착했다. 시험구간의 통로 내부에는 증기의 온도를 측정하기 위해 450mm간격으로 5 곳에 구리-콘스탄탄 열전대를 설치했다. 그리고 시험튜브의 표면 온도는 튜브길이 방향에서 450mm 간격으로 5점, 각 단면에서 튜브 윗부분을 0°로 기준으로 하여 시계방향으로 0°, 90°, 180° 위치에 3점씩 측정하여 평균값을 취했다. 시험튜브 표면에 Fig. 3과 같이 폭 2mm, 길이 0.3mm, 길이 20mm의 홈을 내어 열전대의 접점을 완전히 홈에 접착시킨후, 은납으로 완전히 채우고 24시간 경과한 후에 외부 교란을 방지하기 위하여 에폭시 수지로 덮었다. 냉각수 입·출구

온도는 평균 체적온도를 측정하기 위하여 직경 40mm, 길이 400mm크기의 디스크와 도우넛형 열교환 장치에서 3점의 온도를 측정하여 평균값을 취했다. 위의 모든 열전대선의 냉점을 통해 보정하였고, 열전대선을 A/D 변환기를 통해 컴퓨터에 연결하여 1/10℃까지 정확한 값을 얻을 수 있도록 했다. 그리고 시험구간의 상단 1800mm 지점에 공기 배출 밸브를 설치하여 시험구간내의 비응축 가스인 공기를 배출하도록 했다¹²⁾. 튜브 내부의 압력손실값을 측정하기 위해 시험구간 입구와 출구의 상부에 직경 1mm 크기의 구멍을 내고 마노메타와 연결할 수 있는 관을 설치하였다. 마노메타는 직경 8mm, 길이 1200mm이며, 측정용 액체는 수은이다. 그리고 마노메타에서 측정 한 값과 비교하기 위하여 1/100kg/cm² 까지 계측할 수 있는 브른돈식 압력계를 시험구간 입구와 출구에 설

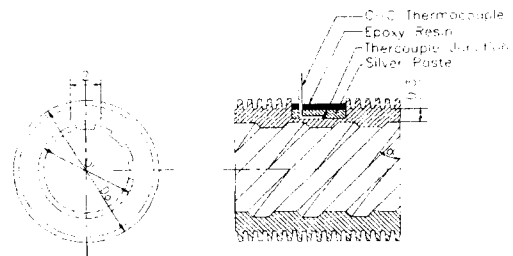


Fig. 3. Details of Thermocouple Junction Point on Finned Tubes.

치했다. 시험구간 입구와 출구에서 측정한 값으로부터 압력손실값을 계산하고 이 값으로부터 마찰손실 계수를 구했다.

2. 실험 재료

실험에 사용한 튜브 규격은 표1과 같다. 튜브 규격에 대한 표시는 Fig. 4와 같으며, Fig. 5a는 외부에만 핀이 있는 튜브를 나타낸 사진이며, Fig. 5b는 튜브 내 외부에 각각 나선핀과 나선홈이 있는 튜브를 나타낸다. 이와 같이 튜브 외표면 및 내표면의 핀과 홈 형상에 따른 열전달율을 측정하기 위해, 튜브 외표면 핀밀도가 748, 1024, 1299, 1654fpm인 튜브를 선택하고, 내표면에는 10골과 30골이 있는 튜브를 선택했다. 첫째 조건으로 튜브 외표면에만 핀이 있는 형상을 선택하여 열전달율을 측정했다. 그리고 둘째 조건으로 튜브내 외

Table 1. Geometric Specifications of Low Fin - Tube

Tube No.	Tube Specification		Fin Density	Specification			Area ratio (A _f /A _p)	Grooves			
	D _o	D _i		P _t	t	φ		No.	d	b	(A _g /A _p)
	mm	mm	fpm	mm	mm	deg		mm	mm		
1	18.9	15.5	748	1.34	1.3	10	2.63				
2	18.9	15.5	1024	0.96	1.3	10	3.33				
3	18.8	15.5	1299	0.77	1.3	5	3.80				
4	18.8	15.5	1654	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	1024	0.96	1.3	10	3.33	10	0.30	2.28	1.32
7	18.8	15.5	1299	0.77	1.2	3	3.80	10	0.30	2.28	1.32
8	18.8	15.5	1299	0.77	1.2	3	3.80	30	0.30	0.79	1.42
9	18.8	15.5	1654	0.46	1.2	3	4.60	30	0.30	0.79	1.42
10	19.0	16.5		(Plain Tube)							

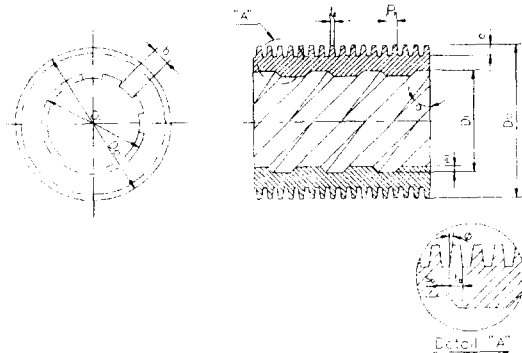
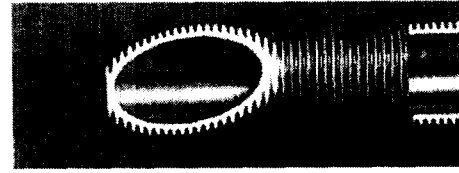
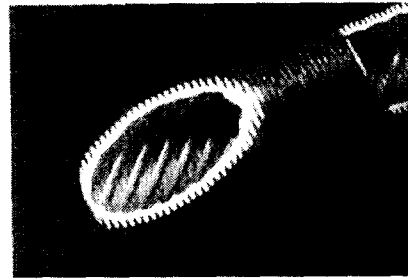


Fig. 4. Cross Section of Finned and Grooved Tube.



(a) Finned tube



(b) Finned and Grooved tube

Fig. 5. Photograph of Finned Tube and Finned and Grooved Tube.

표면 동시에 핀과 홈이 있을 때, 셋째 조건으로 튜브의 표면의 핀 수는 동일하고 튜브 내부의 골 수를의 변화시켰을 때의 열전달율을 측정했다. 이 결과로부터 열전달율이 최고가 되는 최적 조건의 핀과 홈 형상을 규명 하였다. 그리고 핀의 아홉가지 조건을 선택하여 실험한 결과 값과 평튜브의 열전달율을 비교하여, 얼마 만큼의 열전달율이 상승하는가를 규명한다. 또한 튜브 내면의 골의 영향에 의한 압력손실값을 규명하였다.

3. 실험방법

응축실험 방법은 가변 전압기(Slidax)를 통해 일정한 전기에너지를 CFC - 11냉매보일러에 있는 전기 가열장치에 공급한다. 이렇게 일정하게 공급되는 전기 에너지는 증발기 내에 있는 냉매 CFC - 11을 증발시킨다. 증발된 CFC - 11증기는 주증기밸브를 통과하여 증기 유속 완충장치(vapor tank)에 유입된다. 이 증기 유속 완충장치에서 증기의 유속을 일정하게 유지시키고 또한 증류 유동조건으로 유지한다. 증기 유속 완충장치에서 형성되어 있는 순수 포화증기를 시험구간의 관로 속에 통과시키고 동튜브 내부에 냉각수를 통과

시켜, 동튜브 외부의 CFC-11 증기와 동튜브 내부에 흐르는 냉각수가 열교환이 일어나도록 되어 있다. 시험구간 내에서 CFC-11 증기의 대부분이 응축되고 난 후, 응축되지 않은 나머지 증기들은 보조 응축기에서 완전히 응축하게 되며, 시험구간에서 응축된 액체 냉매는 응축액 유량 측정장치에서 응축액량을 측정하고 난 후 증발기로 순환되며, 보조 응축기에서 응축된 CFC-11 냉매는 보조 응축기용 CFC-11 냉매 측정 장치를 통과하면서 응축액량을 측정하고 증발기로 순환된다. 시험구간에서 증기가 응축되면서 잃은 에너지 평행이 되도록 예비실험을 하고, 보조 응축장치에서도 동일한 예비실험을 한다. 이와 같은 실험절차에 의해 적합한 총입력전기 에너지와 냉각수가 얻은 총출력에너지의 평형 관계점을 찾아낸다. 또한 증발기에서 발생한 증기의 질량과 시험구간에서의 응축에 의한 응축의 질량과의 평형 즉, 질량이 보존되는가를 측정한다. 이와 같은 실험 절차에 의해 적합한 총입력전기 에너지와 냉각수가 얻은 총출력에너지의 평형 관계점을 찾아낸다. 또한 증발기에서 발생한 증기의 질량과 시험구간에서의 응축액의 질량과의 평형 즉, 질량이 보존되는가를 측정한다. 이와 같이 모든 예비실험의 측정자료를 이용하여 미세한 조정을 함으로써, 순환 실험장치가 완전히 정상상태에 도달한 후 측정 실험을 수행했다. 그리고 모든 실험 중 냉매가 응축시 잃은 열량과 냉각수가 얻은 열량의 에너지 균형은 $\pm 8\%$ 범위에서 유지되었다.

결과 및 고찰

1. 압력손실

튜브 내표면에 나선 홈을 가공할 경우 열전달 표면적 증가와 난류유동에 의해 열전달률이 향상되는 것은 사실이나, 난류유동에 의해 압력손실값의 증가로 인하여 펌프동력이 증가하게 된다. 그러므로 나선 홈에 의한 열전달을 증가와 압력손실을 비교 분석하는 것이 필수적이다. Fig. 6과 7은 응축열전달 실험에서 압력손실값을 측정 한 실험 데이터를 나타낸다. Fig. 6은 나선 홈이 없는

1024fpm 튜브와 나선 홈이 10골 있는 1024fpm-10grooves 튜브의 압력손실값을 나타낸다. 그래프로부터 레이놀즈수가 증가함에 따라 나선 홈이 없는 경우보다 있는 경우가 현저히 압력손실이 증가함을 보이고 있다. Fig. 7에서는 나선 홈이 10골 있는 경우와 30골 있는 경우의 압력손실값을 나타내고 있다. 이 실험데이터에서는 나선 홈이 30골이 있는 경우의 압력손실값이 10골 있는 경우보다 적게 나타났다. 반면에 열전달율은 더 높았다. 압력손실값은 적으므로 보다 더 좋은 조건임을 보이고 있다. 이러한 사실은 나선 홈이 30골인 경우 전 열표면적 증가와 압력손실을 적게 하면서, 또한

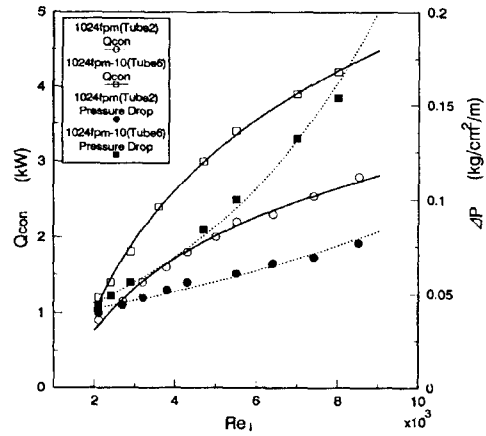


Fig. 6. Comparison of Heat Transfer and Pressure Drop at Condensation.

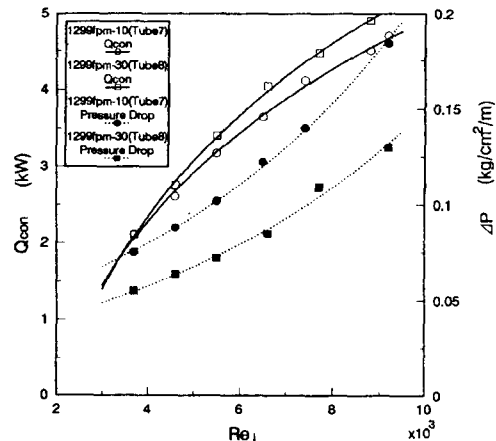


Fig. 7. Comparison of Heat Transfer and Pressure Drop at Condensation.

난류유동을 향상시키기에는 10폴 보다 더 좋은 조건임을 알 수 있다. 그러나 최적조건의 나선 홈을 규명하기 위해서는 여러 가지 나선홈수에 대한 실험적 고찰이 더 필요한 것으로 사료된다.

Fig. 8은 나선 홈의 영향에 의한 마찰계수값을 나타내었다. 등가직경을 기준으로 한 마찰 계수값은 식(10)과 실험데이터로부터 계산된다.

$$f = \frac{D\Delta P g_c}{2\rho LV^2} \quad (10)$$

내경을 기준으로 할 경우, 튜브 내표면에 나선 홈이 있는 경우와 없는 경우의 마찰계수값의 비는 나선 홈이 10폴인 경우는 $f/f_{i,o} = 1.7 \sim 2.1$ 그리고 30폴인 경우는 $f/f_{i,o} = 1.6 \sim 1.9$ 이다. 레이놀즈수가 높을수록 마찰계수는 크게 감소함을 보이고 있다. 등가직경을 기준으로한 마찰계수값은 Blasius식으로부터 얻은 값보다 좀더 높게 나타난다.

$$f_e = \frac{0.0791}{Re} \quad (11)$$

Blasius식보다 마찰계수값이 높게 나타난 것은 핀튜브의 유동양식의 해석이 충분히 등가 직경의 개념으로 해석되지 않은 것으로 고려된다.

Fig. 9는 일정한 펌프동력하에서 핀튜브의 나선 홈이 있는 튜브와의 열전달 성능을 비교한 값을 나타낸다. 레이놀즈수가 2000~7000의 범위에서

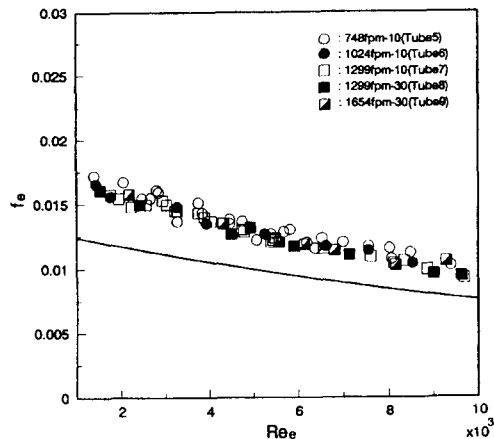


Fig. 8. Friction Factors for Inner Fin Tubes at Condensation.

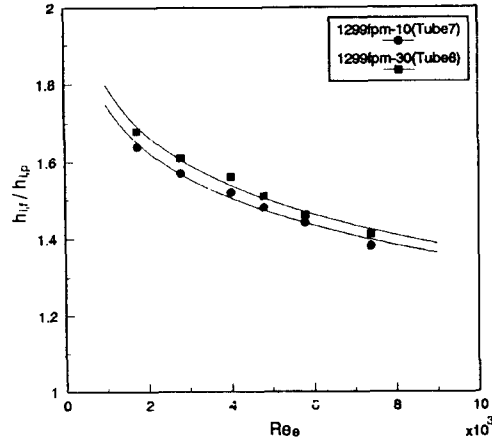


Fig. 9. Performance of Inner Fin Tube for Constant Pumping Power at Condensation.

는 응축열전달계수비가 1.4~1.7범위에 있다. 나선 홈이 10폴인 경우와 30폴인 경우, 근사한 값을 나타내고 있다.

2. 총 열전달 계수

시험구간을 통과한 단위 시간당의 응축량(m_c)에 의한 응축열(Q_c)은 다음식에 의해 구했다.

$$Q_c = m_c \dot{h}_{fg} \quad (12)$$

여기서 $\dot{h}_{fg} = h_{fg} + 0.68C_p(T_s - T_w)_{avg}$ 이다. 시험구간과 보조응축기의 내부로 흐르는 냉각수가 얻은 에너지량 (Q_{cool})은 각각의 열교환기를 통과하는 단위 시간당의 냉각수 유량에 따라서 다음식으로 구했다.

$$Q_{cool} = M_{cool} C_{p,cool} (T_{in} - T_{out})_{avg} \quad (13)$$

이와 같은 조건하에서 측정된 데이터로부터 식(14)를 이용하여 평균 응축열전달값을 산출했다.

$$h_c = \frac{Q_{avg}}{A_o \Delta T} = \frac{(Q_c + Q_{cool})/2}{A_o (T_s - T_w)_{avg}} \quad (14)$$

여기서 $A_o = \pi D_o L$ 이다. 그리고 총열전달계수값은 식(15)로부터 계산했다¹³⁾.

$$Q_{avg} = U A_i \Delta T_{lm} \quad (15)$$

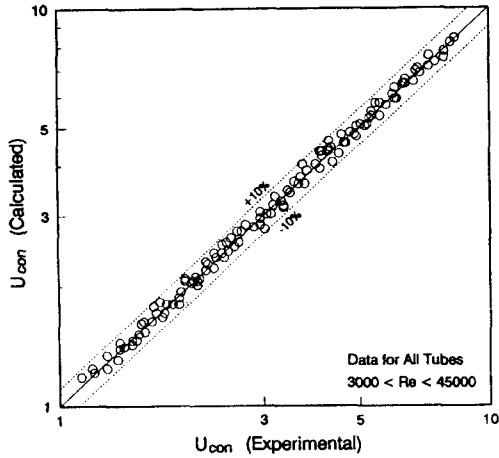


Fig. 10. Comparison between Experimental and Calculated Overall Heat Transfer for All Finned and Grooved Tubes.

여기서 $\Delta T_{lm} = \frac{(T_{c,in} - T_{cool,out}) - (T_{c,out} - T_{cool,in})}{\ln[(T_{c,in} - T_{cool,out}) - (T_{c,out} - T_{cool,in})]}$ 이다.

Fig. 10은 이론 총열전달계수값과 실험으로부터 구한 총열전달계수값을 비교한 그래프이다. 이론 총열전달계수값은 식(16)을 이용하여 계산했다.

$$\frac{1}{U_i} = \frac{1}{h_o} + \frac{\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2k_w A_{lm}} + \frac{A_o}{h_a A_{eff}} + R_{d,o} + R_{d,i} \left(\frac{A_o}{A_{eff}}\right) \quad (16)$$

그리고 실험 총열전달계수값은 식(15)를 이용하여 계산했다.

9가지의 핀튜브에 대하여 레이놀즈수가 4500 ~ 45000의 범위에서 실험하여 얻은 실험값은 이론값의 $\pm 10\%$ 의 오차범위에 존재했으며, 실험데이터는 이론값과 비교적 잘 일치했다. 이 결과로부터 이론 및 실험에서 구한 총열전달계수값은 평튜브와 핀튜브의 열전달 성능비를 비교 분석하는데 이용된다.

Fig. 11은 튜브 외부에 응축시 포화온도 32℃로 일정하게 유지하고, 또한 튜브 내부의 냉각수 입구온도를 18℃로 일정하게 유지한 상태에서 총열전달계수값을 구하여 그 결과값을 냉각수의 유속과의 관계로 나타낸 것이다. 이 결과로부터 튜브 외부에서 최고 열전달율값을 나타낸 1299fpm 튜브의 총열전달 계수값은 748fpm 튜브보다 1.2~

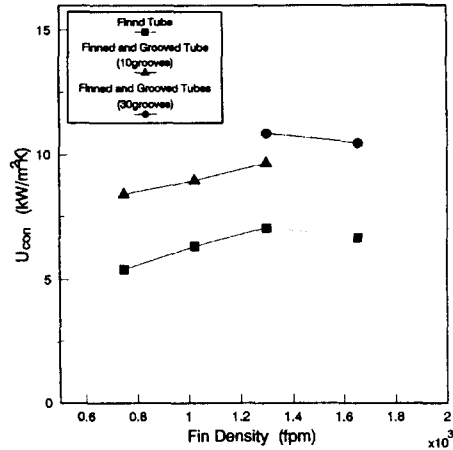


Fig. 11. Measured Average Overall Heat Transfer Coefficient vs. Water Velocity for All Tubes.

1.3배 더 높게 나타났으며, 1024fpm 튜브 보다는 1.1~1.3배 정도 높게 나타났다. 그리고 평튜브에 비해 2.0~2.6배 더 높게 나타났다. 그리고 모든 튜브 중 최고의 총열전달계수값을 나타낸 1299 fpm - 30grooves 튜브는 평 튜브보다 3.0~3.7배 향상되었다.

Fig. 12는 온수 유속이 3m/s에서 핀밀도 홈수의 변화에 대한 총열전달계수값을 나타낸다. 튜브 외 표면에서 응축열전달율을 촉진시키는 데는 핀밀도가 최대의 변수임이 이미 고찰되었다. 1299fpm,

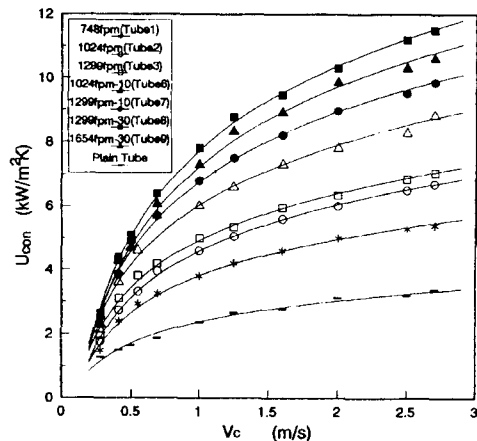


Fig. 12. Effects of Fin Density and Grooves on the Overall Heat Transfer Coefficient for Condensation.

1299fpm - 10grooves, 1299fpm - 30grooves 튜브는 외부의 핀밀도가 동일하기 때문에, 튜브 내부에 나선 홈이 없는 경우와 나선 홈이 10골 있는 경우 그리고 30골 있는 경우에 대하여 총열전달계수값의 변화를 고찰할 수 있다. 실험결과로부터 나선 홈수가 응축 열전달을 촉진시키는 큰 변수임을 알 수 있다. 즉 1299fpm - 30grooves 튜브는 나선 홈이 없는 1299fpm 튜브보다 총열전달계수값이 1.6배 더 증가했으며, 10골 있는 1299fpm - 10grooves 튜브 보다는 1.2배 더 증가했다. 사용 조건적인 측면에서 홈의 형상이 45° 각도의 나선 형상에 의해 냉각수의 유동이 와류를 형성하므로 인하여 평튜브에 비하여 오염이 덜 될 것으로 고려된다.

Fig. 13은 튜브 내부의 냉각수 유속이 3m/s에서 평튜브에 대한 핀튜브의 총열전달계수값의 비를 나타낸다. 이 결과로부터 핀튜브는 평튜브에 비해 핀의 효과가 현저함을 알 수 있다. 그리고 핀밀도가 증가함에 따라 튜브 밑 부분의 응축액 역류 표면적도 동시에 증가하게 된다. 그러므로 응축액 표면적이 증가함에 따라 응축열전달 성능은 저하되므로 핀밀도가 어느 한계 이상에서는 핀밀도를 증가시켜도 총열전달계수값은 감소하게 된다.

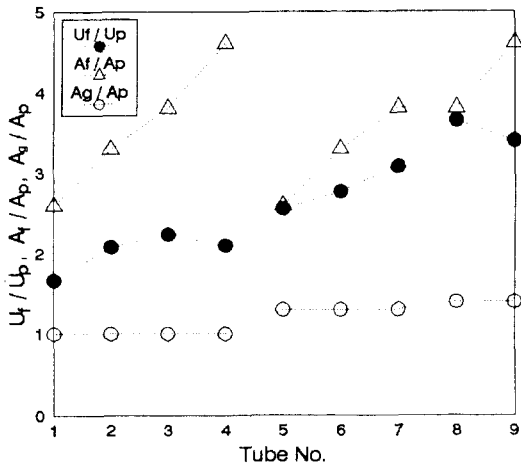


Fig. 13. Overall Heat Transfer Coefficient, Tube Inner Surface Area, Tube Outer Surface Area of Tested Tubes.

결 론

튜브 내부의 나선 홈에 의해 압력 손실값을 규명하고 일정 동력하에서 열전달 성능비를 규명한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 냉각수의 레이놀즈수가 증가함에 따라 튜브 내면에 나선 홈이 없는 경우 보다 있는 경우가 압력 손실이 현격히 증가했다.
2. 나선 홈이 10골인 경우는 마찰계수값이 평튜브보다 Reynolds수가 2000 ~ 5000 범위에서 1.7 ~ 2.1배 증가했으며, 30골인 경우는 1.6 ~ 1.9배 증가했다.
3. 펌프동력을 고려한 응축열전달계수값은 평튜브에 비해 Reynolds수가 2000 ~ 5000 범위에서 1.7 ~ 1.9배 증가했다.
4. 압력손실과 Nusselt값의 결과로부터 나선 홈이 10골 있는 튜브보다 30골 있는 튜브가 열전달 성능이 우수하다.
5. 냉각수 유속이 0.3m/s 이하에서 응축열전달율의 변화는 나선 홈의 유무에 관계없이 거의 일정하며, 0.3m/s 이상에서는 냉각수 유속이 증가할수록 응축열전달율이 증가하였다. 그리고 냉각수 유속이 3m/s에서 내부 나선 홈수가 30골인 경우가 최고의 응축 열전달 계수값을 나타냈다. 이 경우 나선 홈이 없는 경우 보다 1.5배 더 높게 나타났으며, 10골의 경우 보다 1.2배 더 높게 나타났다.
6. 최고의 총열전달계수를 나타낸 튜브는 1299 fpm - 30grooves의 튜브로서 냉각수 유속이 3m/s에서 1150W/m²K를 나타내었다. 이 값은 평튜브에 비해 3.7배 촉진된 값이다.

참고문헌

- 1) Patankar, S. V., Lvanovic, M., Sparrow E. M. (1979) : Analysis of Tubulent Flow and Heat Transfer in Internally Finnod Tubes and Annuli, ASME J. of Heat Transfer, Vol.101, pp. 29 - 37
- 2) Webb, R, L., Eckert, E. R. G. (1972) : Application of Rough Surface to Heat Exchanger Design,

- Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 15, pp. 1647 - 1658.
- 3) Manbach, K. (1978) : Rough Annulus Pressure Drop Interpretation of Experiments and Recalculation for Square Ribs, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 21, pp. 1433 - 1156.
 - 4) Han, J. C., Clicksman, L. R, Rohsenow, W. M. (1978) : An Investigation of Heat Transfer and Friction for Rib Roughened Surfaces", Int. J. Heat Transfer, Vol. 21, pp 1143 - 1156.
 - 5) Manglik, R. M. (1991) : Heat Transfer Enhancement of Intube Flows in Process Heat Exchangers by Means of Twisted - Tape Inserts, Ph. D. thesis, Department of Mechanical Engineering, Aeronautical Engineering and Mechanics, Rensselaer Polytechnic Institute, Troy, NY. pp.241 - 245.
 - 6) Withers, James G. (1980) : Tube - Side Heat Transfer and Pressure Drop for Tubes Having Helical Internal Ridging with Turbulent /Transitional Flow of Single Phase Fluid Part 1. Single - Helix Ridging, Heat Transfereng., vol. 2, no 1, pp 43 - 58.
 - 7) Watkinson, A. P., miletti, D. I., Tarassoff, P. (1973) : Turbulent Heat Transfer and Pressure Drop in Internally Finned Tubes, AICHE SYMPOSIUM SERIES, No. 131, Vol.69, pp. 94 - 103.
 - 8) Watkinson, A. P., Miletti, D. L., and Kubanek, G. R. (1975) : Heat Transfer and Pressure and Pressure Drop of Forge - Fin Tubes in Turbulent Air Flow, Paper Presented at the Semi - Annual ASHRAE Meeting, Atlantic City, N. J., pp. 26 - 30.
 - 9) Watkinson, A. P., Miletti, D. I., Kubanek, G. R. (1975) : Heat Transfer and Pressure Drop of Internally Finned tubes in Laminar Oil Flow, The American Society of Mechanical Engineers for Presentation at the AICHE - ASME Heat Transfer Conference, San Francisco, California 11 - 13, pp 1 - 9.
 - 10) Omatskii, A. P., Shcherbakob, V. K., and Semena, M. G. (1970) : Thermal Eng.(USSR), 17,(2), 108. pp. 24 - 32.
 - 11) Bergles, A. E., Brown, J. S., and Snider, W. D. (1971) : Paper Presented at ASME - AICHE Heat Transfer Conf., Tulsa, Okla. pp. 92 - 105.
 - 12) Minkowycz, W. J., and Sparrow, E. M. (1966) : Condensation Heat Transfer in the Presence of Noncondensables, Interifacial Resistance, Superheatiog, Variable Properties, and Diffusion, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 9. 1125 - 1144.
 - 13) Holman, J. P. (1976) : Heat Transfer - Fourth Edition, McGraw - Hill Book Company, Chapter 2, pp. 38 - 45.