터보 냉동기용 핀 튜브에 관한 연구(Ⅲ)

- 압력 손실에 관하여 -

한규일 · 김시영 · 조동현

(부산수산대학교)

기호설명

A : 열전달 표면적(m^2)

A_{ef} : 유효 열전달 면적(m^2)

A_{eff} : 유효 단면적(m^2)

A_f : 핀 면적(m^2)

A_n : 표준 면적(m^2)

A_{xs} : 단면적(m^2)

A_o : 튜브의 외표면적(m^2)

A_{um} : 그루브 사이의 면적(m^2)

b : 그루브 사이의 평균거리(m)

C_{Pl} : 응축 열전달계수(kJ/kg - K)

C_{Pw} : 냉각수 비열(kJ/kg - K)

D : 튜브 직경(m)

D_e : 등가 직경(m)

D_i : 튜브 내경(m)

D_o : 튜브 외경(m)

D_r : 튜브 평균 지름(m)

g : 중력 상수(9.81m/s²)

h_c : 응축 열전달계수($W/m^2 - K$)

h_i : An과 De을 기준으로 한 열전달계수($W/m^2 - K$)

h_f : 핀 표면에서의 응축 열전달계수($W/m^2 - K$)

p : 압력(kg/cm^2)

P : 핀 피치

$\dot{Q}_c$: 응축열량(kw)

T_T : 온도(℃)

T_{in} : 입구 온도(℃)

T_{out} : 출구 온도(℃)

T_s : 포화 온도(℃)

T_{Tc} : 열전대에 의해 측정한 온도(℃)

T_v : 증기 온도(℃)

T_w : 튜브 벽면 온도(℃)

U : 총 열전달계수

V : 속도(m/s)

V_{ol} : 체적(m^3)

ΔT_{vs} : 증기와 튜브 표면의 온도차(℃)

η_f : 핀 효율

ρ : 밀도(kg/m^3)

μ : 응축액의 점성계수(J/kg)

π : 상수(3.14159)

첨 자

1 : inlet

2 : outlet

b : 벌크, 밑면

e : 등가

f : 핀, 핀지역

i : 내부

l_m : log - mean

m : 평균

n : 표준

o : 평면 튜브

t : 윗면

w : 벽

Ⅰ. 서 론

수평 전열관은 냉동 공조 장치의 증발기나 응축기, 그리고 화학 플랜트, 보일러, 원자로 등 공업 분야에서 널리 사용되고 있다. 각종 수평 전열관에서 열 교환시 발생하는 응축이나 비등 현상은 넓은 범위의 공업 분야에서 경험하는 현상이다. 그리고 비등이나 응축을 동반하는 氣液二相流에 관한 연구는 냉동 공조 장치를 비롯하여 화학 플랜트, 보일러, 원자로 등 공업분야에서 취급하는 각종 열교환기의 최적 설계와 합리적인 운전을 위해서는 반드시 필요하다. 따라서 이들 전열관의 응축이나 비등 현상 중 열교환기의 성능에 큰 영향을 미치는 유동 형태, 압력 손실, 전열 특성을 규명하는 것이 매우 중요하며, 오늘날 에너지 절약적인 측면에서도 이 분야의 연구가 절실히 요구되고 있는 실정이다[1,2].

이러한 냉동공조 장치로서는 1687년에 Jean Hautefeuille가 최초로 알콜 엔진에 증기표면 응축 장치를 개발한 것이 알려져 오고 있다[3]. 1900년대에는 증기 엔진과 터빈 및 화학 플랜트가 크게 개발되어 사용하고 있는 실정이다.

오늘날에는 이러한 장치에 다양한 형상과 규격을 가진 전열관들이 개발되어 사용되고 있다. 이러한 전열관들은 에너지 절약의 일환으로 수평 전열관의 표면에 여러 형태의 기하학적 형상을 가진 핀을 가공하여 전열 표면을 넓히거나, 관 내부에 나선 형상의 홈을 형성하여 유체 유동을 난류로 생성시킴으로써 전열 효율을 증대시켜 에너지를 절감해 오고 있는 추세이다[4,5].

K. K. Yau[6] 그리고 吉川和男[7] 등은 튜브 외관에서 핀 간격에 대한 변수로 실험적 연구를 실시하였으며, A. P. Watkinson[8,9,10]과 伊藤正昭[11]등은 튜브 내관에서의 핀 높이와 핀간격 그리고 핀각도를 변수로 하여 응축및 비등 실험을 실시하였다. K. K. Yau은 핀의 높이가 1.6mm, 폭이 0.5mm로 일정하게 하고 핀의 피치가 1.0～20.5mm까지 변수로한 13개의 사각핀 튜브 (내경 9.8mm, 유효길이 102mm)를 선택하여 증기 유속이 0.5～1.1m/sec의 조건에서 실험을 실시하였다. 그리고 伊藤正昭는 여러 가지의 튜브로 실험은 실시한 결과 K. K. Yau와 유사한 실험데이타를 산출했다. 즉 응축 및 비등 실험에서 핀의 피치가 0.48～1.59mm까지의 범위에서 실험한 결과, 비등 실험과 응축 실험에서 어느 한계까지는 핀 밀도가 증가함에 따라 열전달계수가 증가하나, 어느 한계를 지나서는 감소함을 보이고 있다.

비등실험에서는 인치당 핀의 수가 30～40개일때 비등 열전달계수가 최고치를 보이고 있으며, 응축실험에서는 인치당 핀의 수가 22～26개일때 응축 열전달계수가 최고값을 나타내었다. 그리고 핀의 높이는 1.5mm일때 비등 및 응축열전달율이 최고임을 보이고 있다.

이 결과의 고찰로 부터 튜브의 외관에서 핀의 높이와 간격이 총열전달계수에 강한 영향력을 가진다는 것이 명백하다. 즉 핀 밀도가 증가하게 되면 열전달 유효 표면적이 증가하게 되어 열전달율이 상승하게 되나, 어느 한계를 넘어서면 응축액 억류를 증가시키게 됨으로써 역효과를 초래하게 된다.

유사하게, 높은표면장력은 응축액막 두께를 감소시키는데 유효하나, 응축액 억류를 증가시켜 열전달율을 감소시키게 된다. 그러므로 핀의 열전달 유효 면적은 증가시키면서 응축액 억류를 감소시키는 핀 간격및 높이를 결정하는 것이 열전달율 상승에 중요한 변수임을 알수 있다.

伊藤正昭[11]는 관 내면에 구리 튜브와 알루미늄 튜브에서 비등 열전달 실험을 실시한 결과, 관 내면에서 핀의 길이와 피치가 열전달계수에 상당한 영향력을 끼치고 있음을 알수 있다. 내면에 나선홈이 있는 튜브에서 비등 열전달 실험을 실시한 결과, 피치는 0.5～1mm 부근에서 비등 열전달율이 최고값을 나타내고 있으며 나선의 길이는 2mm 이하에서 압력 손실이 매끈한 관과 비슷한 값을 얻었다. 나선의 총길이가 깊어질수록 열전달 유효 면적은 증가하나, 압력 손실이 크게 되므로 홈의 길이는 압력 손실과 유효 면적의 최적값에서 규명해야 한다.

그리고 핀의 피치가 작은 경우에 열전달 유효 면적은 증가하나 열전달계수는 감소하는 경향을 보이고 있다. 즉 열전달계수가 최대가 되는 피치가 존재하고 있음을 보이고 있다. A. P. Watkinson은 구리 튜브를 이용하여 튜브 내면에서 냉각수를 난류 조건하에서 실험하고, 공기 및 점성이 높은 기름을 이용하여 5종류의 튜브크기와 17종류의 핀 형상에 대하여 실험하였다. 그 결과 유효 열전달 면적을 크게 하기 위해서 홈 깊이를 깊게하면, 압력 손실이 증가하게 되어 펌프 동력이 많아지게 되므로, 열전달율 상승과 펌프동력을 고려한 최적의 홈 깊이를 규명하는 것이 필요하다고 보고하고 있다. 그리고 튜브 내에서의 유동이 난류가 되면 열전달율이 상승하는 실험적 결과로 부터 튜브 내에서의 난류가 발생하도록 핀의 각도와 간격을 조정하는 것도 중요한 변수이다. 伊藤正昭의 튜브 내면에 나선홈이 있고 비등 열전달과 압력 손실에 관한 연구 결과에 의하면, 홈각도가 10～15°범위에서 비등 열전달 계수가 증가하게 되나 15～60° 범위에서는 서서히 감소하다가 60° 이후에서 증가하는 현상을 보이고 있다.

본 연구에서는 전보의 연구에 이어 핀 내면에서의 유동은 열전달 표면적을 증가시키기 위해 나선홈 깊이를 깊게 하면, 유동 압력 손실이 증가하게 되므로 펌프 동력이 증가하게 되어 동력 손실을 초래할 수 있다. 그러므로 튜브 내면의 나선홈은 열전달을 최대로 할 수 있는 난류 유동의 형성과 동시에 유동 압력 손실을 최소로 할 수 있는 핀 형상을 규명하고자 한다.

Ⅱ. 이론 해석

튜브 내면에 핀이 가공되어 있을 경우에, 총 열전달 계수는 다음식과 같이 표현될 수 있다.

$$\frac{1}{U_{out}} = \frac{1}{h_{out}} + \frac{\left(\frac{D_{out}}{D_{in}}\right)}{2K_w A_{lm}} + \frac{A_{out}}{h_e A_{eff}} + R_{d,out} + R_{d,in}\left(\frac{A_{out}}{A_{eff}}\right) \quad (1)$$

튜브 내부 막 저항에 대한 유효면적은 다음식과 같다.

$$A_{eff} = A_{in} + \eta_f A_f \quad (2)$$

핀효율 η_f는 열전달율을 증가시킬 수 있는 핀의 효율을 나타낸다. 그리고, 핀 효율은 핀을 통해서 전달되는 실제의 열량과 모든 핀이 표면 온도와 같을 경우에 전달되는 이론적인 열량과의 비로써 정의된다. 여러가지의 핀 형상에 관한 핀 효율을 계산하기 위한 방정식은 Kraus[12]에 의해 제시 되었다.

또한 핀 튜브에 대한 열전달 계수는 공칭 면적 기준으로 나타낼 수 있다.

$$h_i = \frac{h_e A_{eff}}{A_n} = h_e \frac{(A_{un} + \eta_f A_f)}{A_n} \tag{3}$$

(3)식에서 계수는 핀 면적과 핀효율의 영향을 포함하고 있다.

튜브 내부 직경을 기준으로 한 공칭면적을 핀 튜브가 평튜브와 대체 할 경우에 그결과 값은 곧 바로 계산 할 수 있기 때문에 열전달 성능을 나타내기 위한 유용한 수단이 된다.

본 연구 과제의 연구 범위는 냉각수의 난류 유동 조건에서 관내부 핀의 열전달율과 압력 강화의 측정과 또한 상관 관계를 측정한다. 그리고 핀의 기하학적 형상과 유체의 물성치의 함수로써 h_i와 h_e을 값을 결정하는데 있다.

증기로부터 냉각수의 열전달율은 평균 체적온도의 증가로써 계산된다.

$$Q = WC_p(T_{b2} - T_{b1}) \tag{4}$$

튜브의 공칭 면적을 기준으로 한 내부막 계수 h_i는 다음식에 의해 계산된다.

$$Q = h_i A_n (T_{w1} - T_b)_{\ln} \tag{5}$$

여기에서 $\overline{T_{wi}}$는 평균 내부 튜브 벽 온도이다.

그리고 대수 평균 온도차는 다음식에 의해 계산된다.

$$(T_{wi} - T_b)_{lm} = \frac{T_{b2} - T_{b1}}{\ln\left(\frac{T_{wi} - T_{b1}}{T_{wi} - T_{b2}}\right)} \tag{6}$$

Reynolds 그리고 Prandtl수는 평균 체적온도에서 계산된 물의 물성치에서 계산된다.

결과의 상호 관계에서, 평균 점성계수와 관벽에서의 점성계수사이의 차이에 대한 상호관계를 나타내고 있다. 관내경과 등가 직경을 기준으로 한 마찰계수는 다음식에 의한 압력 강화량으로부터 계산된다.

$$f = \frac{D\Delta p\, g_c}{2\rho C V^2} \tag{7}$$

튜브 내부에 핀이 있는 경우에 핀의 영향에 의해 튜브 벽면에서는 유속이 감소된다. 이러한 유동의 경우 Ornatski, shcherbakov 그리고 Semena[13]에 의해 속도 분포를 계산한 바에 의하면, 다음식과 같다.

$$\frac{V_f}{V} = 1.22\left(\frac{b}{D_i}\right)^{0.25}\left[1 - e^{\frac{-15.2b}{b+2x}}\right] \tag{8}$$

즉 튜브 벽면의 속도와 평균 속도비를 핀 간격 b와 등가 직경, 그리고 핀 높이의 함수로 나타낼 수 있다.

spiral fin튜브에 대한 마찰계수는 피치와 직경비 P/Di와의 관계로써 나타낼 수 있다.

$5{,}000 \le R_e \le 75{,}000$ 과 $92 \le \frac{P}{D_i} \le 79.2$ 인 경우

마찰계수는 다음식으로 나타낼수 있다.

$$f_e = \frac{0.614}{R_e^{0.39}\left(\frac{p}{D_i}\right)^{0.2}} \tag{9}$$

평 튜브인 경우의 Nusselt수는 Sieder - Tate식에 의해 나타낼 수 있다.

$$N_{ui} = 0.026 \quad R_{ei}^{0.8} P_r^{0.7}\left(\frac{\mu}{\mu_W}\right)^{0.14} \tag{10}$$

또한 열전달율을 등가 직경과 유효 면적을 기준으로 계산한다. 핀 효율은 Kraus[12]에 의해 제시된 삼각핀에 대한 간단한 방법을 이용함으로써 각 튜브에 대하여 계산된다. 효율은 먼저 폭 $\delta_n = \frac{(\delta_f + \delta_h)}{2}$ 를 가지는 사각핀에 대하여 계산된다.

$$\eta = \frac{\tanh mX}{mX} \tag{11}$$

여기에서

$$m = \sqrt{\frac{2h}{\delta_m K}}$$

수정계수는 식 (11)에서 나타낸 바와 같이 경사비 $i = \frac{\delta_f}{\delta_m}$ 과 mX의 값으로 부터 삼각핀의 효율을 구할 수 있다.

구리핀에 의한 핀 효율은 h의 함수로써 나타낼 수 있다.

Watkinson에의하면spiral fin 튜브인 경우

$\left(0.12 \le \frac{b}{D_c} \le 0.52 : 9.2 \le \frac{P}{D_e} \le 79.2\right)$ 에 Nusselts 수를 다음 식과 같은 결과식을 얻었다.

$$\frac{N_{u_s}}{P_r^{\frac{1}{3}}\left(\frac{\mu}{\mu_W}\right)^{0.14}} = 0.369\ R_{e_e}^{0.62}\left(\frac{P}{D_e}\right)^{-0.27}\left(\frac{b}{D_e}\right)^{0.21} \tag{12}$$

열교환기의 설계에서 펌프 동력을 고려할 경우, 평 튜브와 핀 튜브의 열전달 성능은 일정한 펌프 동력하에서 비교되어야 한다.

Bergles[14]을 평 튜브와 핀 튜브의 펌프 동력은 다음식에 의해 제시되었다.

$$(A_{xs}\,\mathrm{Re}_i^3 f_c)_f = (A\,\mathrm{Re}^3 f_i)_0 \tag{13}$$

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

$$Re_{i,o}]_p = \left[12.6^4\left(\frac{A_{xsf}}{A_{xs,o}}\right)\ \ Re_{i,f}{}^3 f_{i,f}\right]^{0.364} \tag{14}$$

이 값은 $Re_{i,f}$에서 펌프 동력이 핀 튜브의 동력과 같은 평튜브에 대한 등가 Reynolds 수이다.

일정 펌프 동력의 함수 형태 $\left(\frac{h_{i,f}}{h_{i,o}}\right)_p$는 열전달 계수와 평 튜브와 핀 튜브의 마찰계수, 그리고 식 (15)을 최적화함으로써 계산된다.

Spiral 핀튜브인 경우,

$$\left(\frac{h_{i,f}}{h_{i,o}}\right)_p = 7.8\frac{A_{eff}}{A_n}\frac{\left(\frac{D_e}{D_i}\right)^{0.04}\left(\frac{b}{\rho}\right)^{0.21}}{Re_i^{0.13}} \tag{15}$$

근사해석 값으로는 다음 식으로 주어진다.

$$\left(\frac{h_{i,f}}{h_{i,o}}\right)_p \fallingdotseq \frac{A_f}{A_n}\frac{\left(\frac{b}{p}\right)^{0.21}}{Re_i^{0.13}} \tag{16}$$

Ⅲ. 실험장치

1. 냉매 및 냉각수 순환 회로

실험장치는 가변 변압기(Slidax)를 통해 일정한 전기에너지를 증발기 (Evaporator 혹은 Boiler)에 있는 전기 가열 장치에 공급하게 되어 있다. 이렇게 일정하게 공급되는 전기 에너지는 증발기 내에 있는 냉매 R－11을 증발시킨다.

증발된 R－11증기는 주 증기 밸브를 통과하여 증기 유속 완충장치(vapor tank)에 유입된다. 이 증기 탱크에서 증기의 유속을 일정하게 유지시키고 또한 층류 유동조건으로 유지한다. 이와 같은 실험 조건을 유지하므로써 시험구간(test section)에서 응축 열전달 실험에 적합한 조건을 갖춘다. 증기 저장조에서 형성되어 있는 순수 포화 증기를 시험 구간의 관로 속에 통과시키고 동튜브 내부에 냉각수를 통과시켜, 동튜브 외부의 R－11 증기와 동튜브 내부에 흐르는 냉각수가 열교환이 일어나도록 되어 있다. 그리고 시험 구간의 가운데에 ϕ125mm의 투시공을 설치하여 동튜브 외부의 응축 현상을 관측할 수 있도록 했다. 시험 구간 내에서 R－11증기의 대부분이 응축되고 난 후, 응축되지 않은 나머지 증기들은 보조 응축기(sub－conderser)에서 완전히 응축하게 되며, 시험 구간에서 응축된 액체(R－11)는 응축액 유량 측정 장치를 통과하는 동안 응축액량을 측정하고 난 후, 저장 탱크에 응축액을 저장하고, 순환용 냉매 펌프로서 증발기에 강제 순환시킨다.

그리고 보조 응축기에서 응축된 R-11냉매는 보조 응축기용 R-11냉매 측정 장치를 통과하면서 응축액량을 측정하고 증발기로 순환된다. 이와같은 원리에 의해 R-11냉매는 가열 장치인 1개의 증발기와 냉각 장치에 의해 시험 구간과 보조 응축기 사이를 순환하게 된다. 그리고 냉각 장치를 위한 냉각수 순환 장치는 시험 구간에 순환되는 시험 구간용 냉각수 순환 장치와 보조 응축기 관 내부에 순환되는 냉각수 순환장치를 설치함으로써 두 종류의 냉각수 순환 장치가 설치되어 있다.

시험 구간내를 순환하고 냉각수는 0.75kw의 냉각수 펌프를 가동시켜 강제 순환시킨다. 물탱크로 부터 펌프에 의해 강제 순환하는 냉각수는 시험 구간 입구에서 압력 및 온도를 측정하게 된다. 시험 구간으로 유입되는 냉각수는 시험 구간 내에서 R-11증기와 열교환을 하게 되고, 시험 구간으로부터 유출된 냉각수는 온도와 압력을 측정하고 외부로 배출하게 된다.

시험 구간 내의 온도와 R-11 증기 온도 분포를 측정하기 위해 시험 구간 내부에 450mm 간격으로 동튜브 표면에 열전대를 심었다. 냉각수의 유량은 강제 순환 냉각수 펌프에서 강제 순환시키고, 유량 제어 밸브를 설치하여 일정한 유량이 시험 구간내에 흐르게 하고, 시험 구간 입구에 체적식 유량계와 계수형 유량계를 설치하여 100~900l/hr범위까지는 체적식 유량계를 이용하여 측정하고, 900~5000l/hr의 범위는 계수형 유량계로 측정했다. 그리고 냉각수의 과부하를 방지하기 위하여 by-pass line을 설치했다.

실험용 유체(test flind)는 물성치가 잘 알려져 있으며, 독성이 없고, 끓는점이 낮고 실험 장치와 산화반응을 않을 것 등이 요구된다. 이 조건에 잘 부합되고 우리 주위에서 가장 쉽게 얻을 수 있는 물과 냉동장치의 실험에 많이 사용되는 유체로 R-11이 실험용 유체로 선정되었다.

2. 시험 구간(test section)

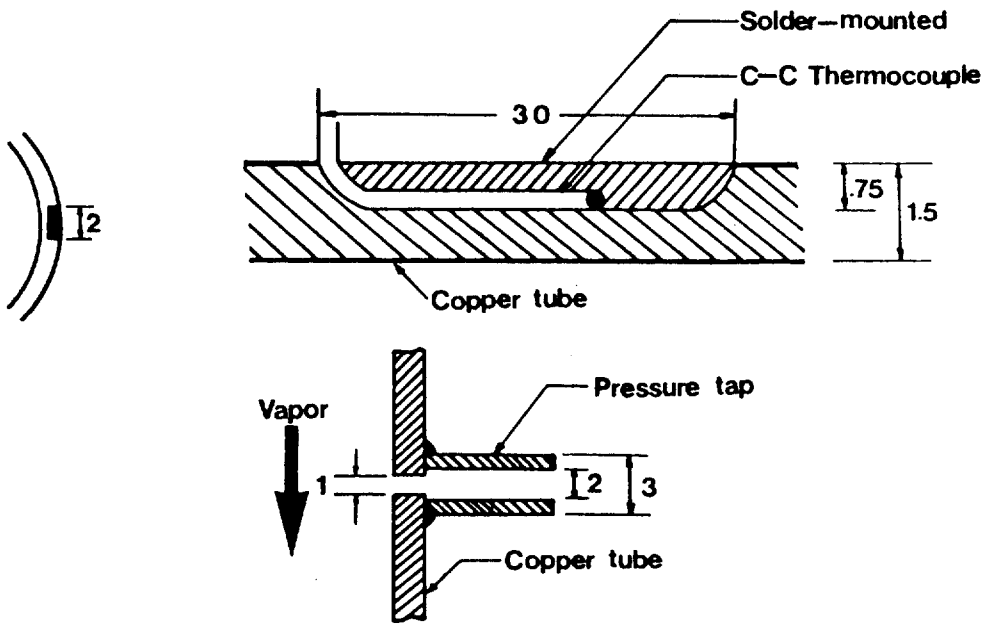
시험 구간은 총길이가 2000mm이고 직경은 ϕ125mm이다. Turbo냉동기에 사용되고 있는 핀 튜브는 대략 1000~3000mm의 길이에서 사용되고 있다. 그러므로 본 연구에서는 이것의 중간 크기인 2000mm를 선정했다. 그리고 실제 Turbo냉동기의 핀튜브에서 열교환이 일어나고 있는 조건으로 최대한 유지했다. 보일러에서 발생한 R-11냉매 증기가 증기 저장소를 거쳐 ϕ125mm의 시험구간 내부로 흐르게 되어 있다. 이때 ϕ19mm의 동튜브 내부에 냉각수가 향류로 유동한다. 이때 저온층인 냉각수와 고온층인 R-11 냉매 증기는 동튜브 표면사이에서 향류하면서 열교환을 하게된다. 증기 유로는 통로 내부의 유동 현상을 직접관측하기 위해, 통로의 1000mm되는 곳에서 양 옆면에 ϕ125mm의 구멍을 뚫어 뚜께 10mm 경화 유리를 부착했다. 시험 구간의 통로 내부에는 증기의 온도를 측정하기 위해 450mm 간격으로 5곳에 동-콘스탄탄 열전대를 설치했다. 그리고 동튜브의 표면 온도를 측정하기 위해 450mm 간격으로 5곳에 동-콘스탄탄 열전대를 심었다. 냉각수의 온도 분포는 동-콘스탄탄 열전대를 심어 측정했다. 냉각수 출구 온도는 평균 체적온도를 측정하기 위하여 ϕ75mm 크기의 디스크와 도우넛형 온도 측정 장치를 제작하여 세점의 온도를 측정하여 평균값을 취했다. 시험구간의 상단 1800mm 지점에 공기 배출 밸브를 설치하여 시험구간내의 비응축 가스인 공기를 배출하도록 했다.

그리고 냉각수가 열교환 후 응축된 R-11 냉매 액체는 시험 구간의 하부에 설치된 ϕ20mm의 관을 통해 응축액 유량측정계로 유입된다. 그리고 응축이 되지 않은 냉매증기는 시험 구간 상부에 설치된 ϕ25mm의 배출관을 통해 보조 응축기로 유입되어, 보조 응축기에서 완전 응축시킨 후 보조 응축기 유량계에서 응축액 유량을 측정하고, 보일러로 액체 냉매가 순환하게 된다.

3. 온도 측정

동튜브의 온도와 R-11 냉매 증기, 냉각수의 온도를 측정하기 위하여 심은 열전대선은 자체 제작한 열전대 용접기로, <그림 1>에서와 같이 두 열전대선의 접점(junction)이 0.3mm 정도의 원형으로 만든 후, 접점에 불순물을 제거하기 위하여 연마지에 매끈하게 연마하고 아세톤으로 세척하여 감도가 좋게 하였다. 각 열전대마다 동일한 감도를 유지하는가를 검사하기 위해, 열전대용 측정 온도계에서 각각의 열전대의 접점 온도를 측정함으로써 검사했다. 균일하지 않은 경우 재차 연마와 세척을 반복하여 동일한 감도를 가지도록 했다. 이와 같이 하여 열전대의 접점을 만든 후 <그림 1> 에서와 같이 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[15,16].

시험 구간 내부의 온도를 측정하기 위해서는 온도 측정에 필요한 공간 상의 위치에 열전대가 요동하지 않도록 고정시켜 심었다. 그리고 냉각수 출구 온도는 디스크와 도우넛형태의 평균 체적온도용 용기를 제작하여 냉각수 출구의 온도가 완전히 균일하도록 했다. 그리고 평균 체적 온도용 용기 출구의 300mm 위치에서 가운데 1점과 가장자리 2점에 열전대를 심어 온도를 측정하여 평균값을 취했다. 위의 모든 열전



<그림 1> **Deatils of Thermocouple Junction and Pressure Tap.**

대선은 냉점을 통해 보정하였고, 열전대선을 A/D 변환기를 통해 컴퓨터에 연결하여 1/10℃ 까지 정확한 값을 얻을 수 있도록 했다.

4. 증발기 (evaporator)

증발기는 두께 8mm의 강관으로 직경 350mm, 길이1000mm의 원통으로 되어있다. 에너지원은 5kw의 용량을 가진 전기 히터를 사용하여 증발기 내에 있는 R-11 액체에 일정하게 열이 공급된다. 이때 증기가 과열되지 않도록 하기 위하여 전기히터가 R-11 냉매 액체의 액면 위로 드러나지 않을 것이 요구된다. 이를 위해 증발기의 최고 액면 높이를 관찰할 수 있도록 액면 지시기를 설치했다. 공급되는 전압은 가변 전압 조정기에 의해 0볼트에서 240볼트까지 조절할 수 있다. 이 전압을 전압계에서 보정하여 측정하며, 이에 따라 전류계(0.5급, J.E.W)에서 전류를 측정했다. 증발기의 압력은 0kg/cm²에서 2kg/cm²까지 측정이 기능하다. 그리고 압력계의 눈금은 1/100kg/cm²까지의 미세 압력도 측정할 수 있도록 했다. 그리고 증발기 주위로의 열손실을 방지하기 위하여 50mm 두께의 단열 보온재인 그라스우울로 두겹으로 포장하였다. 증발기의 용량은 0.1m³이고 이중 70%는 R-11 냉매 액체로 채워 진다. 실험시 주증기 밸브를 통하여 냉매가 유출되더라도 보일러 내부에는 아무런 압력 변동이나 요동이 없도록 설계 되었다.

그리고 보일러 내부의 증기 부위와 액체 부위에 열전대를 심어 각 부위의 온도를 측정한 값과 압력계에서 읽은 압력값을 냉매 증기표에서 대조함으로써 증발기 내부의 증기가 포화 상태인가를 검사하였다. 보일러 내부에 유입되는 비응축 가스를 제거하기 위하여 비응축가스 배출용 15A 밸브를 증발기 상단에 설치했다. 또한 증발기 내부에 침적되는 불순물을 제거하기 위하여 25A 드레인 밸브를 증발기 하부에 설치했다.

증발기 내부에서 가열에 의해 발생된 R-11 냉매 증기는 25A 볼 밸브를 통해서 시험 구간 입구에 설치된 증기 저장조로 유입된다. 그리고 시험 구간과 보조 응축기에서 완전히 응축된 액체는 각각 20A 관을 통해서 증발기로 유입되게 된다. 그리고 보일러는 지면에서 200mm 높이에 설치되었다[17].

5. 응축액체의 유량 측정

직경이 ϕ40mm 이고 높이가 1000mm인 원관을 2개 제작하여 수직으로 설치하여, 하나는 시험 구간에서 응축된 응축액량을 측정하고, 다른 하나는 보조 응축기에서 응축된 응축액을 측정하기 위한 보조 장치로써, 단위 시간당 응축량을 측정하기 위하여 사용하였다. 측정 장치의 눈금은 1/200mm까지의 오차한계를 가지는 height gauge를 사용하여 1mm간격으로 정밀하게 눈금을 그었다. 그리고 100ml 뷰렛으로 응축액 측정장치를 100mm 간격으로 순수 물을 채운후 부피를 측정하였고, 이와 같은 과정을 10회 반복한 후 평균치로써 액체의 부피를 측정하도록 했다. 부피 측정에 사용된 순수 물은 저울에 달아 물의 부피와 무게값을 비교 검토했다.

정확한 부피를 측정했음을 확인한 다음 표 1과 같은 일반적인 표를 작성하여 응축액체의 유량을 측정했다. 응축액 측정 유량계의 계측 원리는 응축액 유량을 측정하는 과정에서도 냉매의 순환에 지장이 없

도록 설계하였다. 즉 시험 구간에서 응축된 R-11 냉매 액체는 응축액 유량계의 밑에서 3cm 길이의 옆 부분에 설치된 ball valve를 통해서 유입되어 응축액 유량계의 내부에 채워진다. 이때 상단에 있는 20A 밸브는 시험 구간 상단에 연결시켰다.

응축액 유량 측정시 R-11 냉매 보일러로 유입되는 R-11 냉매를 응축액 유량 측정 장치 옆면 15A 밸브를 통해서 유입시키게 되며, 냉매 R-11 액체가 자연 순환하는 원리로써 냉매 유량을 측정할 수 있다.

6. 보조응축기 (Sub-Condenser)

본 연구의 실험 장치에서 보조 응축기의 역할은 응축 실험시는 증발기에서 발생한 포화 증기가 시험 구간을 지나는 동안 응축되고 남아 있는 증기를 보조 응축기에서 완전히 응축시키는 역할을 한다. 그리고 비등 실험시는 시험구간에서 비등된 증기를 완전히 응축시켜 응축액 유량계에서 응축액량을 측정하여 비등된 증기량으로 환산함으로써 비등 증기량을 측정할 수 있도록 구성되어 있다. 보조 응축기의 직경은 ϕ 200mm이고 길이는 2000mm이다. 보조 응축기 내부에는 ϕ19mm 이고, 길이가 2000mm 인 동튜브를 13개 설치했다. 동튜브 내부에는 냉각수가 유동하고 동튜브 외부에는 R-11 냉매 증기가 유동하면서 열교환이 이루어 진다. R-11 냉매 증기와 냉각수가 혼합이 되는 것을 방지하기 위하여 동튜브를 보조 응축기 양 옆으로 200mm까지 인출하였다. 보조 응축기와 동튜브의 결합부에는 프랜지 조립을 하고, 플랜지 내부에는 가스켓을 넣어 기밀을 유지시켰다. 그리고 13개의 동튜브에 균일하게 냉각수가 유동하도록 보조 응축기의 입구와 출구에 0.03m³ 크기의 냉각수조를 설치했다. 그리고 냉각수 입구에는 냉각수량을 조절할 수 있도록 by-pass line을 설치했다. 보조 응축기의 열교환 표면적은 1.59m²이고, 용량은 0~100kw이다.

만약 포화 증기가 보조 응축기를 지난 후에도 응축액으로 변하지 않고 증기 상태로 유지되면 순환에 장애가 발생하므로, 어떤 실험 조건 하에서도 완전히 응축되도록 설계 제작되었다.

7. 냉각수계 (coolant system)

본 연구의 실험 장치에 설치된 냉각수계는 시험 구간을 통과하는 냉각수계와 보조 응축기를 통과하는 보조 응축기용 냉각수계이다. 그리고 두가지의 냉각수계는 각각 독립되어 설치되었다. 냉각 유체는 열용량이 큰 물을 이용하는 것이 일반적이다. 상수도의 물은 정상 흐름을 얻기가 어렵고 물의 온도가 기상 조건에 따라 잘 변하므로, 이중 보온이 되고 재질이 폴리에틸렌으로 된 3ton 용량의 물탱크를 설치하여 냉각수 입구에서의 온도가 실험 기간중 항상 일정한 온도가 유지되도록 하였다. 그리고 냉각수를 강제 순환시키기 위해 시험 구간용 물펌프는 1kw, 7500 l/hr의 용량을 가지며, 보조 응축기용 물펌프는 0.75kw, 3600l/hr의 용량을 가진다. 물펌프에 과부하가 발생하지 않고 시험 구간에 일정량의 냉각수가 공급될 수 있도록 물펌프 입구에 by-pass line를 설치했다. 그리고 냉각수 펌프의 진동으로 인하여 시험 구간에 영향을 주지 않기 위하여 가능한 한 시험 구간에서 먼 위치에 설치하였다. 냉각수는 중력의 역방향, 즉 시험 구간의 하단에서 상단으로 흐르며 시험 구간으로 유입되는 냉각수량을 조절하기 위하여 유량계 앞

부분에 20A 크기의 유량 제어 밸브를 설치했다. 냉각수의 유량 측정은 0~900l/hr까지는 로타리형 유량계를 유량제어 발브와 같이 연결하여 측정하였으며, 1000~5000l/hr의 유량 범위에서는 디지탈형 유량계를 사용하여 측정했다. 이 유량계로 측정한 유량의 오차를 보정하기 위해 저울을 이용하여 냉각수의 무게를 측정함으로써 오차를 보정했다.

8. 실험방법

8. 1 기밀 시험과 비응축가스 제거

시험 구간내에서 응축과 비등 현상을 고찰하는 과정에서는 비응축 가스가 아주 작은 양이 존재할 지라도 열전달 계수는 크게 감소한다. 따라서 비응축 가스를 제거하는 것은 응축 및 비등 현상을 연구하는 과정에서 중요한 문제이다. 비응축 가스가 제거된 순수한 물질인 R-11 냉매 증기만이 완전한 폐순환 경로를 이루게 하기 위해 다음과 같은 과정이 필요하다.

실험 장치 내에 설치된 모든 제어 밸브를 완전히 개방하여 실험 장치 전체가 완전 순환 회로가 되게 한 다음, 응축액 저장 탱크(receiving tank)에 설치된 공기 흡입용 밸브를 통해 공기가 공기 압축기에 의해 실험 장치내로 유입된다. 실험 장치 내의 압력이 3kg/cm²(게이지압력)까지 상승하도록 공기를 유입하고 난후 흡입구 밸브를 잠그고 24시간 동안 유지한다. 24시간이 경과한후, 실험 장치내에 압력 강하가 일어나면 실험 장치에 기밀이 되지 않고 누설되는 곳이 있음을 나타낸다. 압력이 강하하지 않을 때까지 위의 과정을 반복한다. 이와같이 하여 장치내의 완전 기밀이 유지 되었음을 확인한다.

기밀 검사가 완료되면 R-11 냉매 순환용 펌프를 이용하여 R-11 냉매가 냉매 용기로 부터 증발기 내부에 유입된다. 이때 냉매는 증발기 내부에 설치한 액체 냉매량 지시계의 70% 선까지 주입된다. 그리고 주입된 냉매량은 증발기 내부의 하부에 설치되어 있는 전기 히터가 완전히 잠길 때 까지 주입했다. 전기 히터가 R-11 냉매속에 완전히 잠기지 않은 경우 전기 히터의 가열과 냉매 증기 발생에 지장을 초래할 수 있다. 이와 같이 기밀 검사를 하고, R-11액체 냉매를 증발기에 주입한 후, 가변 변압기(slidax)를 통해 증발기 하부에 설치되어 있는 전기 히터에 전기 에너지를 공급하여 서서히 R-11 냉매 액체를 가열하여 냉매 증기를 발생시킨다. 발생된 냉매 증기를 시험 구간 내에 순환시키기 전에 증발기에서 발생된 증기 압력을 이용해 시험 구간과 보조 응축기 상부에 설치한 공기 배출 밸브를 열어 실험 장치 내에 존재하고 있는 공기를 완전히 배출시킨다. 비응축 가스인 공기를 완전히 배출 시킨 후에 공기 배출 밸브를 닫고, 시험 구간 내에 증발기에서 발생한 R-11 냉매 증기를 서서히 순환시킨다. 이와같이 함으로써 실험 장치의 기밀을 유지하고, 열전달 계수값을 크게 감소시키는 비응축 가스인 공기를 제거시켰다[18,19].

8. 2 정상상태

본 연구에서 정상 상태란 시험 구간과 그 앞 뒤, 주변에서 공급되는 전기 장치에 의한 입력 에너지와 압력 및 온도상태, 그리고 급수 유량, 급수 온도, 응축량, 증기의 유동 속도 등이 시간의 흐름에 따라 변동이 없고 일정하게 유동 됨을 의미한다. 이와 같이 정상 상태를 유지하기 위해 증발기의 전기 저항을 이

용한 가열 장치에 전원을 공급하고 냉각수계를 통하여 냉각수를 유입시키면서, 에너지를 제거하여 시스템에 에너지 수준을 일정하게 유지한다. 공급된 전력량의 크기는 전압 조정기로, 냉각수의 양을 유량 제어 밸브로 조절한다. 냉각수의 온도는 급수 탱크에 냉각수의 온도를 일정하게 유지시키고, 강제 순환 펌프에 의해 일정한 냉각수량이 공급되도록 하고, 일정량으로 공급된 냉각수를 시험 구간 앞에 설치한 유량 제어 밸브를 통해 유량을 제어하게 함으로써 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 통과시키면서 예비 실험 데이타를 측정한다. 시험구간에서 증기가 응축하면서 잃을 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 관계점을 찾아낸다.

또한 증발기에서 발생한 증기의 질량과 시험 구간에서 응축에 의해 발생한 응축액의 질량과의 평형 즉, 질량이 보존되는가를 측정한다.

이와 같이 하여 모든 예비 실험의 측정자료 데이타를 이용하여 미세한 조정을 함으로써, 순환 실험 장치가 완전히 정상 상태에 도달한 후 측정 실험을 수행한다. 따라서 본 연구의 실험에서는 가장 민감하게 변화하는 증기의 온도 변화율과 시험 구간 내부의 압력을 측정함으로써 이 값들에 대하여 변화율이 없어질 때부터 정상 상태로 보고 측정 실험을 한다.

이때 증기의 온도, 냉각수의 유량, 냉각수의 온도, 증기의 유량, 시험 구간의 압력, 시험 튜브의 표면 온도, 증발기에 공급된 전압 및 전류등이 측정된다.

8. 3 예비 실험

우선 응축액의 유량 측정을 위해서 특별히 제작한 수직 원관에 대한 예비 실험을 했다. 응축액 유량계의 재질은 부식이나 침식이 일어나지 않는 스테인레스강으로 되어 있다. 직경은 39.5mm, 두께는 8mm이고 길이는 1000mm이다.

원관에 표시된 높이와 부피의 관계는 표 1에 나타나 있다. 표 1를 이용하여 응축액체의 유량 측정 장치의 눈금이 300mm에서 600mm를 가르킬때 까지 걸리는 시간을 측정함으로서 단위 시간당 응축량을 계산할 수 있다. 즉

$$\dot{m}_{T.S} = Vol\ \rho_l / \Delta t \qquad (17)$$

여기서 Vol은 응축액 측정 장치인 수직 원관의 일정한 체적을 나타내고, ρ_l은 응축액의 주어진 온도에

표 1 응축액의 유량 측정 장치에서 눈금 높이와 유량 (단위 : cm^3)

유 량	100	200	300	400	500	600	700	800
시험구간 유량계	213.1	426.2	639.4	852.5	1065.6	1278.7	1492.0	1705.0
보조응축기 유량계	213.5	426.4	639.2	852.2	1065.0	1278.1	1489.5	1704.8

서의 밀도를 나타낸다. 그리고 Δt는 체적 Vol을 채우는 동안 걸리는 시간을 나타낸다.

8. 4 에너지의 평형 및 질량의 보존

시험 구간에서 측정값의 정확도를 확인하기 위하여 질량과 에너지의 보존이 측정한 값들 상호간에 유지되는가를 알아볼 필요가 있다.

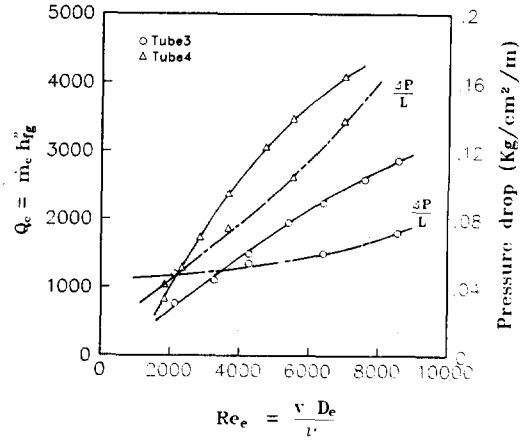
시험구간에서 에너지의 보존을 알아보기 위하여 시험 구간 내에서 포화 증기가 응축할 때 잃은 에너지의 양($\dot{Q}_{T.S}$)은 측정된 응축량($\dot{m}_{T.S}$)과 잠열(h_{fg}'')의 곱으로 나타내고 이때 냉각수가 얻은 에너지($\dot{Q}_{cool}$)의 양을 측정하여 비교하면 시험 구간 내에서의 에너지 보존 정도를 알수 있게 된다. 실험 장치 전 구간에서 에너지 보존 상태를 알기 위해 증발기에서 단위시간당 입력에너지($\dot{Q}_b$)와 시험 구간과 보조 응축기에서 냉각수가 단위 시간당 얻은 에너지의 합과의 비율을 계산함으로써, 전 장치에서 에너지의 보존 상태를 알 수 있다.

그리고 질량의 보존은 증발기에서 발생한 총질량과 보조 응축기와 시험 구간에서 응축된 두 액체의 질량을 합한 총 응축액의 질량의 비율을 계산함으로써, 전체적인 질량 보존 상태를 확인하고 본 측정 실험의 신뢰도를 검토할 수 있다.

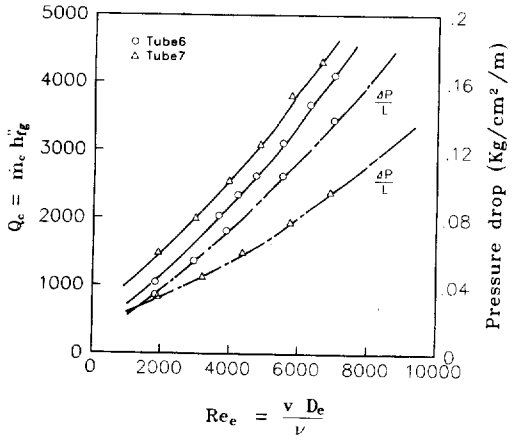
Ⅳ. 결과 및 고찰

튜브 내 표면에 나선홈을 가공할경우 열전달 표면적 증가와 난류 유동에 의해 열전달률이 향상 되는 것은 사실이나, 난류 유동에 의한 압력 손실을 초래함으로 이를 보상하기 위해서는 펌프 동력이 증가하게 된다. 그러므로 나선홈 형상에 의한 열전달률 증가로 에너지 절감량과 압력 손실을 보상하기 위해 증가시킨 펌프 동력의 에너지 손실량을 비교 분석하는 것이 필수적이다.

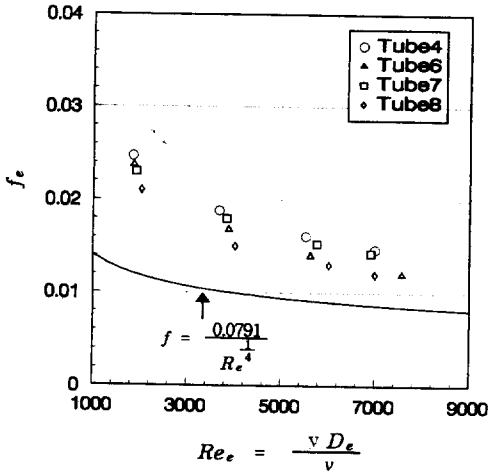
<그림 2>와 <그림 3>은 응축 열전달 실험에서 압력 강하 손실을 측정한 실험 데이타를 나타낸다. <그림 2>는 나선홈이 없는 1024fpm 튜브와 나선홈이 10골 있는 1024fpm 튜브의 압력 손실량을 나타낸다. 그림으로부터 레이놀즈수가 증가함에 따라 나선홈이 없는 경우보다 있는 경우가 현격히 압력손실이 증가함을 보이고 있다. <그림 3>에서는 나선홈이 10골이 있는 경우와 30골이 있는 경우의 압력 강하량을 나타내고 있다. 이 실험 데이타에서는 나선홈이 30골이 있는 경우의 압력손실량이 10골이 있는 경우보다 적게 나타났다. 반면에 열전달률은 더 높았다. 즉 나선홈이 30



<그림 2> **Comparison of Heat Transfer and Pressure Drop at Condensation.**



<그림 3> **Comparison of Heat Transfer and Pressure Drop at Condensation.**



<그림 4> **Friction factors for Inner Fin Tubes at Condensation.**

골인 경우가 10골보다 열전달율은 증가되고, 압력강하 손실량은 더 적으므로 최적조건임을 보이고 있다. 이러한 사실은 나선홈이 30골인 경우 전열 표면적 증가와 압력 손실을 적게 하면서 난류유동을 형성시키기에는 10골보다 더 최적 조건임을 보이나 최적 조건 규명을 좀더 분석하기 위해서는 여러가지 나선홈수에 대한 실험적 고찰이 더 필요한 것으로 사료된다.

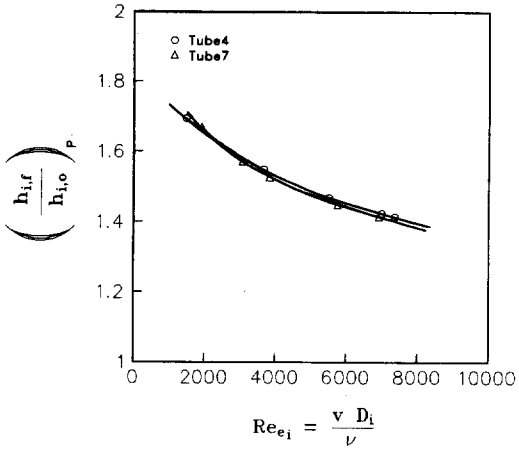
<그림 4>는 나선홈의 영향에 의한 마찰계수 값을 나타내었다. 등가 직경을 기준으로 한 마찰계수 값은 식 (19)와 실험데이타로부터 계산된다.

$$f = \frac{D\Delta Pg_c}{2L\rho V^2} \tag{18}$$

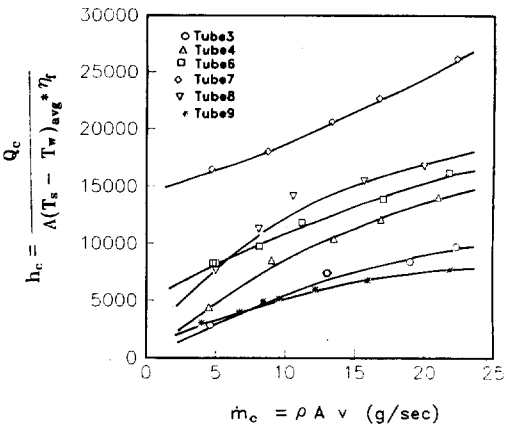
내경을 기준으로 할 경우, 튜브 내부 표면에 나선홈이 있는 경우와 없는 경우의 마찰계수의 비는 나선홈이 10골인 경우는 $f_i f/f_{i,o} \cong 1.7 \sim 2.1$, 그리고 30골인 경우는 $f_i f/f_{i,o} \cong$ 이다. 레이놀즈수가 높을수록 마찰계수는 크게 감소함을 보이고 있다. 등가직경을 기준으로 한 마찰계수 값은 Blausius 식으로부터 얻은 값보다 좀더 높게 나타났다.

$$f_e = \frac{0.0791}{R_{ee}} \tag{19}$$

Blausius식으로 보다 마찰계수 값이 높게 나타난 것은 핀 튜브의 유동양식의 해석이 충분히 등가직경의 개념으로 해석되지 않은 것으로 고려된다. 나선홈에 대한 마찰계수 값은 등가직경과 피치비(p/De)에 관계되는 것으로 고려된다. 그러므로 본 연구에서 실험과, 레이놀즈의 범위($2000 \leq R_{ee} \leq 55{,}000$)의 범위에서는 다음 식이 산출된다.



<그림 5> **Performance of Inner Fin Tubes at Constant Pumping Power at Condensation.**



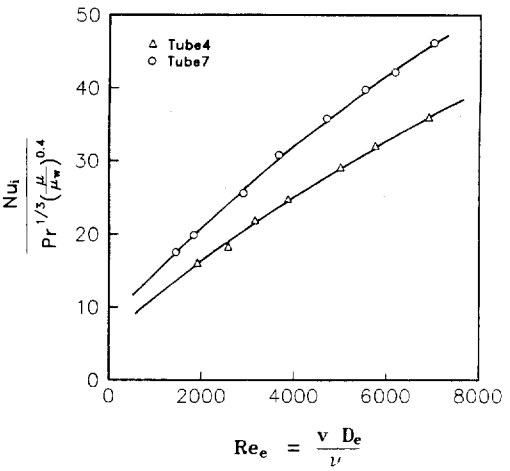
<그림 6> **Measured Average Condensing coefficient versus Mass, Flow Rate for Tubes Tested**

$$f_e = \frac{0.614}{R_{ee}^{0.39}(P/D_e)^{0.2}} \qquad (20)$$

<그림 5>는 일정한 펌프 동력하에서 평튜브와 나선홈이 있는 튜브와의 열전달 성능을 비교한 값을 나타낸다. 레이놀즈수가 2000~7000의 범위에서는 응축 열전달 계수비가 1.4~2.0 범위에 있다. 나선홈이 10골인 경우와 30골인 경우, 근사한 값을 나타내고 있다. 이 결과로부터 레이놀즈수가 증가함에 따라 압력손실이 증가하여 펌프 동력이 상승하게 되므로 열전달 향상 값과 펌프동력 증가의 영향을 고려하여 성능계수를 해석하는 것이 필수적임을 알 수 있다.

<그림 6>은 증기 질량 유속을 변수로하여 응축 열전달 계수값을 계산한 결과 값이다. 증기 질량 유속이 5~25g/sec 범위에서 실험을 실시한 결과 <그림 6>에 나타난 바와 같이 응축 열전달 계수값이 평튜브에 비해 2~4 배까지 증가함을 보이고 있다. 8가지의 핀 형상 튜브에서 튜브 외표면에는 핀 밀도가 1299fpm이고 내표면에서 나선 홈이 30골인 경우가 최고 높은 응축 열전달 성능을 나타내고 있다. 그리고 이와 같이 응축 질량 유속의 변수로써 해석한 응축열전달 계수값은 응축율의 증가에 의한 영향을 고찰하므로서 응축성능 계수값을 해석하는 데 보다 더 이해가 증진된다.

<그림 7>은 나선 홈이 10골과 30골인 경우의 열전달 성능계수를 보이고 있다. 튜브 내경을 기



<그림 7> **Heat Transfer Performance of Spiral Fin Tubes at Condensation. (based on norminal area and inside diameter)**

준으로 한 Nusselt값은 핀튜브를 평튜브로 환산한 값을 나타낸다. 공칭면적을 기준으로 한 경우, 핀 튜브에 대한 Nusselt수는 Reynold수가 6000에서 30골 튜브가 10골 튜브보다 1.3배정도 높게 나타났다. 압력손실과 Nusselt값의 결과로부터 30골 튜브가 10골 튜브보다 열전달 성능이 우수함을 알 수 있다.

V. 결 론

외표면의 핀 밀도가 4가지 조건인 튜브와 내표면의 나선 홈 수가 2가지 조건인 튜브를 조합하여 총 8가지의 튜브 형상을 선택하여 열전달 성능이 최고가 되는 최적 조건의 튜브 외표면의 핀 형상과 튜브 내면의 나선 홈 형상을 규명했다. 그리고 튜브 내면의 나선 홈에 의한 압력 손실량을 규명하여 일정 동력하에서 열전달 성능비를 규명하고, 평튜브와 비교 검토했다.

1. 튜브 표면에서의 유동 형태는 응축 열전달 실험에서는 8가지 튜브 모두가 막응축이 형성되었다.

2. 레이놀즈수가 증가함에 따라 튜브 내면에 나선 홈이 없는 경우보다 있는 경우가 현격히 압력강하 손실이 증가했다. 나선 홈이 30골의 경우보다 10골의 경우가 압력강하 손실량이 증가했다. 나선 홈이 10골인 경우는 마찰계수 값이 평튜브보다 1.7~2.1배이고 30골의 경우는 1.6~1.9배 높게 나타났다.

3. 펌프 동력을 고려한 응축 열전달 계수값은 평튜브에 비해 1.7~2배 더 높게 나타났다.

4. 압력손실과 Nusselt 값의 결과로 부터 10골 튜브보다 30골 튜브가 열전달 성능이 우수함을 알 수 있다.

참 고 문 헌

1. 설원실, "냉매 R-502 의 수평관내 비등 열전달에 관한 연구", MS, 부산수산대 학원, 1990.
2. 오 종택, "냉매 R-11 의 수평관내 자연 순환 비등 열전달에 관한 연구", MS, 부산수산대학원, 1987.
3. Sebald, J. F., "A History of Steam Surface Condensers for the Electric Utility Industry", Heat Transfer Engineering, Vol. 1, No.3, 1980, pp. 80 - 87
4. MARTO, P. J., "Recent Progress in Enhancing Film Condensation Heat transfer Tubes", Heat Transfer Engineering, Vol.7 nos. 3 - 4 1986, pp. 53 - 63
5. MARTO, P. J., Heat Transfer and Two-Phase Flow during Shell-Side Condensation, Heat Transfer Eng., Vol. 5, nos. 1-2, 1984, pp. 31 - 61,
6. Yau, K. K., Cooper, J. R., and Rose, J. W., "Effect of Fin Spacing on the Performance of Horizontal Integral-Fin Condenser Tubes, J. Heat Transfer, Vol. 107, pp. 377 - 383, 1985.
7. 吉川和男, "冷凍機用フインチユブの 傳熱特性に ついて", UDC : 662.987 : 669.35 : 621.643, 昭和 51年 8月 pp. 39 - 48.
8. Watkinson, A. P., Miletti, D. L., Tarassoff, P., "Turbulent Heat Transfer and Pressure Drop in Internally Finned Tubes", AICHE SYMPOSIUM SERIES, No. 131, Vol. 69, pp. 94 - 103.
9. Watkinson, A. P., Miletti, D. L., and Kubanek, G. R., "Heat Transfer and Pressure Drop of Forge - Fin Tubes in Turbulent Air Flow", Paper Presented at the Semi - Annual ASHRAE Meeting, Atlantic City, N.

J., 26 - 30 January 1975.

10. Watkinson, A. P., Miletti, D. L., Kubanek, G. R., "Heat Transfer and Pressure Drop of Internally Finned tubes in Laminar Oil Flow", Contributed by the Heat Transfer Division of the American Society of Mechanical Engineers for Presentation at the AIChE - ASME Heat Transfer Conference, San Francisco, California 11 - 13, 1975. pp. 1 - 9.
11. 伊勝正昭, 木材秀行, "內面らせんそ"付き管の 沸騰 熱傳達と 壓力 損失", 日本 機械學會(B편), 45卷 38號 昭和 54 - 1, pp. 118 - 126.
12. Kraus, A. D., "Extended Surfaces", Spartan Books, pp. 47 - 62, Baltimore, Md. 1964.
13. Ornatskii, A. P., Shcherbakob, V. K., and Semena, M. G., "Thermal Eng.(USSR), 17,(2), 108, 1970.
14. Bergles, A. E., Brown, J. S., and Snider, W. D., Paper Presented at ASME - AIChE Heat Transfer Conf., Tulsa, Okla, 1971.
15. 윤 정인, "Refrigerant Condensing Heat Transfer Coefficient Inside Vertical Double Pipe Heat Exchangers", MS, 부산수산대학원, 1990.
16. 신 종민 , "수직 원관 주위의 자연대류 응축 열전달 실험", MS, 부산대학원, 1998.
17. Holman, J. P., Heat Transfer - Fourth Edition, McGraw - Hill Book Compny, 1976, Chapter 2, pp. 38 - 45.
18. 김 의광, "자연대류 층류 막응축에서의 공기의 영향", MS, 부산대학원, 1988.
19. Minkowycz, W. J., and Sparrow, E. M., "Condensation Heat Transfer in the Presence of Noncondensables, Interifacial Resistance, Superheating, Variable Properties, and Diffusion, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 9, 1125 - 1144, 1966.

A Study on Finned Tube Used in Turbo Refrigerator(III)

- for Pressure Drop -

Kyu - Il HAN · Si - Young KIM · Dong - HyunCHO

(National Fisheries University of Pusan)

Heat transfer and pressure drop measurements are made on low integral-fin tubes in turbulent water flow condition. The integral-fin tubes investigated in this paper are nominally 19mm in diameter. Eight tubes have been used with trapezoidally shaped integral-fins having fin density from 748 to 1654 fpm and 10, 30 grooves. Plain tube having same diameter as finned tube is also tested for comparison.

Experiments are carried out using R - 11 as working fluid. The refrigerant condensates at a saturation state of 30℃ on the outside tube surface cooled by coolant. The amount of noncondensable gases present in the test loop is reduced to a negligible value by repeated purging. For a given heat input to the boiler and given cooling water flow rate, all test data are taken on steady state.

The heat transfer loop is used for testing single long tubes and cooling water 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 tube. The pressure drop across the test section is measured by means of pressure guage and manometer. Each tube tested is cleaned with sodium dichromate pickling solution and well rinsed with water prior to installation in the test section.

The results obtained in this study is as follows :

1. Based on inside diameter and nominal inside area, heat transfer of finned tube is enhanced up to 4 times as that of a plain tube at constant Reynolds number and up to 2 times at constant pumping power.

2. Friction factors are up to 1.6~2.1 times those of plain tube.

3. At a given Reynolds number, Nusselt number decrease with increasing pitch to diameter.

4. The constant pumping power ratio for low integral-fin tubes increase directly with the effective area to the nominal area ratio, and with the effective area diameter ratio.