

## 공작기계 절삭유 냉각용 낮은 핀관의 열전달 성능에 관한 연구

조동현\*, 이종선(대진대학교)

# A Study on the Performance of Heat Transfer of Low Fin Tubes Used in Cooling of the Cutting Oil of the Machine Tool

Dong-Hyun Cho\*, Jong-Sun Lee

### Abstract

Nine tubes with trapezoidal integral-fins having fin densities from 748 to 1654fpm and 10,30 grooves and finned tubes with caves of 0.55 and 0.64 mm height respectively are tested. A plain tube having same diameter as the finned tubes is also tested for comparison. In case of condensation CFC-11 condensates at saturation state of 32°C on the outside surface cooled by inside cooling water flows. And in case of boiling the refrigerant evaporates at a saturation state of 1 bar on the outside tube surface and heat is supplied by hot water which circulates inside of the tube. The tube having fin density of 1299fpm and 30grooves has the best condensation overall heat transfer coefficient. However, as far as boiling heat transfer coefficient concerns, fin tubes with cave show higher value than low fin tube having fin density of 1299fpm and 30 grooves.

**Key Word** : Low Fin Tube(낮은 핀관), Low Fin Tube with Cave(空洞形狀 핀관), Pool Boiling(풀비등), Condensation(응축), Nucleate Boiling(핵 비등), Overall Heat Transfer Coefficient(총합열전달계수)

### 1. 서론

응축열전달의 경우 열전달 성능을 향상시키기 위한 연구는 여러방향으로 진행되고 있으며, 이를 위해 튜브 표면에 여러 형태의 기하학적 형상을 가진 낮은 핀을 가공하여 열전달 표면적을 증가시키는 동시에 응축액 역류 표면적을 감소시키는 방향으로 진행되고 있는 실정이다. 그리고 비등열전달의 경우는 핀표면적의 증가로서 평가할 수도 있으나, 핀 표면에서 상변화를 수반하는 비등열전달의 경우에는 발생하는 기포

의 거동이 열전달과 밀접한 관계가 있기 때문에 단위 면적당의 열전달 향상에 대해서도 검토하는 것이 필요하다. 이점에 대해서 吉川<sup>1)</sup>, Hahne<sup>2)</sup>, Fujita<sup>3)</sup> 등은 상변화를 수반하는 비등열전달의 경우의 핀의 효과에 대해서 이론적 및 실험적으로 규명하였다. 이들은 직경 19mm 튜브에서 CFC-11, 12, 114, 냉매를 사용하여 연구한 결과에 의하면, 핀 높이 1.2 ~ 1.4 mm, 핀 수 25 ~ 35 fpi일때 비등열전달 성능이 최고를 보였다. 같은 조건에서 이 튜브들은 평튜브에 비해 비등열전달율이 1.2 ~ 1.9배 향상 되었다. 그리

므로 낮은 핀 관은 응축기용에 사용하는 것이 보다 더 효과적이며, 증발기용으로는 기포가 보다 더 용이하게 발생할 수 있는 핀 형상이 바람직하다고 하였다. 그러므로 본 연구에서는 낮은 핀관의 응축 및 풀비등열전달 성능에 관하여 연구하고, 여기서 얻은 결과와 공동형상(空洞形狀)핀관의 비등열전달 성능을 비교분석한다. 공동형상 핀관은 기포가 보다 더 많이 발생할 수 있는 미세한 피치로서 공동(동굴모양)을 만들어 그 상부에는 공동과 연결된 개공을 많이 만들고, 공동 내벽에서의 얇은 액막의 증발이 비등열전달 촉진에 크게 기여할 수 있도록 제작했다. 이와 같은 핀 형상을 가지는 공동형상핀 관의 열전달 성능을 평튜브 및 낮은 핀 관과 비교분석한다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험장치 및 방법

실험장치는 CFC-11 냉매탱크, 온수보일러, 시험구간, 응축기, 냉매 유량측정계, 온수 유량측정계 그리고 냉각수 탱크, CFC-11 냉매 순환회로와 온수 순환회로로 구성했다. 그리고 시험구간의 상단 1800 mm 지점에 공기 배출밸브를 설치하여 비응축 가스인 공기를 배출하도록 했다<sup>4)</sup>. 실험장치의 전 구간에 외부와 단열을 위해 두께 25 mm의 그라스울 보온재를 2겹으로 보온하여 외부로의 열손실은 무시할 수 있도록 했다. 비등시험구간은  $\phi 125 \text{ mm}$ , 길이 2000 mm의 원통을 수평으로 설치했으며, 이 내부에 외경  $\phi 19 \text{ mm}$ , 내경  $\phi 16.5 \text{ mm}$ 의 핀튜브를 동축방향으로 설치했다. 핀튜브 내부에는 온수가 흐르며, CFC-11 액체냉매는 시험 전열관의 외표면에서 온수와 열교환에 의해 비등증기가 발생된다. CFC-11 액체냉매는 강제 순환펌프에 의해 시험구간에 유입된다. 시험구간내의 냉매는 역류를 방지하기 위해 냉매 순환 펌프와 시험구간사이에 역류 방지용 체크 밸브를 설치했으며, 시험구간의 하부의 유입구에 급류를 방지하기 위하여 길이 200 mm,  $\phi 100 \text{ mm}$  용량의 급

류 완충장치를 설치했다. 비등열전달 실험시 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 냉매펌프가 작동하게 된다. 그리고 71%선까지 액면이 상승하면 냉매펌프가 정지하도록 제어시스템을 구성했다. 이와같이 하여 시험구간내에 CFC-11 액체냉매의 양은 액면계의 70~71%로 일정하게 유지시켰으며, 항상 시험튜브가 액체냉매의 10 mm 하부에 완전히 잠겨있도록 했다. 시험구간에서 발생된 비등증기는 응축기에서 완전히 응축시키고 응축된 액체냉매는 응축액 유량측정계에서 응축액 유량을 측정하고 난 후 CFC-11 냉매탱크로 순환된다. 온수 순환회로는 온수보일러, 온수 강제순환펌프, 병렬로 설치된 2개의 온수유량계 그리고 온수배관으로 구성된다. 온수보일러는  $\phi 350 \text{ mm}$  길이 1000 mm 크기이며, 내부에는 5 kW 용량의 침적식 가열기를 설치했다. 보일러 내부의 온수온도는 온도센서에 의해 A/D 변환기를 통해 컴퓨터에서  $\pm 0.1^\circ\text{C}$  범위에서 일정하게 제어가 되도록 구성했다. 일정하게 가열된 온수는 온수 강제순환펌프에 의해 시험구간에 설치된 온수유량계를 통과하면서 온수유량을 측정 후 시험구간의 핀튜브 내부로 유입된다. 유입된 온수는 CFC-11 액체냉매와 열교환이 된 후 순환 배관 회로를 통해 온수보일러로 순환되도록 구성했다. 온수유량 조절은 온수유량계 입구에 설치된 유량조절 제어밸브로 하였으며, 펌프의 과부하를 방지하기 위하여 By-pass line을 설치했다.  $\phi 0.3 \text{ mm}$  동-콘스탄탄 열전대를 이용하여 시험구간 내부의 액체냉매 온도와 증기온도 그리고 핀튜브의 표면온도, 온수의 입출구온도를 측정했다. 시험구간의 냉매온도는 450 mm 간격으로 5곳에 동-콘스탄탄 열전대를 설치하여 측정하고, 시험튜브 표면온도는 튜브 길이 방향에서 450 mm 간격으로 5점, 각 단면에서 튜브 윗 부분을  $0^\circ$ 로 기준으로 하여 시계 방향으로  $0^\circ$ ,  $90^\circ$ ,  $180^\circ$  위치에 3점씩 측정하여 평균값을 취했다. 시험튜브

브에 심은 열전대는 튜브 표면에 폭 2 mm, 깊이 1 mm, 길이 20 mm 크기의 홈을 내어 열전대의 접점을 홈에 완전히 접촉시킨후 은납으로 채우고 24시간이 경과한 후에 외부와 교란을 방지하기 위하여 에폭시수지로 덮었다. 온수의 입출구 온도는 평균 체적온도를 측정하기 위하여  $\phi 40\text{ mm}$ , 길이 400 mm 크기의 디스크와 도우넛형 열교환 장치에서 3점의 온도를 측정하여 평균값을 취했다. 위의 모든 열전대선은 냉점을 통해 보정하였고, A/D변환기를 통해 컴퓨터에 연결하여 1/10 °C까지 정확한 값을 계측할 수 있도록 했다. 비등증기의 입출구 압력과 온수의 입출구의 압력을 측정하기 위하여 1/100 kg/cm<sup>2</sup>까지 측정할 수 있는 브로돈식 압력계와 수은주 마노미터를 설치했다.

응축시험구간은 비등 시험구간과 동일한 시험구간에서 핀튜브 내부에서는 냉각수가 흐르며, CFC-11 증기냉매는 시험 전열관의 외표면에서 냉각수와 열교환에 의해 응축이 된다. 그리고 냉각수 순환장치는 시험구간용 냉각수 순환장치와 보조 응축기의 튜브 내부에 순환되는 냉각수 순환장치로 구성했다. 냉각수는 0.7 kW의 냉각수 펌프를 가동시켜 시험구간에 강제순환시켰다.

## 2.2 실험방법

비등실험은 온수의 유량과 온도, 냉매온도, 비등 증기량, 압력을 시간의 흐름에 따라 변동이 없도록 일정하게 유지시켜 정상상태에서 실험 데이터를 측정했다. 그리고 실험이 수행되기 전에 시험튜브를 정상상태로 유지하기 위하여 3 시간 이상 최대 열전달율 ( $\dot{q} = 15000\text{ W/m}^2$ )로 유지시키면서 온수와 냉매를 순환시켰다. 모든 실험은 열플럭스를 높은 값에서 낮은 값으로 단계적으로 감소시키면서 실험데이터를 측정했다. 시험구간 내의 냉매온도는  $T_s = 23.6\text{ }^\circ\text{C}$ , 압력은  $P_s = 1\text{ bar}$  상태를 유지했다. 이와 같은 조건하에서 측정된 데이터로부터 식(1)을 이용하여 평균 비등열전달계수값을 산출했다.

$$h_b = \frac{\dot{Q}_{avg}}{A_o \Delta T_{ws}} = \frac{(\dot{Q}_{hot} + \dot{Q}_b)/2}{A_o (T_w - T_s)_{avg}} \quad (1)$$

평균열전달율은 온수가 잃은 열량과 냉매가 얻은 열량의 평균값을 나타낸다.  $A_o$ 는 시험튜브의 총표면적이며, 평균 비등열전달계수값 계산에서  $\Delta T_{ws}$  값은 시험튜브 벽면의 평균온도와 액체냉매의 평균온도의 차를 나타낸다. 전 구간의 실험에서 온수가 잃은 열량과 CFC-11 액체냉매가 얻은 열량의 에너지평형은 8%의 오차 범위에서 실험이 이루어 졌다. 실험데이터를 분석하기 위해 열플럭스는  $\dot{q} = \dot{Q}_{avg}/A_o$  로 정의했다.

응축실험은 시험구간에서 증기가 응축되면서 잃은 에너지와 냉각수가 얻은 에너지가 에너지평형이 되도록 예비실험을 했다. 이와 같이 예비실험을 통하여 순환 실험장치가 완전히 정상상태에 도달한 후 측정실험을 수행했다. 냉매가 응축시 잃은 열량과 냉각수가 얻은 열량의 에너지균형은 8% 범위에서 유지되었다.

시험구간을 통과한 단위 시간당 응축량( $\dot{m}_c$ )에 의한 응축열량( $\dot{Q}_c$ )은 다음식에 의해 구했다.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c h_{fg}'' \quad (2)$$

여기서  $h_{fg} = h_{fg} + 0.68 C_{p,cool} (T_{in} - T_{out})_{avg}$  이다.

냉각수가 얻은 에너지량( $\dot{Q}_{cool}$ )은 시험구간을 통과한 단위 시간당의 냉각수 질량에 따라서 다음식에 의해 구했다.

$$\dot{Q}_{cool} = \dot{M}_{cool} C_{p,cool} (T_{in} - T_{out})_{avg} \quad (3)$$

이와 같은 조건하에서 측정된 데이터로부터 식(4)를 이용하여 평균 응축열전달계수를 구했다.

$$h_c = \frac{\dot{Q}_{avg}}{A_o \Delta T_{ws}} = \frac{(\dot{Q}_{cool} + \dot{Q}_c)/2}{A_o (T_w - T_s)_{avg}} \quad (4)$$

### 2.3 실험 재료

실험에 사용한 튜브규격은 표1과 같다. 낮은 핀관은 핀밀도가 748, 1024, 1299, 1654fpm인 튜브이며, 내부 나선홈은 10, 30골이다. 그리고 공동형상 핀관은 증발구 높이가 0.55, 0.64 mm 이다. Fig. 1은 낮은 핀관의 사진이며 Fig. 2는 공동형상핀 튜브의 사진을 나타낸다.



Fig. 1 Photograph of Finned and Grooved Tube

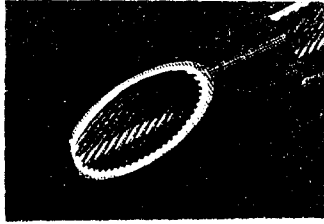


Fig. 2 Photograph of Finned Tube with Cave

## 3. 결과 및 고찰

### 3.1 응축

평튜브에 대한 Nusselt<sup>5)</sup>의 층류 막응축 이론식은 식(5)와 같다.

$$h_H = 0.725 \left( \frac{k^3 \rho^2 g h_{fg}}{\mu \Delta T_{sw} D_o} \right)^{0.25} \quad (5)$$

Beatty와 Katz<sup>6)</sup>의 낮은 핀관에 대한 이론식은 식(6)과 같다

$$h_{B-K} = 0.689 F^{\frac{1}{4}} \left[ \frac{A_f}{A_{eff}} \left( \frac{1}{D_r} \right)^{0.25} + 1.3 \frac{(nA_f)}{A_{eff}} \left( \frac{1}{L} \right)^{0.25} \right] \quad (6)$$

여기서  $F = \left( \frac{k^3 \rho^2 g h_{fg}}{\mu \Delta T_{sw}} \right)^{0.25}$  이다.

그리고 Webb<sup>7)</sup>는 식(7)과 같이 응축액 역류 표면적비를 구하는 이론식을 적용하여, 식(8)과 같이 응축열전달계수값을 수정했다.

$$c_b = \frac{1}{\pi} \cos^{-1} \left[ 1 - \frac{2\alpha(P-t_b)}{\rho g D_o (p/c - A_b)} \right] \quad (7)$$

$$h_c \eta_1 = (1 - c_b) \left( h_H \frac{A_f}{A} + h_f \eta_f \frac{A_f}{A} \right) + c_b h_b \quad (8)$$

$h_H$ 값은 핀으로 부터의 응축액 배출에서 응축액막 두께를 고려한 Nusselt<sup>5)</sup>의 이론식으로부터 계산된다.

$$h_H = 1.514 \left( \frac{\mu^2}{k^3 \rho^2 g} Re \right)^{-1/3} \quad (9)$$

그리고  $h_f$  값은 식(10)에 의해 계산된다.

$$\frac{h_f S_m}{k} = 2.149 \left[ \frac{\sigma h_{fg} S_m}{\nu k \Delta T_{es}} \frac{(\xi+1)}{(\xi+2)^3} \right]^{1/4} \quad (10)$$

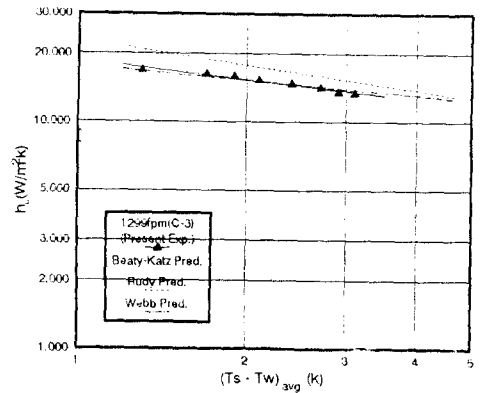


Fig. 3 Predicted and Measured Average Condensation Heat Transfer Coefficients vs. Vapor to Wall Temperature Difference

Fig. 3은 1299 fpm 튜브에 대한 이론값과 실험값을 나타낸다. 본 연구의 실험값을 Beatty-Katz<sup>6)</sup>의 이론값과 비교하면, 실험값이 이론값보다 40% 높게 나타났다. 그리고 Rudy<sup>8)</sup>의 이

론값과 비교하면 실험값이 이론값보다 15% 낮게 나타났다. 그리고 Webb의 응축액 역류를 고려한 표면장력 이론은 전 핀밀도에서 -5 ~ 20% 범위에서 비교적 잘 일치했다. 이 결과와 한등의 결과로부터 핀밀도가 작은 범위( $fpm < 1024$ )에서는 Beatty-Katz<sup>6)</sup>의 중력 이론모델이 비교적 잘 일치했다. 이것은 핀밀도가 적은 범위에서는 응축액에 작용하는 중력이 응축액을 배출하는 영향이 더 큼을 알 수 있다. 그리고  $fpm > 1024$ 의 범위에서는 핀밀도가 증가할수록 Rudy의 표면장력 이론에 근접하고 있음을 알 수 있다. 이 결과로부터 핀밀도가 증가할수록 표면 장력이 응축액을 배출시키는데 더 큰 비중을 차지함을 알 수 있다. 그런데 Rudy<sup>8)</sup>의 표면장력 이론은 응축액 역류를 고려하지 않은 경우이다. 하지만 모든 핀튜브의 실험에서 핀튜브 밑 부분에 응축액 역류가 존재했으며, 핀밀도가 증가할수록 응축액 역류표면적이 현격히 증가하였다. 그러므로 Webb의 응축액 역류를 고려한 표면장력 이론이 타당한 것으로 고려된다.

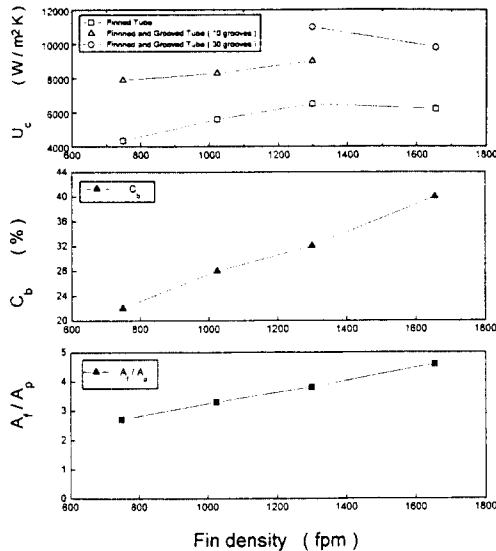


Fig. 4 Measured Condensation Overall Heat Transfer Coefficient, Fraction of Tube Circumference Flooded and Area Ratio of Finned Tube to Plain Tube vs. Fin Density

Fig. 4는 핀밀도의 변화에 대한 응축 총합열전달계수와 응축액 역류 표면적비의 상관 관계를 나타낸다. 핀밀도를 순차적으로 증가시키면서 실험한 결과로부터 1299  $fpm$ 까지는 응축 총합열전달계수값이 증가하나 이 이상 핀밀도를 증가시키면 오히려 응축열전달계수값이 감소했다. 핀밀도를 증가시키면 표면장력에 의해 튜브 윗부분은 응축액막을 얇게되어 응축열전달율이 향상되지만, 튜브 밑 부분에서는 핀과 핀 사이에 응축액을 응집하게 하는 원인이 되어 오히려 응축열전달 성능을 저해하는 요소로 작용한다. 즉 핀밀도가 증가할수록 응축액 역류 표면적을 증가시키는 원인이 되므로, 낮은 핀관에서 응축열전달 성능 향상을 위해서 핀밀도를 증가시킬 경우에는 전열 표면적 증가에 의한 열전달 상승효과와 응축액 역류표면적 증가로 인한 감소효과를 동시에 해석해야 한다. Rudy에 의하면 응축액 역류표면에서의 응축열전달율은 전체 응축열전달율에 비해 무시해도 좋을 만큼 작은 값이라고 했다. 본 연구결과로부터 작동유체가 CFC-11인 경우 응축액 역류표면적이 총표면적의 40% 이상이 되면 응축열전달계수값이 오히려 감소했다. 튜브 외부는 핀밀도와 핀 형상이 동일하고 튜브 내부에 나선홈이 10골과 30골 있는 1299  $fpm$  튜브에 대하여 평균 응축액 역류표면적과 총열전달계수값의 관계를 고찰해보면 응축액 역류표면적은 내부의 나선홈의 유무에 관계없이 일정함을 알 수 있다. 그런데 핀과 나선 홈이 동시에 있는 낮은 핀관인 경우의 응축열전달계수값은 튜브 외표면에만 핀이 있는 낮은 핀관보다도 1.3 ~ 1.8배까지 증가함을 알 수 있다. 그러므로 튜브 내부에 나선홈 형상 변화에 대하여 응축열전달 성능변화가 현저하므로 튜브 외부에 핀형상을 최적화하고 동시에 튜브 내부에 나선홈 수와 홈형상을 최적화하여, 이를 조합한 낮은 핀관으로 전향함으로써 응축열전달성능을 최대도 촉진시킬 수 있음을 알 수 있다.

### 3.2 비등

본 연구에서는 낮은 핀관과 공동형상 핀관의

폴비등에 관하여 열전달 성능을 실험적으로 연구했다. 그리고 폴비등에서 공동형상핀 관과 낮은 핀관의 열전달 성능을 비교 분석을 중점적으로 했다. 낮은 핀관의 열전달 성능을 분석하기 위해 Hahne<sup>9)</sup>의 낮은 핀관 이론식을 이용하고, 한동의 실험 데이터를 인용했다. 낮은 핀관에서 비등시 전달되는 열플럭스는 핵비등에 의한 기포영역으로부터 전달되는 열플럭스와 대류에 의한 튜브표면으로부터 전달되는 열플럭스로 이루어진다. 비등 열플럭스와 열전달계수는 Mick의 식으로부터 구했다.

$$\dot{q}_B = h_B(T_w - T_s)A_B/A \quad (11)$$

$$h_B = (x_1 \rho_1 C_{pl})^{1/2} f^{1/2} \pi^{-1/2} \quad (12)$$

낮은 핀관에서 자연대류에 의한 열전달은 Kubler<sup>11)</sup>에 의해 제안된 관계식으로부터 구했다.

$$Nu = -0.55 + 0.48(Gr_{mod} Pr)^{0.27} \\ = h_{fc}(P_f - t_b)/x \quad (13)$$

$$Gr_{mod} = \frac{\beta g(T_w - T_s)(P_f - t_b)^3}{\nu^2} \frac{P_f - t_b}{D_f} \quad (14)$$

자연대류에 의한 튜브표면에서의 열플럭스는 식(15)에 의해 구했다.

$$\dot{q}_c = h_{fc}(T_w - T_s)(1 - A_B/A) \quad (15)$$

Hahne<sup>9)</sup>은 핵비등에 의한 기포영역에서의 비등열전달계수에 대한 식(12)와 자연대류열전달계수의 식(14)를 조합하여 낮은 핀관의 비등열전달계수를 식(17)과 같이 나타내었다.

$$\dot{q} = \dot{q}_B + \dot{q}_c \quad (16)$$

$$h_b = \dot{q}/(T_w - T_s) \quad (17)$$

Fig. 5는 Hahne<sup>9)</sup>의 낮은 핀관에 대하여 계산한 이론 비등열전달계수값과 공동형상핀 관의 비등열전달계수값을 비교분석한 것을 나타낸다. 공동형상 핀관이 낮은 핀관보다 비등열전달계수값이 높게 나타났다. 그리고 증발구의 높이가 0.64 mm인 공동형상 핀관(E-2 Tube)이 증발구

높이가 0.55 mm인 공동형상핀 관(E-1 Tube)보다 비등열전달계수값이 높게 나타났다. 이 결과로부터 기포발생이 용이하도록 한 공동형상핀관이 전열 표면적 증가에 목적이 있는 낮은 핀관보다 폴비등에서는 보다 더 우수한 성능 향상을 나타냈다. 그러므로 증발기용 전열관은 핀형상을 기포발생이 용이하도록 한 공동형상핀이 적합함을 알 수 있다. 공동형상 핀에서 증발구 높이가 0.64 mm인 관이 0.55 mm인 관보다 비등열전달계수값이 높게 나타난 결과로부터 공동의 크기, 공동돌기 점유율과 돌기의 방향의 변화에 의해 비등열전달계수 값이 많은 변화가 있을 것으로 예측된다.

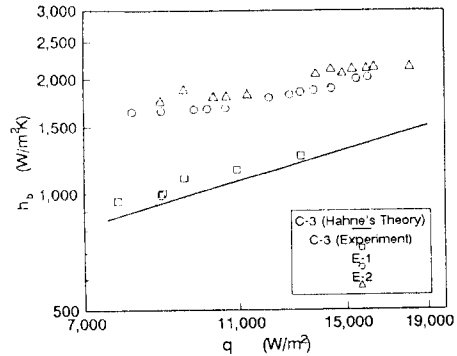


Fig. 5 Comparison of Heat Transfer Coefficient vs. Heat Flux with Hahne's Result

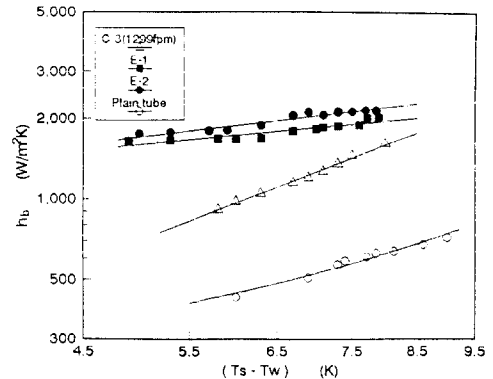


Fig. 6 Measured Average Heat Transfer Coefficient vs. Liquid-to-Wall Temperature Difference for Boiling

Fig. 6은 공동형상 핀관의 비등열전달계수값과 핀밀도가 1299fpm인 낮은 핀관의 실험 데이터

터와 비교한 것을 나타낸다. 낮은 핀관에서 한 등 이 실험한 결과에 의하면 핀밀도가 1299fpm 인 낮은 핀관이 최고의 비등열전달 성능을 나타냈다. 그런데 본 연구의 실험결과로부터 공동형상 핀관이 핀밀도가 1299fpm인 낮은 핀관보다 비등 열전달 계수값이 높게 나타났다. 이 결과로부터 전열면의 표면하에는 미세한 퍼치로서 공동(둥굴모양)을 만들고, 그 상부에는 공동과 연결되는 개공을 만들므로써 공동 내부에서의 얇은 액막의 증발이 비등열전달 촉진에 크게 기여한 것으로 고려된다.

### 3.3 낮은 핀관의 응축 및 비등 총합 열전달계수

튜브 내부가 평튜브인 경우의 Nusselt수는 Sieder-Tate식에 의해 계산된다.

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

나선홈이 있는 튜브에 대한 내부 열전달계수값은 Watkinson<sup>13)</sup>의 스피이럴핀 튜브에 대한 이론식(19)를 적용하여 계산했다.

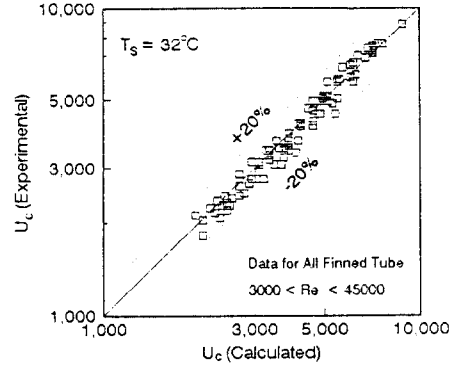
$$\frac{Nu_e}{Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}} = 0.369 Re_e^{0.62} \left(\frac{P_g}{D_e}\right)^{-0.27} \left(\frac{w}{D_e}\right)^{0.21} \quad (19)$$

그리고 이론 총합열전달계수값은 식(20)를 이용하여 계산했다.

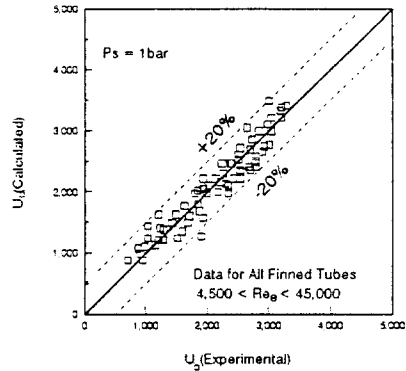
$$\frac{1}{U_i} = \frac{1}{h_o} + \frac{\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2k_w A_{im}} + \frac{A_o}{h_c A_{eff}} + R_{d,o} + R_{d,i} \left(\frac{A_o}{A_{eff}}\right) \quad (20)$$

식(20)에서 외부 응축열전달계수값은 식(8)로부터 구한 값이며, 내부 열전달계수값은 평튜브인 경우는 식(18), 나선홈이 있는 경우는 식(19)로부터 구했다. 그리고 실험 총합열전달계수값은 식(21)을 이용하여 계산했다<sup>14)</sup>.

$$Q_{avg} = U_i A_s \Delta T_{lm} \quad (21)$$



(a) Condensation



(b) Boiling

Fig. 7 Comparison Between Experimental and Calculated Overall Heat Transfer Coefficient for Finned and Grooved Tubes.

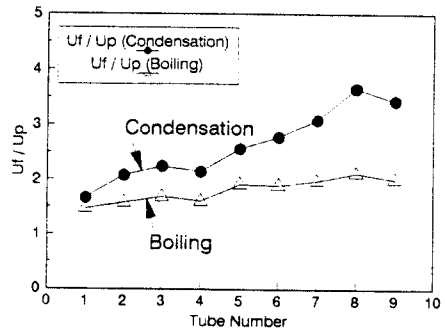


Fig. 8 Comparison of Overall Heat Transfer Coefficients between Condensation and Boiling for All Low Fin Tubes

Fig. 7은 이론 총합열전달계수값과 실험 총합 열전달계수값을 비교한 그래프이다. 9가지의 낮은 핀관에 대하여 레이놀즈수가 3000 ~ 45000의 범위에서 실험하여 얻은 실험값은 이론값의  $\pm 20\%$ 의 오차범위에 존재했으며, 실험데이터는 이론값과 비교적 잘 일치했다. 이 결과로부터 이론 및 실험에서 구한 총합열전달계수값은 평 튜브와 핀튜브의 열전달 성능비를 비교분석하는데 이용된다.

Fig. 8은 튜브 내부의 냉각수 유속이 3 m/s에서 평튜브에 대한 핀튜브의 비등 및 응축 총합 열전달계수값의 비를 나타낸다. 실험장치 및 방법에서 언급한바와 같이 동일한 시험장치와 시험구간에서 낮은 핀관을 설치후 응축 및 비등 실험을 수행하여 낮은 핀관의 응축 및 비등 열전달 성능을 비교분석했다. 이 결과로부터 튜브 외부에서 최고 응축열전달값을 나타낸 1299 fpm 튜브의 총합열전달계수값은 748 fpm 튜브보다 1.2 ~ 1.3배 더 높게 나타났으며, 1024 fpm 튜브보다는 1.1 ~ 1.3배 더 높게 나타났다. 그리고 평튜브에 비해 2.0 ~ 2.6배 더 높게 나타났다. 그리고 모든 튜브 중 최고의 총합열전달계수값을 나타낸 1299 fpm-30 grooves 튜브는 평 튜브보다 3.0 ~ 3.7배 향상되었다. 1299 fpm, 1299 fpm-10 grooves, 1299 fpm-30 grooves 튜브는 외부의 핀밀도가 동일하기 때문에, 튜브 내부에 나선홈이 없는 경우와 나선홈이 10골 있는 경우 그리고 30골 있는 경우에 대하여 총합 열전달계수값의 변화를 고찰할 수 있다. 실험결과로부터 나선홈 수가 응축열전달을 촉진시키는 큰 변수임을 알 수 있다. 즉 1299 fpm-30 grooves 튜브는 나선홈이 없는 1299 fpm 튜브보다 총합열전달계수값이 1.6배 더 증가했으며, 10골 있는 1299 fpm-10 grooves 튜브보다는 1.2배 더 증가했다. 사용 조건적인 측면에서 홈의 형상이 45° 각도의 나선홈 형상에 의해 냉각수의 유동이 와류를 형성하므로 인하여 평튜브에 비하여 오염이 덜 될 것으로 고려된다. 이 결과로부터 핀튜브는 평튜브에 비해 핀의 효과가 현

저함을 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 총합열전달계수값은 감소하게 된다. 비등의 경우는 핀밀도가 1299 fpm까지는 핀밀도를 증가시키면 총합열전달계수값이 증가하나, 1654 fpm에서는 근소하나마 핀밀도를 증가시키더라도 총합열전달계수값이 감소함을 알 수 있다. 그리고 튜브 내부에 나선홈이 있는 경우가 없는 경우 보다 총합열전달계수값은 1.2 ~ 1.4배 증가를 나타낸다. 따라서 튜브 내 외부에 동시에 홈과 핀을 동시에 가공할 경우, 홈에 의해 열전달 표면적을 확대시키고 또한 홈의 형상이 45° 각도의 나선 형상이므로 온수의 유동이 소용돌이를 일으켜 총합열전달계수값이 향상되는 것으로 고려된다. 즉 나선핀 튜브는 튜브 내 외부에 홈과 핀을 동시에 가공할 경우 핀에 의해서도 총합열전달계수값이 향상되며, 또한 홈에 의해서도 동시에 총합열전달계수값이 향상됨을 알 수 있다. 그러므로 주로 터보 냉동기용으로 많이 사용되고 있는 나선핀 튜브는 총열전달계수값의 측면에서 고려할 경우 튜브 외부와 튜브 내부에 동시에 핀과 나선홈이 있는 것을 사용하는 것이 바람직한 것으로 고려된다. 그리고 응축 총합열전달계수는 평튜브에 비해 3.7배까지 열전달성능이 향상되었으나 비등 총합열전달계수는 2.1배 향상되었다. 그러므로 낮은 핀관은 응축기용으로 보다 더 적합함을 알 수 있다.

#### 4. 결론

낮은 핀관과 공동형상 핀관에 대하여 응축 및 비등 열전달성능을 실험적으로 연구하고 비교 분석한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 응축의 경우 Webb의 응축액 역류를 고려한 이론 응축열전달계수값이 본 연구의 실험값과 비교적 잘 일치했다.
- 2) 튜브 내외부에 낮은 핀과 나선 홈이 있는 핀



관이 평튜브 및 낮은 핀관보다 응축 열전달 성능이 크게 높게 나타났다.

3) 기포발생이 용이하도록 제작한 공동형상 핀관이 전열표면적 증가에 목적이 있는 낮은 핀관보다 풀비등에서 보다 더 비등열전달 성능이 높게 나타났다.

4) 공동형상 핀관의 경우 증발구의 높이가 0.64 mm인관이 0.55 mm인관보다 비등 열전달 계수값이 높게 나타났다.

5) 증발구 높이가 0.64 mm인 공동형상 핀튜브의 총합열전달계수값은 온수유속이 2.8 m/s에서 1299fpm-30grooves의 낮은 핀관보다 1.3배 향상되었으며, 평튜브보다 2.7배 높게 나타났다.

## 참 고 문 헌

1. 吉川和男, 昭和 51年 8月 “冷凍機用のフィンチューブ 傳熱特性について”, UDC: 662.987:669.35: 621.643, pp. 39-48.
2. Hahne, 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. Mincowycz, W. J. and Sparrow, E. M., 1966, "Condensation Heat Transfer in the Presence of Noncondensables, Interfacial Resistance, Super heating, Variable Properties, and Diffusion," Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 9, pp. 1125 ~ 1144.
5. Nusselt, W., 1916, "Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes," Zeitscher. V.D.I., Vol. 60, pp. 541 ~ 569.
6. Beatty, K. O. Jr., Katz, D. L., 1948,

- "Condensation of Vapors on Outside of Finned Tubes," Chemical Engineering Progress, Vol. 44, No. 1, January, 1948, pp. 55 ~ 70.
7. Webb R. L., Rudy, T. M. and Kedzierski, M. A., 1985, " Prediction of the Condensation Coefficient on Horizontal Integral-Fin Tubes", Journal of Heat transfer, Vol. 107, pp. 369 ~ 376.
8. 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.
9. Hahne, 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.
10. 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.
11. Kubler, M. Bierer, M. and Hane, E., 1987, "Heat Transfer from Finned and Smooth Tube Heat Exchanger Coils in Hot Water Stores", ISES Solar World Congress, Hamburg.
12. 한 규일, 조 동현, 1994, "수평 원형 전열관의 핀 효과에 의한 응축 및 비등 열전달 촉진에 관한 연구(I)", 대한기계학회 논문집 제18권 제5호, pp. 1264-1274.
13. Watkinson, A. P., Miletti, D. L. and Trassoff, P., 1975, "Turbulent Heat Transfer and Pressure Drop in Internally Finned Tubes," AIChE Symposium Series, Vol. 69, No. 131, pp.94 ~ 103.
14. 이택식, 이재현, 이준식, 1995. 열전달, pp. 528-531.