

마이크로핀 관의 기하학적 형상변화에 대한 열전달 특성(II) - 증발 열전달 -

Heat transfer with geometric shape of micro-fin tubes (II) - Evaporating heat transfer -

곽 경 민*, 장 제 식*, 배 철 호**, 정 모**
K. M. Kwak, J. S. Chang, C. H. Bai, M. Chung

Key words: Micro-fin(마이크로핀), Evaporating heat transfer coefficients(증발 열전달계수), Pressure drop(압력 강하), EPR(촉진 성능비), Liquid film distribution(액막분포)

ABSTRACT

The evaporating heat transfer experiments with refrigerant HCFC 22 are performed for performance evaluation using 4 and 6 kinds of microfin tubes with outer diameter of 9.52 mm and 7.0 mm, respectively. Used microfin tubes have different shape and number of fins with each other. The experimental results are represented with effects of quality, mass flux and EPR. The evaporating heat transfer characteristics are represented by the existence of not only heat transfer area and turbulence promotion effect but also additional other enhancement mechanism, which are the overflow of the refrigerant over the microfin and microfin arrangement. Microfin tubes having a shape which can give much overflow over the microfin show large evaporating heat transfer coefficients. The effect of refrigerant overflow is much severe in evaporation than condensation. The effect of microfin arrangement is related to overflow effect of the refrigerant over the microfin.

기 호 설 명

<p>D : 관 직경 [mm]</p> <p>EPR : 촉진 성능비 (Enhancement Performance Ratio)</p> $\left[\frac{h_{micro\ fin} / h_{smooth}}{\Delta p_{micro\ fin} / \Delta p_{smooth}} \right]$ <p>G : 질량유속 [kg/m^2s]</p> <p>h : 열전달계수 [W/m^2K]</p> <p>k : 열전도계수 [W/mK]</p>	<p>L : 시험부 길이 [m]</p> <p>Pr : Prandtl number</p> <p>ΔP : 압력 강하 [Pa]</p> <p>Q : 단의 시간당 열전달량 [W]</p> <p>T : 온도 [K]</p> <p>U : 불확실성</p> <p>X_{tt} : Martinelli 매개변수</p> <p>x : 건도</p>
---	--

그리스 문자

* 정회원, 영남대학교 기계공학과 대학원

** 정회원, 영남대학교 기계공학부

μ : 점성계수 [$Pa \cdot s$]

ϕ : 2상 유동 마찰 손실 계수

하첨자

i : 관내
 l : 액상
 o : 외경
 s : 포화상태
 w : 벽면

1. 서론

응축기와 마찬가지로 증발기용 열전달 촉진관 역시 열전달 성능을 향상시키기 위하여 내부에 아주 작은 마이크로핀(micro-fin)이 부착된 관을 사용하고 있다. 마이크로핀이 부착된 증발 열전달 연구는 1970년대 부터 일본의 Hitachi 사의 Fujie 등⁽¹⁾에 의해 개발된 이후 응축 열전달 특성과 함께 많은 연구자들에 의해 활발히 이루어져 왔다.⁽²⁻¹²⁾ Schlager 등⁽³⁾과 Eckels 등⁽⁴⁾은 기하학적 형상이 서로 다른 마이크로핀의 관내 열전달 계수 및 압력 강하에 관한 실험적 연구를 수행하였고, 국내의 경우 김 만희 등⁽⁷⁾은 핀의 형상이 서로 다른 마이크로핀 관들에 대해 단일 및 혼합 냉매에서의 증발 열전달 및 열교환기의 성능 평가 실험을 동시에 수행하였다. 특히 일본의 Hitachi 사에서는 Thermofin tube를 개발한 이래 마이크로핀 관의 열전달 성능에 영향을 미치는 기하학적인 여러 변수들을 변화시키면서 체계적인 열전달 실험을 수행하였다.⁽⁹⁾ Hitachi 사의 연구 결과에 의하면 마이크로핀의 열전달 성능이 열전달 면적과 난류 촉진만으로는 설명할 수 없는 또 다른 열전달 특성이 존재함을 알 수 있다. 즉 핀의 개수와 높이를 증가시켜서 열전달 면적과 난류 촉진의 증가에도 불구하고 어느 이상의 핀 높이와 개수에서는 오히려 열전달 성능이 감소하는 경우가 있고, 응축이나 증발에서 열전달 특성이 다르다는 점 등의 실험 결과들은 열전달 면적과 난류 촉진외에 또 다른 열전달 촉진기구의 규명이 필요하다는 것을 나타내고 있다. 또한 대부분의 경우 공조용 열교환기의 응축기와 증발기를 동일한 마이크로핀 관으로 사용하기 때문에 이러한 연구 결과들은 증발기용 열교환기의 성능

평가는 응축기와는 별도로 수행할 필요성이 있음을 나타낸다. 응축기와 증발기의 열전달 성능의 차이는 여러 가지 조건들에 의해 달라질 수 있는데, 일반적으로 공조용 열교환기에 적용되는 증발기의 작동 조건은 응축기의 조건과 다르게 운전된다. 증발기는 응축기의 작동 압력보다 낮은 저압의 조건에서 작동되기 때문에 열전달계수에 영향을 나타내는 물성치는 응축기와 다르다. 특히 기액의 밀도비 영향으로 인하여 증발기에서의 액막의 분포는 응축기와는 다른 특성으로 나타날 수 있다. 마이크로핀의 기하학적 형상을 고려한 응축 및 증발 작동조건에서의 액막 분포⁽¹³⁾의 특성은 응축보다는 증발에서 기공률이 크기 때문에 응축 과정과는 달리 증발 과정의 대부분의 영역에서는 액막이 핀을 덮지 못하고 핀 사이를 흘러가게 된다.

본 연구에서는 마이크로핀 관내의 증발 열전달에서 열전달 면적 및 난류 효과 이외에 추가적인 열전달 특성을 나타내는 핀 형상의 특징을 열전달 실험으로부터 나타내었다. 실험은 응축기에 사용된⁽¹³⁾ 열전달 촉진관을 이용하여 관내의 증발 열전달 특성과 압력 강하 실험을 수행하였으며 열전달 촉진관의 성능도 평가 및 비교하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험 장치 개요

본 연구는 응축기에 사용된 실험 장치를 그대로 이용하였으며, 실험 장치의 자세한 내용은 참고문헌⁽¹³⁾에 나타나 있다. Table 1에 증발기의 실험 조건을 나타내었다. 실험 조건은 실제 가정용 룸 에어컨의 증발기에서 작동되는 작동 압력 및 냉매 유량을 선정하였다.

2.2 시험부

증발기에 사용된 열전달 촉진관은 응축기에 사용된 열전달 촉진관을 그대로 사용하였다. Fig. 1에 실험에 사용된 마이크로핀의 핀 배열을 나타내었으며, 마이크로핀의 형상 및 제원은 참고문헌⁽¹³⁾에 자세히 설명되어 있다.

Fig. 2는 증발기 시험부의 상세도이다. 증발기 시험부의 전체 길이는 약 49 cm이며, 실제 열전

Table 1 Summary of experimental conditions

Parameter	Range
Refrigerants	R22
Pressure (MPa)	9.52 mm : 0.50 7.00 mm : 0.48
Mass flux (kg/m ² s)	9.52 mm : 160-220 7.00 mm : 240-350
Heat flux (kW/m ²)	9.52 mm : 14.5 7.00 mm : 20.0

달이 되어지는 길이는 48 cm이다. 팽창 밸브 출구에 Chiller를 설치하여 응축을 시킨 후, 시험부 입구 건도를 조절하는 예증발기(pre-evaporator)에 의해 시험부로 유입된다. 증발기 시험부에 공급되는 열원은 실리콘 튜브로 절연된 니크롬선을 동관 벽면에 균일하게 감아 가변 전압조절기에 의해 일정한 열유속 경계 조건을 유지하도록 하였으며 공급된 열량은 전력측정 장치인 Digital power meter를 설치하여 측정하였다. 시험부로 유입되는 냉매의 압력과 온도 및 압력 강하 측정은 약 10 cm의 황동을 3지점으로 균등하게 나누어 각각 절대 압력계와 T형 열전대 및 차압계를 설치하였다. 증발기의 시험부 외부 벽면 온도를 측정하기 위하여 T형 열전대를 외벽에 각각 5 지점씩 설치하였으며 각 지점에서는 90° 씩 4 지점에 열전대를 측정하여 원주 방향의 벽면 온도를 측정할 수 있도록 하였다.

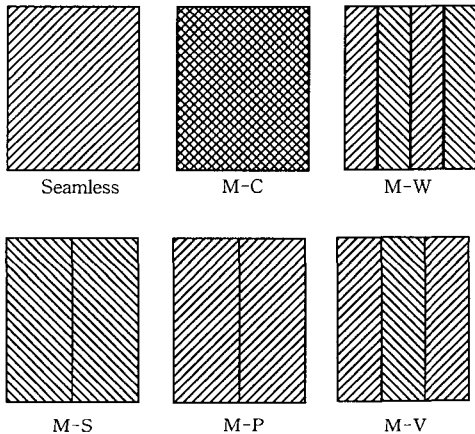


Fig. 1 Plan shapes of inner micro-fin tubes.

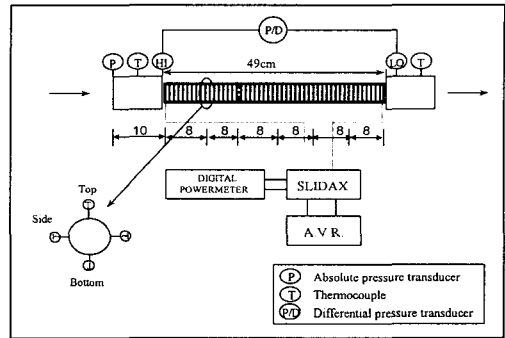


Fig. 2 Detail diagram of evaporator test section.

2.3 Data Acquisition 및 오차 해석

냉매의 작동 조건에 따른 증발 열전달 계수는 냉매와 외부 열원과의 에너지 평형식으로부터 다음의 식을 이용하였다.

$$h = \left[\frac{\pi D_i L \Delta T}{Q} - \frac{D_i}{2k_w} \ln \frac{D_o}{D_i} \right]^{-1} \quad (1)$$

여기서 L 은 시험부 구간 길이, D_o 와 D_i 는 각각 동관의 외경과 내경이고 k_w 은 동관의 열전도 계수이다. Q 는 증발기 시험부에 공급된 열량이다. ΔT 는 $(T_w - T_s)$ 이며, T_s 는 냉매의 포화 온도, T_w 은 동관의 평균 외벽 온도를 의미하며 식(2)를 이용하였다.

$$T_w = \frac{T_{top} + T_{side,1} + T_{side,2} + T_{bottom}}{4} \quad (2)$$

응축기와 마찬가지로 본 연구 역시 Kline과 McClintock⁽¹⁴⁾에 의한 방법으로 실험 오차를 분석하였으며, 온도 및 압력측정에 대한 측정오차는 각각 $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 와 $\pm 0.11\%$ 이고, 냉매의 질량 유속 측정에 대한 불확실성은 약 0.5%, 열유속의 불확실성은 약 1.5%, 시험부 건도의 불확실성은 0.3%, 그리고 증발 열전달계수의 불확실성은 약 4.5~5%로 각각 나타났다.

3. 증발 실험결과 및 토의

3.1 증발 열전달 특성

만일 마이크로핀 관내의 액막이 원주방향으로 일정한 두께로 분포하는 진원일 경우에 응축 열전달⁽¹³⁾에서 제시한 핀의 기하학적 형상과 기공률로부터 증발에서의 액막의 분포를 나타낼 수 있다. 그러나 응축 열전달⁽¹³⁾에서 설명한 바와 같이 본 연구의 실험범위에서 액막의 두께를 정확히 예측할 수 있는 기공률의 상관식은 매우 부족하며, 다만 Thom 식의 기공률을 이용하여 응축 및 증발의 작동조건인 압력변화에 따른 마이크로핀의 액막의 두께를 정성적으로 고찰하였다.

Fig. 3에 외경 7.00 mm 축진관을 대상으로 응축 및 증발의 작동조건에서의 액막분포를 비교하였다. 건도가 증가하면서 액막이 차지할 수 있는 면적은 줄어들기 때문에 액막의 두께와 핀 높이의 비(δ_f/h_f)는 감소하고 있으며, 또한 증발의 작동조건보다 응축의 작동조건에서 액막의 두께는 크게 나타났다. 이때 액막의 두께와 핀 높이의 비(δ_f/h_f)가 1인 실선을 기준으로 1보다 큰 영역에서는 액막이 핀을 완전히 덮으면서 흐르는 구간을 나타내고 1보다 작은 영역에서는 액막이 핀을 완전히 덮지 못하고 핀과 핀 사이로 흐르는 구간을 나타낸다.

액막이 완전히 핀을 덮지 못하고 액상이 핀 사이를 흐르는 구간은 응축의 경우 건도가 약 0.6 이상에서, 증발은 약 0.2 이상에서 나타났으며 액막의 두께와 핀 높이의 비(δ_f/h_f)는 응축기에 비

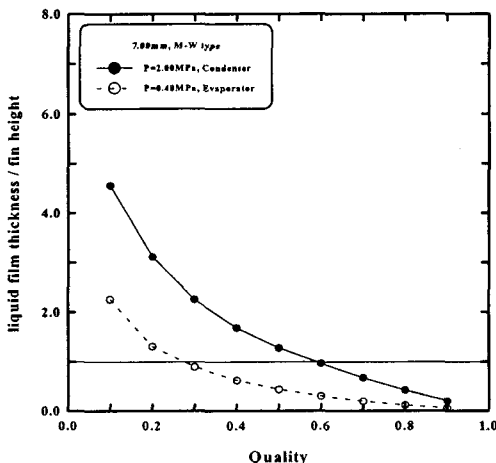


Fig. 3 The effect of overflow in condensing and evaporating (7.00 mm, M-W).

해 증발기에서 작은 값을 나타내었다. 열전달에 가장 중요한 영역인 건도 0.2와 0.8을 기준으로 응축의 작동조건에서는 대부분의 영역에서 액막이 핀을 완전히 덮으면서 흐르고, 반면에 응축에서의 건도가 큰 영역과 대부분의 증발의 작동조건 영역에서는 액막이 핀을 완전히 덮지 못하고 핀과 핀 사이로 흘러가는 영역이 지배적으로 나타나고 있다. 일반적으로 열전달 성능 향상을 위한 가장 중요한 촉진기구로는 핀 형상에 의한 열전달 면적과 난류 촉진의 증가로 알려져 있다. 액막이 핀을 완전히 덮으면서 흐를 때에는 열전달 면적과 난류 촉진의 효과가 마이크로핀의 열전달 특성에 전적으로 기여할 수 있다. 그러나 응축 열전달 축진관에서의 건도가 큰 영역과 특히 증발의 경우 대부분의 영역에서 액상의 유체는 핀과 핀사이를 흘러가게 되는데, 이때에도 마이크로핀 관의 마이크로핀은 열전달 면적의 증가 및 난류 촉진이 가장 중요한 열전달 촉진기구이긴 하지만, 추가의 열전달 촉진기구가 존재할 수 있다.

Webb^(15,16) 등은 마이크로핀 관의 응축 열전달에서 액막이 핀을 완전히 덮지 못하는 건도가 큰 영역에서의 열전달 촉진기구를 표면장력의 효과로 제시하였는데, 고려한 마이크로핀 관은 나선각이 없는 axial 관이며 건도가 높은 영역의 응축의 해석에 국한되어 있고, 증발 열전달에 대해서는 적용하고 있지 않다. 표면장력은 액막이 핀상단부에서 하단부로 잘 흘러내리게 하여 액막의 두께를 얇게 배분시킬 수 있지만, 핀의 상단이 기상 영역에 노출되어 실질적인 열전달 면적이 줄어드는 효과가 있으며 증발의 경우 열유속의 흐름방향은 뜨거운 벽면에서 냉매쪽으로 향하기 때문에 응축 과정과는 달리 증발 열전달을 방해하는 요인이 될 수도 있다.

본 연구에서 고려하고 있는 마이크로핀 관은 참고문헌⁽¹³⁾에서 나타난 형상과 같이 나선각에 의한 배열이 존재하기 때문에 기액계면에 작용하는 전단력은 관의 길이방향 뿐만 아니라 원주 방향으로도 작용하게 된다. 즉 나선각이 없는 axial 마이크로핀 관의 경우 표면장력으로 인해 관의 원주방향으로 액체가 핀을 넘치면서 흐르는 것을 억제하지만 나선각에 의한 배열이 형성될 때에는 전단력에 의하여 액상의 유체는 핀 하단부에서 상단부로 넘치면서 흘러갈 수 있도록 한다. 액상

의 유체가 핀을 넘치면서 흘러갈 때 역시 액막의 두께를 얇게 배분시킬 수 있고, 액상유동의 난류 효과로 액막의 열저항을 줄일 수 있으며 핀에 의한 실질적인 열전달 면적의 증가를 기대할 수 있다. 전단력에 의하여 액막이 핀을 잘 넘칠 수 있는 형상은 핀 하단부와 상단부까지가 가파른 형상보다는 완만한 형상이며, 이때 표면장력은 작아지게 된다.

이상에서 살펴본 바와 같이 증발의 경우 대부분의 영역에서 액체가 핀을 덮지 못하고 핀 사이를 흘러가게 되며 이때에 Webb 등이 제시한 표면장력의 영향은 응축과는 달리 열전달에 불리하게 작용할 수 있고, 나선각이 있는 마이크로핀 관에서는 전단력에 의해 액체가 핀을 넘치면서 흐르는 것이 열전달을 촉진시키는 요인으로 작용할 수 있으며 다음의 실험결과 역시 이를 나타내고 있다.

3.2 실험결과 및 토의

본 연구에서는 시험부의 압력을 약 0.5 MPa로 하고 냉매 순환 유량을 약 160~350 kg/m²s 범위 내에서 실험을 수행하였다. 실험은 입구 압력과 순환 냉매 유량을 고정시킨 후 예증발기의 건도를 변화시키면서 증발 열전달계수를 식(1)을 사용하여 구하였다. 열전달 계수에 필요한 냉매 온도는 시험부 입, 출구의 압력으로부터 환산한 포화온도를 평균하여 사용하였다.

Fig. 4는 외경 7.00 mm에 대하여 증발기 시험부 압력과 순환 냉매 유량을 고정시킨 후 각각의 전열관의 성능을 건도 변화에 대한 국소 열전달 계수로 함께 나타내었다. 건도는 열평형 관계식으로부터 계산하였으며, 시험부 입, 출구의 건도를 평균한 건도 조건에서의 열전달 계수이다. M-P형을 제외한 다른 축진관에서는 증발이 진행하면서 국소 열전달계수는 증가하는 경향을 보이고, 각 축진관의 증발 열전달계수의 차이도 증가하고 있다. M-V형의 증발 열전달 성능이 가장 크고 M-P형이 가장 작은 것으로 나타났다.

M-V형 축진관의 특징은 열전달 면적이 가장 작고, 핀의 배열이 양쪽 방향이며 핀 하단부와 상단부까지가 완만한 형상인 점이 특징이다. 따라서 열전달 면적의 관점에서 M-V형은 가장 낮은 열전달 성능을 나타낼 것으로 예상할 수 있지

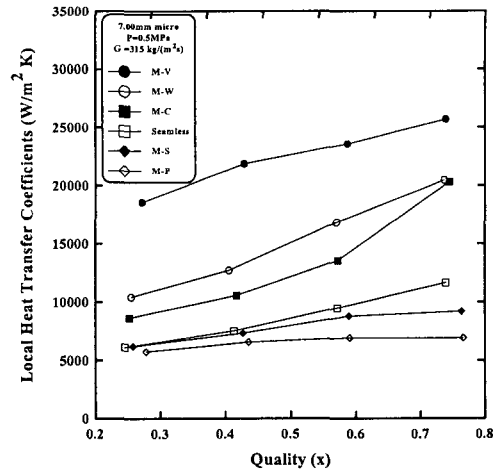


Fig. 4 The local heat transfer coefficients for quality (7.00 mm).

만 실험 결과는 양쪽 방향의 핀 배열과 하단부와 상단부까지의 완만한 핀 형상이 열전달을 촉진시키는 것으로 나타나고 있다.

M-P형, M-S형, Seamless형은 한 방향으로 액막이 배분되는 특징을 가지며 열전달 면적은 순서대로 작은 값을 나타낸다. 그러나 열전달 성능은 Seamless형, M-S, M-P형의 순으로 작다. M-P형은 다른 두 축진관에 비해 열전달 면적이 크고 핀 하단부에서 상단부까지가 매우 가파른 형상인 점이 특징이다. Webb 등이 제안한 표면장력의 관점에서 볼 때 M-P형은 다른 두 축진관에 비해 열전달 면적도 크고, 증발기의 대부분의 영역에서 적용될 수 있는 표면장력의 효과가 증가되는 형상으로서 열전달 성능이 가장 우수할 것으로 예상할 수 있지만 실험결과는 오히려 가장 낮은 열전달 성능을 나타내었다. 나선각이 존재하는 마이크로핀은 나선각 배열에 의한 전단력의 영향이 증발 열전달 촉진을 증가시킬 수 있는 요인으로 작용할 수 있다. 즉 열전달이 억제되는 M-P형은 핀의 형상이 하단부와 상단부까지가 매우 가파른 형상이며, 따라서 전단력에 의해 액상의 유체가 핀을 잘 넘칠 수 있는 가능성이 줄어들게 되어 열전달 촉진 효과를 억제시키는 것으로 생각할 수 있다. 액막이 핀을 완전히 덮지 못하는 증발 열전달에서 액막의 넘치는 효과는 응축 열전달⁽¹³⁾보다 더 크게 나타나고 있으며, 전단력에 의해 액상의 유체가 핀을 잘 넘칠

수 있는 형상에서 응축과 마찬가지로 증발 열전달 역시 열전달의 촉진을 기대할 수 있다.

M-W형의 경우 응축 열전달⁽¹³⁾에서는 열전달 계수값이 가장 크게 나타났으나 증발에서의 열전달 효과는 응축만큼 증가하지 못하였다. M-W형의 특징은 열전달 면적이 가장 크며, 핀 배열이 세 방향으로 나누어졌고, 다른 촉진관에 비해 핀 하단부에서 상단부까지가 가장 가파른 형상인 것이 특징이다. M-W형 역시 액막이 핀을 넘치면서 흐르는 효과는 줄어들게 되어 증발에서의 열전달 촉진 효과는 응축보다 더 크게 감소시킨 것으로 나타났다.

이상의 결과에서 액막이 핀을 완전히 덮지 못하는 증발 열전달에서는 마이크로핀의 형상에 의한 열전달 면적 및 난류 효과만으로 설명될 수 없는 추가의 열전달 특성이 응축보다 크게 나타났다. 응축 열전달과 마찬가지로 증발 열전달 성능을 향상시킬 수 있는 가장 중요한 촉진기구는 열전달 면적과 난류 촉진의 증가이다. 이외에 액막이 핀을 완전히 덮지 않는 영역에서는 핀 하단부와 상단부까지가 가파른 핀 형상보다는 완만한 형상이 전단력에 의해 액상의 유체를 잘 넘칠 수 있게 되고 응축보다는 더 큰 영향으로 열전달촉진에 기여하고 있다. 또한 핀 배열의 경우⁽¹³⁾ 본 연구에서 고려하는 M-V형과 M-W형은 관 내부에 반대 방향의 나선각을 가지는 여러 지점의 용접부를 가지게 되는데, 이 경우에는 액상의 유체가 핀 사이를 흐르다가 용접부 지점에서 나선각의 방향이 바뀌어지면서 필연적으로 용접부 지점위를 넘치면서 흐르게 되어 증발 열전달을 촉진시키는 효과로 나타날 수 있다. 증발에서의 핀 배열의 영향은 응축 열전달⁽¹³⁾보다는 더욱 크게 나타나고 있다.

Fig. 5는 외경 7.00 mm M-P형의 열전달 성능을 질량 유속을 변화시키면서 건도변화에 대한 국소 열전달계수로 나타내었다. 건도가 증가하면서 국소 열전달계수의 변화는 거의 없고, 어느 이상의 질량 유속에서는 오히려 열전달 계수가 감소하고 있다. M-P형은 핀 하단부와 상단부까지가 매우 가파른 형상의 촉진관이다. 질량유속 증가에 대한 열전달 감소의 요인은 액막의 분포와 관련이 있는 것으로 생각되며, 핀 하단부에서 상단부까지의 핀 형상이 가파른 경우 전단력보다 표면장력의 효과가 커서 액상의 유체가 핀 사이

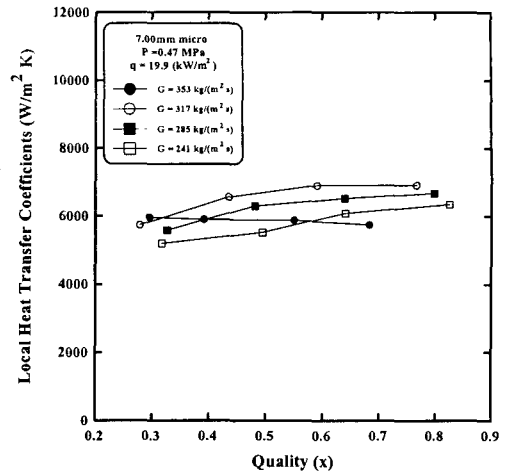


Fig. 5 The local heat transfer coefficients for quality (M-P).

로 흘러가게 되며, 질량유속이 증가하면서 상대적으로 액막이 두꺼워져서 열저항이 커지고 열전달계수가 감소하는 것으로 생각된다.

Fig. 6은 외경 9.52 mm에 대하여 증발기 시험부 압력과 순환 냉매 유량을 고정시킨 후 각각의 전열관의 성능을 건도 변화에 대한 국소 열전달계수로 함께 나타내었다. 외경 7.00 mm와 마찬가지로 전체적으로 증발이 진행하면서 국소 열전달계수는 증가하는 경향을 보인다. 열전달 면적은 M-C형, M-P형의 순으로 작고, Seamless형과 M-S형은 거의 유사하며 가장 작은 값을 나타낸

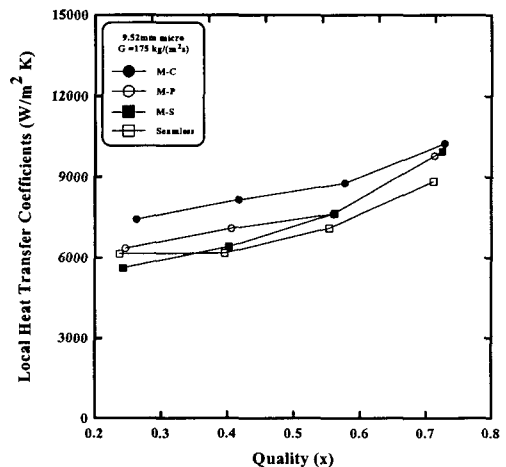


Fig. 6 The local heat transfer coefficients for quality (9.52 mm).

다. M-C형의 증발 열전달 성능이 가장 우수하고 M-P형, M-S형, Seamless형으로 작아진다. 앞에서 설명한 바와 같이 증발 열전달 성능을 향상시킬 수 있는 가장 중요한 촉진기구는 열전달 면적과 난류 촉진의 증가이다. M-P형은 핀의 개수가 다른 촉진관에 비해 많아서 열전달 면적 증가에 의한 열전달 촉진 효과가 나타났으나 응축에서의 영향보다는 작게 나타났다. M-P형은 다른 촉진관에 비해 핀 하단부와 상단부까지가 가장 가파른 형상으로 액막이 핀을 넘치면서 흐름 가능성이 억제되는 형상으로 볼 수 있다. M-S형은 Seamless형에 비해 열전달 면적은 거의 유사하지만 열전달 성능은 크게 나타났다. 열전달 면적과 함께 가장 중요한 열전달 요인인 난류효과의 측면에서 M-S형의 핀 상부각도가 Seamless형보다 10° 작아서 난류 촉진 증가에 의한 열전달 촉진을 기대할 수 있다.

Fig. 7은 외경 7.00 mm에 대하여 증발기 시험부 압력을 고정시킨 후 각각의 전열관의 성능을 순환 냉매 유량에 대한 평균 열전달 계수로 나타내었다. 평균 열전달 계수값은 M-V형이 열전달 성능이 가장 작은 M-P형에 비해 3~4배 이상 크면서 가장 큰 열전달 성능을 나타내었다. 전체적으로 볼 때 핀 하단부와 상단부까지가 가파른 형상에서는 어느 이상의 질량유속 증가에 대한 평균 열전달 계수는 감소하는 경향을 보이고 있다.

Fig. 8은 9.52 mm에 대하여 증발기 시험부 압력을 고정시킨 후 각각의 전열관의 성능을 순환 냉매 유량에 대한 평균 열전달 계수로 나타내었다. 질량 유속 변화에 대하여 M-C형이 열전달 성능이 가장 크고, M-P, M-S, Seamless형의 순으로 작게 나타났다. 전체적으로 질량유속 증가에 대한 열전달 증가는 잘 나타나지 않으며 특히 M-P, Seamless형은 질량유속이 약 200 kg/m²s 이상에서는 오히려 열전달계수가 감소하고 있다. 외경 7.00 mm와 마찬가지로 핀 하단부와 상단부까지가 가파른 촉진관에서 어느 이상의 질량유속 증가에 대한 평균 열전달 계수는 감소하는 경향을 보이고 있다.

Fig. 9는 외경 7.0mm에 대하여 증발기 시험부 압력을 고정시킨 후 각각의 전열관의 성능을 순환 냉매 유량에 대한 단위 길이당의 압력 강하를 나타내었다. 질량 유속이 증가할 수록 단위 길이당의 압력 강하는 증가하는 일반적인 경향을 보

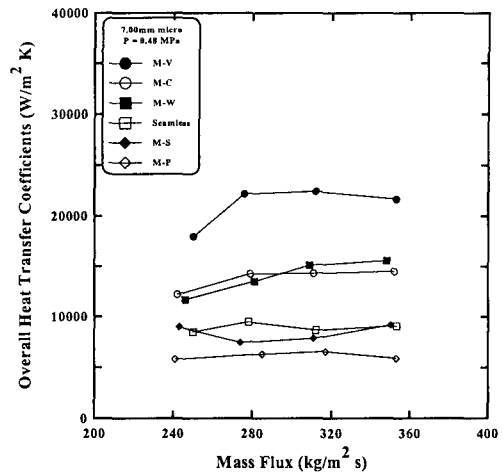


Fig. 7 The overall heat transfer coefficients for mass flux (7.00 mm).

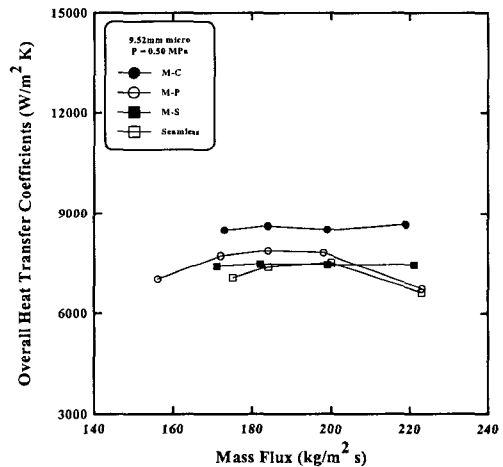


Fig. 8 The overall heat transfer coefficients for mass flux (9.52 mm).

이고 있다. M-W형의 압력강하는 다른 촉진관에 비해 약 400% 이상 증가하였고, M-C형은 압력 강하가 유사한 M-V, Seamless, M-S, M-P형보다 10-30% 이상 증가하였다. 증발기의 압력 강하는 응축기와 마찬가지로 크게 마찰과 판성력에 의한 영향으로 나타난다. 마찰에 의한 영향으로는 마이크로핀의 형상에 의한 난류 촉진의 정도에 따라 결정되며 난류 촉진의 정도가 클수록 압력 강하는 증가한다. 또한 난류 촉진이 증가하면 증발 열전달도 촉진되기 때문에 가속에 의한 압

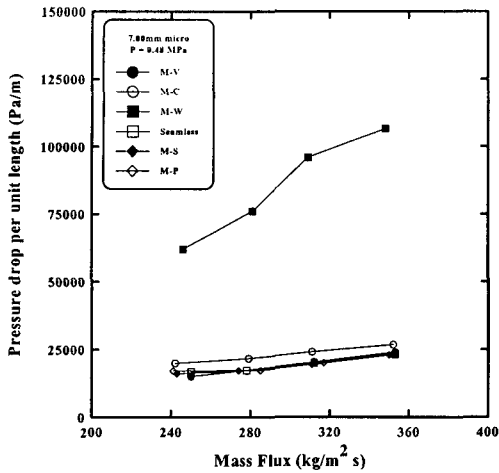


Fig. 9 The pressure drop per unit length for mass flux (7.00 mm).

력 강하도 크게 나타나며 응축과는 달리 증발 압력 강하를 증가시키는 영향으로 작용한다. 그러나 본 연구에서의 작동조건에서는 전체 압력 강하의 약 2% 이하에 해당되며 가속에 의한 효과는 무시될 수 있는 것으로 나타났다.

Fig. 10은 외경 9.52 mm에 대하여 증발기 시험부 압력을 고정시킨 후 각각의 전열관의 성능을 순환 냉매 유량에 대한 단위 길이당의 압력 강하를 나타내었다. M-C형의 압력 강하가 가장 크고 Seamless, M-P형, M-S형은 거의 비슷한 압력 강하로 나타났다.

본 실험에 측정된 증발 열전달 촉진관은 질량 유속 변화에 대하여 열전달 계수비와 압력 강하 비로 종합적인 열전달 촉진 성능비(Enhancement Performance Ratio)로서 평가할 수 있으며 응축기의 열전달 성능 평가와 동일한 방법으로⁽¹³⁾ 증발 열전달 성능을 평가하였다. 즉 종합적인 열전달 성능은 다음의 식(3)으로 나타낼 수 있다.

$$EPR = \frac{h_{micro\ fin} / h_{smooth}}{\Delta p_{micro\ fin} / \Delta p_{smooth}} \quad (3)$$

여기서 h , p 는 각각 열전달 계수와 압력 강하를 나타내며, 하첨자 micro fin과 smooth는 각각 마이크로핀과 평활관을 의미한다. 평활관의 열전달 계수 및 압력 강하는 일반적으로 많이 사용되고 있는 기존의 Wattlelet⁽¹⁷⁾식과 Chisholm과

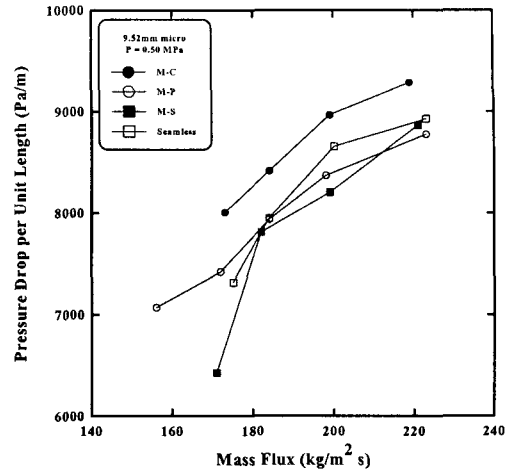


Fig. 10 The pressure drop per unit length for mass flux (9.52 mm).

Laird⁽¹⁸⁾의 식을 이용하여 각각 구하였다.

Wattlelet의 관계식인 평활관에서의 열전달 계수는 다음과 같다.

$$h = 3.37 h_l \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.686} \quad (4)$$

Wattlelet이 제안한 식(4)의 관계식은 열전달 실험결과와의 평균오차가 8.4%로 알려져 있다.⁽¹⁷⁾

여기서 h_l 은 액체 단상의 열전달 계수인 Dittus-Boelter 관계식의 형태로서 식(5)와 같이 나타낼 수 있다.

$$h_l = 0.023 \left(\frac{G(1-x)D_i}{\mu_l} \right)^{0.8} \frac{Pr_l^{0.4} k_l}{D_i} \quad (5)$$

Chisholm과 Laird⁽¹⁶⁾이 제안한 식(6)의 무차원 압력강하식을 이용하여 평활관의 압력강하를 구하였다.

$$\phi_l^2 = 1 + \frac{21}{X_{tt}} + \frac{1}{X_{tt}^2} \quad (6)$$

Fig. 11은 외경 7.00 mm 마이크로핀 관의 열전달 성능비와 압력강하비로 나타낸 열전달 촉진 성능비를 질량 유속 변화에 대하여 각각 나타내었다. 열전달 촉진 성능비는 M-V형이 가장 우수

하였고, M-W형이 가장 낮았다. M-W형의 경우 열전달계수에서는 높은 값을 가지지만 압력 강하가 워낙 증가하여 열전달 성능비가 가장 낮게 나타났다. 본 실험에 사용된 7.00 mm 축진관에서 M-V형이 증발기용 열교환기에 가장 적절한 축진관인 것으로 판단된다.

Fig. 12는 외경 9.52mm 마이크로핀 관의 열전달 축진 성능비를 질량 유속 변화에 대하여 각각 나타내었다. 전체적으로 질량 유속의 변화에 대한 축진 성능비의 영향은 잘 나타나지 않았다. 열전달 축진 성능비는 M-C형이 가장 우수하고 Seamless형이 가장 낮으나 큰 차이로 나타나지는 않았다.

4. 결론

본 연구에서는 외경 7.00 mm의 6 종류와 외경 9.52 mm의 4 종류에 대한 마이크로핀의 기하학적 형상이 서로 다른 열전달 축진관을 대상으로 증발 열전달 실험을 수행하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 마이크로핀 관의 종합적인 열전달 성능은 열전달계수와 압력 강하를 같이 고려한 열전달 축진 성능비로서 평가할 수 있으며, 본 연구에서 사용된 외경 9.52 mm와 7.00 mm 축진관의 경우 각각 M-C형과 M-V형의 성능이 가장 우수하였다.

(2) 액막이 핀을 완전히 덮지 못하는 증발기의 열전달 역시 가장 중요한 열전달 축진기구는 열전달 면적과 난류 축진의 증가이며, 이외에 추가적으로 양쪽 방향의 핀 배열과 함께 액막이 핀을 완전히 덮지 못하면서 흘러가는 건도가 큰 영역에서는 나선각에 의한 전단력에 의해 액막이 핀을 넘치면서 흐름 가능성이 있고, 이때는 핀 하단부와 상단부까지의 핀 형상이 완만한 형상에서 넘치는 효과를 증가시켜 열전달을 촉진할 수 있다. 실험결과 역시 핀 형상이 가파른 형상보다는 완만한 형상에서 증발 열전달을 증가시킬 수 있고 응축보다 큰 영향으로 나타났다.

(3) 핀 하단부와 상단부까지의 핀 형상이 매우 가파른 형상에서는 어느 이상의 질량 유속 증가에 대하여 오히려 열전달이 감소하며 응축보다 더 큰 영향으로 나타났다.

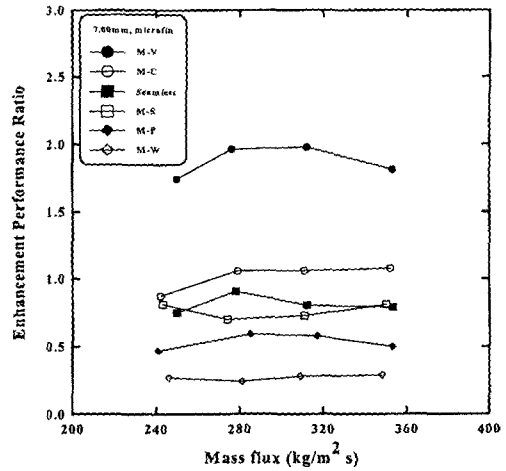


Fig. 11 The enhancement performance ratio for mass flux (7.00 mm).

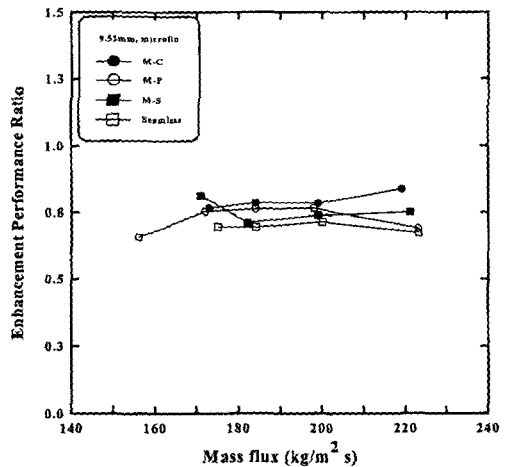


Fig. 12 The enhancement performance ratio for mass flux (9.52 mm).

(4) 마이크로핀 관의 개발관점에서 증발기용 열교환기 설계는 액막이 대부분 핀을 덮지 못하면서 흘러가기 때문에 열전달 면적과 난류축진 증가와 함께 전단력에 의해 액막이 핀을 잘 넘치게 할 수 있는 형상을 고려해야 할 것으로 판단된다.

참고문헌

1. Fujie, K., Itoh, M., Innami, T., Kimura, H.,

- Nakayama, W., and Yanagida, T., 1977, Heat transfer pipe, U.S. Patent 4,044,797, assigned to Hitachi, Ltd.
2. Schlager, L.M., Pate, M.B., and Bergles, A.E., 1990, Evaporation and condensation heat transfer and pressure drop in horizontal, 12.7mm microfin tubes with refrigerant 22, *J. Heat transfer*, Vol. 112, pp. 1041-1047.
 3. Eckels, S.J., Pate, M.B., and Bermisderfer, C.H., 1992, Evaporation heat transfer coefficient for R-22 in micro-fin tubes of different configurations, *HTD-Vol. 202, Enhanced Heat Transfer*, ASME. pp. 117-124.
 4. Fujii, T., Koyama, S., Inoue, N., Kuwahara, K., and Hirakuni., 1993, An experimental study of evaporation heat transfer of refrigerant HCFC22 inside an internally grooved horizontal tube, *日本機械學會講演論文集(B編)*, 59卷, 62号, pp. 261-268.
 5. Kuo, C.S., Wang, C.C., 1995, Evaporation of R-22 in a 7-mm microfin tube, *Trans. ASHRAE*, Vol. 101, pp. 1055-1061.
 6. Kuo, C.S., Wang, C.C., 1996, In-tube evaporation of HCFC-22 in a 9.52 mm micro-fin/smooth tube, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 39, pp. 2559-2569.
 7. Chamra, L.M. and Webb, R.L., 1996, Advanced micro-fin tubes for evaporation, *Int. J. Heat Transfer*, Vol. 39, No. 9, pp. 1827-1838.
 8. Oh, S.Y. and Bergles. A.E., 1998, A comparison of the evaporation heat transfer and pressure drop of horizontal smooth and microfin tubes, considering the effect of spiral angle, Vol. 2, *Heat transfer*, Proceedings of 11th IHTC, Kyongju, Korea, pp. 69-74.
 9. Kazutoshi, Y., et al, 1990, Development of condensing thermofin-hex-c tube, *Hitachi Cable Review*, pp. 27-30.
 10. 김만희, 신정섭, 임병환, 1998, 외경 9.52mm 평활관 및 미세핀관내 R22와 R410A의 증발 열전달 특성, *대한기계학회논문집 B권*, 제22권, 제10호, pp. 1454-1464.
 11. 1997, W字型内面溝付伝熱管を用いた R407C の熱伝達特性, 제31회 공기조화 냉동연합강연회 논문집, 동경, pp. 85-88.
 12. Uchida, M., Itoh, M., Shikazono, N., and Hatada, T., 1997, Enhancement of heat transfer coefficient in a horizontal tube for zeotropic refrigerant mixtures (2nd Report : experimental study), 第34回 日本伝熱シンポジウム講演論文集, pp. 301-302.
 13. 곽경민, 장재식, 배철호, 정 모, 1998, 마이크로핀 관의 기하학적 형상변화에 대한 열전달 특성 (I) -응축 열전달-, *공기조화 냉동공학회 논문 투고중*.
 14. Kline, S.J. and McClintock, F.A., 1953, Describing uncertainties in single sample experiments, *Mechanical Engineering*, 75, pp. 3-8.
 15. Webb, R.L., 1994, Principles of enhanced heat transfer, John Wiley & Sons, Inc.
 16. Yang, C.Y. and Webb, R.L., 1997, A predictive model for condensation in small hydraulic diameter tubes having axial micro-fins, *J. Heat transfer*, Vol. 119, pp. 776-782.
 17. Wattlelet, J., Saiz Jabardo, J.M., Chato, J.C., Panek, J.S., and Souza, A.L., 1992, Experimental evaluation of convective boiling of refrigerants HFC-134a and CFC-12, *ASME, HTD-Vol. 197*, pp. 121-127.
 18. Chisholm, D. and Laird, A.D.K., 1958, Two-phase flow in rough tubes, *Trans. ASME*, Vol. 80, No. 2, pp. 267-286.