

마이크로핀 관의 기하학적 형상변화에 대한 열전달 특성 (I)

- 응축 열전달 -

Heat transfer with geometric shape of micro-fin tubes (I)

- Condensing heat transfer -

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

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

ABSTRACT

To examine the enhancement mechanism of condensing heat transfer through microfin tube, the condensation experiments with refrigerant HCFC 22 are performed 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 main heat transfer enhancement mechanism is known to be the enlargement of heat transfer area and turbulence promotion. Together with these main factors, we can find other enhancement factors by the experimental data, which are the overflow of the refrigerant over the microfin and microfin arrangement. The overflow of the refrigerant over the microfin can be analyzed by the geometric shape of the microfin. Microfin tubes having a shape which can give much overflow over the microfin show large condensing heat transfer coefficients. The effect of microfin arrangement is related to the heat transfer resistance of liquid film of refrigerant. The condensing heat transfer coefficients are high for the microfin tube with even distribution of liquid film.

기 호 설 명

<p>A : 핀 면적을 제외한 관 단면적 [mm^2]</p> <p>A_f : 마이크로핀 관내에서 액막이 차지하는 전체면적 [mm^2]</p> <p>D : 관 직경 [mm]</p> <p>EPR : 축진성능비 (Enhancement Performance Ratio)</p>	<p>G : 질량유속 [$\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$]</p> <p>$h$: 열전달계수 [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]</p> <p>$h_f$: 핀 높이 [mm]</p> <p>k : 열전도계수 [W/mK]</p> <p>L : 시험부 길이 [m]</p> <p>N : 마이크로핀의 핀 개수</p> <p>Pr : Prandtl 수</p>
--	---

* 정회원, 영남대학교 기계공학과 대학원

** 정회원, 영남대학교 기계공학과

- Pt : 핀 피치 [mm]
- ΔP : 압력 강하 [Pa]
- Q : 단의 시간당 열전달량 [W]
- Re : Reynolds number
- T : 온도 [K]
- T_w : 저면 두께 [mm]
- U : 불확실성
- W_3 : 저면 폭 [mm]
- X_{tt} : Martinelli parameter
- x : 건도

그리스 문자

- α : 기공률 [Void fraction]
핀 상부 각도 [degree]
- β : 나선 각도 [degree]
- δ_f : 액막의 두께 [mm]
- $\frac{\delta_f}{h_f}$: 액막의 두께와 핀 높이의 비
- μ : 점성계수 [Pa · s]
- ρ : 밀도 [kg/m³]
- \emptyset : 2상 유동 마찰 손실 계수

하첨자

- ci : 냉각수 입구
- co : 냉각수 출구
- i : 관내
- eq : 등가
- l : 액상
- o : 관외
- s : 포화상태
- v : 기상
- w : 벽면

1. 서 론

현재 공조용 열교환기에 사용되는 전열관은 열전달 성능을 향상시키기 위하여 내부에 아주 작은 마이크로핀(micro-fin)이 부착된 관을 사용하

고 있다. 마이크로핀이 가공된 전열관은 다른 열전달 촉진 방법에 비해 응축 및 증발 열전달을 증가시킬 수 있는 반면에 압력 손실은 비교적 적어 공조용 냉동 시스템에 널리 사용되고 있으며, 최근까지도 고효율 열교환기 개발을 위한 마이크로핀 관의 열전달 성능 향상에 대한 많은 연구가 활발히 진행되고 있다. 마이크로핀이 부착된 전열 촉진관의 연구는 1970년대 부터 일본의 Hitachi사의 Fujie 등⁽¹⁾에 의해 개발된 이래 여러 가지 냉매에 대하여 연구되었는데, Bergles 등⁽²⁾은 열전달 성능 향상의 여러 가지 방법들을 정리하였으며 Schlager 등⁽³⁾과 Eckels 등⁽⁴⁾은 기하학적 형상이 서로 다른 마이크로핀의 관내 열전달 계수 및 압력 강하에 관한 실험적 연구를 수행하였다. 특히 일본의 Hitachi사에서는 Thermofin tube를 개발한 이래 마이크로핀 관의 열전달 성능에 영향을 미치는 기하학적인 여러 변수들을 변화시키면서 체계적인 연구를 수행한 결과, 현재 Thermofin- HEX-C까지 개발하여 성능 평가를 마친 상태이다.⁽⁵⁾ Chamra와 Webb⁽⁶⁾은 외경 15.88 mm에 대하여 내부핀의 기하학적 형상 인자들을 변화시키면서 열전달 실험을 수행하여 열전달 성능이 더욱 향상되는 인자들을 제시하였다. 국내의 경우 김 만회 등⁽⁷⁾은 핀의 형상이 서로 다른 마이크로핀 관들에 대해 단일 및 혼합 냉매에서의 응축 열전달 및 열교환기의 성능 평가 실험을 동시에 수행하였다. 최근에는 마이크로핀 관의 제조 방식을 내부핀의 기하학적 형상들의 조정이 용이한 용접에 의한 가공법으로 제작하여 열전달 성능이 더욱 향상되는 관을 개발하는 등 열전달의 촉진을 위한 많은 시도가 이루어지고 있다.^(8,9) 그러나 이와 같은 마이크로핀 관내의 응축 열전달 특성 연구가 많이 이루어졌음에도 불구하고, 아직까지도 마이크로핀 관의 설계 방향에 대한 체계적인 연구의 필요성이 요구되고 있는 실정이다.

일반적으로 마이크로핀은 핀에 의한 열전달 면적과 난류의 촉진을 증가시킴으로써 열전달 성능을 증가시킬 수 있으며, 열전달 성능 향상에 가장 큰 영향으로 나타난다. 열전달 면적과 난류촉진의 증가는 핀 높이, 관 상부 각도, 개수, 배열 각 등의 기하학적 형상인자들의 조정으로 이루어진다. 대부분의 경우 현재까지도 이러한 열전달 면적과 난류촉진의 열전달 촉진기구를 바탕으로

마이크로핀의 설계가 이루어지고 있다. 그러나 일본의 Hitachi사 등의 실험 결과에 의하면,^(5,7) 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, 작동 매질에 따라서도 달라지며, 응축이나 증발에서 열전달 특성이 다르다는 점 등의 실험 결과들은 열전달 면적과 난류 촉진외에 또 다른 열전달 촉진기구의 규명이 필요하다는 것을 나타내고 있다. Webb^(10,11)은 곡률 반경에 의한 표면장력의 효과가 응축 열전달을 촉진시킬 수 있는 중요한 인자로 설명하고 있으며, 표면장력에 관한 이론 및 관계식들을 정리하였다. 그러나 Webb 등이 적용한 마이크로핀 관은 나선각이 없는 axial 관이며, 또한 증발 열전달의 열전달 촉진기구에는 적용하고 있지 않다.

본 연구에서는 마이크로핀 관내의 응축 열전달에서 열전달 면적 및 난류 효과 이외에 추가적인 열전달 특성으로 나타나는 핀 형상의 특징을 열전달 실험결과를 토대로 하여 나타내었다. 실험은 작동유체 R22를 사용하여 핀의 형상이 서로 다른 외경 9.52 mm와 7.00 mm에 대해서 관내의 응축 열전달 특성과 압력 강하 실험을 수행하였으며 열전달 촉진관의 성능도 평가 및 비교하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험 장치 개요

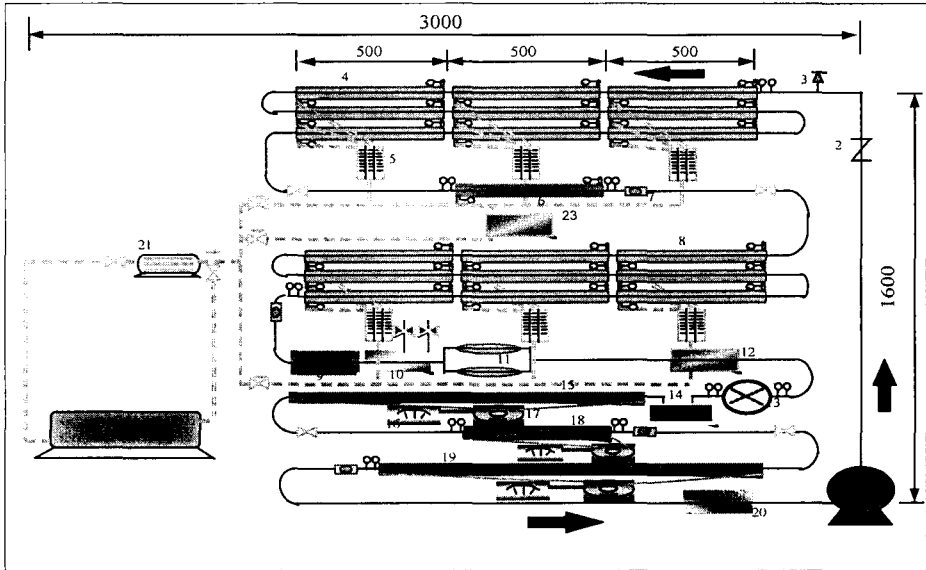
본 연구의 실험 장치는 크게 압축기, 응축기, 팽창밸브 및 증발기 등으로 구성된 냉동 실험 장치이다. Fig. 1은 본 실험 장치의 개략도이며, 응축기 및 증발기의 열전달 계수와 압력 강하를 측정할 수 있는 장치로서 냉매 순환부와 시험부로 구성되었다. 냉매 순환부는 주파수 조절에 의한 가변 압축기와 직렬로 연결된 2개의 유분리기를 거쳐 응축기로 유입되어 냉각수에 의해 냉매가 과냉액으로 응축되고 가변 팽창 밸브를 통하여 증발기로 유입된다. 증발기의 외벽에 설치된 전열선에 의해 가열된 냉매는 과열 증기 상태로 증

발된 후 기액 분리기를 통과하여 압축기로 유입되는 냉동 사이클을 구성하게 된다. 순환 냉매 유량은 응축기 출구의 과냉 상태에서 질량 유량계를 사용하여 측정하였으며 Table 1에 본 연구에 사용된 계측기의 사양을 나타내었다.

Table 2에 실험 조건을 나타내었다. 실험 조건은 실제 가정용 룸 에어컨의 응축기에서 작동되는 작동 압력 및 냉매 유량을 선정하였다.

2.2 시험부

수평으로 설치된 응축기의 실험 장치는 전열촉진관을 직관으로 제작하였다. 응축기의 시험부는 약 50 cm이다. 냉매가 시험부로 유입되기 전에 시험부 전방에 1 m 정도의 단열 구간을 도입하여 냉매를 안정화 시켰으며, 시험부 입구 전도를 조절할 수 있도록 예응축기(pre-condenser)를 설치하였다. 마이크로핀의 열전달 성능에 영향을 나타내는 대표적인 기하학적 형상인자들을 Fig. 2에 나타내었다. 여기서 α 는 내부 유동의 난류 효과와 관계되는 핀 상부각도, β 는 핀의 길이 방향으로 기울어 있는 정도를 나타내는 나선각도로서 상부각도와 마찬가지로 내부 유동의 난류 촉진의 효과와 관계가 있다. h_f 는 열전달 면적과 난류촉진의 효과와 관계있는 핀 높이, N 는 열전달 면적을 나타내는 핀 개수, T_w 은 관의 외경과 핀 하단부 지점까지의 두께, W_3 은 핀 하단부와 하단부 사이의 폭, P_t 는 핀 피치를 각각 나타낸다. Fig. 3과 Fig. 4에 실험에 사용된 마이크로핀의 형상에 대한 사진과 핀 배열을 나타내었으며, Table 3에 마이크로핀의 기하학적 형상 인자에 대한 각 촉진관의 제원을 나타내었다. M-C, M-P, M-S, M-W, M-V형은 밀링 공법을 적용하여 용접에 의해 내부의 마이크로핀을 가공한 전열촉진관이며, Seamless형은 인발 가공에 의해 제작된 전열 촉진관이다. M-C형은 단면의 1지점에서 길이 방향으로 용접을 하였고, 내부핀의 형태가 서로 엇갈리는 형태의 격자 가공을 한 전열 촉진관으로서 열전달 면적이 큰 것이 특징이다. 외경 7.00 mm의 M-P형과 M-S형은 핀의 배열, 개수, 나선각은 서로 유사하지만 열전달 면적은 M-P형이 크다. M-W형과 M-V형은 각각 단면의 3지점과 2지점에서 길이 방향으로 용접을 하였으며 핀의 배열이 양쪽으로 나누어진 점이 특



- | | | | |
|---------------------|------------------------------|---------------------------|------------------------|
| 1. Compressor | 2. Check valve | 3. Refrigerant port (G.C) | 4. Pre condenser |
| 5. Rotameter | 6. Test section (condenser) | 7. Sight glass | 8. After condenser |
| 9. Receiver tank | 10. Accumulator(1) | 11. Filter &Dryer | 12. Mass flowmeter |
| 13. Expansion valve | 14. Chiller | 15. Pre heater | 16. Digital powermeter |
| 17. Slidax | 18. Test section(evaporator) | 19. After heater | 20. Accumulator(2) |
| 21. Pump | 22. Water receiver tank | | |

Fig. 1 Diagram of experimental apparatus.

징이다.

Seamless형은 일본 Hitachi사의 EX형과 유사한 관이며, 현재 국내의 가정용 룸 에어컨의 열교환기에 상용되는 축진관으로서 인발 가공에 의해 핀의 형태가 한쪽 방향으로 가공되어 있다. '한쪽 방향'은 관 단면을 기준으로 할 때 나선각이 한쪽 방향의 배열로 형성된 형상을 의미한다. 즉 마이크로핀 배열이 총열의 구조나 혹은 나선의 산 처럼 형성되었으며 인발 가공방식에 의해 제작되는 축진관이다. '양쪽 방향'은 관 단면을 기준으로 할 때 나선각이 양쪽 방향의 배열로 형성된 형상을 의미한다. 이러한 축진관은 인발 가공 방식으로는 가공상 불가능하고 용접에 의한 가공으로 가능하다. 즉 평판에 핀을 한 방향 혹은 양 방향으로 밀링 가공하고, 또 다른 평판에도 한 방향 혹은 양 방향으로 밀링 가공한 후 두 개의 평판을 용접하여 제작하는 방식이다. 예를 들어 관 길이를 기준으로 시계방향으로 나선각을 30°의 한쪽 방향으로 밀링 가공하고 또 다른 평판에 반 시계방향으로 나선각을 30°의 한쪽 방

향으로 밀링 가공한 후 두 평판을 말아서 관의 길이방향으로 용접을 하면 양쪽 방향의 배열이 가능해진다. 본 연구에서 고려된 축진관 중에서 M-V형, M-W형, M-C형이 그 예이다. 이러한 용접 가공방식은 고압의 작동조건에 따른 누수 등의 문제점으로 인하여 사용되고 있지 않다가 최근에 활발히 개발되고 있는 중이다. 핀 형상으로는 M-P형, M-W형, M-V형은 사다리꼴의 형상이고, M-S형과 Seamless형은 삼각형의 형상이다.

Fig. 5는 응축기의 상세도이다. 응축기 시험부의 전체 길이는 약 49 cm이며, 실제 냉각수와 열전달이 되어지는 길이는 46 cm이다. 응축기 시험부는 아크릴 관을 사용하여 동관 주위에 내경 21 mm, 두께 3 mm의 환상관을 제작하여 냉매의 유동 방향과 대향류로 냉각수를 순환시킨다. 냉각수 입, 출구 온도차가 약 2~3°C로 유지되는 냉각수의 유량을 조절하여 일정한 벽면온도를 유지하도록 하였다. 냉각수의 입구 온도는 실제공조용 열교환기의 응축기에서의 공기 온도와

Table 1 Details of the major components used in the experimental loop

Instruments	Measurement	Range	Output signal	Maker	Accuracy
Mass flowmeter	Mass flow rate of refrigerant	100 kg/hr max.	mA	Oval	±0.2%
Mass flowmeter	Mass flow rate of coolant (condenser test section)	100 kg/hr max.	mA	Oval	±0.2%
Absolute pressure transducer	Absolute pressure	500 psia max.	VDC	Setra	±0.11% FS
Differential pressure transducer	Differential pressure	25 psid, 10 psid	VDC, mA	Setra	±0.21%, ±0.15%
Rotameter	Volume flow rate of coolant (pre-condenser)	100 kg/hr max	-	Omega	±2.0% FS
Digital power meter	Heat flux (evaporator)	-	W	Yokogawa	-

Table 2 Summary of experimental conditions

Parameter	Range
Refrigerants	R22
Pressure (MPa)	2.0
Mass flux (kg/m ² s)	9.52mm : 170-250 7.00mm : 330-470
Coolant inlet temperature (°C)	30-36

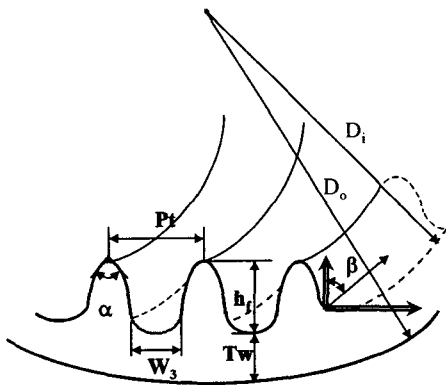


Fig. 2 The cross-sectional shapes of inner micro-fin tubes.

유사한 30~36°C로 하였고, 시험부 외부 벽면 온도를 측정하기 위하여 T형 열전대를 외벽에

각각 3지점씩 설치하였으며, 각 지점에서는 90°씩 4지점에 열전대를 측정하여 원주 방향의 벽면 온도를 측정할 수 있도록 하였다. 시험부의 냉각수 입, 출구 온도 측정을 위하여 T형 열전대를 입,출구 2지점에 설치하였으며, 냉각수의 유량은 질량 유량계를 사용하여 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. 시험부 입구 건도를 조절하는 예응축기(pre-condenser)는 9개의 세부 구간으로 나누어 각 세부 구간의 냉매 온도와 냉각수 입, 출구 온도차를 측정하였고 동관으로 제작된 환상관에 순환하는 냉각수 유량은 로타미터를 사용하였다.

2.3 Data Acquisition 및 오차 해석

본 실험에서는 응축 열전달계수를 구하기 위하여 Fluke사의 100타점 데이터 로고와 컴퓨터를 연결하여 온도 및 압력을 측정하였다. 본 연구에 사용된 물성치는 NIST의 REFPROP⁽¹²⁾을 이용하였으며 측정된 자료는 열평형 오차가 ±10%이내의 경우에 한정하였다. 냉매의 작동 조건에 따른 응축 열전달 계수는 냉매와 외부 열원과의 에너지 평형식으로부터 다음의 식을 이용하였다.

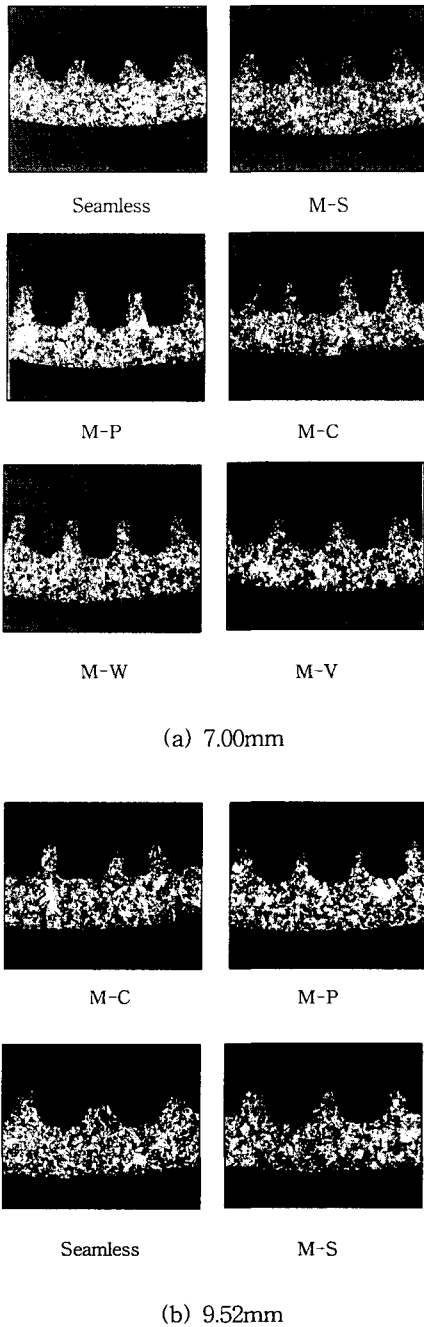


Fig. 3 Enlarged cross-sectional shapes of inner micro-fin tube.

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

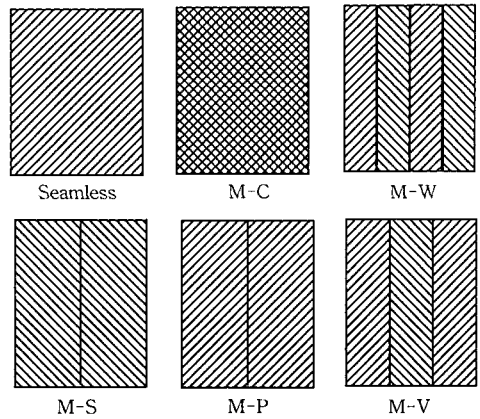


Fig. 4 Plan shapes of inner micro-fin tubes.

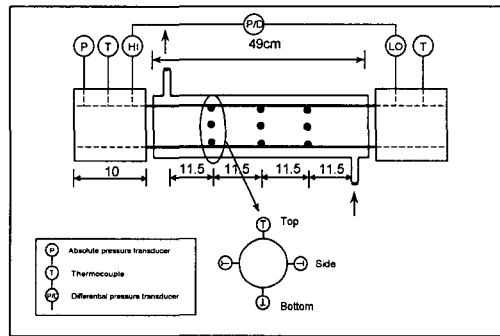


Fig. 5 Detail diagram of condenser test section.

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

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

본 연구에서는 Kline과 McClintock⁽¹³⁾의 오차 전달 방법(propagation-of-error method)에 따라 실험 오차를 분석하였으며 계산된 결과 R 에 대한 불확실성 U 는 식(3)을 이용하였다. 여기서 X_i 는 계산된 결과 R 을 구성하는 변수이고 U_{x_i} 는 변수 x_i 의 가능한 오차이다.

Table 3 Specifications of micro-fin tubes

unit : mm

Tube types	Outside diameter	Perimeter	Bottom wall thickness	Groove depth	Number of Grooves	Inclination angle (degree)	Groove bottom width	Fin angle (degree)	Fin pitch
	D_o	P	T_w	h_f	N	β	W_3	α	Pt
M-P	7.00	36.2	0.213	0.200	56	18	0.213	20-25	-
M-S	7.00	29.6	0.282	0.173	56	18	0.150	40	-
M-C	7.00	-	0.240	0.180	59	-	0.160	20	-
M-W	7.00	37.7	0.250	0.226	58	-	0.213	50	-
M-V	7.00	26.6	0.240	0.160	45	-	0.153	20	-
Seamless	7.00	28.8	0.250	0.130	60	-	0.130	40	-
M-P	9.52	45.6	0.267	0.180	76	18	0.227	10-25	0.36
M-S	9.52	39.5	0.280	0.187	59	18	0.213	43	0.467
M-C	9.52	-	-	-	-	-	-	-	-
Seamless	9.52	39.4	0.280	0.200	60	18	0.187	53	0.467

$$U_R = \left[\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial R}{\partial X_i} \right) U_{x_i} \right]^{1/2} \quad (3)$$

$$1 - \alpha = \frac{A_f}{A} = \frac{\text{액막이 차지하고 있는 면적}}{\frac{\pi D_i^2}{4} - \text{마이크로핀의 전체면적}} \quad (4)$$

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 1.36%, 시험부 건도의 불확실성은 0.1%, 그리고 응축 열전달계수의 불확실성은 약 2~4%로 각각 나타났다.

3. 응축 실험 결과 및 토의

3.1 응축 열전달 특성

기상과 액상이 존재하여 상변화가 수반되는 마이크로핀 관내에서의 열저항은 액상 영역에서 가장 큰 것으로 알려져 있다. 본 연구에서는 마이크로핀 관내에 차지하고 있는 액상 영역인 액막 분포를 고려하여 마이크로핀에서 액막이 핀을 따라 핀과 핀사이로 흐르는지 혹은 완전히 덮으면서 흐르는지의 기준을 제시하였으며, 기공률과 마이크로핀의 기하학적 형상으로부터 나타난 식(4)로서 설명하였다.

여기서 A_f 은 마이크로핀 관내에서 액막이 차지하고 있는 전체면적, A 는 마이크로핀 면적을 제외한 관 단면적, D_i 는 최대 직경을 각각 나타낸다. 주어진 작동조건(압력, 건도)으로부터 기공률은 정해지고, 마이크로핀의 형상으로부터 면적 A 를 구할 수 있으므로 실제 액막이 차지할 수 있는 면적 A_f 은 결정된다. 따라서 액막의 두께와 핀 높이의 비(δ_f/h_f)를 계산할 수 있다. 그러나 기공률은 작동매질과 작동범위, 질량유속 등의 조건에 따라서 달라지기 때문에 마이크로핀 관내의 액막의 두께를 정확히 예측하기는 매우 어려우며, 특히 본 연구의 실험범위에서 적용될 수 있는 적절한 기공률의 상관식은 매우 부족한 실정이다. 다만 본 연구에서는 응축 및 증발의 작동조건에서의 압력변화에 따른 마이크로핀의 액막의 두께를 정성적으로 고찰하였으며, 식(5)의 Thom식⁽¹⁴⁾을 이용하여 기공률을 구하였다.

$$\alpha = \frac{1}{1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.89} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.18}} \quad (5)$$

여기서 α 는 기공률, x 는 건도이며, $(\frac{\rho_v}{\rho_l})$ 와 $(\frac{\mu_l}{\mu_v})$ 는 각각 기액의 밀도비와 점성계수비를 나타낸다.

만일 마이크로핀 관내의 액막이 원주방향으로 일정한 두께로 분포하는 진원일 경우 기공률과 마이크로핀의 형상을 이용한 식(4)로부터 액막의 분포를 나타낼 수 있다. Fig. 6에 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 비해 증발기에서 작은 값을 나타내었다. 열전달에 가장 중요한 영역인 건도 0.2와 0.8을 기준으로 응축의 작동조건에서는 대부분의 영역에서 액막

이 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 축진기구로는 핀 형상에 의한 열전달 면적과 난류 축진의 증가로 알려져 있다. 그러나 응축 열전달 축진관에서의 건도가 큰 영역과 특히 증발의 경우 대부분의 영역에서 액상의 유체는 핀과 핀사이를 흘러가게 되며, 이때에는 마이크로핀에 의한 열전달 면적의 증가 및 난류 축진이외에 추가의 열전달 특성이 존재하게 된다.

Webb^(10,11) 등은 마이크로핀관의 응축 열전달에서 액막이 핀을 완전히 덮지 못하는 건도가 큰 영역에서의 열전달 축진기구를 표면장력의 효과로 제시하였다. 응축의 경우 열유속의 흐름은 냉매에서 차가운 벽면으로 향하기 때문에 표면장력의 효과에 의해 액상의 냉매가 핀 상단부에서 하단부로 흘러내리게 하면 액막의 두께가 얇아지고 또한 핀 상단부가 노출되어 핀에 접해 있는 기상 영역에서의 열전달 면적을 확보하여 응축 열전달을 증가시킬 수 있는 것으로 설명할 수 있다. 표면장력에 의해 액상의 유체가 잘 흘러내릴 수 있는 형상은 곡률반경에 의하여 핀 상단부와 하단부까지가 완만한 형상보다는 가파른 형상에서 유리하게 된다. 그러나 Webb 등이 적용한 관은 나선각이 없는 axial 마이크로핀관이며, 이때에는 기액 경계면에 작용하는 shear force가 액상의 냉매를 관 길이 방향으로만 작용하고 표면장력은 액상의 유체가 관의 원주 방향으로 흐르는 것을 억제하는 효과를 가지게 된다.

그러나 본 연구와 대부분의 마이크로핀관은 Fig. 2에 나타낸 형상과 같이 나선각에 의한 배열이 존재하고 있다. 이때에는 shear force가 관의 길이 방향 뿐만 아니라 원주 방향으로 작용하게 되어 액상의 냉매를 핀 하단부에서 상단부로 끌어올리게 되며 이것은 표면장력에 의해 액상의 냉매가 핀 상단부에서 하단부로 흘러내리는 것과 반대로 작용하게 된다. 특히 작동조건에 따라서는 shear force에 의한 힘이 표면장력보다 커서 액상의 냉매가 핀 사이를 흐르지 않고 핀을 넘치면서 흐를 수도 있을 것이다. 이러한 shear force에 의해 액상의 냉매가 관의 원주방향으로 흐르

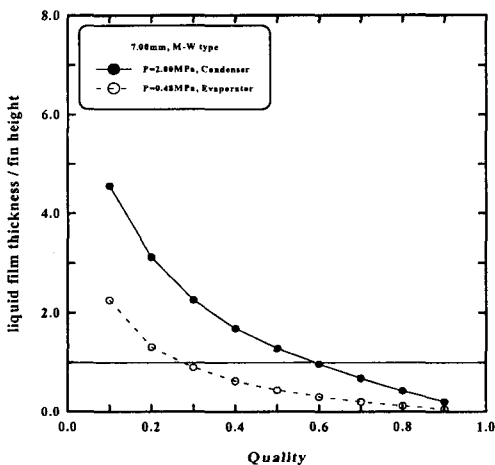


Fig. 6 The effect of overflow in condensing and evaporating (7.00 mm, M-W).

게 되면 이러한 효과 역시 액막의 두께를 얇게 해줄 수 있으며, 특히 액상의 냉매가 핀을 넘치면서 흐를 경우 마이크로핀이 전적으로 열전달 면적과 난류 촉진의 증가에 기여할 수 있기 때문에 열전달 촉진을 기대할 수 있을 것이다. 그러나 shear force에 의해 액막의 냉매가 핀의 길이 방향으로 잘 흐르기 위해서는 핀 하단부와 상단부까지가 완만해야 하는데 이 경우 표면장력은 감소하게 된다. 응축 열전달의 경우 대부분의 영역에서 액막이 핀을 덮으면서 흐르기 때문에 마이크로핀에 의한 열전달 면적의 증가 및 난류 촉진이 중요한 열전달 촉진기구가 된다. 나선각이 있는 마이크로핀관의 경우 건도가 큰 영역에서 응축 열전달에 영향을 미치는 것은 표면장력과 shear force효과로 생각할 수 있으나 이들 두 요인에 적용되는 핀의 형상이 서로 반대로 작용하기 때문에 어떤 요인에서 열전달 촉진에 더 큰 영향을 미칠 수 있는지의 판단은 대단히 어렵다. 즉 나선각이 있는 마이크로핀의 열전달에서 표면장력의 효과를 고려하면 핀의 상단부와 하단부의 형상이 가파른 형상에서 유리하고, shear force의 효과를 고려하면 완만한 핀의 형상이 유리하기 때문이다.

그러나 아래의 응축 실험결과로부터 나선각이 존재하는 마이크로핀관의 경우 액막이 핀을 덮지 못하는 영역에서의 열전달에 영향을 미치는 것은 표면장력보다는 shear force임을 알 수가 있다.

3.2 실험결과 및 토의

본 연구에서는 시험부의 압력을 2.0 MPa로 하고 냉매 순환 유량을 약 170~470 kg/m²s 범위 내에서 실험을 수행하였다. 실험은 입구 압력과 순환 냉매 유량을 고정시킨 후 예응축기의 건도를 변화시키면서 응축 열전달계수를 식(1)을 사용하여 구하였다. 열전달 계수에 필요한 냉매 온도는 시험부 입, 출구의 압력으로부터 환산한 포화온도를 평균하여 사용하였으며, 압력강하에 의한 시험부 입, 출구 온도차는 약 0.2°C 이내의 온도 감소를 나타내었다.

Fig. 7은 외경 7.00 mm에 대하여 응축기 시험부 압력과 순환 냉매 유량을 고정시킨 후 각각의 마이크로핀관의 성능을 건도 변화에 대한 국소 열전달계수로 함께 나타내었다. 건도는 열평형

관계식으로부터 계산하였으며, 시험부 입, 출구의 건도를 평균한 건도 조건에서의 열전달 계수이다. 전체적으로 응축이 진행하면서 국소 열전달 계수는 감소하는 경향을 보이고, 건도가 증가할수록 각 마이크로핀관의 응축 열전달계수의 차이가 증가하고 있다. M-P형, M-S형, Seamless형은 한 방향의 배열을 가지며 열전달 면적은 순서대로 작은 값을 나타낸다. 그러나 M-P형의 열전달계수 값은 Seamless형보다 약 5% 작게 나타났다. M-P형은 다른 두 촉진관에 비해 열전달 면적이 크고 핀 하단부에서 상단부까지가 매우 가파른 형상인 점이 특징이다. 따라서 Webb 등이 제안한 표면장력의 관점에서 볼 때 M-P형은 다른 두 촉진관에 비해 열전달 면적도 크고, 특히 액막이 핀을 완전히 덮지 못하는 건도가 큰 영역에서는 표면장력의 효과가 증가되는 형상으로서 열전달 성능이 가장 우수할 것으로 예상할 수 있지만 실험결과는 가장 우수한 열전달 촉진관으로 잘 나타나지 않았다. 즉 M-P형은 표면장력이 큰 형상임에도 불구하고 건도가 큰 영역에서는 다른 두 촉진관에 비해 열전달 증가폭이 억제되는 추가적인 요인이 동시에 존재하는 것으로 설명될 수 있다. 앞서서도 설명한 바와 같이 액막이 핀을 완전히 덮지 못하는 건도가 큰 영역에서는 마이크로핀 형상에 의한 열전달 면적 및 난류 효과뿐만 아니라 나선각이 존재하는 마이크로핀은 나선각 배열에 의한 shear force의 영향이 표면장

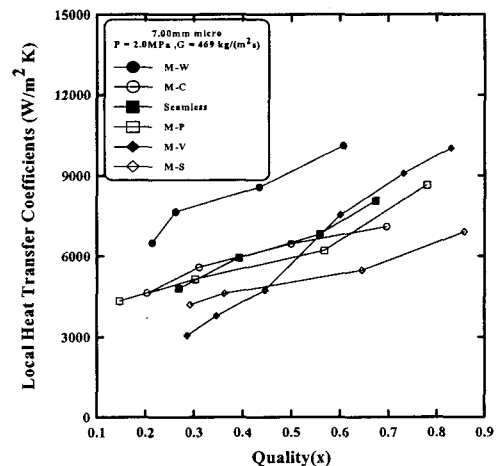


Fig. 7 The local heat transfer coefficients for quality (7.00 mm).

력의 영향과 함께 열전달 축진을 증가시킬 수 있는 요인으로 작용할 수 있다. 건도가 큰 영역에서 열전달이 억제되는 M-P형은 핀의 형상이 하단부와 상단부까지가 매우 가파른 형상이며, 따라서 shear force에 의한 액상의 유체가 핀을 잘 넘칠 수 있는 가능성은 줄어들게 되어 열전달 축진 효과를 억제시키는 형상으로 볼 수 있다. 즉 나선각 배열이 존재하는 마이크로핀관은 표면장력의 효과보다 나선각에 의한 shear force의 영향이 크게 나타나며, shear force에 의해 액상의 유체가 핀을 잘 넘칠 수 있는 형상은 열전달을 축진시킬 수 있는 것으로 판단된다.

M-W형은 다른 열전달 축진관에 비해 가장 큰 열전달 계수값을 나타내고 있다. M-W형의 특징은 열전달 면적이 가장 크며, 핀 배열이 세 방향으로 나누어졌고, 다른 축진관에 비해 핀 하단부에서 상단부까지가 가장 가파른 형상인 것이 특징이다. M-W형은 열전달 성능 향상에 가장 중요한 열전달 면적이 가장 크고 마이크로핀의 배열을 한쪽 방향이 아닌 양쪽 방향으로 할 때 액막의 배분을 고르게 배분시킬 가능성이 증가하기 때문에 액막 두께의 열저항 감소에 의한 열전달 축진을 기대할 수 있다. M-W형은 M-P형의 결과를 토대로 할 때 핀 하단부와 상단부까지가 가장 가파른 형상으로서 액막이 핀을 완전히 덮지 못하는 영역에서는 넘치는 효과가 억제되어 열전달 억제를 예상할 수 있지만, 일차적으로 열전달에 가장 중요한 열전달 면적이 가장 크고 액막의 고른 배분 효과로 인하여 가장 우수한 열전달 성능을 나타낸 것으로 판단된다.

M-V형의 전열관은 다른 축진관보다 건도 변화에 대한 영향이 크게 나타났다. 건도가 낮은 경우에는 가장 낮은 열전달 성능을 나타내다가 건도가 증가할수록 열전달계수의 변화가 상당히 증가하고, 다른 축진관의 응축 열전달계수의 값보다도 크게 나타나고 있다. 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 있지만 실험 결과는 양쪽 방향의 핀 배열과 핀 하단부와 상단부까지의 완만한 형상이 열전달을 축진시키는 것으로 나타나고 있으며 특히 이러한 핀 형상에 의한 열전달

효과는 액막이 핀 사이로 흘러가는 건도가 큰 영역에서 더 큰 영향으로 작용하고 있다.

이상의 실험결과를 종합하면 M-V형을 비롯한 축진관에서의 응축 열전달은 열전달 면적과 난류 효과만으로는 설명될 수 없으며, 특히 액막이 핀을 완전히 덮지 않고 핀 사이로 흐르는 건도가 큰 영역에서는 다른 추가적인 열전달 특성이 존재하고 있음을 나타내고 있다. 본 연구에서 고려한 축진관의 경우 건도가 큰 영역에서는 열전달 면적의 증가 및 양쪽 방향의 핀 배열과 함께 핀 하단부와 상단부까지의 핀 형상이 가파른 형상보다는 shear force에 의하여 액막이 잘 넘치게 할 수 있는 완만한 형상에서 열전달을 축진시킬 수 있는 것으로 나타났다. 또한 마이크로핀관의 제조 방법이 발달되어 기존의 한쪽 방향으로만 가공할 수 있는 인발가공에 비해서 평판에 핀을 밀링 가공한 후에 용접에 의하여 제작하는 축진관은 양쪽 방향의 배열의 조정이 용이하다. 마이크로핀관의 배열을 한쪽 방향이 아닌 양쪽 방향으로 할 때 액막의 분포를 고르게 배분시킬 수 있으며 대부분의 영역에서 액막이 핀을 완전히 덮으면서 흐르는 응축의 경우에는 액막의 분포를 더욱 고르게 하여 열전달을 축진시킬 수 있는 방향으로 작용할 수 있다.

Fig. 8은 외경 7.00 mm에 대하여 응축기 시험부 압력을 고정시킨 후 각각의 마이크로핀관의 성능을 순환 냉매 유량에 대한 평균 열전달계수로 나타내었다. 평균 응축 열전달계수는 M-W형을 제외한 다른 축진관에서는 질량 유속이 증가할수록 완만하게 증가하고 있다. 열전달계수 값은 M-W형이 다른 축진관에 비해 약 70-200% 이상 크고, M-S형이 가장 작게 나타났다. M-W형은 열전달 면적이 크고, 양쪽 방향에 의한 핀의 배열로 액막을 고르게 배분시키는 효과가 가장 크기 때문에 열전달 성능이 가장 우수한 것으로 생각된다. 그러나 다른 축진관과 달리 질량 유속이 증가하면서 오히려 완만하게 감소하는 경향이 있다. 어느 이상의 질량 유속 증가에서 열전달 성능이 감소되는 설명은 앞으로의 추가적인 연구가 필요하지만, M-W형의 특징은 핀 하단부와 상단부까지의 핀 형상이 다른 축진관에 비해 가장 가파른 형상이며, 이러한 핀 형상이 어느 이상의 질량 유속 증가에 대하여 오히려 열전달이 감소되는 현상과 관련이 있는 것으로 생각된

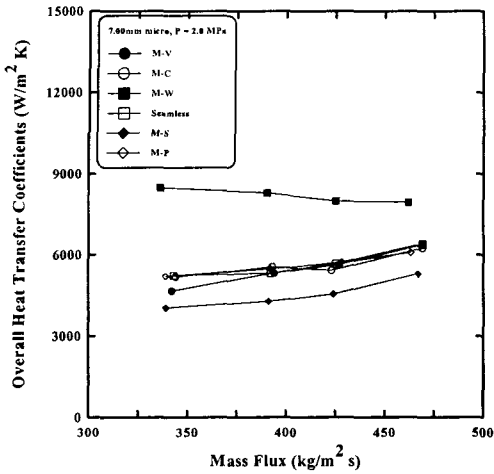


Fig. 8 The overall heat transfer coefficients for mass flux (7.00 mm).

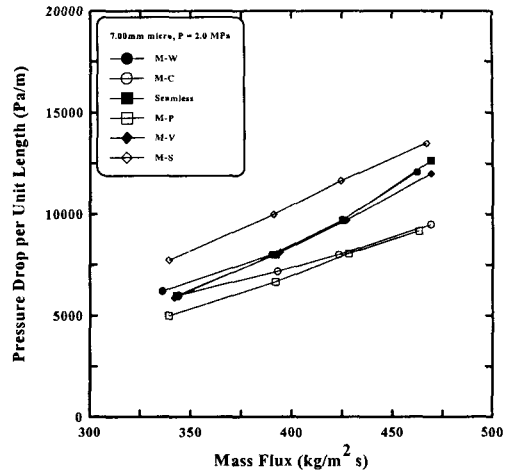


Fig. 9 The pressure drop per unit length for mass flux (7.00 mm).

다. 핀하단부에서 상단부까지의 핀 형상이 완전한 형상보다는 가파른 형상은 동일한 shear force에서 액막이 핀을 넘치면서 흐르는 효과가 줄어들며 질량유속 증가에 의하여 오히려 나선각이 배분하는 방향으로 액막이 쏠리게 될 가능성이 크다. 이때는 핀과 핀사이에서의 영역에서 액막의 분포가 국부적으로 두꺼워져서 액막의 열저항 증가에 의한 열전달의 억제 효과로 작용하는 것으로 판단된다.

Fig. 9는 외경 7.00 mm에 대하여 응축기 시험부 압력을 고정시킨 후 각각의 마이크로핀관의 성능을 순환 냉매 유량에 대한 단위 길이당의 압력강하로 나타내었다. 질량유속이 증가할수록 단위 길이당의 압력 강하는 증가하고 있으며, M-S형이 가장 큰 값을 나타내고 가장 작은 M-P형에 비해 약 50% 증가하였다. 수평관 내 상변화가 수반될 때의 압력 강하는 크게 마찰에 의한 영향과 관성력에 의한 항으로 나타낼 수 있는데, 일반적으로 관성력에 의한 압력 강하는 마찰에 의한 압력 강하에 비하여 작은 것으로 알려져 있다. 마찰에 의한 압력 강하는 마이크로핀의 기하학적 형상에 의한 난류 촉진의 크기에 따라 달라지며 난류가 촉진될수록 압력 강하는 크게 나타난다. 즉 핀의 높이가 크고 핀 상부각도가 작은 촉진관의 압력 강하는 다른 촉진관에 비해 상대적으로 크게 나타날 수 있다. 그러나 난류 촉진이 증가되는 촉진관에서는 응축 열전달 역시 증가하기

때문에 관성력에 의한 감속의 영향이 증가하여 응축 압력 강하를 줄일 수 있는 효과로 작용한다. 그러나 본 연구에서의 작동조건에서는 전체 압력 강하의 약 2% 이하에 해당되며 관성력에 의한 압력강하 효과는 무시될 수 있는 것으로 나타났다.

Fig. 10은 외경 9.52 mm에 대하여 응축기 시험부 압력과 순환 냉매 유량을 고정시킨 후 각각의 열전관의 성능을 건도 변화에 대한 국소 열전달 계수로 함께 나타내었다. 외경 7.00 mm와 마찬가지로 전체적으로 응축이 진행하면서 국소 열전달계수는 감소하는 일반적인 경향을 보인다. 열전달 면적은 M-C형, M-P형의 순으로 작고, Seamless형과 M-S형은 거의 유사하며 가장 작은 값을 나타낸다. 핀의 배열은 열전달 촉진관 전체가 한쪽 방향으로 일정하다. 앞서 설명한 바와 같이 응축 열전달의 경우 응축이 진행되는 대부분의 과정에서 액막이 핀을 완전히 덮으면서 흘러가기 때문에 열전달 면적 및 난류 촉진 정도가 가장 중요한 요인으로 작용할 수 있다.

M-P형은 핀의 개수가 다른 촉진관에 비해 가장 많아서 열전달에 가장 중요한 촉진기구인 열전달 면적 증가의 효과를 기대할 수 있으며 실험 결과는 건도가 아주 낮은 영역을 제외하고는 가장 큰 열전달 성능으로 나타났다. M-S형은 Seamless형에 비해 열전달 면적은 거의 유사하지만 열전달 성능은 크게 나타났다. 열전달 면적

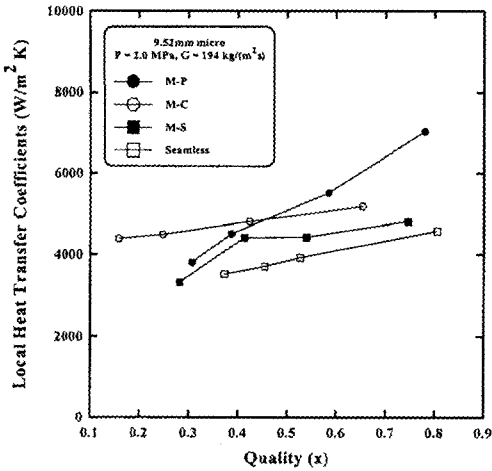


Fig. 10 The local heat transfer coefficients for quality (9.52 mm).

과 함께 가장 중요한 열전달 요인인 난류효과와 측면에서 M-S형의 핀 상부각도가 Seamless형보다 10° 작아서 난류 촉진 증가에 의한 열전달 촉진을 기대할 수 있다.

Fig. 11은 외경 9.52 mm에 대하여 응축기 시험부 압력을 고정시킨 후 각각의 전열관의 성능을 순환 냉매 유량에 대한 평균 열전달 계수로 나타내었다. 질량 유속 변화에 대하여 M-P형은 질량 유속이 작은 경우를 제외하고는 열전달 성능이 가장 크고, M-C, M-S, Seamless형의 순으로 작게 나타났다.

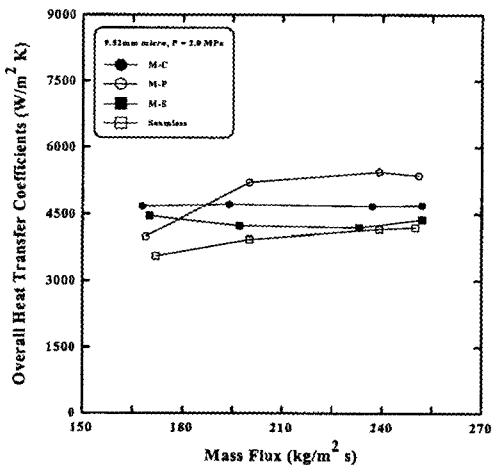


Fig. 11 The overall heat transfer coefficients for mass flux (9.52 mm).

Fig. 12는 외경 9.52 mm에 대하여 응축기 시험부 압력을 고정시킨 후 각각의 전열관의 성능을 순환 냉매 유량에 대한 단위 길이당의 압력 강하를 나타내었다. M-C형이 Seamless형에 비해 약 70~200% 이상 크며, M-P형, M-S형, Seamless형의 순으로 압력 강하는 작게 나타났다.

본 실험에 측정된 열전달 촉진관은 질량 유속 변화에 대하여 열전달 계수비와 압력 강하비로 종합적인 열전달 촉진 성능비(Enhancement Performance Ratio)로서 평가할 수 있다. 즉 종합적인 열전달 성능은 다음의 식(6)으로 나타낼 수 있다.

$$EPR = \frac{h_{micro\ fin} / h_{smooth}}{\Delta p_{micro\ fin} / \Delta p_{smooth}} \quad (6)$$

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 Cavallini와 Zecchin식⁽¹⁶⁾과 Soliman 등⁽¹⁷⁾의 식을 이용하여 각각 구하였다.

Cavallini와 Zecchin식을 이용한 평활관에서의 열전달 계수는 다음과 같다.

$$h = 0.05 \frac{k_l}{D} Re_{eq}^{0.8} Pr_l^{0.33} \quad (7)$$

여기서, Re_{eq} 는 등가 레이놀즈 수를 나타내며 식(8)과 같다.

$$Re_{eq} = Re_v \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right) \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.5} + Re_l \quad (8)$$

실험식의 적용 범위는 $7,000 < Re_l < 53,000$, 액체 및 증기의 점성비가 $11 < \frac{\mu_l}{\mu_v} < 314$ 이며, 평균 오차는 36% 이내이다.

Soliman 등이 제안한 식(9)의 무차원 압력강하식을 이용하여 평활관의 압력강하를 구하였다.

$$\Phi_v = 1 + 2.85 X_u^{0.523} \quad (9)$$

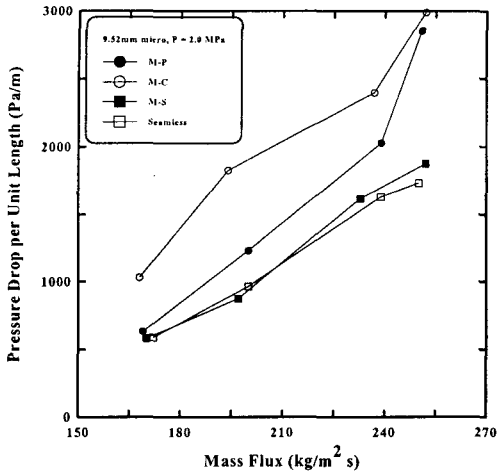


Fig. 12 The pressure drop per unit length for mass flux (9.52 mm).

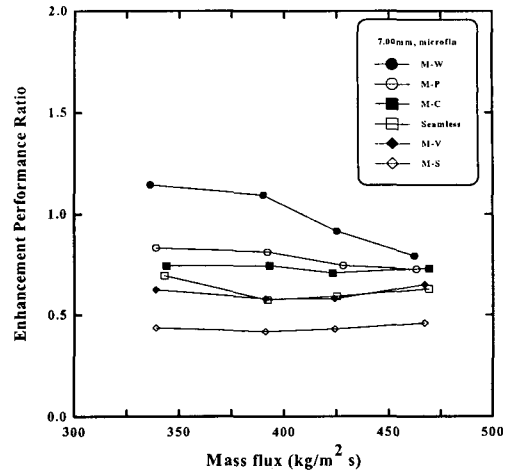


Fig. 13 The enhancement performance ratio for mass flux (7.00 mm).

$0 \leq X_{tt} \leq 1$ 의 범위에서 Soliman 등이 제안한 식 (9)는 Lockhart-Martinelli 데이터와 5% 이내에서 근사치를 나타내는 것으로 보고하고 있다.⁽¹⁷⁾

기존의 연구에 의하면 일반적인 마이크로핀의 열전달 계수는 평활관에 비해서 질량 유속이 큰 경우보다 질량유속이 작은 영역에서의 증가 폭이 큰 것으로 알려져 있는데, 즉 평활관에 대한 마이크로핀의 열전달 계수 변화는 질량 유속이 증가할수록 감소하는 경향을 보인다.^(3,5,6) 이러한 영향은 질량 유속이 증가할수록 평활관에서의 난류 효과 역시 증가하기 때문이다.⁽³⁾ 그러나 마이크로핀과 평활관의 압력 강하비는 질량 유속에 대한 영향이 잘 나타나지 않았다.^(3,6) 마이크로핀의 열전달 성능은 평활관에 대한 열전달 계수비와 압력 강하비를 이용하여 종합적인 열전달 촉진 성능비로서 평가할 수 있다. Chamra와 Webb⁽⁶⁾은 외경 15.88 mm의 기하학적 형상이 서로 다른 촉진관을 열전달 촉진 성능비로서 평가하였으며, 질량 유속 증가에 대하여 촉진 성능비는 감소함을 나타내었다.

Fig. 13은 7.00 mm 마이크로핀 관의 열전달 성능비와 압력강하비로 나타난 열전달 촉진 성능비를 질량 유속 변화에 대하여 각각 나타내었다. M-W형을 제외한 다른 촉진관에서는 질량 유속의 변화에 대한 촉진 성능비의 영향은 잘 나타나지 않았다. 열전달 촉진 성능비는 M-W형이 가

장 우수하였고, M-S형의 열전달 성능이 가장 낮았다. 따라서 본 실험에 사용된 7.00 mm 촉진관에서 M-W형이 응축기용 열교환기에 가장 적절한 촉진관으로 사용될 수 있다.

Fig. 14는 9.52 mm 마이크로핀 관의 열전달 촉진 성능비를 질량 유속 변화에 대하여 각각 나타내었다. 전체적으로 질량 유속의 증가에 대하여 열전달 촉진 성능비는 감소하는 경향을 보이고 있으며, 특히 질량 유속이 작은 경우에 성능비의 차이가 커지는 것을 알 수 있다. 열전달 촉진

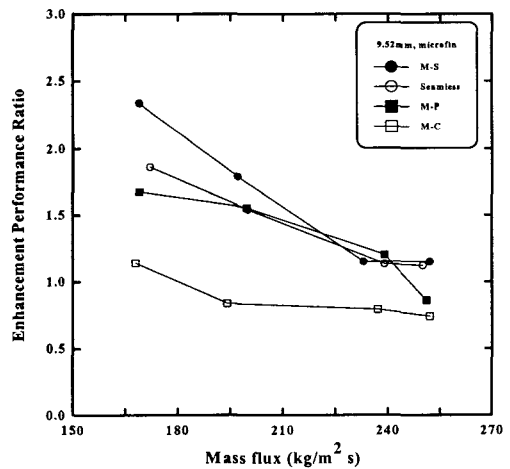


Fig. 14 The enhancement performance ratio for mass flux (9.52 mm).

진 성능비는 M-S형이 가장 우수하고 M-C형이 가장 낮은 것으로 나타났다.

판단된다.

참고문헌

7. 결론

본 연구에서는 외경 7.00 mm의 6 종류와 외경 9.52 mm의 4 종류에 대한 마이크로핀의 기하학적 형상이 서로 다른 열전달 촉진관을 대상으로 응축 열전달 실험을 수행하였으며, 건도와 질량 유속의 변수로서 열전달 성능을 나타내었다. 또한 평활관에 대한 열전달 계수 비와 압력 강하의 비를 이용한 종합적인 열전달 촉진 성능비로서 마이크로핀관의 열전달 성능을 평가하였고, 마이크로핀의 기하학적 형상이 열전달 면적과 난류 촉진 이외에 추가적으로 열전달에 미치는 핀의 특징을 나타내었다.

본 연구의 전체적인 결론은 다음과 같다.

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

(2) 마이크로핀의 열전달 성능 향상을 위한 가장 중요한 열전달 촉진기구는 열전달 면적과 난류 촉진의 증가이다. 이외에 추가적으로 양쪽 방향의 핀 배열과 함께 액막이 핀을 완전히 덮지 못하면서 흘러가는 건도가 큰 영역에서는 나선각에 의한 shear force에 의해 액막이 핀을 넘치면서 흐름 가능성이 있고, 이때는 핀 하단부와 상단부까지의 핀 형상이 완만한 형상에서 넘치는 효과를 증가시켜 열전달을 촉진을 기대할 수 있다. 실험결과도 핀 형상이 가파른 형상보다는 완만한 형상에서 열전달을 증가시킬 수 있는 것으로 나타났다.

(3) 핀 하단부와 상단부까지의 핀 형상이 매우 가파른 형상에서는 어느 이상의 질량 유속 증가에 대하여 오히려 열전달이 감소하는 현상이 나타났다.

(4) 마이크로핀 관의 개발관점에서 응축기용의 열교환기 설계는 액막이 대부분 핀을 완전히 덮으면서 흐르기 때문에 열전달 면적과 난류촉진 증가의 관점에서 개발하는 것이 유리할 것으로

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. Bergles, A.E., Nirmalan, V., Junkhan, G.H., and Webb, R.L., 1983, Bibliography on augmentation of convective heat and mass transfer-II, HTL-31,ISU-ERI-Ames-84222, DE84018484, Iowa state university, Ames, IA.
3. 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.
4. 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.
5. Kazutoshi, Y., et al, 1990, Development of condensing thermofin-hex-c tube, Hitachi Cable Review, pp. 27-30.
6. Chamra, L.M. and Webb, R.L., 1996, Advanced micro-fin tubes for condensation, Int. J. Heat Transfer, Vol. 39, No. 9, pp. 1839-1846.
7. 김만희, 신경섭, 임병한, 1998, 외경 9.52mm 평활관 및 미세핀관내 R22와 R410A의 응축 열전달 특성, 대한기계학회논문집 B권, 제22권, 제10호, pp. 1465-1474.
8. 1997, W字型內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.
9. 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.
10. Webb, R.L., 1994, Principles of enhanced heat transfer, John Wiley & Sons, Inc.
 11. 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.
 12. NIST Standard Reference Database 23, 1991, Nist Thermodynamics Properties of Refrigerant and Refrigerant Mixtures Database (REFPROP).
 13. Kline, S.J. and McClintock, F.A., 1953, Describing uncertainties in single sample experiments, Mechanical Engineering, 75, pp. 3-8.
 14. Thom, J. R. S., 1964, Prediction of pressure drop during forced circulation boiling water, Int. J. Heat Mass Trans., Vol. 7, pp. 709-724.
 15. 곽경민, 장재식, 배철호, 정 모, 1998, 마이크로핀 관의 기하학적 형상변화에 대한 열전달 특성 (II) - 증발열전달-, 공기조화 냉동공학 회 논문 투고중.
 16. Cavallini, A. and Zecchin, R., 1974, A Dimensionless correlation for the transfer in forced convection condensation, Proceedings of the Fifth Int. Heat Transfer Conference, Tokyo, Japan, Vol. III, pp. 309-313.
 17. Soliman, M., Schuster, J.R., and Berenson, P.J., 1968, A general heat transfer correlation for annular flow condensation, Trans. ASME, J. Heat Transfer, pp. 267-276.