

설계조건에 따른 핀-튜브 증발기의 열전달 특성

강 회 정, 이 윤 수, 권 영 철*, 장 근 선*, 김 영 제**

선문대학교 대학원, *선문대학교 기계공학과, **선문대학교 재료화학공학부

Heat Transfer Characteristics on Design Conditions of Finned-Tube Evaporators

Hee Jeong Kang, Yun Su Lee, Young Chel Kweon*, Keun Sun Chang*, Young Jae Kim**

Graduate School, Sunmoon University, Chungnam 336-840, Korea

*Department of Mechanical Engineering, Sunmoon University, Chungnam 336-840, Korea

**Division of Material & Chemical Engineering, Sunmoon University, Chungnam 336-840, Korea

(Received May 24, 2001; revision received November 23, 2001)

ABSTRACT: To investigate the design effects of a heat exchanger on a tube type, a tube circuit and a fin pitch, an experimental study on the heat transfer characteristics of finned-tube evaporators was performed. The refrigerant was R-22. A refrigerant loop was established to measure the heat transfer rate, the air heat transfer coefficient. The experimental results showed that the heat transfer characteristics of the evaporators were affected by the design parameters. And the heat transfer rate of the slit fin was better about 25%, compared to those of the louver fin. In the present experimental range, the heat transfer performance with the straight tube circuit was more remarkable than that of the zigzag tube circuit, as seen from temperature variations of the evaporator exit. j -factor on the tube type, the tube circuit and the fin pitch decreased, as increasing Reynolds number.

Key words: Finned tube(핀 튜브), Heat exchanger(열교환기), Heat transfer coefficient(열전달 계수), LMTD(대수평균온도차), Evaporator(증발기)

기 호 설 명

A	: 열전달면적 [m^2]	L	: 튜브길이 [m]
B_0	: Boiling 수	$LMTD$: 대수평균온도차 [$^{\circ}C$]
D	: 튜브 직경 [mm]	M	: 분자량
E	: 향상계수	\dot{m}	: 질량 유동률 [kg/s]
G	: 질량유속 [$kgm^{-2}s^{-1}$]	Nu	: Nusselt 수
h	: 열전달계수 [$Wm^{-2}K^{-1}$]	Pr	: Prandtl 수
j	: j -계수	P	: 압력 [Nm^{-2}]
k	: 튜브의 열전도도 [$Wm^{-1}K^{-1}$]	q	: 열속 [Wm^{-2}]
		\dot{Q}	: 열량 [W]
		R	: 열저항 [$^{\circ}C/W$]
		Re	: Reynolds 수
		S	: 억제계수
		U	: 총괄 열전달계수 [$Wm^{-2}K^{-1}$]

† Corresponding author

Tel.: +82-41-530-2396; fax: +82-41-530-2986

E-mail address: yckweon1@email.sunmoon.ac.kr

X_{tt} : Martinelli 수

그리스 문자

ρ : 밀도 [kg m^{-3}]
 μ : 동점성계수 [N s m^{-2}]

하첨자

a : 공기
 c : 접촉
 f : 핀, 불순물
 i : 튜브 내부
 in : 입구
 l : 액체
 nb : 핵비등
 o : 튜브 외부
 out : 출구
 $pool$: 풀 비등
 r : 냉매
 t : 전체(total)
 tp : 이상구간
 sup : 과열구간
 w : 관벽

1. 서 론

핀 튜브형 열교환기는 냉동공조 분야에서 핵심적인 요소로서 선박, 자동차, 플랜트 등 많은 산업분야에서 널리 쓰이고 있다. 이런 이유로 에너지절약을 위한 고효율의 핀 튜브형 열교환기 개발에 관한 관심이 선진외국을 중심으로 활발히 이루어졌으며, 다양한 설계변수들 사이에서 최적의 설계조건을 찾아 고효율 열교환기를 개발하고자 하는 여러 연구들이 진행되고 있다. 국내에서도 에너지절약 차원 및 국제적인 기술보호정책에 대처하기 위해 열교환기에 대한 효율향상은 필수적이므로, 증발기와 같은 열교환기의 고효율화와 소형 경량화^(1,2,3)는 매우 중요하다. 따라서 열교환기의 자체 설계기술을 확보하기 위해 다양한 방법으로 연구가 수행되어야 하겠다.

일반적으로, 핀 튜브형 열교환기는 2상 상태

유동, 흐름방향, 튜브회로 등의 다양함으로 인해 열전달 특성이 매우 복잡하다. 열교환기의 열전달 효율을 향상시키기 위해 핀 형상 및 회로수 또한 매우 중요하다. 공기측의 열전달계수는 액체보다 훨씬 작기 때문에 핀에 의한 열전달면적 증가를 고려하더라도 일반적으로 공기측의 열저항이 가장 크다. 열교환기에 있어서 열저항은 크게 공기측, 액체측, 관벽, 접촉 열저항으로 나눌 수 있는데 일반적으로 총 열저항의 60~80% 이상이 공기측 열저항으로 알려져 있다. 그러므로 공기측 열전달계수를 증가시켜 증발기의 효율을 최대화하는 것이 가장 바람직한 방법으로 판단된다.

증발기를 구성하고 있는 여러 인자들은 구성방법이나 종류에 따라 전열량, 공기측, 냉매측 열전달계수에 절대적 영향을 미친다. 증발기의 성능평가에 관한 다음의 여러 실험적인 연구들은 증발기를 구성하고 있는 각각의 기하학적 인자가 증발기의 열전달 특성에 얼마나 중요한 영향을 미치는지 잘 보여주고 있다.

이진호 등⁽⁴⁾은 5종류의 핀이 부착된 열교환기를 공기통과 풍속과 증발온도 과열도 등을 변화시켜 가면서 열전달 특성을 조사한 결과 공기측 레이놀즈수의 범위 내에서 슬릿 핀이 일반적인 평판 핀보다 통과 풍속의 변화에 따라 열전달계수가 80~200% 정도 크게 나타남을 제시하였다. Yoshiaki⁽⁵⁾는 루버핀의 연구에서 통풍저항과 열전달률을 예측할 수 있는 관계식을 제시하였으며, Hiroaki⁽⁶⁾는 핀의 고효율화 연구에서 공기측 유동의 불균일 현상이 소음의 원인임을 핀 사이의 기류 가시화 실험을 통하여 밝혔다.

따라서 본 연구에서는 가정용 패키지 에어컨에 적용되는 핀 튜브형 증발기의 열전달 특성을 조사하고자 설계조건(핀 형상, 열 수, 핀 피치) 등을 변경하면서 실험을 수행하였고 이들 자료를, 새로운 열교환기 설계를 위한 기본설계자료로 제공하고자 한다.

2. 실험장치 및 실험방법

2.1 실험장치

열교환기의 성능평가를 위해 열풍동 실험장치 및 냉매사이클이 제작되었으며, Fig. 1은 본 연구에 사용된 실험장치의 개략도를 나타내고 있다.

Table 1 Experimental condition

Refrigerant	R-22
Air side inlet temperature	27°C
Air side inlet moisture	50%
Exit pressure of evaporator	5.34 kgf/cm ²
Degree of superheat	5°C
Exit pressure of condenser	20.9 kgf/cm ²
Degree of subcooling	8°C
Air velocity	0.7~1.5 m/s

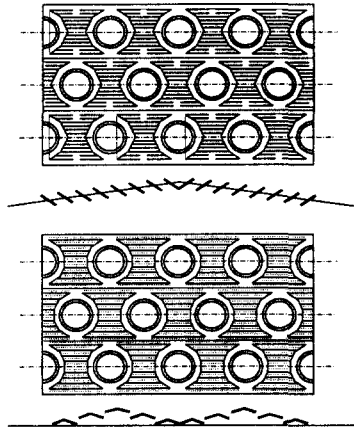


Fig. 2 Schematic diagram of Louver fin (top) and Slit fin (bottom).

팽창과정을 등엔탈피 과정으로 가정할 때 증발기 입구에서의 냉매의 엔탈피와 팽창밸브 출구에서의 냉매의 엔탈피가 동일하다. 따라서 본 실험에서는 증발기 입구에서의 냉매의 엔탈피를 구하

기 위해 팽창밸브 후단에서 측정된 온도와 압력을 이용하였다. 그리고 증발기 출구에서의 냉매 엔탈피는 NIST의 REFPROP 6.0을 적용하여 개발한 냉매사이클 시뮬레이션 프로그램⁽⁷⁾을 사용하여 계산하였다.

본 실험에서는 핀 튜브형 증발기의 7종류의 설계사양에 따른 전열량 및 열전달 특성을 알아보기 위해 공기유속을 5단계(0.7, 0.9, 1.1, 1.3, 1.5 m/s)로 변화시켜 가면서 실험하였다. Table 1은 실험에 사용된 증발기의 실험조건을, Table 2는 본 실험에 사용된 증발기들의 사양을 나타낸다. 그리고 Fig. 2는 본 연구에 사용된 루버 핀과 슬릿 핀의 형상을 보여준다.

3. Data Reduction

총 열저항(R_t)은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$R_t = R_r + R_f + R_w + R_c + R_a \quad (1)$$

만약, 핀의 열저항을 무시하고 핀 효율을 고려하면, 총괄 열전달계수(U_i)는 식(2)와 같이 표현할 수 있다.

$$\frac{1}{U_i} = \frac{A_i}{h_r A_r} + \frac{A_i \ln \frac{D_o}{D_i}}{2\pi k L} + \frac{A_i}{h_c A_c} + \frac{A_i}{h_a [A_a - A_{fm}(1-\eta)]} \quad (2)$$

Table 2 Specification of evaporators used in this present study

	No. of row/column	No. of circuit	Fin type	Fin pitch (mm)	Column distance (mm)	Row distance (mm)	Circuit of evaporator	
							Inlet/exit direction of refrigerant(*)	Flow direction of refrigerant
A Type	3/24	4	Super slit	2.05	25	21.65	LD → RU	Column
B Type	3/24	4	Louver	2.05	25	21.65	LD → RU	Column
Case 1	3/24	4	Super slit	1.95	25	21.65	LD → RU	Column
Case 2	3/24	4	Super slit	1.95	25	21.65	RU → LD	Column
Case 3	3/24	4	Super slit	1.95	25	21.65	RU → LD	Row
Case 4	3/24	4	Super slit	2.02	25	21.65	RU → LD	Row
Case 5	3/24	4	Super slit	1.90	25	21.65	RU → LD	Row

*) L: left, D: down, R: right, U: up

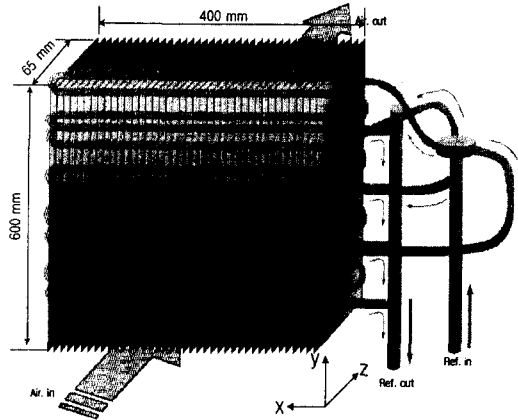


Fig. 3 Schematic diagram of evaporator.

식(2)에서 공기측 열전달계수(h_a)를 구하기 위해서는 총괄 열전달계수(U_t), 냉매측 열전달계수(h_r), 접촉 열전달계수(h_c)를 알아야 한다. 본 연구에서는 접촉 열전달계수를 계산하기 위하여 澤井聰의 관계식을 사용하였다.

Fig. 3에 나타난 핀-튜브 증발기에서 공기측이 손실한 열량(\dot{Q}_a) 및 냉매측이 얻은 열량(\dot{Q}_r)은 식(3)과 식(4)로 표현할 수 있다.

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_a(h_{a,in} - h_{a,out}) \quad (3)$$

$$\dot{Q}_r = \dot{m}_r(h_{r,out} - h_{r,in}) \quad (4)$$

엔탈피를 포함한 공기측 물성치는 ASHARE handbook(1985)을 근거로 습공기선도를 프로그램을 이용하였고 냉매측 열량은 NIST의 REF-PROP 6.0을 이용하여 계산하였다.

냉매측의 총 열량(\dot{Q}_t)은 식(5)로 표현된다.

$$\dot{Q}_t = U_t A_t LMTD_t \quad (5)$$

냉매측의 총 열량은 과열영역의 열량(\dot{Q}_{tp})과 2상 영역의 열량의 합이므로 식(5)는 식(6)과 같이 표현할 수 있다.

$$\dot{Q}_t = \dot{Q}_{tp} + \dot{Q}_{sup} \quad (6)$$

식(5)와 식(6)으로부터 총괄 열전달계수(U_t)는

다음 식과 같이(\dot{Q}_{sup}) 나타낼 수 있다.

$$U_t = \left(\frac{\dot{Q}_{tp}}{LMTD_{tp}} + \frac{\dot{Q}_{sup}}{LMTD_{sup}} \right) \left(\frac{1}{A_t} \right) \quad (7)$$

과열구간의 대수평균온도차는 윤백⁽⁸⁾의 관계식을 적용하면 다음과 같이 표현하였다.

$$LMTD_{sup} = \frac{T_{r,out} - T_{r,in}}{\ln \left(\frac{A}{A + \ln \left(\frac{T_{a,out} - T_{r,in}}{T_{a,in} - T_{r,in}} \right)} \right)} \quad (8)$$

여기서, $A = \frac{T_{a,in} - T_{a,out}}{T_{r,out} - T_{r,in}}$ 이다.

2상구간의 대수평균온도차는 식(9)로 정의된다.

$$LMTD_{tp} = \frac{T_{a,out} - T_{a,in}}{\ln \frac{T_r - T_{a,in}}{T_r - T_{a,out}}} \quad (9)$$

2상 영역에서의 열전달계수(h_r)는 핵비등과 대류비등의 합으로 표현할 수 있다. 본 연구에서는 2상 영역에서의 열전달계수를 구하기 위하여 Chen⁽⁹⁾의 중첩모델을 적용하였다.

$$h_r = E h_l + S h_{pool} \quad (10)$$

향상계수 E 와 억제계수 S 는 Gungor and Winterton⁽¹⁰⁾이 제안한 식(11)과 식(12)로 정의할 수 있다.

$$E = 1 + 24000 B_0^{1.16} + 1.37(1/X_H)^{0.86} \quad (11)$$

$$S = \frac{1}{1 + 1.15 \times 10^{-6} E^2 Re_l^{1.17}} \quad (12)$$

냉매의 평균 증발 열전달계수는 식(10), 식(11), 식(12)로부터 얻어진 냉매 국소 증발 열전달계수를 이용하여 식(13)과 같이 계산하였다.

$$\bar{h}_r = \frac{1}{\frac{1}{x_0 - x_i} \int_{x_0}^{x_i} \frac{1}{h_{r,x}} dx} \quad (13)$$

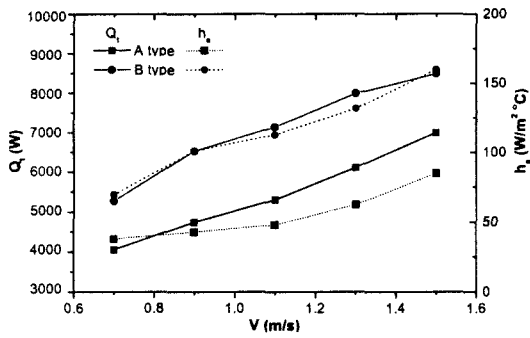


Fig. 4 The total heat transfer rate and the air heat transfer coefficient on two fins.

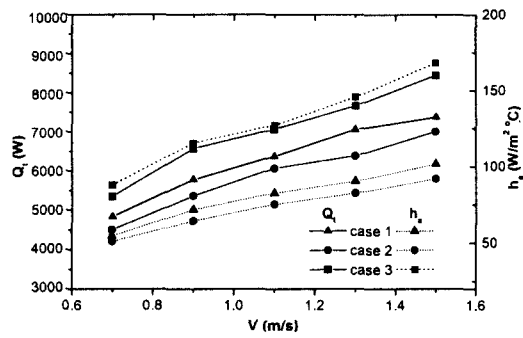


Fig. 5 The total heat transfer rate and the air heat transfer coefficient on three tube circuits.

4. 실험결과 및 고찰

Fig. 4는 열/단수, 회로 수, 핀 간격, 단 간격, 흐름방향 등의 조건은 같고, 핀 형상이 서로 다른 두 종류(A type과 B type)의 핀에 대한 총 전열량과 공기측 열전달계수의 변화를 나타낸다. Fig. 3에서 보는 바와 같이, A는 변형된 형태의 단방향 슬릿 핀이고 B는 루버 핀의 형태를 가진다. 본 연구에서도 공기유속이 증가할수록 총 열량과 공기측 열전달계수가 증가함을 확인할 수 있으며, 본 실험의 경우에 B핀의 열전달 특성이 A핀보다 약 25% 우수하게 관찰되었다. 루버 핀의 열전달 성능이 슬릿 핀에 비해 20% 이상 높다는 것은 일반적으로 잘 알려져 있는데 이번 실험에 사용한 단방향 Slit fin은 Slit의 모양을 일자형에서 돌출형으로 변형하였지만 전열성능이 크게 향상되지 않았다.

Fig. 5는 열/단수, 회로 수, 핀 형상, 핀 간격, 단 간격이 같은 상태에서 세 종류의 냉매 흐름형태에 대한 총 열량과 공기측 열전달계수의 변화를 나타낸다. Fig. 6에서 보는바와 같이 Case 1과 Case 2는 단별 형태의 흐름방향을, 그리고 Case 3은 열별 형태의 흐름방향을 가지고 있다. Fig. 5에서 볼 수 있는 것처럼 모든 공기유속에서 Case 3가 Case 1과 Case 2보다 약 15% 이상 열전달 특성이 높게 나타남을 알 수 있었다. Case 3의 냉매 흐름방향은 Cross-counter 형태와 수직으로 반복되는 Straight 형태의 흐름방향을 가지고 있기 때문에 열별로 단계적인 열교환이 이루어지므로 높은 전열량과 열전달 효과를 가져온다. 반면에 Case 1과 Case 2는 기본적으로 Cross-parallel과 Cross-counter 형태를 가지고 있으나 수평으

로 반복되는 지그재그 형태의 흐름 방향, 즉 단방향 흐름이므로 튜브 상부 부분보다는 아래 부분에서 가장 많은 열교환을 이룬다. 그리고 윗부분은 열전달이 오히려 역 방향으로 일어나므로 열전달 효과가 상대적으로 감소되는 것으로 판단된다.

Fig. 7은 다른 조건들은 같고, 핀 간격(Case 3 : 1.95 mm, Case 4 : 2.02 mm, Case 5 : 1.90 mm)이 서로 다른 단방향 슬릿 핀에 대한 전열량과 공기측 열전달계수의 변화를 보여준다. Case 3과 5의 열전달계수는 Case 4보다 크다. 가시화로부터 Case 4의 경우에 핀 표면에 매우 얇은 두께의 액막이 관찰되었으며, Case 3과 5의 경우는 Case 4와는 달리 작은 액적 형태의 응축수가 맺혀 있는

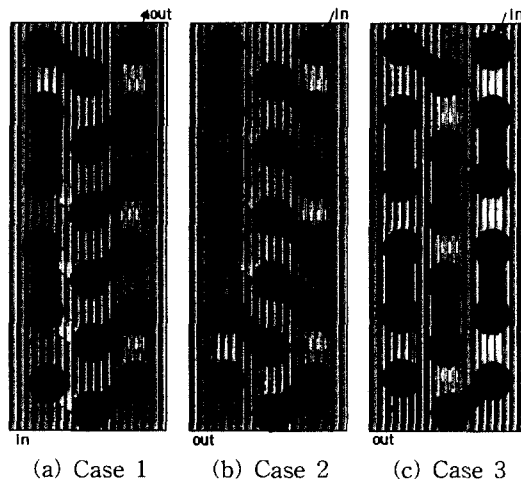


Fig. 6 The air flow direction and tube circuits.

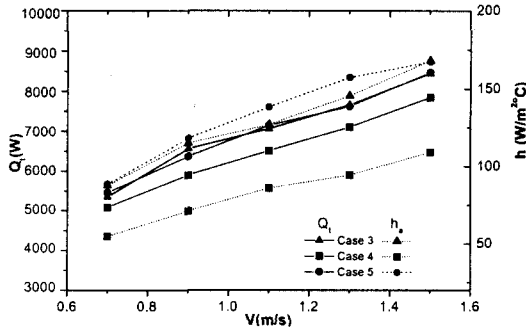


Fig. 7 The total heat transfer rate and the air heat transfer coefficient on three fin pitches.

것을 관찰하였다. 즉, 핀 표면에 액막이 형성되면 액적의 경우보다 열전달 효과가 감소하게 되므로 열전달계수가 낮게 나타나는 것이다. 그리고 공조용 에어컨의 실내기 정풍속 범위인 공기유속 1.0~1.4 m/s에서 Case 5의 열전달계수는 Case 3보다 우수하게 측정되었다. 이는 Case 5가 Case 3에 비해 단위면적당 핀 수의 증가로 열전달 효과가 보다 증가되었기 때문으로 사료된다. 또한 공기유속이 증가할수록 전열량이 거의 선형적으로 증가함을 알 수 있다. 그러나 핀 간격이 줄어들어 최적 간격을 벗어나면 오히려 핀 표면에 맺혀진 응축수에 의한 공기층의 압력강화가 증대하여 열전달 효과가 감소하므로 추후 연구에서는 이를 고려한 보다 다양한 실험을 수행할

예정이다.

Fig. 8의 (a)와 (b)는 Case 1과 Case 3의 증발기 후단의 온도분포를 나타낸다. 여기서, 수평 및 수직축의 1은 0 mm를, 그리고 4는 400 mm를, 6은 600 mm를 나타낸다(Fig. 3 참조). 일반적으로 압축기의 손실을 방지하기 위해 증발기 출구 쪽에 약 5°C의 과열도를 주게 되면 과열구간의 존재로 증발기 출구단면에서 온도분포가 균일하지 않게 된다. 온도분포는 Case 1의 증발기(8~10°C)가 Case 3의 증발기(2~3°C)보다 더 불균일함을 알 수 있다. 이는 Case 1의 증발기 튜브 상단 부분에서의 열교환이 원활하지 않기 때문으로 열량이 Case 3의 증발기에 비해 떨어지는 것이다. Case 3의 경우에는 전체적으로 일정하면서 낮은 온도분포를 나타내었는데 Case 1과 비교하여 열교환이 튜브 전체에 걸쳐 골고루 일어나 결과적으로 우수한 열전달 효과를 제공함을 알 수 있다.

Fig. 9의 (a)~(c)는 증발기의 설계변수들에 따른 레이놀즈수와 j -계수(Colburn j -factor)의 변화관계를 나타낸다. 본 해석에 사용된 j -계수는 식(14)와 같이 정의하였다.

$$j = Nu Re^{-1} Pr^{-1/3} \quad (14)$$

여기서, $Re = \frac{\rho u D_h}{\mu}$, $Nu = \frac{h D_h}{k}$ 이다.

증발기의 핀 형상(Fig. 9(a)), 튜브 회로(Fig.

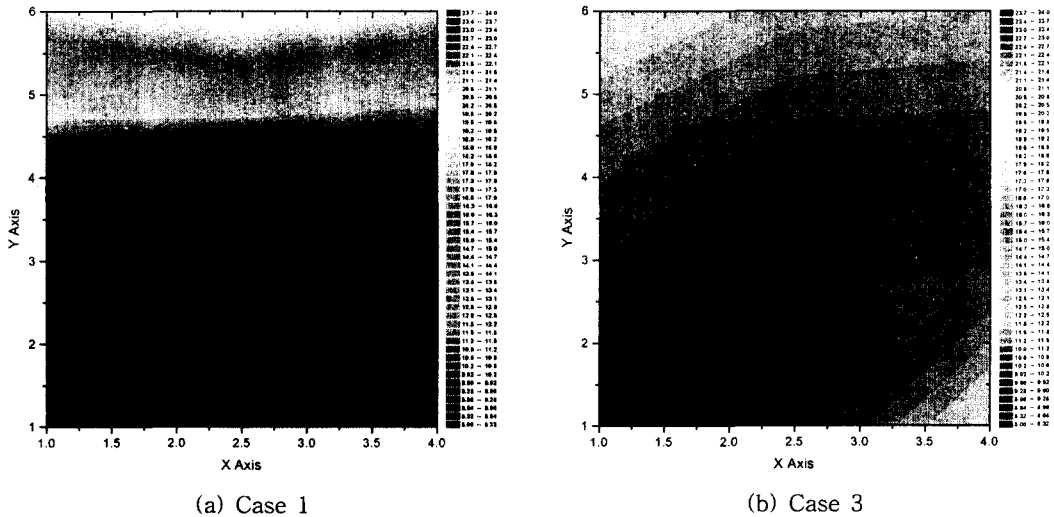
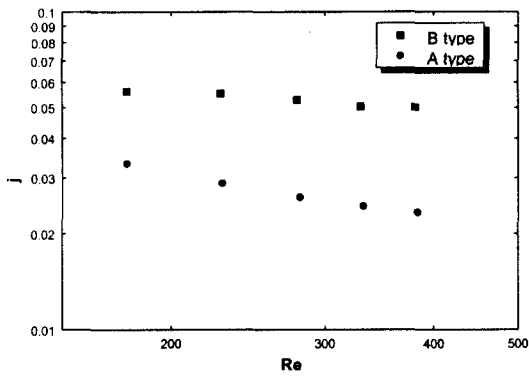
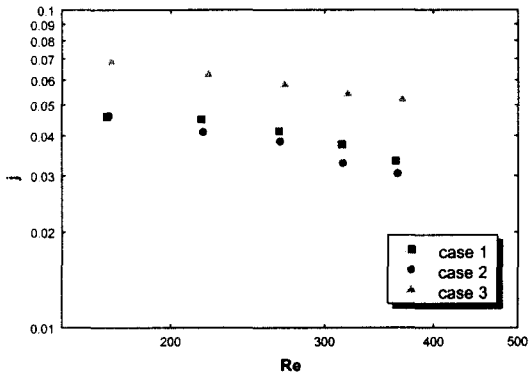


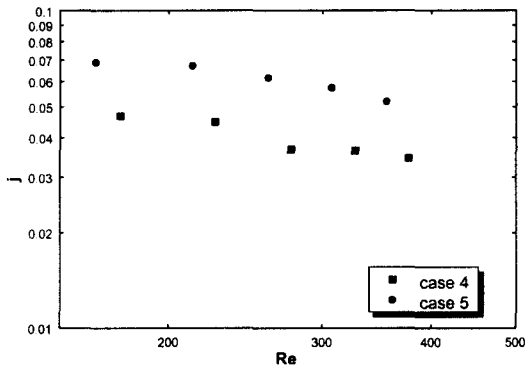
Fig. 8 Variation of temperature contour.



(a) Fin type



(b) Tube circuit



(c) Fin pitch

Fig. 9 Variation of j -factor.

9(b)), 핀 간격(Fig. 9(c))에 따른 j -계수는 레이놀즈수가 증가함에 따라 감소하는 경향을 보여주고 있다. 핀 형상변화에 대한 j -계수는 B type이 A type보다 약 70% 이상 크게 나타나고 있으며, 레이놀즈수가 증가할수록 A type 증발기의 j -계

수는 완만하게 감소하나 B type은 크게 감소한다. 냉매 흐름방향에 대한 Case 3의 j -계수는 Case 1과 Case 2보다 약 30% 이상 높으며, 레이놀즈수가 증가함에 따른 j -계수의 변화는 Case 3의 경우에 대략 선형 감소경향을 가지나 Case 1과 Case 2는 레이놀즈수가 클수록 Case 3보다 더 큰 감소경향을 보여준다. 핀 간격에 대한 j -계수는 Case 5가 Case 4보다 약 30% 이상 높음을 알 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 실험을 통해 핀 형상, 냉매흐름 방향, 핀 간격 등 여러 가지 설계조건에 따른 핀 튜브형 공조용 증발기의 열전달 특성을 조사하였으며, 이를 통해 다음의 결론을 얻었다.

(1) 루버 핀으로 구성된 열교환기가 단방향 슬릿 핀으로 구성된 열교환기에 비해 전열량 및 공기측 열전달계수가 우수하였다. 이로부터 루버 핀으로 구성된 열교환기가 Cross counter의 냉매 흐름 방향을 가지도록 설계변경이 이루어진다면 더 높은 열전달 특성을 가질 수 있어 공조용 냉동 사이클 시스템에서의 효율향상을 기대할 수 있다.

(2) 같은 Cross-counter 형태의 흐름을 가진 증발기라 하더라도 회로의 구성방법에 따라 열전달 특성이 다르게 나타났으며, 냉매 흐름방향이 공기측과 Cross-counter이며 열별 열교환이 이루어지는 회로로 구성된 증발기가 다른 종류의 증발기에 비해서 가장 우수한 열량과 열전달 특성을 가지고 있음을 확인하였다.

(3) 핀 간격이 다른 단방향 슬릿 핀에 대한 공기측 열전달계수는 핀 간격이 좁을수록 열전달 특성이 우수함을 확인하였으며, 공기유속이 증가할 때 총 열량은 거의 선형적으로 증가하였다.

(4) 레이놀즈수 변화에 따른 핀 형상, 냉매흐름 방향, 핀 간격에 대한 j -계수는 레이놀즈수가 증가할수록 감소하였다.

후 기

본 연구는 한국과학재단 지정 선문대학교 공조 기술연구센터(RRC)의 지원에 의해 수행되었으며 이에 감사한다.

참고문헌

1. Shah, R. K., 1981, Compact Heat Exchanger Design, Hemisphere Publishing Co., Washington, D.C., pp. 496-536.
2. Rich, D. G., 1974, Computer Aided Design of Direct Expansion Evaporator Coils, ASHRAE Transactions, pp. 487-501.
3. Youn, B., Kil, Y. H., 1998, Experimental study of air side pressure drop and heat transfer characteristics of wave and wave - slit fin - tube heat exchangers, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 10, No. 5, pp. 589- 599.
4. Lee, J. H., Kwon, O. G., 1990, Effects of Fin Configuration on the Evaporator Performance, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 2, No. 1, pp. 29-36.
5. Yoshiaki, A., Yoshinori, W. and Akira, Y., 1986, Study on Improvement of Performance of Heat Exchangers for Air Conditioners, Mitsubishi Heavy Industries Technical Review, pp. 252-256.
6. Hiroaki, K. and Shinichi, I., 1989, High efficiency heat exchanger, National Technical Report, Vol. 35, No. 6, pp. 653-661.
7. Kim, Y. G. and Chang, K. S., 2000, The Simulation Program for a Refrigeration Cycle (Registered No.: 20-01-12-1051).
8. Youn, B., Kim, Y. S., and Park, H. Y., 1996, Performance Evaluation of Cross-Flow Fin-Tube Heat Exchanger, Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 25, No. 2, pp. 151-160.
9. Chen, J. C., 1966, Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Flow, Ind. Engng Chem. Proc. Des. Dev., No. 5, pp. 322-329.
10. Gunger, K. E. and Winterton, R. H. S., 1986, A General Correlation for Flow Boiling in Tubes and Annuli, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 29, No. 3, pp. 351-358.