

핀 형상에 따른 증발기의 전열 성능

Effects of Fin Configuration on the Evaporator Performance

이진호* 권오갑**
Jin Ho Lee, O Kap Kwon

ABSTRACT

An experimental investigation was made to study the performance characteristics of evaporator having different fin configurations and tube inner grooves.

Three different types of fin such as super slitted fin, slitted fin, plain fin, and two types of tube such as inner grooved tube, and bare tube, are tested varying the air velocity, evaporation temperature and superheat of refrigerant.

Results show that in the range of air side Reynolds number $3 \times 10^3 - 1.5 \times 10^4$ evaporator with super slitted fin and inner grooved tube shows best performance. It is 80% higher in overall heat transfer coefficient and 2.6 times higher in pressure loss compared to that with plain fin inner grooved tube. Friction factor is found to be almost independent of evaporating temperature and degree of superheat, while Colburn j factor varies with evaporating temperature.

기호 설명

A : 증발기 전 전열면적
 A_c : 동관측 전열면적
 A_f : 환측 전열면적
 A_{ff} : 자유 흐름 면적
 d : 동관의 직경
 D_h : 수력학적 직경 ($D_h = 4 r_h = 4 \frac{A_c L_f}{A}$)
 f : 공기측 마찰계수
 G : 공기의 질량속도
 h, \bar{h} : 열전달 계수

h_{fg} : 냉매의 증발잠열
 i : 공기의 엔탈피
 j_H : Colburn j 계수
 k : 열전도율
 L_c : 동관의 길이
 L_f : 환의 흐름방향 길이
 \dot{m} : 질량 유량
 Pr : Prandtl 수
 Q : 냉각 열량
 Re : Reynolds 수 ($Re = G D_h / \mu$)
 R_f : 오염 계수

* 연세대학교 기계공학과

** ㈜경원세기 설계부

St : Stanton 수 ($St = \frac{\bar{h}}{G c_p}$)

T : 온도

T_a : 증발기 입, 출구 공기의 평균온도

T_{fm} : 핀의 평균온도

T_s : 동관 표면의 평균온도

ΔT_{im} : 공기측과 냉매측의 대수평균온도차

U : 열관류율

x : 냉매의 질

ϵ : 전 전열면적에 대한 동관 전열면적의 비
($\epsilon = A_c/A$)

μ : 점성계수

<하첨자>

a : 공기측

i : 공기측 입구

o : 공기측 출구

r : 냉매측

1. 서 론

일반적으로 가정 및 상업용 냉매 압축식 에어컨에 사용되는 증발기는 대기중의 공기를 열매체로 사용하며 이 공기가 냉매 사이클내의 냉매와 열교환하면서 냉매의 상변화를 일으키고 그 증발잠열을 이용하여 실내의 열을 흡수하며 이를 옥외로 방출함으로써 소기의 냉동효과를 발휘한다.

그러나 이와 같은 공냉 열교환기는 공기측의 열전달율이 다른 유체에 비해 매우 낮기 때문에 공기측에 핀과 같은 확대 전열면(Extended-Surface)을 부착하여 공기와의 접촉면을 적극적으로 확대하는 방법을 취함으로써 열교환기의 성능을 향상시켜 왔다.

공냉식 증발기의 성능을 결정하는 주요 인자들을 살펴보면 열관류율, 압력손실, 냉각공기의 흐름으로 야기되는 소음, 핀 표면의 오염 등인데 그 중 열관류율과 압력손실은 열교환기의 성능을 직접적으로 나타내며 이 2가지 인자에 의해 대부분의 성능을 가늠할 수 있다.

특히 핀이 부착된 열교환기의 공기측 전열 성능의 증대는 일반적으로 다음과 같은 요소들 즉, 핀의 간격, 핀의 효율, 핀의 형상 그

리고 관 내부의 가공에 의한 냉매의 난류형성 등에 의해 결정된다.

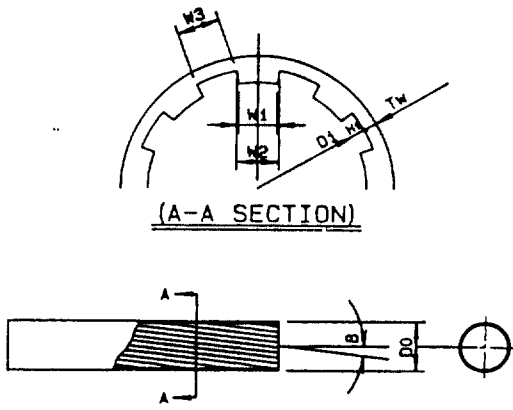
핀이 부착된 열교환기의 전열효과에 대한 연구는 열교환기가 열교환하는 매체에 따라 여러 형태의 연구가 이루어지고 있는데, 크게 관내를 흐르는 냉매의 강제대류 열전달(상변화포함)에 대한 연구^{1~6)}와 핀을 통과하는 공기측 강제대류 열전달 및 압력손실에 관한 연구^{6~14)}로 구분할 수 있다. 후자의 경우 최근 들어 핀 자체의 배열 및 핀을 절개하여(louvered fin) 절개된 형상변화에 따른 열전달 효과에 관한 연구^{15~18)}도 활발히 진행되고 있다.

본 연구에서는 열교환기의 성능향상을 위해 개발된 여러 형상의 핀 부착 및 관 내부 가공에 의해 이루어진 증발기의 전열성능을 실험적으로 조사하고 그 특성을 살펴보았다.

2. 실 험

Fig.1은 본 연구에 사용된 실험장치의 개략도를 나타낸다. 실험장치는 크게 외부에서 열을 흡수하여 액상에서 기체상태로 상변화하는 냉매계통과 공기의 냉각열량을 측정하기 위한 풍동으로 구성되어 있다. 정상상태에서 핀의 냉각능력의 측정은 공기-엔탈피 방법을 적용하므로 풍동 주위의 열환경을 정확히 제어하기 위하여 실험은 환경실험실에서 이루어졌다.

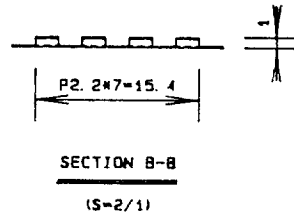
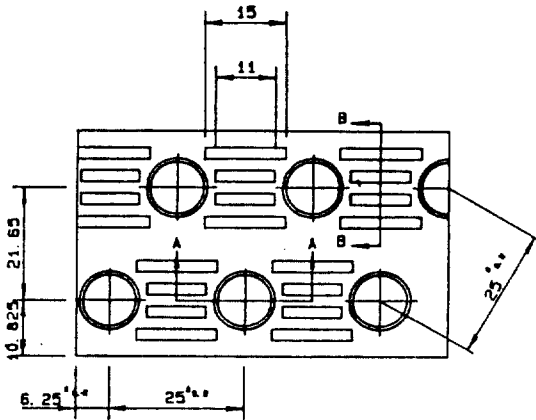
그림에서 시험 증발기의 내부를 흐르는 냉매는 주파수 변환기에 의해 회전수를 가변시키는 밀폐형 압축기에 의해 압축되어 고온고압의 냉매증기로 변화하며 상온에서 습사리액화될 수 있는 상태로 된다. 이것은 유분리기(oil separator)로 들어가며 냉매가스 중의 윤활유는 다시 압축기로 회수되고 비교적 순수한 냉매 증기는 각 관형 응축기로 들어간다. 이 냉매증기는 응축기에서 $30\text{ }^\circ\text{C} \pm 0.1\text{ }^\circ\text{C}$ 의 일정한 온도조건과 지정된 수량의 $0.01\text{ m}^3/\text{h}$ 의 범위내에서 일정유량과 온도로 비례적분미분(PID) 제어되는 냉각수에 의해 일정한 응축조건을 갖춘 상태에서 증기상태의 작동유체를 냉각수로 방출하여 액체상태로 상변화하



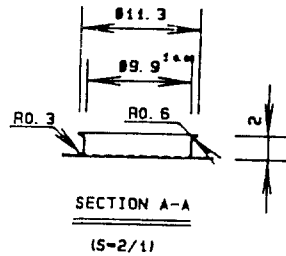
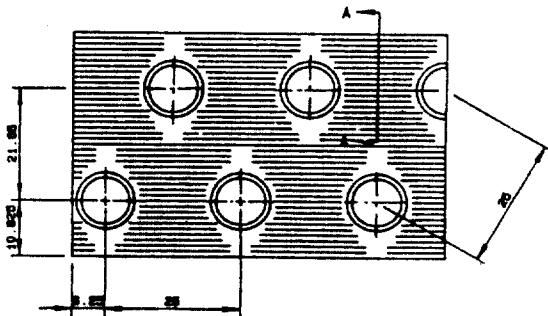
STANDARD DIMENSION OF INNER GROOVED TUBE

SYMBOL	DIMENSION
D0	9.52±0.05
D1	8.58±0.05
Tw	0.35±0.03
Hf	0.12±0.02
B	7
W1	0.15±0.04
W2	0.24±0.03
W3	0.23±0.03

Inner Grooved Tube



Slitted Fin



Super Slitted Fin

Fig.1 Fin and tube configurations

Table 1 흰과 튜브의 종류

Fin \ Tube	Bare tube	Inner grooved tube
Plain fin		1) PF+IGT
Slitted fin	2) SF+BT	3) SF+IGT
Super slitted fin	4) SSF+BT	5) SSF+IGT

PF : Plain fin

SF : Slitted fin

SSF: Super slitted fin

BT : Bare tube

IGT: Inner grooved tube

여 저온고압의 냉매액으로 변화한다.

이 응축기에서는 냉매의 증기와 액이 공존하며 기체에서 액체로 상변화하는 동안 압력과 온도 사이에는 일정한 관계가 있으므로 냉매의 압력을 알면 온도상태를 파악할 수 있다. 냉매액은 수액기(receiver)에서 일정한 유량을 저장하면서 축적되어 있다가 조정밸브와 냉매 여과기(filter and dryer)를 통과하여 냉매액 내의 수분과 이물질 제거하며 일정한 과냉각도를 유지하면서 냉매의 흐름을 조정하는 전자변(solenoid valve)를 지나 냉매가 발생하기 쉬운 상태로 확장시켜 주는 수동 확장변을 거쳐 시험 증발기로 들어간다. 이 시험 증발기에서 관 외부를 통과하는 공기에 의해 열을 흡수하며 저온 저압의 상태에서 기체로 상변화하면서 증발잠열에 해당하는 열량을 흡수한다. 증발된 냉매 열기는 증발 압력과 온도를 일정하게 유지시켜 주는 증발압력 조정면을 거쳐 미처 증발하지 못한 냉매액은 냉매 잠적기(accumulator)를 거쳐 일정한 과열도를 유지하면서 다시 압력기로 들어간다. 풍동을 통과하는 공기의 유량은 한국공업규격¹⁹⁾에 따라 제작된 노즐을 이용하여 시험증발기를 지난 공기가 풍량측정장치를 통과할 때 노즐 전후에 걸리는 정압의 차이와 노즐을 통과하는 공기의 건구온도를 측정하여 노즐 단면적과 적산하여 구한다.

풍동을 통과하는 공기의 온도측정은 공기채집장치(air sampling device)와 단열호스로 연결된 온습도 측정상자(psychrometer)에 의하여 측정한다. 온습도 측정상자를 통과하는

공기는 부착된 흰에 의해 공기를 흡입함으로써 상자 내의 PT 100Ω 센서를 통과시 온도를 감지하도록 되어 있다. 습구온도의 측정은 측정상자 내에 설치되어 있는 물통에 증류수를 채우고 물을 흡수하는 가아제를 봉상 온도계(bar type thermometer)와 온도 센서 하단에 감아 통과하는 공기 풍속에 의하여 물이 증발할 때의 온도를 측정하도록 되어 있다.

위와는 별도로 풍동내의 공기온도 분포를 파악하기 위하여 T형 열전대를 풍동내에 설치, 그 온도 분포를 측정하였다. 한편 공기측 열전달율을 측정하기 위하여 흰의 경우 증발기 전, 후면의 흰 표면에 10개소의 열전대를 부착하여 온도를 측정하고 그 평균값을 취하였으며 동관표면온도는 전체길이의 1/4, 2/4, 3/4 및 4/4되는 지점에 4개의 열전대를 부착하여 4지점 온도의 평균값을 취하였다. 또한 냉동 사이클의 냉각수 입구, 출구온도를 측정하여 계의 열적평형을 검토하였다. 위의 냉매온도 변화와 풍동의 온도 분포, 흰 표면의 깊이로 다른 온도는 30점 기록계에 의해 각 시간별로 그 변화를 기록하였다.

본 실험에 사용된 증발기 코일은 동관에 알루미늄 흰을 삽입한 다통로 교류 흰 튜브(multipass cross fin and tube) 형태로써 동관은 기계적으로 확장시켜 흰과 동관을 일체

Table 2 실험 조건

No.	항 목	조 건
1	흰	1) 3기종 2) 2열 20단 3) 흰 피치 2mm 4) 전열면적 5.252m ²
2	흡입공기 온도조건	1) 27°C DB 19.5°C WB (RH 50%)
3	증발기 통과 풍속	1m/s, 2m/s, 3m/s
4	냉매 액적온도	35°C 기준
5	냉매 증발온도	4°C, 0°C
6	과냉각도, 과열도	1) 과냉각도 5°C 기준 2) 과열도 5°C, 0°C 기준

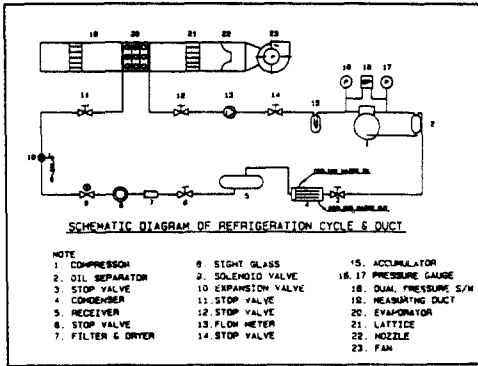


Fig.2 Schematic diagram of refrigerant cycle and duct

화시켰다. 환은 한 피치당 2mm로 고르게 분포되도록 설치하며 튜브는 $\phi 9.53 \times t 0.41$ mm 로써 C1201T의 재질(인탈산 동관)으로 표면에는 부식을 방지하기 위하여 우레탄 에폭시계 열경화성 수지로 처리되어 청색으로 보인다. 튜브와 튜브의 이음은 U-bend를 사용하여 이음하며 용접으로 처리한다.

실험용 환과 튜브의 종류 및 형상은 Table 1 및 Fig.1에 나타나 있다.

본 실험에서의 실험조건은 Table 2와 같다.

3. 실험결과 및 고찰

실험은 주로 증발기의 전열량 Q (kcal/h), 열관류율 U (kcal/m²·h·°C), 공기측 및 냉매측 열전달 계수 \bar{h}_a 및 h_r 그리고 공기측 압력손실에 따른 마찰계수 f 를 구하기 위해 이루어졌다. 여기서는 많은 실험결과중 증발온도(ET) 및 과열도(SH)가 각각 0°C, 0°C 및 4°C, 5°C인 경우에 대하여 대조적으로 나타내었다.

증발기의 전열량 Q 는 풍동 입, 출구에서의 공기측 엔탈피 i_i 및 i_o 를 이용하여 다음과 같이 계산한다.

$$Q = \dot{m}_a (i_i - i_o) \dots\dots\dots (1)$$

여기서 \dot{m}_a 는 공기유량(kg/h)를 나타낸다. 식(1)을 환 및 동관에 대한 공기측 열전달율로 나타내면,

$$Q = h_a \{ A_f (T_{fm} - T_a) + A_c (T_s - T_a) \} \\ = h_a A \{ (1 - \epsilon) (T_{fm} - T_a) + \epsilon (T_s - T_a) \} \quad (2)$$

여기서, A_f 및 A_c 는 환 및 동관측 전열면적, A 는 전 전열면적, T_{fm} 및 T_s 는 환 및 동관의 평균온도, T_a 는 증발기 입, 출구 공기의 평균 온도이며 ϵ 는 $\epsilon = A_c/A$ 로 정의된다. 식(2)를 동관표면온도를 기준으로 한 공기측 열전달계수로 나타내면,

$$Q = \bar{h}_a A (T_s - T_a) \dots\dots\dots (3)$$

식(2) 및 식(3)으로부터

$$\bar{h}_a = h_a \{ (1 - \epsilon) (T_{fm} - T_a) / (T_s - T_a) + \epsilon \} \dots\dots\dots (4)$$

공기측 열전달계수 \bar{h}_a 는 Colburn j 계수 j_H 에 의해 Reynolds수 Re 와 상관된다. 즉,

$$j_H = St Pr^{2/3} = \phi_1(Re) \dots\dots\dots (5)$$

여기서, Pr 은 Prandtl수, St 는 Stanton수이며, St 및 Re 는 자유흐름면적(free flow area), A_{ff} 에 대한 최대질량속도 G 를 기준으로 다음과 같이 정의된다.

$$\delta t = \frac{\bar{h}_a}{G c_p} \dots\dots\dots (6a)$$

$$Re = \frac{G D_h}{\mu_a} \dots\dots\dots (6b)$$

$$G = \rho V_{max} = \frac{\dot{m}_a}{A_{ff}} \dots\dots\dots (6c)$$

그리고 D_h 는 공기의 환측 내부유로에 대한 수력학적 직경으로 수력학적 반경 r_h 및 환의 흐름방향 길이, L_f 로써 다음과 같이 주어진다.

$$D_h = 4 r_h = \frac{4 A_{ff} L_f}{A} \dots\dots\dots (7)$$

냉매측 열전달계수, h_r 는 Pierre식을 이용하여 구한다. 즉,

$$\frac{h_r d}{k_r} = C_1 \left(\frac{\dot{m}_r d}{\mu_r} \right)^2 \left(\frac{\Delta x h_{fg}}{L_c} \right)^n \dots\dots\dots (8)$$

여기서 d 및 L_c 는 동관의 직경 및 길이, k_r 및 μ_r 은 냉매의 열전달율 및 점성계수, \dot{m}_r 은 냉매유량, Δx 는 입구와 출구에서의 냉매 질(quality)의 차이, h_{fg} 는 냉매의 증발잠열을

나타낸다. 그리고 상수 C_1 및 지수 n 의 값은 출구에서의 냉매 질, x_e 의 값에 따라

$$C_1 = 9 \times 10^{-4} \quad \text{at } x_e < 0.9 \quad \dots\dots (9a)$$

$$= 8.2 \times 10^{-3} \quad \text{at } x_e \geq 1.0$$

$$n = 0.5 \quad \text{at } x_e < 0.9 \quad \dots\dots\dots (9b)$$

$$= 0.4 \quad \text{at } x_e \geq 1.0$$

으로 주어진다.

증발기의 전열량을 환의 전열면적을 기준으로 한 열관류율로 나타내면

$$Q = U A_f F \Delta T_{lm} \quad \dots\dots\dots (10)$$

여기서 F 는 수정계수으로써 냉매측이 상변화를 수반하므로 그 값이 1이 된다. 공기측과 냉매측의 대수평균온도차, ΔT_{lm} 은,

$$\Delta T_{lm} = \frac{T_i - T_o}{\ln \frac{T_i - T_r}{T_o - T_r}} \quad \dots\dots\dots (11)$$

로써 주어지며 T_r 은 냉매의 온도이다.

동관벽에서의 열저항 및 환과 동관서의 접촉저항을 무시하면 열관류율은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_a} + \frac{1}{h_r} \frac{A_f}{A_c} + R_{fr} \frac{A_f}{A_c} + R_{fa}} \quad \dots\dots\dots (12)$$

여기서 R_{fr} 및 R_{fa} 는 각각 냉매 및 오염계로써 일반적으로 경험적인 값을 많이 사용한다.

증발기 코어 통과시 나타나는 공기측의 압력손실, P 로 인한 마찰계수, f 는 통과공기의 밀도변화를 무시하면 다음과 같이 주어진다.

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho V_{max}^2} + (K_c + K_e) \frac{A_{ff}}{A} \quad \dots\dots\dots (13)$$

여기서 K_c 와 K_e 는 코어 입, 출구에서의 흐름의 수축 및 팽창 손실계수이다.

3.1 공기 및 냉매측 열전달율

Fig.3 및 Fig.4는 증발온도와 과열도의 변화에 대하여 식(3) 및 식(8)에 의하여 구하여진 공기측 열전달계수와 냉매측 열전달계수의 값을 나타내고 있다. 그림에서 공기측 열전달계수는 냉매의 과열도에는 영향을 받지 않으며

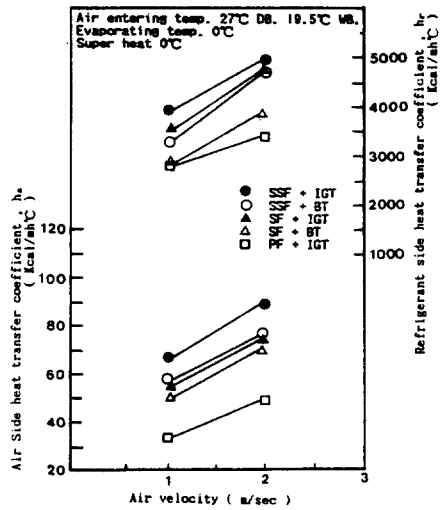


Fig.3 Air side heat transfer coefficient and refrigerant side heat transfer coefficient at ET : 4°C SH : 5°C

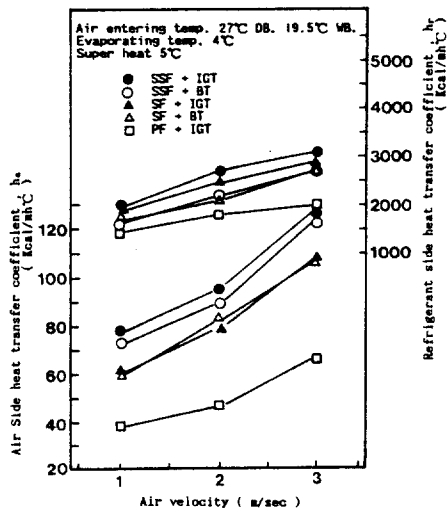


Fig.4 Air side heat transfer coefficient and refrigerant side heat transfer coefficient at ET : 0°C SH : 0°C

다만 증발온도가 4°C에서 0°C로 변화함에 따라 SSF+IGT의 경우 약 10% 성능이 감소함을 알 수 있는데 이러한 이유는 증발온도의 하강에 따라 환측에 많은 수적(water droplet) 혹은 서리의 영향에 의해 통과속도에 저항이 많아지기 때문이다. 또한 공기측 열전달계수는 튜

브의 형태에 관계없이 흰의 형태에만 관계되는 것을 알 수 있는데 SSF의 경우 PF 보다 통과풍속 2m/sec에서 약 2.2배 향상됨을 알 수 있다. 이 성능의 증가의 원인은 흰 표면의 절개된 면에서 통과 공기의 속도 및 온도경계층이 파괴되어 순간순간 경계층이 발생 소멸을 계속하므로써 열전달이 활발해짐을 알 수 있다. 냉매측 열전달 성능에 대하여서는 증발온도의 변화에 비하여 과열도에 의해 많은 영향을 받게 되는데 이것은 냉매의 과열도의 유치가 냉매의 유량과 매우 밀접한 관계가 있기 때문이다. 즉 증발온도 4℃의 경우에는 SSF+IGT의 경우 과열도 4℃에 비하여 0℃의 경우가 통과 풍속에 따라 1.5배에서 1.65배의 증가를 가져오는데 이것이 열관류율에 약 10%의 증가를 가져오나 이 경우 압축기의 소비전력을 30% 이상 증대시켜 전체적인 EER의 향상에는 도움을 주지 못한다. 또한 같은 흰을 사용한 경우 내부 흡이 있는 동관과 나관의 경우 IGT가 BT보다 약 20% 냉매측 열전달계수의 향상을 가져오는데 이는 바로 열관류율의 증가를 의미한다.

Fig.5는 과열도에 따른 냉매의 질량유량에 대한 냉매측 열전달계수의 변화를 나타내고 있다. 냉매측 열전달계수, h_r 는 과열도에 따라 Pierre 식 (8)에서의 상수값 C_1 및 n 을 식(9)에서의 값을 사용하여 계산하였다. 그림에서 같은 냉매가 튜브내를 통과하게 되는 경우 과

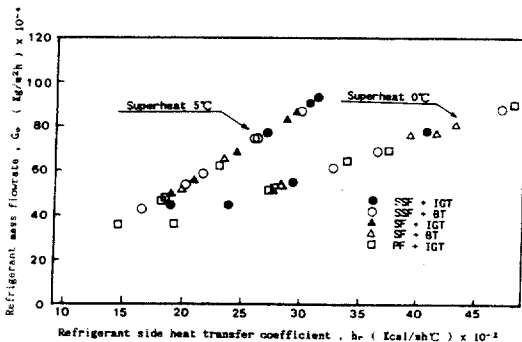


Fig.5 Refrigerant mass flow rate vs. heat transfer coefficient depending on the degree of superheat

열도가 없는 경우가 과열도 5℃의 경우보다 높은 관내 열전달계수를 가져오며 이것은 냉매의 질량유속이 증가할수록 그 차이가 커짐을 알 수 있다.

3.2 냉각열량 및 열관류율

Fig.6 및 7은 흰과 튜브의 형태에 따른 실험 냉각열량, Q 와 열관류율, U 를 증발기를 통과하는 공기속도와와의 관계로써 각각 나타내고 있다. 냉각열량은 식(1)에 의하여 구하여졌으며 열관류율은 식(10)에 의하여 구하는 경우와 식(3) 및 (8)에서의 \bar{h}_a 및 h_r 의 값을 식(12)에 대입하여 구할 수 있다. 본 실험에서 식(12)에서 냉매측 및 공기측 오염계수를 각각

$$R_{fr}=0.0004(m^2 \cdot h \cdot ^\circ C/kcal), \quad R_{fa}=0.0034(m^2 \cdot h \cdot ^\circ C/kcal)$$

로 주었을 때 양자의 값 차이는 약 5% 이내로 나타난다. 여기서는 식(10)에 의한 값을 나타내고 있다.

Fig.6의 경우 통과풍속에 대한 열량 및 열관류율의 증가는 SSF+IGT를 적용시킨 열교환기가 PF+IGT를 적용시킨 교환기보다 평균 80% 증가함을 알 수 있다. 증발온도와 과열도의 변화에 대하여 측정된 U 는 같은 과열도(5℃)에서는 증발온도가 4℃에서 0℃로 변화함에 따라 SSF+IGT의 경우 통과 풍속 3m/sec에서 약 9% 증가함을 알 수 있다.

이 경우 Fig.7에서 열량의 증가 20%에 비하여 열관류율의 증가는 크지 않은데 이러한 이유는 증발온도의 변화에 따라 공기측 대수평균 온도차가 증가하기 때문이다. 과열도의 영향은 과열도가 0℃로 됨에 따라 전체 냉각열량에서 약 5%, U 에서 약 3% 정도 증가하는데 이것은 공기측의 열전달의 증가에 대한 내용보다 냉매측의 열전달의 증가 즉 같은 온도조건에서 과열도를 0℃로 유지하기 위하여 더욱 많은 냉매가 열교환기를 통과하는 것을 의미하며 이것은 압축기의 성능과 통과 공기 온도조건에 직접적으로 관계된다.

같은 흰을 적용하면서 튜브를 다르게 한 열교환기의 전달성능은 슈퍼 스트리트 흰의 경우

통과 풍속 2m/sec에서 SSF+IGT의 경우가 SSF+BT보다 약 50% U 값이 높게 나타났는데 이것은 SF+IGT에서 16%의 향상에 비하여 약 3배 이상 큰 값을 나타내고 있다.

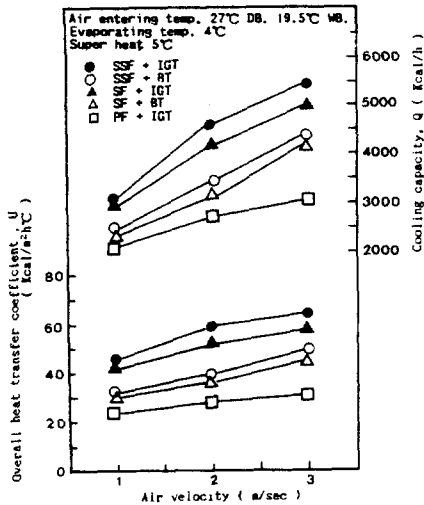


Fig. 6 Overall heat transfer coefficient and cooling capacity vs. air velocity at ET: 4°C SH: 5°C

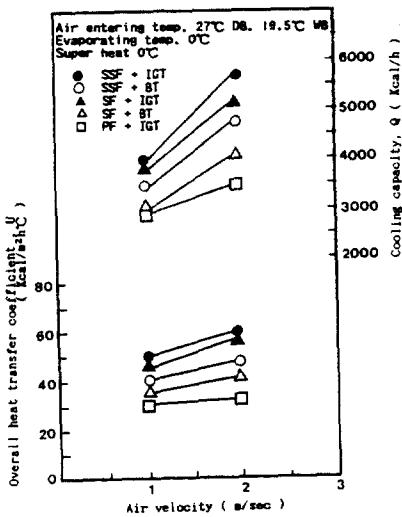


Fig. 7 Overall heat transfer coefficient and cooling capacity vs. air velocity at ET: 0°C SH: 0°C

3.3 Colburn j 인자와 마찰계수

Fig. 8 및 9은 각각의 증발온도와 과열도에 대한 Colburn j 인자와 마찰계수를 Reynolds 수에 대하여 나타내고 있다. 여기서 식(13)에서의

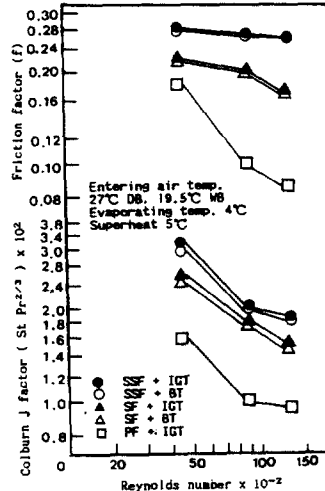


Fig. 8 Colburn j factor and friction factor vs. Reynolds no. at ET: 4°C SH: 5°C

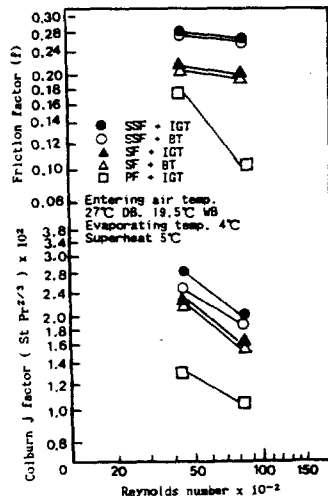


Fig. 9 Colburn j factor and friction factor vs. Reynolds no. at ET: 0°C SH: 0°C

K_c 및 K_e 의 값은 Kays와 London⁶⁾에 의하여 $K_c=0.36$, $K_e=0.15$ 의 값을 취하였다. 그림에서 각각의 환의 형상과 튜브의 형상에 따라 Colburn j 인자의 경우 SSF+IGT의 열교환기가 PF+IGT의 경우보다 약 2배 높게 나타나며 마찰 인자의 경우 통과 풍속에 따라 1.5~3배 높게 나타난다. 마찰계수의 측정값은 증발온도와 과열도에 관계없이 거의 일정한 값을 나타내며 Colburn j 인자의 경우 Stanton 수와 Prandtl 수의 항으로 표시되어 이 값은 열교환기의 증발온도에 따라 변화하나 과열도에는 영향을 받지 않는다. SSF+IGT 열교환기에서 증발온도 4°C의 경우 증발온도 0°C에 비하여 약 10~20% 정도 높게 되는데 이 이유는 공기온도에 따른 Stanton 수 앞의 계수의 변화를 의미한다.

Fig. 10은 공기측 통과풍속에 대한 환측의 압력손실을 나타낸다. 그림에서 공기측 통과 풍속에 대한 환측에서의 압력손실은 공기측 통과 풍속이 1m/sec의 경우에는 환의 형태에 크게 관계없이 압력 손실이 2mm Aq로 비슷하나 통과 풍속이 증가함에 따라 SSF의 경우 급속하게 손실이 증가하여 3m/sec에서는 PF보다 약 3배 증가함을 보여준다. 따라서 열전달계수의 증가를 위해서는 튜브 내부의 냉매측 열전달계수의 향상이 매우 중요함을 알 수 있으며 공기측의 압력손실의 증가에 대하

여 충분히 고려해야 하며 환에 의한 소비전력의 증가에 대한 검토와 더불어 환만의 교체와 전체적인 열교환의 성능향상에 도움을 주지 못함을 알 수 있다.

4. 결 론

5종류의 환이 부착된 열교환기를 공기통과 풍속과 증발온도 과열도, 흡입공기 온도조건을 변화시켜 가면서 열전달 특성을 조사한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 공기측 Reynolds 수 $3 \times 10^3 - 1.5 \times 10^4$ 의 범위내에서 전열특성은 열관류율이 Super slitted fin과 Inner grooved tube(SSF+IGT)를 사용한 열교환기가 Plain fin과 Inner grooved tube(PF+IGT)를 사용한 열교환기보다 통과풍속의 변화에 따라 80~200%의 높은 열관류율을 나타낸다.
2. 증발온도의 변화는 열관류율에 큰 영향을 미치지 않으며 냉각열량의 증가는 대수평균 온도차의 증가에 기인한다.
3. Colburn j 인자와 마찰계수는 SSF+IGT 열교환기가 PF+IGT 열교환기보다 Reynolds 수 8×10^3 의 경우 각각 80%, 270%의 높은 값을 나타낸다.
4. 마찰 압력손실은 SSF 열교환기가 PF 열교환기보다 통과 풍속에 따라 약 40%에서 3배의 범위까지 압력손실이 크다.

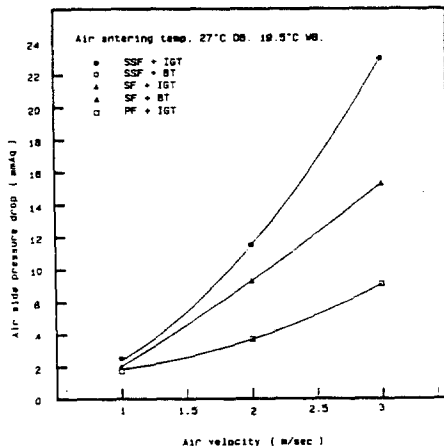


Fig. 10 Air side pressure drop vs. air velocity

참 고 문 헌

1. Pierre, B., "Värmeövergongen vid Kokande Koldmedier i horisontella rör, Kylteknisk Tidskrift", No.3, pp.129-137, 1957.
2. Altman and Norris, "Local and Average Heat Transfer and Pressure Drop for Refrigerants Evaporating in Horizontal Tubes", J. Heat Transfer, pp.180, Aug. 1960.
3. Lavin, J.R. and Young, E.H., "Heat Transfer to Evaporating Refrigerants in Two-phase Flow", AICHE Preprint 21e Sym-

- posium on Two-Phase Flow and Heat Transfer, 1964.
4. Anderson, S.W. and Rich, D.G., "Evaporation of refrigerant 22 in a Horizontal $\frac{3}{4}$ in Tube", ASHRAE Transaction No.1961, pp.28-42, 1966.
 5. Rhee, B.W., "Heat Transfer to Boiling Refrigerants R-22 Flowing Inside a Plain Copper Tube", Ph.D Dissertation, The University of Michigan, 1972.
 6. Kays, W.M. and London, A.L., "Compact Heat Exchangers", McGraw Hill, 3rd Edition, 1982.
 7. Fukui, S. and Sakamoto, M., "Some Experimental Result on Heat Transfer Characteristic of Air Cooled Heat Exchanger for Air Conditioning Devices", Bulletin of JSME, Vol.11, pp.303-311, 1968.
 8. Webb, R.L., "Air Side Heat Transfer in Finned Tube Heat Exchangers", Heat Transfer Engineering, Vol.1, No.3, pp.33-49, Jan-Mar 1980.
 9. Rich, D.G., "The Effect of Fin Spacing and Friction Performance of Multi Row Smooth Plate Fin and Tube Heat Exchanger", ASHRAE Transaction, Vol.79, pp.137-145, 1973.
 10. Rich, D.G., "The Effect of The Number of Tube Rows on Heat Transfer Performance of Smooth Plate-Fin Tube Heat Exchanger", ASHRAE Transaction, Vol.81, pp.307-317, 1975.
 11. Saboya, F.E.M. and Sparrow E.M., "Local and Average Heat Transfer Coefficient of One Row Plate Fin and Tube Heat Exchanger Configurations", J. Heat Transfer, pp.265-272, Aug. 1974.
 12. McQuiston, F.C., "Heat Mass and Momentum Transfer Data for Five Plate-Fin-Tube Heat Transfer Surfaces", ASHRAE Transaction, Vol.84, No.2486, pp.263-293, 1978.
 13. McQuiston, F.C., "Correction for Heat Mass and Momentum Transfer Coefficients for Plate-Fin-Tube Heat Transfer Surfaces with Staggered Tubes", ASHRAE Transaction, Vol.84, No.2487, pp.290-308, 1978.
 14. 千秋隆雄外, "熱交換器フィンの表面熱傳達率", 日本冷凍, 第54巻, 第615號, pp.11~17, 1979.
 15. 千秋隆雄, "空氣-冷凍熱交換器設計, 選定", 日本冷凍, 第59巻, 第687號, pp.35~43, 1984.
 16. 林定克外, "空調用熱交換器山形斷面ルーバフィンの性能", 第19回, 日本傳熱シンポジウム講演論文集, B 302, pp.214~216, 1982-5.
 17. 千秋隆雄外, "山形斷面ルーバフィン熱交換器のフィン間空氣氣相傳熱性能", 第19回日本傳熱シンポジウム講演論文集, B 302, pp.211~213, 1982-5.
 18. 최인규, 이진호, "자동차용 라디에이터의 방열량에 관한 연구", 대한기계학회논문집, 제1권, 제2호, pp.95~103, 1977.
 19. 한국공업규격, "KSB 6369 패키지형 공기조화기 시험방법", 1980-12-20.