

## 웨이브 및 웨이브-슬릿 열전달촉진 흰-관 열교환기의 공기측 압력강하 및 열전달 특성에 관한 실험

### Experimental study of air side pressure drop and heat transfer characteristics of wave and wave-slit fin-tube heat exchangers

윤 백\*, 길 용 현\*, 박 현 연\*, 유 국 철\*, 김 영 생\*  
B. Youn, Y. H. Kil, H. Y. Park, K. C. Yoo, Y. S. Kim

**Key words** : Fin-tube heat exchanger(흰-관 열교환기), Cross-flow(직교류), Wave fin(웨이브흰), Wave-slit fin(웨이브-슬릿 흰), Air side heat transfer coefficient(공기측열전달계수), Pressure drop(압력강하)

#### Abstract

Air side heat transfer and pressure drop for fin-tube heat exchanger with wave and wave-slit fins were measured for various fin spacings and number of tube rows. Outer diameter of the tube including fin collar is 10.07mm, and experiments were done with dry surface condition. Longitudinal and transverse tube spacings of the heat exchangers are 21.65mm and 25mm respectively, and wave depth of the wave fin is 2mm.

Experiments were conducted for 1, 2 and 3 rows and 3 different fin spacings, 1.3, 1.5 and 1.7mm. An attempt was made to demonstrate advantage of the enhanced fins over the plane fin by introducing the concept of fan power. Effect of the number of tube rows on heat transfer was discussed in connection with general mechanisms of heat transfer enhancement for fin-tube heat exchanger. Also the effect of hydrophilic coating was investigated. Lastly, correlations for Colburn j-factor and friction factor were developed.

#### 기 호 설 명

<p><math>A</math> : 전열면적</p> <p><math>A_{min}</math> : 공기통과 최소자유유동면적</p> <p><math>c_p</math> : 정압비열</p> <p><math>d_o</math> : 흰칼라를 포함한 관 외경</p> <p><math>d_h</math> : 수력직경</p>	<p><math>f</math> : Fanning 마찰계수</p> <p><math>G_{max}</math> : <math>A_{min}</math>을 통한 공기의 최대 질량유속</p> <p><math>h</math> : 열전달계수</p> <p><math>j</math> : Colburn j-factor</p> <p><math>k</math> : 열전도율</p> <p><math>L</math> : 열교환기의 공기유동 방향 길이</p> <p><math>\dot{m}</math> : 질량유량</p> <p><math>N_R</math> : 열수</p> <p><math>N_{tu}</math> : 전달단위수</p>
--	---

\* 삼성전자(주) 공조기사업부

- Nu : 누셀트수
- $\Delta P$  : 공기압력강하
- $p_f$  : 튜브 간격
- Pr : 프란틀수
- Q : 전열량
- Re : 레이놀즈수
- T : 온도
- U : 총괄열전달계수
- u : 유속

그리스문자

- $\varepsilon$  : 열교환기 유용도
- $\mu$  : 점도
- $\eta_f$  : 튜브 효율
- $\eta_s$  : 표면 효율
- $\rho$  : 밀도

하첨자

- a : 공기
- c : 접촉면
- f : 튜브
- fr : 전면
- in : 입구
- out : 출구
- r : 물

1. 서 론

1.1 튜브-관 열교환기의 개요

튜브-관 열교환기는 공조기 및 냉동기용 열교환기로 가장 널리 이용되고 있으며 Fig.1에 나타난 바와 같이 관과 튜브로 구성되어 있다. 관 내부에는 냉매가 흐르게 되어 있으며 관 외부에는 냉매의 유동방향과 직각으로 공기가 튜브 사이를 통과하여 유동하게 되어 있다. 튜브-관 열교환기가 1열인 경우에는 직교류라고 할 수 있으나 2열 이상인 경우에는 순수한 직교류 열교환기라고 할 수 없다.

이러한 튜브-관 열교환기를 설계하는데 있어서 적정 사양을 결정하기 위해서는 공기측과 냉매측 열

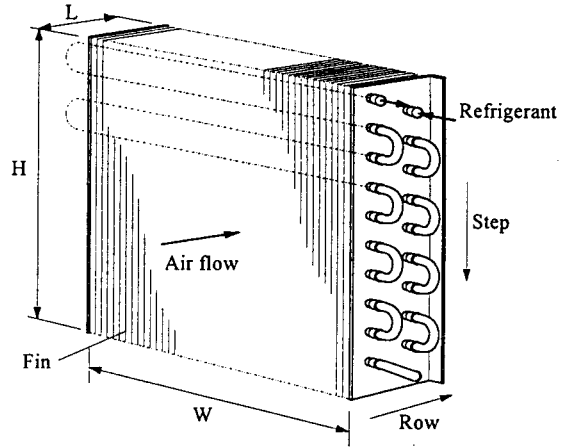


Fig.1 Cross-flow fin-tube heat exchanger

전달계수 및 공기의 유동저항을 필수적으로 알아야 한다. 공기측 열전달계수는 튜브의 형상에 따라 결정되는 변수이며 또한 관 크기, 관과 관 사이의 열간격 및 단간격, 튜브간격 및 열수 등의 형상변수에 따라서도 달라진다.

일반적으로 열전달을 촉진시키기 위하여 슬릿, 루버, 웨이브 등의 다양한 튜브 형상이 이용되고 있으며 이와 같은 열전달 촉진 튜브에 대한 연구가 활발하게 진행되고 있다. 평판 튜브 및 여러 가지 형태의 열전달 촉진 튜브에 대한 연구 결과가 발표되어 있지만 열전달 촉진 튜브의 형상은 매우 다양하고 그에 따른 유동 및 열전달 특성도 매우 다르기 때문에 열전달 촉진 튜브에 대하여 적용할 수 있는 일반적인 상관식은 알려져 있지 않다. 본 연구에서는 관이 엇갈리게 배열되어 있는(staggered) 웨이브(wave) 및 웨이브-슬릿(wave-slit) 튜브-관 열교환기에 대한 실험을 통하여 공기측 열전달계수 및 압력강하를 측정하였으며 이에 대한 상관식을 제시하였다.

웨이브 튜브란 튜브의 단면 형상을 사인웨이브 형태로 만들어 전열면적을 증가시키는 효과가 있을 뿐만 아니라 공기 유로에 굴곡을 줌으로써 난류를 유발하여 열전달을 촉진시키는 튜브를 의미한다. 웨이브-슬릿 튜브란 Fig.2에 도시되어 있는 바와 같이 웨이브 튜브에 일정한 형상의 슬릿을 만들어 슬릿 선단부에 새로운 경계층을 주기적으로 형성시킴으로써

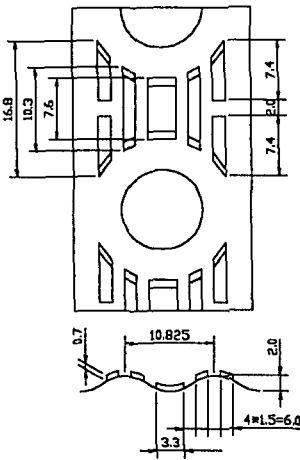


Fig.2 Detailed specification of wave-slit fin (unit : mm)

열전달을 촉진시키는 환이다. 일반적인 웨이브 환의 형태에는 사인웨이브 혹은 삼각웨이브(herringbone wave)의 두가지가 있으나 본 연구에서는 사인웨이브 형태의 환에 대한 실험을 행하였다.

## 1.2 참고문헌

일반적으로 환-관 열교환기의 공기측 열전달계수를 측정하기 위한 실험 방법으로는 나프탈렌의 승화를 이용하는 방법<sup>(1,2)</sup>, 모형 제작을 이용하는 방법<sup>(3,4)</sup>, 실제 열교환기를 이용하는 방법<sup>(5~11)</sup> 등이 널리 이용되고 있으며, 이 중에서도 물을 이용한 실제 열교환기 시험 방법<sup>(5~11)</sup>이 가장 널리 이용되고 있다. 본 연구에서도 이 방법을 채택 하였다.

환-관 열교환기에 대한 공기측 유동 및 열전달에 대하여 비교적 많은 연구가 이루어져 왔다. 그 중 실제 열교환기를 이용한 연구들을 살펴보면 다음과 같다. Rich<sup>(5)</sup>, McQuiston<sup>(6)</sup>, Nakayama와 Xu<sup>(7)</sup>, Seshimo와 Fujii<sup>(8)</sup> 및 Kayansayan<sup>(10)</sup> 등은 평판 환에 대한 실험 결과를 발표하였다. 특히 Rich<sup>(5)</sup>는 열수의 영향을 체계적으로 고찰하였다. 또한 McQuiston<sup>(12)</sup> 및 Gray와 Webb<sup>(13)</sup> 등은 여러 가지 실험 결과를 종합하여 평판 환에 대한 상관식을 제시하였다.

Beecher와 Fagan<sup>(3)</sup>은 삼각웨이브 환에 대한 연구를 행하였으며, Kim 등<sup>(11)</sup>은 삼각웨이브-슬릿

환에 대한 실험결과를 발표하였다. 또한 Kim 등<sup>(14)</sup>은 Beecher와 Fagan<sup>(3)</sup> 및 Wang 등<sup>(15)</sup>의 실험데이터를 이용하여 삼각웨이브 환에 대한 상관식을 제시하였으나, 본 연구에서 다른 사인웨이브-슬릿 환에 대한 연구 결과는 찾지 못하였다.

## 1.3 시험 열교환기

모든 시험 열교환기는 동관과 알루미늄 환으로 되어 있으며 환이 엇갈리게 배열되어 있다. Table 1에 본 연구의 시험 열교환기 제원을 요약하였다. Table 1에서 P는 평판(plane) 환, W1 및 WS1은 웨이브 및 웨이브-슬릿 환을 각각 나타낸다. 시험 열교환기는 환칼라(fin collar)를 포함한 환 외경 10.07mm, 환의 열간격 21.65mm, 단간격 25mm, 환 두께 0.11mm의 평판, 웨이브 및 웨이브-슬릿 환으로 되어 있으며, 전면사이즈는 가로 400mm, 세로 250mm(10단)로 균일 하였다. 웨이브 환 및 웨이브-슬릿 환의 환 간격은 1.3, 1.5, 1.7mm, 열수는 1, 2, 3열에 대하여 실험을 행하였다 참고문헌과의 비교 및 웨이브 환의 열전달 촉진 효과를 파악하기 위하여 참고용으로 평판 환 2열, 환 간격 1.5, 1.7mm에 대하여도 실험을 행하였다.

Fig.2에 본 연구에서 실험한 웨이브-슬릿 환의 상세 사양을 나타내었다. 본 연구에서 실험한 웨이브 환은 골 깊이 2mm, 골과 골 사이의 간격이 10.825mm의 사인웨이브로 되어 있다. 웨이브-슬릿 환은 Fig. 2에 도시되어 있는 바와 같이 웨이브 환에 높이 0.7mm, 폭 3.3mm의 중앙 슬릿 1개와 폭 1.5mm의 슬릿 6개로 구성되어 있다.

일반적으로 열교환기가 증발기로 이용될 때 표면온도가 공기의 노점온도보다 낮기 때문에 환 표

Table 1 Specifications of heat exchanger samples tested

Notation	P	W1	WS1
Fin type	Plane	Wave	Wave-slit
Coating	Coated	Coated/Bare	Coated/Bare
$p$ (mm)	1.5/1.7	1.3/1.5/1.7	1.3/1.5/1.7
$N_s$	2	1/2/3	1/2/3
No of samples	4	54	54

면에 결로현상이 생기고 이로 인하여 공기의 유동 저항이 증가한다. 따라서 환표면에 맺히는 물방울의 접촉각을 줄여서 유동저항을 감소시키기 위하여 환표면에 친수코팅(hydrophilic coating)처리를 하는 경우가 많다. 본 연구에는 환에 친수코팅되어 있는 경우와 그렇지 않은 경우(bare)에 대하여 실험을 행하여 그 결과를 비교하였다.

본 연구에서는 총 38가지의 사양에 대하여 각 사양 별로 2~3대의 열교환기를 제작하여 총 112대의 열교환기를 실험하였다. 본 연구에서 사용한 열교환기의 관 회로(circuit)는 모두 단일 회로(single circuit)로 구성되어 있으며 2열 및 3열 열교환기는 공기 유동 방향을 기준으로 후열에서 냉매가 들어가서 전열로 나오는 직교대향류(cross-counter flow) 형태를 취하였다.

## 2. 실험장치

Fig.3은 실험장치의 개략도를 나타낸다. 본 실험 장치는 온도와 습도를 조절할 수 있는 항온항습실에 흡입식 풍동(cord tester)이 설치되어 풍동의 입구에 시험 열교환기를 설치하게 되어 있다. 열교환기 작동 유체로는 물을 사용하게 되어 있으며, 항온항습실 외부에 설치되어 있는 항온수조로부터 펌프를 이용하여 일정한 온도의 물이 시험 열교환기로

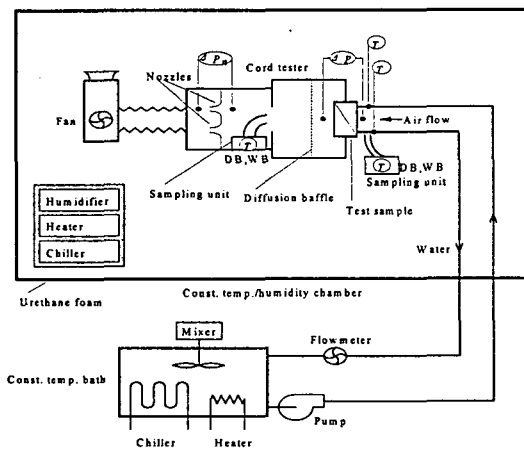


Fig.3 Schematic of heat exchanger experimental apparatus

공급되어 열교환기를 거쳐서 다시 항온수조로 재순환된다.

시험 열교환기는 풍동의 입구부에 설치하게 되어 있으며, 열교환기 입구부에 공기온도를 측정하기 위한 공기 샘플링 장치(air sampling unit)가 설치되어 있다. 물의 온도는 열교환기 입구 및 출구의 연결관에 백금 센서를 삽입하여 측정하였다. 풍동내부에는 유동을 안정시키기 위한 정풍망(diffusion baffle)과 공기 풍량을 측정하기 위한 노즐 및 공기 출구 온도를 측정하기 위한 공기 샘플링 장치가 설치되어 있다. 또한 열교환기 전후의 차압을 측정하기 위한 차압계가 설치되어 있다.

본 실험 장치에서는 시험 열교환기에 흡입되는 공기의 온도, 습도, 및 유속, 물의 입구 온도, 유량이 PID방식에 의하여 제어된다.

시험 열교환기는 설치부의 틈새로 공기의 누설이 없도록 주변을 잘 밀폐하여 풍동입구에 설치하며, 열교환기 양쪽의 환이 부착되지 않은 유벤드(U-bend) 부분은 단열재를 부착하여 열출입이 없도록 하였다. 공기의 온도, 습도, 및 유속, 물의 입구 온도, 유량 등을 원하는 값으로 설정하고 실험을 시작한다. 초기에 가동을 시작하면 정상상태(steady state)에 도달할 때까지 약 90~120분이 소요된다. 정상상태에 도달하였다고 판단되면 공기의 유속, 공기의 입출구 건습구온도, 공기입출구 압력차, 물유량, 물 입출구 온도 등의 데이터를 읽어들인다.

Table 2에 본 연구의 실험 조건을 요약하였다. 열교환기에 유입되는 공기의 건구 및 습구 온도는 각각 21℃, 16℃로 상대습도가 60%이다. 공기의 전면유속은 0.75~2.5m/s의 범위에서 5가지 유속에 대하여 실험을 행하였다. 물의 입구 온도 및 유량은 각각 45℃, 0.091 kg/s로 하였다.

Table 2 Summary of test conditions

Air inlet		Water inlet	
$T$	$u_{fr}$	$T$	$\dot{m}_r$
DB 21℃	0.75/1.0/1.5/	45℃	0.091kg/s
WB 16℃	2.0/2.5m/s		

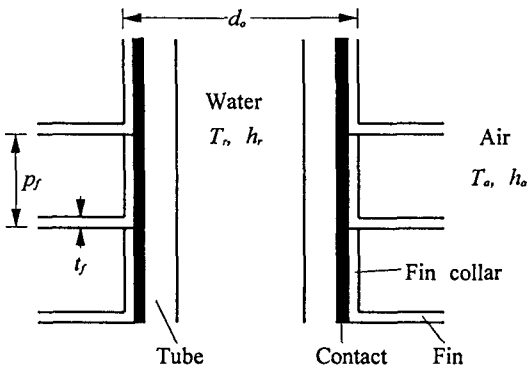


Fig.4 Schematic cross section of fin and tube assembly

### 3. 실험 데이터의 정리

#### 3.1 열교환기 해석 이론

환-관 열교환기는 Fig.4에 나타내었듯이 환 칼라 (fin collar)가 관 외벽을 덮고 있으며 접촉열저항을 줄이기 위하여 기계적인 확관을 통하여 환 칼라와 관 외벽 사이가 밀착되어 있다. 이와 같은 형태의 환-관 열교환기에 있어서는 공기측과 물측의 대류 열저항, 관벽 및 환칼라의 전도열저항 및 접촉열저항이 존재한다. 그러나 동관과 알루미늄 환의 열전도율이 매우 높고 두께가 매우 얇으므로 관벽과 환 칼라에 의한 전도열저항은 대개의 경우에 전체 열저항의 1% 미만이다. 따라서 전도열저항을 무시하면 총괄열전달계수는 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$UA = \left( \frac{1}{h_w A_r} + \frac{1}{h_a A_r} + \frac{1}{h_a A_a \eta_s} \right)^{-1} \quad (1)$$

위 식에서  $\eta_s$ 는 열교환기 표면효율을 나타내며 다음과 같이 정의 된다.

$$\eta_s = 1 - \frac{A_f}{A_a} (1 - \eta_f) \quad (2)$$

본 연구에서는 Schmidt<sup>(16)</sup>가 제안한 환이 엇갈린 환-관 열교환기에 대한 환효율 근사식을 이용하였으며, 물측 열전달계수는 박혁범 등<sup>(17)</sup>이 제안한 미세환관에 대한 근사식을 이용하였다. 또한 접촉열전달계수는 Sawai<sup>(18)</sup> 등의 실험결과를 이용하

여 윤백<sup>(19)</sup> 등이 제안한 상관식을 이용하였다.

실험결과로부터 UA를 구하기 위해서는 대수평균 온도도차 혹은  $\epsilon-N_{tu}$  관계를 이용하여야 한다. 일반적으로 환-관 열교환기가 2열 이상인 경우에는 순수한 직교류 열교환기라고 할 수 없으며, 이러한 경우의  $\epsilon-N_{tu}$  관계는 관회로 구성에 따라 달라진다. 본 연구에서는 하나의 관을 별개의 요소로 분리하여 해석하고 그 결과를 서로 연계하여 전체 열교환기를 해석하는 관순법(tube-by-tube method)을 이용하여 직교대향류 환-관 열교환기의  $\epsilon-N_{tu}$  관계를 구하였다. 본 연구에서는 동일한 실험결과에 대하여 대향류와 관순법에 의한  $\epsilon-N_{tu}$  관계식을 적용할 때 열전달계수에 20% 이상까지도 차이가 날 수 있다는 것을 확인하였다.

#### 3.2 실험데이터의 정리

전열량은 ASHRAE Standard<sup>(20)</sup>에 규정되어 있는대로 물측 및 공기측 전열량의 산술 평균을 취하여 다음과 같이 계산하였다.

$$Q = [\dot{m}_r c_{pr} (T_{r,in} - T_{r,out}) + \dot{m}_a c_{pa} (T_{a,out} - T_{a,in})] / 2 \quad (3)$$

환-관 열교환기에 있어서 특성길이의 선택은 저자에 따라 혹은 고찰하고자 하는 주요 인자의 성격에 따라 다르며, 관 외경, 열간격 및 수력직경 등이 이용되는 경우가 있으나 본 논문에서는 일반적으로 가장 널리 쓰이는 수력직경을 채택하였다. 환-관 열교환기의 수력직경은 공기가 통과하는 최소자유유동면적(minimum free flow area)을 기준으로 다음과 같이 정의된다.

$$d_h = \frac{4A_{\min} L}{A_a} \quad (4)$$

최소자유유동면적은 윤백 등<sup>(19)</sup>의 참고문헌에 정의되어 있다.

레이놀즈수는 최소자유유동면적을 통과하는 공기의 최대질량유속 및 수력직경을 기준으로 다음과 같이 정의된다.

$$Re = \frac{G_{\max} d_h}{\mu_a} \quad (5)$$

또한 누셀트수 및 Colburn j-factor는 각각 다음과 같이 정의된다.

$$Nu = \frac{h_a d_h}{k_a} \quad (6)$$

$$j = \frac{Nu}{Re Pr_a^{3/4}} = \frac{h_a}{G_{max} C_{pa}} Pr_a^{2/3} \quad (7)$$

실험에서 측정된 열교환기 입출구의 압력강하로부터 다음과 같이 fanning 마찰계수(friction factor)를 계산한다.

$$f = \frac{\rho_a d_h \Delta P}{2 G_{max}^2 L} \quad (8)$$

#### 4. 실험 결과 및 고찰

신뢰도 95%를 기준으로 할 때 본 연구의 마찰계수 데이터의 불확실성(uncertainty)은 10% 정도로 나타났으며, 이는 차압계의 정도가 결정적인 변수로 나타났다. 차압계의 정도는 ±5pa로 열교환기의 압력강하가 최대 50pa 미만임을 감안하면 차압계의 측정오차로 인한 불확실성이 10% 정도 된다.

물측 전열량 및 공기측 전열량의 불확실성은 각각 5% 및 2.5%로 이는 주로 온도측정 및 유량측정의 오차에 기인한다. 물측 전열량과 공기측 전열량의 산술평균인 최종 전열량의 불확실성은 3%가 된다. 열전달계수 및 j-factor의 불확실성은 계측기의 정도보다는 참고문헌에서 인용한 물측 열전달계

수 및 접촉 열전달계수에 따라 좌우되는 것으로 나타났다. 물측 열전달계수의 불확실성은 10%이며 접촉 열전달계수의 불확실성은 참고문헌에 명시되어 있지 않으나 이를 10%로 가정하면 본 연구 결과의 열전달계수 및 j-factor의 불확실성은 12% 정도가 된다.

본 실험에서 물측 전열량에 대한 공기측 전열량의 상대적인 비는 96~100% 정도로 ASHRAE Standard<sup>(20)</sup>의 요건을 만족시킨다. 이 비율은 일관되게 공기 유속이 저속에서는 그 비율이 낮고 고속에서는 높은 것으로 나타났다.

1.3절에서 언급하였듯이 동일 사양의 시험 열교환기를 2~3대씩 제작하여 각 사양별로 평균값을 100%로 보았을 때 압력 강하의 표준편차는 2.9%, 전열량의 표준편차는 0.7%로 나타난 것으로 보아 열교환기의 간의 산포는 매우 작고 또한 실험결과와 일관성도 매우 양호한 것으로 생각된다.

##### 4.1 평판 흰 실험 결과

본 연구에서는 참고문헌과의 결과 비교와 웨이브 및 웨이브-슬릿 흰의 열전달 촉진 효과를 고찰하기 위하여 참고용으로 평판 흰에 대해서 실험을 행하였다. Fig.5와 6에 2열, 흰 간격 1.7mm의 평판 흰 마찰계수와 j-factor 실험결과를 참고문헌과 비교하여 나타내었다.

Fig.5를 보면 본 연구의 마찰계수 실험 결과가 Nakayama와 Xu<sup>(7)</sup> 와 Seshimo와 Fujii<sup>(9)</sup>의 상관식과 매우 근접해 있는 것을 알 수 있다. 그러나

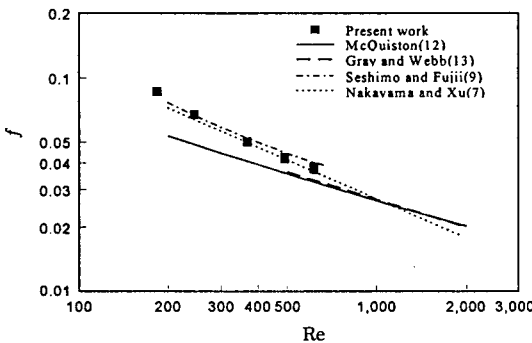


Fig.5 Comparison of friction factor for plane fin with previous works(2rows,  $p_f=1.7\text{mm}$ )

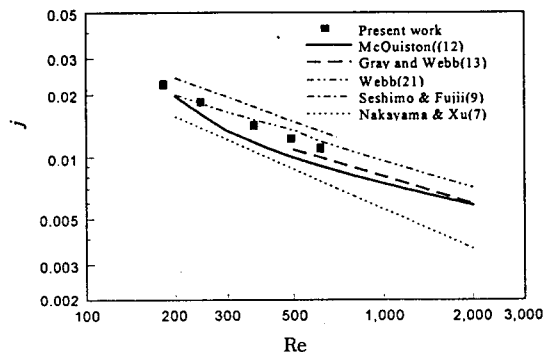


Fig.6 Comparison of j-factor for plane fin with previous works(2rows,  $p_f=1.7\text{mm}$ )

McQuiston<sup>(12)</sup>의 상관식과 비교하면 저 레이놀즈수에서 상당히 높은값을 나타내고 있다. Fig.6을 보면 본 연구의 j-factor 실험결과가 Webb의<sup>(21)</sup> 상관식에 매우 근접해 있으나 참고문헌에 따라 j-factor에 큰 차이가 있는 것을 알 수 있다.

4.2 웨이브 및 웨이브-슬릿 원 실험 결과

사인웨이브 원에 대한 참고문헌을 찾지 못하였기 때문에 본 실험 결과를 삼각웨이브 원에 대한 참고문헌과 비교하였다. 3열, 원 간격 1.7mm웨이브 원의 마찰계수 실험결과를 Kim 등<sup>(14)</sup>의 삼각웨이브 원 상관식과 비교하였으나 본 실험 결과가 상관식보다 40~50% 정도 낮은 것으로 나타났다. Kim등<sup>(14)</sup>은 사인웨이브 원의 압력강하가 동 상관식보다 75% 정도 낮다고 언급하였다.

Fig.7에 본 연구의 j-factor 실험결과를 Kim 등<sup>(14)</sup>과 Webb의<sup>(21)</sup> 삼각웨이브 원 상관식과 비교한 결과 매우 잘 일치하는 것을 알 수 있다. 그러나 Kim 등<sup>(14)</sup>에 의하면 사인웨이브가 삼각웨이브 원에 비하여 열전달계수가 45% 정도 낮게 나타난다고 보고하였으나 본 연구에서는 매우 유사한 값을 나타내고 있다.

2열 웨이브 원의 마찰계수를 평판 원과 비교한 결과 레이놀즈수가 같을 때 20~45% 높은 것으로 나타났으며, 이 차이는 유속이 클수록, 원 간격이 작을수록 높게 나타났다. 또한 j-factor는 웨이브 원이 평판 원보다 2~35% 높은 것으로 나타났으며,

이 차이는 유속과 원 간격이 클수록 높게 나타났다. 웨이브 원이 평판 원보다 압력 손실 측면에서는 나빠지는 반면에 열전달 측면에서는 개선되는 결과를 나타냈으며 이 두가지를 함께 고려하여 종합적인 성능을 비교하기 위하여 송풍동력의 개념을 이용하였다. 송풍동력은 다음 식과 같이 공기의 체적풍량과 압력강하의 곱으로 정의된다.

$$\text{Fan power} = u_{fr} A_{fr} \Delta P \tag{9}$$

Fig.8에 x축을 송풍동력, y축을 열전달계수로 하여 평판 원과 웨이브 원의 종합적인 성능을 비교하였다. 동일 송풍동력에서 열전달계수를 비교하여 보면 웨이브 원이 평판 원보다 원 간격이 크고 유속이 높을수록 상대적으로 효과가 좋아짐을 알

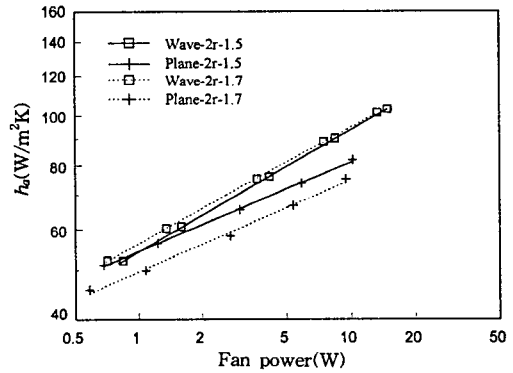


Fig.8  $h_a$  vs. fan power for plane and wave fins(2rows,  $p_f=1.5, 1.7\text{mm}$ )

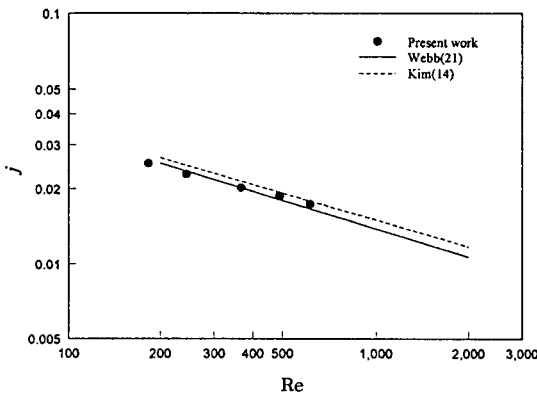


Fig.7 Comparison of j-factor for wave fin with previous works(3rows,  $p_f=1.7\text{mm}$ )

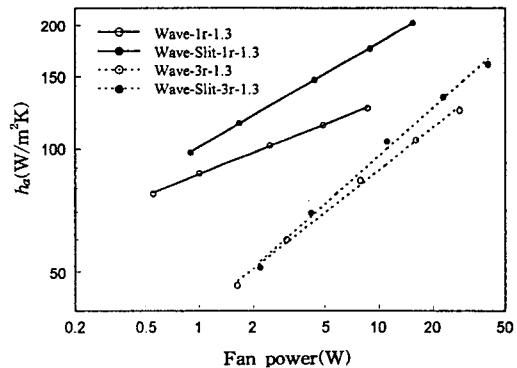


Fig.9  $h_a$  vs. fan power for wave and wave-slit fins(1, 3rows,  $p_f=1.3\text{mm}$ )

수 있다. Fig.9에 위와 마찬가지로 방법으로 웨이브 핀과 웨이브-슬릿 핀의 성능을 비교하였다. 동일 송풍동력에서 열전달계수를 비교하여 보면 웨이브-슬릿 핀이 웨이브 핀 보다 열수가 적고 유속이 높을수록 상대적으로 효과가 좋아짐을 알 수 있다.

#### 4.3 열수의 영향

핀-관 열교환기에 있어서 열수가 열전달계수에 미치는 영향은 연구 논문의 주요 관심 사항이 되어 왔다. Rich<sup>(5)</sup>, Seshimo와 Fujii<sup>(9)</sup>, Kim 등<sup>(14)</sup> 및 강희찬과 김무환<sup>(4)</sup> 등은 공통적으로 레이놀즈수 역에서는 열수가 적을수록 공기측 열전달계수가 높으며, 레이놀즈수가 증가하면 그 차이가 줄어들어 근접하거나 오히려 경향이 역전된다고 보고하였다.

Fig.10에 핀 간격 1.3, 1.7mm의 웨이브 핀에 대하여 1, 2, 3열의 j-factor 실험 결과를 나타내었으며, Fig.11에는 웨이브-슬릿 핀의 결과를 나타내었다. 이 그림들을 보면 본 실험 결과도 참고문헌에서 보고된 내용과 거의 유사한 경향을 나타내는 것을 알 수 있다. 또한 열수의 영향이 역전되는 한계 레이놀즈수는 핀 간격이 클수록 감소하는 경향을 볼 수 있는데, 이것은 Rich<sup>(5)</sup>가 보고한 내용과 일관된다. 또한 Fig.10과 11을 비교하여 보면 슬릿이 존재함으로써 이러한 한계레이놀즈수가 증가하는 경향을 볼 수 있다.

참고문헌에 보고된 내용과 본 실험 결과를 종합하여 볼 때 핀에서 열전달을 촉진시키는 주 요인

을 크게 두 가지로 볼 수 있다. 첫째는 공기 유입부의 핀 선단부에서 생기는 경계층의 효과로서 이는 1열의 열전달계수가 가장 높은 주요한 원인이라고 생각된다. Hu와 Jacobi<sup>(2)</sup>는 나프탈렌 승화 실험을 통하여 핀 선단부의 국부적인 물질전달계수가 높은 것을 확인하였다. 그러나 후열로 갈수록 경계층의 두께가 점점 증가하므로 경계층 효과가 평균 열전달계수에 미치는 상대적인 효과는 열수가 커질수록 감소한다. 슬릿 핀은 이와 같은 경계층을 주기적으로 형성시켜 줌으로써 열전달을 촉진하는 효과를 가져오는 것으로 알려져 있다.

또한 Goldstein과 Sparrow<sup>(1)</sup>, Hu와 Jacobi<sup>(2)</sup> 등은 나프탈렌 승화 실험을 통하여 핀 주위에서 와류가 형성되는 것을 확인하였다. 이와 같이 핀 주위에서 발생하는 와류는 후열로 전파되어 후열의 열전달을 촉진시키는 결과를 가져오며, 레이놀즈수가 증가할수록 와류의 발생이 촉진되므로 결과적으로 후열의 열전달계수가 상대적으로 증가한다. 따라서 레이놀즈수가 증가할수록 와류에 의한 효과가 핀 선단부에서의 경계층 효과에 비하여 상대적으로 증가하므로 열수가 증가할수록 열전달계수가 커지는 것으로 생각된다. 이러한 와류는 핀 피치가 클수록 쉽게 후열로 전파되므로 그 상대적인 영향도가 커지며, 따라서 핀 피치가 클수록 후열의 열전달계수가 상대적으로 증가하는 것으로 생각된다.

본 연구에서는 친수코팅을 한 핀과 그렇지 않은 핀을 실험하여서 비교하였다. 웨이브 및 웨이브-슬

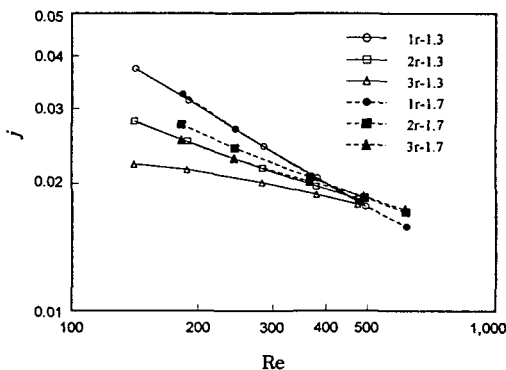


Fig.10 Variation of j-factor with respect to the no. of tube rows for wave fin ( $p_f=1.3, 1.7\text{mm}$ )

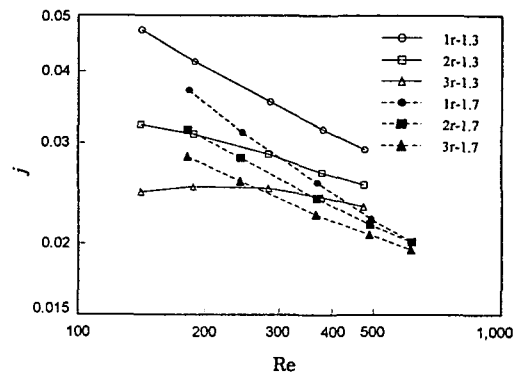


Fig.11 Variation of j-factor with respect to the no. of tube rows for wave-slit fin ( $p_f=1.3, 1.7\text{mm}$ )



릿 환 실험 결과를 종합적으로 분석한 결과 압력강하 측면에서는 친수 환이 일반 환보다 평균 1~2% 정도 증가하며, 열전달 측면에서는 일반 환 보다 평균 2~3% 정도 낮은 것으로 나타났다. 이 정도의 차이는 실험 결과의 불확실성을 고려할 때 차이가 없다고도 할 수 있으나 거의 모든 경우에 일관되게 이러한 경향이 나타나는 것을 볼 때 간과할 수 없는 부분이라고 사료된다. 일반적으로 친수코팅은 습표면 열교환기에 있어서 환 표면에 맺히는 응축수의 접촉각을 줄여서 압력강하를 감소시키기 위한 수단으로서, 이러한 친수환을 건표면 상태에서 사용하였을 경우에 일반환과 거의 성능 차이가 없을 것이라고 예상하였으나 의외의 결과를 얻었다.

이러한 원인은 친수 코팅에 의한 표면 조도의 변화를 생각해볼 수 있으나 정확한 원인을 파악할 수는 없었다.

#### 4.4 상관식

Mills<sup>(22)</sup>는 각종 열전달 촉진 환의 마찰계수 및  $j$ -factor 상관식을 다음과 같은 형태의 함수로 나타내었다.

$$f = a_0 + a_1 Re^{-1} + a_2 Re^{-0.5} + a_3 Re^{-0.2} \quad (10)$$

$$j = b_0 + b_1 Re^{-1} + b_2 Re^{-0.5} + b_3 Re^{-0.2} \quad (11)$$

본 연구에서도 위의 식을 그대로 적용하여 상관식을 개발하였다. 평판 환, 웨이브 환, 웨이브 슬릿 환에 대하여 환 간격별, 연수별로 각각의 경우에 대하여 개별적으로 커브피팅하여 그 계수들을 Table 3에 나타내었다.

Table 3  $f$  and  $j$ -factor correlation coefficients

	$f$				$j$			
	$a_0$	$a_1$	$a_2$	$a_3$	$b_0$	$b_1$	$b_2$	$b_3$
P-2r-1.5	-0.07089	25.90	-3.238	0.6958	0.03950	-0.8653	0.9907	-0.2412
P-2r-1.7	0.03744	17.72	-0.5387	-0.02411	0.002776	3.262	-0.08683	0.02337
W1-1r-1.3	-0.1043	33.71	-4.740	1.032	0.06334	-3.292	1.794	-0.4135
W1-1r-1.5	-0.5314	71.37	-14.71	3.814	0.1281	-6.798	3.108	-0.8166
W1-1r-1.7	-0.4156	69.47	-12.94	3.165	0.06742	-2.078	1.678	-0.4184
W1-2r-1.3	-0.09773	29.19	-4.098	0.9436	0.03387	-1.578	0.8104	-0.1693
W1-2r-1.5	-0.3155	38.95	-8.451	2.310	0.04134	-1.390	0.9455	-0.2184
W1-2r-1.7	0.04602	15.02	-0.2043	-0.03118	-0.01793	2.646	-0.3639	0.1641
W1-3r-1.3	-0.4220	47.54	-10.82	2.990	0.008414	-2.350	0.4693	-0.02445
W1-3r-1.5	-0.2062	35.73	-6.384	1.650	0.06756	-6.050	1.789	-0.4053
W1-3r-1.7	-0.2409	41.52	-7.590	1.934	-0.06199	5.744	-1.480	0.4686
WS1-1r-1.3	-0.8166	82.35	-19.89	5.647	-0.009109	1.657	0.005330	0.1187
WS1-1r-1.5	-0.1880	46.84	-6.875	1.697	0.09428	-4.148	2.288	-0.5664
WS1-1r-1.7	1.033	-60.36	24.46	-6.667	-0.05309	7.547	-1.273	0.4055
WS1-2r-1.3	0.1730	11.22	2.214	-0.7485	0.05877	-5.983	1.655	-0.3322
WS1-2r-1.5	-0.1279	34.67	-4.805	1.231	0.1520	-13.19	3.991	-0.9720
WS1-2r-1.7	-0.2220	45.18	-7.630	1.921	0.08236	-5.686	2.121	-0.5005
WS1-3r-1.3	-0.1542	34.34	-5.363	1.390	-0.08992	2.554	-1.590	0.6197
WS1-3r-1.5	-0.002332	24.30	-1.864	0.4039	0.06978	-7.787	2.033	-0.4251
WS1-3r-1.7	-0.3803	57.14	-11.55	2.981	0.02393	-0.7335	0.5571	-0.09295

## 5. 결론

본 연구에서는  $\phi 10.07$ 웨이브 및 웨이브-슬릿 환-관 열교환기의 공기측 압력강하 및 열전달 실험을 통하여 열전달 촉진 효과를 고찰하였으며, 압력강하까지 동시에 고려하여 환의 성능을 평가하기 위하여 동일 송풍동력에 대한 열전달계수를 비교하였다. 웨이브 환은 평판 환보다 환 간격이 크고 유속이 높을수록 상대적으로 효과가 좋아지고, 웨이브-슬릿 환은 웨이브 환 보다 열수가 적고 유속이 높을수록 효과가 좋아지는 것으로 나타났다.

환-관 열교환기의 열전달 촉진 효과와 연계하여 열수가 열전달계수에 미치는 영향을 분석하였다. 저레이놀즈수역에서는 열수가 적을수록 공기측 열전달계수가 높으며, 레이놀즈수가 증가하면 그 차이가 줄어들어 근접하거나 오히려 경향이 역전되는 결과를 나타내었다. 저레이놀즈수역에서 1열의 열전달계수가 가장높은 이유는 공기가 유입되는 환 선단부에서의 층류경계층 효과에 의한 것이라고 생각되며, 고레이놀즈수역에서 3열의 열전달계수가 상대적으로 높아지는 이유는 관 주위에서 발생하는 와류의 영향으로 생각된다.

친수코팅을 함으로써 압력강하는 약간 증가하고 전열량은 감소하는 경향이 나타났으나 그 정확한 원인은 파악하지 못하였다.

마지막으로 본 연구에서는 평판 환, 웨이브 환 및 웨이브-슬릿 환에 대하여 환 간격별, 열수별로 각각의 경우에 대하여 개별적으로 상관식을 제시하였다.

## 참 고 문 헌

- Goldstein, L., Jr. and Sparrow, E. M., 1976, "Experiments on the transfer characteristics of a corrugated fin and tube heat exchanger configuration", *J. Heat Transfer, Trans. ASME*, Vol. 98, pp. 26~34.
- Hu, X and Jacobi, A. M., 1993, "Local heat transfer behavior and its impact on a single-row, annularly finned-tube heat exchanger", *J. Heat Transfer*, Vol. 115, pp. 66~74.
- Beecher, D. T. and Fagan, T. J., 1987, "Effects of fin pattern on the air-side heat transfer coefficient in plate finned-tube heat exchangers", *ASHRAE Trans.*, Vol. 93, pp. 1961~1984.
- 강희찬, 김무환, 1996, "공조기용 다열 평판환의 공기측 열수력 특성", *공기조화·냉동공학회 창립 25주년 기념 '96년도 하계학술발표 논문집*, pp. 315~321.
- Rich, D. G., 1975, "The effect of the number of tube rows on heat transfer performance of smooth plate fin-and tube heat exchangers", *ASHRAE Trans.*, Vol. 81, pp. 307~319.
- McQuiston, F. C., 1978, "Heat, mass and momentum transfer data for five plate-fin-tube heat transfer surfaces", *ASHRAE Trans.*, Vol. 84, pp. 266~293.
- Nakayama, W. and Xu, L. P., 1983, "Enhanced fins for air-cooled heat exchangers heat transfer and friction factor correlations", *Proc. ASME/JSME Thermal Engineering Joint Conf.*, Hawaii, pp. 495~502.
- 瀬下裕(Seshimo), 藤井雅雄(Fujii), 1987, "低レイノルズ数域のプレートフィンチューブ" 熱交換機の性能(第1報, 単列の場合)", *日本機械學會論文集(B編)*, Vol. 53, No. 486, pp. 581~586.
- 瀬下裕(Seshimo), 藤井雅雄(Fujii), 1987, "低レイノルズ数域のプレートフィンチューブ" 熱交換機の性能(第2報, 複數列の場合)", *日本機械學會論文集(B編)*, Vol. 53, No. 486, pp. 587~592.
- Kayansayan, N., 1993, "Heat transfer characterization of flat plain fins and round tube heat Exchangers", *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 6, pp. 263~272.
- Kim, N. H., Kim, J. S., Youn, J. H., Back,

- J. H., Lee, S. G., Nam, S. B. and Kwon, H. J., 1996, "Heat transfer and friction characteristics of the fin-and-tube heat exchangers with slit-wavy fin", Proc. Int. Ondol Conf., Seoul, Korea, pp. 236~244.
12. McQuiston, F. C., 1978, "Correlation of heat, mass and momentum transport coefficients for plate-fin tube heat transfer surfaces with staggered tubes", ASHRAE Trans., Vol. 84, pp. 294~308.
  13. Gray, D. L. and Webb, R. L., 1986, "Heat transfer and friction correlations for plate finned-tube heat exchangers having plain fins", Proc. 8th Int. Heat Transfer Conf., Vol. 6, pp. 2745~2750.
  14. Kim, N. H., Youn, J. H. and Webb, R. L., "Heat transfer and friction correlations for wavy plate fin-and-tube heat exchangers", ASME Proc. 31st National Heat Transfer Conf., Vol. 8, pp. 43~52, 1996.
  15. Wang, C. C., Fu, W. L. and Chang, C. T., "Heat transfer and friction characteristics of typical wavy fin-and-tube heat exchangers", submitted to Experimental Thermal and Fluid Science.
  16. Schmidt, T. E., 1949, "Heat transfer calculations for extended surfaces", J. ASRE, Refrigerating Engineering, Vol. 4, pp. 351~357.
  17. 박혁범, 유승문, 윤백, 유국철, 1997, "평활관 및 미세환관 내에서의 물을 이용한 열전달 및 압력강하 특성에 관한 실험", 공기조화·냉동공학 논문집, 제9권, 제4호, pp. 454~461.
  18. 澤井聰(Sawai), 林壽幸(Hayashi), 應武善郎(Ohtake), 武居俊孝(Takei), 1969, "冷却管密着度の影響", 冷凍, Vol. 44, No. 502, pp. 15~21.
  19. 윤백, 김영생, 박현연, 1996, "직교류 환-관 열교환기의 성능 평가", 공기조화·냉동공학회지, 제25권, 제2호, pp. 151~160.
  20. ASHRAE Standard 33-78, 1978, "Methods of Testing Forced Circulation Air Cooling and Air Heating Coils".
  21. Webb, R. L., 1990, "Air-side heat transfer correlations for flat and wavy plate fin-and-tube geometries", ASHRAE Trans., Vol. 96, pp. 445~449.
  22. Mills, A. F., 1992, Heat Transfer, Richard D. Irwin, Inc., Illinois, p. 782.