

사인 웨이브 환-관 열교환기의 공기측 성능에 관한 실험연구

김 내 현[†], 조 진 표, 윤 백^{*}
 인천대학교 기계공학과, ^{*}삼성전자 공조기사업부

An Experimental Investigation on the Airside Performance of Fin-and-Tube Heat Exchangers Having Sinusoidal Wave Fins

Nae Hyun Kim[†], Jin Pyo Cho, Baek Youn^{*}

Department of Mechanical Engineering, University of Incheon, Incheon 402-749, Korea

^{*}Air Conditioner and Refrigerator Div., Samsung Eletronics Co., Suwon 442-742, Korea

(Received December 8, 2003; revision received February 8, 2004)

ABSTRACT: The heat transfer and friction characteristics of the heat exchangers having sinusoidal wave fins were experimentally investigated. Twenty-nine samples having different waffle heights (1.5 mm and 2.0 mm), fin pitches (1.3 mm to 1.7 mm) and tube rows (one to three) were tested. Focus was given to the effect of the waffle configuration (herringbone or sinusoidal) on the heat transfer and friction characteristics. Results show that the sinusoidal wave geometry provides higher heat transfer coefficients and friction factors than the herringbone wave geometry, and the difference increases as the number of row increases. The j/f ratios of the herringbone wave geometry, however, are larger than those of the sinusoidal wave geometry. Compared to the herringbone wave geometry, the sinusoidal wave geometry yielded a weak row effect, which suggests a superior heat transfer performance at the fully developed flow region. Possible explanation is provided considering the flow characteristics in wavy channels. Within the present geometric range, the effect of the waffle height on the heat transfer coefficient was not prominent. The effect of the fin pitch was also negligible. Existing correlations highly overpredicted both the heat transfer coefficients and friction factors. A new correlation was developed using the present data.

Key words: Heat exchanger(열교환기), Heat transfer coefficient(열전달계수), Pressure drop(압력손실), Fin(핀), Sinusoidal(사인형), Herringbone(절곡형)

기 호 설 명

A : 열전달면적 [m^2]
 A_c : 최소 유동면적 [m^2]
 A_t : 관벽중심 기준 전열면적 [m^2]

c_p : 비열 [$J kg^{-1}K^{-1}$]
 D_c : 핀 칼라를 포함하는 관외경 [m]
 D_r : 핀 기저부까지의 관내경 [m]
 f : 마찰계수
 G : 질량유속 [$kg m^{-2}s^{-1}$]
 h : 열전달계수 [$W m^{-2}K^{-1}$]
 j : Colburn j 인자, $\{h_o/(\rho_a V_{max} c_{pa})\} Pr_a^{2/3}$
 k_t : 열전도도 [$W m^{-1}K^{-1}$]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-32-770-8420; fax: +82-32-770-8410

E-mail address: knh0001@incheon.ac.kr

- N : 열수
- NTU : 전달단위수
- Nu_w : 관내측 Nusselt 수, $(h_i D_r)/k_w$
- P_d : 골 깊이(흰 두께 제외) [m]
- P_f : 흰 피치 [m]
- P_l : 유동방향 관 피치 [m]
- Pr : Prandtl 수
- P_t : 유동에 직각방향의 관 피치 [m]
- r_c : 흰 칼라를 포함하는 관 반경 [m]
- Re_{D_c} : D_c 기준 Reynolds 수, $(\rho_a V_{max} D_c)/\mu_a$
- Re_{eq} : 등가 반경 [m]
- Re_w : 관내측 Reynolds 수, $(D_r G)/\mu$
- s : 흰 간격 [m]
- t : 관벽 두께 [m]
- T : 온도 [K]
- t_f : 흰 두께 [m]
- U : 총합 열전달계수 [$W m^{-2} K^{-1}$]
- V_{max} : 최대 풍속 [$m s^{-1}$]
- x_f : 투영된 웨이브 피치 [m]

그리스 문자

- ΔP : 압력손실
- η : 흰효율
- η_o : 표면효율
- ρ : 밀도 [$kg m^{-3}$]
- μ : 동점성계수 [$kg m^{-1} s^{-1}$]
- σ : 축소계수

하첨자

- a : 공기
- i : 관내측
- in : 입구
- f : 흰
- m : 평균
- o : 공기측
- out : 출구
- p : 평판흰
- t : 관벽

w : 물

1. 서 론

흰-관 열교환기는 기체와 액체 사이의 열교환에 널리 사용된다. 이 경우 대부분의 열저항은 기체측에 있게 되고, 기체측 열성능을 향상시키기 위하여 고성능 흰이 널리 사용된다.^(1,2) 고성능 흰 형상 중 웨이브 흰은 공조기 및 산업용 열교환기에 널리 사용되어 왔다. 웨이브 흰에서의 전열촉진은 증가된 유동길이와 흐름방향의 Goetler 보텍스에 의한 혼합효과 때문으로 알려져 있다.^(3,4)

웨이브 흰 형상은 Fig. 1에 나타나 있듯이 등근(smooth wave) 형상과 절곡(herringbone) 형상으로 대별된다. 웨이브 흰의 전열성능에 대한 기존 연구결과는 Table 1에 요약되어 있다. 이 표는 절곡 웨이브 흰의 전열성능에 대해서는 일부 연구가 수행되었으나, 등근 웨이브 흰에 대한 연구는 매우 제한적임을 알 수 있다. Goldstein and Sparrow⁽³⁾는 절곡 웨이브 흰에 대하여 평균 및 국소 물질전달계수를 측정하였는데 $Re_{D_c}=1,000$ 에서 절곡 웨이브 흰의 물질전달계수가 평판 흰보다 45% 정도 크다고 보고하였다. Beecher and Fagan⁽⁶⁾은 3열 절곡 웨이브 흰 모델 21개에 대한

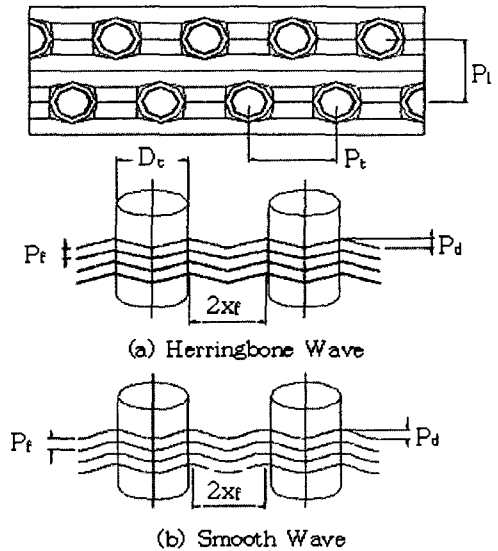


Fig. 1 Schematic drawing of typical herringbone wave and smooth wave fin-and-tube heat exchangers.

Table 1 Previous experimental investigations on the thermal performance of heat exchangers having wave fins

Investigator	Wave pattern	D_c (mm)	P_f (mm)	P_t (mm)	P_l (mm)	N	x_f (mm)	P_d (mm)
Goldstein & Sparrow ⁽³⁾	herringbone	8.53	1.65	21.3	N/A	1	4.63	1.78
Beecher & Fagan ⁽⁶⁾	herringbone	7.94~12.7	2.08~7.97	25.4~31.8	22.0~27.5	3	2.76~5.50	0.97~3.18
Wang et al. ⁽⁷⁾	herringbone	10.3	3.53	25.4	19.05	1, 2, 3, 4	4.76	1.5
Wang et al. ⁽⁸⁾	herringbone	8.54	1.21~2.54	25.4	19.05	1, 2, 4	4.76	1.32
Wang et al. ⁽⁹⁾	herringbone	13.62~16.85	3.04~6.45	31.75~38.1	27.5, 33	1, 2, 4, 6	6.875, 8.25	1.8
Wang et al. ⁽¹⁰⁾	herringbone	8.62	1.68~3.17	25.4	19.05	2, 4	4.76	1.18, 1.32, 1.58
Mirth & Ramdhyan ⁽¹³⁾	smooth	13.2, 16.4	3.12~6.15	31.8, 38.1		4, 8	5.5	2.38, 3.25
Kang & Webb ⁽¹⁴⁾	herringbone	22.5	2.9	52.2	45.3	2	7.54	2.39
	smooth	22.5	2.9	52.2	45.3	2	7.54	2.39, 2.79
Present study	herringbone	10.03	1.3~1.7	25.4	22.0	1, 2, 3	5.5	1.45
	smooth	10.03	1.3~1.7	25.4	21.65	1, 2, 3	5.41	1.5, 2.0

열전달 실험을 수행하였다. 그들은 황동판과 스페이서를 사용하여 흰-관 열교환기를 모사하였는데 실험시 채널벽은 전기가열되었고 황동판 내부에 열전대를 부착하여 벽면온도를 측정하였다.

최근 들어 Wang et al.⁽⁷⁻¹⁰⁾ 등은 절곡형 웨이브 흰-관 열교환기에 대하여 일련의 실험결과를 발표하였다. 그들은 열수, 흰 피치, 관경, 절곡 깊이 등이 전열성능에 미치는 영향을 조사하였는데, 그 경향은 평판 흰의 경우와 유사하였다. 즉, 열전달계수는 열수가 증가할수록 감소하였고 흰 피치에는 거의 무관하였다. 웨이브 절곡 깊이는 열전달계수와 마찰계수에 큰 영향을 미쳤는데 절곡 깊이가 증가할수록 두 값 모두 증가하였다. Webb⁽¹¹⁾은 Beecher and Fagan⁽⁶⁾의 실험자료를 기초로 열전달상관식을 제안하였고 Kim et al.⁽⁵⁾은 Wang et al.⁽⁷⁾의 실험자료⁽⁷⁻¹⁰⁾로부터 상관식을 개발하였다.

이와 같이 절곡 웨이브 흰 형상에 대해서는 상당한 연구가 수행된 반면, 등근 웨이브 흰에 대한 연구는 매우 드물다. Mirth and Ramadhyani⁽¹³⁾는 4열과 8열의 등근 웨이브 흰 시료 5개에 대한 실험을 수행하였고, Kang and Webb⁽¹⁴⁾은 세 종류의 확대모형에 대한 실험을 수행하였다. 세 종류의 시료는 절곡 깊이가 다른 두 종류의 등근 웨이브 흰과 한 종류의 절곡 웨이브 흰으로 구성되었는데 동일한 웨이브 피치($x_f=7.54$ mm)와 절곡 깊이($P_d=2.39$ mm)에서 등근 웨이브 흰이 절곡 웨이브 흰보다 4% 높은 열전달계수, 10% 높

은 압력손실을 나타내었다. 또한 절곡 깊이가 큰 ($P_d=2.79$ mm) 등근 웨이브 흰은 절곡 깊이가 작은 ($P_d=2.39$ mm) 등근 웨이브 흰보다 열전달 계수는 4%, 압력손실은 10% 증가하였다. 하지만 두 연구 모두에서 정확한 웨이브 형상은 보고되지 않았다.

본 연구에서는 사인 형상의 등근 웨이브 흰으로 구성된 흰-관 열교환기에 대하여 열수, 흰 피치, 절곡 깊이의 영향을 체계적으로 조사하였다. 또한 절곡 깊이가 거의 같은 절곡 웨이브 흰 형상에 대한 실험도 수행하여 흰 형상이 미치는 영향도 검토하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 열교환기 시료

본 연구에 사용된 시료는 Table 2에 나타나 있듯이 사인 웨이브 흰 18종류, 절곡 웨이브 흰 9종류, 그리고 평판 흰 2종류의 총 29종류이다. 사인 웨이브 흰은 두 종류의 절곡 깊이(1.5 mm와 2.0 mm)를 가지고 있고, 절곡 웨이브 흰의 절곡 깊이는 1.45 mm이다. 사인 웨이브 흰 열교환기의 P_t 는 25.0 mm, P_l 은 21.65 mm로 절곡 웨이브 흰 열교환기의 값($P_t=25.4$ mm, $P_l=22.0$ mm)과 거의 같았다. 모든 열교환기 시료의 관외경(D_c)은 10.03 mm로 동일하였고, 시료의 크기는 높이가

Table 2 Geometric dimensions of the sample heat exchangers

No.	Fin shape	P_f (mm)	N	P_d (mm)	x_f (mm)	D_c (mm)	P_t (mm)	P_l (mm)
1	sinusoidal wave	1.3	1	1.5	5.41	10.03	25.0	21.65
2	sinusoidal wave	1.5	1	1.5	5.41	10.03	25.0	21.65
3	sinusoidal wave	1.7	1	1.5	5.41	10.03	25.0	21.65
4	sinusoidal wave	1.3	2	1.5	5.41	10.03	25.0	21.65
5	sinusoidal wave	1.5	2	1.5	5.41	10.03	25.0	21.65
6	sinusoidal wave	1.7	2	1.5	5.41	10.03	25.0	21.65
7	sinusoidal wave	1.3	3	1.5	5.41	10.03	25.0	21.65
8	sinusoidal wave	1.5	3	1.5	5.41	10.03	25.0	21.65
9	sinusoidal wave	1.7	3	1.5	5.41	10.03	25.0	21.65
10	sinusoidal wave	1.3	1	2.0	5.41	10.03	25.0	21.65
11	sinusoidal wave	1.5	1	2.0	5.41	10.03	25.0	21.65
12	sinusoidal wave	1.7	1	2.0	5.41	10.03	25.0	21.65
13	sinusoidal wave	1.3	2	2.0	5.41	10.03	25.0	21.65
14	sinusoidal wave	1.5	2	2.0	5.41	10.03	25.0	21.65
15	sinusoidal wave	1.7	2	2.0	5.41	10.03	25.0	21.65
16	sinusoidal wave	1.3	3	2.0	5.41	10.03	25.0	21.65
17	sinusoidal wave	1.5	3	2.0	5.41	10.03	25.0	21.65
18	sinusoidal wave	1.7	3	2.0	5.41	10.03	25.0	21.65
19	herringbone wave	1.3	1	1.45	5.50	10.03	25.4	22.0
20	herringbone wave	1.5	1	1.45	5.50	10.03	25.4	22.0
21	herringbone wave	1.7	1	1.45	5.50	10.03	25.4	22.0
22	herringbone wave	1.3	2	1.45	5.50	10.03	25.4	22.0
23	herringbone wave	1.5	2	1.45	5.50	10.03	25.4	22.0
24	herringbone wave	1.7	2	1.45	5.50	10.03	25.4	22.0
25	herringbone wave	1.3	3	1.45	5.50	10.03	25.4	22.0
26	herringbone wave	1.5	3	1.45	5.50	10.03	25.4	22.0
27	herringbone wave	1.7	3	1.45	5.50	10.03	25.4	22.0
28	plain	1.5	2	N/A	N/A	10.03	25.0	21.65
29	plain	1.7	2	N/A	N/A	10.03	25.0	21.65

250 mm, 너비가 400 mm이었다. 시료의 흰 피치 범위는 1.3 mm에서 1.7 mm, 열수범위는 1열에서 3열이었다. 사인 웨이브 흰 열교환기의 전열관으로는 미세핀수 60개, 흰 높이 0.12 mm, 나선각 25°의 미세핀관이 사용되었고 절곡 웨이브 흰 열교환기에는 평활관이 사용되었다. 전열관 회로는 단일 입출구의 직교 대향류 형태로 구성되었다.

2.2 실험장치 및 시험절차

실험장치의 개략도가 Fig. 2에 나타나 있다. 실험장치는 크게 흡입식 풍동, 수순환회로, 자료 획득장치 등으로 구성되고 항온항습 챔버 내에 설치되었다. 시료는 흡입식 풍동 입구에 설치되는데 시료의 입구측 온습도는 챔버의 온습도와 일

치한다. 시료의 출구측에는 배플이 설치되어 출구공기를 혼합시켜 준다. 시료의 입출구 온습도는 ASHRAE 규격 41.1⁽¹⁵⁾에 따라 측정하였다. 시료의 관내측으로는 물이 순환하는데 항온조로부터 일정온도와 유량을 공급받았다. 물과 공기의 온도는 정밀도 $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 의 정밀 RTD(P_t -100 Ω 센서)로써 측정하였고, 유량은 정밀도 ± 0.0015 L/s의 질량유량계로 측정하였다. 공기측 풍량은 흡입식 풍동 후방에 장착된 노즐을 사용하여 측정하였고[ASHRAE 규격 41.2⁽¹⁶⁾] 시료의 압력손실은 정밀도 ± 1 Pa의 차압 트랜스듀서로 측정하였다.

시험중 챔버의 온습도는 21 $^\circ\text{C}$, 60%RH로 유지되었고, 순환수 공급온도는 45 $^\circ\text{C}$ 로 유지되었다. 실험은 시료 전방풍속을 0.75 m/s에서 2.5 m/s 사이에서 변화시키며 수행되었는데 공기측과 물측

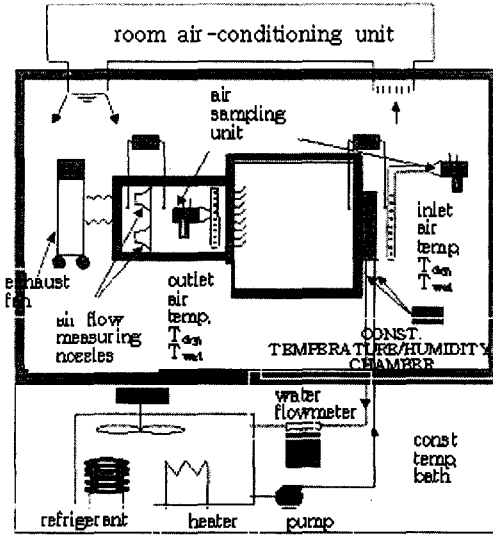


Fig. 2 Schematic drawing of the test setup.

Table 3 Uncertainty analysis

Parameter	Max. uncertainties
Temperature	±0.1°C
Differential pressure	±5 Pa
Water flow rate	±1.5×10 ⁻⁶ m ³ /s
Re _{D_c}	±2%
f	±10%
j	±12%

열평형은 ±3% 내에서 일치하였다. ASHRAE 규격 41.5⁽¹⁷⁾에 따라 실험오차해석을 수행하였고 그 결과가 Table 3에 나타나 있다. 공기측 압력손실 계수의 주된 오차는 차압 트랜스듀서의 오차(±10%)이고 공기측 열전달계수의 주된 오차는 Wilson plot으로 구해진 관내측 열전달계수의 오차(±10%)이었는데 이들 오차는 풍속이 감소할수록 증가하였다.

2.3 자료처리

본 연구의 직교 대향류형 열교환기 해석방법은 Taborek⁽¹⁸⁾에 기술되어 있는데, UA 값은 아래 식으로부터 구해진다.

$$UA = (\dot{m}c_p)_{air} NTU_2 \quad (1)$$

$$NTU_2 = -2 \ln(1 - K) \quad (2)$$

여기서 K는 다음 식으로부터 구할 수 있다.

2 rows (2 pass)의 경우

$$\frac{K}{2} + \left(1 - \frac{K}{2}\right) \exp(2KR) = \frac{1}{1 - RP} \quad (3)$$

3 rows (3 pass)의 경우

$$\frac{K}{4} - RK \left(1 - \frac{K}{2}\right) \exp(KR) + \left(1 - \frac{K}{2}\right)^2 \exp(3KR) = \frac{1}{1 - RP} \quad (4)$$

4 rows (4 pass)의 경우

$$\frac{K}{2} \left(1 - K + \frac{K^2}{4}\right) + K \left(1 - \frac{K}{2}\right) + \left[1 - \frac{RK}{8} \left(1 - \frac{K}{2}\right) \exp(2KR)\right] + \left(1 - \frac{K}{2}\right)^3 \exp(4KR) = \frac{1}{1 - RP} \quad (5)$$

$$R = \frac{T_{w,in} - T_{w,out}}{T_{air,out} - T_{air,in}} \quad (6)$$

$$P = \frac{T_{air,out} - T_{air,in}}{T_{w,in} - T_{air,in}} \quad (7)$$

1열 열교환기의 경우 직교류 ε-NTU 관계식으로부터 UA 값을 구한다. 공기측 열전달계수는 UA 값으로부터 다음 식을 사용하여 구한다.

$$\frac{1}{\eta_o h_o A_o} = \frac{1}{UA} - \frac{1}{h_i A_i} - \frac{t}{k_i A_i} \quad (8)$$

웨이브 환 열교환기의 전열면적 A_o로는 웨이브 형상이 고려된 실제 전열면적을 사용하였다. 절곡 웨이브 환의 경우 평판 환보다 전열면적이 3.4% 증가하였고 절곡 깊이 1.5 mm 사인 웨이브 환은 4.5%, 절곡 깊이 2.0 mm 사인 웨이브 환은 7.7% 증가하였다. 사인 웨이브 환 시료에 사용된 미세환관의 관내측 열전달계수로는 다음 식이 사용되었다.⁽¹⁹⁾

$$Nu_w = 0.00172 Re_w^{1.12} Pr_w^{0.3} \quad (9)$$

3,000 ≤ Re_w ≤ 21,000

$$\text{Nu}_w = 0.0376 \text{Re}_w^{0.81} \text{Pr}_w^{0.3} \quad (10)$$

$$21,000 \leq \text{Re}_w \leq 45,000$$

식(9)와 식(10)의 Nusselt 수와 Reynolds 수에는 환뿌리에서 측정된 미세환관의 직경이 사용되었다. 절곡 웨이브 환 시료에는 평활관이 사용되었는데 Gnielinski⁽²⁰⁾의 식을 사용하여 관내측 열전달계수를 계산하였다. 공기측 열전달계수의 측정 정밀도를 높이기 위해서는 전체 열저항 중 관내측이 차지하는 부분을 최소화할 필요가 있다. 본 실험중 관내측 열저항은 10% 이내로 유지되었다.

표면효율 η_o 는 식(11)로부터 구한다.

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_o}(1 - \eta) \quad (11)$$

환효율은 Schmidt⁽²¹⁾ 식에서 구한다.

$$\eta = \frac{\tanh(mr_c \phi)}{mr_c \phi} \quad (12)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h_o}{k_f t_f}} \quad (13)$$

$$\phi = \left(\frac{R_{eq}}{r_c} - 1 \right) \left[1 + 0.35 \ln \left(\frac{R_{eq}}{r_c} \right) \right] \quad (14)$$

$$\frac{R_{eq}}{r_c} = 1.28 \frac{P_t}{r_c} \left(\frac{\sqrt{(P_t/2)^2 + P_t^2}}{P_t} - 0.2 \right)^{0.5} \quad (15)$$

$$N=1$$

$$\frac{R_{eq}}{r_c} = 1.27 \frac{P_t}{r_c} \left(\frac{\sqrt{(P_t/2)^2 + P_t^2}}{P_t} - 0.3 \right)^{0.5} \quad (16)$$

$$N>1$$

열전달계수 h_o 는 식(8)부터 (16)을 반복 계산하여 구해진다. 관례적으로 열전달계수 h_o 는 무차원화된 j 인자로 표현된다.

$$\text{Re}_{D_c} = \frac{\rho_a V_{\max} D_c}{\mu_a} \quad (17)$$

$$j = \frac{h_o}{\rho_a V_{\max} c_{pa}} \text{Pr}_a^{2/3} \quad (18)$$

여기서 공기측 물성치는 입출구 평균값을 사용하

였다. 마찰계수 f 는 측정된 차압으로부터 하기식을 사용하여 구한다.

$$f = \frac{A_c}{A_o} \frac{\rho_m}{\rho_{in}} \left[\frac{2\Delta P \rho_{in}}{(\rho_m V_{\max})^2} - (1 + \sigma^2) \left(\frac{\rho_{in}}{\rho_{out}} - 1 \right) \right] \quad (19)$$

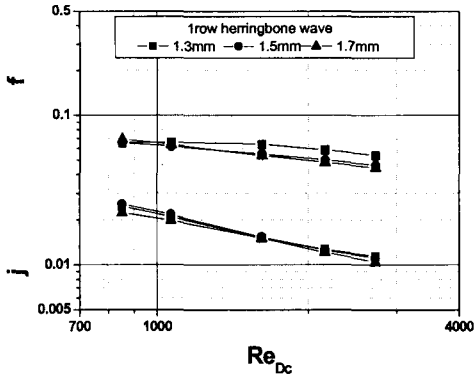
식(19)에는 입출구 손실계수가 빠져 있는데 Wang et al.⁽²²⁾은 이들을 배제하였을 때 좀더 일관성 있는 결과가 얻어진다고 보고한 바 있다. 입출구 손실계수를 고려하였을 때 얻어지는 f 값은 배제하였을 때의 f 값과 5% 오차범위 내에서 일치하였다.

3. 결과 및 논의

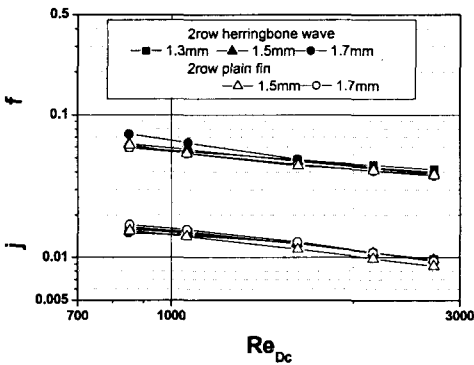
3.1 실험자료

Fig. 3에는 절곡 웨이브 환 시료의 j 와 f 인자에 미치는 환 피치의 영향이 나타나 있다. 환 피치는 j 와 f 인자 모두에 거의 영향을 미치지 않는 것을 알 수 있는데 이는 기존 연구결과와^(7,10,23) 일치하는 경향이다. Fig. 3(b)에는 평판환의 j 와 f 인자도 나타나 있다. 본 연구에서는 두 종류의 평판 환 열교환기가 시험되었다. 이 그림은 절곡 웨이브 환의 j 인자가 평판 환의 값과 거의 일치함을 보여주는데, Wang et al.⁽¹⁰⁾도 $P_d=1.18$ mm 절곡 웨이브 환 열교환기에 대하여 유사한 결과를 보고한 바 있다. Ramadhyani⁽²⁴⁾는 절곡채널에 대한 수치해석을 통하여 절곡형상이 전열을 촉진하기 위해서는 절곡각이 20° 이상이 되어야 한다고 보고한 바 있는데 본 시료의 절곡각은 14.8°로 20°보다 작다. 여기서 한 가지 유의할 점은 자료처리시 웨이브 환의 실제 전열면적이 사용되었다는 것이다. Fig. 3은 절곡 웨이브 환의 마찰계수가 평판 환의 마찰계수보다 4%에서 9%를 보여준다.

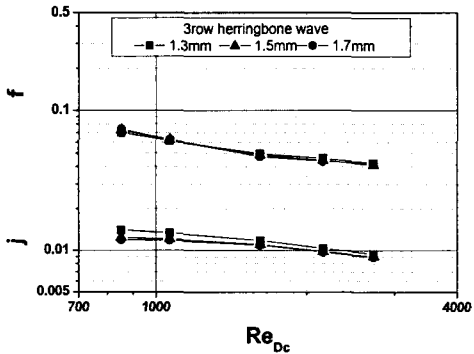
Fig. 4에는 절곡 웨이브 환 시료의 j 와 f 인자에 미치는 열수의 영향이 나타나 있다. 마찰계수는 열수에 거의 무관한 반면, j 인자는 열수가 증가할수록 감소함을 보여준다. 또한 열수의 영향은 Reynolds 수가 증가할수록 감소함을 보이는데 이러한 경향은 환-관 열교환기에서 일반적으로 나타나는 경향^(7,8,25)이다.



(a) 1 row



(b) 2 rows



(c) 3 rows

Fig. 3 Effect of fin pitch on the j and f factors of the samples having herringbone wave fins.

Fig.5부터 Fig.8에는 사인 웨이브 흰 데이터가 나타나 있다. Fig.5에는 절곡 깊이 1.5mm 시료의 흰 피치의 영향이 나타나 있는데, 절곡 웨이브 흰 경우와 마찬가지로 흰 피치가 j 와 f 인자

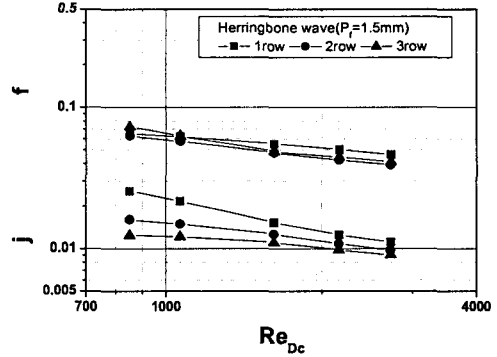
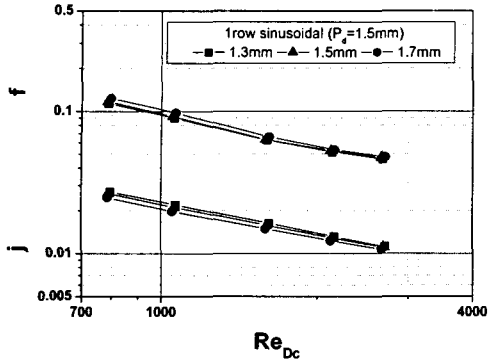


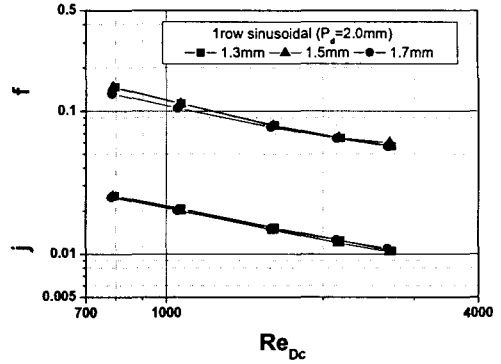
Fig. 4 Effect of tube row on the j and f factors of the samples having herringbone wave fins.

에 미치는 영향은 미미함을 보여준다. Fig.5(b)에는 평판 흰 테이터도 나타나 있는데 사인 웨이브 흰의 j 인자가 6%에서 13% 높고 그 차이는 Reynolds 수가 증가할수록 커짐을 보인다. 이는 Reynolds 수가 증가할수록 웨이브 흰의 열전달 촉진기구가 활발해짐을 의미하는데, 이러한 경향은 Fig.3(b)의 절곡 웨이브 흰에서도 나타남을 알 수 있다. Goldstein and Sparrow⁽³⁾는 나프탈렌 승화법을 사용하여 절곡채널의 전달현상을 연구하였는데, Reynolds 수가 증가할수록 절곡형상에 의한 촉진효과가 크게 나타남을 보고하였다. 그들은 그 이유를 Reynolds 수가 증가함에 따라 여러 보텍스들-관으로부터 생성된 것, Goetler 보텍스 등-이 활성화되기 때문으로 설명하였다. Fig.5는 사인 웨이브 흰의 마찰계수가 평판 흰의 마찰계수보다 18%에서 35% 증가함을 보여준다. 또한 그 차이는 Reynolds 수가 증가할수록 감소함을 보여주는데 Fig.3(b)의 절곡 웨이브 흰도 동일한 경향을 보인다. Lozza and Merlo⁽²⁶⁾도 웨이브 흰과 평판 흰의 마찰계수 차이가 Reynolds 수가 증가할수록 감소함을 보고하였고 Wang et al.⁽²⁷⁾도 유사한 경향을 보고하고 있다. 앞 절에서 웨이브 흰과 평판 흰의 j 인자 차이는 Reynolds 수가 증가할수록 증가한다고 하였는데, f 인자는 Reynolds 수가 증가할수록 그 차이가 감소하므로 웨이브흰의 효율지수 $[(j/j_p)/(f/f_p)]$ 는 Reynolds 수가 증가할수록 커짐을 알 수 있다.

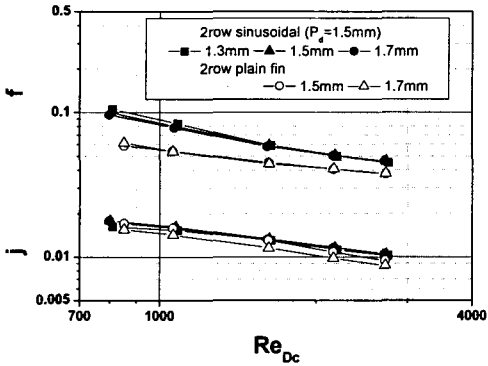
Fig.6에는 절곡 깊이 2.0mm 사인 웨이브 흰의 j 와 f 인자가 나타나 있다. 이 그림은 Fig.5의



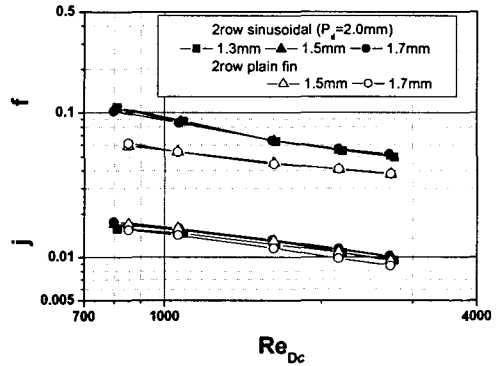
(a) 1 row



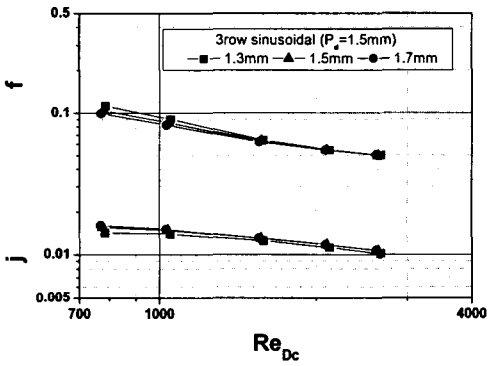
(a) 1 row



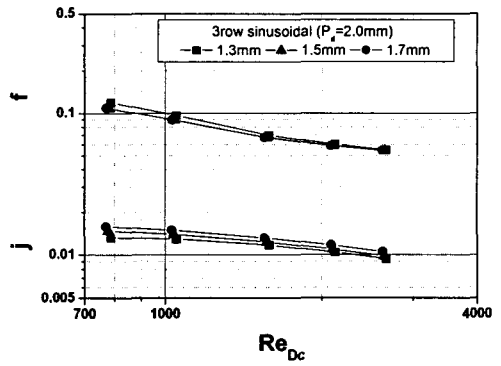
(b) 2 rows



(b) 2 row



(c) 3 rows



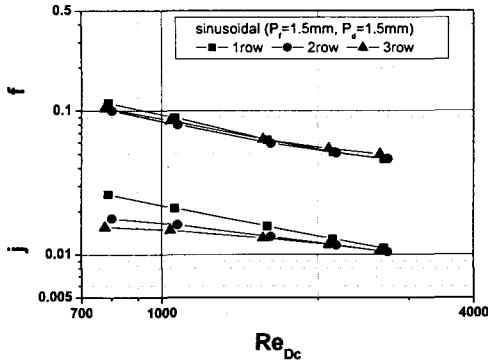
(c) 3 row

Fig. 5 Effect of fin pitch on the j and f factors of the samples having sinusoidal wave fins ($P_d=1.5$ mm).

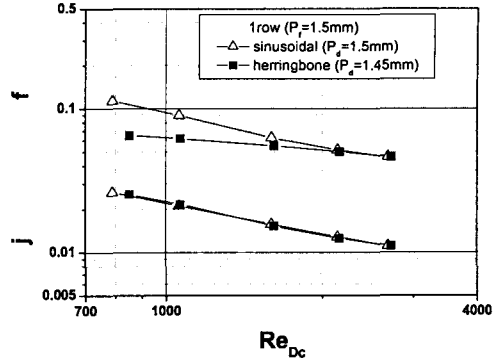
Fig. 6 Effect of fin pitch on the j and f factors of the samples having sinusoidal wave fins ($P_d=2.0$ mm).

절곡 깊이 1.5mm 경우와 유사한 경향을 보인다. Fig. 6(b)에는 평판 흰 데이터도 나타나 있는데, 사인 웨이브 흰의 j 인자가 5%에서 11%, 마찰계수가 26%에서 41% 더 큼을 보인다.

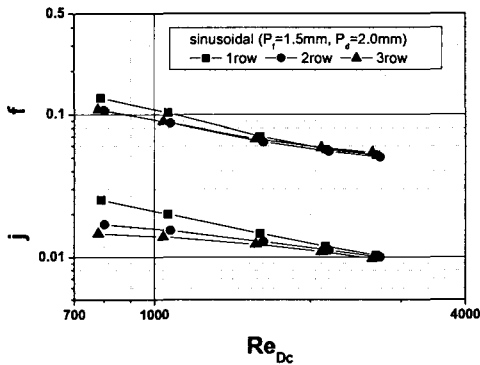
Fig. 7에는 열수의 영향이 나타나 있는데, 절곡 웨이브 흰과 마찬가지로 열수가 증가하면 j 인자가 감소함을 보인다. 하지만 절곡 웨이브 흰보다는 열수의 영향이 적음을 알 수 있는데, Reynolds



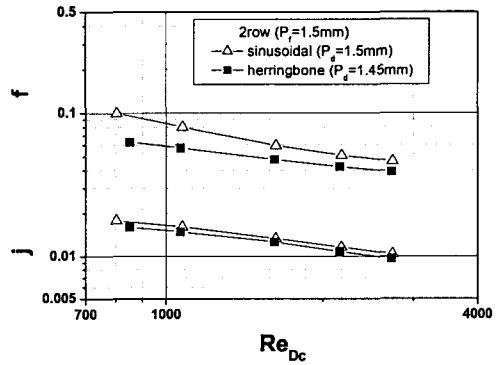
(a) $P_d = 1.5$ mm



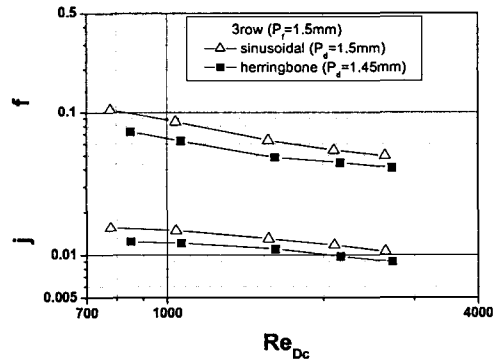
(a) 1 row



(b) $P_d = 2.0$ mm



(b) 2 rows



(c) 3 rows

Fig. 7 Effect of tube row on the j and f factors of the samples having sinusoidal wave fins.

수 2,500에서 열수에 따른 j 인자의 차이는 거의 없음을 보여준다. Rush et al.⁽²⁸⁾은 사인 웨이브 채널에 대한 유동가시화 실험을 통하여 Reynolds 수 200일 때 채널 출구에서 보텍스를 관측하였는데, Ali and Ramadhyani⁽⁴⁾는 절곡 웨이브 채널에서 Reynolds 수 500이 되도록 보텍스를 관측하지 못하였다. 이는 사인 웨이브 형상에서 난류로의 천이가 보다 적은 Reynolds 수에서 발생함을 의미하는데, 이런 경우 열수의 증가에 따른 전열성능 감소현상이 줄어들게 되고, 따라서 열수의 영향이 적어지는 것으로 판단된다.

Fig. 8에는 절곡 깊이가 유사한 사인 웨이브 흰 ($P_d = 1.5$ mm)과 절곡 웨이브 흰 ($P_d = 1.45$ mm)의 j 와 f 인자가 나타나 있다. 이 경우 흰 핏치는 1.5 mm로 동일하였다. 이 그림은 사인 웨이브 흰의 j 인자가 절곡 웨이브 흰보다 1%에서 20%, 마

Fig. 8 Comparison of j and f factors of the sinusoidal wave fins and the herringbone wave fins.

찰계수는 1%에서 29% 크고, 그 차이는 열수가 증가할수록 증가함을 보인다.

앞 절에서 논의한 바와 같이 사인 웨이브 흰의 열수에 따른 전열성능은 절곡 웨이브 흰보다 우

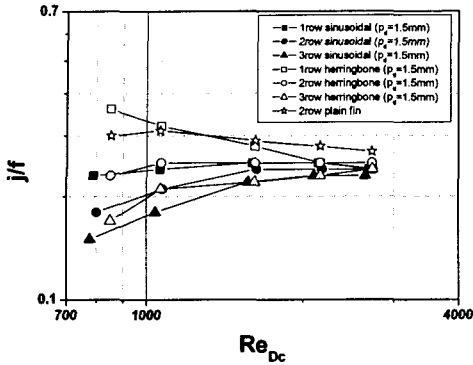


Fig. 9 The j/f ratios of the samples having the sinusoidal and the herringbone wave fins.

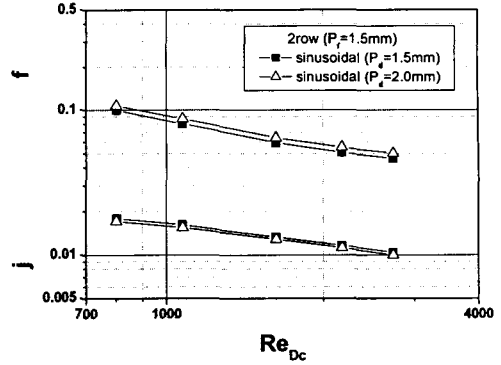


Fig. 10 Effect of waffle height on j and f factors of the samples having sinusoidal wave fins.

수하다. Kang and Webb⁽¹⁴⁾도 등근 웨이브 원과 절곡 웨이브 원의 전열성능을 비교하였는데, 동일한 절곡 깊이(1.2mm)에서 등근 웨이브 형상의 j 인자가 4%, 마찰계수는 10% 크다고 보고하였다. 등근 웨이브 형상의 j 와 f 인자가 절곡 웨이브보다 큰 이유에 대해서는 좀더 심도 깊은 연구가 필요하다고 생각되는데, 앞 절에서 논의한 바와 같이 작은 Reynolds 수에서 난류로의 천이, 등근 형상에 따른 골 사이 재순환 영역 감소 등이 일부 이유가 될 수 있으리라 판단된다.

Fig. 9에는 원 핏치 1.5mm에서 사인 웨이브 원 ($P_d=1.5mm$)과 절곡 웨이브 원 ($P_d=1.45mm$)의 j/f 값이 나타나 있다. 이그림은 절곡 웨이브 원의 j/f 값이 사인 웨이브 원보다 큼을 보여준다. 하지만 그 차이는 Reynolds 수가 증가할수록 감

소하는데, 이는 사인 웨이브 원이 높은 Reynolds 수에서 좀더 유용하게 사용될 수 있음을 의미한다. Fig. 9에는 평판원의 j/f 인자도 나타나 있는데, 웨이브 원보다 큼을 알 수 있다.

Fig. 10에는 2열 원 핏치 1.5mm에서 절곡 깊이 1.5mm와 2.0mm 사인 웨이브 원 시료의 j 와 f 인자가 나타나 있다. 마찰계수는 절곡 깊이 2.0mm에서 8% 정도 크게 나타났다. 하지만 j 인자는 두 경우 거의 유사함을 보여준다. 이러한 경향은 다른 원 핏치나 열수에서도 동일하였다. 절곡 깊이가 j 와 f 인자에 미치는 영향은 Wang et al.⁽¹⁰⁾과 Kang and Webb⁽¹⁴⁾에 의해 검토되었다. Wang et al.⁽¹⁰⁾은 절곡 웨이브 원에 대한 실험에서 절곡 깊이가 증가할수록 j 와 f 인자가 증가함을 보고하였다. 절곡 깊이 1.58mm 시료는 절곡

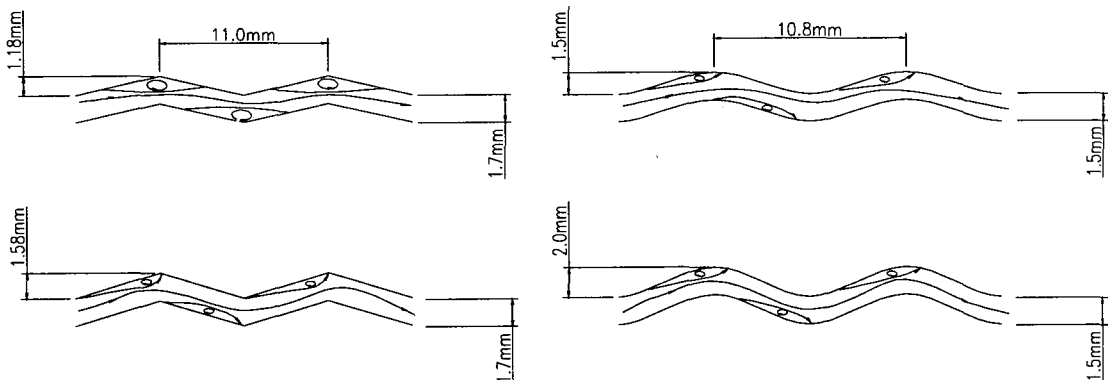


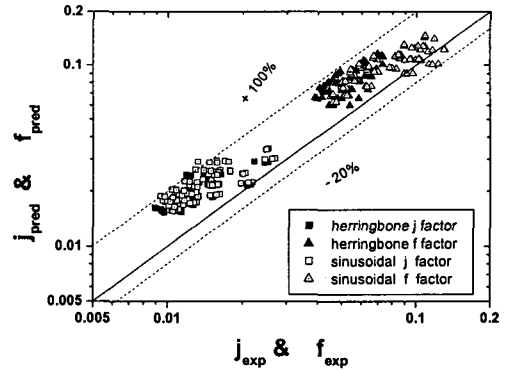
Fig. 11 Conceptual sketch on flow patterns in the herringbone and the sinusoidal channels.

깊이 1.18 mm 시료보다 j 인자가 17% 마찰계수가 14% 컸다. Kang and Webb⁽¹⁴⁾은 둥근 웨이브 흰의 절곡 깊이 영향을 조사하였는데, Wang et al.⁽¹⁰⁾과 동일한 경향을 보고하였다. 절곡 깊이 1.4 mm 시료는 1.2 mm 시료보다 j 인자가 4%, 마찰계수는 10% 증가하였다. Wang et al.⁽¹⁰⁾은 큰 절곡 깊이에서 j 와 f 인자가 증가하는 이유를 골 사이 재순환영역의 감소 때문으로 설명하였는데, 그들의 설명이 Fig. 11에 나타나 있다. 하지만 본 연구의 결과는 절곡 깊이가 마찰계수는 증가시키나 j 인자에는 영향을 끼치지 못함을 알려 주는데, 그 이유로 본 연구에 사용된 시료들의 절곡 깊이 ($P_d=1.5$ mm와 2.0 mm)가 Wang et al.⁽¹⁰⁾ ($P_d=1.18$ mm와 1.58 mm)과 Kang and Webb⁽¹⁴⁾ ($P_d=1.2$ mm와 1.4 mm)보다 깊기 때문에 판단된다. 절곡 깊이가 깊은 경우 골 사이 재순환영역의 차이는 그다지 크지 않으리라 판단되고(Fig. 11 참조), 따라서 j 인자의 차이도 크지 않을 것이다.

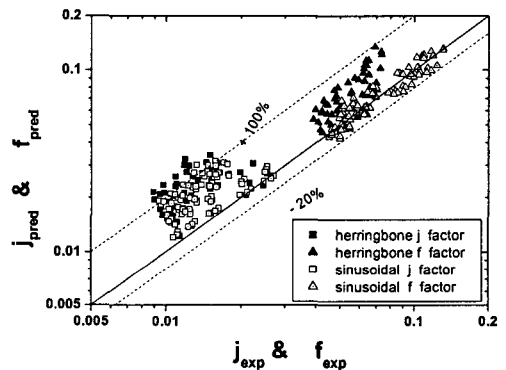
3.2 상관식 개발

절곡 웨이브 흰 열교환기의 j 와 f 인자를 예측할 수 있는 상관식은 Kim et al.⁽⁵⁾과 Wang et al.⁽¹²⁾에 의해 개발되었다. Kim et al.⁽⁵⁾은 Beecher and Fagan,⁽⁶⁾ Wang et al.⁽⁷⁾의 실험자료를 바탕으로 상관식을 개발하였고, Wang et al.⁽¹²⁾은 그들 자신의 실험자료⁽⁷⁻¹⁰⁾를 바탕으로 상관식을 개발하였다.

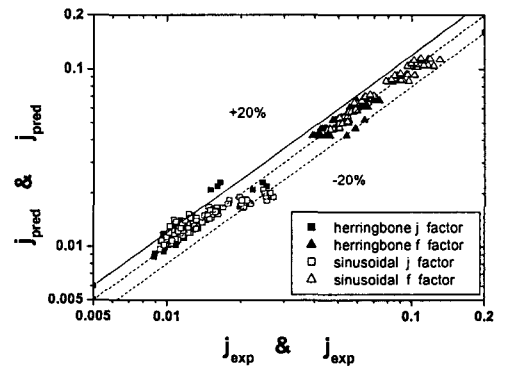
본 연구의 웨이브 흰 시료에 대한 실험자료와 상관식들의 예측치가 Fig. 12에 비교되어 있다. Fig. 12는 두 상관식 모두 실험자료를 과대 예측함을 보여준다. Kim et al.⁽⁵⁾의 상관식은 절곡 웨이브 흰 j 와 f 인자를 각각 58%와 73% 과대 예측하고 사인 웨이브 흰 j 와 f 인자를 각각 61%와 42% 과대 예측한다. Wang et al.⁽¹²⁾의 상관식은 절곡 웨이브 흰의 j 와 f 인자를 각각 91%와 47%, 사인 웨이브 흰 j 와 f 인자는 61%와 11% 과대 예측한다. 본 실험에 사용된 시료의 s/D 범위는 $0.12 \leq s/D \leq 0.16$ 으로 Kim et al.⁽⁵⁾의 상관식 적용범위($0.15 \leq s/D \leq 0.33$) 밖에 있고, Wang et al.⁽¹²⁾의 상관식은 그들의 실험자료만을 기초로 개발되었기 때문에 적용에 유의를 요한다. 실제로



(a) Kim et al.⁽⁵⁾



(b) Wang et al.⁽¹²⁾



(c) Present correlation

Fig. 12 Present sinusoidal and herringbone wave fin data compared with the predictions.

본 실험결과와 본 실험에 사용된 시료와 유사한 시료 형상에 대한 Wang et al.⁽¹⁰⁾의 실험결과를 비교해 보면 Wang et al.⁽¹⁰⁾의 j 와 f 인자가 높게 나타남을 확인할 수 있었다. Kang and Webb⁽¹⁴⁾

도 그들의 실험자료를 Kim et al.⁽⁵⁾의 상관식과 비교한 결과 Kim et al.의 상관식이 j 인자를 15%에서 28%, 마찰계수를 90%에서 94% 높게 예측한다고 보고하였다. 따라서 본 논문에서는 본 실험결과를 기초로 새로운 상관식을 개발하였다.

절곡 웨이브 흰

$$j_3 = 0.202 \text{Re}_D^{-0.295} (s/D)^{0.369} \quad (20)$$

$$j_N = (1.70 - 0.238N)j_3 \quad (N=1, 2) \quad (21)$$

$$f = 0.942 \text{Re}_D^{-0.392} \quad (22)$$

사인 웨이브 흰

$$j_N = (1.70 - 0.238N)j_3 \quad (23)$$

$$j_N = (1.44 - 0.159N)j_3 \quad (N=1, 2) \quad (24)$$

$$f = 12.94 \text{Re}_D^{-0.670} (x_f/P_d)^{0.269} \quad (25)$$

이 상관식에 의한 예측결과를 Fig. 12에 나타내었는데, 89%의 j 인자를 $\pm 20\%$, 91%의 마찰계수를 $\pm 10\%$ 내에서 예측한다.

4. 결 론

본 연구에서는 사인 웨이브 흰 열교환기의 열전달 및 압력손실 특성을 실험적으로 조사하였다. 시료는 절곡 깊이가 1.5 mm에서 2.0 mm, 흰 핏치가 1.3 mm에서 1.7 mm, 열수는 1열에서 3열로 구성되었다. 주된 결론은 다음과 같다.

(1) 절곡 깊이가 거의 같은(사인 웨이브 흰 1.5 mm, 절곡 웨이브 흰 1.45 mm) 시료에서 사인 웨이브 흰의 열전달계수와 마찰계수가 절곡 웨이브 흰보다 컸고 그 차이는 열수가 많아질수록 증가하였다. 이는 사인 웨이브 흰에서 골간 재순환영역이 감소하고 난류로의 천이가 낮은 Reynolds 수에서 발생하기 때문으로 판단된다. 하지만 j/f 비는 절곡 웨이브 흰에서 더 컸다.

(2) 사인 웨이브 흰은 절곡 웨이브 흰에 비하여 열수의 영향이 적게 나타났다.

(3) 사인 웨이브 흰의 경우 절곡 깊이의 변화(1.5 mm와 2.0 mm)가 열전달계수에 미치는 영향

은 미미하였다. 하지만 마찰계수는 절곡 깊이에 따라 증가하였다.

(4) 본 실험결과로부터 새로운 상관식을 개발하였다.

후 기

본 연구 중 일부는 인천대학교의 2002년도 연구비 지원으로 수행되었습니다.

참고문헌

1. Webb, R. L., 1994, Principles of enhanced heat transfer, John Wiley and Sons, Inc.
2. Wang, C-C., 1999, On the airside performance of fin-and-tube heat exchangers, in Kakac, S. et al. (Eds.), Heat Transfer Enhancement of Heat Exchangers, Kluwer Academic Press, pp. 141-162.
3. Goldstein, L. and Sparrow, E. M., 1976, Experiments on the transfer characteristics of a corrugated fin and tube heat exchanger configuration, J. Heat Transfer, pp. 26-34.
4. Ali, M. M. and Ramadhyani, S., 1992, Experiments on convective heat transfer in corrugated channels, Experimental Heat Transfer, pp. 175-193.
5. Kim, N-H., Yun, J-H. and Webb, R. L., 1997, Heat transfer and friction correlations for wavy plate fin-and-tube heat exchangers, J. Heat Transfer, pp. 560-567.
6. Beecher, D. T. and Fagan, T. J., 1987, Effects of fin pattern on the air-side heat transfer coefficients in plate finned tube heat exchangers, ASHRAE Trans., pp. 1961-1984.
7. Wang, C-C., Fu, W-L. and Chang, C-T., 1997, Heat transfer and friction characteristics of typical wavy fin-and-tube heat exchangers, Exp. Thermal Fluid Science, pp. 174-186.
8. Wang, C-C., Tsai, Y-M. and Lu, D-C., 1998, Comprehensive study of convex louver and wavy fin-and-tube heat exchangers, J. Thermophysics Heat Transfer, pp. 423-430.
9. Wang, C-C., Lin, Y-T., Lee, C-J. and Chang,

- Y.-J., 1999, Investigation of wavy fin-and-tube heat exchangers: A contribution to databank, *Experimental Heat Transfer*, pp. 73-89.
10. Wang, C-C., Chang, J-Y. and Chiou, N-F., 1999, Effects of waffle height on the air-side performance of wavy fin-and-tube heat exchangers, *Heat Transfer Engineering*, pp. 45-56.
 11. Webb, R. L., 1990, Air-side heat transfer correlations for flat and wavy plate fin-and-tube geometries, *ASHRAE Trans.*, pp. 445-449.
 12. Wang, C-C., Jang, J-Y. and Chiou, N-F., 1999, A heat transfer and friction correlation for wavy fin-and-tube heat exchangers, *Int. J. Heat Mass Trans.*, pp. 1919-1924.
 13. Mirth, D. R. and Ramadhyani, S., 1994, Correlations for predicting the air-side Nusselt numbers and friction factors in chilled water cooling coils, *Experimental Heat Transfer*, pp. 143-162.
 14. Kang, H. C. and Webb, R. L., 1998, Evaluation of the wavy fin geometry used in air-cooled finned-tube heat exchangers, *Proceedings of 11th International Heat Transfer Conference*, Aug. 23-28, Kyoungju, Korea, pp. 95-100.
 15. ASHRAE Standard 41.1, 1986, Standard method for temperature measurement, ASHRAE.
 16. ASHRAE Standard 41.2, 1987, Standard method for laboratory air-flow measurement, ASHRAE.
 17. ASHRAE Standard 41.5, 1975, Standard measurement guide, engineering analysis of experimental data, ASHRAE.
 18. Taborek, J., 1998, F and θ charts for cross-flow arrangements, in Hewitt, G. F. (Ed.) *Heat Exchanger Design Handbook*, Section 1.5.3, Begell House Inc.
 19. Park, B. B., You, S. M., Youn, B. and Yoo, K. C., 1997, Experimental study of heat transfer and pressure drop characteristics for flow of water inside circular smooth and micro-fin tubes, *Korean J. Air Conditioning Refrigeration*, pp. 454-461.
 20. Gnielinski, V., 1976, New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *Int. Chem. Eng.*, pp. 359-368.
 21. Schmidt, T. E., 1949, Heat transfer calculations for extended surfaces, *J of ASRE, Refrigeration Engineering*, pp. 351-357.
 22. Wang, C-C., Webb, R. L. and Chi, K-Y., 2000, Data reduction for airside performance of fin-and-tube heat exchangers, *Experimental Thermal Fluid Science*, pp. 218-226.
 23. Rich, D. G., 1975, The effect of fin spacing on the heat transfer and friction performance of multi-row, plate fin-and-tube heat exchangers, *ASHRAE Trans.*, pp. 307-317.
 24. Ramadhyani, S., 1986, Numerical prediction of flow and heat transfer in corrugated ducts, *ASME, HTD-Vol. 66*, pp. 37-43.
 25. 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.*, pp. 307-317.
 26. Lozza, G. and Merlo, U., 2001, An experimental investigation of heat transfer and friction losses of interrupted and wavy fins for fin-and-tube heat exchangers, *Int. J. Refrigeration*, pp. 409-416.
 27. Wang, C-C., Tsai, Y-M. and Lu, D-C., 1998, Comprehensive study of convex louver and wavy fin-and-tube heat exchangers, *J. Thermophysics Heat Transfer*, pp. 423-431.
 28. Rush, T. A., Newell, T. A. and Jacobi, A. M., 1999, An experimental study of flow and heat transfer in sinusoidal wavy passages, *Int. J. Heat Mass Transfer*, pp. 1541-1553.