

복합 전열 촉진 핀이 적용된 핀-관 열교환기의 성능에 대한 실험적 연구

김내현*

¹인천대학교 기계시스템공학부

An Experimental Study on Air-Side Performance of Fin-and-Tube Heat Exchangers Having Compound Enhanced Fins

Nae-Hyun Kim^{1*}

¹Division of Mechanical System Engineering Incheon National University

요약 본 연구에서는 복합 전열 촉진 핀 열교환기의 열전달 및 압력손실에 대하여 실험적으로 검토하였다. 비교를 위하여 널리 사용되는 루버 핀 열교환기에 대한 실험도 수행하였다. 핀 피치(1.5mm~1.7mm)와 열수(1열~3열)를 변화시키며 열전달 및 압력손실에 미치는 영향을 검토하였다. 실험범위에서 핀 피치가 j 와 f 인자에 미치는 영향은 크지 않았다. 열수가 증가하면 j 인자는 감소하고 f 인자는 열수와 무관하였다. 루버 핀의 j 와 f 인자가 복합 전열 촉진 핀의 값들보다 크게 나타났다. 1열의 경우 평균 j 인자와 f 인자는 23%, 27% 크고, 2열에서는 11%, 8%, 3열에서는 10%, 9% 크게 나타났다. 하지만 동일 압력 손실 대비 전열 성능은 복합 전열 촉진 핀 열교환기가 1열에서 6.4%, 2열에서 11.1%, 3열에서 13.6% 크게 나타났다. 기존 루버 핀 상관식은 j 인자를 과대 예측하고 f 인자를 과소 예측하였다.

Abstract In this study, heat transfer and friction characteristics of compound enhanced fin-and-tube heat exchangers were experimentally investigated. Louver-finned heat exchangers were also tested for comparison purpose. The effect of fin pitch on j and f factor was negligible. The j factor decreased as number of tube row increased. However, f factor was independent of number of tube row. Louver fin samples yielded higher j and f factors than compound enhanced fin samples. For one row, j and f factors of louver fin were 23% and 27% higher than those of compound enhanced fin. For two row, those were 11% and 8%, and for three row, those were 10% and 9%. However, heat transfer capacities at the same pressure drop of the compound enhanced fins were 6.4% for one row, 11.1% for two row and 13.6% for three row larger than those of louver fins, Existing louver fin correlation overpredicted the present j factors and underpredicted the present f factors.

Keywords : Compound enhanced fin, Heat transfer coefficient, Louver fin, Pressure drop

1. 서론

핀-관 열교환기는 구조가 간단하고 제작이 용이하여 가정용 및 산업용 공조기의 증발기 또는 응축기로 널리 사용된다. 이 경우 관 내로는 냉매가 흐르고 관 외측의 핀 사이로는 공기가 흐르는데 대부분의 열저항은 공기 측에 있게 된다. 그간 공기 측 성능을 향상시키기 위하여

많은 노력이 있었고 그 결과 웨이브 핀, 슬릿 핀, 루버 핀, 와류 발생기 핀 등 고성능 핀이 개발되었다[1,2]. 또한 지속적인 연구를 통하여 고성능 핀의 전열촉진 메커니즘도 밝혀지고 있다[3]. 평판 핀 열교환기의 경우 핀 선단으로 부터의 경계층과 원관 주위의 말굽 와류가 중요한 열전달 메커니즘으로 알려져있다[4]. 웨이브 핀 열교환기의 중요한 전열 촉진 메커니즘은 유동 혼합과 골

*Corresponding Author : Nae-Hyun Kim (Incheon National University)

Tel: +82-32-835-8420 email: knh0001@incheon.ac.kr

Received March 3, 2015

Revised April 17, 2015

Accepted July 16, 2015

Published July 31, 2015

Table 1. Previous studies on slit or louver fin-and -tube heat exchangers

Author name	Enhanced fins	w_s or L_p [mm]	h_s or Θ [mm] [deg]	n_s or n_l	A_s/A_f	P_f [mm]	P_l [mm]	P_t [mm]	D_c [mm]	N
Nakayama & Xu [11]	Slit	2.0	1.0	3	0.102	1.7~2.0	38.0	33.0	16.0	2
		2.0	12.0	4	0.102	1.9~2.5	25.0	22.0	9.5	2
		2.0	1.0	4	0.174	N/A	28.0	15.0	8.0	2
Wang & Chang [12]	Slit	1.0	N/A	9	0.112	1.4	20.4	12.7	7.5	2
Wang et al. [13]	Slit	2.2	1.0	4	0.203	1.21~2.46	25.4	22.0	10.3	1~6
Du & Wang [14]	Slit	N/A	0.75/0.6	7	N/A	1.48~2.5	25.0	21.65	10.32	1~4
		1.0	0.8	11	0.156	1.2~1.6	20.0	17.32	7.52	1~3
Wang et al. [15]	Slit	1.0	1.0	9	N/A	1.27~1.81	21.0	12.7	7.6	1~3
Youn et al. [16]	Slit	1.0~1.5	0.6~0.8	9~20	0.237~0.299	1.3~2.0	25.0	21.65	10.07	1~3
Yun & Lee [17]	Slit	N/A	N/A	12	N/A	1.2	21.0	12.7	7.5	2
Wang et al. [18]	louver	2.4	36	5	0.59	1.5~2.08	25.4	19.0	12.7	1~6
Wang et al. [19]	louver	2.4	36	5	0.59	1.5~2.08	25.4	19.0	12.7	1~6
	louver	3.75	13.5	3	0.36	1.50~2.10	25.4	19.0	10.44	1~6
	louver	2.35	27	5	N/A	1.21~2.49	25.4	19.05	10.3	1,2
	louver	2.0	32	7	N/A	1.21~2.49	25.4	22.0	10.3	1,2
	louver	1.7	25	5	N/A	1.22~1.73	21.0	12.7	7.53	2,4
	louver	1.7	55	5	N/A	6.93	17.7	13.6	6.93	1,2
Hsieh & Jang [20]	louver	2.4	15~35	5	N/A	1.3~2.1	18~30	13~25	7.0~12.7	1
Carija et al. [21]	louver	3.0~3.75	5~25	4,5	N/A	2.06	25.4	19.05	10.42	2

부근에서 형성되는 Goetler 와류로 알려져 있다[5,6]. 슬릿 핀 열교환기의 전열 촉진 메카니즘은 슬릿이 경계층을 단속함으로써 경계층 두께를 얇게 유지하여 열전달을 촉진시키는 것으로 알려져 있다[1,3]. 루버 핀 열교환기의 전열 촉진 메카니즘은 슬릿 핀과 동일하나 루버에 의해 유동 통과 길이가 늘어남으로써 전열 촉진 효과가 부가된다[1,3]. 와류 발생기 핀 열교환기는 핀 선단에 돌기체를 형성하여 와류를 발생시킴으로써 열전달을 향상시킨다[1,3]. 그간 평판 핀이나 웨이브 핀-관 열교환기에 대해서는 많은 연구가 수행되었다. 평판 핀의 경우 j 인자는 대체로 핀 피치에 무관하고 튜브 열수가 증가할수록 감소한다. f 인자는 핀 피치와 튜브 열수 모두에 무관하다[7,8]. 웨이브 핀의 경우는 f 인자는 대체로 열수에 무관하고 핀 피치에 따라 증가하는 경향을 보인다. j 인자는 열수에 따라 감소하고 핀 피치에 무관하다[9,10]. 평판 핀이나 웨이브 핀에 대해서는 많은 연구가 수행된 반면 슬릿 핀과 루버 핀에 대해서는 상대적으로 연구가 제한적이다.

Table 1에 슬릿 핀과 루버 핀에 대한 기존 연구를 정리하였다. Fig. 1에는 슬릿 핀과 루버 핀의 제원을 나타내었다. 슬릿 핀 열교환기에 대한 초기 연구는 Nakayama

and Xu[11]에 의해 수행되었다. 그들은 핀 면적을 평판 영역, 와류 전방 영역, 와류 영역, 후류 영역, 촉진 영역으로 구분하고 각 영역에 적절한 상관식을 적용하여 전열 성능을 예측하였다. 또한 각 변수가 전열 성능에 미치는 영향을 검토하여 핀 두께와 핀 피치의 비(t_f/P)와 핀 면적 중 슬릿이 차지하는 비(A_s/A_f)가 중요한 변수임을 찾아내었다. Wang and Chang[12]은 슬릿 폭 1.0 mm인 슬릿 핀 열교환기에 대해 j 와 f 인자를 도출하였다. Wang et al.[13]은 Nakayama and Xu[11]와 유사한 핀 형상을 가진 열교환기에 대하여 실험을 수행하였다. j 인자와 f 인자 모두 핀 피치가 좁을수록 증가하였다. 튜브 열수의 경우 j 인자는 열수가 증가할수록 감소하였고 f 인자는 열수에 무관하였다. 그들은 실험자료를 바탕으로 상관식을 제안하였다.

Du and Wang[14]은 두 종류의 슬릿 핀 열교환기에 대한 실험을 통하여 2열 이상에서는 핀 피치가 증가할수록 j 인자가 증가하고 1열에서는 핀 피치가 증가할수록 j 인자가 감소한다고 보고하였다. 튜브 열수의 경우 j 인자는 열수가 증가할수록 감소하고 f 인자는 열수와 무관하였다. Wang et al.[15]은 Du and Wang[14]과 유사한 슬릿 형상의 열교환기에 대한 실험을 통하여 j 와 f 인자

모두 핀 피치와 튜브 열수에 무관하다고 보고하였다. 그들은 새로운 데이터를 추가하여 기존 상관식[13]을 개선하였다. Youn et al.[16]은 반경 방향으로 슬릿이 가공된 열교환기에 대한 실험을 통하여 핀 피치가 증가할수록 j 인자는 증가하고 f 인자는 감소한다고 보고하였다. Yun and Lee[17]는 슬릿 핀 열교환기에 대한 확대 모형 실험을 통하여 확대 모형이 실제 열교환기를 잘 모사한다고 보고하였다.

루버 핀 열교환기에 대한 기존 연구는 다음과 같다. Wang et al. [18]은 12.7mm 관경에 루버 피치(L_p) 2.4mm, 루버각(θ) 36°인 루버가 5개 가공된(전체 핀 면적 중 루버 면적 $A/A_f=0.59$) 루버 핀-관 열교환기에 대해 핀 피치와 튜브 열수가 전열성능에 미치는 영향을 실험을 통하여 검토하였다. 핀 피치가 j 와 f 인자에 미치는 영향은 무시할 만하였다. 튜브 열수의 경우 f 인자는 열수에 무관하였다. 하지만 j 인자의 경우는 열수가 증가할수록 감소하였다. Wang et al. [19]은 Table 1에 정리된 6 종류의 루버 핀 열교환기에 대하여 실험을 수행하고 실험 결과를 사용하여 j 와 f 인자 상관식을 도출하였다. Hsieh and Jang [20]은 수치해석을 통하여 Table 1에 나타난 여러 변수가 j 와 f 인자에 미치는 영향을 검토하였다. 핀 피치의 증가에 따라 f 인자는 다소 감소하였다. 하지만 j 인자는 핀 피치와 무관하였다. 튜브 직경(D_c)의 증가에 따라 f 인자는 다소 증가하였다. 하지만 j 인자는 튜브 직경과 무관하였다. 가로 방향 튜브 피치(P_t)가 증가할수록 j 인자는 감소하고 f 인자는 증가하였다. 반면 세로 방향 튜브 피치(P_s)가 증가할수록 j 인자는 증가하고 f 인자는 감소하였다. 루버각이 증가할수록 j 와 f 인자는 증가하였다. 또한 튜브 열수가 증가할수록 j 인자는 감소하였다. 하지만 f 인자는 튜브 열수와 무관하였다. Carija et al. [21]도 수치해석을 통하여 루버각과 루버 개수가 j 와 f 인자에 미치는 영향을 검토하였다. 루버각과 루버 개수가 증가할수록 j 와 f 인자도 증가하였다.

최근들어 복합 전열 촉진 핀에 대한 연구가 수행되고 있다. Huisseune et al. [22]은 루버 핀 열교환기의 하부에 델타 윙릿(delta winglet) 와류 발생기를 형성함으로써 유발되는 전열 촉진 효과를 수치해석을 통하여 검토하였다. 루버 핀 열교환기에 와류 발생기가 없는 경우와 비교하여 j 인자는 최대 16% 증가하였고 f 인자는 최대 35% 증가하였다. 와류 발생기가 효과를 내기 위해서는 위치가 매우 중요하고 예를 들어 와류발생기가 튜브 후

류에 묻히면 전혀 촉진 효과가 없다고 보고하였다. Tian et al.[23]은 웨이브 핀 열교환기의 하부에 델타 윙릿 와류 발생기를 형성함으로써 유발되는 전열 촉진 효과를 수치해석을 통하여 검토하였다. 웨이브 핀 열교환기에 와류 발생기가 없는 경우와 비교하여 j 인자는 최대 13.1% 증가하였고 f 인자는 최대 7.0% 증가하였다. 현재까지의 복합 전열 촉진 핀에 대한 연구는 와류 발생기를 루버 핀이나 웨이브 핀에 형성하였을 때 유발되는 전열 촉진 효과를 수치해석을 통하여 검토하는데 머무르고 있다. 본 연구에서는 루버 핀을 웨이브 형태로 절곡하고 루버 핀 선단에 슬릿 핀과 와류발생기를 형성한 복합 전열 촉진 핀의 성능을 실험을 통하여 검토하였다. 또한 비교를 위하여 널리 사용되는 루버 핀에 대한 실험도 수행하였다.

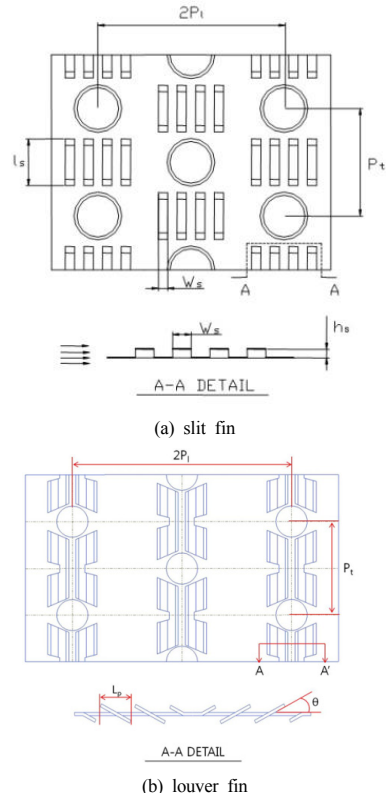


Fig. 1. Schematic drawing of the enhanced fins

2. 실험장치 및 방법

2.1 열교환기 시료

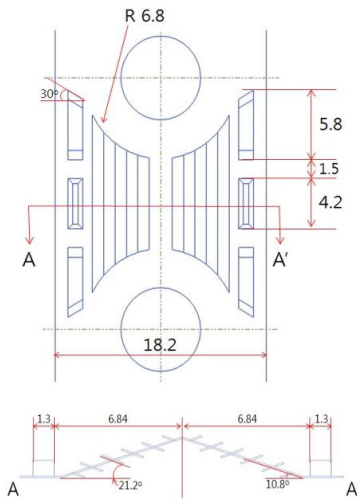


Fig. 2. Detailed drawing of the compound enhanced fin (unit: mm)

Table 2. Geometric dimensions of the test samples

No	Fin pattern	A_s/A_f	P_f [mm]	P_t [mm]	P_l [mm]	D_c [mm]	t_f [mm]	N
1	Compound enhanced	0.493	1.5	21.0	18.2	7.3	0.11	1
2	Compound enhanced	0.493	1.5	21.0	18.2	7.3	0.11	2
3	Compound enhanced	0.493	1.5	21.0	18.2	7.3	0.11	3
4	Compound enhanced	0.493	1.7	21.0	18.2	7.3	0.11	1
5	Compound enhanced	0.493	1.7	21.0	18.2	7.3	0.11	2
6	Compound enhanced	0.493	1.7	21.0	18.2	7.3	0.11	3
7	Louver	0.335	1.3	21.0	12.7	7.3	0.11	1
8	Louver	0.335	1.3	21.0	12.7	7.3	0.11	2
9	Louver	0.335	1.3	21.0	12.7	7.3	0.11	3
10	Louver	0.335	1.4	21.0	12.7	7.3	0.11	1
11	Louver	0.335	1.4	21.0	12.7	7.3	0.11	2
12	Louver	0.335	1.4	21.0	12.7	7.3	0.11	3
13	Louver	0.335	1.5	21.0	12.7	7.3	0.11	1
14	Louver	0.335	1.5	21.0	12.7	7.3	0.11	2
15	Louver	0.335	1.5	21.0	12.7	7.3	0.11	3

본 연구에서는 복합 전열 촉진 핀 시료 6개와 루버 핀 시료 9개 총 15개의 시료에 대하여 실험을 수행하였다. Table 2에 시료의 제원을, Fig. 2에는 복합 전열 촉진 핀과 루버 핀의 상세 제원을 나타내었다. 시료의 높이와 폭은 모든 시료에서 234 mm와 400 mm이고 세로 방향 튜브 피치(P_t)는 21.0 mm, 튜브 직경(D_c)은 7.3 mm, 핀 두께(t_f)는 0.11 mm이다. 가로 방향 튜브 피치(P_l)는 전열 촉진 핀이 18.2 mm, 루버 핀이 12.7 mm로 전열 촉진 핀이 43.3% 크다. 이를 핀 면적으로 환산하면 전열촉진 핀의 면적이 루버 핀의 면적보다 51.3% 크다. 복합전열 촉진 핀의 중심부에는 루버각(θ)이 22.2°, 폭(L_p)이 0.92mm인 루버가 10개 가공되어 있고 루버가 가공된

부분은 절곡각 10.8°인 웨이브 형태로 2차 가공되어 있다. 복합 전열 촉진 핀 선단부와 말단부에는 폭(w_s) 1.3 mm, 높이(h_s) 1.2 mm, 길이 5.8 mm인 슬릿이 4개 가공되어 있다. 슬릿의 사이에는 폭 1.3 mm, 높이 1.2 mm, 길이 4.2 mm인 직육면체 와류 발생기가 가공되어 있다. 전체 핀 면적 중 루버가 차지하는 비율은 36.9%, 슬릿이 차지하는 비율은 9.1%, 와류 발생기가 차지하는 비율은 3.3%로 전체 핀 면적 중 49.3%의 면적이 전열 촉진 가공이 되어 있다. 루버 핀은 중앙의 방향 전환 루버를 포함하여 총 9개의 루버로 구성된다. 루버의 폭은 1.6 mm, 길이는 5.6 mm, 루버각(θ)은 24°로 전체 핀 면적 중 36%의 면적이 루버 가공되어 있다. 전열 촉진 핀 열교환기 6개의 시료는 핀 피치 1.5 mm, 1.7 mm, 튜브 열수 1열~3열로 구성되고 루버 핀 열교환기 9개 시료는 핀 피치 1.3 mm, 1.4 mm, 1.5 mm, 튜브 열수 1열~3열로 구성된다. 시료에 사용된 튜브는 마이크로 핀관으로 높이 0.12 mm, 선회각 25°인 마이크로 핀 60개가 관 내측에 가공되어 있다. 튜브측 회로는 직교대향류로 구성되어 있다.

2.2 실험장치 및 실험 절차

실험장치의 개략도가 Fig. 3에 나타나 있다. 실험장치는 크게 흡입식 풍동, 수순환 회로, 자료 획득장치 등으로 구성되고 항온항습 챔버 내에 설치된다. 시료는 흡입식 풍동의 입구에 설치된다. 시료 후방에는 배플이 설치되어 배출공기를 혼합시켜 준다. 시료의 입출구 온습도는 ASHRAE 규격 41.1에 따라 측정하였다[24]. 시료의 내측으로는 물이 순환하는데 항온조로부터 일정온도와 유량을 공급받았다. 물의 온도는 정밀도 $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 의 정밀 RTD(P_t -100 Ω 센서)로써 측정하였고, 유량은 정밀도 $\pm 0.0015\text{L/s}$ 의 질량유량계로 측정하였다. 공기측 풍량은 흡입식 풍동 후방에 장착된 노즐을 사용하여 측정하였고 [25] 시료의 압력손실은 정밀도 $\pm 1.0\text{Pa}$ 의 차압 트랜스듀서로 측정하였다.

시험 중 챔버의 온도는 21°C, 상대습도는 60%, 순환수의 공급 온도는 50°C로 유지하였다. 실험은 시료 전방 풍속을 0.5 m/s에서 2.0 m/s사이에서 변화시키며 수행되었는데 공기측과 물측 열평형은 $\pm 3\%$ 내에서 일치하였다. ASHRAE 규격 41.5 [26]에 따라 실험오차 해석을 수행하였고 그 결과를 Table 3에 나타내었다. 마찰인자의 오차는 주로 차압계 ($\pm 1.0\text{ Pa}$)에 의한 것이고 열전달 계수의 오차는 주로 관 내측 상관식의 오차($\pm 10\%$)에 기

인하였다. 실험 오차는 Reynolds수가 감소할수록 증가하였다.

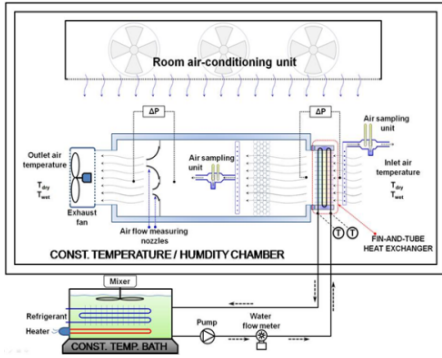


Fig. 3. Schematic drawing of the test setup.

Table 3. Experimental errors

Parameter	Range	Max uncertainties
Air inlet temperature	21℃	±0.1℃
Air outlet temperature	30~45℃	±0.1℃
Water inlet temperature	50℃	±0.1℃
Water outlet temperature	27~42℃	±0.1℃
Differential Pressure	5~100Pa	±1.0Pa
Water flow rate	0.044kg/s	±2.0%
Re _{pc}	550~2000	±2.0%
<i>j</i>		±12.3%
<i>f</i>		±10.4%

2.3 자료처리

본 연구에 사용된 직교대향류 열교환기의 경우 $\epsilon - NTU$ 관계식은[27] Table 4에 나타나 있다.

$$UA = C_{\min} NTU \quad (1)$$

$$R = (\dot{m}c_p)_{\min} / (\dot{m}c_p)_{\max} \quad (2)$$

여기서 ϵ 는 유용도, U 는 열관류율(W/m²K), A 는 전열면적(m²), C 는 열용량유량(W/K), \dot{m} 은 유량(kg/s), c_p 는 비열(J/kgK), NTU 는 전달단위 수이다. 1열의 경우는 직교류의 $\epsilon - NTU$ 관계식을 사용한다. UA 로 부터 공기측 열전달계수 h_o 는 아래 식으로 구한다.

$$\frac{1}{\eta_o h_o A_o} = \frac{1}{UA} - \frac{1}{h_i A_i} - \frac{t}{kA_t} \quad (3)$$

여기서 t 는 관벽 두께(m), A_i , A_t , A_o 는 각각 관 내측, 튜브, 관 외측 전열면적(m²)이다. 관 내측 열전달계수 h_i 는 Park et al. [28]식을 사용하여 구한다.

$$Nu_w = 0.00172 Re_w^{1.12} Pr_w^{0.3} \quad 3,000 \leq Re_w \leq 21,000 \quad (4)$$

$$Nu_w = 0.0376 Re_w^{0.81} Pr_w^{0.3} \quad 3,000 \leq Re_w \leq 21,000 \quad (5)$$

Table 4. $\epsilon - NTU$ relationship for cross-counter configuration with single inlet and outlet

Row		
	Cmin(air)	
2row	$\epsilon = \frac{1}{R} \left(1 - \frac{1}{\frac{K}{2} + \left(1 - \frac{K}{2}\right) \exp(2KR)} \right)$	$K = 1 - \exp(-NTU / 2)$
3row	$\epsilon = \frac{1}{R} \left(1 - \frac{1}{K \left[1 - \frac{K}{4} - RK \left(1 - \frac{K}{2}\right) \right] \exp(KR) + \left(1 - \frac{K}{2}\right)^2 \exp(3KR)} \right)$	$K = 1 - \exp(-NTU / 3)$
	Cmin(water)	
2row	$\epsilon = \left(1 - \frac{1}{\frac{K}{2} + \left(1 - \frac{K}{2}\right) \exp\left(\frac{2K}{R}\right)} \right)$	$K = 1 - \exp(-NTU \cdot R / 2)$
3row	$\epsilon = \left(1 - \frac{1}{K \left[1 - \frac{K}{4} - \frac{R}{K} \left(1 - \frac{K}{2}\right) \right] \exp\left(\frac{K}{R}\right) + \left(1 - \frac{K}{2}\right)^2 \exp\left(\frac{3K}{R}\right)} \right)$	$K = 1 - \exp(-NTU \cdot R / 3)$

여기서 Nu_w 는 관 내측 Nusselt수, Re_w 는 관 내측 Reynolds수 Pr_w 는 관 내측 Prandtl수이다. 식(3)의 η_o 는 표면효율로 아래 식으로 구한다.

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_o}(1 - \eta) \quad (6)$$

여기서 η 는 핀 효율이고 A_f 는 핀의 면적이다. 핀 효율은 Schmidt[29]가 제안한 식을 사용하여 구한다.

$$\eta = \frac{\tanh(mr_c\phi)}{mr_c\phi} \quad (7)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h_o}{k_f t_f}} \quad (8)$$

$$\phi = \left(\frac{R_{eq}}{r_c} - 1 \right) \left[1 + 0.35 \ln \left(\frac{R_{eq}}{r_c} \right) \right] \quad (9)$$

$$R_{eq} = 0.64 P_t \left(\frac{P_l}{P_t} - 0.2 \right)^{0.5} \quad (1row) \quad (10)$$

$$R_{eq} = 0.635 P_t \left(\frac{P_l}{P_t} - 0.3 \right)^{0.5} \quad (2row) \quad (11)$$

여기서 k_f 는 핀의 열전도도(W/mK), r_c 는 튜브의 반경(m)이다. 풍속과 열전달계수는 Re_{Dc} 와 j 인자로 무차원화 된다.

$$Re_{Dc} = \frac{\rho_a V_{max} D_c}{\mu_a} \quad (12)$$

$$j = \frac{h_o}{\rho_a V_{max} c_{pa}} Pr_a \quad (13)$$

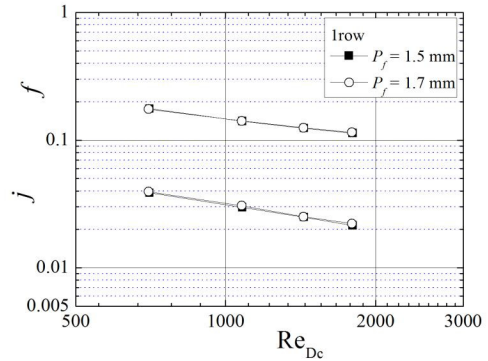
여기서 ρ_a 는 공기의 밀도 (kg/m^3), μ_a 는 공기의 점성계수(Pa·s), c_{pa} 는 공기의 비열(J/kgK), Pr_a 는 공기의 Prandtl수, V_{max} 는 열교환기내 최대 유속(m/s)으로 최소 유동단면적 $A_c(m^2)$ 에서의 유속이다. 마찰인자 f 는 아래 식으로 구한다.

$$f = \frac{A_c}{A_o} \frac{\rho_m}{\rho_{in}} \left[\frac{2\Delta P \rho_{in}}{(\rho_m V_{max})^2} - (1 + \sigma^2) \left(\frac{\rho_{in}}{\rho_{out}} - 1 \right) \right] \quad (15)$$

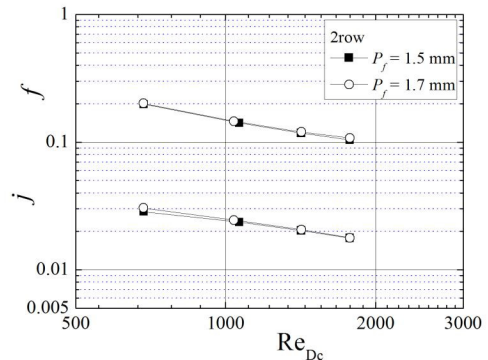
여기서 ΔP 는 차압 (Pa)이고 ρ_{in} , ρ_m , ρ_{out} 은 입구, 입출구 평균, 출구에서의 밀도(kg/m^3), σ 는 축소비이다.

3. 결과 및 논의

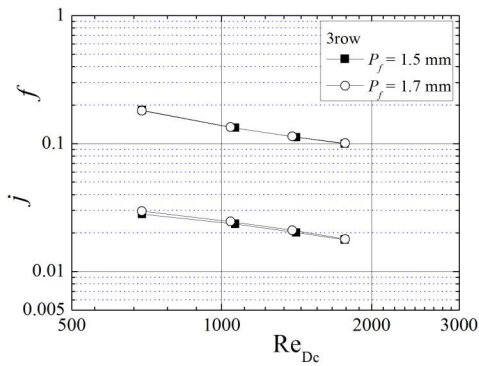
Fig. 4와 5에 복합 전열 촉진 루버 핀과 일반 루버 핀의 핀 피치가 j 와 f 인자에 미치는 영향을 나타내었다. 이 그림은 두 핀 모두에서 핀 피치가 j 와 f 인자에 미치는 영향이 크지 않음을 보여준다. 이러한 경향은 다른 여러 연구자들도 보고한 바 있다[7,15,18]. 특히, 본 연구에서의 핀 피치 변화는 복합 전열 촉진 핀의 경우 1.5mm에서 1.7mm, 루버 핀의 경우 1.3mm에서 1.5mm로 작으므로 더욱 핀 피치의 영향이 크지 않으리라 예상할 수 있다. Torikoshi et al.[30]은 3차원 수치해석을 통하여 1열 평판 핀 열교환기의 유동 및 열전달 특성을 검토하였다. 핀 피치가 증가할수록 열교환기 후류의 유동은 점점 왕성해 졌으나 핀으로 부터의 열전달은 핀 피치와 무관하게 일정하였다. 이러한 경향은 복합 전열 핀이나 루버 핀에서도 동일하게 나타나리라 예상된다. 복합 전열 핀에 있어서 핀 피치의 변화가 클 경우 핀 피치가 j 와 f 인자에 미치는 영향에 대해서는 좀 더 많은 연구가 필요하다고 생각된다.



(a) 1row

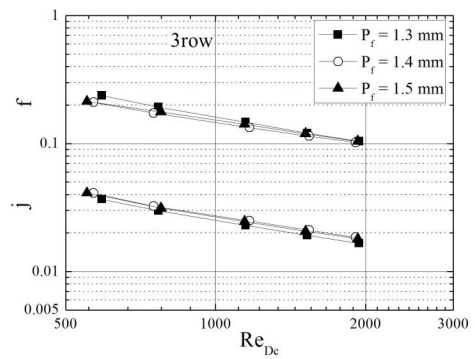


(b) 2row



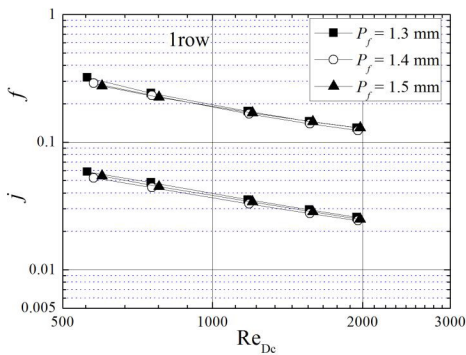
(c) 3row

Fig. 4. Effect of fin pitch on j and f factors for compound enhanced fin

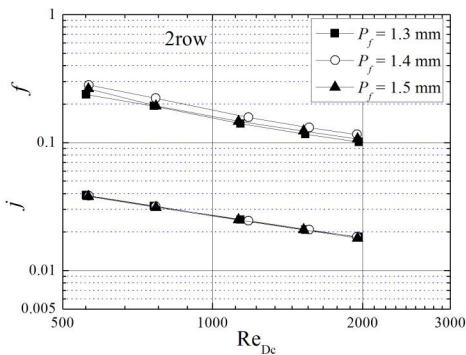


(c) 3row

Fig. 5. Effect of fin pitch on j and f factors for louver fin



(a) 1row



(b) 2row

Fig. 6에 핀 피치 1.5mm에서 튜브 열수의 변화가 j 와 f 인자에 미치는 영향을 나타내었다.

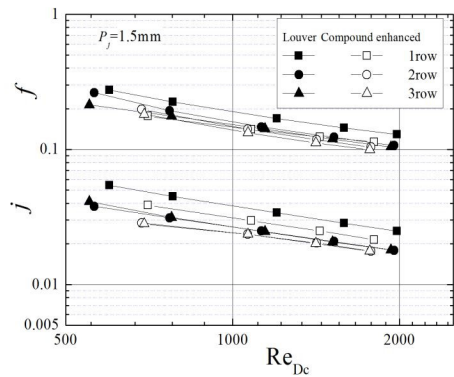
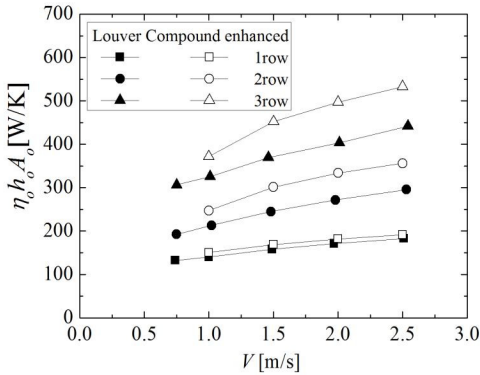


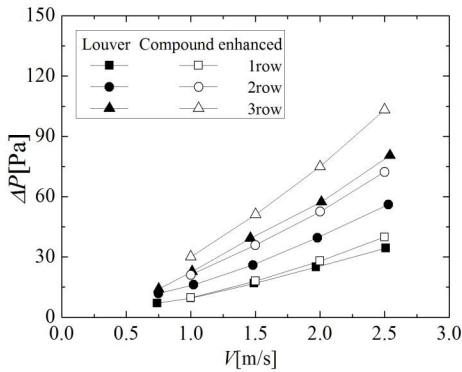
Fig. 6. Effect of number of tube row on j and f factors

두 종류 핀 모두에서 j 인자는 튜브 열수가 증가하면 감소하였다. 이는 핀-관 열교환기의 일반적 경향으로 다수의 연구자가 동일한 경향을 보고한 바 있는데[8,14,18] 열 경계층이 열교환기의 후방으로 갈수록 두꺼워져 전열량이 감소하기 때문이다. f 인자는 두 종류 핀이 서로 다른 경향을 보이는데, 복합 전열 촉진 핀은 열수에 무관한데 반하여 루버 핀은 1열의 경우 2열과 3열보다 높게 나타난다. 이는 1열의 경우 튜브 배열이 인라인 (in-line)으로 2, 3열의 엇갈림 (staggered) 배열과는 다르기 때문으로 판단된다. 문헌 조사 결과 튜브 열수가 f 인자에 미치는 영향은 일치하지 않았다. 일부 문헌[8,13,14,15]은 f 인자는 튜브 열수와 무관하다고 보고하고 일부 문헌은 튜브 열수가 증가할수록 f 인자는 감소한다고 보고하고 있다 [31,32].

Fig. 6은 루버 핀의 j 와 f 인자가 복합 전열촉진 핀의 값들보다 큼을 보여준다. 1열의 경우 평균 j 인자와 f 인자는 27%, 23% 크고, 2열에서는 8%, 11%, 3열에서는 9%, 10% 크게 나타났다. 이는 복합 전열 촉진 핀의 핀 면적이 루버 핀보다 51.3% 크기 때문으로 판단된다. 열교환기의 경우 핀 선단으로 부터의 경계층과 원관 주위의 마감 와류가 중요한 열전달 메카니즘[4]이고 따라서 열전달계수는 핀의 선단과 원관 주위가 다른 부분에 비하여 현저히 높게 형성된다. 핀 면적이 넓어지면 열전달 계수가 낮은 부분이 늘어나 평균 열전달계수는 감소하게 된다.



(a) $\eta_0 h_o A_o$



(b) ΔP

Fig. 7. Heat transfer capacity ($\eta_0 h_o A_o$) and pressure drop (ΔP) of compound enhanced fin compared with those of louver fin

Fig. 7에 복합 전열 촉진 핀과 루버 핀의 전열 성능 ($\eta_0 h_o A_o$)과 압력손실 (ΔP)를 전방 풍속 (V_m)의 함수로 나타내었다. 복합 전열 촉진 핀의 $\eta_0 h_o A_o$ 와 ΔP 가 루

버 핀의 값들보다 크고 그 차이는 풍속이 증가할수록 증가함을 보여준다. 1열의 경우 복합 전열 촉진 핀의 $\eta_0 h_o A_o$ 와 ΔP 는 루버 핀의 값들보다 평균 6%, 29% 크고 2열의 경우 21%, 52%, 3열의 경우 21%, 59% 크다. $\eta_0 h_o A_o$ 의 증가량은 전열면적의 증가량 51.3%보다 작는데 이는 전술하다시피 복합 전열 촉진 핀의 열전달 계수가 9%~27% 작고 핀 효율도 12%~18% 작기 때문이다. Fig. 8에는 $\eta_0 h_o A_o$ 를 ΔP 의 함수로 나타내었다. 이는 동일 압력 손실에서의 전열성능을 나타내는데 복합 전열 촉진 핀의 값이 루버 핀의 값보다 1열에서는 평균 6.4% 크고 2열의 경우 11.1%, 3열의 경우 13.6% 크다.

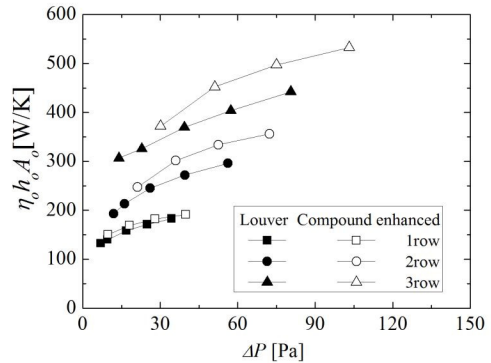


Fig. 8. Heat transfer capacity ($\eta_0 h_o A_o$) shown as a function of pressure drop (ΔP) for compound enhanced and louver fin

Fig. 9에 실험자료들 Wang et al.[19]의 루버 핀 상관식과 비교하였다. 현재 복합 전열 핀에 대한 상관식은 없고 본 연구의 복합 전열 핀의 형상이 루버 핀과 유사하므로 루버 핀 상관식과 비교하였다. Wang et al.[19] 상관식은 복합 전열 촉진 핀의 j 인자를 과대 예측하고 (RMS오차 0.26) f 인자를 과소 예측(RMS오차 0.21)한다. 루버 핀의 경우는 j 인자를 적절히 예측하고(RMS오차 0.21) f 인자를 과소예측(RMS오차 0.39)한다. 여기서 RMS오차는 평균제곱근(Root Mean Square) 오차이다. 복합 전열 촉진 핀의 경우 루버 피치, 루버 높이, 루버각, 웨이브 피치, 웨이브 깊이등 형상에 관련된 인자가 많은데 이들의 영향을 적절히 예측하는 상관식을 개발하려면 좀 더 많은 실험자료가 필요하다고 판단된다.

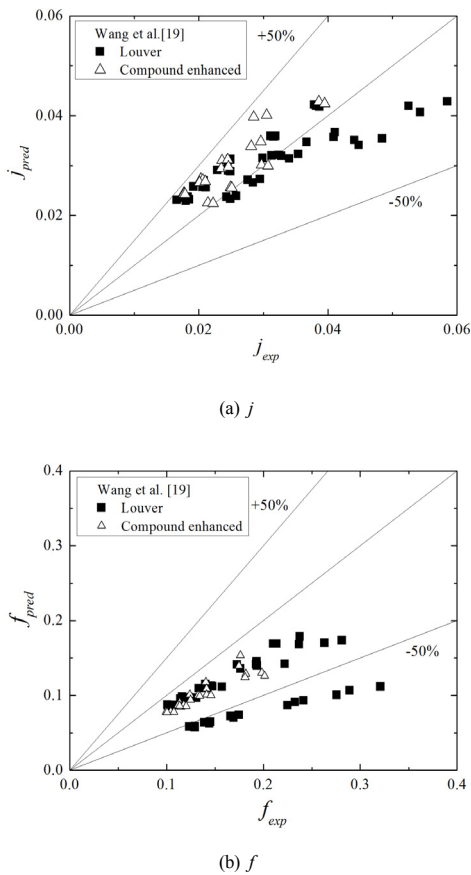


Fig. 9. j and f factors compared with the predictions by existing correlation

4. 결론

본 연구에서는 복합 전열 촉진 핀 열교환기의 열전달 및 압력손실에 대하여 실험적으로 검토하였다. 비교를 위하여 널리 사용되는 루버 핀 열교환기에 대한 실험도 수행하였다. 핀 피치(1.5mm~1.7mm)와 열수(1열~3열)를 변화시키며 열전달 및 압력손실에 미치는 영향을 검토하였다. 주된 결론은 다음과 같다.

- 1) 실험범위에서 핀 피치가 j 와 f 인자에 미치는 영향은 크지 않다.
- 2) 전열촉진 핀의 경우 열수가 증가하면 j 인자는 감소하고 f 인자는 열수와 무관하다.
- 3) 루버 핀의 j 와 f 인자가 전열 촉진 핀의 값들보다 크다. 1열의 경우 평균 j 인자와 f 인자는 23%, 27% 크고, 2열에서는 11%, 8%, 3열에서는 10%,

9% 크게 나타났다.

- 4) 동일 압력 손실 대비 전열 성능은 전열 촉진 핀이 1열에서 6.4%, 2열에서 11.1%, 3열에서 13.6% 크다.
- 5) 기존 루버 핀 상관식은 j 인자를 과대 예측하고 f 인자를 과소 예측한다.

References

- [1] R. L. Webb and N.-H. Kim, Principles of Enhanced Heat Transfer. 2nd ed., Taylor and Francis Pub. 2005.
- [2] C.-C. Wang, "On the airside performance of fin-and-tube heat exchangers," in Heat Transfer Enhancement of Heat Exchangers, Eds., S. Kakac, A.E. Bergles, F. Mayinger, H. Yuncu, Kluwer Academic Press, pp. 141-162, 1999.
- [3] A. M. Jacobi and R. K. Shah, "Air-side flow and heat transfer in compact heat exchangers: A discussion of enhancement mechanism," Heat Transfer Engineering, Vol. 19, No. 4, pp.29-41, 1998.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1080/01457639808939934>
- [4] F. E. M. Saboya, and E. M. Sparrow, "Local and average heat transfer coefficients for one-row plate fin and tube heat exchanger configurations," J. Heat Transfer, Vol. 96, pp. 265-272, 1974.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1115/1.3450189>
- [5] L. Goldstein and E. M. Sparrow, "Experiments on the transfer characteristics of a corrugated fin and tube heat exchanger configuration," Journal of Heat Transfer, Vol. 98, pp. 26-34, 1976.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1115/1.3450464>
- [6] M. M. Ali and S. Ramadhyani, "Experiments on convective heat transfer in corrugated channels," Experimental Heat Transfer, Vol. 5, pp. 175-193, 1992.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1080/08916159208946440>
- [7] D. G. Rich, "The effect of fin spacing on the heat transfer and friction performance of multi-row, plate fin-and-tube heat exchangers," ASHRAE Trans., Vol. 79, Pt. 2, pp. 137-145, 1973.
- [8] D. G. Rich, "The effect of the number of tube rows on heat transfer performance of smooth plate fin-and-tube heat exchangers," ASHRAE Trans., Vol. 81, Pt. 1, pp. 307-317, 1975.
- [9] C. C. Wang, W. L. Fu and C. T. Chang, "Heat transfer and friction characteristics of typical wavy fin-and-tube heat exchangers," Exp. Thermal Fluid Science, Vol. 14, pp. 174-186, 1997.
DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/S0894-1777\(96\)00056-8](http://dx.doi.org/10.1016/S0894-1777(96)00056-8)

- [10] C. C. Wang, Y. T. Lin, C. J. Lee and Y. J. Chang, "Investigation of wavy fin-and-tube heat exchangers; A contribution to data bank," *Experimental Heat Transfer*, Vol. 12, pp. 73-89, 1999.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1080/089161599269825>
- [11] W. Nakayama, and L. P. Xu, "Enhanced fins for air cooled heat exchangers - Heat transfer and friction correlations," 1st ASME/JSME Thermal Engineering Joint Conference, Vol. 1, pp. 495-502, 1983.
- [12] C.-C. Wang and C.-T. Chang, "Heat and mass transfer for plate fin-and-tube heat exchangers with and without hydrophilic coating," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 41, pp. 3109-3120, 1998.
DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/S0017-9310\(98\)00060-X](http://dx.doi.org/10.1016/S0017-9310(98)00060-X)
- [13] C.-C. Wang, W.-H. Tao and C.-J. Chang, "An investigation of the airside performance of the slit fin-and-tube heat exchangers," *Int. J. Ref.*, Vol. 22, pp. 596-603, 1999.
DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/S0140-7007\(99\)00031-6](http://dx.doi.org/10.1016/S0140-7007(99)00031-6)
- [14] Y.-J. Du and C.-C. Wang, "An experimental study of the airside performance of the superslit fin-and-tube heat exchangers," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 43, pp. 4475-4482, 2000.
DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/S0017-9310\(00\)00082-X](http://dx.doi.org/10.1016/S0017-9310(00)00082-X)
- [15] C.-C. Wang, W.-S. Lee and W.-J. Sheu, "A comparative study of compact enhanced fin-and-tube heat exchangers," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 44, pp. 3565-3573, 2001.
DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/S0017-9310\(01\)00011-4](http://dx.doi.org/10.1016/S0017-9310(01)00011-4)
- [16] B. Youn, Y.-S. Kim, H.-Y. Park and N.-H. Kim, "An experimental investigation on the airside performance of fin-and-tube heat exchangers having radial slit fins," *J. Enhanced Heat Transfer*, Vol. 10, pp. 61-80, 2003.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1615/JEnhHeatTransf.v10.i1.60>
- [17] J.-Y. Yun and K.-S. Lee, "Investigation of heat transfer characteristics on various kinds of fin-and-tube heat exchangers with interrupted surfaces," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 42, pp. 2375-2385, 1999.
DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/S0017-9310\(98\)00310-X](http://dx.doi.org/10.1016/S0017-9310(98)00310-X)
- [18] C.-C. Wang, K.-Y. Chi and Y.-J. Chang, "An experimental study of heat transfer and friction characteristics of typical louver fin-and-tube heat exchangers," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 41, Nos. 4-5, pp. 817-822, 1998.
DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/S0017-9310\(97\)00154-3](http://dx.doi.org/10.1016/S0017-9310(97)00154-3)
- [19] C.-C. Wang, C.-J. Lee, C.-T. Chang and S.-P. Lin, "Heat transfer and friction correlation for compact louvered fin-and-tube heat exchangers," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 42, pp. 1945-1956, 1999.
DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/S0017-9310\(98\)00288-9](http://dx.doi.org/10.1016/S0017-9310(98)00288-9)
- [20] C.-T. Hsieh and J.-Y. Jang, "Parametric study and optimization of louver-finned heat exchangers by Taguchi method," *Applied Thermal Eng.*, Vol. 42, pp. 101-110, 2012.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.03.003>
- [21] Z. Carija, B., Francovic, M. Percic and M. Cavrak, "Heat transfer analysis of fin-and-tube heat exchangers with flat and louvered fin geometries," *Int. J. Ref.*, Vol. 45, pp. 160-167, 2014.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.05.026>
- [22] H. Huisseune, C. T'Joen, P. De Jaeger, B. Ameel and M. De Paepe, "Performance enhancement of a louvered fin heat exchanger by using delta winglet vortex generators," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 56, pp. 475-487, 2013.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.09.004>
- [23] L. Tian, Y. He, Y. Tao and W. Tao, "A comparative study on the air-side performance of wavy fin-and-tube heat exchanger with punched delta winglets in staggered and in-line arrangements," *Int. J. Thermal Science*, Vol. 48, pp. 1765-1776, 2009.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2009.02.007>
- [24] ASHRAE Standard 41.1, Standard Method for Temperature Measurement, ASHRAE, 1986.
- [25] ASHRAE Standard 41.2, Standard Method for Laboratory Air-Flow Measurement, ASHRAE, 1987.
- [26] ASHRAE Standard 41.5, Standard Measurement Guide, Engineering Analysis of Experimental Data, ASHRAE, 1975.
- [27] ESDU 98005, "Design and performance evaluation of heat exchangers: the effectiveness and NTU method, Engineering and Sciences Data Unit 98005 with Amendment A," London, ESDU International plc. pp. 122-129, 1998.
- [28] B.-B. Park, S.-M. You, B. Yoon and K.-C. Yoo, "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*, Vol. 9, No. 4, pp. 454-461, 1997.
- [29] T. E. Schmidt, "Heat transfer calculations for extended surfaces," *J. of ASRE, Refrigeration Engineering*, Vol. 4, pp. 351-357, 1949.
- [30] K. Torikoshi, G. N. Xi, Y. Nakazawa, and H. Asano, "Flow and heat transfer performance of a plate fin and tube heat exchanger(first report: effect of fin pitch)", *Heat Transfer 1994, Proceedings of the 10th Int. Heat*

Transfer Conf, Vol. 4, pp. 411-416, 1994.

- [31] C.-H. Min, J.-P. Cho, W.-K. Oh and N.-H. Kim, "Heat transfer and pressure drop characteristics of heat exchangers having plain fins under dry and wet conditions," Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration, Vol. 16, No. 3, pp. 218-229, 2004.
- [32] N.-H. Kim, K.-J. Lee and Y. B. Jeong, "Airside performance of oval tube heat exchangers having sine wave fins under wet condition," Applied Thermal Eng. Vol. 66, pp. 580-589, 2014.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.02.042>

김 내 현(Nae-Hyun Kim)

[정회원]



- 1989년 12월 : Penn. State University Pennsylvania, PA, U.S.A (공학박사)
- 1994년 3월 ~ 현재 : 인천대학교 기계공학과 교수

<관심분야>

열전달, 공기조화 및 내용