

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

김내현*

¹인천대학교 기계시스템공학부

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

Nae-Hyun Kim^{1*}

¹Division of Mechanical System Engineering Incheon National University

요약 본 연구에서는 복합 전열 촉진 핀 열교환기의 습표면 열전달 및 압력손실에 대하여 실험적으로 검토하였다. 비교를 위하여 널리 사용되는 루버 핀 열교환기에 대한 실험도 수행하였다. 핀 핏치(1.5mm~1.7mm)와 열수(1열~3열)를 변화시키며 열전달 및 압력손실에 미치는 영향을 검토하였다. 실험범위에서 핀 핏치가 j 와 f 인자에 미치는 영향은 크지 않았다. 열수가 증가하면 j 와 f 인자 모두 감소하였다. 복합 전열 핀 열교환기의 j 와 f 인자가 루버 핀 열교환기의 값들보다 크게 나타났다. 1열의 경우 평균 j 인자와 f 인자는 11%, 43% 크고, 2열에서는 8%, 50%, 3열에서는 17%, 53% 크게 나타났다. 동일 압력 손실 대비 전열 성능은 복합 전열 촉진 핀 열교환기가 1열에서 2.0%, 2열에서 3.1%, 3열에서 8.4% 크게 나타났다. 실험 자료를 기존 루버 핀 상관식과 비교하였다.

Abstract In this study, wet surface 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. Both j and f factor decreased as number of tube row increased. Compound enhanced fin samples yielded higher j and f factors than louver fin samples. For one row, j and f factors of compound enhanced fin samples were 11% and 43% higher than those of louver fin samples. For two row, those were 8% and 50%, and for three row, those were 17% and 53%. Heat transfer capacities at the same pressure drop of the compound enhanced fin samples were 2.0% for one row, 3.1% for two row and 8.4% for three row larger than those of louver fin samples. Data were compared with predictions of existing louver fin correlations.

Keywords : Compound enhanced fin; Heat transfer coefficient; Pressure drop; Wet surface

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 메카니즘도 밝혀지고 있다[3]. 평판 핀 열교환기의 경우 핀 선단으로 부터의 경계층과 원관 주위의 말굽 와류가 중요한 열전달 메카니즘으로 알려져 있다[4]. 웨이브 핀 열교환기의 중요한 전열 촉진 메카니즘은 유동 혼합과 골부근에서 형성되는 Goetler 와류로 알려져 있다[5,6]. 슬릿 핀 열교환기의 전열 촉진 메카니즘은 슬릿이 경계층

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

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

Received June 8, 2015

Revised August 19, 2015

Accepted September 11, 2015

Published September 30, 2015

Table 1. Previous studies on wet surface heat transfer of 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_t [mm]	P_l [mm]	D_c [mm]	N
Wang and Chang [13]	slit	1.0	N/A	9	0.112	1.4	20.4	12.7	7.5	2
Wang et al. [14]	slit	2.2	1.0	4	0.203	1.21~2.46	25.4	22.0	10.3	1~4
Wang et al. [15]	slit	N/A	0.75/0.5	7	N/A	1.48~2.50	25.0	21.65	10.32	1~4
		1.0	0.8	11	0.156	1.20~1.60	20.0	17.32	7.52	1~2
Wang et al [16]	slit	1.0	1.0	9	N/A	1.27~1.81	21.0	12.7	7.6	1~3
		1.0	1.0	9	N/A	1.27	21.0	12.7	7.6	2
Ma et al. [17]	slit	N/A	0.6	5	0.258	1.2~1.7	21.0	13.3	7.21	2,3
Yun et al [18]	slit	1.0	0.7	7	0.314	1.27~1.41	20.0	10.0	5.3~9.95	1~3
Wang and Chang [13]	louver	3	15.5	11	N/A	1.4	20.4	16.7	9.87	2
		1.7	25	9	N/A	1.22, 1.71	21	12.7	7.33	2
Wang et al. [19]	louver	2.35	27	9	N/A	1.21~2.49	25.4	19.05	9.95	1,2
		2.0	32	11	N/A	1.12~2.49	25.4	22.0	9~9.5	1,2
Hang and Webb [20]	louver	N/A	N/A	3	N/A	1.49	25.4	22.0	7.0	2
Ma et al. [17]	louver	3.5	15.7	3	0.37	1.4~1.8	25.4	19.05	9.53	2,3

을 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].

핀-관 열교환기가 증발기로 사용되는 경우 핀 표면의 온도는 핀 사이를 흐르는 공기의 노점온도보다 낮게 되고 따라서 핀 표면은 응축수가 흐르는 습표면이 된다. 그 간 평판 핀이나 웨이브 핀-관 열교환기의 습표면 열전달 및 압력손실에 대해서는 많은 연구가 수행되었다 [7-12]. 반면 슬릿 핀과 루버 핀에 대해서는 상대적으로 연구가 제한적이다.

Table 1에 슬릿 핀과 루버 핀 열교환기의 습표면 열전달에 대한 기존 연구를 정리하였다.

Fig. 1에는 슬릿 핀과 루버 핀의 제원을 나타내었다. Wang과 Chang [13]은 슬릿 핀 열교환기에 대하여 습표면 실험을 수행하였다. 낮은 유속에서는 슬릿 핀 열교환기의 열전달계수와 평판 핀 열교환기의 열전달계수가 거의 같게 나타났는데 이는 응축수가 슬릿을 막아 슬릿의 효과가 없어졌기 때문이라고 설명하였다. Wang 등 [14]은 슬릿 핀 열교환기의 핀 핏치와 튜브 열수가 j 와 f 인자에 미치는 영향을 검토하였다. 핀 핏치가 큰 경우 튜브 열수가 j 와 f 인자에 미치는 영향은 무시할 만 하고 핀

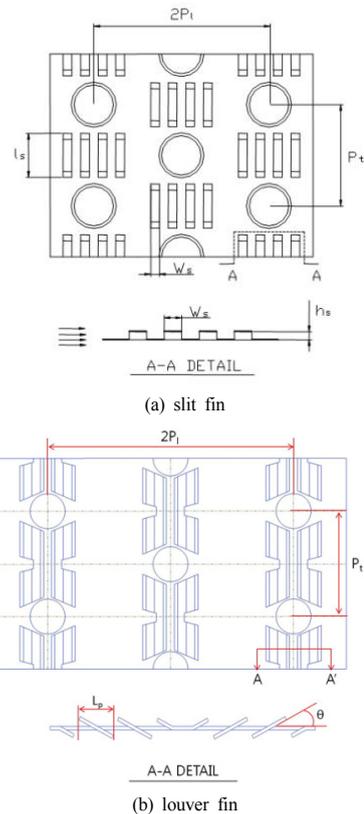


Fig. 1. Schematic drawing of the enhanced fins

핏치가 작은 경우에는 j 와 f 인자 모두 튜브 열수가 증가할수록 감소한다고 보고하였다. 그 이유로 핀 핏치가 큰

경우 응축수 배출이 용이하여 튜브 열수의 효과가 줄어 든다고 설명하였다. Wang 등 [15]은 세 종류의 슬릿 핀 형상에 대하여 실험을 수행하였는데 j 와 f 인자 모두 튜브 열수와 핀 핏치의 영향이 크지 않다고 보고하였다. 또한 그들은 본인들의 실험 자료로부터 j 와 f 인자 상관식을 도출하였다.

Wang 등 [16]은 친수 코팅이 슬릿 핀 열교환기의 성능에 미치는 영향을 검토하였다. 친수 코팅을 하면 j 와 f 인자 모두 감소하였는데 이는 친수 코팅이 응축 액적을 액막으로 변화시키기 때문이라고 설명하였다. Ma 등 [17]은 슬릿 핀 열교환기에 대한 실험을 통하여 튜브 열수가 증가할수록 j 와 f 인자 모두 감소한다고 보고하였다. 그 이유로 튜브 열수가 증가할수록 핀 사이를 흐르는 공기의 절대습도가 감소하기 때문으로 설명하였다. Yun 등 [18]은 튜브 직경이 다른 슬릿 핀 열교환기에 대한 실험을 통하여 튜브 직경이 작아질수록 j 와 f 인자는 증가한다고 보고하였다. 그 이유로 튜브 직경이 작아지면 원관 후류의 비효율적인 영역도 감소하기 때문으로 설명하였다.

루버 핀 열교환기의 습표면 성능에 대한 기존 연구는 다음과 같다. Wang 과 Chang [13]은 직경 9.87 mm에 루버 핏치 3.0 mm, 루버각 15.5°인 루버가 11개 가공된 열교환기와 직경 7.33 mm에 루버 핏치 1.7 mm, 루버각 25°인 루버가 9개 가공된 열교환기에 대해 친수 코팅이 습표면 열전달 및 압력손실에 미치는 영향을 검토하였다. 친수 코팅이 열전달계수에 미치는 영향은 무시할 만 하였다. 하지만 압력손실은 15%~40% 감소하였다. 또한 낮은 풍속에서는 (0.7 m/s 이하) 루버 핀 열교환기의 열전달계수와 평판 핀 열교환기의 열전달계수가 유사하였는데 이는 응축액이 루버 사이를 막아 전열 촉진 효과가 없어졌기 때문으로 설명하였다.

Wang 등 [19]은 직경 9.95 mm에 루버 핏치 2.35 mm, 루버각 27°인 루버가 9개 가공된 열교환기와 동일한 직경에 루버 핏치 2.0 mm, 루버각 32°인 루버가 11개 가공된 열교환기에 대해 핀 핏치가 전열성능에 미치는 영향을 검토하였다. 열전달계수는 핀 핏치와 무관하였으나 마찰계수는 핀 핏치가 감소할수록 증가하였다. Wang 등 [19]은 실험자료를 바탕으로 j 와 f 인자 상관식을 개발하였다. Hong과 Webb [20]은 직경 7.0 mm에 루버가 3개 가공된 열교환기에 대하여 친수 코팅이 습표면 열전달 및 압력손실에 미치는 영향을 검토하였다.

Wang과 Chang [13]의 결론과 마찬가지로 친수 코팅이 열전달계수에 미치는 영향은 무시할 만 하였다. 하지만 압력손실은 현저히 감소하였다. Ma 등 [17]은 직경 9.53 mm에 루버 핏치 3.5 mm, 루버각 15.7°인 루버가 3개 가공된 열교환기에 대하여 핀 핏치와 튜브 열수가 j 와 f 인자에 미치는 영향을 검토하였다. j 와 f 인자 모두 핀 핏치의 영향은 무시할 만 하였다. 또한 j 와 f 인자 모두 튜브 열수의 증가에 따라 감소하였다. 그들은 실험자료를 바탕으로 j 와 f 인자 상관식을 개발하였다.

최근들어 복합 전열 촉진 핀에 대한 연구가 수행되고 있다. Huisseune 등 [21]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 후류에 묻히면 전혀 촉진 효과가 없다고 보고하였다. Tian 등 [22]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 핀 열교환기의 습표면 성능을 실험을 통하여 검토하였다. 이 열교환기의 건표면 성능은 Kim [23]이 보고한 바 있다. 또한 비교를 위하여 널리 사용되는 루버 핀 열교환기에 대한 실험도 수행하였다. 본 연구의 결과는 복합 전열 촉진 핀의 전열 특성에 대한 이해를 높이고 해당 핀이 장착된 열교환기의 설계에 활용될 수 있을 것이다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 열교환기 시료

본 연구에서는 복합 전열 촉진 핀 시료 6개와 루버 핀

시료 9개 중 15개의 시료에 대하여 실험을 수행하였다. Table 2에 시료의 제원을, Fig. 2에는 복합 전열 촉진 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_f)는 전열 촉진 핀 시료가 18.2 mm, 루버 핀 시료가 12.7 mm로 전열 촉진 핀 시료가 43.3% 크다. 이를 핀 면적으로 환산하면 전열 촉진 핀 시료의 면적이 루버 핀 시료의 면적보다 51.3% 크다. 복합 전열 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 면적(A_s/A_f)이 전열 촉진 가공이 되어 있다. 루버 핀은 중앙의

Table 2. Geometric dimensions of the test samples

No	Fin pattern	A_s/A_f	P_f [mm]	P_t [mm]	P_t [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 </td <td>0.335</td> <td>1.3</td> <td>21.0</td> <td>12.7</td> <td>7.3</td> <td>0.11</td> <td>1</td>	0.335	1.3	21.0	12.7	7.3	0.11	1
8	Louver </td <td>0.335</td> <td>1.3</td> <td>21.0</td> <td>12.7</td> <td>7.3</td> <td>0.11</td> <td>2</td>	0.335	1.3	21.0	12.7	7.3	0.11	2
9	Louver </td <td>0.335</td> <td>1.3</td> <td>21.0</td> <td>12.7</td> <td>7.3</td> <td>0.11</td> <td>3</td>	0.335	1.3	21.0	12.7	7.3	0.11	3
10	Louver </td <td>0.335</td> <td>1.4</td> <td>21.0</td> <td>12.7</td> <td>7.3</td> <td>0.11</td> <td>1</td>	0.335	1.4	21.0	12.7	7.3	0.11	1
11	Louver </td <td>0.335</td> <td>1.4</td> <td>21.0</td> <td>12.7</td> <td>7.3</td> <td>0.11</td> <td>2</td>	0.335	1.4	21.0	12.7	7.3	0.11	2
12	Louver </td <td>0.335</td> <td>1.4</td> <td>21.0</td> <td>12.7</td> <td>7.3</td> <td>0.11</td> <td>3</td>	0.335	1.4	21.0	12.7	7.3	0.11	3
13	Louver </td <td>0.335</td> <td>1.5</td> <td>21.0</td> <td>12.7</td> <td>7.3</td> <td>0.11</td> <td>1</td>	0.335	1.5	21.0	12.7	7.3	0.11	1
14	Louver </td <td>0.335</td> <td>1.5</td> <td>21.0</td> <td>12.7</td> <td>7.3</td> <td>0.11</td> <td>2</td>	0.335	1.5	21.0	12.7	7.3	0.11	2
15	Louver </td <td>0.335</td> <td>1.5</td> <td>21.0</td> <td>12.7</td> <td>7.3</td> <td>0.11</td> <td>3</td>	0.335	1.5	21.0	12.7	7.3	0.11	3

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 33.5%의 면적(A_s/A_f)이 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 핀 관으로 높이 0.12 mm, 선회각 25° 인 마이크로 핀 60개가 관 내측에 가공되어 있다. 튜브측 회로는 직교대향류로 구성되어 있다.

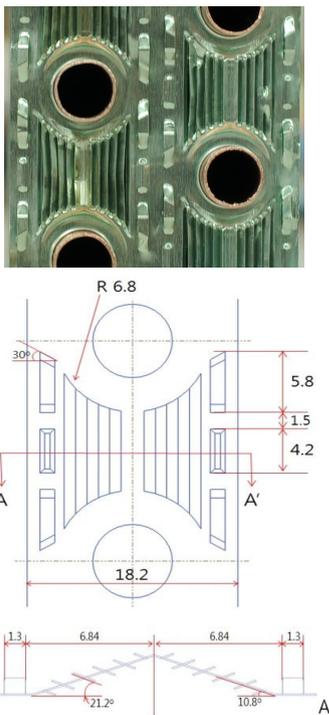


Fig. 2. Detailed drawing of the compound enhanced fin (unit: mm)

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

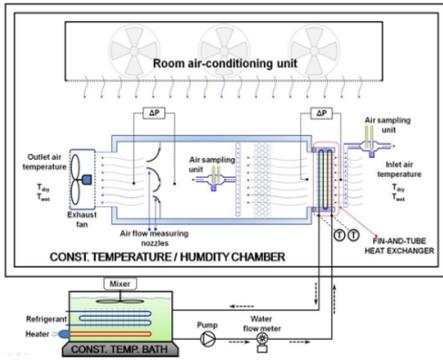


Fig. 3. Schematic drawing of the test setup.

Table 3. Experimental errors

Parameter	Range	Max uncertainties
Air inlet temperature	35°C	±0.1°C
Air outlet temperature	10~28°C	±0.1°C
Water inlet temperature	5°C	±0.1°C
Water outlet temperature	14~25°C	±0.1°C
Differential Pressure	3~130Pa	±1.0Pa
Water flow rate	0.063kg/s	±2.0%
Re _{De}	300~1500	±2.0%
<i>j</i>		±12.3%
<i>f</i>		±10.4%

[25] 시료의 압력손실은 정밀도 ±1.0Pa의 차압 트랜스듀서로 측정하였다.

시험 중 챔버의 온도는 21°C, 상대습도는 60%, 순환

수의 공급 온도는 50°C로 유지하였다. 실험은 시료 전방 풍속을 0.5 m/s에서 2.0 m/s사이에서 변화시키며 수행되었는데 공기측과 물측 열평형은 ±3% 내에서 일치하였다. ASHRAE 규격 41.5 [26]에 따라 실험오차 해석을 수행하였고 그 결과를 Table 3에 나타내었다. 마찰인자의 오차는 주로 차압계 (±1.0 Pa)에 의한 것이고 열전달 계수의 오차는 주로 관 내측 상관식의 오차(±10%)에 기인하였다. 실험 오차는 Reynolds수가 감소할수록 증가하였다.

2.3 자료처리

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

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

$$C_{\min} = \min(\dot{m}_a, \dot{m}_w c_{pa}/b_w) \quad (2)$$

$$C_{\max} = \max(\dot{m}_a, \dot{m}_w c_{pa}/b_w) \quad (3)$$

$$R = C_{\min}/C_{\max} \quad (4)$$

여기서 ϵ 은 유용도, U 는 열관류율 (W/m²K), A 는 전열

Table 4. ϵ -NTU relationship for cross-counter configuration with single inlet and outlet

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

면적 (m^2), \dot{m}_a , \dot{m}_w 는 공기와 물의 유량 (kg/s), c_{pa} 는 공기의 비열 (J/kgK), b_w 는 평균 물 온도에서의 포화엔탈피 곡선의 기울기 (J/kgK), NTU 는 전달단위 수이다. 1열의 경우는 직교류의 ϵ - NTU 관계식을 사용한다. UA 로부터 공기측 열전달계수 h_o 는 아래 식으로 구한다.

$$\frac{b_{w,m}}{\eta_o h_w A_o} = \frac{1}{UA} - \frac{b_r}{h_i A_i} - \frac{b_i t}{k A_t} \quad (5)$$

$$h_o = \frac{h_w c_{pm}}{b_{w,m}} \quad (6)$$

여기서 b_r , b_b , $b_{w,m}$ 은 관 내측, 튜브, 핀의 평균온도에서의 포화 엔탈피 곡선의 기울기 (J/kgK)이고 t 는 관벽 두께 (m), A_i , A_b , A_o 는 각각 관 내측, 튜브, 관 외측 전열면적 (m^2)이다. 관 내측 열전달계수 h_i 는 본 연구의 마이크로 핀 관 실험으로부터 얻어진 Park 등[28]의 식을 사용하여 구한다.

$$Nu_w = 0.00172 Re_w^{1.12} Pr_w^{0.3} \quad 3,000 \leq Re_w \leq 21,000 \quad (7)$$

$$Nu_w = 0.0376 Re_w^{0.81} Pr_w^{0.3} \quad 21,000 \leq Re_w \leq 45,000 \quad (8)$$

여기서 Nu_w 는 관 내측 Nusselt수, Re_w 는 관 내측 Reynolds수 Pr_w 는 관 내측 Prandtl수이다. 식 (5)의 η_o 는 표면효율로 아래 식으로 구한다.

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_o} (1 - \eta) \quad (9)$$

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

$$\eta_o = \frac{\tanh(mr_c \phi)}{mr_c \phi} \quad (10)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h_w}{k_f t_f}} \quad (11)$$

$$\phi = \left(\frac{R_{eq}}{r_c} - 1 \right) \left[1 + 0.35 \ln \left(\frac{R_{eq}}{r_c} \right) \right] \quad (12)$$

$$\frac{R_{eq}}{r_c} = 1.28 \frac{P_t}{r_c} \left(\frac{\sqrt{(P_t/2)^2 + P_t^2}}{P_t} - 0.2 \right)^{0.5} \quad (\text{1row}) \quad (13)$$

$$\frac{R_{eq}}{r_c} = 1.27 \frac{P_t}{r_c} \left(\frac{\sqrt{(P_t/2)^2 + P_t^2}}{P_t} - 0.3 \right)^{0.5} \quad (\text{over 2row}) \quad (14)$$

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

$$Re_{Dc} = \frac{\rho_a V_{max} D_c}{\mu_a} \quad (15)$$

$$j = \frac{h_o}{\rho_a V_{max} c_{pa}} \quad (16)$$

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.

$$f = \frac{A_c}{A_o} \frac{\rho_m}{\rho_{in}} \left[\frac{2\Delta P \rho_{in}}{(\rho_a V_{max})^2} - (1 + \sigma^2) \left(\frac{\rho_{in}}{\rho_{out}} - 1 \right) \right] \quad (17)$$

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 핀 시료와 일반 루버 핀 시료의 핀 피치가 j 와 f 인자에 미치는 영향을 나타내었다. 이 그림은 두 시료 모두에서 핀 피치가 j 와 f 인자에 미치는 영향이 크지 않음을 보여준다. 이러한 경향은 다른 여러 연구자들도 보고한 바 있다 [13,17,31]. 특히, 본 연구에서의 핀 피치 변화는 복합 전열 촉진 핀 시료의

경우 1.5mm에서 1.7mm, 루버 핀 시료의 경우 1.3mm에서 1.5mm로 작으므로 더욱 핀 피치의 영향이 크지 않으리라 예상할 수 있다. Torikoshi et al.[31]은 3차원 수치 해석을 통하여 1 열 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. Fig. 4에는 복합 전열 촉진 핀 시료의 건표면 데이터

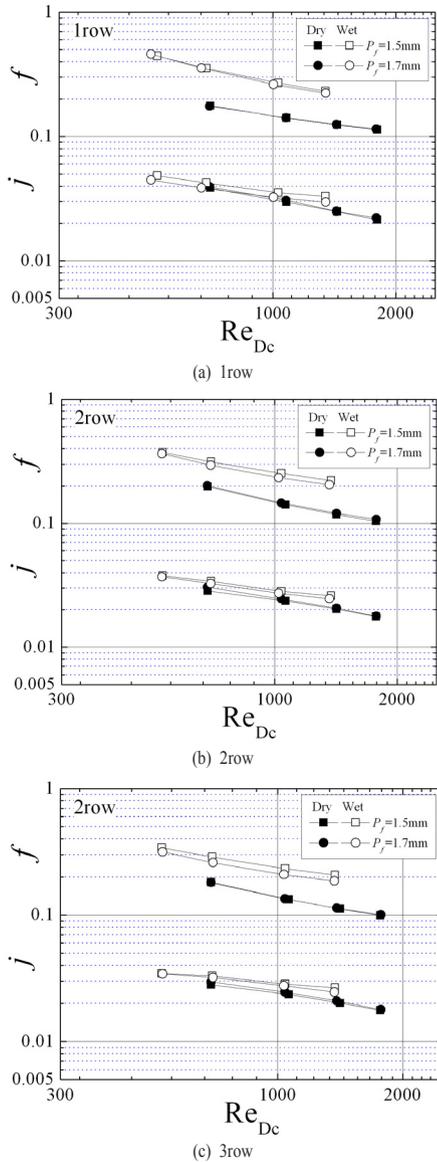


Fig. 4. Effect of fin pitch on j and f factors for compound enhanced fin

[24]도 나타내었다. 습표면 j 인자는 건표면 j 인자보다 1 열에서 13%, 2열에서 17%, 3열에서 18% 크게 나타났다. f 인자도 습표면에서 크게 나타났는데 1 열에서 93%, 2열에서 65%, 3열에서 62% 크게 나타났다. 습표면에서는 핀 표면의 액적이 난류를 촉진하여 열전달과 압력손실이 증가하게 된다.

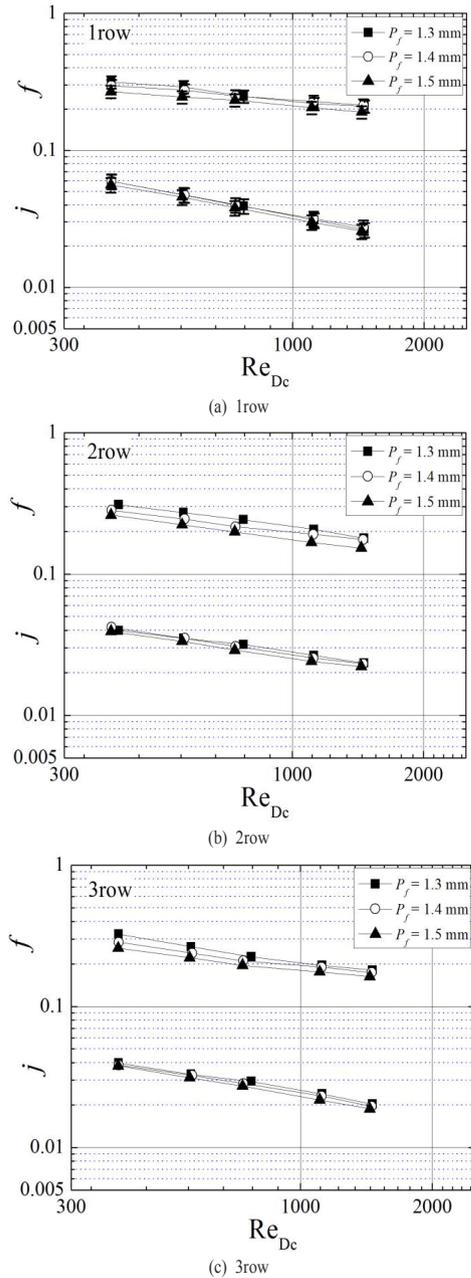


Fig. 5. Effect of fin pitch on j and f factors for louver fin

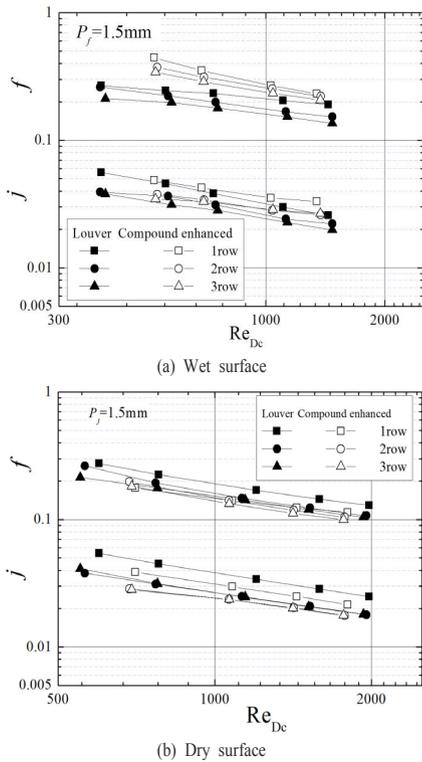


Fig. 6. Effect of number of tube row on j and f factors

Fig. 6(a)에 핀 피치 1.5mm에서 튜브 열수의 변화가 j 와 f 인자에 미치는 영향을 나타내었다. 두 종류 시료 모두에서 j 와 f 인자는 튜브 열수가 증가하면 감소하였다. 이는 핀-관 열교환기의 일반적 경향으로 다수의 연구자가 동일한 경향을 보고한 바 있는데 [14,17,20] 열 경계 층이 열교환기의 후방으로 갈수록 두꺼워져 전열량이 감소하기 때문이다.

Fig. 6(a)는 습표면에서 복합 전열 촉진 핀 시료의 j 와 f 인자가 루버 핀 시료의 값들보다 크음을 보여준다. 1열의 경우 평균 j 인자와 f 인자는 11%, 43% 크고, 2열에서는 8%, 50%, 3열에서는 17%, 53% 크게 나타났다. Fig. 6(b)에는 건표면 실험 데이터 [23]를 수록하였다.

건표면의 경우는 습표면과는 다르게 루버 핀 시료의 j 와 f 인자가 복합 전열 촉진 핀 시료의 값들보다 크음을 보여준다. 이로부터 복합 전열 핀 시료의 성능이 루버 핀 시료와 비교하여 건표면보다 습표면에서 더욱 우수함을 알 수 있는데 이는 단순한 루버 핀보다는 루버 핀을 웨 이브 형태로 절곡한 복합 전열 촉진 핀에서 응축수의 배

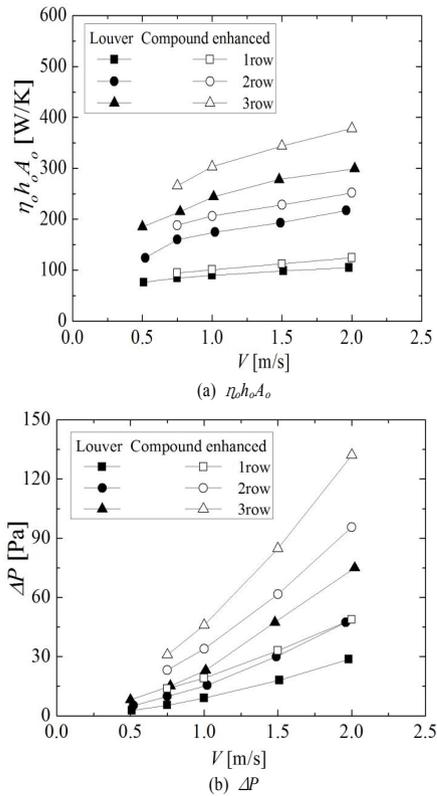


Fig. 7. Heat transfer capacity ($\eta_0 h_o A_o$) and pressure drop(ΔP) of compound enhanced fin compared with those of louver fin

출이 더욱 용이하기 때문으로 판단된다.

Fig. 7에 복합 전열 촉진 핀 시료와 루버 핀 시료의 전열 성능 ($\eta_0 h_o A_o$)과 압력손실 (ΔP)을 전방 풍속 (V_m)의 함수로 나타내었다. 복합 전열 촉진 핀 시료의 $\eta_0 h_o A_o$ 와 ΔP 가 루버 핀 시료의 값들보다 크고 그 차

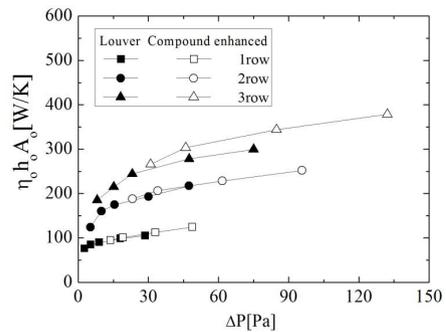


Fig. 8. Heat transfer capacity ($\eta_0 h_o A_o$) shown as a function of pressure drop (ΔP) for compound enhanced and louver fin

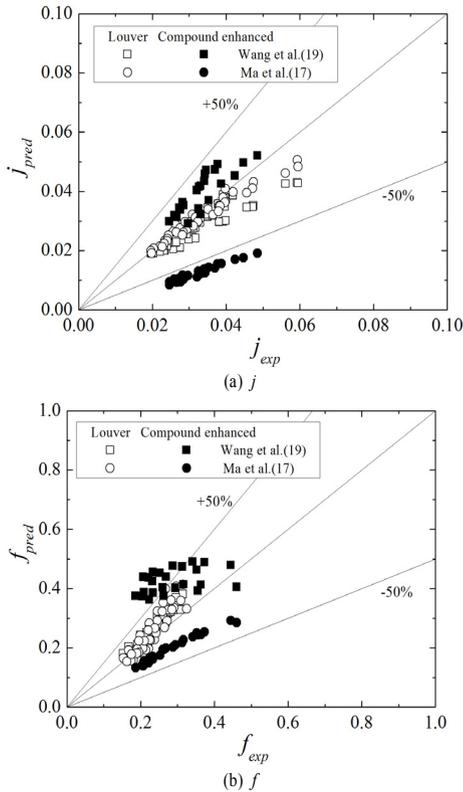


Fig. 9. j and f factors compared with the predictions by existing correlation

이는 풍속이 증가할수록 증가함을 보여준다. 1열의 경우 복합 전열 촉진 핀 시료의 값이 루버 핀의 값보다 1열에서는 평균 2.0% 크고 2열의 경우 3.1%, 3열의 경우 8.4% 크다.

Fig. 9에 실험 자료를 Wang 등 [19]과 Ma 등 [17]의 루버 핀 상관식과 비교하였다. Wang 등 [19]의 상관식은 복합 전열 촉진 핀 시료의 j 인자와 f 인자를 과대 예측(j 인자의 RMS오차 0.26, f 인자의 RMS오차 0.66)한다. Ma 등 [17]의 상관식은 복합 전열 촉진 핀 시료의 j 인자와 f 인자를 과소 예측(j 인자의 RMS오차 0.63, f 인자의 RMS오차 0.30)한다. 루버 핀 시료의 경우 Wang 등 [19]의 상관식은 j 인자를 과소 예측(RMS오차 0.16)하고 f 인자를 과대 예측(RMS오차 0.15)한다. Ma 등 [17]의 상관식은 j 인자를 적절히 예측(RMS오차 0.08)하고 f 인자를 과대 예측(RMS오차 0.17)한다. 복합 전열 촉진 핀의 경우 루버 핏치, 루버 높이, 루버각, 웨이브 높이, 웨이브 핏치등 형상에 관련된 인자가 많은데 이들의 영향을 적절히 예측하는 상관식을 개발하려면 좀 더 많

은 실험자료가 필요하다고 판단된다.

4. 결론

본 연구에서는 복합 전열 촉진 핀 열교환기의 습표면 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 핏치가 j 와 f 인자에 미치는 영향은 크지 않다.
- 2) 튜브 열수가 증가하면 j 와 f 인자는 감소한다.
- 3) 복합 전열 촉진 핀 시료의 j 와 f 인자가 루버 핀 시료의 값들보다 크다. 1열의 경우 평균 j 인자와 f 인자는 11%, 43% 크고, 2열에서는 8%, 50%, 3열에서는 17%, 53% 크게 나타났다.
- 4) 동일 압력 손실 대비 전열 성능은 복합 전열 촉진 핀 시료가 루버 핀 시료보다 1열에서 2.0%, 2열에서 3.1%, 3열에서 8.4% 크다.
- 5) 기존 루버 핀 상관식은 복합 전열 촉진 핀 시료의 j 와 f 인자를 과대 또는 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] F. C. McQuiston, "Heat, mass and momentum transfer data for five plate-fin-tube surfaces", *ASHRAE Trans.*, Vol. 84, No. 1, pp. 266-293, 1978.
- [8] F. C. McQuiston, "Correlation of heat, mass and momentum transport coefficients for plate-fin-tube heat transfer surfaces with staggered tubes", *ASHRAE Trans.*, Vol. 84, No. 1, pp. 294-309, 1978.
- [9] C.-C. Wang, Y.-C. Hsieh and Y.-T. Lin, "Performance of plate finned tube heat exchangers under dehumidifying conditions", *J. Heat Transfer*, Vol. 119, pp. 109-117, 1997.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1115/1.2824075>
- [10] Y.-T. Lin, Y.-M. Hwang and C.-C. Wang, "Performance of the herringbone wavy fin under dehumidifying conditions", *Int. J. Heat Mass Trans.*, Vol. 45, pp. 5035-5044, 2002.
DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/S0017-9310\(02\)00193-X](http://dx.doi.org/10.1016/S0017-9310(02)00193-X)
- [11] C.-C. Wang and J.-S. Liaw, "Airside performance of herringbone wavy fin-and-tube heat exchangers under dehumidifying condition - data with larger diameter tube", Vol. 55, pp. 3054-3060, 2012.
- [12] T. Kuvannarat, C.-C. Wang and S. Wongwises, "Effect of fin thickness on the airside performance of wavy fin-and-tube heat exchangers under dehumidifying conditions", *Int. J. Heat Mass Trans.*, Vol. 49, pp. 2587-2596, 2006.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.01.020>
- [13] 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 Trans.*, Vol. 41, pp. 3109-3120, 2006.
DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/S0017-9310\(98\)00060-X](http://dx.doi.org/10.1016/S0017-9310(98)00060-X)
- [14] C.-C. Wang, Y.-J. Du and C.-J. Chang, "Airside performance of slit fin-and-tube heat exchangers in wet conditions", *Proc. 34th National Heat Transfer Conf., NHTC'00-12092*, 2000.
- [15] C.-C. Wang, W.-S. Lee, W.-J. Shen and Y.-J. Chang, "Parametric study of the airside performance of slit fin-and-tube heat exchangers in wet conditions", *IMEchE*, Vol. 215(C), pp. 1111-1121, 2001.
- [16] C.-C. Wang, W.-S. Lee, W.-J. Sheu and Y.-J. Chang, "A comparison of the airside performance of the fin-and-tube heat exchangers in wet conditions; with and without hydrophilic coating", *Applied Thermal Eng.*, Vol. 22, pp. 267-278, 2002.
DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/S1359-4311\(01\)00090-4](http://dx.doi.org/10.1016/S1359-4311(01)00090-4)
- [17] X. Ma, G. Ding, Y. Zhang and K. Wang, "Airside heat transfer and friction characteristics for enhanced fin-and-tube heat exchanger with hydrophilic coating under wet conditions", *Int. J. Ref.*, Vol. 30, pp. 1153-1167, 2007.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.03.001>
- [18] R. Yun, Y. Kim and Y. Kim, "Airside heat transfer characteristics of plate finned tube heat exchangers with slit fin configuration under wet conditions", *Applied Thermal Eng.*, Vol. 29, pp. 3014-3020, 2009.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2009.03.017>
- [19] C.-C. Wang, Y.-T. Lin and C.-J. Lee, "Heat and momentum transfer for compact louvered fin-and-tube heat exchangers in wet condition", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 43, pp. 3443-3452, 2000.
DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/S0017-9310\(99\)00240-9](http://dx.doi.org/10.1016/S0017-9310(99)00240-9)
- [20] K. Hong and R. L. Webb, "Performance of dehumidifying heat exchangers with and without wetting coating", *J. Heat Transfer*, Vol. 121, pp. 1018-1026, 1999.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1115/1.2826052>
- [21] H. Huisseune, C. T'Joene, 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>
- [22] L. Tian, Y. He, Y. Tao and W. Tao, "A Comparative study on the airside 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>
- [23] N.-H. Kim, "An experimental study on air-side performance of fin-and-tube heat exchangers having compound enhanced fins", *J. Korean Academia-Industrial Cooperation Society*, submitted, 2015.
DOI: <http://dx.doi.org/10.5762/KAIS.2015.16.7.4364>
- [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] 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.
- [31] 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)", Proceedings of the 10th Int. Heat Transfer Conf., Vol. 4, pp. 411-416, 1994.

김 내 현(Nae-Hyun Kim)

[정회원]



- 1989년 12월 : Penn. State University, PA, U.S.A (공학박사)
- 1994년 8월 ~ 현재 : 인천대학교 기계공학과 교수

<관심분야>

열전달, 공기조화 및 냉동