



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공 학 석 사 학 위 논 문

핀-튜브 열교환기를 갖는 집열기 내 V-
그룹 핀에 의한 열교환 성능에 관한
수치해석 연구



2018년 8월

부경대학교 산업대학원

냉동공조공학과

김 정 렬

공학석사 학위논문

핀-튜브 열교환기를 갖는 집열기 내 V-
그룹 핀에 의한 열교환 성능에 관한
수치해석 연구

지도교수 최 광 환

이 논문을 공학석사 학위논문으로 제출함

2018년 8월

부경대학교 산업대학원

냉동공조공학과

김 정 렬

이 논문을 김정렬의 공학석사
학위논문으로 인준함

2018년 8월



주 심 공학박사 손 창 효 (인)

위 원 공학박사 윤 정 인 (인)

위 원 공학박사 최 광 환 (인)

Contents

LIST OF FIGURES	II
LIST OF TABLES	IV
ABSTRACT.....	V
NOMENCLATURES	VII
제1장 서론	1
1.1 연구배경	1
1.2 연구목적	3
제2장 수치해석 모델 및 방법	5
2.1 수치해석 모델	5
2.2 수치해석 방법	8
2.3 데이터 분석	11
제3장 결과 및 고찰	15
3.1 열전달	15
3.2 압력강하	25
3.3 JF 인자	30
제4장 결론	33
참고문헌	35

List of Figures

Fig. 1 Assembly view of hybrid solar collector integrated with fin-and-tube heat exchanger.....	6
Fig. 2 Exploded view of hybrid solar collector integrated with fin-and-tube heat exchanger.....	6
Fig. 3 Schematic view of fin-and-tube heat exchanger in hybrid solar collector.....	7
Fig. 4 Side view of hybrid solar collector integrated with fin-and-tube heat exchanger.....	7
Fig. 5 Schematic view of V-groove fin installed at fin-and-tube heat exchanger in hybrid solar collector	10
Fig. 6 Temperature difference of air side with respect to fin type.....	16
Fig. 7 Temperature difference of air side with respect to fin type.....	16
Fig. 8 Comparison of heat transfer rate between air and water side in hybrid solar collector.....	17
Fig. 9 Heat transfer rate between air and water in hybrid solar collector.....	17
Fig. 10 Overall heat transfer coefficient between air and water of fin-and-tube heat exchanger in hybrid solar collector.....	20
Fig. 11 Heat transfer coefficient of air side with respect to fin type in hybrid solar collector.....	20
Fig. 12 j factor with respect to fin type in hybrid solar collector.....	22
Fig. 13 Velocity contours in fin-and-tube heat exchanger with plate fin(Re=8,000)	22
Fig. 14 Velocity contours in fin-and-tube heat exchanger with v-groove fin(Re=8,000, e=4mm)	23

Fig. 15 Velocity contours in fin-and-tube heat exchanger with v-groove fin($Re=8,000$, $e=12mm$)	23
Fig. 16 Velocity contours in fin-and-tube heat exchanger with v-groove fin($Re=8,000$, $e=12mm$)	24
Fig. 17 Pressure drop of air side with respect to fin type in hybrid solar collector	26
Fig. 18 Friction factor of air side with respect to fin type in hybrid solar collector	26
Fig. 19 Pressure contours in fin-and-tube heat exchanger with plate fin($Re=8,000$)	28
Fig. 20 Pressure contours in fin-and-tube heat exchanger with v-groove fin($Re=8,000$, $e=4mm$)	28
Fig. 21 Pressure contours in fin-and-tube heat exchanger with v-groove fin($Re=8,000$, $e=12mm$)	29
Fig. 22 Pressure contours in fin-and-tube heat exchanger with v-groove fin($Re=8,000$, $e=20mm$)	29
Fig. 23 Comparison of JF factor with respect to fin type in hybrid solar collector	32

List of Tables

Table 1 Simulation conditions.....	10
------------------------------------	----



Numerical Analysis on the Heat Exchange Performance by V-groove Fin in Hybrid Solar Collector with Fin-and-Tube Heat Exchanger

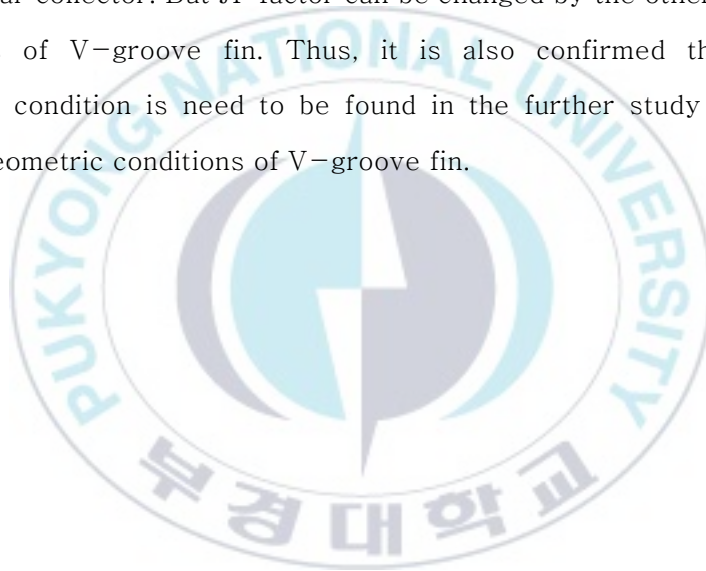
Department of Refrigeration and Air-conditioning Engineering, Jung-Ryeol Kim

Directed by Professor Kwang-Hwan Choi

Abstract

Solar assisted heat pump is one of solar thermal system that can increase system performance of traditional heat pump. In this system, solar thermal energy obtained from solar collector is used as a heat source for evaporation of refrigerant in heat pump system. Thus the performance of heat pump system can be enhanced by higher evaporating temperature than traditional heat pump without solar collector for same condensing temperature and thermal efficiency of solar collector also can be increased because of the lower operating temperature. But traditional solar assisted heat pump system could not working when the solar radiation is not enough such as cloudy day and at night and extra outdoor unit is needed as evaporator of heat pump system for using air source. Therefore, hybrid solar collector that has fin-and-tube heat exchanger have been developed. This collector has a fin-and-tube heat exchanger under absorbing plate. Thus the collector can get a thermal energy not only from solar energy but also air source when the solar radiation is not enough. At this time, quantity of heat gain is one of important things and it is depend on the structure of fin-and-tube heat exchanger. So, in this study, heat gain

from air was investigated by various V-groove fin of fin-and-tube heat exchanger in hybrid solar collector. As a result, heat transfer rate was increased from 18.44% to 48% according to length of V-groove edge than plate type fin. But pressure drop was also increased with increment of heat transfer rate. Thus the JF factor considering both heat transfer rate and pressure drop was also confirmed and higher JF factor was shown when the V-groove width was 4mm different with heat transfer rate. Thus the 4mm V-groove fin was considered as a proper type for applying to real hybrid solar collector. But JF factor can be changed by the other geometric conditions of V-groove fin. Thus, it is also confirmed that optimal geometric condition is need to be found in the further study with more various geometric conditions of V-groove fin.



Nomenclatures

V	: Velocity of fluid	[m/s]
P	: Pressure	[Pa]
e	: Length of v-groove edge	[m]
Re	: Reynolds number	[-]
Pr	: Prandtl number	[-]
D_h	: Hydraulic diameter	[m]
k	: Thermal conductivity	[W/mK]
d_t	: Tube diameter	[m]
h	: Heat transfer coefficient	[W/m ² K]
h_i	: Water side heat transfer coefficient	[W/m ² K]
h_o	: Air side heat transfer coefficient	[W/m ² K]
R_f	: Fouling factor	[m ² K/W]
R_c	: Thermal contact resistance	[m ² K/W]
$\dot{Q}$	: Heat transfer rate	[W]
$\dot{m}$	: Mass flow rate of flow air	[kg/s]
C_p	: Specific heat	[kJ/kg K]
T	: Temperature	[°C]
U	: Overall heat transfer coefficient	[W/m ² K]
F	: Correction factor	[-]
$\Delta T_{lm,CF}$	: Logarithmic mean temperature difference on counter flow	[°C]
A_o	: Air-side total surface area	[m ²]
A_i	: Tube inner surface area	[m ²]
A_m	: Tube mean surface area	[m ²]
A_o	: Tube outer surface area	[m ²]

A_f	: Fin surface area	[m ²]
J	: Colburn j factor	
f_p	: Petukhov friction factor	[-]
f	: Fiction factor	[-]
JF	: JF factor	

Greek symbols

ρ	: Density of fluid	[kg/m ³]
η	: Surface efficiency	[-]
η_f	: Fin efficiency	[-]

Subscript

air	: Air
w	: Water
avg	: average
R	: Reference
in	: Inlet
out	: Outlet



제1장 서론

1.1 연구배경

화석연료 사용이 증가하면서 환경 문제와 에너지 고갈문제가 전 세계적으로 대두되고 있는 현재 기존의 에너지 사용원 탈피 방안 중 하나로 신재생에너지가 대두되고 있다. 신재생에너지란 신 에너지와 재생에너지를 포함한 뜻으로 신에너지의 경우 새로운 물 리력, 물질, 방법 등을 기반으로 하는 것을 의미하며 재생에너지는 재생가능한 에너지, 즉 태양에너지, 풍력, 조력 등 한번 사용한 뒤 에도 사라지지 않고 계속 사용될 수 있는 에너지를 뜻한다. 이러 한 신재생에너지에 대한 관심은 지속적으로 증가하나 에너지 공급 현황에서 신재생에너지가 차지하는 비율은 2014년도 14.1%로 그 비율은 계속 증가하고 있으나 석유 31.3%, 석탄 28.6%와 비교해 보면 실질적으로 아직 다소 적음을 알 수 있다. 따라서 이러한 신 재생에너지의 보급뿐만 아니라 보급 증진 촉진을 위한 연구개발도 활발히 진행되고 있는 실정이다.

이러한 신재생에너지 중 태양열 시스템의 경우 태양으로부터 얻 은 열에너지를 난방, 급탕 등에 이용하고 나아가 열구동 냉방 시 스템에 사용하기도 하는 시스템이다. 하지만 이러한 태양열 시스 템의 경우 일사에 대한 의존도가 크며, 특히 부하의 불균형으로 여름철에는 과열로 인한 내구성 감소 및 수명 저하와 겨울에는 태 양열 의존율이 감소하게 된다. 따라서 이러한 문제를 해결하기 위

해 여러 연구가 진행되어 왔으며, 이 중 하나가 태양열 히트펌프 시스템이다. 해당 시스템은 태양열 에너지를 히트펌프 구동 열원으로 하는 시스템으로 히트펌프 증발부 열원을 태양에너지로부터 얻어 히트펌프 측면에서는 압축일 감소로 인한 성능 향상이 가능하며 태양열 집열기 측면에서도 낮은 운전 온도로 인해 태양열 이용 효율이 증가하게 된다.

국내의 경우 Baek et al.이 시뮬레이션과 실험을 통해 태양열 집열부에서 얻은 열을 히트펌프의 증발부 열원으로 이용함으로써 집열 효율 향상과 더 높은 히트펌프 성능을 얻을 수 있다는 것을 확인하였고, Park et al.의 경우 태양열 집열기 축열 온도에 따라 히트펌프 증발부 열원 혹은 직접 부하에 사용하는 시스템 성능에 대해 연구를 수행한 바 있다[1-3]. 국외의 경우 태양열 집열기 자체를 히트펌프의 증발기로 이용한 시스템에 대해 수치해석 및 실험적 연구가 진행되기도 하였으며 기타 많은 관련 연구들이 수행되고 있다[4-6].

하지만 대부분의 태양열 히트펌프 시스템의 경우 태양열 집열기가 태양에너지만을 이용할 수 있기 때문에 기존의 시스템과 같이 흐린날이나 야간과 같은 일사가 충분치 않은 날에는 사용되기가 어려우며 여름철 과열 문제 등을 계속적으로 수반하게 된다.

따라서 이러한 문제를 해결하기 위한 방안 중 하나로 종래 태양열 집열기 하부에 공기열을 이용할 수 있는 핀-튜브 열교환기가 부착된 복합형 태양열 집열기에 관한 연구가 수행된 바 있다. 해당 집열기는 일사량이 충분한 경우 기존 태양열 히트펌프와 동일하게 태양에너지를 획득하여 히트펌프 증발부에 열을 공급하게 되

며, 일사가 부족한 흐린날이나 야간에는 핀-튜브 열교환부에서 공기열을 획득해 증발부에서 냉각된 순환 열매체에 열을 공급하는 역할을 수행하게 된다. 이로 인해 태양열 히트펌프 시스템 본연의 장점을 가지면서도 흐린날 및 야간과 같은 일사가 부족한 날에도 히트펌프에 열공급이 가능하며 별도의 방열기 없이도 여름철 과열 문제를 해결 할 수 있게 된다. 이때 핀-튜브 열교환기를 갖는 복합집열기와 이와 연계된 히트펌프의 성능 향상을 위해서는 해당 집열기의 태양열 이용 성능과 공기로부터 열을 획득할 수 있는 성능에 향상이 필요하며, 실제 제품을 제작하기 전에 이러한 태양열 이용 및 공기열 이용 성능 향상을 위한 연구가 수행될 필요가 있다.

1.2 연구목적

앞서 언급된 대로 기존 태양열 히트펌프의 경우 태양열 에너지만을 이용하기 때문에 종래 태양열 시스템과 같이 일사 의존도가 크며 여름철 과열 문제 등을 수반하게 된다. 따라서 이러한 문제점을 해결하기 위해 핀-튜브 열교환기가 설치된 복합집열기에 대한 연구가 수행된 바 있으며, 해당 집열기가 연계된 태양열 히트펌프 시스템의 성능 향상을 위해서는 복합집열기의 태양열 이용 성능과 공기열 이용 성능의 향상이 필요하다.

따라서, 본 연구에서는 이러한 핀-튜브 열교환기를 갖는 복합집열기에서 태양열 이용 성능 향상과 공기열 이용 성능 향상 중 공

기열 이용 성능 향상을 위한 방안 중 하나로 내부 열교환기에 설치된 기존 플레이트 핀 형상을 V-그루브 형상의 핀으로 변경하였을 때의 열교환 성능을 전산해석에 근거해 확인해보고자 하였다.

또한 이를 통해 V-그루브 핀 형상 조건에 따른 열전달 성능과 압력강하 증감 정도를 확인하고 추후 실제 복합집열기에 적용 적합한 형상을 모색해보는데 본 연구의 목적을 두었다.



제2장 수치해석

2.1 수치해석 모델

본 연구에서는 제작된 모델의 경우 종래 평판형 태양열 집열기와 달리 흡수판 하부에 핀-튜브 열교환기가 설치된 복합집열기이다. 따라서 해당 모델은 유리판, 흡수판, 핀-튜브 열교환기, 케이스, 공기 입구 및 출구로 구성되어 있다.

유리판, 흡수판의 경우 각각 일반 유리 및 구리로 구성되었으며, 핀-튜브 열교환부와 같은 경우 구리 배관으로 된 튜브와 알루미늄으로 된 핀으로 구성되어 있다. 또한 외부 케이스의 경우에는 단열 조건을 부여하였으며 Fig. 1과 2에 해당 복합집열기 모델의 모습을 나타내었다.

Fig. 3에는 복합집열기 내 핀-튜브 열교환기 열교환부를 나타내었다. 그림에 나타난 바와 같이 해석이 수행된 열교환기의 튜브는 8열로 되어있으며 총 57개의 핀이 설치가 되어있다. 또한 유동 공기의 경우 복합집열기 전면에서 유입하여 배관을 흐르는 물과 열교환을 수행 뒤 배출되게 되며, 공기와 물은 직교대향류로 열교환을 수행하게 된다.

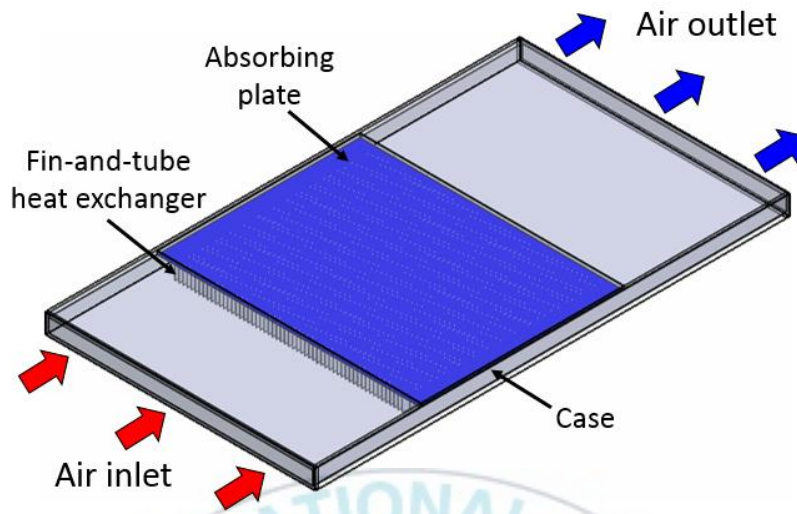


Fig. 1 Assembly view of hybrid solar collector integrated with fin-and-tube heat exchanger

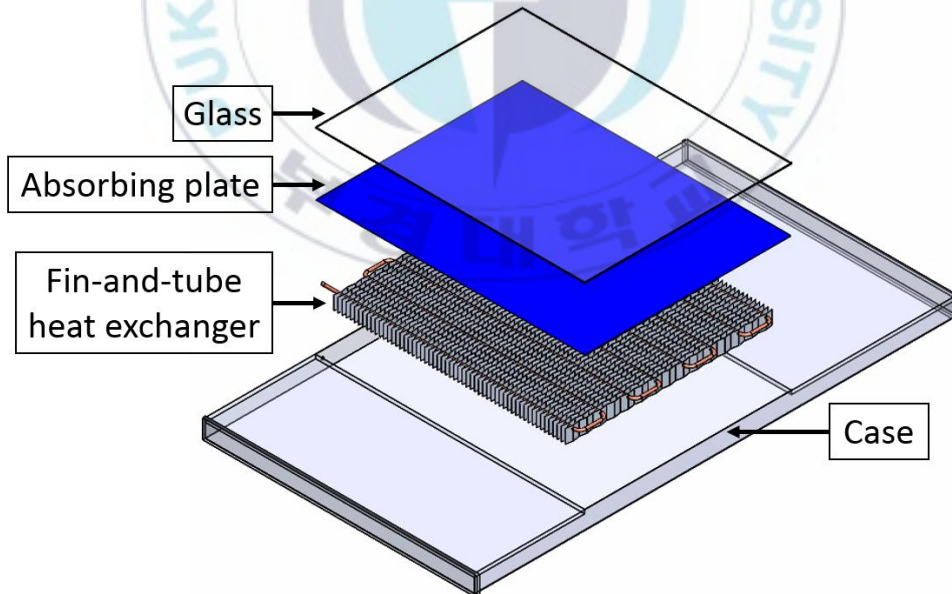


Fig. 2 Exploded view of hybrid solar collector integrated with fin-and-tube heat exchanger

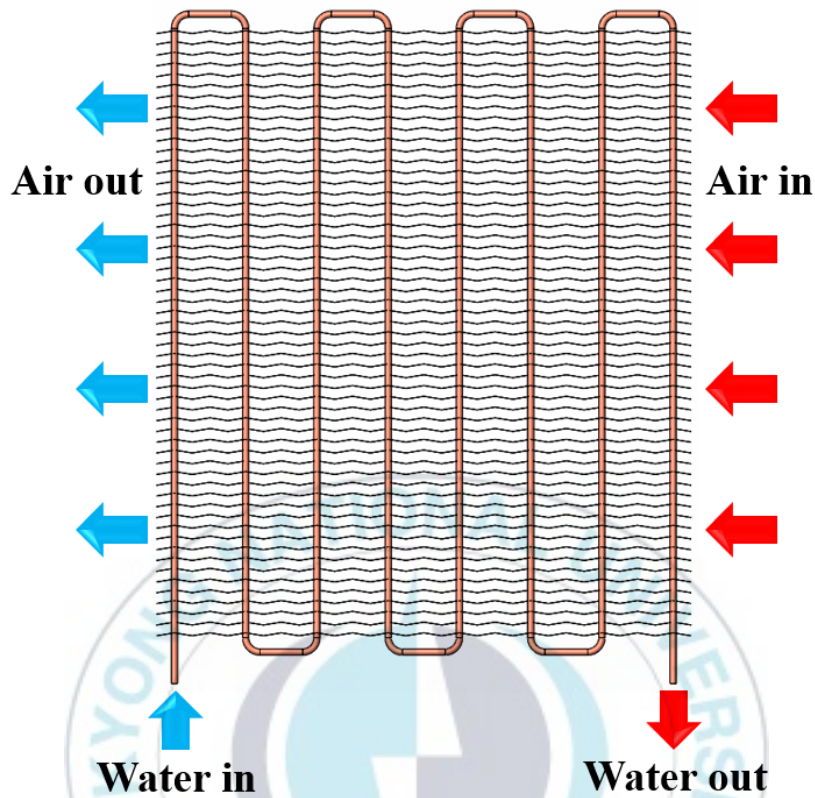


Fig. 3 Schematic view of fin-and-tube heat exchanger in hybrid solar collector

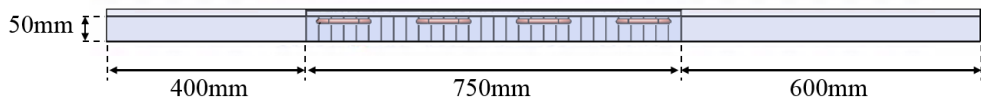


Fig. 4 Side view of hybrid solar collector integrated with fin-and-tube heat exchanger

Fig. 4에는 핀-튜브 열교환기 삽입형 복합집열기의 측면 모습을 나타내었으며, 전면 공기 유입부 길이 400mm, 후면 공기 취출부 길이 600mm의 공기 채널이 설치되어 있으며 열교환부는 750mm로 구성되어 있다. 공기 채널 높이의 경우 50mm로 되어 있으며 너비는 976mm로 주었다. 또한 열교환부와 같은 경우 핀 길이 750mm, 높이 50mm, 핀 피치 15mm로 구성되어 있고 튜브의 경우 100mm 간격으로 총 8개의 튜브가 설치되었으며 내경 8.6mm, 외경 9.0mm로 주어졌다.

2.2 수치해석 방법

본 연구에서는 핀-튜브 열교환기를 갖는 복합집열기에서의 공기-물 열교환 성능 향상을 위해 V-그루브 형상의 핀 삽입으로 인한 열교환 성능을 수치해석적 방법을 통해 평가해보고자 하였으며 Fig. 1과 같이 기존 복합집열기를 모식화 하여 해석 대상으로 하였다.

경계조건의 경우 유입 공기 20°C, 유입 액체 10°C의 온도 조건을 주었으며, 핀 형상의 경우 플레이트 핀이 설치된 조건과 V-그루브 형상으로 되었을 때 공기 유동 방향으로의 수직 높이 4mm, 12mm, 20mm인 조건 총 4가지 형상의 핀에 대해 조사를 수행하였다. Fig. 5에는 해석에 이용된 핀 형상 조건의 개략적 모습을 나타내었다.

해석 수행은 각 핀의 형상 조건 및 일정 유량조건에서 풍량을 변

경해가며 수행하였고, 유량의 경우 기존 태양열 온수 집열기의 시험 조건과 종래 연구에서 태양열을 열원으로 이용한 히트펌프 시스템에서 사용된 액체 유량의 중간 정도 값인 5 L/min으로 하였다[2, 7]. 풍량의 경우 111 m³/h, 223 m³/h, 335 m³/h, 446 m³/h로 면적을 고려한 전면 풍속은 0.636 m/s, 1.271 m/s, 1.906 m/s, 2.542 m/s였으며 수력직경과 동점성계수를 고려한 Re수는 4,000, 8,000, 12,000, 16,000로 난류범위에 포함됨을 알 수 있다.

상기 해석에는 상용 열유체 해석 프로그램 중 하나인 Solid Works의 Flow simulation이 이용되었으며 Table. 1에는 해석이 수행된 조건을 좀 더 상세히 나타내었다.



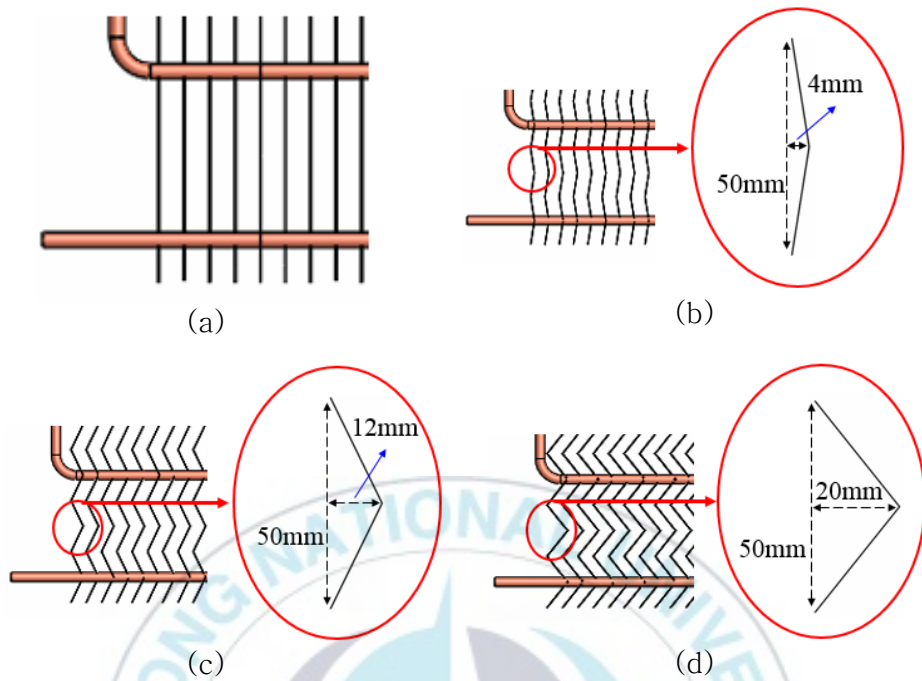


Fig. 5 Schematic view of V-groove fin installed at fin-and-tube heat exchanger in hybrid solar collector

Table 1 Simulation conditions

Parameter		Value
Collector size	Length(mm)	1750
	Width(mm)	976
	Height (mm)	63.2
Absorbance area(m ²)		0.732
Row of tube		8
Fin	Height (mm)	50
	Pitch(mm)	15
Reynold number for air(-)		4,000, 8,000, 12,000, 16,000
Flow rate of water(L/min)		5
Temperature	Inlet air(°C)	20
	Inlet water(°C)	10

2.3 데이터 분석

본 연구에서는 V-그루브 핀 삽입 및 해당 핀의 형상에 따른 유동 공기로부터 배관 내 액체로의 전열성능을 확인해보고자 하였으며 이를 위해 열전달, 압력강하 등을 확인해보았다. 열전달 성능 중 평균 열전달률은 아래 식과 해석 결과 값을 이용해 구하였다.

$$Q_w = m_w C_{p,w} (T_{w,out} - T_{w,in}) \quad (1)$$

$$Q_{air} = m_{air} C_{p,air} (T_{air,out} - T_{air,in}) \quad (2)$$

$$Q_{avg} = (Q_{air} + Q_w)/2 \quad (3)$$

이때 복합집열기에서 공기-물 열교환 중의 총괄열전달계수는 다음 식을 이용해 구하였다.

$$U = \frac{Q_{avg}}{A_o F \Delta T_{lm,CF}} \quad (4)$$

또한, 핀-튜브 열교환기 내에서의 열관류율 관계식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + R_f + R_c + \frac{\Delta x}{A_m k_t / A_o} + \frac{A_o}{A_i h_i} \quad (5)$$

여기서 오염계수 R_f 와 접촉 열저항 R_c 의 경우 시뮬레이션 상의 해석임을 감안하여 무시할 수 있으므로 외측 열전달계수는 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$h_o = 1 / \left(\frac{1}{U} - \frac{\Delta x}{A_m k_t / A_o} - \frac{A_o}{A_i h_i} \right) \quad (6)$$

$$h_o = \eta h = \frac{(A_t + \eta_f A_f)}{A_o} h \quad (7)$$

여기서, 식(7)에 나타난 열전달계수는 핀 효율이 포함되어있는 식이며, 해당 연구에서 제작된 모델은 기존 관계식으로부터 핀 효율을 구하는데 어려움이 있으므로 본 연구에서는 타 연구를 참고하여 핀 효율의 효과가 포함된 식(6)의 열전달계수를 이용해 비교 분석을 수행하였다[8].

이때, 배관 내측 대류열전달계수의 경우 액체 측 Re 수가 9,444 정도이므로 다음과 같이 낮은 Re 수에서 높은 정확도를 보이는 Gnielinski 관계식을 이용하여 구하였다[9].

$$h_i = \frac{(f_p/8)(Re-1000)Pr}{1+12.7(f_p/8)^{0.5}(Pr^{2/3}-1)} \left(\frac{k_w}{d_t} \right) \quad (8)$$

여기서 이용된 마찰인자는 Petukhov식으로부터 구한 값을 사용하였으며, 이는 다음에 나타난 바와 같다.

$$f_p = (0.79 \ln Re - 1.64)^{-2} \quad (9)$$

본 연구에서는 핀-튜브 열교환기가 삽입된 복합집열기에서 V-그루브 핀 형상으로의 변경을 통한 열교환 성능 및 압력강하 증감 정도를 비교 분석하기 위해 colburn j factor와 friction factor 값을 구하였으며, 이때 각 인자는 아래에 나타난 바와 같다.

$$j = St Pr^{2/3} = \frac{h_o}{\rho C_{p,air} V_{avg}} Pr^{2/3} \quad (10)$$

$$f = \frac{D_h}{L} \frac{\Delta P}{(\rho V_{avg}^2 / 2)} \quad (11)$$

이때 핀 형상 변경으로 인해 열전달 성능이 향상되는 경우 압력강하 증가 또한 일반적으로 수반되게 된다. 따라서 핀 형상 변경에 따른 열전달 성능 향상과 압력강하 증가 정도를 같이 고려할 필요가 있으며, 이를 위해 본 연구에서는 Yun and Lee에 의해 제안된 JF factor를 이용하였고 해당 식은 다음과 같다[10].

$$JF = \frac{j/j_R}{(f/f_R)^{1/3}} \quad (12)$$

여기서 j_R 및 f_R 은 비교 대상이되는 조건의 j 인자 및 마찰인자로 해당 연구에서는 플레이트 핀이 설치된 경우의 값을 이용하였고

위의 JF factor 값이 클수록 핀 설치로 인한 압력강하 증가 대비 열교환 성능의 향상이 우수함을 의미한다.



제3장 결과 및 고찰

3.1 열전달

Fig. 6 및 7에는 핀-튜브 열교환기를 갖는 복합집열기에서 공기와 물의 열교환이 일어날 때 설치 핀 조건에 따른 공기 및 물 측 온도차를 나타내었다.

공기 측 온도차의 경우 Re수 및 핀 조건에 따라 최소 2.75°C 에서 6.92°C 정도의 차이를 보였으며, Re수 증가에 따라 전열 시간이 감소하며 온도차가 적어지는 모습을 나타내었다. 또한 핀 설치 조건에 따라서는 V-그루브 높이가 12mm까지 변하면서 온도차가 증가하다가 높이 20mm에서는 오히려 감소하는 모습을 보였으며, 이는 공기 유동 방향에 수직인 V-그루브 높이가 증가하면서 공기 유동 중 저항을 많이 받아 속도 감소가 일어났기 때문으로 판단되었다.

물 측 온도차의 경우 Re수 및 핀 조건에 따라 0.56°C 에서 1.22°C 정도의 차이를 보였으며 공기보다 높은 비열로 온도차가 더 적음을 알 수 있었다. 또한 공기 측 Re수 증가에 따라 공기에 서 물로의 열전달 성능이 향상되어 물 측 온도차는 증가하는 모습을 보였으며, 핀 설치 조건에 따라 V-그루브 높이가 12mm까지 온도차가 증가하는 모습을 보이다가 높이 20mm에서는 공기 측과 마찬가지로 더 적어지는 것을 알 수 있었다.

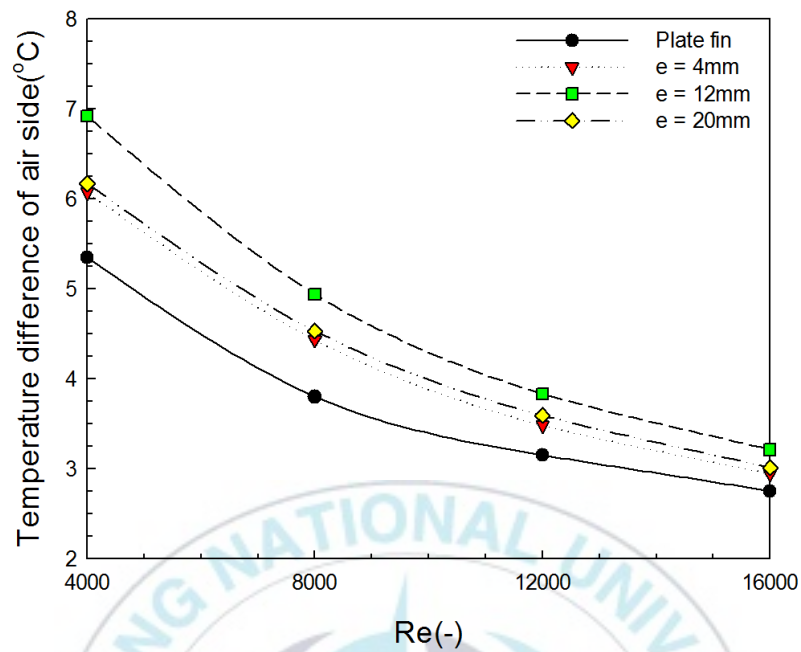


Fig. 6 Temperature difference of air side with respect to fin type

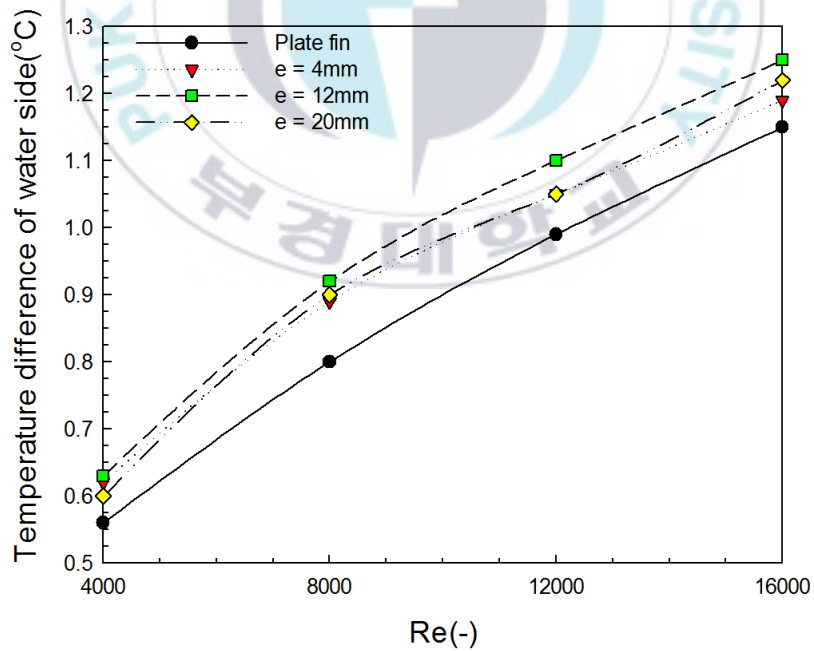


Fig. 7 Temperature difference of air side with respect to fin type

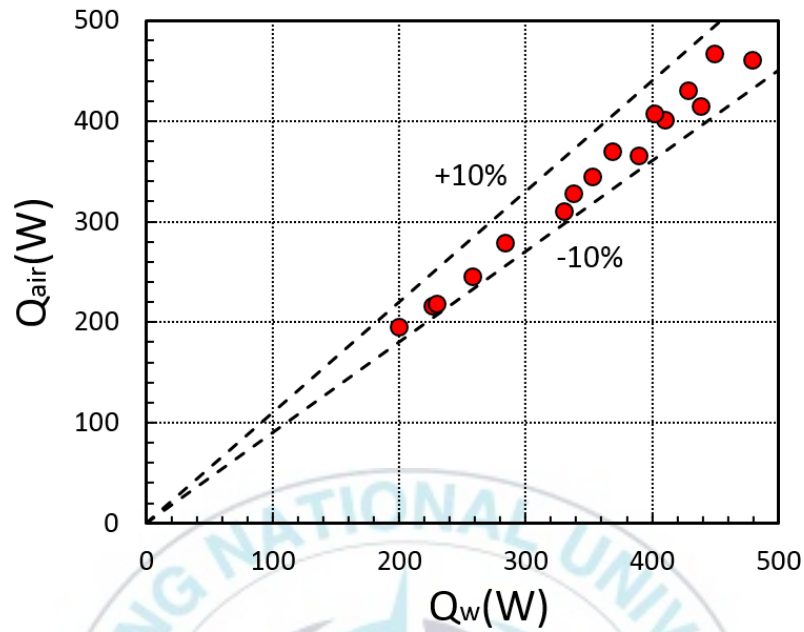


Fig. 8 Comparison of heat transfer rate between air and water side in hybrid solar collector

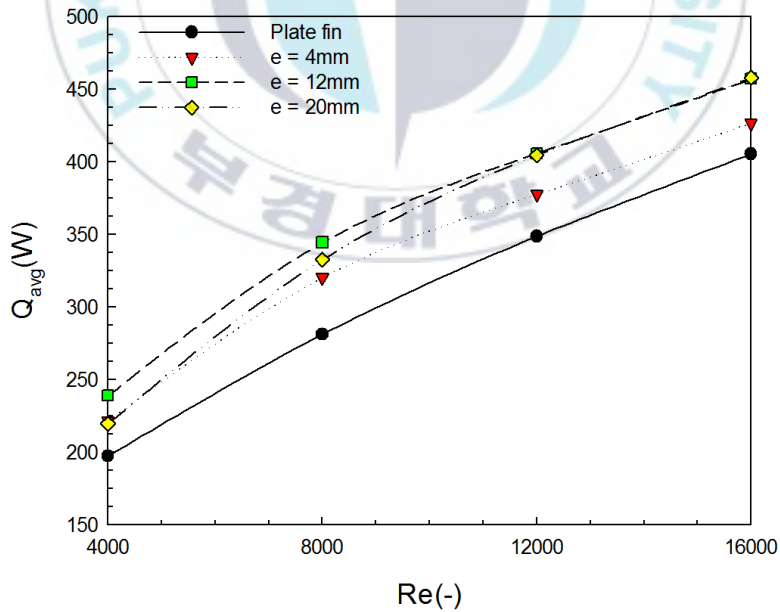


Fig. 9 Heat transfer rate between air and water in hybrid solar collector

Fig. 8에는 해석 결과로부터 얻은 온도차와 식(1) 및 (2)를 이용해 구한 공기 측 및 물 측 열전달률을 비교하였으며, 각 열전달률의 차이가 10%이내로 크지 않은 것을 알 수 있었다.

Fig. 9에는 식(3)을 이용해 구한 평균 열전달률을 나타내었으며, 평균 열전달률의 경우 Re수와 핀 설치 조건에 따라 최소 197W에서 최대 458W 정도의 값을 보였다. Re수가 증가하는 경우 핀-튜브 열교환기 내 열교환 영역에서의 유동 공기 속도 증가로 평균 열전달률이 증가하는 모습을 보였다. 또한 핀 설치 조건에 따라서는 V-그루브 높이가 4mm에서 12mm로 변할 때 평균 열전달률이 증가하였으나 20mm의 경우 12mm보다 더 낮은 열교환률을 보였다. 이는 앞서 온도차에서 확인한바와 같이 V-그루브 높이가 높아지면서 공기 유동에 저항으로 작용하여 전체적인 유동 공기 속도가 감소하였기 때문으로 사료되었다. 이때 가장 높은 평균 열전달률은 V-그루브 높이 12mm에서 확인할 수 있었으며, 동일 Re수에서 플레이트 타입 대비 최소 12.8%에서 최소 22.3%의 열교환률 향상을 나타내었다.

Fig. 10에는 식(4)에서 구한 복합집열기 내 핀-튜브 열교환기에서의 공기 및 물 사이 총괄열전달계수를 나타내었으며 Re수와 핀 설치 조건에 따라 최소 $6.65\text{W/m}^2\text{K}$ 에서 최대 $13.49\text{W/m}^2\text{K}$ 정도의 값을 나타내었다. Re수 증가에 따라서는 평균 열전달률이 증가한데에서 알 수 있듯이 총괄열전달계수 또한 증가하는 모습을 나타내었으며, 핀 설치 조건에 따라서는 동일 Re수에서 V-그루브 높이가 12mm까지 증가할 때 총괄열전달계수 또한 증가하다 높이 20mm 조건에서는 온도차와 평균 열전달률에서 확인한바와 마찬가지로

가지로 그 성능이 오히려 감소하는 것을 알 수 있었다.

Fig. 11에는 식(6)으로부터 구한 공기 측 열전달계수를 Re수와 핀 설치 조건에 따라 나타내었다. 공기 측 열전달계수의 경우 최소 $6.83\text{W/m}^2\text{K}$ 에서 최대 $14.26\text{W/m}^2\text{K}$ 의 값을 보였으며, Re수 증가에 따라 열교환 영역 내 공기 유동 속도가 증가하면서 그 값이 커지는 것을 알 수 있었다. 또한 핀 설치 조건에 따른 공기 측 열전달계수의 경우 V-그루브 높이가 12mm까지 변하면서 공기 측 열전달계수 또한 같이 증가하는 모습을 보였으나, 이후 높이 20mm 조건에서는 그 값이 오히려 감소하는 것을 알 수 있었으며, 이는 앞서 확인한 바와 마찬가지로 과도한 V-그루브 높이가 공기 유동에 저항으로 되어 열교환에 방해 요소로 작용하였기 때문으로 사료되었다. 공기 측 열전달계수가 가장 높은 값을 보인 V-그루브 높이 12mm 조건에서는 플레이트 타입 대비 최소 18.44%에서 48.72% 정도까지 향상됨을 확인할 수 있었다.

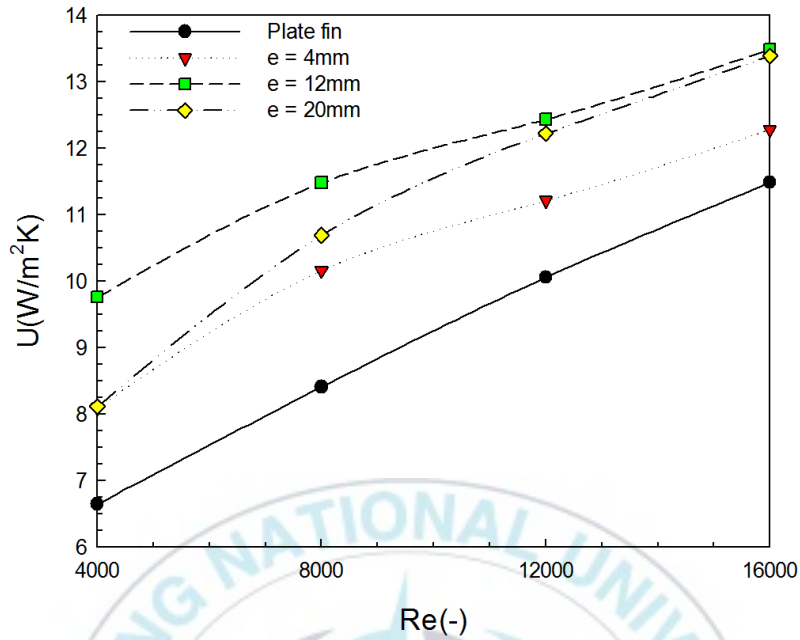


Fig. 10 Overall heat transfer coefficient between air and water of fin-and-tube heat exchanger in hybrid solar collector

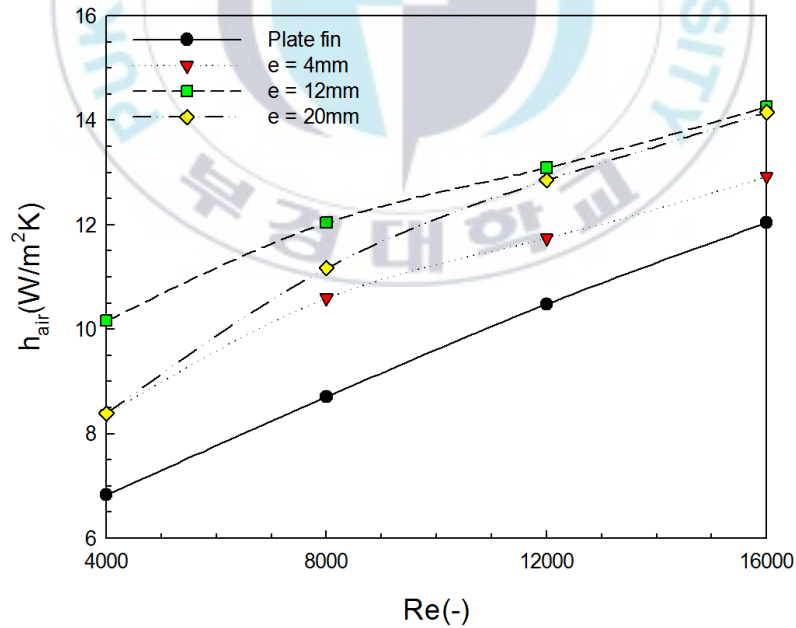


Fig. 11 Heat transfer coefficient of air side with respect to fin type in hybrid solar collector

Fig. 12에는 해석에서 얻은 결과와 식(10)을 이용해 구한 j 인자 값을 나타내었다. 이때, Re수 및 핀 설치 조건에 따라 최소 0.00315에서 0.0107의 값을 보였으며, 앞서 확인한 인자들과 달리 Re수 증가에 따라 그 값이 감소하는 모습을 나타내었다. 이로 부터 열교환 영역 내 공기 평균 속도 증가로 인한 열전달 성능의 향상은 Re수 증가보다 좀 더 적음을 알 수 있었다. 또한 V-그룹 높이에 따른 j 인자의 경우 앞서 확인된 바와 마찬가지로 높이가 12mm까지 증가하면서 j 인자 값이 증가하다가 높이 20mm 조건에서 다시 감소하는 것을 알 수 있었다, 이때 플레이트 타입과 비교 시 j 인자 값 증가는 V-그룹 높이 4mm 조건에서 최소 7.32%에서 최대 22.5%의 향상을 보였고, 조사된 조건 중 가장 높은 j 인자 값을 보인 V-그룹 높이 12mm 조건에서는 최소 18.44%에서 최대 49%의 성능 향상 나타내었다. 또한 이는 공기 측 열전달계수 증가와 동일한 성능 향상 정도로, 해당 인자에서 공기 측 열전달계수 외의 다른 항의 경우 모두 운전 조건 및 상수로 거의 동일하였기 때문으로 사료되었다.

Fig. 13부터 16까지는 Re수 8,000 조건에서 핀-튜브 열교환기 내 공기 유동 속도를 나타내었다. 앞서 확인된바와 같이 V-그룹 높이 12mm, 20mm인 경우 공기 유동에 저항으로 작용하는 부분이 많아 플레이트 타입 및 V-그룹 높이 4mm의 핀이 설치된 경우보다 열교환 영역 내에서의 평균 속도가 더 낮음을 알 수 있었다.

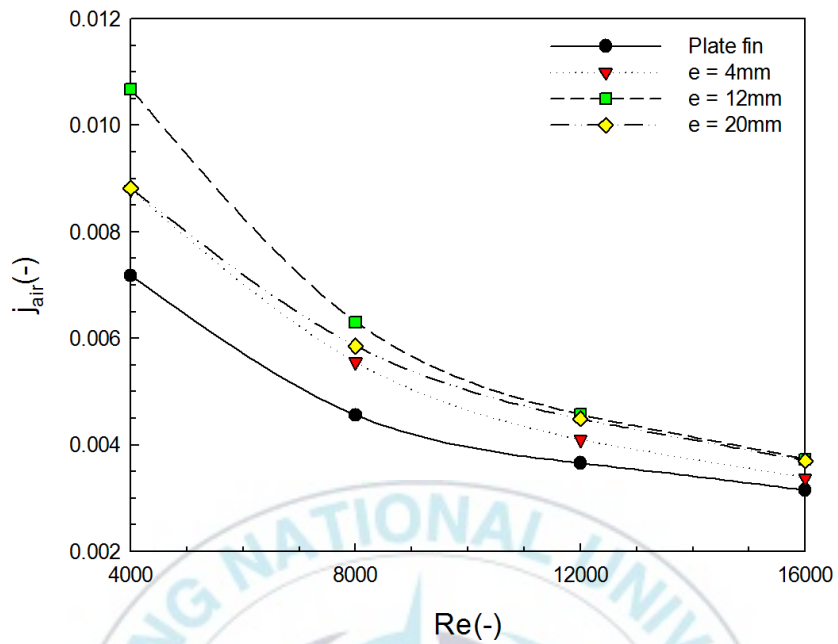


Fig. 12 j factor with respect to fin type in hybrid solar collector

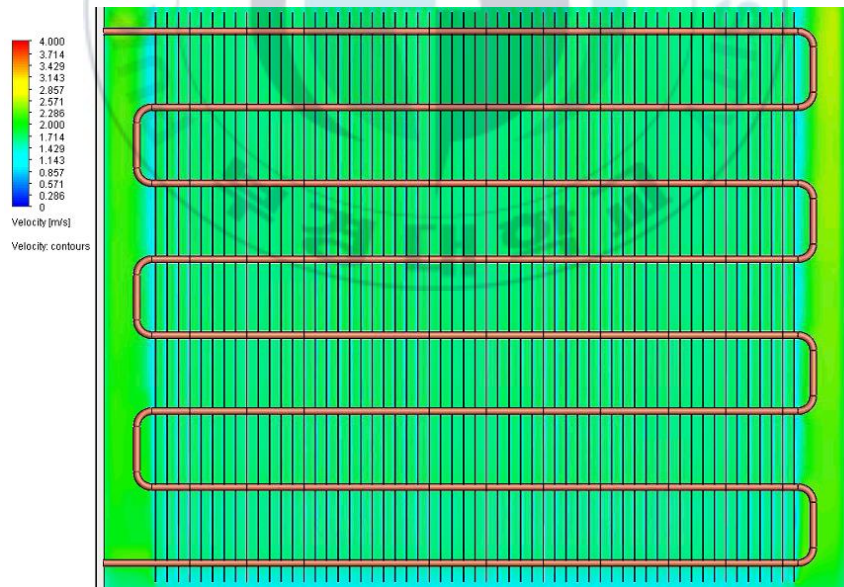


Fig. 13 Velocity contours in fin-and-tube heat exchanger with plate fin ($Re=8,000$)

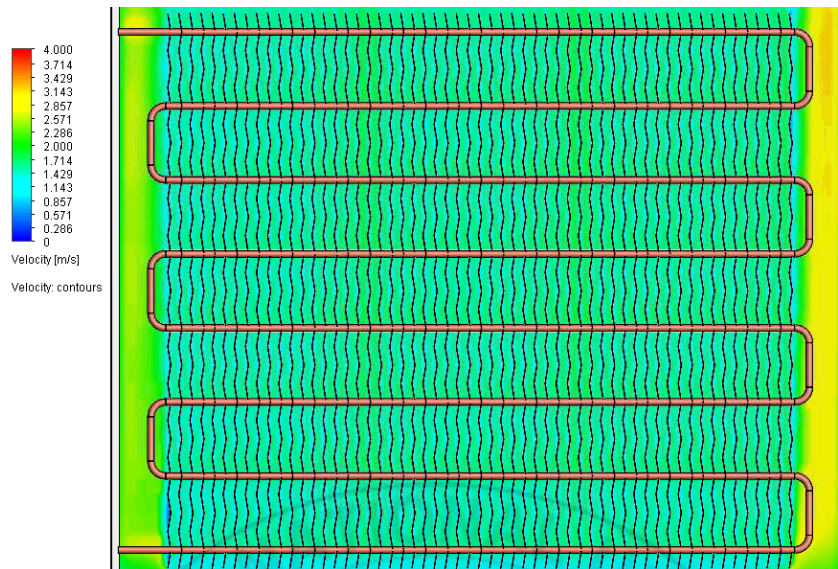


Fig. 14 Velocity contours in fin-and-tube heat exchanger with v-groove
fin ($Re=8,000$, $e=4mm$)

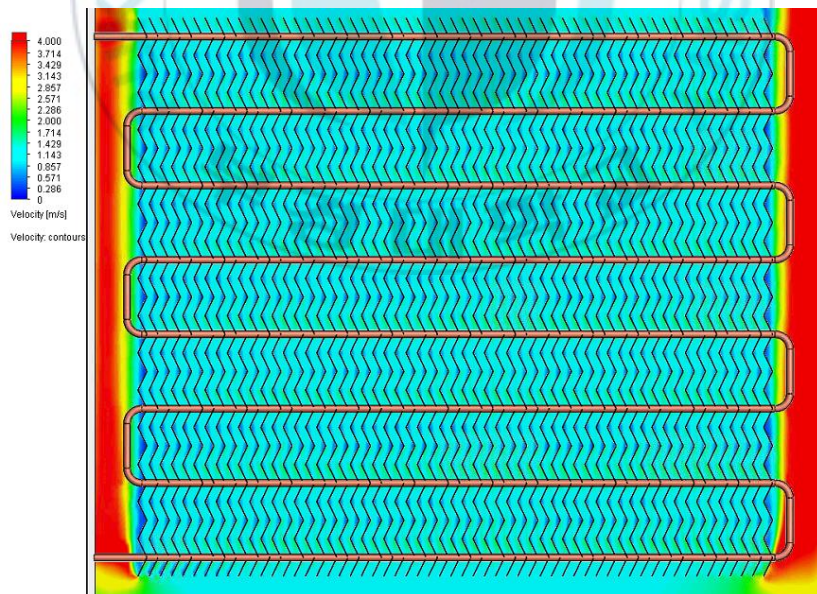


Fig. 15 Velocity contours in fin-and-tube heat exchanger with v-groove
fin ($Re=8,000$, $e=12mm$)

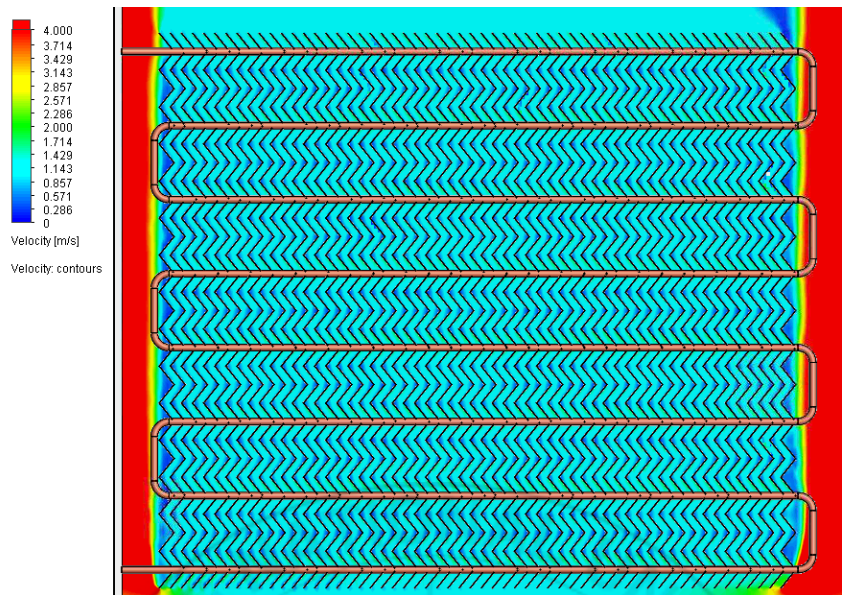


Fig. 16 Velocity contours in fin-and-tube heat exchanger with v-groove

fin ($Re=8,000$, $e=12\text{mm}$)

3.2 압력강하

핀-튜브 열교환기를 갖는 복합집열기에서 내부 핀 형상을 V-그루브로 변경 시 열전달 향상이 가능하나, 공기에 저항으로 작용하는 부분이 많아져 일반적으로 압력강하의 증가 또한 수반되게 된다. 이러한 압력강하는 송풍 동력과 연관되있기 때문에 필수적으로 확인이 필요하며, 해석 결과에서 확인된 Re수와 핀 설치 조건에 따른 압력강하를 Fig. 17에 나타내었다.

그 결과, 압력강하의 경우 Re수 및 핀 설치 조건에 따라 최소 1.03 Pa에서 최대 120 Pa까지 넓은 범위의 값을 보였으며, Re수 증가에 그 값이 커지는 것을 알 수 있었다. 또한 핀 설치 조건에 따른 압력강하 값의 경우 V-그루브 높이가 커질수록 공기 유동에 저항으로 작용하는 부분이 많아져 그 값이 커지는 모습을 나타내었다. 또한 플레이트 타입과 비교 시 4mm 높이의 V-그루브 핀에서는 최소 0.37배에서 최대 0.73배 정도까지 압력강하 증가가 수반되었으나, 20mm 높이 V-그루브 핀의 경우 최소 6.56배에서 최대 10.9배까지의 압력강하 증가가 일어나 큰 차이가 나타나는 것을 확인할 수 있었다.

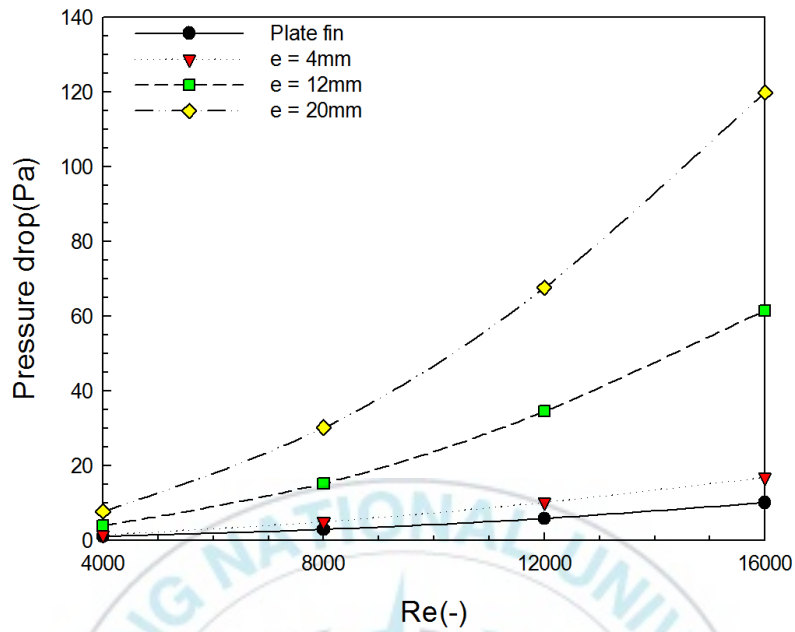


Fig. 17 Pressure drop of air side with respect to fin type in hybrid solar collector

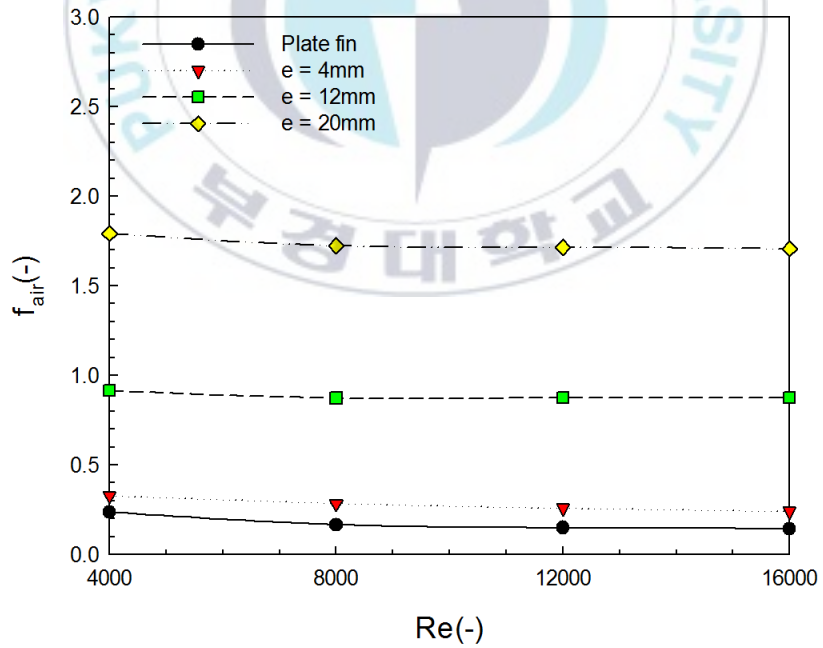


Fig. 18 Friction factor of air side with respect to fin type in hybrid solar collector

Fig. 18에는 해석 결과로부터 얻은 압력강하와 식(11)로부터 구한 마찰인자 값을 Re수와 핀 설치 조건에 따라 나타내었다. 마찰인자 값의 경우 최소 0.144에서 최대 1.792정도의 값을 나타내었으며, Re수 증가에 따라 감소하는 모습을 나타내었다. 이는 열교환 영역 내 유속 증가에 따른 압력강하 증가보다 마찰인자 항에 포함된 속도 제곱항의 증가정도가 좀 더 컸기때문으로 사료되었다.

핀 설치 조건 변화에 따른 마찰인자의 경우 압력강하 증가와 마찬가지로 V-그룹브 높이가 증가할수록 마찰인자 값이 증가하는 모습을 보였으며, 플레이트 타입과 비교 시 4mm 높이의 V-그룹브 핀에서는 최소0.37배에서 최대 0.73배 정도, 20mm 높이 V-그룹브 핀에서는 최소 6.56배에서 최대 10.9배까지 값이 커져 압력강하 증가 정도와 동일하게 나왔으며, 이는 마찰인자에서 압력강하를 제외한 다른 항의 경우 수력직경 및 전열 길이와 같은 일정 값을 갖는 기하학적 조건과 해석 조건으로 선정된 운전 조건인 상수였기 때문으로 사료되었다.

Fig. 19에서 22까지에는 Re수 8,000에서 핀-튜브 열교환기 내 압력강하의 모습을 나타내었다. 그림에서 확인할 수 있듯이 동일 Re수에서도 V-그룹브 높이가 12mm, 20mm인 경우는 공기 유동에 저항으로 작용하는 부분이 많아 압력강하 정도가 크게 나타나는 것을 알 수 있다. 반면 같은 범위의 압력 분포에서 플레이트 타입과 4mm 높이의 V-그룹브 핀이 설치된 경우에는 압력강하 감소 정도가 더 적은 것을 알 수 있었다.

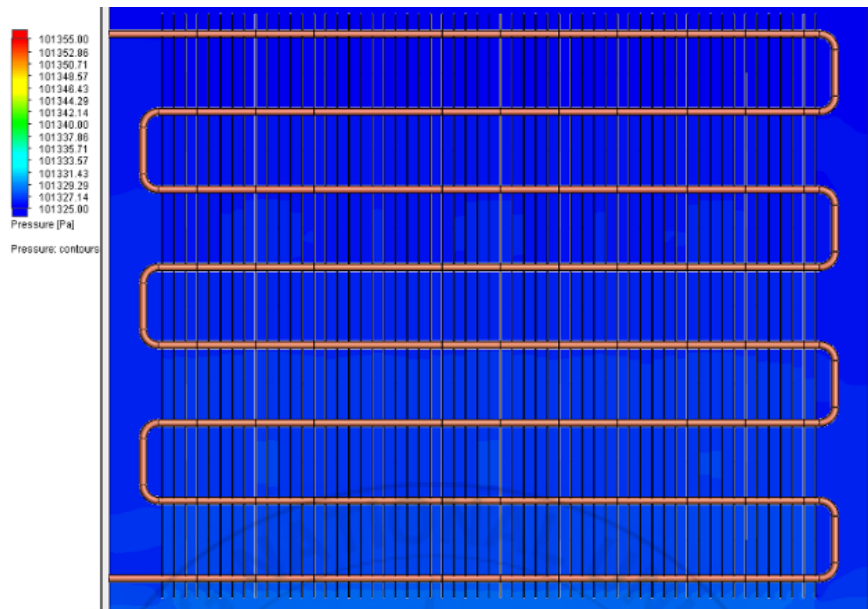


Fig. 19 Pressure contours in fin-and-tube heat exchanger with plate fin ($Re=8,000$)

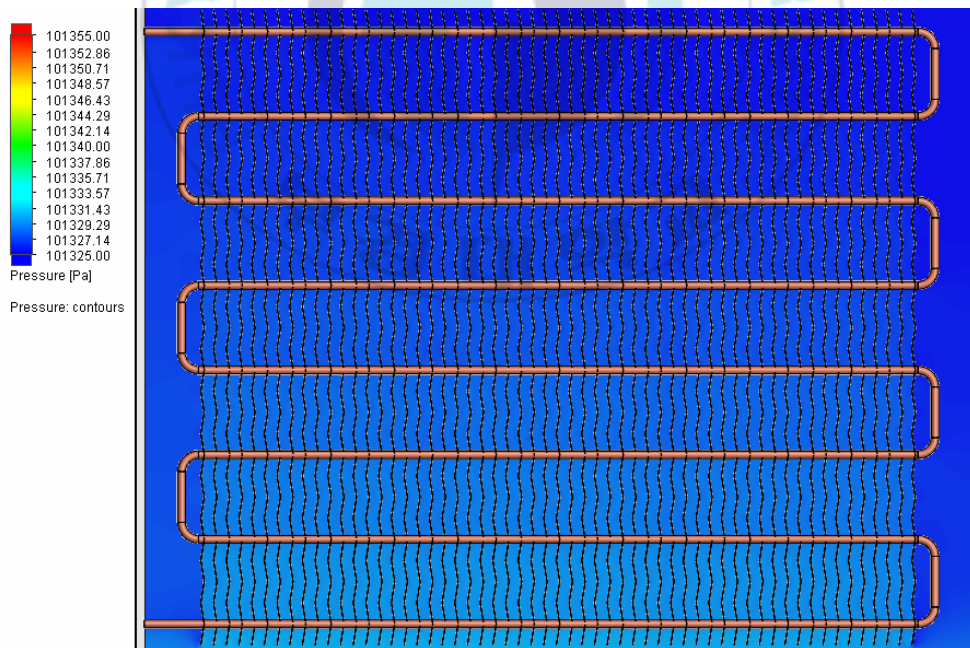


Fig. 20 Pressure contours in fin-and-tube heat exchanger with v-groove fin ($Re=8,000$, $e=4\text{mm}$)

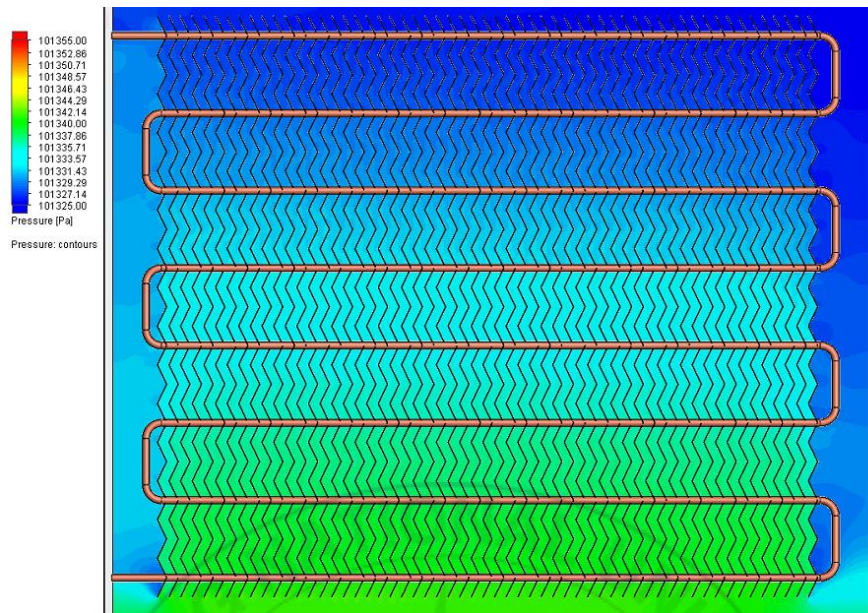


Fig. 21 Pressure contours in fin-and-tube heat exchanger with v-groove
fin ($Re=8,000$, $e=12\text{mm}$)

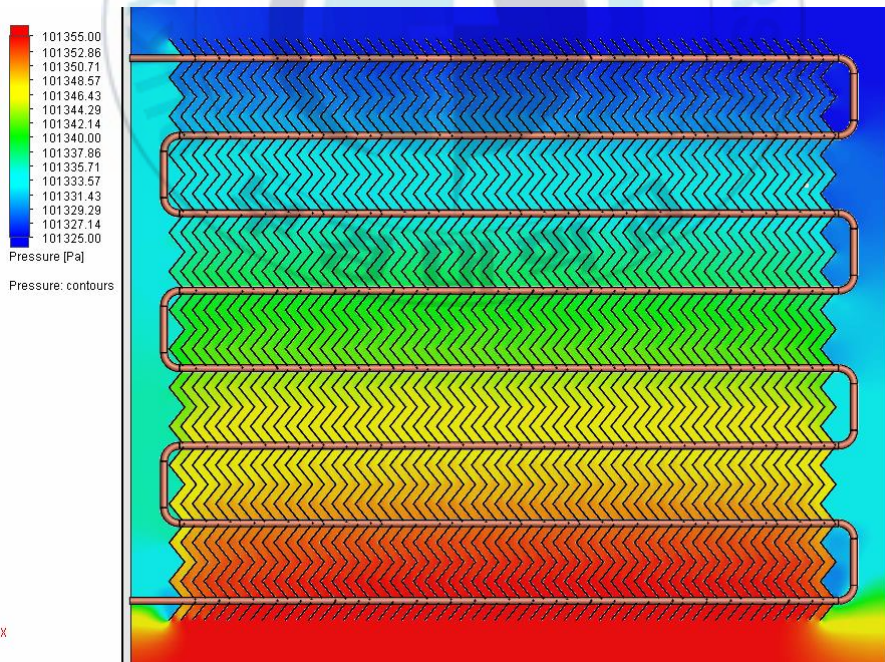


Fig. 22 Pressure contours in fin-and-tube heat exchanger with v-groove
fin ($Re=8,000$, $e=20\text{mm}$)

3.3 JF 인자

앞서 확인한대로 핀-튜브 열교환기가 설치된 복합집열기 내 핀 형상을 V-그루브로 변경하였을 때 열교환 성능의 향상이 가능하나 압력강하의 증가 또한 수반됨을 알 수 있었다. 따라서 동일 압력강하 대비 어느정도의 열교환 성능 향상이 가능한지에 대한 확인이 필요하게 되며, 본 연구에서는 앞서 언급된 JF 인자를 통해 이를 비교 분석해보았다.

Fig. 15에는 해석에서 얻어진 결과값과 식(12)로부터 구한 JF 인자값을 나타내었다. 그 결과 Re수와 핀 설치 조건에 따라 최소 0.52에서 최대 1.1정도의 값을 나타내었으며, Re수 증가에 따라 그 값이 감소하는 모습을 보였다. 즉, 풍량 증가에 따른 열교환 성능 증가 대비 압력강하의 증가 정도가 좀 더 컸음을 확인할 수 있었다. 핀 설치 조건에 따른 JF 인자의 경우 V-그루브 높이가 4mm일 때 최소 0.9에서 최대 1.1 값을 보였다. 특히 Re수 8,000이하의 조건에서는 JF 인자 값이 1 이상을 보여 압력강하 증가 대비 열교환 성능 향상이 좀 더 컸음을 알 수 있었다. 반면 V-그루브 높이 12mm 및 20mm에서는 모든 Re수 조건에서 1 이하의 값을 보여 열교환 성능 향상에 이보다 더 큰 압력강하가 수반됨을 알 수 있었으며, 높이 20mm 조건에서는 높은 압력강하와 4mm 높이의 핀 조건 대비 낮은 열교환 성능 향상으로 가장 낮은 JF 인자값을 나타내었다.

또한 열전달 성능과 같은 경우 V-그루브 높이 12mm에서 가장

높은 값을 보였으나, 압력강하를 고려함으로써 V-그루브 설치 조건 4mm가 가장 좋은 성능을 보임을 알 수 있었다.

따라서 향후 실제 복합집열기 내 핀-튜브 열교환기에서의 핀 형상 변경으로 인한 열교환 성능 향상 필요 시 본 연구에서 조사된 조건 중 V-그루브 높이 4mm의 핀으로 변경 시 압력강하 증가 대비 높은 열전달 성능이 얻어질 수 있을 것이라 사료되었다.



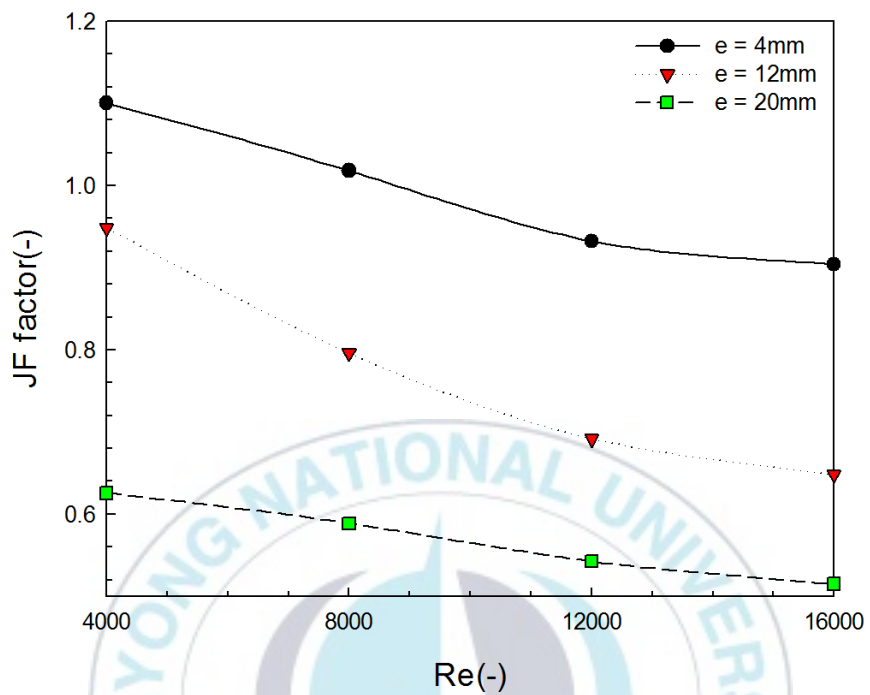


Fig. 23 Comparison of JF factor with respect to fin type in hybrid solar collector

제4장 결론

본 연구에서는 핀-튜브 열교환기가 부착된 복합집열기 내에서 열교환기 V-그루브 형 핀 삽입으로 인한 공기-물 열교환 성능 및 압력강하 증감 정도를 수치해석적 방법을 통해 확인해보고자 하였으며, 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 기존 플레이트 형 핀에서 V-그루브 형 핀으로의 변경을 통해 열전달 성능 향상이 가능함을 확인할 수 있었으며, V-그루브 핀 높이 증가에 따라 12mm 조건까지 증가하다 20mm 높이 조건에서는 그 값이 감소하는 것을 알 수 있었다. 또한 플레이트 타입과 비교 시 높이 12mm 조건의 V-그루브 핀에서의 열교환 성능은 최소 18.44%에서 최대 48%정도까지의 성능 향상이 가능함을 확인할 수 있었다.

(2) 압력강하 정도를 고려하기 위해 확인된 마찰인자의 경우 V-그루브 높이가 높을수록 공기 저항으로 작용하는 부분이 커져 그 값이 증가하는 모습을 보였으며, 플레이트 타입과 비교시 Re수와 핀 설치 조건에 따라 최소 0.37배에서 10.9배까지 더 커지는 것을 알 수 있었다. 또한 V-그루브 핀으로의 변경을 통한 열전달 성능 향상에 압력강하 증가가 같이 수반됨을 확인할 수 있었다.

(3) 열전달 성능과 압력강하 증가 정도를 고려하기 위해 JF 인자

를 확인해본 결과, 압력강하의 고려로 V-그루브 높이 4mm 조건에서 가장 높은 값을 나타내었다. 또한 해당 핀 설치 조건의 경우 Re수 8,000이하에서 1이상의 값을 보여 핀 변경으로 인한 압력강하 증가보다 열전달 성능에서의 이득이 좀 더 많음을 알 수 있었으며, 조사된 조건 중 4mm 높이의 V-그루브 핀이 추후 실제 복합집열기 적용에 가장 적합할 것으로 판단되었다.

(4) 본 연구에서 확인된 설치 조건 중 4mm 높이의 V-그루브 핀을 실제 복합집열기에 적용 시 기존 복합집열기 공기-물 열교환 성능이 향상될 수 있을 것으로 판단되었다. 다만, 4mm 근방에서 설치 조건 변경에 따라 열전달 및 압력강하 정도가 변하므로 추후 해당 연구에서 가장 높은 성능을 보인 4mm 조건 근방의 설치 조건에서의 성능 평가가 수반될 필요가 있을 것으로 사료되었다.

참고문헌

- [1] N.C. Baek, J.U. Park, B.H. Song, J.K. Lee and H.J. Kim, Simulation of Solar and Ambient-air-assisted Heat Pump, Journal of The Korean Solar Energy Society, Vol. 20, No. 4, pp. 17-24, 2000
- [2] N.C. Baek, J.K. Lee, H.J. Kim, Y.S. yang and B.H. Song, Experimental Study on the Solar assisted Heat Pump system, Proceedings of the KSES 2000 Autumn Annual conference, pp. 76-82, 2000
- [3] Y.C. Park, J.Y. Kim, G.S. Ko, A Study of Performance Characteristics on Hybrid Heat Pump System with Solar Energy as Heat Source, Journal of The Korean Solar Energy Society, Vol. 27, No. 1, pp. 47-54, 2007
- [4] M.N.A. Hawlader, S.K. Chou and M.Z. Ulah, The Performance of a solar assisted heat pump water heating system, Applied Thermal Engineering, Vol. 21, Issue. 10, pp. 1049-1065, 2000
- [5] Y.H. Kuang and R.Z. Wang, Performance of a multi-functional direct-expansion solar assisted heat pump system, Solar Energy, Vol. 80, Issue. 7, pp. 765-803, 2006
- [6] Mahmut Sami Buker and Saffa B. Riffat, Solar assisted heat pump systems for low temperature water heating applications: A systematic review, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 55, pp. 399-413, 2016

- [7] Y. Liu, J. Ma, G. Zhou, C. Zhang and W. Wan, Performance of a solar air composite heat source heat pump system, *Renewable Energy*, Vol. 87, Part 3, pp. 1053–1058, 2016
- [8] J.Y. Yun and K.S. Lee, Investigation of heat transfer characteristics on various kinds of fin-and-tube heat exchangers with interrupted surfaces, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 42, Issue 13, pp. 2375–2385, 1999.
- [9] YUNUS A. CENGEL and AFSHIN J. GHAJAR, *Heat and Mass Transfer Fundamentals and Applications*, 4th ed, McGraw–Hill, pp. 488–489, 2011
- [10] J.Y. Yun and K.S. Lee, Influence of design parameters on the heat transfer and flow friction characteristics of the heat exchanger with slit fins, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 43, Issue. 14, pp. 2529–2539, 2000

감사의 글

이 논문은 최광환 지도교수님과 연구실 최휘웅 박사의 적극적인 도움으로 논문을 완성할 수 있었습니다.

먼저 논문 연구에 대해 끊임없이 지도를 해 주신 최광환교수님께 깊은 감사를 드립니다. 논문 연구가 뭔지도 모르는 저에게 연구방향, 방법 등을 가르쳐주셨습니다. 현업 때문에 시간이 부족하고 거리도 먼 곳이어서 상당히 어려움이 있었지만 넓은 마음으로 이해해주시고 도움을 주셨기에 논문을 작성할 수 있었습니다.

또한 실질적인 많은 도움을 준 연구실 최휘웅 박사에게 감사드립니다. 논문 연구를 진행하면서 모르는 부분은 한결같이 친절하게 자세히 가르쳐주고 부족한 부분은 채워주고 조언을 해줘서 완성할 수 있었습니다.

2016년 가을부터 냉동공조학과 교수님들의 배려로 학업을 진행할 수 있었고 학위를 받을 수 있는 도움을 주셨습니다. 금종수 교수님, 김은필 교수님, 김종수 교수님, 손창효 교수님, 윤정인 교수님, 정석권 교수님께 감사드립니다. 특히 심사를 잘해주신 윤정인 교수님, 손창효 교수님께 한 번 더 감사드립니다.

인생의 짧은 기간 동안 많은 시간을 함께 어울리지는 못했지만 인연의 소중함을 안고 살고자 합니다. 다시 한번 도움을 주신 분들께 감사와 건승을 빕니다.