

기구적 설계변수에 따른 판형열교환기의 성능특성

손재욱* · 이응찬* · 강 훈* · 김용찬** · 김정규** · 조성열** · 박재홍**

* 고려대학교 기계공학과, ** (주) LHE 기술연구소

Performance Characteristics of Plate Heat Exchangers with Various Geometric Design Parameters

Jaewook Son*, Eungchan Lee*, Hoon Kang*, Yongchan Kim**, Jung-Kyu Kim**, Sung-Youl Cho** and Jae-Hong Park**

* Dept. of Mechanical Engineering, Korea Univ.,

** LHE co., Ltd.

(Received November 17, 2011 ; Revised April 2, 2012 ; Accepted April 9, 2012)

Key Words: Plate Heat Exchanger(판형열교환기), Heat Transfer(열전달), Pressure Drop(압력강하), Design Parameter(설계변수), Correlation(상관관계)

초록: 판형열교환기는 높은 효율로 인하여 다양한 산업 분야에 사용되고 있으며, 판형열교환기의 성능 특성을 파악하기 위해 많은 연구가 이루어 졌다. 하지만 세브론 각을 제외한 판형열교환기의 기구적 설계변수에 따른 성능특성 파악은 상대적으로 많이 부족한 실정이다. 본 연구는 판형열교환기의 기구적 설계변수에 따른 열전달 및 압력강하 성능특성을 파악하기 위해서 세브론 각, 전열판 골 깊이, 전열판 골 길이, 전열판 개수 등을 변화시키며 실험을 수행하였다. 실험결과를 바탕으로 판형열교환기의 다양한 기구적 설계변수를 반영한 열전달 및 압력강하 성능특성 상관식을 제안하였다. 실험 데이터와 제안된 판형열교환기 상관식을 이용해 예측된 데이터를 비교한 결과 약 95% 이상의 데이터가 ±10% 오차범 위 내에 존재함을 알 수 있었다.

Abstract: Plate heat exchangers have been widely used in many industrial applications because of their compactness and high efficiency. Even though plate heat exchangers have been investigated extensively, studies on the effects of geometric parameters other than the chevron angle are very limited in the open literature. In this study, the effects of the chevron angle, corrugation length, corrugation depth, and the number of plates on the heat transfer and pressure drop characteristics of plate heat exchangers were investigated experimentally. Based on the experimental results, empirical correlations were proposed. More than 95% of the predictions made based on the correlations had relative deviations of less than ±10% when compared with the measured data.

- 기호설명 -

A : 전열면적 (m²)
b : 전열판 골 깊이 (mm)
C_p : 비열 (W/kgK)
D_h : 수력직경, 2b/Φ (mm)
f : 마찰계수
h : 열전달계수 (W/m²K)
k : 열전도율 (W/mK)

L : 전열판 길이 (mm)
l : 전열판 골 길이 (mm)
 \dot{m} : 질량유량 (kg/s)
N : 전열판 개수
Nu : Nusselt 수, hD_h/k_f
Q : 열전달량 (W)
Re : Reynolds 수, ρuD_h/μ
t : 전열판 두께 (mm)
ΔT_{LMTD} : 대수평균온도차 (K)
U : 총괄열전달계수 (W/m²K)
u : 유속 (m/s)

† Corresponding Author, yongckim@korea.ac.kr

© 2012 The Korean Society of Mechanical Engineers

w : 전열판 너비 (mm)

그리스문자

β : 세브론 각 ($^{\circ}$)

μ : 점성계수 (kg/ms)

ρ : 밀도 (kg/m³)

Φ : 확장인자, 전개면적/투영면적

하첨자

avg : 평균 (average)

c : 저온측 (cold)

f : 유체 (fluid)

h : 고온측 (hot)

i : 입구측 (inlet)

o : 출구측 (outlet)

w : 전열면 (wall)

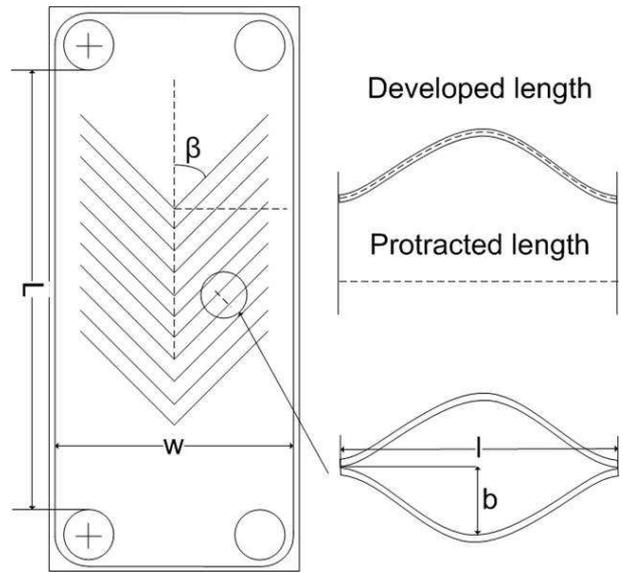


Fig. 1 Schematic of a chevron-type plate

1. 서 론

관형열교환기는 1930년대 처음 실용화 되어 유체품의 저온 살균 등에 활용되다가 1950년대에 Fig. 1과 같은 세브론 타입의 전열판 모양을 갖추게 되었다. 오늘날 관형열교환기는 다른 열교환기에 비해 유체에 의해 발생하는 진동, 소음, 입구영향이 적고 고온, 저온의 두 유체가 입구에서 출구까지 도달하는 시간이 거의 같은 특징을 가지고 있다. 또한 관형열교환기의 좁은 유로와 복잡한 전열판 형상이 내부 유동을 교란시키고 재순환과 재흡입을 유도하여 기존의 쉘-튜브형식 열교환기 보다 뛰어난 열전달 성능을 가진다. 따라서 관형열교환기는 같은 열교환량을 가진 쉘-튜브형식의 열교환기 보다 훨씬 작고 가벼운 특성을 지니고 있다.

이러한 특성으로 인해 관형열교환기는 식품산업, 화학공업, 발전설비, 지역냉난방, 초고층빌딩 공기조화 등 다양한 분야에서 사용되고 있다. 이 중에서 지역냉난방, 초고층빌딩의 공기조화 등에 사용되는 에너지 설비용 관형열교환기는 설치되는 열교환기의 수량을 감소시켜 전체 설치면적과 설치비용을 절감해야 할 필요성이 대두되고 있다. 관형열교환기 설치면적의 감소를 위해서는 관형열교환기의 전열효율을 향상시켜 단일 열교환기의 용량을 최대화해야 한다. 관형열교환기의 성능 향상 및 최적설계를 위하여 여러 관형 형상에 대

한 성능데이터가 필요하며, 성능예측을 위한 상관식의 개발이 필요하다.

관형열교환기의 성능특성 및 성능예측에 대한 연구가 다양하게 이루어졌다. Focke 등⁽¹⁾은 실험을 통해서 관형열교환기의 세브론 각과 Re 수에 따른 열전달과 압력강하 특성을 파악하였다. 세브론 각을 증가시키에 따라 열전달계수 및 압력강하가 동시에 증가함을 확인하였다. 또한 Re 수가 증가할 경우 j-factor와 마찰계수가 감소하였다. 이러한 결과를 이용하여 세브론 각에 따른 성능특성을 Re 수의 함수로 나타내었다. Heavner 등⁽²⁾은 관형열교환기의 열전달 특성을 Re 수와 세브론 각에 따라 고찰하고, 그에 관한 상관식을 Re 수로 나타내었다. Muley and Manglik⁽³⁾은 세브론 각 이외에도 확장인자에 관한 실험을 통해서 확장인자가 증가할수록 열전달계수가 증가함을 확인하였고, Nu 수와 마찰계수를 세브론 각과 확장인자에 관한 상관식으로 나타내었다. Martin⁽⁴⁾과 Dovic 등⁽⁵⁾은 관형열교환기의 열전달 상관식을 도출하기 위해 Leveque 방정식을 바탕으로 하여 이론적인 모델을 계산, 이를 실험적으로 보정하였다. Martin⁽⁴⁾은 관형열교환기의 내부유동 특성을 파악하고, 이에 따라 마찰계수를 정의하였다. Dovic 등⁽⁵⁾과 Shah 등⁽⁶⁾은 Sine 형상 덕트에 대한 실험을 통해 얻은 형상비(b/l) 함수로 마찰계수를 나타내었다.

관형열교환기는 Fig. 1에 나타낸 바와 같이 다양한 기구적 설계변수를 지니고 있다. 이러한 기

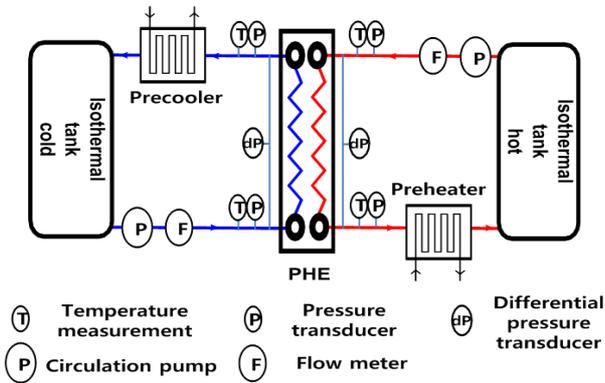


Fig. 2 Schematic of experimental setup

구적 설계변수는 판형열교환기의 내부유동 특성을 결정짓고, 궁극적으로 판형열교환기의 성능특성에 영향을 미친다. 하지만 기존 연구는 대부분 세브론 각의 변화를 중심으로 한 판형열교환기 성능특성을 파악한 내용이 대부분이고, 세브론 각 이외에 다른 기구적 설계변수들에 대한 성능특성 파악에 관한 연구는 상대적으로 미비한 실정이다. 또한 세브론 각 이외에 다양한 기구적 설계변수를 반영한 성능특성 상관식에 관한 연구도 매우 부족한 실정이다.

본 연구에서는 판형열교환기의 기구적 설계변수인 세브론 각, 전열관 굴 깊이, 전열관 굴 길이, 전열관 개수 등을 변화시키며 판형열교환기의 열전달 및 압력강하 성능특성을 측정하였다. 또한 실험결과를 바탕으로 판형열교환기 열전달 및 압력강하 성능특성에 대한 상관식을 다양한 기구적 설계변수의 함수로 제안하여 설계변수별 성능예측이 가능하도록 하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

Fig. 2는 판형열교환기의 열전달 및 압력강하 특성을 측정하기 위한 실험장치의 개략도를 나타내고 있다. 판형열교환기 실험장치는 펌프를 이용한 강제순환 사이클로 시험부에 저온유체를 공급하는 저온 순환부와 고온유체를 공급하는 고온 순환부로 구성되어 있다. 이를 이용하여 판형열교환기에 저온과 고온의 유체의 실험조건을 조절하면서 열전달 및 압력강하 성능특성을 측정하였다. 각 순환부의 유량은 인버터를 장착한 펌프와 유량조절밸브를 사용하여 조절하였으며, 유체 온도는 항온조와 예열·냉열교환기를 통해 조절하

Table 1 Uncertainties of parameters

Parameters	Uncertainties	Full scale
Temperature	± 0.1 °C	-200~200 °C
Flow meter	± 0.5 %	0~200 m ³ /h
Pressure transducer	± 0.25 %	0~2000 kPa
Differential pressure transducer	± 0.25 %	0~2000 kPa

였다.

판형열교환기 저온 및 고온측 입·출구의 온도는 T-type 열전대를 삽입하여 측정하였다. 판형열교환기 저온 및 고온측 유량은 체적유량계를 각각 루프에 설치하여 측정하였다. 또한 판형열교환기의 압력과 압력강하를 측정하기 위해 판형열교환기 입·출구에 압력계와 차압계를 설치하였다. 모든 실험장치는 주위로부터의 열손실을 줄이기 위해 단열하였다. 본 실험에서 얻어지는 온도 및 압력은 데이터 로그를 통해 실시간으로 취득하였다. Table 1은 본 실험에 사용한 측정장비의 정확도와 측정범위를 나타내고 있다.

Table 2에 본 연구에서 사용한 설계변수와 실험조건을 나타내고 있다. 본 연구에서는 세브론 각이 30° 및 60°인 두 전열관을 조합하여 30°/30°(30°), 30°/60°(45°), 60°/60°(60°)의 세 가지 세브론 각에 대하여 실험을 수행하였다. 또한 폭이 각각 946, 930, 540 mm인 세가지 형태의 전열관을 사용하여 실험을 수행하였다. 이 중 폭이 946, 930 mm의 경우 각각의 굴 깊이와 굴 길이가 다르기 때문에 이에 대한 성능을 분석하기 위하여 해당 전열관을 사용하여 실험을 수행하였다. 저온 및 고온 측의 입구 온도를 일정하게 유지시키며, 유량의 변화와 판형열교환기의 설계변수의 변화에 따른 열전달과 압력강하 특성을 측정하였다. 모든 실험은 조건을 변화시킨 후 정상상태에 도달한 후 성능을 측정하였다. 정상상태는 처음 1분 동안 데이터와 그 후 새로운 1분 동안의 데이터와 비교하여 각 온도센서의 평균 온도차가 ± 0.1 °C 이하, 압력과 유량의 변화가 $\pm 5\%$ 이내가 되면 만족하는 것으로 판단하였다. 일반적으로 정상상태에 도달하는데 걸리는 시간은 10분 정도가 소요되었다. 정상상태에 도달하면 15분 동안 3초 간격으로 데이터를 측정하고 평균치를 계산하여

Table 2 Test conditions

Classification		Unit	Value	
Design parameter	Chevron angle(β)	°	30/30,30/60, 60/60	
	Plate width(W)	mm	946,930,540	
	Plate length(L)	mm	1728,1340,1056	
	Aspect ratio(b/l)	mm	0.15<b/l<0.3	
	Corrugation length/ Plate length(l/L)	mm	0.0025 ≤ l/L ≤ 0.0065	
	Plate thickness(t)	mm	0.5	
	Number of plate(N)	개	19, 39, 69	
Process	Hot water	Inlet temp.	°C	31±0.1
		Inlet press.	kPa	100~300(±5%)
	Cold water	Inlet temp.	°C	25±0.1
		Inlet press.	kPa	100~300(±5%)
	Flow rate		m ³ /h	40 ~ 150

데이터로 활용하였다.

2.2 실험결과 처리 방법

판형열교환기 단상 성능특성 실험에서 유체의 물성치는 입·출구온도의 체적 평균온도를 사용하여 계산하였다. 판형열교환기 내에서 저온 및 고온측 열전달량은 다음과 같이 계산하였다.

$$Q_c = \dot{m}_c C_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (1)$$

$$Q_h = \dot{m}_h C_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (2)$$

본 실험장치에서 측정한 판형열교환기에서 저온 및 고온측 열전달량은 Fig. 3에 나타낸 바와 같이 모든 경우에 대하여 ±5% 범위에서 서로 일치하였다.

총괄 열전달계수 계산에 사용하기 위한 판형열교환기의 평균 열전달량은 다음과 같이 구하였다.

$$Q_{avg} = \frac{Q_c + Q_h}{2} \quad (3)$$

열전달량은 대수평균온도차의 함수로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

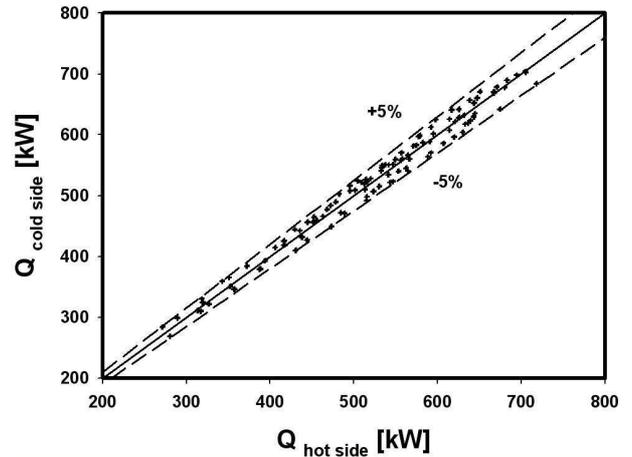


Fig. 3 Heat balance of the experimental setup

$$Q_{avg} = UA\Delta T_{LMTD} \quad (4)$$

대수평균온도차는 열교환기의 입·출구온도를 이용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{[(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})]}{\ln[(T_{h,i} - T_{c,o}) / (T_{h,o} - T_{c,i})]} \quad (5)$$

총괄 열전달계수는 평균 열전달량과 대수평균온도차 그리고 전열면적을 이용하여 다음과 같이 계산하였다.

$$U = \frac{Q_{avg}}{A\Delta T_{LMTD}} \quad (6)$$

식 (6)에서 총괄 열전달계수 U는 저온 및 고온측 대류열저항과 전열관의 전도열저항으로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_c} + \frac{t}{k_w} + \frac{1}{h_h} \quad (7)$$

위와 같은 총괄열전달계수와 대류열전달계수 사이의 관계에서 대류열전달계수를 구하기 위해서는 열교환기의 표면온도가 필요하다. 하지만 본 실험장치에 사용된 판형열교환기는 직접적인 표면온도의 측정이 불가능하였기 때문에 각 유로에서의 물의 대류열전달계수를 계산하기 위해서 Fernandez- Seara 등⁽⁷⁾이 제안한 수정된 Wilson

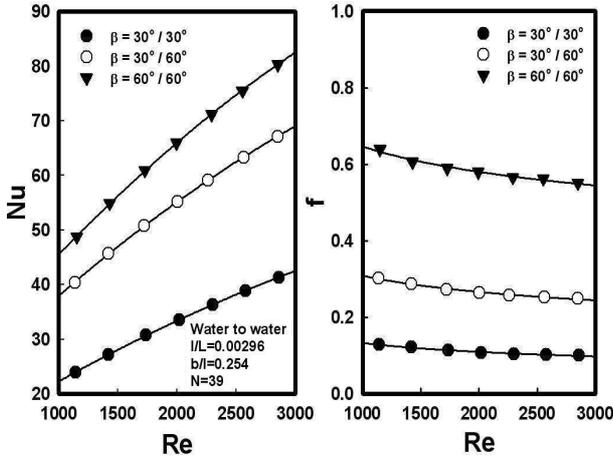


Fig. 4 Variations of Nu and f with chevron angle

plot 방법을 사용하였다. 고온 측과 저온 측 유량비의 관계를 계산하고 이를 이용하여 고온 및 저온 측 대류열전달계수의 평균값을 취하여 식 (8) 과 같이 Nu 수를 계산하였다.

$$Nu = \frac{hD_h}{k_f} \quad (8)$$

판형열교환기에서 열전달 성능과 함께 중요한 요소인 압력강하를 평가하기 위해서 다음과 같이 마찰계수를 계산하였다.

$$f = \frac{2\Delta P D_h}{\rho u^2 L} \quad (9)$$

식 (8) 및 (9)에 언급된 판형열교환기의 수력직경(D_h)은 다음과 같은 방법으로 계산하였다.

$$D_h = \frac{4A_c}{L_p} \quad (10)$$

유로단면적(A_c)와 유로 단면의 둘레 길이(L_p)는 다음과 같이 정의된다.

$$\begin{aligned} A_c &= bw \\ L_p &= 2(b + \Phi w) \end{aligned} \quad (11)$$

여기서, Φ 는 확장인자로서 전열관의 전개면적과 투영면적의 비로 계산하였다. 전열관의 골 깊이(b)는 전열관의 폭(w)에 비하여 무시할 만큼 작

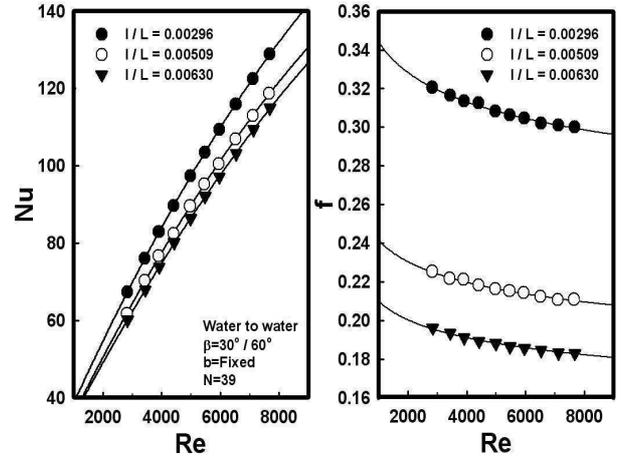


Fig. 5 Variations of Nu and f with corrugation length

은 값이므로($b \ll w$) L_p 는 다음과 같이 계산하였다.

$$L_p = 2(b + \Phi w) \approx 2(\Phi w) \quad (12)$$

따라서 판형열교환기의 수력직경(D_h)은 식 (13) 과 같이 정의할 수 있다.

$$D_h = \frac{2b}{\Phi} \quad (13)$$

열전달량, 마찰계수, Re, 그리고 Nu 값의 불확실도는 Moffatt⁽⁸⁾의 방법을 사용하여 계산하였다. 계산된 열전달량, 마찰계수, Re, 그리고 Nu의 최대 오차는 각각 $\pm 3.7\%$, $\pm 5.4\%$, $\pm 4.2\%$, $\pm 6.3\%$ 로 나타났다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 세브론 각 변화에 따른 성능특성

Fig. 4는 Re 수와 세브론 각 변화에 따른 판형열교환기의 Nu 수와 마찰계수의 변화를 나타내고 있다. 같은 기구적 조건에서 Re 수가 증가함에 따라 Nu 수가 증가하였다. 또한 동일한 Re 수를 기준으로 세브론 각이 30°/30°에서 30°/60°로 증가할 때 Nu 수가 약 64%가 증가하였고, 30°/30°에서 60°/60°로 증가할 때 약 97%가 증가하였다. 판형열교환기는 전열관 두 장이 겹쳐져 하나의 유로를 형성한다. 이때 세브론 각이 증가하면 판형열교환기의 유로를 가로막는 방향

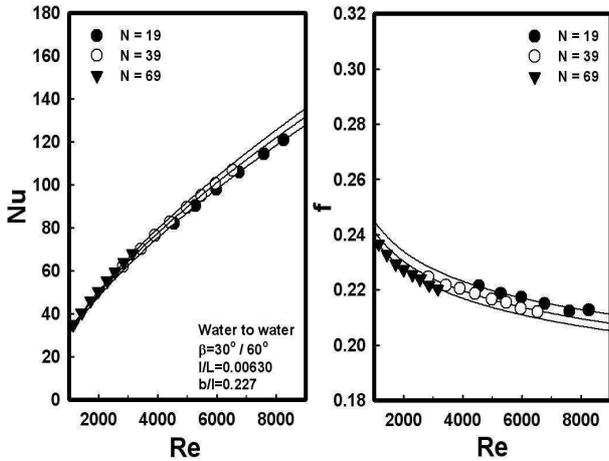


Fig. 6 Variations of Nu and f with number of plate

으로 전열판 주름이 생기게 된다. 이러한 전열판 주름에 의해서 판형열교환기 내부를 흐르는 유체의 이차유동이 활발해지고 난류가 활성화된다. 또한 판형열교환기의 세브론 각이 증가하면 전열판이 맞닿는 부분이 증가하게 된다. 이러한 구조는 유체가 전열판에 의해 분리와 재결합되는 횟수를 증가시켜 판형열교환기 내부유동을 더욱 교란시킨다. 이러한 효과 이외에도, 전열판이 맞닿는 부분에서의 유동면적 감소가 판형열교환기 내부를 흐르는 유체를 가속시켜, 난류 형성이 촉진되고 열전달계수가 향상된다.⁽⁹⁾

마찰계수의 경우 Re가 증가함에 따라 감소하였고, 세브론 각이 30°/30°에서 30°/60°으로 증가할 때 약 143%, 30°/30°에서 60°/60°으로 증가할 때 약 430% 증가하였다. 판형열교환기에서 세브론 각이 증가함에 따라 유로에 유입되는 유동의 각이 커지면서 유동을 가로막는 형태가 되고 이로 인해 유동방향이 크게 굴절되어 유동저항이 증가한다. 유입된 유체는 세브론 각이 작을 경우 전열판 골을 타고 흐르는 유동을 보인다. 하지만 세브론 각이 증가함에 따라서 전열판 골을 넘어 흐르는 유동으로 변화하게 되는데,^(4,5) 이로 인해 압력강하가 크게 증가하게 된다. 또한 세브론 각이 증가할 경우 전열판이 맞닿은 부분이 자주 나타나게 되고 이러한 구조에 의하여 유동이 전열판에 부딪히게 되고 유동저항이 증가하게 된다.

3.2 전열판 골 길이 변화에 따른 성능특성

기존 문헌에서는 세브론 각도 이외에 설계변수 중 주로 전열판의 형상비(b/l) 변화에 대한 성능

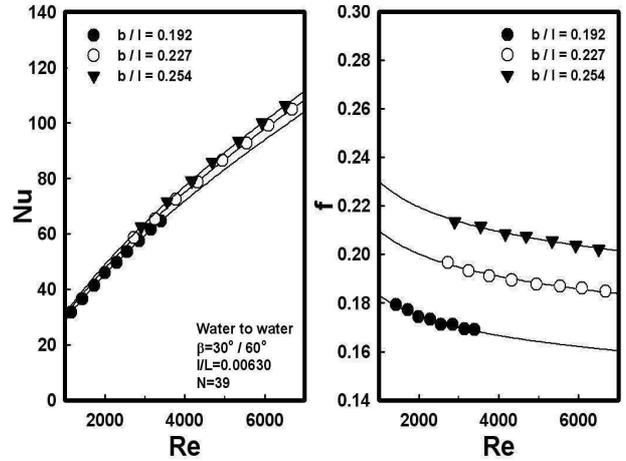


Fig. 7 Variations of Nu and f with corrugation depth

특성의 변화를 파악하였다. 하지만 형상비가 같은 전열판이라도 골 길이에 따라서 전열판 주름의 크기가 변화하기 때문에, 골 길이에 따른 성능특성의 변화를 파악해야 할 필요성이 있다. Fig. 5는 전열판 골 길이와 Re 수 변화에 따른 Nu 수와 마찰계수의 변화를 나타낸다. 동일한 Re 수와 전열판 조건에서 골 길이를 증가시키면 따라, Nu 수는 최대 10%, 마찰계수는 최대 39% 감소하였다. 전열판 골 길이가 증가하게 되면 전열판 내에서 주름의 개수가 감소하게 된다. 이에 따라 전열판이 맞닿는 지점이 줄어들게 되고 이로 인해 난류생성이 감소하게 된다. 반대로 전열판 골 길이가 감소하게 되면 전열판 주름의 개수가 증가하고 난류 생성이 활발해져 Nu 수가 증가한다.

전열판의 주름 크기가 증가하는 것은 유체가 흐르는 내부유로의 직경이 증가하는 것을 의미한다. 내부유로 직경의 증가는 압력강하의 감소로 이어지고, 이로 인해 판형열교환기 마찰계수가 감소하게 됨을 알 수 있다. 또한 전열판 골 길이가 증가하게 되면, 동일한 면적의 전열판 내 전열판 주름의 개수가 감소하면서 전열판이 맞닿는 지점이 감소하게 된다. 따라서 유동이 전열판에 부딪혀서 난류가 발생하는 부분이 감소하게 되고 이로 인해 골 길이가 작은 전열판에 비하여 마찰계수가 작아진다.

3.3 전열판 개수 변화에 따른 성능특성

Fig. 6은 판형열교환기 전열판 개수가 변화함에 따른 Nu 수와 마찰계수의 변화를 나타내고 있다.

Table 3 Dimensionless π -group

π -group	Dimensionless parameter	Effects
π_1	$Nu = \frac{hD_h}{k_f}$	Heat transfer
π_2	$Re = \frac{\rho u D_h}{\mu}$	Mass flow rate
π_3	$\frac{l}{L}$	Corrugation length
π_4	N	Number of plate
π_5	$\frac{b}{l}$	Corrugation depth
π_6	β	Chevron angle
π_7	f	Pressure drop

Nu 수의 경우 전열판의 개수가 19개에서 39개로 증가함에 따라 약 5% 증가하였고 39개에서 69개로 증가함에 따라 약 3%가 증가하였다. 전열판 개수를 변화시키며 수행한 실험결과를 통하여 끝단효과(end-plate effect)가 존재함을 알 수 있다. 끝단효과는 판형열교환기의 구조적인 특징으로, 가장 바깥쪽 부분 유로가 한쪽으로만 열교환하면서 발생하는 효과이다. 끝단에 고온 유로가 위치했을 때, 이 유로는 바로 안쪽에 위치하는 저온 유로로만 열교환하게 되어 해당 저온 유로의 온도가 높아지게 된다. 따라서 안쪽 고온 유로와 최대 온도 차이가 감소하게 되고, 이러한 효과가 내부로 이어져 전체 열전달 성능이 감소하게 된다. 판형열교환기의 열전달 성능을 저하시키는 끝단효과는 전열판의 개수가 증가할수록 감소하기 때문에 Fig. 6과 같은 결과가 나타나게 된다.

또한 Fig. 6에서 마찰계수의 경우, 전열판 개수가 19개에서 39개로 증가함에 따라 약 1.4%가 감소하였고, 39개에서 69개로 증가함에 따라 약 1.2%가 감소하였다. 일반적으로 판형열교환기의 전열판 개수가 증가하게 되면 분배부분이 길어지면서 판형열교환기의 압력강하가 증가하게 된다. 하지만 실험에 사용된 에너지 설비용 판형열교환기의 경우 분배부분의 길이가 전열판 길이보다 짧고, 분배부분 유로의 직경 또한 판형열교환기 내부유로의 직경보다 매우 넓다. 이러한 조건 때문에 분배부분 보다 판형열교환기 내부유로에서 대부분의 압력강하가 발생하게 된다. 이러한 조건에서 판형열교환기 전열판 개수가 증가하게 되

면, 같은 질량유량이 유입되었을 때 유로수의 증가에 따라 각 유로에 분배되는 유량이 감소하게 된다. 이러한 유량분배에 의해 전열판 개수가 증가함에 따라 유로에서 Re 수가 작아지고 유로 내 압력강하량이 감소하면서 전체 마찰계수가 감소함을 알 수 있다. 하지만 이러한 성능특성의 변화량은 다른 설계변수들에 따른 성능특성 변화량에 비해 상대적으로 매우 작은 것을 알 수 있다.

3.4 전열판 골 깊이 변화에 따른 성능특성

Fig. 7은 전열판 너비, 길이, 골 깊이가 고정된 상태에서 전열판 골 깊이를 변화에 따른 열전달 및 압력강하 성능특성을 나타내고 있다. 동일한 Re 수 조건에서 전열판의 형상비가 증가함에 따라서 Nu 수는 최대 9%, 마찰계수는 최대 25%가 증가하였다. 전열판 골 깊이를 고정시킨 상태에서 전열판 골 깊이를 증가 하게 되면 유체가 더 넓은 전열면에 닿을 뿐만 아니라 깊어진 골 안쪽까지 유체가 유입되면서 난류생성이 더욱 활발해진다. 따라서 전열판 골 깊이가 깊어짐에 따라서 열전달계수가 증가하였으며, 마찰계수도 증가하였다. 이는 앞서 언급했던 이유와 마찬가지로 전열판 골 깊이가 증가하면서 난류생성이 활발해짐에 따라서 마찰계수가 증가하게 되는 것이다.

4. 열전달 및 압력강하 상관식

실험결과와 고찰을 통하여 판형열교환기는 운전조건인 Re 수와 기구적 설계변수인 세브론 각과 전열판의 골 깊이, 골 깊이 그리고 전열판 개수에 따라 성능특성이 변화함을 확인할 수 있었다. 이러한 실험결과를 토대로 판형열교환기가 가지고 있는 기구적 설계변수를 반영하여 판형열교환기의 성능예측을 위한 상관식을 제시하였다.

먼저 판형열교환기의 성능특성에 영향을 미치는 변수들을 무차원화 하였다. Table 3은 본 상관식에 사용한 무차원항에 대한 정의 및 의미를 나타내고 있다. 정의된 무차원항을 Pi-theorem을 사용하여 Nu과 f-factor에 대한 상관식을 제시하였다. 상관식의 계수 및 지수는 본 연구에서 얻은 실험결과를 데이터베이스로 사용하여 비선형 회귀접합을 통하여 결정하였다. 본 연구에서 얻은 최종적인 열전달 및 압력강하 상관식은 각각 다음과 같다.

$$\pi_1 = 0.0339 \pi_2^{0.6521} \pi_3^{0.1058} \pi_4^{0.0042} \pi_5^{0.2586} \pi_6^{0.7616} \quad (14)$$

$$\pi_7 = 3.23 \times 10^{-4} \pi_2^{-0.0682} \pi_3^{0.1668} \pi_4^{-0.0216} \pi_5^{0.8229} \pi_6^{2.3890} \quad (15)$$

Fig. 8은 상관식의 검증을 위해서 실험결과와 계산된 결과를 비교하여 나타낸 것이다. 열전달과 압력강하 상관식은 물 대 물 조건, $1000 < Re < 10000$, $0.15 < b/l < 0.3$, $0.0025 < l/L < 0.0065$, $20 < N < 70$ 범위 안에서, $\pm 10\%$ 를 신뢰구간으로 95%의 신뢰수준을 보임을 알 수 있었다. 또한 제안된 상관식은 세브론 각 이외에도 전열판 골 깊이, 전열판 골 길이, 전열판 개수 등을 고려하여 기존 상관식들 보다 다양한 설계변수를 포함하고 있음을 알 수 있다. 특히, 전열판의 형상비로만 전열판의 특성을 파악할 경우 형상비는 같지만 골 깊이와 골 길이가 다른 경우의 특성을 고찰하기 힘든 단점이 있다. 제안된 상관식은 이와 같은 특성을 고려하여 전열판의 골 깊이 및 골 길이의 변화뿐만 아니라 같은 형상비의 조건에서도 다른 골 깊이와 골 길이의 변화를 고찰하였다.

5. 결론

본 연구에서는 판형열교환기의 기구적인 설계변수를 변화시키며 열전달 및 압력강하 성능특성을 고찰하였다. 그리고 판형열교환기의 성능특성을 예측할 수 있는 열전달 및 압력강하 상관식을 여러 설계변수의 함수로 제안하고, 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 열전달계수의 경우 세브론 각의 증가에 따른 변화가 가장 크게 증가하였고 전열판 골 길이의 감소에 따라, 전열판 개수가 증가함에 따라, 그리고 전열판 골 깊이가 증가함에 따라 열전달 계수가 증가함을 알 수 있었다.

(2) 마찰계수의 경우 세브론 각이 증가함에 따라 가장 크게 증가하였고 전열판 골 길이가 감소함에 따라 증가하였다. 전열판 개수가 증가함에 따라 마찰계수는 소폭 감소하였다. 또한 전열판 골 깊이가 증가함에 따라 마찰계수가 증가하였음을 알 수 있었다.

(3) 실험결과를 토대로 전열판의 설계변수를 무차원화 하여 판형열교환기 열전달 및 압력강하 성능특성 상관식을 제시하였다. 열전달 상관식 및 압력강하 상관식 모두 실험값과의 비교 결과

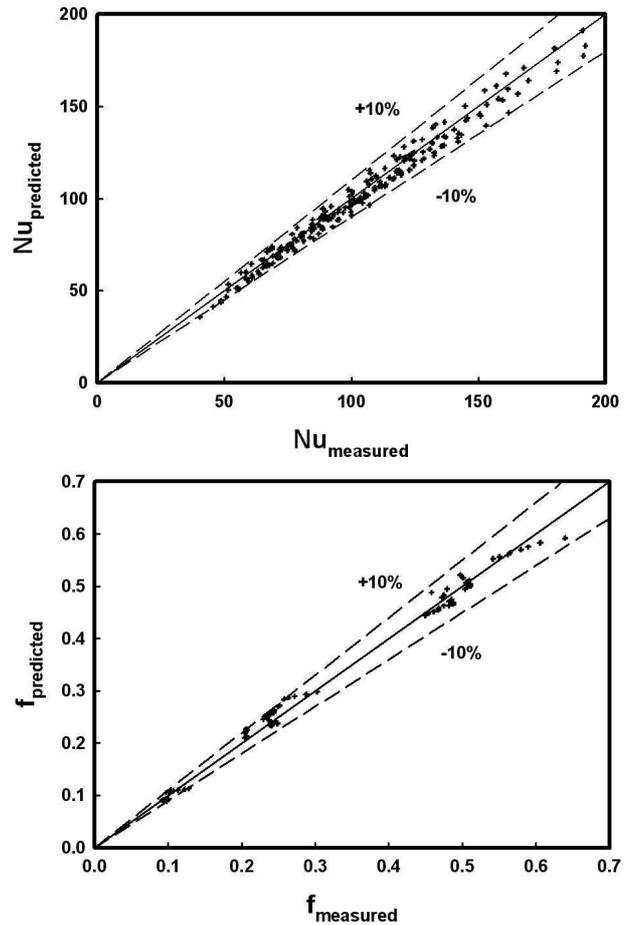


Fig. 8 Comparison between predicted data and measured data.

약 95%의 데이터가 오차범위 $\pm 10\%$ 구간 내에 존재하였다.

후 기

본 연구는 지식경제부 에너지자원기술 개발사업의 일환(2009T100101041)으로 수행 되었습니다. 이에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Focke, W. W., Zachariades, J. and Oliver, I., 1985, "The Effect of the Corrugation Inclination Angle on the Thermohydraulic Performance of Plate Heat Exchanger," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 28, No. 8, pp. 1469~1479.
- (2) Heavner, R. L., Kumar, H. and Wanniarachchi, A. S., 1993, "Performance of an Industrial Plate Heat Exchanger: Effect of Chevron angle," *Heat Transfer*, Vol. 89, No. 295, pp. 262~267.

- (3) Muley, A. and Manglik, R. M., 1999, "Experimental Study of Turbulent Flow Heat Transfer and Pressure Drop in a Plate Heat Exchanger with Chevron Plates," *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 121, No. 1, pp. 110~117.
- (4) Martin, H., 1996, "A Theoretical Approach to Predict the Performance of Chevron-type Plate Heat Exchangers," *Chemical Engineering and Processing*, Vol. 35, No. 4, pp. 301~310.
- (5) Dovic, D., Palm, B. and Svaic, S., 2009, "Generalized Correlation for Predicting Heat Transfer and Pressure Drop in Plate Heat Exchanger Channels of Arbitrary Geometry," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 52, No. 19-20, pp. 4553~4563.
- (6) Shah, R. K., 1975, "Laminar Flow Friction and Forced Convection Heat Transfer in Ducts of Arbitrary Geometry," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 18, No. 7-8, pp. 849~862.
- (7) Fernandez-Seara, J., Uhiá, F. J. and Sieres, J., 2007, "Laboratory Practices With The Wilson Plot Method," *Experimental Heat Transfer*, Vol. 20, No. 2, pp. 123~135.
- (8) Moffatt, R. J., 1988, "Describing the Uncertainties in Experimental Results," *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 1, pp. 3~17.
- (9) Heggs, P. J., Sabdham, P., Hallam, R. A. and Walton, C., 1997, "Local Transfer Coefficients in Corrugated Plate Heat Exchanger Channels," *Chemical Engineering Research and Design*, Vol. 75, No. 7, pp. 641~645.