

산업용 판형 열교환기의 설계 상관식 개발에 관한 연구 A Study of Developing Correlations for Designing Industrial Plate Heat Exchangers

박재홍*†
Jae-Hong Park*†

(Received 19 January 2021, Revision received 08 February 2021, Accepted 10 February 2021)

Abstract : This is a follow-up study of the paper entitled “A Study on Thermal Performance Comparison according to Chevron Angles of Plate Heat Exchanger.” The subjected plate heat exchanger has a porthole diameter of 150 mm and has been widely used in many industries such as general plants, petrochemical, marine and power plants. In the previous study, three different chevron plates with 30°, 45° and 60° had been experimentally tested to find out their thermal performance characteristics. Based on the experimental data obtained in the previous study, the correlations were developed for predicting Nusselt number and friction factor in the plate heat exchanger in this study, and the developed correlations were compared with experimental data to verify their accuracy. As a result of the comparison, it was found that the correlations for Nusselt number have an accuracy of ±3%, and an accuracy of ±2% for friction factor with the experimental data within experimental ranges. In addition, the developed correlations in this study were compared with those of other previous studies, and the comparison results are also presented.

Key Words : Correlations, Nusselt number, Friction factor, Plate heat exchanger, Chevron angle

— 기호 설명 —

그리스 문자

A : 전열면적 [m^2]
 c_p : 비열 [J/kgK]
 d_e : 상당직경 [m]
h : 대류열전달계수 [W/m^2K]
 k_f : 유체 열전도도 [W/mK]
 k_w : 전열판 열전도도 [W/mK]
m : 질량유량 [kg/s]
U : 총괄열전달계수 [W/m^2K]
t : 전열판 두께 [m]

ρ : 밀도 [kg/m^3]
 μ : 점성계수 [$Pa\cdot s$]
 μ_w : 벽면에서의 점성계수 [$Pa\cdot s$]
 ΔT_{LMTD} : 대수평균온도차 [$^{\circ}C$]

하첨자

c / h : 저온측 / 고온측
i / o : 입구 / 출구

*† 박재홍(ORCID:<https://orcid.org/0000-0001-7364-9618>) :
조교수, 동명대학교 냉동공조공학과
E-mail : jhpark2020@tu.ac.kr, Tel : 051-629-1688

*† Jae-Hong Park(ORCID:<https://orcid.org/0000-0001-7364-9618>)
: Professor, Department of Refrigeration and Air-Conditioning
Engineering TongMyong University.
E-mail : jhpark2020@tu.ac.kr, Tel : 051-629-1688

1. 서 론

Fig. 1의 가스켓형 판형 열교환기(gasketed plate heat exchanger)는 1890년대말 유럽에서 우유 살균을 위해 처음 개발된 이래로 냉동공조, 식품가공, 선박, 석유화학 및 제약산업 등 열교환 공정이 필요한 거의 모든 산업분야에 사용되고 있다. 가스켓형 판형 열교환기의 가장 큰 장점 중 하나는 타 열교환기에 비해 단위체적당 유용도(effectiveness)가 커서 사이즈가 매우 컴팩트하고, 별도의 서비스 공간이 필요치 않아 설치를 위한 공간이 매우 작다. 그러나 이름에서도 알 수 있듯이 유체 실링(sealing)을 위해 가스켓이 사용되는데 고무가 주원료인 가스켓의 물리적 특성으로 인해 가스켓형 판형 열교환기는 최대사용온도가 180℃ 정도로 제한되는 단점이 있다. 그럼에도 불구하고 가스켓형 판형 열교환기는 다른 열교환기와 달리 교체나 수리가 매우 용이하여 사용조건이 만족되는 적용처에서는 이의 사용을 계속해서 늘려나가고 있다.

본 연구는 판형 열교환기 쉘브론 각도에 따른 전열성능 비교에 관한 연구¹⁾의 후속 연구로, 본 연구에서는 기존 연구에서 획득한 실험데이터를 바탕으로 판형 열교환기 설계에 직접 활용할 수 있는 Nusselt수(이하 Nu수) 상관식 및 마찰계수 상관식을 개발하여 제안하였으며, 이와 함께 상관식 유도과 관련된 과정도 상세하게 기술하였다. 그리고 종래의 판형 열교환기 연구에서 제안된 각종 Nu수 및 마찰계수 상관식들과 비교하여 그 결과도 같이 제공하였다.

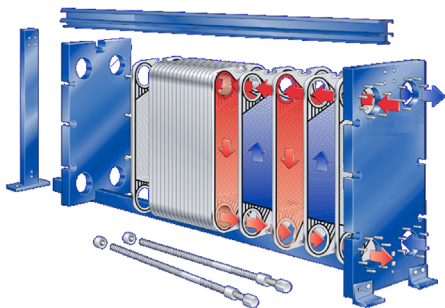


Fig. 1 Basic structure of plate heat exchanger

앞선 연구¹⁾에서도 언급한 바와 같이 지금까지 많은 판형 열교환기 연구가 CFD 연구²⁾ 또는 Lab scale 규모 정도가 대부분이었으나, 본 연구는 실제 산업 전반에서 가장 널리 사용되고 있는 크기의 판형 열교환기 실제제품에 대한 풀 스케일(full scale) 테스트이기 때문에 보다 유용한 정보를 제공할 수 있을 거라 사료된다.

2. 실험장치 및 방법

실험장치 및 방법에 대한 내용은 앞선 연구 논문에서 자세하게 나와 있으며, 여기서는 Fig 2와 Fig. 3에 본 연구에서 사용된 전열판과 실험장치 개략도, Table 1에 테스트 제품에 대한 정보 그리고 Table 2에 실험조건만을 기술하도록 한다.

3. 데이터 처리

판형 열교환기의 전열성능 파악을 위한 데이터 처리 과정의 자세한 설명을 위해서는 앞선 연구에서 언급한 데이터 처리 과정 일부를 한번 더 기술할 필요가 있다.

일반적으로 판형 열교환기는 전열판의 온도를 직접 측정할 수 없기 때문에 본 연구에서는 Shah³⁾와 Manglik와 Bergles⁴⁾이 제안한 수정된(modified) Wilson Plot 방법을 기반으로 한번 더 가공하여 Nu수 상관식을 구하였다. 1915년 최초(original)의 Wilson Plot 방법이 Wilson⁵⁾에 의해 소개된 이래로 많은 연구자들^{3,4,6)}이 다양한 형태의 수정된 Wilson Plot 방법들을 소개해 왔다.

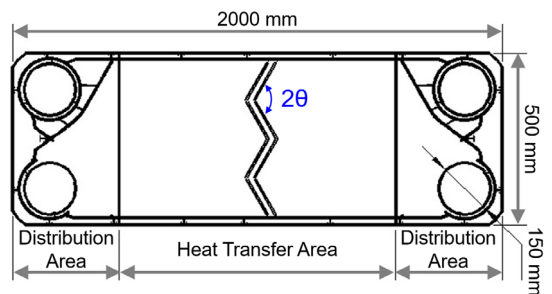


Fig. 2 Heat plate information

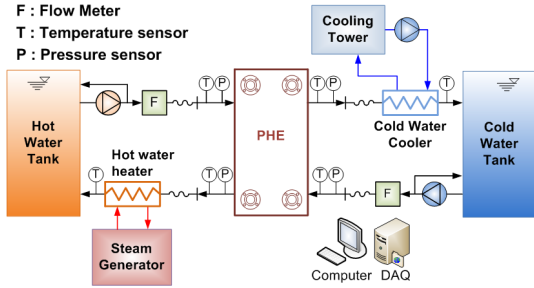


Fig. 3 Test facility schematic diagram

Table 1 Specifications of heat exchangers

Specifications	Value
Plate material	SUS304
Plate depth	2.9 mm
Plate thickness	0.5 mm
Chevron angle (Θ)	60° (High Θ) 30° (Low Θ) 45° (Mixed Θ, High+Low)
Number of plates	51 pcs
Test product	H type (High Θ only) M type (High Θ + Low Θ) L type (Low Θ only)

Table 2 Test conditions

Test conditions	Value
Reynolds number	1000 ~ 3500
Hot water inlet temp.	35 ± 0.3 °C
Cold water inlet temp.	25 ± 0.3 °C
Steady state conditions	Flow rate ≤ ±2.0% Inlet temp. ≤ ±0.3 °C Inlet pressure ≤ ±2.0%
Data recording	every 3 sec. for 15 min.

테스트 제품의 열전달 실험에서 유체 물성치들은 입·출구온도의 평균온도에 의해 계산되었으며, 정상상태에서 두 유체 사이의 전열량(Q)은 식 (1)과 같이 계산된다. 이때 온수측과 냉수측 사이에서의 에너지 밸런스는 ±5% 이내로 유지되었다.

$$Q = [m c_p (T_i - T_o)]_h = [m c_p (T_o - T_i)]_c \quad (1)$$

두 유체 사이에서의 총괄열전달계수(U)는 다음과 같이 표현된다.

$$U = \frac{Q_{avg}}{A \cdot \Delta T_{LMTD}} \quad (2)$$

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

대수평균온도차(ΔT_{LMTD})는 두 개의 대향류 채널의 입·출구온도로부터 다음과 같이 정의된다.

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (4)$$

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o} \quad (5)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i} \quad (6)$$

판형 열교환기는 양 유체측의 전열면적이 같기 때문에 총괄열전달계수와 대류열전달계수 사이의 관계는 다음과 같이 표현될 수 있다.

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

대류열전달계수 h_h와 h_c를 구하기 위해 수정된 Wilson Plot 방법을 응용하였다.

Manglik와 Bergles⁴⁾ 등이 제안한 방법은 트위스트 테이프가 삽입된(Twisted-Tape Inserts) 튜브 내부의 대류열전달계수를 구하기 위한 방법으로 본 연구의 열전달 특성과는 다소 차이가 있다. 이후 Muley와 Manglik⁷⁾에 의해 판형 열교환기의 열전달 특성에 맞게 Wilson Plot 방법이 개선·수정되었으나, 여전히 한쪽의 유량을 고정시키고 다른쪽의 유량을 변화시켜 가며 실험을 하기 때문에 실험의 수가 많아지는 단점이 있다. 그러나 본 연구에서 제안한 방법은 기존 수정된 Wilson plot 방법에 비해 적은 실험으로 보다 정확한 상관식을 구할 수 있는 장점이 있다.

일반적으로 열교환기의 열전달 특성을 나타내는 무차원수로 식 (8)의 Nu수가 있다. 판형 열교환기 연구에서도 Nu수를 Reynolds수(이하 Re수)와 Prandtl수(이하 Pr수)로 표현하려는 연구가 많이

진행되어 왔으며, 일반적으로 제안되는 Nu수의 기본 형태는 식 (9)와 같다.

$$Nu = \frac{h \cdot d_e}{k_f} \quad (8)$$

$$Nu = CRe^m Pr^x \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^y \quad (9)$$

여기에서 상관계수 C와 Re 지수 m은 실험데이터로부터 구해지고, Pr 지수 x는 주로 1/3을 사용하고 있다. $(\mu/\mu_w)^y$ 는 점성의 영향에 대한 함수로, 지수 y는 많은 연구자들에 의해 0.14가 제안되고 있으나, 본 연구에서는 HTRI에서 제안하고 있는 0.17을 사용하고자 한다. 점성항 지수 y는 연구자의 편의에 따라 선택하여 사용하면 된다.

본 연구에서는 판형 열교환기의 전열성능을 파악하기 위해 양측의 유량을 동일하게 변화시키면서 실험하였다. 이렇게 하면 기존 수정된 Wilson plot 방법에 비해 보다 적은 실험으로 상관식을 구할 수 있는 장점이 있다. 그러나 이러한 방식의 실험을 수행하기 위해서는 양 유체의 입구압력을 동일하게 맞춰야 한다. 이는 양 유체의 입구압력 차이로 생길 수 있는 편압(pressure difference)의 영향을 방지하기 위함이다.

양측의 유량과 입구압력을 동일하게 유지하면 전열관의 기하학적 형상이 같은 판형 열교환기에서는 양측 모두 동일한 형태의 열전달 특성이 나타난다. 이에 식 (9)를 식 (7)에 대입하여 정리하면 식 (10)과 같이 표현될 수 있고, 이를 만족시키는 상관계수 C와 Re 지수 m을 반복계산을 통해 구할 수 있다.

$$\frac{1}{U} = \left(\frac{1}{CRe^m Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.17} \frac{k_f}{d_e}} \right)_h + \quad (10)$$

$$\left(\frac{1}{CRe^m Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.17} \frac{k_f}{d_e}} \right)_c + \frac{t}{k_w}$$

판형 열교환기에서의 압력강하 관계는 식 (11)로 표현된다.

$$\Delta p_{exp} = \Delta p_f + \Delta p_{port} \quad (11)$$

여기서, Δp_{exp} 는 차압계를 통해 측정된 전체압력강하, Δp_f 는 채널 마찰압력강하, 그리고 Δp_{port} 는 포트 압력강하를 의미한다.

포트 압력강하는 평균 포트속도로부터 Kays와 London⁸⁾, Shah와 Focke⁹⁾ 등이 제시한 경험식인 식 (12)로 계산된다.

$$\Delta p_{port} = 1.5 \left(\rho \frac{u_{port}^2}{2} \right) \quad (12)$$

여기서, u_{port} 는 포트에서 유속을 의미한다.

채널 마찰압력강하를 무차원수인 마찰계수 f로 나타내면 식 (13)과 같다. 여기서 L은 판형 열교환기 입구포트에서 출구포트까지의 거리, u는 채널 유속(channel velocity)이다.

$$f = \frac{\Delta p_f}{\frac{4L}{d_e} \frac{1}{2} \rho u^2} \quad (13)$$

마찰계수 f의 상관식은 일반적으로 Re의 함수로 표현되며 식 (14)의 형태를 따른다.

$$f = bRe^{-z} \quad (14)$$

식 (13)과 (14)를 정리하면 다음과 같이 표현되고, 마찰계수 f의 상관계수인 b와 Re 지수 z는 식 (15)로부터 계산되어진다.

$$f = bRe^{-z} = \frac{\Delta p_f}{\frac{4L}{d_e} \frac{1}{2} \rho u^2} \quad (15)$$

4. 상관식 제안 및 타 연구결과 비교

4.1 상관식 제안

앞선 연구에서 획득한 전열성능 실험데이터를

Table 3 Correlational coefficients and Re exponents

θ	Nusselt number		Friction factor	
	C	m	b	z
60°(H)	0.30	0.657	1.17	0.068
45°(M)	0.25	0.662	0.72	0.106
30°(L)	0.19	0.629	1.19	0.290
1000 < Re < 3500				

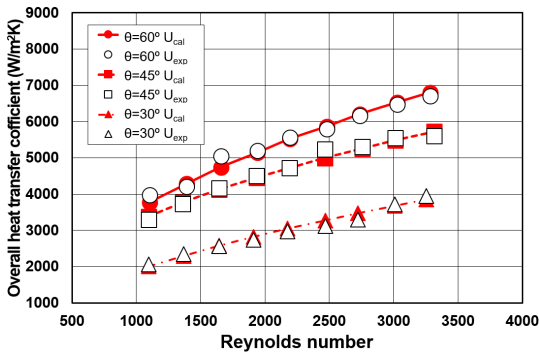


Fig. 4 Comparison between experimental data(U_{exp}) and correlations(U_{cal})

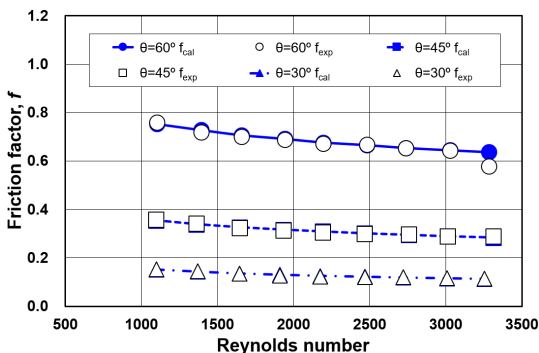


Fig. 5 Comparison between experimental data(f_{exp}) and correlations(f_{cal})

바탕으로 열교환기 설계에 직접 활용할 수 있는 Nu수와 마찰계수 상관식을 구하였으며, 식 (9)와 (14)에서의 상관계수 C, b 그리고 Re 지수인 m, z를 웨브론 각도(θ)별로 Table 3에 정리하였다.

또한 제안된 상관식을 실험데이터와 비교하여 그 정확도를 분석하였으며, Fig. 4와 5에 분석결과를 나타내었다.

Fig. 4는 실험에서 구한 총괄열전달계수와 Nu

수 상관식을 이용하여 계산한 총괄열전달계수를 비교한 것으로, 제안된 Nu수 상관식은 실험범위 내에서 특정 데이터 2~3개를 제외하면 정확도 $\pm 3\%$ 이내에서 실험데이터를 잘 예측하였다.

Fig. 5의 마찰계수 상관식도 웨브론 각도 60°의 1개 데이터만 제외하면 $\pm 2\%$ 이내에서 실험데이터들과 잘 일치함을 확인하였다.

이와 함께 본 연구에서 새롭게 제안된 수정된 Wilson Plot 방법은 판형 열교환기처럼 두 유체 간 전열면적이 동일하면서 전열면 온도측정이 어려운 경우에 적용할 수 있는 정확도 높은 계산 방법임을 확인할 수 있었다.

4.2 기존 연구결과와의 비교분석

본 실험결과를 기존 연구자들의 판형 열교환기 상관식과 비교하여 그 특성을 살펴보았다.

Okada 등¹⁰⁾은 물을 사용한 실험을 통해 웨브론 각도에 따른 Nu수 상관식을 식 (16)과 같이 제안하였다.

$$Nu = \begin{cases} 0.157Pr^{0.4}Re^{0.66} & \theta = 30 \\ 0.249Pr^{0.4}Re^{0.64} & \theta = 45 \\ 0.327Pr^{0.4}Re^{0.65} & \theta = 60 \\ 0.478Pr^{0.4}Re^{0.62} & \theta = 75 \end{cases} \quad (16)$$

$700 < Re < 25,000$

Focke 등¹¹⁾도 웨브론 각도에 따른 Nu수 상관식을 식 (17)과 같이 제안하였다.

$$\begin{aligned} \theta : 60, Nu &= 1.12 Re^{0.6} Pr^{1/2}, 600 < Re < 16000 \\ \theta : 45, Nu &= 0.405 Re^{0.7} Pr^{1/2}, 300 < Re < 2000 \\ &= 0.84 Re^{0.6} Pr^{1/2}, 2000 < Re < 20000 \\ \theta : 30, Nu &= 0.44 Re^{0.64} Pr^{1/2}, 1000 < Re < 42000 \end{aligned} \quad (17)$$

판형 열교환기의 전열성능에 영향을 미치는 인자 중 하나로 연신율(enlargement factor)이 있다. 많은 연구자들이 이에 대한 영향을 Nu수 상관식에 포함시키고자 하였으며, Muley와 Manglik⁷⁾도 자신들이 제안한 상관식인 식 (18)에 연신율(ϕ)을

포함시켰다. 연신율은 유효면적(effective area)을 투영면적(projected area)으로 나눈 값으로, 판형 열교환기의 전열관은 주름진 형태로 되어 있기 때문에 ϕ 는 항상 1보다 크다.

Muley와 Manglik의 상관식의 유효범위는 $Re \geq 1000$, $30^\circ \leq \theta \leq 60^\circ$, $1 \leq \phi \leq 1.5$ 이다.

$$Nu = C_1(\theta) C'_1(\phi) Re^{p_1(\theta)} Pr^{1/3} (\mu/\mu_w)^{0.14}$$

$$C_1 = (0.2668 - 6.967 \times 10^{-3}\theta + 7.244 \times 10^{-5}\theta^2)$$

$$C'_1 = (20.78 - 50.94\phi + 41.16\phi^2 - 10.51\phi^3)$$

$$p_1 = [0.728 + 0.0543 \sin \{(\pi\theta/45) + 3.7\}] \quad (18)$$

Fig. 6은 본 실험결과와 기존 판형 열교환기 연구에서 제안된 Nu수 상관식을 비교한 결과를 나타내고 있다. 그림에서 알 수 있듯이 모든 연구에서 웨브론 각도가 증가할수록 Nu수가 증가함을 알 수 있다. 이는 웨브론 각도가 커질수록 소용돌이 흐름의 강도가 증가하기 때문이다.

기존의 상관식들 중 Okada 등의 상관식과 본 실험결과가 상대적으로 가장 잘 일치하였으며, 그 다음은 Muley와 Manglik의 상관식이었다. 그러나 Focke 등의 상관식은 모든 경우에 대해 과대예측을 하였다. 각 상관식과 본 실험결과와의 차이를 웨브론 각도별로 Table 4에 정리하였다.

이러한 차이를 발생시키는 가장 큰 원인으로서는 각 연구에서 사용되었던 전열관의 기하학적 형상이 서로 달랐기 때문인 것으로 사료된다. 대표적인 기하학적 형상으로는 Fig. 7에서 나타나 있는 주름의 형태, 골깊이(b), 골과 골사이의 거리(P), 연신율 그리고 유체분배부 형상 등이 있다.

Okada 등이 사용한 전열관의 연신율은 1.294, Muley와 Manglik의 경우는 1.29, 그리고 본 연구에서 사용된 전열관의 연신율은 1.25이다. 이에 비해 Focke 등이 사용한 전열관의 연신율은 1.464로 다소 크다. 연신율이 크다는 것은 전열관의 골깊이(b)가 깊다는 것을 의미하며, 이는 보다 강한 소용돌이를 생성할 수 있다는 것을 의미한다. 이와 함께 Pr 지수의 차이 그리고 점성항의 존재유무도 이러한 차이를 발생시키는데 일부 영향을 미친 것으로 사료된다.

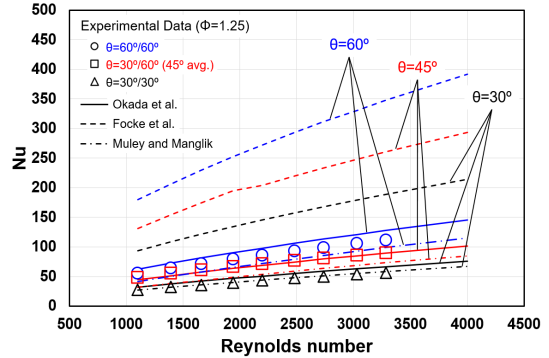


Fig. 6 Variation of Nusselt number with Reynolds number and chevron angle θ

Table 4 Nusselt number comparison

	60°	45°	30°
Okada et al.	14.1%	-4.0%	16.8%
Focke et al.	218%	184.6%	234.8%
Muley & Manglik	-16.7%	-25.3%	0.3%

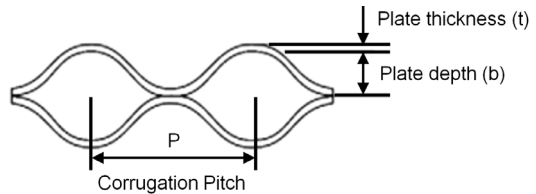


Fig. 7 Geometrical features of plate corrugations

마찰압력강하를 예측할 수 있는 마찰계수 상관식도 기존 연구에서 제안되었다. 그러나 상기 연구들 중 Okada 등¹⁰⁾은 마찰계수 상관식을 제공하지 않았기 때문에 Focke 등¹¹⁾과 Muley와 Manglik⁷⁾가 제안한 상관식과 본 실험결과를 비교해 보았다.

식 (19)는 Focke 등이 제안한 마찰계수 상관식이고, 식 (20)은 Muley와 Manglik가 제안한 상관식이다.

$$\theta : 60, f = 6.7 Re^{-0.209}, 400 < Re < 16000$$

$$\theta : 45, f = 0.3025 + 91.75/Re, 150 < Re < 1800$$

$$= 1.46 Re^{-0.177}, 1800 < Re < 30000$$

$$\theta : 30, f = 0.0925 + 57.5/Re, 260 < Re < 3000$$

$$= 0.8975 Re^{-0.263}, 3000 < Re < 50000$$

(19)

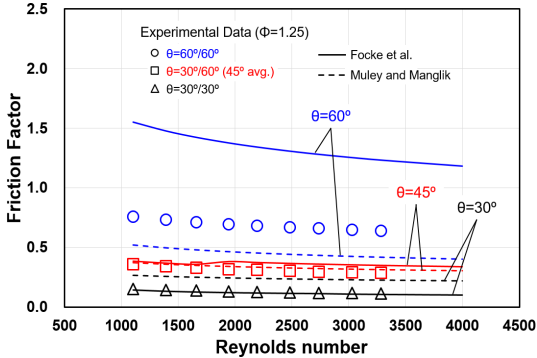


Fig. 8 Variation of friction factor with Reynolds number and chevron angle θ

$$f = C_2(\theta) C_2'(\phi) Re^{p2(\theta)}$$

$$C_2 = (2.917 - 0.1277\theta + 2.016 \times 10^{-3}\theta^2)$$

$$C_2' = (5.474 - 19.02\phi + 18.93\phi^2 - 5.341\phi^3)$$

$$p2 = - [0.2 + 0.0577 \sin \{(\pi\theta / 45) + 2.1\}] \quad (20)$$

Fig. 8은 본 연구에서 구한 마찰계수와 기존 연구에서 제안한 마찰계수 상관식을 비교한 결과를 나타내고 있다. 예상할 수 있듯이 Fig. 6과 동일하게 모든 경우에서 웨브론 각도가 증가할수록 유체의 소용돌이가 커져 마찰계수가 증가하였다.

그러나 Fig. 8의 마찰계수 비교는 Fig. 6의 Nu 수 비교와는 다소 차이가 있음을 알 수 있다. 특히 Focke 등의 경우 열전달 예측은 모든 경우에 있어 본 실험결과보다 거의 3배 이상 높았으나, 마찰계수 예측은 웨브론 각도 60°의 경우를 제외하고는 본 실험결과를 비교적 잘 예측하였다. 그러나 Focke 등의 연구에 사용된 전열판 및 실험데이터에 대한 정보가 많이 제공되어있지 않아 이러한 결과를 설명하는데 어려움이 있다.

Muley와 Manglik의 마찰계수 상관식은 웨브론 각도 45°의 경우 7% 이내로 실험결과를 잘 예측하였으나, 30°의 경우 Nu수 예측 때와는 달리 약 89% 정도 과대예측을 하였다.

Table 5에 각 상관식과 본 실험결과와의 차이를 웨브론 각도별로 정리하였다. Manglik¹²⁾도 여러 연구자들에 의해 개발된 판형 열교환기 상관식들의 예측 결과가 서로 잘 맞지 않음을 확인하였고, 그 원인으로 연신율의 영향을 상관식에 포함시키

Table 5 Friction factor comparison

	60°	45°	30°
Focke et al.	97.7%	16.6%	-6.0%
Muley & Manglik	-33.0%	7.0%	88.8%

지 않은 것을 언급하였다. 그러나 앞서 Nu수 상관식 비교에서도 언급한 바와 같이 무엇보다 각 연구에서 사용된 전열판의 기하학적 형상이 서로 달랐기 때문에 이러한 결과를 나타낸 것으로 사료된다.

그렇지만 여기에서 한 가지 확실한 것은 Nu수와 마찰계수는 웨브론 각도에 매우 큰 영향을 받는다는 것이다.

5. 결론

본 연구는 판형 열교환기 웨브론 각도에 따른 전열성능 비교에 관한 연구¹⁾의 후속 연구로, 본 연구에서는 앞선 연구에서 획득한 실험데이터를 바탕으로 산업 전반에서 널리 사용되고 있는 크기의 판형 열교환기 설계에 직접 활용할 수 있는 Nu수 및 마찰계수 상관식을 개발하였다.

Nu수 상관식은 실험범위 내에서 특정 데이터 2~3개를 제외하면 정확도 $\pm 3\%$ 이내에서 실험데이터를 잘 예측하였고, 마찰계수 상관식도 웨브론 각도 60°의 1개 데이터만 제외하면 $\pm 2\%$ 이내에서 실험데이터를 잘 예측하였다. 이와 함께 상관식 유도과 관련된 과정도 상세하게 기술하였다.

본 연구에서 제안한 형태의 수정된 Wilson Plot 방법을 사용하기 위해서는 양 유체의 입구압력을 동일하게 유지해야 한다. 만약 입구압력이 다르게 되면 양 유체간에 생기는 편압의 영향으로 정확한 실험결과를 얻지 못할 수도 있기 때문이다.

종래의 판형 열교환기 연구에서 제안된 상관식과 본 실험결과를 비교하여 그 특성을 살펴보았다. 비교결과 Okada 등의 Nu수 상관식만 본 연구의 열전달 성능을 잘 예측하였고, 타 연구자들의 각종 상관식들은 본 실험결과와 차이가 있었다. 이에 대한 가장 큰 원인으로서는 각 연구에서 사용

된 판형 열교환기 전열관의 기하학적 형상이 서로 달랐기 때문인 것으로 사료된다.

이와 같이 모든 판형 열교환기에 적용할 수 있는 범용(universal) 설계 상관식은 현재까지 개발되어있지 않다. 이에 앞으로도 다양한 판형 열교환기에 대한 연구를 지속적으로 수행하여 보다 신성 높은 설계 상관식들을 제공하고자 한다.

References

1. J. H. Park, 2020, "A Study on Thermal Performance Comparison according to Chevron Angles of Plate Heat Exchanger", *Journal of Power System Engineering*, Vol. 24, No. 1, pp. 64-69. (<https://doi.org/10.9726/kspse.2014.18.4.029>)
2. H. J. Kim, Y. K. Jung, H. S. Lee, J. I. Yoon and C. H. Son, 2014, "Numerical Study for the Optimal Design of Plate Heat Exchanger Using at Seawater Air Conditioning", *Journal of Power System Engineering*, Vol. 18, No. 4, pp. 29-35. (<https://doi.org/10.9726/kspse.2014.18.4.029>)
3. R. K. Shah, 1990, "Assessment of Modified Wilson Plot Techniques for Obtaining Heat Exchanger Design Data", *Heat Transfer 1990*, G. Hetsroni, ed., Hemisphere, New York, pp. 51-56. (<http://dx.doi.org/10.1615/IHTC9.1050>)
4. R. M. Manglik and A. E. Bergles, 1991, "Heat Transfer Enhancement of Intube Flows in Process Heat Exchangers by means of Twisted-Tape Inserts", Report No. HTL-18, Heat Transfer Lab., Rensselaer Polytechnic Institute, Troy, NY.
5. E. E. Wilson, 1915, "A Basis for Rational Design of Heat Transfer Apparatus", *ASME Transactions*, Vol. 37, pp. 47-82.
6. D. E. Briggs and E. H. Young, 1963, "Convection Heat Transfer and Pressure Drop of Air Flowing across Triangular Pitch Banks of Finned Tubes", *Chemical Engineering Progress Symposium Series*, Vol. 59, No. 41, pp. 1-10.
7. A. Muley and R. M. Manglik, 1999, "Experimental Study of Turbulent Flow Heat Transfer and Pressure Drop in a Plate Heat Exchanger with Chevron Plates", *Journal of Heat Transfer*, Vol. 121, No. 1, pp. 110-117. (<http://dx.doi.org/10.1115/1.2825923>)
8. W. M. Kays and A. L. London, 1984, *Compact Heat Exchangers*, 3rd ed., McGraw-Hill, New York.
9. R. K. Shah and W. W. Focke, 1988, "Plate Heat Exchangers and their Design Theory", *Heat Transfer Equipment Design*, R. K. Shah et al., eds., Hemisphere, Washington, DC, pp. 227-254.
10. K. Okada, M. Ono, T. Tomimura, T. Okuma, H. Konno and S. Ohtani, 1972, "Design and Heat Transfer Characteristics of a New Plate Heat Exchanger", *Heat Transfer-Japanese Research*, Vol. 1, No. 1, pp. 90-95.
11. W. W. Focke, J. Zachariades and I. Olivier, 1985, "The Effect of the Corrugation Inclination Angle on the Thermohydraulic Performance of Plate Heat Exchangers", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 28, pp. 1469-1479. ([https://doi.org/10.1016/0017-9310\(85\)90249-2](https://doi.org/10.1016/0017-9310(85)90249-2))
12. R. M. Manglik, 1996, "Plate Heat Exchangers for Process Industry Applications: Enhanced Thermal-Hydraulic Characteristics of Chevron Plates", *Process, Enhanced and Multiphase Heat Transfer*, R. M. Manglik and A. D. Kraus, eds., Begell House, New York, pp. 267-276.