

# 단상유동 조건에서 용접형 판형 열교환기의 열전달 및 압력강하 특성연구

## Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Brazed Plate Heat Exchangers with Single-Phase Flow

김만배(Man Bae Kim)<sup>1</sup>, 박창용(Chang Yong Park)<sup>2\*</sup>

<sup>1</sup>서울과학기술대학교 대학원, <sup>2</sup>서울과학기술대학교 기계시스템디자인공학과

<sup>1</sup>Graduate School of Engineering, Seoul National University of Science and Technology, Seoul 139-743, Korea

<sup>2</sup>Department of Mechanical System Design Engineering, Seoul National University of Science and Technology, Seoul 139-743, Korea

(Received August 5, 2014; revision received September 17, 2014; Accepted: September 18, 2014)

**Abstract** This experimental study measured and analyzed the heat transfer and pressure drop performance of brazed plate heat exchangers. Heat exchangers with different plate numbers of 10, 20, 30, and 40 were used for measurement, and their plate pattern was identical. The experiment was performed with distilled water, by changing the hot-side flow rate, with the cold-side flow rate fixed. The experimental results were compared with the calculated values by correlations based on gasketed plate heat exchangers, and showed that the heat transfer performance and pressure drop of brazed plated heat exchangers were higher than those of gasketed plate heat exchangers. From the variation of the friction factor, it could be inferred that in the flow channels of brazed plate heat exchangers, turbulent flow occurred at Reynolds numbers higher than 500. A new correlation to predict the Nusselt number was developed, and its absolute average deviation was 2.62%, compared with the values from the experimental data.

**Key words** Brazed plate heat exchanger(판형열교환기), Heat transfer(열전달), Pressure drop(압력강하), Capacity(용량), Single-phase flow(단상유동)

† Corresponding author, E-mail: cypark@seoultech.ac.kr

### 기호설명

$A$  : 열전달 면적 [ $m^2$ ]  
 $D_h$  : 수력직경,  $4A/P$  [m]  
 $C_p$  : 정압비열  
 $h$  : 대류 열전달계수 [ $W/m^2K$ ]  
 $k$  : 열전도도 [ $W/mK$ ]  
 $L$  : 유동방향 판 길이 [m]  
 $\dot{m}$  : 질량유량 [ $kg/s$ ]  
 $Nu$  : Nusselt 수,  $hD_h/k$   
 $Pr$  : Prandtl 수,  $\mu C_p/k$   
 $\dot{Q}$  : 열교환기 용량 [kW]  
 $Re$  : Reynolds 수,  $\rho V D_h/\mu$   
 $T$  : 온도 [ $^{\circ}C$ ]  
 $t$  : 판의 두께 [m]  
 $V$  : 유로 내부의 유속 [m/s]

### 그리스 문자

$\Delta P$  : 압력강하 [kPa]  
 $\rho$  : 밀도 [ $kg/m^3$ ]

### 하첨자

$c$  : 저온측  
 $h$  : 고온측  
 $i$  : 입구측  
 $o$  : 출구측  
 $plate$  : 열교환기 판

## 1. 서론

열교환기는 서로 다른 온도를 갖는 두 유체의 열교환을 목적으로 하는 장치로 많은 산업분야에서 활용되

고 있다. 다양한 종류의 열교환기 중 판형 열교환기는 동일 부피에서 유체와의 접촉면적이 넓고, 판에 형상을 새겨 유동의 섞임이나 난류발생을 촉진시킬 수 있기 때문에 널리 사용된다. 판형 열교환기의 판 형상은 성능을 좌우하는 주요한 변수가 되고 이에 관련 많은 연구가 존재한다.<sup>(1,2)</sup> 다양한 판의 형상이 존재하지만 그 중 가장 많이 사용되는 것은 웨브론 패턴을 갖는 판형 열교환기로 굴곡진 패턴 중심에 대칭으로 꺾이는 형상을 만들어 작은 Re에서도 난류 발생을 통한 열전달 성능을 향상시키는 특징이 있다.

판형 열교환기는 웨브론 각, 높이, 배열형태, 피치, 유동 배열 형태, 입/출구 채널 형상 등의 설계변수에 영향을 받기 때문에 위 설계변수에 관련된 연구들이 꾸준히 수행되었고<sup>(1-4)</sup> 기존 연구 결과에 근거하여 단상유동에서 웨브론 형상을 갖는 판형 열교환기의 열전달 및 압력강하 특성을 예측하는 상관식 또한 다수 발표되었다.

판형 열교환기는 제작 방법에 의해 크게 가스켓형과 용접형으로 분류할 수 있다. 가스켓형 판형 열교환기는 적층된 판과 판 사이에 가스켓을 삽입하고 판을 안내봉과 볼트로 결합하여 누설을 방지한 형태를 갖는다. 분해와 조립이 가능하여 오염물질의 제거와 용량 조절이 용이하므로 널리 사용되는 형태이다. 용접형 판형 열교환기는 판과 판 사이를 가스켓 대신 용제를 이용하여 용접함으로써 누설을 방지하고 구조를 유지하도록 한다. 용접형 방식은 열교환기의 분리가 불가능한 단점이 있지만 3 MPa 이상의 고압조건에서도 사용이 가능한 장점이 있다. 이러한 내압성은 특히 응축과 증발을 수반하는 과정에서 판형 열교환기의 활용 범위를 높이는 데 중요하며, 이러한 이유로 기존의 셸-튜브 열교환기를 사용하였던 증발기나 응축기가 고효율 소형 용접형 판형 열교환기로 대체되고 있는 추세이다.

대부분의 기존 연구는 웨브론 형상을 갖는 가스켓형 판형 열교환기에 관한 것으로 최근 그 적용이 넓어지는 용접형 판형 열교환기에 관한 연구는 상대적으로 부족한 상황이다. 열교환기의 구조적 관점으로 볼 때 가스켓형 판형 열교환기는 판과 판의 접촉부가 점접촉

을 하고 있지만, 용접형 판형 열교환기는 접촉점이 용제에 의해 용접되어 있다. Fig. 1은 본 연구에 사용된 열교환기의 단면을 자른 모습이며, 각 판의 접촉부가 용제에 의하여 용접되어 있음을 보여준다. 가스켓 판형 열교환기의 경우 Fig. 1(b)의 용접된 부위가 존재하지 않고 모두 점접촉 하는 형태를 갖고 있다.

유동의 측면에서 보면, 용접형 판형 열교환기에는 가스켓형 판형 열교환기와 비교하여 각 판들의 접촉지점에 추가적인 물리적 구조물이 존재하게 된다. 이러한 용접부는 판과 판 사이 유동에 분명한 영향을 주게 되어, 용접형 판형 열교환기의 압력강하와 대류 열전달 특성은 가스켓형의 그것과 다를 것이라는 것을 쉽게 예상할 수 있다. 따라서 기존 가스켓형 판형 열교환기를 위한 압력강하 및 열전달 관련 상관식을 용접형 판형 열교환기에 적용하는 경우 실제 측정값과 예측값 사이에 작지 않은 오차가 발생하게 된다.

위 배경에 근거하여 본 연구에서는 다양한 판의 장수(10, 20, 30, 그리고 40장)를 갖는 용접형 판형 열교환기의 열전달 및 압력강하 특성에 대한 실험적 연구와 분석을 수행하였다. 또한 실험 결과를 기존 가스켓판형 열교환기를 위한 상관식과 비교하였고, Re수에 따른 마찰계수 변화를 바탕으로 판 사이 내부에서 난류 발생이 시작되는 Re수를 유추하였다. 이를 바탕으로 Re 수 영역에 따른 Nu수 예측을 위한 상관식을 도출하였고, 개발된 상관식은 측정값을 비교적 정확히 예측할 수 있음을 보였다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험장치

본 연구를 위해 판형 열교환기의 성능을 실험적으로 측정할 수 있는 장치가 구축되었으며 Fig. 2는 구축된 장비의 개략도이다. 그림에서 실험 대상이 되는 열교환기는 실험부가 되며 고온측과 저온측의 유체가 대향류의 형태로 흐르며 열교환 하도록 구성하였고, 작동 유체는 증류수를 사용하였다. 고온수는 히터가 장착된 항온조에서 생산된 유체와 열교환을 하여 얻어지며, 저온수는 냉동장치와 연결된 항온조를 통해 생산된다.

본 연구에서 질량유량은 코리올리 질량유량계(KCM 6000)를 사용하였으며  $\pm 0.2\%$ 의 측정값 오차를 갖는다. 온도는 T-type의 열전대를 사용하였으며 보정실험을 통해 측정영역에서  $\pm 0.2^\circ\text{C}$ 의 오차를 갖도록 하였다. 압력차는 정밀 차압계에 의해 측정되었으며 차압계의 오차는 0.35 kPa였다. 열교환기 용량과 Nu수에 대한 측정불확도는 측정조건에 따라 달라지며 구간영역으로 표현하면 각각 0.14%~13.39%와 0.04%~13.08%였다. 상대적으로 큰 측정불확도는 두 유체의 온도차가 작은

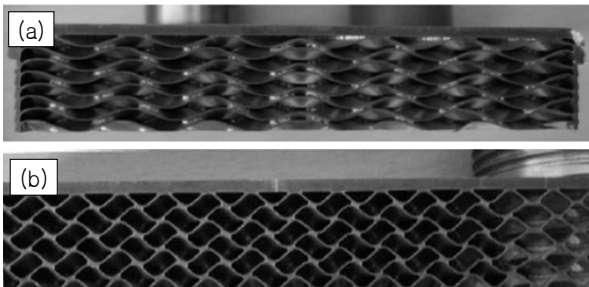


Fig. 1 Cross section of a brazed plate heat exchanger (a) front (b) side view.

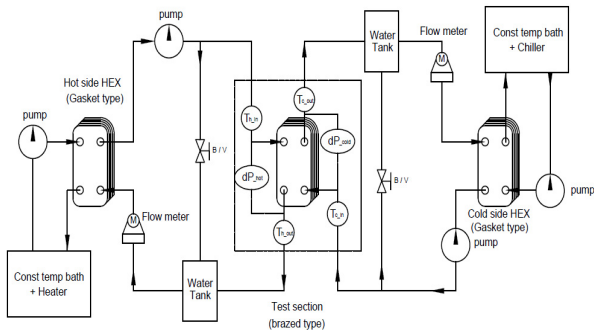


Fig. 2 Schematics of experimental facility.

Table 1 Specifications of heat exchangers

Specifications	Value
Chevron angle( $\beta$ )	66°
Plate size	290(L)×114(W) mm
Plate material	SUS 316
Plate thickness	0.3 mm
Corrugation depth	2 mm
Corrugation pitch	7.6 mm

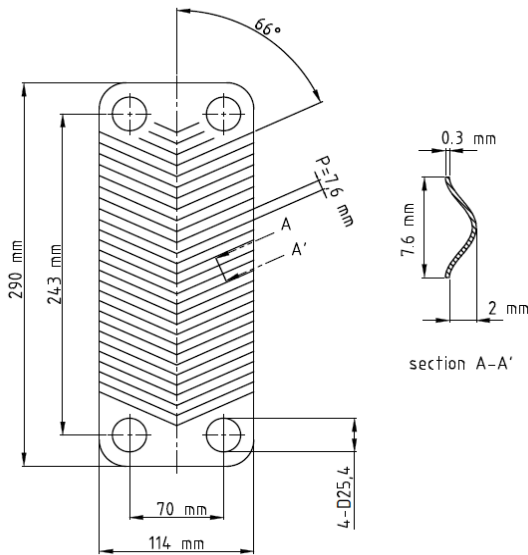


Fig. 3 Schematics and dimension of a plate.

조건에서 작동하는 판형 열교환기의 특성에 기인한 것이다. 마찰계수에 대한 측정불확도는 차압계의 정밀도에 영향을 받으며 본 연구에서는 9.86%였다.

본 실험에서 사용한 용접형 판형 열교환기는 4개이며, 내부의 형상은 동일하였고 판의 수가 각각 10, 20, 30, 40장으로 차이가 있었다. 열교환기의 형상에 관한 정보는 Table 1에 요약 정리되었으며 판에 대한 간략

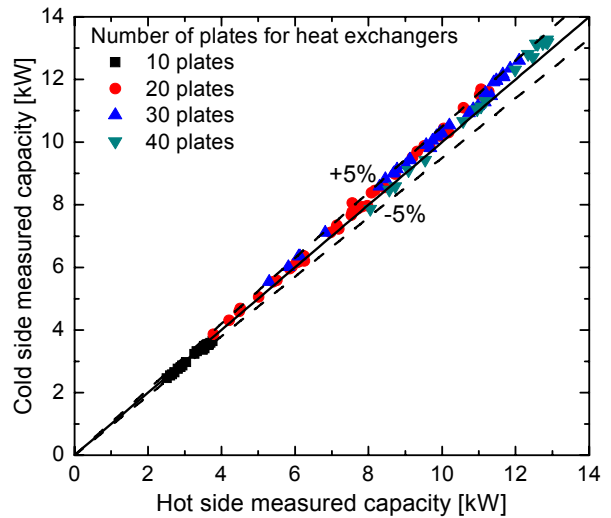


Fig. 4 Capacity comparison between hot side and cold side measured capacity.

화된 도면이 주요 치수와 함께 Fig. 3에 제시되었다. 열교환기의 실험은 저온측 유체의 유량을 고정시킨 상태에서 고온측의 유량을 변화시키며 진행하였다. 판의 개수가 10, 20, 30, 그리고 40장인 열교환기에 대해 저온측 유체의 질량유량을 각각 0.3, 0.6, 0.9, 그리고 1.2 kg/s으로 고정시킨 상태에서 고온측 유체의 질량유량을 0.2에서 1.2 kg/s의 영역에서 변화시켰다. 고온측 입구온도는 10~15°C, 저온측 입구온도는 5~10°C 조건에서 실험하였다. 고온측과 저온측의 입구 온도차는 5°C를 유지하였다.

실험의 신뢰성을 확인하기 위해 고온측과 저온측 열교환량을 측정하여 상호 비교하였으며 그 결과가 Fig. 4에 제시되었다. 고온측과 저온측의 용량차이가 모두 5% 이내로 반복적으로 측정되어 이를 통해 용량의 측정이 적절히 이루어졌음을 확인할 수 있었다.

## 2.2 실험결과 처리

판형 열교환기의 성능은 용량과 압력강하 측면에서 측정되었다. 열교환기의 용량은 식(1)~식(3)을 통해 얻을 수 있다. 측정된 판형 열교환기는 고온측과 저온측 열전달 면의 패턴이 대칭이므로 두 측의 열전달 면적이 동일하다고 할 수 있다. 따라서 고온측과 저온측의 열전달에 관련된 총괄 열전달계수( $U$ )는 식(4)로 표현될 수 있으며 이를 이용하여 대류 열전달계수( $h$ )를 구하는 것이 가능하다.  $U$ 와 대수평균 온도차( $\Delta T_{lm}$ )의 정의는 각각 식(5), 식(6)로 제시되었다. 판 표면에서 대류열전달계수는 무차원 변수 Nu수를 이용하여 표현되었으며 이에 대한 정의는 식(7)이다.

$$\dot{Q}_h = \dot{m} C_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (1)$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m} C_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (2)$$

$$\dot{Q}_m = (\dot{Q}_h + \dot{Q}_c)/2 \quad (3)$$

$$1/U = 1/h_h + t/k_{plate} + 1/h_c \quad (4)$$

$$U = \dot{Q}_m / (A \Delta T_{lm}) \quad (5)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{[(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})]}{\ln[(T_{h,i} - T_{c,o}) / (T_{h,o} - T_{c,i})]} \quad (6)$$

$$Nu = hD_h/k \quad (7)$$

압력강하는 정밀 차압계로 측정되며 이를 표현하는 무차원 변수로 Fanning 마찰계수( $f_f$ )를 사용하였다. 마찰계수에 대한 정의는 아래의 식(8)과 같다.

$$f_f = \Delta P / [2(L/D_h)\rho_{water} V_{avg}^2] \quad (8)$$

위의 식(7)과 식(8)에서 수력직경( $D_h$ )과 유동길이( $L$ )에 대한 정의는 연구자에 따라 조금씩 다른 경우가 존재한다. 본 연구에서는 열전달 분야에서 가장 많이 활용되는 참고문헌 중 하나인 VDI Heat Atlas<sup>(6)</sup>에서 제시한 정의에 따라 수력직경을 계산하고 유동길이를 적용하여 무차원 변수를 계산하였다.

### 3. 실험결과 및 고찰

#### 3.1 압력강하 성능특성

Fig. 5는 물의 질량유량 변화에 따른 용접형 판형 열교환기의 압력강하 변화를 보여주고 있다. 일반적으로 단상 유동의 경우 유로내부 압력강하는 유량에 대한 2차 함수의 형태를 보이고, 측정결과는 이러한 일반적인 압력강하의 특성을 보여주고 있다. 판의 장수가 증가할수록 측정된 압력강하는 감소하며 이는 유동단면적이 증가하여 각 판 사이의 유로 내 유동속도가 감소하기 때문이다.

판의 장수가 압력강하에 미치는 영향을 고찰하기 위해 압력강하의 변화를 Re수 변화에 대해 표현하면 Fig. 6과 같다. Re수가 400 이상인 경우 판의 장수는 압력강하의 변화에 큰 영향을 미치지 않는 것으로 판단된다. 이는 판의 장수에 관계없이 유동분배부에서 각 판 사이 유로로 균일하게 공급된다고 유추할 수 있다. 하지만 Re수가 350 이하인 경우 미소하게 판의 수에 따른 압력강하의 차이가 있음을 알 수 있다. 이는 저유량 조건에 따른 각 판 사이 유로로의 불균일 분배나 분배부 자체 압력강하의 영향이 반영된 결과로 보여지며 이에 대한 연구는 추가로 필요할 것으로 판단된다.

Fig. 7은 압력강하 측정결과를 기존 상관식<sup>(6-9)</sup>의 예

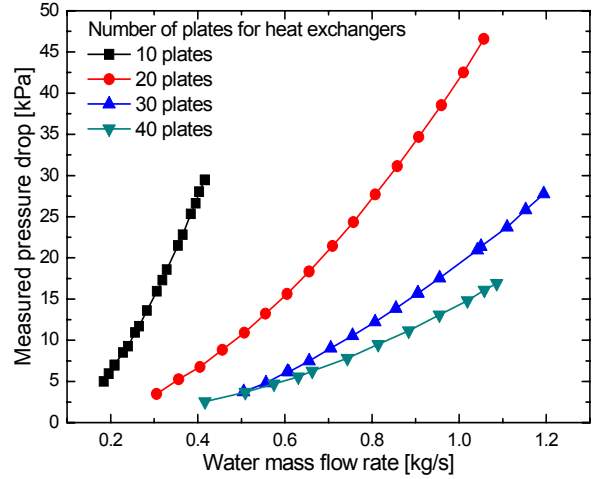


Fig. 5 Pressure drop change with respect to water mass flow rate.

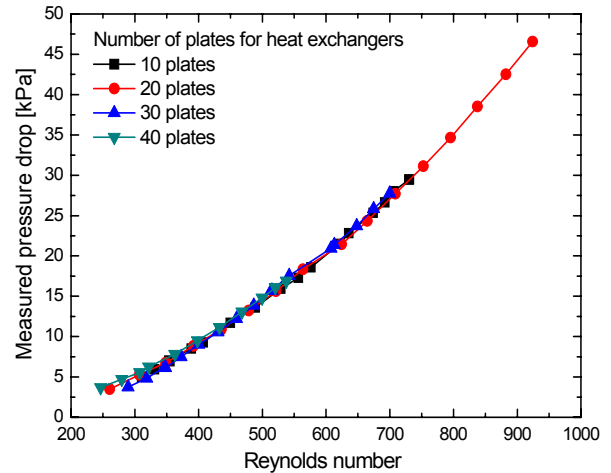


Fig. 6 Pressure drop change with respect to Reynolds number.

측결과와 비교한 것을 보여준다. 여기서 사용된 상관식은 모두 가스켓형 판형 열교환기에 대한 것이며, 이는 용접형 판형 열교환기의 압력강하에 대한 상관식이 아직 존재하지 않기 때문이다. Fig. 1에서 보여주는 것과 같이 용접형 판형 열교환기는 판과 판 사이의 접촉부가 용접되어 있기 때문에 점점축으로만 구성된 가스켓형과 비교하여 유동에 추가적인 유동저항이 존재하게 되고, 그 결과 더 높은 압력강하가 발생하게 된다. 대부분의 상관식은 측정값과 비교하여 상당히 낮은 압력강하를 예측하고 있으며 가장 근사한 결과를 제공하는 Wanniarachchi et al.<sup>(6)</sup> 식이 갖는 편차의 절대값 평균(Absolute Average Deviation : AAD)이 46.9%였다. 이는 동일한 형상을 갖는 용접형 판형 열교환기의 단상

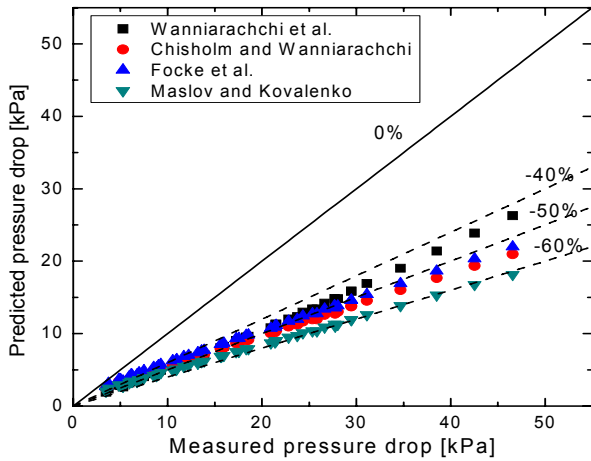


Fig. 7 Comparison between measured and predicted  $\Delta P$  by correlations.

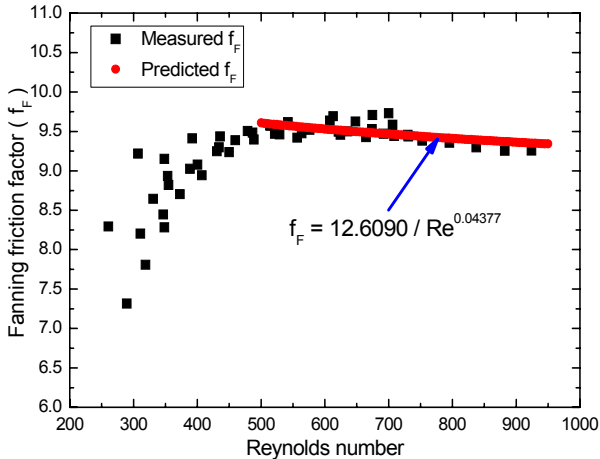


Fig. 8 Friction factor change with respect to Reynolds number.

유동 압력강하가 가스켓형의 거의 2배에 가까운 값을 갖는다는 것을 보여주며, 기존 가스켓형에 대한 압력강하 상관식이 용접형의 압력강하를 예측하는데 적절하지 않다는 것을 알 수 있다.

용접형 관형 열교환기의 압력강하에 대한 상관식을 유도하기 위해 마찰계수( $f_F$ )와  $Re$ 수의 관계를 표현해야 하며 이는 Fig. 8에 보였다. 기존의 마찰계수에 대한 대부분의 식은  $f_F = C_1 / Re^{C_2}$  (여기서  $C_1, C_2$ 는 양의 상수)의 형태를 보이며 이는 Fig. 8과 같은 그래프에서 오른쪽 위에서 왼쪽 아래로 연속적으로 감소하는 형태로 나타난다. 하지만 실험을 통한 결과에서는 마찰계수가  $Re$ 수 500까지는 조금씩 증가하다가  $Re$ 수 500 이후에는 점차 감소하는 경향을 보여주고 있다. 이는 유동이 천이영역에서 난류로 발달하는 과정에서 나타나

는 전형적인 경향으로 볼 수 있으며, 이를 통해 판 사이 유로에서 난류의 발생은  $Re$ 수 500 이상인 조건에서 발생한다는 것을 유추할 수 있다.  $Re$ 수 500 이상인 조건에서 마찰계수에 관한 상관식은 식(9)로 나타낼 수 있으며 편차의 절대값 평균은 0.84%였다. 일반적으로 천이영역에 대한 마찰계수는 유동의 특성을 결정하기 어렵기 때문에 존재하지 않는 경우가 대부분이며, 본 연구에서도 이에 따라 천이영역에 대한 상관식은 제시하지 않았다.

$$\text{(for } 500 \leq Re \leq 1000) \tag{9}$$

$$f_F = 12.6090 / Re^{0.04377}$$

### 3.2 열전달 성능특성

Fig. 9는 질량유량의 변화에 따른 열교환기의 용량 변화를 보여주고 있다. 용량은 질량유량의 증가에 따라 함께 증가하는 경향을 보여준다. 용량의 증가가 약간 불연속적인 모습을 보이는 이유는 실험에서 고온측과 저온측의 입구온도가 조건마다 약간씩 차이를 보이는 것에 기인하며, 실제 열전달에 관련된  $Nu$ 수의 불연속적인 변화는 없는 것으로 분석되었다. Fig. 9에서 주목할 점은 동일 질량유량에 대해 열교환기의 장수 증가율과 용량 증가율이 같지 않다는 점이다. 이는 동일 질량유량에 대해 유로의 수가 증가하여 각 유로 내부의  $Re$ 수가 낮아지고 이에 따른  $Nu$ 수도 감소하기 때문으로 설명될 수 있다. 결국 열전달 면적은 판수에 비례하여 증가하지만 열전달 계수는 감소하게 되어 용량의 증가율이 장수의 증가율 보다 더 낮게 되는 것이다.

Fig. 10은 측정된  $Nu$ 수와 상관식<sup>(6, 9-11)</sup>을 이용하여 예측한  $Nu$ 수의 비교결과를 보여준다. 상관식은 모두 가스켓형 관형 열교환기에 대한 식들이며, 아직 용접형에 대한  $Nu$ 수 상관식은 기존 연구에서 제시되지 않았다. 상관식은 대부분 측정된  $Nu$ 수에 비해 낮은 값을 예측하고 있었으며 가장 근사한 예측을 보여준 것은 Wanniarachchi et al.<sup>(6)</sup> 식으로 편차의 절대값 평균 (Absolute Average Deviation : AAD)이 16.5%였다. 이는 용접형이 가스켓형에 비해 동일한 관 형상의 조건에서 약 15% 높은 열전달 특성을 갖는다는 것을 의미한다. 이는 판 사이 용접된 구조물들이 유동저항이 되어 압력강하를 상승시키는 역할을 하기는 하지만, 판과 접촉하는 유동에 새로운 경계층을 만들어 내고, 유동의 섞임과 난류를 좀 더 강하게 발생시키는 역할을 하여 이를 통해 열전달 성능을 향상시키는 결과를 가져오는 것으로 판단된다.

용접형 관형 열교환기의  $Nu$ 수를 예측하는 상관식을 개발하기 위해  $Nu/Pr^{(1/3)}$ 와  $Re$ 수의 관계를 그리면 Fig. 11과 같다. 일반적으로  $Nu$ 수를 예측하는 상관식은  $Nu =$

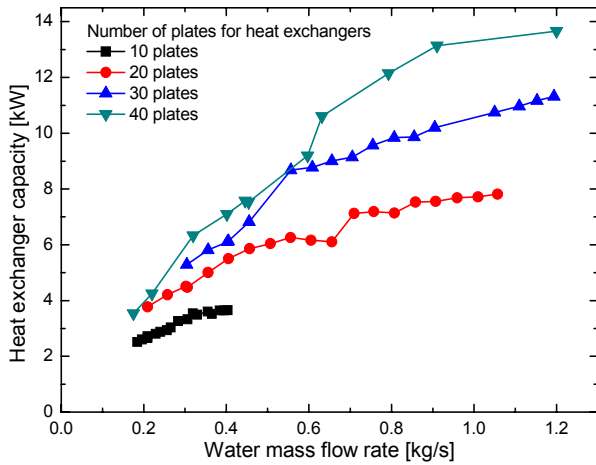


Fig. 9 Heat exchanger capacity change with respect to water mass flow rate.

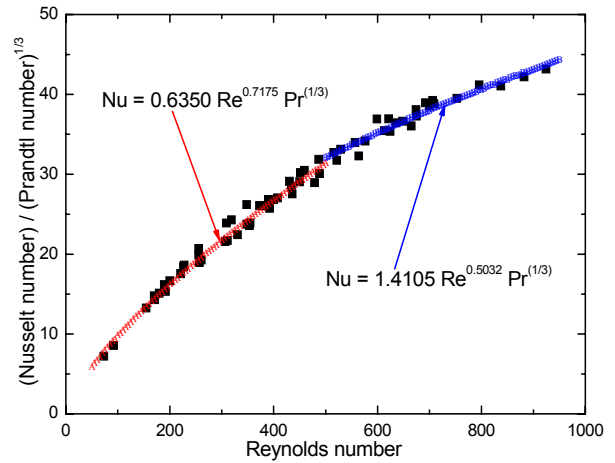


Fig. 11  $Nu/Pr^{1/3}$  change with respect to  $Re$  and predicted values by the developed correlation in this study.

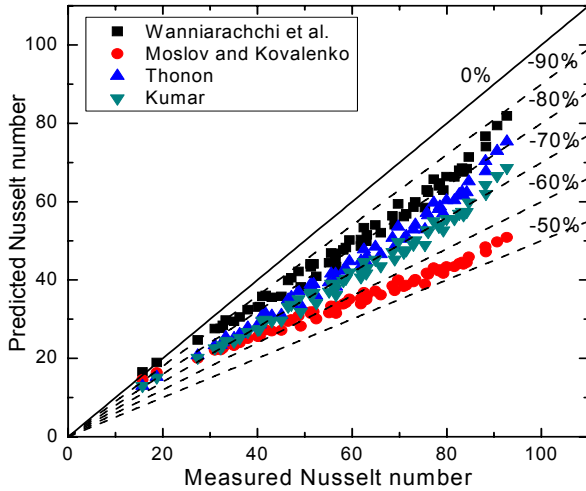


Fig. 10 Comparison between measured and predicted  $Nu$  by correlations.

$C_1 Re^{C_2} Pr^{C_3}$  (여기서  $C_1$ ,  $C_2$ , 그리고  $C_3$ 는 양의 상수)의 형태로 여기서  $C_3$ 는 대부분의 식에서 0.3에서 0.4사이의 값이다. 본 연구에서는  $(1/3)$ 을 사용하였으며 0.3, 0.4 또는  $(1/3)$ 을 사용하여도 상관식의 정확도에는 큰 영향을 주지 않았다. Fig. 11은 전형적인  $Re$ 수에 대한 승수 형태를 갖는 함수를 보여주고 있으며  $Re$ 수의 구간을 나누지 않아도 비교적 정확한 예측이 가능한 상관식을 유도할 수 있음을 알 수 있다. 하지만 Fig. 8에서 보여주는 것과 같이  $Re$ 수 500 이상에서 활발한 난류유동이 발생한다는 것을 알 수 있었으며 이를  $Nu$ 수 상관식 유도에 적용하였다. 실제 구간을 나누지 않고 유도된 상관식이 갖는 편차의 절대값 평균은 3.57%인데 반해  $Re$ 수 구간을 나누고 유도한 상관식에서는 2.62%로 상관

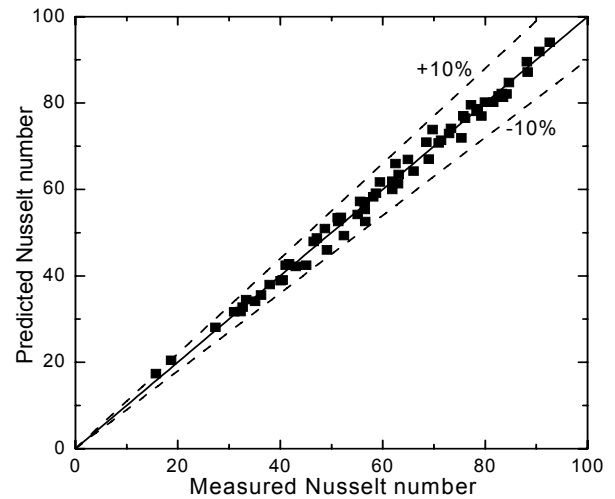


Fig. 12 Comparison between measured and predicted Nusselt numbers by the correlation developed in this study.

식의 정확도가 약간 향상될 수 있었다.  $Re$ 수 구간에 따른  $Nu$ 수 예측을 위한 상관식은 식(10)에 제시되었다.

$$\begin{aligned} & \text{(for } 50 \leq Re \leq 500) \\ & Nu = 0.6350 Re^{0.7175} Pr^{(1/3)} \\ & \text{(for } 500 \leq Re \leq 1000) \\ & Nu = 1.4105 Re^{0.5032} Pr^{(1/3)} \end{aligned} \quad (10)$$

Fig 12은 제시된 상관식의 예측  $Nu$ 수와 측정 결과를 비교한 그림이다. 상관식은 측정된  $Nu$ 수와 비교하여 오차  $\pm 3\%$  이내로 66.2%,  $\pm 5\%$  이내로 87.7%, 그리고

±10% 이내로 98.5%의 실험결과를 예측하였다. 최대 오차는 +10.3%였다. 이를 통해 개발된 상관식이 용접형 판형 열교환기의 Nu수를 비교적 정확히 예측함을 알 수 있었다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 용접형 판형 열교환기의 열전달 및 압력강하 특성에 관한 실험적 연구가 수행되었고 결과를 바탕으로 다양한 분석이 수행되었다. 이를 통해 얻을 수 있는 결론은 다음과 같다.

- (1) Re수가 400 이상인 경우 동일 Re수에 대하여 판의 장수는 압력강하에 영향을 미치지 않았고 이를 통해 분배부에서 각 판 사이 유로로의 유동분배 영향이 본 연구에서는 크지 않았음을 알 수 있었다.
- (2) 마찰계수와 Re수 변화 경향을 분석한 결과 Re수가 500 이상인 조건에서 유동의 난류가 활발하게 일어남을 확인하였다.
- (3) Nu수를 예측할 수 있는 상관식이 유도되었으며, 상관식은 Re수 500 이상과 이하의 영역으로 구분하여 제시되었다. 상관식은 실험결과를 비교적 정확히 예측하였다.
- (4) 기존상관식과 비교하여 볼 때, 용접형 판형 열교환기는 가스켓형에 비해 열전달 계수는 약 15% 정도 높았으나, 압력강하는 약 2배 정도 높다는 것을 알 수 있었다. 이를 통해 용접형 판형 열교환기의 적용은 용도에 맞도록 선택되어야 함을 알 수 있었다.

#### 후 기

본 연구는 교육부의 재원에 의한 한국연구재단(NRF-2013R1A1A2010599)의 지원에 의해 수행되었으며 이에 감사드립니다.

#### References

- 1. Gut, J. A. W. and Pinto, J. M., 2004, Optimal configuration design for plate heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 47, No. 22, pp. 4833-4848.
- 2. Qiao, H., Aute, V., Lee, H., Saleh, K., and Raderma-

- cher, R., 2013 A new model for plate heat exchangers with generalized flow configurations and phase change, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 36, No. 2, pp. 622-632.
- 3. Kwon, O. G., Cha, D. A., Yun, J. H., and Kim, H. S., 2009, Performance evaluation of plate heat exchanger with chevron angle variation, *Proceedings of the KSME 2009 Autumn Conference*, Vol. 33, pp. 520-526.
- 4. Son, J. U., Lee, E. C., Kang, H., Kim, Y. C., Kim, J. K., Cho, S. Y., and Park, J. H., 2012, Performance characteristics of plate heat exchangers with various geometric design parameters, *Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers Series B*, Vol. 36, No. 6, pp. 583-591.
- 5. VDI Heat Atlas, Second Edition, 2010, Springer, Düsseldorf, Germany.
- 6. Wanniarachchi, A. S., Ratnam, U., Tilton, B. E., and Dutta-Roy, K., 1995, Approximate correlations for chevron-type plate heat exchangers, *Proceedings, 1995 National Heat Transfer Conference*, New York, Vol. 12, pp. 145-151.
- 7. Chisholm, D. and Wanniarachchi, A. S., 1992, Maldistribution in single-pass mixed-channel plate heat exchangers, *Proceedings, ASME HTD Compact Heat Exchangers for Power and Process Industries*, New York, pp. 95-99.
- 8. Focke, W. W., Zacharides, J., and Oliver, I., 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, No. 8, pp. 1469-1479.
- 9. Maslov, A. and Kovalenko, L., 1972, Hydraulic resistance and heat transfer in plate heat exchangers, *Molochnaya Promyshlennost*, Vol. 10, pp. 20-22.
- 10. Thonon, B., 1995, Design method for plate evaporators and condensers, *Proceedings, 1st International Conference on Process Intensification for the Chemical Industry*, BHR Group Conference Series Publication, Vol. 18, pp. 37-47.
- 11. Kumar, H., 1984, The plate heat exchanger : construction and design, *Institute of Chemical Engineering Symposium Series*, Vol. 86, pp. 1275-1288.