

## 용접형 판형열교환기 성능측정에 관한 실험적 연구

박현민<sup>a</sup>, 박창용<sup>b\*</sup>

## An Experimental Study on the Performance of Brazed Plate Heat Exchangers

Hyun-Min Park<sup>a</sup>, Chang Yong Park<sup>b\*</sup><sup>a</sup> Graduate school of Seoul National University of Science and Technology, Republic of Korea<sup>b</sup> Department of Mechanical System Design Engineering, Seoul National University of Science and Technology, 232 Gongneung-ro, Nowon-gu, Seoul, 139-743, Republic of Korea

## ARTICLE INFO

## Article history:

Received	1	April	2013
Revised	2	May	2013
Accepted	3	May	2013

## Keywords:

Brazed plate heat exchanger  
Capacity  
Convection heat transfer coefficient  
Pressure drop  
Heat exchanger performance

## ABSTRACT

The heat transfer performance and pressure drop characteristics of brazed-plate heat exchangers with 20 and 30 plates were experimentally measured and analyzed in this study. The mass flow rates of the heat exchangers with 20 and 30 plates were fixed at 0.6 and 0.9 kg/s for the low temperature side, respectively. The mass flow rate for the high temperature side was controlled from 0.2 kg/s to 1.2 kg/s. The inlet temperatures for the high and low temperature sides were 10°C and 7°C, respectively. The heat transfer characteristics were not influenced by the number of plates. The pressure drop at the heat exchanger with 30 plates was slightly higher than that with 20 plates. The values calculated from the correlations based on gasket plate heat exchangers were compared with the experimental results. It was found that the predicted Nusselt numbers for the gasket plate heat exchangers were about 5% to 20% lower than the measured Nusselt numbers for the brazed plate heat exchangers. However, a pressure drop comparison showed that the calculated pressure drops at the gasket plate heat exchangers were less than half of the measured pressure drops at the brazed plate heat exchangers.

## 1. 서론

서로 다른 두 유체의 열전달을 위해 사용되는 열교환기에는 다양한 형태가 있으며 광범위한 분야에서 활용되고 있다<sup>1,2</sup>. 그 중 판형 열교환기는 굴곡진 전열관을 적층시킨 후 각 판 사이를 고온유체와 저온유체가 교대로 흐르게 하여 열교환 하도록 하는 장치이다. 판형의 굴곡진 패턴에는 다양한 종류가 있으며 새로운 판형에 관한 연구가 계속되고 있다<sup>3,4</sup>. 하지만, 일반적으로 널리 사용되는 형태

는 쉘브론 패턴을 갖는 열교환기이며, 이는 두 개의 패턴이 역방향으로 교차하면서 그 사이를 흐르는 유체에 작은 레이놀즈 수에서도 유동의 회전 및 혼합의 효과를 유발하여 열전달을 촉진시키는 효과가 있기 때문이다. 판형 열교환기에 관한 연구는 1960년대부터 체계적으로 시작되었으며 1990년대에는 쉘브론 패턴을 갖는 판형 열교환기의 단상유동 조건에서 열전달 및 압력강하 특성을 예측하기 위한 다양한 상관식이 제시되었다. 2000년대에 들어서면서 판형 열교환기 내부에서 응축과 증발이 일어나는 상변화 열전달과 압력강

\* Corresponding author. Tel.: +82-2-970-6360

Fax: +82-2-974-8270

E-mail address: cypark@seoultech.ac.kr (Chang Yong Park).

하에 관한 연구가 진행되기 시작하였으며 이에 관한 다양한 상관식이 제시되었다. 단상 및 이상유동 조건에서의 연구에 관한 고찰은 Ayub<sup>[5]</sup>와 Garcia-Cascales et al.<sup>[6]</sup>이 발표한 문헌에 요약정리되어 있다. 판형열교환기는 웨브론 각, 피치, 높이, 웨브론의 배열형태, 유동의 배열, 입구 및 출구 부분에서의 채널 형상 등 다양한 설계변수에 따라 성능이 달라지므로 설계에 관한 문헌도 계속 발표되고 있다<sup>[7,8]</sup>. 국내에서도 설계변수에 대한 성능 변화에 관한 연구<sup>[9,10]</sup>가 지속적으로 수행되고 있다.

위에서 언급한 것과 같이 다양한 연구가 진행되었지만 이러한 연구는 대부분 가스켓형 판형열교환기에 집중되었다는 것에 주목할 필요가 있다. 가스켓형 판형열교환기는 특정 패턴을 갖는 판을 적층시킨 후 새는 것을 방지하기 위해 판 사이에 가스켓을 삽입하고 전체 구조물을 안내봉과 볼트로 조여 고정하는 형태이다. 이러한 가스켓형 판형열교환기는 분해 조립이 간편하여 용량의 조절이나 오염물질 제거의 용이성이 존재하지만 비교적 저압조건에서 운전해야하는 단점이 있다.

최근 판형열교환기를 응축기나 증발기로 사용하는 경우가 늘고 있어 내압성이 강한 용접형 열교환기의 사용이 증가하는 추세이다. 용접형 열교환기는 각 판과 판 사이에 용제를 적용하여 브레이징하는 방식으로 제작하는 열교환기이며 3 MPa 이상의 고압에서도 사용이 가능하다. 브레이징 방식을 사용하기 때문에 판과 판 사이에 접촉하는 모든 부분은 용접되며, 이러한 제조방식은 열교환기 연구에서 새로운 관점을 갖도록 한다. 그 이유는 기존의 가스켓형 판형열교환기가 각 판이 점 접촉을 하고 있는 반면, 용접형 열교환기는 접촉부가 용제에 의해 용접이 되므로 열전달 측면에서는 접촉 열저항이 감소하며, 유동적 측면에서는 유동의 저항을 증가시키고 유동의 섞임을 촉진하는 구조물이 추가되기 때문이다. Fig. 1은 본 연구에서 사용된 용접형 열교환기를 물리적으로 자른 단면을 보여 주고 있으며, 각 접촉부가 용접되어 유동에 영향을 미칠 수 있음을 알 수 있다.

이러한 관점의 변화가 필요함에도 불구하고 용접형 판형열교환

기의 단상유동에 관한 연구가 많이 수행되지 않았다. 증발이나 응축이 발생하는 판형열교환기도 열교환을 하는 상대 유체가 상변화하지 않는 경우가 많기 때문에 단상유동 열전달에 관한 연구는 반드시 필요하다. 용접형 판형열교환기에 가스켓형 열교환기 상관식을 사용하여 시뮬레이션 하는 연구도 많이 발표되고 있으며, 이러한 연구가 실제 설계에 적용되는 경우 성능의 오차가 클 것이라는 것은 쉽게 예측할 수 있다.

본 연구는 위에서 언급한 것과 같은 연구 배경에서 시작되었다. 동일한 웨브론 패턴을 가지며 판의 수가 다른 2개의 용접형 판형열교환기의 용량과 압력강하를 실험적으로 측정하였으며 그 결과를 기존에 제시한 상관식과 비교하였다. 이러한 비교를 통해 용접형 열교환기는 동일한 형태의 가스켓형 열교환기와 비교하여 더 높은 열전달 특성과 압력강하 특성을 갖는 것을 확인할 수 있었다.

## 2. 실험장치 및 방법

본 연구를 위해 판형열교환기의 성능을 실험적으로 측정할 수 있는 장치가 구축되었으며 Fig. 2는 구축된 장비의 개략도를 보여 준다. 실험 대상이 되는 열교환기는 Fig. 2에서 실험부가 되며 고온부와 저온부의 유체가 대향류의 형태로 흐르며 열교환 하도록 되어 있다. 본 연구에서 작동유체는 증류수를 사용하였다. 고온수는 히터가 장착된 항온조에서 생산된 유체와 열교환을 하여 얻어지며, 저온수는 냉동장치와 연결된 항온조를 통해 생산된다. 고온부와 저온부의 각 열원이 각각 고온측 열교환기와 저온측 열교환기로 연결된 이유는 다양한 작동유체에 대한 열교환기 성능측정이 가능하도록 하기 위함이다.

판형열교환기의 성능은 용량과 압력강하의 측면에서 고찰되었다. 열교환기의 용량은 식 (1-3)을 통해 얻을 수 있다. 식에서  $\dot{Q}$ 은 용량,  $\dot{m}$ 은 질량유량,  $C_p$ 는 정압비열,  $T$ 는 온도, 하첨자  $h$ 와  $c$ 는 고온부와 저온부, 하첨자  $i$ 와  $o$ 는 입구부와 출구부를 의미한다.

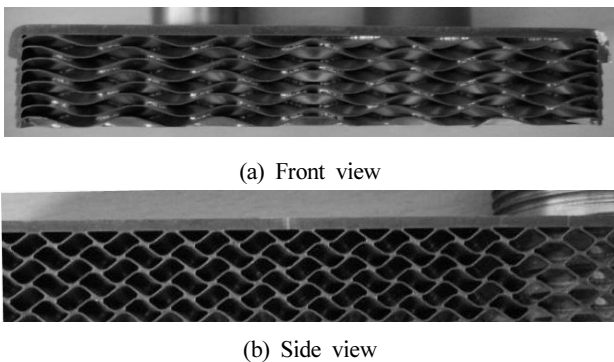


Fig. 1 Cross section of a brazed plate heat exchanger

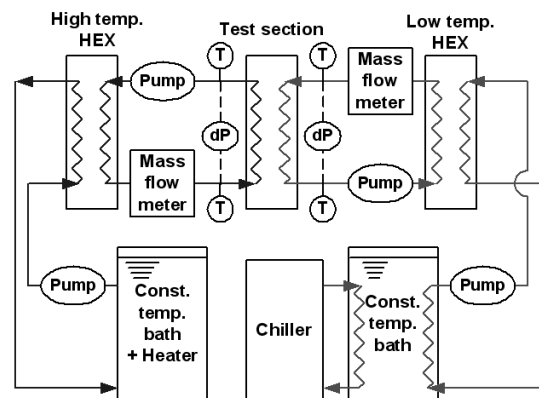


Fig. 2 Schematics of experimental facility

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

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

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

대부분의 판형열교환기는 고온측과 저온측 열전달 면의 패턴이 대칭이므로 그 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. 식 (4)에서  $k_w$ 는 판 재질의 열전도도,  $t$ 는 판의 두께를 의미한다.  $U$ 와 대수평균 온도차  $\Delta T_{lm}$ , 그리고 전열면적  $A_s$ 의 관계는 식 (5)에,  $\Delta T_{lm}$ 의 정의는 식 (6)에 제시되어 있다. 그리고 열전달 계수와 관련된 Nusselt 수의 정의는 식 (7)로 제시되었고, 여기서  $k$ 는 유체의 열전도도,  $D_h$ 는 판과 판 사이 유로에 대한 수력직경을 의미한다.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_h} + \frac{t}{k_w} + \frac{1}{h_c} \quad (4)$$

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

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

$$Nu = h D_h / k \quad (7)$$

본 연구에서 질량유량은 코리올리 질량유량계(KCM6000)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. 용량에 대한 측정불확도(measurement uncertainty)는 각 실험 조건에 따라 다르지만 7.1%에서 10.4%이며 상대적으로 큰 측정불확도는 두 유체의 온도차가 작은 조건에서 작동하는 판형 열교환기의 특성에 기인한 것이다. 압력의 차이는 정밀 차압계에 의해 측정되었으며 차압계의 오차는 0.35 kPa이다.

본 실험에서 사용한 용접형 판형열교환기는 2개이며, 내부의 형상은 동일하였으나, 판의 수가 각각 20개와 30개로 차이가 있었다. 열교환기의 형상에 관한 정보는 Table 1에 요약 정리되었다. 열교환기의 실험은 저온측 유체의 온도를 고정시킨 상태에서 고온측의 온도를 변화시키며 진행하였다. 판의 개수가 20장과 30장인 열교환기의 경우 각각 저온측 유체의 질량유량을 0.6과 0.9 kg/s로 고정시킨 상태에서 고온측 유체의 질량유량을 0.2~1.2 kg/s로 변화시켰다. 고온측 입구온도는 약  $10^\circ\text{C}$ , 저온측 입구온도는 약  $7^\circ\text{C}$ 였다.

Table 1 Specifications of heat exchanger plate

Specifications	Values
Chevron angle ( $\beta$ )	$24^\circ$
Plate size	285 (L) $\times$ 113 (W)mm
Plate material	SUS 316
Plate thickness	0.3 mm
corrugation depth	2 mm

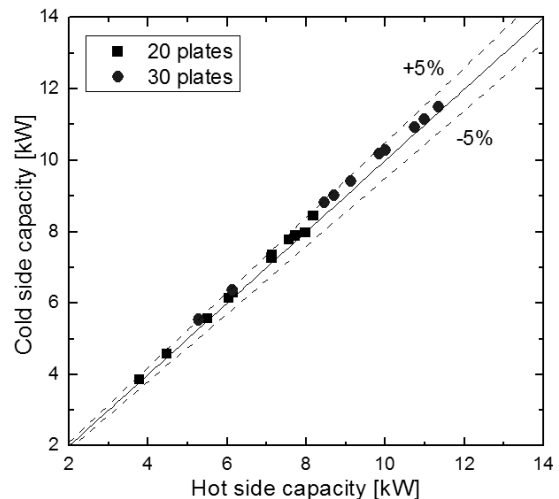


Fig. 3 Capacity comparison between hot side and cold side

실험의 신뢰성을 확인하기 위해 식 (1)과 (2)로 표현된 고온측과 저온측 용량을 측정하여 상호 비교하였으며 그 결과가 Fig. 3에 제시되어 있다. 작동유체의 온도변화가 작은 판형열교환기 운전특성으로 인해 측정불확도는 비교적 크지만, 고온측과 저온측의 용량 차이가 모두 5% 이내로 반복적으로 측정되고 있으므로, Fig. 3을 통해 본 실험에서 용량의 측정이 적절히 이루어졌음을 확인할 수 있다.

### 3. 관련 상관식 요약

전술한 것과 같이 상당히 다양한 상관식이 가스켓형 판형열교환기 내부에서의 열전달과 압력강하 성능을 예측하기 위해 제시되었다. 하지만 각 연구에서 적용된 판형열교환기의 형태 및 작동조건이 상이하므로 실제 실험을 통해 얻은 결과를 기존의 상관식과 비교하는 경우, 유효한 상관식이 많지 않은 경우가 대부분이다.

본 연구에서는 측정된 결과를 기존의 상관식과 비교하여 가스켓형 판형열교환기와 용접형 판형열교환기의 특성을 고찰하고자 하였다. Thonon<sup>[11]</sup>은 Chevron 각과 유체의 유량변화에 따른 열전달과 압력강하에 관련된 상관식을 제시하였으며 식 (8)은 열전달 성능에 관한 식을 요약 정리한 것이다. 식에서  $Re$ 는 사이의 채널에

대한 Reynolds 수, Pr은 Prandtl 수,  $\mu$ 는 동점성계수, 하첨자  $w$ 는 물,  $\beta$ 는 열교환기 축의 직각방향에 대한 Chevron 각,  $\phi$ 는 표면 확장계수를 각각 의미한다. 적용 가능한 Re는 160이상이며, 일치하는 Chevron 각이 없어 내삽법을 사용하여 상수를 정의하였다.

$$Nu = 0.2925Re^{0.722}Pr^{1/3} \quad (8)$$

Wanniarachchi et al.<sup>[12]</sup>은 판형열교환기의 열전달 및 압력강하에 관한 상관식을 발표하였으며 식 (9-11)에 표현하였다. 식 (10, 11)에서  $f$ 는 마찰손실계수,  $\Delta P$ 는 압력강하,  $D_h$ 는 유동이 발생하는 유로의 수력직경,  $L$ 은 유동발생 길이를 의미한다. Wanniarachchi et al. (12)의 상관식은 지금까지 알려진 상관식 중 가장 넓은  $\beta$ 와 Re 영역에 적용이 가능하며  $20^\circ \leq \beta \leq 62^\circ$ ,  $1 \leq Re \leq 104$ 의 유효 범위를 갖는다

$$Nu = (Nu_l^3 + Nu_t^3)^{1/3} Pr^{1/3} (\mu/\mu_w)^{0.7} \quad (9)$$

$$Nu_l = 3.65\beta^{-0.455}\phi^{0.661}Re^{0.339}$$

$$Nu_t = 12.6\beta^{-1.142}\phi^{(1-m)}Re^m$$

$$m = 0.646 + 0.0011\beta$$

$$f = (f_l^3 + f_t^3)^{1/3} \quad (10)$$

$$f_l = 1774\beta^{-1.026}\phi^2/Re$$

$$f_t = 46.6\beta^{-1.08}\phi^{1+p}Re^p$$

$$p = 0.00423\beta + 0.0000223\beta^2$$

$$\Delta P = f \frac{2G^2L}{\rho D_h} \left( \frac{\mu_w}{\mu} \right)^{0.17} \quad (11)$$

Maslov and Kovalenko<sup>[13]</sup>는  $50 \leq Re \leq 2 \times 10^4$ 인 조건에서 chevron 판형 열교환기의 열전달과 압력강하에 관한 식을 제시하였으며, 식을 요약하면 식 (12)와 (13)과 같다. 열교환기 내 압력강하는 (11)의 식을 이용하여 계산 가능하다.

$$Nu = 0.78Re^{0.5}Pr^{1/3} \quad (12)$$

$$f = 915Re^{-0.25}(D_h/L) \quad (13)$$

Focke et al.<sup>[14]</sup>는 다양한  $\beta$ 에 대한 압력강하에 대한 식을 제시하였으며, 식 (14)와 같다. 적용가능 Re 수는  $\beta$ 에 따라 다르지만 약 200~4,000 정도 범위이다. 본 연구에서 사용된  $\beta$ 와 정확히 일치하는 식이 존재하지 않아 식에 사용된 상수는 내삽법을 사용하여 결정하였다. 열교환기 내 압력강하는 식 (11)을 통해 구할 수 있다.

$$f = 19.85Re^{-0.2525} \quad (14)$$

## 4. 실험결과 및 고찰

### 4.1 용접형 판형열교환기의 열전달 성능특성

질량유량의 증가에 따른 고온측 판형열교환기 용량의 변화가 Fig. 4에 표현되어 있다. 30개의 판을 갖는 판형열교환기가 20장의 경우에 비해 동일 질량유량에서도 더 높은 용량을 보여주고 있다. 30장 전열판을 갖는 열교환기는 20장에 비해 열전달 면적이 1.5배 정도 증가하였지만 동일 유량에서 용량의 증가는 0.5 kg/s 이상의 영역에서 평균 1.37배 정도 증가하는 것으로 나타났다. 이러한 이유는 동일 유량이라 하더라도 판의 수가 증가하면 유동단면적이 증가하여 열전달 성능이 감소하기 때문이다. Fig. 4에서 주목할 사항은 30장의 판형열교환기의 경우 질량유량이 0.4 kg/s에서 0.6 kg/s로 증가하는 동안 용량의 증가량이 다른 유량의 영역에 비해

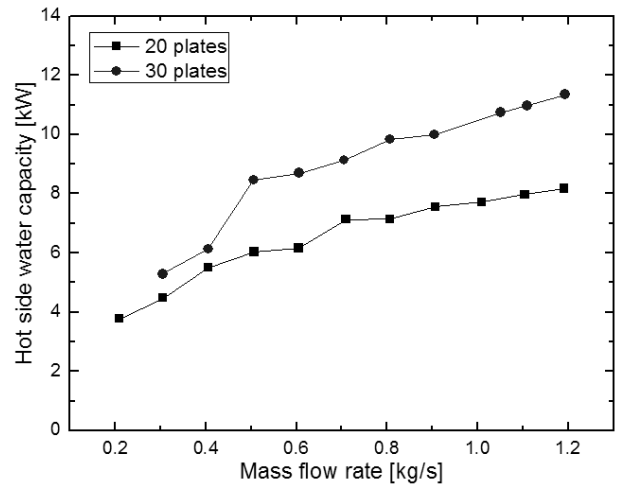


Fig. 4 Capacity variation with the change of hot side water mass flow rate

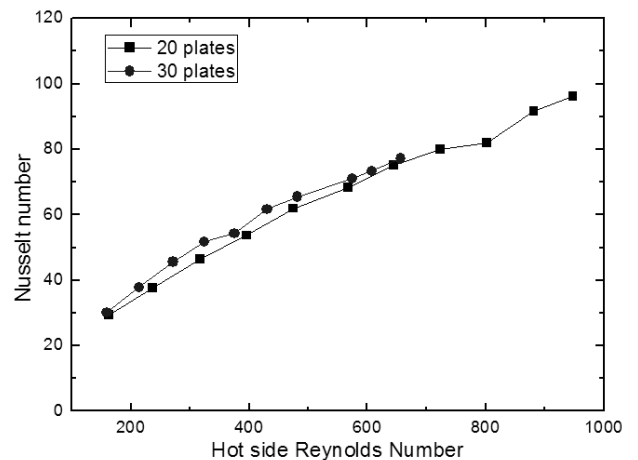


Fig. 5 Nusselt number variation with the change of hot side water Reynolds number

크다는 것이다. 해당 질량유량 영역에서 용량이 비교적 크게 증가하는 것은 판의 패턴에 의해 열전달을 촉진시키는 유체의 회전 및 혼합효과가 0.4 kg/s에서 0.6 kg/s 사이 질량유량에서 본격적으로 발생하기 시작하기 때문인 것으로 추측된다.

Fig. 5는 두 열교환기의 고온측 열전달 면에 대한 Nusselt 수의 변화가 Reynolds 수에 따라 어떻게 변화하는가를 보여주고 있다. 일반적인 관내 유동의 경우 Reynolds 수가 약 2,300이하의 영역에서는 층류유동이 일어나므로 Nusselt 수가 거의 일정한 값을 갖는다. 하지만, 판형 열교환기 내부에서는 판에 새겨진 패턴의 영향으로 유동의 회전과 혼합 현상으로 인한 열전달 촉진의 효과가 나타나므로 Reynolds 수의 증가에 따라 Nusselt 수도 증가하는 경향을 보인다. 이러한 현상은 기존의 가스켓형 판형열교환기에서 나타나는 현상이며, Fig. 5는 용접형 판형열교환기에서도 동일한 현상이 발생한다는 것을 보여주고 있다. Fig. 4의 질량유량에 대한 용량의 결과와 Fig. 5의 Reynolds 수와 Nusselt 수 경향 및 값 사이에는 약간의 차이가 존재하며, 이는 판의 개수 차에 따른 유동 속도 및 Reynolds 수 변화에 의한 것이다. 20장의 경우보다 30장의 경우가 동일 Reynolds 수에서 약간 높은 Nusselt 수를 보여주고 있지만, 측정의 오차범위에 있어 두 경우에 대한 Nusselt 수는 거의 동일하다고 볼 수 있다. 따라서 20장과 30장 경우에서 전열판 사이의 유로에서 동일한 유동조건인 경우 열전달 관련 값도 거의 차이가 없음을 확인할 수 있다. Fig. 5는 두 열교환기의 고온측 열전달 면에 대한 Nusselt 수의 변화가 Reynolds 수에 따라 어떻게 변화하는가를 보여주고 있다. 일반적인 관내 유동의 경우 Reynolds 수가 약 2,300이하의 영역에서는 층류유동이 일어나므로 Nusselt 수가 거의 일정한 값을 갖는다. 하지만, 판형 열교환기 내부에서는 판에 새겨진 패턴의 영향으로 유동의 회전과 혼합 현상으로 인한 열전달 촉진의 효과가 나타나므로 Reynolds 수의 증가에 따라 Nusselt 수도 증가하는 경향을 보인다. 이러한 현상은 기존의 가스켓형 판형열교환기에서 나타나는 현상이며, Fig. 5는 용접형 판형열교환기에서도 동일한 현상이 발생한다는 것을 보여주고 있다. Fig. 4의 질량유량에 대한 용량의 결과와 Fig. 5의 Reynolds 수와 Nusselt 수 경향 및 값 사이에는 약간의 차이가 존재하며, 이는 판의 개수 차에 따른 유동 속도 및 Reynolds 수 변화에 의한 것이다. 20장의 경우보다 30장의 경우가 동일 Reynolds 수에서 약간 높은 Nusselt 수를 보여주고 있지만, 측정의 오차범위에 있어 두 경우에 대한 Nusselt 수는 거의 동일하다고 볼 수 있다. 따라서 20장과 30장 경우에서 전열판 사이의 유로에서 동일한 유동조건인 경우 열전달 관련 값도 거의 차이가 없음을 확인할 수 있다.

Fig. 6은 본 연구에서 측정된 Nusselt 수와 기존의 가스켓형 판형열교환기의 데이터에 근거한 상관식을 이용해 계산된 Nusselt 수를 비교한 결과를 보여준다. 비교를 통해 Thonon<sup>[11]</sup> 상관식과

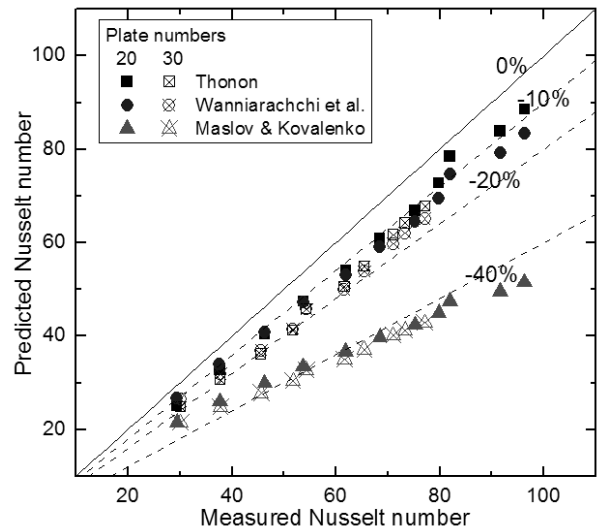


Fig. 6 Nusselt number comparison between measured and predicted results

Wanniarachchi et al.<sup>[12]</sup> 상관식이 측정된 값에 비해 약 5~20% 정도 낮은 값을 갖는다는 것을 알 수 있다. 두 상관식이 가스켓형 판형열교환기의 성능을 비교적 정확히 예측하는 식으로 받아들여지고 있으므로, 용접형 판형열교환기가 동일한 내부구조와 형상을 갖는 경우 5~20% 정도 더 높은 열전달 성능을 갖는다고 유추할 수 있다. 하지만 대부분의 상관식이 측정된 열교환 성능에 근거하여 상관식을 유도한 것이므로 상관식 자체에 예측 오차가 존재하게 된다. 또한 Fig. 6에서 Nusselt 수가 클수록(Reynolds 수가 클수록) 그 차이는 감소하는 경향을 보여준다. 따라서, 용접형 판형열교환기가 동일한

판의 형상을 갖는 경우 가스켓형 판형열교환기보다 항상 더 좋은 열교환 성능을 가질 수 있는가의 여부는 추가적 연구가 필요할 것으로 보인다. Fig. 6과 같은 결과가 추가적인 연구에서도 확인된다면 그 원인은 크게 2가지로 생각된다. 먼저 접촉열저항의 감소이다. 가스켓형 판형열교환기의 경우 두 전열판이 닿는 부분에 접촉열저항이 존재하며 이는 열교환기 전체의 열전달 성능을 감소시키는 요인으로 작용하게 된다. 하지만 용접형 열교환기는 닿는 부분이 용제에 의해 결합되어 있어 접촉열저항이 거의 없다. 두 번째 요인은 내부 구조물에 의한 유동의 섞임과 와류의 촉진이다. 전열판 접촉부에 용접된 부분은 유동에 주기적인 저항을 주어 와류의 발생과 유동의 섞임 현상을 촉진하게 된다. 이러한 현상은 결국 열전달 성능을 촉진시키는 역할을 하기 때문에 용접형 판형 열교환기가 더 높은 열용량을 갖는 것으로 추정된다.

#### 4.2 용접형 판형열교환기의 입력강하 성능특성

Fig. 7은 용접형 판형열교환기의 질량유량에 대한 압력강하량의

차이를 보여주고 있다. 동일 질량유량에 대해 판의 수가 많을수록 유동단면적은 증가하기 때문에 유속의 감소에 따른 압력강하의 감소는 매우 자명한 결과라 할 수 있다. 또한 대부분의 단상유동의 경우 질량유량의 증가에 대해 압력강하량은 2차원의 곡선 형태로 나타나게 되는데 이러한 경향이 판형열교환기에서도 나타나고 있음을 알 수 있다.

Fig. 8은 전열판 사이의 유로로 흐르는 유동의 Reynolds 수에 따른 압력강하량을 보여주고 있다. 동일한 Reynolds 수에 대하여 30개 판을 가진 용접형열교환기가 20개 판의 경우와 거의 유사한 압력강하량을 가짐을 알 수 있다. 하지만 30개 판을 가진 경우가 지속적으로 약간 높은 값을 갖는 경향을 보이고 있다. 차압계가 갖는 오차가  $\pm 0.35$  kPa이므로 이러한 오차는 유의미한 값이라 생각할 수 있다. 판형열교환기에서 전열판의 개수가 증가할수록 입구부에서 각 판 사이의 유로로 공급되는 유체의 양에는 약간의 차이가

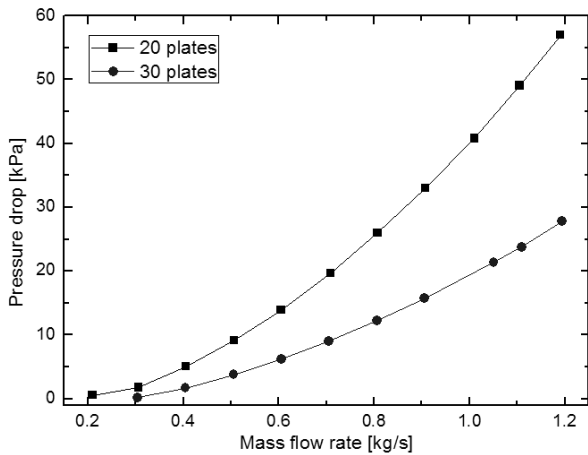


Fig. 7 Pressure drop variation with the change of hot side water mass flow rate

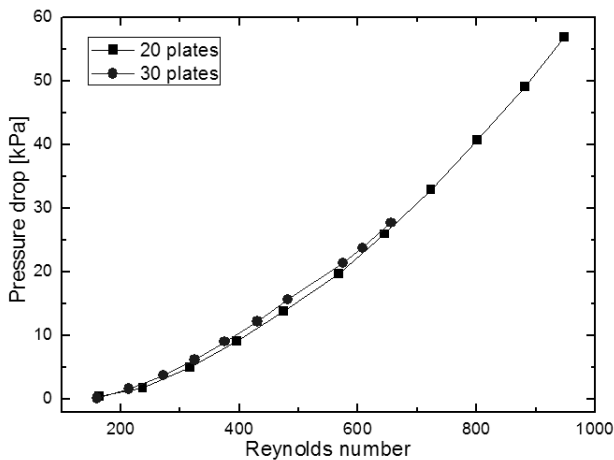


Fig. 8 Pressure drop variation with the change Reynolds number

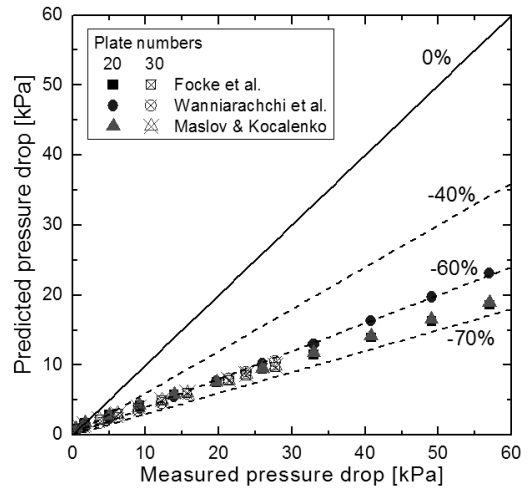


Fig. 9 Pressure drop comparison between measured and predicted results

존재하게 된다. 이러한 차이가 존재하는 이유는 판의 수가 커짐에 따라 입구측에서 멀어지는 판으로 공급되는 유체의 양은 유동저항의 증가에 따라 감소하기 때문이다. 그러한 경우 각 판 사이 유로로는 불균일한 분배가 발생하게 되고 그 결과 압력강하량이 증가하게 된다. 30장의 판을 갖는 경우가 동일 평균 Reynolds 수에서 더 작은 판을 갖는 경우에 비해 높은 압력강하를 갖는 것은 이러한 불균일 유동 분포에 의한 영향이라 생각된다.

Fig. 9은 기존 가스켓형 판형열교환기 압력강하 상관식을 통한 압력강하 예측값과 실제 측정된 압력강하량을 비교한 결과이다. Wanniarachchi et al. (12) 상관식은 실제 측정된 압력강하량에 비해 60% 정도 작은 압력강하를 예측하는 것을 보여주며, 다른 2개의 상 관식은 더욱 낮은 압력강하 예측을 하고 있음을 알 수 있다. 이는 용접형 판형열교환기의 압력강하는 가스켓형에 비해 동일한 내부형상과 외부 치수를 갖는 경우 동일 유량에서 2배 이상의 압력강하가 발생하고 있음을 의미한다. 이러한 높은 압력강하는 전열판이 접촉하는 부분에 용체에 의한 용접 구조물이 생기면서 유동저항의 증가 결과로 나타났다는 해석이 가능하다. 가스켓형 판형열교환기에 비해 용접형 판형열교환기의 유동저항과 압력강하 증가는 예상보다 더 컸으며 이를 통해 단상유동 조건에서 특수한 경우가 아닌 경우 용접형 열교환기 사용의 장점이 크지 않음을 의미한다.

## 5. 요약 및 결론

본 연구에서는 20개와 30개의 전열판을 갖는 판형열교환기의 열전달 및 압력강하 성능을 실험적으로 측정하고 그 결과를 분석하였다. 또한 기존의 가스켓형 열교환기에 대한 상관식을 활용하여 동일 조건에서 Nusselt 수와 압력강하를 계산하여 실험값과 비교를

통해 두 차이를 고찰하였다.

두 판형열교환기의 열전달 특성은 전열판 개수에 큰 영향을 받지 않았다. 가스켓형 판형열교환기를 위한 상관식을 이용하여 계산한 결과를 비교한 결과, 측정된 용접형 판형열교환기의 Nusselt 수는 동일한 판의 구조를 갖는 가스켓 판형열교환기의 경우 비해 약 5~20% 높을 것으로 예측되었다. 반면 용접형 판형열교환기가 갖는 압력강하는 동일한 구조의 가스켓형 판형열교환기에 비해 2배 이상 클 수 있음을 상관식을 통해 알 수 있었다. 실험과 상관식을 통한 분석을 통해 용접형 판형열교환기가 가스켓형 판형열교환기에 비해 약간 높은 열전달 성능을 가질 수 있는 것으로 나타났으나, 그에 대비하여 그보다 훨씬 더 높은 압력강하를 갖는 것으로 예측되었다. 따라서 가스켓형 대신 용접형 판형열교환기를 적용하는 경우 이러한 성능특성을 고려해야 할 것으로 생각된다.

## 후 기

본 연구는 서울과학기술대학교 교내 학술연구비 지원으로 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

## References

- [1] Hong, K., Jeon, S., Lee, S., Park, C., Kwon, I., Kim J., Kim, B., Ha, O., 2004, A Study on the Performance of Fin-type Heat Exchanger for Automotive Air-conditioners, Transactions of the Korean Society of Machine Tool Engineers, 13:4 100-105.
- [2] Ryuh, B., Kim, J., Park, S., 2006, Development of Heat Exchanger Production Model Based on the Microlamination Technology and Estimation of its Economic Efficiency, Transactions of the Korean Society of Machine Tool Engineers, 15:3 97-103.
- [3] Duruş, A., Benli, H., Kurtbaş, I., Gül, H., 2009 Investigation of Heat Transfer and Pressure Drop in Plate Heat Exchangers Having Different Surface Profiles, Int. J. Heat Mass Transfer, 52 1451-1457.
- [4] Fernández-Seara, J., Diz, R., Uhía, F. J., 2013 Pressure Drop and Heat Transfer Characteristics of a Titanium Brazed Plate-Fin Heat Exchanger with Offset Strip Fins, Applied Thermal Eng., 51 502-511.
- [5] Ayub, Z. H., 2003 Plate Heat Exchanger Literature Survey and New Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for Refrigerant Evaporators, Heat Transfer Engineering, 24 3-16.
- [6] García-Cascales, J. R., Vera-García, F., Corberán- Salvador, J. M., González-Maciá, J., 2007 Assessment of Boiling and Condensation Heat Transfer Correlations in the Modelling of Plate Heat Exchangers, Int. J. Refrigeration, 30 1029-1041.
- [7] Gut, J. A. W., Pinto J. M., 2004 Optimal Configuration Design for Plate Heat Exchangers, Int. J. Heat Mass Transfer, 47 4833-4848.
- [8] Qiao, H., Aute, V., Lee, H., Saleh, K., Radermacher, R., 2013 A New Model for Plate Heat Exchangers with Generalized Flow Configurations and Phase Change, Int. J. Refrigeration, 36 622-632.
- [9] Kwon, O., Cha, D., Yun, J., Kim, H., 2009 Performance Evaluation of Plate Heat Exchanger with Chevron Angle Variation, Trans. of KSME Series B, 33 520-526.
- [10] Son, J., Lee, E., Kang, H., Kim, Y., Kim, J., Cho, S., Park, J., 2012 Performance Characteristics of Plate Heat Exchangers with Various Geometric Design Parameters, Trans. of KSME Series B, 36 583-591.
- [11] Thonon, B., 1999 Design Method for Plate Evaporators and Condensers, 1st Int. Conf. on Process Intensification for the Chemical Industry, BHR Group Conference Series Publication, No. 18, 37-47.
- [12] Wanniarachchi, A. S., Ratnam, U., Tilton, B. E., Dutta-Roy, K., 1995 Approximate Correlations for Chevron-type Plate Heat Exchangers, 30th National Heat Transfer Conf. ASME, New York, 314 145-151.
- [13] Maslov, A., Kovalenko, L. 1972 Hydraulic Resistance and Heat Transfer in Plate Heat Exchangers, Molochnaya Promyshlennost, 10 20-22.
- [14] Focke, W. W., Zacharides, J., Oliver, I., 1985 The Effect of the Corrugation Inclination Angle on the Thermohydraulic Performance of Plate Heat Exchangers, Int. J. Heat Mass Transfer, 28:8 1469-1479.