

단일굴곡 및 이중굴곡 판 형상을 갖는 직교류 공랭식 판형열교환기의 전열특성에 대한 실험적 연구

김민성[†], 백영진, 박성룡, 나호상, 정재훈*, 임혁*
한국에너지기술연구원 태양열지열연구센터, *(주)엘에치이

Experimental Investigation of an Cross-Flow Air-Cooled Plate Heat Exchanger with Single-Wave and Double-Wave Plates

Minsung Kim[†], Jae-Hoon Lee, Seong-Ryong Park, Ho-Sang Ra, Jae Hoon Jeong*, Hyug Lim*
Solar Thermal and Geothermal Research Center, Korea Institute of Energy Research, Daejeon 305-343, Korea
^{*}Research and Development Center, LHE Co., Ltd., Gimhae 621-874, Korea

(Received December 12, 2007; revision received May 29, 2009)

ABSTRACT: Experimental study on a cross-flow air-cooled plate heat exchanger (PHE) was performed. Two types of PHEs were manufactured either with single-wave plates or with double-wave plates in parallel. Cooling air flows through the PHEs in a crosswise direction against internal hot water. The heat exchanger aims to substitute open-loop cooling towers with closed-loop water circulation, which guarantees cleanliness and compactness. In this study, prototype single-wave and double-wave PHEs were designed and tested in a laboratory scale experiments. From the tests, the double-wave PHE shows approximately 50% enhanced heat transfer performance compared to the single-wave PHE. However, the double-wave PHE costs 30% additional pressure drop. For the commercialization, a wide channel design for air flow would be essential for performance and reliability

Key words: Air-cooled plate heat exchanger(공랭식 판형열교환기), Single-wave(단일굴곡), Double-wave(이중굴곡), Cross-flow(직교류), Cooling tower(냉각탑)

기 호 설 명

b : 판간격 (m)
 D_e : 상당직경 (m)
 f : f -계수
 h : 열전달계수 (kW/m²°C)
 j : j -계수
 k : 열전도도 (kW/m°C)
 Nu : Nusselt 수
 Pr : Prandtl 수

\dot{Q} : 열전달량 (kW)
 Re : Reynolds 수
 t : 판두께 (m)
 T : 온도 (°C)
 ΔT_{lm} : 대수평균온도차 (°C)
 U : 총합열전달계수 (kW/m°C)
 \dot{V} : 체적유량 (m³/hr 혹은 L/min)
 w : 판가로폭 (m)

그리스문자

[†] Corresponding author

Tel.: +82-42-860-3062; fax: +82-42-860-3133
 E-mail address: minsungk@kier.re.kr

β : 췌기각 (rad)
 ϕ : 확장인자

μ : 점성계수 (Pa · s)

하첨자

a : 공기층
 w : 물층
 i : 입구측
 o : 출구측

1. 서 론

공기조화용 냉각장치는 다양한 산업 분야에서 요구되고 있는데, 주로 기체-액체 혹은 기체-기체 형태의 열교환기가 적용되는 사례가 많다. 특히 대형 공조시스템에서는 고온배출을 위한 개방형 냉각시스템인 냉각탑(cooling tower)의 설치가 흔히 적용이 되고 있다. 이러한 개방형 냉각탑은 그 적용이 쉽고 비교적 효율 좋아 설비업자들에게 선호되어 왔다. 그러나 개방형 시스템은 넓은 설치공간이 요구될 뿐만 아니라, 냉각용수 자체가 대기에 노출되어 있어 냉각수가 쉽게 오염되는 단점이 있다. 실제 냉각수 오염으로 인하여 냉각수의 순환이 원활하지 못하고, 열전달 성능이 감소하게 되어 매년 정기적인 세척이 필요하며, 오염물질에 포함된 세균들로 인한 위생상의 문제점 등이 야기되고 있다.

만일 공기냉각형 판형열교환기를 제작하고 이를 이용하여 고온의 순환수를 냉각하고자 한다면 기존의 개방형 냉각탑과 달리 순환수 냉각을 간접적으로 수행할 수 있어 개방형에서 야기될 수 있는 문제점을 차단할 수 있어 효과적이다. 또한, 이를 대형화할 수 있다면 공조용 쿨링타워 뿐 아니라 많은 산업 분야에서 필요로 하는 기체-액체 혹은 기체-기체 열교환 시스템의 적용할 수 있을 것으로 예상된다.

현재 국내의 열교환기 업체들은 기술적으로 제작이 용이한 셀-튜브형이나 핀-튜브형 열교환기를 주로 제작하고 있다. 비록 소수 기업에서 판형열교환기를 제작하고 있으나 대부분 액체-액체 열교환을 위하여 제작하고 있으며, 핀-튜브형을 제외한 기체를 열교환 매체로 하는 열교환기의 설계와 제작이 가능한 곳은 극히 드문 실정이다. 더구나 기체열교환 과정에서 효율을 높일 수 있는 주름판형(corrugated plate type)을 응용한 열교환기는 아직 선보인 적이 없다.

이에 본 연구에서는 썸기각(chevron angle)이 30°를 기준으로 하는 단일굴곡(single-wave) 및 이중굴곡(double-wave) 판으로 구성된 직교류 공랭식 판형열교환기를 제작하고 이에 대한 성능 실험을 수행하였다. 이로부터 기체-액체용 열교환기에 판형열교환기의 적용성 및 상용화 가능성을 시험하고 평가하는데 본 연구의 목적을 둔다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 직교류 공랭식 판형열교환기

본 연구에 적용되는 직교류 판형열교환기는 기존의 판형열교환기와는 달리 입출구가 1쌍만이 존재하고 있다. Fig. 1에서와 같이 판의 길이방향으로 물이 흐르며, 폭방향으로 공기가 흘러 직교류 열교환기의 구조로 되어 있다.

Fig. 2는 단일굴곡판과 이중굴곡 판을 확대한 형상으로 단일굴곡의 일반적인 판의 웨이브에 수직방향으로 추가웨이브를 삽입한 형상을 보이고 있다. 이렇게 이중굴곡 형상으로 성형함으로써 유효전열면적이 증가하게 되고 와류의 증가로 인해 열전달 성능의 향상을 기대할 수 있다. 실제로 본

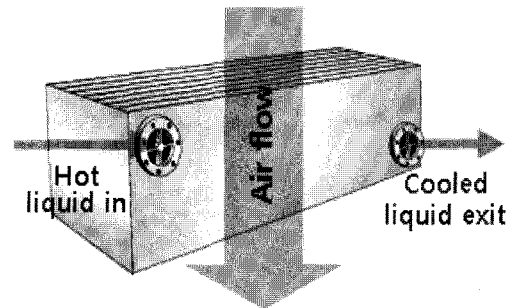
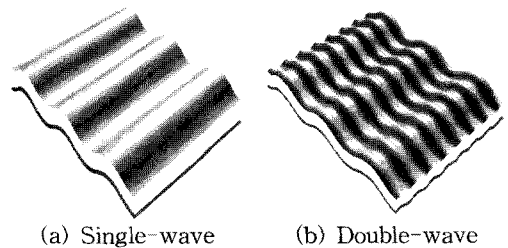


Fig. 1 Flow direction of cross-flow plate heat exchanger.



(a) Single-wave (b) Double-wave
 Fig. 2 Magnified images of plates.

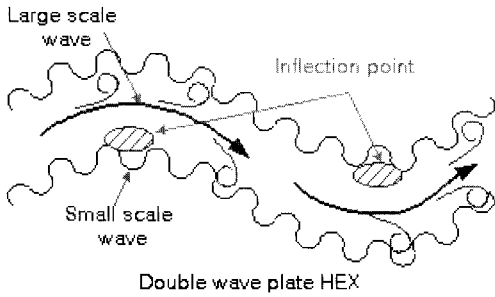


Fig. 3 Eddy motion of waved air between double-wave plates.

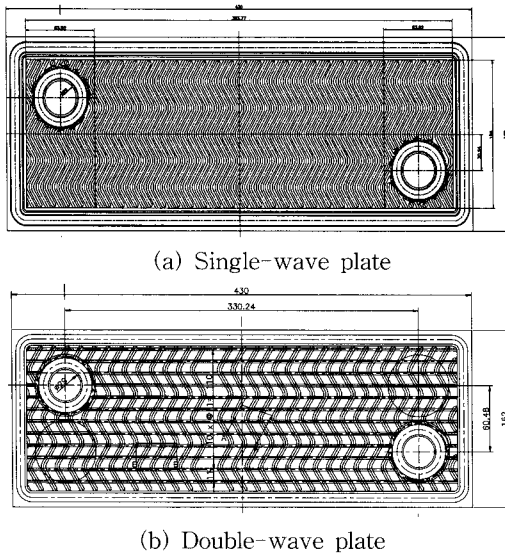


Fig. 4 Drawings of single-wave and double-wave plates.

연구의 판형열교환기는 공기-물 열교환기이며, 열저항의 대부분은 공기측에 있는데, Fig. 3에서와 같이 큰 규모의 와류(large scale wave)뿐만 아니라 이중굴곡 형상에 의한 작은 규모의 와류(small scale wave)가 복합적으로 작용하여 열전달 효과를 촉진할 수 있을 것으로 기대된다.

Fig. 4는 시제품으로 제작된 열교환기의 단일굴곡 및 이중굴곡 판의 도면이다. 두 판 모두 동일한 크기(162×430 mm²)로 제작되었다. 단일굴곡판은 0.6 mm의 두께로 제작되었으며, 이중굴곡판은 성형성을 고려하여 단일굴곡판보다 18% 두께가 감소한 0.5 mm판을 적용하였다. 단일굴곡 열교환기와 이중굴곡 열교환기의 판수는 각각 38장과 32장이다.

2.2 공랭식 판형열교환기 성능실험장치

Fig. 5은 단일굴곡 판형열교환기의 성능 시험을 위한 장치도이다. 배기용 송풍기와 이송용 워터 펌프가 사용되었으며, 각각의 유로에 공기 유량계(0~7 LPM, 측정오차 ±1.5%)와 물 유량계(0~6000 m³/h, ±측정오차 0.5%)를 설치하였다. 송풍기와 펌프는 인버터로 제어된다. 송풍기는 덕트 출구에는 원심팬으로 구동되며, 열교환기에 공급되는 공기의 온도를 제어하기 위하여 공기 입구단에 온도 제어용 열교환기를 장착하였다. 이 열교환기에는 항온조로부터 일정한 온도의 물을 공급받아 공기 온도를 조절한다. 온도가 제어된 공기는 판형열교환기와 열교환을 하게 되는데, 입출구에 각각 2개 씩의 RTD를 설치하였으며, 평균 온도값으로 성능을 평가하였다.

온도제어용 열교환기에 공급되는 물은 200 L 용량의 수조에서 공급되며, 수조의 내부에 4개의 5 kW급 히터를 장착하였다.

2.3 실험조건 및 방법

본 실험에서 물측 열량과 공기측 열량은 각각 식(1)과 식(2)에 의해 구할 수 있다. 물과 공기측 모

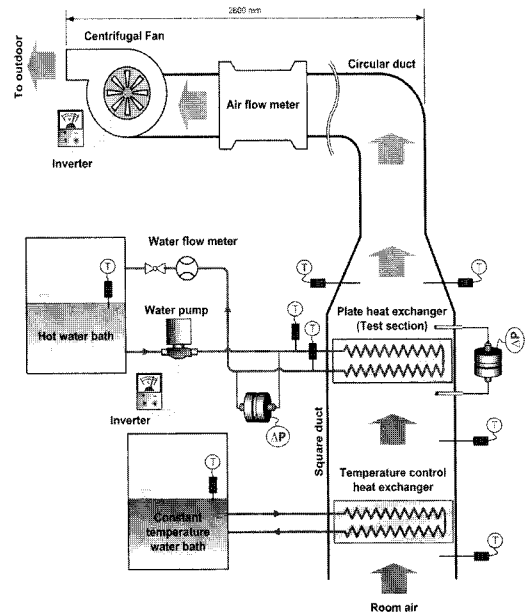


Fig. 5 Schematic diagram for a single-wave and double-wave PHE experiment.

두 체적유량계를 사용하므로 실제 열량계산을 위하여는 밀도를 계산하여 질량유량을 구하였다. 물측과 공기측의 물성은 PROPATH v.11.1⁽¹⁾를 사용하였다. 물의 밀도는 유량계 출구, 즉 열교환기 물측 입구온도에 대한 포화액을 기준으로 계산하였으며, 물과 공기의 비열은 입출구 온도의 산술 평균된 온도에 대한 포화액 기준으로 계산하였다. 공기의 경우는 이상기체로 가정하여 계산하였는데, 현재 대기압을 고려하였다. 공기 유량계가 덕트내의 열교환기 후단부에 위치하므로 열교환기 전후의 압력차를 액주계로 읽어 그 차이만큼을 대기압에서 보상하였다.

$$\dot{Q}_w = \rho_w \big|_{T=T_{w,i}} \dot{V}_w C_{pw} (T_{w,in} - T_{w,out}) \quad (1)$$

$$\dot{Q}_a = \frac{P_{atm} \dot{V}_a}{RT_{a,out}} C_{pa} (T_{a,out} - T_{a,in}) \quad (2)$$

식(1)과 식(2)로부터 구한 각각의 열량을 기준으로 열량불균형(energy imbalance)치를 계산하여 그 값이 5.5% 이내에 들어오면 열량평형이 이루어졌다고 간주하였다. Table 1은 실험조건을 정리한 것이다. 인버터로 제어되는 워터펌프와 원심팬은 공히 입력주파수에 대한 체적 유량이 강한 선형성을 보였으며, 주파수에 대한 일차함수 형태로 근사할 수 있었다. 오차해석을 통하여 공기측과 물측의 열량에 대한 평균오차는 각각 2.5%와 6.0%이다.

3. 실험결과 및 분석

3.1 실험데이터 처리 및 상관식의 적용

공기측 열전달계수는 알려진 물측 열저항값을 이용하여 간접적으로 구하였다. 먼저 총 전열량을 사용하여 총합열전달계수 UA 를 결정한 후, 공

기측 열전달계수를 식(3)에 의해 구한다. 이 때 판의 공기측과 물측의 접촉면적이 동일하므로 식(3)의 형태로 나타난다.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_w} + \left(\frac{t}{k}\right)_{wall} + \frac{1}{h_a} \quad (3)$$

본 연구의 더블웨이브 판형열교환기는 공기와 물의 유동방향이 직교방향으로 흐르고 있으므로 식(4)의 직교류 열교환기의 대수평균온도차 식을 적용하였다.

$$\Delta T_{lm} = \frac{T_{a,o} - T_{a,i}}{\ln \left[\frac{(T_{w,i} - T_{w,o}) / (T_{a,o} - T_{a,i})}{\frac{T_{w,i} - T_{w,o}}{T_{a,o} - T_{a,i}} + \ln \frac{T_{w,o} - T_{a,i}}{T_{w,i} - T_{a,i}}} \right]} \quad (4)$$

한편, 판형열교환기의 기하학적 형상을 고려하기 위한 상당직경(equivalent diameter)은 다음 식으로 정의된다.

$$D_e = \frac{4A_c}{P} = \lim_{w \rightarrow \infty} \frac{4bw}{2b + 2w} = 2b \quad (5)$$

이 때, P 는 유동에 수직방향인 채널의 넓이를 의미한다. 실제 유동패턴은 췌기(Chevron)각과 Reynolds 수에 따라서 달라진다. 또한 유료가 복잡하기 때문에 직경과 특성길이(characteristic length)가 달라지게 되는데, 상기의 식을 사용할 경우가 가장 단순하며 직관적이어서 대부분의 상관식에서 사용된다.

Fig. 1(b)의 열판간 거리는 5.2 mm이다. 물은 열교환기 전체에 유입되어 각각의 판사이로 균등하게 분배되어 들어가는 것으로 가정하였다. 총 판수가 n_{pl} 이면, 물측 Reynolds 수는 다음과 같다.

$$Re = \frac{\rho_w \dot{V} D_e}{\mu_w} = \frac{D_e}{\mu_w A_c} \frac{\dot{m}_w}{n_{pl}} = \frac{2}{\mu_w w} \frac{\dot{m}_w}{n_{pl}} \quad (6)$$

일반적으로 열전달하고자 하는 양쪽 유체의 열전달 성능치가 알려져 있지 않은 경우 윌슨플롯법(Wilson plot technique)⁽²⁾ 등의 기법을 사용하여야 하나 이를 위하여는 물-물 혹은 공기-공기 등과 같이 열저항이 비슷한 유체를 대상으로 실

Table 1 Performance test condition

Parameters	Unit	Range
$T_{a,in}$	℃	20±1.0
\dot{Q}_a	m ³ /hr	400~600
$T_{w,in}$	℃	40±0.5, 50±0.5
\dot{Q}_w	m ³ /hr	0.8~1.1

험하여야 하는데, 본 연구의 판형열교환기에는 구조 등의 문제로 이러한 접근에 현실적인 어려움이 있다. 따라서 기존에 알려진 유사 상관식들을 이용하여 해석하고자 한다.

기존에 나와 있는 판형열교환기에 대한 단상유동 열전달 상관식은 모두 길이방향의 유동에 대한 것이며, 고려된 형상으로는 썸기각과 판간의 거리 등의 기본적인 사항만을 고려한 것이 대부분이다. 특히 판의 형상과 구조에 따라 난류천이가 되는 Reynolds 수의 범위도 크게 다르게 되는데, 이에 따라 실험적으로 측정되는 열전달계수도 크게 달라지게 된다.

Fig. 6은 기존의 단상유동 열전달 상관식으로부터 본 연구의 설계값으로부터 계산한 물측 열전달계수 그래프이다. 각 상관식들은 최대 300%의 편차를 가져 정확도의 차이가 매우 크다. 특히 각 상관식에 대한 유동특성 차이가 상관식 값을 불확실하게 하는데, 그림에서 높게 예측한 Chisholm and Wanniarachchi(1991)⁽³⁾, Bogaert and Böls(1995)⁽⁶⁾의 상관식은 천이영역의 실험데이터를 기준으로 얻은 것임을 예측할 수 있으며, 따라서 다른 식들과는 달리 전반적으로 높게 예측함을 알 수 있다.

Fig. 7은 Fig. 6에서 제시된 6개의 상관식과 식(3)으로부터 구한 공기측 열전달계수이다. 각 측정값의 중앙점은 6개의 상관식을 기반으로 계산된 전체 열전달계수의 평균 값을 나타내고 있으며, 상하의 오차막대는 최대 값과 최소 값을 나타낸다. Fig. 7에서 알 수 있듯이 비록 물측 열전달계수가 300% 이상의 편차가 있다고 하더라도 공기측 열전달계수에는 5~5.5% 정도의 편차만을 나타내는 것을 확인할 수 있다. 이는 공기측의 열저항이 훨씬 커서 식(3)의 총괄열전달계수가 물측의 영향을 적게 받기 때문이다. 이는 공기측 열전달 특성을 구하기 위해서는 월슨플롯법등의 방법을 적용하지 않아도 10% 이내의 오차를 갖는 성능평가가 가능하다는 것을 의미한다. 본 연구에서는 판의 형상에 따른 공기측의 열전달 성능을 관찰하는 것이 목적이므로 기존의 물측 상관식 중 적용성이 좋은 것을 선정하여 비교하는 것이 무난한 접근이라고 판단된다.

판형열교환기의 열전달 상관식은 대부분이 썸기각에 대한 함수 형태로 제시되었다. 하지만 본 연구에서 고안된 이중굴곡 열교환기의 경우와 같이 특징적인 형상을 반영할 수 있는 파라미터를

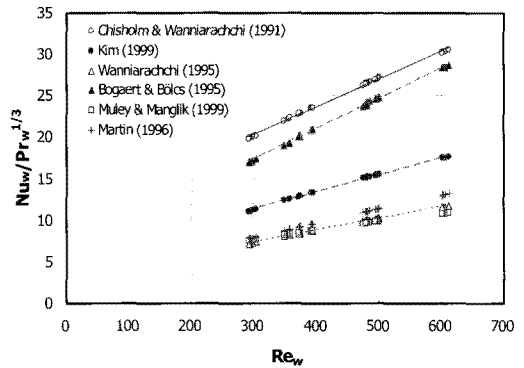


Fig. 6 Comparison of water-side single phase heat transfer coefficient for a plate heat exchanger with 30° chevron angle.⁽³⁻⁸⁾

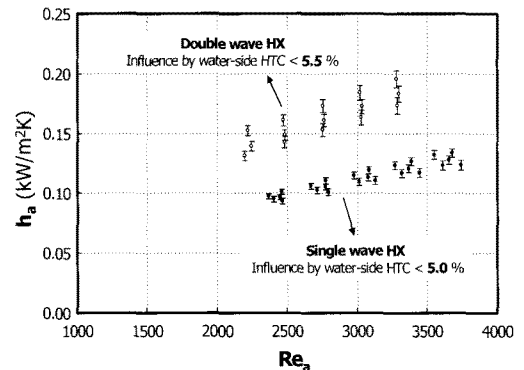


Fig. 7 Uncertainty of air side heat transfer coefficients by the decision of a water side heat transfer correlation.

고려한 식은 극히 부족하다. 그러나 굴곡진 판의 유효면적을 고려한 확장인자(enlargement factor) ϕ 를 고려하여 판의 전열면의 증가분을 반영할 수 있는 식을 적용하는 것이 최선이며, 이 같은 목적에 부합하는 Martin(1996)⁽⁸⁾의 상관식을 사용하도록 하였다. 식(7)은 확장인자의 정의를 나타낸 것인데, 이는 판금된 후 확장된 유효면적(effective area)에 대한 투영면적(projected area)의 비이며, 통상적으로 1.1~1.3사이의 범위를 가진다.⁽⁹⁾

$$\phi = \frac{\text{(effective area)}}{\text{(projected area)}} \quad (7)$$

단일굴곡 열교환기의 경우 유동방향의 중심선

길이와 선형길이의 비가 확장인자가 되며, 이중 굴곡 열교환기에서는 가로 및 세로방향의 길이의 곱으로 나타낼 수 있다. 아울러 Martin의 식은 넓은 범위의 유동범위를 커버할 수 있어 선택이 적절하다고 하겠다. 식(8)은 Martin의 단상유동 열전달상관식이다. 여기에서 Nusselt 수는 다음과 같이 정의된다.

$$Nu_h = 0.122 Pr^{1/3} \left(\frac{\eta_m}{\eta_w} \right)^{1/6} (f Re^2 \sin 2\beta)^{0.374} \quad (8)$$

$$Re_h = \phi Re \quad (8a)$$

$$Nu_h = \phi Nu \quad (8b)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = \frac{\cos \beta}{(0.18 \tan \beta + 0.36 \sin \beta + f_0 / \cos \beta)^{0.5}} + \frac{1 - \cos \beta}{\sqrt{3.8 f_1}} \quad (9)$$

$$f_0 = \begin{cases} 64/Re_h & Re < 2000 \\ (1.8 \log_{10} Re_h - 1.5)^{-2} & Re \geq 2000 \end{cases} \quad (9a)$$

$$f_1 = \begin{cases} 597/Re_h + 3.85 & Re < 2000 \\ 39/Re_h^{0.289} & Re \geq 2000 \end{cases} \quad (9b)$$

식(9)은 마찰계수이며, Reynolds 수의 범위에 따라 파라미터 f_0, f_1 의 값이 결정된다.

3.2 실험결과 및 분석

Fig. 8는 공기측의 Reynolds 수에 대한 Nusselt 수의 변화를 나타낸 것이다. 실제 단일굴곡 판형 열교환기에서 공기유동이 굴곡의 끝을 따라 이동

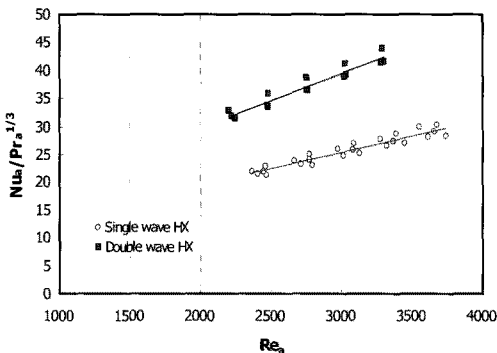


Fig. 8 Comparison of Nusselt numbers for single-wave and double-wave plate heat exchangers.

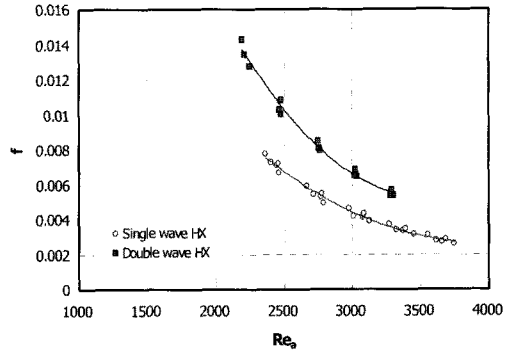


Fig. 9 Comparison of Darcy-Weisbach friction factor.

하게 되어 유동패턴에 변화가 발생하기 어렵다. 그러나 이중굴곡 열교환기는 길이방향에 형성된 이중굴곡으로 인하여 공기유동에서 와류가 발생하여 보다 나은 열전달 성능을 보이는 것이다. 실제로 핀-튜브 열교환기에서 웨이비핀은 평판판에 비하여 30% 이상의 열전달 성능향상을 보이는데⁽¹⁰⁾, 본 연구에서는 이보다 높은 50%의 향상을 관찰할 수 있었다. 이는 핀-튜브 열교환기에서는 비록 평판판이라고 할지라도 튜브의 배열에 따라 튜브후류에 발생하는 와류로 성능개선이 이루어진다. 그러나 본 연구의 단일굴곡 열교환기는 이러한 효과가 없으므로 이중굴곡에 비해 열전달 성능 저하가 큼을 알 수 있다.

Fig. 9는 식(10)의 Darcy-Weisbach의 마찰계수인 f -계수를 그래프로 그린 것이다. f -계수는 단일굴곡 열교환기에서보다 이중굴곡 판형열교환기에서 30% 정도 더 크게 나타났다. 이는 어느 정도 예상된 결과인데, 유동전면에 굴곡부가 존재하므로 유동저항이 증가하기 때문이며, 열전달 성능의 향상을 얻기 위하여는 이러한 압력손실의 증가는 피할 수 없을 것으로 보인다.

$$f = \frac{2\rho_a \Delta P_a D_h}{G_a^2 L} \quad (11)$$

Fig. 10은 공랭식 열전달성능에 대한 식(10)의 Chilton과 Colburn의 j -계수를 나타낸 것이다. j -계수는 열전달계수를 무차원의 형태로 나타낸 값으로 열전달 성능의 지표가 되는 값이다.

$$j = \frac{\bar{h}_a}{G_a C_{p,a}} Pr^{2/3} \quad (11)$$

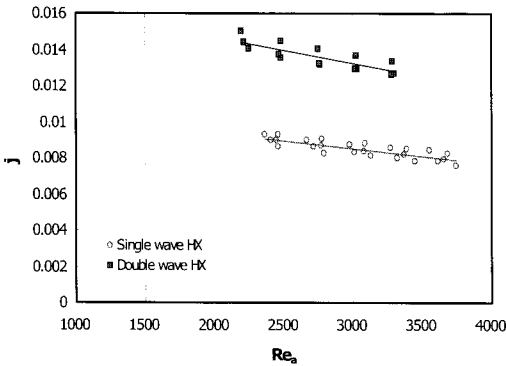


Fig. 10 Comparison of Chilton and Colburn's j -factor.

Fig. 10으로 부터 이중굴곡 판형열교환기의 성능이 단일굴곡보다 50% 가량 우수하게 나타난 것을 알 수 있다. Reynolds 수가 증가할수록 Fig. 8의 열전달계수는 증가하는 반면 j -계수는 감소하는 경향을 보인다. 이는 j -계수의 값에 영향을 주는 공기유량의 증가가 열전달계수의 증가율보다 크기 때문인데, 공기유량이 증가하면 전체 열전달량은 증가하지만, 단위 공기유량에 대한 열전달효과는 감소한다는 것을 의미한다. 그러나 Fig. 10의 선형보간선의 기울기에 해당하는 Reynolds 수 증가에 따른 j -계수의 성능감소율은 이중굴곡 열교환기가 15% 정도 더 크다. 즉 공기층의 열저항을 줄이기 위해서는 공기유속을 증가시킬 경우 이중굴곡판에서는 단위 공기유량에 대한 열교환효율 저하가 상대적으로 크다는 것을 의미한다. 이에 j -계수 감소율을 낮게 유지하기 위해서는 이중굴곡판의 형상설계에 판과 판 사이의 공기유로를 가능한 넓게 확보하는 것이 필요할 것으로 보인다.

상기의 결과로부터 직교류 공랭식 판형열교환기에서 공기층 열전달을 향상시키기 위하여는 이중굴곡 판을 이용하여야 하는 것이 좋으며, 추가적인 성능개선을 위하여는 공기유로를 충분히 확보할 수 있는 판의 설계가 필요하다는 것을 알 수 있었다.

4. 결 론

본 연구에서는 직교류 공랭식 판형 열교환기의 성능을 평가하였다. 공기층의 열교환을 개선하기 위하여 일반 판형열교환기의 단일굴곡 판에서 쉘

각각에 수직방향으로의 굴곡을 추가한 이중굴곡 판을 설계하고, 성능실험을 위하여 실험실 규모의 풍동에 동일한 크기로 제작된 프로토타입 단일굴곡 열교환기와 이중굴곡 열교환기를 설치하였다. 공기층의 열전달계수는 물층의 기존 상관식으로부터 구하였는데, 물층의 유동조건에 상관없이 편차가 5.5% 이내로 예측됨을 알 수 있었다. 열전달 및 압력강하 실험결과 이중굴곡 판형 열교환기는 단일굴곡 판형열교환기에 비하여 약 50% 정도의 열전달 성능향상이 있었으나, 30%의 압력손실이 증가하였다.

공랭식 판형열교환기는 기존의 개방형 냉각탑을 대체할 수 있고, 오염을 줄이며 소형으로 제작할 수 있는 장점이 있다. 현장에서의 적용을 위하여 판의 설계는 공기층의 열전달 향상을 위하여 이중굴곡 설계가 바람직하다. 다만 대형화된 열교환기에 적용할 경우 공기층의 유동 압력강하가 크게 나타날 것으로 예상되는 바, 향후 판의 형상을 최적화하고 크기에 따른 적절한 판간 거리를 산출하는 연구가 추가로 요구될 것으로 사료된다.

후 기

본 과제는 지식경제부의 에너지자원기술개발사업의 일환으로 수행되었고, 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. PROPATH Group, PROPATH : A Program Package for Thermophysical Properties of Fluids version 11.1, August, 1990.
2. Shah, R. K., 1990, Assessment of modified wilson plot techniques for obtaining heat exchanger design data, Proceedings of the 9th International Heat Transfer Conference, Vol. 5, pp. 51-56.
3. Chisolm, D. and Wanniarachchi, A. S., 1991, Layout of plate heat exchanger, ASME/JS METhermal Engineer Proceedings, Vol. 4, pp. 433-438.
4. Kim, Y. S., 1999, An experimental study on evaporation heat transfer characteristics and pressure drop in plate heat exchanger, M. S.

- thesis, Yonsei University.
5. Wanniarachchi, A. S., Ratnam, U, Tilton, B. E. and Dutta-Roy, K., 1995, Approximate correlations for chevron-type plate heat exchangers, Proceedings of the 30th National Heat Transfer Conference, Vol. 12, pp. 145-151.
 6. Bogaert, R. and Bölcs, A., 1995, Global performance of a prototype brazed plate heat exchanger in a large Reynolds number range, Experimental Heat Transfer, Vol. 8, pp. 293-311.
 7. Muley, A. and Manglik, R. M., 1999, Experimental study of turbulent flow heattransfer and pressure drop in a plate heat exchanger with chevron plates, Journal of Heat Transfer, Vol. 121, pp. 110-117.
 8. Martin, H., 1996, A theoretical approach to predict the performance of chevron-type plate heat exchangers, Chemical Engineering Process, Vol. 35, pp. 301-310.
 9. Fernandes, C. S., Dias, R. D., Nóbrega, J. M., Afonso, I. M., Melo, L. F. and Maia, J. M., 2005, Simulation of stirred yoghurt processing in plate heat exchangers, Journal of Food Engineering, Vol. 69, pp. 281-290.
 10. Jung, G. H., Jung, S. H., Bae, Y. D., Park, Y. S. and Youn, B., 1997, Performance evaluation on the air side of heat exchanger for air-conditioner, Proceedings of the SAREK 1997 Summer Annual Conference, pp. 190-196.