

## 직교류 공랭식 판형열교환기의 성능평가

김민성<sup>†</sup>, 이재훈, 박성룡, 나호상, 정재훈\*, 임혁\*  
 한국에너지기술연구원 지열에너지연구센터, \*(주)엘에치이 기술연구소

### Development of an Cross Flow Air-Cooled Plate Heat Exchanger

Minsung Kim<sup>†</sup>, Jae-Hoon Lee, Seong-Ryong Park, Ho-Sang Ra, Jae Hoon Jeong\*, and Hyug Lim\*

*Geothermal Energy Research Center, Korea Institute of Energy Research, Daejeon 305-343, Korea*  
*\*Research and Development Center, LHE Co., Ltd., Gimhae 621-874, Korea*

**ABSTRACT:** Performance of an air-cooled plate heat exchanger (PHE) was evaluated in this study. The PHE was manufactured in two types of single-wave and double-wave plates in parallel assembly. 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 heat exchanger(공냉식열교환기), Single-wave(단일굴곡), Double-wave(이중굴곡), Cross flow(직교류), Plate heat exchanger(판형열교환기)

기 호 설 명

$b, t, w$  : 판간격, 판두께, 판폭(m)  
 $f$  :  $f$ -계수  
 $h$  : 열전달계수 (kW/m<sup>2</sup>°C)  
 $j$  :  $j$ -계수  
 Nu : 누셀트수  
 Pr : 프란틀수  
 $\dot{Q}$  : 열전달량 (kW)  
 Re : 레이놀즈수

$T$  : 온도 (°C)  
 $U$  : 총합열전달계수 (kW/m<sup>2</sup>°C)  
 $\dot{V}$  : 체적유량 (m<sup>3</sup>/hr 혹은 L/min)

그리스문자

$\beta$  : 썸기각 (rad)  
 $\phi$  : 확장인자

하첨자

$a$  : 공기측  
 $h$  : 상당직경  
 $w$  : 물측  
 $in$  : 입구측  
 $out$  : 출구측

<sup>†</sup> Corresponding author  
 Tel.: +82-42-860-3062; fax: +82-42-860-3133  
 E-mail address: minsungk@kier.re.kr

## 1. 서론

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 온 것이 사실이다. 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 셸-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 수행하고자 한다. 이로부터 기체-액체용 열교환기에 판형열교환기의 적용성 및 상용화 가능성을 시험하고 평가하는데 본 연구의 목적을 둔다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 공랭식 판형열교환기 성능실험장치

공랭식 단일굴곡 판형열교환기의 평가하기 위한 초기 단계의 연구로서 소형 시제품을 제작하고 실험실 규모의 풍동과 물 순환부를 연결하여 성능평가를 수행하였다. Fig. 1은 시제품으로 제작된 단일굴곡 판형열교환기의 외형이다.

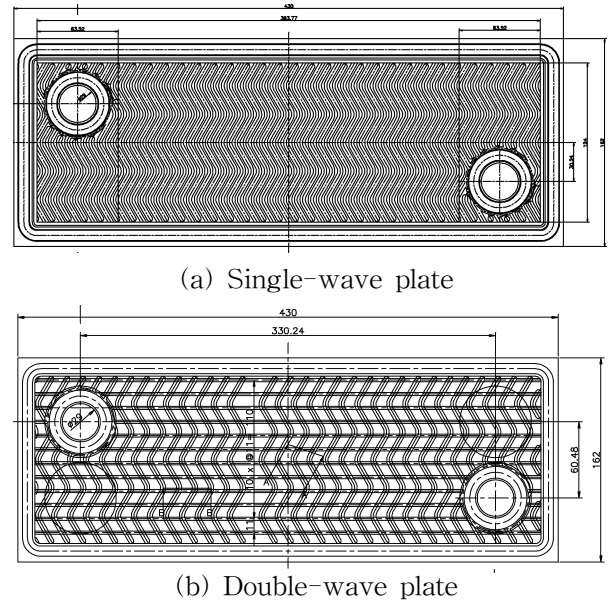


Fig. 1 Design of single & double wave plates

Fig. 2은 단일굴곡 판형열교환기의 성능 시험을 위한 장치도이다. 배기용 송풍기와 이송용 워터펌프가 사용되었으며, 각각의 유로에 공기 유량계(0~7 LPM)와 물 유량계(0~6000 m<sup>3</sup>/h)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 썸의 RTD를 설치하였으며, 평균 온도값으로 성능을 평가하였다.

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

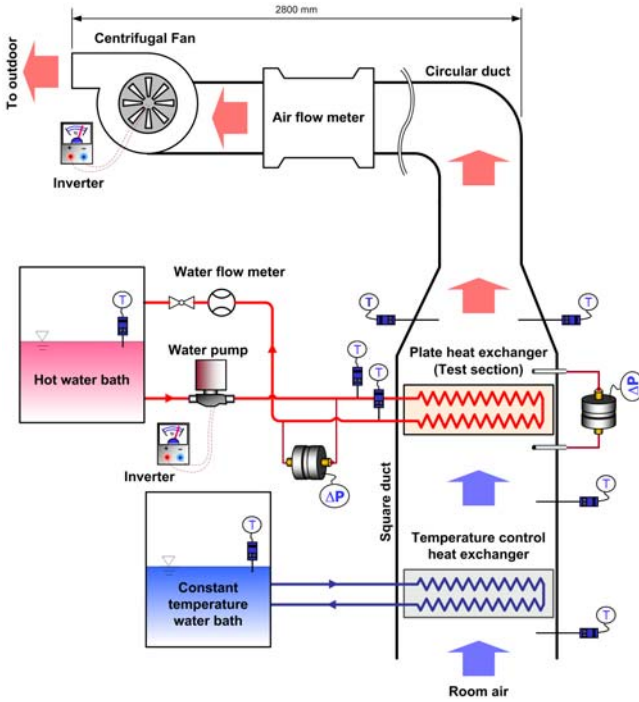


Fig. 2 Schematic diagram for a single-wave and double-wave PHE experiment

## 2.2 실험조건 및 방법

본 실험에서 물측 열량과 공기측 열량은 각각 Eq. (1)과 (2)에 의해 구할 수 있다. 물과 공기측 모두 체적유량계를 사용하므로 실제 열량계산을 위하여는 밀도를 계산하여 질량유량을 구하였다. 물측과 공기측의 물성은 PROPATH v.11.1<sup>(1)</sup>를 사용하였다. 물의 밀도는 유량계 출구, 즉 열교환기 물측 입구온도에 대한 포화액 기준으로 계산하였으며, 물과 공기의 비열은 입출구 온도의 산술평균된 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.

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

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

Eq. (1)과 (2)로부터 구한 각각의 열량을 기준으로 열량균형(energy balance)을 계산하여 오차

가 8% 이내에 들어오면 열량평형이 이루어 졌다고 간주하고 데이터를 수집하였다. Table 1은 실험조건을 정리한 것이다. 인버터로 제어되는 워터펌프와 원심팬은 공히 입력주파수에 대한 체적유량이 강한 선형성을 보였으며, 주파수에 대한 일차함수 형태로 근사할 수 있었다.

Table 1 Performance test condition

Parameters	Unit	Range
$T_{a,in}$	°C	20
$\dot{Q}_a$	m <sup>3</sup> /hr	400 ~ 600
$T_{w,in}$	°C	40, 50
$\dot{Q}_w$	m <sup>3</sup> /hr	0.8 ~ 1.1

## 2.3 실험데이터 처리(Data Reduction)

공기측 열전달계수는 알려진 물측 열저항값을 이용하여 간접적으로 구하였다. 먼저 총 전열량을 사용하여 총합열전달계수  $UA$ 를 결정한 후, 공기측 열전달계수를 식 (3)에 의해 구한다. 이때 판의 공기측과 물측의 접촉면적이 동일하므로 식 (3)의 형태로 나타난다.

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

본 연구의 더블웨이브 판형열교환기는 공기와 물의 유동방향이 직교방향으로 흐르고 있으므로 Eq. (4)의 직교류 열교환기의 대수평균온도차를 이용하였다.

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

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 판을 축방향으로 정사영하였을 때의 넓이를 의미한다. 실제 유동패턴은 썩기

(Chevron)각과 레이놀즈수에 따라서 달라진다. 또한 유로가 복잡하기 때문에 직경과 특성길이(characteristic length)가 달라지게 되는데, 상기의 식을 사용할 경우가 가장 단순하며 직관적이어서 대부분의 상관식에서 사용된다.

Fig. 1(b)의 열관간 거리는 5.2 mm이다. 물은 열교환기 전체에 유입되어 각각의 관사이로 균등하게 분배되어 들어가는 것으로 가정하였다. 총관수가  $n_{pl}$ 이면, 물측 레이놀즈수는 다음과 같다.

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

물측의 열전달계수를 예측하기 위하여 다양한 형태의 열전달상관식을 Fig. 3에서 비교하여 보았다. 상관식을 구하기 위한 무차원값들은 본 실험에서 구한 값이다. Chisholm과 Wanniarachchi (1991)<sup>(2)</sup>, Bogaert와 Bölcs (1995)<sup>(5)</sup>의 상관식은 난류영역에서의 데이터를 주로 하여 계산한 식이므로 낮은 레이놀즈수 영역에는 전반적으로 높은 값을 예측함을 알 수 있다.

그러나 식 (3)에서 공기측의 열저항이 훨씬 크므로 물측의 열전달계수의 영향은 공기측 평가에 있어 상대적으로 크지 않게 된다. Fig. 4는 이 6개의 상관식을 기반으로 식 (3)으로부터 계산한 공기측 열전달계수의 오차값들을 나열한 것이다. Fig. 3에서 보는 바, 비록 물측 열전달계수가 최대 3배의 편차가 있다고 하더라도 공기측 열전달계수에는 5~5.5% 정도의 편차만을 나타내는 것

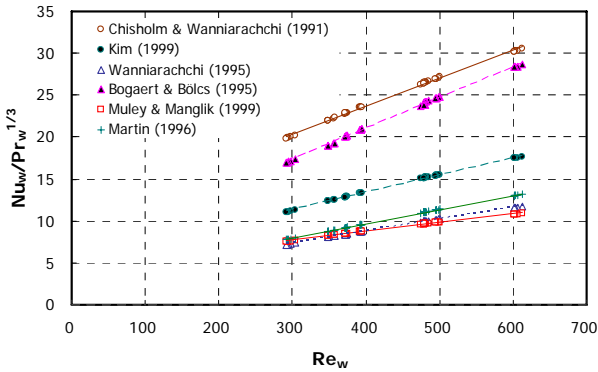


Fig. 3 Comparison of water-side single phase heat transfer coefficient for a PHE with 30° chevron angle<sup>(2~7)</sup>.

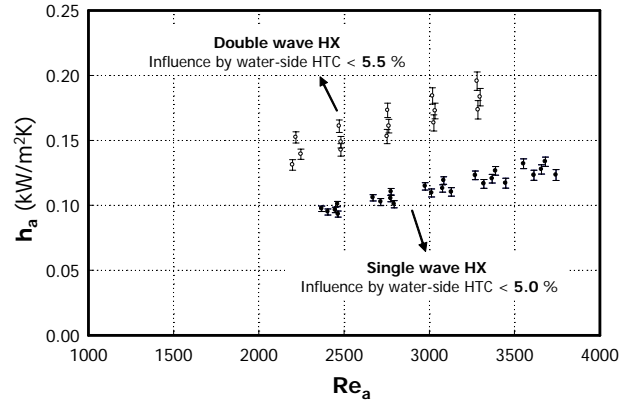


Fig. 4 Uncertainty of air side heat transfer coefficients by the decision of a water side heat transfer correlation.

을 알 수 있다.

따라서 본 연구의 관형열교환기를 적절히 반영할 수 있는 Martin (1996)<sup>(7)</sup>의 상관식을 사용하였다. 대부분의 상관식이 쉼기각을 반영하도록 고안되었으나, 본 연구에서 고안된 이중굴곡 열교환기의 경우와 같이 두 번의 웨이브가 형성된 판을 고려할 수 있는 파라미터는 부족하다. 이에 확장인자(enlargement factor)  $\phi$ 를 고려하여 판의 전열면의 증가분을 반영할 수 있는 식을 고려하였다. 확장인자  $\phi$ 는 판금된 후 확장된 유효면적(effective area)에 대한 투영면적(projected area)의 비로, 통상적으로 1.1~1.3 사이의 범위를 가진다.<sup>(8)</sup> 단일굴곡 열교환기의 경우 유동방향의 중심선 길이와 선형길이의 비가 확장인자가 되며, 이중굴곡 열교환기에서는 가로 및 세로방향의 길이비의 곱으로 나타낼 수 있다. 아울러 Martin의 식은 넓은 범위의 유동범위를 커버할 수 있어 선택이 적절하다고 하겠다. 식 (7)은 Martin의 단상 유동 열전달상관식이다. 여기에서 누셀트수는 다음과 같이 정의된다.

$$Nu_h = 0.122 Pr^{1/3} \left( \frac{\eta_m}{\eta_w} \right)^{1/6} (f Re^2 \sin 2\beta)^{0.374} \quad (7)$$

$$Re_h = \phi Re \quad (7a)$$

$$Nu_h = \phi Nu \quad (7b)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = \frac{\cos \beta}{(0.18 \tan \beta + 0.36 \sin \beta + f_0 / \cos \beta)^{0.5}} + \frac{1 - \cos \beta}{\sqrt{3.8 f_1}} \quad (8)$$

$$f_0 = \begin{cases} 64/Re_h & Re < 2000 \\ (1.8\log_{10}Re_h - 1.5)^{-2} & Re \geq 2000 \end{cases} \quad (8a)$$

$$f_1 = \begin{cases} 597/Re_h + 3.85 & Re < 2000 \\ 39/Re_h^{0.289} & Re \geq 2000 \end{cases} \quad (8b)$$

식 (8)은 마찰계수이며, 레이놀즈수의 범위에 따라 파라미터  $f_0$ ,  $f_1$ 의 값이 결정된다.

### 3. 실험결과 및 분석

본 연구에서 두 열교환기의 판은 동일한 크기이지만, 단일굴곡 열교환기는 38장, 이중굴곡 열교환기는 32장의 판으로 제작되었다. 또한 제작의 용이성을 고려하여 이중굴곡 열교환기의 판의 두께는 0.5 mm로 0.6 mm인 단일굴곡보다 18% 작다. 이와 같이 판 수 및 설계치가 다르므로 열교환기 성능을 전열량이나 압력강하 등의 정량적인 값으로는 비교할 수 없으므로 모든 분석은 무차원 변수로 비교하고자 한다.

Fig. 5는 공기측의 레이놀즈수에 대한 누셀트수의 변화를 나타낸 것이다. 실제 판형열교환기에서 공기유동이 굴곡의 끝을 따라 발생하므로 단일굴곡 열교환기의 경우 공기유동이 와류가 없이 일정할 수 있다. 그러나 이중굴곡 열교환기는 두 번째 길이방향의 굴곡으로 인하여 공기유동에서 와류가 발생하여 보다 나은 열전달 성능을 보이는 것이다. 실제로 핀-튜브 열교환기에서 웨이비핀은 평판핀에 비하여 30% 이상의 열전달 성능향상을 보이는데<sup>(9)</sup>, 본 연구에서는 이보다 높은 50%의 향상을 관찰할 수 있었다. 이는 핀-튜브 열교환기에서는 비록 평판핀이라고 할지라도 튜브의 배열에 따라 내부적인 와류가 발생할 수 있

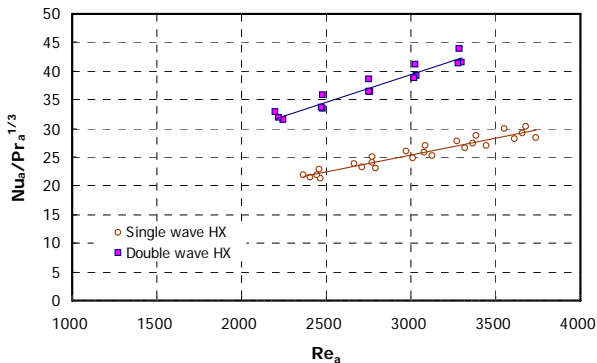


Fig. 5 Comparison of Nusselt numbers for single-wave and double-wave PHEs.

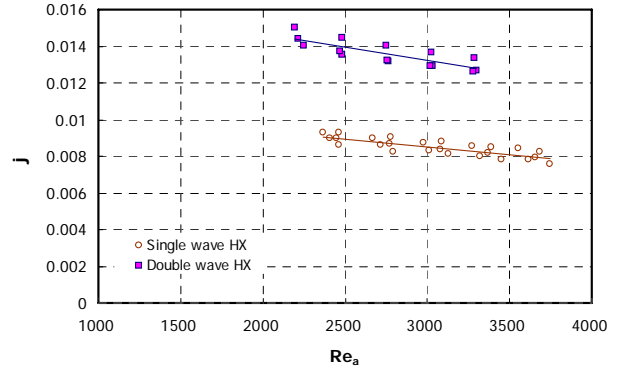


Fig. 6 Comparison of Chilton and Colburn's  $j$ -factor

지만, 본 연구의 단일굴곡 열교환기를 통과할 수 없기 때문에 이중굴곡에 비해 열전달 성능이 훨씬 떨어지기 때문일 것으로 예상할 수 있다.

Fig. 6은 공랭식 열전달성능에 대한 식 (9)의 Chilton과 Colburn의  $j$ -계수를 나타낸 것이다. 여기서도 이중굴곡 PHE의 성능이 단일굴곡보다 우수하게 나타난 것을 알 수 있다.  $j$ -계수는 열전달 계수를 무차원의 형태로 나타낸 값으로 열전달 성능의 지표가 되는 값이다. 레이놀즈수가 증가할수록 Fig. 5의 열전달계수는 증가하는 반면  $j$ -계수는 감소하는 경향을 보이는데, 이는  $j$ -계수의 다른 인자인 공기유량의 증가가 공기측 열전달 계수의 증가보다 크기 때문이며, 공기유량의 증가에 따른 열전달 이득은 상대적으로 작아진다는 것을 의미한다.

$$j = \frac{\bar{h}_a}{G_a C_{p,a}} Pr^{2/3} \quad (9)$$

Fig. 7은 식 (10)의 Darcy-Weisbach의  $f$ -계수를 그래프로 그린 것이다. 실제 압력강하의 경우 단일굴곡의 값이 더 크게 나타났으나 계산에 의한  $f$ -계수는 이중굴곡 PHE에서 더 크게 나타났다. 이는 어느 정도 예상된 결과인데, 열전달 성능의 향상을 얻기 위하여는 추가적인 압력손실은 피할 수 없을 것으로 보인다. 그러나 그 크기는 열전달 향상의 이득보다 작아서 30% 내외의 압력손실 증가를 보이고 있다.

$$f = \frac{2\rho_a \Delta P_a D_h}{G_a^2 L} \quad (10)$$

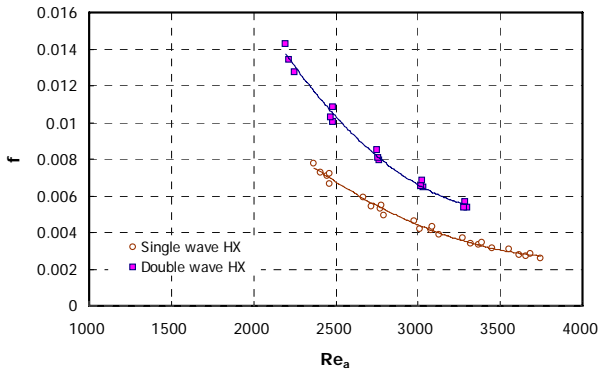


Fig. 7 Comparison of Darcy-Weisbach friction factor

상기의 결과에서 알 수 있듯이 직교류 공랭식 판형열교환기에서 공기측 열전달을 향상시키기 위하여는 이중굴곡 판을 이용하여야 성능개선을 얻을 수 있음을 알 수 있다. 그러나 이에 따른 압력손실이 발생하므로 설계과정에 있어 이를 최적화하는 것이 중요하다고 하겠다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 실험실규모의 풍동에 공랭식 단일굴곡 및 이중굴곡 공랭식 판형 열교환기를 설치하고 이의 성능 실험과 해석을 수행하였다. 물측의 단상열전달 상관식을 기준으로 하여 공기측의 열전달계수를 예측하였으며, 기존 열전달 상관식의 선정에 의해 발생하는 오차는 5.5%이하로 적절한 수준이라고 하겠다. 이중굴곡 PHE는 단일굴곡 PHE에 비하여 약 50% 정도의 열전달 성능향상이 있었으나, 30%의 압력손실이 있어 보다 큰 팬이 설치되어야 할 것으로 예상된다.

즉, 공랭식 직교류 판형열교환기가 구성되기 위하여는 이중굴곡 형태의 판이 바람직하며, 압력강하 개선을 위하여는 판간 거리를 넓게 유지하는 것이 중요하다고 하겠다. 비록 이를 위한 기술적인 난점이 있으나 개선할수만 있다면 많은 장점을 갖고 있는 열교환기이므로 시장확보는 어렵지 않을 것으로 기대된다.

#### 후 기

본 과제는 에너지관리공단의 에너지자원기술개발사업의 지원으로 수행되었고, 이에 감사드린다.

#### 참 고 문 헌

1. PROPATH Group, PROPATH: A Program Package for Thermophysical Properties of Fluids version 11.1, August, 1990.
2. Chisolm, D. and Wanniarachchi, A.S., 1991, Layout of plate heat exchanger, ASME/JSME Thermal Engineer Proceedings, v. 4, pp.433-438.
3. Kim, Y.S., 1999, An experimental study on evaporation heat transfer characteristics and pressure drop in plate heat exchanger, M.S. thesis, Yonsei University.
4. 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, v. 12, pp. 145-151.
5. Bogaert, R. and Böles, A., 1995, Global performance of a prototype brazed plate heat exchanger in a large Reynolds number range, Experimental Heat Transfer, v. 8, pp. 293-311.
6. 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, v. 121, pp. 110-117.
7. Martin, H., 1996, A theoretical approach to predict the performance of chevron-type plate heat exchangers, Chemical Engineering Process v. 35, pp. 301-310.
8. 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, v. 69, pp. 281-290.
9. 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 '97 Summer Annual Conference, pp. 190-196.