

# 성능 예측 상관식에 따른 쉼브론 형태 판형 열교환기 성능 특성 비교

배 경 진, 안 성 국\*, 조 현 욱\*\*, 남 상 철\*\*, 조 홍 현\*\*\*\*  
조선대학교 기계공학과 대학원, \*삼일산업, \*\*(주)LG 전자, \*\*\*조선대학교 기계공학과

## Comparison of Performance Characteristics in the Chevron Type Plate Heat Exchanger with Performance Correlation

Kyungjin Bae, Sungkuk An\*, Hyunuk Cho\*\*, Sangchul Nam\*\*, Honghyun Cho\*\*\*\*  
Graduate School of Mechanical Engineering, Chosun University, Kwangju 501-759, Korea  
\*Samil Industry, Jeonju 561-201, Korea  
\*\*Air conditioning and Energy solution R&D, LG Electronics, Jeollabuk-Do 565-904, Korea  
\*\*\*Department of Mechanical Engineering, Chosun University, Kwangju 501-759, Korea

(Received April 13, 2011; revision received June 22, 2011)

**ABSTRACT:** The performance of a plate heat exchanger for using liquid solution in the absorption chiller-heater was analyzed. The model was developed by using the various performance prediction correlations. The performance characteristics of the plate heat exchanger with the mass flow rate ratio was verified by using experimental data. To investigate performance of plate heat exchanger with geometry variables, the chevron angle, corrugated wave length, and corrugation depth were changed. As a result, the capacity of Kim and Martin correlation models was similar with the experimental data, and the capacity difference was less than 2%. Besides, the pressure drop of Marin correlation model showed a similar variation with experimental data, and the difference of pressure drop was less than 1.5 kPa.

**Key words:** Absorption chiller-heater(흡수식 냉온수기), Plate heat exchanger(판형열교환기), Nu number(Nu수), Pressure drop(압력강하)

기 호 설 명	
$a$	: 판과 판사이의 폭 [mm]
$b$	: 쉼브론 골의 길이 [mm]
$D_h$	: 수력직경 [mm]
$h$	: 열전달계수 [ $W/m^2K$ ]
$k$	: 열전도도 [ $W/mK$ ]

$L$	: 길이 [mm]
$Nu$	: Nuselt 수
$P$	: 압력 [kPa]
$Pr$	: Prandtl 수
$Re$	: Reynolds 수
$T$	: 온도 [ $^{\circ}C$ ]
$t$	: 두께 [mm]
$u$	: 속도 [m/s]

† Corresponding author  
Tel.: +82-62-230-7050; fax: +82-62-230-7055  
E-mail address: hhcho@chosun.ac.kr

### 그리스 문자

$\pi$  : 원주율

$\beta$	: 쉘브론 각 [°]
$\eta$	: 점성계수 [kg/m · s]
$\rho$	: 밀도 [kg/m <sup>3</sup> ]
$\Phi$	: 확장계수

### 하첨자

$p$	: 세로
$w$	: 가로

## 1. 서 론

건물에너지는 국가 총 에너지 소비량의 25%를 차지하고 있어 실내공간의 효율적인 공기조화 설계가 매우 중요시 되고 있다. 공기조화 방법 중 압축기를 이용한 냉동시스템은 냉매가 오존층을 파괴함으로써 지구온난화를 유발시킴으로 국제적인 협약을 통해 사용을 점차 규제하고 있다. 이에 흡수식 냉동기는 고온의 열원을 이용하여 저온에서 열을 받아 대기로 열을 방출하는 냉동기로 산업 및 빌딩공소에서 매우 많이 적용되고 있다. 특히 한국에서는 천연가스를 연소시켜 열을 얻는 직화식 냉동기를 주로 사용하고 있는데 이는 여름철 최대 전력을 감소시킬 수 있는 장점을 가지고 있기 때문에 흡수식 냉동기의 효율을 향상시키기 위한 많은 연구가 진행되고 있다. 이전에 흡수식 냉동기에서 주로 사용되었던 용액열교환기는 동-관(shell and tube)형태의 열교환기로 부피가 크고 열교환기 효율이 다소 낮다. 따라서 최근에 부식의 문제를 극복하고 용액열교환기에 판형 열교환기를 적용시키고자 하는 많은 시도가 있었으며 이를 통하여 시스템의 성능을 향상시키고 부피를 작게 설계할 수 있다. 이러한 판형 열교환기는 1923년 개발된 이후 많은 산업 전반에서 널리 사용되고 있다. 하지만 판형 열교환기의 형상의 다양성과 내부 유동의 복잡성으로 인하여 효율적인 설계가 쉽지 않은 실정이다.

기존의 판형열교환기에 대한 대표적인 연구로 Martin<sup>(1)</sup>은 쉘브론 각이  $0 < \beta < 80$ 인 경우  $Re$ 수 2000을 기준으로 층류와 난류에서의 유동에 대하여 각각의  $j$ -,  $f$ -factor 상관식을 제안하였으며, HEDH<sup>(2)</sup>에서는 쉘브론 각과  $Re$ 수에 따라  $j$ -,  $f$ -factor의 상수를 실험을 통해 얻은 결과를 보간법을 이용하여 개발된 상관식을 제안하였다. 하지만 기존의 대부분의 연구에서 가스켓(gasket) 형태의 판형 열교환기에 대하여만 연구가 진행되었다. 이러한 가스켓을 이

용한 판형 열교환기는 부식에 취약하여 시스템의 신뢰성을 저하시킨다. 특히 흡수식 냉동기는 진공에서 시스템이 작동하므로 판형의 용액 열교환기 역시 누설이 없어야 한다.

따라서 본 연구에서는 이전에 수행되어진 여러가지 판형열교환기의  $Nu$ 수와  $j$ -,  $f$ -factor의 상관식을 이용하여 판형열교환기를 모델링하고 실험을 통하여 이를 검증하였다. 또한 판형 열교환기의 기하학적 변수에 따른 성능을 이전에 제안된 식을 적용한 모델을 통하여 비교하였다. 본 연구를 통해 판형열교환기의 설계를 위한 기초적인 데이터를 제공할 것이다.

## 2. 모델링 및 실험방법

### 2.1 모델링

흡수식 냉동기에 사용되고 있는 판형의 용액 열교환기를 모델링하기 위해 기존의 연구에서 제시한 쉘브론 형태의 판형 열교환기에서  $Nu$ 수와  $j$ -,  $f$ -factor를 이용하여 시뮬레이션을 수행하였다. Chisholm and Wanniarachchi<sup>(3)</sup>는 쉘브론 각이 30°에서 60° 사이에  $Re$ 수가 1000보다 클 때 다음과 같은  $Nu$ 수를 제안하였다.

Chisholm and Wanniarachchi<sup>(3)</sup>는 쉘브론 각이 30°에서 60° 사이에  $Re$ 수가 1000보다 클 때 다음과 같은  $Nu$ 수를 제안하였다.

$$Nu = 0.724 \left( \frac{6\beta}{\pi} \right)^{0.646} Re^{0.583} Pr^{1/3} \quad (1)$$

Kim<sup>(4)</sup>은 Chisholm and Wanniarachchi과 동일한 설계 조건에서 다음과 같은  $Nu$ 수를 제안하였다.

$$Nu = 0.295 Re^{0.64} Pr^{0.32} \left( \frac{\pi}{2} - \beta \right)^{0.09} \quad (2)$$

Wanniarachchi<sup>(5)</sup>는 쉘브론 각이 20°에서 62° 사이에  $Re$ 수가 10000보다 작을 때 다음과 같은  $Nu$ 수를 제안하였다.

$$Nu = j_{Nu} Pr^{1/3} (\eta/\eta_w)^{0.17} \quad (3)$$

$$j_{Nu} = \sqrt[3]{j_{Nu.1}^3 + j_{Nu.t}^3}$$

$$j_{Nu.1} = 3.65 / (90 - 180\beta/\pi)^{0.445} Re^{0.339}$$

$$j_{Nu,t} = \frac{(12.6 / (90 - 180\beta/\pi))^{1.142}}{Re^{[0.646 + 0.00111(90 - 180\beta/\pi)]}}$$

또한, Muley<sup>(6)</sup>는 웨브론 각이 30°에서 60° 사이에서 *Re*수에 따라 층류와 난류로 구분하여 각각의 *Nu*수를 제안하였으며 이는 다음과 같다.

Low Reynolds :

$$Nu = 0.44 \left( \frac{6\beta}{\pi} \right)^{0.38} Re^{0.5} Pr^{\frac{1}{3}} \left( \frac{\eta}{\eta_w} \right)^{0.14} \quad (4)$$

High Reynolds :

$$Nu = (0.2668 - 0.0006967 \times 180\beta/\pi + 7.244 \times 10^5 (180\beta/\pi)^2 (20.7803 - 50.9372\phi + 41.1585\phi^2 - 10.1507\phi^3) Re^{[0.728 + 0.0543\sin(4\beta + 3.7)]} Pr^{1/3} \left( \frac{\eta}{\eta_w} \right)^{0.14} \quad (5)$$

Martin<sup>(1)</sup>은 웨브론 각이 0°에서 80°도 사이에 *Re*수 2000을 기준으로 층류와 난류를 구분하여 *f-factor*를 제안하였으며 제안된 *f-factor*와 *Nu*수는 다음과 같다.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = \frac{\cos\beta}{(0.18\tan\beta + 0.36\sin\beta + f_0/\cos\beta)^{1/2}} + \frac{1 - \cos\beta}{\sqrt{3.8f_1}} \quad (6)$$

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

$$Re \geq 2000 : f_0 = (1.8 \log_{10} Re - 1.5)^{-2}$$

$$f_1 = \frac{39}{Re^{0.289}}$$

$$Re < 2000 : f_0 = \frac{64}{Re}$$

$$f_1 = \frac{597}{Re} + 3.85$$

HEDH<sup>(2)</sup>는 웨브론 각과 *Re*수에 따라 *j*-, *f-factor*를 이용한 열전달과 압력강하 상관식을 제안하였으며 이는 다음과 같다.

$$h = J_{nu} \left( \frac{k}{D_h} \right) Pr^{\frac{1}{3}} \left( \frac{\eta}{\eta_w} \right) \quad (8)$$

$$\Delta P = 4f \left( \frac{L}{D_h} \right) \left( \frac{\rho u^2}{2g} \right) \left( \frac{\eta}{\eta_w} \right) \times 10^{-4} \quad (9)$$

여기서 *J<sub>nu</sub>*와 *f*는 *x<sup>A</sup> × B*이며 *x*는 *Re*수, *A*, *B*는 웨브론 각에 따른 각각의 상수 값으로 *Re*수가 증가함에 따라 *J<sub>nu</sub>*는 증가하고 *f-factor*는 감소하며, 웨브론 각도가 증가함에 따라 *J<sub>nu</sub>*와 *f-factor*는 모두 증가한다.

모든 모델링에서의 수력직경<sup>(7)</sup>은 판의 단면적에서 Leveque 이론을 토대로 굴곡의 주기와 굴곡의 높이에 의해 결정되어 만들어지는 확장 계수를 이용하였으며 이는 다음과 같다.

$$\Phi = \frac{1}{6} (1 + \sqrt{1 + X^2} + 4\sqrt{1 + X^2/2}) \quad (10)$$

$$D_h = \frac{4a}{\Phi} \quad (11)$$

여기서, *X* = 2π*a*/λ이며, *a*는 웨브론 굴곡의 높이, λ는 웨브론 파형의 주기이다.

흡수식 냉동기는 진공상태에서 운전됨으로써 누설에 매우 민감하고 이에 누설에 대한 신뢰성이 낮은 가스켓 타입의 판형 열교환기는 사용이 불가능하다. 따라서 본 연구에서는 용접형 판형 열교환기를 적용하였으며 판의 기하학적 형상은 Fig. 1과 같다. 판의 기하학적 변수에 따라 성능을 분석하기 위해 웨브론 각은 60°, 판과 판 사이 두께 1.2 mm, 웨브론

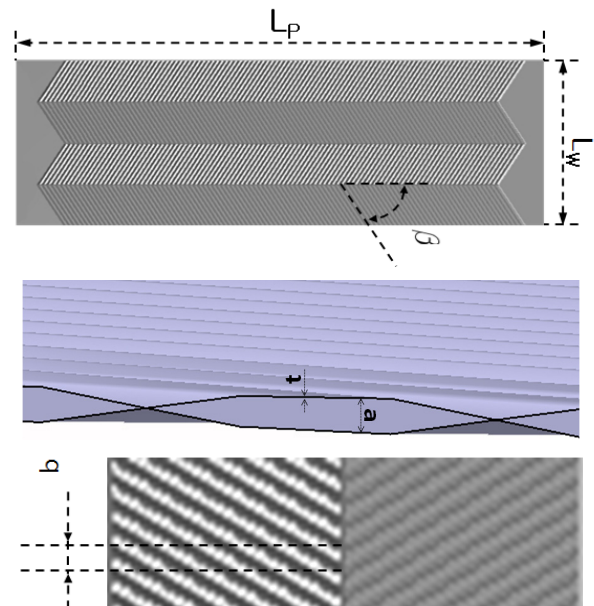


Fig. 1 Specification of plate heat exchanger.

Table 1 Geometry parameters of plate heat exchanger for simulation

Parameter	Value
Lp(mm)	280*
Lw(mm)	1180*
$\beta(^{\circ})$	30, 40, 50, 60*
a(mm)	0.8, 1.0, 1.2*, 1.4, 1.6
t(mm)	0.8*
b(mm)	6, 8, 10*, 12, 14
Channel(EA)	30*
Material	SPCC*

Note) \* Basic geometry variables.

콜의 길이 10 mm를 기준으로 Table 1과 같이 각각의 변수를 변화시켜가면서 성능해석을 수행하였다.

### 2.2 실험방법 및 해석조건

기존의 개발된 상관식을 적용하여 개발된 해석 모델들과 실험값을 비교하기 위해 Fig. 2와 같이 열교환기 성능을 측정할 수 있는 실험장치를 설계하였다. 고온과 저온측 축열조는 냉동기와 증기를 이용하여 일정한 온도를 유지 시켰으며 고온과 저온측의 판형열교환기 입·출구에 T-type 열전대와 압력계를 설치하여 온도 및 압력을 측정하였다. 유량은 인버터 펌프와 밸브를 동시에 이용하여 조절하였으며, 유량계를 이용하여 측정하였다. 이때 판형용액 열교환기의 작동유체로는 물을 이용하였으며, 고온과 저온측 입구의 운전조건은 *Libr*-물 혼합액과 물을 *Pr*수와 *Re*수의 상사를 이용하여 각각의 입구 상태량을 결정하였으며, 본 연구에서 설정된 조건인 고온과 저온측의 *Pr*수는 각각 8.86, 4.72이며, *Re*수는 각각 222.4, 401.2으로 나타났다. 본 연구에서

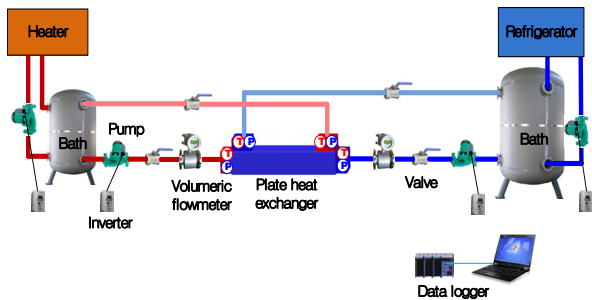


Fig. 2 Experimental setup for verification of model.

Table 2 Experimental conditions for verification

Condition		Value
High temperature side	Inlet temperature( $^{\circ}\text{C}$ )	12
	Mass flow rate ratio(%)	60, 80, 100 (= 1.763 kg/s), 140
Low temperature side	Inlet temperature( $^{\circ}\text{C}$ )	36
	Mass flow rate ratio(%)	60, 80, 100 (= 1.825 kg/s), 140

판형 열교환기의 검증을 위하여 설정된 물의 실험 조건을 Table 2에 나타내었다.

### 3. 결과 및 고찰

#### 3.1 실험을 통한 해석결과 검증

Fig. 3은 질량유량비에 따른 실험을 통한 판형 열교환기의 열교환량과 여러 상관식을 이용한 해석 모델들의 열교환량을 비교하여 보여주고 있다. 질량유량비에 따른 열교환기의 열교환량은 Kim과 Martin의 상관식을 이용한 해석 모델의 결과 값이 실험값과 2% 이하로 가장 유사한 성능을 보였으며, Muley의 상관식을 적용한 해석 모델은 질량유량율이 60%에서 100%까지는 실험값에 비해 2% 정도 열교환량이 적게 해석되었지만 질량유량율이 140%일 때는 실험값에 비해 성능이 약 15% 크게 해석되는 것으로 나타났다. 이는 Muley의 열전달 상관식이 *Re*수 400을 기준으로 층류와 난류 모델로 나뉘어서 해석되었기 때문에 질량유량이 140%에서는 난류영역에

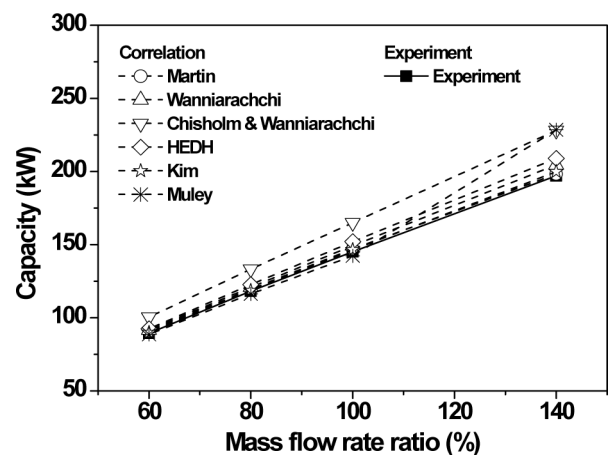


Fig. 3 Comparison of capacity with mass flow rate ratio.

서 해석됨으로  $Nu$ 수가 급격히 상승하기 때문이다. Wanniarachchi 해석 모델은 모든 영역에서 약 4%, HEDH 해석 모델은 약 6.5%, Chisholm and Wanniarachchi 해석 모델은 약 16% 미만의 오차를 보였다. 그리고 해석된 모든 모델에서 질량유량이 증가함에 따라 실험값과의 열교환량 차이가 커지는 것으로 확인되었다. 이는 질량유량이 증가함에 따라 판과 판 사이를 흐르는 유체의  $Re$ 수가 증가함으로 난류유동이 심해져서 이를 정확히 고려하여 판형열교환기를 해석하기 어렵기 때문이다.

판형열교환기는 열전달 성능이 뛰어난 반면 큰 압력강하를 갖기 때문에 압력강하에 대한 정확한 해석이 매우 중요하다. Fig. 4는 판형열교환기의 압력강하량 해석에 주로 사용되어지는 Martin과 HEDH의 상관식을 이용하여 얻은 해석 모델들의 압력강하량을 질량유량비에 따라 비교하여 보여주고 있다. 실험과 두 해석 모델 모두 질량유량율이 증가함에 따라 고·저온측의 압력강하량은 증가하는 것으로 나타났다. Martin의 상관식을 이용한 해석 모델의 경우 실험값과 비교하여 약 1.5 kPa 미만으로 유사한 압력강하량을 보였으며 HEDH의 상관식을 적용한 해석 모델은 실험값에 비해 약 2배 이상의 압력강하량 차이를 보이는 것으로 확인되었다. 이는 Martin이 제안한 마찰계수(friction factor)에 비해 HEDH 해석 모델의 마찰계수가 동일한 조건에서 약 2배 정도의 큰 값을 보임으로 쉐브론 각도와  $Re$ 수에 따라 마찰계수의 영향이 HEDH 해석 모델에서 크게 나타났기 때문이다. 고온측이 저온측에 비해 질량유량이 약 3% 더 많지만 압력강하량은 실험값과 Martin의 상관식을 이용한 해석 모델 모두 저온측

에서 약 3% 더 큰 것으로 나타났다. 이는 고온측에 비해 저온측의 점도가 크기 때문이다. 반면 HEDH 해석 모델은 고온측에서 압력강하량이 약간 더 크게 나타났는데 이는 HEDH의 상관식을 적용한 해석 모델에서 점성에 대한 영향을 고려하지 않았기 때문인 것으로 사료된다.

### 3.2 성능 예측 상관식을 이용한 기하학적 변수에 따른 성능비교

판형열교환기는 판의 형상에 따라 큰 성능차이를 보인다. 따라서 본 연구에서는 쉐브론 형태의 판형열교환기를 여러 상관식을 이용하여 모델링하고 이를 기하학적 변수에 따른 각각의 해석 모델의 성능을 비교하였다. 쉐브론 각도에 따른 각각의 상관식을 적용한 해석 모델들의 열교환량을 Fig. 5에서 비교하여 보여주고 있다. 쉐브론 각도가 커짐에 따라 판형열교환기의 열교환량은 증가하는 경향을 보여주고 있으며, 쉐브론 각도가  $30^\circ$ 에서  $60^\circ$ 로 커짐에 따라 Martin, HEDH, Wanniarachchi의 상관식을 이용한 해석 모델들은 각각 16.0%, 14.5%, 12.5% 정도 크게 증가하였으며, Muley와 Chisholm and Wanniarachchi의 해석 모델은 각각 약 6.7%, 3.8% 정도 증가하는 것으로 나타났다. Kim의 상관식을 이용한 해석 모델의 열교환량 증가량은 약 1.2%로 본 해석에서 가장 적게 증가하는 것으로 나타났다. Martin과 HEDH 해석 모델의  $j$ -factor가 다른 상관식들과 달리 쉐브론 각도와  $Re$ 수에 따라 크게 영향을 받기 때문에 쉐브론 각에 따라 열교환량이 크게 변한 것으로 확인되었으며, Kim의 열전달 상관식 또한  $Re$

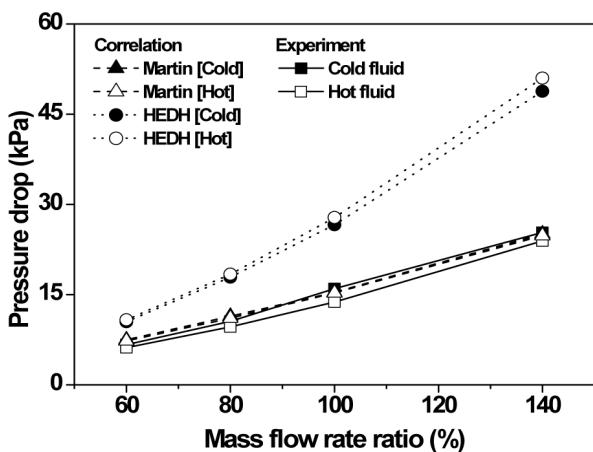


Fig. 4 Comparison of pressure drop with mass flow rate ratio.

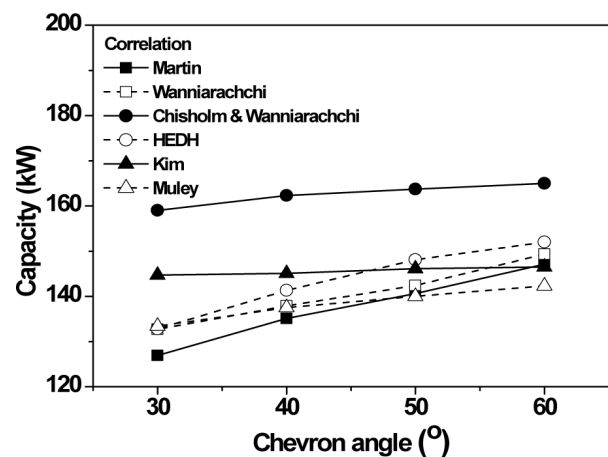


Fig. 5 Comparison of capacity with chevron angle.

수에 따라서 열교환량이 큰 영향을 받지만 그에 반하여 쉘브론 각도에 따른 영향은 적게 나타나는 것으로 확인되었다.

Fig. 6은 쉘브론 각도 변화에 따른 Martin과 HEDH 상관식을 적용한 해석 모델의 열교환량 및 압력강하량을 비교하여 보여주고 있다. 쉘브론 각도가 커짐에 따라 두 해석 모델 모두 압력강하량은 증가하는 경향을 보였으며, 그 증가정도 또한 증가하는 것으로 나타났다. 이는 쉘브론 각도가 커짐에 따라 판과 판 사이를 흐르는 유체가 저항을 많이 받음으로 이를 고려한 *f-factor*가 증가하기 때문이다. 쉘브론 각도가 30°에서 40°, 50°, 60°로 증가함에 따라 Martin 해석 모델의 압력강하량은 55%, 77%, 92%로 지속적으로 증가하는 반면 HEDH 해석 모델의 압력강하량은 쉘브론 각도가 30°에서 50°까지 50%씩 증가하다가 쉘브론 각이 50°에서 60°로 커짐에 따라 약 98.5%로 급격하게 증가하는 것을 확인할 수 있었다. 이는 HEDH 해석 모델의 *f-factor*가 쉘브론 각도에 따라 서로 다른 *Re*수를 기준으로 층류와 난류를 구분함으로 쉘브론 각도에 대한 영향이 경계점을 기준으로 다르게 나타난 것으로 사료된다. 흡수식 냉동기의 성능향상을 위해서는 용액 열교환기의 열교환량도 중요하지만 사이클이 순환하기 위해서는 압력강하에 대한 영향 또한 매우 중요하다. 따라서 쉘브론 각도가 50°에서 60° 사이에서 열교환량의 증가정도는 감소하고 압력강하량의 증가정도는 커짐으로 열교환량 및 압력강하를 동시에 고려하였을 때 쉘브론 각도가 50°일 때 흡수식 냉동기의 용액열교환기로서 최적의 성능을 보일 것이라고 예측할 수 있다.

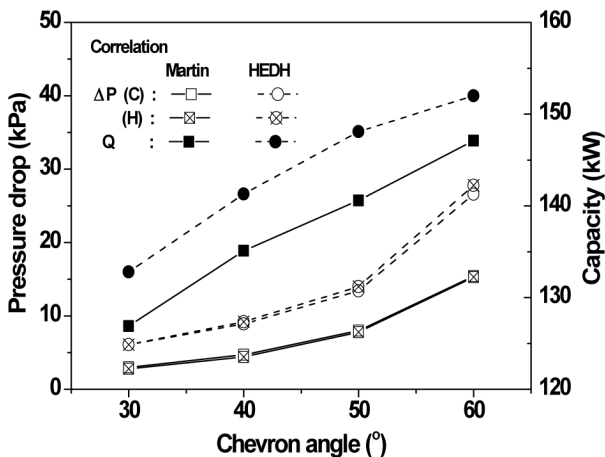


Fig. 6 Comparison of pressure drop and capacity with chevron angle.

Fig. 7은 쉘브론 굴곡의 길이 변화에 따른 각각의 상관식들을 이용하여 개발된 해석 모델들의 열교환량을 비교하여 보여주고 있다. 쉘브론 굴곡의 길이가 증가함에 따라 열교환량은 미미하게 증가하지만 일정 이상의 길이에서 다시 감소하는 경향을 보였다. Martin과 Muley의 상관식을 적용한 해석 모델들의 열교환량은 쉘브론 굴곡의 길이가 10 mm에서 최대 147.1 kW, 142.3 kW의 열교환량을 보였으며 길이가 길어지거나 짧아짐에 따라 약 1 kW 미만으로 감소하는 것으로 나타났다. 반면 Wanniarachchi와 HEDH를 적용한 해석 모델은 쉘브론 굴곡의 길이가 6 mm에서 최대 149.9 kW, 152.2 kW의 열교환량을 보였으며 이후 약 0.2 kW씩 감소하는 것으로 나타났다. 또한 Chisholm and Wanniarachchi와 Kim의 해석 모델은 쉘브론 굴곡의 길이가 8 mm에서 최대 165.3 kW, 146.7 kW를 기준으로 약 0.2 kW씩 감소하는 것으로 나타났다. 이러한 결과를 토대로 분석해보면 각각의 상관식을 이용한 모든 해석 모델에서 쉘브론 굴곡의 길이 변화가 열교환량 변화에 미치는 영향은 다른 설계변수에 비하여 적음을 확인할 수 있다.

Fig. 8은 쉘브론 굴곡의 길이 변화에 따른 Martin과 HEDH 상관식을 이용하여 모델링한 판형 열교환기의 열교환량 및 압력강하량을 비교하여 보여주고 있다. 두 해석 모델 모두 쉘브론 굴곡의 길이가 길어짐에 따라 압력강하량은 0.1 kPa씩 증가하는 경향을 보여주고 있다. 이는 쉘브론 굴곡의 길이가 증가함에 따라 채널내의 유체가 흐를 수 있는 단위 단면적의 크기는 증가하지만 그 수가 감소함에 따라 질량유속이 커지게 되고 이에 판형 열교환기의 압력강하량은 증가하는 것으로 나타났다. Martin의 상관식을 적용한 해석 모델의 경우 저온측 유체와 고온측 유체가 비슷한 압력강하를 보이는 반면 HEDH의 상관식을 이용한 해석 모델은 고온측 유체의 압력강하량이 저온측 유체의 압력강하량에 비하여 약 5% 더 크게 나타났다. 이는 고온측 유체의 질량유속이 저온측에 비해 약 3% 많기 때문에 채널당 질량유속이 더 크기 때문이며 Martin 해석 모델은 온도에 따른 유체의 점도에 대한 영향을 고려함으로써 고·저온측의 압력강하량이 비슷하게 나타났다. 따라서 쉘브론 굴곡의 길이 변화에 따라 판형 열교환기의 열교환량 및 압력강하에 대한 영향은 크지 않는 것으로 확인되었다.

Fig. 9는 쉘브론 굴곡의 높이 변화에 따른 각각의 상관식을 적용한 해석 모델들의 열교환량을 비교하

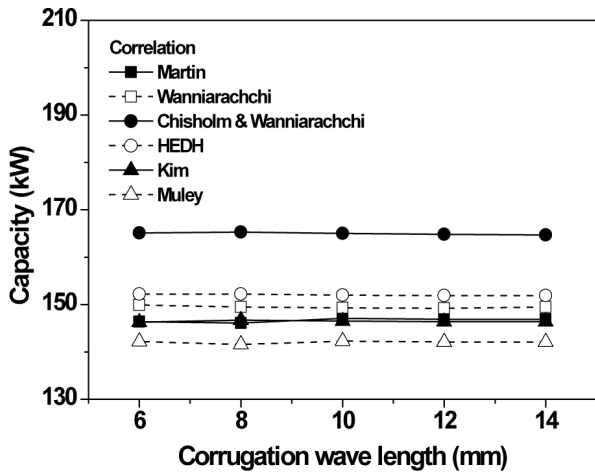


Fig. 7 Comparison of capacity with corrugation wave length.

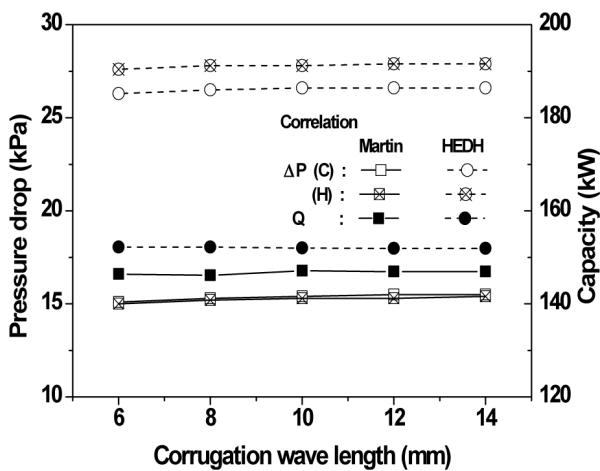


Fig. 8 Comparison of pressure drop and capacity with corrugation wave length.

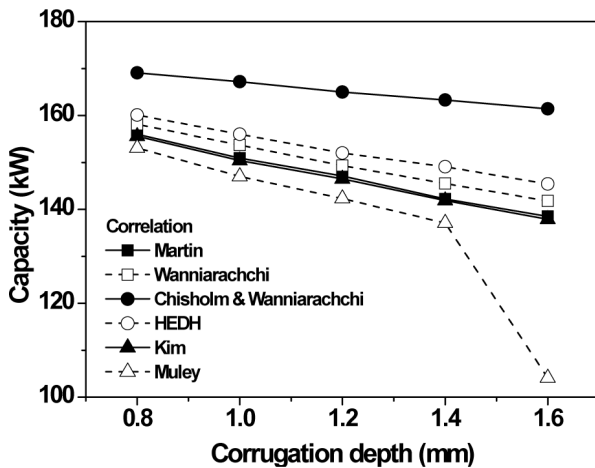


Fig. 9 Comparison of capacity with corrugation depth.

여 보여주고 있다. 웨브론 굴곡의 높이가 커짐에 따라 열교환량은 감소하는 경향을 보여주고 있는데 이는 웨브론 굴곡의 높이가 커짐에 따라 판과 판 사이의 유체 유동 면적이 커짐으로 난류가 감소하여 열전달 계수가 작아지기 때문이다. Martin과 Kim 상관식을 이용한 해석 모델들의 열교환량 변화는 웨브론 굴곡의 높이 변화에 따라 약 0.5% 이하로 거의 유사한 열교환량을 보였으며, Chisholm and Wanniarachchi 해석 모델은 Martin 해석 모델에 비해 웨브론 굴곡의 높이가 커짐에 따라 열교환량이 각각 10%에서 16% 정도 크게 나타났다. 기존의 제시한 상관식을 보정한 Wanniarachchi의 해석 모델은 약 2.5% 미만의 유사한 열교환량을 보였다. 또한 HEDH 해석 모델은 Martin 해석 모델과 비교하여 열교환량이 5% 정도 더 큰 것으로 나타났다. Muley 해석 모델은 웨브론 굴곡의 높이가 0.8 mm에서 1.4 mm까지는 Martin 해석 모델과 3.5% 미만의 차이를 보이지만 웨브론 굴곡의 높이가 1.6 mm에서는 25%의 큰 열교환량 차이를 보였다. 이는 웨브론 굴곡의 높이가 커짐에 따라 채널내의 수력직경이 커짐으로써 열전달 계수에 영향을 미치는  $Re$ 수가 크게 감소함으로 이러한 효과가 반영되어 열교환량이 크게 감소한 것으로 판단된다.

Fig. 10은 웨브론 굴곡의 높이 변화에 따른 Martin과 HEDH 상관식을 적용한 판형열교환기의 열교환량 및 압력강하량을 비교하여 보여주고 있다. 웨브론 굴곡의 높이가 증가함에 따라 압력강하량은 감소하는 경향을 보여주고 있으며, 두 해석 모델 모두 웨브론 굴곡의 높이가 0.8 mm에서 1.6 mm로 증가함에 따라 약 5% 정도 감소하는 것으로 나타났다.

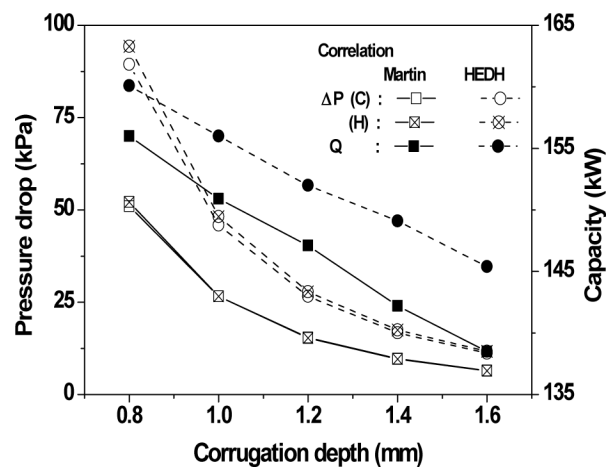


Fig. 10 Comparison of pressure drop and capacity with corrugation depth.

고·저온측의 압력강하량은 Martin 해석 모델에 비해 HEDH 해석 모델이 각각 81%, 72% 정도 크게 해석되었다. 이는 Martin 해석 모델의 압력강하 상관식보다 HEDH 해석 모델의 압력강하 상관식에서  $Re$ 수에 따라  $f$ -factor에 미치는 영향이 더 크기 때문인 것으로 판단된다. 일반적인 운전조건을 고려한 흡수식 냉동기의 용액열교환기 실험조건에서 웨브론 굴곡의 높이에 따라 열교환량은 일정하게 감소하는 반면 압력강하는 웨브론 굴곡의 높이가 1.2 mm 이하에는 급격하게 감소하다가 1.2 mm 이상에서는 압력강하량의 감소정도가 일정하게 감소함으로 웨브론 굴곡의 높이가 1.2 mm에서 판형 열교환기의 신뢰성을 확보할 수 있음을 확인하였다.

#### 4. 결 론

판형열교환기의 기하학적 변수에 따라 판형열교환기의 성능은 크게 변화하므로 본 연구에서는 웨브론 각도, 웨브론 굴곡 길이, 웨브론 굴곡 높이를 변화시켜가면서 여러 가지 개발된 성능 예측 상관식들을 적용하여 판형 열교환기의 성능을 비교 및 해석하였으며 그 결과는 다음과 같다.

(1) 실험결과와 해석 결과들을 비교한 결과 질량 유량비에 따라 열교환량은 Kim과 Martin 상관식을 이용한 해석 모델의 결과 값이 실험값과 2% 이하로 가장 유사한 성능을 보였으며, Martin의 상관식을 이용한 해석 모델의 경우 실험값과 비교하여 약 1.5 kPa 미만으로 유사한 압력강하량을 보였다.

(2) 성능 예측 상관식을 이용한 해석 결과 웨브론 각도가 30°에서 60°로 커짐에 따라 Martin, HEDH, Wanniarachchi의 상관식을 이용한 해석 모델들의 열교환량은 각각 16.0%, 14.5%, 12.5% 정도 크게 증가하였으며, Martin과 HEDH 두 해석 모델 모두 압력강하량은 50° 이상에서 크게 증가하는 것으로 나타났다.

(3) 여러 성능 예측 상관식을 이용한 해석 모델에서 웨브론 굴곡의 길이변화에 따라 판형 열교환기의 열교환량 및 압력강하량은 크게 영향을 미치지 않았으며, 웨브론 굴곡의 높이 변화에 따라 Martin과 Kim 상관식을 이용한 해석 모델이 약 0.5% 이하로 서로 유사한 열교환량을 보였고 Martin, HEDH 두 해석 모델 모두 웨브론 굴곡의 높이가 증가함에 따

라 압력강하는 약 5% 정도 감소하는 것으로 나타났다. 따라서 흡수식 냉동기의 용액열교환기 조건에서 압력강하를 고려한 성능은 웨브론 각도 50°일 때와 웨브론 굴곡의 높이 1.2 mm일 때 최적의 성능을 보이는 것으로 확인되었다.

#### 후 기

본 논문은 2009년도 정부(지식경제부)의 지역산업 기술개발사업(70007116)의 지원을 받아 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

#### 참고문헌

1. Martin, H., 1996, A theoretical approach to predict the performance of chevron-type plate heat exchanger, Chemical Engineering and Processing, Vol. 35, pp. 301-310.
2. Schlunder, E. U., 1983, Heat exchanger design handbook, Hemisphere pub. Corp., Washington, Vol. 3, pp. 121-135.
3. Chisholm, D. and Wanniarachchi, A. S., 1991, Layout of plate heat exchangers, Proceeding, ASME Thermal Engineering Conference, New York, 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, MS thesis, Yonsei University, Seoul, Korea.
5. Wanniarachchi, A. S., Ratnam, U., Tilton, B. E., and Duttroy, K., 1995, Approximate correlations for chevron type plate heat exchangers, Proceeding, ASME 30th National Heat Transfer Conference, New York, Vol. 314, pp. 145-151.
6. Muley, A., 1999, Heat transfer and pressure drop in plate heat exchanger, PH. D thesis, Cincinnati University, Ohio, U.S.A.
7. Focke, W. W., Zachariades, J. and Olivier, I., 1985, The effect of the corrugation angle on the thermohydraulic performance of plate heat exchanger, International Journal Heat Mass Transfer, Vol. 28, pp. 1469-1479.