

# 5RT급 소형가스흡수식 냉난방기에 적용되는 판형열교환기의 실험적·수치적 연구

전 규 형

삼신설계(주) 삼신에너지환경연구원 (tyson99@ssei.co.kr)

## 서론

판형열교환기는 셸&튜브형식의 열교환기에 비하여 열전달계수가 3배 이상 높음으로서 1/3 ~ 1/5의 크기로 소형화, 경량화 할 수 있는 고효율의 열교환기이다. 현재 국내에서는 자체적으로 판형 열교환기 설계기술은 보유하지 않고 주로 외국기술에 의존하고 있는 실정이다.

본 연구에서는 3.4 RT 소형가스흡수식냉난방기에 적용되었던 열교환기를 바탕으로 5 RT 용량에 사용되는 고효율 판형열교환기를 개발하고자한다. 5 RT 용량에 적합한 판형열교환기 시작품을 제

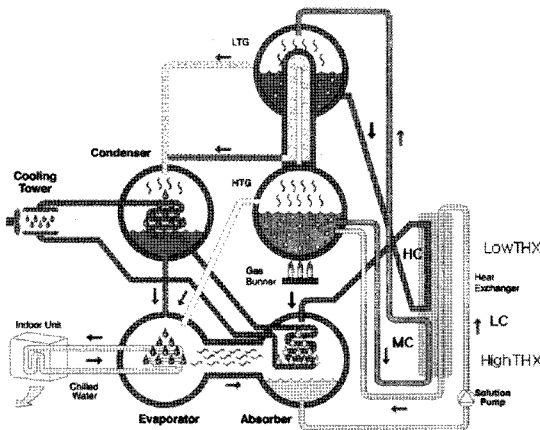
작하였고 성능시험장치를 구성하여 유량변화에 따른 성능시험을 수행하여 새로운 열전달 상관식을 개발했다. 또한 열교환기의 성능향상을 위하여 설계인자 인 채널의 모양과 각도를 변화시켜 개선안을 제시했다.

## 설계

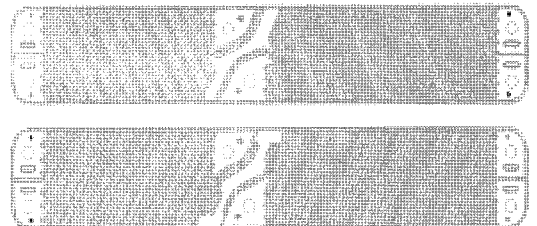
### 판형열교환기 사양

작동유체는 LiBr/water를 사용하였고, 그림 1은 열펌프 시스템의 작동원리를 나타냈다. 3.4 RT에 적용되었던 판형열교환기를 바탕으로 5 RT용량에 적합한 열교환기를 설계하였고 열교환기의 모양과 사양은 그림 2와 표 1과 같다.

열전달 방식은 대향류방식이고, 진공유지와 LiBr/water와 부식을 고려하였다. 전열판의 재질은 STS316L이고, 열교환기가 분리되지 않은 일체형으로 니켈용접형으로 제작되었다.



[그림 1] Heat pump system (LC: Low Concentration, MC: Medium Concentration, HC: High Concentration)



[그림 2] Plates of plate type heat exchanger

본 연구에서는 예비시뮬레이션 결과를 바탕으로 저온부와 고온부의 운전조건을 정하였다. 표 2와 표 3은 저온부와 고온부의 운전조건을 나타냈다.

**설계과정**

예비 시뮬레이션 결과, 5 RT에 적합한 용량은 저온부가 8,700 W, 고온부가 13,600 W로 요구되어졌다. 3.4 RT에 적용된 판형열교환기의 사양을 바탕으로 5 RT 용량에 적합한 판의 개수를 산정하였다.

식(1), (2)는 Shah et al이 제안한 판형열교환기의 열전달에 관한 상관식이다.  $Nu$ 는 Nusselt number,  $\beta$ 는 Chevron angle,  $Re$ 는 Reynolds number,  $Pr$ 은 Prandtl number,  $f$ 는 마찰계수이다.

$$Nu = 0.724 \left( \frac{\beta}{30^\circ} \right)^{0.646} Re^{0.583} Pr^{1/3} \quad (1)$$

Reynolds number는 식 (2)와 같이 정의한다.

$$Re = \frac{GD}{\mu} \quad (2)$$

$G$ 는 mass flux,  $D$ 는 hydraulic diameter,  $\mu$ 는 dynamic viscosity이다. 총열전달계수(UA)는 식 (3)과 같이 정의한다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{A} \left( \frac{1}{h_c} + r_f + \frac{t}{k_w} + r_w + \frac{1}{h_h} \right) \quad (3)$$

$A$ 는 heat transfer area,  $h_c$ 는 cold side heat transfer coefficient,  $r_f$ 는 fouling resistance,  $t$ 는 plate thickness,  $r_w$ 는 plate wall thermal resistance,  $h_h$ 는 hot side heat transfer coefficient이다. NTU(Number of Transfer Unit)와 R factor는 식 (4), 식 (5)과 같이 정의 한다.

$$NTU = \frac{UA}{mC_p} \quad (4)$$

$$R = \frac{(mC_p)_{\min}}{(mC_p)_{\max}} \quad (5)$$

Effectiveness는 식 (6)과 같이 정의한다.

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\{-NTU(1 - R)\}}{1 - R \exp\{-NTU(1 - R)\}} \quad (6)$$

<표 1> Specification of a basic design of a plate type heat exchanger

Parameter	Value
Chevron angle	60°
Plate thickness	0.3 mm
Corrugation amplitude	0.7 mm
Corrugation pitch	5 mm
Flow length	190 mm
Plate width	110 mm
Heat transfer area	0.0172 mm <sup>2</sup>
Dimension	476.36 mm(W) × 77.36 mm(H)

<표 2> Design condition of low temperature HX

Parameter	Low concentration solution	High concentration solution
Concentration (%)	58	62
Inlet T(°C)	40.3	91.6
Outlet T(°C)	80.0	48.5
Mass flow rate (g/s)	109.4	102.4
Effectiveness	0.84	

<표 3> Design condition of High temperature HX

Parameter	Low concentration solution	High concentration solution
Concentration (%)	58	60
Inlet T(°C)	80.0	161.0
Outlet T(°C)	142.2	89.7
Mass flow rate (g/s)	109.4	105.8
Effectiveness	0.88	



실제적인 열전달량은 식 (7)과 같이 구한다.

$$q = \epsilon(mC_p)_{\min}(T_{h,\infty} - T_{c,\infty}) \quad (7)$$

본 연구의 판형열교환기 설계과정은 다음과 같다.

- 1) 물성치 계산을 위해 평균온도를 결정한다.
- 2) 열교환기에 흐르는 작동유체의 물성치를 계산한다.
- 3) 판의 개수를 가정한다.
- 4) Open area와 Heat transfer area를 계산한다.
- 5) 저온부와 고온부에 대하여 수를 계산한다.
- 6) 저온부와 고온부의 열전달계수를 계산한다.
- 7) 총 열전달계수를 계산한다.
- 8) Effectiveness를 계산한다.
- 9) 열교환량을 계산한다.
- 10) 예비시뮬레이션에서 목표로 한 열교환량과 가정한 판의 개수를 비교하여 목표로한 열교환량에 근사하도록 판의 개수를 조정한다.

### 설계결과

표 4는 5 RT 판형열교환기의 계산결과를 나타냈다. 저온부는 판의 개수를 52개로 증가 시켰을 경우, 목표로 한 열교환량에 근접하였다. 고온부에서는 판의 개수를 40매만 증가시켜도 목표로 한 열교환량에 도달하지만, 앞서 저온부에서 판의 개수가 40매를 초과 하였으므로 52매로 산정한다. 이는 본 연구에서 쓰이는 열교환기가 저온부와 고온부 2개의 열교환기가 일체형이기 때문에 판의 개수를 동일하게 하기 위함이다.

### 실험

#### 성능시험장치 사양

<표 4> Results of PTHX calculations

HX	Heat transfer coefficient (W/m <sup>2</sup> ·K)		Number of plates	Heat transfer rate (W)	
	Cold	Hot		Cal.	Goal
Low	1,437	1,399	52	8,751	8,700
High	1,530	1,518	52	14,232	13,600

목표로 한 열교환량에 도달했는지 확인하고, 5 RT 조건에 맞는 열전달상관식을 개발하기 위하여 성능시험장치를 설계하고 제작하였다. 그림 3은 성능시험장치의 구성도를 나타냈다. 3개의 Loop에 대하여 희용액, 중용액, 농용액으로 각각 LiBr/water의 농도가 다르고, 측정지점 마다 유량계, 차압계, 온도센서를 설치하여 데이터를 수집하였다. 표 5는 성능시험장치의 사양을 나타냈다.

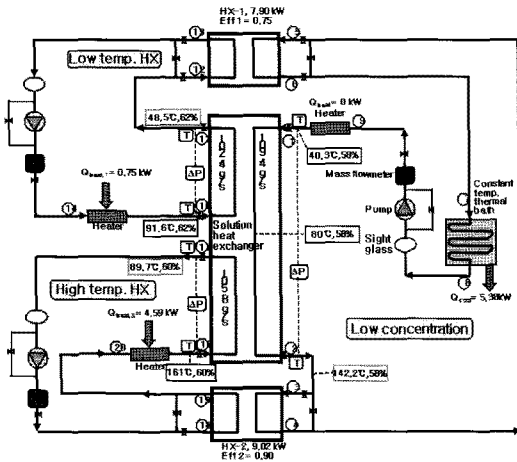
### 실험결과

Case-1을 기준으로 ±25% 유량에 변화를 주어 9 가지 Case별로 출구 측에 온도를 측정하여 열량을 계산하였다. 표 6은 Case 별 유량을 나타냈다.

그림 4는 각 Case별로 열평형을 그래프로 나타냈다. 결과적으로 에러율이 최저 4.1%에서 최고 5.6%까지 대체적으로 에너지밸런스가 잘 맞은 것

<표 5> Specifications of the experimental apparatus

Item	Values	
Main body	Size	2,000 × 1,000 × 800 mm
	Portable	Caster-foot master, 4 EA
	Frame	AL. profile, 40 mm
	Pipe	SUS
	Insulation	EPDM
	Heating sys	Electronic SUS Heater
	HX	Plate type, 2 EA
	T sensor	Thermal couple, T type
	T range	0~160℃
Flow sys.	Flow range	7 ℓ /min × 3 Loop
	Fluid	LiBr/water
	Pump	Magnetic type
	Flow control	Speed control by inverter
Chiller	Model	HD-05A
	Dim.	1,000 × 800 × 1,200 mm
	Compressor	3.75 kW
	Pump	0.75 kW, 60 lpm
	Tank vol.	100 ℓ
	Cooling cap.	12,500 ~ 14,000 kcal/h
T sensor	PT 1,000 Ω	



[그림 3] Flow diagram of experimental apparatus

<표 6> Experiment cases

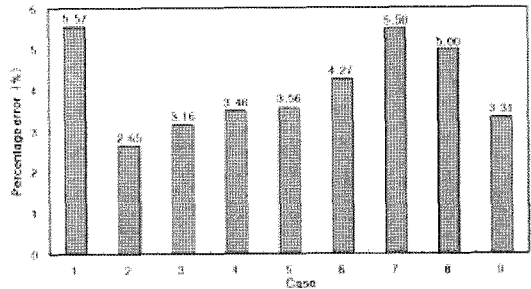
Case	Low concentration	Low concentration	Low concentration
1	109.4(100%)	105.8(100%)	102.4(100%)
2	82.0(75%)	132.0(125%)	102.4(100%)
3	138.8(125%)	105.8(100%)	102.4(100%)
4	138.8(125%)	99.0(75%)	102.4(100%)
5	138.8(125%)	132.0(125%)	102.4(100%)
6	138.8(125%)	132.0(125%)	98.0(75%)
7	138.8(125%)	132.0(125%)	128.0(125%)
8	109.4(100%)	99.0(75%)	128.0(125%)
9	82.0(75%)	105.8(100%)	128.0(125%)

으로 나타났다. 그림 5와 그림 6은 각 Case별로 열교환량과 열효율을 나타냈다. 열효율은 식 (8)과 같이 정의한다.

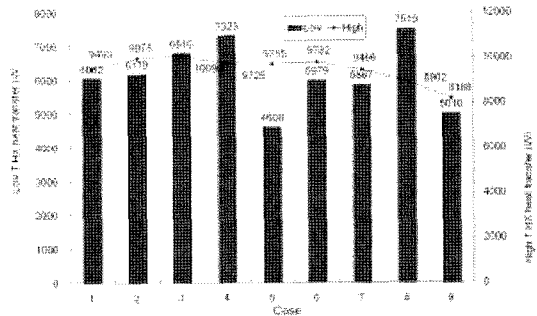
$$\epsilon = \frac{q_{actual}}{q_{max}} = \frac{(mC_p)_h (T_{h,\infty} - T_{c,\infty})}{(mC_p)_{min} (T_{h,\infty} - T_{c,\infty})} \quad (8)$$

**상관식 개발**

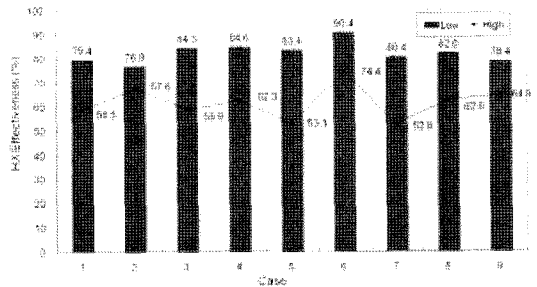
유량변화에 따른 9가지의 Case-study를 통하여 실험에서 얻은 열량과 이론으로 예측되었던 값을 최소제곱법으로 상관식에서 미지수를 구했다. 최



[그림 4] Percentage error of energy balance



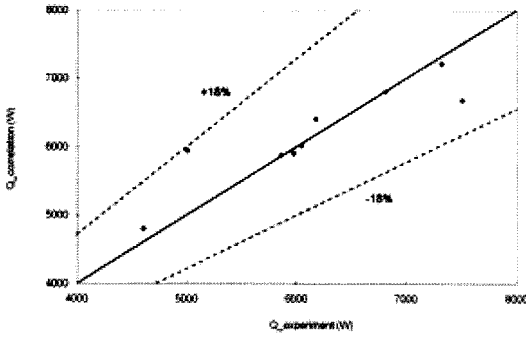
[그림 5] Heat transfer



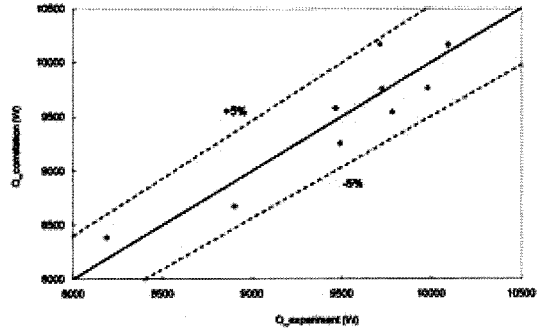
[그림 6] Heat exchanger effectiveness

소제곱법은 전체적으로 데이터를 적절히 통과하는 맞춤선으로부터 데이터의 제곱편차의 합이 최소화가 되도록 하는 방법이다. 식 (9)은 저온부, 식 (10)은 고온부의 새로운 상관식을 나타냈다.

$$Nu = 0.099 \left( \frac{\beta}{30} \right)^{0.616} Re^{0.796} Pr^{1/3} \quad (9)$$



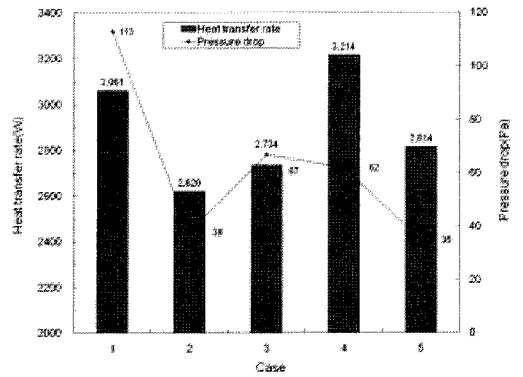
[그림 7] Heat transfer correlation (Low)



[그림 8] Heat transfer correlation (High)

<표 7> Outlet temperature and pressure drop by 2 dimensional simulation

Case	Out temp. (K)	Pressure drop (Pa)
1	Out (352.54K)	113 (Pa)
2	Out (346.84K)	38 (Pa)
3	Out (348.32K)	67 (Pa)
4	Out (354.52K)	62 (Pa)
5	Out (349.35K)	35 (Pa)



[그림 9] Heat transfer and pressure drop by dimensional numerical simulation

$$Nu = 0.100 \left( \frac{\beta}{30^\circ} \right)^{0.646} Re^{0.442} Pr^{1/3} \quad (10)$$

그림 7과 그림 8은 저온부와 고온부의 실험값과 이론값에 대한 오차범위를 그래프로 나타냈고, 저온부는 18% 이내, 고온부는 5% 이내로 비교적 잘 수렴하는 것을 확인 할 수 있었다.

### 수치해석

#### Groove 형태에 따른 Case-study

관형열교환기의 Groove 형태를 모사한 2차원 Case-study를 통하여 기존에 사용했던 삼각형상 Groove channel의 일부분을 모사하고 5가지의 Case를 해석하여 열교환량과 압력강하를 비교했다. 표 7은 해석결과를 나타냈고, 그림 9는 각 Case별로 열교환량과 압력강하를 나타냈다. Case-4(삼각형+원형)가 Case-1(기존형상)에 비하여 열교환량은 5.0% 증가했고, 압력강하는 45.1% 감소하여 가장 이상적인 형태로 생각되어진다.

#### Chevron angle에 따른 Case-study

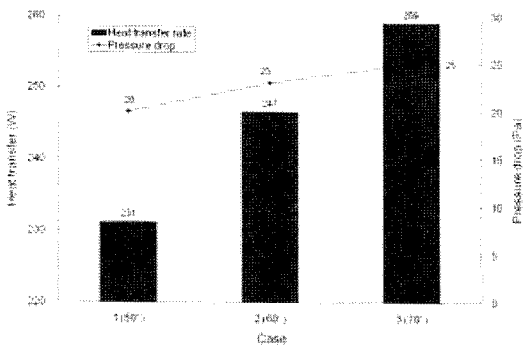
앞선 시뮬레이션에서 열전달량은 높고, 압력강하

<표 8> Effect of Chevron angle on the outlet temperature and pressure drop

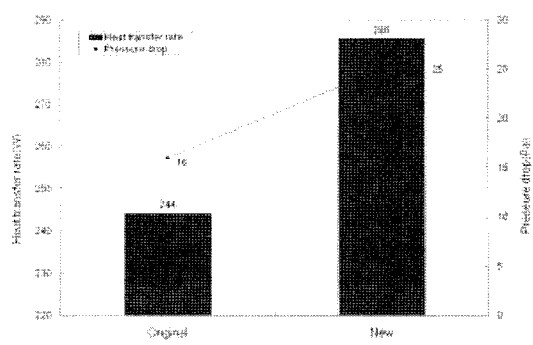
Case	Out temp. (K)	Pressure drop (Pa)
50°	Out (353.86K)	25(Pa)
60°	Out (358.59K)	25(Pa)
70°	Out (358.79K)	25(Pa)

<표 9> Effect of Chevron angle on the outlet temperature and pressure drop

Case	Out temp. (K)	Pressure drop (Pa)
Original	Out (358.59K)	Out (16 Pa)
New	Out (358.79K)	Out (25 Pa)



[그림 10] Effect of Chevron angle on the heat transfer and pressure drop



[그림 11] Heat transfer and pressure drop of original and newly suggested shape

가 낮았던 Case-4(삼각형+원형)의 모양으로 50°, 60°, 70°에 대하여 3D 모델링 후 열교환량과 압력강하를 비교했다. 표 8은 해석결과를 나타냈고, 그림 10은 각 Case별로 열교환량과 압력강하를 나타냈다. Case-3(70°)가 Case-2(기존각도: 60°)에 비해 열교환량은 5%, 압력강하는 8.7% 증가하는 것으로 나타났다.

**기존안과 개선안 비교**

기존에 사용되었던 삼각형태와 60°에 대하여 앞선 시뮬레이션에서 개선된 형태와 각도를 적용하

여 열교환량과 압력강하를 비교했다. 표 9는 해석 결과를 나타냈고, 그림 11은 열교환량과 압력강하를 비교 했다. 기존형상과 각도와 비교하여 열교환량은 17.0% 증가한 반면, 압력강하도 56.2% 증가하여 2D시뮬레이션 결과가 3D시뮬레이션결과에 크게 반영되지 않음을 알 수 있었다.

**결론**

본 연구는 소형가스흡수식 냉난방기에 적용되는 기존 3.4 RT 용량에서 5 RT 용량에 적합한 판형열



교환기를 설계, 제작하여 성능시험을 수행하였다. 성능시험은 9가지 실험케이스를 통하여 유량의 변화에 따라 열교환량을 계산하고 예측되어진 이론값과 비교하였다. 전체적인 데이터를 적절히 통과하는 맞춤선으로부터 데이터의 제곱편차의 합이 최소화되도록하는 최소제곱법을 사용하여 예상되는 이론값과 실험값에 대한 열전달상관식을 도출하였다. 또한 Fluent 라는 수치해석 프로그램을 이용하여 모양과 각도를 변화시켜 개선안을 제시했다.

(1) 열전달 상관식 도출

이론적으로 예측되어진 값과 실험값을 비교하여 저온부는 18% 이내, 고온부는 5% 이내로 비교적 잘 수렴하는 것을 확인 할 수 있었다.

(2) 개선안 제시

기존에 사용했던 모양은 삼각형태의 그루브채널로 Chevron angle이  $60^\circ$  이고, 개선안에서 도출된 모양은 삼각형태와 반원형을 합한 그루브채널로 Chevron angle이  $70^\circ$  로 도출되었다. 기존 안에 비하여 열교환량은 17.0% 증가한 반면, 압력강하도 56.2% 증가하여 Chevron angle이 증가 할 수록 열교환량이 증가한다는 경향을 확인 할 수 있었다. 추 후 연구에서 열교환량은 증가 시키고 압력강하를 줄일 수 있는 추가적인 시뮬레이션이 필요하고, 국내 판형열교환기 개발을 위한 참고적인 자료가 될 것으로 기대 된다. 