

용접형 판형 열교환기의 열전달 및 압력강하 특성에 관한 실험적 연구

정 종 윤, 김 성 수*, 강 용 태†

경희대학교 기계공학과 대학원, *우성산업기술연구소, † 경희대학교 기계·산업시스템공학부

Experimental study of Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics for the Welded Plate Heat Exchanger

Jong-Yun Jeong, Sung Soo Kim*, Yong-Tae Kang†

Department of Mechanical Engineering, Kyunghee University, Kyung-gi 446-701, Korea

**Wosung institute of industrial Technology, Kyung-gi 440-180, Korea*

† Department of Mechanical and Industrial Engineering, Kyunghee University, Kyung-gi 446-701, Korea

ABSTRACT: Heat transfer and pressure drop characteristics of welded plate heat exchanger are studied to apply it for the solution heat exchanger of 210RT absorption system. This study quantifies the effect of mass flow rate and strong solution concentration on the heat transfer coefficient and pressure drop in the plate heat exchanger. The concentration of weak solution is fixed at 55% and the strong solution varies 55%, 57%, and 59% in mass. The results show that the overall heat transfer coefficient and pressure drop increase linearly with increasing Reynolds number. It is also found that the heat transfer coefficient of hot side increases with increasing the concentration of strong solution while the strong solution concentration has no effect on heat transfer coefficient of cold side.

Key words: Welded plate heat exchanger(용접형 판형 열교환기), PHX(판형열교환기), Absorption(흡수식), Solution heat exchanger(용액 열교환기),

기 호 설 명

b : 엠보싱(embossing) 깊이 [m]
 D_h : 수력지름 [m]
 h : 대류열전달계수 [W/m² · K]
 k : 열전도율 [W/m · K]
 L_v : 전열판의 길이 [mm]

L_w : 전열판의 폭 [mm]

N_p : pass의 개수
 N_t : 전체 판의 개수
 ΔP_{channel} : 채널의 압력강하량 [torr]
 ΔP_{port} : 포트의 압력강하량 [torr]
 ΔP_{total} : 전체의 압력강하량 [torr]
 Q : 열전달량 [W]
 U : 총괄열전달계수 [W/m² · K]
 T : 온도 [K]

† Corresponding author

Tel.: +82-31-201-2009; fax: +82-31-202-3260

E-mail address : ytkang@khu.ac.kr

t : 판의 두께 [mm]
 \dot{m} : 질량유량 [kg/s]
 Pr : 프란틀 수, ν/α
 Re : 레이놀즈 수, $\frac{VD}{\nu}$

그리스 문자

μ : 점성계수 [kg/m · s]
 ϵ : 열교환기 효율도
 ρ : 밀도 [kg/m³]

하첨자

h : 고온측
 c : 저온측
 i : 입구
 o : 출구

1. 서론

하절기 및 동절기의 중대형 빌딩에 발생하는 냉난방부하 대응을 위해 흡수식 냉온수기가 차지하고 있는 비율이 높아지고 있다. 흡수식 냉온수기의 고효율화에 따른 건물에너지 절감과 국가차원의 에너지 절약 등 산업 및 경제적인 측면에서 파급효과는 매우 크다. 아울러 친환경적이라는 장점으로 인해 그동안 개발을 등한시 해왔던 서방 선진국들의 흡수식 시스템에 대한 관심이 급증하고 있다.

이러한 변화에 대응하기 위해 국내에서도 흡수식 냉온수기의 COP 향상을 위해 선진국 수준의 COP 1.35급 고효율 흡수식 냉온수기 개발에 많은 관심을 갖고 있다⁽¹⁾.

흡수식시스템의 강국이라 볼 수 있는 일본은 2002년도부터 이미 COP 1.3이 넘는 제품을 출시하였으며 계속하여 고효율 및 소형화된 기술을 선보이고 있다.

흡수식 시스템의 고효율화 기술로는 사이클의 개선, 내부 열회수율 향상, 현열부하 저감, 연소배가스열 회수 등이 있다. 사이클 개선을 통한 효율향상은 현재 한계에 다다른 상태이며 최근에는 내부 열회수율 향상에 따른 COP 증가에 초점이 맞춰지고 있다. 내부 열회수율 향상방법에서

가장 중요한 부분을 차지하고 있는 것이 흡수기와 고온재생기 사이의 용액열교환기이다.

흡수식 시스템의 용액 열교환기는 주로

Table 1 Specification of the plate heat exchanger

Material of plate	SPCC
Plate thickness	0.8 mm
Number of passes (N _t)	1
Number of plates (N _p)	100
Type of embossing	Chevron
Depth of embossing (b)	0.8 mm
Plate length (L _v)	1839 mm
Plate height (L _w)	294 mm
Heat transfer area	0.565 m ²

셸앤튜브 방식을 채택하고 있으나, 열교환 효율도가 그리 높지 않아 그 성능 향상에 한계가 있다. 또한 이를 보완하기 위해 튜브를 가공하는 경우, 제작비용에 비해 효율성이 그리 크지 않으며, 장시간 운전시 파울링 효과에 의해 성능이 저하됨으로써 효과적이지 못하다. 그러나 판형 열교환기의 경우 내부의 파울링 효과가 셸앤튜브에 비해 대략 50~100배 이상 감소하므로 이에 따른 성능저하를 최소화 할 수 있으며 열교환 효율도 또한 월등히 앞서 냉동기의 성능향상과 재료비의 감소에 따른 원가 절감이 가능하다.

판형 열교환기에는 가스켓, 브레이징, 용접형 등이 있으며 이 중 가스켓타입의 경우 고 진공공장에서 운전되는 흡수식시스템에는 적합하지 않으며 브레이징 타입과 용접형 타입이 흡수식 시스템에 적용이 가능하다. 브레이징 타입의 경우 열전달 및 압력강하 특성에 대한 연구가 활발히 이루어지고 있다^(2~3). 하지만 브레이징 타입의 경우 좋은 열전달 성능을 갖는 반면 용량이 커질 경우 제작을 위한 로의 크기 또한 커져야 하므로 제작비의 상승에 대한 문제를 안고 있으며, 국내기업의 제작수준도 외국 우수기업에 비해 많이 미흡한 편이다.

따라서 본 연구에서는 이러한 문제점을 해결하고자 브레이징타입과 비슷한 성능을 가지며 저가로 생산이 가능한 용접형 판형 열교환기에 대하여 열전달 및 압력강하 특성실험을 실시 하였다. 실험에 사용된 열교환기는 실제 210RT급 흡수식

냉온수기에 적용이 가능하도록 동일한 온도 조건 및 유량조건하에서 실험되었으며 열교환기의 구체적인 제원은 Table 1에 나타나 있다.

2. 실험장치 및 방법

Fig. 1는 본 연구를 위한 실험장치의 개략도를 나타내었으며 고온측(농용액)과 저온측(희용액)을 분리하여 실험장치를 구성하였다. 먼저, 고온측의 가열장치(흡수식 냉온수기의 고온재생기)에서 가열이 된 농용액은 순환펌프를 거쳐 열교환기의 고온측으로 들어가게 되며 열교환을 마친 용액은 다시 가열장치로 들어가게 된다. 저온측은 열교환기에서 가열된 후 옥외에 위치하고 있는 수냉식 냉각기를 통과하게 된다. 만약 외기온도가 높아서 수냉식 냉각기의 한도를 넘어서게 되면 냉각탑을 동시에 가동하여 온도를 낮추게 되고 순환펌프를 통해 순환하게 된다. 열교환기의 입출구에는 각각 마그네틱 유량계, 차압계, RTD를 설치하여 유량 및 열교환기 입출구의 차압과 온도를 측정할 수 있도록 하였다. 또한 전체 시스템의 온도조건을 파악하기 위해 각각의 유닛의 입출구에 RTD를 설치 하였다.

본 연구에서 가열탱크는 중요한 두가지 역할을 맡는다. 첫 번째는 전체 시스템의 온도를 올려주는 것이며, 두 번째는 용액의 농도조절이다. 용액의 농도를 증가시키기 위해서는 가열탱크에서 발생하는 수증기를 제거해야 하는데 이때 사용되는 유닛이 수냉식 응축기이다. 응축기에서 액화된 물은 응축액 탱크로 모이게 되며 실험 중 농도를 낮춰야 할 경우 펌프를 통해 가열탱크로 주입되어 농도조절을 하게 된다.

고온측 입구의 온도는 가열탱크에 공급되는 입열량으로 조절하였으며 저온측 입구온도의 경우 수냉식 냉각기의 냉각수 유량과 냉각탑, 냉동기의 온/오프 제어로써 조절하였다. 유량의 조절은 고온측과 저온측에 설치되어 있는 밸브의 개도를 통하여 이루어졌다. 실험은 가열탱크의 입열량과 수냉식 냉각기의 냉각수 유량조절, 그리고 냉동기의 온/오프제어를 통해 진행하였고 유량을 변화시켜 가며 각각의 유량조건에서 정상상태를 유지시켜 실험하였다. 온도 및 차압은 정상상태에서의 각 유량조건에 대해 5초 간격으로 15분동안 측정되었다. 온도, 유량 및 압력 측정시의 실험 오차는 각각 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$, $\pm 0.05 \text{ kg/s}$, $\pm 0.26 \text{ torr}$ 이다.

또한 실험에서 사용된 용액의 농도는 희용액

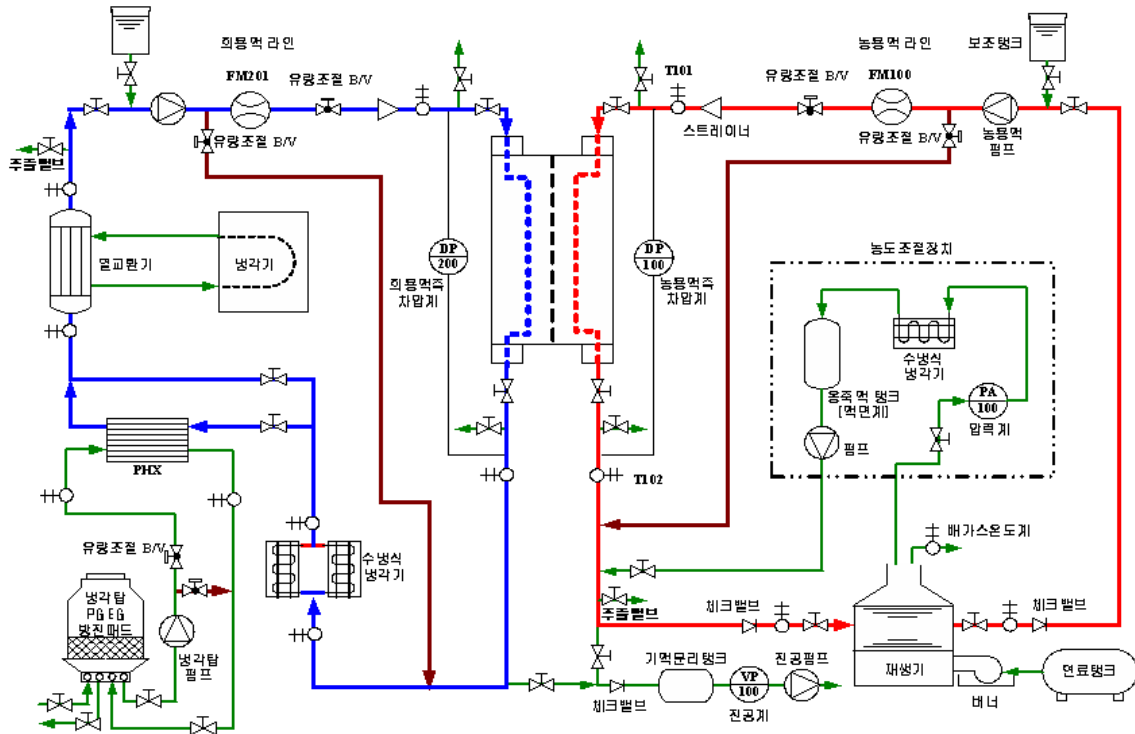


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

54%, 농용액 55, 57, 59%이며 용액의 농도측정은 매 실험마다 3회씩 측정하였으며 그 오차는 $\pm 0.2\%$ 이다. 구체적인 실험 조건은 Table 2에 나타나 있다. 용액의 물성치는 Digulio et al.⁽⁴⁾과

Table 2 Experimental conditions

	Hot side	Cold side
Concentration(H ₂ O/LiBr) [%]	55,57,59	55
Inlet temperature [°C]	147	85
Inlet mass flow rate [kg/s]	1.08~1.8	1.2~2.0

Lee et al.⁽⁵⁾을 참고하였다.

3. 실험장치 및 방법

3.1 열전달 실험적 상관식

관형 열교환기에서의 효율도(effectiveness)는 다음과 같이 정의되어진다.

$$\epsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{(\dot{m}C_p)_h \Delta T_h}{C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (1)$$

$$= \frac{(\dot{m}C_p)_c \Delta T_c}{C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i})}$$

여기서

$$C_{\min} = \text{Min}(C_h, C_c)$$

이며, 관형열교환기에서의 레이놀즈 수는 다음과 같이 표현되어진다.⁽⁶⁾

$$Re = \frac{G_c D}{\mu}, \quad G_c = \frac{\dot{m}}{N_{cp} b L_w}, \quad N_{cp} = \frac{N_t - 1}{2N_p} \quad (2)$$

이다. 그리고 작동유체의 열평형 관계식은 다음과 같다.

$$Q = \dot{m} C_p \Delta T \quad (3)$$

또한, 열전달 관계식으로부터

$$Q = UA \Delta T_{lm} \quad (4)$$

여기서

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (5)$$

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o} \quad \Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i}$$

위 식으로부터 총괄 열전달 계수는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$U = \frac{Q}{A \Delta T_{lm}} \quad (6)$$

관형열교환기의 경우 고온측과 저온측이 계속적인 대칭의 형태로 이루어져 있으므로 고온측의 전열면적과 저온측의 전열면적은 같다고 할 수 있다. 따라서

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c} + \frac{t}{k_w} \quad (7)$$

이다. 이 때 Nusselt 수는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$Nu = \frac{hD}{k} = A Re^n Pr^a \quad (8)$$

단, cooling 일 때 a=0.3
heating 일 때 a=0.4

식 (8)에서 h에 관해 정리하면 고온측에 대한 대류열전달계수를 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$h_h = C Re_h^n \quad (9)$$

여기서 n을 0.8로 가정하고 식(9)를 식(7)에 대입하고 정리하면 다음과 같다

$$\frac{1}{U} = C' \frac{1}{Re_h^{0.8}} + \frac{1}{h_c} + \frac{t}{k_w} \quad (10)$$

실험을 통해 구한 레이놀즈 수와 총괄열전달계수를 식(10)에 대입하면 저온측 대류열전달계수를 구할 수 있다. 이를 다시 식(8)에 대입을 하고 정

리를 하면 다음과 같다.

$$\frac{h_c D}{k P r^a} = C'' Re_c^n \quad (11)$$

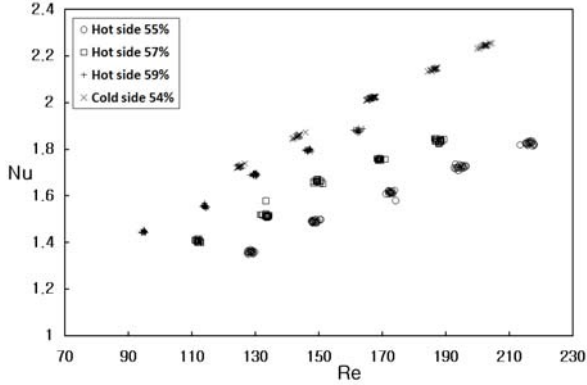


Fig. 2 Nu vs. Re.

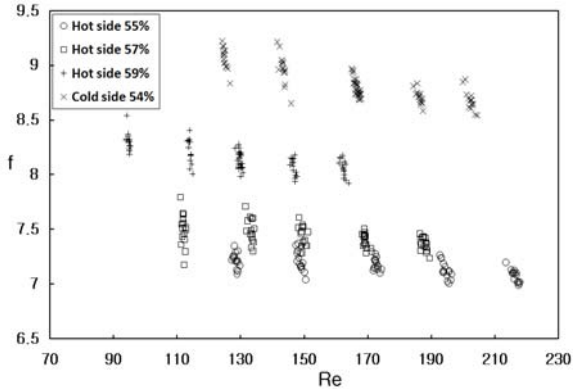


Fig. 3 Nu vs. Re.

Table 3 Constants of correlation

Hot side Concentration		55%	57%	59%
A		0.0493	0.0562	0.0619
n		0.5780	0.5572	0.5427
Hot side	K	8.7936	8.957	10.58
	M	0.04	0.0375	0.534
Cold side	K	14.159	13.674	14.397
	M	0.094	0.0856	0.0959
Error of heat transfer correlation		±7%	±7%	±7%
Error of pressure drop correlation		±5%	±5%	±5%
Re Range		80 ~ 250		

그리고 식(11)의 양변에 로그를 취해줌으로써 저온측의 계수 C와 지수 n을 구할 수 있게 된다. 관형열교환기의 경우 쉘 앤 튜브와 달리 저온측과 고온측이 형상이 대칭을 이루고 있는 형태이므로 양측의 열전달 상관식은 동일하다. 그러므로 여기서 구한 지수를 다시 저온측의 레이놀즈수의 지수로 가정하고 지수 n과 계수 C'가 수렴할 때까지 회기분석 프로그램을 통하여 계산하였다.

3.2 압력강하에 따른 실험적 상관식

관형 열교환기내에서 총압력손실은 채널내부의 압력손실에 따른 차압과 입출구 포트에서의 압력손실의 합이다⁽⁷⁾.

$$\Delta p_{total} = \Delta p_{channel} + \Delta p_{port} \quad (12)$$

온도에 따른 점성계수를 무시한다면 입출구 포트의 압력손실은

$$\Delta p_{port} = 1.4 N_p \frac{G_p^2}{2\rho}, G_p = \frac{\dot{m}}{\frac{\pi D_{port}^2}{4}} \quad (13)$$

이다. 또한 채널내부의 압력손실은 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$\Delta p_{channel} = 4f \frac{L_v N_p G_c^2}{D} \frac{1}{2\rho} \quad (14)$$

여기서 페닝의 마찰계수는 다음 식에 나타내었다.

$$f = \frac{K}{Re^M} \quad (15)$$

식 (15)에 실험을 통하여 얻은 Reynolds 수와 마찰계수를 대입하여 K와 M에 관한 상관식을 구한다.

4. 실험결과 및 고찰

열전달에 대한 실험적 상관식은 식(8), 압력강

하 상관식은 식(15)와 동일한 형태이다. 농도조건에 따른 각각의 계수값과 상관식의 오차를 Table 3에 나타내었다.

Fig. 2는 고온측 농도변화에 따른 레이놀즈 수와 누셀 수의 관계를 나타낸 그래프이다. 희용액의 경우 농용액의 농도변화에 거의 영향을 받지 않으므로($\pm 0.1\%$) 농용액 59%에 대한 값만을 나타내었다. 모든 농도조건에서 레이놀즈 수의 증가에 따라 열전달 성능 또한 증가됨을 확인할 수 있었으며 이는 농도가 증가하면서 점성계수가 증가하여 나타난 결과로 볼 수 있다.

Fig. 3은 고온측의 농도변화에 따른 레이놀즈 수와 마찰계수의 관계를 나타낸 그래프이다. 용액의 농도가 높아질수록 마찰계수값이 증가하는 것으로 나타났으며 레이놀즈 수 증가에 따른 마찰계수의 변화는 미비한 것으로 나타났다.

위의 결과로부터 용액이 결정화가 되지 않는 범위 내에서는 고온측 용액의 농도가 높고 유량이 클수록 열전달 성능이 향상된다는 것을 알 수 있다.

5. 결 론

$H_2O/LiBr$ 을 작동유체로 사용한 용접형 판형열교환기의 열전달 및 압력강하성능 실험을 통해 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) $H_2O/LiBr$ 의 농도가 54%, 57%, 59%일 때 오차범위 $\pm 7\%$ 를 만족하는 용접형 판형열교환기의 열전달 및 압력강하에 대한 각각의 실험적 상관식을 각각 도출하였다.

(2) $H_2O/LiBr$ 의 농도가 높을 수록, 유량이 증가할 수록 열전달 성능이 증가하는 것으로 나타났다.

(3) 유량이 증가함에 따라 마찰계수는 증가하였으며, $H_2O/LiBr$ 의 농도가 높을수록 더 큰 값을 갖는 것을 알 수 있었다.

후 기

본 연구는 산업자원부 에너지관리공단 2005년도 에너지·자원기술개발사업(중점기술개발사업, 과제번호 2005-E-BD11-P-03-3-010-2007)지원으로 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. Park, C.W., 2004, The present state of enhancing an efficiency of double effect absorption chiller, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 33, No. 3, pp. 24-28.
2. Muley, A. M., 1999, Enhanced heat transfer characteristics of viscous liquid flows in a chevron plate heat exchanger, Journal of Heat Transfer, Vol. 121, pp. 1011~1017.
3. Focke, W. W., 1986, Selecting optimum plate heat exchanger surface patterns, Journal of Heat Transfer, Vol. 108, pp. 153~160.
4. DiGuilio, R. M., Lee, R. J., Jeter, S. M., and Teja, A.S., 1990, Properties of Lithium Bromide-Water Solution at High temperatures and Concentrations - I Thermal Conductivity, ASHRAE Transactions, Vol. 3380, RP-527, pp. 702~708.
5. Lee, R. J., DiGuilio, R. M., Jeter, S. M., and Teja, A.S., 1990, Properties of Lithium Bromide-Water Solution at High temperatures and Concentrations - II Thermal Conductivity, ASHRAE Transactions, Vol. 3381, RP-527, pp. 709~714.
6. Kakac, S. and Liu, H., 2002, Heat Exchangers(selection, rating, and Thermal design), 2nd, CRC Press, New York, pp. 373~408
7. Kakac, S. and Liu, H., 2002, Heat Exchangers(selection, rating, and Thermal design), 2nd, CRC Press, New York, pp. 397~398