

흡수식 시스템의 용액열교환기용 판형열교환기의 열전달 및 압력강하 특성 실험

김 현 준⁽¹⁾, 김 정 환⁽¹⁾, 김 성 수⁽¹⁾, 정 진 희⁽²⁾, 강 용 태^{(3)*}

⁽¹⁾경희대학교 기계공학과 대학원, ⁽²⁾LS전선(주) 기술연구소, ⁽³⁾경희대학교 기계산업시스템공학부*

Heat transfer and pressure drop characteristics of plate heat exchangers for absorption application

Hyun Jun Kim⁽¹⁾, Jung Hwan Kim⁽¹⁾, Sung Soo Kim⁽¹⁾, Jin-Hee Jeong⁽²⁾, Yong Tae Kang^{(3)*}

^{(1),(3)}Department of Mechanical Engineering, Kyung Hee University, Kyung-gi 400-710, Korea

⁽²⁾LS Cable Ltd., Kyung gi 431-080, Korea

ABSTRACT: The objectives of this paper are to study the characteristics of heat transfer and pressure drop in plate heat exchangers for absorption applications, and to quantify the effect of mass flow rate, solution concentration, and geometric conditions such as chevron angle on the heat transfer coefficient and pressure drop in the plate heat exchangers. The working fluid is H₂O/LiBr solution with the LiBr concentration range of 53.2 - 62.5 % in mass. The results show that the overall heat transfer coefficient increases linearly with increasing Re. The heat transfer rate increases with increasing the chevron angle while it does not significantly depend on the LiBr concentration. The pressure drop also increases with increasing the chevron angle. The effect of the chevron angle on the pressure drop is more significant than that of the concentration.

Key words : Plate heat exchanger(판형열교환기), Absorption(흡수식), Solution heat exchanger(용액열교환기)

기 호 설 명

b : 빗살문양(corrugation)의 깊이 [mm]
 C : 열용량률 [W/K]
 D : 수력지름 [mm]
 D_p : 열교환기 구경 지름 [mm]
 h : 대류열전달 계수 [W/m² · K]
 k : 열전도율 [W/m · K]
 L_v : 열관의 길이 [mm]
 L_w : 열관의 폭 [mm]
 N_p : pass의 개수
 N_t : 전체 판의 개수

Δp_{channel} : 채널의 압력강하량 [torr]
 Q : 열전달량[W]
 Δp_{port} : 포트의 압력강하량 [torr]
 Δp_{total} : 전체의 압력강하량 [torr]
 U : 총괄열전달계수 [W/m² · K]
 T : 온도 [K]
 t : 판의 두께
 ṁ : 유량[kg/s]

그리스 문자

β : 웨브론 각도 [°]
 μ : 점성계수 [kg/m · s]
 ε : 효율도
 ρ : 밀도 [kg/m³]

* Corresponding author

Tel.: +82-31-201-2990

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

하첨자

- h : 고온측
c : 저온측
i : 입구
o : 출구
w : 열판

1. 서 론

현재 흡수식 냉동기는 처음 개발되었을 당시와는 달리 사이클 상의 변경을 통해 많은 효율 상승을 이루었으나, 부식문제 등으로 인해 사이클 상의 변경을 통한 효율 향상은 그 한계에 도달하였다. 결국 현재 흡수식 시스템의 성능향상은 시스템 내부의 열교환기 성능향상을 통해 이루어지고 있는 실정이다. 흡수식 시스템의 용액 열교환기는 주로 Shell & Tube 방식을 채택하고 있으나, 열교환 효율도가 그리 높지 않아 그 성능 향상에 한계가 있다. 또한 이를 보완하기 위해 튜브를 가공하는 경우, 제작비용에 비해 얻는 이득이 그리 크지 않으며, 장시간 운전시의 파울링 효과에 의해 성능이 저하됨으로 효과적이지 못하다. 그러나 판형 열교환기의 경우 내부의 파울링 효과가 Shell & Tube에 비해 대략 50~100배 이상 감소⁽¹⁾하므로 이에 따른 성능저하를 최소화할 수 있으며, 열교환 효율도도 월등히 앞서 냉동기의 성능향상과 재료의 양의 감소에 따른 원가 절감이 가능하다.

판형열교환기 내부의 빗살문양(corrugation)의 각도인 웨브론 각도(β)는 열전달 및 차압 특성을 결정하는 중요한 인자 중의 하나이다. 특히 웨브론 각도(β)가 열전달 및 차압특성에 미치는 영향에 대한 연구로서 A. Muley et al⁽²⁾은 3가지의 다른 웨브론 각도(β)에 따른 열전달 상관식과 차압 상관식을 도출하고 이에 따른 특성을 연구하였다. W. W. Focke⁽³⁾는 판형열교환기 표면 형상의 최적설계를 위해 차압 및 길이에 따른 구속조건을 주어 이에 따른 웨브론 각도(β)의 영향에 대해 연구하였다.

그러나 흡수식 시스템의 작동유체로 사용되는 $H_2O/LiBr$ 용액의 경우 농도에 따라 열전달 특성과 차압특성이 변화하므로 흡수식 시스템의 용액 열교환기를 판형열교환기로 대체하기 위해서는 농도 및 기하학적 형상 변화에 따른 열전달 특성 연구가 필요하다. 그러나 이에 대한 연구는 미비

한 실정이다. 따라서 본 논문은 $H_2O/LiBr$ 용액을 작동유체로 하여 판형열교환기의 열전달 및 압력강하 특성을 파악하고, 이를 통해 웨브론 각도 및 작동유체 특성에 따른 열전달 및 차압 실험적 상관식을 제시하고자 한다.

2. 실험 장치 및 방법

2. 1 판형열교환기

판형열교환기는 Shell & Tube 열교환기에 비해 열전달계수가 최대 3배 정도 우수한 것으로 알려져 있다. 또한 내부 빗살무늬의 유로로 인해 계속적인 난류가 발생하므로 장시간 사용 시 오염에 의한 오염계수 증가를 최소로 억제할 수 있다는 장점을 가지고 있다. 이러한 장점 때문에 흡수식 시스템의 성능을 향상시키는 데 판형 열교환기는 필수 불가결한 요소라 할 수 있다. 본 연구에서 사용되어진 용액열교환기용 판형열교환기는 온도조건과 진공유지를 고려하여 가스켓 타입을 배제하고, 고온에도 잘 견디는 브레이징 타입의 열교환기를 사용하였다. 또한 유로를 형성하는 두 판의 웨브론 각도(β)가 30° 인 저각 형태의 열교환기, 45° 인 중간각 형태의 열교환기, 그리고 63° 인 고각 형태의 열교환기를 사용하였다. 구체적인 제원은 Fig. 1과 Table 1에 나타나 있다.

2. 2 실험 방법 및 조건

Fig. 2는 실험장치의 개략도이다. 그림에서 보는 바와 같이 중앙에 판형 열교환기를 기준으로

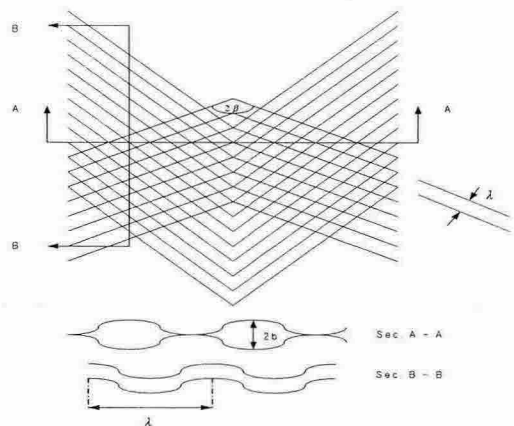


Fig. 1 Geometrical feature of plate corrugation.

Table 1 Specification of the plate heat exchangers

Chevron angle(β)	Low Theta (30°)	Mixed Theta (45°)	High Theta (63°)
Material of plate	AISI316	AISI316	AISI316
Sealing material	Copper	Copper	Copper
Plate thickness	0.40 mm	0.40 mm	0.40 mm
Number of passes (Nt)	1	1	4
Number of plates (Np)	80	80	180
Corrugation depth (b)	2.5 mm	2.5 mm	2.4 mm
Plate length (Lv)	519 mm	519 mm	618 mm
Plate height (Lw)	192 mm	192 mm	192 mm
Heat transfer area	7.8m ²	8m ²	17.8m ²

오른쪽의 농용액 라인과 왼쪽의 희용액 라인으로 분리하여 장치를 구성하였다. 먼저, 농용액 라인에서는 가열탱크에서 가열이 된 유체가 농용액측 펌프와 유량계를 거쳐 판형 열교환기의 고온 측으로 들어가 열 교환을 한다. 열 교환을 한 유체는 다시 가열탱크로 들어가게 된다. 희용액 라인은 판형 열교환기에서 열 교환을 하고 가열된 유체가 수냉식 냉각기와 냉각탑측의 판형 열교환기를 거쳐 냉각된 후 희용액측 펌프와 유량계를 거쳐 다시 판형 열교환기의 저온측으로 들어가게

된다.

또한 열교환기의 각각의 입출구에는 마그네틱 유량계, 차압계, RTD를 설치하여 유량, 차압 그리고 온도를 측정할 수 있도록 하였다. 시스템의 압력상태를 유지하기 위해 진공펌프를 가열탱크에 설치하였고, 전체 시스템의 온도조건을 파악하기 위해 각각의 유닛의 입출구에 RTD를 설치하였다.

가열탱크에 연결되어 있는 수냉식 응축기는 가열탱크 안에서 발생하는 증기를 응축한다. 고온측 입구의 온도는 가열탱크에 공급되는 입열량으로, 저온측 입구온도의 경우 수냉식 냉각기의 냉각수 유량과 냉각탑, 냉동기의 on/off 제어로써 조절하였다. 유량의 경우 고온측과 저온측에 설치되어 있는 밸브의 개도를 통해 유량을 조절하였다. 실험은 가열탱크의 입열량과 수냉식 냉각기의 냉각수 유량조절, 그리고 냉동기의 on/off 제어를 통해 실험조건에 온도에 도달하게 한 후 한쪽의 유량을 고정하고 다른 쪽의 유량을 바꾸어 가면서 정상상태가 유지되었을 때의 유량과 온도를 측정하였다. 또한 차압의 경우 실험조건에 맞는 온도범위 안에서 유량을 줄여가면서 입출구의 유량과 온도가 정상상태로 유지되었을 때 측정을 하였다. 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 53.2%, 62.5% 이며 용액의 농도측정은 매 실험 시 3회씩 측정하였으며 그 오차는 $\pm 0.2\%$ 이다. 각각의 농도

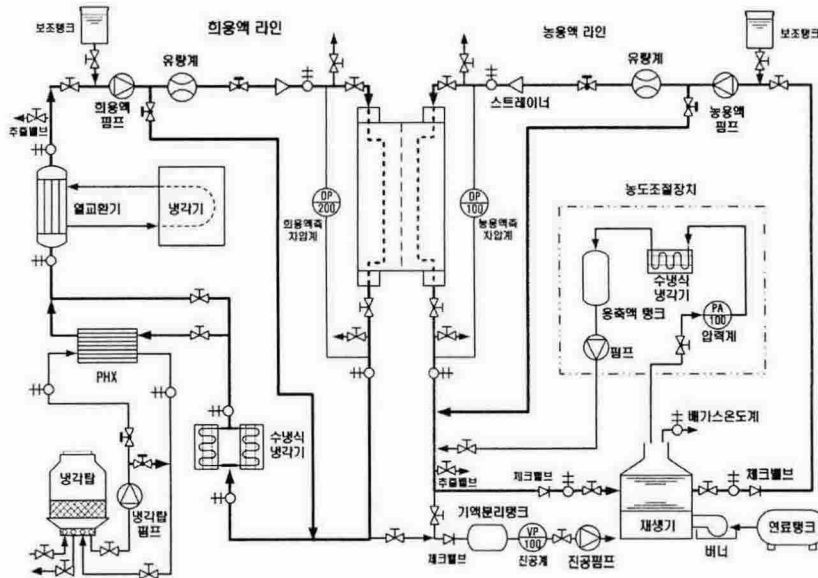


Fig. 2 Schematic diagram of experimental apparatus

Table 2 Experimental conditions

Concentration(H ₂ O/LiBr)	53.2%, 62.5%
Inlet solution Temp. of hot side	125°C ~ 160°C
Inlet solution Temp. of cold side	80°C ~ 95°C
Inlet solution flow rate of hot side	1.58 ~ 3.28 kg/s
Inlet solution flow rate of cold side	1.15 ~ 3.08 kg/s

에 따라 30°인 저각 형태의 열교환기, 45°인 중간 각 형태의 열교환기, 그리고 63°인 고각 형태의 열교환기에서 실험을 하였다. 구체적인 실험 조건은 Table 2에 나타나 있다.

3. 데이터 처리

3.1 열전달 실험적 상관식

관형 열교환기에서의 효율도(effectiveness)는 다음과 같이 정의되어진다.

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

여기서

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

이다. 또한 관형열교환기에서의 Reynolds 수는 다음과 같이 표현되어진다⁽⁴⁾.

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

이다. 그리고 작동유체의 열평형 관계식은 다음과 같다.

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

한편 열전달 관계식으로 부터

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

여기서

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

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

따라서 총괄 열전달 계수는 다음과 같이 표시할 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.

$$Nu = \frac{hD}{k} = A Re^n Pr^{1/3} \quad (8)$$

식(8)에서 대류열전달계수만을 오른쪽 항에 남겨 두고 모두 왼쪽으로 이항시키고 고온측에 대한 대류열전달계수를 다시 쓰면 다음과 같다.

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

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

$$\frac{1}{U} = C \frac{1}{Re_h^{0.8}} + \frac{1}{h_c} + \frac{t}{k_w} \quad (10)$$

실험을 통해 구한 Reynolds 수와 총괄열전달계수를 식(10)에 대입하면 저온측 대류열전달계수를 구할 수 있다. 이를 다시 식(8)에 대입을 하고 정리를 하면 다음과 같다.

$$\frac{h_c D}{k Pr_c^{1/3}} = C Re_c^n \quad (11)$$

그리고 식(11)의 양변에 로그를 취해주면 저온측의 계수 C와 지수 n을 구할 수 있게 된다. 관형 열교환기의 경우 쉘 앤 튜브와 달리 저온측과 고온측이 형상이 대칭을 이루고 있는 형태이므로 양측의 열전달 상관식은 동일하다 그러므로 여기서 구한 지수를 다시 저온측의 Reynolds의 지수로 가정하고 지수 n과 계수 C가 수렴할 때까지 회기분석 프로그램을 통하여 계산을 하였다⁽⁵⁾. 또한 Nu값 실험결과에 대한 불확실성은 ±4.4%로 평가되었다.

3.2 압력강하에 따른 실험적 상관식

관형열교환기에서 총압력손실은 채널내부의 압력손실에 따른 차압과 입출구 포트에서의 압력손

실의 합이다⁽⁶⁾.

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

온도에 따른 점성계수를 무시한다면 입출구 포트의 압력손실은

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

이다. 또한 채널내부의 압력손실은 다음과 같이 표시할 수 있으며

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

이다. 여기서 Fanning의 마찰계수는 다음 식으로 표현할 수가 있다.

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

식 (15)에 실험을 통하여 얻은 Reynolds 수와 마찰계수를 대입하여 K 와 m에 관한 상관식을 구한다. 또한 f 값 실험결과에 대한 불확실성은 ±4.4%로 주로 질량유량의 실험오차에 기인한다.

4. 결 과

열전달 실험적 상관식은

$$Nu = \frac{hD}{k} = C Re^m Pr^n \quad (16)$$

과 같은 형태이며, 차압 실험적 상관식은

$$f = \frac{K}{Re^n} \quad (17)$$

이다. 이 때 각 조건에 따른 계수들과 각각의 열전달 및 차압 실험적 상관식의 오차를 Table 3에 나타내었다.

Fig. 3은 웨브론 각도가 30°, 45°, 63° 인 열교환기에 대해 실험을 통해 얻은 결과로써 Reynolds 수와 Nusselt수의 관계를 나타낸 그래프이다. 각각의 열교환기의 고온측과 저온측을 구별하여 표현하였다. 이 때 그래프에서 결과의 값이 약간 퍼져있는 것은 Table 3에서 보는 바와 같이 실험적 상관식의 오차로 인한 것으로 판단되어진다.

이를 통해 웨브론 각도가 커질수록 열전달 성능의 좋음을 알 수 있으며, Reynolds 수가 증가할수록 그 차이가 더 커짐을 알 수 있다. 또한 Fig. 4는 동일 농도 및 동일 유량에서 웨브론각에 대한 Nusselt수의 관계를 나타낸 것으로 고각도인 63°에서 비교적 급격한 열전달 향상을 보이는 것으

Table 3 Experimental correlations

Chevron Angle	30°	45°	63°
C	0.35	0.138	0.088
m	0.54	0.757	0.877
K	3.062	4.501	5.43
n	0.302	0.339	0.15
Error of heat transfer correlation	±10%	±13%	±10%
Error of pressure drop correlation	±12%	±15%	±8%
Re Range (heat transfer)	100~800	100~800	100~400
Re Range (pressure drop)	70~350	70~350	100~400

* heating α=0.4, cooling α=0.3

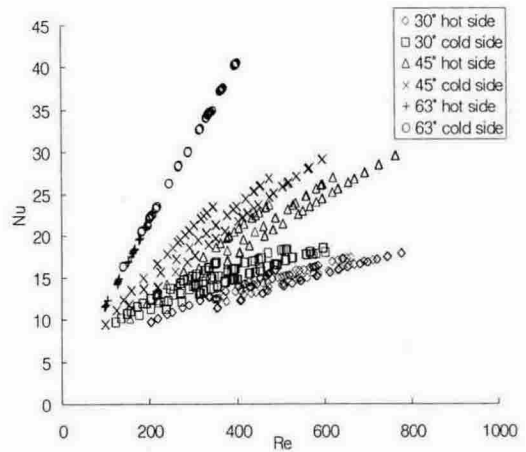


Fig. 3 Nu vs Re.

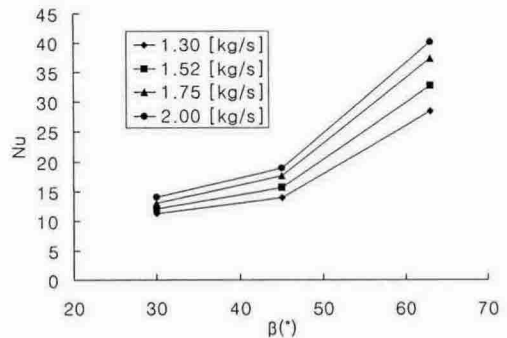


Fig. 4 Nu vs chevron angle.

로 나타났다. 이는 웨브론 각도가 클수록, 그리고 유속이 빠를수록 내부의 난류가 잘 발생하여 열전달 성능이 증가하는 것으로 판단된다.

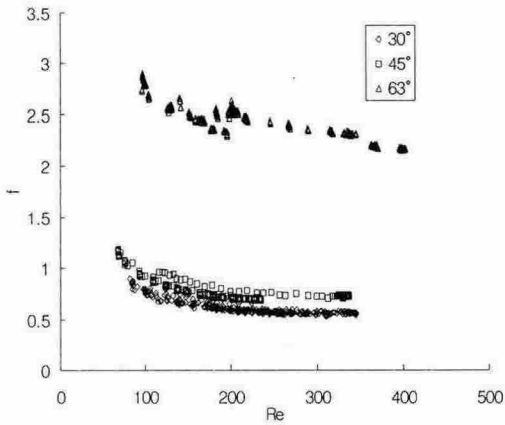


Fig. 5 f vs Re .

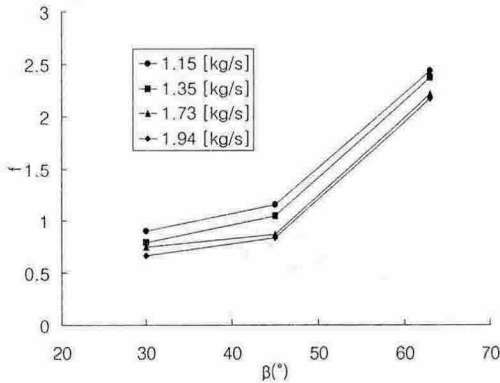


Fig. 6 f vs chevron angle.

Fig. 5는 도출되어진 차압 실험적 상관식을 통해 각도에 따른 마찰계수를 표현한 그래프이다. 그래프를 통해 30°와 45°의 열교환기에 비해 63° 열교환기의 마찰계수가 상대적으로 높은 것으로 나타났으며, 웨브론각에 대한 마찰계수 변화를 나타낸 Fig. 6 에서도 고각인 63°에서 마찰계수가 급격히 증가하는 것으로 나타났다. 이는 열교환기의 기하학적인 특성에 따른 영향으로 판단되어진다. 지금까지의 결과로부터 차압이 허용하는 범위에서 고각인 63° 웨브론각의 열교환기가 최대의 열전달 성능을 제공할함을 알 수 있다.

5. 결론

H₂O/LiBr를 용액으로 사용한 판형열교환기의 열전달 및 차압실험을 통해 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1) 30°, 45°, 63° 웨브론 각도를 가진 열교환기에 대해 53.2%, 62.5% 농도의 흡수액에 대한 실험을 하였으며, 이를 통해 각각 오차범위 ±10%, ±13%, ±10%를 만족하는 열전달 실험적상관식 및 오차범위 ±12%, ±15%, ±8%를 만족하는 차압 실험적상관식들을 각각 도출하였다.

2) 웨브론 각도가 증가함에 따라 열전달 성능이 증가하였으며, 유량이 증가할 때 그 차이가 더욱 현저히 나타났다.

3) 웨브론 각도가 증가함에 따라 마찰계수가 증가하였으며, 63°의 경우에는 급격히 증가함을 알 수 있었다.

4) 허용차압 내에서 63° 웨브론 각도의 판형열교환기가 최대의 열전달 성능을 제공할함을 알 수 있었다.

후 기

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

참고문헌

1. SWEP, 2003, Technical note of Plate Heat Exchanger, pp 22
2. Muley, A. Manglik, R. M., Metwally, H. 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, 1986, Journal of Heat Transfer, vol 108, pp. 153~160
4. Kakac, S. and Liu, H., 2002, Heat Exchangers (selection, rating, and Thermal design), 2nd, CRC Press, New York, pp. 373~408
5. Kwon, J.T., Bae, S. and Kim, M.H., 1997, Measurement of Heat Transfer Coefficients by Using Wilson Plot Technique, Proceedings of the SAREK Summer Annual Conference, pp. 257~260
6. Kakac, S. and Liu, H., 2002, Heat Exchangers (selection, rating, and Thermal design), 2nd, CRC Press, New York, pp. 397~398