

용접형 판형열교환기의 열전달 및 압력강하특성에 관한 수치해석

정종윤* □ 남상철** □ 강용태†

(2008년 5월 8일 접수, 2008년 7월 23일 수정, 2008년 7월 29일 심사완료)

A Numerical Analysis on the Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Welding Type Plate Heat Exchangers

Jong Yun Jeong, Sang Chul Nam and Yong Tae Kang

Key Words: Plate Heat Exchanger(판형 열교환기), Solution Heat Exchanger(용액 열교환기), Numerical Analysis(수치해석)

Abstract

Numerical analysis was carried out to examine the heat transfer and pressure drop characteristics of plate heat exchangers for absorption application using Computational Fluid Dynamics(CFD) technique. A commercial CFD software package, FLUENT was used to predict the characteristics of heat transfer, pressure drop and flow distribution within plate heat exchangers. In this paper, a welded plate heat exchanger with the plate of chevron embossing type was numerically analyzed by controlling mass flow rate, solution concentration, and inlet temperatures. The working fluid is H₂O/LiBr solution with the LiBr concentration of 50-60% in mass. The numerical simulation shows reasonably good agreement with the experimental results. Also, the numerical results show that plate of the chevron shape gives better results than plate of the elliptical shape from the view points of heat transfer and pressure drop. These results provide a guideline to apply the welded PHE for the solution heat exchanger of absorption systems.

기호설명

D : 수력직경(m)
 f : 패닝 마찰 계수
 I : 난류 강도
 k : 열전도율(W/m·K)
 \dot{m} : 질량유량(kg/s)
 N : 단 수
 P : 접수길이(m)

ΔP : 열교환기 입·출구 압력강하량(Pa)
 Re : 레이놀즈 수, $\frac{\rho u D}{\mu}$
 T : 온도(K)
 ΔT : 열교환기 입·출구 온도차(K)

그리스문자

δ : 크로네커 델타(Kronecker delta)
 ϵ : 난류 운동에너지 소산율
 κ : 난류 운동에너지
 μ : 점성계수(kg/m·s)
 ρ : 밀도(kg/m³)
 σ : 난류 확산에 관한 프란틀 수, $\frac{\mu C_p}{k}$

† 책임저자, 정회원, 경희대학교 기계산업시스템공학부
E-mail : ytkang@khu.ac.kr

TEL : (031)201-2990 FAX : (031)202-3260

* 경희대학교 대학원 기계공학과

** LS 전선(주) 기계연구소

하첨자

- i, j : 방향
- in : 단 입구(Inlet of stage)
- out : 단 출구(Outlet of stage)
- t : 판 전체(Total)

1. 서 론

현재 국내외적으로 흡수식 시스템의 소형화 및 성능향상의 방안으로 요소부품의 고성능화를 위한 연구들이 활발하게 수행되고 있다. 이러한 요소부품 중의 하나인 용액 열교환기는 열교환 성능에 따라 시스템내부의 열 회수율에 크게 영향을 미치게 된다. 현재 용액 열교환기로 사용되고 있는 셸 앤 튜브(shell and tube) 열교환기는 관의 표면 가공을 통한 성능향상이 있으나 열교환 효율도가 그리 높지 않아 그 한계가 있다. 이러한 이유로 최근에는 흡수식 시스템의 고 효율화를 위해 용액 열교환기를 내부 열 회수율이 높고 오염지수가 낮은 판형 열교환기로 대체하는 연구가 활발히 진행되고 있으며, 국내의 경우 현재 용액 열교환기용 판형 열교환기로 브레이징(brazing) 타입의 판형 열교환기를 적용하여 제품을 출시하고 있으나, 대부분을 수입에 의존하고 있는 실정이다.⁽¹⁾

브레이징 타입 판형열교환기는 각 전열판 사이에 용접용 동판을 삽입한 다음 고온에서 동시에 용접시킨 열교환기로 기존의 가스켓(gasket)을 전열판 사이에 넣고 조이는 방식에 비해 허용압력이 40 bar로 증가하는 장점을 가지고 있으며 국내외에서 활발히 연구가 진행되고 있다.⁽²⁾ Bogaert 와 Boles⁽³⁾은 브레이징 판형 열교환기의 열·수력학적 성능을 수력직경을 기준으로 나타내었으며, 층류와 난류구간으로 구분하여 각각에 대한 상관관계식을 도출하였다. Stasiek et al.⁽⁴⁾은 브레이징 판형 열교환기의 한 전열판에 대한 열전달과 유체유동의 실험적, 수치적 연구를 수행하여 열전달과 압력강하에 관한 일반적인 실험결과를 제시하였고, 수치적 연구 결과와 비교하였다. 그러나 국내의 경우 판형 열교환기의 단가가 높다는 단점이 있으며 이를 해결하기 위하여 제작단가가싼 용접식 판형열교환기의 제작기술 구축이 요구

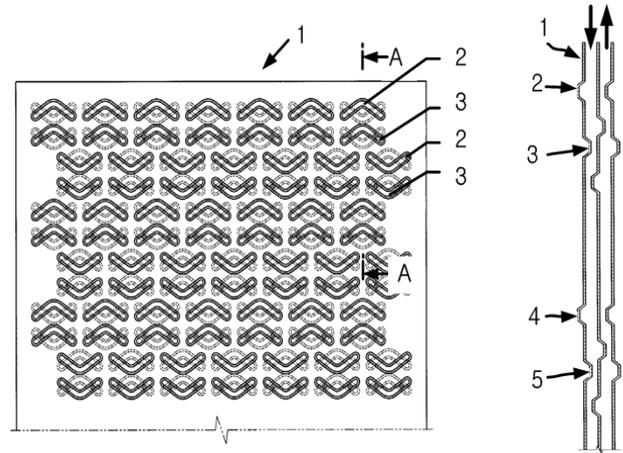


Fig. 1 Schematic of chevron embossing plate

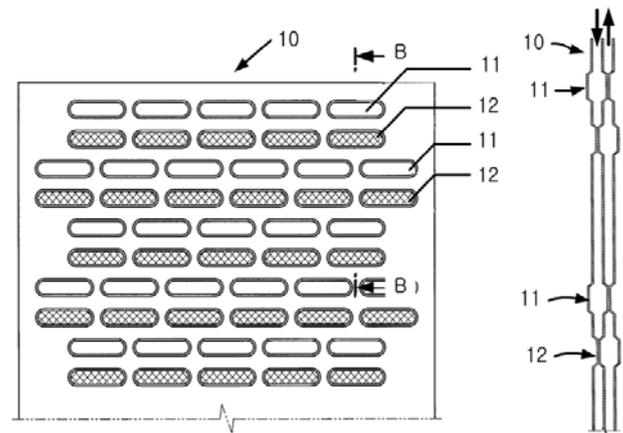


Fig. 2 Schematic of elliptic embossing plate

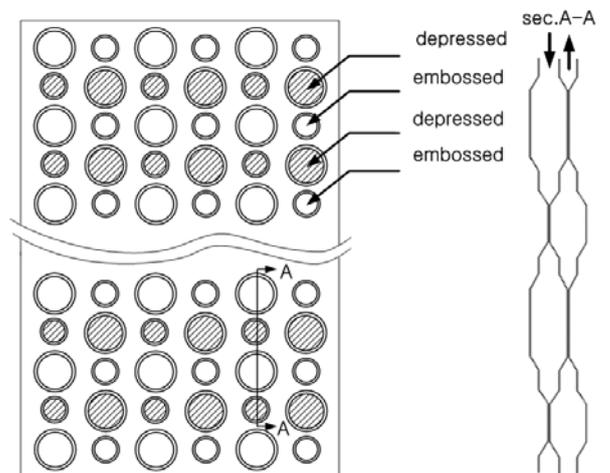


Fig. 3 Schematic of round embossing plate

된다.⁽⁴⁾

따라서 본 연구에서는 실제 210 RT급 흡수식 냉·온수시스템의 용액열교환기의 허용압력조건과 열전달 특성을 만족하는 판형열교환기를 개발하기 위하여 내부 전열판의 형상변화에 따른 용접형 판형열교환기에 대한 수치 해석을 범용 열 및 유체유동 해석 프로그램인 FLUENT를 사용하여 수행하고, 총 3가지 엠보싱형상에 대한 열전달 및 압력강하 특성을 비교하고자 한다.

2. 해석모델 및 해석방법

2.1 해석모델

본 해석에서는 흡수식 시스템의 용액 열교환기용 판형 열교환기를 개발하기 위하여, 실제 흡수식시스템의 용액 열교환기의 온도조건 및 유량, 허용압력강하 조건을 만족하는 용접형 판형 열교환기의 3가지 엠보싱(embossing) 형상 전열판을 고안하였다. 용접형 판형 열교환기의 내부 전열판 형상변화에 따른 내부 유동해석을 위하여 구성된 웨브론 엠보싱, 타원형 엠보싱, 원형엠보싱 형상이 Fig. 1~3에 각각 제시되어 있다.

2.2 수학적 모델링 및 계산방법

용접형 판형 열교환기의 내부유체의 유동에 대한 수치 계산은 3차원 정상상태로 가정하여 수행되었다. 내부 유동장의 수치해를 얻기 위해 표준 κ - ϵ 난류 모델을 적용하였다.⁽⁵⁾ 표준 κ - ϵ 난류 모델은 난류 유동해석에 주로 쓰이고 있는 모델로서 시간변화에 따른 와류점성(eddy-viscosity) 특성과 레이놀즈 수가 높은 유동의 특성을 보다 정확하게 예측한다. 본 연구에서는 용접형 판형 열교환기로 유입되는 유체 및 해석 대상 모델 내부의 구조, 열유동 조건을 고려하여 물리적으로 적절한 수치해를 얻고자 열교환기의 내부유동에 대해 다음과 같은 가정을 하였다.

- i) 유체의 열역학적 물성치(밀도, 점성계수, 열전도도)는 온도에 대하여 일정하다.
- ii) 오염계수(fouling factor)에 의한 총괄 열전달계수에 대한 영향은 무시한다.
- iii) 유로에서의 유동분산은 모든 채널에서 동일하다.

- iv) 열교환기 주위로의 열손실은 없다고 가정한다.
- v) 완전한 대향류(counter flow)이다.
- vi) 중력에 의한 영향은 무시한다.

연속방정식, 운동량 방정식, 표준 κ - ϵ 난류 모델 방정식은 다음과 같다.

(1) 연속방정식

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \tag{1}$$

(2) 운동량방정식

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \tag{2}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j}(-\overline{\rho u_i u_j})$$

여기서,

$$-\overline{\rho u_i u_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \delta_{ij} \tag{3}$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}$$

(3) 표준 κ - ϵ 난류 모델

① 난류 운동에너지(κ) 방정식

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i k) = \tag{4}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G_k - \rho \epsilon$$

② 난류 운동에너지 소산율(ϵ) 방정식

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \epsilon) = \tag{5}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right) + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} G_k - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k}$$

여기서 σ_k 및 σ_ϵ 은 각각 k 및 ϵ 의 난류 확산에 관한 프란틀 수이다. G_k 는 난류 운동에너지에 의한 생성항을 의미한다. 즉,

$$G_k = \mu_t \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \tag{6}$$

이다.

Table 1 Thermal and geometric conditions

Mass flow rate (kg/s)	2.0, 1.8, 1.6, 1.4, 1.2
Perimeter, P (m)	0.084
Hydraulic diameter, D_h (m)	0.00318
Plate area (m^2)	0.294×1.839
Embossing maximum height (mm)	0.8
Turbulence intensity, I	0.05
Reynolds Number, Re_D	38,000 ~ 61,000
Heat flux (kW/m^2)	4.5, 3.96, 3.76, 3.51, 3.0

연속방정식과 운동량방정식을 결합시켜 유한차분방정식을 구하는 SIMPLE(Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations)이 수치계산을 위해 사용되었다.⁽⁶⁾ 수렴판정은 모든 격자점에서 무차원 잔차(residual)가 10^{-4} 이내이면 수렴한 것으로 가정하였다. 위와 같은 계산은 상용 CFD 코드인 FLUENT 6.2를 이용하여 수행되었다.

2.3 경계조건

본 연구에서는 단일패스의 대향류 구조를 가진 용접형 판형 열교환기에 대해 수치해석을 수행하였다. 입구에서 유입되는 저온유체의 온도는 362.2 K로 고정하였으며, 입구유량은 현재 210 RT 흡수식 냉동시스템의 용액열교환기에 적용되는 저온용액 유량인 2.0 kg/s을 기준유량으로 하여 1.8 kg/s, 1.6 kg/s, 1.4 kg/s, 1.2 kg/s의 모두 5가지경우에 대해 수치해석을 수행하였다. 또한, 열적조건으로는 열유속(heat flux)을 부여하였다. 본 연구의 수치해석에 적용한 열유속 조건은 실제 웨브론(chevron) 형상을 가진 엠보싱타입의 용접형 판형 열교환기의 실험결과 값을 기준으로 계산한 열유속 값을 입력하였다. 본 해석에서 적용된 주요 인자들과 해석조건은 Table 1과 같다.

2.4 온도차(ΔT) 및 압력강하(ΔP)

본 논문에서 온도차(ΔT)는 판형 열교환기를 통과하는 용액이 열교환을 통해 입구와 출구사이에서 발생하는 온도의 차이를 의미하며, 압력강하(ΔP)는 용액이 열교환기를 통과하면서 마찰

및 기타 부수적인 영향으로 인하여 발생하는 입·출구 압력차를 의미한다.

본 연구에서는 입·출구 온도차와 유량을 통하여 열전달량을 계산하였고 각 형상에 대한 열전달량과 압력강하를 비교하여 최적형상을 선정하였다.

3. 해석결과

3.1 각 형상에 따른 속도 및 온도장 분석 결과

각 형상에서의 온도장 및 속도장을 수치해석을 통해 가시화 하였고, Fig. 4~9는 각 형상에 대한 판과 판사이의 중간 평면에서의 속도 및 온도장을 나타낸다.

Fig. 4에 웨브론 엠보싱형상에 대한 속도분포를 나타내었다. 기하학적 형상으로 엠보싱 부분에서는 속도가 감소하였고, 엠보싱 처리되어 있는 얇은 영역에서는 상대적으로 증가하는 양상을 보였다. Fig. 5를 통해 알 수 있듯이 열전달 특성의 경우 열교환기 채널 내부에서 전열판의 돌출부와 함몰부 영역이 서로 면 접촉하는 부분에서 온도값이 크게 증가하였다. 이는 유체가 전열판이 서로 붙은 영역의 하부에서 기하학적 형상으로 인하여 정체되기 때문에 온도가 크게 증가한 것으로 판단된다.

Fig. 6에 타원형 엠보싱 형상에 대한 속도분포를 나타내었다. 웨브론 형상에 비해 단순한 구조를 갖은 타원형 엠보싱 형상에서는 유체가 엠보싱을 지나며 발생하는 후류로 인해 속도가 감소하게 된다. 그러나, 이렇게 발생한 후류는 열전달 효과를 촉진 시키는 역할을 하게 되어 Fig. 7과 같이 전열판 전체에 걸쳐 온도변화가 빠르게 나타난다.

Fig. 8과 Fig. 9에 각각 원형 엠보싱에 대한 속도분포와 온도분포를 나타내었다. 세 가지 형상 중 가장 단순한 구조를 갖은 원형 엠보싱형상은 전체적으로 균일한 속도 분포와 온도분포를 갖게 된다. 따라서 압력강하는 가장 작은 값을 갖게 되며 온도 차이도 가장 작은 값을 갖게 된다.

3.2 형상변화에 따른 열전달 및 압력강하 특성

Table 2와 3에 각 형상에 대한 열전달 및 압력강하 특성을 각각 나타내었다. 세 가지 다른 엠보싱형상에 대한 수치해석 결과 열전달 측면에서는 타원형 엠보싱형상이 다른 엠보싱형상에 비해

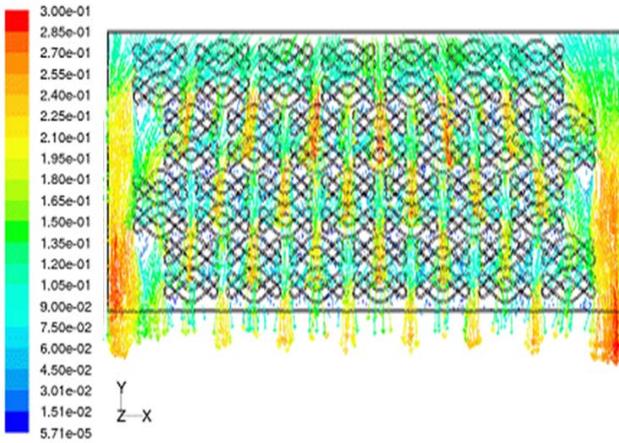


Fig. 4 Vector figure of velocity magnitude in $z = 0$ m(Chevron)

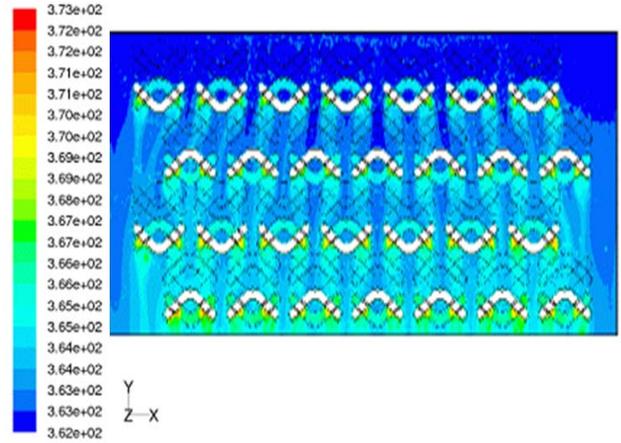


Fig. 5 Contour of static temperature in $z = 0$ m(Chevron)

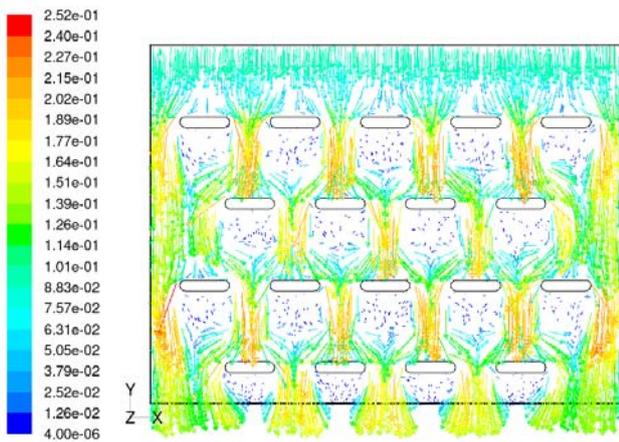


Fig. 6 Vector figure of velocity magnitude in $z = 0$ m(Elliptic)

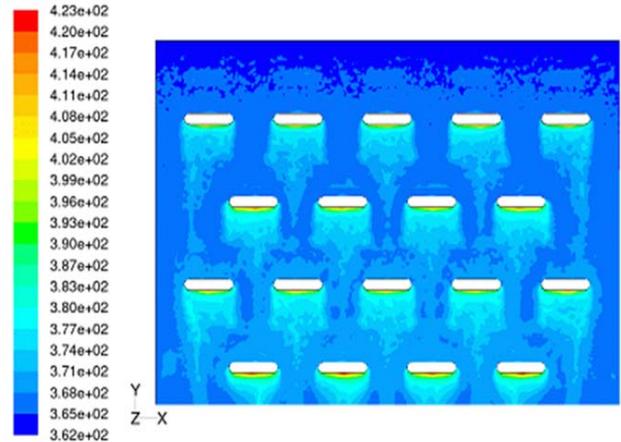


Fig. 7 Contour of static temperature in $z = 0$ m(Elliptic)

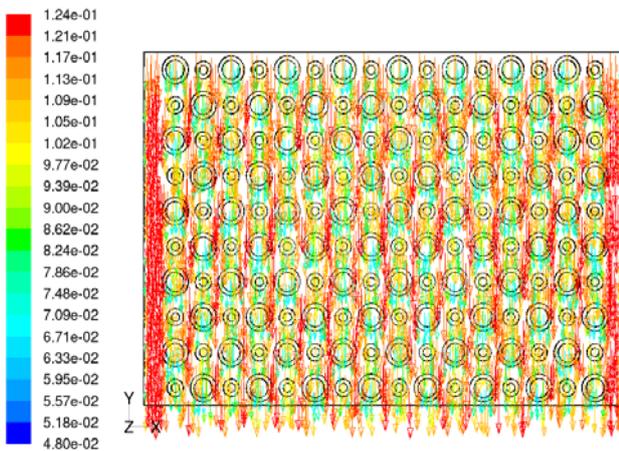


Fig. 8 Vector figure of velocity magnitude in $z = 0$ m(Round)

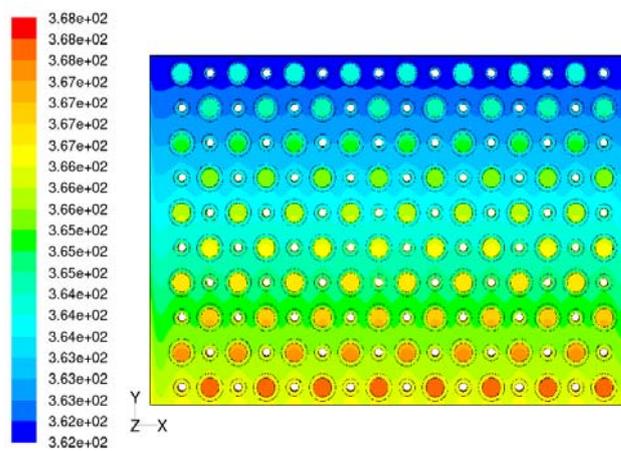


Fig. 9 Contour of static temperature in $z = 0$ m(Round)

Table 2 Heat transfer rates for three different embossing plates for $\dot{m} = 2.0$ kg/s

	Chevron embossing	Elliptic embossing	Round embossing
T_{in} [K]	362.2	362.2	362.2
T_{out} [K]	364.7	368.0	366.6
ΔT [K/stage]	2.5	5.8	4.4
N [stage/plate]	18.0	8.1	9.1
ΔT_t [K/plate]	45.0	47.0	40.0
Q [kW]	199.8	208.6	177.8

Table 3 Pressure drop for three different embossing plates for $\dot{m} = 2.0$ kg/s

	Chevron embossing	Elliptic embossing	Round embossing
P_{in} [Pa]	2782.4	223.6	265.7
P_{out} [Pa]	2540.1	47.0	125.4
ΔP [Pa/stage]	242.3	176.6	140.3
N [stage/plate]	18.0	8.1	9.1
ΔP_t [Pa/plate]	4361.4	1435.3	1276.7

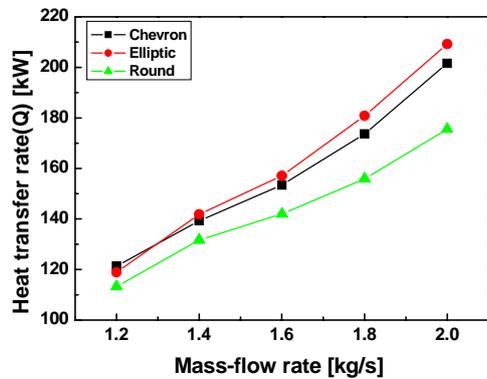


Fig. 10 Heat transfer rate versus solution mass flowrate for the PHE with different embossing plates

우수한 결과를 나타내었다. 압력강하의 경우에도 타원형 엠보싱형상이 체크론 형상에 비해 3배 정도 낮은 압력강하를 보였고 열전달 특성이 비교적 낮은 원형 엠보싱형상에 비해 10% 높은 값을 나타내었다. 체크론 형상의 압력강하가 크게 나타난 이유는 Fig. 1에 나타나 있듯이 체크론 자체의 날카로운 형상변화 때문인 것으로 판단된다. 그러나 열전달특성과 압력강하특성을 함께 고려하였을 때 타원형 엠보싱형상이 다른 체크론 엠보싱과 원형 엠보싱 형상에 비해 흡수식 적용 용액 열교환기용 관형열교환기로 적합할 것으로 사료된다.

3.3 유량변화에 따른 열전달 및 압력강하 특성

Fig. 10에 유량 변화에 따른 각 형상의 열전달 특성이 나타나 있다. 세 형상 모두 열교환기의 열전달량이 지속적으로 증가하는 경향을 보이고 있다. 여기서 타원형 엠보싱 형상이 체크론 및 원

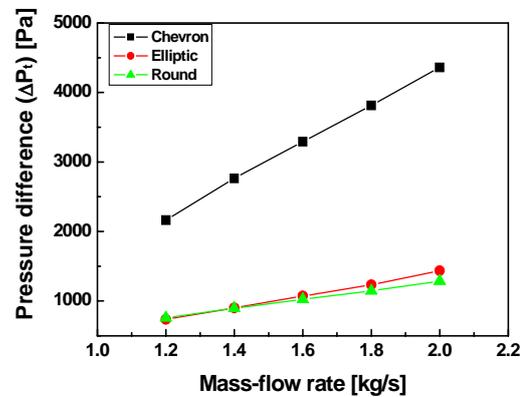


Fig. 11 Pressure drop versus the solution mass flow rate for the PHE with different embossing plates

형 엠보싱 형상에 비해 각각 4%와 17% 높은 값을 보인다. 체크론 엠보싱 형상보다 작은 압력강하를 값을 나타내면서 열전달 성능이 우수한 이유는 유체가 타원 형상과 형상 사이를 통과하면서 발생하는 후류로 인하여 전열관 전체에 큰 압력강하 없이 열전달이 전체적으로 향상되기 때문으로 사료된다.

Fig. 11에 각 형상에 대한 입출구사이의 총 압력강하 변화를 나타내었다. 세 경우 모두 열교환기의 입·출구 압력강하가 선형적으로 증가하는 경향을 보이고 있다. 또한 타원형 엠보싱 형상과 원형 엠보싱 형상에 비해 체크론 엠보싱 형상에서의 압력강하가 약 3배 정도 높음을 알 수 있다. 이는 체크론 엠보싱 형상의 경우 열교환기 채널 내부에서 전열관의 돌출부(embossed)와 함몰부(depressed) 영역의 면 접촉하는 부분이 다른 타원형과 원형에 비해 많이 분포되어 있어 압력강하(Δp) 값이 높아진 것으로 판단된다.

4. 결 론

본 연구에서는 흡수식 시스템의 용액열교환기에 판형 열교환기를 적용하기 위해 엠보싱타입의 용접형 판형 열교환기의 열전달 및 압력강하 특성을 수치해석을 통하여 알아보았으며, 그 결과는 다음과 같다.

(1) 열전달성능의 경우, 유량이 증가함에 따라 타원형 엠보싱 형상이 쉘브론 및 원형 엠보싱 형상에 비해 각각 4%와 17% 높은 값을 보였다. 이는 유체가 전열판의 타원 엠보싱의 사이를 통과하면서 발생하는 후류에 기인하는 것으로 사료된다.

(2) 압력강하의 경우, 전체적인 질량유량 범위에서 타원형 엠보싱과 원형 엠보싱형상의 차압이 쉘브론 엠보싱형상보다 약 3배 작은 값을 보였으며, 질량유량이 증가함에 따라 압력강하가 선형적으로 증가하는 경향을 나타내었다.

(3) 동일한 조건에서 타원형 엠보싱 형상의 판형열교환기가 다른 형상에 비하여 열전달 및 압력강하 측면에서 우수한 특성을 보이므로 흡수식 적용 용액 열교환기 형상으로 추천하고자 한다.

후 기

본 연구는 산업자원부 에너지관리공단 2005년도 에너지·자원기술개발사업(중점기술개발사업, 과제번호 2005-E-BD-11-P-03-3-010-2007)지원으로

수행되었으며, 이에 감사를 드립니다.

참고문헌

- (1) Kim, G. S., Chung, B. C., Kim, H. Y., Cheon, H. J. and Kim, S. I., 2007, "Introduction of High Efficiency Absorption Chiller-heater," *Proceedings of the SAREK Summer Annual Conference*, pp. 371~376.
- (2) Sommerfeld, M., and Ho. C. A., 2003, "Numerical Calculation of Particle Transport in Turbulent Wall Bounded Flows," *Powder Technology*, Vol. 131, pp. 1~6.
- (3) Bogaert, R. and Boles, A., 1995, "Global Performance of a Prototype Brazed Plate Heat Exchanger in a Large Reynolds Number Range," Swiss Federal Institute of Technology, EPFL-LTT, Lausanne, Switzerland, *Experimental Heat Transfer*, Vol. 8, pp. 293~311.
- (4) Stasiek, J., Collins, M. W., Clofalo, M. and Chew, P. E., 1996, "Investigation of Flow and Heat Transfer in Corrugated Passages - I Experimental Results," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.30, No1, pp. 149~164.
- (5) Hinze, J. O., 1975, "Turbulence," *McGraw-Hill Publishing Co., New York*.
- (6) Versteeg, H. K. and Malalasekera, W., J., 1999, "An Introduction to Computational Fluid Dynamics. - The Finite Volume Method," *Longman Group Ltd.*, pp. 146~150.