

지역냉방 시스템용 판형 열교환기의 주름높이에 따른 열전달 및 압력강하 특성

권오경[†], 김현중

한국생산기술연구원 에너지시스템연구그룹

Heat Transfer and Pressure Drop Characteristic of Plate Heat Exchanger with Corrugation Height for District Cooling System

Oh Kyung Kwon[†], Hyeon Joong Kim

Energy System R&D Group, Korea Institute of Industrial Technology, Cheonan 330-825, Korea

Abstract

The objectives of this paper are to study the characteristics of heat transfer and pressure drop of the plate heat exchanger with corrugation height by numerical analysis. Plate heat exchanger of three types was designed, which was corrugation height 3.1mm, 2.8mm and 2.5mm. The plate heat exchanger was numerically investigated for Reynolds number in a range of 950~3,380. The temperatures of the hot side were performed at 14.5°C while that of the cold side was conducted at 4.5°C. The results show that the performance of heat transfer coefficient for corrugation height 2.5mm increases about 9.5~17.1% compared to that of corrugation height 3.1mm. On the other hand, the performance of pressure drop for corrugation height 2.5mm is remarkably higher than that of corrugation height 3.1mm, about 65.7~86.0%.

Key words : Corrugation height(주름높이), District cooling(지역냉방), Heat flow analysis(열유동해석), Heat transfer plate(전열판), Plate heat exchanger(판형 열교환기)

기 호 설 명

A_s : 열전달면적 [mm^2]
 C_p : 비열 [$J/kg \cdot ^\circ C$]
 D_h : 수력직경 [mm]
 h : 열전달계수 [$W/m^2 \cdot ^\circ C$]
 k : 열전도율 [$W/m \cdot ^\circ C$]

\dot{m} : 질량유량 [kg/h]
 Nu : 누셀수
 ΔP : 압력강하 [bar]
 Q : 열전달율 [W]
 Re : 레이놀즈수
 t : 전열판 두께 [mm]
 U : 총괄열전달계수 [$W/m^2 \cdot ^\circ C$]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-41-589-8528, Fax: +82-41-589-8330

E-mail : kwonok@kitech.re.kr

접수일 : 2011년 10월 11일

심사일 : 2011년 10월 14일

채택일 : 2011년 11월 21일

1. 서론

판형 열교환기는 1950년대에 쉘브론 타입의 판형 열교환기가 개발된 이래로 열교환기를 필요로

하는 거의 모든 산업분야에 걸쳐 광범위하게 응용되고 있다. 주로 냉동·공조산업 및 낙농과 식품분야, 화학, 석유, 의약품 산업, 조선공업 등에 널리 사용되고 있으며, 가격이 종래의 쉘앤튜브 열교환기에 비해 저렴하고, 크기도 1/5 이하로 줄어들었으며, 효율도 높아지면서 점차 고효율·고밀도 열교환기 분야로 사용이 확대되고 있다.^[1] 특히 에너지 생산시설(지역난방 및 지역냉방)에서 생산된 에너지(냉온수)를 주거, 상업지역 또는 산업단지 내의 다수 사용자에게 일괄 공급하기 위한 에너지 수송 및 분배를 위한 핵심기기로 부스터 열교환기 및 중간(냉·난방) 열교환기가 있으며, 대부분 판형 열교환기(Plate heat exchanger)가 적용되고 있다.^[2]

최근의 에너지 설비용에 적용되는 판형 열교환기의 시장 요구는 설치공간의 축소, 저가격화, 작동압력의 증가 및 고신뢰성으로 요약될 수 있다. 이러한 시장 요구에 따른 제품의 개발 방향은 전열판의 면적을 증가시켜 단일 열교환기의 용량을 최대화시킴과 동시에 이에 따른 전열효율을 향상 시킴으로서, 설치 열교환기 수량의 감소에 따른 설치 면적의 축소와 함께 가격경쟁력을 확보하고자 하는 방향으로 진행되고 있다.

또한 기술의 개발 방향은 전열판의 대면적화에 따른 문제점을 해결하기 위하여, 대면적 전열판에 적합한 유로패턴 및 유체분배의 최적화 기술에 많은 연구가 집중되고 있는 실정이다.^[3-5]

현재 판형 열교환기의 최대 시장으로 중동(Middle east)의 지역냉방 시스템이 각광을 받고 있으나, 냉방에 필요한 기술적 요구조건이 국내의 지역냉방 성능조건과는 달라서 보다 향상된 기술적 수준을 요구하고 있다. 이를 만족하기 위해서는 새로운 형태의 초고효율 판형 열교환기 개발이 시급한 실정이다.

본 연구에서는 중동지역 지역냉방 시스템의 기술적 요구조건을 만족시킬 수 있는 초고효율 판형 열교환기의 개발을 위해서 CFD 해석을 통하여 전열판의 주름높이 변화에 따른 열전달 및 압력강하 특성을 살펴보았다. 이러한 연구결과는 판형 열교환기의 최적 설계자료로 활용하고자 한다.

2. 판형 열교환기 해석

2.1 해석모델

Fig. 1은 해석에 사용된 쉘브론 타입 판형 열교환기의 전체 형상이다. 판형 열교환기의 전체 크기는 925 × 493 (mm) 이고, 쉘브론 각(β)은 60°이다. 전체 크기에 대한 수치해석은 좁은 유로형상에 의해 기하급수적으로 증가하는 격자수에 의해 제한받게 된다. 따라서 본 연구에서는 주된 열교환이 발생하는 전열판을 Fig. 2와 같이 일부분 80 × 100 (mm)를 모델링하여 수치해석을 실시하였다.

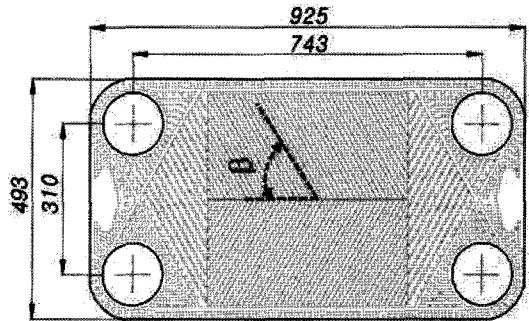


Fig. 1 Chevron type plate heat exchanger.

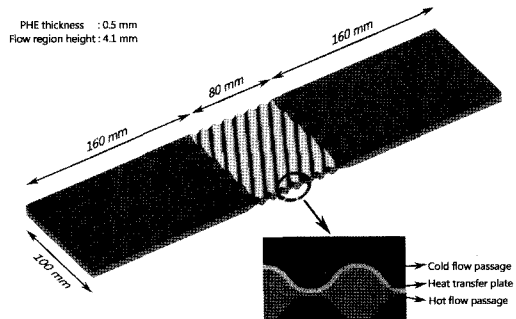


Fig. 2 Numerical analysis area.

판형열교환기의 해석모델은 열교환기 표면을 지나는 유동영역과 유체의 완전발달을 위한 입·출구 확장영역이 개별적인 영역으로 구성하였다.

Fig. 2는 수치해석 영역을 나타낸 것으로 전 열판을 3단 적층 했을때의 교체영역과 전열판 사이를 지나게 되는 작동유체의 유체유동영역을 구분하여 해석하였다. 입구와 출구는 유체의 완전발달을 고려하여 해석영역의 2배로 잡았다. 각 해석 모델의 웨브론 각과 피치는 Fig. 3에 나타내었다.

2.2 해석방법 및 조건

CFD 해석은 다음과 같은 가정 하에 수행하였다.

- i) 3차원 정상상태이다.
- ii) 열교환기 외부로의 열손실이 없다.
- iii) 내부 유동은 층류이다.
- iv) 중력에 의한 영향은 무시한다.

유체의 열역학적 물성치는 온도에 대하여 일정하며 CFX에서 정의되는 기본 물성치에 따른 조건을 입력하였다.

해석에 사용된 방정식은 아래와 같다.

2.2.1 연속방정식

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

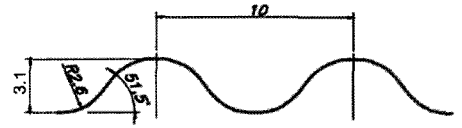
2.2.2 운동량방정식

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

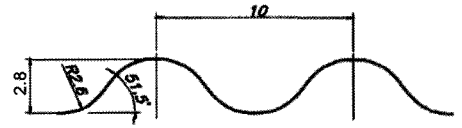
$$\tau_{ij} = \left\{ \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right\} - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \delta_{ij}$$

2.2.3 에너지방정식

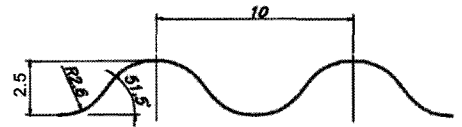
$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ u_i \left(\rho c_p T + \rho \frac{u_i^2}{2} \right) \right\} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k_f \frac{\partial T}{\partial x_i} + u_j \tau_{ij} \right) - \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k_s \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) = 0 \tag{3}$$



(a) Sample 1(Corrugation height 3.1mm)



(b) Sample 2(Corrugation height 2.8mm)



(c) Sample 3(Corrugation height 2.5mm)

Fig. 3 Chevron configuration of the numerical models.

판형열교환기의 수치해석 계산에 사용한 지배방정식은 유한체적법으로 이산화되었다. 격자점에 대한 지배방정식의 이산화는 CFX-11[6]에서 제공하는 2차항 이상의 정확도를 가지는 고�해상도 기법(high resolution scheme)을 사용하였다. 수렴판정을 위해 RMS(Root Mean Squared) 잔차(residual)를 10^{-5} 로 설정해 해당 조건을 만족하는 경우 수렴이 완료되는 것으로 판단하였으며 작동유체의 입구와 출구의 온도차이를 모니터링 하면서 온도차의 변화가 없는 지점까지 충분한 계산을 수행하였다.

Table 1은 CFD 해석에 사용된 해석조건을 나타낸 것이다. 판형 열교환기 전열판의 재질은 SUS 304이며, 작동유체는 물을 사용하였다. 온도조건은 중동지역 지역냉방 시스템을 고려하여 hot side 입구온도 14.5℃, cold side 입구온도 4.5℃로 설정하였다. 수치해석시 내부압력은 변화하므로 초기압력은 10 bar로 설정하였고 출구에서의 구배를 0으로 주어 그 값을 계산하도록 하였다. 또한 입구측 작동유체의 속도를 0.3, 0.5, 0.7, 0.9 m/s로 변화를 주었다.

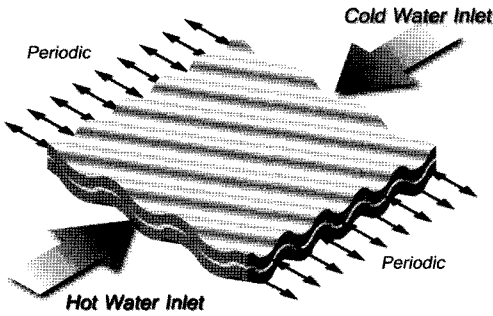


Fig. 4 Boundary conditions for the numerical analysis.

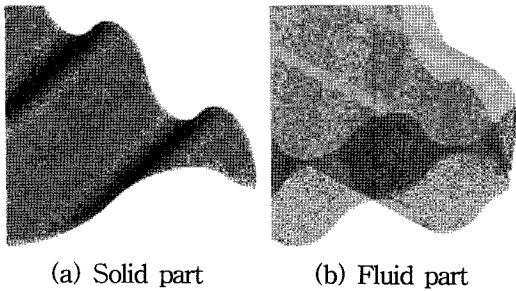


Fig. 5 Meshing of solid and fluid part.

Table 1. Numerical conditions

Conditions		
Material	Solid	SUS 304
	Fluid	Water
Inlet temp. (°C)	Hot side	14.5
	Cold side	4.5
Inner pressure (bar)	10	
Inlet velocity (m/s)	0.3, 0.5, 0.7, 0.9	

Table 2. Sensitivity of mesh grid

Total number of nodes	2,095,246	2,563,625	3,060,614	3,554,556
Temp. difference (°C)	0.432	0.448	0.452	0.452
Pressure drop (bar)	0.012826	0.012883	0.012899	0.012899

Fig. 4는 해석에 사용된 경계조건을 나타낸 것이다. 고온측은 상부 유로를 통해 흐르고, 저온측은 하부 유로를 통해 흐르는 대향류 형태로

해석하였다. 고온측 및 저온측 유로 사이에는 SUS 304의 전열판이 존재하고, 전열판의 일부를 모사하여 해석영역을 선정하였기 때문에 해석영역의 양쪽에 periodic 조건을 주었다. 격자의 생성을 위해 ICEM-CFD를 사용하였으며 비정렬 격자를 기본으로 상부와 하부에 프리즘 격자를 생성하였다.

Fig. 5는 수치해석을 위하여 생성한 고체 및 유체 파트의 격자의 일부형상을 나타낸 것이다.

Table 2는 격자테스트 결과를 나타낸 것이다. 확장영역의 격자수를 고정시킨 상태에서 전열면과 접하는 유동면에 대해 조밀도를 향상시켜 격자를 생성하였다. Sample 1을 대상으로 유동영역의 조밀도를 15%(격자수 약 50만개)씩 저감시키며 동일한 경계조건에서 격자 테스트를 실시하였고 이에 대한 온도차이와 압력강하를 비교하였다. 해석시간과 결과의 정확도를 고려하여 약 306만개의 격자수를 선택하였으며, 모든 샘플에 동일한 격자수를 고려하였다. 이 때의 오차는 격자수 355만 대비 약 0.1%내의 온도와 압력차이를 보였다.

2.3 해석결과 처리

관형 열교환기의 수력직경은 Kakac 등[7]이 제안한 전열판의 폭이 채널의 간격보다 훨씬 클 때 관형 열교환기의 수력학적 직경으로 채널 간격의 두배를 이용하는 방법으로 식 (4)와 같이 계산하였고 레이놀즈수는 식 (5)를 사용하였다.

$$D_h = \frac{4 \times A_c}{P}$$

$$= \frac{4 \times w \times b}{2w + 2b} \cong 2b \quad w \gg b \quad (4)$$

$$Re = \frac{\rho v D_h}{\mu} \quad (5)$$

고온측과 저온측의 열전달율은 식(6)과 (7)을 이용하여 구하였다.

$$Q_h = \dot{m}_h C_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (6)$$

$$Q_c = \dot{m}_c C_{p,h} (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (7)$$

총괄 열전달계수는 대수평균온도차(LMTD)와 평균 열전달율(Q_m)을 이용하여 식(10)과 같이 구하였다.

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln [(T_{h,i} - T_{c,o}) / (T_{h,o} - T_{c,i})]} \quad (8)$$

$$Q_m = \frac{Q_h + Q_c}{2} \quad (9)$$

$$U = \frac{Q_m}{A_s \Delta T_{LMTD}} \quad (10)$$

판형 열교환기의 경우 고온측과 저온측이 계속적인 대칭인 형태로 이루어져 있으므로 고온측의 전열면적과 저온측의 전열면적은 같다고 할 수 있다. 따라서 열전달계수는 식 (11)로 구할 수 있다.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c} + \frac{t}{k_w} \quad (11)$$

3. 결과 및 고찰

Fig. 6은 CFD 해석을 통하여 고온부와 저온부의 온도분포 결과를 나타낸 것이다. 이 결과는 유속이 0.3m/s인 Sample 1 주름높이가 3.1mm인 경우의 결과이다. 입구부에서 완전발달된 유체는 열교환부에서 열교환을 하면서 온도차가 변화게 되고 이후 출구로 나가는 모습을 그림으로 확인할 수 있다.

Fig. 7은 CFD 해석을 통하여 고온부와 저온부의 압력분포 결과를 나타낸 것이다. 온도분포 결과와 마찬가지로 입출구에서 압력차가 변화게 되는 것을 확인할 수 있다. Fig. 6과 7의 수치해석 결과를 통하여 주름높이가 다른 3가지 타입 판형 열교환기의 열전달 및 압력강하 성능이 예측 가능함을 확인하였고 입출구에서 온도 및 압력의 변화를 확인할 수 있었다.

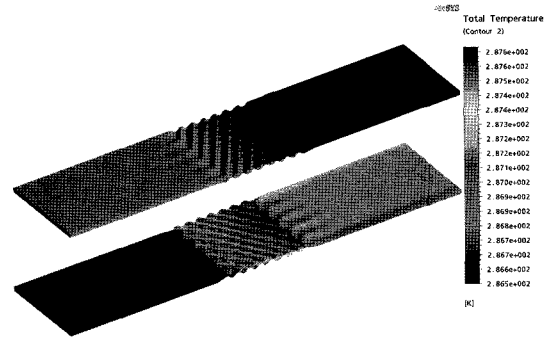


Fig. 6 Temperature distributions of sample 1 at 0.3m/s.

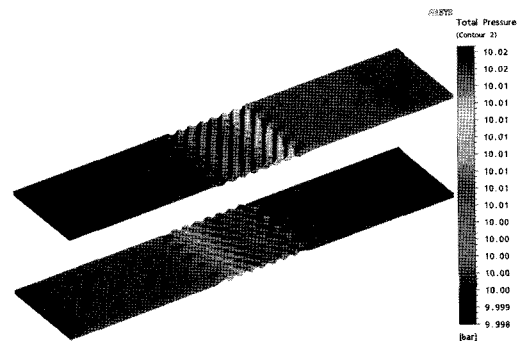


Fig. 7 Pressure distributions of sample 1 at 0.3m/s.

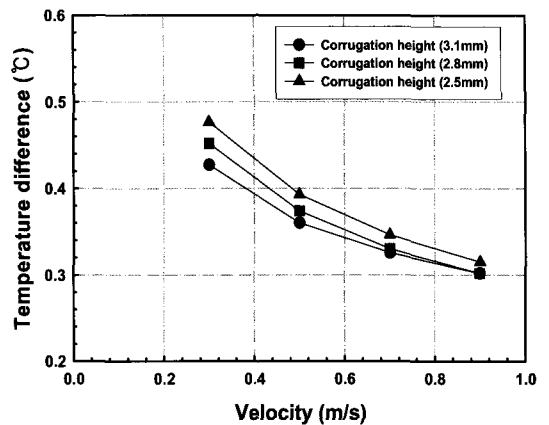


Fig. 8 Variation of the temperature difference with the velocity.

Fig. 8은 유속에 따른 주름높이별 판형 열교환기의 입출구 온도차이를 나타낸 것이다. 유속이 증가할수록 온도차이는 감소하는 경향을 나타내

었다. 온도차이는 주름높이가 낮을수록 우수한 것으로 나타났다.

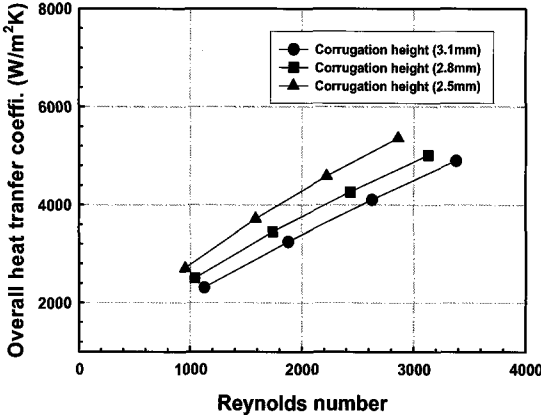


Fig. 9 Variation of the overall heat transfer coefficient with the Reynolds number.

Fig. 9는 레이놀즈수에 따른 주름높이별 판형 열교환기의 총괄열전달계수를 나타낸 것이다. 레이놀즈수가 증가함에 따라 총괄열전달계수는 증가하는 경향을 나타내었다. 주름높이가 낮을수록 총괄열전달계수는 크게 나타났고 주름높이가 2.5mm인 경우가 3.1mm에 비해 유속에 따라 9.5~17.1% 증가하는 것으로 나타났다.

이것은 전열판 사이의 주름높이가 낮을수록 전열판의 넓이는 작아지고 이로 인해 동일 유량에서 유속은 빨라져 난류생성이 더 많아질 것으로

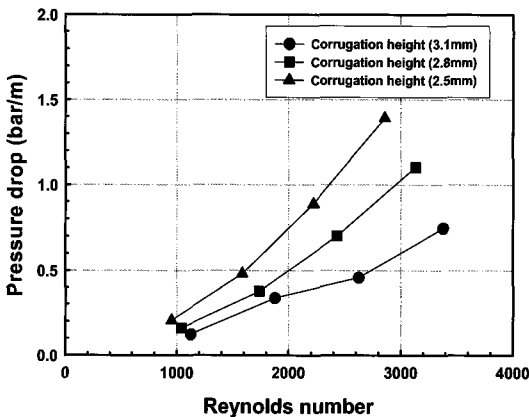


Fig. 10 Variation of the pressure drop with the Reynolds number.

판단된다. 따라서 총괄열전달계수는 주름높이가 낮을수록 열전달특성은 증가함을 알 수 있다.

Fig. 10은 레이놀즈수에 따른 주름높이별 판형 열교환기의 압력강하를 나타낸 것이다. 압력강하의 경우에는 레이놀즈수가 증가할수록 증가하는 경향을 나타내었다.

레이놀즈수가 2,300 이상의 경우 저 레이놀즈수에 비해 압력강하는 주름높이에 따른 증가폭이 더 커짐을 확인할 수 있다. 이것은 본 수치해석에서는 내부 유동을 층류(laminar)모델로 한정하여 해석을 하였으므로 레이놀즈수 2,300이상의 천이 영역에서는 상대적으로 결과값에 대한 정확도가 떨어진다고 판단할 수 있다. 이를 해결하기 위해서는 표준 k-ε 난류모델 등을 통한 수치해석 결과의 보완이 필요할 것으로 판단된다.

또한 압력강하는 주름높이가 낮을수록 더 크게 나타났으며, 주름높이가 2.5mm인 경우 3.1mm에 비해 유속에 따라 65.7~86.0%로 크게 증가하는 것으로 나타났다. 이것은 주름높이가 커질수록 유체가 흐르는 단면적은 커지게 되어 유속이 느려지므로 압력강하량은 감소하는 것으로 판단된다. 이러한 경향은 Kim[8] 등의 연구를 통해서도 주름높이가 커질수록 압력강하량은 감소한다는 유사한 결과를 확인할 수 있다.

4. 결론

CFD 해석을 통하여 전열판의 주름높이 변화에 따른 판형 열교환기의 열전달 및 압력강하 특성을 평가한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- (1) 수치해석 결과를 통하여 주름높이가 다른 3가지 타입 판형 열교환기의 열전달 및 압력강하 성능이 예측 가능하였고 입출구에서 온도 및 압력의 변화를 확인할 수 있었다.
- (2) 주름높이가 다른 3가지 타입의 판형 열교환기 열전달 성능은 유속이 증가할수록 온도차는 감소하고, 레이놀즈수가 증가할수록 총괄열전달계수는 증가하는 경향을 나타내었다. 열전달계수는 주름높이가 낮을수록 우수한 것으로 나타났으며, 주름높이가 2.5mm인 경우 3.1mm에 비해 유속에 따라

- 9.5~17.1% 증가하는 것으로 나타났다.
- (3) 압력강하의 경우에는 레이놀즈수가 증가할수록 압력강하는 증가하는 경향을 나타내었다. 압력강하는 주름높이가 낮을수록 더 크게 나타났으며, 주름높이가 2.5mm인 경우 3.1mm에 비해 유속에 따라 65.7~86.0%로 크게 증가하는 것으로 나타났다.

후 기

본 연구는 2009년도 지식경제부의 재원으로 한국에너지 기술평가원(과제번호 : 2009T100101041)의 지원을 받아 수행한 연구 과제입니다.

참고문헌

1. Son, J. W., Kang, H., Kim, Y. C., Park, J. H., Cho, S. Y. and Lim, H., 2010, Analytical study on the performance characteristics of plate heat exchangers with geometric design parameters, Proceedings of the KSME 2010 Fall Annual Meeting, pp. 2389-2394.
2. Park, J. H., Lim, H., Cho, S. Y., Kang, I. S., Kim, J. K., Hur, I. E., Ko, S. K., Kwak, S. S. and Kim, J. J., 2010, The study of development of super high efficiency plate heat exchanger for district cooling system, Proceedings of the KSMME 2010 Fall Annual Meeting, pp. 423-428.
3. Kwon, O. K., Cha, D. A., Park, J. H., Cho, S. Y., 2011, Heat flow analysis of plate heat exchanger for district cooling system, Proceedings of the SAREK 2011 Summer Annual Conference, pp. 1111-1116.
4. Khan, T. S., Khan, M. S., Chyu, M. C. and Ayub, Z. H., 2010, Experimental investigation of single phase convective heat transfer coefficient in a corrugated plate heat exchanger for multiple plate configurations, Applied Thermal Engineering, Vol. 30, pp. 1058-1065.
5. Tsai, Y. C., Liu, F. B. and Shen, P. T., 2009, Investigation of the pressure drop and flow distribution in a chevron-type plate heat exchanger, International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 36, pp. 574-578.
6. CFX Release 11.0 Training Manual, ANSYS Inc.
7. Kakac, S. and Liu, S., 2002, Heat exchangers selection, rating and thermal design, CRC, USA, chapter 10.
8. Kim, K. R., Kim, I. G. and Yim, C. S., 2002, Numerical analysis on Heat transfer characteristics and pressure drop in plate heat exchanger, Journal of the Korean Solar Energy Society, Vol. 22, No. 2, pp. 19-26.