

## 판형 열교환기의 OTEC 플랜트 적용에 관한 연구

천 원 기\* · 강 상 훈\*\*

### A Study on the Application of Plate Type Heat Exchangers for OTEC Plants

Won-Gee Chun\* and Sang-Hoon Kang\*\*

#### ABSTRACT

Plate heat exchangers have less limitation on space and weight because they can be small with higher heat transfer coefficients rather than air-cooled, shell-tube, and plate-fin heat exchangers. And, heat exchange can be efficiently performed even though the temperature difference of sea-water is small. They also have expense reduction effect in case that we use expensive materials for corrosion prevention and have merits of cleaning and changing design easily. So, plate heat exchangers are more suitable for evaporator and condenser of OTEC system.

**Key words** : Plate heat exchanger, OTEC

#### 1. 서 론

OTEC은 해양의 표면수와 심해수간의 온도차를 이용하여 전력을 생산하는 기술로서 그 온도차가 15°C ~ 20°C가 넘으면 전력생산에 적합한 것으로 알려져 있다. 해양에너지원에서 추출할 수 있는 가능 전력량은 전세계 총 에너지 소비량( $9.8 \times 10^9$  kW)의 약 4,000 배 정도이므로 이중 극히 일부를 사용하여도 인류의 에너지 문제는 크게 개선될 것이다. 그리고 앞으로의 에너지 고갈상태와 환경문제가 점점 더 중요한 과제

로 대두될 전망이므로 2010년에는 OTEC 발전이 전 세계적으로 일반화되고 나아가서 주 에너지원으로 부상할 것으로 예상되고 있다.

OTEC은 표면수와 심해수 간의 온도차를 이용하여 전력을 생산하는 공정이다. 그러므로 매우 적은 온도차를 효율적으로 이용하여야 하며 심해수를 끌어올리기 위한 펌핑동력의 절감을 위해 해수의 단위체적 당 최대의 에너지 변환을 이루어야 한다. 이러한 이유로 OTEC 발전에서는 열교환기의 선택이 무엇보다 중요하다.

일반적으로 공업적인 목적으로 많이 사용되는 열교환기이며 많은 연구가 진행되어 적절한 설계인자의 선택이 용이한 Shell and Tube 열교환기가 OTEC 시스템에 적용되어 왔다. 그러나 OTEC에서 요구되는 열교환기는 매우 적은 온도 근접성 및 오염에 대한 청소의 용이성, 해수에 대한 내식성 등의 조건이 충

\* 제주대학교 에너지공학과, 산업기술연구소  
Faculty of Mechanical, Energy & Prod. Engineering, res. Insti. Ind. Tech., Cheju Nat'l Univ.

\*\* 제주대학교 대학원  
Graduate School, Cheju Nat'l Univ.

족되어야 한다. 또한 펌핑동력의 절감을 위한 높은 열전달률을 나타내야 하며 설치 조건상 부피와 무게가 비교적 적은 열교환기이어야 한다.<sup>1)</sup>

여러 열교환기 중 판형 열교환기는 이러한 조건들을 만족한다. 판형 열교환기는 내부 유로의 특성에 의해 비교적 낮은 유속에서도 난류를 형성하여 높은 열전달률을 얻을 수 있으며 난류 효과에 의해 오염물이 작다.<sup>2)</sup> 또한 오염이 발생하였을 경우에도 간단한 구조로 인해 쉽게 분해하여 청소를 할 수 있다. 높은 열전달율을 얻을 수 있기 때문에 Shell and Tube 열교환기에 비해 소형으로도 요구되는 열전달 효과를 얻을 수 있기 때문에 부식 방지를 위해 고가의 재질을 사용하여야 하는 경우에 상당한 경제적 이득을 얻을 수 있다.

현재까지 판형 열교환기에 대해 다양한 실험이 수행되었으나 이러한 경우 약간의 설계변경에도 실험을 다시 반복해야 하는 것이 문제점으로 지적되고 있다. 그러나 수치해석을 통한 열교환기의 해석은 설계변경에 따른 전체 열교환기 성능을 쉽게 예측할 수 있게 한다. 또한 내부유로를 따라 유동이 어떻게 형성되는가를 가시화 할 수도 있다. 그러므로 판형 열교환기의 수치해석은 사용된 지배방정식과 가정이 타당하다면 실험으로 측정하기 어려운 유동구역에 대한 자세한 유동정보를 제공할 수 있으며, 입출구 조건 및 유동 매개변수들을 제어할 수 있으므로 판형 열교환기 최적설계에 매우 중요한 역할을 한다.

판형 열교환기 해석은 내부유로의 복잡성으로 인해 주로 실험에 의존하여 왔으며 수치해석을 위한 해석 영역의 선정과 격자 구성, 수치해석 알고리즘의 선택 등의 연구가 거의 전무한 상태이다. 그러므로 본 연구에서는 판형 열교환기 수치해석을 위한 적절한 가정과 판형 열교환기 내부에 형성되는 유로에 대한 정확한 고찰을 통해 해석영역을 선정하고 해석영역의 격자계를<sup>3)</sup> 구성하여 유로 내부에 형성되는 유동 형태를 관찰하고 설계 파라미터의 변화에 따른 전체 열전달 특성 및 압력강하 특성을 고찰하고자 한다.

## II. 판형 교환기의 성능 해석

### 2.1. 수치해석 모델링의 기본가정

판형 열교환기의 열전달 특성 및 압력강하 특성을 고찰하기 위한 해석영역은 3개의 전열판으로 구성되는 2개의 유로이다. 이때 전열판의 모양이 좌우 대칭이므로 전열판의 일부분만을 해석하였으며 다음과 같은 가정을 하여 해석을 간략화 하였다

1) 유체의 물성치는 온도에 대하여 일정하다.

해석에 사용된 유체의 고, 저 온도차는 크지만 각 유체는 전열판에 의해 분리되어 있으며 열전달에 의한 온도 변화가 크지 않으므로 해석에 사용된 물성치는 일정하다고 가정하였다.<sup>4)</sup>

2) 오염(fouling)이나 채널벽의 열전도도에 의한 열전달저항은 무시한다.<sup>5)</sup>

판형 열교환기는 오염에 대한 영향이 적으며 전열판의 두께가 매우 얇으므로 전열판의 열전달 저항은 무시하였다.

3) 열교환기 주변으로의 열손실은 없다.

전열판 사이에 형성되는 유로가 외부와 접하는 부분은 매우 적으므로 열교환기 옆면으로의 열손실은 무시할 수 있다.<sup>6)</sup> 또한 판형 열교환기 첫 번째와 마지막 판은 한쪽으로부터 열교환이 이루어지지만 전열판과 프레임사이의 공기가 단열효과를 나타내므로 주변으로의 열손실은 없다고 가정하였다.

4) 유로에서의 유동분산은 모든 채널에서 동일하게 이루어진다.

유체가 전열판 사이의 유로를 통해 흐를 때 전열판 형상에 따라 균일한 유동분산은 이상적인 경우이나 해석의 간략화를 위해 입구 영향을 무시하였다.

5) 중력에 의한 영향은 무시하였다.

6) 완전한 대향류(counter flow)이다.<sup>7)</sup>

### 2.2. 지배 방정식

1) 연속 방정식

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = s_m \cong 0 \quad (1)$$

여기서  $s_m$ 은 질량 생성항으로 액적의 증발 등에 기인한 질량변화를 의미하나 본 연구에서는 상변화를 고려하지 않으므로 이 항은 고려되지 않는다.

2) 운동량 방정식

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j - \tau_{ij}) \\ = \frac{\partial p}{\partial x_i} + s_i \end{aligned} \quad (2)$$

여기서  $\tau_{ij}$ 은 응력항을 나타내며 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \tau_{ij} = \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \\ - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} - \overline{\rho u_i' u_j'} \end{aligned} \quad (3)$$

여기서  $\delta_{ij}$ 는 Kronecker delta 이다.

응력항에서 난류유동에 기인하는 Reynolds 응력은 표준  $k-\epsilon$  난류모델과 연관된 항이다. 식 (2)의  $s_i$ 는 체적력과 표면력을 포함한 생성항이나<sup>8)</sup> 본 연구의 경우 중력을 고려하지 않으며 고온 유체가 상부에 존재하는 밀도적으로 안정된 강제 유동이므로 부력에 의한 영향도 무시할 수 있으므로 생성항은 고려되지 않는다.

3) 에너지 방정식 .

열전달 계산은 수치해석을 수행하기 위한 패키지인 STAR-CD내에서<sup>9)</sup> 다음과 같은 일반적인 유체 혼합물에 의한 에너지 보존 방정식의 텐서 표현식을 사용한다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho h) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j h - \frac{\partial T}{\partial x_j}) = \\ \frac{\partial p}{\partial t} + u_j \frac{\partial p}{\partial x_j} + \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + s_h \end{aligned} \quad (4)$$

여기서 엔탈피  $h$ 는 다음과 같다.

$$h = \overline{c_p} T - c_p^0 T_0 + \sum m_m H_m \quad (5)$$

여기서  $m_m$ 은 성분  $m$ 의 질량분율,  $H_m$ 은 성분  $m$ 의 응고 잠열,  $\overline{c_p}$ 는 온도  $T$ 에서의 평균 정압비열,  $c_p^0$ 는  $T_0$ 에서의 정압비열,  $s_h$ 는 에너지 생성항이다.

본 연구에서는 정상상태를 다루므로 시간에 대한 미분항이 없어진다. 또한 화학반응이나 상변화에 의한 에너지 생성이 없으며 내부 열원이 없으므로 생성항  $s_h$ 는 무시된다.

4) 표준  $k-\epsilon$  난류모델

표준  $k-\epsilon$  난류모델의 난류 운동에너지( $k$ ) 및 난류 소멸율( $\epsilon$ ) 방정식은 다음과 같다.

가. Turbulence Energy ( $k$  - Equation)

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \rho u_j k - \frac{\mu_{eff}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) \\ = \mu_i (P - P_B) - \rho \epsilon - \frac{2}{3} \left( \mu_i \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \end{aligned} \quad (6)$$

$$P = \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) .$$

$$P_B = - \frac{1}{\rho} \frac{g_i}{\sigma_{k,t}} \frac{\partial \rho}{\partial x_i}$$

여기서  $\mu_{eff} = \mu + \mu_t$ 이며  $\sigma_k$ 는 실험 상수이다. 우변의 첫 번째 항은 난류 운동에너지에 의한 생성항( $P$ )과 부력에 의한 생성항( $P_B$ )을 의미하며 두 번째 항은 점성 소산항이며 세 번째 항은 압축성을 고려하였을 경우 나타나는 항이다.

본 연구에서는 정상상태 유동이므로 시간 미분항은 없어지며 밀도적으로 안정된 유동이므로 난류유동에 대한 부력의 감쇄영향이 거의 없으므로 부력에 의한 생성항도 무시된다. 또한 비압축성 유체이므로 압축성 효과도 고려되지 않는다.

나. Turbulence Dissipation Rate (  $\epsilon$  - Equation)

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \rho u_i \epsilon - \frac{\mu_{eff}}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right) = C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} \left[ \mu_t (P + C_{\epsilon 3} P_B) - \frac{2}{3} \left( \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right] - C_{\epsilon 2} \rho \frac{\epsilon^2}{k} - C_{\epsilon 4} \rho \epsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \quad (7)$$

여기서  $\sigma_\epsilon$ ,  $C_{\epsilon 1}$ ,  $C_{\epsilon 2}$ ,  $C_{\epsilon 3}$ ,  $C_{\epsilon 4}$ 는 실험상수이며 Table 1에 나타내었다. 우변은  $k$ -equation과 유사한 효과를 나타낸다.

Table 1. Values assigned to standard  $k-\epsilon$  turbulence model coefficients

Coefficient	$C_\mu$	$\sigma_k$	$\sigma_\epsilon$	$\sigma_t$
Value	0.09	1.0	1.22	0.7
$C_{\epsilon 1}$	$C_{\epsilon 2}$	$C_{\epsilon 3}$	$C_{\epsilon 4}$	$k$
1.44	1.92	1.44	-0.33	0.42

2.3. 경계조건

1) 입구조건

판형 열교환기에서 대향류 유동일 경우 Fig. 10에서와 같이 고온유체와 저온유체가 서로 엇갈리는 방향으로 흐르게 된다. 고온유체는  $y = 0$ 인 위치가, 저온유체는  $y = 0.08m$ 인 위치가 입구측이 된다.

입구조건으로는 각 case 별로 일정 유속 조건을 주었으며 난류 유동 해석을 위한 입구 난류 운동에너지 및 난류 소멸율은 다음 식들을 사용하여 경계조건을 주었다.

$$k = \frac{3}{2} (u_i I)^2, \quad \epsilon = C_\mu \frac{3}{4} \frac{k^3}{l} \quad (8)$$

여기서,  $u_i$ 는 유체의 유입속도이고  $C_\mu$ 는 Table 1

에서의 실험상수이고 0.09의 값을 갖는다. 난류 혼합 길이(mixing length),  $l$ 은 입구 수력지름의 10%를 주었으며 난류강도(turbulence intensity)는 아주 조용한 유동에서는 2~3% 정도, 활발한 혼합이 일어나고 있거나 거친 표면을 갖는 유동에서는 10~12% 정도의 값을 갖는 것으로 알려져 있으므로 입구의 난류강도는 5%를 적용하였다.<sup>2)</sup>

2) 출구조건

열교환기의 입구측으로 유입된 유량은 출구측으로 모두 유출되어 전체 해석영역을 통하여 질량보존법칙이 만족하도록 적용한다. 출구에서의 유동조건은 완전 발달한 유동으로 출구에서의 모든 변수값들은 출구직전의 상류값과 같다는 가정하에 Neumann 형 경계조건을 적용하였다.

$$\frac{\partial u}{\partial n} = \frac{\partial v}{\partial n} = \frac{\partial w}{\partial n} = \frac{\partial p}{\partial n} = 0$$

$$\frac{\partial T}{\partial n} = \frac{\partial k}{\partial n} = \frac{\partial \epsilon}{\partial n} = 0 \quad (9)$$

여기서  $n$ 은 출구경계면에 수직한 방향을 의미한다.

2.4. 열전달 특성

1) Case 1 : 세브론각도를 변수로 하였을 경우

세브론각의 변화가 전열판의 열전달 특성에 미치는 영향을 알아보기 위해 Table 2와 같이 30°, 37.5°, 45° 및 52.5°의 4가지 경우에 대하여 해석을 수행하였다. 일반적으로 세브론각의 증가는 유로내의 난류 생성을 촉진하여 낮은 유입 속도에서도 충분한 열전달 효과를 얻을 수 있다고 알려져 있다. 즉, 열전달 특성은 세브론각의 변화에 비례하는 관계를 보인다.

Fig. 1에서 보듯이 단위면적 당 열전달 유효 총합열 전달계수는 세브론각에 비례하는 결과를 보였으며 45°와 52.5° 사이에서의 증가율이 가장 큼을 알 수 있다.

2) Case 2 : 유량을 변수로 하였을 경우

유입되는 유량의 변화에 따른 열전달 특성과 압력강하 특성을 살펴보기 위해 유입 유량을 변화시켜 해석을 수행하였다. 즉, 0.03m/s, 0.05m/s, 0.07m/s, 0.09m/s.

0.11m/s로 유입속도를 변화 시켰다.

Fig. 2에 유입속도에 대한 단위면적 당 열전달율과 총합열전달계수를 나타내었다. 그림에서 보듯이 열전달 특성은 유입속도에 비례하는 결과를 보이며 유입속도가 커질수록 총합 열전달계수가 어느 일정한 값에 수렴하는 양상을 보였다. 따라서 본 연구의 경우 유입속도를 0.09 즉, 저온유체 기준의 Re수가 1000이상일 경우 입구 유속 증가에 따른 열전달 상승 효과를 얻을 수 없을 것으로 판단된다.

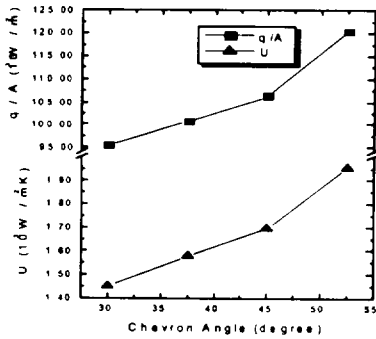


Fig. 1 Heat transfer rate per unit area and overall heat transfer coefficient with respect to chevron angle

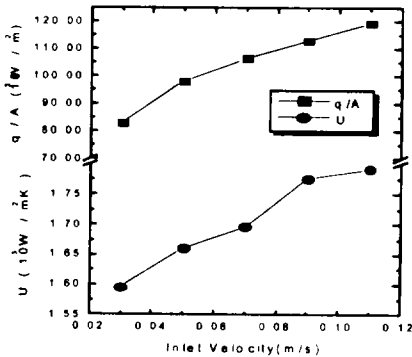


Fig. 2 Heat transfer rate per unit area and overall heat transfer coefficient with respect to inlet velocity

## 2.5 압력강하 특성

본 연구의 경우 해석영역이 한 개의 유로 중에서도

전열판의 중간부분만을 해석하였으므로 입, 출구 포트에서의 압력 손실은 고려하지 못하였으나 유로 부분에서의 압력손실은 전체 압력손실의 70% 이상을 차지하므로 압력강하 특성을 비교하는데는 무리가 없다고 판단된다.

압력강하량은 해석영역이 정상상태에 도달하였을 때 입, 출구에서의 전압력차로 구하였으며 압력강하의 계산은 SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Limited Equations) 방법을 사용하였다.

### 1) Case 1 : 세브론각도를 변수로 하였을 경우

Fig. 3에 세브론각에 대한 압력강하량을 도시하였으며 압력강하량은 세브론각에 비례하는 결과를 보였다. 이것은 전열판의 주름 형태가 유동방향에 대한 저항으로 작용하고 있기 때문이며 세브론각의 증가에 따른 압력강하량은 매우 급격한 상승을 나타내었다. 그러므로 동일 Re 수일 경우 세브론각의 증가는 압력강하의 중요 인자임을 알 수 있다. 또한 저온유체의 압력강하량이 고온유체보다 크며 이는 저온유체의 밀도가 커 압력 차를 증가시키기 때문이다.

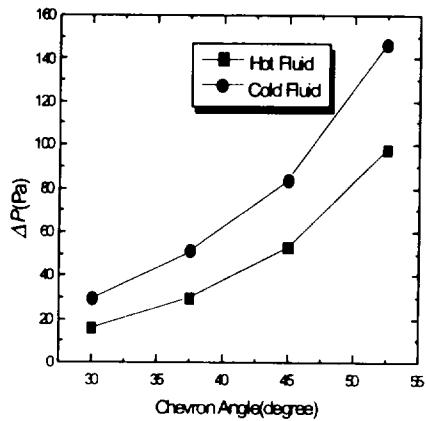


Fig. 3 Pressure drop with respect to each chevron angle

### 2) Case 2 : 유량을 변수로 하였을 경우

Fig. 4에 각 유입 속도에 대한 압력강하량을 도시하였다. 그림에서와 같이 유입속도의 증가에 따라 압력강하량은 비례하는 결과를 보였다. 이는 압력강하의 주된 두 요인 중 하나인 유체 유속 변화에 의한

운동량의 변화가 유입속도에 비례하기 때문이다. 물론 유체의 마찰력은 Re수에 반비례하지만 마찰력의 감소 정도보다 운동량의 변화가 크기 때문에 압력 강하량이 유입속도에 비례하는 결과를 보였다. 그러나 Case 1에서와 같이 급격한 증가없이 일정한 비율로 증가하는 경향을 나타내었다.

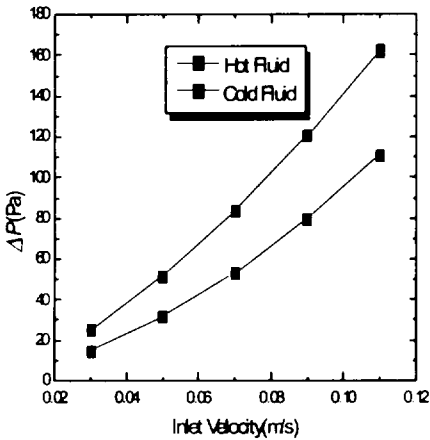


Fig. 4 Pressure drop with respect to inlet velocity

### III. 결론

판형 열교환기의 열전달 특성과 압력강하 특성을 알아보기 위해 판형 열교환기의 중요 설계 변수인 세브론각과 유입 유량을 설계변수로 하여 해석을 수행하였다. 이를 통하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있다.

1) 세브론각이 커질수록 열전달 성능은 좋아지며 주름형태는 Zig-Zag type이 열전달 측면에서 유리하다. 압력강하특성은 세브론각에 비례하여 증가하는 경향을 보였으며 세브론각이 45° 이상일 경우 압력강하가 급격히 증가하였다.

압력강하 특성은 세브론각에 비례하여 증가하였는데 이는 전열판의 주름 형태가 유동방향에 대한 저항으로 작용하기 때문이며 45° 이상일 경우 매우 급격한 상승 곡선을 나타내었다. 그러므로 동일 Re 수일 경우 세브론각의 증가는 압력강하의 중요인자임을 알 수 있다.

2) 입구유속의 증가에 따라 열전달은 증가하며 저온측의 Re 수가 1150이상일 경우 수렴양상을 보인다. 압력강하량은 입구유속에 비례하여 상승하는 결과를 보였다.

입구유속의 증가에 따라 열전달은 증가하나 유속이 빠를 경우 어느 값에 수렴하는 양상을 보였다. 본 연구의 경우 저온측의 Re수가 1150이상일 경우 입구유속 증가에 따른 열전달 상승효과를 얻을 수 없을 것으로 판단된다. 반면 압력강하량은 입구 유속 즉, Re수에 비례하여 계속 증가하는 경향을 보이므로 과도한 압력강하를 감수하면서 입구유속을 크게할 필요는 없을 것이다.

또한 입구 유속의 변화에 대한 Nu수와 압력강하량을 정규화 하여 비교해 보았을 경우 입구유속의 증가는 열전달 특성보다는 압력강하 특성에 더 많은 영향을 미치고 있음을 알 수 있다.

### 참고문헌

- 1) H. Uehara and T. Nakaoka. 1984 Shell and Plate Type Heat Exchangers for OTEC Plants. J. Solar Energy Engineering. vol. 106.
- 2) A. F. Savostin and A. M. Tikhonov. 1989. Investigation of the characteristics of plate-type heating surfaces. Int. J. Heat Mass Transfer. 28. pp.1469-1479.
- 3) M. F. Edwards. 1974. Heat transfer and pressure drop characteristics of a plate heat exchanger using newtonian and non-newtonian liquids. The Chemical Engineer. vol. 259. No. 1. pp.286-288.
- 4) R. K. Shah. 1978. Compact heat exchanger selection methods. Heat Transfer. vol. 4. pp.185-191.
- 5) W. W. Focke, J. Zachariades and I. Oliver. 1985. The effect of the corrugation inclination angle on the thermohydraulic performance of plate heat exchangers. Int. J. Heat Mass Transfer. vol. 28. No. 8. pp.1469-1479.
- 6) S. G. Kandlikar and R. K. Shah. 1989. Multipass plate heat exchangers effectiveness-NTU results

- and guidelines for selecting pass arrangements. ASME J. Heat Transfer, vol. 111, pp.300-313.
- 7) S. G. Kandlikar and R. K. Shah. 1989. Asymtotic effectiveness-NTU formulas for multipass plate heat exchangers. ASME J. Heat Transfer, vol. 111, pp.314-321.
- 8) G. Gaiser and V. Kottke.1989. Flow phenomena and local heat and mass transfer in corrugated passages. Chem. Eng. Tech., No. 12, 1989, pp. 400-405.
- 9) H. Martin. 1996. A theoretical approach to predict the performance of chevron-type plate heat exchangers. Chemical Engineering and Processing, vol. 35, pp.301-310.