

헬리컬 코일 열교환기의 평형류 관외 열전달 특성에 관한 실험적 연구

서 성 현* · 윤 상 국**

An experimental study on outside heat transfer characteristics of
a parallel-flow helically coiled tube

Seo, Sung hyun* · Yun, Sang Kook**

Abstract

The objective of present study is to find out the characteristics of heat transfer of helically coiled tube. Few studies have been done on outside of coil. They used mechanical agitator and focused on changing of the shape of agitator to improve heat transfer. But in the present study, only experiments for the parallel film flow and immersed flow were carried out without application of any mechanical devices.

The main heat exchanger consists of a helically coiled bundle of 7 copper tubes, each of 300mm diameter with a total length of 6700mm. The tube has inner and outer diameter 16.05mm and 19.05mm. R 11 flows inside of tube and evaporates, and water flows outside of tube and is cooled. The range of inside flow rate is 2.9~4.1 ℓ/min and outside is 20~35 ℓ/min.

The temperature difference between tube in and out was higher at coil outside than tube inside due to centrifugal force. When the liquid film flow over outside helically coiled tube, the heat transfer rate was higher than immersed coil due to the intensity of turbulence at film flow. And there were little effects of number of coils on heat transfer in the partially immersed pattern.

Experimental results showed that it was 10% higher than Fand 's correlation in

* 한국해양대학교 대학원 냉동공조공학과

** 한국해양대학교 기계냉동자동차공학부

the case of film flow pattern.

기 호 설 명

A : 전열면적 [m^2]	C_p : 정압비열 [$kJ/kg \cdot K$]	D : 코일 직경 [m]
d : 관 직경 [m]	g : 중력가속도 [m/s^2]	h : 열전달 계수 [$W/m^2 \cdot K$]
k : 열전도율 [$W/m \cdot K$]	L : 관 길이 [m]	\dot{m} : 질량유량 [kg/s]
P : 압력 [kg/cm^2]	Q : 열전달률 [kW]	T : 온도 [K]
ΔT : 온도차 [K]	U : 총괄 열전달계수 [$W/m^2 \cdot K$]	V : 냉매유속 [m/s]

그리스 문자

Γ : 액막유량 [$kg/m \cdot s$]	δ : 막 두께 [m]	μ : 점도 [$Pa \cdot s$]
σ : 표면장력계수 [$Pa \cdot s$]	ρ : 밀도 [kg/m^3]	

하첨자

c : 코일	cw : 냉수측	e : 출구
f : 막 (Film)	i : 입구, 관내	ℓ : 액상
o : 관외	r : 냉매측	w : 벽
v : 기상		

1. 서론

1.1 연구 배경

곡관과 코일은 전열면을 얻기 위한 가장 쉬운 수단의 하나로 이들은 보통 동이나 철, 스테인레스등의 관을 헬리컬 또는 이중 헬리컬코일형으로 제작한다. 이렇게 제작된 헬리컬 코일의 내부에는 원심력에 의해서 발생하는 2차 유동에 의해서 직관에 비해 상대적으로 복잡한 유동현상을 가진다. 헬리컬코일에 대한 초기의 연구는 대부분이 수치해석으로 상변화가 없는 단상유동에서 층류, 난류영역에 대한 관내 유체 온도분포의 해석이나 토션이나 직경비, 프란틀수, 레이놀즈수등이 누셀수 및 유동에 미치는 영향에 대해서 이루어졌다.

그 외 마찰압력강하, 임계열유속, 비등열전달계수에 대해서 활발한 연구가 진행되어 왔지만 아직까지는 충분한 결과가 얻어지지 않고 있다. 코일에서의 단상유동 마찰압력 계수는 직관에 비해서 큰 값을 가지며, 원심력 때문에 발생하는 2차유동에 의해서 복잡한 유동형태를 가진다. 이러한 2차유동은 층류유동을 안정화시키고 난류로 천이되는

레이놀즈수의 값을 증가시킨다. 코일이나 곡관내를 흐르는 유동의 마찰에 의한 압력강하와 관련하여 단상유동에 대하여 많은 연구가 이루어져 왔다. 코일내의 2상유동에 서의 마찰압력강하에 대한 연구는 물과 공기와 같이 상변화가 없는 직관내의 2상유동에서 Lockhart Martinelli가 제시한 상관식과 관련하여 이루어져 왔다. 코일에서 2상 유동 압력강하는 코일의 기하학적 형상(직경비, Helix각), 코일 중심축의 기울기, 유동 방향에 따라서 다른 특성을 보인다. Rippel등은 위에서 아래로 흐르는 공기-물, 헬륨-물, R12-물, 공기-2propanol 등의 2상유동에서의 압력강하를 코일 내부의 유동양식에 따라 상관식을 구하였다.[1] 코일관에서의 2상유동 압력강하에 대한 연구는 대부분 유동이 아래서 위로 흐르는 경우에 대하여 이루어져 왔다. Banerjee등은 수정된 Lockhart Martinelli 상관식이 실험과 잘 일치하여 작은 나선각은 압력강하에 큰 영향을 주지 않음을 보였다.[2] Kasturi 등은 물, Corn sugar 용액, 글리세린 용액, 부탄올 용액 등을 공기와 함께 사용하여 압력강하를 측정하였다. Lockhart Martinelli, Duker 등의 상관식과 비교하여 혼합물의 성분배에 따라서 차이가 있음을 보이고, Stepanek 등의 이론적 연구에서 알려진 무차원 변수들과 분리 모델로 유도된 새로운 파라미터를 도입하여 압력강하에 대한 상관식을 제시하였다.

Rangacharryulu등은 공기와 다양한 액체들의 자료로부터 Lockhart-Martinelli의 기상 압력손실 파라미터를 무차원 변수들의 함수로 나타내었다.[3] Hart등은 액상의 유량이 적은 경우에 압력강하는 기상 성분만 흐르는 경우에 대하여 직관인 경우는 70%증가하고 코일인 경우는 30%이내에서 증가한다고 하였다.[4] Saxena등은 성층화(stratified)된 유동에 대하여 액상과 기상에서의 곡률, 나선각의 영향을 각 상별로 고려하여 코일관 내의 2상유동 압력강하 상관식의 새로운 모델을 제시하였다.[5] Awwad등은 수평으로 놓여진 코일의 나선(helix)각, 직경비 등을 달리 하여 Lockhart-Martinelli상관식 형태에 Froude수를 도입하여 새로운 상관식을 제시하였다.[6] 코일내의 2상유동 압력강하는 대부분이 균일한 온도에서의 공기와 물 또는 물과의 혼합을 가지고 2상마찰압력강하에 대한 연구가 이루어져 왔다. 비등에 의한 2상유동압력강하에 대한 연구는 다음과 같다. Owhadi등은 코일직경비 $D_o/d_i=20$ 인 관내로 흐르는 대기압에서의 물을 균일 열유속으로 가열하여 얻어진 2상 마찰압력강하와 Lockhart Martinelli상관식을 비교하였다.[7] 제한된 범위의 실험조건 내에서 측정된 결과는 큰 산란을 가지고 있지만 Lockhart Martinelli의 상관식과 어느 정도는 일치하는 경향을 보이며 코일에 대한 영향을 나타내지는 않았다. Nariai는 $D_o/d_i=40$ 인 코일을 가지는 Kozeki가 실험한 1.1MPa에서의 마찰계수와 Martinelli-Nelson의 임계압력의 마찰배수를 기준으로 두 지점간의 임의의 압력에서의 마찰배수를 대수적 보간된 식으로 나타내었다. 코일에서의 비등 열전달에 대해서는 다음의 연구들이 있다.[8] Owhadi등은 물을 사용하여 코일내의 비등

열전달계수는 안쪽이 가장 작은 값을 가지며 바깥쪽이 가장 큰 값을 가진다고 하였으며 대기압에서 핵비등이 존재하는 영역을 제외하고 Chen의 F인자를 사용하여 열전달계수를 15% 정도의 정확도로 예측하였다. Campolunghi등은 실크기의 한 개의 코일을 사용하여 전체관 길이의 평균열전달계수에 대한 실험적인 상관식을 제시하였고, Richter는 물대 물의 전열인 경우 동일 유속의 직관보다 약 20% 큰 열전달계수를 갖고 있다고 보고했다. Kozei는 물로 가열한 실험을 통해 고온고압상태의 원주방향 평균 열전달계수에 Lockhart-Martinelli파라미터에 대한 상관식을 구하였으나 그의 열전달계수에 대한 결과는 많은 산란을 가지고 있다. Nariai등은 R113을 사용하여 강제대류 증발영역에 대하여 평균열전달계수를 Chen의 F인자를 사용하여 상관식을 제시하였다. Kazi등은 R113을 사용하여 0.39MPa의 압력에서 핵비등영역과 강제대류증발영역에 대한 열전달계수 상관식을 보일링수와 Lockhart-Martinelli파라미터의 함수 형태로 제시하고 임계열유속 조건의 특성에 대하여 설명하였다. Feng등은 0.4~3.5MPa 압력에서 물을 사용하여 코일의 기울어진 각도의 영향에 대하여 연구를 수행하였고, 핵비등영역, 강제대류영역, 드라이아웃 이후 영역에 대하여 각 영역에서의 열전달계수 상관식을 Lockhart-Martinelli파라미터와 환산압력의 함수로 제시하였다.[9] 코일 관외 열전달에 관하여서는 코일을 원통형 용기내에 설치한 후에 코일을 완전히 유체에 잠기게 한 상태에서 기계적 교반기를 이용한 강제대류에 관한 연구가 거의 대부분을 차지하고 있다. 자연대류에 의해 코일로 전열할 경우의 데이터는 문헌에서 그다지 볼 수 없다. 축이 수직인 헬리컬코일은 자연대류의 가열에 대해서 그다지 사용되지 않는다. 그 이유는 동일한 액이 가장 낮은 곳에서 높은 곳으로 연속해서 상승하므로 상부코일의 열전달 효과를 감소시키는 작용을 하기 때문이다. 또한 용기중의 액체를 냉각하기 위해서 코일이 사용될 경우에도 자연대류의 효과는 그다지 인정받지 못한다. 교반기를 이용한 실험에는 먼저 Chilton, Drew and Jebens은 접시형 바닥의 원관용기에 코일을 침적하고 패들 날개의 교반했을 경우에 대한 실험식을 제안했다. Kraussold는 전자의 식이 $Re=600\sim 732,000$ 범위에 성립한다고 보고했고, Oldshue와 Gretton은 각 반용기에 대한 식을 제한했다. Cummings와 West는 접시형 바닥에 코일을 침적하고 6개 곡판 터빈으로 교반했을 때의 식을 제안했고, 또 10inch벌려서 단에 곡판터빈을 고정시켰을 경우에 대해서도 실험하고 있지만 1단의 경우보다도 높은 열전달계수는 얻지 못했다고 보고되어 있다. 또 45° 의 6각평판 웬 터빈에 대해서도 실험했지만, 이 경우는 곡판터빈의 경우에 비해 10%저하되었다고 보고되어 있다.[10]

본 연구에서는 실제 상업용 시스템에 사용되고 있는 크기의 헬리컬 코일을 이용하여 헬리컬 코일 열교환기가 갖는 구조적 특성이 열전달 현상에 미치는 영향을 파악하는 것으로 특히 관외 유동현상에 따른 열전달에 관심을 두었다.

2. 이론적 배경

2.1 열전달 메커니즘

2.1.1 관내열전달

일반적인 유동비등계에서 시스템에 유입되는 작동유체는 포화온도 이하의 과냉상태이며, 액은 유로입구의 단상류 상태에서 가열되기 시작하여 벽면의 온도가 포화온도 이상이 되는 어느 위치에서 핵비등이 개시된다. 핵비등이 일어날 경우 가열면 근방의 액온은 이미 포화상태에 도달하나 주류의 액온은 대체로 과냉상태를 유지하게 된다. 핵비등개시점으로부터 주류의 액온이 포화온도에 도달하기 전까지의 비등과정을 과냉비등(Subcooled Boiling)이라 부르는데, 이러한 과냉비등은 흐름의 상태로부터, 기포가 가열면 근방에 존재하는 영역과 기포가 주류중에 분산하기 시작하여 보이드율(Void fraction)이 상승하기 시작하는 영역의 두 영역으로 구분할 수 있다. 전자를 과냉비등의 제1영역(고과냉영역), 후자를 제2영역(저과냉영역)이라 부르고, 제2영역의 개시점 즉 보이드율이 상승하는 점을 정미증기 발생점(Net vapor generation point)이라 부른다.

비등이 개시되면 전열면 표면에 기포가 생성되는데, 과냉비등으로 인하여 발생하는 보이드 즉, 포화온도 이하에서 발생하고 증가하는 증기기포는 공학적으로 아주 중요한 의미를 가지게 된다. 기포가 형성되고 발생 기포가 성장하면 열전달율은 촉진되어, 비등하지 않는 상태에서보다 몇배나 큰 열전달율을 얻을 수 있다. 따라서 유량이 적을 경우에는 벽온을 높이지 않고 효율적이고 콤팩트한 설계가 가능하게 된다. 또한 수냉각 핵반응로에서 보이드율은 핵반응에도 영향을 미치고 흐름에도 영향을 미친다.

유동비등계의 전열특성은 유로단면에 기포와 과냉액이 공존하는 복잡한 상태이므로, 유동양식의 변화와 가열열유속의 대소에 대한 관길이에 따라 변화하고 유로조건 및 가열조건에 의해 미묘한 영향을 받기 때문에 그 특성을 분명하게 밝히기는 어렵다. 이러한 과냉비등류의 열전달특성에 관한 많은 실험적, 이론적 모델들이 발표되어졌으나 대부분의 모델들은 유동상태에 대하여 기본적으로 단순화된 가정을 하고 있어, 흐름이 순차적으로 발달함에 따라 몇가지 서로 다른 유동영역이 존재하는 유로계내의 일반적인 적용은 어렵다.

적관내에서 Fair는 2상류 비등의 전열계수를 다음의 식으로 나타내었다.[11]

$$h = \alpha \cdot h_b + h_{tp} \quad (2.1)$$

α 는 핵비등의 영향을 가리키는 계수이며, $\alpha=1$ 일때는 기포류영역, $0 < \alpha < 1$ 일때는 피상류 영역이며, 환상류영역에서는 $\alpha=0$ 이다.

h_b 는 풀핵비등열전달계수를 나타내고 h_{sp} 는 2상류강제대류열전달계수로 Dengler, Davis and David, Chen등의 식으로 구해진다.[12]~[14]

2.1.2 관외열전달

관외 열전달 실험 중 침전 실험은 증발기 탱크 내에 삽입되어 있는 헬리컬 코일 열교환기를 냉수에 완전히 잠기게 한 상태(Fig. 2.1 (a))에서 냉수 유량 및 관내 냉매 유량을 변화시키면서 이루어 졌다. 그림에서 Re수는 다음과 같이 정의했다.

$$Re_f = \frac{\rho_f \cdot u \cdot D_t}{\mu_f} \quad (2.2)$$

여기서 D_t 는 증발기 탱크 내부 환상관의 직경이다.

유동형태는 관내의 이상유동과 냉수는 위에서 아래로 흐르는 직교류 형태이고 이것은 유동장내에 놓인 원관 외부에서의 열전달 현상과 비슷하다.

직교류 내의 원주면 상에서는 경계층의 박리가 일어나는 등 그 유동현상이 복잡하여 이론적으로 평균열전달계수를 구한다는 것은 거의 불가능하다. 그러나 Hilpert의 기체실험이나 Knudsen과 Katz의 액체실험결과에 의하면, 평균열전달계수는

$$Nu_f = C \cdot Re_f^n \cdot Pr^{1/3} \quad (2.3)$$

로 계산된다. 정수 및 지수는 Re_f 수의 범위에 따라 달라진다.

Fand는 특히 유체의 유동에 의해서 원주가 가열되는 경우 균일한 흐름에서 난류가 적을 때 $10^{-1} < Re_f < 10^5$ 의 범위에서의 상관식을 제시하였고 그외에 Eckert 및 Drake는 직교류 중에 놓인 원관에서의 열전달에 대해서 Churchill과 Bernstein은 $Re_d < 10^4$, $0.5 < Pr$ 인 범위에서의 관계식을 제시하였다.[15]

적하 실험에서의 유동현상은 Fig. 2.1의 (b)와 같이 침전 때와는 다소 다른 액막 열전달이다. 액막 열전달에 관한 실험은 여러 연구자들에 의해 수행되었다. Fletcher등은 직경 25.4mm, 50.8mm 동관에 물을 매체로 사용한 실험에서 열전달계수는 열유속이 낮은 영역에서는 열전달계수가 열유속에 관계없이 일정함을 보였다. 그러나 액막

유량이 증가할수록 열전달계수가 증가함을 발견하였다. 그들의 실험 범위는 난류 액막 영역에 속한다. 난류영역에서는 액막유량이 증가할수록 액막내 난류강도가 커져 열전달계수가 증가하는 것으로 알려져 있다. Owens와 Conti도 Fletcher와 유사한 경향을 얻었으나 난류영역에서의 열전달계수가 액막 유량과는 무관하다고 보고하고 있다. 최근에 Parken등은 직경 25.4mm, 50.8mm 동관에 물을 매체로 사용한 실험에서 액막유량이 증가할수록 열전달 계수가 증가한다고 보고하였다. 그들의 실험범위는 난류 액막 영역에 속하였다. 지금까지의 연구에서는 연구자에 따라 각기 열전달 특성이 다르다.[16]

McAdams는 수평관 외면에 물을 유입하고, 그 실험결과를 정리해서 다음 식을 제안했다.[17]

$$h_f = 187(\Gamma/d_o)^{1/3} \tag{2.4}$$

이 식은 유체가 물이며 $Re < 2100$, $d_o = 0.034 \sim 0.114m$ 의 경우에만 적용할 수 있다.

Hofmann은 수평관을 유하하는 액막에 관해, 이론적 해석 및 실험의 결과를 다음과 같이 정리 하였다.[18]

$$\delta = 1.34 \left(\frac{3\Gamma \cdot \mu_l}{\rho_l^2 \cdot g} \right)^{1/3} \tag{2.5}$$

액막의 평균열전달계수 h_f

$$h_f = 0.205 \left(\frac{\Gamma^{0.38}}{d_o^{0.535}} \right) \cdot \left[\frac{3.4 C p_l^{0.535} \cdot \rho_l^{0.31} \cdot k_l^{0.46}}{(\mu_l/g)^{0.155}} \right] \tag{2.6}$$

적용범위는 $Re < 1,600$ 이다.

마지막으로 위의 적하와 침전 공존시 열교환기의 성능에 미치는 영향을 실험하기 위해서 Fig. 2.1의 (c)와 같은 유동형태로 실험을 하였다. 유동형태는 직교류중에 놓인 원관에서의 열전달과 액막전열의 복합형태로 이로 인하여 열전달에 미치는 영향을 살펴 보았다.

2.2 헬리컬 코일 열교환기 설계

2.2.1 증발부

관내부 열전달 계수는 Tong의 식을 이용하여 구하였다. [19]

$$Nu_i = 0.0186875 Re^{0.8} Pr_i^{0.4} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.375} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0.075} \frac{(x_e - x_i)}{(x_e^{0.325} - x_i^{0.325})} \quad (2.7)$$

여기에서 가정을 하였는데, 코일의 입구는 완전한 액상 즉, $x_i=0$ 이고 코일 출구에서는 $x_e=1$ 로 하였다. 증발기 관내부로는 R-11액이 통과하면서 상변화를 일으켜 외부의 냉수를 냉각시킨다.

관외부 열전달 계수를 구하는데 사용한 계산식은 Fand의 식으로 다음과 같다.

$$Nu_f = (0.35 + 0.56 Re_f^{0.52}) Pr_f^{0.3} \quad (2.8)$$

위 식의 범위는 $10^{-1} < Re_f < 10^5$ 이다.

총괄열전달 계수 및 전열량은 다음과 같은 식으로 나타내었다.

$$U_o = \frac{1}{\frac{A_o}{h_i A_i} + \frac{A_o \ln \left(\frac{d_o}{d_i} \right)}{2\pi k t} + \frac{1}{h_o}} \quad (2.9)$$

$$Q = U_o A_o \Delta T_{lmt} \quad (2.10)$$

$$\Delta T_{lmt} = \frac{(T_{wi} - T_{ro}) - (T_{wo} - T_{ri})}{\ln \frac{(T_{wi} - T_{ro})}{(T_{wo} - T_{ri})}} \quad (2.11)$$

$$A_o = \pi d_o L \quad (2.12)$$

증발기 전체의 구성은 Fig. 2.2와 같이 상부 덮개, 냉수 분배기, 헬리컬 열교환기 배관, 외곽부의 4부분으로 구성된다. 열교환용 증발기를 제외한 모든 부분은 아크릴로 제

작되었다.

Fig. 2.2에서와 같이 좌측하단에서 올라온 냉수는 상부덮개, 냉수 분배기에 의해 증발코일로 적하되며 열교환을 한다. 코일이 물에 잠기는 정도에 따라 열전달율의 변화도 기대할수 있으므로 여기에 대한 실험도 수행하였다. 증발기용 열교환기는 동관으로 제작하였다.

2.2.2 응축부

응축기는 증발기에서 발생한 R-11증기를 포집하여 관내로는 냉각수를 흘려서 다시 액냉매로 회수하는 장치인데 응축기도 증발기와 마찬가지로 헬리컬코일 형태로 제작하였다. 관내로는 일정온도의 냉수를 계속적으로 순환시켜서 냉매 응축잠열을 제거하게 하였다. 이 때 냉매는 가능한 과냉이 되지않도록 하였다. 과냉이 되면 시스템 압력이 진공으로 떨어져서 실험 조건이 이루어지지 않기 때문이다.

관내 열전달계수는 일반적으로 널리 사용되는 Dittus & Boelter의 식을 사용하였다. 관내에는 단상유동으로 관외에 R-11이 응축할 때 발생하는 응축열을 제거하는 기능을 한다.

$$Nu_i = 0.023Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \quad (2.13)$$

관외 응축 열전달계수를 구하는 데에는 Nusselt의 식을 사용하였다.

$$h_o = 0.729 \left[\frac{g\rho_l(\rho_l - \rho_v)k_l^3 h'_{fg}}{\mu_l(T_{sat} - T_l)d} \right] \quad (2.14)$$

2.2.3 냉수 분배기 및 기타

증발기 외곽부는 제작된 증발기를 수용할 정도의 원통형으로 제작되었으며 직경은 350mm, 높이는 600mm로 유동현상을 관찰할 수 있도록 투명 아크릴을 사용하였다. 냉수 분배기의 설계는 적하 실험시 증발기 관으로 냉수가 적절히 적하 될 수있도록 최대 유량조건에서 설계를 하였다.

냉수 분배 방식은 트레이를 사용한 자유낙하 방식으로서 장점으로는 어느 위치에서나 액이 균일하게 산포되고 소용 순화펌프의 동력도 적게 든다는 이점이 있다. 트레이 구멍의 크기 및 간격은 다음과 같은 계산식을 이용하여 정하였다.

베르누이 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 = \frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} + gz_2 \quad (2.15)$$

여기서 수면(점1)의 속도는 계속해서 유량이 공급되어 일정수두($z_1 - z_2 = h$)를 이루고 있으므로 “0”으로 한다.

$$\Delta P = gh = \frac{1}{2} v_{ideal}^2 \quad v_{ideal} = \sqrt{2gh} \quad (2.16)$$

연속의 방정식에서 다음을 얻을 수 있다.

$$\dot{Q} = Nc_c A_o v_{actual} = Nc_c A_o c_v \sqrt{2gh} = Nc_d \frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{2gh} \quad (2.17)$$

여기서 N 은 노즐의 개수로 총 63개를 만들었다. 이 수는 물, 에틸알콜(Ethyl alcohol)이나 암모니아등 점성이 낮은 액체가 수평관을 타고 흘러내릴 경우 액적사이의 거리 λ 는 레일리 테일러의 불안정 파장(Rayleigh-Taylor instability wavelength)과 거의 일치함을 밝힌 Yung(1980)의 아래와 같은 식을 이용하여 구하였다.[20]

$$\lambda = 2\pi \left(\frac{n\sigma}{\rho g} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.18)$$

여기서 n 은 약 2와 같다. 여기서 구한값과 실질적인 실험을 통하여 공급유량이 관에 전체적으로 적셔들어 갈 수 있는 구멍의 간격을 잡아내었다. 설계조건에 의하면 \dot{Q} 는 막레이놀즈 수를 고려하여 최대유량을 잡았다.

냉수분배기 내부에 냉수가 h (m) 쌓일 경우에 분배기 노즐의 직경은 다음과 같이 계산된다.

$$d = \left(\frac{4\dot{Q}}{c_d N \pi} \right)^{1/2} \left(\frac{1}{2gh} \right)^{1/4} \quad (2.19)$$

3. 실험 장치 및 실험 방법

3.1 실험장치

실험장치의 계통도는 Fig. 3.1과 같이 액저장탱크(Receiver), 냉매순환펌프(Magnetic gear pump), 냉매유량계(Oval micro motion mass flow meter), 필터드라이어(Filter Dryer), 헬리컬 코일 증발기, 냉수유량계, 항온기, 헬리컬 코일 응축기, 냉각수 순환펌프 등으로 구성되어 있다.

먼저 실험의 중심부인 헬리컬 코일 증발기는 현재 상업용으로 사용되고 있는 흡수식 시스템에 장착된 증발기 같다. 코일 직경은 300mm이고, 관의 외경은 19.05mm 내경은 16.05mm 길이는 6.7m 단수는 7단이다. 재질은 동으로 하였고 관의 두께가 얇은 경우에는 코일 제작시 관내 유로 단면적이 일정치 않게 되어서 1.5mm의 것을 사용하였다. 증발기 코일은 증발기 탱크(외곽부)의 내부에 설치되는데 탱크는 원통형으로 직경 350mm, 높이 600mm의 크기로 관외 유동현상과 열전대의 부착상태를 확인 하기 위해서 투명 아크릴로 제작 되었다. 탱크의 상부에는 냉수 적하시 냉수가 코일관에 균일하게 유하 될 수 있도록 냉수 분배기를 설계 제작하여 설치하였다. 냉수 분배기도 마찬가지로 아크릴로 제작되었으며 직경 4.2mm의 구멍을 63개 뚫어서 사용하였다. 응축기도 마찬가지로 헬리컬 코일형이고 관경 및 코일경은 증발기와 같다. 응축기 탱크는 스테인리스 스틸로 제작 되었으며 관외 응축을 관찰하기 위해 투시창을 설치하였다.

3.2 실험조건 및 방법

실험에 사용된 변수들은 관내 냉매 유량, 관외 냉수 유량, 관외 유동방식과 침전 및 적하 단수의 변화이다. 본 실험의 목적은 헬리컬 코일 증발기의 관외 유동현상에 따른 관외 열전달계수를 구하는 것과 침전, 적하 공존시 증발기의 성능을 최대로 발휘할 수 있는 최적 단수비를 구하는데 있다. 냉매유량은 2.9 ~ 4.1 ℓ/min의 범위에서 변화시켰으며 냉수유량은 20 ~ 35 ℓ/min의 범위에서 실험을 수행하였다.

본 실험에 들어가기 전에 모든 측정장치의 작동여부를 확인한다. 먼저 응축기에 냉각수를 순환시켜서 시스템 내에 기상으로 존재하는 냉매를 응축시킨다. 동시에 항온기로는 냉수의 온도를 실험 조건에 따라 조절한 다음 증발기부로 순환시켜서 헬리컬 코일이 균일한 온도로 유지되게 한다. 냉수를 순환시키면서 밸브를 조절하여 필요 유량만큼 흐르게 한다. 이런 준비가 끝나면 마지막으로 코일의 온도를 확인 한 다음 냉매 유량용 펌프 입구에 설치된 샘플링 포트에 냉매액이 펌프 입구에 도달하였는지 여부를 확인한다. 응축기에서 응축된 냉매액은 일단 냉매저장용기에 저장된 냉매 펌프로

흡입된다. 냉매펌프는 제어기에 의해 그 회전수가 제어되며 가동 초기에는 회전수를 천천히 높였다가 필요냉매유량이 되게 한다. 유량계를 거치면서 체적유량이 측정된 후 필터드라이어에 유입한다. 실리카겔이 봉입되어있는 필터드라이어에서는 냉매의 물성치에 영향을 줄 수 있는 수분 등의 이물질을 제거하게 된다. 필터드라이어를 유출한 냉매액은 완전 발달된 유동을 얻기 위해 설치된 직관부를 거쳐 코일로 유입된다. 코일 입구에 설치된 압력계와 열전대로 온도, 압력을 측정한다. 냉매는 코일의 최상부로 공급되며 하부로 내려갈수록 관외부 냉수를 냉각시키고 증발하기 시작한다. 기상이 된 냉매는 다시 응축기로 돌아오고 응축되어서 실험 사이클을 이루게 된다.

3.3 데이터 처리

관외 열전달 실험에서는 관벽 온도와 주류 온도의 측정이 중요하다. 특히 헬리컬 코일 증발기에서는 관내부의 2차 유동으로 인하여 원주방향으로의 온도 구배가 생긴다. 이 때문에 관외벽에서도 온도분포에도 영향을 친다. 본 연구에서는 코일 안쪽과 바깥쪽 그리고 매 180° 마다 열전대를 설치하였다. 열전대는 Omega사의 T형을 사용하였으며, 스폿 용접기로 양 접점을 접합시켰다. 제작된 열전대는 증발기 벽에 설치하기 전 얼음통을 이용하여 보정을 하였으며 그 오차의 한계를 $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$ 로 제한하여 범위를 넘을 경우는 다시 제작하였다.

관외벽에 열전대를 부착함으로써 유동에 영향을 줄 수 있으므로 이를 최소화하기 위하여 관벽에 감온부가 들어갈 만큼의 홈을 내어서 삽입한 후 외부 냉수 온도의 영향을 받지 않게 하기 위해 단열 처리하였다. 관의 주류온도의 측정을 위해서 열전대를 관벽에서 일정간격 띄워서 관벽온도측정용 열전대와 동일위치에 감온부가 있도록 하였다. 냉수의 유동으로 인하여 열전대가 움직일 우려가 있어서 단단히 고정하였다. 관벽으로부터의 이격거리는 Hofmann이 제시한 다음과 같은 수평관외를 유하하는 액막의 평균 두께를 구하는 식을 이용하여 최소유량에서의 액막두께를 계산하였으며 열전대 감온부가 관벽과 액막 사이에 위치하게 했다.

$$\delta = 1.34 \left(\frac{3\Gamma \cdot \mu_l}{\rho_l^2 \cdot g} \right)^{1/3} \quad (3.1)$$

열전대에 의해서 측정된 온도는 데이터로그와 PC에 연결하여 저장하였다.

코일관벽에 적하 및 침전되는 냉수의 유량 측정을 위해서 유량범위 5~40 l/min의 로타미터를 사용하였다. 냉수 유량의 조절은 온수 공급 장치(Heater unit)의 출구에 설

지된 펌프와 바이패스 라인(By pass line)의 밸브로 하였다. 측정된 유량과 냉수 입출구 온도차로 다음과 같은 식으로 전열량을 계산하였다.

$$Q = \dot{m}C_p\Delta T \quad (3.2)$$

본 실험에서 사용된 냉매는 R-11로서 비등점이 대기압에서 23.7°C로서 비교적 취급이 간단하기 때문이다. 냉매유량계로는 Oval의 전자식 질량 유량계(Electronic mass flow meter)를 사용하여 코일 입구의 액 냉매의 유량을 측정하였다. 코일에서의 압력 측정은 전자식 압력계를 사용하여 입력전류에 대한 출력전류를 측정하여 압력으로 환산하였다.

4. 실험 결과 및 고찰

4.1 관벽 온도 분포

헬리컬 코일의 관벽온도를 다음과 같은 무차원 변수로 나타내었다.

$$\theta = \frac{T_{b,i} - T_{wall}}{T_{b,i} - T_{b,o}} \quad X = \frac{x}{L} \quad (4.1)$$

x 는 증발기 입구에서 측정지점까지의 거리를 L 은 코일 1단의 길이를 나타낸다.

이미 알려진 바와 같이 헬리컬 코일 내에서는 원심력으로 인한 2차유동의 영향으로 원주방향으로의 온도구배가 생성된다. Xin 등은 균일한 열유속 조건의 실험에서 관내의 유동현상은 거의 일정하고 온도분포는 기준축을 중심으로 하여 코일 안쪽벽과 코일 바깥쪽벽이 대칭적이며 여기서 관내 유체의 부력이 커지게 되면 온도의 최저치와 최고치를 나타내는 지점이 시계방향으로 이동함을 증명했다. 온도분포는 관내 주류속도 분포가 2차유동에 의해 변형되어서 온도의 최고치를 코일 바깥쪽벽으로 밀어 내어 바깥쪽의 온도가 안쪽보다 높게 측정되었다.

Fig. 4.1는 코일의 침전시 각 단에서 측정한 코일 안쪽과 바깥쪽에서의 온도이다. 침전시에는 온도차가 거의 없음을 보여주는데 관외 냉수의 혼합으로 인하여 주위 냉수 온도가 균일하게 됨으로 인한 것이다. Fig. 4.2는 직하시의 온도분포를 나타내었다. 직하시에는 냉수의 혼합이 없이 코일 첫단부터 끝까지 홀리 내림으로서 코일 안쪽과 바깥쪽의 냉수 온도구배가 일정하게 유지되어서 침전시와는 약간 차가 있다.

직하시와 침전시의 관벽온도분포를 비교해 보면 코일 끝단으로 갈수록 관벽온도가

낮아져서 입구측 냉수온도와의 차가 커짐을 알수 있다. 특히 침전시에는 더 크게 나타 나는데 코일 최하단에 증발하지 못한 냉매가 증발함으로 인한 것이다.

4.2 코일 침전시 열전달

침전시의 실험은 먼저 냉수로 코일을 완전히 잠기게 한 상태에서 코일 전체의 온도가 균일하게 됨을 확인한 후에 실시 하였다.

침전시의 열전달 현상은 직교류 중에 놓인 실린더나 구에 대한 열전달 현상과 비슷하다. 이 경우에는 경계층내의 속도분포에 영향을 미치는 유동방향의 압력구배가 생겨서 실제 주류속도가 충분히 클 때는 실린더 배면에 박리류영역이 형성되고 이로 인하여 열전달도 영향을 받는다. 또한 이 박리점에서 열전달계수는 최소가 되고 그 후 하류의 실린더 배면에서는 박리영역의 난류유동에 의해서 증가하는 경향을 나타낸다. 본 실험에서는 관과 관이 선접촉을 하고 있으므로 박리점의 발생으로 인한 열전달 감소 문제는 없을 것이라 생각된다.

Fig. 4.3는 관외 레이놀즈수의 변화에 따른 누셀수의 변화를 나타낸 것으로서 거의 선형적으로 증가하고 있음을 보여주고 있다. 여기에서 얻은 결과를 Fand의 실험식과 비교하였을 때 실험구간에서 최저 20% 정도 높게 나타났다. 이것은 코일이라는 기하학적 형상과 관과 관의 접촉으로 인하여 관주위에서의 경계층이 나타나지 않아서인 것 같다. 관내 냉매유량이 증가 할수록 조금 향상됨을 알 수 있는데 전열량의 증가에 기인한 것으로 보인다.

침전실험에 대하여 다음과 같은 실험식을 얻게 되었다. Fig. 4.4에 Fand, Eckert & Drake의 식과 비교하였다.

$$Nu_o = 0.454 Re_o^{0.636} Pr^{0.33} \quad (4.3)$$

4.3 코일 적하시 열전달

적하 실험에서는 침전 실험과는 다른 유동현상으로 증발부 상단의 냉수 분배기를 통하여 냉수가 코일에 산포되는 액막 열전달 현상이다. 이 실험에서는 냉수가 잘 적하되는지의 여부가 열전달 현상에 영향을 끼친다. 적하시의 넛셀수변화를 Fig. 4.5에 나타내었다. 누셀수는 액막유량의 증가에 비해 그 증가율이 적으며 거의 일정함을 보이고 있다. Fletcher등의 실험에서는 액막유량이 증가할수록 액막내의 난류강도가 커져

서 열전달계수가 증가한다고 보고 했으나 반면 Owens의 실험결과를 보면 난류영역에서의 열전달계수는 액막유량에 관계없이 일정하다. 본 실험에서는 Owens의 결과와 비슷한 경향을 보이고 있다. 한편으로는 관의 크기에 비해 적하되는 냉수의 양이 한계치보다 많음으로 인하여 열전달 포화상태에 도달하여 열전달이 잘 일어나지 않은 것 같다. 또한 관외 냉수유량 범위가 20~30 ℓ/min에서는 관벽을 따라서 균일하게 흘러내렸으나 그 이상의 범위에서는 냉수가 관벽에서 이탈하여서 냉수 액적이 증발기통에 부딪치는 현상을 관찰했으며 이로 인한 실험 오차가 예상된다.

4.4 침전 및 적하 실험 결과 비교

Fig. 4.6, 7, 8은 냉수유량변화에 대한 침전과 적하시의 누셀수를 비교한 것으로 냉수유량이 25 ℓ/min이상 일때는 적하시의 누셀수가 높은 것으로 나타났고 그 이하에서는 거의 비슷함을 보이고 있다. 유동이 적하일때는 침전에 비하여 관외 냉수의 유속이 빠르고 그로 인한 난류강도가 더 커져 열전달이 향상되기 때문이다.

4.5 침전 단수 변화와 열전달

관내 냉매유량과 관외 냉수유량을 고정하고서 침전 단수를 변화시키면서 실험을 수행하였다. 관외 단수 변화에 따른 누셀수의 변화는 무관했으며 열전달율은 침전과 적하 일 때의 열전달율의 산술적인 관계로 나타났다.

단지 차이가 있었다면 냉수 입구 온도와 출구 온도의 차가 3°C가 되는 시간을 측정하였을 때 적하, 침전 단수의 비가 2 : 3일 때가 가장 짧게 나타났다. 단수 변화 실험의 목적은 헬리컬 코일을 냉동공조용 증발기로 채택하였을 경우 빠른 응답속도 즉 요구 냉수온도까지의 도달시간과 일정 냉수온도의 유지가 중요하기 때문이다.

5. 결 론

관내 냉매유량의 변화, 관외 냉수유량의 변화와 적하, 침전이라는 유동양식의 변화에 따른 헬리컬 코일의 관외 열전달 현상에 대하여 실험 수행하였으며 다음과 같은 결론을 얻게 되었다.

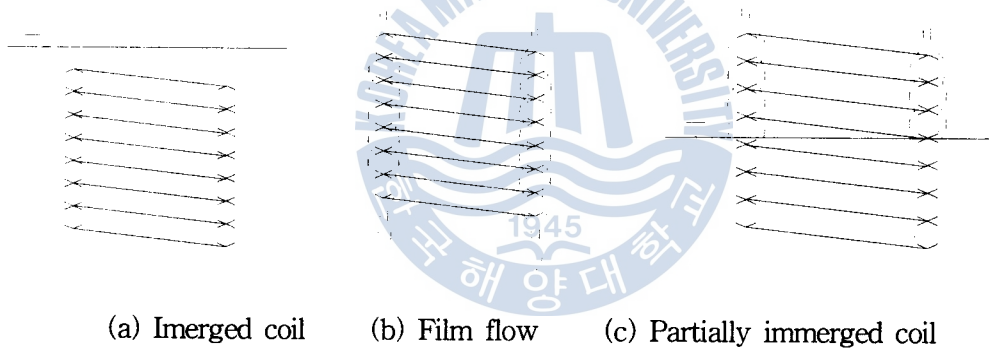
1. 헬리컬 코일의 관내에서 발생하는 2차유동으로 인한 원주방향 온도구배가 관벽온도 구배에도 영향을 끼쳐서 코일 바깥쪽이 안쪽보다 높게 나타남을 확인했다. 이로서 바깥쪽이 안쪽에 비해 열전달이 잘 일어남을 알수 있다.

2. 침전 실험결과 동일 유량의 직관에서 보다 최저 20%정도의 열전달이 향상됨을 확인했다. 적하 실험에서는 액막유량의 증가에 비해 열전달율은 소폭 증가했다. 침전 실험에 대하여 다음과 같은 실험식을 얻게 되었다.

$$Nu_o = 0.454 Re_o^{0.636} Pr^{0.33}$$

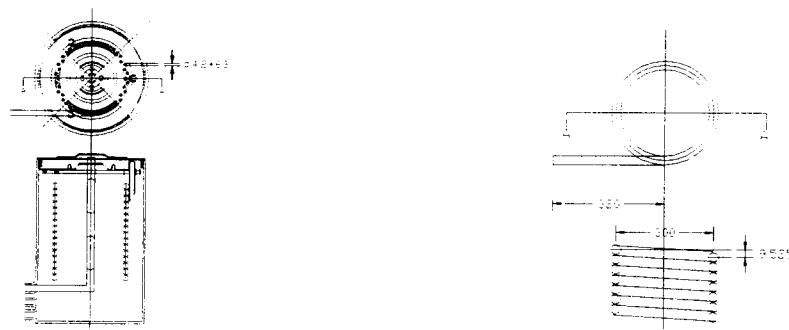
3. 침전 실험과 적하 실험의 결과를 비교 했을 때 적하 일때가 열전달율이 높았으며 이는 액막내 난류강도 증가의 결과로 보여진다.
4. 침전단수의 변화에 대한 열전달율의 변화는 극히 적었다.

본 실험을 통하여 헬리컬 코일 관외열전달의 특성을 파악했으며 앞으로 코일 피치의 변화, 코일직경비(D/d) 변화 등의 변수에 따른 실험도 수행되어 보완되어야 할 것이다.



(a) Imerged coil (b) Film flow (c) Partially immersed coil

Fig. 2.1 Flow patterns of experiment



(a) Distributor, Upper case, Case body (b) Helical coil

Fig. 2.2 Schematic diagram of evaporating part

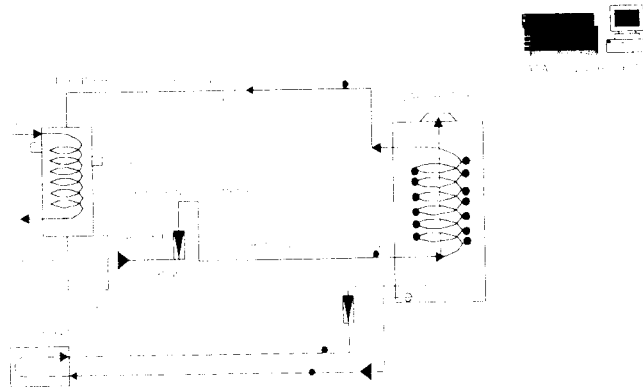


Fig. 3.1 Schematic diagram of experimental apparatus

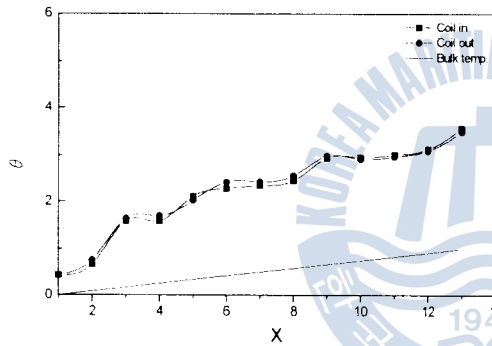


Fig. 4.1 Wall and bulk temperature distribution of immersed coil

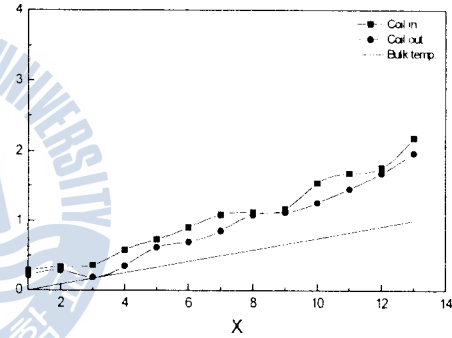


Fig. 4.2 Wall and bulk temperature distribution of coil in film flow

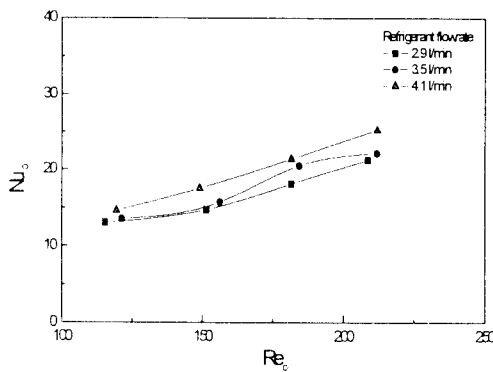


Fig. 4.3 Average Nusselt number variation with Re and ref. flowrate in the case of immersed coil

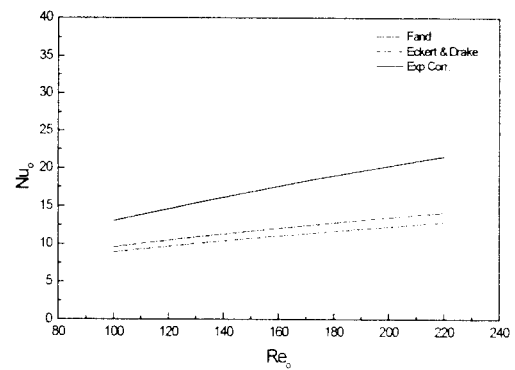


Fig. 4.4 Comparison of Experimental correlation

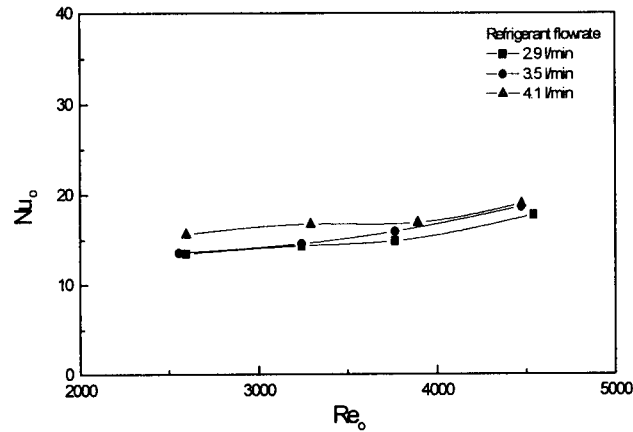


Fig. 4.5 Average Nusselt number variation with Re at coil in film flow

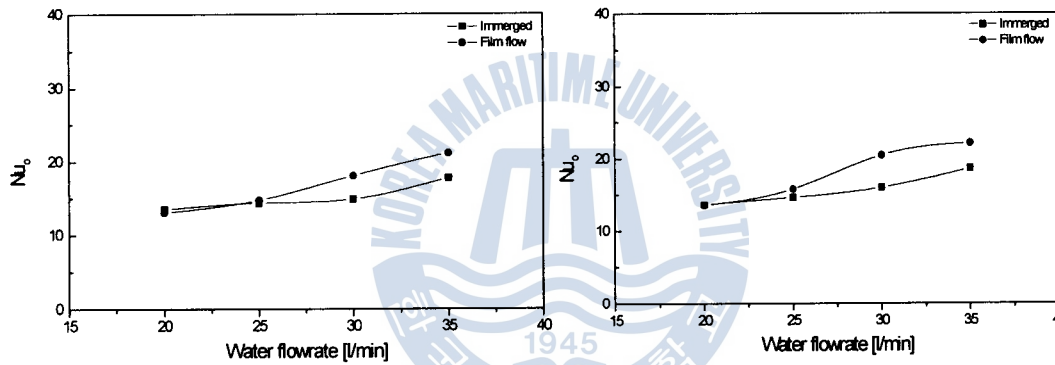


Fig. 4.6 Comparison of Nu with immersed coil and coil in film flow at refrigerant flow rate 2.9 l/min

Fig. 4.7 Comparison of Nu with immersed coil and coil in film flow at refrigerant flow rate 3.5 l/min

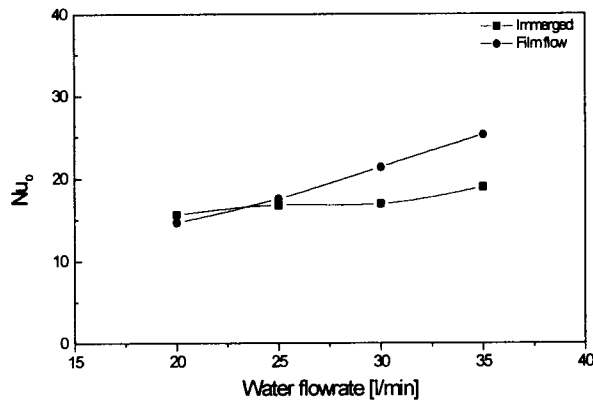


Fig. 4.8 Comparison of Nu with immersed coil and coil in film flow at refrigerant flow rate 4.1 l/min

참 고 문 헌

- [1] Rippel, G. R et al, "Two-Phase Flow in a Coiled Tube," I&EC Process Design and Development, Vol. 5, No. 1, pp. 32-39
- [2] Banerjee, S. et al, "Studies on Cocurrent Gas-Liquid Flow in Helically Coiled Tubes, I Flow Patterns, Pressure Drop and Holdup," The Canadian Journal of Chemical Engineering, Vol. 47, pp.445-453
- [3] Rangacharyulu, K. and Davies, G. S., 1984, "pressure Drop and Holdup Studies of Air-Liquid Flow in Helical Coil," The Chemical Engineering Journal, Vol. 29, pp. 41-46
- [4] Hart, J. et al "Single and Two-phase Flow Through Helically Coiled Tubes," Chm. Eng. Sci., Vol. 43, No. 4, pp. 775-783
- [5] Saxena, A. K. et al, "Flow Regimes, Hold-up and Pressure Drop for Two Phase Flow in Helical Coils," The Canadian Journal of Chemical Engineering, Vol 68, pp. 553-559
- [6] Awwad, A., et al, International Journal of Multiphase Flow, Vol. 21, No. 4, pp. 607-619
- [7] Owhadi, A., et al., "Forced Convection Boiling Inside Helically-Coiled Tubes," Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 11, pp. 1779-1793, 1968
- [8] H. Nariai, et al, J. Nucl. Sci. Tech., Vol. 19, No. 11, Nov. 1982
- [9] Feng, Z. P., Guo, L. J., and Chen, X. J., 1997, "Forced Convective Boiling Heat Transfer in Helically Coiled Tubes with Various Helix Axial Angles," Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics 1997, pp. 593-599
- [10] 열교환기 핸드북, 제23장 탱크 코일식 열교환기, 한미출판사
- [11] Fair, J. R, Petroleum Refiner Vol. 39, No.2, pp. 105 - 123, 1960
- [12] Dengler, C.E. et al Chem. Eng. Progr. Symp. Ser, Vol 52., No. 18, p. 105
- [13] Davis & David, I&EC Fundamental Vol. 3, No. 2, pp. 111-118
- [14] Chen, J.C., Process design & Development Vol. 5, No. 3, p. 332
- [15] Analysis of Heat and Mass Transfer, p.405 McGRAW HILL
- [16] J. O. Kim et al, "Thin film evaporation on horizontal plain tubes" Proceedings of SAREK '98 Summer Annual Conference p. 561
- [17] McAdams, W. H., Heat Transmission 3rd ed McGRAW HILL
- [18] Hofmann E., Handbuch der Kältetechnik BD3 1959
- [19] Tong, L.S. "Boiling Heat Transfer and Two Phase Flow", John Wiley & Sons, Inc., New York, 1965
- [20] D. Yung, J. J. Lorenz, E. N. Ganic, 1980, "Vapor/liquid interaction and entrainment in falling film evaporators", Trans ASME J. Heat Transfer, Vol. 102, pp. 20-25.

