

[논문] 한국태양에너지학회 논문집
Journal of the Korean Solar Energy Society
Vol. 21, No. 3, 2001

자연대류형 태양열 온수기용 맨틀 축열조의 열전달 현상에 관한 연구

조현정*, 서태범**, 강용혁***

** 인하대학교 기계공학과 대학원

** 인하대학교 기계공학과

*** 한국에너지기술연구원

Heat Transfer in a Horizontal Mantle Heat Exchanger for a Thermosyphon-driven Flat Plate Collector

H. J. Cho^{*}, T. B. Seo^{**}, Y. H. Kang^{***}

* *Department of Mechanical Engineering, Graduate School, In-ha University*

** *Department of Mechanical Engineering, In-ha University*

*** *Korea Institute of Energy Research*

Abstract

A horizontal mantle heat exchanger for a thermosyphon-driven SDHW(solar domestic hot water) was numerically simulated and fluid flow and heat transfer in the annulus of the mantle heat exchanger were quantitatively investigated. The Reynolds number, the location of the inlet, and the gap of the annulus were selected as the important design variables. The effects of the design variables on the heat transfer characteristics were thoroughly studied. Based on the numerical results, a correlation for predicting the heat transfer coefficient was suggested as the conclusion of this study.

기 호 설 명

- H : 열교환기의 전체 높이[m]
- V : 열교환기 입구 속도[m/s]
- c_p : 비열[kJ/kg · s]
- g : 중력 가속도[m/s²]
- h : 대류 열전달 계수[W/m²K]
- k : 물의 전도도[W/mK]
- r_i : 맨틀 축열조의 내경
- r_o : 맨틀 축열조의 외경
- T_f : 작동 유체의 온도[K]
- T_w : 탱크 벽면의 온도[K]
- Nu : Nusselt number, $\frac{h \cdot x}{k}$
- Pr : Prandtl number, $\frac{c_p \cdot \mu}{k}$
- Re_D : Reynolds number, $\frac{V \cdot D}{\nu}$
- Ra : Rayleigh number,

$$Ra_x = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_f - T_w) \cdot x^3}{\nu^2} \cdot Pr$$
- x : 탱크 바닥에서 격자까지의 거리[m]
- β : 체적 팽창 계수[1/K]
- η : x/H
- ψ : $\frac{r_o - r_i}{r_i}$
- ν : 동점성계수 [m²/s]

1. 서 론

일반적으로 가정용 태양열 온수기에 있어서 맨틀 열교환기는 집열판으로 돌아올 때 작동 유체의 온도가 길어진 열교환 시간 때문에 더 낮아져 태양열 집열판으로부터 더욱 많은 에너지를 얻을 수 있고, 또한 시스템을 단순하게 구성할 수 있어 제품에 대한 신뢰도가 매우 높아 널리 사용되고

있다. 소유량의 SDHW(solar domestic hot water) 시스템은 저장 탱크의 설치 모양에 따라 수직과 수평형 맨틀 열교환기로 분류되는데 유럽에서는 수직형이 널리 쓰이고 있으며, 수평형은 호주, 중국을 비롯한 개발 도상국에서 널리 사용되어 지고 있다.

Geus¹⁾는 네덜란드의 SDHW 시스템에 대한 연구에서 집열판 유량과 제어 시스템을 연구하였으며, 위의 결과를 기초로 복사열 센서의 정확도에 대한 영향과 시스템의 펌프 작동 시간과 태양열 복사열전달 관계를 연구하였다. Hasan²⁾는 온수 저장 탱크 부피와 형상의 영향을 TRNSYS 프로그램 사용하여 연구를 수행하여 시스템의 효율은 저장 탱크의 부피가 클수록 향상되어지며, 수평·수직형 저장 탱크에 있어서 두 탱크의 효율, 사용 가능한 열 에너지, 그리고 성능등이 크게 차이가 나지 않음을 보여 주었다. N.Khalifa³⁾는 수평형 저장 탱크의 실험과 수치해석의 연구를 통해 탱크 내부 온도 분포 가운데 수직 방향의 온도 변화가 가장 중요함을 발견하였다. Furbo와 Shah^{4)~6)}는 북유럽에서 주로 사용되어지고 있는 수직형 맨틀 열교환기에 대해 실험과 수치 해석을 통해 연구를 수행하여 설계 조건에 따른 Nu 상관식을 제안하였다. Rosengarten^{7)~8)}는 수평형 맨틀 열교환기의 연구를 실행하여 입구 지름을 특성 길이로 하여 계산된 Re가 1200보다 큰 경우에는 맨틀 열교환기 입구 부분에서의 충돌 제트 효과에 의해 난류가 형성되며, 이와 같은 난류가 맨틀 열교환기에서의 유동과 열전달을 지배하게 됨을 발견하였다.

위에서 살펴본 바와 같이 유럽에서 주로 사용되는 수직형 맨틀 열교환기에 비해 수평형 맨틀 열교환기는 우리 나라에서 많이 사용되면서도 연구가 거의 이루어지지 않은 것이 현실이다. 따라서, 본 연구에서는 수평형 맨틀 열교환기의 열전달 현상을 수치 해석을 통해 조사하여 열교환기 설계 조건에 따라 변하는 내부 벽면의 열유속을

계산하고, 또한 열교환기 중심축의 수직 방향에 대한 Nu 상관식을 제안하였다.

2. CFD 모델링

그림 1은 수평형 맨틀 열교환기를 간략하게 그려 놓은 것이다. 저장 탱크와 고온의 물 자켓은 지름이 각각 280mm와 290mm, 그 사이에는 5mm의 두께의 틈이 있으며, 길이는 910mm이다.

실제 맨틀 열교환기에서는 저온의 물이 입구와 출구를 통해 유입, 유출되고 있으나 이번 모델링에서는 유체가 탱크 안에 일정한 온도로 저장되어 있다고 가정하였다. 일반적으로, 파이프 안의 유동은 $Re_{critical}=2300$ 를 기준으로 이 값보다 클 경우 난류라고 정의하고 그 보다 작을 경우 층류라고 분류된다. 이번에 수행된 수치 해석에서는 고온의 물 자켓에서 유입되는 유체의 Re를 360, 720, 1100이라고 가정하였다. Rosengaten의 연구 결과[7]와 파이프 안의 층류·난류의 분류 기준에 의해 모두 층류로 분류될 수 있기 때문에 상태량이 일정하고 완전히 발달된 층류 유동으로 가정하였다. 그리고, 부력의 모델링을 위해 Boussinesq 가정을 이용하였다. 본 계산을 위해 사용된 경계 조건을 표 1에 요약하였다.

본 해석의 지배 방정식인 연속 방정식, 운동량 보존식, 그리고 에너지 보존식은 상용코드인

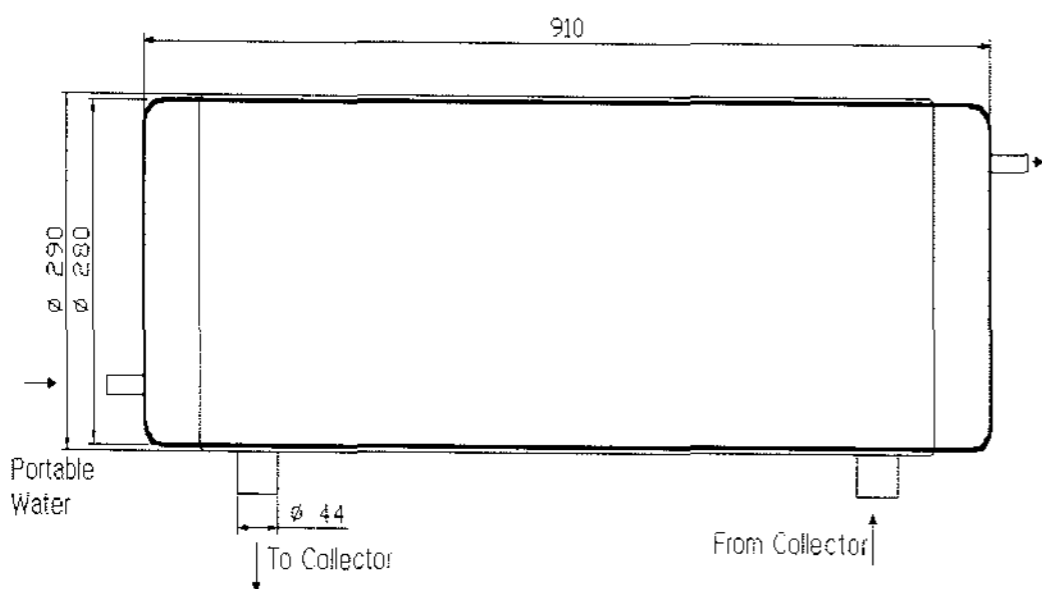


Fig. 1. Sketch of the horizontal mantle heat exchanger

Table 1. Boundary condition

Variable	Properties	
Collector Fluid	Water	
Tank material	Steel	$\rho=7820\text{kg/m}^3$, thickness : 0.5mm
Velocity	Storage Tank	V_{in} and $V_{out}=0$
	Mantle heat exchanger	V_{in} varies with Re
Temperature	Storage Tank	$T_{water}=20^\circ\text{C}$
	Mantle heat exchanger	$T_{inlet}=50^\circ\text{C}$

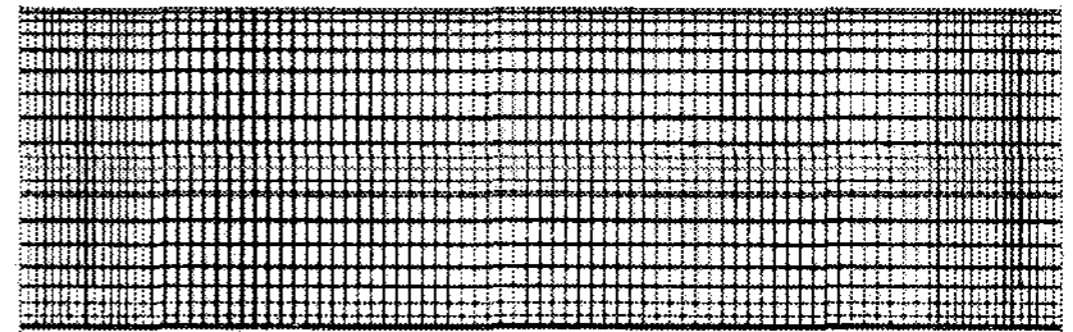


Fig. 2. Grid system in the axial direction

Phoenics(version 3.2)를 이용해서 풀었다.

그림 2는 수평형 맨틀 열교환기에 대한 계산도면에서 $42 \times 24 \times 94$ (원주방향×반경방향×축방향)의 격자를 그린 것이며, 정확한 계산을 위해 열교환기 입구와 출구, 그리고 벽면 근처에서의 격자는 조밀하게 구성하였다.

본 연구에서 수행한 설계 변수는 입구 속도 변화에 따른 열전달 특성의 변화를 조사하기 위해 입구에서의 Re를 360, 720, 1100로 변화시키면서 계산하였고, 입구 위치 변화에 따른 열전달 특성을 조사하기 위해 Re=1100일때 3가지 다른 입구 위치에 대한 계산을 수행하였다. 마지막으로, R와 입구 위치를 고정 시킨 후 열교환기 틈의 간격을 기준 조건보다 2배로 늘려서 그 안에서의 유동과 온도를 해석하여 열교환기 내벽의 수직 방향의 열유속 값들을 각각의 경우에 따라 계산하였으며 이를 표 2에 요약하였다. 여기서, 입구 위치

Table 2. Summary of the design conditions

Case	Inlet Re	Inlet position[m]	Inner mantle gap[m]
A	360	0.058	0.005
B	720	0.058	0.005
C	1100	0.058	0.005
D	1100	0.102	0.005
E	1100	0.146	0.005
F	1100	0.058	0.01

는 맨틀 끝 면에서 입구 중심까지의 거리로 정의하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 유동과 온도 해석

본 연구에서는 태양열 집열부의 고온의 물과 저장 탱크 안의 저온의 물 사이에서 발생하는 열전달 현상을 조사하기 위하여 일반적인 형태의 원통형 열교환기(그림 1)를 모델링(그림 2)하였다. 열교환기의 Re 변화와 입구 위치, 간격의 차이에 따른 온도 분포와 유동을 z축면을 중심으로 투영하여 그림 3(a)~(m)에 그려 놓았고 이번 연구의 목적인 맨틀 축열조의 열전달 현상을 해석하기 위해 설계 조건에 따른 열유속 값들과 상관식을 구하여 그림 4(a)~(b)에 그려 놓았다.

그림 3(a)~(b)는 Case A에 관한 유동과 등온선을 나타낸 것이다. 입구의 위치는 Case C와 똑 같으나, Re는 Case C와 달리 360이다. 그림 3(a)에 나타난 바와 같이 대부분의 유동이 탱크의 절반도 가지 못하고 유체가 바닥으로 떨어지는 것을 볼 수 있다. 그리고, Case A의 Re에 두 배인 Case B를 나타낸 그림 3(c)에서도 똑같은 현상을 확인 할 수 있다.

그림 3(e)~(l)까지는 Re는 1100으로 일정하고 입구 위치를 입구 지름만큼 단계적으로 변화시키

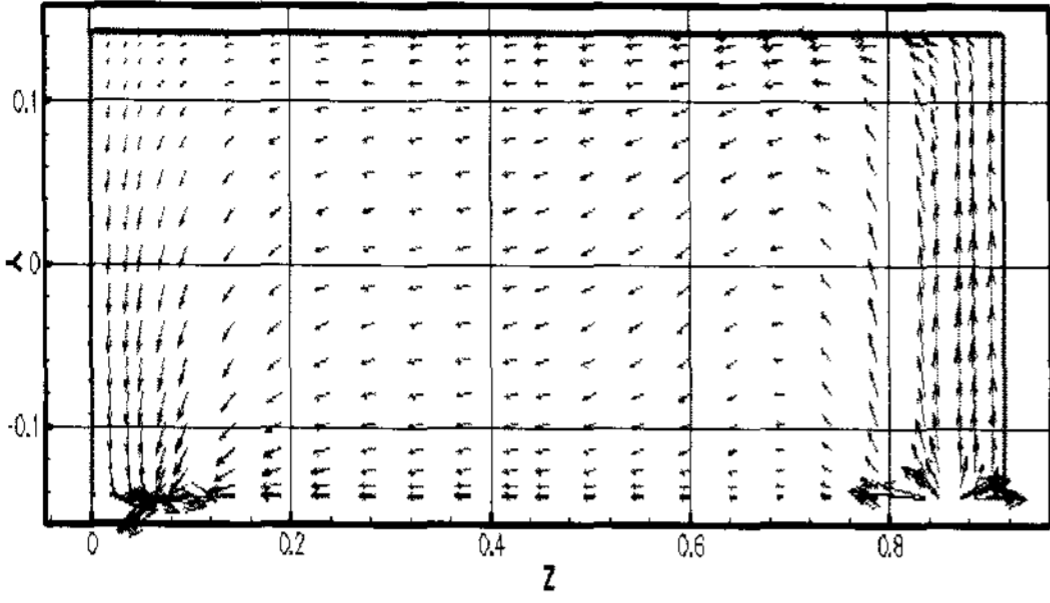
면서 열교환기의 유동과 등온선을 나타낸 것이다. 입구와 출구의 거리가 가장 가까운 Case F는 입구와 출구의 위치가 가장 먼 Case C의 경우와 달리 출구를 지난 부분에서의 유동이 거의 없는 것을 그림 3(k)를 통해 볼 수 있으며, 따라서 출구를 지난 부분에서 온도 변화가 급격하게 일어남을 알 수 있다.

Case G는 Case C와 Re는 같으나 수평형 맨틀 열교환기의 틈을 두배로 늘린 것이다. 입구에서 나온 작동 유체는 열교환기의 최고 높이까지 도달하는 것을 볼 수 있다.

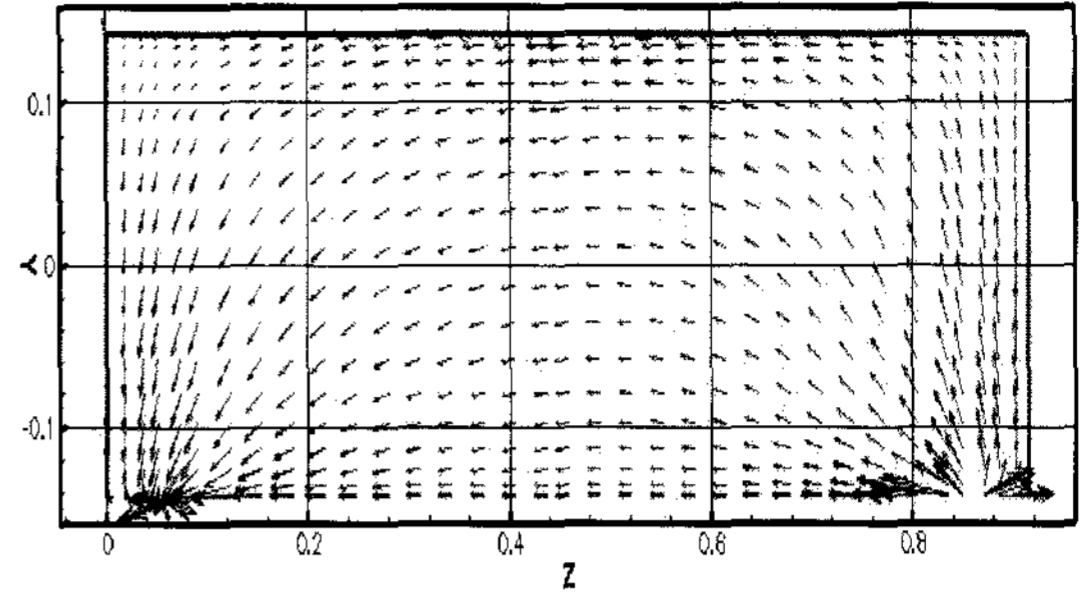
지금까지 살펴본 그림 3의 맨틀 축열조 내부에서의 현상으로부터 그림 4(a)~(b)에 나타낸 저장 탱크 바닥에서부터 윗면까지의 탱크 벽면에서의 열유속을 구할 수 있다.

그림 4(a)~(b)에서 공통적으로 보이는 탱크 바닥 주변에서 다른 부분보다 높게 나타나는 열유속은 탱크 벽면에서의 충돌 제트 효과때문이라고 해석 할 수 있으며 그림 4(a)에서는 입구의 위치는 같고 Re가 다른 Case A~Case C 경우의 열유속 값들을 그려 놓은 것이다. 위의 결과로 구한 열유속 값들은 Re=1100인 경우인 Case C의 평균 열유속 값보다 10~30% 감소한 값을 얻을 수 있었다. 이와 같은 현상은 Re가 감소 할수록 입구에서 들어오는 작동 유체가 탱크의 절반도 가지 못하고 바닥으로 떨어져 저장 탱크 전체에서 열전달이 이루어지지 않아 Case C보다 열유속이 감소하는 것으로 볼 수 있다. 따라서, 작은 Re에서는 추가 열공급 장치가 필요하게 된다. 그로 인하여 태양열 집열판을 사용하는 목적에 반하여 에너지 소비량이 증가할 수 있다. 그러므로, 적당한 작동 유체의 적당한 Re를 결정해야만 한다.

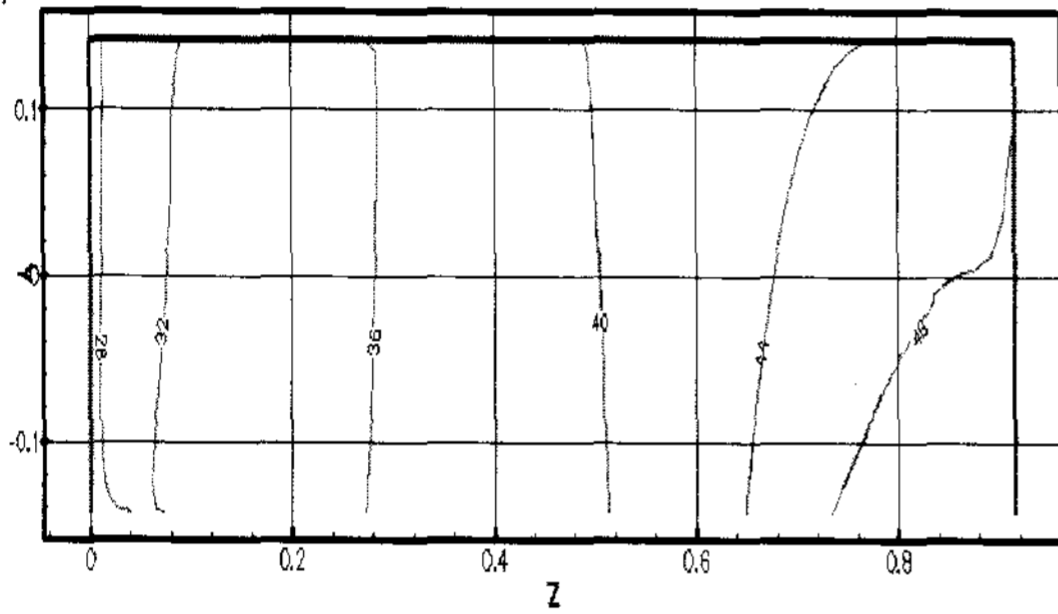
그림 4(b)는 Re는 같고 입구의 위치, 틈의 간격이 다른 Case D~F의 경우의 열유속 값들을 그려 놓은 것이다. 그 가운데 Case C에 비해 Re는 같고 입구와 출구의 위치가 가까워진 Case D, E, F는 Case C보다 작은 열유속 값을 가지는 것을



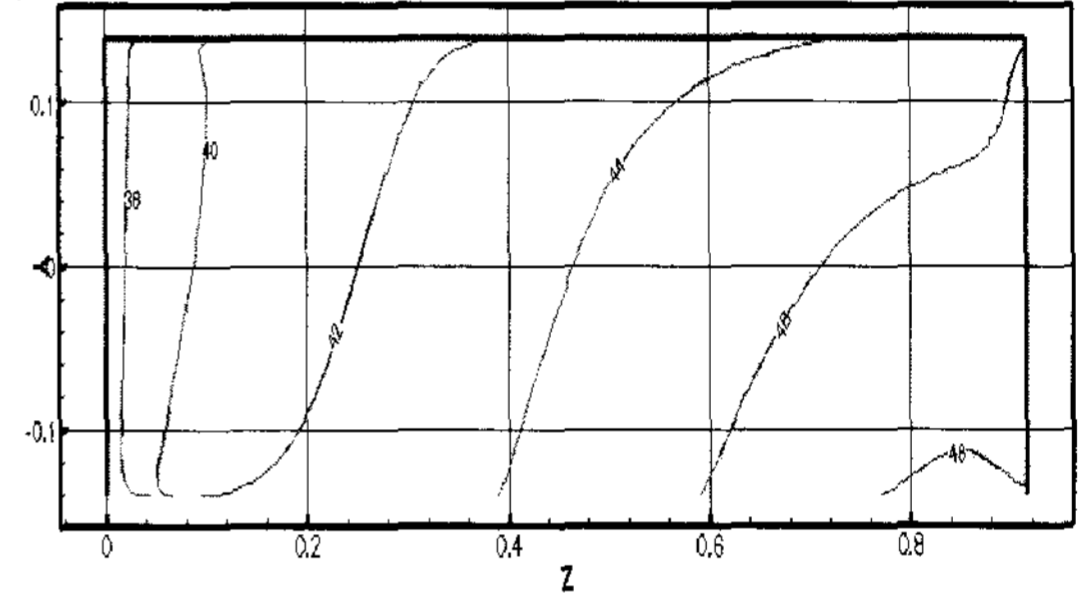
(a) Case A : Re 360(속도)



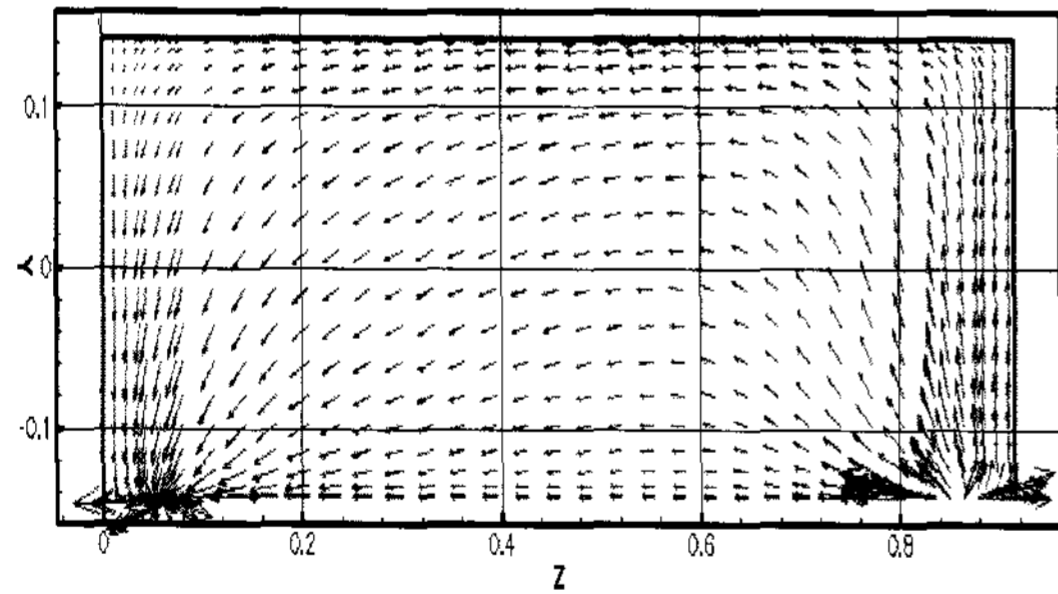
(e) Case C : Re 1100(속도)



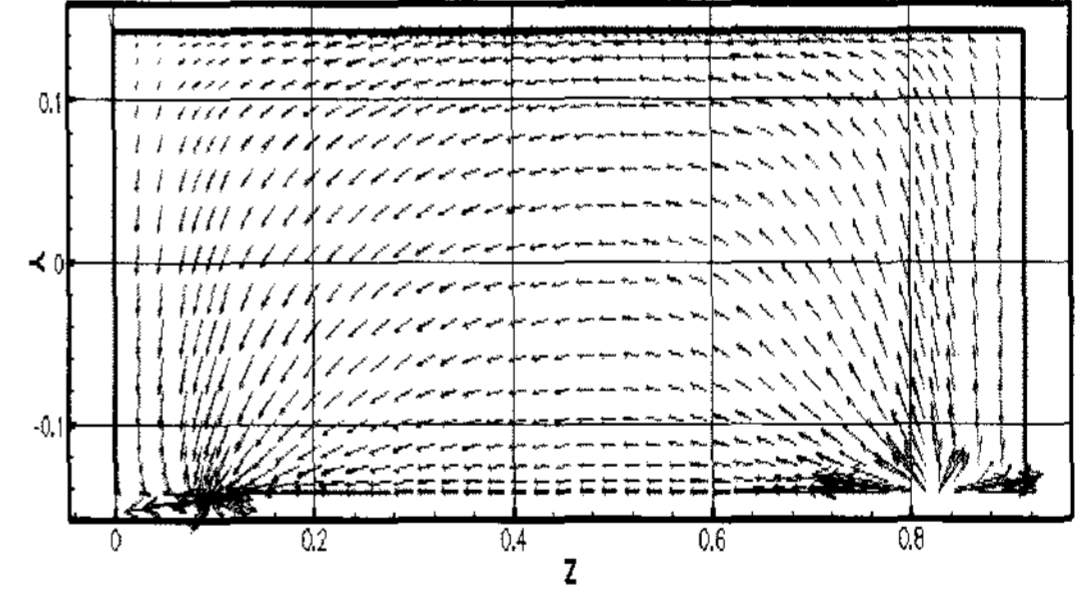
(b) Case A : Re 360(등온선)



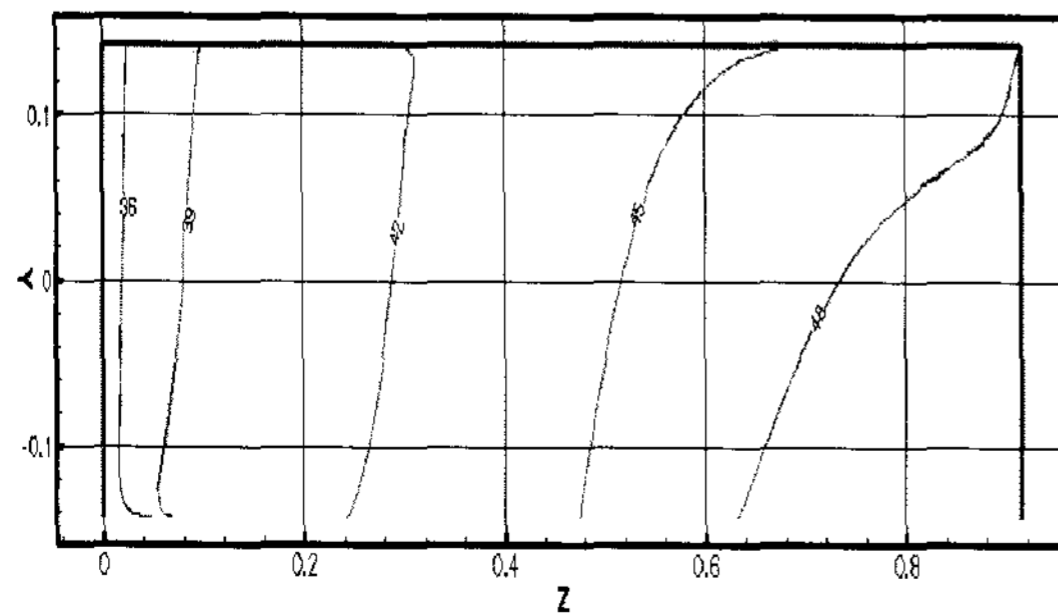
(f) Case C : Re 1100(등온선)



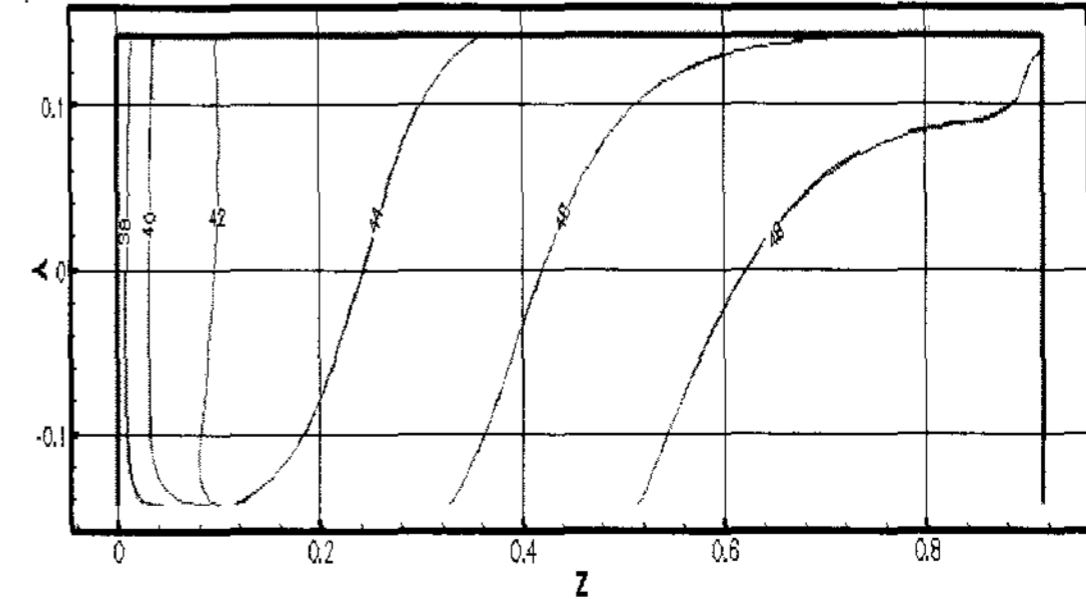
(c) Case B : Re 720(속도)



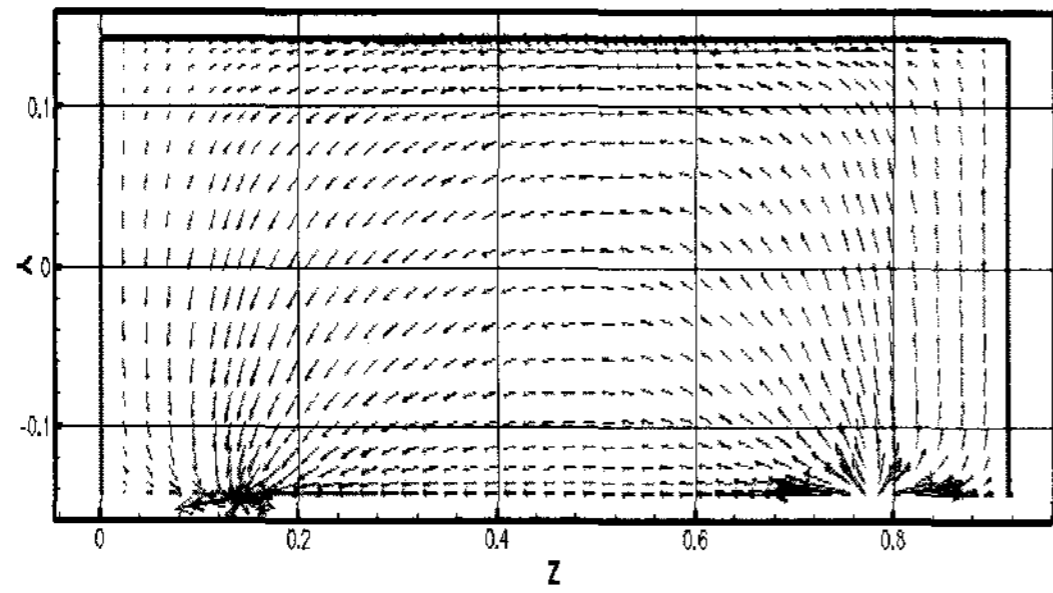
(g) Case D : Re 1100(속도)



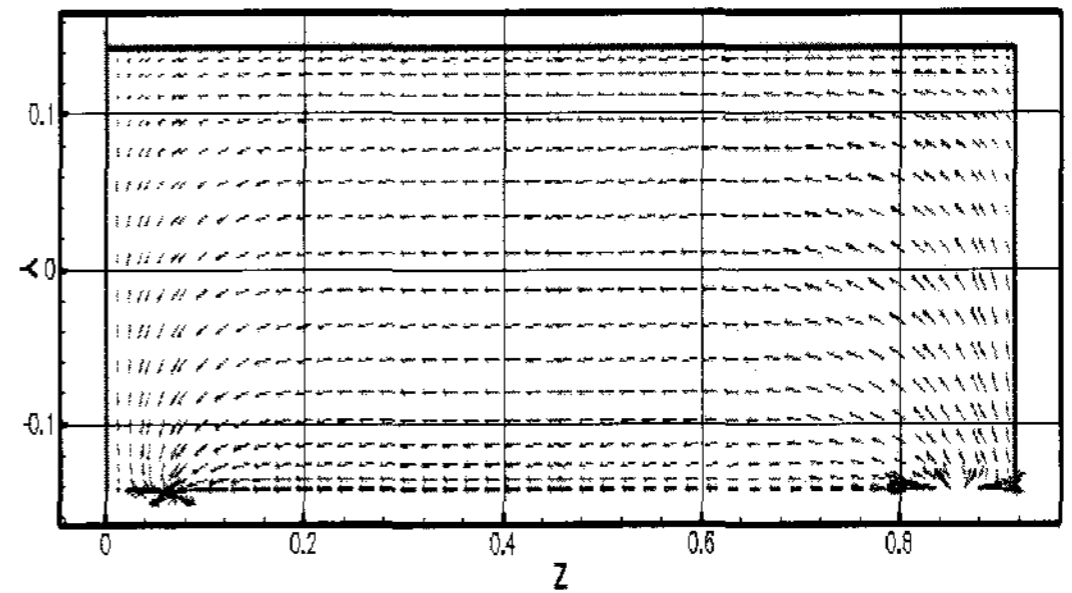
(d) Case B : Re 720(등온선)



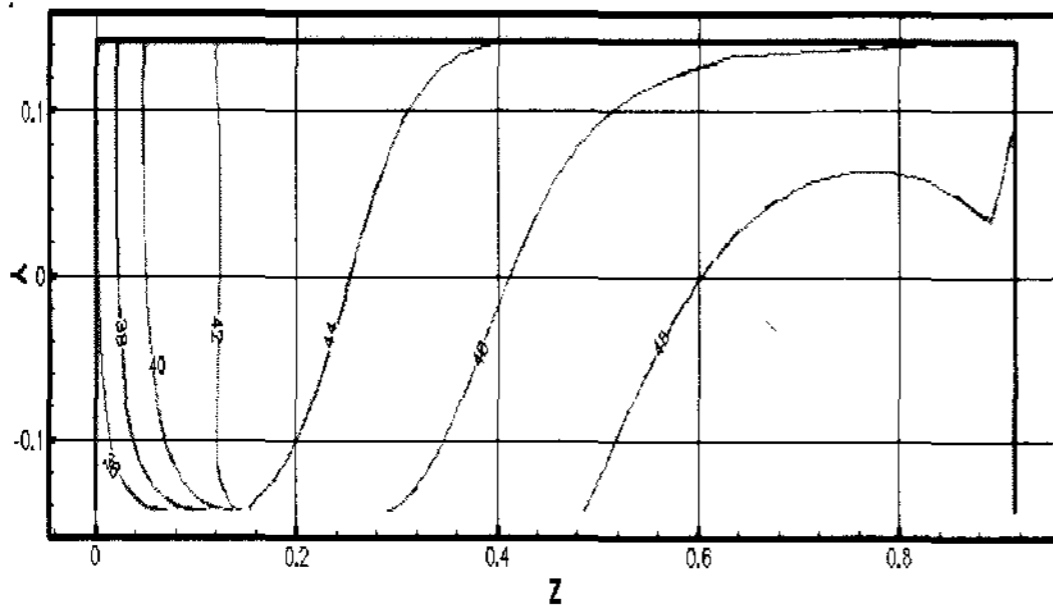
(h) Case D : Re 1100(등온선)



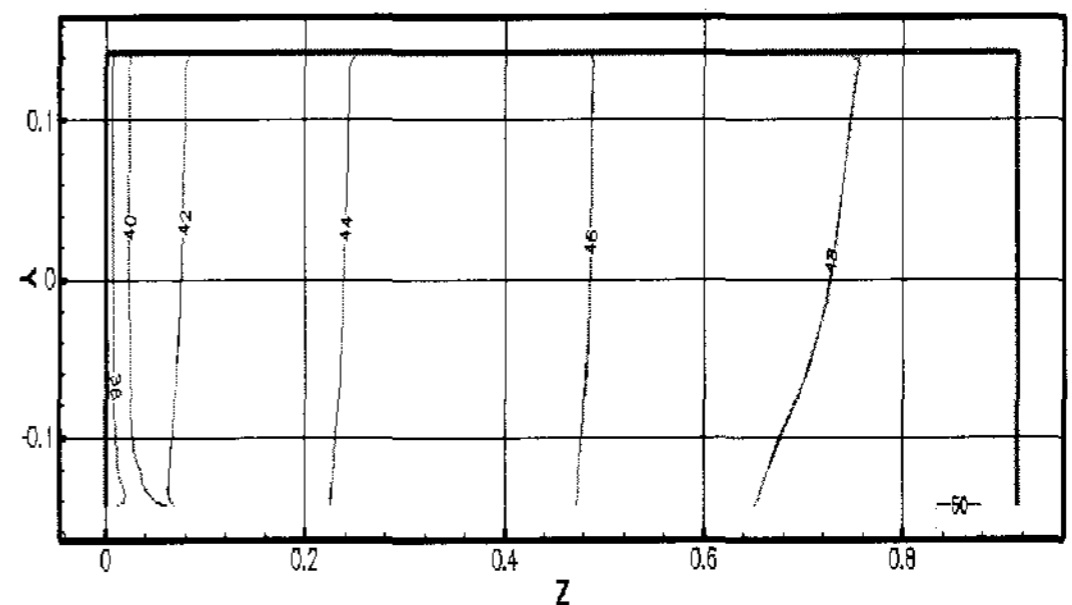
(i) Case E : Re 1100(속도)



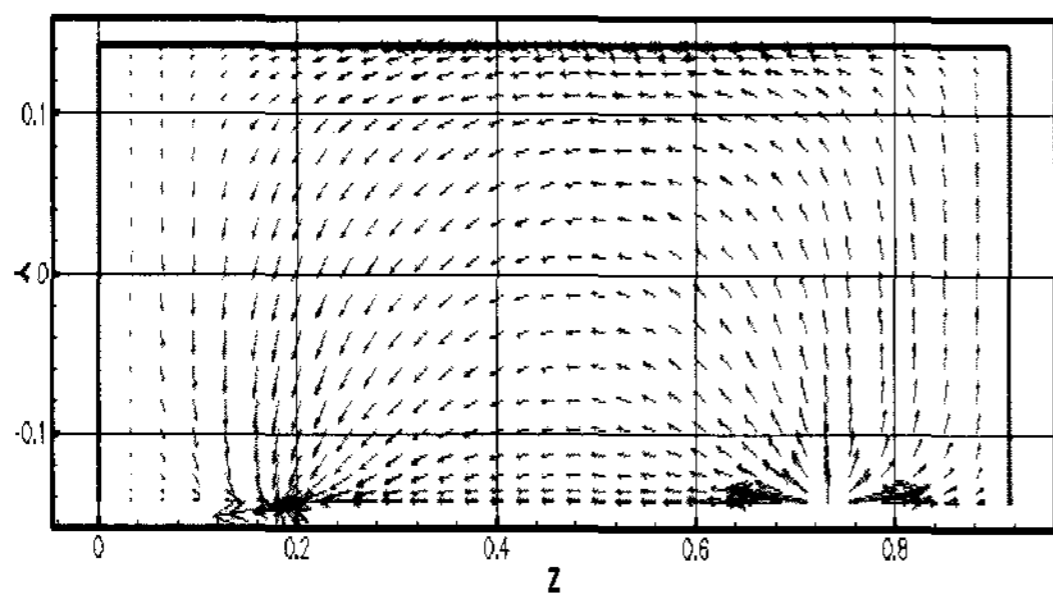
(m) Case G : Re 1100(속도)



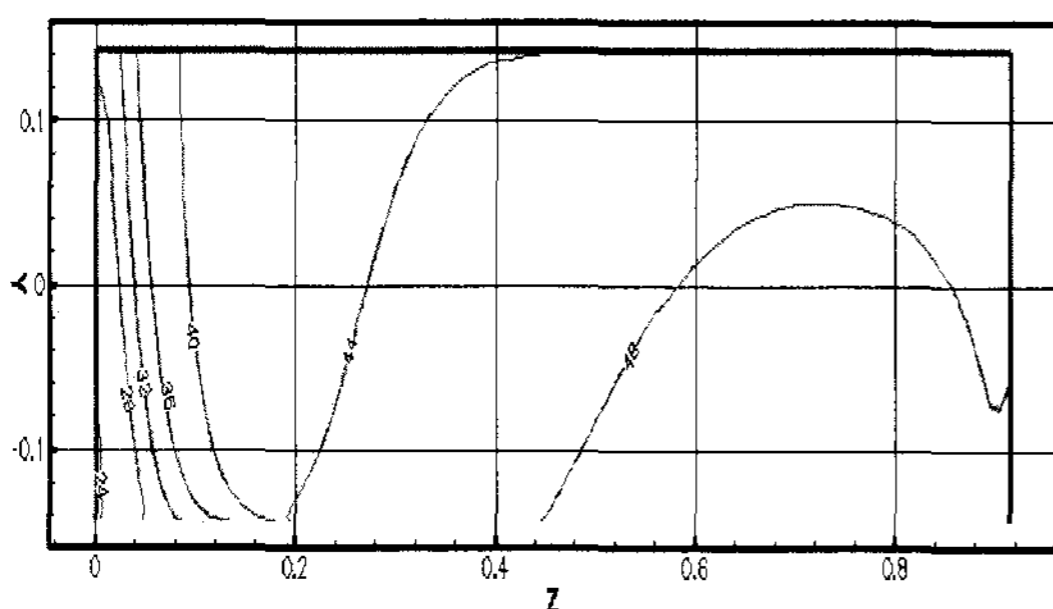
(j) Case E : Re 1100(등온선)



(n) Case G : Re 1100(등온선)



(k) Case F : Re 1100(속도)



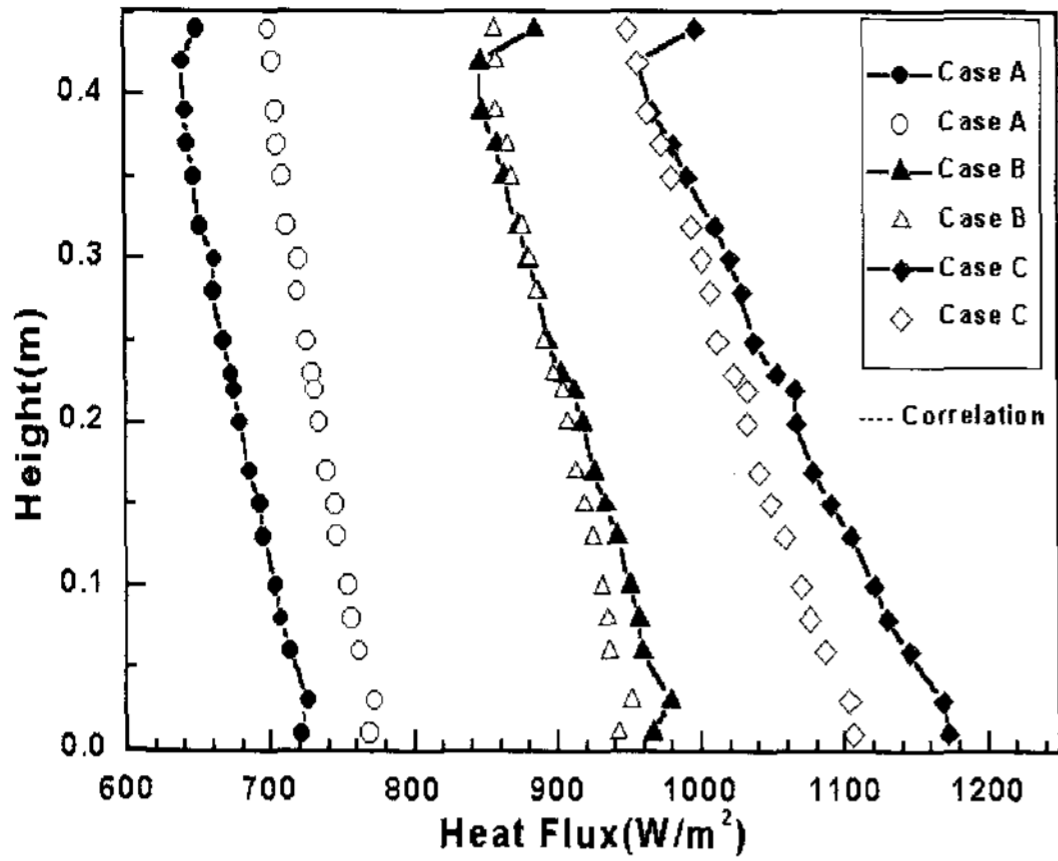
(l) Case F : Re 1100(등온선)

Fig. 3. Flow vectors and Temperature contours in the middle plane of the annulus

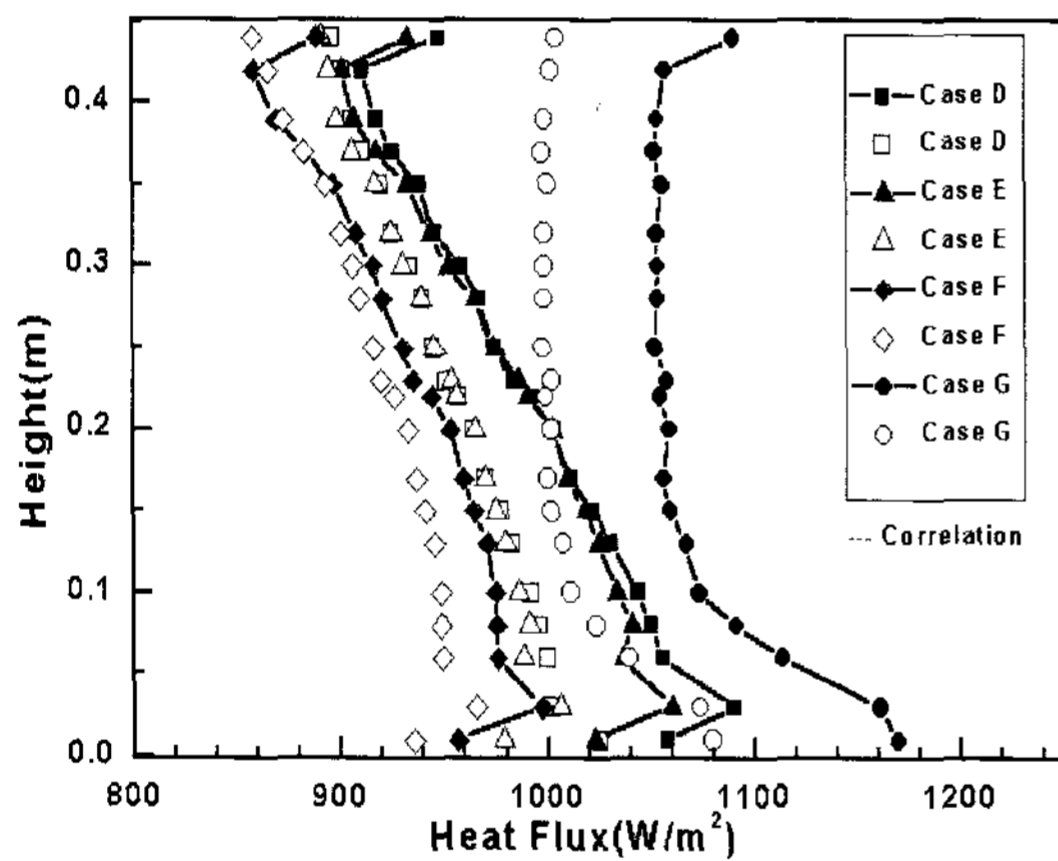
볼 수 있다. 위의 현상은 출구를 지난 부분에서의 유동이 거의 없어 탱크 전체에서 열전달이 잘 이루어지지 않아 열유속 값이 Case C보다 작은 값을 나타내는 것으로 해석할 수 있다. 위의 현상으로 값이 작아지는 열유속은 그림 4(a)에서 나타낸 작은 Re의 경우와 마찬가지로 추가 열공급 장치에서 증가된 에너지 소비를 초래할 수 있어 적당한 입구와 출구의 위치를 결정해야만 한다. 마지막으로, 틸이 두배로 늘어난 Case G는 열유속 값이 크게 차이가 나지 않는 것을 볼 수 있다.

3.2 상관식

결과들의 분석을 위해 Nu와 Ra를 계산 결과로부터 얻었다. 여기서, 열교환기의 수직 방향의



(a) Case A~Case C



(b) Case D~Case F

Fig. 4. Comparison of the heat flux results from the calculation and the correlation

Nu는 Ra와 높이의 함수로 다음과 같이 표현되어 질 수 있다.⁶⁾

$$Nu = f(Ra, \eta) \quad (1)$$

$$Nu_x = C_1 (Ra \cdot \eta)^{C_2} \quad (2)$$

수치 해석을 통해 구한 온도와 물성치들로부터 식 (2)의 C1과 C2를 구하여 Nu를 Ra의 함수로

Table 3. The constants used in the correlation

Case	C1	C2
A	11.2	0.25
B	11.44	0.25
C	11.01	0.25
D	11.2	0.25
E	11.26	0.25
F	11.43	0.25
G	10.74	0.25

써 나타내어 수평형 맨틀 축열조 내부에서의 열전달 계수를 구할 수 있는 상관식을 나타내었다.

표 3은 각각의 설계 조건에 대하여 구한 C1, C2의 값들이다.

위에서 보이는 것처럼 설계 조건에 따라 C₂의 값은 일정하나 C₁의 값이 변하는 것을 볼 수 있다. 따라서, C₁의 값을 정하기 위하여 다음과 같이 상관식을 다시 정의하였다. 여기서, ϕ 는 외경과 내경으로 정의된 값이다.

$$Nu_x = C_3 \phi^{C_4} (Ra \cdot \eta)^{0.25} \quad (3)$$

위의 식(3)에서 미지수인 C₃, C₄의 값을 수치 해석의 결과로 구할 수 있었다. 그래서, 마지막으로 수평형 맨틀 축열조 내부에서 발생하는 열전달을 해석하기 위한 Nu 상관식을 다음과 같이 얻을 수 있었다.

$$Nu_x = 8.4 \phi^{-0.092} (Ra \cdot \eta)^{0.25} \quad (4)$$

위의 식(4)로부터 구한 값들을 그림 4(a)~(b)에 각각의 설계 조건에 따라 그려 놓았다. 수치해

석과 상관식으로 구한 열유속의 값의 결과가 약간의 차이가 있는 것을 볼 수 있지만 대체로 잘 맞는 것을 확인 할 수 있다.

3.3 결 론

본 연구는 평판형 집열판용 수평형 맨틀 열교환기 내부에서의 열전달 현상을 수치해석 하였다.

위에서 살펴본 바와 같이 작은 유량과 입구와 출구의 위치의 거리가 가까우면 감소된 열유속 값 때문에 추가 열공급 장치에서의 에너지 소비량이 증가할 수 있어 그 만큼 적당한 유량과 거리를 고려하여 수평형 맨틀 축열조를 설계해야 하며 실험을 통한 데이터들을 얻어 낼 수 있다면 좀 더 정확한 상관식을 구할 수 있을 것이다.

참 고 문 헌

1. A. C. de Geus, H. Visser, G. A. H van Amerongen, Optimization of the primary circuit of SDHW systems, 1991.
2. AFIF HASAN, Thermosphon solar water heaters : Effect of storage tank volume and configuration on efficiency, Energy Convers. Mgmt Vol. 38. No. 9. pp. 847~954, 1997.
3. Abdul-Jabber N. Khalifa, M.M Mehdi, On the verification of the dimensionless heat flow in a horizontal thermosphon, 1999.
4. Simon Furbo, Optimum design of small SDHW low flow solar heating systems, ISES SOLAR WORLD CONGRESS 1993, 1993.
5. Louise Jivan Shah, Modelling mantle tanks for SDHW systems using PIV Graham Morrison, 1999, Some aspects concerning modelling the flow and heat transfer in horizontal mantle heat exchanger in solar water heaters, Int. J. Energy Res. 23. 1007~1016, 1998.
6. Louise Jivan Shah, Investigation and modelling of thermal conditions in low flow SDHW systems, 1999.
7. Gray Rosengarten, Masud Behnia, Graham Morrison, Some aspects concerning modelling the flow and heat transfer in horizontal mantle heat exchanger in solar water heaters, Int. J. Energy Res. 23. 1007~1016, 1999.
8. Gray Rosengarten, Asghar Nasr, Masud Behnia, Graham Morrison, Performance of horizontal mantle heat exchanger in solar water heating systems, 1997.