

[논문] 태양에너지
Solar Energy
Vol. 20, No. 1, 2000

PTC형 집열기의 원관형 흡수기에서의 복합열전달

정종만*, 서태범**, 강용혁***

- * 인하대학교 대학원
- ** 인하대학교 기계공학과
- *** 한국에너지기술연구소

Conjugate Heat Transfer for Circular Absorber in Parabolic Trough Concentrator

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

- * *Graduate School, In-ha University*
- ** *Department of Mechanical Engineering, In-ha University*
- *** *Korea Institute of Energy Research*

ABSTRACT

In the present study, the characteristics of conductive and convective heat transfer occurred in a circular absorber of PTC (parabolic trough concentrator) for medium temperature solar energy utility were numerically investigated. A circular tube was considered as an absorber and the shape of PTC modeled in this study was based on the system that was installed in Korea Institute of Energy Research. Not only convection inside the tube but also conduction through the wall of the tube were analyzed, simultaneously. Circumferentially non-uniform heat flux that was simulated from the non-uniform solar disc model proposed by Jose was applied as thermal boundary condition on the tube surface. And, hydrodynamically fully developed laminar velocity profile was used as the inlet boundary condition and it was assumed that the working fluid was water. And,

local heat fluxes at the interface of the tube and the working fluid were calculated for different wall thickness and thermal conductivity of the tube at various Reynolds number. Based on the results, the effects of thermal conduction of the tube on the local heat transfer were investigated

기 호 설 명

- C : Local concentration ratio
- ϕ_r : Rim angle [°]
- δ_{sun} : Half-angle of solar cone [°]
- i : Solar irradiation
- R_i : Inner radius of a circular absorber
- R_o : Outer radius of a circular absorber
- u_m : Mean velocity [m/s]
- T_b : Fluid bulk temperature [°C]
- k_{sf} : Solid to fluid conductivity ratio
- h : Local heat transfer coefficient [W/m²K]
- Nu_θ : Local Nusselt number
- \overline{Nu} : Mean Nusset number
- δ : thickness of tube wall
- Δ : Nondimensional thickness of wall
- l^* : Nondimensional length of the heated section
- q^* : Nondimensional heat flux
- x^* : Nondimensional axial coordinate
- q_{R_i} : Interfacial heat flux
- $\overline{q_{R_o}}$: Averaged heat flux at outer wall
- $\overline{q_{R_i}}$: Averaged heat flux at interface

1. 서 론

인류가 사용하고 있는 거의 모든 에너지의 근원은 바로 태양에너지이고, 인류는 이러한 태양에

너지로부터 전환된 에너지를 사용하고 있다고 해도 과언은 아닐 것이다. 이러한 태양에너지는 거의 무한대의 청정에너지이고 환경친화적이므로 국내외적으로 크게 주목받고 있다. 또한, 에너지원의 90%이상을 수입에 의존하는 국내 상황과 연평균 일사량이 3092kcal/m²day로써 다른 나라들에 비해 비교적 좋은 일사조건을 가지고 있는 우리나라의 상황을 미루어 볼 때 국내에서의 태양열에너지 활용 가능성은 매우 크다고 볼 수 있다.

본 연구에서 살펴보고자 하는 PTC형 집광시스템은 중간 정도의 작동온도를 가진 선 집광형 집열기(line focusing concentrators)로써 작동온도 범위는 300°C까지 올릴 수 있고, 그 응용범위는 산업공정열과 냉·난방용으로 사용되고 있다. 현재 국내의 태양열 이용기술은 저온 활용 분야인 태양열온수기 및 설비형 시스템용 액체식 평판형 집열기가 주로 이용되고 있고, 중·고온용 분야인 PTC형, CPC형 및 Parabolic dish형과 같은 집광형 집열기등은 현재 한국 에너지 기술 연구소를 중심으로 연구 개발되고 있다.²⁾ PTC 집열기에 대한 연구는 과거부터 많이 수행되어져 왔다. 타원형 반사경의 평판형 초점면에 도달되는 일사강도 분포에 대한 계산은 D. L. Evans (1977)에 의해 수행되어졌으며³⁾, cone optics 방법으로써 타원형 집열기의 일사강도 분포를 계산한 연구는 S. M. Jeter (1986)에 의해 수행되어졌다.⁶⁾ 이러한 연구를 기초로 하여 한국에너지기술연구소의 연구보고서인 “중·고온 집광시스템 및 활용 기반기술 연구”(1997)에서는 PTC형 집열기에 사용되는 원관형 흡수기에 도달하는 일사강도 분포를 계산하였다.¹⁾ 그러나, PTC 집열기에 대한 성능개선을 위한 연구는 반사경의 형상에

따른 태양일사의 집광분포와 시스템에 대한 해석에 초점이 맞춰져 있고, 태양일사를 직접 열에너지로 바꾸는 흡수기에 대한 열전달적 해석은 다른 연구들에 비해 이루어지지 않고 있다.

대부분의 열전달 해석에서는 대류열전달이 지배적이기 때문에 관벽을 통한 전도열전달의 영향은 무시되고 있다. 그러나, PTC집열기용 원관형 흡수기와 같이 관벽 전체적으로 일정열유속이 유입되지 않고, 국부적으로 비균일하게 열유속이 유입되는 상황에서는 원관에 의한 전도열전달의 영향을 무시하기는 쉽지 않으며, 따라서 원주방향으로 매우 큰 열전달 특성의 변화가 예상된다. 유체역학적으로 완전 발달된 층류 유동에 대한 전도열전달 영향과 대류열전달 영향을 고려한 일정 표면 열유속 조건의 복합 열전달 연구가 2차원적 해석으로 G. S. Barozzi (1985)에 의해 수행되었⁵⁾, 체적력을 고려한 수직원관에 대한 복합 열전달 연구가 M. A. Bernier (1992)에 의해서 연구되어졌다.⁴⁾ 이러한 연구들은 원관주위 모든 방향에서 일정 표면 열유속조건을 사용하기 때문에 PTC 집열기용 원관형 흡수기와 같이 비균일 열유속을 받는 경우에 대해서는 이들의 연구 결과를 활용하기가 불가능하다. 따라서, 본 연구에서는 비균일 열유속을 받는 PTC집열기용 원관형 흡수기에서의 복합열전달 현상을 해석하였다. 본 해석을 위해 관외벽 전체에 특정 분포를 가진 비균일 열유속이 유입되는 경계조건으로 실제의 집광비가 63인 PTC집열기를 모델로 하여 실제상황과 가깝게 모사를 하였다. 또한, 흡수기관재질을 구리(k=401)와 탄소강(k=60.6)으로 변화시켜 재질에 따른 열전달 특성 변화를 비교해 보았다.

2. 원관형 흡수기에 도달하는 일사강도 분포

D. L. Evans(1977)는 평판형 집열기에 대한 광학적 성능을 해석하는 데 중요한 방법을 제공하

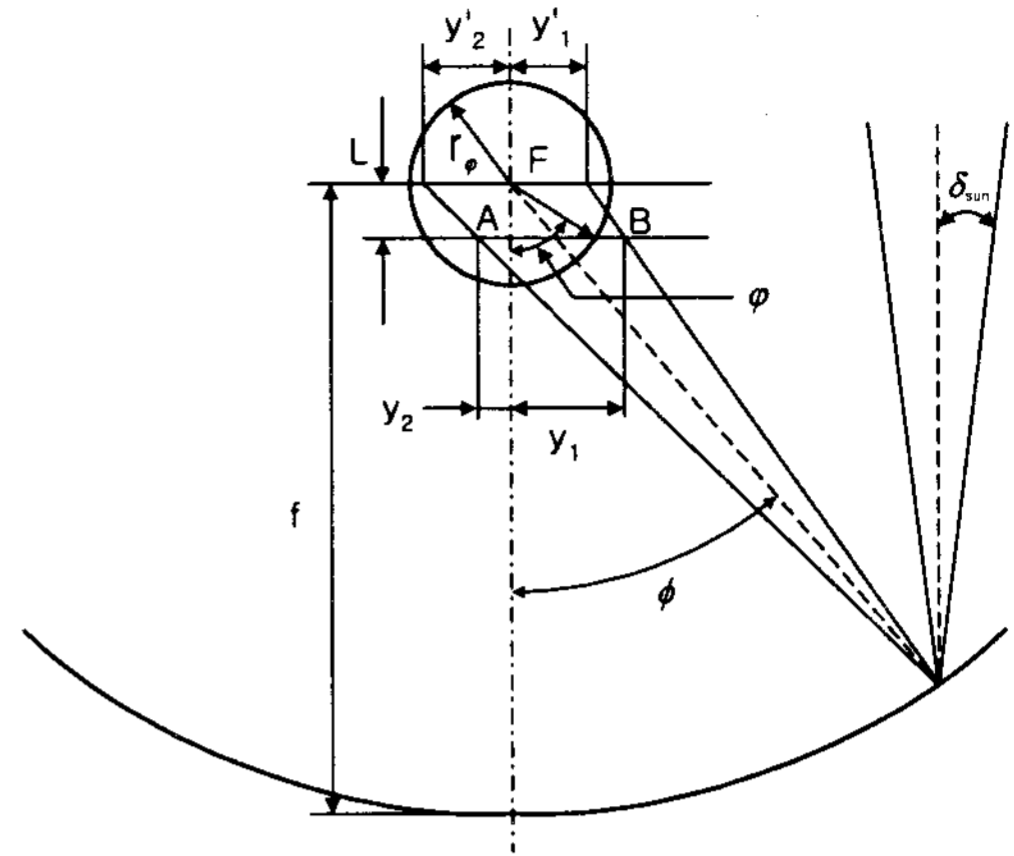


Fig. 1. Coordinate system of a circular receiver

였다.³⁾ 이를 기초로 하여 한국에너지기술연구소에서는 원관형 흡수기에 도달하는 일사강도를 구하기 위해 Jose가 제안한 비균일 일사강도 모델을 사용하여 일사강도분포를 계산하였다.¹⁾ 원관형 흡수기를 사용하는 PTC의 원통 좌표는 그림 1과 같다.

원관형 흡수기에 주어진 점 (ϕ, r_a, z) 에서의 국부집광비는 다음과 같은 식으로 계산된다.¹⁾

$$C(\phi) = i(\phi) / i_{b,ap} = 0.8 \frac{\rho}{\sin \delta_{sun}} \int_{\phi} F(\phi) \cos(\phi - \phi) d\phi \quad (1)$$

태양의 비균일 일사강도 모델에 의하면 $F(\phi)$ 는 다음과 같다.

$$F(\phi) = \frac{1}{2.5641} \left(y^{0.5} + 1.5641 \pi \frac{Y}{4} \right) \quad (\text{for } Y \geq 0) \\ = 0 \quad (\text{for } Y \leq 0)$$

여기서, $Y = 1 - \left[\frac{y - \frac{(y_1 + y_2)}{2}}{b} \right]^2$ 이고

그림 1에서 사용된 좌표계에 의해 y , b , y_1 , y_2 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$y = r_a \sin \phi, \quad b = \frac{y_1 - y_2}{2}$$

$$y_1 = \pm \frac{r \sin \delta_{\text{sun}}}{\cos(\phi - \delta_{\text{sun}})} + L \tan(\phi - \delta_{\text{sun}})$$

$$y_2 = \mp \frac{r \sin \delta_{\text{sun}}}{\cos(\phi + \delta_{\text{sun}})} + L \tan(\phi + \delta_{\text{sun}})$$

δ_{sun} 은 태양복사광 cone의 각도이며, ($2\delta_{\text{sun}} = 0.53^\circ$) $i(\phi)$ 는 원관형 흡수기에 도달하는 일사강도이고, $i_{b,ap}$ 는 반사경의 개구부에 입사되는 일사량이다. 본 계산에 사용된 PTC집열기의 사양은 표 1과 같다.

표 1과 같은 PTC집열기의 원관형 흡수기에 도달하는 일사강도 분포는 식 (1)을 차양효과와 가

Table 1. A calculative value of PTC

림각 (ϕ_r)	75°	반사경의 반사율(ρ)	0.8
초점거리 (f)	0.6 m	$\frac{r_a}{f}$	0.0267 ~ 0.033

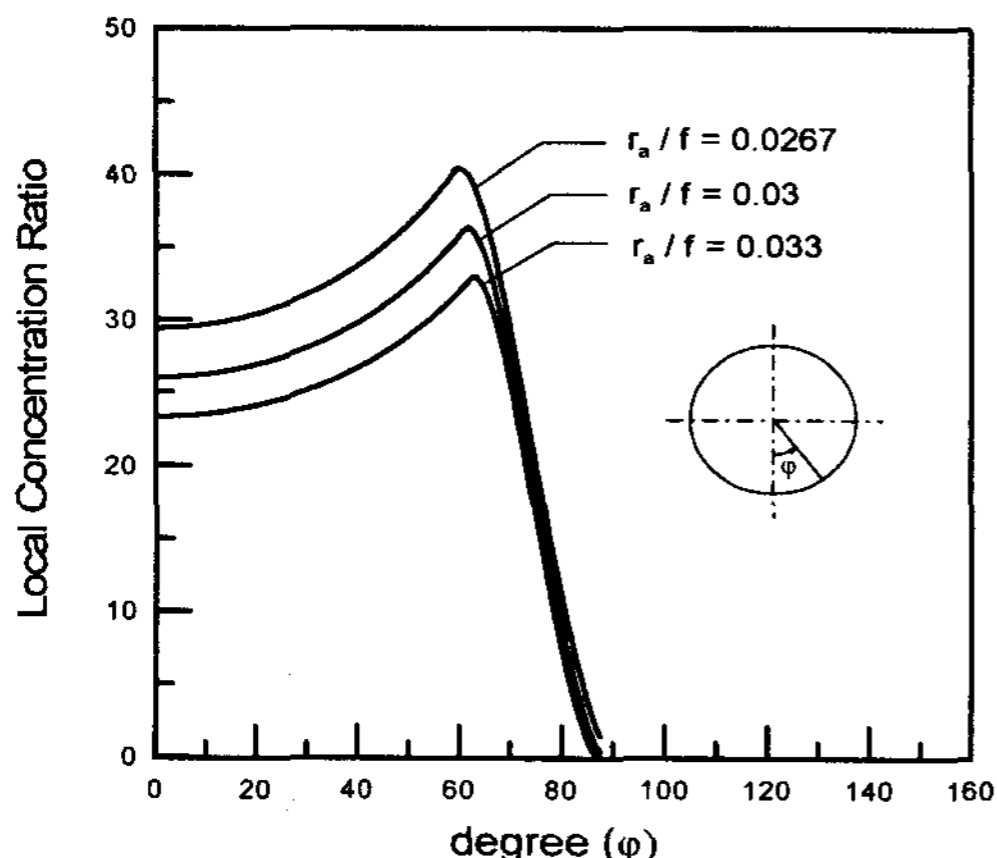


Fig. 2. Image distributions for PTC

시범위를 고려하여 수치적분함으로써 구할수 있으며 그 결과는 그림 2와 같다.

3. 계 산

두께를 고려한 정상상태의 원관내 층류 유동을 계산하기 위해 사용된 계산영역과 좌표계는 그림 3 과 같은 원통좌표계를 사용하였고, 입구조건으로는 일정온도 및 완전발달유동이 유입되는 조건을 사용하였다. 계산은 상용 열·유동 해석 프로그램인 CFD-ACE를 사용하여 계산하였다. 원관내의 완전발달된 층류유동의 운동량방정식과 속도분포는 다음과 같다.

운동량 방정식

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u}{\partial r} \right) = \frac{1}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x}$$

속도분포

$$u(r) = \frac{\int_{A_c} \rho u dA_c}{\rho A_c}$$

$$= \frac{2}{R_i^2} \int_0^{R_i} u r dr = -\frac{R_i^2}{8\mu} \frac{dp}{dx}$$

관벽의 축방향 및 원주방향으로의 전도열전달을 고려한 복합열전달 해석을 위한 고체 및 유체 영역에 대한 에너지 방정식은 다음과 같다.

고체영역 ($0 \leq x \leq L, R_i \leq r \leq R_o$)

$$\frac{1}{r} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} \right) + \frac{1}{r^2} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} \right) + \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right) = 0$$

유체영역 ($0 \leq r \leq R_i$)

$$u \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{k_f}{\rho C_p} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right]$$

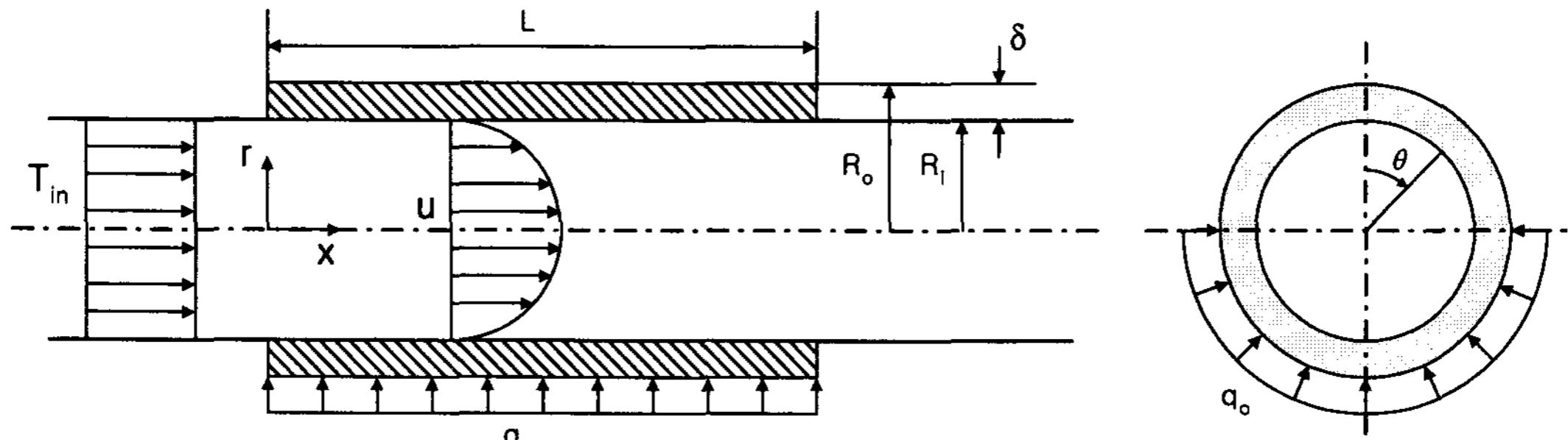


Fig. 3. Schematic diagram of the circular receiver and coordinate system

모든 계산은 일정 물성치 조건으로 계산되었고, 유체영역에서의 축방향 열전도와 열생성 및 점성 소산은 무시하며, 작동유체는 물을 사용하였다.

경계조건으로는 앞서 비균일 일사강도 모델을 기초로 해서 계산된 PTC형 집열기내의 국부 집광비(그림 2)를 통해 원관형 흡수기에 도달하는 열유속을 계산하여 이를 가지고, 외부 경계조건으로 사용하였으며, 외부 열유속이 θ 의 함수로써 원주방향으로 변화되고, 축방향으로는 일정하게 유입된다. (그림 2)

고체와 유체의 접촉면에서는

$$k_s \frac{dT}{dr} \Big|_{R_i} = k_f \frac{dT}{dr} \Big|_{R_i}$$

가 성립한다.

계산에서 사용된 평균속도(mean velocity)와 체적온도 (bulk temperature)는 다음과 같다.

$$u_m = \frac{\int_{A_c} u \, dA}{\int_{A_c} dA} = \frac{\int_0^{R_i} \int_0^{2\pi} u \, r \, d\theta \, dr}{\int_0^{R_i} \int_0^{2\pi} r \, d\theta \, dr}$$

$$T_b = \frac{\int_0^{R_i} \int_0^{2\pi} T u r \, d\theta \, dr}{\int_0^{R_i} \int_0^{2\pi} u r \, d\theta \, dr}$$

국부 열전달계수 (local heat transfer

coefficient)는 다음과 같이 계산된다.

$$h = \frac{q}{(T_w - T_b)}$$

q 는 유체에 전달되는 국부 열유속(local heat flux)이다. 무차원 변수인 국부 누셀트 수(local Nusselt number)는

$$Nu_\theta = \frac{2hR_i}{k_f}$$

로 정의된다. 또한, 축방향에 따른 평균 누셀트 수는

$$\overline{Nu} = \frac{\int_{A_c} Nu_x \, dA}{\int_{A_c} dA}$$

Table 2. Variables for calculation

변 수	변 수 범 위
$\Delta = (\delta / D)$	1/30 , 1/10 , 1/6
Re	50, 200, 500
k_s / k_f	661.7, 100
$l^* = l / D$	50/3

로 계산된다.

층류유동에 대한 계산을 벽 두께를 변화시켜 두 가지 재질에 대해 레이놀즈 수 50, 200, 500에 대해 계산하였고, 계산에 사용된 변수조건은 표 2와 같다.

4. 결과 및 고찰

4.1 유체에 유입되는 열유속

그림 4, 5, 6은 $x^*=8.4216$ 인 지점에서 두 가지 재질에 대해서 유체에 유입되는 무차원 열유속 분포를 원주방향으로 도식한 결과이다.

q^* , x^* 는 다음과 같은 무차원 변수이다.

$$q^* = q_{R_i} / \overline{q_{R_i}} \quad x^* = x / D$$

여기서, $\overline{q_{R_i}}$ 는 고체와 유체의 접촉면에 유입되는 평균열유속으로 다음과 같다.

$$\overline{q_{R_i}} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} q_{R_i} d\theta$$

또한, q_{R_i} 는 고체와 유체의 접촉면에서의 열유속이다.

결과에서 보면 Δ 가 커질수록, k_{sf} 가 커질수록, 레이놀즈 수가 적을수록 $\theta=0^\circ$ 인 지점과 $\theta=180^\circ$ 인 지점의 유체로 전달되는 열유속의 차이가 적게 나타나는 경향을 볼 수 있다.

레이놀즈 수에 따른 원주방향 열유속분포의 영향을 살펴보면, $Re=500$ $k_{sf}=100$ 일 경우, $\Delta=1/30$ 일 때의 양 지점의 차이는 최대인 180° 지점의 65.4% 정도로 나타났고, 같은 경우 $Re=50$ 일 때는 39.1% 정도로 레이놀즈 수가 줄어들어 따라 양 지점의 차이가 적게 나타났다. 이는 레

이놀즈 수가 증가함에 따라 경계층의 발달이 늦춰지게 되고, 유체에 유입되는 열유속량이 증가함으로써, 전도에 의한 원주방향의 열전달 영향을 감소시키게 되는 원인 때문으로 볼 수 있다.

관벽의 열전도율에 따른 영향을 보면, $Re=50$ $\Delta=1/6$ 의 경우, $k_{sf}=100$ 일 때 양 지점의 차이가 11.6%정도 나타나고, $k_{sf}=661.7$ 일 때 2.0%밖에 나타나지 않았다. 두께의 영향 역시 Δ 가 커질수록 양 지점의 차이가 적게 나타나고 있다.

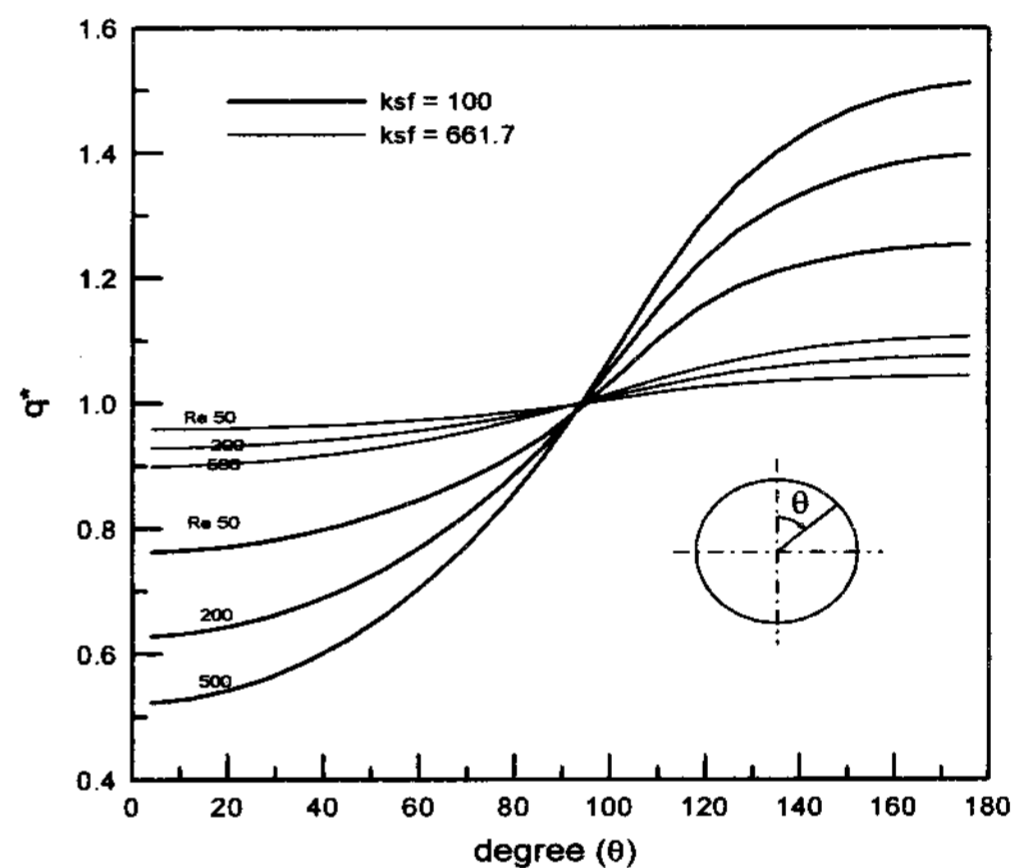


Fig. 4. Radial distributions of non-dimensional heat flux ($\Delta=1/30$)

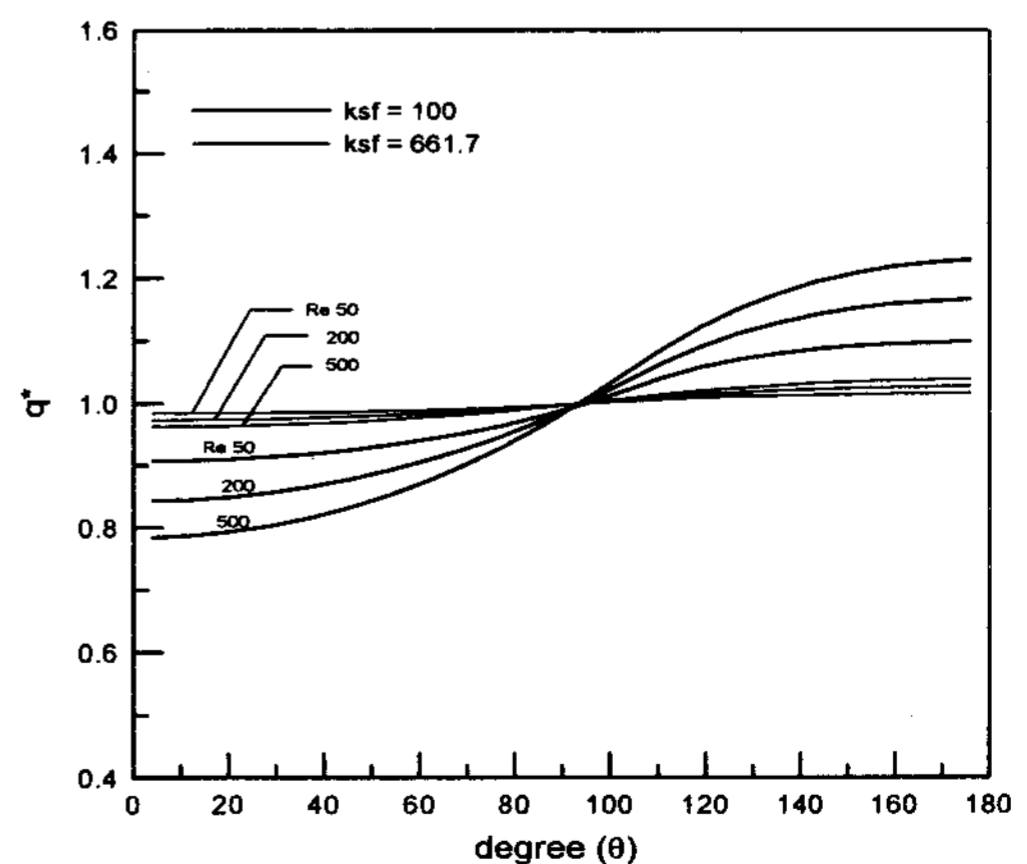


Fig. 5. Radial distributions of non-dimensional heat flux ($\Delta=1/10$)

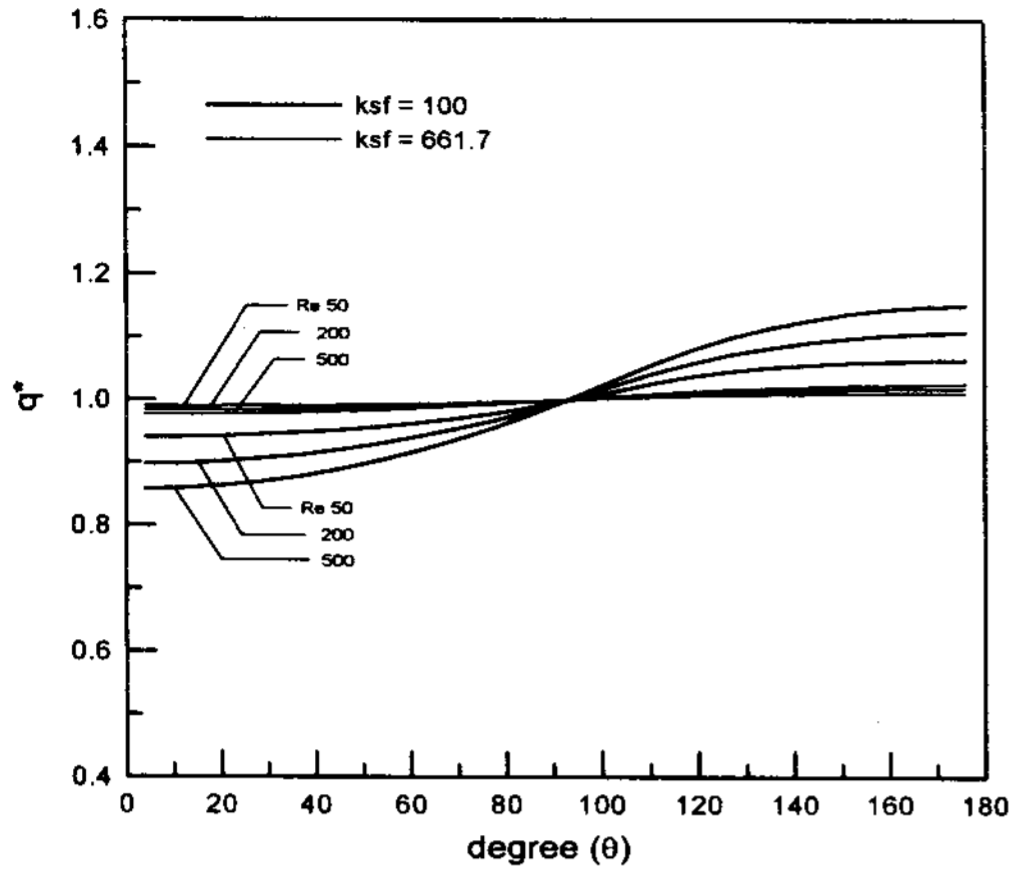


Fig. 6. Radial distributions of non-dimensional heat flux ($\Delta=1/6$)

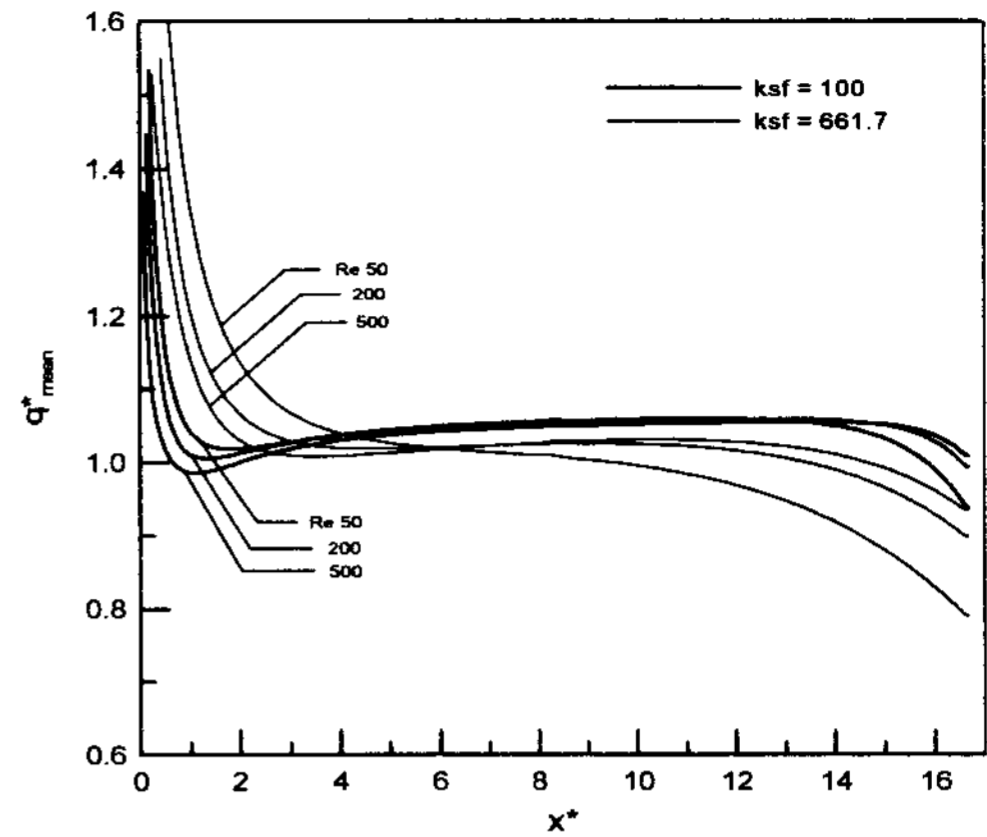


Fig. 8. Axial distributions of non-dimensional heat flux ($\Delta=1/10$)

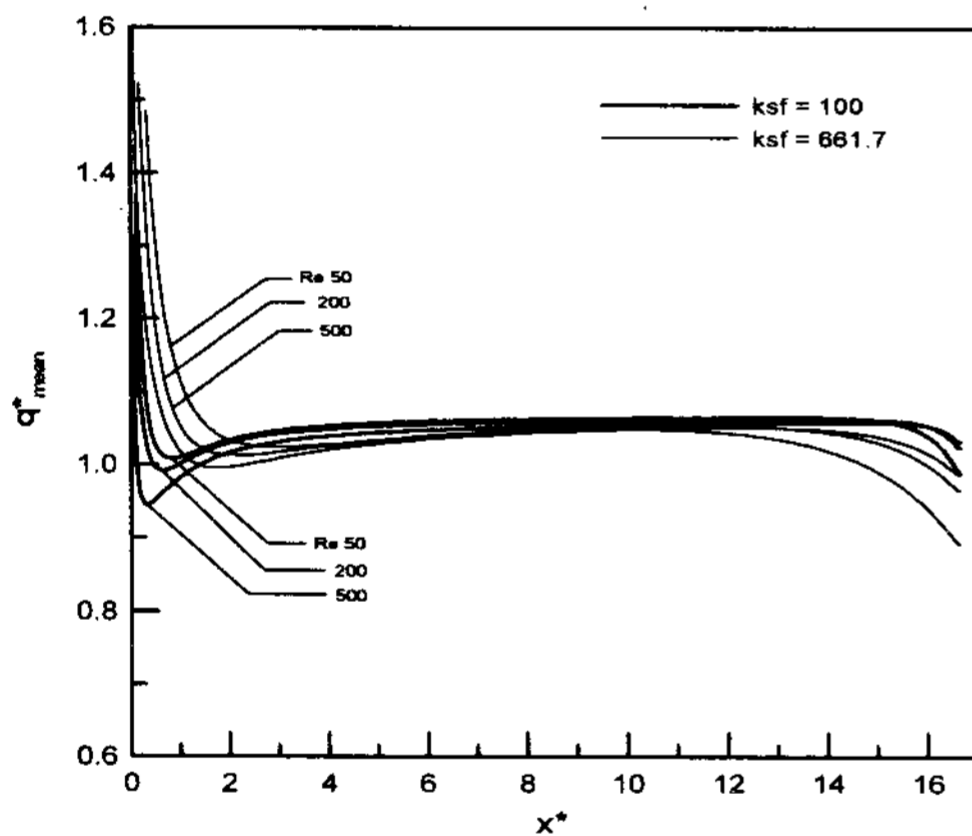


Fig. 7. Axial distributions of non-dimensional heat flux ($\Delta=1/30$)

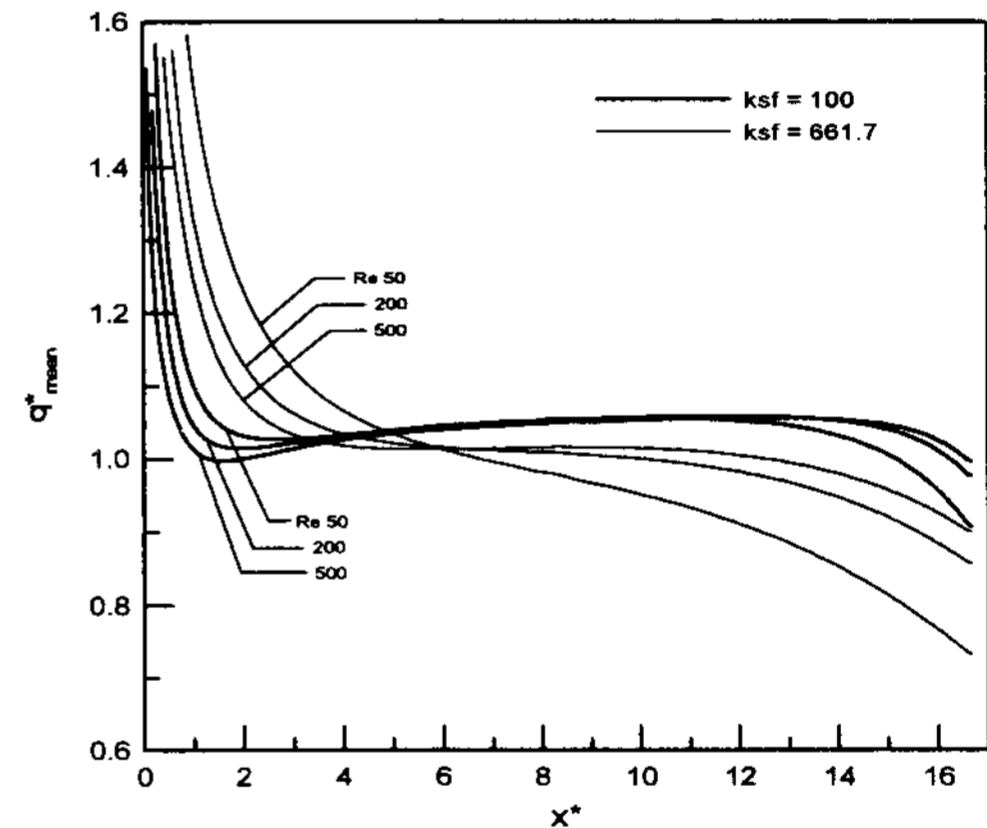


Fig. 9. Axial distributions of non-dimensional heat flux ($\Delta=1/6$)

이는 원주방향 전도열전달의 영향이 나타난 것으로 재질의 열전도율이 클수록, 관벽의 두께가 클수록 원주방향으로의 전도열전달 영향이 커진다는 것을 나타낸다.

그림 7, 8, 9 는 원주방향으로 면적평균된 무차원 열유속분포를 축방향에 따라 나타낸 결과이다. y축에 도식되어 있는 q^*_{mean} 은 다음과 같다.

$$q^*_{mean} = (q_{R_i} / \overline{q_{R_o}}) \times \frac{R_o}{R_i}$$

$$\overline{q_{R_o}} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} q_{R_o} d\theta$$

$\overline{q_{R_o}}$ 는 외부로부터 유입되는 열유속분포를 평균한 값이다.

전체적인 성향은 입구쪽의 열유속이 높게 나타나고, 출구쪽의 열유속이 낮게 나타나는 경향을 볼 수 있다. 이것은 관벽의 축방향 온도구배로 인해 출구쪽에서 입구쪽으로 축방향 전도열전달이 일어나는 영향을 나타낸다. 또한, Δ 가 증가할

수록 출구쪽의 평균열유속은 감소하고, 입구쪽의 평균열유속은 증가하는 추세를 볼 수 있는데, 이 경향은 관벽이 두꺼워질수록 축방향으로 전도열 전달이 많이 일어나는 영향이라고 볼 수 있다. 이러한 경향은 레이놀즈 수가 적을 수록, k_{sf} 가 클수록 뚜렷해지는 것을 볼 수 있다.

4.2 누셀트 수

그림 10, 11, 12 는 $x^*=16.67$ 인 출구지점의 국부 누셀트 수를 원주방향으로 나타낸 결과이다. 세 가지 레이놀즈 수에 따른 국부 누셀트 수의 영역이 다른 원인은 계산영역내에서 레이놀즈 수가 50인 경우를 제외한 다른 두 레이놀즈 수 경우는 열적 경계층이 발달하고 있는 입구영역내의 상황을 나타내기 때문이다.

전체적인 경향은 $\theta=0^\circ$ 인 지점의 국부 누셀트 수가 180° 인 지점보다 높게 나타나고 있다. 이는 유체에 유입되는 열유속은 줄어들지만, 접촉면의 온도와 체적온도와의 차이가 적어지므로, 상대적으로 국부 누셀트 수는 증가하게 되는 것이다. 또한, 이 경향에서 유입되는 열유속량은 많고, 국부 누셀트 수는 적게 나타나는 $\theta=180^\circ$ 지점의 열전달률을 향상시키는 방안이 제안될 수 있다.

원주방향 분포를 살펴보면 Δ 가 증가할수록 $\theta=0^\circ$ 인 지점과 $\theta=180^\circ$ 인 지점의 국부 누셀트 수의 차이가 적어지는 것을 볼 수 있다. $Re=50$, $k_{sf}=100$, $\Delta=1/30$ 인 경우의 양 지점의 국부 누셀트 수 차이는 $\theta=0^\circ$ 인 지점의 35.4%를 나타낸 반면, 같은 경우 $\Delta=1/6$ 일 때는 10.2% 정도로 양 지점의 차이가 적게 나타났다. 이는 Δ 가 증가할수록 원주방향으로의 전도열전달의 영향이 증가하기 때문에 이로 인한 대류열전달율의 차이가 줄어들기 때문이다. 또한, k_{sf} 가 클 수록 양 지점의 누셀트 수 차이가 적어지는 것을 볼 수 있다. 비교적 차이가 크게 나타나는 $Re=50$, $\Delta=1/30$ 인 경우, 양 지점의 차이는 7.2% 정도밖에

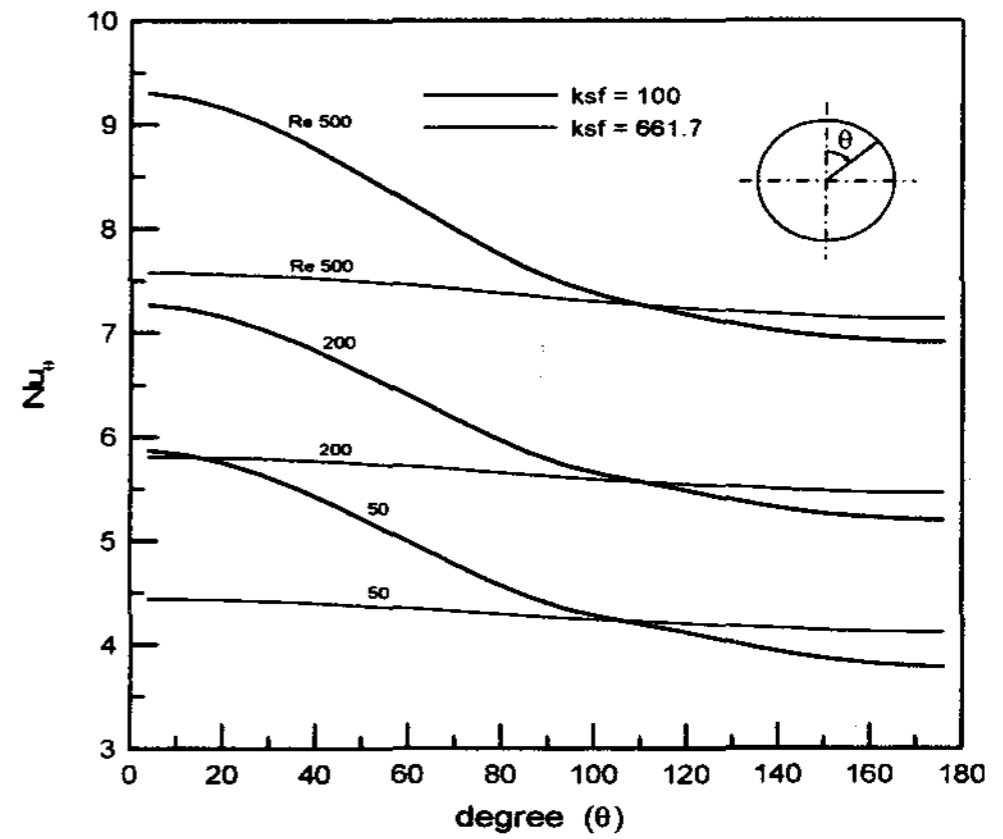


Fig. 10. Radial distributions of local Nu ($\Delta=1/30$)

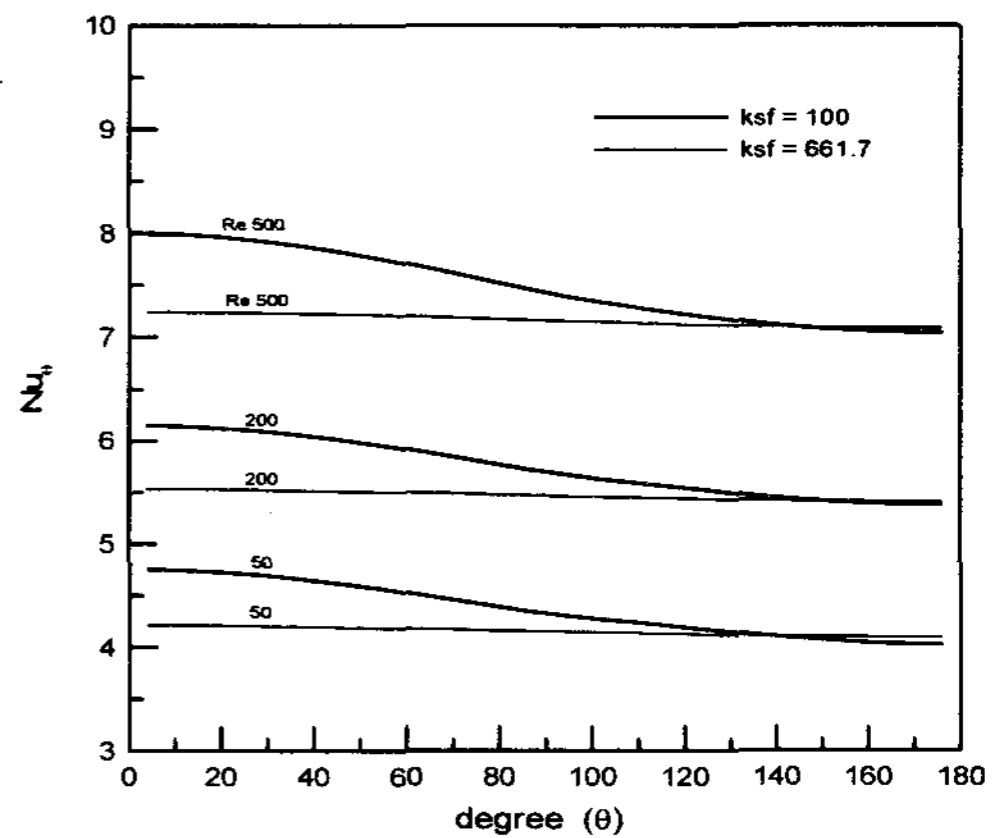


Fig. 11. Radial distributions of local Nu ($\Delta=1/10$)

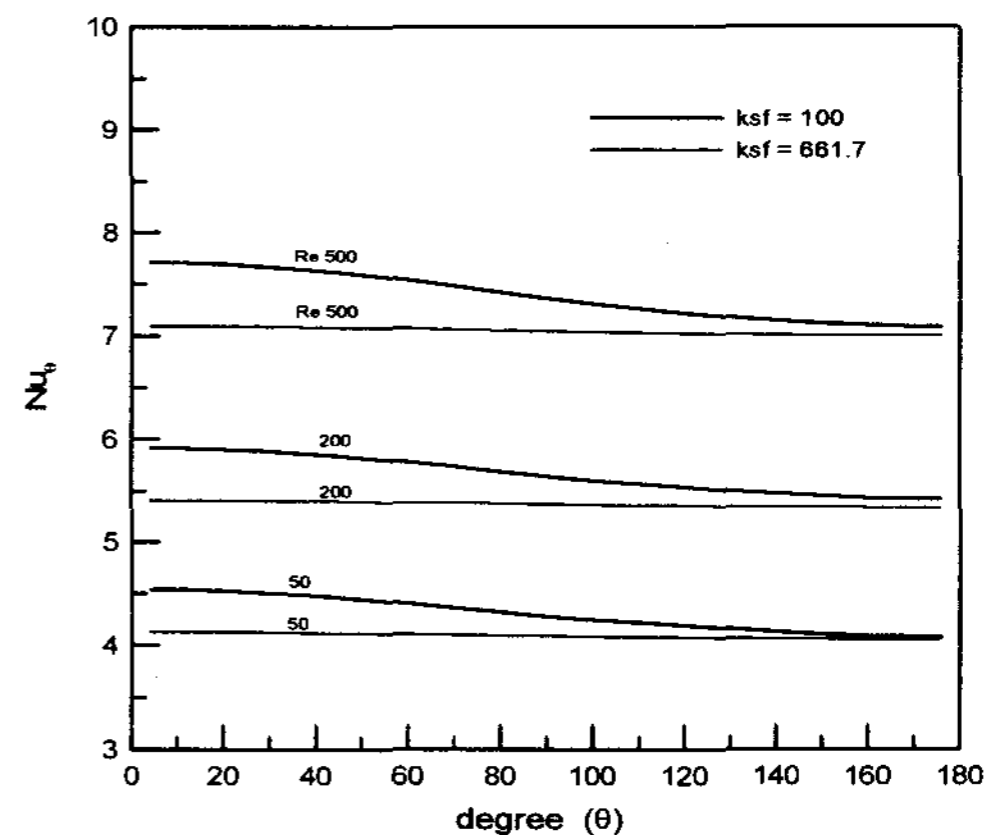


Fig. 12. Radial distributions of local Nu ($\Delta=1/6$)

나타나지 않았다. 이것은 재질의 열전도율이 증가하면 마찬가지로 전도열전달의 영향이 증가하는 원인이다.

5. 결 론

본 연구에서는 PTC 집열기에 사용되는 원관형 흡수기에 대해 이를 두께가 있는 원관으로 모델링하여 비균일 열유속이 유입되는 경계조건을 사용해서 전도와 대류의 열전달 특성을 살펴보았다. 이러한 계산을 통해 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1. PTC 집열기용 원관형 흡수기에서는 외부 열유속 분포가 반사경을 향한 영역을 중심으로 비균일하게 분포하여 유입됨으로(그림 2.) 원관형 흡수기의 원주방향에 따라 열전달 특성이 변화하는 것을 확인했다.
2. 원관형 흡수기의 재질이 탄소강($k_{sf}=100$)일 경우 $x^*=8.4216$ 부분에서 원주방향으로 가장 많은 열유속의 차이를 보이는 것은 $Re=500$, $\Delta=1/30$ 일 경우였고, 그 차이는 $\theta=180^\circ$ 지점의 65.4% 정도였다.
3. 누셀트 수의 경우 출구 부분인 $x^*=16.67$ 인 지점에서 원주방향으로 가장 많은 차이를 나타낸 것은 $Re=50$, $k_{sf}=100$, $\Delta=1/30$ 의 경우였고, 그 차이는 $\theta=0^\circ$ 인 지점의 35.4% 정도로 나타났다.
4. 축방향의 열유속분포는 관벽의 축방향 온도구배로 인해 출구쪽에서 입구쪽으로의 전도열전달이 일어남으로써 입구쪽의 열유속이 높게

나타났고, 이는 Δ 가 증가할수록, 레이놀즈 수가 감소할수록 재질의 열전도율이 증가할수록 뚜렷해지는 경향을 볼 수 있었다.

참 고 문 헌

1. 한국에너지기술연구소, "중·고온 집광시스템 및 활용 기반 기술 연구", 과학기술처, 1996, pp.31~46
2. 강용혁, "우리 나라 재생 가능 에너지의 가능성과 기술 현황", 한국에너지기술연구소, 1998.
3. John A. Duffie and William A. Beckman, "Solar Engineering of Thermal Process", 2nd Edition, John Wiley & Sons, 1980, pp.358~369
4. M. A. Bernier and B. R. Baliga, "Conjugate Conduction and Laminar Mixed Convection in Vertical Pipes for Upward Flow and Uniform wall Heat Flux", Numerical Heat Transfer, Vol. 21, 1992, pp.313~332
5. G. S. Barozzi and G. Pagliarini, "A Method to Solve Conjugate Heat Transfer Problems : The case of Fully Developed Laminar Flow in a Pipe", Journal of Heat Transfer, Vol. 107, 1985, pp.77~83
6. S. M. Jeter, "The Distribution of Concentrated Solar Radiation in Paraboloidal Collectors", Journal of Solar Engineering, Vol. 108, 1986, pp.219~225