

[논문] 태양에너지
Solar Energy
Vol. 19, No. 1, 1999

배플이 있는 튜브 내에서의 대류와 비회복사

이재용*, 서태범**, 김종보**

* 인하대학교 대학원

** 인하대학교 기계공학과

Convection and Non-Gray Radiation in a Tube with Circumferential Fins and Circular Disks

Jae yong Lee*, Tae beom Seo**, Chong bo Kim**

* Graduate School, Inha University

** Department of Mechanical Engineering, Inha University, Inchon, 402-751

ABSTRACT

The effect of radiation heat transfer was investigated under various operating conditions in a circular tube with circumferential fins and circular disks. Using a finite volume technique(FVM) for steady laminar flow, the governing equations were derived in order to simulate the flow and temperature fields. In addition, the $P-1$ approximation and the Weighted Sum of Gray Gas Model(WSGGM) were used for the radiation transport equation(RTE).

From the results, radiation heat transfer was significant compared to convection heat transfer. These results will be applied to the design of the heat exchanger for a condensing boiler, which were developed for domestic heating.

기 호 설 명

c_p	specific heat at constant pressure
D	diameter
D_h	hydraulic diameter
F	fin height
I	radiation intensity
G	integrated radiation intensity
h	heat transfer coefficient
H	pitch of the circumferential fin
k	thermal conductivity
L	disk radius
S	distance of fin and circular disk
p	pressure
r	radius
q_{conv}	convection heat flux
q_{rad}	radiation heat flux
q_{tot}	total heat flux
u	axial velocity
v	radial velocity
T	temperature
T_m	bulk mean temperature
Pr	Prandtl number
Re	Reynolds number
Nu_{conv}	convection Nusselt number
Nu_{rad}	radiation Nusselt number
Nu_{tot}	total Nusselt number
μ	viscosity
λ	wavelength
ρ	density
ω	solid angle

1. 서 론

연소가스에 의하여 외기로 버려지는 잠열을

회수할 수 있도록 설계된 응축식 가스 보일러를 사용하면 기존의 보일러에 비하여 약 12~17% 정도의 높은 열효율을 얻을 수 있다. 이러한 응축식 가스 보일러에서 고온의 연소가스가 가진 잠열을 효과적으로 회수하기 위해서는 일반적으로 사용되는 열교환기와 동일한 크기에서 보다 높은 열교환 효율을 갖는 다양한 형상의 콤팩트형 열교환기(compact heat exchanger)의 사용이 요구되며, 이러한 열교환기의 효율 향상을 위해서 여러 가지 연구가 행해지고 있다. 그 중에서 원관 내부에 환형환을 연속적으로 부착하고 그 사이에 원관형 배플을 배치하여 열전달을 증대시키는 열교환기가 고안되었다. 환형환과 중간에 원관형 배플을 삽입한 경우에는 고온의 가스가 진행되는 동안에 주유동의 방향이 크게 바뀌게 되면서 벽면에 수직한 방향으로 고온의 가스가 충돌하게 되며, 또한 환형환 사이에서의 유동이 정체되는 것을 막아주어 열전달을 향상시키게 된다. 그러나, 이러한 대류 열전달 이외에도 연소에 의해 생성된 고온의 연소가스가 열교환기 내부를 통과하면서 비교적 낮은 온도의 관벽과 고온의 연소 가스 사이의 복사에 의한 열전달량이 커지게 된다. 연소가스의 경우는 일반적으로 이산화탄소, 수증기, 질소로 구성되어 있는데, 이 중 이산화탄소와 수증기는 자체의 분자구조에 의하여 열복사(thermal radiation)를 흡수하거나 방사하게 되며, 따라서 일반적인 대류에 의한 열전달 효과를 고려하는 것 이외에 복사에 의한 열전달 효과를 무시할 수 없게 된다. 이제까지 원관 혹은 평관사이에 환을 설치한 경우에 대해서 많은 수치해석 및 실험적 연구가 행해져 왔으며, 환형환과 원관형 배플이 설치된 열교환기의 최적 원관형 배플 위치나 대류효과에 의한 열전달과 압력강하에 대한 연구 또한 최근 발표된 바 있다. Webb and Ramadhyani(1985)는 엇갈린 리브(rib)에 대하여 완전발달된 유동에 대

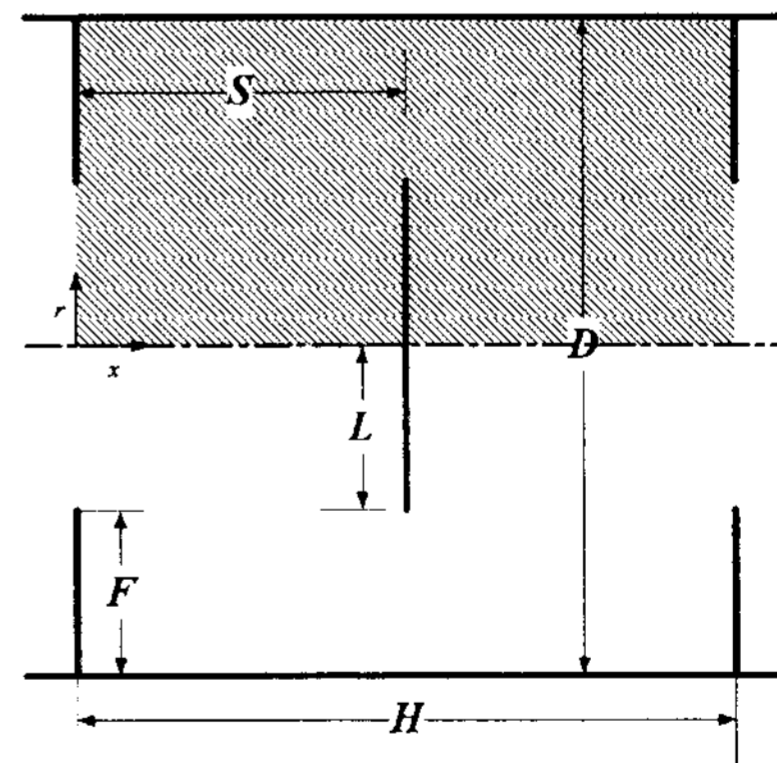
한 열전달과 압력강하 계산을 하였고, Kelkar and Patankar(1987)는 엇갈린 흰배치를 가지는 평판에 대하여 유사한 연구를 수행하였는데, 그 결과는 앞서 Webb에 의하여 이루어진 연구와 그 결과가 유사하였다. 또한 Berner et al.(1984)과 Habib et al.(1994)은 유사한 형태에 대하여 실험적인 방법을 이용하여 연구하였다. Berner et al.은 배플에 의하여 발생하는 유동 패턴을 가시화 하는 방법을 이용하였으며, Habib et al.은 배플의 높이를 변화시키면서 속도와 압력강하의 변화를 관찰하였다. 그러나 이러한 연구들은 주로 평판에 흰이나 리브를 설치한 경우의 열전달 효과에 대한 연구이므로 원관에 대한 연구와 비교하는데는 어려움이 있다. 그리고 원관에서의 경우는 환형흰을 설치하는 것 이외에 길이 방향의 흰을 설치하는 방법을 이용하여 열전달을 향상시키는 방법이 연구되었다. (M. H. Hu and Y. P. Chang(1973), Patankar et al. (1979), Giampietro Fabbri(1998)) 본 연구와 유사한 방식의 논문으로는 Rowley and Patankar (1984)가 환형흰을 설치한 원관에 대하여 연구를 수행하였으나, 원판형 배플을 삽입한 이번 경우와 직접적으로 비교할 수 없으며, Jeon et al.(1999)의 경우 환형흰과 원판형 배플을 설치한 경우에 있어서 열전달과 압력강하를 수치적으로 계산하였으나, 고온 가스에 대한 복사 열전달은 고려하지 않았다.

따라서, 본 연구에서는 관내에 환형흰과 원판형 배플이 설치되어 있는 덕트 내에서의 대류 및 복사 열전달 특성을 수치해석적인 방법으로 접근하였다. 다양한 경우의 온도 조건과 레이놀즈 수(Reynolds Number)에 의한 열전달 특성 변화를 분석하였으며, 이러한 경우에 대해 가지 경우에 대류 열전달과 비교해서 전체 열전달에 미치는 복사 열전달의 영향을 분석하였다.

2. 모델링

Fig. 1은 본 연구에 사용된 계산영역을 표시한 것이다. Fig. 1 (a)는 계산영역 중에서 한 모듈을 나타낸 것으로서 환형흰의 높이는 F , 원판형 배플의 반지름은 L , 원판형 배플과 환형흰사이의 거리는 S 로 표시하였다. 그리하여 $H/D = 1.0$, $S/D = 0.5$, $L/D = 0.25$, 그리고 $F/D = 0.25$ 인 모듈을 정의하고, 이러한 모듈을 연속적으로 배열함으로써 전체적인 계산영역이 형성되며, 실제 계산에서는 Fig. 1 (b)와 같이 8개의 모듈을 가진 환형흰-원판형 배플 열교환기가 사용되었다.

열교환기 내에서의 유동을 정상상태(steady-state)의 층류(laminar)유동이라고 가정하였고, 다음의 가정을 이용하여 지배 방정식을 유도하였다.



(a) Details of single module



(b) Schematic geometry

Fig. 1. Considered geometry

- 1) 연소가스는 비압축성이며, 물성치는 일정하다
 - 2) 점성에 의한 에너지 손실은 무시한다.
 - 3) 가스는 열을 흡수하고 방사하지만, 소산(scattering)하지 않는다
 - 4) 벽은 회체(gray-body) 반사면이고, 온도는 일정하다.
 - 5) 입구에서의 온도와 속도는 일정하다
- 일정한 값의 물성치를 가지는 지배 방정식은 다음과 같이 기술될 수 있다.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial(rv)}{\partial r} = 0 \quad (1)$$

$$\rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial r} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u}{\partial r} \right) \right] \quad (2)$$

$$\rho u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial r} = -\frac{\partial p}{\partial r} + \mu \left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial v}{\partial r} \right) \right] \quad (3)$$

$$\rho c_p u \frac{\partial T}{\partial x} = k \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) - \nabla \cdot \bar{q}_{rad} \quad (4)$$

운동량 방정식과 에너지 방정식을 위한 적절한 경계조건은 다음과 같다.

$$r=0 \text{ 에서 } \frac{\partial u}{\partial r} = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial r} = 0 \quad (5)$$

$$r=R \text{ 에서 } u=0, \quad T=T_{wall} \quad (6)$$

$$x=0 \text{ 에서 } u=u_{inlet}, \quad T=T_{inlet} \quad (7)$$

식(4)에 나타나 있는 \bar{q}_{rad} 는 복사 열유속 벡터(radiation flux vector)이며 이를 계산하기 위해서 필요한 복사강도(radiation intensity) I 는 복사 전달 방정식 (Radiative Transport

Equation)을 풀어서 얻을 수 있다. 그러나 복사 전달 방정식이 비교적 계산하기가 복잡하므로 이를 간략하게 묘사한 $P-1$ 근사법($P-1$ approximation)을 이용하여 I 를 구하였다. 열유속 벡터는 다음과 같이 정의된다.

$$\bar{q}_{rad} = \int_{4\pi} \int_0^\infty I_\lambda \bar{s} d\lambda d\omega \quad (8)$$

여기서 I_λ 은 파장에 따른 복사 강도를 의미하며, \bar{s} 는 단위벡터이다. 여기에 사용된 복사 전달 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{dI_\lambda}{ds} + a_\lambda I_\lambda = a_\lambda I_\lambda b \quad (9)$$

식 (9)를 모든 방향에 대하여 적분하면,

$$-\nabla \cdot \bar{q}_{rad} = a_\lambda (G_\lambda - 4e_{b\lambda}) \quad (10)$$

여기서 G_λ 는 모든 방향에 대하여 적분한 복사 강도로서 다음과 같다.

$$G_\lambda = \int_{4\pi} I_\lambda d\omega \quad (11)$$

$e_{b\lambda}$ 는 유출강도(emissive power)이다.

$$e_{b\lambda} = \pi \cdot I_{b\lambda} \quad (12)$$

또한 이산화탄소와 수증기의 비회흡수계수를 계산하기 위하여 WSGGM(Weighted Sum of Gray Gas Model)을 사용하였다. 지배 방정식에 의하여 계산된 국소온도를 식(13)에 적용하여 체적 평균 온도 (bulk mean temperature) T_b 를 구하였다.

$$T_b = \int_0^{D/2} |u| T r dr / \int_0^{D/2} |u| r dr \quad (13)$$

여기서 속도에 절대값을 취하는 것은 환형회와 원판형 배플에 의해서 생기는 재순환류(recirculation flow)의 유동방향이 주유동방향과 다른 것을 고려한 것이다. 벽에서의 국소 열 유속(local heat flux) q_{conv} 와 T_b 를 식(14), (15)에 대입하여 국부 대류 열전달 계수(local heat transfer coefficient)와 대류에 의한 국부 대류 누셀트 수를 구할 수 있다.

$$h = \frac{q_{conv}}{(T_w - T_b)} \quad (14)$$

$$Nu_{conv} = hD/k \quad (15)$$

총괄 대류 누셀트 수(Overall convection Nusselt number)는 국소 대류 누셀트 수(Local Nusselt number)를 면적 평균함으로써 얻을 수 있다. 그러므로 각각의 한 모듈에서의 총괄 대류 누셀트 수는 다음과 같다.

$$\overline{Nu}_{conv} = \int_{A_T} NudA / \int_{A_w} dA \quad (16)$$

여기서 A_T 는 환형회가 포함된 관의 면적을 의미하고, A_w 는 관내벽의 면적을 의미한다.

대류에 의한 열전달량과 함께 복사에 의한 열전달량을 계산하기 위하여 우선 대류와 복사를 포함한 총괄 열 유속(total heat flux)을 각 모듈마다 다음과 같은 방법으로 구하였다.

$$q_{tot} = \frac{1}{R \cdot \Delta x} \left[\int_0^R \rho u c_p T dr \Big|_{x+\Delta x} - \int_0^R \rho u c_p T dr \Big|_x \right] \quad (17)$$

총괄 열 유속을 식(18)에 대입하면 다음의 총괄 누셀트 수를 구한다.

$$Nu_{tot} = \frac{q_{tot} \cdot D}{k(T_w - T_m)} = Nu_{conv} + Nu_{rad} \quad (18)$$

$$Nu_{conv} = \frac{q_{conv} \cdot D}{k(T_w - T_m)} \quad (19)$$

$$Nu_{rad} = \frac{q_{rad} \cdot D}{k(T_w - T_m)} \quad (20)$$

3. 계산 과정

주어진 지배 방정식을 풀기 위하여 SIMPLEC 알고리즘을 채용한 유한 체적법(Finite Volume Method)을 사용하는 열-유체 유동 해석 프로그램인 FLUENT를 사용하였다. 각 모듈은 102×52 ($x \times r$)의 비균일(non-uniform)격자에서 계산이 수행되었으며, 격자 조건에 따른 결과의 차이(grid sensitivity)를 검증하기 위하여 보다 조밀한 격자에서 동일한 조건으로 계산하였다. 이 계산에서 122×62 격자와 102×52 격자 사이의 총괄 대류 열전달 계수의 차이는 2.7% 정도로서 계산시간의 단축을 위하여 102×52 격자를 사용하는 것이 타당한 것으로 나타났다. 작동유체로는 $CO_2 = 0.15$, $H_2O = 0.1$, $N_2 = 0.75$ 의 몰분율을 가지는 혼합가스를 이용하였으며, 입구온도를 1,200K로 고정시킨 상태에서 벽면의 온도를 300K, 600K, 900K로 변화시켜가며 계산을 수행하였다. 레이놀즈 수에 따른 총괄 누셀트 수 (Nu_{tot})의 변화를 보기 위하여 $Re = 500$ 의 경우와 $Re = 1,000$ 의 경우를 계산하여 비교하였다. 이러한 경우의 압력강하 및 환형회와 원판형 배플의 최적조건에 관한 고찰은 앞서 시행된 연구에서 이미 제시되어 있으므로, 본 연구에서는 열전달 효과만을 주로 관찰하도록 한다.

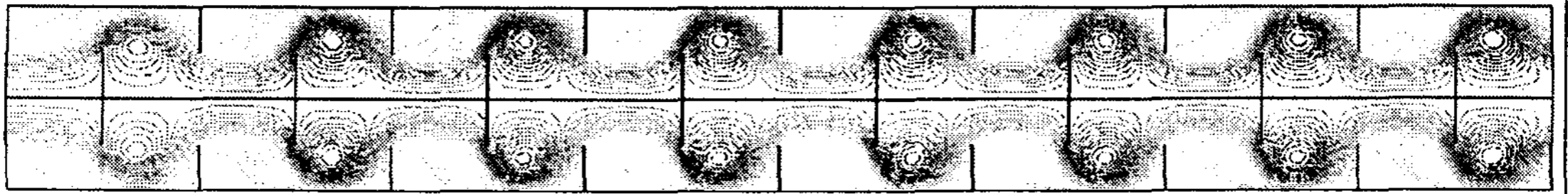


Fig. 2. Streamlines of developing and developed regions

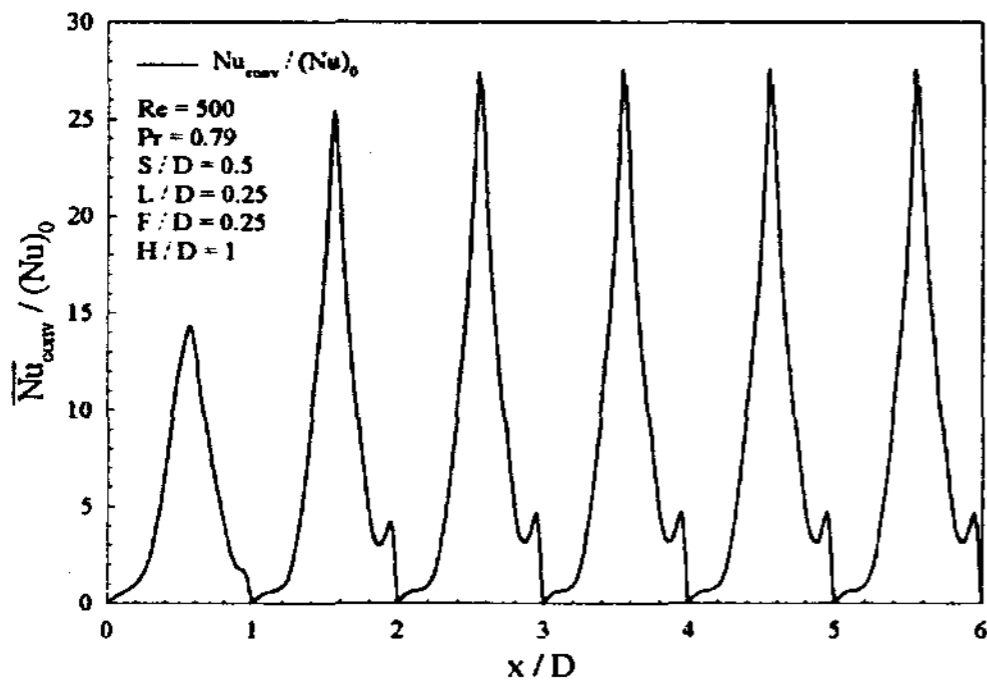


Fig. 3. Local convection Nusselt number variation

4. 결과 및 고찰

Fig. 2는 전체 유동장의 유선(streamline)을 표시하고 있으며, Fig. 3은 입구온도 1200K, 벽온도 900K, $Re = 500$ 이고 $Pr = 0.79$ 인 경우의 x 방향에 대한 대류에 의한 국소 누셀트 수 Nu_{conv} 를 매끈한 튜브에서의 누셀트 수 $(Nu)_0$ 와 의 비로 표시하고 있다. Fig. 3에서 보면 첫 번째 모듈에서 열전달이 미흡한 것으로 나타나고 있는데, 이는 Fig. 2에서 보는바와 같이 입구에서의 정체영역(stagnation zone)이 환형힌의 뒤쪽에서 발생하기 때문이다. 입구를 통해 들어온 가스는 원판형 배플에 충돌하면서 벽쪽으로 방향이 바뀌

게 되며, 이로 인하여 벽면에 수직인 방향의 충돌 분류가 생성되어 누셀트 수가 최고점에 도달하게 된다. Fig. 3에서 보면 각 모듈마다 끝단에서 누셀트 수가 약간 증가되는 형태를 볼 수 있는데, 이는 모듈 끝단의 환형힌 뒤쪽에서 재순환 영역이 발생하면서 열전달이 감소하다가 재부착영역을 형성하면서 열전달이 약간 향상되기 때문이다.

Fig. 4는 앞서 설명한 대류 열전달에 의한 효과 이외에 복사 열전달 효과가 고려된 경우의 모습을 동시에 나타낸 것으로 위부분 절반은 대류 효과만을 고려한 경우의 온도장을 나타낸 것이고, 아래 절반은 복사 효과도 동시에 고려한 경우의 온도장을 나타낸 것이다.

복사를 고려하여 계산한 경우는 약 6개의 모듈을 지나게 되면 가스의 온도는 관내벽의 온도와 거의 동일한 결과를 나타내지만, 대류만을 고려한 경우에는 8개의 모듈을 모두 통과하는 동안에도 가스의 온도는 관내벽의 온도보다 높게 나타나는 것을 알 수 있다

Fig. 5와 Fig. 6은 각각 $Re = 500$ 이고 입구온도가 1200K로 고정된 상태에서 관내벽의 온도가 300K~900K로 변하는 경우의 결과를 나타낸 것이다. 벽의 온도가 높을수록 복사 누셀트 수는 증가하는 것을 알 수 있다.

이것이 Fig. 6에서 나타나는 전체 누셀트 수에

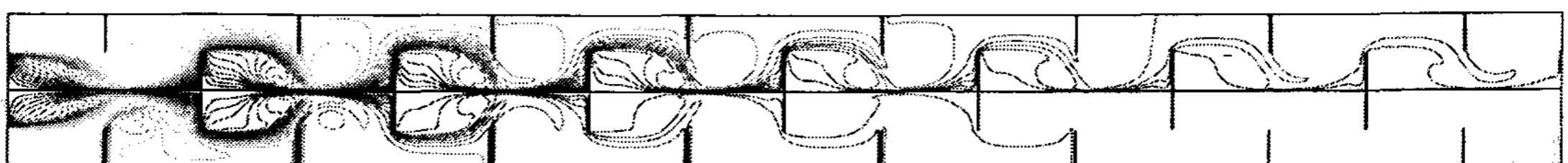


Fig. 4. Temperature contour comparison of pure convection(upper half) and combined convection and radiation (lower half)

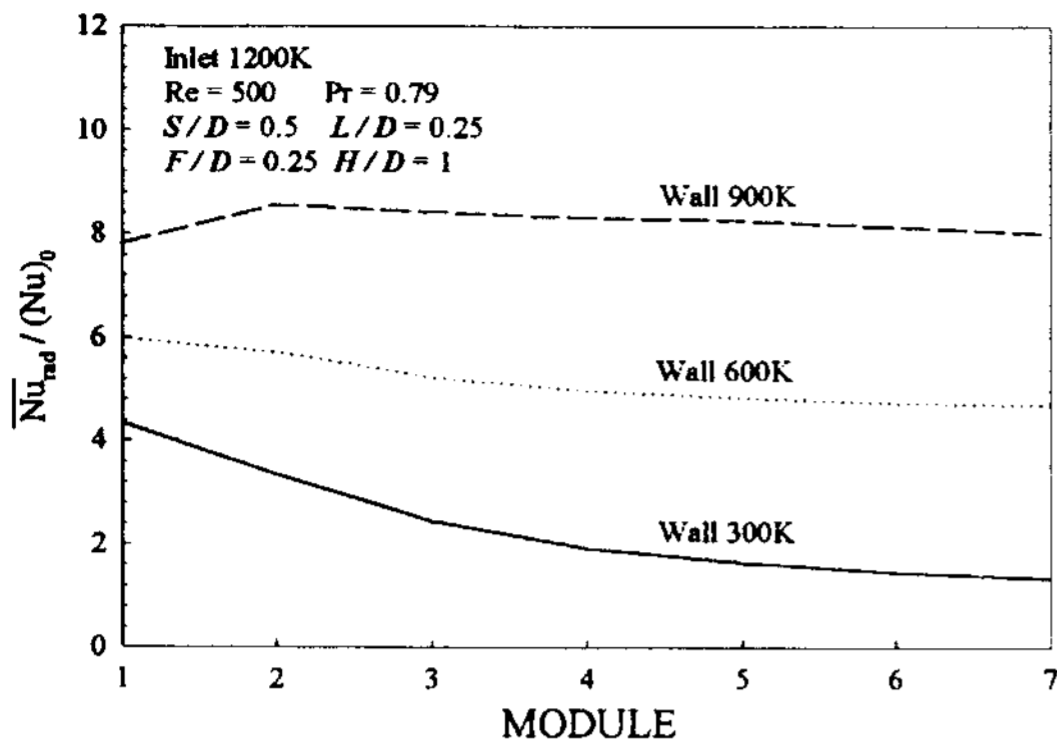


Fig. 5. Radiation Nusselt number variations for different wall temperatures

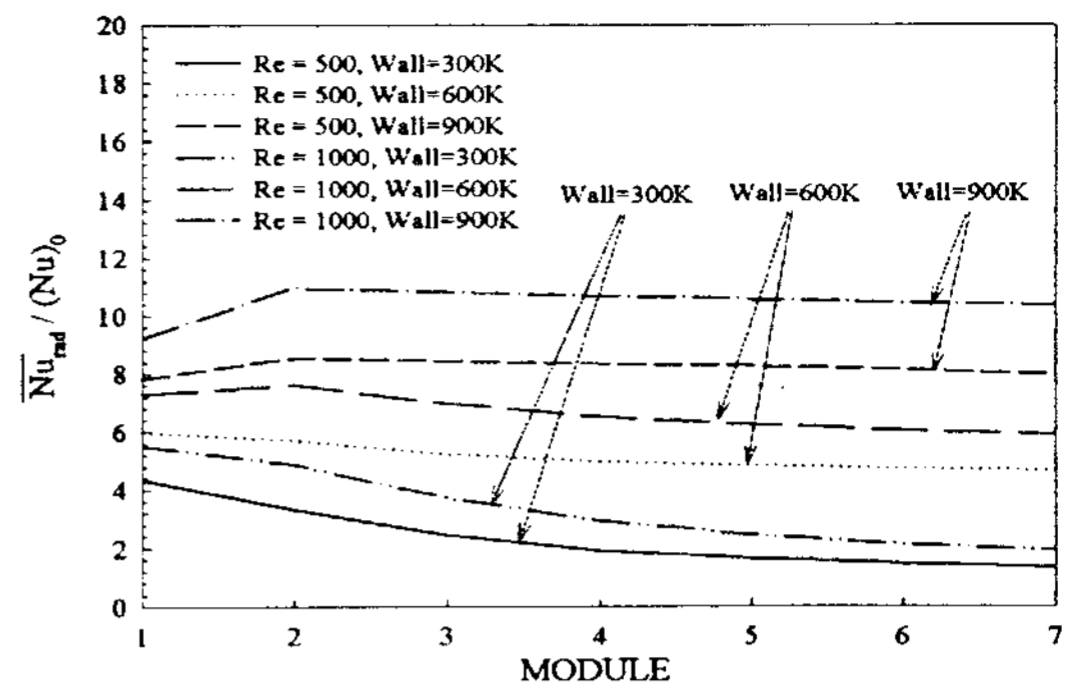


Fig. 8. Radiation Nusselt number variation for the Reynolds number

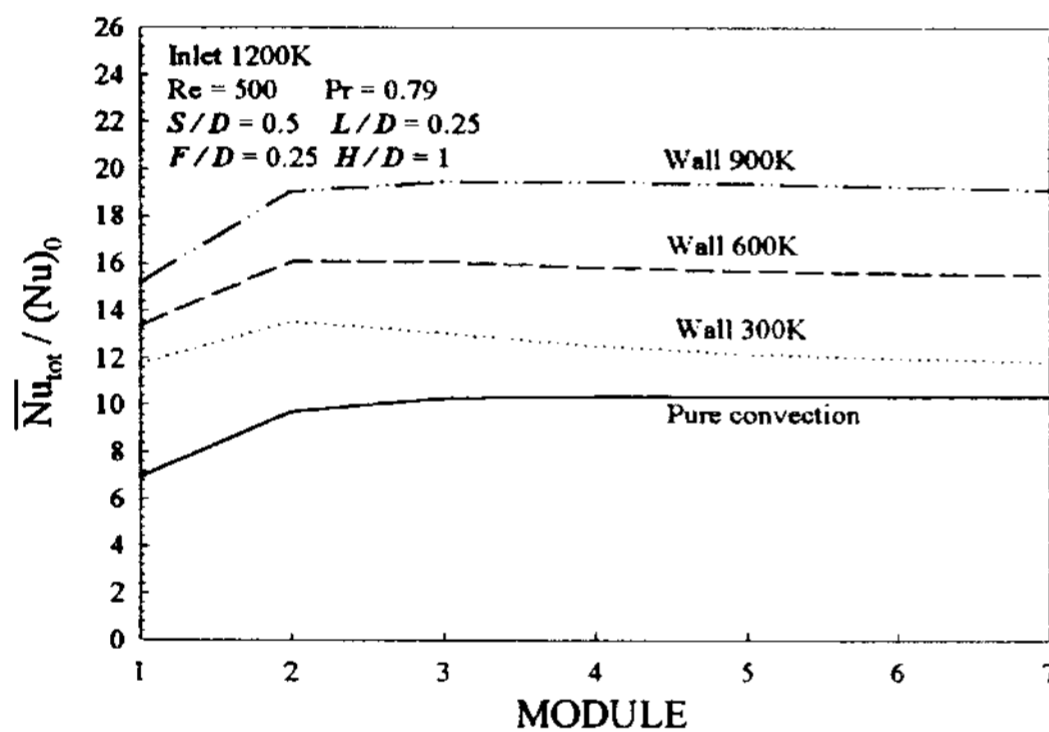


Fig. 6. Total Nusselt number variation for different wall temperatures

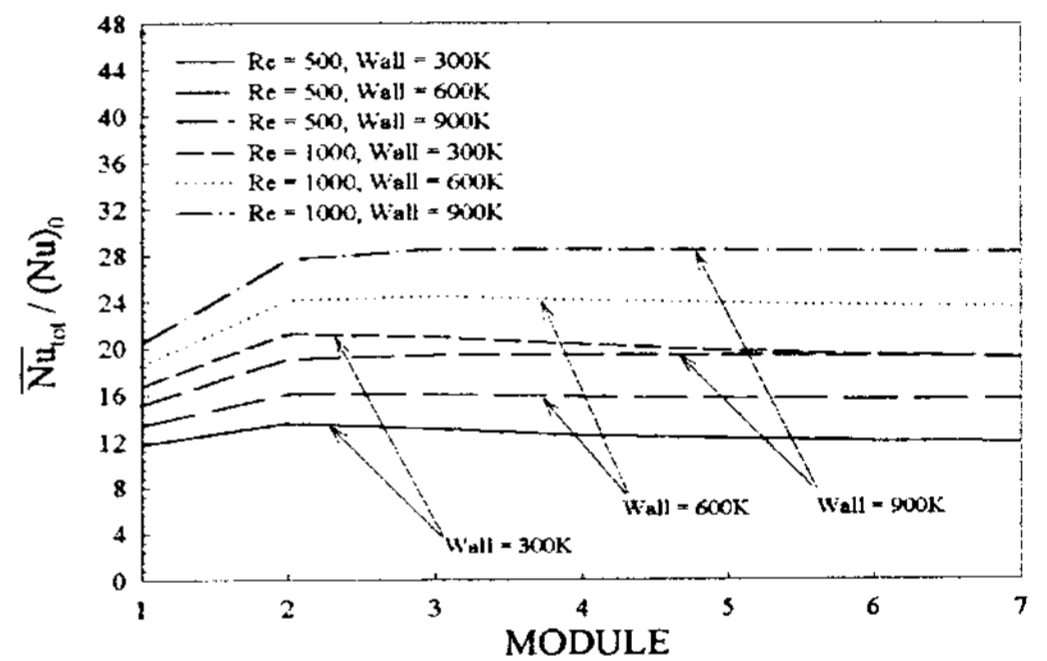


Fig. 9. Total Nusselt number variation for the Reynolds number

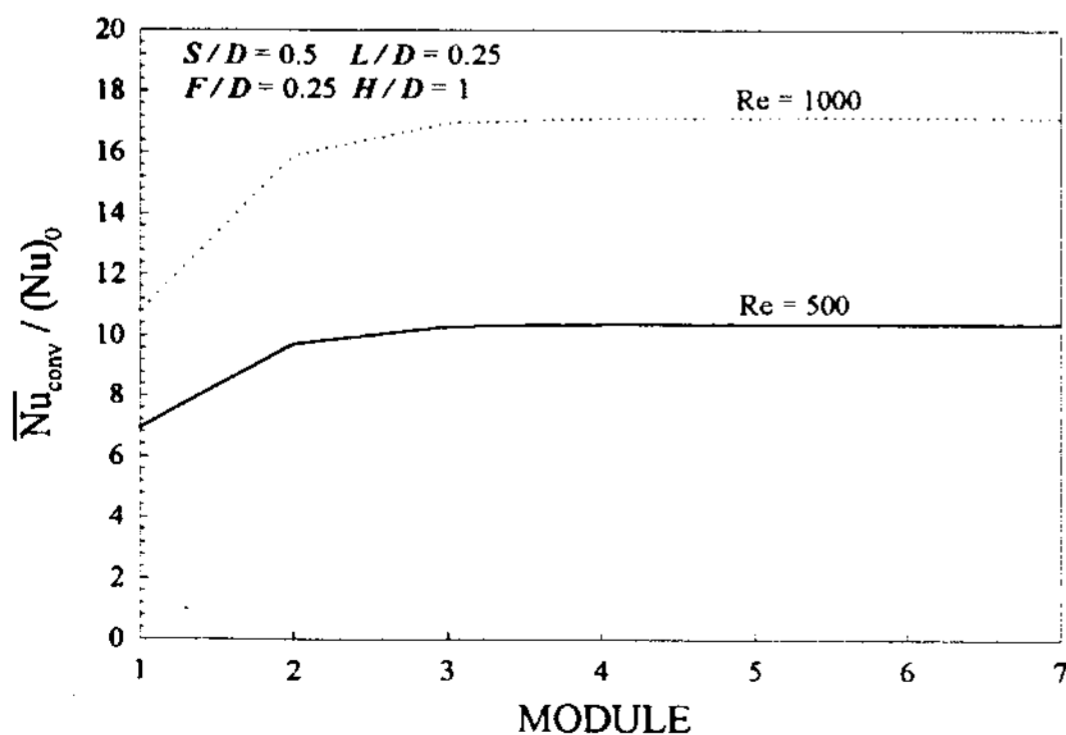


Fig. 7. Convection Nusselt Number variation for the Reynolds number

크게 반영되어 대류만을 고려하여 계산하는 것과 14~84% 정도의 큰 차이를 보이고 있다. 또한 벽 온도가 낮은 경우에는 복사 누셀트 수가 상대적으로 작아 지는 것을 볼 수 있으며, 연소가스가 축방향으로 진행해 가면서 복사 누셀트 수가 벽 온도가 높은 경우에 비하여 빨리 낮아지는 경향을 보이고 있다.

Fig. 7은 각각 $Re = 500$ 과 $Re = 1000$ 인 경우의 각 모듈당의 대류 누셀트 수를 표시하고 있으며, Fig. 8은 각각의 벽 온도조건에서의 복사 누셀트 수를 나타내고 있다. 레이놀즈 수가 달라지는 경우, Fig. 7에서 알 수 있듯이 대류 열전달 효과

가 증가하게 되면서 전체적인 열전달 효과가 향상 이 되나, 복사에 의한 열전달 증가는 Fig. 8에 나타 난 바와 같이 그 차이가 대류에 의한 열전달 향 상에 비하여 크지 않으며 레이놀즈 수에 의한 열 전달 향상은 대류열전달의 향상에 의하여 증가폭이 커지게 된다. 이러한 결과가 Fig. 9에 나타나 있다.

5. 결 론

이번 연구에서는 응축식 열교환기에서 사용될 수 있는 원관내에 환형핀과 원판형 배플이 삽입되 어 있는 열교환기내에서의 대류 열전달과 비회복 사 열전달을 수치적으로 모사하였다. 고온 가스가 열교환기를 통과하는 경우 그에 따른 열전달은 대 류 열전달만을 고려한 것에 비하여 복사 열전달을 고려한 것이 약 14~84%정도 높게 나타났으며, 이러한 결과는 가스의 온도와 열교환기 벽의 온도 가 높을수록 복사 누셀트 수가 커지기 때문에 더 욱 큰 차이를 나타내었다. 그러나 벽의 온도가 낮 은 경우는 고온의 가스가 흘러가면서 온도가 낮아 지는 것과 동시에 복사 누셀트 수가 점점 낮아지 는 현상을 나타냈으며, 그 효과 또한 크지 않았다. 또한 동일한 상황에서 레이놀즈 수가 변하는 경우 는, 레이놀즈 수가 증가하게 되면서 대류 열전달 이 크게 증가하게 되며 이러한 효과가 전체 누셀 트 수를 향상시키게 되고, 그에 비하여 복사 열전 달은 레이놀즈 수의 영향을 크게 받지 않기 때문 에 전체 열전달에 미치는 영향이 줄어들게 된다. 이러한 결과로 볼 때 가스 보일러에서의 열전달을 계산할 경우 고온으로 올라갈수록 복사에 의한 효 과를 고려하여 설계하는 것이 요구된다.

후 기

본 연구는 1997년도 교육부 학술 연구조성비

(기계공학 ME97-A-14)에 의하여 연구되었음.

참 고 문 헌

1. Webb, B. W. and Ramadhyani, S., 1985, "Conjugate Heat Transfer in Channel with Staggered Ribs", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 28, pp. 1679 ~1687.
2. Kelkar, K. M. and Patankar, S. V., 1987, "Numerical Prediction of Flow and Heat Transfer in a Parallel Plate Channel with Staggered Fins", ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 109, pp. 25~30.
3. Berner, C., Durst, F. and McEligt, D. M., 1984, "Flow around baffles", Journal of Heat Transfer, Vol. 106, pp. 743~749.
4. Habib, M. A., Mobarak, A. M., Sallak, E. A., Abdel Hadi and R. I. Affify, 1994, "Experimental Investigation of Heat Transfer and Flow Over Baffles of Different Heights", Journal of Heat Transfer, Vol. 116, pp. 363~368.
5. Hu, M. H. and Chang, Y. P., 1973, "Optimization of Finned Tubes for Heat Transfer in Laminar Flow", Journal of Heat Transfer, August, pp. 332~338.
6. Giampietro, Fabbri, 1998, "Heat transfer optimization in internally finned tubes under laminar flow conditions", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 41, No. 10, pp. 1243~1253.
7. Patankar, S. V., Ivanovic M., Sparrow E. M., "Analysis of Turbulent Flow and Heat Transfer in internally Finned Tubes and

- Annuli", 1979, Journal of Heat Transfer, Vol. 101, pp. 29~37.
8. Rowley, G. J. and Patankar, S. V., 1984, "Analysis of laminar Flow and Heat Transfer in Tube with Internal Circumferential Fins", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 27, pp. 553~560.
9. Jeon, K. J., Seo, T. B., Lee, C. E., Kim, C. B., 1999, "Numerical Prediction of flow and Heat Transfer in a Tube with Circumferential Fins and Circular Disks", the Proceeding of the Conference of Renewable and Advanced Energy Systems for the 21st Century, Hawaii(in press).
10. Seo T. B., Kaminski, D. A., Jensen, M. K., 1994, "Combined Convection and Non-Gray Radiation in Simultaneously Developing Flow and Heat Transfer with Non-gray Mixture, Numerical Heat Transfer, part A, vol 26. pp 49~66.