

## 산업용로 배기부에서의 열전달 향상에 관한 연구

박 희 용\* · 차 상 명\*\* · 한 철 희\*\*

\*한양대학교 기계공학과 교수

\*\*한양대학교 대학원 기계공학과

## A Study on the Heat Transfer Improvement in the Exhaust-Section of Industrial Furnace

Hi-Yong Pak · Sang-Myung Cha · Chul-Hee Han

*Department of Mechanical Engineering, Hanyang University*

### 요 약

산업용 노의 폐열 회수를 위하여 노의 배기부에 설치되는 복사형 레큐페레이터 중에서 가장 대표적인 형태인 이중 원관식 레큐페레이터의 열전달 특성에 관하여 연구하였다. 내관에는 고온의 배기가스가 흐르고, 내관과 외관 사이의 환상공간에서는 공기가 흐르며 외관의 외벽면은 단열되어 있는 원관식 레큐페레이터의 열전달 특성을 규명하였다. 고온의 배기가스 폐열은 내관의 내벽으로 전달되고 이는 다시 환산 공간내의 공기로 전달된다.

배기가스의 복사 열전달은 구 조화 근사법을 사용하여 모델링한 후 이를 유동장과 연계하여 수치적으로 해석하였으며, 기존의 실험적연구와 일치하는 조건에서의 계산결과와 비교하였다. 또한, 내관의 동심축 상에 원동통형의 재복사기를 설치할 경우 내관에서 재복사 효과가 일어나는데 이에 따른 열전달 특성을 연구하여 레큐페레이터를 이론적으로 해석할 수 있는 방법을 제시하였다.

### ABSTRACT

In the concentric tube type recuperator, which is the most typical type of radiation recuperator, installed on the exhaust-section of industrial furnace, air flows between the adiabatic outer tube and the inner tube in which exhausted gas flows with high temperature. The waste heat of the exhausted gas is transferred to the inner tube, and transferred from the inner tube to the flowing air.

The heat transfer by radiation in the concentric tube type recuperator is modeled using spherical harmonics approximation, namely, P-N method and numerically analyzed considering the effect of dynamic flow field. The results are compared with the existing empirical data. In addition, a theoretical method is presented for the analysis of the heat transfer characteristics of a recuperator with a reradiator installed in the inner tube, which causes re-radiant in the inner tube, and the characteristics of the recuperator is analyzed and defined

기호설명

- D : 압축항, 레큐퍼레이터 직경
- E : 레큐퍼레이터 효율 또는 방사력
- I : 복사 강도
- L : 입사 강도
- $I_{rr}, I_{rx}, I_{xx}$  : 복사 강도의 2차 모멘트
- k : 열전도계수 또는 난류 운동에너지
- L : 레큐퍼레이터 길이
- $l_r, l_\phi, l_x$  : r,  $\phi$ , x방향의 방향 코사인
- m : 질량 유량
- P : 압력
- Pr : Prandtl 수
- Q : 무차원 열유속,  $q/\sigma T_g^4$
- q : 열유속
- R : 무차원 축방향 길이,  $(r-r_i)/(r_i-r_r)$
- $r_i, r_o$  : 레큐퍼레이터 내관의 반경 및 외관의 반경
- $r_r$  : 재복사기의 반경
- r : 반경 방향 좌표
- T : 온도
- u, v : r, x 방향의 속도
- X : 무차원 축방향 길이,  $x/L$
- x : 축 방향 좌표
- $\delta$  : 내관과 외관 사이 환상공간
- $\epsilon$  : 방사율 또는 난류 운동에너지 소산율
- $\theta$  : 등위각
- $\kappa$  : 흡수 계수
- $\mu$  : 점성 계수
- $\rho$  : 밀도
- $\tau$  : 광학 두께

- $\sigma$  : Stefan-Boltzmann 상수
- $\phi$  : 방위각
- $\Omega$  : 입체각

참 자

- r : 복사 열전달
- a : 공기
- g : 배기 가스
- i, o : 레큐퍼레이터의 입구 및 출구
- r : 재복사기
- iw, ow : 내관이 벽면 및 외관의 벽면

I. 서 론

산업용 노에서 고온의 배기 가스 폐열을 회수하는 방법으로 레큐퍼레이터(recuperator), 축열형 열교환기, 폐열 보일러, ORC(organic Rankine cycle) 동력회수 장치 등을 이용하여 대기로 쓸모없이 버려지는 많은 에너지를 회수하고 있다.<sup>1)</sup> 이와 같은 배기 가스 폐열을 회수하는 장치의 적절한 선택은 산업용 노의 공정에 따라 특정화될 수 있으나, 노 자체로 폐열을 회수하면서 효율적인 측면에서도 가장 이상적인 것이 레큐퍼레이터라고 할 수 있다.

레큐퍼레이터에 관한 연구<sup>2,3,4,5)</sup>는 국내외에서 다수 찾아 볼 수 있으나, 여러 작동 조건에서 신뢰성있게 작동하는 레큐퍼레이터 설계를 위한 실험적 기초 자료를 얻기가 어렵고 레큐퍼레이터 구조상 비용이 많이 든다. 따라서, 신뢰성 있는 수학적 모델이 필요하게 되는데, 특히 비등온 방사, 흡수하는 큰 체적의 배기 가스에 대해 해석하는 어려움이 많이 따르기 때문에 설계를 위한

레큐퍼레이터 모델에 관한 연구는 흔치 않다. 이러한 고온의 열시스템에는 열복사를 흡수, 방사 및 산란하는 참여 매질이 존재하여 매질의 복사 열전달 해석이 매우 중요하게 된다. 이러한 매질내의 복사열전달은 복사강도의 보존 방식적인 복사전달 방정식(radiative transfer equation)의 해를 구함으로써 계산할 수 있다. 그러나 복사 전달 방정식이 비선형 미적분 방정식으로 주어지기 때문에 유동장과 동시해를 구하기 위한 수치해석이 용이하지 않다. 최근 복사전달 방정식을 미분형 근사식으로 바꾸어 푸는 방법이 많이 연구되고 있고 이들 중에는 P-N근사법<sup>6)</sup>, S-N 근사법<sup>7)</sup> 그리고 플럭스법<sup>8)</sup> 등이 포함된다. 이 방법들은 각기 장단점을 가지고 있는데 이중 P-N 근사법은 방정식의 유도가 어렵고 차수에 따라 서로 다른 형태의 방정식으로 나타나 해석의 번거로움이 있으나 다차원 문제에 비교적 정확한 해를 줄 뿐만 아니라 방정식의 형태가 유동의 보존방정식과 유사하고 수치해석시 같은 격자계를 구성할 수 있다는 장점 때문에 최근 많이 사용되고 있다. P-N 근사법은 복사 강도를 구조화 함수의 급수로 전개하여 미적분 방정식으로 주어지는 복사 전달 방정식을 복사 강도의 모멘트로 표현한 몇 개의 편미분 방정식으로 근사하는 것이다. 취한 항의 차수에 따라서 P-1, P-3 및 P-5 등으로 불리며 이 때 급수의 차수가 높아질수록 그 정확도는 점점 커진다. 그러나 P-5 근사법 이상 되면 계산 시간이 많이 걸리는 것에 비해서 그 정확도의 향상은 크지 않기 때문에 보통 P-1 및 P-3 근사식까지만 사용한다.<sup>6)</sup> 최근 P-N 근사법에 대한 연구를 살펴보면 Bayazitoglu와 Higeny<sup>9)</sup>, Mengú c와 Viskanta<sup>10)</sup>, Ratzel과 Howell<sup>11)</sup>에서 찾아 볼 수 있으나, 유동장과 연계하여 연구한 결과는 다소 미흡한 점이 많다.

이 연구에서는 Fig. 1과 같이 복사형 레큐퍼레이터 중에서 가장 대표적인 형태로 내관에는 고온의 배기 가스가 흐르고, 내관과 외관 사이의 환상 공간에는 공기가 흐르며 외관의 벽면은 단열되어 있는 이중 원관식 레큐퍼레이터의 열전달 특성에 관하여 수치 해석하였다. 이중원관식 레큐퍼레이터에서 고온의 배기 가스 폐열은 주로

복사에 의하여 내관의 벽에 전달된 후 이로부터 환상 공간의 공기로 전달되는데, 배기 가스의 복사 열전달은 P-N근사법을 사용하여 모델링한 후 이를 유동장과 연계하여 수치적으로 해석하였으며, 기존의 실험적 연구와 일치하는 조건에서의 계산 결과와 비교하였다.

또한, 레큐퍼레이터의 내관 속에 원통형의 재복사기(reradiator)를 동심축상에 설치할 경우 배기 가스측의 열전달 향상을 가져오는데 이에 따른 레큐퍼레이터의 열전달 특성 변화를 연구하였다.

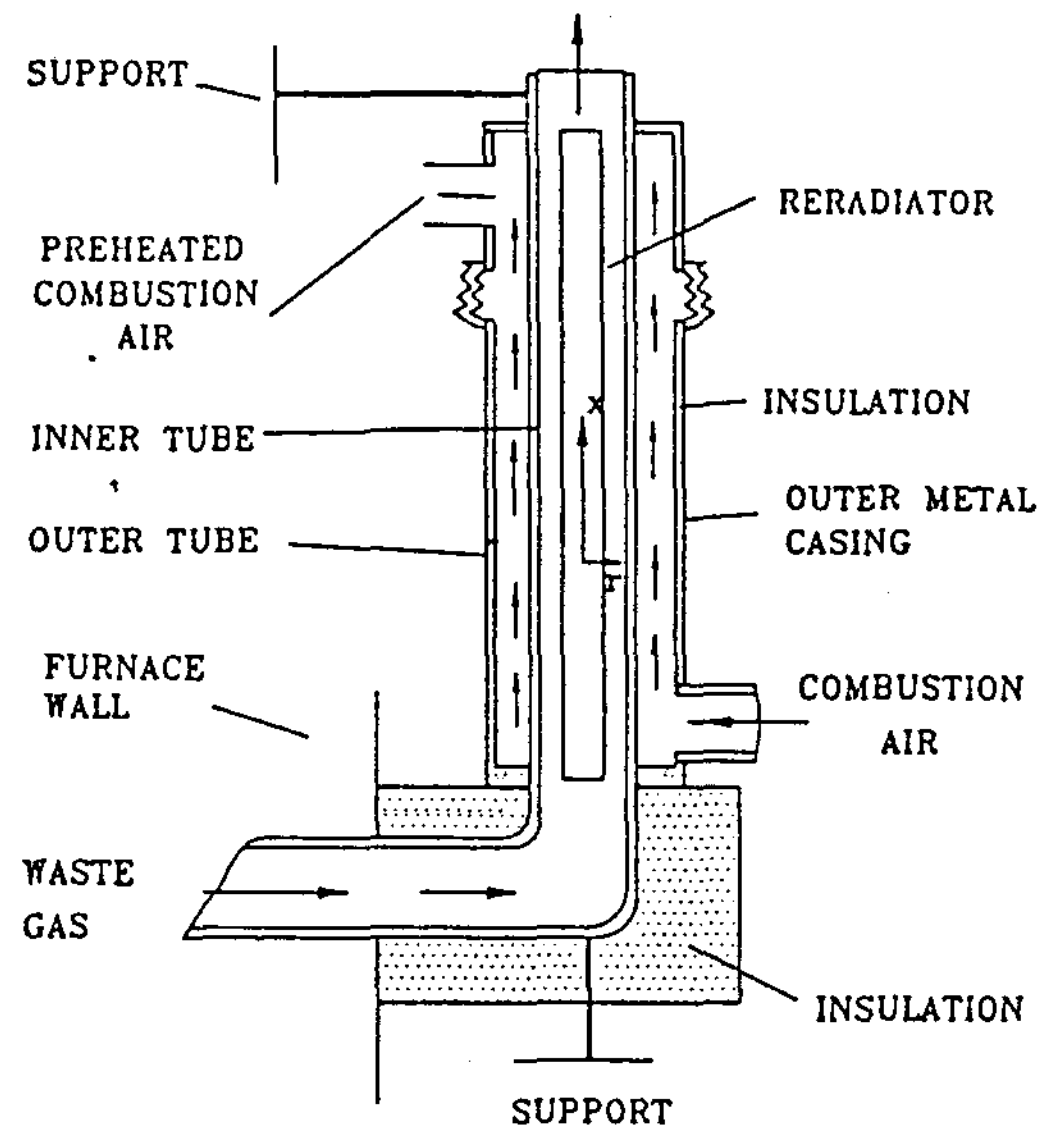


Fig. 1 Schematic diagram of concentric tube type recuperator

## II. 이론해석

### 1. 계산 모델 및 가정

이 연구에서 계산 모델로 채택한 이중 원관식 레큐퍼레이터의 형태와 좌표 설정은 Fig. 2와 같다. 내관에는 재복사기가 동심축 상에 설치될 수 있고 고온의 배기 가스가 입구로 부터 균일한 조건으로 들어와 열적 및 동적으로 발달하여 가는 난류 운동이며 내관과 외관사이의 환상 공간으로는 동적으로 완전히 발달한 공기가 흐르면서

배기 가스에 의하여 가열되는 형태이다. 외관의 벽면은 열손실을 막기 위하여 단열되어 있다. 환상 공간의 간격에 비하여 레큐퍼레이터의 길이는 보통 200배 이상이므로 동적 입구 영역은 전체길이의 일부분에 국한되므로 동적으로 완전 발달한 유동을 가정하는 것은 타당성을 갖는다. 내관으로 흐르는 배기 가스는 열복사를 흡수 및 방사하는 참여가스이므로 가스와 복사 열전달의 해석이 중요한 문제이고 환상 공간 내에서 복사에 투명한 공기가 흐르므로 표면 복사만이 고려된다. 해석을 위하여 추가로 다음과 같은 가정을 도입하였다.

- 1) 유동은 2차원 정상 상태이고 축대칭이다.
- 2) 유체는 뉴턴 유체이고 압축성 효과는 무시한다.
- 3) 점성 열소산은 무시한다.
- 4) 환상 공간 내의 공기의 물성치는 일정하다.
- (5) 내관의 벽면은 복사를 확산적으로 방사 및 반사하는 비투과경계(opaque boundary)이다.
- (6) 복사 열전달 계산시 산란 효과는 무시한다.

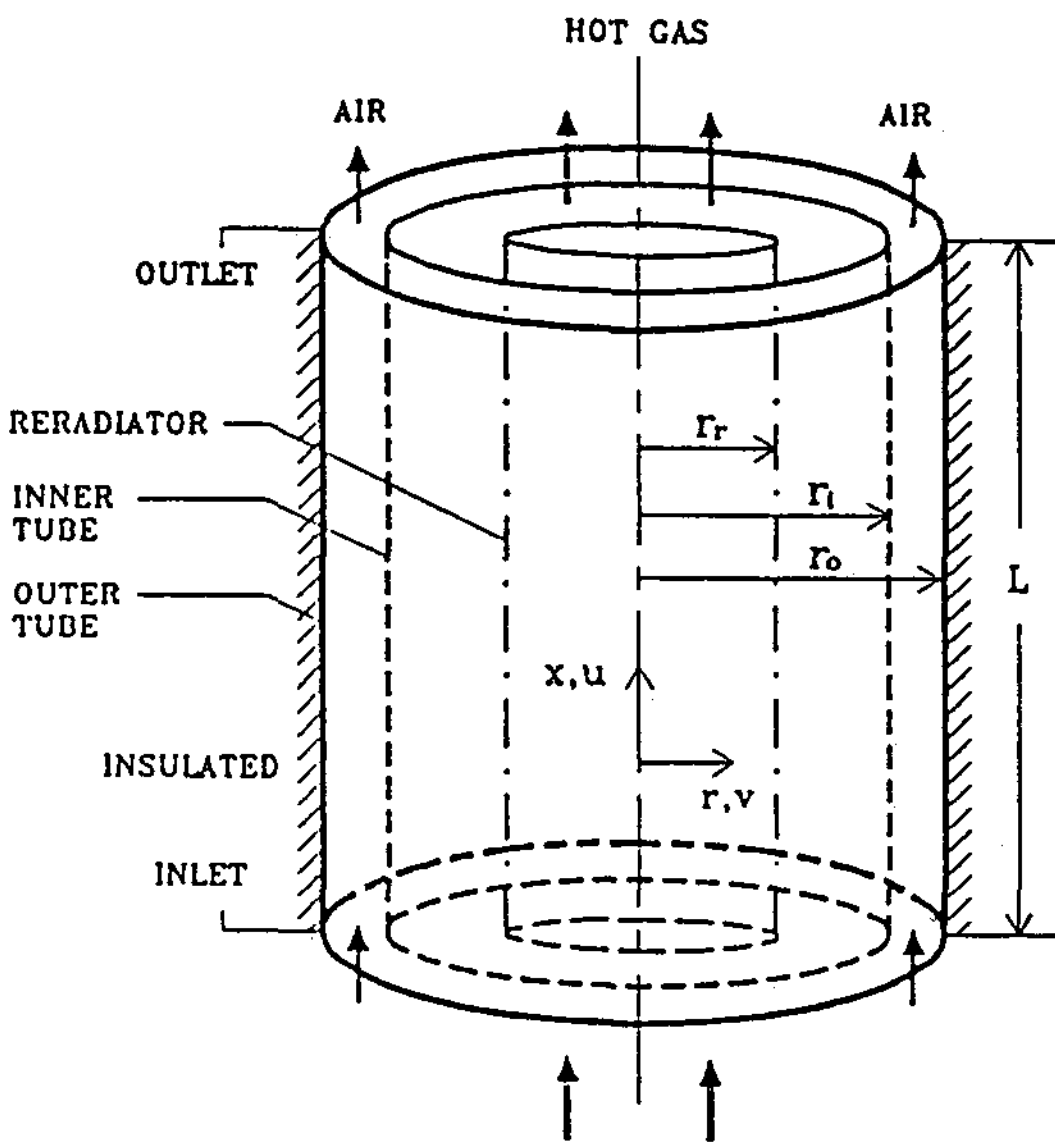


Fig. 2 Schematic diagram of computational domain

## 2. 지배 방정식

위의 가정을 도입한 2차원 원통 좌표계의 축대칭 난류 유동에 대한 연속, 운동량 그리고 에너지 방정식은 다음과 같다.

### 연속방정식

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

### x-방향 운동량 방정식

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} (\rho u^2) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \rho u v) &= -\frac{\partial P}{\partial x} \\ + \frac{\partial}{\partial x} [(\mu + \mu_t) \frac{\partial u}{\partial x}] + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} [r(\mu &+ \mu_t) \frac{\partial u}{\partial r}] + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} [r(\mu + \mu_t) \frac{\partial v}{\partial r}] \\ + \frac{\partial}{\partial x} [(\mu + \mu_t) \frac{\partial u}{\partial x}] - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial x} (\mu \cdot D) & \end{aligned} \quad (2)$$

### r-방향 운동량 방정식

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} (\rho u v) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \rho v^2) &= -\frac{\partial P}{\partial r} \\ + \frac{\partial}{\partial x} [(\mu + \mu_t) \frac{\partial v}{\partial x}] + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} [r(\mu &+ \mu_t) \frac{\partial v}{\partial r}] + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} [r(\mu + \mu_t) \frac{\partial v}{\partial r}] \\ + \frac{\partial}{\partial x} [(\mu + \mu_t) \frac{\partial u}{\partial x}] - 2(\mu + \mu_t) \frac{v}{r^2} & \\ - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial x} [(\mu + \mu_t) D] & \end{aligned} \quad (3)$$

### 에너지 방정식

$$\frac{\partial}{\partial x} (\rho u T) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \rho v T) = \frac{\partial}{\partial x}$$

$$\left[ \left( \frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{\sigma_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x} \right] + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[ r \left( \frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{\sigma_t} \right) \frac{\partial T}{\partial r} \right] - \frac{1}{C_p} \nabla \cdot \vec{q} + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial r} + C_1 \frac{\varepsilon}{k} G - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (7)$$

$$\left[ r \left( \frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{\sigma_t} \right) \frac{\partial T}{\partial r} \right] - \frac{1}{C_p} \nabla \cdot \vec{q} \quad (4)$$

여기서 난류에 의한 생성항(production term)으로서 다음과 같다.

여기서 D는 압축항(dilatation term)으로

$$D \equiv \nabla \cdot \vec{V} = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} (rv) \quad (5)$$

$$G = \mu_t \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial r} \right)^2 + \left( \frac{v}{r} \right)^2 + \left( \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 - \frac{2}{3} D^2 \right] \quad (8)$$

이다

식(6)과 식(7)로부터 k 및 ε이 구하여지면 외 점성 계수 μ<sub>t</sub>는 다음 식으로 구할 수 있다.

k-방정식

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} (\rho uk) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (rpvk) &= \frac{\partial}{\partial x} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x} \right] + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[ r \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial r} \right] + G - \rho \varepsilon \end{aligned} \quad (6)$$

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (9)$$

위 식에서 사용된 각각의 계수는 실험에 의한 값으로 다음과 같다.<sup>12)</sup>

$$C_\mu = 0.09, C_1 = 1.44, C_2 = 1.92, \sigma_k = 1.0, \sigma_t = 0.9, \sigma_\varepsilon = 1.3$$

ε-방정식

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} (\rho u \varepsilon) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r p v \varepsilon) &= \frac{\partial}{\partial x} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right] + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[ r \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial r} \right] \end{aligned}$$

### 3. 경계 조건

속도 및 온도 등 물리적 경계조건은 Table 1과 같다.

Table 1 Physical boundary conditions

GAS SECTION		AIR SECTION	
x-DIRECTION		x-DIRECTION	
x = 0	$u_g = u_{gi}, v_g = 0$ $T_g = T_{gi}$	x = 0	fully developed flow $T_a = T_{ai}$
x = L	$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial x} = 0$	x = L	$\frac{\partial T}{\partial x} = 0$
r-DIRECTION		r-DIRECTION	
r = r <sub>i</sub>	$u_g = v_g = 0$ $T = *$	r = r <sub>i</sub>	$u_a = 0$ $T = *$
r = r <sub>o</sub>	no boundary conditions	r = r <sub>o</sub>	$u_a = 0$ $T = **$
r = r <sub>r</sub>	$u_g = v_g = 0$ $T = ***$	r = r <sub>r</sub>	no boundary conditions

Where,

$$\begin{aligned}
 * : q_r - k_g \frac{\partial T_g}{\partial r} &= \sigma(T_{iw}^4 - T_{ow}^4) / \left( \frac{1}{\epsilon_{iw}} + \frac{1}{\epsilon_{ow}} - 1 \right) - k_a \frac{\partial T_a}{\partial r} \\
 ** : -k_a \frac{\partial T_a}{\partial r} &= \sigma(T_{iw}^4 - T_{ow}^4) / \left( \frac{1}{\epsilon_{iw}} + \frac{1}{\epsilon_{ow}} - 1 \right) \\
 *** : q_r + k_g \frac{\partial T_g}{\partial r} &= 0
 \end{aligned}$$

$k$ - $\epsilon$  방정식에 대한 경계 조건으로서는 배기 가스의 경우 입구에서 난류 운동 에너지  $k$ 와 난류 운동 에너지 소산을  $\epsilon$ 은 각각  $0.005u_{gi}^2$ 과  $0.1k^2$ 으로 지정하였고, 출구 쪽에서는 Nuemann의 경계 조건을 적용하였다. 또한 벽면의  $k$ 에 대하여  $\partial k / \partial y = 0$ 의 경계 조건을 적용하였다. 또한 벽 근처 영역(near wall region)에서는 벽 부근에서의 유동 특성에 급격한 변화로 인한 격자의 밀집과 낮은 Reynolds수의 효과로 인한 난류 모델의 부정확성을 피하기 위하여 벽면 함수를 사용하였다.

#### 4. 복사 전달 방정식

식 (4)에서 나타나는  $q_r$ 은 복사 열유속이며 이 값을 계산하기 위해서는 복사전달 방정식(radiative transfer equation)의 해가 필요하다. 국소열 평형 상태에 있는 매질에 대하여 2차원 축대칭 원통 좌표계로 표현된 복사전달 방정식은 다음과 같다.

$$\left[ \frac{1}{\kappa} \left( l_r \frac{\partial}{\partial r} - l_\phi \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \phi} + l_x \frac{\partial}{\partial x} \right) + 1 \right] (r, x, \theta, \phi) = I_b [T(r, x)] \quad (10)$$

P-N 근사법에서는 복사 강도의 각 의존성(angular dependence)을 P-N 함수의 급수로 전개하여 근사시키는 것으로 복사강도를 복사강도 모멘트의 항으로 표시한 후 식(10)의 복사전달 방정식을  $4\pi$  입체각에 대하여 적분하고, 또한 복사전달 방정식에 방향 코사인을 곱하여  $4\pi$  입체각에 대하여 적분하면 복사강도 모멘트에 대한 10개의 식을 구할 수 있다. 이들 식을 수학적으로

적절히 조작하면 P-1 및 P-3 근사식을 얻을 수 있으며 자세한 식은 참고문헌 [13]에 제시되어 있다.

P-N 근사식의 경계 조건으로는 Mark 경계 조건과 Marshak 경계 조건이 사용된다. 일반적으로 고차의 근사법에는 Mark 경계 조건이 우수하지만 P-1이나 P-3 근사법과 같은 저차수의 근사법에는 Marshak 경계 조건이 더 정확하다고 알려져 있으므로 이 연구에서도 Marshak 경계 조건을 사용하였다. Marshak 경계 조건은 벽면을 따라 적절한 반구에 대하여 복사 강도를 적분함으로써 얻을 수 있으며 자세한 식은 참고문헌 [6]에 제시되어 있다.

에너지 방정식에 나타나는 복사 열유속의 divergence를 구하기 위하여 복사 전달 방정식 (10)을  $4\pi$ 의 입체각에 대하여 적분하면 다음과 같은 식을 얻는다.

$$\nabla \cdot \vec{q}_r = 4\pi \kappa I_b [T(r, x)] - \kappa I_o(r, x) \quad (11)$$

따라서 P-1 혹은 P-3 근사식의 해로부터 입사 복사 에너지  $I_o$ 가 구해지면 매질 내의 복사 열전달이 에너지 방정식에 고려될 수 있다. 또한 벽면이 온도 경계 조건에서 고려되었던 복사 열유속 항은 복사 열유속이 복사 강도의 1차 모멘트와 같으므로 다음 식으로부터 구할 수 있다.

#### P-1근사

$$q_i(r, x) = -\frac{1}{3\kappa} \frac{\partial I_o}{\partial x_i}, \quad x_i = r, x \quad (12)$$

#### P-3근사

$$q_r(r, x) = -\frac{1}{\kappa} \left[ \frac{\partial I_{rr}}{\partial r} + \frac{\partial I_{rx}}{\partial x} - \frac{1}{r} (I_o \right.$$

$$-2I_{rx} - I_{xx})] \quad (13)$$

$$q_x(r, x) = -\frac{1}{\kappa} \left[ \frac{\partial I_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial I_{rx}}{\partial r} - \frac{1}{r} I_{rx} \right] \quad (14)$$

### 5. 수치해석

지배 방정식으로부터 이산화 방정식으로 얻기 위하여 계산 영역을 검사 체적으로 분할하여 검사 체적 공식화(control volume formulation) 방법을 사용하였다. 격자는 반경 방향으로 20개를 설정하였고 벽면 근처에서 격자를 밀집시켰다. 이산화 방정식의 해는 TDMA로 반복 계산하였고, 반복 계산시 유효숫자 5자리 범위 내에서 30회 이상 변하지 않을 때의 값을 수렴값으로 택하였다. 공기 쪽에 에너지 방정식과 배기 가스 지배 방정식을 풀기 위하여 계산 영역을 많은 작은 검사 체적으로 분할하여 (축방향×반경 방향) 40×42의 엇갈린 격자망(staggered grid)의 구성과 검사 체적 공식화 방법에 의하여 방정식을 이산화시켰다. 이 때 격자수가 해의 정확도에 미치는 영향을 고려하여 결정하였다. 이산화 방정식의 해는 Patanker<sup>14)</sup>의 방법을 사용하여 구하였으며, 배기 가스의 유동장의 해석은 SIMPLER 알고리즘에 따라 계산되었다.

P-N근사식의 이산화 방정식을 유도할 때는 중앙 차분법을 적용하였다. P-3 근사식에서  $I_{xx}$ 의 지배 방정식에서 나타나는 서로 다른 방향에 대한 2계 미분항 때문에 9개의 격자점이 연결된 이산화 방정식이 생기고 이로 인하여 수렴할 때까지 계산 시간이 많이 소요되고 항상 해의 불안정성이 유발된다. 이 항을 무시함으로써 생기는 오차는 작은 것으로 알려져 있기 때문에<sup>11)</sup> 계산에서 제외하였다. Marshak 경계 조건으로 주어지는 식들은 Taylor급수로 전개 할때 1차 미분 항까지를 취한 전방 차분과 후방 차분을 이용하여 이산화시켰으며 해의 수렴을 촉진하기 위하여 벽면을

복사에 대하여 단열된 것으로 취급하고 경계 조건으로부터 얻을 수 있는 복사 강도 모멘트의 유속을 이용하여 벽면에 인접한 검사 체적에 생성항을 부가하였다. P-3 근사식을 계산할 때에는 P-1 근사해를 초기값으로 두고 계산을 행하였다. 이산화된 방정식의 해는 선순법(line-by-line TDMA)에 의하여 반복적으로 계산하였고, 각 계산값들이 유효 숫자 5자리 범위 내에서 30회 이상 변하지 않을 때의 값을 수렴값으로 간주하였다. 반복 계산 중 하향 이완을 시켜 해의 발산을 막고 수렴을 향상시켰으며 이 때 하향 계수로는 속도에 대하여 0.45를 사용하였고,  $k, \epsilon, p$  및  $\mu$ 에 대하여 각각 0.7, 0.7, 0.8, 0.85를 사용하였다. 또한 T 및 P-N 근사식에 대하여 각각 0.85를 사용하였다.

## III. 결과 및 고찰

### 1. P-N 근사법의 검증

복사 열전달을 해석하기 위하여 도입된 P-N 근사법의 정확도와 이 연구에서 전개한 수치 해법의 타당성을 검토하기 위하여 기존의 연구<sup>15)</sup>에서 엄밀해가 주어지는 두가지의 경우에 대하여 P-N 근사법을 적용하여 내관에 재복사기를 설치할 경우에 나타나는 환상형 원통 매질을 해석하였다.

Fig. 3과 Fig. 4는 축방향의 길이와 재복사기의 반경비  $L/r_r=2.0$ , 내관의 반경과 재복사기의 반경비  $r_r/r_i=2.0$ 인 동심형 원통에서 재복사기의 벽면과 내관의 벽면 그리고 원통의 입, 출구 벽면의 벽면 방사율  $\epsilon_w$ 가 1.0이고, 모든 벽면의 방사력  $E_w$ 가 0으로 유지되는 조건에서 동심형 원통내에 등온의 참여 매질이 들어있는 경우 광학 두께  $\tau$ 가 0.1, 1.0, 5.0일때 재복사기의 벽면의 중앙에서 내관의 벽면까지 즉,  $R=0.0$ 에서  $R=1.0$  범위에서 반경 방향에 따른 입사력(incident radiation)과 복사 열유속을 각각 도시한 것이다.

Fig. 3에서 입사력의 경우 광학 두께가 클 때에는



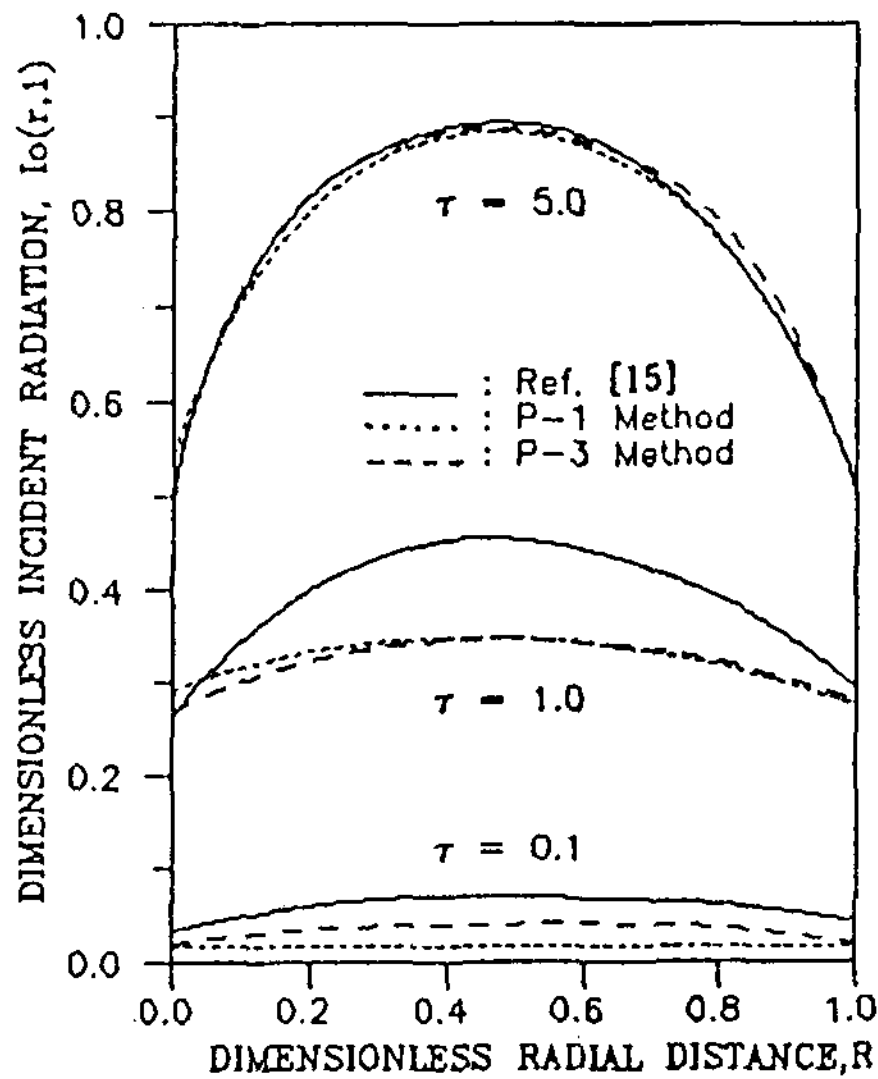


Fig. 3 Incident radiation along  $(r, 1)$  in an isothermal concentric cylindrical medium ( $E_w=0.0, \epsilon_w=1.0, r_r/r_i=2.0, L/r_i=2.0$ )

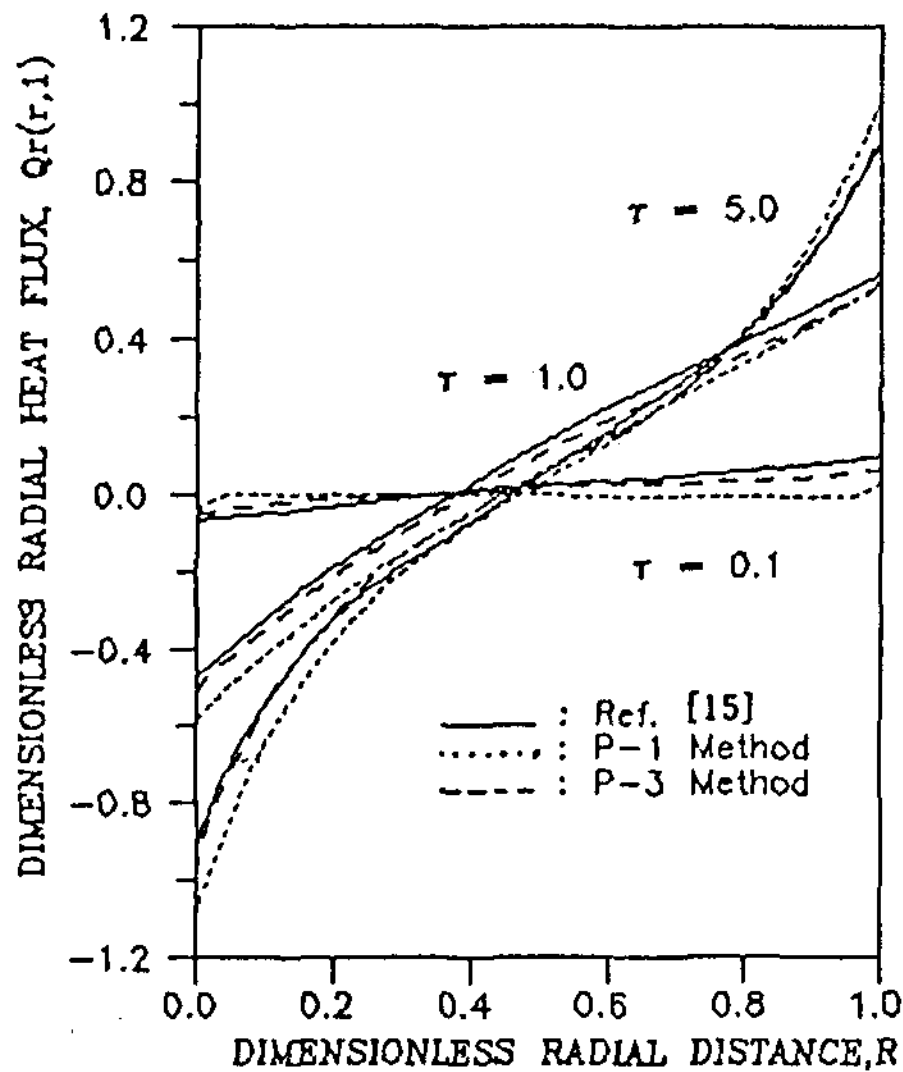


Fig. 4 Radial heat flux along  $(r, 1)$  in an isothermal concentric cylindrical medium ( $E_w=0.0, \epsilon_w=1.0, r_r/r_i=2.0, L/r_i=2.0$ )

P-1 및 P-3 근사해의 결과가 엄밀해와 거의 일치하였지만 광학두께가 1.0보다 작은 경우는 P-1 및 P-3 근사해의 오차는 비교적 크게 나타났다.

Fig. 4에서 복사 열유속의 경우는 광학 두께가

감소할수록 오차가 다소 증가하였지만 P-3 근사해의 경우에는 엄밀해와 대체로 잘 일치하였다. 레큐퍼레이터 내관의 동심축 상에 재복사기를 설치할 경우 복사열전달을 해석하기 위한 P-N 근사법의 정확도와 수치 해법의 타당성을 입증하였다.

## 2. 재복사기 설치에 따른 열전달 특성 변화

레큐퍼레이터의 설계시 고려되어야 할 인자, 즉 레큐퍼레이터 반경, 길이, 방사율, 배기 가스 입구 온도 및 질량 유량에 따른 효율의 변화는 참고문헌 [13]에서 찾아볼 수 있으며 이 연구에서는 레큐퍼레이터의 내관에 재복사기를 설치할 경우 이에 따른 열전달 특성을 규명하였다. 따라서 인자의 변화 범위는 복사형 레큐퍼레이터에서 주로 적용되는 범위를 택하였다.<sup>2,3,4)</sup> 레큐퍼레이터이 길이 L은 6에서 18m, 내관의 반경  $r_i$ 는 0.45서 0.9m, 배기 가스의 입구 온도  $T_{gi}$ 는 600에서 1600K, 배기 가스의 질량 유량  $m_g$ 는 0.05에서 0.40Kg/s, 내관의 벽면 방사율  $\epsilon_w$ 는 0.25에서 1.0으로 변화시켰고, 하나의 인자를 변화시켜 가면서 계산할 때 다른 인자들의 계산값은 기본 조건에 따라 계산하였다. 각 인자별 기본 계산 조건은 Table 2와 같고, 이 기본 계산 조건은 기존의 연구<sup>2)</sup>에 따라 선택하였다.

Table 2 Baseline numerical conditions

PARAMETER	L	$r_i$	$\delta$	$T_{gi}$	$T_{ai}$
VALUE	9.0m	0.75m	0.05m	1366K	300K
PARAMETER	$\epsilon_{iw}$	$\epsilon_{ow}$	$m_g$	EXCESS AIR	
VALUE	0.7	0.3	0.2Kg/s	25.9%	

먼저, 배기 가스 및 예열 공기의 유동장을 포함하는 실제의 복사형 레큐퍼레이터에 대한 이 연구의 수학적 모델 및 수치 계산의 타당성을 검토하기 위하여 기존의 비교 가능한 실험 결과<sup>2)</sup>와 비교하였다. Fig.5는 계산된 축방향의 온도 분포를 기존의 실험 결과<sup>2)</sup>와 비교한 것인데 실험치는 공기층의 온도 분포만 주어지므로 이를



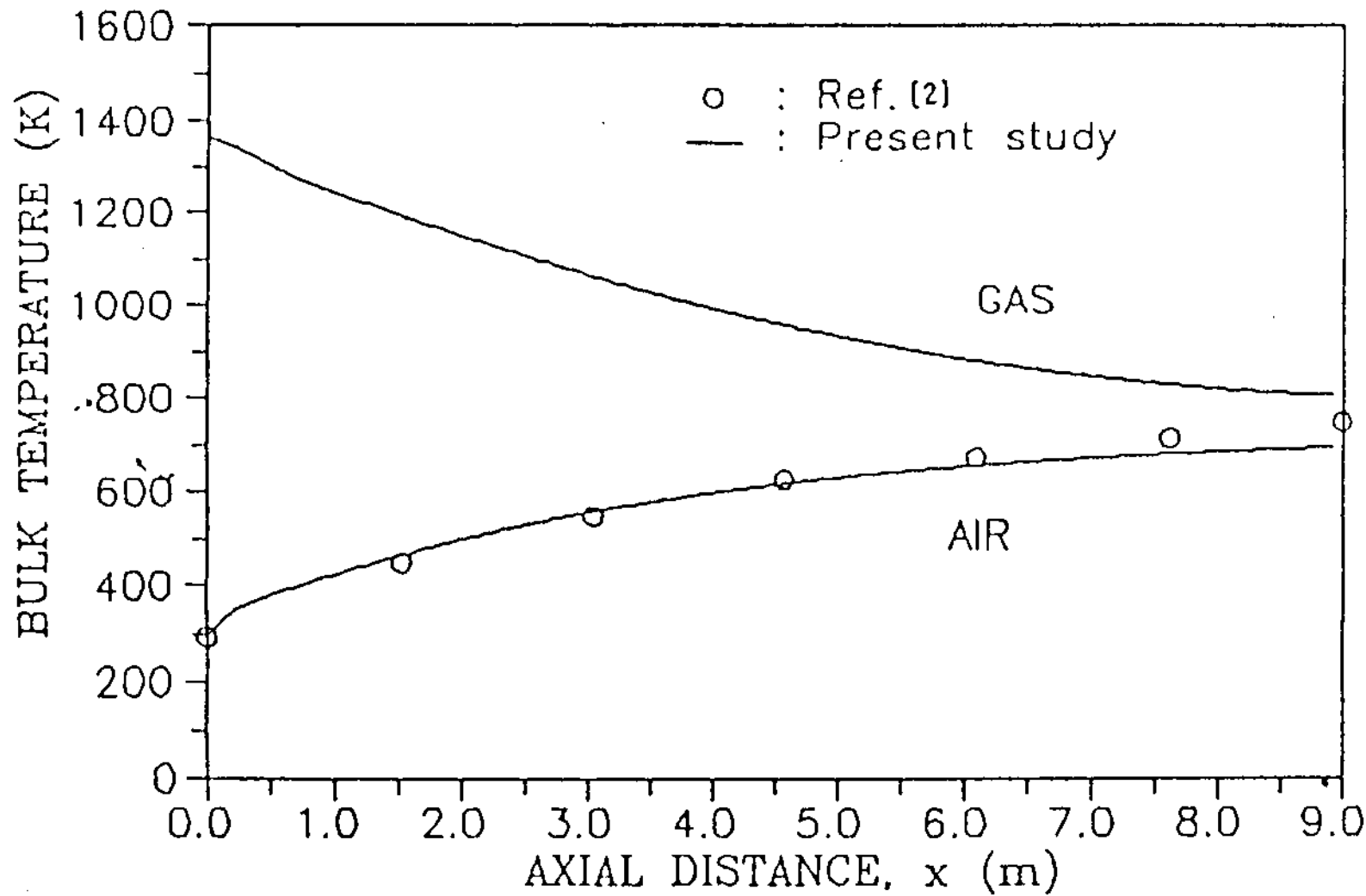


Fig. 5 Comparison of calculated results with the existing data[2] for the temperature profile of the exhausted gas and preheated air

비교하여 나타내었다. 계산시 내관과 벽면과 외관의 벽면의 방사율을 각각 0.7과 0.3으로 두었는데 기존의 실험 결과에서 이들의 방사율이 명시되어 있지 않기 때문에 다소 임의로 지정하였다.

이것은 내관의 재질이 스텐레스강으로 되어 있고 외관의 경우는 탄소강으로 이루어져 있기 때문에 이들 재질의 방사율의 대략적인 값을 잡은 것이다. 복사 열전달 계산시 레큐퍼레이터의 입구 및 출구를 각각 입, 출구의 온도를 갖는 가상적인 흑체면으로 가정하였는데 입구 쪽에서 입구 온도를 갖는 큰 체적의 배기 가스가 상류에 존재하므로 이 가정은 비교적 타당성을 갖는 반면 하류 쪽은 계산상 오차를 유발할 것으로 생각된다. 그러나 레큐퍼레이터의 길이가 충분히 길다면 출구에서의 오차는 줄어들 것이다. 계산 결과, 하류 쪽에서 실험치보다 다소 낮게 나타났으나 전반적으로 잘 일치하고 있다. 이 하나의 결과로서 계산의 타당성을 확인할 수는 없겠으나 현재 비교 가능한 실험치가 제한되어 있으므로 이로써 수학적 모델 및 해석 방법이 타당성이 있는 것으로 간주하였다.

레큐퍼레이터에서는 향류 및 병류 형태의 이중원관식 열교환기 형태중 병류 형태를 주로 채

택하고 있는데 이는 내관 및 외관의 벽면 온도의 최대값이 병류의 경우가 향류에 비하여 상대적으로 낮기 때문에 낮은 온도 조건에서 레큐퍼레이터를 사용할 수 있는 장점이 있어 레큐퍼레이터의 수명을 연장시킬 수 있는 관의 재질을 선택하는데 비용을 적게 들일 수 있기 때문이다.<sup>2)</sup> 따라서 이 연구에서도 레큐퍼레이터에서 주로 채택되는 병류 형태에 대한 열전달 특성을 규명하였다.

레큐퍼레이터의 내관에서는 복사 열전달이 주된 열전달 형태이기 때문에 내관의 동심축 상에 재복사기(reradiator)를 설치하여 배기 가스와 내관 표면복사의 복사 열교환보다 큰 표면사이의 복사 열전달을 증대시켜 열전달을 향상시키고자 하는 방안이 많이 연구되고 있다. 재복사기의 형태는 여러가지가 사용되나 이 연구에서는 원통형인 경우를 고려하여 재복사기의 크기와 표면 방사율에 따라 열전달의 변화를 계산하였다. 계산을 하기 위한 조건은 재복사기의 반경과 내관의 반경비  $r_r/r_i$ 는 0.1에서 0.6, 재복사기의 벽면 방사율  $\epsilon_r$ 은 0.25에서 1.0으로 변화 시켰고 다른 인자들의 값은 Table 2의 조건에 따라 계산하였다.

Fig. 6과 Fig. 7은 재복사기의 크기 변화에 따른

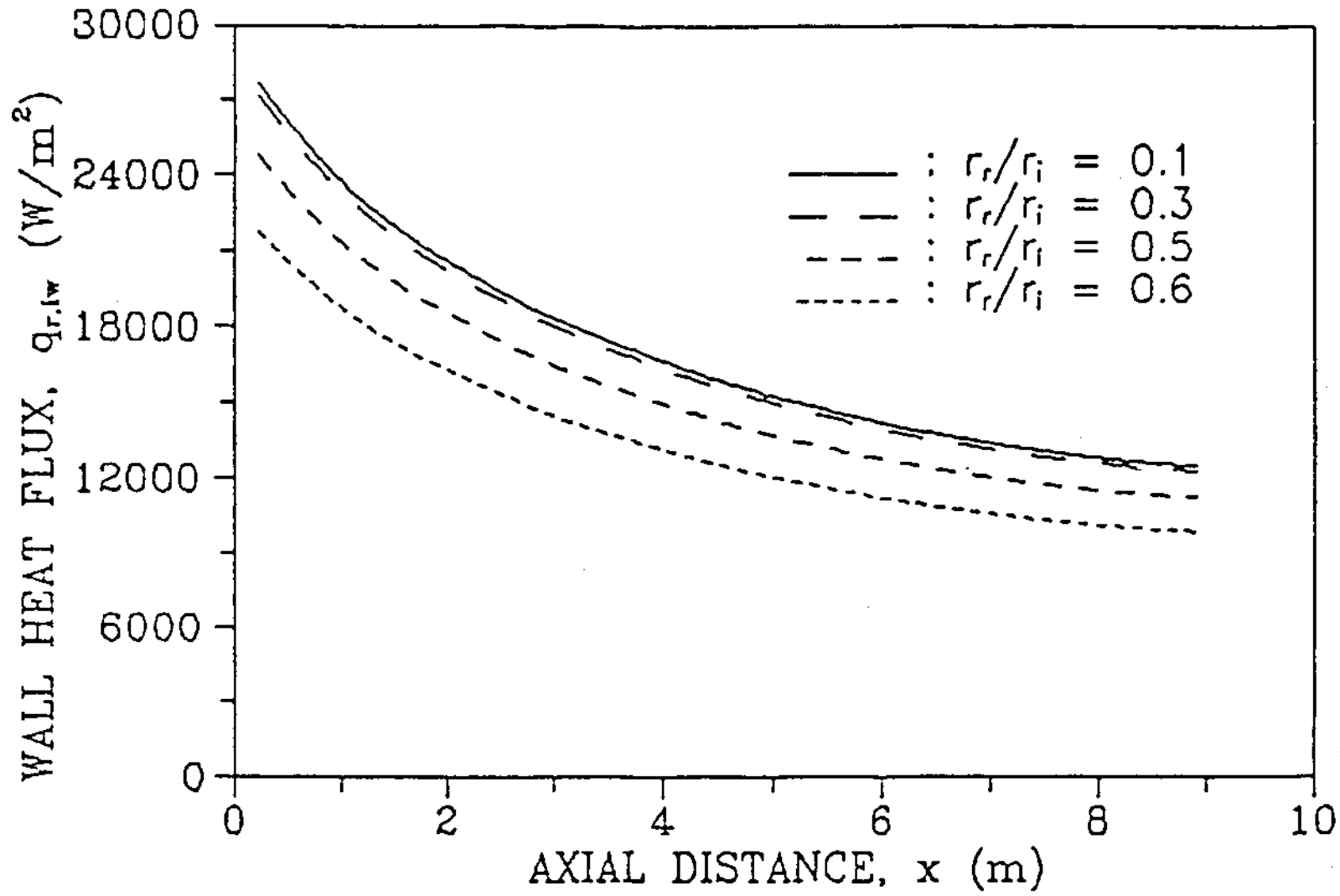


Fig. 6 The variation of inner wall heat flux with the radius of reradiator at  $r_i=0.75\text{m}$ ,  $\epsilon_r=0.5$ ,  $L=9\text{m}$

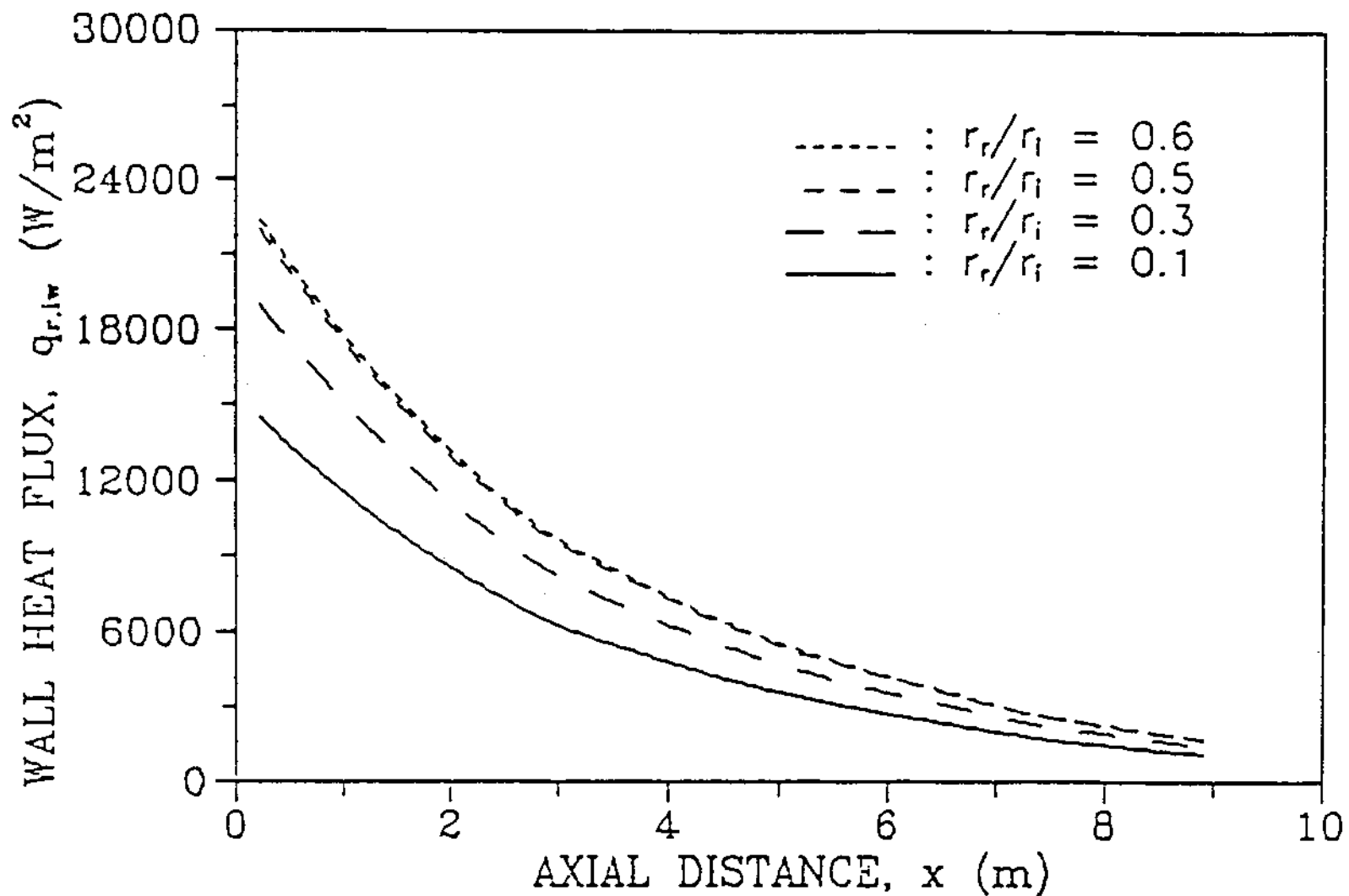


Fig. 7 The variation of inner wall heat flux with the radius of reradiator at  $r_i=0.45\text{m}$ ,  $\epsilon_r=1.0$ ,  $L=9\text{m}$

열전달 특성의 변화를 도시한 것으로서 Fig. 6은 내관의 반경이 0.75m이고 재복사기의 벽면 방사율이 0.5인 경우인데 재복사기의 반경이 증가할수록 열전달은 감소하였다. 그러나 Fig. 7에서와 같이 재복사기의 벽면 방사율이 1.0으로 증가하고 내관의 반경이 0.45m로 줄어 광학 두께가 감소한 경우 재복사기의 반경이 증가할수록 열전달을 증가시켰다. 따라서 재복사기의 설치는 벽면 방

사율이 작고 광학 두께가 큰 경우에는 열전달을 감소시키므로 열전달을 증가시키는 인자 범위를 찾는 것이 매우 중요하다.

Fig. 8은 내관의 벽면 방사율을 0.7로 고정시킨 후 재복사기의 반경이 내관 반경의 0.3배이고 내관의 반경이 0.45m인 경우, 재복사기의 표면 방사율을 0.25에서 1.0으로 변화시켰을 때 재복사기의 표면 방사율에 따른 내관 표면의 열유속을

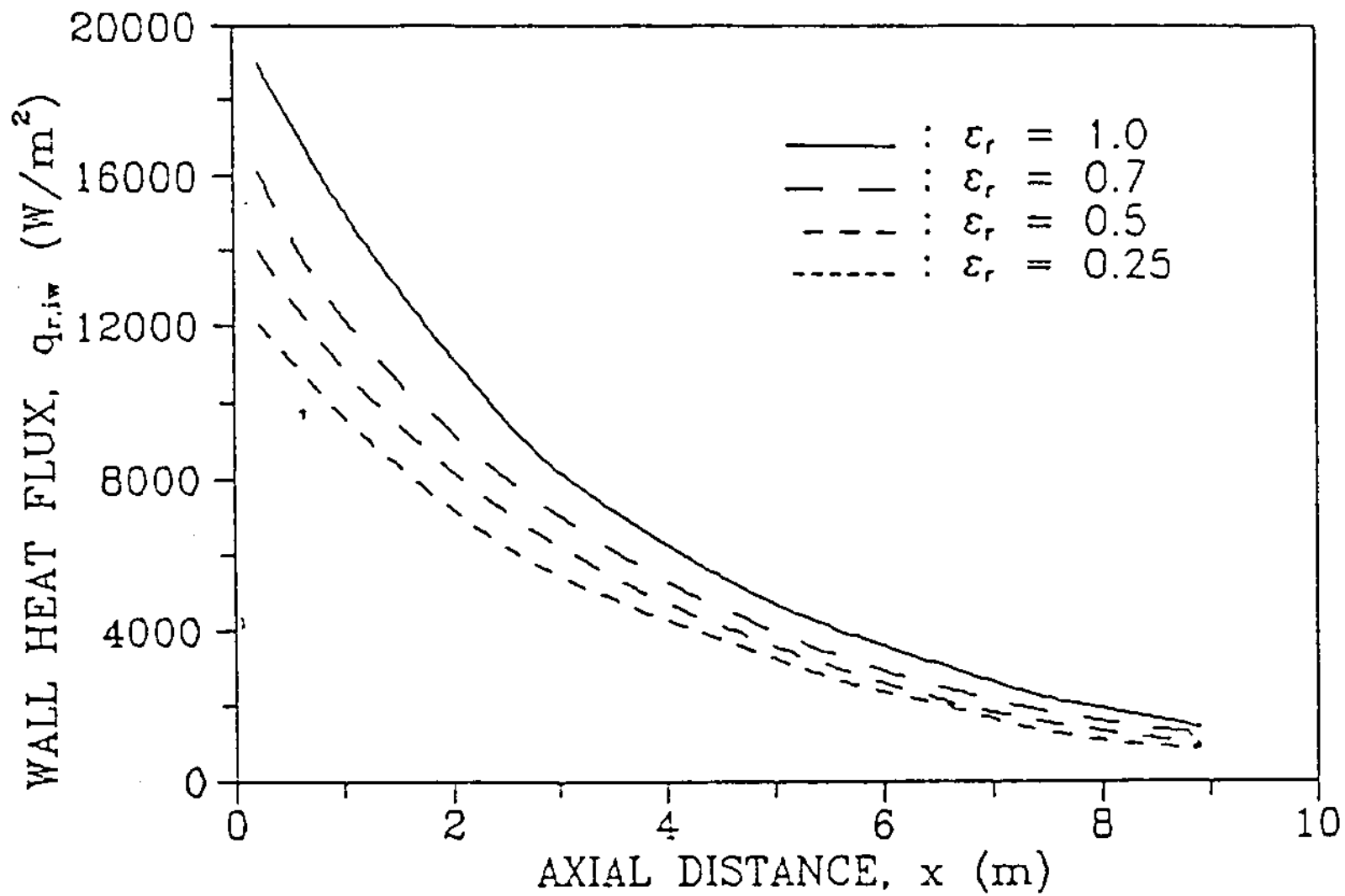


Fig. 8 The variation of inner wall heat flux with the emissivity of reradiator at  $r_r/r_i=0.3$ ,  $r_i=0.45\text{m}$ ,  $\epsilon_{iw}=0.7$ ,  $L=9\text{m}$

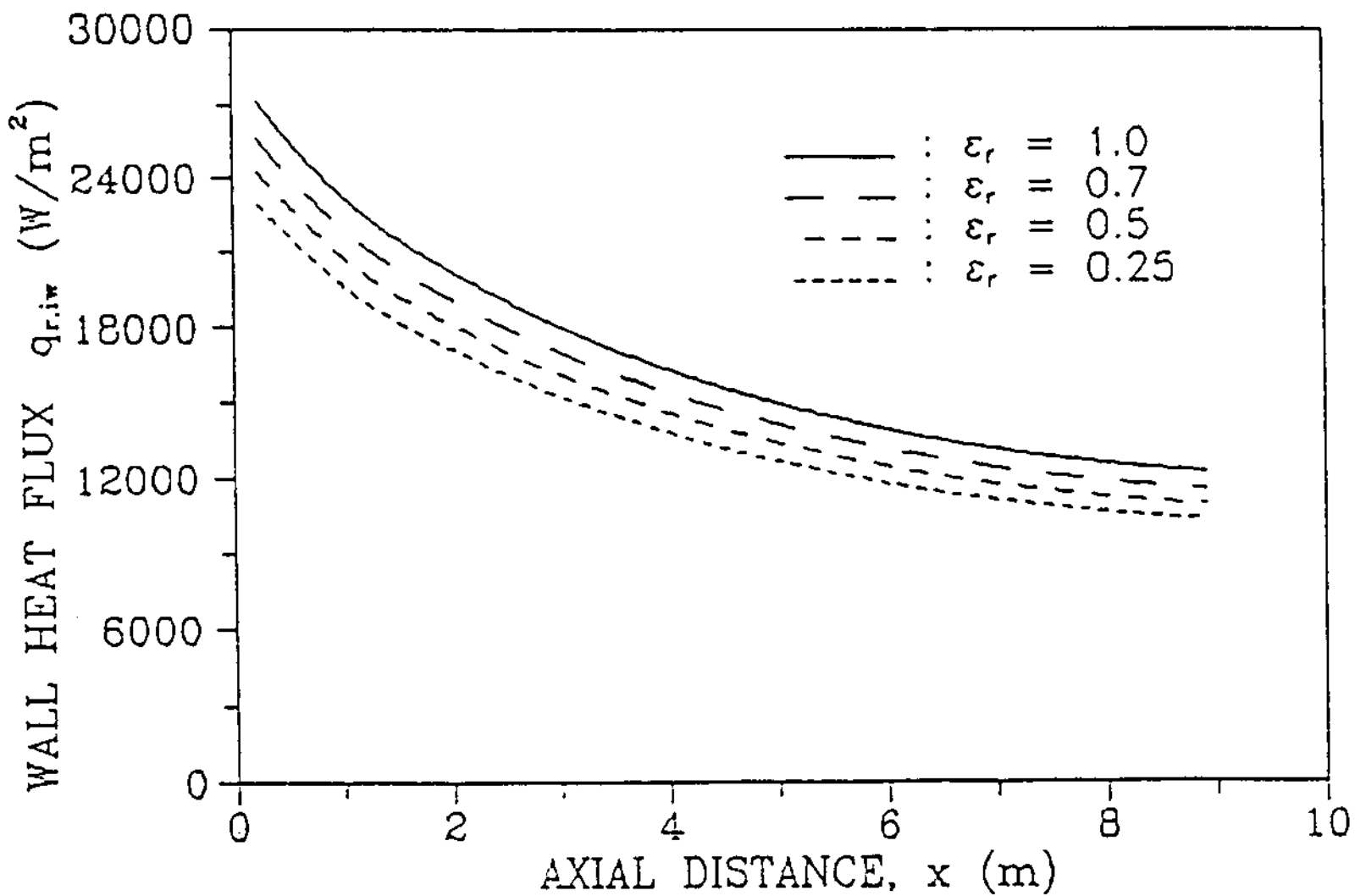


Fig. 8 The variation of inner wall heat flux with the emissivity of reradiator at  $r_r/r_i=0.3$ ,  $r_i=0.75\text{m}$ ,  $\epsilon_{iw}=0.7$ ,  $L=9\text{m}$

나타낸 것인데 내관의 벽면 방사율이 커질수록 열전달 향상의 효과가 증가됨을 알 수 있다.

Fig. 9는 내관의 반경이 0.75m로 광학 두께가 두꺼워진 경우에 대한 것으로 광학 두께가 커질수록 배기 가스의 열흡수량이 증가하여 재복사기의 벽면과 내관의 벽면거리의 복사 열교환의 크기는 줄어들었고 따라서 재복사기의 벽면 방사율의 영향을 감소하고 있다. 그러므로 내관의

크기가 커서 광학 두께가 증가할 경우 재복사기의 벽면 방사율의 크기는 열전달에 큰 영향이 없고 재복사기의 재질 선택은 별 관심의 대상이 되지 못한다.

## IV. 결 론

내관에는 고온의 배기 가스가 흐르고 내관과 외관 사이의 환상 공간에는 공기가 흐르며 외관이 벽면이 단열된 복사형 레큐페레이터에서 내관의 동심 축상에 원통형의 재복사기를 설치한 경우에 대하여 배기 가스의 복사 열전달을 P-N 근사법으로 모델링한 후 이를 유동장과 연계하여 수치 해석한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 레큐페레이터가 복사에 참여하는 매질을 포함하는 경우 복사 열전달 특성은 P-N 근사법으로 해석할 수 있으며, 기존의 실험 결과와 비교하여 타당성이 입증되었다.

(2) 벽면 열유속 계산시 P-3 근사법은 P-1 근사법에 비하여 매우 정확하며 광학 두께가 작을수록 P-1 근사법의 오차는 커지며 광학 두께가 1.0보다 작으면 P-3 근사법의 정확도가 떨어진다.

(3) 레큐페레이터의 내관의 동심 축상에 재복사기를 설치할 때 재복사기의 벽면 방사율이 크고 광학 두께가 작은 경우에는 재복사기의 반경이 커질수록 열전달이 증가하지만 재복사기의 벽면 방사율이 작고 광학 두께가 큰 경우에는 재복사기의 반경이 커질수록 열전달이 감소하여 재복사기의 설치에 오히려 레큐페레이터의 성능을 감소시켰다.

(4) 레큐페레이터의 내관의 반경이 작아서 광학 두께가 작은 경우 재복사기의 벽면 방사율이 커질수록 열전달 향상의 효과를 가져오지만, 내관의 반경이 커져서 광학 두께가 큰 경우 재복사기의 벽면 방사율의 크기는 열전달에 큰 효과를 미치지 못한다.

## 후 기

이 논문은 1991년 교육부 지원 한국학술진흥재단의 자유공모과제 학술연구 조성비에 의하여 이루어 졌으며 동 재단의 관계 제위께 감사의 뜻을 표한다.

## 참고문헌

1. Ward, M. E., 1979, "Industrial Waste Heat Recovery", Gas Research Institute, Chicago, Final Report
2. Stanton, E. H., Larson, D. H., Gawlowski, T. C. and Paul, L. F., 1981, "Intermediate and High-Temperature Flue-Gas Recuperators for a Variety of Industrial Process Environments", NASA Report. DE82-022029
3. 한국동력자원연구소, 1984, "산업용 요로의 배기 가스 폐열 회수 이용 연구", KE-84-1
4. Seehausen, J. W., 1984, "Radiation Recuperators-High Temperature Heat Recovery Units that Advance Thermal Processes", Ind. Heating, pp.25~29
5. Voelkel, D. D., 1983, "Model of Thermal Radiation Recuperator for Furnace Waste Heat Recovery", M. S. Thesis, Purdue Univ.
6. Mengüç, M. P., 1985, "Modeling of Radiative Heat Transfer in Multi-Dimensional Enclosure Using Spherical Harmonics Approximation", Ph.D Thesis, Purdue Univ.
7. Kim, T. K. and Lee, H., 1987, "Two-Dimensional in Mie-Anisotropic Scattering Media : S-N Discrete Ordinate Solution", Heat Transfer Sys. at Univ. of Ill.
8. Siddall, R. C., 1974, "Flux Methods for the Analysis of Radiative Heat Transfer", J. Inst. Fuel, Vol. 47, pp.101~109
9. Bayazitoglu, Y. and Higeny, J., 1979, "Higher Order-Differential Equations of Radiative Transfer ; P-3 Approximation", AIAA Journal, Vol.17, pp. 424~431
10. Mengüç, M. P. and Viskanta, R., 1986, "Radiative Transfer in Axisymmetric Finite Cylindrical Enclosure", J. Heat Transfer, Vol.108, pp.271~276.
11. Razel III, A. C. and Howell, J. R., 1983, "Two-Dimensional Radiation in Absorbing-Emitting Media Using the P-N Approximation", J. of Heat Transfer, Vol.105, pp.333~340.
12. Launder, B. E. and Sharma, B. I., 1974, "Application of the Energy Dissipation Model of Turbulence to the Calculation of Flow Near a Spinning

- Disc", Letters in Heat and Mass Transfer, Vol.1, pp.131~138
13. Cha, S. M., 1992, "A Study on the Heat Transfer Characteristics of Radiation Recuperator for Waste Heat Recovery of the Industrial Furnace", Ph.D Thesis, Han Yang Univ.
14. Patankar, S. V., 1980, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, McGraw-Hill, New York
15. Duo, S. S. and Cheng, P., 1975, "Multi-Dimensional Radiative Transfer in Non Isothermal cylindrical Media with Non-isothermal Bounding Walls", Int. J. Heat & Mass Transfer, Vol.18, pp.245~259

## Performance of a Latent Heat Storage System Using Two-Phase Closed Thermosyphon( II )

– The Case of Constant Temperature Heating Fluid

**Tae-il Kim · Ki-Hyun Kim\***

*Graduate School, Ajou Univ. (Currently Korea Power Engineering Co.)*

*\*Dept. of Mechanical Engineering, Ajou Univ*

An experimental study was carried out to investigate the performance of a latent heat storage system using paraffin wax as the phase change material. A thermosyphon was employed to transfer heat from the hot ethylene glycol flowing across the evaporator section of the thermosyphon into the wax. In order to increase the effective thermal conductivity of wax, layers of copper wire mesh were immersed in the wax. Experiments were run for volume ratios of 2%, 3%, and 4%, varying mass flow rate of ethylene glycol in each case.

Some of the important results are as follows : (1) The wire mesh enhanced the conductive heat transfer and thus, helped even out the temperature distribution in the wax : (2) The increase of the number of layers of wire mesh increased the conduction. However, it also resulted in increasing the resistance to the convective motion of liquefied wax : and (3) There is an optimal number of layers of wire mesh, maximizing the performance of the storage system, which occurred at a volume ratio of 3~4% in the present study.

## A Study on the Heat Transfer Improvement in the Exhaust-Section of Industrial Furnace

**Hi-Yong Pak · Sang-Myung Cha · Chul-Hee Han**

*Department of Mechanical Engineering, Hanyang University*

In the concentric tube type recuperator, which is the most typical type of radiation recuperator, installed on the exhaust-section of industrial furnace, air flows between the adiabatic outer tube and the inner tube in which exhausted gas flows with high temperature. The waste heat of the exhausted gas is transferred to the inner tube, and transferred from the inner tube to the flowing air.

The heat transfer by radiation in the concentric tube type recuperator is modeled using spherical harmonics approximation, namely, P-N method and numerically analyzed considering the effect of dynamic flow field. The results are compared with the existing empirical data. In addition, a theoretical method is presented for the analysis of the heat transfer characteristics of a recuperator with a reradiator installed in the inner tube, which causes re-radiant in the inner tube, and the characteristics of the recuperator is analyzed and defined