

【 論 文 】

맥 동연소온수기의 연소실과 노도의
컴퓨터 시뮬레이션

A Computer Simulation of the Combustion and Flueway of
a Pulse Combustion Water Heater

강 건* 신 세 건** 김 민 식**
Kun Kang Sei-Kun Shin Min-Sik Kim

ABSTRACT

In this study, the computer simulation for the heat transfer in pulse combustion water heater is performed. The attention is focused to the effects of the installation of corebuster in the flue tube on heat transfer.

The energy equations are established for both wall and gas side in the combustion chamber, flue way, exhaust chamber and muffler, and the numerical calculation is executed. Zone method takes longer computer calculation time compared with semi-zone method. Semi-zone method is chosen for numerical calculation.

As a result of this study, it is found that the installation of the corebuster in flue tube increases total heat transfer.

It is also found that the total heat transfer is increased with the increasing of the ratio of the cross section area of corebuster to that of the flue tube. However, the heat transfer effect is negligible for the area ratio above 0.5.

기 호 설 명

A : 면적
C_P : 정압비열
F : 형태계수
GS : 가스와 고체벽면사이의 총 열교환 면적
h : 열전달계수

i : 엔탈피
m : 질량유량
Q : 열전달
SS : 두 고체표면사이의 총 열교환 면적
T : 온도
U : 총합 열전달 계수
ε : 방사율
ρ : 반사류
σ : Stefan - Boltzmann 상수

* 정희원, 경남전문대학

** 경남전문대학

하첨자

- ad : 단열
- c : corebuster
- cw : corebuster와 벽
- g : 가스
- in : 입구
- m : 평균
- rea : 반응물
- w : 벽
- wat : 물

1. 서론

1970년대의 두차례에 걸친 유류파동으로 맥동연소기는 에너지절약형 연소기로서 큰 관심을 불러 일으켰다. 맥동연소기는 기존의 연소기보다 높은 열효율이외에도 고 부하연소, 자력배기, 저 NO_x, 소형화등과 같은 장점 때문에 많은 관심을 끈 것은 확실하지만, 소음문제와 맥동연소기내의 현상이 너무 복잡한 관계로 체계적인 연구가 미비하여 설계에 필요한 기초지식의 부족이 맥동연소기의 실용화에 큰 걸림돌이 되고 있다.

맥동연소기에 관련된 1970년대 이전의 연구들에서 나타난 맥동연소기의 종류와 형태 및 응용에 관한 사항은 Putnam¹⁾의 논문에 잘 설명되어 있다. 기존의 연구자료를 살펴 볼 때 맥동연소기의 가장 큰 장점중의 하나는 열 효율 향상, 즉 도관내에서의 열전달계수가 증가하는 것으로 알려져 있다. 그러나, 과거의 실험 및 이론적인 연구^{2~7)}의 대부분이 동적거동과 연소특성에만 중점을 두었고, 맥동연소기의 열전달에 관한 연구는 상대적으로 저조한 실정이다.

Hanby⁸⁾는 프로판가스를 사용하는 Schmidt형 맥동연소기에서 국소대류열전달계수의 값이 도관입구에서는 비맥동유동일때의 값과 같으나, 도관의 길이에 따라 증가하며 도관끝에서는 3~4배 정도 더 높다는 결과를 얻었다. Vogt

등⁹⁾은 가스연료를 사용하는 맥동연소식 온수기의 성능에 관한 실험적 연구에서 단일 연소실과 이중연소실의 열적 성능 및 소음에 관하여 비교 평가를 하였고, 맥동연소의 경우 열전달은 비맥동층류에 비하여 3.6배, 비맥동난류에 비하여 1.33배가 향상된 결과를 얻었다.

Huang¹⁰⁾은 단일연소실과 이중연소실로 된 맥동연소식 온수기를 사용하여, 온수기의 열효율과 corebuster의 영향을 실험적으로 조사하였다. corebuster란 연료가스의 유로인 노관(flue tube) 중심부에 일정단면의 물체를 축방향으로 삽입하여 유동가스를 관벽쪽으로 밀어주는 심(心)으로서, 이를 설치하여 열전달 촉진을 도모하는데 사용된다. Lee등¹¹⁾은 Helmholtz형 맥동연소기의 열적 및 동적특성을 동시에 예측할 수 있도록 컴퓨터 시뮬레이션을 하였으나, 정상상태의 결과를 얻는데 까지 과도한 계산시간으로 인하여, 제 인자들의 영향을 조사하지 못하였다. 맥동연소기의 성능은 설계 및 운전인자들에 의해서 많은 영향을 받으므로 이들의 영향을 살펴보기 위하여 Park¹³⁾은 유동을 평균유동으로 하고, 열전달계수는 평균 유동의 열전달계수에 맥동유동으로 인한 열전달 증가인자를 곱하여 모형화 한 후, 맥동연소기의 설계 및 운전인자가 열전달 및 열효율에 미치는 영향을 조사하였다. 이들은 복사열전달 모델링시 zone 방법을 사용하였다.

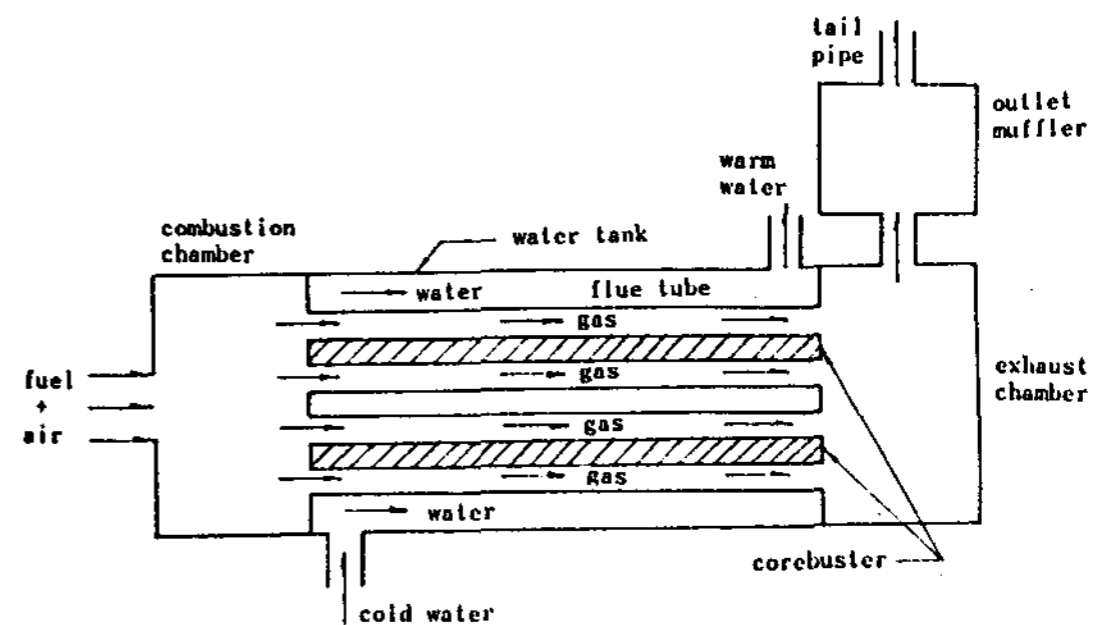


Fig. 1 Schematic diagram of a pulse combustion water heater

이 연구에서는 Fig.1과 같은 Helmholtz형 맥동연소기에서 원통형 corebuster가 있는 경우, 운전이 정상상태에 도달하였을 때 열전달을 해석하고, corebuster의 크기(지름 및 길이)가 열전달에 어떤 영향을 주는가를 조사하고자 한다.

2. 이론 해석

2.1 수학적 모형

이 연구에서는 Fig.1과 같은 Helmholtz형 맥동연소식 온수기의 도관안에 corebuster를 설치하는 경우 계전체에 미치는 영향을 조사하고자 한다. 연소과정에서 발생한 배기가스는 연소실과 노도(flue way)를 지나면서 주위벽으로 대류와 복사형태로 에너지를 전달하며 고온의 배기가스로 인한 방사때문에 복사열전달은 중요한 비중을 차지하게 된다.

이 계의 물리적 현상을 감안하여 다음과 같은 가정을 세웠다.

가) 연소실 입구에서 연소가 순간적으로 일어나고 이때 가스온도는 단열화염온도와 같다.

나) 연소실 및 노도에서 배기가스는 1차원 시간평균유동이다.

다) 축방향으로 가스의 복사 및 전도 열전달은 무시한다.

라) 배기가스와 벽면은 회체이고 산란 방사체이다.

마) 모든 열물성치는 온도의 함수이다.

연소실의 입구경계조건으로 사용될 단열화염온도는 다음 방정식에 의하여 구한다.

$$\sum_{rea} N_j (i_{298} - i_{in})_j + \Delta i_{rea,298} + \sum_{prod} N_j (i_{ad} - i_{298})_j = 0 \quad (1)$$

여기서

N_j : 반응물 또는 생성물의 몰(mol) 수

h_{298} : 298 K에서 반응물 또는 생성물의 몰

엔탈피

h_{ad} : 단열화염 온도에서 몰엔탈피

h_{in} : 반응물 입구온도에서 몰엔탈피

$\Delta h_{rea,298}$: 298 K에서 반응엔탈피

가스엔탈피는 온도만의 함수이므로 반복법을 사용하여 단열화염온도를 계산할 수 있다.

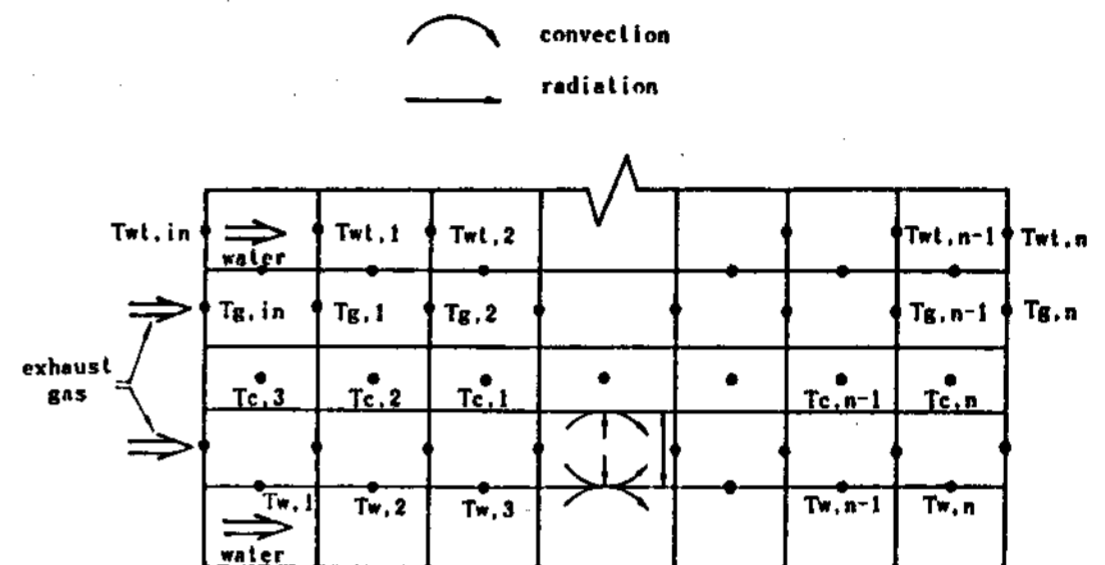


Fig. 2 Zoning and heat transfer for flue tube, corebuster, and water tank

맥동연소기의 각 부분을 Fig.2에서와 같이 유동방향으로 N개의 등온영역으로 나누고 축방향의 복사열전달을 무시한 semi-zone방법¹⁴⁾을 사용하여 각 영역에서 에너지방정식을 세우면 아래와 같다.

연소실

가스 영역 i :

$$m_g C_{pg} (T_{g,i-1} - T_{g,i}) = \sigma (GS_w) (T_{gm,i}^4 - T_{w,i}^4) + hA(T_{gm,i} - T_{w,i}) \quad (2)$$

벽영역 i :

$$UA_w (T_{w,i} - T_{amb,i}) = \sigma (GS_w) (T_{gm,i}^4 - T_{w,i}^4) + hA(T_{gm,i} - T_{w,i}) \quad (3)$$

노관

가스영역 i :

$$m_g C_{pg} (T_{g,i-1} - T_{g,i}) = \sigma (GS_w) (T_{gm,i}^4 - T_{w,i}^4) + \sigma (GS_c) (T_{gm,i}^4 - T_{c,i}^4) + h_w A_w (T_{gm,i} - T_{w,i})$$

$$+ h_c A_c (T_{gm,i} - T_{c,i}) \dots \dots \dots (4)$$

벽영역 i :

$$\sigma (GS_w) (T_{gm,i}^4 - T_{w,i}^4) + \sigma (S_c S_w) (T_{c,i}^4 - T_{w,i}^4) + h_w A_w (T_{gm,i} - T_{w,i}) = U_w A_w (T_{w,i} - T_{m,wat,i}) \dots \dots \dots (5)$$

corebuster i :

$$h_c A_c (T_{gm,i} - T_{c,i}) + \sigma (GS_c) (T_{gm,i}^4 - T_{c,i}^4) = \sigma (S_c S_w) (T_{c,i}^4 - T_{w,i}^4) \dots \dots \dots (6)$$

물영역 i :

$$m_{wat} C_{p,wat} (T_{wat,i-1} - T_{wat,i}) + U_{wat} A_w (T_{w,i} - T_{wat,i}) = 0 \dots (7)$$

배기실과 머플러에서의 에너지방정식의 기본 형태는 연소실에서와 같다.

2.2 총 열교환 면적

배기가스와 벽면은 회체이므로 벽면 S와 가스사이의 복사열전달은 다음과 같이 나타낼 수 있다. 15)

$$Q_{s \rightarrow g} = (GS_s) (E_s - E_g)$$

그리고 벽면 S₁ 과 벽면 S₂ 사이에 복사열전달은

$$Q_{s1 \rightarrow s2} = (S_{s1} S_{s2}) (E_{s1} - E_{s2})$$

으로 표시된다. 여기서 GS_s, S_{s1}S_{s2}는 가스의 방사와 흡수, 벽면의 방사율과 반사율을 포함한 총열교환면적으로 다음과 같이 구할 수 있다.

연소실의 경우 임의영역에서 1개의 등온면과 등온가스만 존재하므로

$$(GS) = \frac{A_w}{1/\epsilon_w + 1/\epsilon_g - 1}$$

이다. 노관의 경우 1개의 등온가스, 벽면, 그리고 corebuster로 구성되어 있으므로 이들

사이의 복사열전달을 전기회로망으로 표시하면 Fig.3 과 같다.

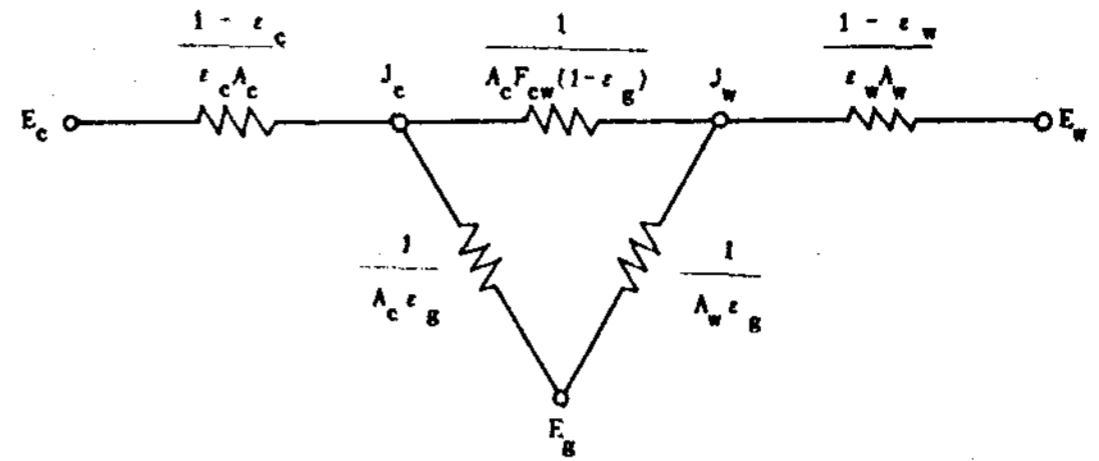


Fig. 3 Radiation network

Fig.3의 회로망으로 부터 총열전달면적은 다음과 같이 얻어진다.

$$(S_c S_w) = \frac{\frac{\epsilon_c}{(1-\epsilon_c)} \cdot \frac{\epsilon_w}{(1-\epsilon_w)}}{\frac{(1/\rho-1+\epsilon_g)}{A_w} + \frac{(1/\rho_c-1+\epsilon_g)(1/\rho_w-1+\epsilon_g)}{A_c F_w (1-\epsilon_g)} + \frac{(1/\rho_w-1+\epsilon_g)}{A_c}}$$

$$(GS_w) = \epsilon_w A_w - (S_c S_w)$$

방사율 (ε_g)는 Smith 등 16)이 제안한 “weighted sum of gray gases model”로 계산하였다.

2.3 대류 열전달계수

맥동연소기의 노도에서 대류 열전달계수는 아직 문헌에 보고된 바가 없으므로 Park 13) 등이 한 것처럼 정상유동에 관한 기존의 실험식에 맥동유동으로 인한 열전달 증가인자 1.33을 곱하여 열전달계수를 계산한다.

3. 수치계산

이 연구에서 전개한 에너지평형식은 서로 결합된 비선형 연립방정식이므로 해석적인 방법으로 해를 구하기는 상당히 어렵다. 따라서 이 연구에서는 식(1)로 부터 단열화염온도를 계산하고, 각 영역에 대한 에너지평형식은 SECANT 법 17)을 사용하여 Fig.4와 같이 수치계산을 진행하였다.

수치계산에 필요한 입력자료는 corebuster

Table 1 Pulse combustion water heater description

Diameter of combustion chamber	0.3048(m)	Diameter of tail pipe	0.076(m)
Length of combustion chamber	0.091(m)	Length of tail pipe	6.1(m)
Diameter of flue tube	0.07112(m)	Mass flow rate of fuel	9.557E-4(kg/s)
Length of flue tube	1.829(m)	Mass flow rate of water	0.50855(kg/s)
Diameter of exhaust chamber	0.3048(m)	Mass flow rate of air	2.184E-2(kg/s)
Length of exhaust chamber	0.2515(m)	Inlet temperature of water	20(℃)
Diameter of corebuster	0.035(m)	Thickness of combustion chamber wall	0.0381(m)
Length of corebuster	1.829(m)	Thickness of flue tube wall	0.00254(m)
Diameter of exhaust pipe	0.076(m)	Ambient air temperature	23(℃)
Length of exhaust pipe	0.127(m)	Thermal conductivity of wall	19(W/m·K)
Diameter of outlet muffler	0.254(m)	Diameter of water tank	0.3048(m)
Length of outlet muffler	0.2032(m)	Length of water tank	1.829(m)
Emissivity of wall	0.8	CO ₂ percent	9.1(%)

를 제외한 모든 값은 참고문헌 13)의 값을 사용하였고, 이를 Table 1에 나타내었다.

4. 결과 및 토의

corebuster가 있는 경우와 없는 경우에

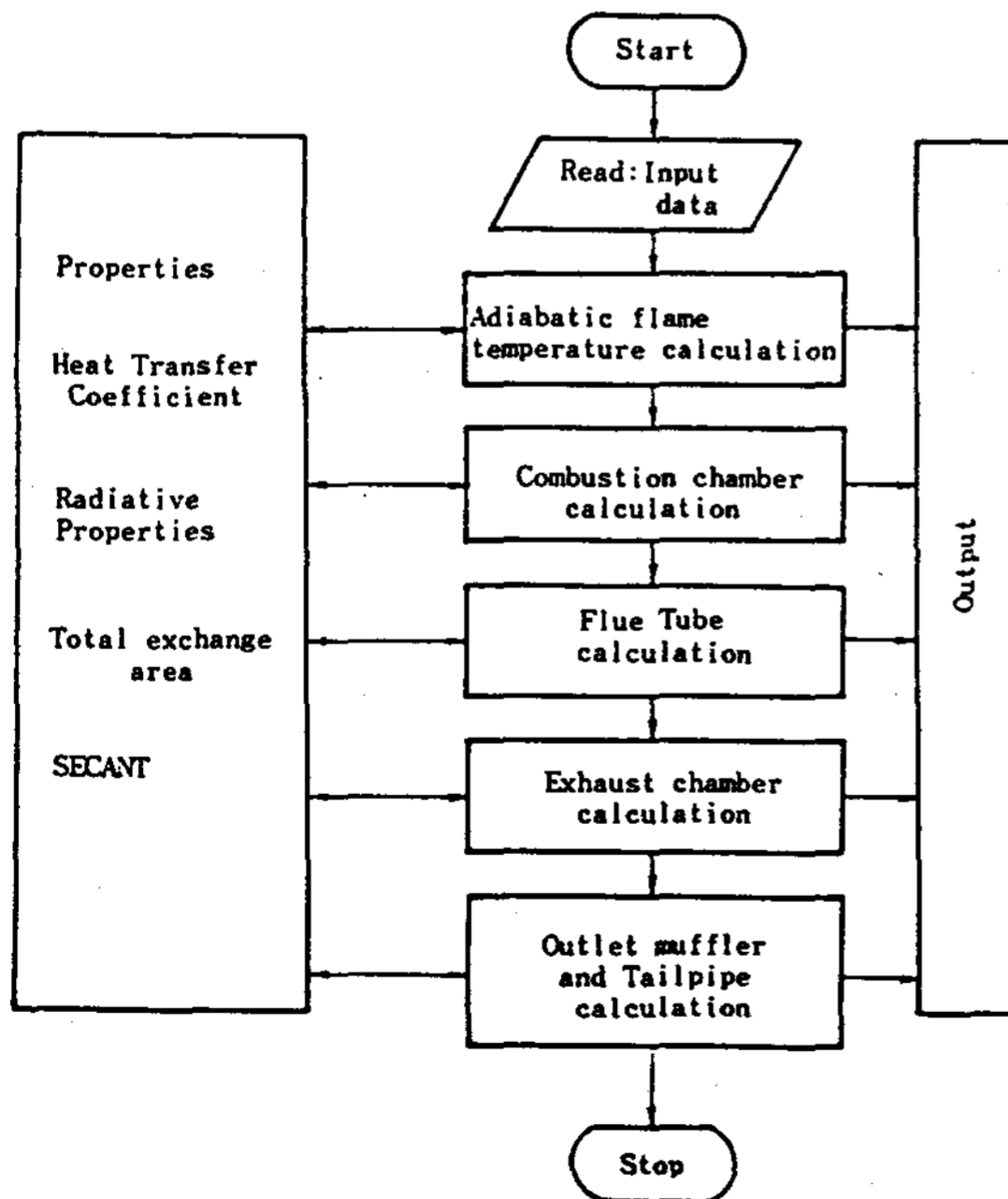


Fig. 4 Block diagram of computer simulation program

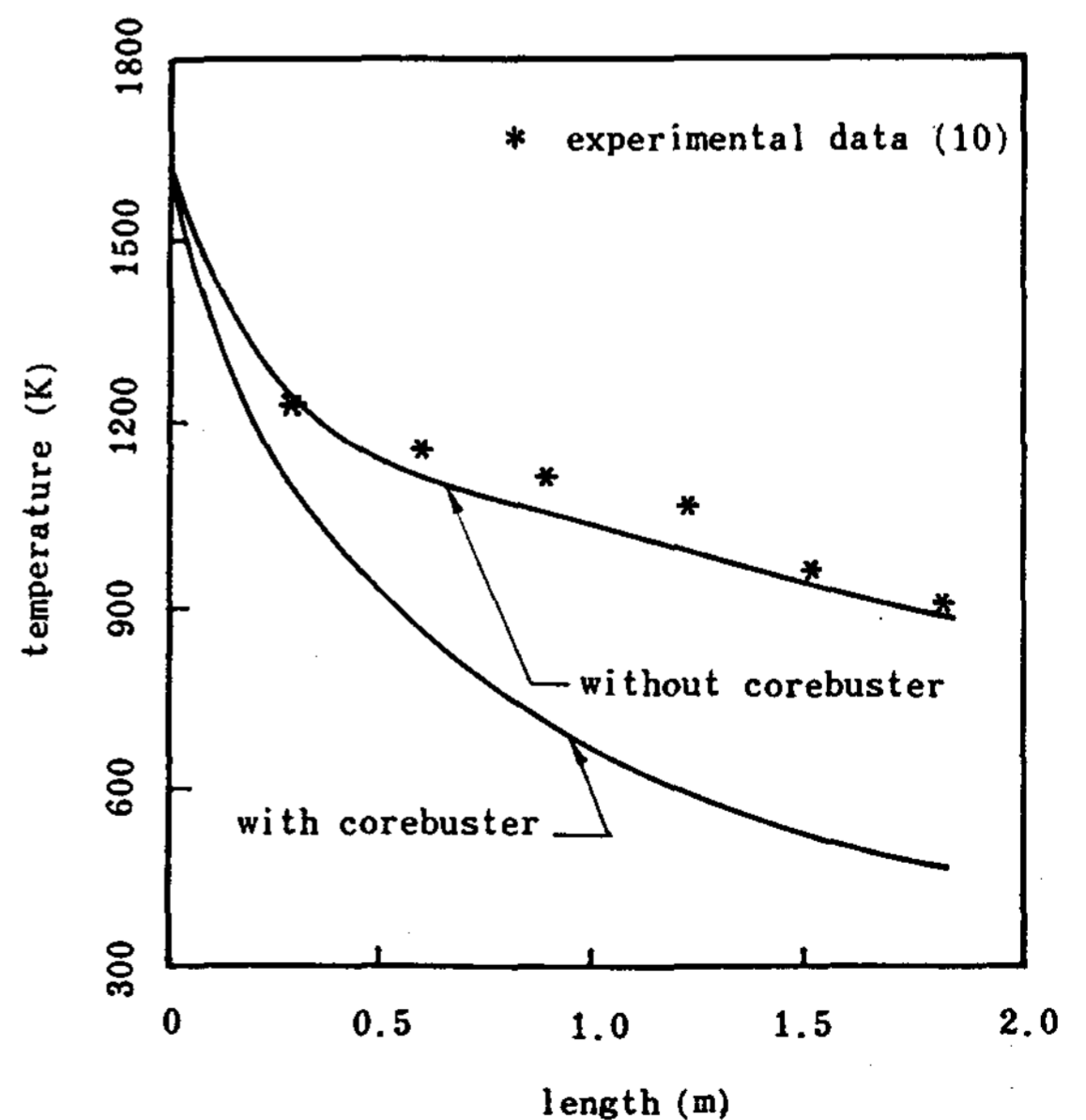


Fig. 5 Flue gas temperature along a flue tube

대하여 각각 계산한 노관내의 가스온도분포를 corebuster가 없는 경우에 대한 기존실험치 10)와 비교하여 Fig.5에 나타내었다.

corebuster가 없는 경우 semi-zone방법으로 전체영역을 40개로 나누어 계산한 가스곡선과 기존의 실험자료와 비교하였을때, 약 10%정도의 오차범위에 있었다. 이것은 복사열전달의 모델링중 정확한 방법으로 알려진 zone방법으로 풀 온도결과 13)와 거의 같은 결과를 갖는다.

zone방법은 방향유속면적을 계산하는데 과다한 계산시간이 요구되고, 그 뿐 아니라 현재와 같이 corebuster가 있는 경우 방향유속면적을 계산하는 것이 그리 용이하지 않다. 따라서 현 연구와 같은 연소기에서 semi-zone 방법으로 복사를 모델링하여도 공학적으로 큰 무리가 없다고 생각된다. 그림에서 보는 바와 같이 corebuster가 있는 경우는 없는 경우에 비하여 노도의 전체길이를 통하여 낮은 온도분포를 갖고있고, 또한 큰 온도구배를 가지고 있다. 이러한 사실로부터 corebuster가 열전

달에 상당한 영향을 미치고 있음을 알 수 있다. 특히 corebuster가 있는 경우의 온도구배는 입구영역에서 대단히 크므로 노관으로 가는 열전달의 대부분은 입구영역에서 열이 전달된다는 것을 알 수 있다. 이 연구에서는 전체영역을 20개로 나누어 semi-zone방법으로 계산하여 보았으나, 그 결과는 미소한 차이를 보이고 있으며 그림상으로는 거의 차이가 나타나지 않는다.

노관에서의 corebuster의 유무에 대한 에너지유입률에 따른 열전달량변화를 Fig.6에 도시하였다. corebuster 유무에 상관없이 에너지유입률이 증가하게 되면 노관가스온도의 상승을 가져와 복사열전달은 증가하고, 또한 노관내 Reynolds수의 증가로 인한 대류열전달 역시 증가한다. 특히 에너지유입률이 작아짐에 따라 대류열전달과 복사열전달의 차이가 작아지는데, 이는 들어오는 질량유량이 상대적으로 작아 노관내의 열전달계수가 낮아졌기 때문이다. corebuster가 있는 경우가 없는 경우에 비하여 대류, 복사 및 총열전달 모두 크게 향상되었다. corebuster가 있는 경우 노관내의 가스온도는 Fig.5에서 보는 바와 같이 corebuster가 없는 경우에 비하여 상대적으로 낮아지지만 복사열전달은 크게 향상되었다. 이는 corebuster의 방사율이 가스방사율보다 10~70 배 정도 크기 때문에 노관표면에서 입사되는 복사에너지의 상당부분은 가스로 부터 오는 것이 아니라 corebuster로부터 오는 복사에너지로 기인한 것이다.

Fig.7은 노관길이에 대한 corebuster의 길이변화에 따른 열전달을 표시한 것으로 corebuster길이는 노관입구로부터의 거리를 의미한다. corebuster의 길이가 증가하면 대류 및 복사열전달 모두 상승하고 따라서 총열전달이 증가한다. 그러나 노관길이에 대한 corebuster길이의 비가 0.5이상이면 복

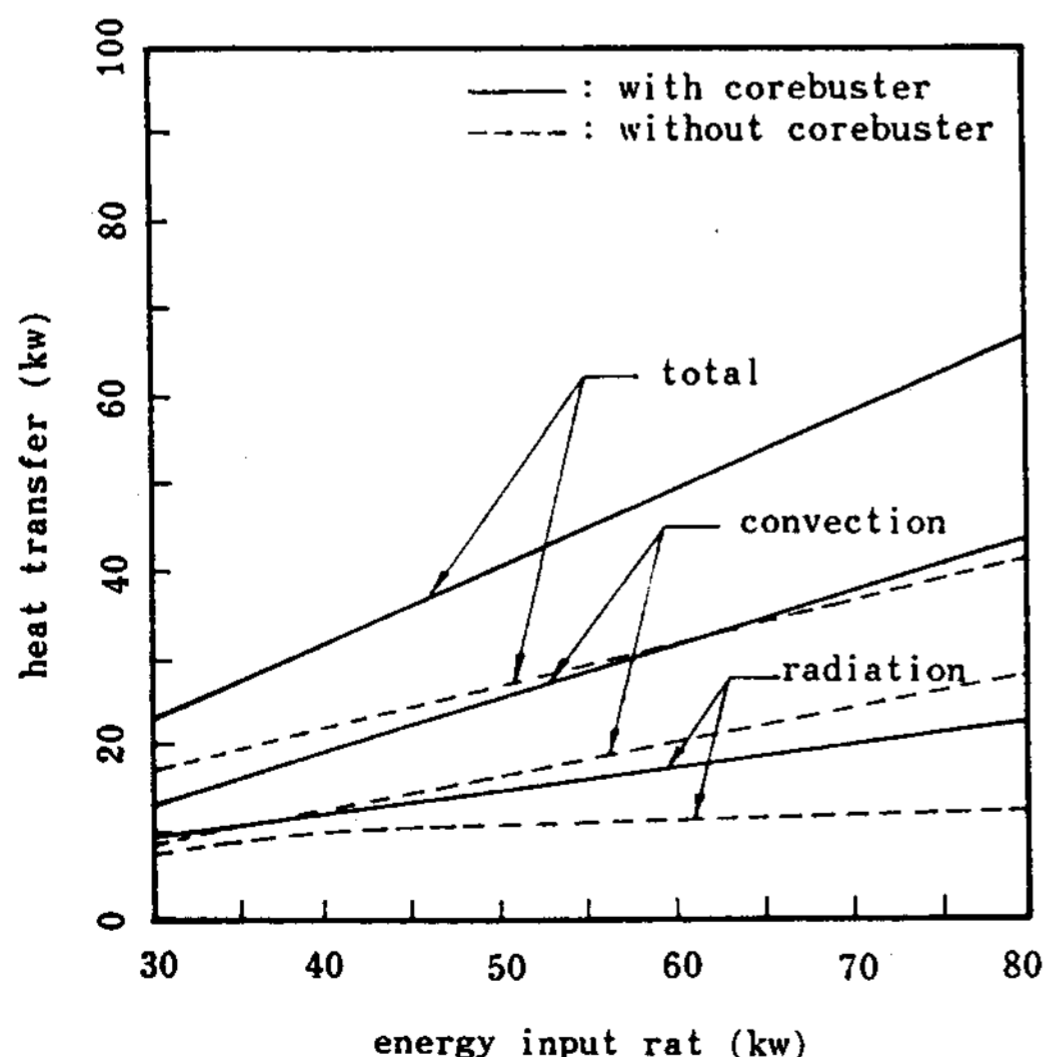


Fig. 6 Comparison of heat transfer with corebuster and heat transfer without corebuster

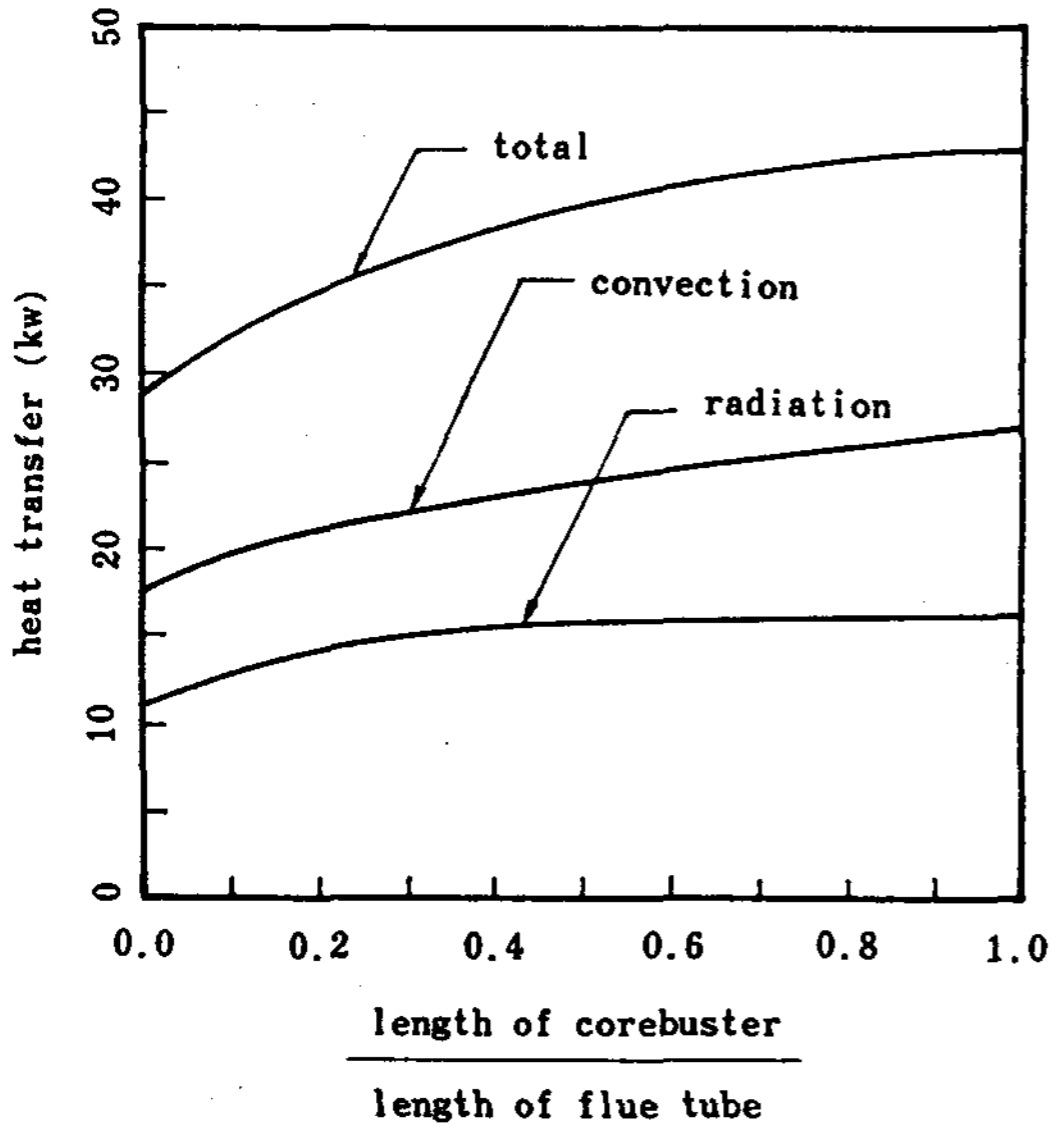


Fig. 7 Effect of corebuster length on heat transfer

사열전달의 증가는 거의 없고 단지 대류열전달이 증가하여 총열전달이 증가하게 된다. 이러한 것은 하류방향으로 가스온도의 급격한 감소로 인하여 도관벽이 받는 총열전달중 하류의 복사열전달의 비중이 작아지기 때문이다.

corebueter의 길이가 도관의 길이보다 짧을 때 corebuster를 도관의 상류쪽에 위치시키지 않고 하류쪽에 위치시키면 어떻게 되는가를 여기에서 살펴볼 수 있다. Fig.6에서 corebuster의 존재로 인하여 복사열전달이 크게 증가함을 알 수 있었는데 corebuster를 하류쪽으로 위치시킨다면 복사열전달의 기구(mechanism) 자체는 존재하지만 온도의 감소로 인하여 복사열전달의 증가가 미소하리라는 것을 짐작할 수 있고 따라서 corebuster의 길이가 도관의 길이보다 짧을 때는 상류쪽에 위치시키는 것이 효과적일 것으로 사료된다.

노관단면적에 대한 corebuster 단면적비의 변화에 따른 노관벽으로 전달된 열전달을 Fig.8에 나타내었다. 대류열전달은 corebuster의 단면적이 증가하면, 유로의 감소로

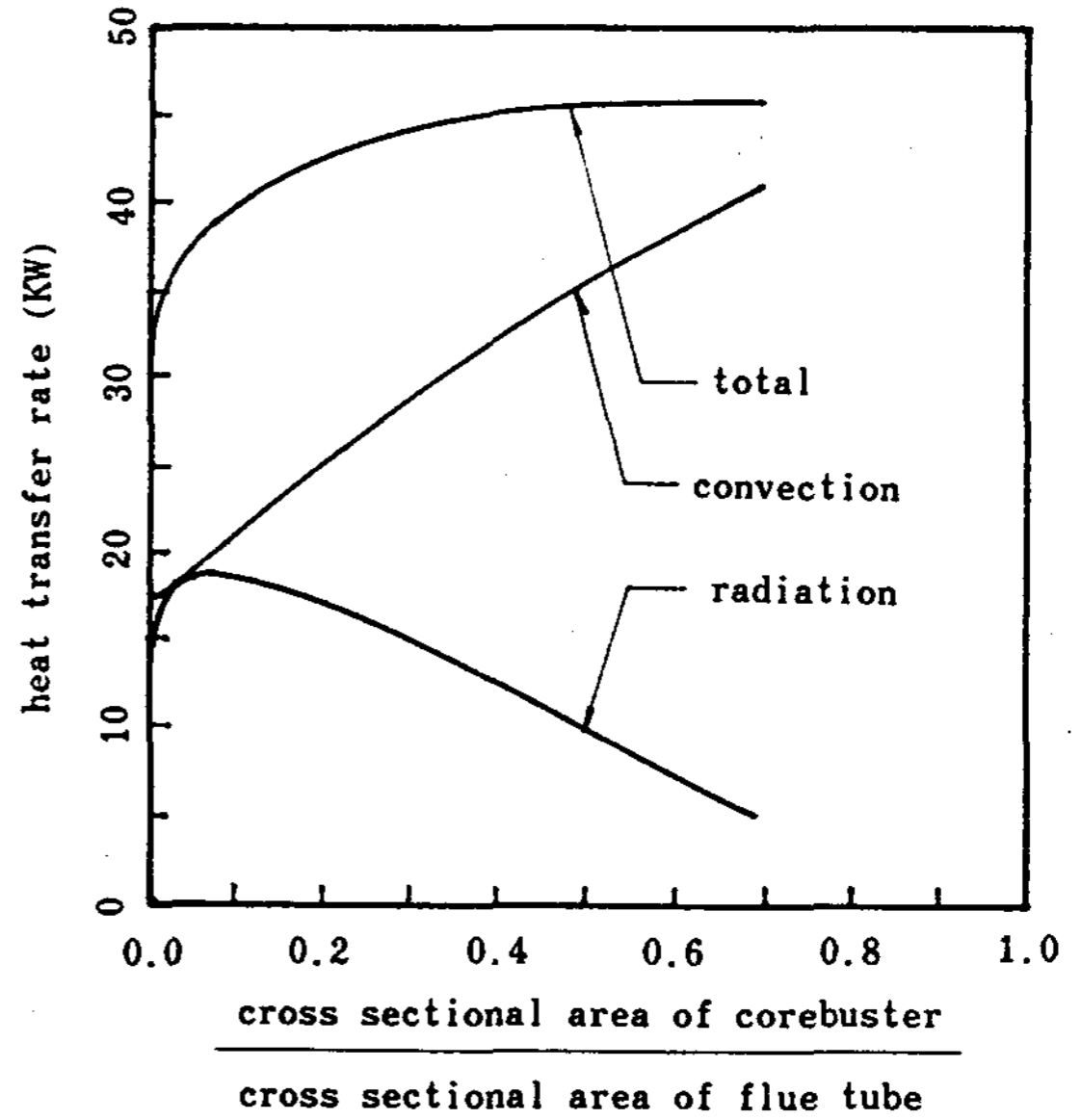


Fig. 8 Effect of cross sectional area of corebuster on heat transfer

인하여 연소가스의 속도가 증가하여 거의 선형적으로 상승한다. 그리고, 복사열전달은 단면적비가 0.09보다 작을 때는 corebuster 단면적 증가에 따라 상승하지만, 그 보다 클 때는 감소한다. 즉, corebuster의 단면적이 증가하면, 벽면으로 가는 대류열전달이 크게 상승하여 노관내의 가스 및 corebuster의 온도가 급격히 감소하여 복사열전달이 감소한다. 단면적비가 0.09보다 작을 때는 대류 및 복사열전달 모두 상승하여 총열전달은 크게 상승하지만, 단면적비가 0.5이상이 되면 대류 열전달 상승분과 복사열전달 감소분이 거의 같기 때문에 총열전달에 있어서는 변화가 거의 없다. 따라서 corebuster 단면적 증가에 따른 유로의 감소로 인한 마찰손실 증가와 열전달 상승의 둔화를 감안한다면, corebuster 단면적이 노관의 단면적에 약 1/2정도가 되는 것이 바람직하다고 생각된다.

5. 결론

Helmholtz형 맥동연소기의 노관안에 원통형 corebuster를 설치하는 경우 노도에서의 열전달에 관하여 연구한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. corebuster를 설치하는 경우 corebuster가 없는 경우에 비하여 대류, 복사 및 총열전달은 모두 증가한다.
2. corebuster의 길이가 노관의 길이보다 짧은 경우 corebuster 길이가 증가 할수록 총열전달은 증가한다.
3. corebuster의 길이가 노관의 길이보다 짧은 경우 corebuster를 노관의 입구쪽에 위치시키는 것이 출구쪽에 위치시키는 것보다 열전달 증가면에서 더욱 효과적이다.
4. 노관의 단면적에 대한 corebuster 단면적의 비가 증가할 수록 총열전달은 증가하지만, 면적비가 0.5 이상에서는 별로 영향이 없다.
5. 복사열전달 해석시 계산시간이 많이 걸리는 zone 방법대신에 계산시간이 훨씬 절약되는 semi-zone 방법을 사용하더라도 결과의 정확성에는 별로 영향을 미치지 않는다.

후 기

이 논문은 1988년도 문교부지원 전문대학 학술연구조성비에 의하여 수행되었으며 관계자 제위에게 심심한 사의를 표한다.

REFERENCES

1. Putunam A.M., "General Survey of Pulse Combustion", Proceedings of the First International Symposium on Pulsating Combustion, Sheffield, England, 1971
2. Alhaddad A., and Coulman, G.A., "Experimental and Theoretical Study of Heat Transfer in Pulse-Combustion Heater", Proceedings of Symposium on Pulse-Combustion Applications, Vol.1, Paper No.5, Atlanta, Georgia, 1982.
3. Blomquist C.A., "Experimental Gas-Fired Pulse Combustion Studies", ANL Report No: ANL/EES-TM-214, 1982
4. Keller J.O., and Saito K., "Measurement of the Combustion Flow in a Pulse Combustor", Comb. Sci. and Tech. Vol. 53, pp. 137-163, 1987
5. Ahrens F.W., "Prediction of Heat Transfer in Pulse-Combustion Burners", Proceedings of the Symposium on Pulse Combustion Technology for Heating Applications, ANL, pp.46-66, 1979
6. Dhar B., Huang H.C.G., Lee J.H. Soedel W., and Schoenhals R.J., "Dynamic and Thermal Characteristics of a Pulse-Combustion Gas-Fired Water Heater", Proceedings of Symposium on Pulse-Combustion Applications, Atlanta, Georgia, Paper 4-1 to 4-28, 1981.
7. Lee J.H., "Computer Simulation of Pulsation in a Gas-Fired Pulse Combustion Device and Predictions of their Exhaust Noise for Single and Dual Combustion Chamber Designs", Ph.D. Thesis, Purdue Univ., 1983
8. Hanby V.I., "Convective Heat Transfer in a Gas-Fired Pulsating Combustors", ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 91, pp.48-52, 1969
9. Vogt S.T., Yen M.S., Schoenhals R.J., and Soedel W., "Performance of Pulse Combustion Gas-Fired Water Heater", ASHRAE Transaction, Vol.86, Part 1, Paper No. 2563, pp.126-141, 1981
10. Huang H.C.G., "Heat Transfer in a Pulse

- Combustion Water Heater”, Ph.D. Thesis, Purdue Univ., 1984
11. Lee K.S., and Schoenhals R.J., “A Study on the Thermal and Dynamic Behavior of the Single Combustion Chamber Pulse Burner”, Trans. of the Korean Society of Mechanical Engineers, Vol.9, No.6, pp.810-820, 1985
 12. Lee K.S., and Kim C.K., “Modeling of a Pulse Combustion Water Heater”, Trans of the Korean Society of Mechanical Engineers, Vol.11, No.6, pp.982-990, 1987
 13. Park J.J., Kang K., Lee K.S., and Park H.Y., “Heat Transfer of Pulse Combustion Water Heater”, Trans. of the Korean Society of Mechanical Engineers, Vol.12, No. 6, pp.1372-1380, 1988
 14. Voelkel D.D., “Model of Thermal Radiation Recuperator for Furnace Waste Heat Recovery”, M.S. Thesis, Purdue Univ., 1983
 15. Hottel H.C., and Sarofim A.F., Radiative Transfer, McGraw-Hill Book Co., New York, 1967
 16. Smith T.F., and Shen Z.F., “Evaluation of Coefficients for the Weighted Sum of Gray Gases Model”, ASME 81-HT-55, 1981
 17. Wolfe P., “The Secant Method for Simultaneous Non-Linear Equations”, Communication of ACM, Vol.2, pp.10-13, 1959