

<論 文>

맥동연소식 온수기의 열전달

박종진* · 강 건* · 이관수** · 박희용**

(1988년 8월 25일 접수)

Heat Transfer of a Pulse Combustion Water Heater

Jong-Jin Park, Kun Kang, Kwan-Soo Lee and Hi-Yong Pak

Key Words : Pulse Combustion(맥동연소), Water Heater(온수기), Heat Transfer(열전달), Computer Simulation(컴퓨터 시뮬레이션)

Abstract

A heat transfer model for a pulse combustion water heater is developed, and an associated computer simulation is conducted to determine the temperature distribution as well as heat transfer rate. Parametric studies are performed to examine the effects of the operating and design variables on the thermal performance and heat transfer rate. They are found to be influenced mainly by energy input rate, the amount of excess air, the volume of combustion chamber, and the diameter of flue tube.

기 호 설 명

A	: 면적	\dot{m}	: 질량유량
a_a	: 흡수계수 가중치	r	: 반지름
a_e	: 방사계수 가중치	$\overrightarrow{S_j G_i}$: 벽영역 j 와 가스영역 i 사이의 방향유속면적
C_p	: 정압 비열	$\overrightarrow{S_j S_i}$: 벽영역 j 와 벽영역 i 사이의 방향유속면적
$\overrightarrow{G_j G_i}$: 가스영역 j 와 가스영역 i 사이의 방향유속면적	$\overline{S_j G_i}$: 벽영역 j 와 가스영역 i 사이의 방향열교환면적
$\overrightarrow{G_j S_i}$: 가스영역 j 와 벽영역 i 사이의 방향유속면적	$\overline{S_j S_i}$: 벽영역 j 와 벽영역 i 사이의 방향열교환면적
$\overline{g_j g_i}$: 가스영역 j 와 가스영역 i 사이의 방향열교환면적	T	: 온도
$\overline{g_j S_i}$: 가스영역 j 와 벽영역 i 사이의 방향열교환면적	U	: 총합 열전달 계수
\bar{h}	: 평균 열전달 계수	V	: 체적
I	: Gray 가스의 수	α	: 총 흡수계수
K	: Planck의 평균흡수 계수	ϵ	: 총 방사계수
k_{th}	: 열전도 계수	μ	: 점성계수
		ω	: Under-relaxation factor
		σ	: Stefan-Boltzmann 상수

* 한양대학교 대학원

**정회원, 한양대학교 공과대학 기계공학과

하 첨 자

d : 지름

- g* : 배기가스
- in* : 내부 또는 입구
- l* : Gray 가스 또는 길이
- m* : 평균
- out* : 외부
- s,1* : 가상 입구 흑체면
- s,2* : 가상 출구 흑체면
- w* : 벽
- wt* : 물

무차원수

- Gr* : Grashof수
- Gz* : Graetz수
- \overline{Nu} : 평균 Nusset수
- Pr* : Prandtl수
- Re* : Reynold수
- Ra* : Rayleigh수

1. 서 론

최근 에너지 자원과 환경오염의 상황을 비추어 볼 때 보다 효율적이고 경제적인 연소장치의 필요성이 점차 증대되고 있다. 이것에 부합하는 연소장치로서 효율이 높고 연료의 소비와 배기가스 오염이 적으며, 시동후 점화기 및 송풍기 없이 연소실 내에서 발생하는 압력진동에 의하여 자발적으로 일어나는 가스점화식 맥동연소에 초점이 맞추어지고 있다. 오늘에 이르기까지 세계 도처에서 연구가 진행되어 맥동연소의 많은 장점들이 밝혀졌으나 맥동연소 과정의 복잡성과 높은 소음문제로 발전이 지연되어 왔다.

과거의 대다수의 실험 및 이론적인 연구^(1~6)가 동적 거동을 관찰하는데 중점을 두었으나, 맥동연소 과정으로 인한 열전달 향상에 관한 연구는 그리 많지 않다. Reay⁽⁷⁾는 도관 길이가 7ft, 11ft인 schmidt형 맥동연소기로 실험을 하여 맥동유동일 때 국소열전달 계수와 전체 열효율은 정상유동일 때보다 더 크고, 전체 열효율은 30~50% 증가한다는 사실을 얻었다. Hanby⁽⁸⁾는 100Hz에서 진동하는 schmidt형 맥동연소기의 연구로부터 국소열전달 계수는 도관입구에서 정상유동일 때의 값과 대략 같았으나, 도관길이에 따라 증가하는 것으로 나타났다. 도관의 끝에서는 3~4배 정도 더 크다는 사실을 얻었다. Severyanin⁽⁹⁾는 여러 가지 맥동연

소기로 실험한 결과, 맥동유동의 경우에는 정상유동에서 보다 층류에서 100~300% 열전달이 증가한다고 결론을 내렸다. Vogt등⁽¹⁰⁾은 Helmholtz형 맥동연소기의 실험적 연구로부터 맥동유동은 정상유동에서보다 층류에서 3.6배, 난류에서 1.33배 열전달이 증가한다는 사실을 얻었다. Huang⁽¹¹⁾은 여러 가지 조건하에서 Helmholtz형 맥동연소기를 실험하였으며, 이 실험으로부터 맥동유동으로 인하여 도관에서의 열전달 및 열효율이 증가한다는 사실을 얻었다. 그러나 그는 많은 실험자료만 얻었을 뿐 실제 맥동연소기의 제작에 유용한 자료를 제공하지 못하였다.

위의 군현들은 맥동연소식 온수기를 사용하면 재래식 정상연소식 온수기를 사용하는 것보다 효율을 증가시킬 수 있음을 보였으나, 맥동연소기의 효율은 설계 및 운전인자들에 의해서 많은 영향을 받으므로 이 인자들에 대한 영향을 구체적으로 살펴보는 것이 필요하다. 그러나 맥동유동을 고려하여 열전달을 해석할 경우 컴퓨터 시뮬레이션 전개과정에서 정상상태의 결과를 얻는데까지는 많은 계산시간이 요구되는 관계로 제 인자의 영향을 조사하는 것은 거의 불가능한 실정이다^(12,13). 따라서 본 연구에서는 맥동연소식 온수기를 제작하기에 앞서 전체 장치의 열전달을 예측 분석할 수 있는 에너지 방정식을 세우고, 이를 바탕으로 하여 온수기의 설계 및 운전인자가 열전달과 온수기의 효율에 미치는 영향을 조사하고자 한다. 이를 위하여 온수기내 맥동유동을 평균유동으로 가정하였고, 열전달계수는 평균유동 열전달계수에 맥동유동으로 인한 열전달 증가인자를 곱하여 사용하였다. 이렇게 하더라도 이 연구의 목적인 설계 및 운전인자가 열전달 및 효율에 미치는 영향을 파악하는 데에는 충분한 결과를 얻을 수 있다고 판단한다.

2. 이론해석

2.1 수학적 모델

본 연구에서 해석할 맥동연소식 온수기의 모형은 Fig. 1과 같이 연소실, 도관, 물 탱크, 배기실, 소음기 및 미관으로 구성되어 있다.

이들 각 부분은 예를 들면 Fig. 2의 도관에서처럼 gas와 벽면에 대하여 축방향으로 N개의 등온 영역으로 나눈다.

본 연구의 해석을 위하여 세운 가정은 다음과 같

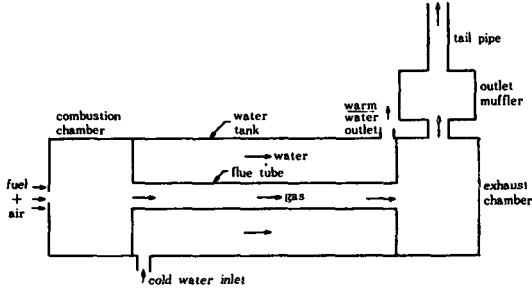


Fig. 1 Pulse combustion water heater

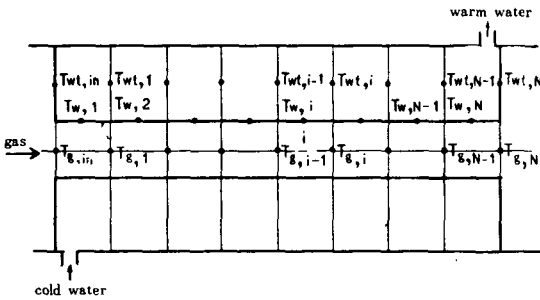


Fig. 2 Zone divisions for flue tube

다.

- (1) 연소는 연소실의 입구에서 순간적으로 일어나고, 입구에서 가스온도는 단열화염온도와 같다.
- (2) 도관의 입구와 출구, 소음기의 입구와 출구, 미관의 출구는 가상적인 다공질의 후체표면으로 그 지점에서의 가스온도와 같다.
- (3) 온수기 내에서 배기가스 유동은 시간평균유동이다.
- (4) 연소가스와 모든 벽면은 회체이고, 산란 방사체이다.
- (5) 각 영역에서의 열물성치는 온도만의 함수이다.
- (6) 관벽의 두께는 얇으므로 관의 반지름 및 축방향 열전도는 무시한다.

가스영역, 벽영역, 그리고 물영역 각각에 대하여 에너지 보존의 법칙을 적용하면 다음과 같은 방정식을 얻을 수 있다. 이때 복사 열전달의 중요성을 감안하여 Zone방법⁽¹⁴⁾을 사용하였다.

가스 영역 i :

$$\begin{aligned} & \sigma \sum_{j=1}^N \overrightarrow{G_j S_j} T_{w,j}^4 + \sigma \sum_{j=1}^N \overrightarrow{G_j S_j} T_{w,j}^4 + \overrightarrow{S_{s,1} G_i} \sigma T_{s,1}^4 \\ & + \overrightarrow{S_{s,2} G_i} \sigma T_{s,2}^4 - 4 V_i K_i \sigma T_{m,g,i}^4 - \bar{h}_{w,in} A_{w,in} \\ & (T_{m,g,i} - T_{w,i}) = \dot{m}_g C_{p,g,i} (T_{g,i} - T_{g,i-1}) \end{aligned} \quad (1)$$

벽 영역 i :

$$\begin{aligned} & \sigma \sum_{j=1}^N \overrightarrow{S_j S_i} T_{w,j}^4 + \sigma \sum_{j=1}^N \overrightarrow{G_j S_i} T_{m,g,j}^4 + \overrightarrow{S_{s,1} S_i} \sigma T_{s,1}^4 \\ & + \overrightarrow{S_{s,2} S_i} \sigma T_{s,2}^4 + \bar{h}_{w,in} A_{w,in} (T_{m,g,i} - T_{w,i}) \\ & - A_{w,in} \epsilon_w \sigma T_{w,i}^4 = U_f A_{w,out} (T_{w,i} - T_{mwt,i}) \end{aligned} \quad (2)$$

물 영역 i :

$$\begin{aligned} & \dot{m}_w C_{p,w,i} (T_{w,i} - T_{w,i-1}) \\ & = U_f A_{w,in} (T_{w,i} - T_{mwt,i}) \end{aligned} \quad (3)$$

여기서

$$U_f = 1 / \left[\frac{r_{w,in}}{k_{th}} \ln \left(\frac{r_{w,out}}{r_{w,in}} \right) + \left(\frac{r_{w,in}}{r_{w,out}} \right) \frac{1}{h_{out}} \right]$$

그리고 $i=1$ 일 때,

$$T_{g,i-1} = T_{g,in}, \quad T_{w,i-1} = T_{w,in}$$

$$T_{m,g,i} = (T_{g,i-1} + T_{g,i}) / 2$$

$$T_{mwt,i} = (T_{w,i-1} + T_{w,i}) / 2$$

각 영역의 에너지 방정식에 포함되어 있는 방향 유속면적 (\overrightarrow{GS} , \overrightarrow{SS} , \overrightarrow{SG} , \overrightarrow{GG})은 임의 영역으로부터 어느 특정한 영역에 흡수된 복사 열전달면적을 나타내준다. 이들 면적과 Planck의 평균흡수계수 K 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\overrightarrow{G_j S_i} = \sum_{l=1}^I a_{\epsilon,l} (\overrightarrow{g_j s_i})_l \quad (4)$$

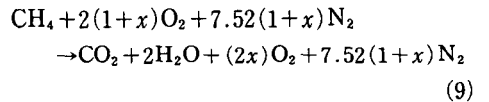
$$\overrightarrow{G_j G_i} = \sum_{l=1}^I a_{\epsilon,l} (\overrightarrow{g_j g_i})_l \quad (5)$$

$$\overrightarrow{S_j G_i} = \sum_{l=1}^I a_{a,l} (\overrightarrow{s_j g_i})_l \quad (6)$$

$$\overrightarrow{S_j S_i} = \sum_{l=1}^I a_{a,l} (\overrightarrow{s_j s_i})_l \quad (7)$$

$$K = \sum_{l=1}^I a_{\epsilon,l} K_l \quad (8)$$

본 연구에서 연료는 메탄(CH₄)을 사용하였으며, x mole의 과잉공기량에 대하여 메탄 1 mole이 완전 연소하였을 때의 화학방정식은 다음과 같다.



연소과정에서 생성가스는 2개의 gray 가스(CO₂, H₂O)와 2개의 clear가스(N₂, O₂)로 이루어졌으며, 실제가스의 성질을 고려하기 위해 “weighted sum of gray gases model”^(14~16)을 이용하여 방정식 (4)~(8)을 구한다.

2.2 열전달 계수

맥동 연소과정에 대한 열전달계수는 아직 문헌에 보고된 바가 없으므로 맥동연소식 온수기의 열전달 현상을 예측하기에는 많은 어려움이 있다. Vogt 등⁽¹⁰⁾은 실험결과, 작동유체가 난류이면 맥동유동

일 경우 정상유동에서보다 열전달이 33% 증가된다는 사실을 얻었다. 따라서 본 연구에서는 정상유동에 적용되는 다음과 같은 기존의 실험식^(17,18)에 열전달 증가인자를 곱하여 열전달계수를 구하였다.

연소실과 배기실 내의 유동 :

$$\overline{Nu}_d = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.3}$$

도관내의 유동 :

$$\overline{Nu}_d = 0.027 Re^{0.8} Pr^{1/3} (\mu/\mu_w)^{0.14}$$

배기도관, 소음기, 미관내의 유동 :

$$\overline{Nu}_d = 1.75 \left(\frac{\mu_s}{\mu_w} \right) (G_z + 0.012 (G_z \cdot G_r^{1/3})^{3/4})^{1/3}$$

연소실, 배기실, 소음기의 수직벽면에서 자연대류 열전달 :

$$\overline{Nu}_L = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 Ra_L^{1/6}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$$

연소실과 배기실의 수평관 외벽에서 자연대류 열전달 :

$$\overline{Nu}_d = \left\{ 0.60 + \frac{0.387 Ra_d^{1/6}}{[1 + (0.559/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$$

소음기와 미관에서 자연대류 열전달 :

$$\overline{Nu}_L = \left\{ 0.68 + \frac{0.670 Ra_L^{1/4}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{4/9}} \right\}$$

도관과 물탱크 사이의 원환영역 :

r_i/r_o	\overline{Nu}_i	\overline{Nu}_o
0.00	∞	3.66
0.05	17.46	4.06
0.10	11.56	4.11
0.25	7.37	4.23
0.50	5.74	4.43
1.00	4.86	4.86

3. 수치계산

가스, 벽, 물의 온도분포, 그리고 벽면과 물로 전달된 열전달은 각 영역에 세운 에너지평형식을 풀어야 한다. 온수기 각부분을 N개의 등온 영역으로 나누었을 때, 이들 부분에서의 해를 얻기 위해서는 2N개 이상의 비선형 방정식을 풀어야만 된다. 그러나 이들 방정식에서 4차식으로 이루어진 복사항에 포함되어 있는 방향유속면적의 복잡한 계산 과정과 이러한 항들로 이루어진 2N개 이상의 방정식을 동시에 풀어야 하므로 많은 계산시간과 해의 발산을 가져올 수 있다. 이러한 수치계산은

한 영역에 대한 독립적인 수치해석에 의하여 간단하게 해결될 수 있다. 따라서 본 연구에서는 다음과 같은 절차에 의해서 수치계산을 하였다.

(1) 벽면온도를 가정한다.

(2) 각 가스영역에 대한 에너지평형식 (1)에 대하여 secant법⁽¹⁹⁾을 사용하여 가스온도 분포를 구한다.

(3) 결정된 가스온도로부터 벽으로의 열유속 분포가 구해지며, 이때 벽면영역에 대한 방정식 (2)로부터 secant방법을 사용하여 벽면온도분포를 구한다.

(4) 벽온도분포가 구해지면 이전의 벽면온도 분포와의 상대오차를 계산하여 주어진 수렴 조건을 만족하는지를 조사한다. 수렴조건을 만족하지 않을 경우 ω (under-relaxation factor)를 사용하여 벽온도를 다음과 같이 놓고, 수렴이 이루어질 때까지 위의 과정 (2)와 (3)을 반복한다.

$$T_{w,i}^{k+1} = T_{w,i}^{k-1} + \omega (T_{w,i}^k - T_{w,i}^{k-1}) \quad (10)$$

방정식의 해를 구하는 과정에서 상대오차는

$$\left| \frac{T^{k+1} - T^k}{T^{k+1}} \right| < 10^{-3} \quad (11)$$

가 되도록 하였다.

4. 결과 및 고찰

4.1 온도 분포 및 열전달

본 연구에서는 단일 연소실을 가진 맥동연소식 온수기의 열전달 특성을 예측하기 위하여 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하였다. 이때 사용된 수치값은 Table 1과 같다.

Fig. 3은 온수기의 각 부분에 대한 가스와 벽의 온도분포를 나타낸 것이다. 가스의 온도분포는 연소실과 도관에서 급격히 감소하는 것으로 나타났으며, 배기실 및 소음기를 포함한 배기 계통에서는 완만한 곡선분포를 보여주었다. 도관에서 가스온도 분포는 실험값⁽¹¹⁾과 비교하였을 때 10% 내외의 오차를 가져왔다. 이는 본 연구의 시뮬레이션에서 사용한 대류열전달계수와 온도의 측정시 나타나는 실험상의 오차에 기인하는 것으로 생각된다. 도관을 따른 벽의 온도구배는 0에 가까웠고, 가스온도 분포는 급한 하강곡선으로 나타났다. 도관에서 가스온도의 급격한 변화는 도관벽 외부에 접해 있는 물로의 열전달이 크기 때문으로 생각된다. 배기실 및 소음기를 포함한 배기계통에서 가스와 벽의 온도구배는 거의 일정하였으며, 미관출구에 가까워질수록

Table 1 Pulse combustion water heater description

Diameter of combustion chamber	0.3048(m)	Thickness of combustion chamber wall	0.0381(m)
Length of combustion chamber	0.091(m)	Thickness of flue tube wall	0.00254(m)
Diameter of flue tube	0.07112(m)	Mass flow rate of fuel	0.95569×10^{-3} (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	2.184×10^{-2} (kg/s)
Length of exhaust chamber	0.2515(m)	Inlet temperature of water	20(°C)
Diameter of exhaust pipe	0.076(m)	Ambient air temperature	23(°C)
Length of exhaust pipe	0.127(m)	Thermal conductivity of wall	19(W/m.K)
Diameter of outlet muffler	0.254(m)	Emissivity of wall	0.8
Length of outlet muffler	0.2032(m)	CO ₂ percent	9.1(%)
Diameter of tail pipe	0.076(m)	Diameter of water tank	0.3084(m)
Length of tail pipe	6.1(m)	Length of water tank	1.829(m)

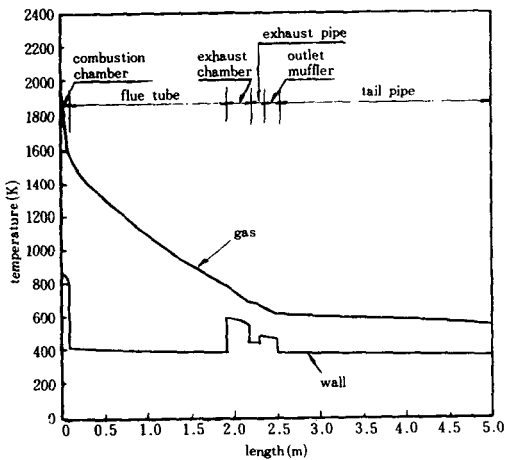


Fig. 3 Temperature distributions in pulse combustion water heater

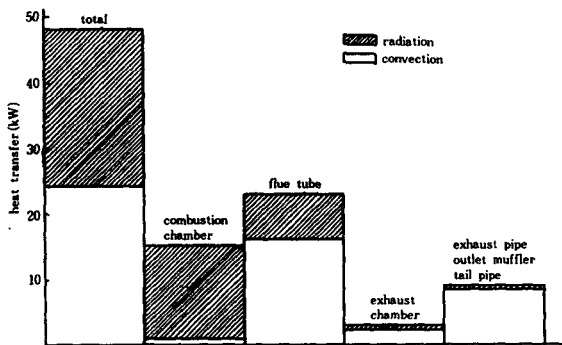


Fig. 4 Heat transfer in pulse combustion water heater

서로 접근되어 갔다. 배기실 벽면온도의 급격한 상승은 배기실 내부의 고온의 가스로부터 벽면으로 전달된 열이 도관에 비하여 주위 대기와의 열교환이 작게 일어나기 때문이다.

Fig. 4는 총 에너지 유입률에 대한 온수기의 각 부분에서의 열전달을 나타낸 것이다. 온수기에서 총 유입에너지의 27.7%가 연소실벽으로 전달되었으며, 이 중 94.4%가 복사로 전달되었다. 도관에서 물로 전달되는 열은 총에너지유입률의 42.2%를 차지하였으며, 전달된 열중 약 70%는 대류에 의한 것으로 나타났다. 배기실, 배기실도관, 소음기 및 미관에서의 총 열전달은 연소실과 도관에 비하여 매우 작았고, 이때 벽으로 전달된 열의 대부분은 대류로 나타났다.

4.2 운전인자에 관한 결과

유입에너지와 과잉공기량과 같은 운전변수는 온수기의 효율적인 작동에 큰 영향을 미치는 중요한 인자이다. 그러므로 본 연구에서는 Table 1의 기본제원에서 유입에너지와 과잉공기량이 온수기에 미치는 영향과 물온도의 변화가 열전달형태에 어떤 영향을 주는가를 조사하였다.

과잉공기량의 영향

Fig. 5는 도관에서 과잉공기량이 열전달형태에 미치는 영향을 도시한 것이다. 과잉공기량이 증가할수록 단열화염온도가 낮아져 복사열전달은 감소한다. 그러나 과잉공기량이 증가할수록 연소생성물의 질량유량이 증가하게 되어 대류열전달에 의한 열전달의 보상이 이루어짐으로써 본래의 대류열전

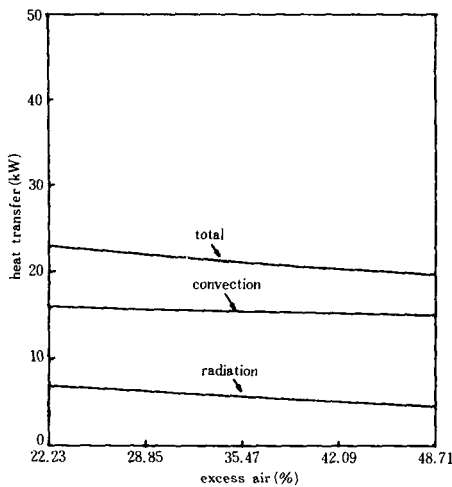


Fig. 5 Effect of increasing excess air percentage on heat transfer in flue tube

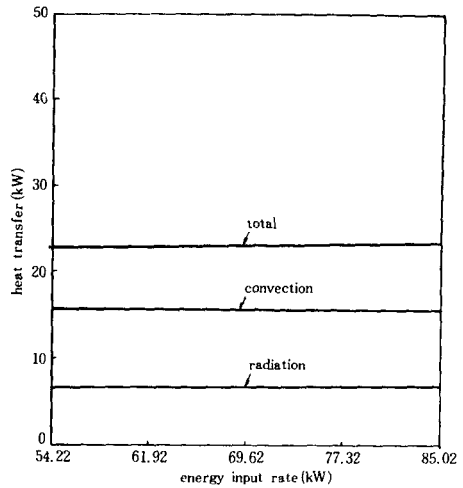


Fig. 7 Effect of increasing input rate on heat transfer in flue tube

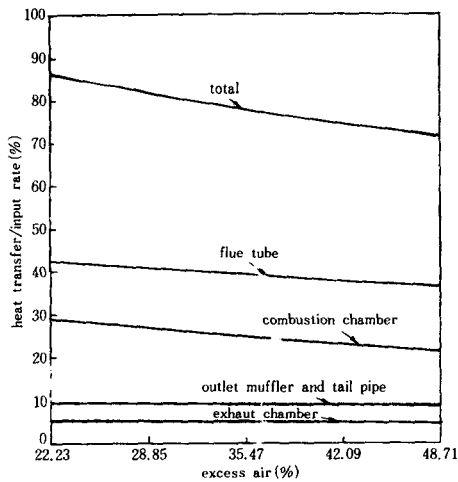


Fig. 6 Effect of increasing excess air percentage on heater performance

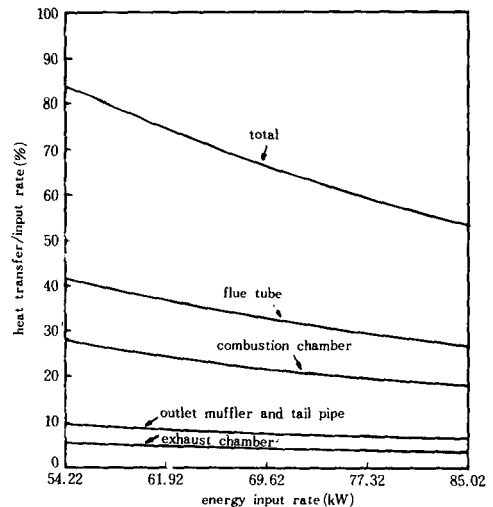


Fig. 8 Effect of increasing input rate on heater performance

달 형태는 거의 변화가 없었다. 따라서 과잉공기량이 증가함에 따라 복사열전달의 감소로 도관에서의 총 열전달은 감소하였다.

Fig. 6은 온수기에서 과잉공기량이 온수기의 열효율에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 과잉공기량이 증가할수록 연소실과 도관에서의 열효율은 모두 감소하였으며, 배기실, 소음기, 그리고 미관에서는 거의 변화가 없었다.

에너지 유입률의 영향

Fig. 7은 도관에서 에너지 유입률이 열전달형태에 미치는 영향을 도시한 것이다. 에너지유입률이

증가함에 따라 대류 및 복사열전달 모두 조금씩 증가하였다. 이것은 에너지 유입률의 증가에 따른 단열화염온도 및 가스유량의 증가로 기인된다. 따라서 도관 전체에서의 열전달은 증가하였다.

Fig. 8은 에너지 유입률의 증가가 온수기의 열효율에 미치는 영향을 도시한 것이다. 에너지 유입률이 작을수록 전체 열효율은 증가하지만, 공급되는 총 에너지량이 감소하므로 일정량의 물을 가열하기 위해서는 더 많은 시간이 필요하게 된다.

물온도의 영향

물의 입구온도가 증가함에 따라 도관에서의 열전

달 및 열효율은 거의 변화가 없었다.

4.3 설계인자에 관한 결과

Table 1의 기본제원에서 설계인자를 변화시켜 온수기의 열전달형태와 온수기의 열효율에 관한 조사를 하였다.

연소실 지름의 영향

Fig. 9는 연소실의 지름이 도관에서 열전달형태에 미치는 영향을 도시한 것이다. 연소실의 지름이 증가할수록 연소실에서의 열전달이 증가하게 되고, 이것은 도관입구온도의 감소를 가져온다. 이러한

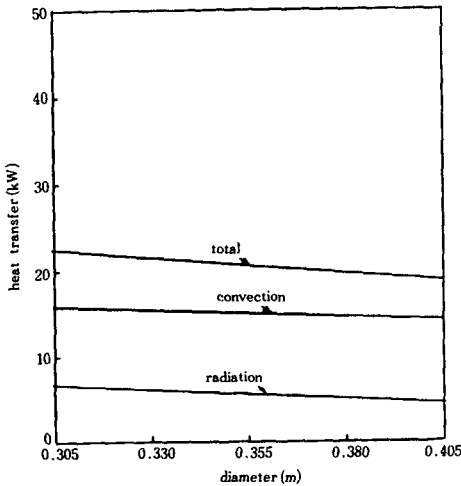


Fig. 9 Effect of increasing combustion chamber diameter on heater in flue tube

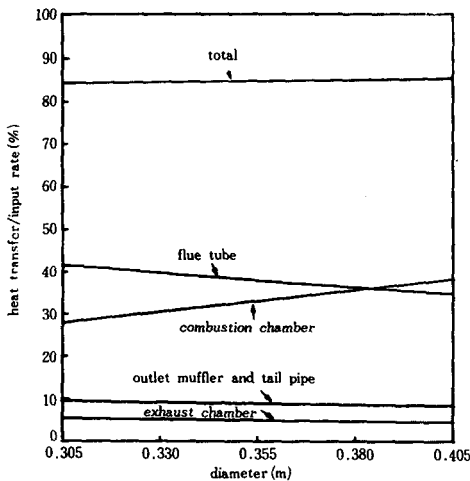


Fig. 10 Effect of increasing combustion chamber diameter on heater performance

것은 도관부분의 총 에너지의 약 30%를 차지하는 복사열전달을 감소시키므로써 도관 전체의 열전달을 떨어뜨리게 된다.

Fig. 10은 연소실의 지름이 온수기의 열효율에 미치는 영향을 도시한 것이다. 연소실의 지름이 증가함에 따라 연소실 열효율은 증가하지만 도관의 열효율은 감소하며, 연소실 지름이 약 0.38m보다 큰 경우 연소실의 열효율은 도관에서 보다 큰 것으로 나타났다. 소음기와 미관 부분에서의 열효율은 거의 변화가 없었으며, 연소실에서의 열전달 증가로 인하여 도관의 열효율은 감소하였다.

연소실 길이의 영향

Fig. 11은 연소실의 길이가 도관에서의 열전달형태에 미치는 영향을 도시한 것이다. 연소실길이가 증가함에 따라 연소실에서의 열전달증가로 인하여 도관의 가스입구온도가 상대적으로 낮아지게 되어 복사열전달이 감소하게 되므로써 도관에서의 열전달은 감소하였다.

Fig. 12는 연소실의 길이가 온수기의 열효율에 미치는 영향을 도시한 것이다. 연소실의 길이가 증가할수록 도관에서의 열효율은 감소하였으며, 연소실에서의 열효율은 증가하였다.

도관의 지름과 길이의 영향

Fig. 13은 도관에서 도관의 지름이 열전달형태에 미치는 영향을 도시한 것이다. 도관의 지름이 증가할수록 복사열전달은 증가하나 대류열전달은 감소한다. 이것은 도관의 단면적이 커짐에 따라 가스의 속도가 작아지므로 대류열전달은 감소하는 반면에 열전달 면적의 증가로 복사열전달은 증가하기 때문이다. 대류열전달에서의 감소폭보다 복사열전달에서의 증가폭이 상대적으로 크게 나타나 도관에서의 총 열전달은 증가하였다.

Fig. 14는 도관에서 도관의 지름이 온수기의 열효율에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 도관지름의 증가에 따라 연소실, 배기실, 그리고 소음기와 미관부분에서의 열효율은 약간 감소하였으나, 도관에서의 열효율은 증가하였다.

도관길이가 증가할수록 열전달은 도관에서만 약간 증가하였을 뿐, 다른 부분에서는 거의 변화가 없었다. 도관길이가 증가함에 따라 도관에서의 열효율의 증가폭은 도관지름의 증가에 따른 증가폭에 비하여 상대적으로 작게 나타났다.

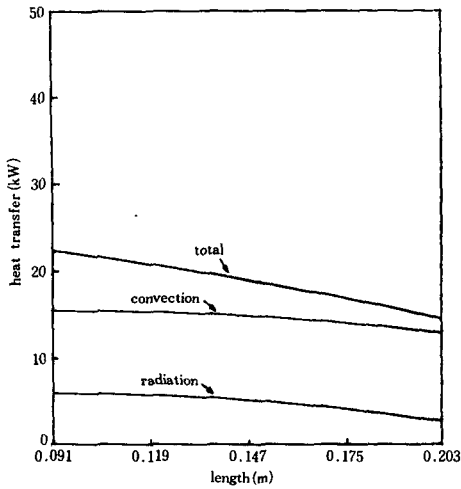


Fig. 11 Effect of increasing combustion chamber length on heat transfer in flue tube

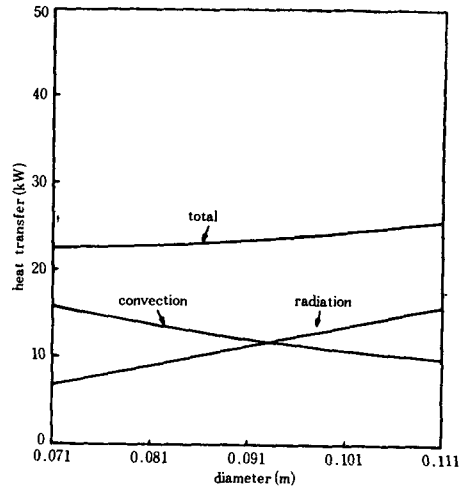


Fig. 13 Effect of increasing flue tube diameter on heat transfer in flue tube

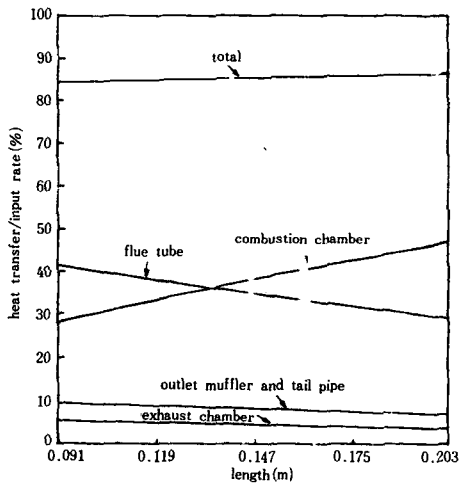


Fig. 12 Effect of increasing combustion chamber length on heater performance

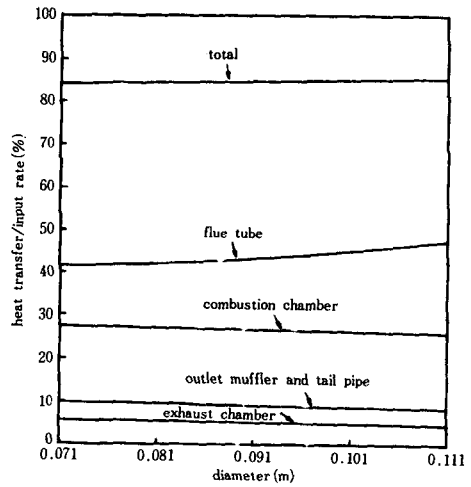


Fig. 14 Effect of increasing flue tube diameter on heater performance

배기실 체적의 영향

배기실 체적변화에 따른 도관에서의 열전달 및 열효율은 거의 변화가 없었다.

5. 결 론

매동연소식 온수기에 대한 열전달을 예측하기 위하여 장치의 각 부분에 대한 열평형 방정식을 세웠고, 이와 관련된 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하였다. 본 연구를 통하여 얻은 결론은 다음과 같다.

- (1) 과잉공기량이 많아질수록 복사열전달은 감소하나 대류열전달은 거의 변화가 없었다. 과잉공기량의 증가에 따른 복사열전달의 감소는 온수기 효율을 감소시켰다.
- (2) 에너지 유입률이 증가할수록 도관에서의 열효율은 감소하였다.
- (3) 고려한 물의 온도범위 내에서 도관의 열전달 및 열효율은 거의 변화가 없었다.
- (4) 연소실의 체적이 증가할수록 도관에서의 열전달 및 열효율은 모두 감소하였다.

(5) 도관의 지름을 크게 할수록 도관에서의 복사 열전달은 증가하였으나, 대류열전달은 감소하였다. 도관지름의 증가에 따라 온수기의 열효율은 거의 변화가 없었으나 도관에서의 열효율은 증가하였다.

(6) 도관의 길이가 증가할수록 도관에서의 열효율은 조금 높아졌다.

(7) 배기실의 체적 변화에 따른 도관에서의 열전달 및 열효율은 거의 변화가 없었다.

참 고 문 헌

- (1) Putnam A.M., 1971, "General Survey of Pulse Combustion", Proceedings of the First International Symposium on Pulsating Combustion, Sheffield, England.
- (2) Blomquist C.A., 1982, "Experimental Gas Fired Pulse Combustion Studies", ANL Report, ANL/EESIM-214.
- (3) Reader G.T., 1978, "Aspects of Pulsating Combustion", SAE, No. 789251, pp. 548~557.
- (4) Brown D.J., 1971, "Proceedings of the First International Symposium on Pulsating Combustion", Univ. of Sheffield, England.
- (5) Clinch J.M., November, 1979, "Proceedings of the Symposium on Pulse Combustion", ANL.
- (6) 1982, "Proceedings of the Symposium of Pulse Combustion Applications", Vol. 1, Atlanta, Georgia.
- (7) Reay D., 1969, "The Thermal Efficiency, Silencing and Practicability of Gas-Fired Industrial Pulsating Combustors", Journal of Institute of Fuel, Vol. 42, pp. 135~142.
- (8) Hanby V.I., 1969, "Convective Heat Transfer in a Gas-Fired Pulsating Combustors", ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 91, pp. 48~52.
- (9) Severyanin V.S., 1982, "Application of Pulsating Combustion in Industrial Installations", Proceedings of Symposium on Pulse Combustion Application, Vol. 1, Paper No. 7, Atlanta, Georgia.
- (10) Vogt S.T., Yen M.S., Schoenhals R.J. and Soedel W., 1981, "Performance of Pulse Combustion Gas-Fired Water Heater", ASHRAE Transactions, Vol. 86, Part 1, Paper No. 2563, pp. 126~141.
- (11) Huang H.C.G., 1984, "Heat Transfer in a Pulse Combustion Water Heater", Ph. D. Thesis, Purdue Univ.
- (12) Lee K.S., and Schoenhals, R.J. 1985, "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.
- (13) Lee K.S., and Kim C.K. 1987, "Modeling of a Pulse Combustion Water Heater", Trans. of the Korean Society of Mechanical Engineers, Vol. 11, No. 6, pp. 982~990.
- (14) Hottel H.C., and Sarofim A.F., 1967, "Radiative Transfer", McGraw-Hill Book Company, New York.
- (15) Smith T.F., and Shen Z.F., 1981, "Evaluation of Coefficients for the Weighted Sum of Gray Gases Model", ASME 81-HT-55.
- (16) Song T.H., and Viskanta R., 1986, "Development and Application of a Spectral-Group Model to Radiation Heat Transfer", ASME 86-WA/HT-36.
- (17) Incopera E.P., and Dewitt D.P., 1981, "Fundamentals of Heat Transfer", John Wiley and Son Inc., New York.
- (18) Rohsenow W.M., Hartnett J.P. and Ganic E.N., 1985, "Hand Book of Heat Transfer Fundamentals", McGraw-Hill Book Company, New York.
- (19) Wolfe P., 1959, "The Secant Method for Simultaneous Non-Linear Equations", Communication of ACM, Vol. 2, pp. 12~13.