

# 왕겨 燃燒機를 利用한 温水보일러 시스템 開發(Ⅱ) — 시뮬레이션 模型 開發 —

## Development of A Hot Water Boiler System with A Rice Hull Furnace — Development of A Mathematical Model of Simulation —

朴 勝 濟\*, 盧 祥 夏\*, 李 鎔 國\*\*  
S. J. Park, S. H. Noh, Y. K. Lee

### Summary

A mathematical model was developed and programmed for computer simulation of a prototype hot water boiler system with rice hull furnace to predict the temperature distributions in the rice hull furnace and water tank, mass flow rate of hot water and thermal efficiency of the system under various operation and design conditions.

The effects of feed rate of rice hull, thickness of the furnace wall, the type of heat exchanger, diameter of the water circulation pipe, etc, on the performance of the system can be evaluated with this model. The validity and simulation results of this model will be published in the next paper.

### 1. 緒 論

연소기 및 보일러 시스템의 성능을 향상시키기 위한 연구는 그간 많이 수행되어 왔으며 특히 연소기가 대형화되면서 설계시에 연소실내에 연소 특성이나 열전달 특성을 알 필요성이 더욱 커지게 되었다. 이러한 대형보일러 시스템의 성능을 예측하기 위하여 상사성을 이용한 물리적 시뮬레이션 방법이 많이 이용되어 왔다. 그러나 이 물리적 시뮬레이션 방법은 모델을 만들고 직접 연소 실험을 수행해야 하므로 비용이 많이 들고, 또 상사성을 정확히 유지시키기가 어렵다는 단점을 가지고 있다.

그러므로 연소기 및 보일러 시스템의 설계 및 작동인자가 시스템의 성능에 미치는 영향, 최적 설계 및 작동조건 등을 예측할 수 있는 數學적 시뮬레이션 모델을 개발하고 발전시키는 연구가 필요하다.

그런데 연소실 내의 연소과정이나 열전달 특성을

정확히 예측할수 있는 수학적 시뮬레이션 모델을 개발하는데는 많은 제약이 있다. 하지만 이러한 제약에 대한 정보를 여러가지 기초실험을 통하여 얻어내고 또 모델을 단순화시킬 수 있다면 물리적 시뮬레이션보다 유리한 점이 많다고 할 수 있다. 외국에서는 연소기 보일러 시스템의 성능을 예측하기 위한 수학적 시뮬레이션 모델 개발에 대한 연구가 종종 있었지만<sup>1,10</sup> 국내에는 거의 없는 실정이다.

따라서 본 研究에서는 왕겨燃燒機를 利用한 温水보일러 시스템의 開發을 위한 기초연구로서 “Zone method”를 이용하여 實驗用 製作機인 왕겨燃燒機를 利用한 温水보일러 시스템의 성능을 예측할수 있는 數學的 시뮬레이션 모델을 개발하고자 하였다. 본 시뮬레이션 모델의 檢證과 시뮬레이션을 利用한 시스템의 性能分析은 次期學會誌에 掲載하고자한다.

### 2. 시뮬레이션 模型

\* 서울大學校 農工學科  
\*\* 성균관大學校 農業機械工學科

가. 燃燒機 및 보일러 模型

연소기 및 보일러의 수학적 시뮬레이션 模型은 "zone method"를 이용하였다. 그림 4-1은 왕겨연 소기 보일러 시스템을 등온이라고 가정할 수 있는 구역(zone)으로 나누어 번호를 붙인 것이다. 정상 상태라고 가정한다면 각 구역*i*에 대한 열평형방정식은 구역의 온도를 미지수로 하여 (1) 식과 같이 4 차 방정식 으로 나타낼 수 있다.

$$\left[ \sum_{j=1}^N a_{ij} T_j \right]_{i,t} - a_{ii} T_i + \left[ \sum_{j=1}^N g_{ij} T_j \right]_{i,t} - g_{ii} T_i + Q_i = 0 \quad (1)$$

여기서,

$T_i, T_j$ : 구역  $i, j$ 의 온도(K)

$a_{ij}(a_{ii})$ : 복사 열전달계수(kJ/h-K<sup>4</sup>)

$g_{ij}(g_{ii})$ : 대류 및 전도 열전달계수(kJ/h-K)

$Q_i$ : 상수항(kJ/h)

$i$ : 1, 2, 3, .....N

$N$ : 구역의 총수(49)

(1) 식의 좌변 첫째항은 단위시간당  $i$ 구역이 주변  $j$ 구역으로부터 흡수하는 복사열량, 셋째항은 대류 및 전도에 의해서 흡수하는 열량을 의미하여 둘째 항과 넷째항은 각각  $i$ 구역을 떠나는 복사에 의한 열량과 대류 및 전도에 의한 열량을 의미한다. 또 상 수항인 다섯째 항은  $i$ 구역의 연소물질의 연소에 의 하여 생성되는 열량과 시스템 외부(구역번호가 부여되지 않음)로부터  $i$ 구역으로 들어오는 기지의 온 도를 가지는 물질의 엔탈피에 의한 熱源을 의미하 는 것이다.

1) 복사 열전달계수

본 시뮬레이션에서 복사 열전달 분석의 단순화를 위한 가정은 다음과 같다.

가. 표면은 회체이며, 연소가스는 비휘광기체 이 다.

나. 복사성질(방사율, 흡수율, 반사율)은 균일하 며, 방향과 진동수에 무관하다.

다. 표면은 산란방사체이고, 산란반사체이다.

라. 표면을 떠나는 복사열 플러스는 구역의 전표 면에서 균일하다.

식(4-1)의 복사 열전달계수는 위의 가정하에서 다 음과 같이 구분되어 표시될 수 있다.

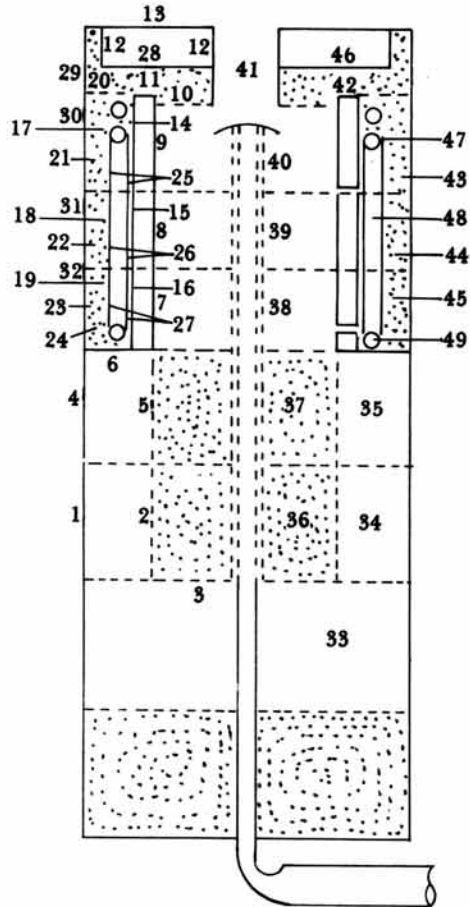


Fig. 1. Division of the furnace into zones and their identifying numbers.

Note: Surface zones: 1-32

Volumetric zones: 33-49

가) 불참여 매질(공기)이 있는 공간구역 주위의 표면구역

$$a_{ii} = [\epsilon_i + F_{ii}(1 - \epsilon_i)] A_i F_{ij} \epsilon_j \sigma \quad (2)$$

$$a_{ij} = (1 - \epsilon_i F_{ij}) A_i \epsilon_i \sigma \quad (3)$$

여기서,

$\epsilon_i(\epsilon_j)$ : 구역  $i$ 의 방사율

$F_{ij}(F_{ji})$ : 복사 형태계수

$\sigma$ : Stefan-Boltzman 상수 ( $2.04084 \times 10^{-7}$  kJ/h-m<sup>2</sup>-K<sup>4</sup>)

$A_i$ : 구역  $i$ 의 면적(m<sup>2</sup>)

나) 참여 매질(배연가스)이 있는 공간구역 주위의 표면구역

$$a_{ii} = [\epsilon_i + \tau_{ii} F_{ii}(1 - \epsilon_i)] A_i F_{ij} \epsilon_j \sigma \quad (4)$$

$$a_{ii} = (1 - \epsilon_i \tau_{ii} F_{ii}) A_i \epsilon_i \sigma \dots\dots\dots(5)$$

여기서,

$\tau_{ii}(\tau_{ii})$  : 구역  $i, j$  사이에 있는 참여매질의  $j$  구역 온도에서의 투과율

다) 참여매질이 있는 공간 구역

$$a_{ii} = A_{ii} \cdot a_{ii} \cdot \epsilon_i \cdot \sigma \dots\dots\dots(6)$$

$$a_{ii} = A_{ii} \cdot \epsilon_i \cdot \sigma \dots\dots\dots(7)$$

여기서,

$A_{ii}$  :  $i$  구역과  $j$  구역의 접촉면적 ( $m^2$ )

$a_{ii}$  :  $j$  구역 온도에서의  $i$  구역의 흡수율

$A_{ii}$  :  $i$  구역의 全體 표면적 ( $m^2$ )

2) 대류 및 전도 열전달계수

식(1)의 대류 및 전도 열전달계수는 다음과 같이 구분되어 표시될 수 있다.

가) 공간구역과 공간구역간의 대류

$$g_{ii} = (V_{ii})_a \cdot (C_i)_a + (V_{ii})_n \cdot (C_i)_n \dots\dots\dots(8)$$

$$g_{ii} = (V_{ii})_a \cdot (C_i)_a + (V_{ii})_n \cdot (C_i)_n \dots\dots\dots(9)$$

여기서,

$(V_{ii})_a$  : 구역  $j$ 에서 구역  $i$ 로 들어가는 공기 및 배연개스의 량 ( $kg/h$ )

$(V_{ii})_n$  : 구역  $j$ 에서 구역  $i$ 로 들어가는 왕겨 및 회분의 량 ( $kg/h$ )

$(C_i)_a, (C_i)_n$  :  $j$  구역 온도에서의 공기 및 배연개스( $a$ )와 왕겨 및 회분( $n$ )의 비열 ( $kJ/kg-K$ )

$(V_{ii})_a$  : 구역  $i$ 에서 인접구역으로 들어가는 공기 및 배연개스의 량 ( $kg/h$ )

$(V_{ii})_n$  : 구역  $i$ 에서 인접구역으로 들어가는 왕겨 및 회분의 량 ( $kg/h$ )

$(C_i)_a, (C_i)_n$  :  $i$  구역 온도에서의 공기 및 배연개스( $a$ )와 왕겨 및 회분( $n$ )의 비열 ( $kJ/kg-K$ )

나) 표면구역과 공간구역간의 대류

$$g_{ii} = h \cdot A_{ii} \dots\dots\dots(10)$$

$$g_{ii} = h \cdot A_{ii} \dots\dots\dots(11)$$

여기서,

$h$  : 구역  $i, j$  간의 대류 열전달계수 ( $kJ/h-m^2-k$ )

$A_{ii}$  : 구역  $i, j$  간의 접촉면적 ( $m^2$ )

다) 표면구역과 표면구역간의 전도

$$g_{ii} = K_e \cdot A_e \dots\dots\dots(12)$$

$$g_{ii} = K_e \cdot A_e \dots\dots\dots(13)$$

여기서,

$K_e$  : 전도에 의한 열전달계수 ( $kJ/h-m^2-K$ )

$A_e$  : 구역  $i, j$  간의 열전도에서  $K_e$ 를 계산할 때의 기준면적 ( $m^2$ )

3) 상수항

식(1)의 온도 미지수를 포함하지 않는 상수항을 정리하여 표시하면 다음과 같이 된다.

$$Q_i = B_o(Q_i)_n + (M_{oi})_n \cdot (C_o)_n \cdot (T_o)_n + (M_{oi})_a \cdot (C_o)_a \cdot (T_o)_a + (M_{oi})_w \cdot (C_o)_w \cdot (T_o)_w \dots\dots\dots(14)$$

여기서,

$B_o$  :  $i$  구역에서 연소되는 연소물질의 량 ( $kg/h$ )

$(Q_i)_n$  : 연소물질(왕겨)의 저위발열량 ( $kJ/kg$ )

$(M_{oi})_n$  : 시스템 외부에서  $i$  구역으로 들어오는 왕겨의 량 ( $kg/h$ )

$(M_{oi})_a$  : 시스템 외부에서  $i$  구역으로 들어오는 공기의 량 ( $kg/h$ )

$(M_{oi})_w$  : 시스템 외부에서  $i$  구역으로 들어오는 순환온수의 량 ( $kg/h$ )

$(C_o)_n, (C_o)_a, (C_o)_w$  : 온도  $T_o$ 에서의 왕겨( $n$ ), 공기( $a$ ) 및 순환온수( $w$ )의 비열 ( $kJ/kg-K$ )

$(T_o)_n, (T_o)_a, (T_o)_w$  : 시스템 외부에서  $i$  구역으로 들어오는 왕겨( $n$ ), 공기( $a$ ) 및 순환온수( $w$ )의 기저온도 ( $K$ )

4) 시뮬레이션에 이용된 자료

시뮬레이션에 이용된 자료들의 열적 성질은 표 1과 같다. 공간구역의 방사율은 배연가스가 있는 구역에서만 이산화탄소와 수증기에 의한 방사율을 구하여 이용하였으며, 이때 등가 평균 통과길이 ( $L_e$ ) 계산은 다음식을 이용하였다.

$$L_e = 3.6 V/A \dots\dots\dots(15)$$

여기서,  $V$ 는 공간구역의 체적 ( $m^3$ ),  $A$ 는 공간구역의 전 표면적 ( $m^2$ )이다. 표면구역간의 복사형태계수 ( $F_{ii}$ )는 기하학적 형상에 따른 복사형태 계수의 그림<sup>8)</sup>을 利用하여 구하였다.

코일형 열교환기에서 온수와 관벽 사이의 대류열 전달계수 ( $h$ )는 꼭물을 가지는 관내부에서의 대류

Table 1. Thermal properties of material used in simulation.

Material	Emissivity	Conductivity (kg/h-m-°C)
Rice hull		0.63
Fire-clay brick	0.75	3.744
Carbon on heating	0.8	
Soot	0.95	
Iron, oxidized	0.74	
Water	0.95	
Carbon black		0.075
Styrofoam		0.144
Asbestos plate	0.96	0.5544

(Reference: 2, 3)

열전달계수 구하는 식<sup>8)</sup>을 이용하였고 환상 실린더형 열교환기의 경우는 본 모델에서는 평행평판으로 가정할 수 있는 경우에 해당하였으므로 평행평판에서의 대류 열전달계수 구하는 식을<sup>3,8)</sup> 이용하였다.

기타의 대류 열전달계수 ( $h$ ) 계산은 일반적으로 많이 이용되는 다음 식을 이용하여 계산하였다.

$$Nu_f = C(Ra_f)^m \dots\dots\dots (16)$$

열교환기 주위에 퇴적되는 검댕과 灰分の 혼합물질의 열전달계수는 검댕과 회분의 평균값으로 하였다.

코일형 열교환기와 환상 실린더형 열교환기에서 온수와 벽면간의 대류 열전달계수 ( $h$ ), 기타의 표면구역과 공간구역간의 대류 열전달계수, 표면과 표면구역간의 전도에 의한 열전달계수, 공간구역과 공간구역간의 대류에서의 각 물질의 유량 ( $V_i$ ), 연소구역에서 연소되는 연소물질의 량 ( $B_o$ ) 및 왕겨의 저위 발열량 ( $Q_i$ ) 등은 입력되는 자료로부터 시뮬레이션 프로그램 내에서 계산된다.

나. 蓄熱槽 시스템의 模型

그림 2는 본 온수보일러 시스템을 등온이라 가정할 수 있는 요소(node)로 분할하여 그 번호를 붙인 것이다. 축열조에서 상승관이 연결된 위치 이상은 등온으로 생각하였으며, 그 이하는 완전 총화상태로 생각하여 6등분으로 분할하였다. 축열조 시스템의 模型은 각 요소에서 비정상 에너지 평형방

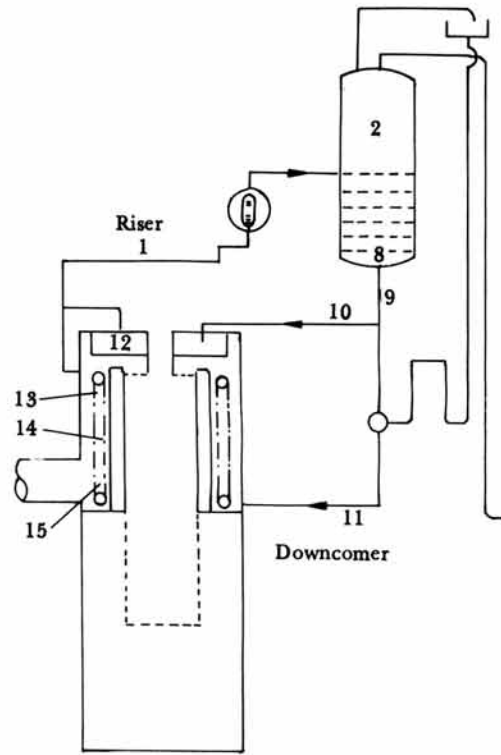


Fig. 2. Divisions of the boiler system and their identifying numbers.

정식을 세워 유한차분법을 이용하여 표시하였다.

1) 상승관 및 하강관의 에너지 평형

그림 2의 상승관(요소 1) 및 하강관(요소 9, 10, 11)에 대한 비정상 에너지 평형방정식은 (17) 식과 같이 표시될 수 있다.

$$W_{RD} \frac{\partial T}{\partial \theta} = -\dot{M} C_p \frac{\partial T}{\partial X} dx - U_{RD} A_{RD} (T - T_s) \dots\dots\dots (17)$$

여기서,

$W_{RD}$  : 상승관, 하강관의 열용량 (kJ/°C)

$\dot{M}$  : 온수 순환유량 (kg/h)

$C_p$  : 온수의 비열 (kJ/kg-°C)

$A_{RD}$  : 상승관, 하강관의 표면적 (m<sup>2</sup>)

$U_{RD}$  : 상승관, 하강관의 열손실계수 (kJ/h-m<sup>2</sup>-°C)

$T_s$  : 주위의 대기온도 (°C)

$T$  : 요소의 온수온도 (°C)

$\theta$  : 시간

$dx$  : 요소의 길이

식(17)를 유한차분법으로 풀기 위하여 완전암함수 방법(Fully implicit scheme)을 이용하였다.

$$\frac{\partial T}{\partial \theta} = \frac{T_n^{i+1} - T_n^i}{\Delta \theta} \quad (\text{Forward Difference}) \quad \dots\dots(18)$$

$$\frac{\partial T}{\partial X} = \frac{T_n^{i+1} - T_{n-1}^{i+1}}{\Delta X} \quad (\text{Backward Difference}) \quad \dots\dots(19)$$

식(17)에 식(18)과(19)를 代入하여 차분식으로 정리하면  $n$ 요소의  $(i+1)$ 시간의 온도는 식(20)으로 표시된다.

$$\left[1 + \frac{\Delta \theta}{W_{RD}} \cdot (\dot{M} \cdot C_p + U_{RD} \cdot A_{RD})\right] T_n^{i+1} - \frac{\Delta \theta}{W_{RD}} \dot{M} \cdot C_p \cdot T_{n-1}^{i+1} = T_n^i + \frac{\Delta \theta}{W_{RD}} U_{RD} \cdot A_{RD} \cdot T_s \quad \dots\dots(20)$$

2) 축열조의 에너지 평형

요소 2에서 요소 8까지에 대한 에너지 평형방정식을 식(4-20)과 같이 나타내면 다음 식으로 표시된다.

$$\left[1 + \frac{\Delta \theta}{W_T} (\dot{M} \cdot C_p + U_T \cdot A_T)\right] T_n^{i+1} - \frac{\Delta \theta}{W_T} \dot{M} \cdot C_p \cdot T_{n-1}^{i+1} = T_n^i + \frac{\Delta \theta}{W_T} U_T \cdot A_T \cdot T_s \quad \dots\dots(21)$$

여기서, 하첨자  $T$ 는 축열조를 의미한다.

3) 시스템의 온수순환유량

자연순환식 온수보일러 시스템의 유체순환은 시스템各部 流體의 密度差에 의하여 이루어진다.

시스템各部의 온도밀도차에 의한 壓力差는 다음 식으로 구할 수 있다.

$$P_d = \int_{tank} \rho g dx + \int_{downcomer} \rho g dx - \int_{boiler} \rho g dx - \int_{riser} \rho g dx \quad \dots\dots(22)$$

여기서,

- $P_d$ : 압력차
- $\rho$ : 온수의 밀도 ( $kg/m^3$ )
- $g$ : 중력 가속도 ( $m/h^2$ )

$dx$ : 각 요소의 분할높이 ( $m$ )

관내의 유체흐름에서 임의 순간의 압력차는 유체 마찰 등에 의한 압력강하와 같다.

시스템의 유체마찰 등에 의한 압력강하는 다음 식으로 표시될 수 있다.

$$P_L = \sum_{i=1}^N \left[ f \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{V^2}{2} \rho + \lambda \cdot \frac{V^2}{2} \rho \right]_i \quad \dots\dots(23)$$

여기서,

- $N$ : 요소의 수
- $f$ : 관 마찰계수
- $l$ : 요소의 길이 ( $m$ )
- $d$ : 관의 직경 ( $m$ )
- $V$ : 순환온수의 유속 ( $m/h$ )
- $\rho$ : 온수의 밀도 ( $kg/m^3$ )
- $\lambda$ : 미소 손실계수

압력강하  $P_L$ 을 순환유량  $\dot{M}$ 로 표시하면 다음 식과 같이 표시된다.

$$P_L = (\dot{M})^2 \cdot \sum_{i=1}^N \left[ f \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{1}{2A^2 \cdot \rho} + \lambda \cdot \frac{1}{2A^2 \cdot \rho} \right]_i \quad \dots\dots(24)$$

시스템 각 부의 온수밀도차에 의한 압력차( $P_d$ )와 유체마찰 등에 의한 압력강하( $P_L$ )는 같아야 하므로 온수의 순환유량은 다음 식으로 계산될 수 있다.

$$\dot{M} = (P_d / K)^{\frac{1}{2}} \quad \dots\dots(25)$$

여기서,

$$K = \sum_{i=1}^N \left[ f \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{1}{2A^2 \cdot \rho} + \lambda \cdot \frac{1}{2A^2 \cdot \rho} \right]_i \quad \dots\dots(26)$$

4) 시뮬레이션에 이용된 자료

관 마찰계수 구하는 식은 코일 열교환기의 경우 곡률을 가지는 관 흐름에서의 마찰계수 구하는 식을 이용하였으며, 환상 실린더형 열교환기의 경우는 평행평판에서의 마찰계수 구하는 식을 이용하였다.

기타의 관 마찰계수는 층류의 경우  $64/R_e$ , 난류의 경우는 (25)식과 같은 colebrook 식을 이용하여

구하였다.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -0.86 \ln\left(\frac{\epsilon/d}{3.7} + \frac{2.51}{Re \cdot \sqrt{f}}\right) \dots\dots\dots(25)$$

여기서,

$f$ : 관 마찰계수

$d$ : 관의 직경

$\epsilon$ : 관의 조도

$Re$ : Reynold 수

축열조 및 온수순환관의 단열 두께는 각각 1 cm, 5 cm 그리고 단열재는 스티로폼이었으며, 각 요소에서의 열용량 계산시 축열조 재료(얇은 알루미늄) 및 단열재의 열용량은 무시하였다.

축열조 및 온수순환관의 단열재 표면과 공기와의 대류 열전달계수( $h$ )는 실험이 실내에서 수행되었으므로 자연대류에 의한 것으로 생각하여 (16) 식을 이용하여 계산하였다.

축열조 시스템 모델의 자료로서 입력된 온수의 물리적, 열적 성질은 온도 4.4~260°C 범위까지의 자료가 이용되었다.

### 3. 시뮬레이션 모델의 컴퓨터 프로그래밍

연소기 및 보일러 모델의 49개 비선형 연립방정식의 解는 Newton-Raphson 方法으로 구하였고, 축열조 시스템의 15개 선형 연립방정식의 解는 Gauss-Elimination 方法으로 구하였다.

프로그램의 언어는 FORTRAN이며, 主 프로그램과 11개의 副 프로그램으로 구성되어 있다.

主 프로그램의 흐름도는 그림 3이다.

컴퓨터 프로그램의 主要 入力資料와 出力資料는 다음과 같다.

〈入力資料〉

- ① 왕겨 공급량 및 공기 공급량
- ② 왕겨 및 고정탄소의 발열량
- ③ 주위의 大氣溫度
- ④ 연소구역에서의 구역별 왕겨의 연소비율
- ⑤ 왕겨의 연소율 및 연소기의 연소효율
- ⑥ 시스템을 構成하는 材料들의 熱的 物理的 性質
- ⑦ 비선형 연립방정식의 복사 열전달계수

- ⑧ 축열조 시스템의 각 요소의 길이와 높이
- ⑨ 연소기 및 축열조 시스템의 단열두께
- ⑩ 축열조 시스템의 각 요소의 최초온도

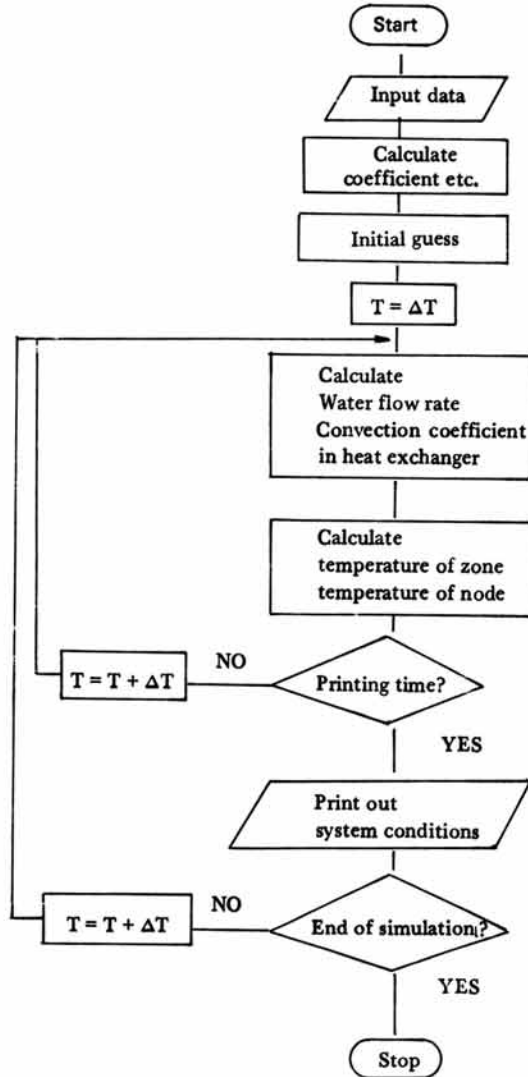


Fig. 3. Flow chart of the main program of simulation for the hot water boiler system with rice hull furnace.

〈出力資料〉

- ① 시간에 따른 연소기 및 보일러 각 구역의 온도
- ② 축열조 시스템 각 요소의 온도
- ③ 온수의 순환유량 및 열교환기 효율

컴퓨터 프로그램의 副 프로그램들을 설명하면 다음과 같다.

(1) 서브루틴 FDFUNC

식(1)의 좌변값과 (1)식을 각 구역의 온도에 대하여 1차 편미분한 함수의 값을 계산함.

(2) 서브루틴 GAUSS

(1)식의 각 구역온도에 대한 1계 편미분항의 계수를 Gauss elimination 방법으로 계산함.

(3) 서브루틴 FURNACE

연소기 및 보일러 각 구역의 온도를 Newton-Raphson 방법으로 계산함.

(4) 서브루틴 CONVEC

열교환기 벽면과 온수간의 대류 열전달계수를 계산함.

(5) 서브루틴 NUSELT

환상 실린더형 열교환기에서 증류시의 벽면과 온수간의 대류 열전달계수를 계산함.

(6) 서브루틴 SIMUL

축열조 시스템 각 요소의 온도를 Tri-diagonal행렬을 이용한 Gauss-elimination 방법으로 계산함.

(7) 서브루틴 MASSFLOW

축열조 시스템 각 요소의 온도로서 온수의 순환 유량을 계산함.

(8) 서브루틴 PROPERTY

온도에 따라 물의 물리적, 열적 성질을 入力資料에서 찾아냄.

(9) 서브루틴 FRICTION

난류시의 관내의 마찰계수를 (25)식을 이용하여 시행착오법으로 계산함.

(10) 서브루틴 COEFF 1, COEFF 2

(1)식의 복사 열전달계수를 入力資料로부터 읽어들이고, 대류 및 열전달계수를 계산함.

#### 4. 結 論

農家에서 쉽게 活用할 수 있는 多目的用 왕겨 燃燒機를 利用한 溫水보일러 시스템의 開發을 위한 기초연구로서 實驗用 製作機인 왕겨 燃燒機를 利用한 溫水보일러 시스템의 性能을 豫測할 수 있는 數學的 시뮬레이션 模型을 開發하고 컴퓨터 시뮬레이션 프로그램을 作成하였다.

本 시뮬레이션 模型은 燃燒機 및 보일러 시스템

의 模型과 蓄熱槽 시스템의 模型으로 構成되어있다. 燃燒機 및 보일러 시스템의 模型은 "Zone method"를 利用하여 49개의 非線型 熱平衡方程式(定常狀態)으로 構成하였고, 蓄熱槽 시스템의 模型은 "FDM"을 利用하여 15개의 線型 熱平衡方程式(非定常狀態)으로 構成하였다.

本 시뮬레이션 模型을 利別하면 重要作動因子인 왕겨供給량과 設計因子인 燃燒室 벽체의 材料및 두께, 보일러로 利用된 熱交換器의 形態, 溫水循環管의 直徑 等에 따른 燃燒機 보일러 및 蓄熱槽 內的 溫度分布와 溫水의 循環流量 및 全 시스템의 熱效率 등을 豫測할 수 있다. 開發된 시뮬레이션模型은 아직 部分的으로 改善의 餘地가 있으나 왕겨 燃燒機를 利用한 溫水보일러 시스템의 性能을 豫測하는데 適合한 模型이라 생각된다.

#### 參考文獻

1. 李鎔國·朴勝濟·白豐基·盧祥夏. 1987. 왕겨 燃燒機를 利用한 溫水보일러 시스템 開發(I), 韓國農業機械學會誌 12(4): 31-43
2. 韓國熱管理社會. — 溫水보일러 시공교육교재
3. Baumeister, T., E.A. Avallone & T. Baumeister III. 1979. Marks' standard handbook for mechanical engineers. McGraw-Hill book Co., 8th ed.
4. Flamant, G. 1986. Combined radiation and conductive transient heat transfer between a wall and a fluidized bed. Proceedings of the 8th International Heat Transfer Conference: 809-814.
5. Hiroshi, T. etc. 1986. Radiant transfer in gas filled enclosure by radiant energy absorption distribution method. Proceedings of the 8th International Heat Transfer Conference: 757-762.
6. Kays, W.M. 1966. Convective heat and mass transfer. McGraw-Hill book company.
7. Mengüç, M.D. & R. Viskanta. 1986. An assessment of spectral radiative heat

- transfer predictions for a pulverized coal-fired furnace. Proceedings of the 8th International Heat Transfer Conference: 815-820.
8. Robert Siegel & J.R. Howell. 1981. Thermal radiation heat transfer. McGraw-Hill book company, 2nd ed.
  9. Rohsenow, W.M. & J.P. Hartnett. 1973 Handbook of heat transfer. McGraw-Hill book company.
  10. Shimizu, H., A. Kanno & Y. Nishiyama. 1978. Physical properties of rice hull as the fuel. JSAM 39(4): 477-481.
  11. Shimizu, H. & T. Kimura. 1981. Study on volatile matter during combustion of rice hull. JSAM 42 (3): 383-388.
  12. Shimizu, H. & T. Kimura. 1985. Direct combustion properties of rice hull. JSAM 46(1): 633-638.
  13. Skocypec, R.D. & R.O. Buckius. 1984. Total hemispherical emittance for CO<sub>2</sub> or H<sub>2</sub>O including particulate scattering. Int. J. HMT. 27(1):1-13.
  14. Takata, Y., K. Iwashige, K. Fukuda & S. Hasegawa. 1984. Three-dimensional natural convection in an inclined cylindrical annulus. Int. J. HMT. 27(5): 747-754.
  15. Tzafestas, S.G., Aov. Spyridonos & N.G. Koumoutsos. 1974. Finite-difference modeling, identification and simulation of a solar water heater. Solar energy 16(1): 25-31.
  16. Zhuravlev, Y.A., F.K. Sidrov & M.Y. Protsailo. 1980. Employment of the zone method for calculating heat transfer in a boiler furnace. Thermal Engineering 27(11): 622-625.

---

(29페이지에서 계속)

---

- ASAE, St. Joseph, Michigan.
19. Mohsenin, N.N. 1984. Electromagnetic radiation properties of foods and agricultural products. Gordon and Breach Science Publishers, New York.
  20. 許潤根, 1987. 水稻의 力學的 및 리올러지 特性에 關한 研究. 農學博士學位論文. 忠北大學校.