

〈論 文〉

MHD발전용 작동 플라즈마를 고온가열하기 위한 효율적 방안에 관한 연구

김윤식* · 노창주* · 김영길** · 공영경*** · 최춘성****

(1992년 5월 16일 접수)

Studies on a Effective Scheme to Obtain High Temperature Working Plasma for MHD Power Generation

Yoon-Sik Kim, Chang-Joo Noh, Young-Kil Kim, Young-Kyong Kong
and Choon-Sung Choi

Key Words : Regenerative Heat Exchanger(축열형 열교환기), MHD Power Generation(MHD 발전), Working Plasma(작동 플라즈마), Evacuation(진공배기), Argon Heating(아르곤 가열), Combustion Chamber(연소실), Heat Storage Bed(축열상)

Abstract

Heat transfer processes in the combustion chamber of a pebble bed regenerative heat exchanger for MHD power generation has been analyzed numerically for heating, evacuation, argon heating periods individually. The calculated results well explain the measured temperature change at the top of the pebble bed. The analytical results point out that the length of evacuation period and the geometry optimization both for the combustion chamber and the heat storage bed are very important factors for the improvement of thermal performance in MHD power generation.

기 호 설 명

A_{sp} : 단위체적당 가스와 페블사이의 전열면적
 C : 비열
 ΔH_c : 천연가스의 발열량
 h_{sp} : 가스와 페블간의 대류열전달 계수
 k_{pz} : 페블베드내의 등가 열전도율
 \dot{m} : 질량유량
 T : 온도
 t : 시간
 r : 반경방향 좌표
 Ψ : 흐름함수

α : 페블베드의 공극율
 ρ : 밀도
 σ : 스테판 볼츠만 정수
 ϵ : 복사율
 ϵ : 연소가스
 ρ : 페블
 w : 내화벽
 f : 연료
 o : 산소
 i : 엔탈피

1. 서 론

1.1 클로즈드 사이클 MHD발전

도전성 유체가 자장중을 가로질러 흐르면, 전자

*정회원, 한국해양대학교 기관공학과

**정회원, 한국해양대학교 대학원

***정회원, 국방과학연구소

****정회원, 프랑스 선급

유도의 법칙에 의해 기전력이 유기되고, 이 기전력을 이용하여 전력을 취하는 것이 MHD발전의 원리이다. MHD발전은 작동유체가 가지는 열에너지를 전기로 변환하는 일종의 열기관이며, 발전기 내부에 가동부분이 없기 때문에, 가스터빈이나, 증기터빈에 비하여, 보다 고온의 작동유체를 이용할 수 있어, 종래의 발전시스템의 상류측에 MHD발전 방식을 도입하는 소위 복합사이클 발전시스템을 구성하면 50%를 넘는 고효율 발전이 기대된다.

MHD발전에는 발전에 이용되는 작동유체의 종류에 따라, 고온의 연소가스를 직접 작동유체로 하는 오픈사이클 MHD발전과, 연소가스에 의해 가열된 아르곤 혹은 헬륨 등의 불활성가스를 작동유체로 하는 클로즈드 사이클 MHD발전의 두가지 발전방식으로 크게 구별된다.

오픈사이클 MHD발전에서는 연소가스중에 탄산칼륨이나 수산화칼륨 등의 칼륨화합물을 0.1~1.0% 정도 첨가하여, 전기전도성을 가지게 하나, 연소가스중의 분자성분과 전자와의 충돌단면적이 크기 때문에 전자온도는 연소가스의 온도와 거의 비슷하다. 따라서, 작동유체의 온도가 3000 K 정도 이상이 되지 않으면 발전에 필요한 도전율을 가질 수 없다.

이에 반해 클로즈드 사이클 MHD발전은 칼륨이나 세슘 등의 알칼리 금속을 불활성 가스중에 수십 내지 수백 ppm첨가하면, 작동유체중을 흐르는 전류에 의해 주열 가열이 일어나 플라즈마중의 전자만이 선택적으로 가열되어, 불활성가스 온도가 2000 K정도에서도 전자온도는 4000~5000 K 정도 까지 가열할 수 있어(비평형 전리), 발전에 필요한 충분한 전도도를 얻을 수 있다.

1.2 축열형 열교환기

이러한 클로즈드 사이클 MHD발전에 있어서의 작동유체로는 2000 K정도로 가열된 불활성가스가 이용되기 때문에, 불활성가스를 고온으로 가열하기 위한 열교환기가 필요하게 된다. 불활성가스를 가열하기 위한 열원으로는 고온가스로 등의 핵에너지의 이용이 가까운 장래에 가능하리라 생각되지만, 현재로는 화석연료를 연소시켜서 얻어지는 연소가스에 의해 불활성가스를 고온 가열한다. 현재까지의 열교환기 기술 수준으로 볼 때 2000 K정도의 고온에서 양기체간의 열교환이 가능한 것은 세라믹 축열체를 사이에 두고 양기체간의 열의 수수가 이

루어지는 축열형 열교환기뿐이다.

축열형 열교환기에 있어서는 가열기체에 의해 축열체로 충전된 축열상이 우선 가열되고, 그 동일한 축열상을 피가열체가 통과함으로써, 피가열기체의 가열이 이루어진다. 따라서 동일 축열상을 피가열기체인 불활성가스와 가열기체인 연소가스가 교호로 통과하기 때문에 양기체간의 어느 정도의 혼합은 불가피하다. 이 경우, 불활성가스인 작동유체중에 일정 수준이상의 불순물이 혼입되면, 발전효율이 저하하게 된다. 또한 연소가스중에 작동유체인 불활성가스가 혼입하게 되면, 혼입된 작동유체는 그대로 대기중에 방출되기 때문에 보급을 요하는 불활성가스의 양이 문제가 된다. 따라서 양기체의 혼합을 억제하면서, 작동유체를 연속적으로 가열하기 위해서는 열교환기를 복수대 설치하여 각 열교환기에 있어서,

- (1) 연소가스에 의한 축열체의 가열
- (2) 가열 종료후, 열교환기내에 남아 있는 연소가스의 진공배기
- (3) 축열체에 의한 불활성가스의 가열
- (4) 불활성가스의 가열 종료후, 열교환기의 진공배기에 의한 불활성가스의 회수

등의 4종류의 운전모드를 반복할 필요가 있다.⁽¹⁾ 필자 등은 참고문헌⁽²⁾에서 연소가스에 의한 축열체가열기간중의 열교환기 연소실내부의 전열해석을 행하였으며, 가열종료후 연소가스의 진공배기 기간 및 작동가스 가열기간에 대한 전열해석을 참고문헌⁽³⁾에서, 또한 참고문헌^(4,5)에서는 복수대의 MHD발전용 열교환기를 연속운전하는 방법과 연속운전시의 비정상 열특성에 대한 결과를 발표한 바 있다. 본 논문은 각 운전모드별 열특성을 전체적으로 고려하여 양질의 MHD발전용 작동플라즈마를 얻기 위하여 필요한 효과적인 방책에 관하여 집중적으로 고찰하고자 한다.

2. 해석법

2.1 연소가스 및 작동유체의 지배방정식

해석대상의 클로즈드 사이클 MHD발전용 폐불상 축열형 열교환기를 Fig. 1에 나타낸다. 본 열교환기의 연소가스로는, 250℃정도로 예열한 공기로 천연가스를 연소시킨 연소가스를, 작동유체인 불활성가스로는 아르곤을 사용한다. 연소시에 있어서는 버너의 노즐로부터 공급된 천연가스와 공기가 확산

연소하여 생성된 연소가스가 폐블상에 유입된 후 폐블상 저부로부터 배기된다. 한편, 아르곤 가열시에는 폐블상 저부로부터 아르곤이 공급되어, 폐블상을 통과하면서 폐블로부터 열을 공급받아, 연소실내에 설치되어 있는 출구로부터 유출하여 MHD 발전기로 유도된다.

본 열교환기는 상부의 연소실과 하부의 축열상 및 그 주위의 내화벽으로 구성되어 있다. 우선, 연소실만을 생각하면, 연소시 및 아르곤 가열시에 있어서의 가스의 흐름장은 축대칭 원통좌표계에 있어서의 정상 이차원 타원형 미분방정식으로 기술되어 구해야 할 종속변수에 대한 지배방정식의 일반형은 다음식으로 표현된다.⁽⁶⁾

$$a \left\{ \frac{\partial}{\partial Z} \left(\phi \frac{\partial \Psi}{\partial r} \right) - \frac{\partial}{\partial r} \left(\phi \frac{\partial \Psi}{\partial Z} \right) \right\} - \frac{\partial}{\partial Z} \left\{ b \frac{\partial}{\partial Z} (c\phi) \right\} - b \frac{\partial}{\partial r} \{ c\phi \} + d = 0 \quad (1)$$

여기에서 ϕ 는 종속변수를 의미하고 a, b, c, d 는 각 종속변수에 있어서의 계수를 나타낸다. 연소시

해석에 있어서는 흐름함수 ψ , 와도 ω , 원주방향속도 rV_θ , 연료질량분율 \dot{m}_f , 공기질량분율 \dot{m}_o , 엔탈피 i 의 6개의 종속변수에 대한 해를 차분법에 의한 반복계산으로 구하였고, 작동유체인 아르곤 가열시에는 흐름함수 Ψ , 와도 ω , 엔탈피 i 의 3개의 종속변수만 고려하면 된다.

Table 1, 2에 연소시 및 아르곤 가열시의 각 종속변수 및 그 계수를 나타낸다. 표에 나타난 Γ_i, μ_i 는 난류확산계수 및 난류점성계수이며, 연소반응모델로는 후술하는 바와 같이 1단 반응모델⁽⁷⁾을 이용하고 있으므로 난류장이 연소반응에 미치는 영향은 적고, 또한 연소실내의 전열프로세스도 대류보다 복사열전달이 지배적이다. 따라서 난류점성계수는 Gosman 등의 제로방정식모델⁽⁶⁾을 이용하여 구한다. 엔탈피에 관한 방정식의 생성항중에는 Hottel

Table 1 Dependent variables in combustion gas heating period

	ϕ	a	b	c	d
1	$\frac{\omega}{r}$	r^2	r^3	μ_t	\bar{d}
2	ψ	0	$\frac{1}{\rho r}$	1	$-\omega$
3	rV_θ	1	$\mu_t r^3$	$\frac{1}{r^2}$	0
4	\dot{m}_f	1	$\Gamma_{fr} r$	1	$-rS_f$
5	\dot{m}_o	1	$\Gamma_{or} r$	1	$-rS_o$
6	i	1	$\Gamma_{ir} r$	1	rS_i

$$\bar{d} = -r \frac{\partial}{\partial z} (\rho v_\theta^2) - r^2 \left\{ \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{u^2 + v^2}{2} \right) \frac{\partial \rho}{\partial r} - \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{u^2 + v^2}{2} \right) \frac{\partial \rho}{\partial z} \right\}$$

Table 2 Dependent variables in argon heating period

ϕ	a	b	c	d
$\frac{\omega}{r}$	r^2	r^3	μ_t	0
Ψ	0	$\frac{1}{\rho r}$	1	$-\omega$
i	1	$\Gamma_{ir} r$	1	0

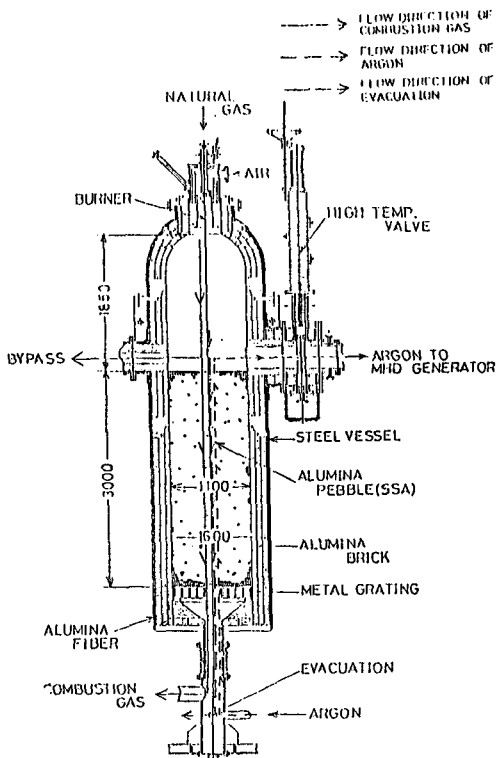


Fig. 1 Regenerative heat exchanger for MHD power generation

등의 복사 존 방법⁽⁸⁾에 의거한 복사열전달 및 연소 반응에 따르는 발열이 고려되어 있다. 한편 폐블상 내의 폐블과 가스(연소가스 또는 아르곤가스)사이의 열전달의 기초방정식은 다음식으로 표현된다.

$$- \dot{m}c_g \frac{\partial T_g}{\partial Z} = h_{gp}A_{gp}(T_g - T_p) \quad (2)$$

$$(1-a) \rho_p c_p \frac{\partial T_p}{\partial t} = h_{gp}A_{gp}(T_g - T_p)$$

$$+ k_{pz} \cdot \frac{\partial^2 T_p}{\partial Z^2} \quad (3)$$

식(2)는 기체에 관한 에너지 수지를 나타내는 식으로, 가스와 폐블사이의 열전달이 고려되어 있다. 또한 식(3)은 폐블상에 관한 에너지 수지를 나타내는 식으로 가스와 폐블간의 열전달 및 폐블상중의 축방향 열전도가 고려되어져 있다. 한편 내화벽 상면 및 측면에 대하여는 각각 다음에 열거하는 식(4)와 식(5)의 일차원 열전도방정식이 이용된다.

$$\rho_w c_w \frac{\partial T_w}{\partial t} = K_w \frac{\partial^2 T_w}{\partial z^2} \quad (4)$$

$$\rho_w c_w \frac{\partial T_w}{\partial t} = K_w \left[\frac{\partial^2 T_w}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_w}{\partial r} \right] \quad (5)$$

2.2 복사 모델링

(1) 존 방법에 의한 복사구역 분할

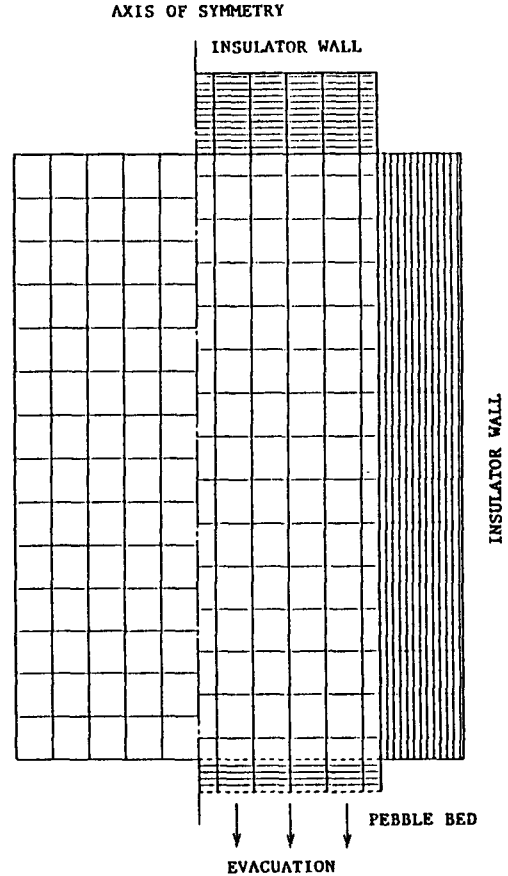
엔탈피에 관한 방정식중의 생성항 S_i 는 다음식으로 표현한다.

$$S_i = R_c \Delta H_c + S_r \quad (6)$$

여기서는 R_c 는 반응속도로 아레니우스 반응모델⁽⁷⁾을 적용하였으며, ΔH_c 는 연료로 이용한 천연가스의 발열량이다. 식(6)의 제1항은 화학반응에 따른 발열, 제2항은 복사열전달에 따른 엔탈피의 증감을 나타낸다. 이 복사 열전달에 의한 기여도 S_r 를 표현하기 위하여, Hottel 등의 복사 존 방법⁽⁸⁾에 의해, 연소실을 유한 개수의 기체 및 벽면구역으로 분할한다. Fig. 2는 좌반부가 진공배기시의 복사 존 분할이며 우반부는 차분격자를 표시한다. 이때 체적 V_k 인 기체 존 k 의 복사열전달에 의한 엔탈피증감 S_r 은 다음과 같이 표현된다.

$$S_r V_k = -4 \sum_{n=1}^3 a_n'(T_k) K_n V_k \sigma T_k^4 + 4 \sum_{n=1}^3 \sum_{j=1}^3 a_n'(T_j) K_n V_j (f_{jk})_n \sigma T_j^4 \quad (7)$$

우변 제1항은 존 k 자신의 복사에 따른 열방출, 제2항과 제3항은 k 를 포함하는 연소실 전역의 기



[RADIATIVE ZONE DIVISION]

[FINITE DIFFERENCE GRID SPACING]

Fig. 2 Grid spacing and zone division in evacuation period

체 존과 벽면 존으로부터의 입열이다. 연소가스는 흡수계수가 다른 3종류의 회색기체의 함으로 표현하고,⁽⁸⁾ a_n' 과 a_n 은 3종류 회색가스의 복사률과 흡수률을 온도의 3차 함수로 근사했을때의 가중치를 나타내며 그 값은 Hottel의 문헌에 나타난 값을 이용하였다. 상기 식중에서 f_{ij} 는 존 i 에서 복사된 에너지 가운데 존 j 에 도착하는 에너지의 비율을 나타내는 것으로, 연소실 형상 및 흡수계수에만 의존하는 무차원수이다.

(2) 몬테칼로법에 의한 형상계수의 결정

식(7)에 나타난 3종류의 회색기체에 대한 형상계수 $(f_{ij})_n$ 는 차분법에 따른 반복계산과는 별도로 몬테칼로방법^(9,10)을 이용하여 구했다.

본 계산에서의 몬테칼로법은 주축하는 존으로부

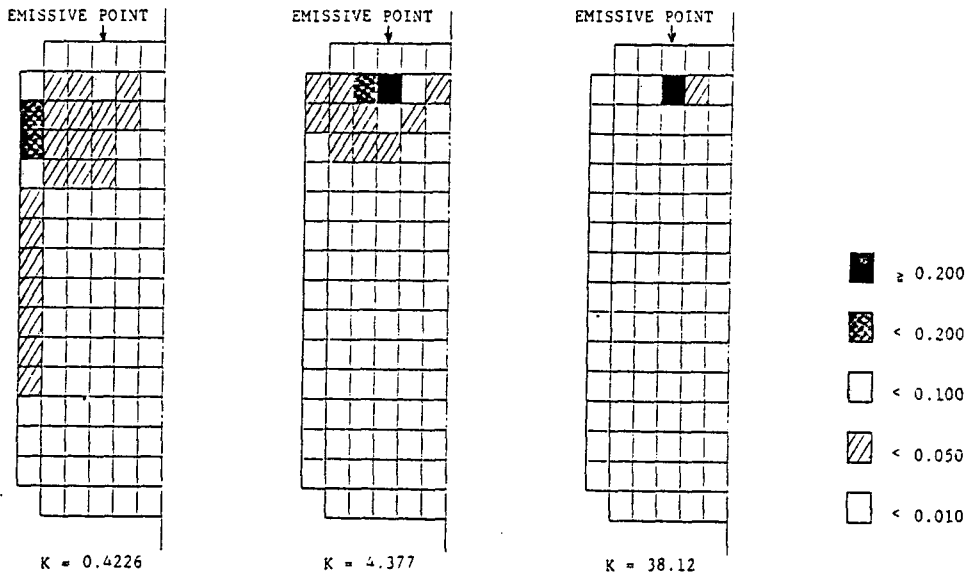


Fig. 3 Distribution of $(f_{ij})_n$ in different absorption coefficient

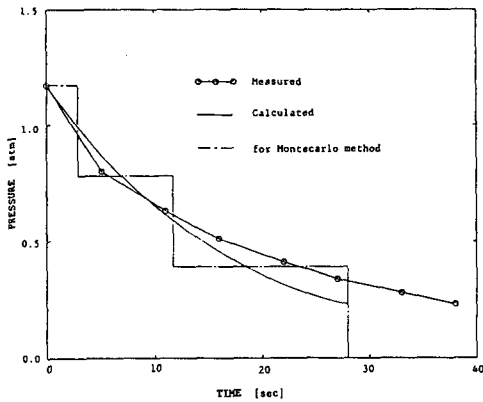


Fig. 4 Pressure variation in evacuation period

터 사출된 일정의 에너지를 가진 복사입자가 취하는 복사위치, 비행거리, 흡수 또는 반사방향 등의 일련의 확률과정은 난수를 이용하여 무작위로 결정된다. Fig. 3은 굵은 선으로 표시된 입구 존으로부터 복사입자가 사출된 경우의 흡수계수가 다른 3기체에 대한 연소실내의 형상계수 계산결과의 일례이다. 이 그림으로부터 흡수계수가 작을수록 연소실내의 복사에너지가 균일하게 분포함을 알 수 있다. 이와 같은 방법으로 전체 존에 대하여 형상계수 f_{ij} 를 미리 계산하여 둔 후, 식(1)을 차분화하여 전중속변수가 수렴할 때까지 반복계산하여 필요한 중

속변수의 해를 구한다.

2.3 진공배기시의 연소가스의 압력 평가

압력의 시간변화율은 연소실내의 체적에 반비례하고, 진공펌프의 체적유량과 연소실내의 압력의 곱에 비례하므로 다음식으로 표현되며, 이때 진공배기장치인 로타리 진공펌프는 체적유량 f 가 $0.1 \text{ m}^3/\text{s}$ 로 일정하게 배기된다고 가정하였다.

$$\frac{dP}{dt} = -\frac{1}{V}f \cdot P \quad (8)$$

Fig. 4는 식(8)로부터 얻어지는 압력의 시간변화를 나타내고 있으며, 실측치와 거의 일치하고 있음을 알 수 있다. 본 전열해석에는 아주 희박한 기체는 고려할 필요가 없기 때문에 압력의 해석은 초기 압력의 20%가 된 시점에서 중지한다.

다음은 압력의 감소에 따라, 연소가스의 흡수율, 복사율이 변하므로 그 값의 산정에 관하여 설명한다. 본 해석에서는 전술한 바와 같이, 연소가스의 복사, 흡수를 흡수계수가 서로 다른 3종류의 희색 기체가 혼재하고 있다고 가정하고 흡수계수의 압력에 대한 의존성을 정식화한다. 연소가스의 복사율 ϵ_0 와 흡수계수 K 와의 사이에는 다음의 관계가 성립한다.⁽¹¹⁾

$$\epsilon_g = 1 - e^{-KL} \quad (9)$$

여기서는 L 은 가스의 유효두께로, 문헌(11)을 참조하여 0.7631로 하였다. 본 해석에서는 각 압력 스텝마다 새로운 압력에 있어서 3종류의 가스에 대한 흡수계수를 구하고 또한 이 압력에 대한 형상계수를 몬테칼로방법으로 구하면 된다.

본 논문에서는 Fig. 4에 보이는 바와 같이 압력 변화를 4단계로 간략화하여 해석하였다.

3. 해석결과 및 검토

가열종료시의 연소실내의 온도분포를 진공배기 개시의 각부온도의 초기조건으로 하여, 진공배기시의 축열상 정상부 및 내열벽의 온도변화를 수치해석하였다. 또한 아르곤 가열기간은 진공배기 종료시의 각부온도를 초기조건으로 하여 계산을 진행하였으며, 내화벽 및 축열상의 열용량이 가스의 열용량에 비하여 충분히 크기 때문에 내화벽과 축열상만 비정상상으로 취급하였다.

Fig. 5는 페블 정상부온도의 시간에 따른 변화를, 연소실내에 잔류하는 연소가스를 고려한 경우와 고려하지 않은 경우의 해석결과와 실측치를 표시한다. 연소가스를 고려하지 않은 해석에서는, 진공배기 개시 직후에 크게 온도가 저하하며 이는 복사에 따른 열손실이 주된 원인이라 생각된다. 이에 반하여 연소가스를 고려하는 해석에서는 연소가스에 따른 복사의 차폐효과와 대류의 효과 등으로 전자에서처럼 큰 온도저하는 보이지 않고 있으나, 연소가스의 감압에 의하여 복사의 차폐효과 및 대류 열전달의 효과는 급속히 감소한다. 그러나 잔류하는 연소가스는 30초 정도밖에 고려하지 않기 때문에 그 이후는 양 해석법의 결과가 거의 일치하고 있다.

또한, 실측치와 해석결과를 비교하면, 진공배기 시에는 잔류 연소가스를 고려하는 해석이 연소실에 잔류 배기가스가 없다고 가정한 해석보다 실측치에 더 가까우며, 이는 앞에서 설명한 바와 같이 연소실내의 연소가스 존재에 따른 복사의 차폐효과에 의한 것임을 알 수 있다.

Fig. 6은 진공배기 개시부터 아르곤 가열종료시까지의 시간경과에 대한 페블상 정상부 온도변화의 수치계산결과를 실측치와 함께 플로팅한 그래프이다. 페블 정상부의 온도는 진공배기 초기에는 급격

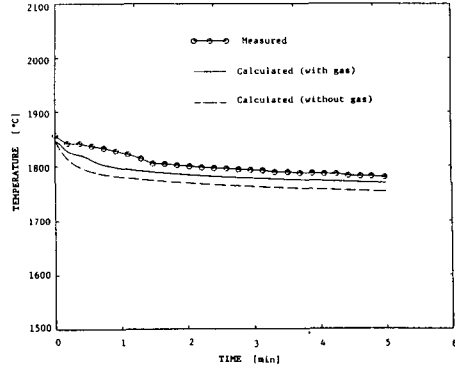


Fig. 5 Temperature variation results with and without gas in evacuation period

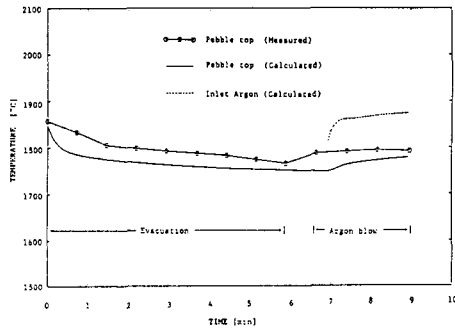


Fig. 6 Pebble top temperature variation in evacuation and argon heating period

히 강하하나, 아르곤 가열시에는 오히려 증가하는 경향을 보이고 있다. 이것은 진공배기 초기에 있어서의 온도강하는 페블 정상부로부터 연소실내의 비교적 온도가 낮은 내화벽으로의 복사에 의한 열의 방출때문이고, 아르곤 가열초기에서의 온도상승은 페블상 정상부보다 약간 하부층이 정상부보다 온도가 높고, 따라서 약간 하부에서 가열된 아르곤의 정상부 통과에 의해, 정상부가 다시금 가열되기 때문으로 생각된다. 또한 아르곤 가열시의 페블 정상부 온도의 실측치는 그 부분의 아르곤온도와 페블 온도 사이에 존재할 것으로 판단되며, 해석결과를 이를 충분히 설명해 주고 있다.

4. 열교환기 출구에서 고온의 플라즈마를 얻기위한 방안

4.1 진공배기 시간의 영향

열교환기 출구에서 고온의 아르곤을 얻는 하나의

방안으로 진공배기시 축열상 정상부의 온도저하를 최대한 억제하여야 한다.

Fig. 5를 보면 진공배기 초기에 축열상 정상부의 온도가 크게 저하하기 때문에, 진공배기 시간의 단축이 플라즈마 온도의 고온가열의 중요한 과제이다. 따라서 진공배기 시간을 파라미터로 취하여 아르곤 가열해석을 하여 진공배기 시간이 어느 정도 플라즈마 온도에 영향을 끼치게 되는지를 Fig. 7에서 살펴보면, 진공배기 시간을 30초 및 3분으로 하였을 경우 아르곤 가열시의 연소실 입구 및 출구 모두 진공배기 시간이 짧은쪽이 보다 높은 아르곤 온도를 가진다.

이에 반해, 진공배기 시간이 긴쪽은 아르곤 가열 개시 직후에 크게 온도가 상승하여 그후에 서서히 온도는 상승하나 아르곤 가열 종료시에는 아르곤 온도가 진공배기 시간이 짧은쪽과 거의 차이가 없음을 알 수 있다.

Fig. 8은 진공배기 종료시의 축열상 정상부 온도와 아르곤 가열종료시의 연소실 입구 및 출구에서의 아르곤 온도와 진공배기시간과의 상관관계를 나타내며, 진공배기시간이 길어짐에 따라 축열상 정상부 온도가 떨어짐을 알 수 있다.

이상의 결과로부터 연소가스에 의한 축열상 가열시 연소실내부를 가능한한 균일하게 가열하는 것과 진공배기 시간을 짧게하는 것이 양질의 고온 플라즈마를 얻는 중요한 방안임을 확인할 수 있다.

4.2 연소실 형상에 관한 고찰

주어진 버너용량에 대해 양질의 고온 아르곤가스

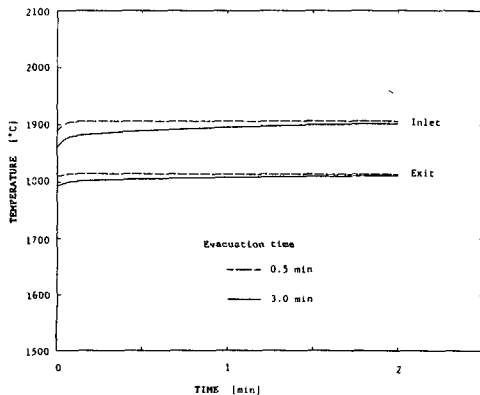


Fig. 7 Argon temperature variation at inlet and exit of combustion chamber

를 얻기위한 최적의 연소실 높이가 존재할 것으로 생각되어, 연소실 높이가 열교환기 출구의 아르곤 온도에 미치는 영향을 검토한다.

Fig. 9는 각기 다른 연소실 높이에 대하여 가열 종료시의 전열 해석결과를 각 부분온도의 초기 조건으로 하여 3분간의 진공배기, 2분간의 아르곤을 가열하였을 때 페블베드 정상부 온도가 시간에 따라 어떻게 변화하는가를 나타낸 것이다. 여기서 알 수 있는 바와 같이 연소실 높이가 낮은 편이 진공

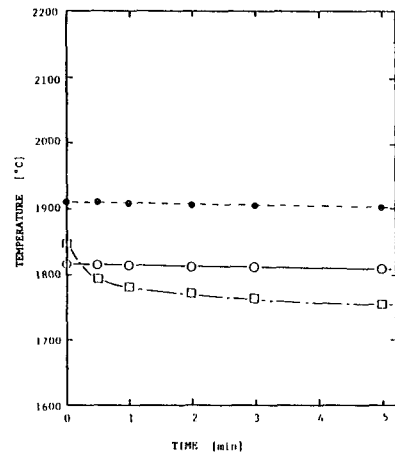


Fig. 8 Pebble top temp. (□) Argon temp. at comb. chamber inlet (●) Argon temp. at comb. chamber exit (○) versus evacuation length

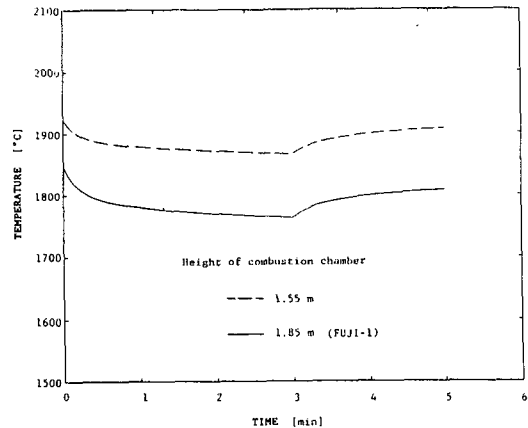


Fig. 9 Pebble top temp. variation in evacuation and argon heating period (parameter: height of combustion chamber)

배기시의 온도저하는 적고, 아르곤가열시에 있어서는 어느쪽도 같은 정도의 온도상승이 있음을 알 수 있다. 이 진공배기시의 온도저하의 차이는 가열종료시에 연소실 높이가 낮은쪽이 보다 균일한 온도분포를 가지게 되고 따라서 복사열전달에 따른 폐블 정상부의 온도저하가 억제되기 때문이다.

Fig. 10은 연소실 높이의 차이에 따른 연소실 입구 및 출구에서의 아르곤온도의 시간변화를 보여주고 있으며 연소실 높이가 낮은 쪽이 연소실 입구 및 출구에서의 아르곤 온도차가 적음을 알 수 있다. 이는 연소실 높이가 낮은 쪽이 전열면적이 작

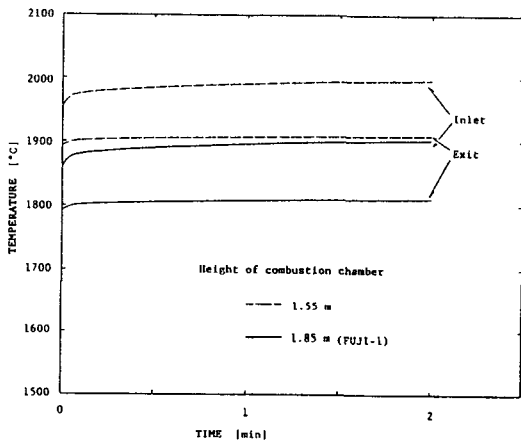


Fig. 10 Argon temperature in argon heating period (parameter: height of combustion chamber)

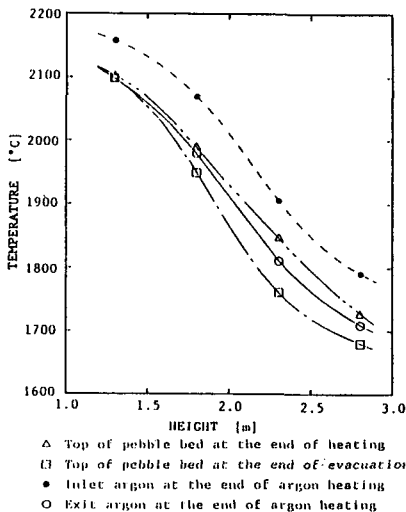


Fig. 11 Temperature of pebble bed and argon versus height of combustion chamber

고 아르곤으로부터 내화벽으로의 열손실이 작게 되기 때문이라 생각된다.

또한 열교환기 출구의 아르곤온도와 연소실 높이와의 상관관계는 Fig. 11에 보인다. 이 그림으로부터 연소실 높이를 현재의 높이인 2.3 m보다 낮게 하는 것이 아르곤 가열종료시 열교환기 출구에서의 고온의 아르곤을 얻는 또 하나의 중요한 방안이 된다. 이는

- (1) 연소실을 낮게 유지함으로써의 최고 화염온도 위치와 폐블정상부 사이의 거리가 가까와져서 가열종료시의 축열상 정상부의 온도가 상승하고,
- (2) 진공배기시의 축열상 정상부의 온도저하가 억제 된다. 이는 진공배기 개시시작과 진공배기 종료시의 폐블정상부온도의 차가 줄어든 것으로 확인할 수 있으며 그 주된 이유로는 가열종료시의 연소실내의 온도분포가 균일화되었기 때문이다.
- (3) 연소실 높이를 낮게 하면 아르곤 가열시의 연소실내에서의 아르곤 온도저하가 감소한다. 이는 아르곤으로부터 내화벽으로의 전열면적의 감소에 의한 것이다.

본 해석에서는 연소실 높이를 극히 낮추면, 아르곤 가열시의 해석에서 수치불안정이 생기기때문에 Fig. 11에 나타난 높이까지만 계산을 하였으나, 연소실 높이가 너무 낮으면 연소반응이 끝나기도 전에 연소가스가 연소실을 빠져나가게 되어 아르곤 온도가 오히려 저하하리라 예상된다. 따라서 주어진 버너용량에 대하여 열교환기 출구 아르곤 온도를 최대를 하는 최적의 연소실 높이가 존재함을 알 수 있다.

5. 결 론

클로즈드 사이클 MHD발전기의 주요 구성요소는 크게 나누어, 고온의 작동플라즈마를 공급하는 축열형 열교환기, 작동유체가 고속으로 흐르는 발전 채널(발전기), 발전채널에 자장을 공급하는 초전도 전자석 부분의 3요소로 구성된다. 본고에서는 필자 등이 축열형 열교환기의 연소실내의 실험결과를 충실히 설명할 수 있도록 개발한 2차원 열전달 해석프로그램을 이용하여 연소가스에 의한 가열, 진공배기, 아르곤 가열시의 열전달 수치해석을 행하여 고온의 작동유체를 얻는 방법에 관하여 고찰하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 연소가스에 의한 축열상 가열시 연소실내부

를 가능한한 균일하게 가열하면 복사에 의한 열손실이 줄어 양질의 고온 플라즈마를 얻을 수 있다.

(2) 연소가스에 의한 축열상의 가열과 작동가스인 아르곤의 축열상 통과로 인한 아르곤의 플라즈마화가 교호로 이루어지기때문에 연소가스와 아르곤가스의 혼합을 피하기 위한 진공배기 시간이 필요하며 이 시간은 짧을수록 축열상의 열손실이 적게된다.

(3) 주어진 버너용량에 대하여 열교환기 출구 아르곤 온도를 최대로 하는 최적의 연소실 높이가 존재함을 알 수 있다. 본 해석에 이용된 열입력 6 MW의 동경공업대학의 MHD발전시스템인 Fuji-1 열교환기의 최적 높이는 Fig. 11에서 알 수 있는 바와 같이 1.3 m 정도임을 확인 하였다.

후 기

본 연구는 한국학술진흥재단 지방대학육성 학술연구조성비 지원의 일환으로 이루어졌으며, 이에 관계자 여러분께 감사드리는 바이다.

참고문헌

- (1) Yoshikawa K. et al., 1986, Trans, JSME(in Japanese), Vol. 52-476(B), p. 1750.
- (2) 金潤植 外 3名, 1987, “クロ-スト”사이클 MHD發電用蓄熱形高温熱交換器の研究(第5報),” 日本機械學會論文集(B編) 54卷 507號(87-1353 A).
- (3) 金潤植 外 4名, 1988, “クロ-スト”사이클 MHD發電用蓄熱形高温熱交換器の研究(第6報),” 日本機械學會論文集(B編) 55卷 512號(88-0465 A).
- (4) 金潤植 外 3名, 1988, “クロ-スト”사이클 MHD發電用蓄熱形高温熱交換器の研究(第7報),” 日本機械學會論文集(B編) 55卷 512號(88-0464B).
- (5) Kim, Y.S. et al., 1988, “Heat Transfer Analysis in the Combustion Chamber of a Regenerative Heat Exchanger,” The 1st KSME-JSME Therm. and Fluids Eng. Conf. Vol.1, pp. 229~234.
- (6) Gosman, A.D. et al., 1969, Heat and Mass Transfer in Recirculating Flow, Academic Press, London.
- (7) Chales, K.W. and Fredrick, L.D., 1984, Prog. Energy Com. Sci., Vol. 10, pp. 1~18.
- (8) Hottel, H. C., 1965, Int. J. Heat Mass Transf., Vol. 8, pp. 1153~1169.
- (9) Howell, J.R. and Perlmutter, M., 1964, Trans. ASME, J. Heat Transf., Vol. 86, p. 116.
- (10) Perlmutter, M. and Howell, J.R., 1964, Trans. ASME, J. Heat Transf., Vol. 86, p. 169.
- (11) Hottel, H.C. and Keller, J.D., 1942, Trans. AIChE, Vol. 38, p. 535.