2 000°C 級コアドリック床高温熱交換器の熱特性*

上岡 悟 史^{*1}, 吉川 邦 夫^{*2}, Suwat RAVEEVONGANOTHAI^{*1}
 塩田 進^{*2}, 池田 三 郎^{*3}, 手塚 勝^{*3}
 山村 利 和^{*4}, 伴 浩 之^{*5}, 那谷 修 平^{*5}
 Steven D. HICKEL^{*6}, Gary J. HANUS^{*6}

Thermal Performance of a 2 000°C Class Cored-Brick
Bed High-Temperature Heat Exchanger

Satoshi UEOKA, Kunio YOSHIKAWA, Suwat RAVEEVONGANOTHAI,
 Susumu SHIODA, Saburou IKEDA, Masaru TEZUKA,
 Kazutoshi YAMAMURA, Hiroyuki BAN, Shuuhei NATANI,
 Steven D. HICKEL and Gary J. HANUS

Thermal performance of a 2 000°C class regenerative heat exchanger having a heat storage bed of cored bricks has been experimentally demonstrated. Heating and cooling switching operations of this heat exchanger have been done employing natural gas fired combustion gas as heating gas and air as cooling gas, which shows technical feasibility of continuous operation of the heat exchanger at temperatures above 2 000°C. A two-dimensional heat transfer model explains well the experimentally obtained thermal behavior of the heat exchanger.

Key Words: Heat Exchanger, MHD Power Generation, Heat Transfer, Numerical Analysis, Cored-Brick Bed, Cyclic Continuous Operation

1. 緒 言

クローズドサイクル MHD 発電では、燃焼ガスによって希ガスを 2 000°C 程度まで加熱できる高温熱交換器が必要となる。この温度領域で動作可能な熱交換器は、セラミックスを蓄熱体とする蓄熱形しかない。蓄熱形は、蓄熱体に流す流体を周期的に切り換えることにより、被加熱気体の加熱を行うため、得られる温度は非定常となり、連続的に希ガスを加熱するためには最低 2 台の熱交換器が必要となる。蓄熱床のタイプとして、ペブル床とコアドリック床が考えられる。

東工大の FUJI-1 装置では当初から、球状のセラミックスを用いたペブル床の熱交換器を導入し、10 年以上にわたって、安定した運転を行っている。これによって常温から 20 h 程度かけて熱交換器を昇温し、短時間の吹流しによって希ガスを加熱するブローダウン

実験を行い、良好な性能を得ている⁽¹⁾。

ペブル床タイプの熱交換器は伝熱性能が高く、製作も容易であるという長所をもつ反面、ペブルの浮上がりを抑えるために蓄熱床の直径を大きくして流速を落とさなければならない、ダストが発生しやすいなどいくつかの問題点もある。

そこで、ペブル床タイプの欠点を解決できる可能性がある熱交換器として、セラミックスのブロックに垂直に、お互いに平行な穴をあけたコアドリック床を蓄熱体とする高温熱交換器を 2 台めの熱交換器として東工大に新たに設置した。これによって将来的に、ペブル床熱交換器との切換運転により、連続的に希ガスを加熱できるようになる。

本論文では、連続運転時の熱特性を調べるため、コアドリック床熱交換器を単独で用いて、蓄熱体の加熱と放熱を周期的に繰返す実験を初めて行ったので、その結果を報告する。

また、二次元非定常伝熱解析の結果と実測値の比較を行い、蓄熱床内の伝熱プロセスのモデル化について検討する。

おもな記号

A_{gm} : 単位体積あたりの気体と蓄熱床との間の伝熱

* 原稿受付 1996 年 4 月 2 日。

^{*1} 学生員、東京工業大学大学院 (〒226 横浜市緑区長津田町 4259)。

^{*2} 正員、東京工業大学大学院総合理工学研究科。

^{*3} (株)東芝 (〒100 東京都千代田区内幸町 1-1-6)。

^{*4} 正員、(株)神戸製鋼所 (〒676 高砂市荒井町新浜 2-3-1)。

^{*5} (株)神戸製鋼所。

^{*6} Phoenix Solutions Co. (5900 Olson Memorial Hwy. Minneapolis, Minnesota U. S. A.)。

面積

 c : 比熱 d_h : コアドブリックの穴直径 E_g : 気体の放射率(空気は零) E_v : 熱交換器外壁容器の放射率 h_{gm} : 気体と蓄熱床との間の熱伝達係数 h_{wa} : 熱交換器外壁と外気との間の熱伝達係数 H : 蓄熱床高さ k : 熱伝導率 $\dot{m}$: 気体の単位面積あたりの質量流量 r : 半径方向の座標 r_e : 熱交換器外壁容器の比抵抗 R_0 : 熱交換器外壁容器の半径 T : 温度 z : 軸方向の座標 ε : 空げき率 ρ : 密度 σ : ステファン・ボルツマン定数 τ : 時間

添 字

 a : 外気 i : 入口 g : 気体 m : 蓄熱体 w : 耐火断熱壁

2. 実 験 装 置

図 1(a)にはコアドブリック床熱交換器の断面図を、表 1 には熱交換器の仕様を示す。熱交換器は蓄熱床・耐火断熱壁・燃烧室・バイパスより構成されている。蓄熱床は、耐火断熱壁で内張りされた鉄製の压力容器内に、直径 8.2 mm の穴がけられた空げき率 $\varepsilon = 0.22$ のコアドブリックが充てんされている [図 1(b)]。蓄熱床の直径は 0.68 m であり、上部 2.0 m は高温にさらされるため融点の高いイットリア安定化ジルコニア製を、下部 1.6 m は経済性を考えて高純度アルミナ製を用いた。耐火断熱壁は三層構造になっており、その組成は局所的な温度に応じ、内側は耐火性、外側は断熱性を重視して変えられている。ベットの上部の耐火断熱壁の外側には、セラミックファイバが巻かれており、ここで断熱がよくなるように設計されている。

熱交換器頂上部には、バーナが設置されており、ここで加熱空気と天然ガスが混合される。混合気はドーム状の燃烧室で燃烧され、蓄熱床に導かれる。

常温からの初期加熱では、耐火断熱壁の熱割れを防

Table 1 Specification and operating conditions for the heat exchanger

Bed diameter (mm)	680
Bed height (mm)	3600
Zirconia	2000
Almina	1600
Hole diameter (mm)	8.2
Void fraction	0.22
Insulator thickness (mm)	290
Combustion gas mass flow (kg/s)	0.23
Cooling air mass flow (kg/s)	0.19

(a) Vertical view of FUJI-1 cored-brick bed heat exchanger

(b) One-quarter horizontal sectional view of the cored-brick bed

Fig. 1

ぐために長時間かけて加熱を行う。このとき、蓄熱床の頂上部を 2 000°C 以上の高温に加熱するためには、ある程度の流量の燃焼ガスが必要となるが、その全流量を蓄熱床に導くと、蓄熱床の底部温度が短時間で上昇し、支持構造物の耐熱温度である 600°C を超えてしまうことになる。そこで、熱交換器の燃焼室には、バイパスが設けられており、蓄熱床を通さずに燃焼ガスの一部が燃焼室から直接抜き出せるようになっている。バイパスの下流には水冷式の冷却器が設けられており、ここで気体を冷却して排気する。

熱交換器の温度は、蓄熱床頂上部は二色放射温度計で、蓄熱床底部および耐火断熱壁内は B 形および K 形熱電対で経時的に測定をした。

3. 実験方法

まず室温状態にある熱交換器を、約 200°C に加熱された空気を熱交換器頂上部に設置されているバーナ部より吹き込むことによって一昼夜予熱する。これは、燃焼ガスによる蓄熱床の加熱時に、熱交換器内部ならびに配管に水分が凝縮するのを防ぐためである。以上の予熱が完了した後に、バーナが点火され、約 200°C に加熱された空気によって、天然ガスが燃焼され初期加熱を行う。図 2 に典型的な昇温方法を示す。

燃焼ガスは、蓄熱床中を上部から下部へと通過し、約 20 h かけて、蓄熱床が昇温される。その間、蓄熱床底部温度の上昇を避けるために、大部分の燃焼ガスはバイパスを通じて、燃焼室から直接排気される。図 2

Fig. 2 Typical heating process

中の Main は、蓄熱床を通過する燃焼ガスの流量である。

バーナ点火時は、不完全燃焼を避けるため空気過剰率 3 で燃焼が行われ、徐々に空気過剰率を下げていく。空気過剰率が 1.2 に達したとき、蓄熱床頂上部の温度は 1 750°C となる。さらに燃焼ガス温度を上げるために、空気過剰率を固定して、酸素濃度を徐々に増やしていき、2 000°C まで加熱する。

初期加熱終了後、希ガス加熱を模擬するために、約 200°C に加熱された空気を熱交換器底部より蓄熱床に導入し、バイパスより排気することにより放熱を行う。この蓄熱床の放熱を一定時間行った後、再びバーナを点火して燃焼ガスを全量蓄熱床に導き、熱交換器底部より排気する。このような運転を、20 min および 30 min で周期的に切り換えた。

4. 熱特性の実験結果

加熱・放熱の切換運転時における蓄熱床の熱特性の

Fig. 3 Time change of temperature at the top of the bed ($r=0$ m)

Fig. 4 Time change of temperature at the bottom of the bed ($r=0$ m)

影響が最も現れる蓄熱床頂上部・蓄熱床底部・蓄熱床と耐火断熱壁との境界の温度の経時変化を図3~5に示す。蓄熱床頂上部温度は、20 min 程度の切換時間でも、つねに加熱終了時には、2000°C以上まで加熱できることがわかる。また、最高で2100°Cまで達した。この運転で蓄熱床頂上部と底部においては、ほぼ周期定常状態となっているが、耐火断熱壁では温度が上昇を続けている。切換運転をさらに長い時間継続することによって、周期定常状態が得られるものと考えられる。

切換時間を30 min から20 min へと短くすると、温度変動幅は小さくなっている。よって、切換時間を短くすることにより、被加熱気体である空気の出出口温度変動幅を小さくすることができ、熱交換器の高性能化につながる事がわかる。このことをさらに詳細に見るために、蓄熱床頂上部の温度の経時変化を拡大したものを図6に示す。これは、バーナ停止から放熱を経

て、加熱終了までの1サイクルにおける熱応答を示している。再点火前の大きな温度低下は、30 s 空気を導入した後、天然ガスを導入するという運転を行っている

Fig. 7 Time change of temperature at the boundary between the 1st and 2nd insulator layers ($r=0.41$ m)

Fig. 5 Time change of temperature at the periphery of the bed ($r=0.34$ m)

Fig. 8 Time change of temperature at the boundary between the 2nd and 3rd insulator layers ($r=0.49$ m)

Fig. 6 Thermal response of the top of the bed during one switching period

Fig. 9 Time change of temperature at the outer surface of the pressure shell ($r=0.64$ m)

るためである。蓄熱床の放熱時では、単位時間あたりの温度の低下量は切替時間に関係なく、ほとんど一致している。また、バーナ再点火後、ともにおよそ 5 min 程度で 2 000°C まで回復し、その後緩やかに上昇している。このことから、切替時間は 5 min 程度までは短くできることがわかる。

図 7 は耐火断熱壁の 1 層めと 2 層めの境界、図 8 は 2 層めと 3 層めの境界、図 9 は压力容器表面を示している。ここで、図 5 と図 7 を比較すると $r=0.34$ m に比べ、 $r=0.41$ m では切替えの影響があまり見られない。このことから、1 層めにおいて熱の移動が大きく緩和されていることがわかる。

今回の実験終了時において、熱交換器の延べ運転時間は 250 h に達しており、その後ファイバースコープにより燃焼室およびコアドブリック床頂上部を観察したところ、レンガの破損がまったく見られず、耐久性が実証された。

5. 二次元非定常伝熱解析による 熱特性の評価

熱交換器内は、燃焼室・蓄熱床・耐火断熱壁に分けて考えることができる。このうち、燃焼室は気体・蓄熱床上部・燃焼室表面の間で熱放射・対流熱伝達があり、さらに燃焼反応や複雑な形状をもっている燃焼室の耐火壁を考慮しなければならず、文献(2)のような複雑な解析が必要となる。そこで本論文では、解析が容易な蓄熱床とその外側の耐火断熱壁のみを対象として伝熱解析を行い、蓄熱床頂上部温度を境界条件として実測値で与えることにより、燃焼室内の放射・対流熱伝達は考慮しなかった。

気体・蓄熱床および耐火断熱壁内における伝熱に関する基礎方程式は、以下のように表される。

$$-\dot{m}c_g \frac{\partial T_g}{\partial z} = A_{gm}h_{gm}(T_g - T_m) - \epsilon k_g \frac{\partial^2 T_g}{\partial z^2} \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$(1-\epsilon)\rho_m c_m \frac{\partial T_m}{\partial \tau} = A_{gm}h_{gm}(T_g - T_m) + k_m \left(\frac{\partial^2 T_m}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_m}{\partial r} \right) + (1-\epsilon)k_m \left(\frac{\partial^2 T_m}{\partial z^2} \right) \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$\rho_w c_w \frac{\partial T_w}{\partial \tau} = k_w \left(\frac{\partial^2 T_w}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_w}{\partial r} + \frac{\partial^2 T_w}{\partial z^2} \right) \quad \dots\dots\dots (3)$$

式(1)は気体に関するエネルギー収支を示しており、気体と蓄熱床との間の熱伝達および軸方向の熱伝導が考慮されている。ここでは、一つの穴に流れる気体は、一次元的な温度分布をもっていると仮定してい

る。時間項を消去してあるが、気体の滞留時間が短いため、熱輸送の項に比べて微小となるためである。式(2)は蓄熱床に関するエネルギー収支を示しており、気体と蓄熱床との間の熱伝達および半径・軸方向の熱伝導が考慮されている。半径方向の熱伝導に関して、穴があいている影響を考慮しなければならないが、平面座標系で短形の穴があいていると仮定して準一次元的な解析を行ったところ、見掛けの熱伝導率は材質の値の半分程度となることがわかった。そこで、初期加熱において熱伝導率を半分として計算を行ったところ、計算結果にほとんど影響を与えなかったことから、本計算では材質の実際の熱伝導率の値を用いた。式(3)は耐火断熱壁内における半径・軸方向の熱伝達を示している。

軸方向の境界条件として、気体に関しては蓄熱床入口では実測値、出口では温度こう配を零とした。

$$T_g = T_{gi}(\tau) \quad (\text{at } z=H) \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$\frac{\partial T_g}{\partial z} = 0 \quad (\text{at } z=0) \quad \dots\dots\dots (5) \quad (\text{heating})$$

$$T_g = T_{gi}(\tau) \quad (\text{at } z=0) \quad \dots\dots\dots (6)$$

$$\frac{\partial T_g}{\partial z} = 0 \quad (\text{at } z=H) \quad \dots\dots\dots (7) \quad (\text{cooling})$$

蓄熱床・耐火断熱壁の頂上部および底部では温度こう配を零とした。

$$\frac{\partial T_m}{\partial z} = 0 \quad (\text{at } z=0, H) \quad \dots\dots\dots (8)$$

$$\frac{\partial T_w}{\partial z} = 0 \quad (\text{at } z=0, H) \quad \dots\dots\dots (9)$$

半径方向の境界条件としては、蓄熱床中心部において蓄熱床の温度こう配を零とした。

$$\frac{\partial T_m}{\partial r} = 0 \quad (\text{at } r=0) \quad \dots\dots\dots (10)$$

蓄熱床と耐火断熱壁の境界は、接触していることから熱伝導を考えた。

$$k_m \frac{\partial T_m}{\partial r} = k_w \frac{\partial T_w}{\partial r} \quad (\text{at } r=0.34 \text{ m}) \quad \dots\dots\dots (11)$$

熱交換器外壁と外気の境界は、自然対流および放射熱伝達を考えた。

$$h_{wa}(T_w - T_a) + k_w \frac{\partial T_w}{\partial r} = 0 \quad (\text{at } r=0.64 \text{ m}) \quad \dots\dots\dots (12)$$

なお、本計算において用いた熱伝達係数は次のとおりである。

$$h_{gm} = 4.36 k_g / d_h + \frac{\sigma E_g}{T_g - T_m} (T_g^4 - T_m^4) \quad \dots\dots (13)$$

$$h_{wa} = 1.3 \left(\frac{T_w - T_a}{2R_0} \right)^{0.25} + \frac{\sigma E_v}{T_w - T_a} (T_w^4 - T_a^4) \quad \dots\dots\dots (14)$$

$$E_v = 0.751 \sqrt{r_e T_w} - 0.396 r_e T_w \quad \dots\dots\dots (15)$$

式(13)の右辺第1項は円管の強制対流熱伝達係

数⁽³⁾, 第2項は放射熱伝達係数である。なお, 蓄熱床内の燃焼ガスおよび空気の流れは, 本実験の範囲では層流である ($Re=80\sim450$)。式(14)の右辺の第1項は自熱対流熱伝達係数⁽⁴⁾, 第2項は放射熱伝達係数である。式(15)は式(14)中の放射率であり, 压力容器表面を金属の研磨面と考えて文献(5)に記載されているものを用いた。

計算の初期条件として蓄熱床・耐火断熱壁内において一様温度(25°C)を用いて, はじめに予熱時の蓄熱床・耐火断熱壁内の温度を計算して得られた値を加熱時の初期値とした。その他は各運転における計算で最終的に得られた温度を次の運転の初期値とした。

以上の基礎方程式をもとに式(1)を前進差分, 式(2), (3)を陽解法により数値計算を行った。

蓄熱床の半径方向のきざみ幅は, 穴が同心円上に並んでいるのに合わせて, $dr=12.8\text{ mm}$ とした。また耐火断熱壁は, 耐火れんがの配置に合わせて, 第1・第2層は $dr=6.25\text{ mm}$, 第3層は $dr=3.13\text{ mm}$ とした。一方, 軸方向のきざみ幅は蓄熱床と耐火断熱壁ともに $dz=25\text{ mm}$ とした。時間のきざみ幅は予熱・加熱・繰返し運転ともに 3 s とした。なお, 予熱・初期加熱において時間および空間きざみを変えても計算結果にほとんど影響を与えなかった。

計算と実験の結果について, 蓄熱床頂上部・蓄熱床底部および耐火断熱壁内における温度の経時変化を図3~5, 7~9に示す。

図3の蓄熱床頂上部において, 実測値と計算値では大きく異なっている。この理由として, 蓄熱床の頂上部で支配的な伝熱プロセスは燃焼室壁面への放射熱伝達であるが, 前述の理由から, 本計算ではそれを無視しているためと考えられる。

図4~5の蓄熱床底部および蓄熱床と耐火断熱壁との境界に関しては, 実測値と計算値はおおよそ一致している。このことから, 蓄熱床において今回提案した基礎方程式によって伝熱プロセスを記述できるという

る。

耐火断熱壁内に関しては, 経時的な傾向はおおよそ一致しているが, 熱交換器の外側になるにつれて実測値と計算値の差が大きくなっている。これは, 耐火れんがの間の接触熱抵抗に起因することが考えられる。

压力容器表面に関しては, 熱交換器上部へ行くにしたがって, 差が大きくなっている。この場所では, 接触熱抵抗に加え, 自然対流熱伝達係数で上昇流の影響を考慮していない式を用いたことと, 式(15)で与えた压力容器の放射率の誤差などに起因することが考えられる。

6. 結 論

天然ガスの燃焼ガスにより希ガスを加熱するコアドブリック床蓄熱形熱交換器に関して, 空気で希ガスを模擬した加熱・放熱を繰返す実験を行い, 熱交換器の温度の経時変化を測定した。このとき本熱交換器は2100°Cまで加熱することができ, 所定の温度が得られることがわかった。また, 加熱・放熱の切換運転の熱応答をおおよそ把握することができ, 連続運転が技術的に可能であることを示した。

二次元非定常伝熱解析を行い, 実験結果と比較したところ, 蓄熱床頂上部を除いて蓄熱床の熱特性がほぼ予測でき, 今回提案した伝熱モデルがおおよそ妥当であることがわかった。

文 献

- (1) 阿部豊・網治登・池田三郎・堂園義一・伏見哲郎・河波利夫・林正・吉川邦夫・塩田進, 機論, 58-553, B(1992), 2898.
- (2) Kim, Y., Shinagawa, Y., Yoshikawa, K. and Cheng, Y., *JSME Int. J. Ser. II*, 33-1(1990), 141.
- (3) 伝熱工学資料, 改訂4版, (1986), 51.
- (4) McAdams, W. H., *Heat Transmission*, (1954), 173, McGraw-Hill.
- (5) 伝熱工学資料, 改訂4版, (1986), 184.