

形状安定化球状潜熱蓄熱体を用いた流動層型潜熱蓄熱槽の 流動および蓄熱特性*

稲葉英男^{*1}, 堀部明彦^{*1}
尾崎公一^{*1}, 山澤隆行^{*2}

Heat Storage Characteristics of Shape-Stabilized Latent Heat Storage Particles in a Fluidized Bed-Type Heat Storage Vessel

Hideo INABA, Akihiko HORIBE,
Kouichi OZAKI and Takayuki YAMAZAWA

This paper deals with fluidization and heat storage characteristics of shape-stabilized latent heat storage particles packed into a fluidized bed-type heat storage vessel. The shape-stabilized latent heat storage material consists of normal paraffin (pentacosane $C_{25}H_{52}$, latent heat 164 kJ/kg, melting point of 327.2 K) as a latent heat material, and polyethylene as a shape-stabilizing material. The pressure losses both on fluidized and on fixed particle layers were measured in order to investigate flow behavior in the heat storage vessel. It was found that the pressure loss of the fluidized particle layer was lower than that of the fixed particle layer. Furthermore, the effects of hot air flow rate, inlet air temperature and the amount of heat storage particles packed into the heat storage vessel on the completion time of the heat storage process were investigated. As a result, the nondimensional correlations for the completion time of the heat storage process were expressed in terms of nondimensional pumping power, the Stefan number and the ratio of the packed particle layer height to the diameter of the cylindrical heat storage vessel.

Key Words: Fluidized Bed, Latent Heat Storage, Direct Contact Heat Exchange, Paraffin, Experiment

1. 序 論

一般に固-液相変化潜熱蓄熱材(PCM)は,カプセル内に充填して使用される例が多い.このカプセル型潜熱蓄熱システム⁽¹⁾⁽²⁾は,カプセル化に要する費用が多くなり,そして,熱伝導率の小さなプラスチック材をカプセルとするため,その熱抵抗により潜熱蓄熱材の相変化温度付近での効率的熱抽出が出来なくなるなどの問題がある.例えば平板状の形状安定化潜熱蓄熱体に厚さ0.5mm~2.0mmのポリプロピレン製被覆(熱伝導率 0.195W/(m·K))を施した場合,放熱完了時間は被覆のない場合に比較して7~15%増大することが確認されている⁽³⁾.これらの問題点の解決策として,形状安定化潜熱蓄熱体を用いた脱カプセル化技術がある⁽⁴⁾.形状安定化潜熱蓄熱体は,担持材としての高融点結晶性樹脂中にパラフィンなどの潜熱蓄熱体を微細なスケールにて分散・封入したものであり,内部に含有される潜熱物質が融解しても,担持材により潜熱物質の流出がなく,固体状粒子と同じ形状を保つものである.従って融解潜熱物質の流出防止用としてのカプセルに封入する必要なく,上述のカプセル型潜熱蓄熱の問題点を解決できるものである.さらに潜熱

物質であるパラフィン(熱伝導率が0.194(60℃)~0.294(20℃) W/(m·K)と小さいため,これに熱伝導率が0.291(60℃)~0.333(20℃) W/(m·K)と大きなポリエチレンを混合して得られる形状安定化潜熱蓄熱体は,潜熱物質のみに比較して熱伝導率が增大することも特徴である⁽⁵⁾.

また,カプセル型潜熱蓄熱システムにおいては,一般にカプセル蓄熱体を蓄熱槽に固定して使用する,いわゆる固定充填層を用い熱媒体を流動させて熱交換を行う方法が主になされてきた.固定充填層の場合には,固定された蓄熱体と熱媒体の熱交換により,熱媒体の流れ方向への温度差(温度勾配)が大きくなり,均一な熱交換が不可能となる.このため,蓄熱材と熱媒体が小温度差の蓄熱システムには向いておらず,下流域での蓄熱完了に時間がかかるなどの問題点がある.この問題点の解決方法としては,粒子状蓄熱材を流動化させ,蓄熱槽を流動層とし,その蓄熱粒子の混合作用により層内において均一な熱交換を行うことにより,熱媒体と蓄熱材粒子を小温度差にても熱交換させることが考えられる.

さらに流動層型潜熱蓄熱槽にて蓄熱された球状潜熱蓄熱体を,空気流により管内高速搬送し,最終的に利用側での空気暖房や温水製造媒体として利用する,新たな潜熱蓄熱システムが構築されれば,熱輸送時のポンプ動力も大きく削減されることより,省エネルギーに大きく貢献すると考えられる.

* 原稿受付 1996年8月19日.

*¹ 正員, 岡山大学工学部 (〒700 岡山市津島中3-1-1).

*² 学生員, 岡山大学大学院.

本研究では、上述の新たな潜熱蓄熱システムの蓄熱槽として、球状に成形した形状安定化潜熱蓄熱体を流動蓄熱体とし、熱媒体に空気を用いた、流動層型の潜熱蓄熱槽の可能性を検討するものである。

本報告では、蓄熱槽内の流動化状態を知る上で重要な可視化用試験部を用いた球状潜熱蓄熱体の流動状態の観察結果を示すとともに、蓄熱槽内の圧力損失と空塔流速の関係を定量的に明らかにし、蓄熱槽を固定充填層とした場合との比較・検討を行う。さらに、潜熱蓄熱の際に重要な要素となる潜熱蓄熱完了時間について送風動力、入口温度および蓄熱材粒子の静止層高さとの関係を流動層および固定充填層の場合について実験的に明らかにする。最終的に、潜熱蓄熱完了時間を予測する無次元整理式の提案を行うものである。

主な記号

アルファベット

a^* :修正熱拡散率 ($=\lambda_e/(\rho_f c_{pf})$), c_p :比熱, D :試験部直径, d_s :粒子径, Fo :フーリエ数 ($=a^* t_f / d_{sm}^2$), f :圧力損失係数 ($=2\Delta P D / H_s \rho_f U^2$), G :質量流量, g :重力加速度, H_s :静止層高さ, K :熱媒体と蓄熱材の平均熱通過率 ($=Q/(t_f S(T_{inm}-T_{mp}))$), L :形状安定化潜熱蓄熱体の潜熱量, l :試験部長さ, M_s :充填質量, m :開口比, N :サンプル数, Nu^* :修正ヌセルト数 ($=K d_s / \lambda_e$), ΔP :層内圧力損失, P_{th} :理論送風動力, Q_l :損失熱量, Q_s :球状蓄熱体の総蓄熱量, Q_r :試験部出入り口部のエンタルピー差, Re :レイノルズ数 ($=U d_{sm} / \nu$), S :球状蓄熱体の総表面積, S_d :標準偏差, Ste :ステファン数 ($=c_p(T_{inm}-T_{mp})/L$), S_{tes} :試験部表面積, T :温度, t_f :潜熱蓄熱完了時間, U :空塔流速 ($=G/(\rho_f \pi / 4 D^2)$),

ギリシア文字

ε :静止層の空隙率, λ_e :有効熱伝導率, ν :動粘性係数, ρ :密度

添字

f:空気, in:試験部入口, m:平均, mp:融点, out:試験部出口, s:形状安定化潜熱蓄熱体, t:時間, tes:試験部

2. 使用した形状安定化潜熱蓄熱体の特徴

本研究で用いた形状安定化潜熱蓄熱体は、パラフィン(主成分ペンタコサン $C_{25}H_{52}$, 融点 $T_{mps}=327.2K$, 潜熱量 $L=164kJ/kg$)を固-液相変化潜熱蓄熱体とし、形状維持体にポリエチレン(融点 $T_{mpp}=403.2K$)を使用した形状安定化処理パラフィンである。形状安定化処理パラフィンは、潜熱蓄熱材としてのパラフィンが結晶性樹脂である高融点ポリエチレンの結晶構造内に閉じこめられた構造となっているために、パラフィンが融解状態となっても、固相状態のポリエチレン構造体より漏洩することなく、固相状態の形状を保

つことになる。具体的な形状安定化処理パラフィンの製造は、次のように行われる。ポリエチレン融点以上の温度からポリエチレンとパラフィンの液状混合物の温度を低下すると、まず結晶性樹脂であるポリエチレンが三次元網目状の結晶構造となり、液状のパラフィンがその内部へ閉じこめられ、外部へ漏洩しない状態となる。さらに、液状パラフィンのポリエチレン結晶樹脂構造よりの漏洩を完全に防止するために、増粘材としてのエチレン α オレフィンが若干(1mass%以下)添加される。このような製法によりパラフィンの融点以上そしてポリエチレンの融点以下の温度範囲で、潜熱蓄熱体であるパラフィンは液相の蓄熱状態においても、カプセル化なしに固相の場合と同じ形状を維持することになる。また、形状安定化処理パラフィン構成各成分の質量分率は、パラフィン 74mass%, ポリエチレン 25mass% および添加剤 1mass% である。本研究で用いた形状安定化処理パラフィンは、Fig.1(a)の写真に示されるように球状に成形したものである。球状形状安定化処理パラフィン(以下、球状蓄熱体)は、融解の際の分子間力による粒子同士の付着を防止するために、表面に厚さ約 $22\mu m$ のシリコン系耐熱塗料(黒色)を塗布したFig.1(b)。この耐熱塗料は、約500時間の流動化実験においても、剥離しないものである。Fig.2は球状蓄熱体の粒子径分布を示したものである。球状蓄熱体の粒子径は、 $d_s=4.45\sim 5.32mm$ の範囲に存在し、平均粒子径 $d_{sm}=4.82mm$, および標準偏差 $S_d=0.136mm$ の比較的均一な粒径分布を有するものである。なお、本蓄熱体粒子

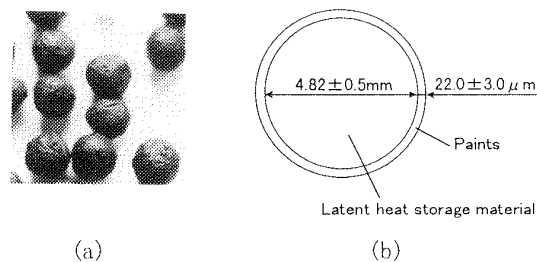


Fig.1 Cut view of shape-stabilized paraffin

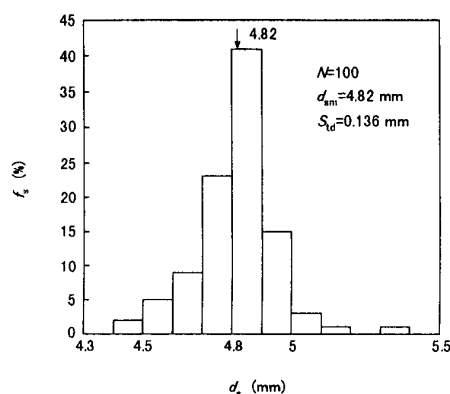


Fig.2 Diameter distribution of shape-stabilized paraffin

Table 1 Thermophysical properties of shape-stabilized paraffin

Temperature T (°C)	Density ρ (kg/m ³)	Specific heat c_p (kJ/(kg·K))	Thermal conductivity λ (W/(m·K))	Latent heat L (kJ/kg)
20	967	2.02	0.306	121.4
60	841	2.42	0.217	

の形状係数(蓄熱体の表面積/同一体積の球の表面積)を、蓄熱体粒子の投影面の周長と、投影面積に等しい円の周長より推定したところ、その値は 0.98~1 と球に近い値であったので、本研究では蓄熱体粒子を粒子直径 d_{sm} の球として扱う。本形状安定化潜熱蓄熱体の熱物性値の概略⁽⁵⁾をTable 1に示す。

3. 実験装置及び実験方法

3.1 実験装置 Fig.3の下部に実験装置の概略図を示す。実験装置は、主に空気搬送のための空気ブロア、空気ブロアでの発熱除去のための冷却熱交換器、空気流量測定用オリフィス、空気温度設定用電気ヒータ、バイパスライン、および試験部より構成されている。熱搬送媒体である空気は、インバータ操作に伴う空気ブロアの回転数制御により流量制御され、冷却熱交換器および電気ヒータにより温度調節された後、試験部内に流入する。空気流量は、オリ

フィスからの圧力信号をベッツ式マンメータ(測定精度 ± 1 Pa)を用いて測定した。なお、試験部入口での空気流量は、試験部入口空気温度にて補正してある。空気流量の測定精度は、測定値に対して $\pm 2.3\%$ 以内である。

Fig.3の上部に流動層型潜熱蓄熱槽試験部の詳細を示す。試験部は可視化用試験部、および流動層型蓄熱試験部に大別される。可視化用試験部は、内径 76mm、長さ 1500mm、肉厚 2mm のアクリル円管製であり、流動状態の球状蓄熱体を外部からカメラ撮影および目視観察することが可能となっている。一方、蓄熱試験部は可視化用試験部と同一内径および長さを有する肉厚 0.3mm のステンレス円管にて作成し、周囲環境への熱損失低減のため厚さ 50mm のグラスウール断熱材により断熱されている。両試験部下部には厚さ 1mm、開口比 $m=3.56\%$ のアルミニウム製多孔分散板が設置してある。静止状態における蓄熱体粒子充填層厚さ H_s は、試験蓄熱槽底面より充填層の最頂部までの距離として定義した。また、静止状態における空隙率 ϵ は、試験蓄熱槽に充填した蓄熱体の総質量と H_s の実測値、そして、蓄熱体の密度より算出した。

3.2 実験方法

3.2.1 流動層内充填蓄熱粒子の流動挙動に関する実験 球状蓄熱体の流動実験に際しては、可視化用試験部を用い実験を行った。流動化媒体である空気は、流量および温度を調節された後に、予め所定量の球状蓄熱体を充填した可視化用試験部内に流入される。流動層内の圧力損失は、分散板下流と試験部出口部に設けた圧力タップにより導出された圧力差をベッツ式マンメータ(測定精度 ± 1 Pa)により測定することにより求めた。また、蓄熱材粒子を固定し固定充填層とした場合の圧力損失は、蓄熱体粒子を上方より金網で固定し、流動層の場合と同じく分散板下流と試験部出口部に設けた圧力タップにより導出された圧力差をベッツ式マンメータにより測定し、固定層および金網の総圧力損失から粒子を充填しない金網のみの圧力損失を差し引くことにより求めた。なお、両圧力損失測定精度は、測定値に対して $\pm 2.1\%$ 以内である。

流動実験における本実験条件は、次に示すとおりである。

- 空塔流速 $U=0.27\sim 6.73$ (m/s)
- 試験部入口温度 $T_m=20.0\pm 1.0$ (°C) 一定
- 無次元静止層高さ $H_s/D=0.23\sim 3.26$

(流動粒子の充填質量 $M_s=0.047\sim 0.6$ (kg))

(流動粒子の静止充填層高さ $H_s=17.5\sim 248$ (mm))

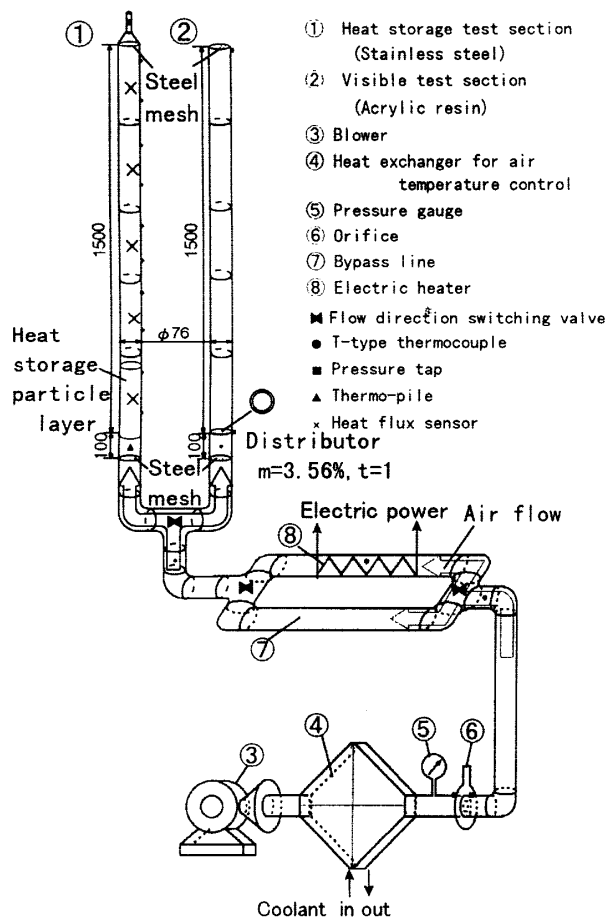


Fig.3 Schematic view of experimental apparatus

3.2.2 流動層型蓄熱実験 流動層化による潜熱蓄熱実験では,前述の円筒状潜熱蓄熱槽下部の多孔分散板より,所定の温度および流量の空気を流入させ,蓄熱槽内の非定常蓄熱特性を測定した.潜熱蓄熱槽容器の熱量を算定するため,円筒状ステンレス壁面に,素線径 0.1mm の T 型熱電対を Fig.3(b) に示すように 150mm 間隔で計 10 箇所を設置した.なお,使用した T 型熱電対は精度 $\pm 0.05^\circ\text{C}$ の標準温度計により校正してある.また,蓄熱熱量を算定する際に必要となる熱媒体である空気の蓄熱試験部出入口部の温度差は,測定精度向上のため,素線径 0.1mm の T 型熱電対を 4 本直列に接続したサーモパイル(測定精度 $\pm 0.05^\circ\text{C}$)を用いて測定を行った.このサーモパイルの温接点は試験部入口部,そして冷接点は試験部出口部に取り付けられた空気混合用絞り部の中心に設置してあり,それぞれ空気の混合平均温度を測定するようになっている.また,周囲環境への損失熱量 Q_l は,試験部壁面に設けた熱流束計(測定精度 $\pm 0.2\text{W}$)により求めた.

球状蓄熱体の時々刻々変化する正味蓄熱量 Q_s は,流動状態にある球状蓄熱体の温度変化から直接求めることができないため,熱媒体である空気の試験部出入口温度差により算定される総供給熱量 Q_T より,外気への損失熱量 Q_l および蓄熱槽容器への顕熱蓄熱量 Q_{tes} を差し引くことにより,時間 t の関数として次式の関係で算出した.

$$Q_s = Q_T - Q_l - Q_{tes} \quad (1)$$

ただし,各熱量は,時間 t の関数として次のように定義してある.

$$Q_T = \int_0^t c_{pr} \cdot \rho_f \cdot G \cdot (T_{int} - T_{outt}) dt$$

$$Q_l = \int_0^t q_{lt} \cdot S_{tes} dt$$

$$Q_{tes} = M_{tes} \cdot c_{ptes} \cdot (T_{wt} - T_{ws})$$

上式中に示されている G は質量流量, T_{int} , T_{outt} は時刻 t における蓄熱槽入口,出口温度, q_{lt} は各熱流束センサにより測定された単位時間当たりに試験部より放出される総損失熱流束, T_{wt} は時刻 t における各蓄熱槽容器温度, T_{ws} は実験開始時の各蓄熱槽容器の初期温度である.

Q_s の値は,初期温度と潜熱蓄熱体の融点の温度領域で決まる蓄熱材への顕熱と潜熱蓄熱の正味蓄熱量として計算で求めることができる.従って,式(1)の右辺の各熱量の時間積算値が左辺の Q_s と一致する時間を潜熱蓄熱完了時間 t_f と定義した.実測データの積算時間間隔は 5 秒とした.また,固定充填層における蓄熱実験は,充填球状蓄熱体層上部に金網を設置し,同蓄熱体が流動しないようにした後に流動層型と同じ方法により実験を行った.なお,蓄熱体への総蓄熱量 Q_s に対する Q_l と Q_{tes} の割合は最大 9% および 12% であった.

流動層蓄熱実験における本実験条件は,次に示すとおりである.

- ・空塔流速 $U=0.27\sim 6.73$ (m/s)
- ・試験部入口温度 $T_{in}=55.0\sim 75.0$ ($^\circ\text{C}$) 一定
- ・無次元静止層高さ $H_s/D=0.23\sim 3.26$
(流動粒子の充填質量 $M_s=0.047\sim 0.6$ (kg))
(流動粒子の静止充填層高さ $H_s=17.5\sim 248$ (mm))

4. 実験結果及び考察

4.1 球状蓄熱体の流動挙動 Fig.4(a)~(c)は各空塔流速($U=1.35\sim 5.51$ m/s)における球状蓄熱体の流動状態のビデオ写真を示したものである.なお,静止状態での球状蓄熱体の蓄熱槽内での高さは $H_s=35.6\text{mm}$ である.空塔流速を増大させ, $U=1.35\text{m/s}$ (Fig.4(a))になると,円筒

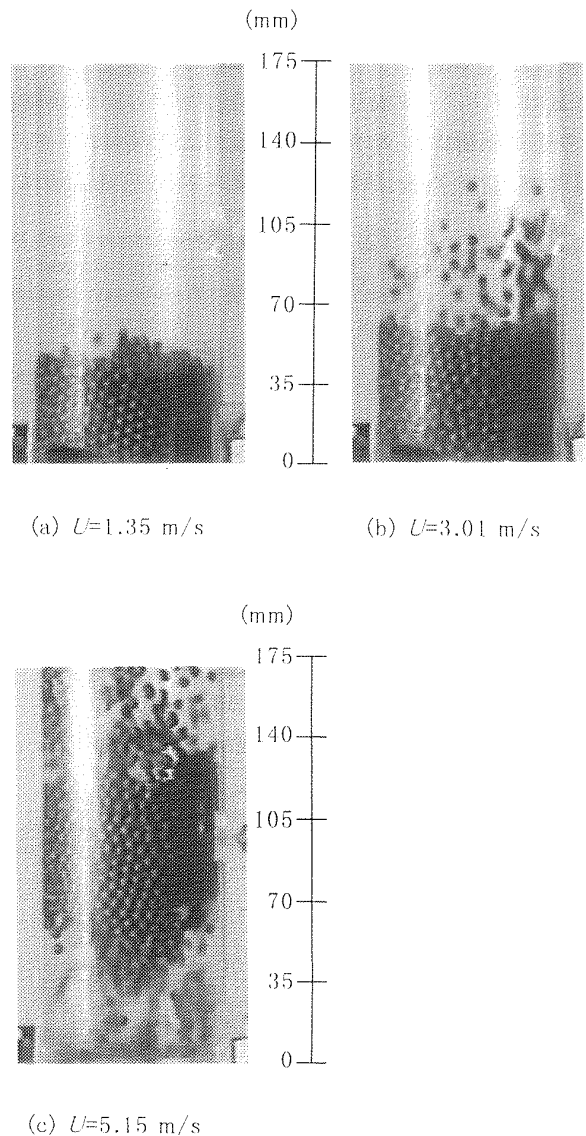


Fig.4 Fluidizing state pictures of heat storage particles

状蓄熱槽中心付近にある球状蓄熱体が流動し始める。さらに、空塔流速が $U=3.01\text{m/s}$ (Fig.4(b))になると、球状蓄熱体層全体が脈動するスラッキング状態となり、流動球状蓄熱体の層高さは周期的に変動する様子が確認できる。また、流動球状蓄熱体は、試験部中心付近を上昇し、そして、試験部壁面に沿って入口近傍へと下降する循環流動をしている。さらに、 $U=5.15\text{m/s}$ (Fig.4(c))になると、蓄熱槽下部入口近傍の流動球状蓄熱体の移動速度が特に速くなり、また、流動化層の高さの時間的変動がなく、安定した流動状態となるとともに、試験部壁面を下降する一部流動蓄熱体の滞留状態が現れる。

Fig.5は固定充填層及び流動層内圧力損失 ΔP と空塔流速 U の関係を、球状蓄熱体充填質量 M_s をパラメータとして示してある。また、図中の実線は、空気と流動粒子の力の釣り合いにより得られる流動化の理論圧力損失の値であり、次式(2)で示される⁽⁶⁾。

$$\Delta P = (1 - \epsilon) \cdot H_s \cdot g \cdot (\rho_s - \rho_f) \quad (2)$$

また、図中の破線は、均質な固定充填層中の圧力損失を表す Ergun の関係式⁽⁷⁾であり、次式(3)で示される。

$$\frac{\Delta P}{H_s} = \frac{1 - \epsilon}{d_{sm} \cdot \epsilon^3} \left\{ 150 \cdot \frac{(1 - \epsilon)\mu}{d_{sm}} \cdot U + 1.75 \cdot \rho_f \cdot U^2 \right\} \quad (3)$$

空塔流速 U が小さい領域 ($U < 1.34\text{m/s}$) では、粒子は流動しておらず固定充填層の状態であり、この領域では U の増大に伴い、 ΔP は増加する傾向にあり、式(3)の Ergun の関係式ともよく一致する。さらに、Ergun の式が均一充填層のモデルであることにより、本実験の固定層における球状蓄熱体の充填状態も均一であることがいえる。さらに、 U を増大させ、 $U > 1.34\text{m/s}$ になると、球状蓄熱体が流動を開始し、これ以上の領域においては、 ΔP は式(2)の理論圧力損失の値とほぼ一致し、 U を増大させても流動層における ΔP はほぼ一定となる。これは、蓄熱体粒子に働く重力と浮力の差と空気による抗力などの

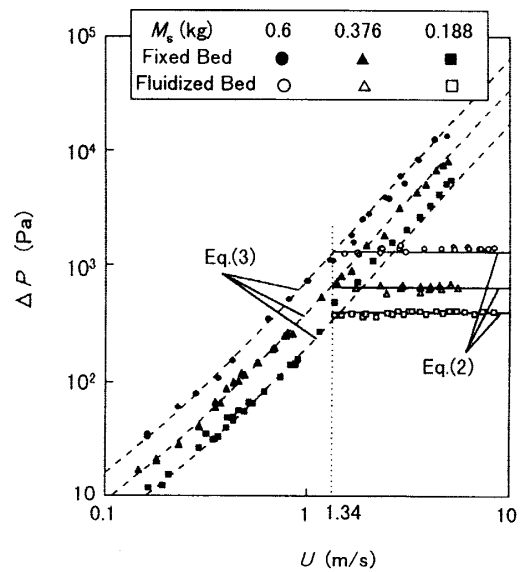


Fig.5 Variation of ΔP with U

釣り合いが保たれるためである⁽⁶⁾。また、スラッキング状態 ($U=1.34 \sim 4.5\text{m/s}$) においては、 ΔP が式(2)の理論圧力損失の値を中心に周期的に変動し、さらに、 U が 4.5m/s 以上の領域では ΔP の周期的変動は漸減することになる。また、同一空塔流速における流動層と固定充填層の ΔP の差は U の増大に伴い大きくなるのがわかる。なお、本実験範囲の空気入口温度 $T_{in}=55 \sim 75^\circ\text{C}$ に対して、 ΔP と U の関係に変化は認められなかった。

4.2 蓄熱実験 Fig.6およびFig.7に円筒状蓄熱槽内の球状蓄熱体内部温度を測定した結果を、それぞれ、固定層および流動層の場合について示す。両図は、空塔流速 $U \approx 4.3\text{m/s}$ 、 $H_s/D=1.02$ 、 $T_{in} \approx 60^\circ\text{C}$ の場合の結果を示したものである。ここで、 H_s は蓄熱体粒子の初期充填静止層高さ、 D は試験部直径である。図中 T_{in} 、 T_{out} は蓄熱槽の入口および出口温度、 T_1 、 T_2 は熱電対を設置した球状蓄熱体の初

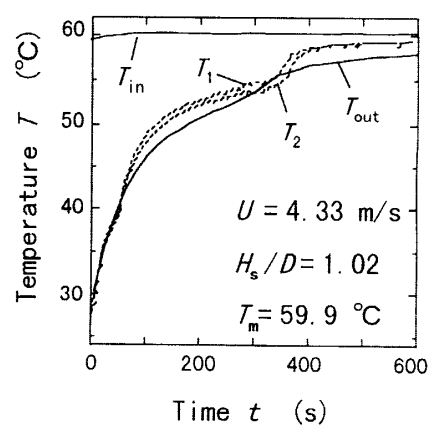
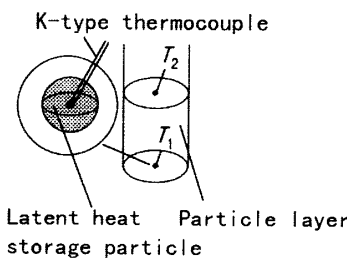
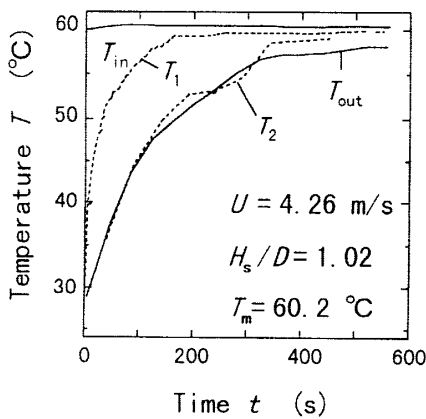


Fig.6 Temperature history of heat storage particle for fixed bed

Fig.7 Temperature history of heat storage particle for fluidized bed

期の位置がそれぞれ蓄熱槽下部中心および上部中心における蓄熱体内部温度の経時変化を示す。温度測定に際しては、図中に示すように、球状蓄熱体中心に測定精度±0.2KのK型熱電対を設けており、それぞれの熱電対は球状蓄熱体が蓄熱槽内を移動することが可能なように十分な長さを持つように配慮した。固定充填層(Fig.6)の場合においては、蓄熱槽上流部と下流部において温度差が生じ、下流域における蓄熱完了に遅れが生じ、充填層内は不均一な状態で蓄熱が進行することが分かる。なお、温度 T_2 が時間 $t=230\sim 280$ 秒の間ほぼ一定の値を示しているのは蓄熱体中で、潜熱蓄熱が進行しているものと思われる、 $t=280$ 秒以降の温度上昇は潜熱蓄熱が完了し、顕熱蓄熱へ移行するものと思われる。また、流入高温空気に直接接触する温度 T_1 における蓄熱体は、その熱移動が大きいために、潜熱特有の一定温度領域は見られない。一方、流動層状態における T_1 および T_2 は、ほぼ同じような温度を示しており、流動化による球状蓄熱体の混合作用により、蓄熱槽内の温度均一化が行われていることが分かる。また、 T_1 と T_2 の熱電対を設けた蓄熱体は、流動層内を移動するために、他の蓄熱体の潜熱蓄熱効果も反映して、潜熱蓄熱の特徴を表す一定温度領域も $t=200\sim 320$ 秒と長くなる。

Fig.8は球状蓄熱体充填層と熱媒体である空気平均熱通過率 K を用いた平均ヌセルト数 Nu^* と空塔流速 U を用いたレイノルズ数 Re の関係を H_s/D をパラメーターとして示したものである。ここで Nu^* 数および K は次式のように定義している。

$$K = Q_s / \{t_f \cdot S \cdot (T_{inm} - T_{mp})\}$$

$$Nu^* = K \cdot d_{sm} / \lambda_f$$

なお、全ての球状蓄熱体の温度を測定することが不可能なにより、上式のような平均的値を用いて見掛け上の K の値を表してある。上式中の Q_s は球状蓄熱体充填層の総

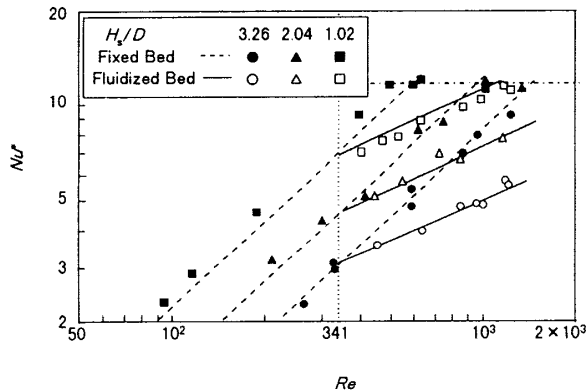


Fig.8 Variation of Nu^* with Re

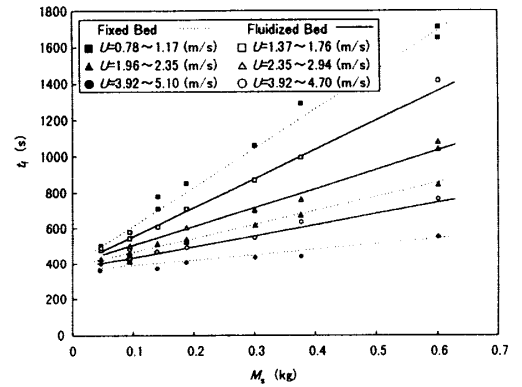


Fig.9 Variation of t_f with M_s

蓄熱量、 t_f は潜熱蓄熱完了時間、 S は球状蓄熱体の総表面積である。図より、 Re 数の増大に伴い、 Nu^* 数は増加し熱媒体と球状蓄熱体の熱伝達が促進されていることが分かる。また、同一 Re 数に対する Nu^* の値は、流動層と固定充填層を比較すると、固定層の場合の方が大きくなり、それに伴い、蓄熱完了時間も固定層の場合の方が早くなる結果となる。これは、球状蓄熱体が流動を始めると蓄熱槽内の空隙率 ϵ が層高さの増大とともに増加し、それに伴い蓄熱槽内の真の流速 $U_f (U_f = U/\epsilon)$ と球状蓄熱体の相対速度の減少が熱伝達率の減少をもたらすものである。

Fig.9に、潜熱蓄熱完了時間 t_f と充填質量 M_s の関係を空塔流速 U をパラメーターとして示してある。図より充填球状蓄熱体質量の増加に伴い蓄熱量が増加するため t_f は M_s に対して比例的に増加していることが分かる。また、空塔流速 U の増大に伴い、その t_f の M_s に対する変化割合は減少していることが分かる。

Fig.10に、潜熱蓄熱完了時間 t_f と蓄熱槽入口平均温度 T_{inm} の関係を示す。図より蓄熱槽入口平均温度 T_{inm} の増大に伴い潜熱蓄熱完了時間 t_f が減少することになる。これは、 T_{inm} の増大に伴い球状蓄熱体と熱媒体空気の温度差が増

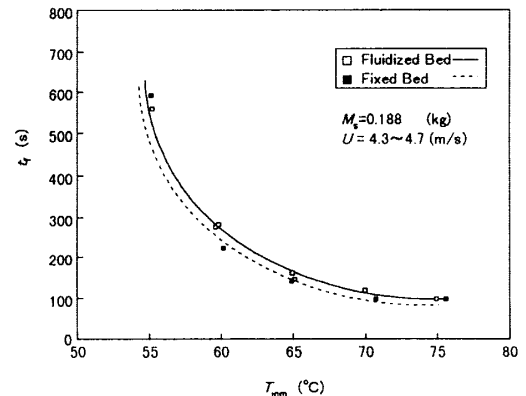


Fig.10 Variation of t_f with T_{inm}

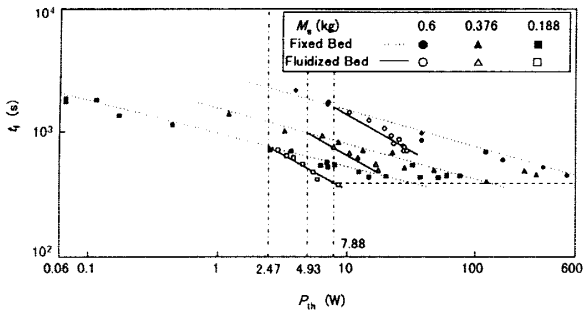


Fig.11 Variation of t_f with P_{th}

大し、それに伴い伝達熱量が増加していることによる。また、 T_{inm} の増大に対する t_f の減少割合は、流動層と固定充填層とは、ほぼ同じような値となることが分かる。

Fig.11は、蓄熱完了時間 t_f と理論送風動力 P_{th} の関係を球状蓄熱体充填質量 M_s をパラメーターとして示したものである。ここで、理論送風動力 P_{th} は次式で定義した。

$$P_{th} = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot \Delta P \cdot U$$

また、式中の圧力損失 ΔP は、式(2)および(3)で示される流動化の理論圧力損失、およびErgunの関係式を用いた。

図より理論送風動力 P_{th} の増大に伴い蓄熱完了時間 t_f は減少していることが分かる。これは、 P_{th} の増加すなわち試験部に流入する空気流量が増大し、空塔流速も増大した結果Fig.8に示したように、球状蓄熱体と熱媒体空気の熱伝達が促進され、それに伴い t_f が減少するものである。また、同一 P_{th} に対する t_f の値は、流動層の方が固定充填層より蓄熱完了時間 t_f が短縮されている。これは、Fig.5で示したように、球状蓄熱体が流動を始めると、流動層内の圧力損失 ΔP は空塔流速 U を増大させても一定となるが、固定層の圧力損失は、空塔流速の増大に伴い増加することによる。

そのため、同一送風動力で比較した場合、得られる空塔流速が、流動層の方が大きくなり、その結果、同一送風動力 P_{th} に対する蓄熱完了時間 t_f は、流動層の方が短縮される結果となる。

以上、実験で採用したパラメーターを元に、次元解析を試みると無次元蓄熱完了時間であるフーリエ数 Fo に関連する次に示す無次元因子を得た。

- (a)球状蓄熱体充填質量 M_s の無次元量としては、球状蓄熱体静止層高さ H_s を試験部直径 D で除した H_s/D を用いる。
- (b)蓄熱槽入口平均温度 T_{inm} の無次元量としては、次式で示されるステファン数 Ste を用いる。

$$Ste = c_{ps} \cdot (T_{inm} - T_{mp}) / L$$

ここで、 T_{mp} は形状安定化潜熱蓄熱体に含有される潜熱物質の融点(°C)である。

- (c)理論送風動力 P_{th} を表す無次元量としては、 fRe^3 を用いる。ここで、 f は次式で示される圧力損失係数である。

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{H_s}{D} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U^2}$$

- (d)なお、潜熱蓄熱完了時間 t_f を表す無次元量であるフーリエ数 Fo は次式で定義した。

$$Fo = a^* \cdot t_f / d_{sm}^2$$

ここで、 a^* は球状蓄熱体が静止状態の修正熱拡散率を表しており、次式により定義される。

$$a^* = \lambda_c / (\rho_r \cdot c_{pr})$$

上式中の λ_c は、Maxwellの分散相モデル⁽⁹⁾を適用した場合の充填層内における有効熱伝導率であり、蓄熱槽内の空気と形状安定化パラフィンの熱伝導率を考慮に入れてある。従って、無次元蓄熱完了時間を表すフーリエ数 Fo は各無次元因子により次のような関係となる。

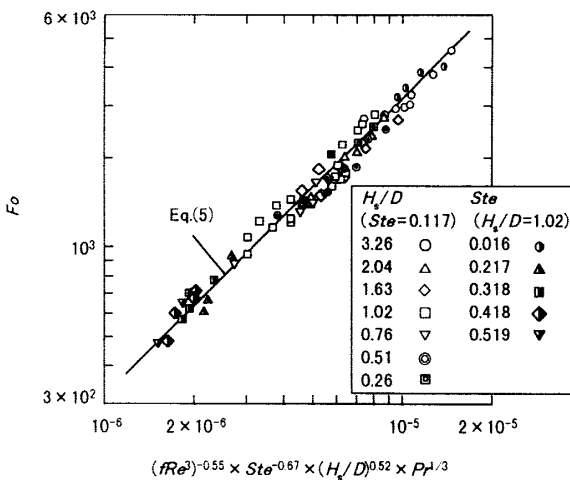


Fig.12 Non-dimensional arrangement of Fo for fluidized bed

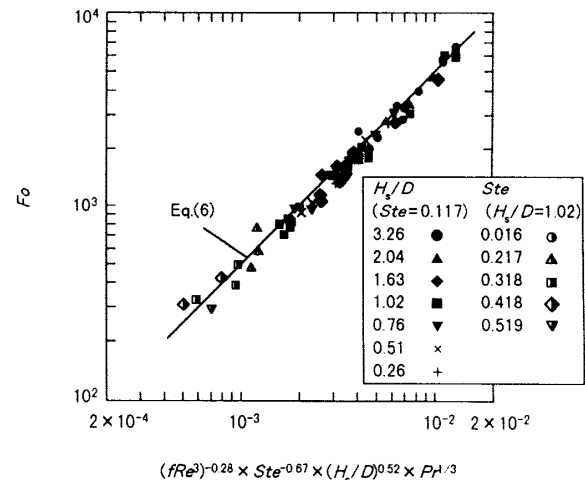


Fig.13 Non-dimensional arrangement of Fo for fixed bed

$$Fo = c f(\text{fRe}^3, \text{Ste}, H_s/D) \quad (4)$$

式(4)を元に, Fo 数に関する実験整理式を最小自乗法にて導出すると次のようになる.

流動層

$$Fo = 2.96 \times 10^8 \times (\text{fRe}^3)^{-0.55} \times \text{Ste}^{-0.67} \times (H_s/D)^{0.52} \times P^{1/3} \quad (5)$$

固定充填層

$$Fo = 4.62 \times 10^5 \times (\text{fRe}^3)^{-0.28} \times \text{Ste}^{-0.67} \times (H_s/D)^{0.52} \times P^{1/3} \quad (6)$$

また, 上式の適用範囲は, 以下の通りである.

$$H_s/D = 0.23 \sim 3.26 \quad (H_s = 17.5 \sim 248 \text{ mm}),$$

$$\text{Ste} = 0.02 \sim 0.45 \quad (T_m = 55 \sim 75 \text{ }^\circ\text{C}),$$

$$\text{fRe}^3 = 3.74 \times 10^9 \sim 7.37 \times 10^{11} \quad (\text{固定充填層}),$$

$$\text{fRe}^3 = 1.52 \times 10^{10} \sim 7.22 \times 10^{10} \quad (\text{流動層}),$$

$$U = 0.27 \sim 6.73 \text{ m/s} \quad (\text{固定充填層}),$$

$$U = 1.34 \sim 6.36 \text{ m/s} \quad (\text{流動層}),$$

Fig.12およびFig.13は, 流動層および固定充填層に関する実験整理式と実験値の関係を示したものである. 本実験整理式の適用範囲内において, 実験整理式と実験値はそれぞれ偏差 8.8%および 8.4%で一致する結果となった.

5. 結 論

流動層を用いた直接接触型熱交換器に関する流動および蓄熱実験を行った結果, 以下のような結論が得られた.

(1) 流動層および固定充填層内の球状蓄熱体の内部温度を測定した結果, 蓄熱槽が流動状態においては, 内部温度の経時変化がほぼ同じとなり, 蓄熱槽内で均一な蓄熱が進行することが明らかとなり, 固定充填層の蓄熱槽

内では, 槽内に温度勾配を有するままの蓄熱状態となることが判明した.

(2) 流動層においては, 球状蓄熱体の流動が開始されると球状蓄熱体層高さが増大し, それに伴い空隙率が増加する. このため, 固定層の場合と同一空塔流速で比較した場合, 空気と球状蓄熱体の熱伝達率は, 固定充填層の方が高い値を示し, それに伴い潜熱蓄熱完了時間も固定充填層の方が短縮される. しかしながら, 同一送風動力で比較した場合, 潜熱蓄熱完了時間は流動層の方が短縮される結果となった.

(3) 球状蓄熱体充填質量, 蓄熱槽入口温度および送風動力を因子とした, 潜熱蓄熱完了時間を予測する無次元整理式の誘導に成功した.

文 献

- (1) 齊藤・広瀬, 機論 51 - 462 (1985), 705
- (2) 広田・植田, 機論 53 - 485 (1985), 204
- (3) 稲葉, Tu, 機論 62 - 599 (1996), 2790
- (4) 稲葉・他 2 名, 第 15 回日本熱物性シンポジウム講論集, (1994), 211
- (5) Inaba, H., et al., Proc. 4th Asian Thermophysical Properties Conf., 393.
- (6) 鞭・他 2 名, 流動層の反応工学, (昭 59), 16, 倍風館
- (7) Ergun, S., Chem. Eng. Progr. 48, (1952), 89
- (8) J.C. Maxwell, A Treatise on Electricity and Magnetism 3rd edn., Oxford University Press, (1904), 1 440