球カプセル化潜熱蓄熱材を充填した小型円筒状蓄熱槽の 蓄熱特性に関する研究* (実験による諸因子の検討)

稲葉 英男^{*1}, 尾崎 公一^{*1}, 茂森 昭博^{*2}

Heat Storage Characteristics of a Cylindrical Heat Storage Vessel Packed with Hollow Spheres Including Phase Change Material

(Experimental Study of Various Parameters Affecting Heat Storage Process)

Hideo INABA, Koichi OZAKI and Akihiro SHIGEMORI

We investigate the heat storage characteristics of a cylindrical heat storage vessel packed with hollow spheres including paraffin wax as a solid-liquid phase change material. Aqueous ethylene glycol solution as a working fluid is introduced into the cylindrical heat storage vessel at a constant temperature and flow rate during the heat storage process. It is found that an increase in the temperature of the incoming working fluid prolongs the completion time of the heat storage process in the case of working fluid flowing at low velocity. Increasing the velocity of the working fluid results in a reduction of the completion time of the heat storage process. A nondimensional correlation equation of Fourier number expressing the completion time of the heat storage process is derived in terms of modified Stefan number, modified Reynolds number and Prandtl number.

Key Words: Heat Storage, Latent Heat, Spherical Capsules, Natural Convection, Forced Convection

1. 緒言

近年、エネルギーの有効利用の観点より、蓄熱技術に関する研究・開発が盛んに行われており、地域冷暖房やビル空調等の比較的大規模なシステムに関しては実用化が進んでいる。しかしながら、一般家庭用の蓄熱装置に関しては、電気温水器の普及は見られるものの、その普及率は非常に小さい現状にある。これは、既存の顕熱蓄熱型蓄熱槽は設備が大きい、空間的余裕のないマンションやアパート等への設置が困難なことが主な原因であり、蓄熱槽の小型化・高性能化が重要な課題となっている。また、小型・高性能な蓄熱槽が実現すれば、従来の空調や給湯用のみならず新たな分野への蓄熱システムの展開が可能となる。例えば、内燃機関運転時の廃熱(冷却水)を小型蓄熱槽に蓄熱し、熱機関起動時の機関の暖機熱源等への熱供給源とする、車載用小型高密度蓄熱槽への利用が可能となる。すなわち、暖気運転時の環境負荷の大きな排気ガスの削減も可能となる。

従来より、球カプセル化潜熱蓄熱材を用いた蓄熱槽は、その熱効率が高いことより、数多くの研究がなされている^{(1)~(4)}。しかしながら、これらの研究においては、ビル空調や地域冷暖房等の大規模なシステムへの応用が想定されており、蓄熱槽に比較して相対的に球カプセル化潜熱蓄熱材の小さな場合の研究が主体となっている。従って、球カプセル化潜熱蓄熱材の充填状態の不均一性は考

慮する必要はなく、蓄熱槽内の熱媒体の流動や蓄熱体の蓄放熱特性も一様な扱いがなされている。しかしながら、小型の蓄熱槽においては、相対的に球カプセル寸法が蓄熱槽寸法に対して大きくなり(球カプセルの小型化には製作上の限界がある)、蓄熱槽内壁近傍を流れる熱媒体のチャンネリング効果(壁近傍への熱媒体の偏り)は避けられないものとなる。その結果、熱媒体流の不均一性を考慮した扱いが必要となる。さらに小型の蓄熱槽においては、蓄熱量が小さいために、高性能な断熱容器を用いる必要がある。

本報においては、真空断熱処理の施された小型の円筒状蓄熱槽(内径 $D = 150 \text{ mm}$ × 奥行き 305 mm) 内に、潜熱蓄熱材としてパラフィンワックスを封入した球カプセルを多数充填し、エチレングリコール水溶液を熱媒体とした場合の蓄熱特性に及ぼす、熱媒体流速、熱媒体温度、球カプセル直径及び蓄熱材物性値の効果を実験的に検討する。なお、本実験装置においては、高い断熱性能を得るために、熱損失が大きいと予測される熱媒体流入出口を円筒状蓄熱槽の同じ片側に配置している。このため、熱媒体は蓄熱槽内を折り返して流動するという、比較的複雑な流動状態となっている。また、蓄熱体の外殻となる球カプセル直径の決定に際しては、以下の点に配慮した。まず、球カプセル直径の減少と共に蓄熱体の比表面積が増加し、蓄熱促進に寄与するが、現実的には球カプセルの強度上及び製作上の理由により、球カプセル肉厚には下限が存在する。このため、球カプセル直径を極端に小さくした場合には、球カプセル自体の総体積が増加し、蓄

* 原稿受付 1996年7月19日。

^{*1} 正員、岡山大学工学部(〒700 岡山市津島中3-1-1)。

^{*2} 岡山大学大学院。

熱材充填量が減少する。一方、球カプセル直径を大きくした場合には、蓄熱槽内壁近傍に形成される高空隙率領域の影響を大きく受け、蓄熱槽への蓄熱材充填量が減少する。本研究では、球カプセル直径を $d = 20.4 \text{ mm}$ および 10.3 mm とすることで上述の影響を避け、小型円筒状蓄熱槽全体の空隙率としては従来の大型の蓄熱槽にほぼ等しい $\varepsilon = 0.467 \sim 0.481$ を確保した。また、従来よりパラフィンワックス系の蓄熱材に関しては多数の研究⁽⁶⁾が行われており、実験データの整理法等についてはかなり明らかにされている。従って本研究においては、上述の2種類の直径の球カプセルに、異なる種類のパラフィンワックスを充填し、効率的な実験データの収集及び検討を試みた。熱媒体の対流熱伝達挙動には、熱物性値、熱媒体温度・流速、球カプセル化潜熱蓄熱体の直径以外にも、蓄熱槽寸法や熱媒体の流入出口の配置等の非常に多くのパラメータが関与するため、これら全てのパラメータの効果を実験的に検討するのは非常に困難であり、数値解析による検討が効率的と言える。しかしながら、球状蓄熱体充填型の蓄熱槽内の熱媒体の自然対流を含む対流現象を扱った研究は少ない現状にあり、数値解析モデルの構築が必要となっている。従って本報では、球カプセル化潜熱蓄熱体を充填した小型円筒状潜熱蓄熱槽の蓄熱特性を実験的に検討すると共に、数値解析モデルの構築に必要な基礎データの収集を行う。

本文中の主な記号

α^* : 有効温度伝導率, C_p : 比熱, D : 蓄熱槽内径, d : 蓄熱体直径, Fo : フーリエ数, Gr_c : 球カプセル内蓄熱体のグラスホフ数 ($= g\beta(\theta_{fjm} - \theta_m)(d - 2\delta)^3/\nu^2$), L : 潜熱, L_v : 蓄熱体充填部長さ, $\dot{m}$: 熱媒体質量流量, Pr_f : 熱媒体のプラントル数, Q : 熱量, Q_c : 熱媒体の受熱量, Re_{η_j} : レイノルズ数, St^* : ステファン数, t : 時間, u_0 : 空塔流速

ギリシャ文字 β : 体膨張係数, δ : 球カプセル厚さ, ε : 空率率, θ : 温度, θ_m : 融点, λ : 熱伝導率, ν : 動粘性係数, ρ : 密度 **添字** 0: 初期; 又は空塔, c: 蓄熱体, e: 有効, f: 熱媒体; 又は蓄熱完了, in: 蓄熱槽入口, l: 蓄熱材の液相状態における値; 又は損失, out: 蓄熱槽出口, s: 蓄熱材の固相状態における値; 又は蓄熱量, v: 蓄熱槽

2. 実験装置及び方法

図1に実験装置の概略を示す。本実験装置は、球カプセル化潜熱蓄熱体(以下、蓄熱体と略す)の充填された円筒状潜熱蓄熱槽⑤、熱媒体である60 mass% エチレングリコール水溶液(以下、熱媒体と略す)の循環系統及び熱媒体の温度・流量制御用の各種機器より構成されている。

熱媒体は、熱媒体タンク①より流出し、ポンプ⑥、温度コントローラ⑦、オリフィス流量計⑧を経て、温度及び流

量一定の条件にて試験部⑤へと流入する。試験部⑤で蓄熱体との熱交換を終えた熱媒体は、熱媒体タンク①へと戻る。熱媒体の温度制御には、熱媒体タンク①内に設置された発熱量 2.25 kW の電気ヒータ② (温度コントローラ③にて制御) と、最大出力 4 kW の電気ヒータを内蔵した温度コントローラ⑦を併用することで、設定温度に対して $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$ の温度制御を可能とした。熱媒体の流量制御には、インバータによるポンプ⑥の回転数の設定と、バイパスループ及び試験部出口のバルブ④の開度調整を併用した。なお、熱媒体流量測定用のオリフィス流量計⑧は、予め検定されており、測定精度は $\pm 1\%$ 以下である。

試験蓄熱槽の詳細を図2に示す。小型円筒状潜熱蓄熱槽容器はステンレス鋼製の真空2重円筒容器で、その内径は $D = 150$ mm、奥行きは305 mm (容器内底部はすり鉢状)である。2重円筒容器の間隙は高真空度(約50 Pa)に保たれており、高断熱となっている。熱損失が大きいと予測される熱媒体入口及び出口部を片側(図2左側)に配置し、閉口端である円筒容器底部の真空断熱部領域の拡大により熱損失の低減を図ってある。蓄熱槽内は熱容量及び熱伝導率の小さなポリカーボネート板(厚さ10 mm)で上下に仕切られており、熱媒体は蓄熱槽の開口端下方(図2、左下側)より流入し、閉口端で折り返した後、

Fig.1 Schematic diagram of experimental apparatus

Fig.2 Detail of test section

Table 1 Encapsulated PCM

		Type I	Type II
Melting point (°C)	θ_m	75.8	61.9
Phase change region (°C)		60.8 ~ 78.5	38.8 ~ 64.8
Latent heat (kJ/kg)	L	186	182
Density (kg/m ³)	(solid) ρ_s (liquid) ρ_l	926 782	920 776
Specific heat (kJ/(kg·K))	(solid) C_{ps} (liquid) C_{pl}	2.1 2.4	2.1 2.4
Thermal conductivity (W/(m·K))	(solid) λ_s (liquid) λ_l	0.30 0.21	0.29 0.18
Thermal expansion factor (1/K)	(liquid) β_l	8.5×10^{-4}	8.5×10^{-4}
Kinematic viscosity (mm ² /s)	(liquid) ν_l	11 (at 86 °C)	7.3 (at 72 °C)

開口端の上方より流出する。蓄熱槽開口端より 33 mm 及び 250 mm には、蓄熱体の保持及び熱媒体の整流を目的に、直径 7.5 mm の穴を多数設けた多孔板(厚さ 3 mm, 開口比 0.7) が設置されており、これら二枚の多孔板間に長さ $L_r = 217$ mm にわたって蓄熱体が充填されている。なお、蓄熱体の詳細に関しては後の第 3-1 節にて述べる。

蓄熱槽入口及び出口における熱媒体温度 θ_{fin} 及び θ_{fout} は、素線径 0.1 mm の T 型熱電対により測定した。蓄熱槽内の下部流路(往路)における熱媒体温度 $\theta_{f2a} \sim \theta_{f2c}$ は、図 2 中の記号 2a, 2b, 2c に示す蓄熱槽底部内壁面より 15 mm, 35 mm, 55 mm の 3 ケ所にて、上部流路(帰路)における熱媒体温度 $\theta_{f5a} \sim \theta_{f5c}$ は、図 2 中の記号 5a, 5b, 5c に示す仕切板上面より 15 mm, 35 mm, 55 mm の 3 ケ所にて、それぞれ直径 3 mm のステンレス鋼製支持棒に取り付けられた素線径 0.1 mm の T 型熱電対により測定した。また、蓄熱体の中心温度 $\theta_{c1} \sim \theta_{c6}$ は、図 2 中の記号 1, 2b, 3, 4, 5b, 6 の 6 ケ所にて、球カプセルの上部より挿入された素線径 0.1 mm の T 型熱電対により測定した。熱媒体の熱交換量 Q_t の算定に際して必要な蓄熱槽出入口における熱媒体温度差 ($\theta_{fout} - \theta_{fin}$) は、図 2 中の記号 out, in の位置に取り付けたサーモパイル(素線径 0.1 mm の T 型熱電対を 5 対直列に接続)により測定した。試験蓄熱槽の温度は、図 2 中の記号 (⊙) で示す試験部内面及び外面の計 6 ケ所に取り付けた素線径 0.1 mm の T 型熱電対により測定し、蓄熱槽容器への蓄熱量 Q_v の算定に用いた。また、図 2 中の記号 (Δ) で示す、試験蓄熱槽の蓋部中央表面、円筒部上部及び円筒部下部表面には熱流束センサーを設置し、試験部から周囲への熱損失 Q_l を測定した(測定精度 $\pm 1\%$ 以内)。上述の熱電対、サーモパイル及び熱流束センサーの出力電圧は、パーソナルコンピュータに接続された分解能 0.1 μ V のデータ収録システムを用い、30 sec 毎に測定及び記録を行った。なお、熱電対及びサーモパイルは最小目盛 0.01 K の標準温度計

にて検定されており、その測定精度は、熱電対に関しては ± 0.1 K 以内、サーモパイルに関しては ± 0.02 K 以内である。また、全実験条件を通じて、蓄熱槽への蓄熱量 Q_v 、及び損失熱量 Q_l の、熱媒体の熱交換量 Q_t に対する割合は、それぞれ $Q_v/Q_t \leq 10.5\%$ 、 $Q_l/Q_t \leq 7.8\%$ であった。

蓄熱体充填部における熱媒体の空塔流速 u_0 、熱媒体流入温度 θ_{fin} 及び試験蓄熱槽初期温度 θ_0 の各実験条件を次に示す。なお、 θ_{fin} 及び θ_0 は、Type I, II の各蓄熱体の融点 θ_m に応じて設定したものである(第 3-1 節参照)。

Type I ($d = 20.4$ mm, $\theta_m = 75.8$ °C)

$$u_0 = 1.6 \times 10^{-3} \sim 2.8 \times 10^{-2} \text{ m/s}$$

$$\theta_{fin} = 80.8 \sim 96.5 \text{ °C}$$

$$\theta_0 = 55.5 \sim 57.0 \text{ °C}$$

Type II ($d = 10.3$ mm, $\theta_m = 61.9$ °C)

$$u_0 = 9.8 \times 10^{-4} \sim 3.4 \times 10^{-2} \text{ m/s}$$

$$\theta_{fin} = 65.6 \sim 81.1 \text{ °C}$$

$$\theta_0 = 40.7 \sim 41.3 \text{ °C}$$

3. 実験結果及び考察

3-1 球カプセル化潜熱蓄熱体の特性

表 1 に本蓄熱体の諸特性を示す。Type I 蓄熱体は、外径 $d = 20.4$ mm, 肉厚 $\delta = 0.5$ mm のポリプロピレン製球カプセルに、融点 $\theta_m = 75.8$ °C のパラフィンワックスを充

(a) Type I

(b) Type II

Fig.3 Variation of C_{pe} with θ

Fig.5 Results of heat storage process, $d = 20.4$ mm, $u_0 = 2.65$ mm/s, $\theta_{fin} = 96.0$ °C, $\theta_0 = 55.9$ °C

験部入口出口における熱媒体温度 θ_{fin} , θ_{fout} も併記してある。図 4(b) において、いずれの測定位置に関しても、蓄熱体の中心温度 θ_c は実験開始直後に急速に上昇し、 $\theta_c \approx 63 \sim 74$ °C では緩慢な温度上昇となる。その後 θ_c は、 $\theta_c > 74$ °C で再び急速な温度上昇を示し、最終的には θ_{fin} に漸近する傾向となる。上述の一連の各測定位置における温度変化傾向は、図 3(a) の C_{pe} の特性にほぼ一致するもので、相変化による吸熱作用の大きな C_{pe} の大きい温度域で、 θ_c の時間的変化が緩慢になったものである。また、図 4(b) において、 θ_c の上昇は、概ね試験部入口に近いものより順次行われていることが理解できる。

図 4(c) は、試験部出入口における熱媒体の温度変化 ($\theta_{fin} - \theta_{fout}$) と熱媒体質量流量 $\dot{m}$ に基づき算出した試験部への供給熱量 $Q_t (= \dot{m} C_{pf} (\theta_{fin} - \theta_{fout}))$ 、試験部から周囲環境への損失熱量 Q_l 、試験蓄熱容器への蓄熱量 Q_{in} 、正味蓄熱量 $Q_s (= Q_t - Q_l - Q_{in})$ 及び蓄熱速度 dQ_s/dt の経時変化を示す。図 4(c) において、正味蓄熱量 Q_s は実験初期に大きく増加し、その後は徐々に増加割合を減少させ、最終的には θ_0 及び θ_{fin} より定まる計算上の蓄熱量 559 kJ (蓄熱体への蓄熱量と熱媒体の顕熱上昇量の和) に漸近する。蓄熱速度 dQ_s/dt は、実験開始直後に最大値 (約 2 kW) を示し、その後は徐々に減少する。本研究では、 Q_s が計算上の蓄熱量の 95 % に達した時点蓄熱完了時間 t_f と定義し、図 4(c) の実験に関しては $t_f = 1365$ s を得た。なお、蓄熱完了時 ($t_f = 1365$ s) における、 Q_t に対する試験蓄熱容器への蓄熱量 Q_{in} 及び試験部からの損失熱量 Q_l の割合は、それぞれ 10.7 % 及び 5.7 % であった。

図 5(a) ~ (c) は、 $d = 20.4$ mm の Type I 蓄熱体を用い、図 4 とほぼ等しい条件である。 $\theta_0 = 55.9$ °C 及び $u_0 = 2.65$ mm/s に設定し、熱媒体流入温度を $\theta_{fin} = 96.0$ °C と図 4 の実験条件より約 10 °C 高くなった場合の実験結果を示す。まず、図 5(a) に示す各測定ヶ所の熱媒体温度の経時変化において、試験部入口から $x = 108.5$ mm の下部流路 (往

路) における $\theta_{f_{2a}} \sim \theta_{f_{2c}}$ を比較すると、流路上方の $\theta_{f_{2c}}$ 、流路中央の $\theta_{f_{2b}}$ そして流路底部の $\theta_{f_{2a}}$ の順に、温度上昇に時間的遅れの生じていることが理解できる。特に、流路底部の $\theta_{f_{2a}}$ に関しては、 $t \approx 2000$ s の経過時間で熱媒体流入温度 θ_{fin} に一致することより、試験部の底部は長時間低温状態にあることが理解できる。また、試験部出口より 108.5 mm の上部流路 (帰路) における $\theta_{f_{5a}} \sim \theta_{f_{5c}}$ についても、 $\theta_{f_{5c}}$ 、 $\theta_{f_{5b}}$ 、 $\theta_{f_{5a}}$ の順に若干の温度降下が観察される。これらの熱媒体温度の高さ方向の変化は、前述の図 4 の結果に比較して顕著となっており、 θ_{fin} と θ_0 との差が大きい図 5 の条件において、自然対流による偏流の効果が顕著に現れたものである。

図 5(b) は、各測定ヶ所における蓄熱体の中心温度の経時変化を示す。蓄熱体中心温度 θ_c の上昇過程は、定性的には図 4(b) の結果と同様であるが、潜熱温度域に対応する温度 $\theta_c \approx 63 \sim 74$ °C での温度変化の停滞時間は、図 4(b) の熱媒体流入温度の低い場合に比べて短くなる。また、図 5(b) において、蓄熱体の中心温度 θ_c の上昇は、試験部入口に近いものより順次行われるが、試験部下部流路の $\theta_{c_{2b}}$ 及び $\theta_{c_{3c}}$ に関しては、これらより下流に位置する $\theta_{c_{4a}}$ に比較して温度上昇が遅れる。これは、図 5(a) の考察で述べたように、試験部底部の熱媒体が長時間低温状態にあるためと考えられる。

図 5(c) は、諸測定熱量の経時変化を示す。熱媒体流入温度の低い場合の図 4(c) の結果と比較すると、各測定した熱量の経時変化は定性的には類似しているが、計算上の蓄熱量は 764 kJ、 dQ_s/dt の最大値は約 2.3 kW となり、これらの値は図 4(c) に比較して大きなものとなる。しかしながら、図 5(c) における t_f は 2295 s であり、熱媒体流入温度の低い場合の図 4(c) に比較して約 68 % の増加となっており、 θ_{fin} の上昇により蓄熱完了時間が長くなるという興味深い結果が得られた。この原因としては、 θ_{fin} の上昇に伴う顕熱蓄熱量の増加以外に、自然対流による

Fig.6 Results of heat storage process, $d = 20.4$ mm, $u_0 = 8.95$ mm/s, $\theta_{fm} = 95.9$ °C, $\theta_0 = 56.1$ °C

熱媒体の偏流のため、試験部底部に位置する蓄熱体への蓄熱に長時間を要したものと判断される。

図 6(a) ~ (c) は、 $d = 20.4$ mm の Type I 蓄熱体を用い、図 5(a) ~ (c) の実験条件とほぼ等しい $\theta_0 = 56.1$ °C 及び $\theta_{fm} = 95.9$ °C に設定し、熱媒体空塔流速を図 5 の条件よりも大きい $u_0 = 8.65$ mm/s とした場合の実験結果を示す。まず、図 6(a) に示す各測定ヶ所の熱媒体温度の経時変化について観察すると、試験部入口から $x = 108.5$ mm の下部流路 (往路) における $\theta_{f2a} \sim \theta_{f2c}$ には、顕著な温度差は観察されないことが理解できる。これは、 $u_0 = 8.65$ mm/s と熱媒体流速の大きな条件においては、自然対流の影響が相対的に小さくなることによる。一方、試験部出口より 108.5 mm の上部流路 (帰路) について観察すると、流路上方に位置する θ_{f5c} には温度上昇の時間的遅れが観察される。この原因としては、試験部入口から出口に至る最短経路である仕切板近傍を熱媒体が多量に流れ、仕切板より離れた θ_{f5c} の測定点においては、熱媒体流速が相対的に小さいためと推定される。

図 6(b) は、各測定ヶ所における蓄熱体の中心温度の経時変化を示したものである。いずれの測定位置に関しても、 θ_c は実験開始直後より急速に上昇することが理解できる。また、 $\theta_{c1} \sim \theta_{c6}$ の温度上昇の時間的な差は、最大で約 150 秒と比較的小さいものとなっている。これは、熱媒体流速の大きい場合には試験部内の熱媒体温度の上昇が比較的早期に完了し、試験部内の熱媒体温度がほぼ一樣になるため、蓄熱体への入熱もその大きな対流熱伝達により試験部内ではほぼ一樣に進行したためと考えられる。

図 6(c) は、各測定熱量の経時変化を示す。計算上の蓄熱量は、 u_0 の小さい場合の図 5(c) とほぼ等しい 766 kJ であるが、 dQ_s/dt の最大値は約 8.1 kW と図 5(c) の場合に比較して約 3.5 倍の大きな値を示す。また、図 6(c) における t_f は 510 s であり、 u_0 の小さな図 5(c) の結果と比較し、約 22 % の短時間で蓄熱完了となる。

3.3 直径 $d = 10.3$ mm の小粒径蓄熱体を用いた場合の蓄熱特性

図 7(a) ~ (c) は、 $d = 10.3$ mm の Type II 蓄熱体を用い、 $\theta_0 = 41.1$ °C, $\theta_{fm} = 80.7$ °C、そして $u_0 = 2.94$ mm/s とした場合の実験結果を示す。なお、図 7 の実験条件は、Type I 蓄熱体に関する図 5 の実験条件に対応させたものであり、総蓄熱量を等しくするため蓄熱体の融点差を考慮し、初期温度及び熱媒体流入温度を図 5 の実験条件よりも約 15 °C 低く設定してある。まず、図 7(a) の熱媒体温度の経時変化において、試験部入口から $x = 108.5$ mm の下部流路 (往路) における $\theta_{f2a} \sim \theta_{f2c}$ を比較すると、流路上方の θ_{f2c} 、流路中央の θ_{f2b} 、そして流路底部の θ_{f2a} の順に、温度上昇に時間的遅れが生じているが、この温度差は実験開始より $t \approx 200$ s 経過後には消滅することが理解できる。また、試験部出口より 108.5 mm の上部流路 (帰路) における $\theta_{f5a} \sim \theta_{f5c}$ に関しては、顕著な温度差は観察されず、 d の小さい場合には、自然対流による偏流の影響が小さいことが理解できる。この原因としては、蓄熱体充填部の流動抵抗が d の減少に伴い増大し、自然対流による鉛直方向の流れが抑制されることや、壁面近傍の流体層領域の大きな低流動抵抗領域が d の減少と共に小さくなり⁽¹³⁾、流路上方の壁近傍への流入高温熱媒体流れの集中化が緩和されるためである。

図 7(b) は、各測定ヶ所の蓄熱体の中心温度の経時変化を示す。図 4(b) において、蓄熱体の中心温度 θ_c の上昇は、試験部入口に近いものより順次行われることが理解できる。また、蓄熱槽出口より 30 mm の θ_{c6} の温度上昇は、 $t \approx 500$ s の短時間で概ね完了する。

図 7(c) は、諸測定熱量の経時変化を示す。図 5(c) の Type I 蓄熱体の結果と比較すると、計算上の蓄熱量はほぼ等しい 752 kJ であるが、 dQ_s/dt は全体的に大きくなる。また、図 7(c) における t_f は 555 s であり、図 5(c) の場合の約 24 % の短時間で蓄熱が完了する。これは、 d の

Fig.7 Results of heat storage process, $d = 10.3$ mm, $u_0 = 2.94$ mm/s, $\theta_{fin} = 80.7$ °C, $\theta_0 = 41.1$ °C

減少に伴う自然対流の抑制や各蓄熱体の融解距離(半径)の減少,そして単位体積当たりの蓄熱体表面積が d の減少に伴い増加するためである.

3.4 蓄熱完了時間の無次元整理

ここでは,本研究で提案する構造を有する小型円筒状蓄熱槽の蓄熱完了時間に影響を及ぼす諸因子の効果について,無次元整理を試みる.無次元蓄熱完了時間であるフーリエ数 Fo ,修正ステファン数 Ste^* 及び修正レイノルズ数 Re_d^* の定義を以下に示す⁽⁴⁾.

$$\left. \begin{aligned} Fo &= a^* t_f / d^2 \\ Ste^* &= \{C_{pl}(\theta_{fin} - \theta_m) + C_{ps}(\theta_m - \theta_0)\} / L \\ Re_d^* &= 2u_0 d / \{3\nu_f(1 - \varepsilon)\} \end{aligned} \right\} \dots (1)$$

ここで, ν_f は熱媒体の動粘性係数⁽⁹⁾, a^* は蓄熱体充填部の有効温度伝導率($= \lambda_e / \{(1 - \varepsilon)\rho_l C_{pl} + \varepsilon \rho_f C_{pf}\}$), λ_e は蓄熱体充填部の有効熱伝導率で,国井の式⁽¹¹⁾に空隙率 ε ,熱媒体の熱伝導率 λ_f 及び液相状態の蓄熱材の熱伝導率 λ_l を代入して求めた.なお,自然対流による熱媒体の偏流の影響を議論するには,蓄熱槽内熱媒体に関するグラスホフ数の導入が必要であるが,グラスホフ数のみを変化させる実験が不可能であるため,本実験整理においては,修正ステファン数 Ste^* に含まれる温度差の項にて自然対流の影響を間接的に扱う.

図8(a)及び図8(b)は,それぞれ直径 $d = 20.4$ mm及び $d = 10.3$ mmの蓄熱体に関して,種々の修正レイノルズ数 Re_d^* におけるフーリエ数 Fo と修正ステファン数 Ste^* の関係を示したものである.まず,大粒径蓄熱体である $d = 20.4$ mmに関する図8(a)を観察すると,修正レイノルズ数が $Re_d^* \geq 294$ の場合には, Ste^* 数の増加に伴い Fo 数は単調に減少する.一方, $Re_d^* \leq 131$ の条件においては, Ste^* 数の増大に伴い Fo 数の増加することが理解できる.これは,熱媒体入口温度 θ_{fin} の上昇に伴い熱媒体の自然対流による偏流が顕著となり,試験部底部の蓄熱体への蓄熱が遅れることが主な原因である.

次いで,小粒径蓄熱体である $d = 10.3$ mmに関する図8(b)について観察すると,定性的な傾向は図8(a)の $d = 20.4$ mmと同様であるが, Ste^* 数の増加に伴う Fo 数の増加が見られる Re_d^* 数の範囲は,図8(a)の $d = 20.4$ mmよりも小さい $Re_d^* \leq 33.2$ に限定されている.この原因としては,図7の考察でも述べたように,蓄熱体充填部の流動抵抗が d の減少に伴い増大し,自然対流による鉛直方向の偏流が抑制されることや,壁面近傍の低流動抵抗領域が d の減少と共に小さくなるため, d の小さい場合には流路上方の壁近傍への流入高温熱媒体流れの

(a) $d = 20.4$ mm

(b) $d = 10.3$ mm

Fig.8 Variation of Fo with Ste^*

集中化が緩和されることによる。

図9は、 Fo 数と Re_d^* 数の関係を、 d 及び Ste^* 数をパラメータに示したものである。いずれの d 及び Ste^* 数においても、 Re_d^* 数の増加に伴い Fo 数は減少する。また、 Re_d^* 数の増加に伴う Fo 数の減少割合は、 Re_d^* 数の増加と共に減少している。これは、 Re_d^* 数が小さい場合には、 Re_d^* 数の増加に伴い自然対流に起因する熱媒体の偏流が弱まることや、蓄熱体表面における熱伝達率や蓄熱槽への入熱速度が増大することにより、蓄熱が促進されるためである。一方、 Re_d^* 数が大きい領域では、上述の Re_d^* 数の増加に伴う蓄熱促進効果が相対的に小さくなり、逆に蓄熱体内部の熱抵抗がその融解速度を支配するようになり、 Fo 数の減少割合の低下となる。

蓄熱完了時間に関する Fo 数の本実験結果は、平均偏差8.9%にて次式により整理される。

$$\left. \begin{aligned} L_v/d &= 0.0940 \quad (d = 20.4 \text{ mm}) \\ Fo &= 0.28 Re_d^{*-0.21} Ste^{*-1.1} Pr_f^{1/3} \\ \text{適用範囲} &: 5.2 \times 10^2 Ste^{*1.8} < Re_d^* < 6.5 \times 10^2, \\ &0.30 < Ste^* < 0.50, 7.6 < Pr_f < 11, D/L_v = 0.691 \\ Fo &= 1.1 \times 10^4 Re_d^{*-1.9} Ste^{*1.6} Pr_f^{1/3} \\ \text{適用範囲} &: 54 < Re_d^* < 5.2 \times 10^2 Ste^{*1.8}, \\ &0.29 < Ste^* < 0.49, 7.6 < Pr_f < 11, D/L_v = 0.691 \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

$$\left. \begin{aligned} L_v/d &= 0.0475 \quad (d = 10.3 \text{ mm}) \\ Fo &= 0.83 Re_d^{*-0.34} Ste^{*-0.73} Pr_f^{1/3} \\ \text{適用範囲} &: 1.7 \times 10^2 Ste^{*1.9} < Re_d^* < 2.8 \times 10^2, \\ &0.29 < Ste^* < 0.49, 11 < Pr_f < 14, D/L_v = 0.691 \\ Fo &= 5.3 \times 10^2 Re_d^{*-1.6} Ste^{*1.5} Pr_f^{1/3} \\ \text{適用範囲} &: 11 < Re_d^* < 1.7 \times 10^2 Ste^{*1.9}, \\ &0.29 < Ste^* < 0.49, 11 < Pr_f < 14, D/L_v = 0.691 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

ここに、 Pr_f は熱媒体のプラントル数であり、その指数の値は、従来の球状粒子充填層の熱伝達特性⁽¹²⁾を参考に決定したものである。

Fig.9 Variation of Fo with Re_d^*

4. 結言

小型潜熱蓄熱槽の具体例として、球カプセル化潜熱蓄熱体を充填した円筒型潜熱蓄熱槽を試作し、その蓄熱特性に及ぼす蓄熱体直径、熱媒体流入温度及び熱媒体流速の効果について実験的検討を行った。主な結論は以下のとおりである。

- (1) 熱媒体流速が大きい場合には、熱媒体温度の上昇と共に蓄熱完了時間が短くなるが、熱媒体流速が小さい場合には、蓄熱槽内の初期温度の熱媒体と高温の流入熱媒体との密度差に起因する偏流が生じ、熱媒体温度の上昇と共に蓄熱完了時間の長くなる現象が観察された。なお、この現象は、蓄熱体直径の増加と共に顕著となることが判明した。
- (2) 熱媒体流速が小さい場合には、熱媒体流速の増加と共に蓄熱完了時間は大きく減少するが、熱媒体流速大きい場合には、熱媒体流速の増加に伴う蓄熱完了時間の減少は小さい。
- (3) 各球カプセル化潜熱蓄熱体について、蓄熱完了時間に関する無次元量である修正フーリエ数を、修正レイノルズ数、修正ステファン数及び熱媒体のプラントル数の関係式にて表した。
- (4) 球カプセル化潜熱蓄熱体を充填した小型潜熱蓄熱槽の解析には、自然対流の効果を検討する必要があることが判明した。

今後は、本実験で得た基礎データに基づき数値解析モデルの構築を行うと共に、数値解析により蓄熱体直径、熱媒体流動方向等の諸因子の効果を詳細に検討する予定である。

参考文献

- (1) 斎藤、広瀬、機論、51-462, B (1985), 705.
- (2) 平田、植田、機論、53-485, B (1987), 204.
- (3) Chen, S. L., Experimental Heat Transfer, 4 (1991), 263.
- (4) 稲葉、他2名、空調・衛生工学会論文集、60 (1996), 63.
- (5) Hideo Inaba, et al., Proc. 4th Asian Thermophysical Properties Conf., (1995), 393.
- (6) 例えば、伊藤、三浦、冷凍、56-645 (1981), 573.
- (7) 日本精蠟(株)、技術資料、(1993).
- (8) 府瀬川、石油ワックスの進歩、第2版、(1991), 50, 日本精蠟(株).
- (9) 日曹油化工業(株)、エチレングリコール技術資料、(1969).
- (10) 斎藤、他3名、機論、49-440, B (1983), 843.
- (11) 国井、熱的単位操作(上)、(1976), 147, 丸善.
- (12) 関、他3名、機論、49-448, B (1983), 2821.
- (13) 尾崎、稲葉、機論、62-596, B (1996), 1488.