

平板状形状安定化潜熱蓄熱材充填矩形蓄熱槽の非定常熱特性* (蓄熱過程における諸因子の効果)

稲葉英男^{*1}, Ping TU^{*2}

Transient Heat Characteristics of a Rectangular Storage Vessel Packed With Shape-Stabilized Phase Change Material (Heat Storage Process)

Hideo INABA and Ping TU

Transient characteristics of a rectangular latent heat storage vessel packed with shape stabilized phase change (solid-liquid) material (PCM) are investigated numerically with the finite difference technique. It is found that the heat storage characteristics are greatly affected by the flow direction of the heat transfer medium since the natural and forced convection coexist in the heat storage vessel. That is, it is clarified that the effective thermal efficiency of the latent heat storage system is obtained with downward flow along a vertical PCM for the heat storage process. The effects of the inlet velocity and the inlet temperature of the heat transfer medium on transient heat characteristics of the latent heat storage system are also revealed in the present study.

Key Words: Phase Change Material, Heat Storage Process, Numerical Analysis, Transient Heat Characteristics, Mixed Convection

1. 緒言

近年、エネルギーの有効利用の立場から、水蓄熱を始めとして、固液相変化潜熱利用タイプの様々な蓄熱材および蓄熱システムの研究開発が盛んに行われ、その一部は実際の蓄熱システムプラントとして稼働している。固液潜熱利用型蓄熱槽には、潜熱蓄熱材を充填した矩形または円筒形蓄熱槽に円管コイル状またはプレート状の熱交換器を挿入した形式のものと球、円筒、平板状カプセル内に蓄熱材を封入したカプセル形式のものに大別される⁽¹⁾。前者は伝熱面より離れた領域で、潜熱蓄熱材の融解、凝固速度が遅く、蓄熱材全体にわたって効率的熱交換が出来ない欠点を有する。一方、後者は通常カプセル材として使用されるプラスチック樹脂系材料の小さな熱伝導率によるカプセル自身の熱抵抗のため、一般に蓄熱材相変化温度と熱媒体温度差(温度スウィング)を大きくする必要があり、効率的潜熱エネルギーの利用を阻害することになる⁽²⁾。特に、熱源温度や熱利用温度と潜熱相変化温度の差があまり大きく取れない場合には、カプセル材の熱抵抗は致命的欠点となる。これらの潜熱蓄熱材利用上の欠点を克服するために開発された蓄熱材として、カプセル化を伴わない形状安定化潜熱蓄熱材が開発されている⁽³⁾。この新しい潜熱蓄熱材は、蓄熱体としてのパラフィン系材料をポリマーブレンドにより高融点樹脂に担持したもので、パラフィンが融解しても高融

点樹脂系材料の担持力により流出しない構造のものであり、パラフィンが液相状態でも蓄熱材自体の形状に変化が見られない特徴を持っているものである。従って、形状安定化潜熱蓄熱材と熱媒体とは直接接熱交換で、熱の授受が可能となり、比較的小さな温度スウィングで効率的蓄・放熱特性が得られるものである。本研究では、温泉の昇温そして給湯温度帯をカバーする融点50℃前後のパラフィンを蓄熱体とした形状安定化潜熱蓄熱材を対象とする。また、形状安定化潜熱蓄熱材の伝熱特性を把握する目的から、蓄熱材を単純な構造を有する平板形状とした。潜熱蓄熱槽は複数の平板状蓄熱材を垂直に充填配置し、その平板状蓄熱材で形成される矩形流路内を熱媒体が流れる矩形構造とした。熱媒体は、平板状蓄熱材で形成される矩形流路をゆっくりと流れ、蓄熱材と直接接熱交換により、蓄熱が行われる。本研究は、この種の平板状形状安定化矩形潜熱蓄熱槽の非定常熱特性に影響を及ぼす基礎的因子として熱媒体の蓄熱槽入口温度および流速、そして対象とする系が強制および自然対流の共存対流熱伝達となることより、熱媒体の流れ方向(重力に対して上向きまたは下向き)を取り上げ、数値計算により解明するものである。

2. おもな記号

b : 質量発生項, C_p : 比熱, C_{pe} : 等価比熱
 g : 重力の加速度, h : 熱伝達率 ($h = q / (T_w - T_b)$)
 $L2$: 蓄熱材の高さ, P : 圧力, q : 熱流束
 Q_t : 総蓄熱量, R : 熱抵抗, R_t : 総熱抵抗
 t_f : 蓄熱完了時間, T : 温度

* 原稿受付 1995年8月22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。

T_b : 混合平均温度 (伝熱面に垂直方向)

T^* : 無次元温度 ($T^* = (T - T_0)/(T_m - T_0)$)

t : 時間, Δt : 時間刻み

U, V : x, y 方向の速度分布, x, y : 直交座標

$W1$: 蓄熱材幅の半分, $W2$: 蓄熱槽流路幅の半分

ρ : 密度, ν : 動粘性係数, λ : 熱伝導率

δ_m : 融解層の厚さ, β : 体膨張係数

ψ : 流線関数: $U = \partial\psi/\partial y, V = -\partial\psi/\partial x$

Ψ : 無次元流線関数 $\Psi = \psi/\nu$

添字

0: 初期条件, *eff*: 有効, *F*: 熱媒体

bu, fu, su: 上向き流れにおける蓄熱材の背面, 前面, 側面

bd, fd, sd: 下向き流れにおける蓄熱材の背面, 前面, 側面

i, j: 直交座標における格子点の位置

in: 入口, *li*: 蓄熱体の融解層

n: 時間 t における計算繰り返し数, *out*: 出口

PCM: 潜熱蓄熱材, *w*: 蓄熱材と熱媒体の境界面

3. 形状安定化潜熱蓄熱材の特性と数値計算

本研究で扱う潜熱蓄熱材は, 脱カプセル化の目的より, 潜熱蓄熱材であるパラフィン (主成分ペンタコサン, $C_{25}H_{52}$, 融点 $T_m = 54.1^\circ\text{C}$) を結晶性樹脂であるポリエチレンによって, その構造が支持され, 融解状態にてもパラフィンの流出を伴わない形状安定化処理が施されたものである。本潜熱蓄熱材は, パラフィン 74 mass% とポリエチレン 26 mass% の質量分率で配合されたもので, 長さ $L = 1000\text{mm}$, 奥ゆき $D = 488\text{mm}$, 厚さ $\delta = 14\text{mm}$ の平板状に成形してある。図1は, 供試形状安定化パラフィン潜熱蓄熱材の潜熱等を含めた見掛けの比熱である等価比熱 (C_{pe} と温度 T の関係を示したものである。 $T = 54.1^\circ\text{C}$ に見られる C_{pe} の極大値は供試パラフィンの主成分であるペンタコサンの最大潜熱量に対応し, そして $T = 37.6^\circ\text{C}$ に観察される C_{pe} 値の第二のピーク値はペンタコサンの転移熱によるものである。従って, この種の蓄熱材の蓄熱量の温度依存性は大きなもので, 温度に対応した蓄熱特性の把握が重要となる。参考までに, 50°C の固相状態における供試形状安定化パラフィン潜熱蓄熱材の密度は $\rho = 906\text{ kg/m}^3$, 熱伝導率は $\lambda = 0.234\text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ および比熱は ($C_p = 2.1\text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$) である⁽³⁾。

本研究は矩形蓄熱槽内に複数の平板形状安定化潜熱蓄熱材を矩形熱媒体流路を介して交互に配置した場合の蓄熱槽の非定常熱特性を数値計算により解明するものである。図2は, 本計算対象領域として, 蓄熱槽の二次元 (x, y) 断面における物理モデルを示したものである。数値計算は, 蓄熱槽の対称性を考慮して, 前述の平板状蓄熱材の半分の厚さ $W1 (=7\text{mm})$ および熱媒体流路幅の半

分 $W2 (=5\text{mm})$ そして蓄熱材の長さ $L2 (=1000\text{mm})$ とその前後の熱媒体流路 ($L1, L3$) の領域について行った。図2の左側の物理モデルは蓄熱槽下部より高温熱媒体を上部に向かって流入させた場合の上向き流れ (Upward flow) であり, 一方, 右図は, 蓄熱槽上部より熱媒体を重力方向に向かって流入させたところの下向き流れ (Downward flow) の場合を示したものである。これら熱媒体の蓄熱槽の流入方向の検討は, 流体層に発生する自然対流を考慮してのものである。尚, 平板状蓄熱材の熱媒体に接している面の熱伝達率 h 算定のため, 各面は熱媒体流入部に面している部分を前面 (Front, 記号 *f*) 流路幅 $W2$ に面している部分を側面 (Side, *s*) そして下流側の固定壁に面している部分を背面 (Back, *b*) と区別してある。

本数値計算における二次元基礎方程式は, 流れに関しては層流とし, 連続の式 (1), および運動量の式 (2), (3) より構成されている。一方, 熱エネルギー平衡式は式 (5) で表わされ, 流速 $U = V = 0$ と置くことにより, 蓄熱材層の計算式となる。熱媒体層の計算においては, 浮力以外の物性値を一定とするブジネ近似を用いた。また, 蓄熱材

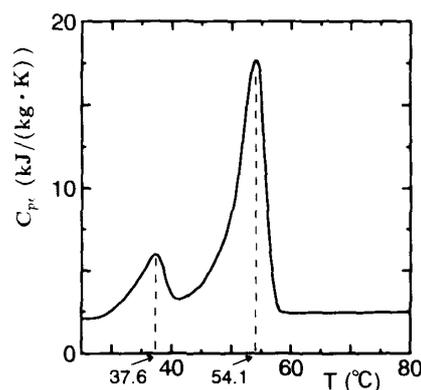


Fig.1 Variation of C_{pe} with T

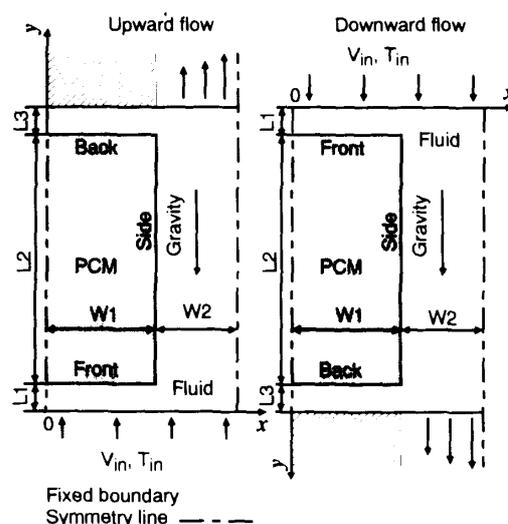


Fig.2 Physical model

層の計算には、熱伝導率を始めとする諸熱物性値を文献⁽³⁾に基づいて固相および液相にわたって温度の関数として表したものをを用いた。尚、等価比熱 C_p は図1で示す潜熱を含めたものである。

$$\frac{\partial V}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial y} = 0 \dots\dots\dots(1)$$

$$\frac{\partial V}{\partial t} + U \frac{\partial V}{\partial x} + V \frac{\partial V}{\partial y} = \nu \left(\frac{\partial^2 V}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial y^2} \right) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} \dots\dots\dots(2)$$

$$\frac{\partial V}{\partial t} + U \frac{\partial V}{\partial x} + V \frac{\partial V}{\partial y} = \nu \left(\frac{\partial^2 V}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial y^2} \right) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P_{eff}}{\partial x} \pm g \beta (T - T_0) \dots\dots\dots(3)$$

(- は上向き流れ, + は下向き流れ)

$$P_{eff} = P \pm \rho_0 g y \quad (+ \text{は上向き流れ, } - \text{は下向き流れ}) \dots\dots\dots(4)$$

$$\frac{\partial(\rho c_p T)}{\partial t} + U \frac{\partial(\rho c_p T)}{\partial x} + V \frac{\partial(\rho c_p T)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) \dots\dots\dots(5)$$

- 境界条件:各部の境界条件は次式(6), (7)とした。

$$\begin{cases} y=0 & : V = V_{in}, U = 0, T = T_{in} \\ y=L1+L2+L3 & : V = U = 0, \partial T / \partial y = 0 \\ (0 \leq x \leq W1) & \dots\dots\dots(6) \\ x=0 & : \partial V / \partial x = 0, U = 0, \partial T / \partial x = 0 \\ x=W1+W2 & : \partial V / \partial x = 0, U = 0, \partial T / \partial x = 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} y=L1, 0 \leq x \leq W1 & : U = V = 0 \\ y=L1+L2, 0 \leq x \leq W1 & : U = V = 0 \dots\dots\dots(7) \\ x=W1, L1 \leq y \leq L1+L2 & : U = V = 0 \end{cases}$$

- 初期条件($t=0$):蓄熱材および蓄熱槽内にある熱媒体の温度は T_0 一定とし、熱媒体は静止しているものとした。

$$t=0 : U = V = 0, T = T_0 \dots\dots\dots(8)$$

本数値計算方法は、図3の計算格子状態に示される計算要素を用いて、各基礎式を各境界および初期条件のもとで、空間的にはコントロールボリューム法、そして時間的には後退差分法により離散化し、SIMPLEアルゴリズム⁽⁴⁾を用いて解いた。

また、計算精度を検討するために、任意の計算条件($T_0 = 45^\circ\text{C}$, $T_{in} = 60^\circ\text{C}$ 及び $V_{in} = 1.0 \text{ mm/s}$)を例として、格子点数および時間刻み Δt を変化させた計算を行った。計算結果として、格子点数を 80×80 から 160×160 に変化させても、蓄熱槽の熱媒体出口温度の変化は0.1%以内であり、また時間刻み Δt を10秒から1秒に変化させても、蓄熱槽の熱媒体出口温度の変化は0.1%以内であった。これ

らのことより、計算時間および経済性を考慮して、計算領域内に格子点数を 80×80 とし、時間刻み Δt は1秒として本数値計算を行った。流れ場を解く場合に、運動量方程式により計算で得られた速度(図3による)が連続方程式の近似計算精度を示す項である次式(9)の質量発生項 b を用いて速度場の収束指標とした。

$$b = \Delta x_i (V_{i,j+1} - V_{i,j}) - \Delta y_j (U_{i+1,j} - U_{i,j}) \dots\dots\dots(9)$$

反復計算は全てのコントロールボリュームでの質量発生項 b の絶対値が 10^{-5} 未満、各コントロールボリュームの質量発生項 b の総和の絶対値は 10^{-8} 未満、また、各格子点における温度の相続く逐次近似の二つの相対誤差の最大値は 10^{-4} 未満を収束条件とした。

$$|b_{i,j}| < 10^{-5}, \quad \left| \sum_i \sum_j b_{i,j} \right| < 10^{-8}, \quad \left| \frac{T_{i,j}^n - T_{i,j}^{n-1}}{T_{i,j}^n} \right| < 10^{-4} \dots\dots\dots(10)$$

本計算精度の検討は、蓄熱槽への総蓄熱量 Q_{PF} と熱媒体の蓄熱槽出入口の熱量の差 Q_F を比較することにより行い、結果として、 Q_{PF} と Q_F が0.1%以内で一致し、本数値計算は十分な精度を持つものと判断される。

4. 実験装置および計算結果と実験結果の比較

ここでは、計算結果の妥当性を検討するうえで、図4に示す厚さ2mmのステンレス鋼製矩形蓄熱槽を製作し、比較実験を行った。矩形蓄熱槽には、前述の寸法を有する形状安定化平板状潜熱蓄熱材が幅10mmの熱媒体流路を介して、5枚垂直に配置されている。蓄熱材の熱膨張を吸収するために、蓄熱槽壁内部にウレタン製スポンジが設けられている。また、各流路に熱媒体が均一に流入および流出できるように、直径30mmの塩化ビニール管に幅5mmの二次元スリットを長さ130mmにわたって設けたものを蓄熱槽上部(二次元スリット上向き)および下部(二次元スリット下向き)に配置した。予備実験において、各部の温度測定結果より、各流路にほぼ均一に熱媒体が流れていることを確認してある。熱媒体としての水は水ポ

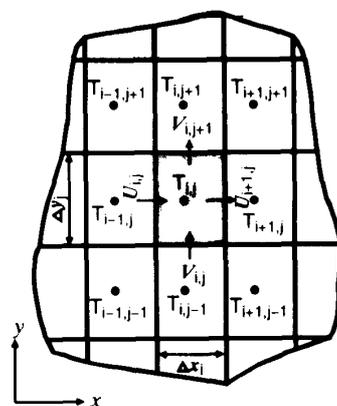


Fig.3 Control volume

ンプから、1kWの電気ヒーターと冷却システムを内蔵した恒温槽にて温度制御された後、流量計を経て、蓄熱槽上部の二次元スリットより蓄熱槽内に流入することになる。恒温槽の温度制御は $10^{\circ}\text{C}\sim 90^{\circ}\text{C}$ の範囲で、その温度設定精度は $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$ 以内である。また、熱媒体の流量制御は水ポンプモータのインバータによる回転数制御により行った。流量計の測定精度は測定範囲で0.1%以内である。蓄熱材全体は周囲環境への熱損失軽減のために、厚さ100mmのグラスウール断熱材を取り付けてあり、その熱損失は熱流束計による測定結果および蓄熱完了時の熱媒体蓄熱槽出入口のエンタルピ差より計算した結果より判断して、熱媒体入口エンタルピの約2.5%以内であった。蓄熱槽出入口の熱媒体温度および蓄熱槽内の蓄熱材中や熱媒体温度は直径0.1mmのT型熱電対を挿入した直径1mmのステンレス保護管型の温度計により測定した。それらの温度計は標準温度計で検定しており、その測定精度は $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 以内である。

図5は初期温度 $T_0=28.0^{\circ}\text{C}$ 、熱媒体入口温度 $T_{in}=61.4^{\circ}\text{C}$ 、熱媒体入口流速 $V_{in}=4.2\text{mm/s}$ の条件における、蓄熱槽中央高さにおける熱媒体の流路中心部温度 T_F 、平板蓄熱材中心部の温度 T_{PCM} および蓄熱槽出入口の熱媒体温度 T_{out} 、 T_{in} の経時変化の実測値と計算値の比較の一例を示したものである。流路中心部熱媒体温度 T_F 、蓄熱材中心部の温度 T_{PCM} と熱媒体出口温度 T_{out} に関して、実

測値が計算値より若干下まわる傾向が認められるが、全体的に両者は良い一致を示すことが分かり、本数値計算にて十分にこの種の非定常蓄熱特性を予想できるものと思われる。

5. 数値計算結果とその考察

対象とした潜熱蓄熱体の潜熱を含む等価比熱は図1で示すように、非常に温度依存性の大きなことと実際にこの種の特定された条件での蓄熱槽の非定常特性を検討する上で有次元パラメータで議論する方が理解し易いことより、以下において流線関数などの特別の場合を除いて、有次元パラメータで蓄熱特性を述べる。また、この種の潜熱蓄熱槽の実用性を考えて、熱媒体入口温度は $T_{in}=55^{\circ}\text{C}\sim 75^{\circ}\text{C}$ 、および熱媒体入口流速は $V_{in}=0.2\sim 100\text{mm/s}$ の範囲における蓄熱特性を検討するものである。なお、対象とする計算モデルは、強制対流と自然対流の共存する領域も存在することより、本蓄熱槽寸法および熱媒体の温度範囲での熱媒体流れ状態は、十分に層流の範囲であることを従来の報告⁽⁵⁾との比較より確認してある。

5.1 蓄熱特性に影響を及ぼす熱媒体の流れ方向の影響
固液相変化を利用した潜熱蓄熱の伝熱特性は蓄熱体側の熱抵抗が大きいため、熱媒体の流動速度は一般に数 $\text{mm/s}\sim$ 数十 mm/s の範囲に抑えて、蓄熱効率の向上を図っている。本研究の場合も低流速の強制対流を伴う熱媒体側に、蓄熱体と熱媒体の温度差に起因する自然対流が発生し、共存対流の状態になり、その共存対流が熱媒体側の伝熱特性を支配することになる。ここでは、熱媒体の蓄熱槽への流入方向を変えた場合(上向き流れ、および下向き流れ)の共存対流の蓄熱特性に及ぼす影響を検討するものである。尚、前述の蓄熱材および熱流路寸法のもとで蓄熱槽の初期温度 $T_0=45^{\circ}\text{C}$ 、熱媒体入口温

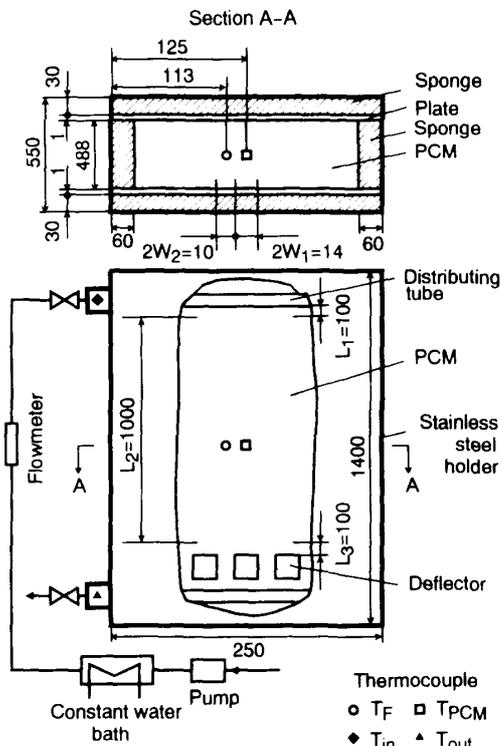


Fig.4 Schematic of experimental apparatus

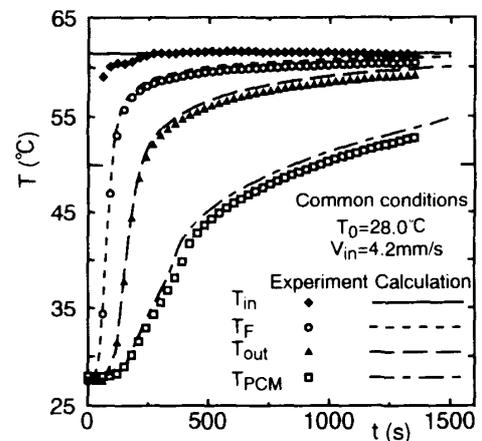


Fig.5 Comparison between calculated and experimental results

度 $T_{in} = 60^\circ\text{C}$ 、そして熱媒体入口流速 $V_{in} = 1.6\text{mm/s}$ の条件での流れ方向の検討を行う。

図6は平板状潜熱蓄熱体の各境界面における平均熱伝達率 h (前面 h_{fu}, h_{fd} ; 側面 h_{su}, h_{sd} ; 背面 h_{bu}, h_{bd} ; 添字 u : 上向き流れ, d : 下向き流れ) の経時変化を示したもので、実線は下向き流れ、そして破線は上向き流れである。まず側面の熱伝達係数 h_s に着目すると、下向き流れの場合は時間の経過と共に、 h_{sd} の増加がみられ、約 $t = 500$ 秒にて極大値を示した後、 h_{sd} の減少が認められる。一方、上向き流れの場合、蓄熱初期の段階で時間の経過と共に、 h_{su} 値の減少がみられ、 $t = 165$ 秒付近で極小の h 値を示した後、 h_{su} の増加となり、 $t = 700 \sim 2100$ 秒の間で一定の h_{su} を示し、 $t > 2100$ 秒の領域で再び h_{su} の増加傾向となる複雑な h_{su} 値の変化挙動を示す。次に、熱媒体の流入方向に面している前面の熱伝達率 h_f は側面における h_s 値よりも小さく、下向き流れの場合には、 h_{fd} は蓄熱初期の段階で急激な増加がみられ、その後ほぼ一定の値となる。一方、上向き流れの場合、 h_{fu} 値は徐々に増加し、 $t = 2400$ 秒付近より、下向き流れの最大値とほぼ同じ一定の値となることが理解できる。最後に、背面における熱伝達率 h_b は極端に小さく、上向き流れの h_{bu} および下向き流れの h_{bd} も同じであり、ほとんど蓄熱体への対流熱伝達による入熱に寄与していないことがわかる。

これらの流れ方向による熱伝達率の複雑な経時変化は、当然熱媒体流路に発生する自然対流の影響によるものであり、図7、図8に流路内の流れ模様を示す無次元流線関数 Ψ (定義は記号欄参照) と等温線 T^* (定義は記号欄参照) の経時変化を掲げ、その共存対流挙動の説明とする。図7(a)は蓄熱開始後 $t = 100$ 秒における Ψ と T^* の蓄熱槽内の分布状態を示したもので、平板蓄熱体側面右下部の熱媒体流路に低温の蓄熱体側面により冷却された熱媒体が側面に沿って降下し、反時計廻り ($\Psi +$ 記号) の小さな循環渦が形成される。一方、下部より流入した熱

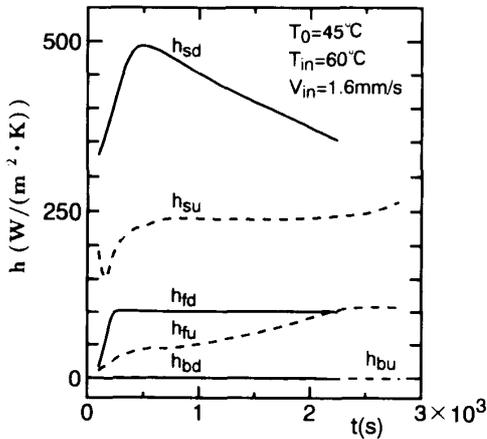


Fig.6 Variation of h with t

媒体は、蓄熱体下部の流路を時計廻りに循環し、流路右側から上昇することになる。さらに、 $t = 165$ 秒における図7(b)においては、蓄熱体側面近傍の自然対流の勢力が

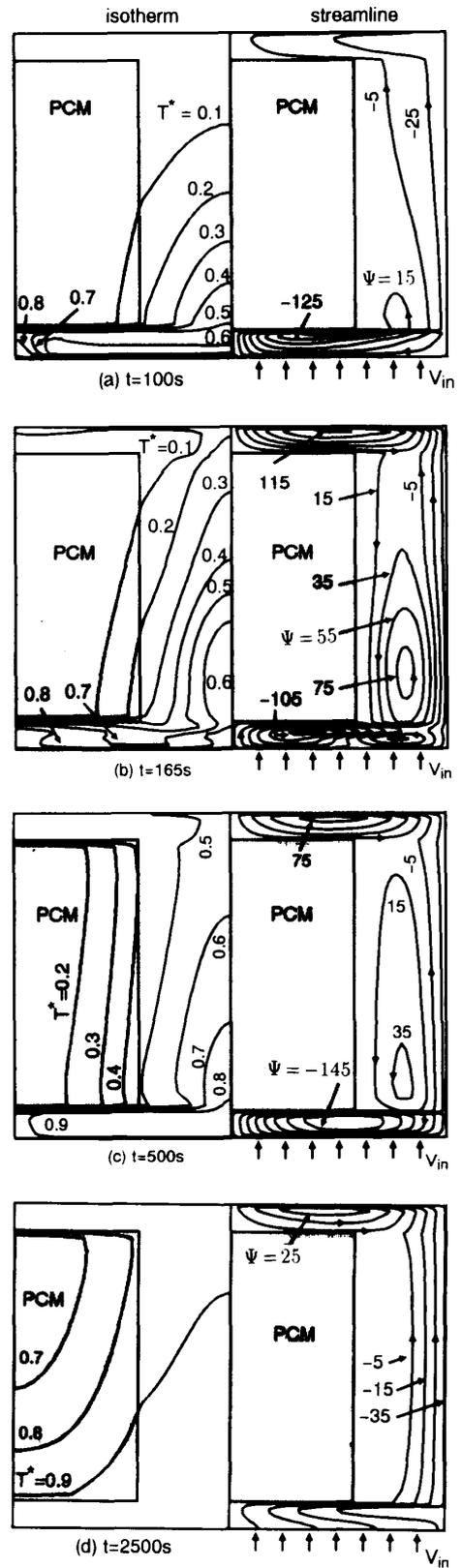


Fig.7 Isotherm and streamline for upward flow

拡大し、熱媒体流路に大きな反時計廻りの循環渦の形成となる。この結果、下部から上昇した高温の熱媒体は、流路の右側に押しやられ、この反時計廻りの循環渦の存在が側面の熱伝達率 h_{sd} の極小値を持たらすことになる。図7(c)の $t=500$ 秒後では、左図にみられるように蓄熱体内部へ融解面が進行すると共に、蓄熱体境界面の温度が上昇し、境界面と熱媒体の温度に基づく自然対流の勢いが減衰し、主に流路右側を上昇する強制対流の影響が大きくなり、図6に示す h_{sd} 値の増加となる。さらに蓄熱終了に近づいた $t=2500$ 秒後の図7(d)においては、自然対流がほとんど消滅し、強制対流支配の熱伝達率へ近づくことになる。このように、上向き流れの場合には蓄熱体側面近傍を下降する自然対流は、熱伝達を抑制することになる。

図8は、下向き流れにおける $t=500$ 秒の Ψ と T^* を示したものであり、上向き流れの図7(c)で見られた反時計廻りの循環渦は認められず、下向き流れの熱媒体は側面に

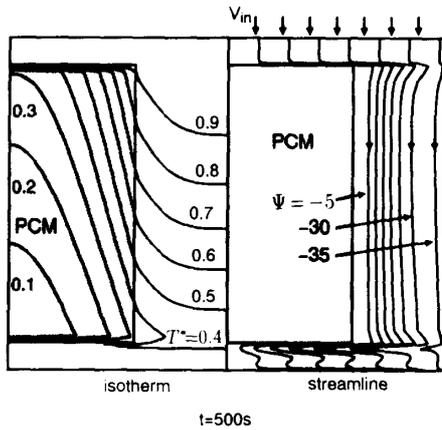


Fig.8 Isotherm and streamline for downward flow ($t = 500$ s)

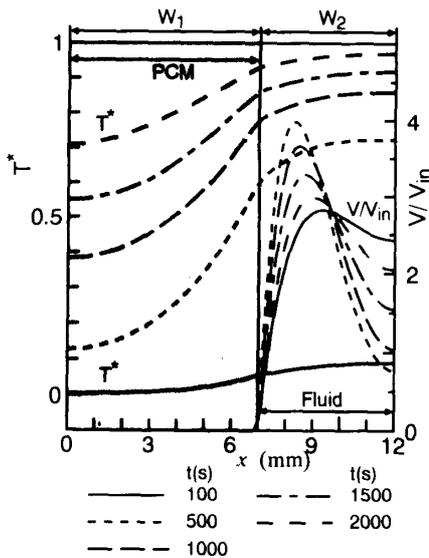


Fig.9 Distribution of T^* and V/V_{in} in x -direction at $y = 600$ mm for downward flow

発達する下向きの自然対流により加速された単調な下降流となる。この単調な下降流れが図6に示す大きな熱伝達率 h_{sd} を持たらすことになる。

図9は蓄熱槽中央高さ $y=600$ mm における下向き流速 V と入口流速 V_{in} の比と無次元温度 T^* の分布を時間 t をパラメータとして示したものである。時間 t が 100 秒から 500 秒への経過するに伴って、 V/V_{in} の増大そして、その極大値が蓄熱体側面に近づき、図6で示す熱伝達率 h_{sd} の極大値に対応することになる。 t が 500 秒以上にさらに増加するに従って、蓄熱体側面温度の増大と共に自然対流の効果が徐々に減少し、 V/V_{in} の減少となる。その結果、図6に示す h_{sd} の減少をもたらすことになる。

図10は図6と同じ条件での下向き流れ(左図)および上向き流れ(右図)における固液界面の経時変化を示したものである。下向き流れの場合には、平板潜熱蓄熱体の右上部の熱伝達の大きな領域から固液界面の進行が進み、最終的に蓄熱材の左下部へ固液界面が進行することになる。一方、上向き流れの場合には、逆に、平板蓄熱体の右

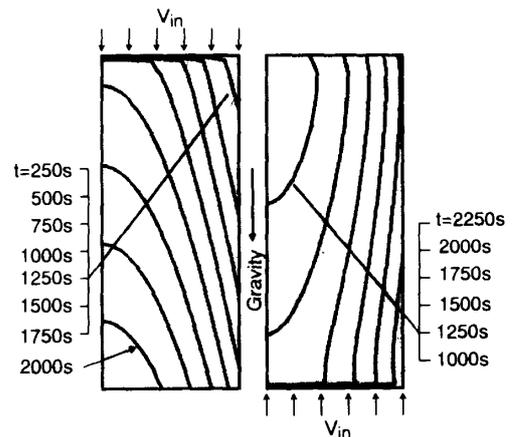


Fig.10 Distribution of melting front for various times

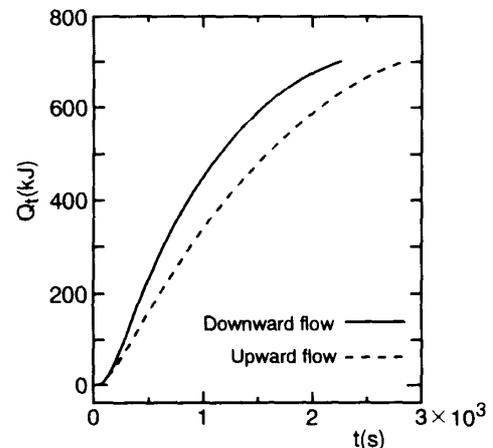


Fig.11 Variation of Q_t with t

下部より融解が起こり、最終的に蓄熱体左上部へと固-液界面が進行する。しかしながら、上向き流れの場合の界面移動速度はその小さな熱伝達率のために、下向き流れより遅くなることがわかる。

図11は下向き流れ(実線)と上向き流れ(破線)における積算総蓄熱量 Q_t (潜熱量+顕熱量)の経時変化を示したものである。下向き流れの場合の方がその大きな熱伝達率より、上向き流れの場合に比較して、総蓄熱量は大きな値で推移することになる。

5・2 熱媒体入口速度の蓄熱完了時間に及ぼす影響

ここでは、蓄熱槽初期温度 $T_0 = 45^\circ\text{C}$ 、熱媒体入口温度 $T_{in} = 60^\circ\text{C}$ の温度条件にて、熱媒体入口速度 V_{in} を種々に変化させた場合の蓄熱完了時間 t_f (蓄熱槽が熱媒体入口温度となった場合の総蓄熱量の95%の蓄熱量となった時間)を図12に示す。熱媒体入口速度の増大と共に蓄熱完了時間 t_f の減少がみられ、そして下向き流れの方が上向き流れよりも短時間に蓄熱が完了することがわかる。低入口速度ほど両者の差が大きくなる傾向にあり、例えば $V_{in} = 0.2\text{mm/s}$ の場合には、下向き流れの方が上向き流れよりも約38%も短い時間で蓄熱が完了する。しかしながら、入口速度 V_{in} の増大と共に、相対的に自然対流の影響が小さくなり、最終的に $V_{in} = 80.6\text{mm/s}$ の条件で両流れ方向の影響は無くなり、 t_f 値も同じとなる。この速度では、自然対流の影響が完全に無くなり、強制対流のみにて、蓄熱が進行するものと考えられる。

図12をもう少し詳細に観察すると、低入口速度領域においては、入口速度の変化に対する蓄熱完了時間の変化は大きく、一方高入口速度領域においては、その変化割合は小さくなる傾向となる。この変化割合の変化は、蓄熱量の時間変化を表す蓄熱体層の固液界面の移動が、融解層の熱伝導による熱抵抗および蓄熱体と熱媒体の間の熱伝達による熱抵抗に支配されることによる。例え

ば、上向き流れの $V_{in} = 1.6\text{mm/s}$ の場合、積算総蓄熱量 Q_t が480kJに達した時間 $t = 1500$ 秒における蓄熱体と熱媒体の側面境界における熱抵抗 $R(t = 1/h_{st})$ は固液界面までの総熱抵抗 $R_t(t = 1/h_{st} + \delta_m/\lambda_{it})$ の約48%を占め、低入口速度領域では、熱伝達率に関する入口流速の蓄熱完了時間に及ぼす影響が大きくなる。一方、高入口速度領域である $V_{in} = 16.1\text{mm/s}$ の場合には、同じ積算総蓄熱量 $Q_t = 480\text{kJ}$ と対応する時間 $t = 700$ 秒における熱伝達に起因する熱抵抗は総熱抵抗の約19%と小さく、逆に入口流速の影響が相対的に減少することになる。これらのことより、熱媒体入口速度をあまり大きくしても、効果的な蓄熱促進とならないことがわかる。

5・3 熱媒体入口温度の蓄熱完了時間に及ぼす影響

ここでは、効率の良い蓄熱特性を示す下向き流れにおいて、蓄熱槽初期温度 $T_0 = 45^\circ\text{C}$ 、熱媒体入口速度 $V_{in} = 1.1\text{mm/s}$ の条件で、熱媒体入口温度 T_{in} を種々に変化させた場合の蓄熱完了時間 t_f と入口温度 T_{in} の関係を図13に示す。熱媒体入口温度 T_{in} の減少と共に、 t_f 値は増加する傾向にあり、特に、 $T_{in} = 65^\circ\text{C}$ 以下となるに従って、その蓄熱完了時間の増加割合が著しく大きくなる傾向にある。一方、 $T_{in} = 65^\circ\text{C}$ 以上の高温領域では、 T_{in} に対する t_f の変化割合は比較的小さなものとなる。これら t_f の変化割合の傾向は図14に示す蓄熱体側面の平均熱伝達率 h_{st} の経時変化の入口温度 T_{in} 依存性から説明できる。すなわち、 T_{in} の増大と共に、自然対流の勢いが増加し、 h_{st} の増大となるが、逆に熱伝達率に基づく熱抵抗の減少となる。この熱媒体側の熱抵抗の減少は、相対的に蓄熱体層における融解層の熱抵抗の増大となり、総熱抵抗により支配される蓄熱完了時間に及ぼす T_{in} の影響は高入口温度ほど低下することになる。このように熱媒体入口温度 T_{in}

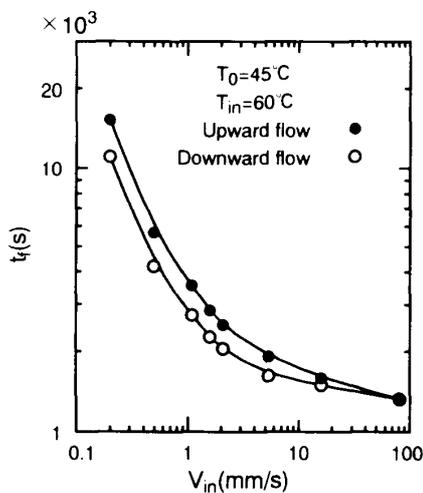


Fig.12 Relationship between t_f and V_{in}

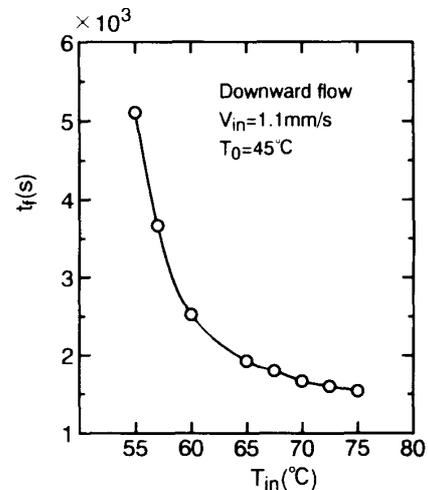


Fig.13 Relationship between t_f and T_{in}

をあまり大きくしても、蓄熱完了時間はそれ程短縮されないことがわかる。

6. 結 言

平板形状安定化潜熱蓄熱体を充填した矩形蓄熱蓄熱槽に影響を及ぼす熱媒体流れ方向、熱媒体入口速度および入口温度の効果が二次元非定常数値計算により検討され、以下の結論を得た。

(1) 熱媒体流路内に発生した自然対流が蓄熱特性に大きな影響を及ぼすことが判明した。すなわち、熱媒体の上向き流れの場合には、自然対流が蓄熱遅延効果を持たらし、一方下向き流れは、熱媒体流れを加速し、蓄熱を促進することを定量的に説明した。

(2) 熱媒体入口流速の増大と共に、蓄熱完了時間は短くなるが、高入口流速になるに従って、蓄熱完了時間の短縮割合は小さくなる傾向を有することが明らかとなった。この理由としては、蓄熱体層の融解層の熱伝導を含む総熱抵抗に占める熱媒体側の熱抵抗の割合が小さくなることにより説明された。

(3) 下向き流れの場合、熱媒体入口温度をある限度より高くしても、それ程蓄熱促進とならないことが判明した。この傾向は熱流路内に発生した自然対流の影響が入口温度の増加と共に大きくなり、熱媒体の加速をもたらし、蓄熱特性を支配する総熱抵抗に対する熱媒体側の熱抵抗の減少から説明された。

謝 辞

本研究の実験を遂行するに当たって、計算方法の検討に御助言を戴いた岡山大学工学部助手尾崎公一氏に感謝申し上げると同時に、本研究に対して多種の御支援を賜った中国電力(株)、前川製作所および松下電工(株)の皆様にご心より感謝する次第である。

参考文献

- (1) 稲葉, ヒートポンプとその応用, 34-7(1994), 44.
- (2) 梁取・宮本, 太陽エネルギー, 9-3(1983), 45.
- (3) 稲葉・他2名, 第15回日本熱物性シンポジウム講論集, (1994), 211.
- (4) Patanker, S. V. 原著, 水谷幸夫, 香月正司 共訳, コンピュータによる熱移動と流れの数値解析, (1985), 130, 森北出版.
- (5) 田中・他2名, 第22回日本伝熱シンポジウム講論集, (1981), 422.

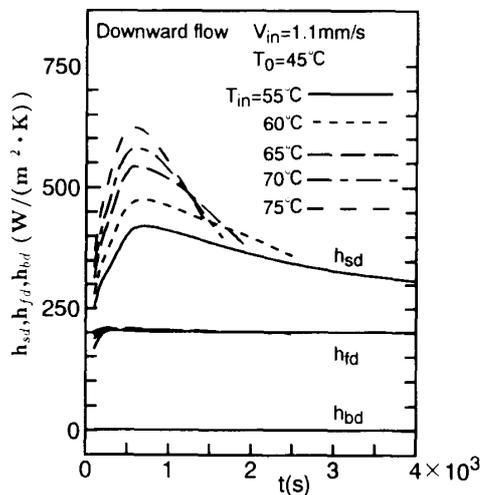


Fig.14 Variation of h with t for various T_{in} .