

## 沸騰凝縮現象を利用した形状安定化架橋ポリエチレン潜熱蓄熱材 充填蓄熱槽の蓄熱特性\*

稲葉英男<sup>\*1</sup>, 李中民<sup>\*2</sup>

### Latent Heat Storage Characteristics of Heat Storage Vessel Packed with Surface Cross-Linked Form-Stabilized High-Density Polyethylene Latent Heat Storage Material by Pool Boiling and Condensation Phenomena

Hideo INABA and Zhongmin LI

This paper deals with the experimental investigation of latent thermal energy storage characteristics of surface cross-linked form-stabilized high-density polyethylene pellets as a phase change material (PCM), using pool boiling and condensation of an ethylene glycol/water solution. The polyethylene pellets and heat transfer medium of ethylene glycol were mixed and poured into a cylindrical heat storage vessel. The heat transfer into the polyethylene pellets was mainly enhanced by the condensation of vapor bubbles of ethylene glycol/water solution which was heated by an electric heater set at the bottom of the vessel. The effects of heat input, the amount of PCM and ethylene glycol/water solution, and heater surface temperature on the heat storage characteristics were investigated. As a result, the nondimensional correlation equation of the completion time of the heat storage process was derived as a function of the nondimensional parameters.

**Key Words:** Latent Heat Storage, Surface Cross-Linked Form-Stabilized Polyethylene Pellets, Pool Boiling, Condensation, Direct-Contact Heat Exchange

#### 1. 結 言

最近の蓄熱システムに関する需要は、本来の熱エネルギー需給の時間的、空間的そして質的ミスマッチの解消以外に、環境負荷軽減を意図した各種の廃熱などの未利用エネルギーの有効利用や種々のエネルギー需給の不均衡を是正するための手段としての活用などへと多様化しつつある。特に、電力エネルギー需要の昼夜間のアンバランスは、拡大の一途にあり、その是正は社会的要請となっている。蓄熱システムは、従来の温水や冷水による顕熱蓄熱から、より効率的な氷蓄熱や固液潜熱蓄熱そして化学蓄熱へと発展しており、その利用分野もビル空調や産業プロセス分野へと拡大しており、一応の成果を得ている。現状では、このような蓄熱システムを小規模であるが需要個数の多い一般家庭に如何に普及させるかが大きな開発課題となっている。従来より、一般家庭での蓄熱システムとしては温水給湯器が利用されているが、その容量が約360リットル(85℃の温水標準4人家族)と大きく、その必要な設置面積の大きさがその普及を大きく阻害している。家庭用温熱蓄熱槽の小型化に関連する研究開発には、マグネシアなどの煉瓦を数百℃の高温にて蓄熱する顕熱型と固液相変化を利用した潜熱型に関するものがある<sup>(1)</sup>。特に、後者の潜熱型の蓄熱槽に関しては、100℃前後の融点で潜熱量の大きな潜熱蓄熱材の出現が切望されている。前報<sup>(2)</sup>において、著者らは、中温度潜熱蓄熱材(130~150℃水準)として表面架橋ポリエチレン粒子に着目し、同ポリエチレン粒子群充

填円筒状蓄熱槽へ熱媒体としての高沸点エチレングリコール飽和水蒸気(140~160℃)を大気圧水準の低圧下で流入させ、その蒸気の凝縮熱でポリエチレン潜熱蓄熱材を迅速に融解し、蓄熱を行う新型の蓄熱システムの提案を行い、その優れた蓄熱特性を明らかにした。さらに、効率的な小型中温潜熱蓄熱槽の開発を目的として、本研究は潜熱蓄熱材としての架橋ポリエチレン粒子群と熱媒体としてのエチレングリコール水溶液を下部に加熱器を設けた円筒状蓄熱槽に充填し、加熱器近傍からエチレングリコール水溶液を沸騰させ、発生し浮上する蒸気泡が架橋ポリエチレン粒子群間で凝縮する際に放出する潜熱で同粒子を融解し、迅速な蓄熱を行う蓄熱法を提案するものである。この蓄熱法は、加熱器を蓄熱槽内に設けることにより、大幅な蓄熱システムの小型化と加熱器より発生する熱のほとんどを熱媒体を含む蓄熱材に蓄熱することが可能であり、高い総合蓄熱効率を得ることができる特徴を有するものである。本報告は、提案する小型中温潜熱蓄熱槽の蓄熱特性に影響を及ぼす加熱器熱流束、加熱温度や充填蓄熱材量の効果を定量的に検討し、さらに発生した蒸気泡の架橋ポリエチレン粒子群間での凝縮挙動やその粒子群の融解状態を可視観測や得られた温度情報などにより解明するものである。

#### 2. 主な記号

- $a$ : 潜熱蓄熱材の温度伝導率,  $A$ : ヒーターの伝熱面積
- $C_p$ : 潜熱蓄熱材の見かけの比熱
- $d$ : 粒子の平均相当直径,  $Fo$ : フーリエ数
- $H$ : 充填層高さ,  $H_p$ : 潜熱蓄熱材充填高さ
- $L$ : 潜熱蓄熱材の融解潜熱,  $m_{out}$ : 蒸気質量流量
- $M_f$ : 熱媒体充填質量,  $M_p$ : 潜熱蓄熱材充填質量

\* 原稿受付 1997年1月21日。

<sup>\*1</sup> 正員, 岡山大学工学部 (〒700 岡山市津島中3-1-1)。

<sup>\*2</sup> 岡山大学大学院。

$q_f$ : 単位時間当たりの熱媒体の総蓄熱量  
 $q_h$ : ヒーター入力量,  $q_h'$ : ヒーター熱流束 ( $q_h/A$ )  
 $q_p$ : 単位時間当たりの潜熱蓄熱材の総蓄熱量  
 $Q_{st}$ : 総蓄熱量,  $Ra^*$ : 修正レイレー数  
 $Ste^*$ : 修正ステファン数,  $t_f$ : 蓄熱完了時間  
 $T_h$ : ヒーター温度,  $T_{out}$ : 試験部出口温度  
 $T_s$ : 熱媒体飽和温度  
 ギリシャ文字  $\beta$ : 体積膨張係数,  $\lambda$ : 熱伝導率  
 $\nu$ : 動粘性係数,  $\rho$ : 密度  
 添字 0: 初期条件,  $f$ : 熱媒体,  $in$ : 蓄熱槽入口  
 $out$ : 蓄熱槽出口,  $p$ : 潜熱蓄熱材,  $r$ : 半径方向

### 3. 供試潜熱蓄熱材と熱媒体の性質と蓄熱挙動

本研究では、中温程度の効率的潜熱蓄熱を目指すもので、カプセル材使用による熱抵抗を回避する目的から、表面架橋高密度ポリエチレン粒子を潜熱蓄熱材として採用した。高密度ポリエチレンは、融解温度が107~138℃に分散する潜熱分散型の潜熱蓄熱材(総蓄熱量  $L=155\text{kJ/kg}$ )であり、その高密度ポリエチレン粒子は、表面から数分子程度の厚さで三次元網目構造の架橋処理を施してあり、内部のポリエチレンが融解しても架橋部の融点が200℃程度と高いために、融解したポリエチレンが架橋部を通り外部へ流出しない構造を有する<sup>(3)</sup>。従って、熱抵抗の小さな状態で、かつ高密度ポリエチレンが融解してもその形状が固相状態と同じとなる、いわゆる形状安定化潜熱蓄熱材である。同粒子の形状は平均長径  $d_0=3.05\text{mm}$ 、短径  $d_1=2.14\text{mm}$ 、長さ  $d_2=3.06\text{mm}$  のペレット状で、粒子の平均相当直径は  $d=3.13\text{mm}$  であり、そして、粒子1個の平均質量は0.014gである。供試潜熱蓄熱材の比熱や熱伝導率等の熱物性等の詳細は前報<sup>(2)</sup>に述べてある。

本研究では、高効率かつ迅速な潜熱蓄熱特性を得るために、図1(a)の可視化用円筒状蓄熱槽(耐熱ガラス容器)に表面架橋高密度ポリエチレン粒子群(図中の白色粒子)とエチレングリコール水溶液を充填し、下部に設けた電気ヒーターからの入熱により、蒸気泡を発生させる。浮上した蒸気泡が同粒子群間での凝縮し、その凝縮熱により、高密度ポリエチレン粒子の融解操作が行われ、潜熱蓄熱が進行することになる(図1(b)の蓄熱槽内部の流動状態参照)。蓄熱槽内を浮上蒸気泡群は、サブクール沸騰状態で潜熱蓄熱材とエチレングリコール水溶液層内を攪拌しながら凝縮・消滅し、エチレングリコール水溶液の流動循環を促進する複雑な流動状態となる。図2は大気圧における非共沸物質であるエチレングリコール水溶液の気液平衡状態を示したものである。エチレングリコール水溶液は、その質量濃度  $C_{em}$  を増大に伴い、その沸点は水のみ約100℃からエチレングリコールのみの198℃へと変化する。従って、エチレングリコール水溶液の質量濃度を変更することにより、大気圧状態でその発生する蒸気の温度を任意に変えることができ、結果とし

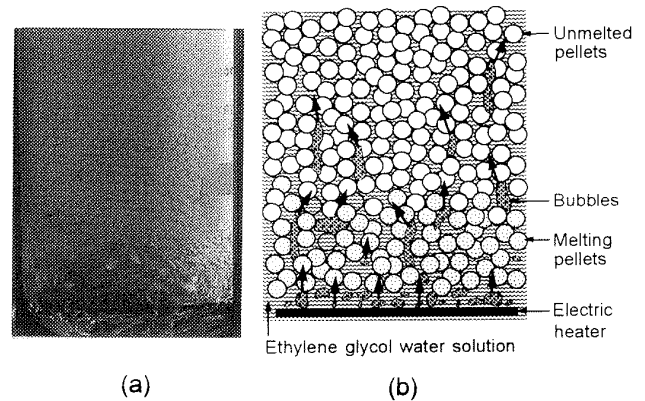


Fig. 1(a) View of latent heat storage pellets(white) and vapor bubbles

Fig. 1(b) Flow behavior of vapor bubbles in latent heat storage pellets

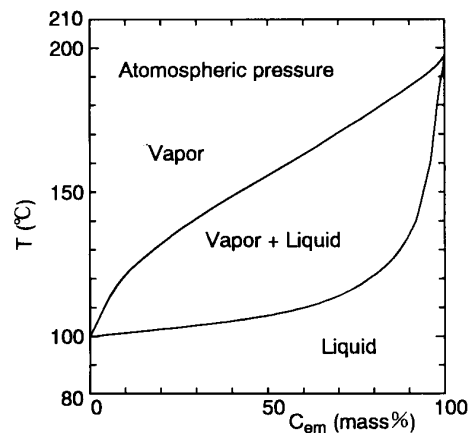


Fig. 2 Vapor and liquid equilibrium diagram of ethylene glycol water solution

てその発生した蒸気の凝縮作用に伴う凝縮熱により、供試潜熱蓄熱材への入熱温度を任意に変更できる。

### 4. 実験装置と方法

**4.1 実験装置の概要** 図3は実験装置全体の概略を示したものである。実験装置は、外径95mmの円盤状電気ヒーターから成る加熱部、中温潜熱蓄熱材としての架橋ポリエチレン粒子、そして熱媒体としてのエチレングリコール水溶液が充填されたステンレス製円筒状蓄熱槽、蓄熱槽から流出した蒸気の計量部及びこれらを結ぶ管路系から構成されている。円筒状蓄熱槽の下部に設けた円盤状電気ヒーターにより、周囲にあるエチレングリコール水溶液は沸騰し、発生した蒸気泡は同ポリエチレン粒子間で凝縮し、その融解熱にて蓄熱材の昇温及び融解による蓄熱操作を行う。蓄熱部から流出した蒸気は管路を通り、凝縮器で冷却水により凝縮された後、その凝縮液の質量  $m_{out}$  の経時変化を電子天秤(測定精度0.05g)にて計測する。同蓄熱槽と凝縮器を結ぶ管路系はニクロム線ヒーターで加熱保温し、流出蒸気の凝縮を回避してある。また、周囲環境への熱損失を極力軽減するため、蓄熱槽及び凝縮器を除く全ての管路系を厚さ100mmのガラス

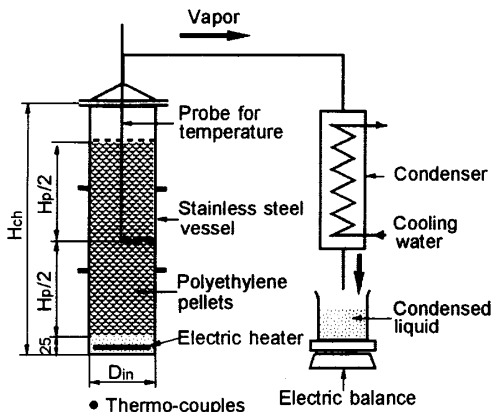


Fig. 3 Schematic diagram of experimental apparatus

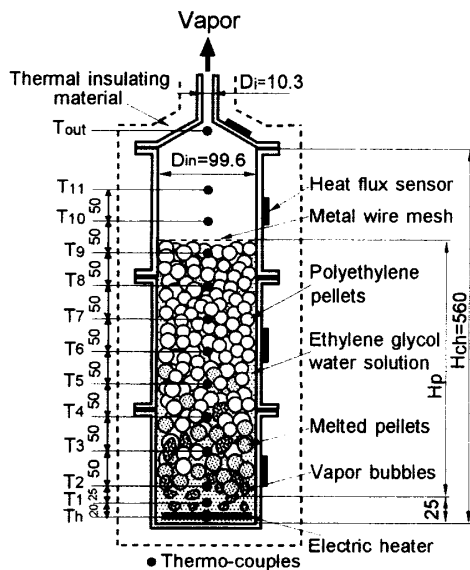


Fig. 4 Details of heat storage vessel

ウール断熱材(熱伝導率 $\lambda = 0.043 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ,  $100^\circ\text{C}$ )で覆つてある。なお、蓄熱槽底部から充填された架橋ポリエチレン粒子層下部までのエチレングリコール水溶液層の高さは上部に設けた金網メッシュ位置を調整し、各実験において約25mm一定とした。この水溶液高さをあまり小さくすると発生した蒸気泡の合体による蒸気層が形成され、沸騰が抑制される。その結果、同ヒーター温度の上昇となり、下部の架橋ポリエチレン粒子の耐熱温度(約 $200^\circ\text{C}$ )を超え、同粒子の破壊が起こることになる。また、水溶液層高さが増大するに伴って、この部分での顕熱蓄熱量が大きくなり、本来の潜熱蓄熱割合の減少となる。従って、この水溶液に蓄えられる総蓄熱量に対して最大5%以下となるように、水溶液高さを約25mm一定とした。

図4は、試験蓄熱槽内部の詳細を示したものである。蓄熱槽容器はステンレス鋼製であり、内径 $D_{in} = 99.6 \text{ mm}$ 、高さ $H_{ch} = 560 \text{ mm}$ 、肉厚 $t_{ch} = 0.8 \text{ mm}$ の円筒部分とその上部に内径 $D_o = 10.3 \text{ mm}$ の銅管につながる円錐状部分及びこれらを接合させるフランジ部などから構成されてい

る。円筒試験部の上部には、蓄熱材粒子の飛散防止と架橋ポリエチレン粒子が熱媒体に完全に浸され、そして下部エチレングリコール水溶液高さ調整のためのステンレス鋼製ワイヤーメッシュが $H_p + 25 \text{ mm}$ の位置に設けられている。また、加熱部として蓄熱槽内下部に外径95mmの円盤状電気ヒーター(外径2.5mmのシースヒーターを渦巻状に巻かれたもので最大出力2kW)が設置されている。架橋ポリエチレン粒子潜熱蓄熱材とエチレングリコール水溶液は、試験部容器内に充填され(蓄熱材充填槽内の高さ $H = H_p + 25 \text{ mm}$ )、同粒子層(蓄熱材粒子層高さ $H_p$ )はエチレングリコール水溶液との密度差により浮いた状態になるが、前述のワイヤーメッシュにて押さえ込まれ完全にエチレングリコール水溶液に浸るようになる。円筒状蓄熱槽中心位置軸方向13箇所( $T_h$ ,  $T_{out}$ 及び $T_1 \sim T_{11}$ の記号)に設けたシース熱電対(素線直径0.8mm, 測定精度 $\pm 0.1^\circ\text{C}$ )によって、電気ヒーター表面温度 $T_h$ 、試験部出口蒸気温度 $T_{out}$ 及び蓄熱槽内蓄熱媒体温度が測定される。蓄熱槽容器への入熱量 $Q_{ch}$ は、容器壁内に等間隔に埋め込まれた11本の素線径0.3mmのK型熱電対(測定精度 $\pm 0.1^\circ\text{C}$ )による温度測定値をもとに算出する。蓄熱槽から外部環境への損失熱量 $Q_{loss}$ は、試験部外壁の四箇所に取り付けられた熱流束センサ(測定精度 $\pm 2\%$ )の測定値をもとに算出する。

また、図3に示すように、同粒子潜熱蓄熱材層の半径方向の温度分布測定のために、鉄・コンスタンタン熱電対(測定精度 $\pm 0.1^\circ\text{C}$ )のプロブを製作した。この温度測定プロブは、外径1mmのステンレス鋼製円管内に素線径0.1mmのコンスタンタン線を通し、半径方向に5mm, 25mm, 45mmの位置に温度測定点を設けもので、粒子層高さの $H_p/2$ の位置に設定した。各熱電対の熱起電力及び電子天秤からの信号精度は、測定時間間隔 $t = 10$ 秒毎にデータ収録システムを介してコンピュータにて自動収録され、実験終了後にデータの整理及び解析に供した。

**4.2 実験方法の概要** 実験に先立って、エチレングリコール水溶液の濃度 $C_{em}$ を初期条件としての液温 $20^\circ\text{C}$ にて、標準比重計(測定範囲1.000~1.200)を用いて測定し、次いで、所定のポリエチレン粒子とエチレングリコール水溶液を充填する。蓄熱槽内で蓄熱材粒子がエチレングリコール水溶液に十分浸かることと下部にあるエチレングリコール水溶液高さが一定とするように、前述のワイヤーメッシュの位置を調整固定する。その後、蓄熱槽下部の電気ヒーターに通電して蓄熱実験を開始する。なお、円盤状電気ヒーターの出力量は、電力計(測定精度 $\pm 1\%$ )により測定してある。実験中は、配管に巻かれたニクロム線ヒーターへの電気入力を手動にて調整し、配管内での蓄熱槽からの流出蒸気の凝縮を防いでいる。実験は、蓄熱特性に及ぼす因子として電気ヒーター入力 $q_h$ 、粒子状蓄熱材充填層高さ $H$ 、エチレングリコール水溶液の飽和温度 $T_s$ (エチレングリコール水溶液質量濃度 $C_{em}$ )を

取りあげ、以下のような条件で行った。電気ヒーター熱流束  $q_h = 4.585 \times 10^4 \sim 2.878 \times 10^5 \text{ W/m}^2$  (ヒーター熱流量  $q_h = 325 \sim 2040 \text{ W}$ )、蓄熱材充填層高さ  $H = 10.0 \sim 36.0 \text{ cm}$ 、飽和温度  $T_s = 140 \sim 163^\circ\text{C}$  である。

## 5 実験結果とその考察

**5.1 蓄熱量の算出方法** 単位時間当たりのポリエチレン粒子潜熱蓄熱材と熱媒体(エチレングリコール水溶液)の顕熱とポリエチレン粒子融解の潜熱の総蓄熱量  $q_{st}$  は次式により算出する。

$$q_{st} = q_h - q_{out} - q_{ch} - q_{loss} \dots \dots \dots (1)$$

ただし、 $q_h$ : 電気ヒーター出力熱量、 $q_{out}$ : 蓄熱槽から流出した蒸気のエンタルピー、 $q_{ch}$ : ステンレス鋼製容器の顕熱蓄熱量、 $q_{loss}$ : 熱損失である。また、 $q_f$  を熱媒体の顕熱蓄熱量とすると、ポリエチレン粒子潜熱蓄熱材の総蓄熱量  $q_p$  は次式より算出する。

$$q_p = q_{st} - q_f \dots \dots \dots (2)$$

また、各熱量の積算値は時間  $t$  で積分し、蓄熱材への総積算蓄熱量  $Q_{st}$  は次のようになる。

$$Q_{st} = \int_0^t q_{st} dt = Q_h - Q_{out} - Q_{ch} - Q_{loss} \dots \dots \dots (3)$$

同様に、ポリエチレン粒子潜熱蓄熱材の積算総蓄熱量  $Q_p$  は、 $Q_p = Q_{st} - Q_f$  として求めた。単位時間当たりの電気ヒーター出力熱流束  $q_h$  は電力計により測定した。

蓄熱槽の蒸気出口は、大気圧解放としていることから、計算に必要な物性値については、大気圧状態の値を用いた。蓄熱槽からの流出蒸気に関しては、出口蒸気温度の実測値より、流出蒸気を乾き飽和蒸気としてエチレングリコールの質量分率  $\xi$  を求めた。従って、乾き飽和蒸気のエンタルピー  $h''$  は次式により表される。

$$h'' = h_1''\xi + h_2''(1 - \xi) \dots \dots \dots (4)$$

ここで、添字1及び添字2はそれぞれエチレングリコール及び水を、添字なしは混合物の状態を表す。そして、単位時間当たりの熱量  $q_{out}$  は質量流量から次のようになる。

$$q_{out} = m_{out} h'' \dots \dots \dots (5)$$

蓄熱槽容器に蓄えられる熱量は以下に示す方法により算出した。容器は高さ方向に11分割した領域とし、また、電気ヒーター部は一つの領域とそれぞれの領域にある前述の熱電対をからの温度情報をその領域における代表温度とした。各領域の質量を  $m_i$  ( $i = 1 \sim 12$ )、容器の比熱を  $C_{pi}$  とし、 $\Delta t$  時間後に温度  $\Delta T$  だけ上昇したとすると、単位時間当たりの蓄熱槽容器の顕熱蓄熱量  $q_{ch}$  は、次式で表せる。

$$q_{ch} = \sum_{i=1}^{12} m_i C_{pi} \Delta T \dots \dots \dots (6)$$

外部環境への熱損失量  $q_{loss}$  は、蓄熱槽の外壁面(表面積  $S_j, j = 1 \sim 4$ ) に取り付けられた熱流束センサの測定値から算出した。従って、単位時間当たりの熱損失量  $q_{loss}$  は、次式で表せる。

$$q_{loss} = \sum_{j=1}^4 \frac{E_j}{E_{c_j}} S_j \dots \dots \dots (7)$$

ただし、 $E_j$ : 熱流束センサー出力電圧、 $E_{c_j}$ : 熱流束センサー定数である。

エチレングリコール水溶液の顕熱量  $q_f$  は、ポリエチレン粒子充填層高さ  $H$  に応じて領域を分割し、それぞれの領域に対応する温度プローブの熱電対の測定温度、さらに半径方向( $r = 1 \sim 3$ )に領域を分割し、半径方向の温度分布を考慮することにより求めた。質量濃度  $C_{em}$  のエチレングリコール水溶液の比エンタルピー  $h'$  は、次式で表される。

$$h' = h_1' C_{em} + h_2'(1 - C_{em}) \dots \dots \dots (8)$$

$h_1'$  及び  $h_2'$  はエチレングリコール及び水の飽和液エンタルピーである。従って、単位時間当たりのエチレングリコール水溶液の顕熱蓄熱量  $q_f$  は次式より求めた。

$$q_f = \sum_{r=1}^3 M_{fr} h' \dots \dots \dots (9)$$

ここで、 $M_{fr}$  は  $r$  方向での各分領域の熱媒体質量である。

**5.2 蓄熱槽内の温度分布と蓄熱量の経時変化** 図5(a)、(b)は、図4で説明した実験装置内に設けた各熱電対による熱媒体(エチレングリコール水溶液またはその水蒸気; 以下熱媒体水溶液又は熱媒体蒸気と呼ぶ)温度の経時変化を示したもので、それらの温度情報から蓄熱槽内の熱媒体の流動や蓄熱挙動を推測できる。実験条件は、電気ヒーター入力  $q_h = 728 \text{ W}$ 、熱媒体の飽和温度  $T_s = 140^\circ\text{C}$  (熱媒体質量濃度  $C_{em} = 91.9\%$ )、蓄熱材充填高さ  $H = 18.8 \text{ cm}$  である。図5(a)に示すように、まず電気ヒーターへの通電と共に、ヒーター温度  $T_h$  の急速な上昇が見られほぼ  $150^\circ\text{C}$  の加熱度で一定温度で推移する。ヒーターの温度上昇より少し遅れて、蓄熱槽内の熱媒体の温度がその下部から順次上昇し始める様子が理解できる。各測定点における熱媒体の温度のスパイク状の変化は、発生した高温の蒸気が取り付けられた熱電対に触れることにより現れるものである。また、蓄熱槽出口温度  $T_{out}$  は、約  $t = 8$  分位から蒸気の一部が蓄熱材層から流出し温度上昇をもたらす、その蒸気の流出が間欠に行われることにより一部にスパイク状の温度変化が現れる。当然この沸騰状態は、発生した蒸気が低い温度の蓄熱材にて凝縮し、その凝縮熱が熱媒体液の温度上昇そして潜熱蓄熱材の温度上昇や融解による潜熱蓄熱に費やされることより、この

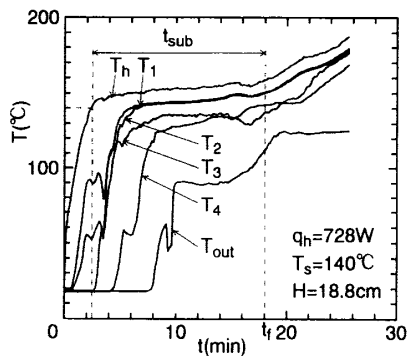


Fig. 5(a) Temperature histories of heat transfer medium in the center of heat storage vessel

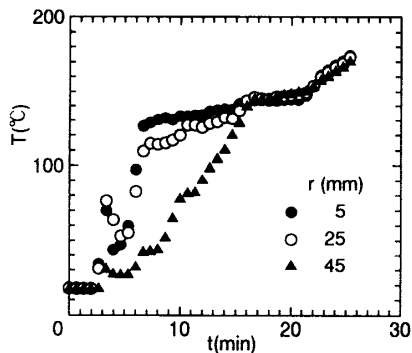


Fig. 5(b) Temperature variations of heat transfer medium in the radial direction

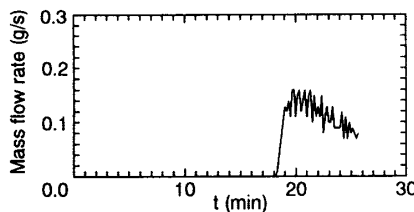


Fig. 5(c) Mass flow rate of heat transfer medium vapor

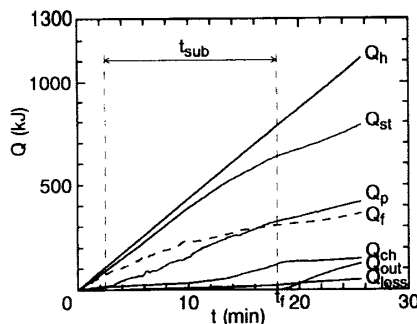


Fig. 5(d) Variation of integrated heat with time

間のサブクール沸騰状態である。図5(a)中の  $t_{sub}$  と記した時間は、サブクール沸騰期間を示したものである。サブクール沸騰の末期から潜熱蓄熱終了後にかけて、発生した蒸気の蓄熱槽からの流出が起こり、蓄熱槽内にある非共沸熱媒体の濃度が増大し、前掲の図2の熱媒体気液平衡図より、熱媒体の沸点上昇となり各測定点の熱媒体温度の上昇が見られる。蓄熱槽の潜熱蓄熱材層の半分の高さ  $H_p/2$  における蓄熱槽中心から半径方向 ( $r$  方向) の温度の経時変化が図5(b)に示される。蓄熱槽中心部に近

い  $r=5\text{mm}$ ,  $25\text{mm}$  における熱媒体の温度は、約  $t=2$  分後発生し上昇する蒸気泡のため急激に上昇し、その蒸気泡の発生も間欠に起こることから、脈動しながら変動することとなる。一方、 $r=45\text{mm}$  の蓄熱槽壁では、急激な温度上昇が見られずこの領域までは蒸気泡の活発な到達はなされないことがわかる。このように、蓄熱槽内の熱媒体温度の観察結果から、その槽内は蒸気泡上昇や凝縮それに伴う攪拌作用により、液熱媒体の循環など前述の図1(b)の可視観察で見られた複雑な熱媒体の流動状態が明らかとなった。図5(c)は、同じ実験条件での流出蒸気の質量流量の経時変化を示したもので、熱媒体温度が飽和温度に達する約  $t=18$  分後から急激な蒸気の流出となる様子が分かる。図5(d)は、前述の各種算熱量  $Q$  の経時変化を示したものである。熱媒体と潜熱蓄熱材への総積算熱量  $Q_{st} (=Q_f + Q_p)$  は時間の経過と共に増加するが、サブクール沸騰が終わり、図5(a)に示したように約  $t=18$  分後に熱媒体温度が飽和温度に達し、蓄熱槽から蒸気の流出、すなわち、 $Q_{out}$  が増大し始めると、 $Q_{st}$  の増加割合は減少することになる。ここで蓄熱完了時間  $t_f$  は、熱媒体と潜熱蓄熱材が初期温度から熱媒体の飽和温度に達するまでの理論的顕熱量と潜熱量の総熱量に、実測による  $Q_{st}$  の値が等しくなる時間と定義してある。サブクール沸騰の間は、熱媒体への積算蓄熱量  $Q_f$  が、潜熱蓄熱材への積算蓄熱量  $Q_p$  よりも大きく推移し、サブクール沸騰が終了するごろから、両熱量の逆転現象が起こることがわかる。結果的に、蓄熱完了時には、総蓄熱効率  $\eta = Q_{st}/Q_h = 0.82$  と非常に高いものとなる。さらに、蓄熱槽容器への顕熱蓄熱量も利用できることを考えると総蓄熱効率は  $(Q_{st} + Q_{ch})/Q_h = 0.97$  となり、非常に高効率となる。

図6は、他の条件を同じとして図5のヒーター熱量  $q_h$  を  $728\text{W}$  から  $1640\text{W}$  へと大きくした場合の各実測結果を示したものである。図6(a)に示す熱媒体の温度の上昇は、ヒーター熱量の増大により多量の蒸気泡の発生となり、図5(a)の場合よりもかなり大きなものとなる。また、蓄熱槽出口温度  $T_{out}$  は約  $t=5.5$  分後から急激に増加し始める。サブクール沸騰時間  $t_{sub}$  も前述の小さな  $q_h = 728\text{W}$  の場合よりも約  $7.5$  分と大幅に短縮され、蓄熱完了時間の減小となる。半径方向の熱媒体温度(図6(b)から)、蓄熱槽中央近傍の  $r=5\text{mm}$ ,  $25\text{mm}$  の温度上昇は多量の蒸気泡の発生により、両者の差は見られず急激なものとなる。一方、壁近傍の  $r=45\text{mm}$  の温度は、時間経過と共にスパイク状に変化することより、この領域では間欠的な蒸気泡の発生と高低温液熱媒体同士の干渉し合う循環流れが推測される。図6(c)に示す流出蒸気質量は、蓄熱完了前の  $t_f = 8$  分から急速に増大しその後、図2で示したように熱媒体濃度の増加と共にその飽和温度の上昇となり、逆に流出蒸気の減少となることがわかる。各種算熱量  $Q$  の経時変化が図6(d)に示してある。ヒーター熱量の増大に伴う発生蒸気量の増大などから、図5(d)の場合の比較し

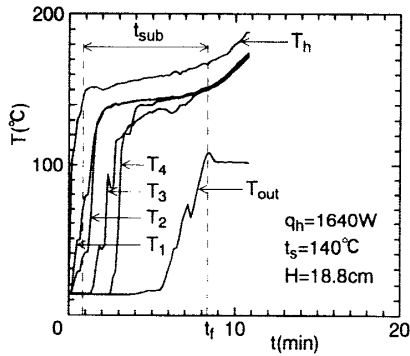


Fig. 6(a) Temperature histories of heat transfer medium in the center of heat storage vessel

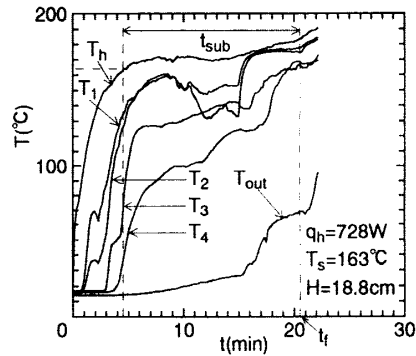


Fig. 7(a) Temperature histories of heat transfer medium in the center of heat storage vessel

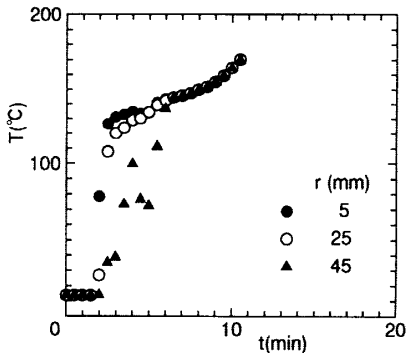


Fig. 6(b) Temperature variations of heat transfer medium in the radial direction

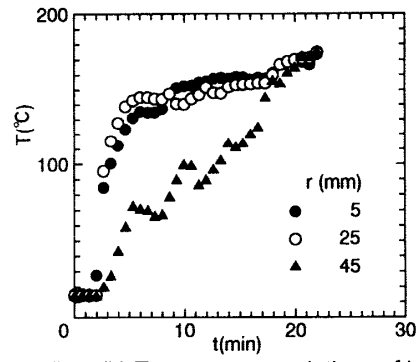


Fig. 7(b) Temperature variations of heat transfer medium in the radial direction

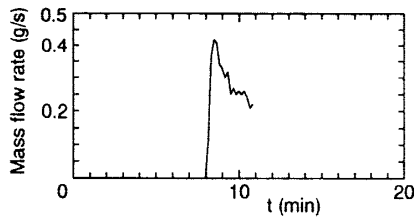


Fig. 6(c) Mass flow rate of heat transfer medium vapor

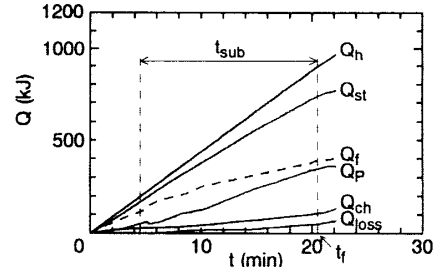


Fig. 7(c) Variation of integrated heat with time

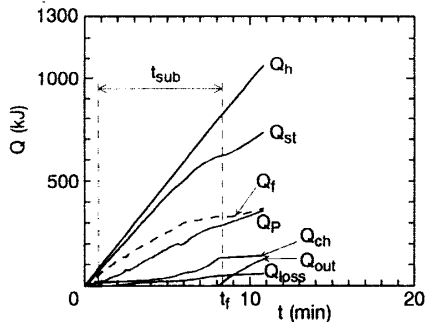


Fig. 6(d) Variation of integrated heat with time

て各積算熱量の時間に対する増大割合が大きくなり、蓄熱完了時間  $t_f$  も短縮することがわかる。また、ヒーター発生熱量  $Q_h$  に対する総積算蓄熱量  $Q_{st}$  割合も大きい、熱媒体への顕熱蓄熱量  $Q_f$  が潜熱蓄熱材への蓄熱量  $Q_p$  よりもかなり大きな状態で推移し、この傾向は蓄熱完了時間後も続くことになる。さらに、注意深く潜熱蓄熱材への蓄熱効率を検討すると、図5(d)の  $q_h = 728W$  の場合の蓄熱完了時の積算熱量割合  $Q_p/Q_h$  は0.43であるが、 $q_h = 1640W$  の場合は  $Q_p/Q_h = 0.36$  と減少する。この減少分

は、前記の熱媒体への蓄熱量  $Q_f$  に費やされるのと蓄熱完了時間前の多量の蒸気の蓄熱槽外への流出によるものと思われる。この結果は、蓄熱槽高さに応じて、最適のヒーター発生熱量があることを示唆しているものと思える。

図7は、エチレングリコールの質量濃度を  $C_{em} = 96.8\%$  に増大し、沸点を  $T_s = 163^\circ C$  に上昇した場合の各測定結果を示したものである。他の実験条件は、図5の場合と同じである。図7(a)に示すように沸点上昇のためサブクール開始迄に時間が掛かり、蓄熱槽内熱媒体温度上昇も図5(a)の場合に比較して遅れることがわかる。このような温度上昇の遅れの主な原因としては、熱媒体濃度の増加による粘性の増加により、発生した蒸気泡の浮上速度が低下することと熱媒体液の蓄熱槽内での循環がサブクール沸騰の初期段階で抑制されることが考えられる。また、経過時間  $t = 10$  分後から蓄熱槽下部側の温度降下(温度  $T_1, T_2$ ) が観察されるが、これは蓄熱槽壁側の低温熱媒体の流入によるものと思われ、その結果図7(b)で示される

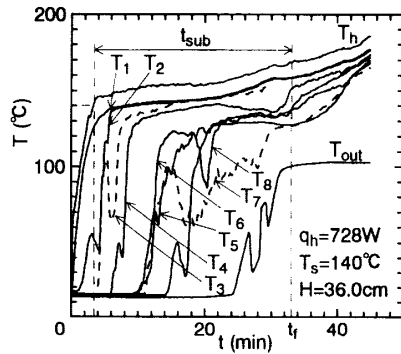


Fig. 8(a) Temperature histories of heat transfer medium in the center of heat storage vessel

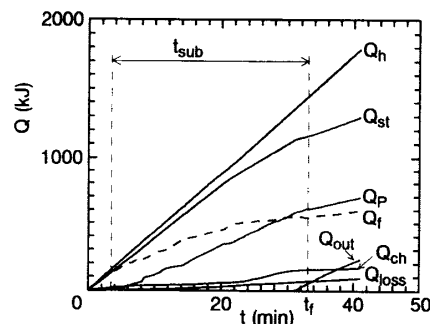


Fig. 8(b) Variation of integrated heat with time

示される蓄熱槽壁近傍の  $r=45\text{mm}$  の位置における熱媒体の温度変動が活発になる。図 7(c) は、各積算熱量の経時変化を示したもので、蓄熱完了時間は  $t_f=20.5$  分と図 5 の実験条件の場合よりも遅れるが、蓄熱完了時の潜熱蓄熱材への積算蓄熱量の割合は、 $Q_p/Q_h=0.38$  と大きくなる。この潜熱蓄熱材への蓄熱量の増大は、熱媒体の飽和温度の上昇による顕熱分の増大と潜熱蓄熱材への入熱の増加によるものである。

図 8 は、蓄熱材充填層高さを  $H=36\text{cm}$  と大きくし、その他の実験条件を図 5 と同じとした場合の測定結果を示したものである。充填潜熱蓄熱材及び熱媒体のおおきから、サブクール沸騰時間も長く、蓄熱材層内で発生した蒸気泡の凝縮や熱媒体液の循環が特に蓄熱材層下部で著しいことが図 8(a) の温度分布より推測される。また、蓄熱材充填層上部ではその温度上昇が遅れ、その層下部を間欠的に通過した蒸気泡の凝縮や熱媒体液の循環などで各熱媒体の温度変動が大きく、かつ複雑な温度分布挙動となる様子が理解できる。このような蓄熱槽内の熱媒体温度変動の傾向は、図 8(a) の蓄熱槽出口の温度  $T_{out}$  のスパイク状の温度変動に関連することになる。図 8(b) の各積算熱量に示すように、総蓄熱量の多さより図 5(d) に比較して、蓄熱完了時間も  $t_f=33$  分と長くなるが、蓄熱材充填層内で十分に蒸気泡の凝縮が行われることから、その潜熱蓄熱材への蓄熱割合は  $Q_p/Q_h=0.42$  と大きくなり、熱量的には効率的な蓄熱が行われるようになる。また、蓄熱完了時の総蓄熱効率は、 $Q_{st}/Q_h=0.80$  と大きなものとなる。

**5.3 蓄熱完了時間の無次元整理** 本研究は、この種の潜熱蓄熱材を用いた蓄熱過程を定量化する方法として、まず蓄熱完了時間に関する無次元整理を次元解析により行った。本実験装置は、実際の大きな潜熱蓄熱槽の一部を円筒状に取り出したとの想定で設計したものである。すなわち、蒸気泡群も円盤状電気ヒーター加熱面からほぼ均一に発生していることを確認しており、上部にある潜熱粒子群間でその蒸気泡がランダムに凝縮することから判断して、本実験結果から十分一般性のある結果を誘導できるものと思われる。なお、蓄熱効率は、各実験とも入熱量に対する熱媒体と潜熱蓄熱材への蓄熱量と定義するとその効率は 80% 前後と非常に高いものであり、さらに蓄熱容器への顕熱蓄熱量も含めると総合蓄熱効率は 95% 前後と大きなものとなり、本実験範囲では、蓄熱効率に対する各実験結果にそれ程の差は現れないことを確認してある。次元解析の結果、蓄熱完了時間に関する無次元量としてフーリエ数  $Fo$ 、蓄熱槽内の沸騰現象含む自然対流の強さに対しては修正レーレー数  $Ra^*$ 、熱媒体を含む蓄熱材の顕熱量と潜熱蓄熱材の融解潜熱量の比としての修正ステファン数  $Ste^*$ 、そして充填蓄熱量に関連する蓄熱材層高さ  $H/d$  を得た。各無次元量は以下のように定義した。

$$\text{フーリエ数: } Fo = \frac{a t_f}{d^2},$$

$$\text{修正レーレー数: } Ra^* = \frac{g \beta q_h' d^4}{\lambda_e \nu a},$$

$$\text{修正ステファン数: } Ste^* = \frac{\int_{T_0}^{T_s} C_p dT + \frac{M_f}{M_p} \int_{T_0}^{T_s} C_f dT}{L}$$

ただし、粒状潜熱蓄熱材層の有効熱伝導率  $\lambda_e$  は、文献<sup>(4)</sup>による多孔質混合水に関する推算式より求めた。蓄熱完了無次元時間に関する実験整理式において、本蓄熱システムは、熱媒体としたのエチレングリコール水溶液と潜熱蓄熱材粒子の寸法は限定されたものであるため、無次元整理式の誘導に当たって、蒸気の凝縮潜熱量などは無次元量に含めていない。結果的に、後述の無次元式の係数にこれらの値が間接的に含まれることになる。

図 9 は、フーリエ数  $Fo$  と修正レーレー数  $Ra^*$  の関係を寸法比  $H/d$  をパラメータとして示したものである。レーレー数  $Ra^*$  の増大と共に、熱媒体の本来の自然対流以外に本実験の特徴である蒸気泡の浮上や凝縮による蒸気泡の減滅による熱媒体液の攪拌効果からの熱伝達促進そして凝縮熱の増大により、フーリエ数  $Fo$  の大幅な減少すなわち蓄熱完了時間の短縮となる。フーリエ数  $Fo$  は  $Ra^{*-1.01}$  に比例する関係にある。

図 10 は、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。修正ステファン数  $Ste^*$  の増大と共に、初期温度  $T_0$  と熱媒体濃度増加による飽和温度  $T_s$  の差が大きくなり、沸騰の開始時間の遅れや熱媒体液の粘性の増大による攪拌効果の減少から、フーリエ数  $Fo$  の増大すなわち蓄熱完了時間の増加となる。フーリエ数  $Fo$  は  $Ste^{*0.533}$  に比例して変化する。

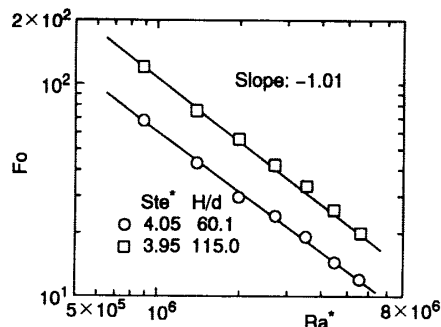


Fig. 9 Fourier number  $Fo$  versus the modified Rayleigh number  $Ra^*$

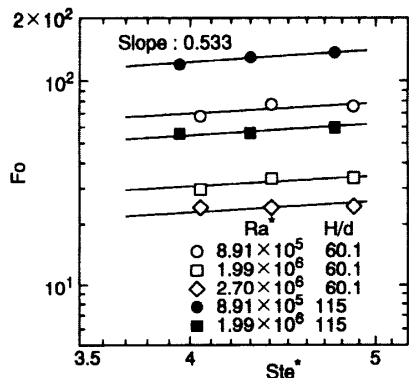


Fig. 10 Fourier number  $Fo$  versus the modified Stefan number  $Ste^*$

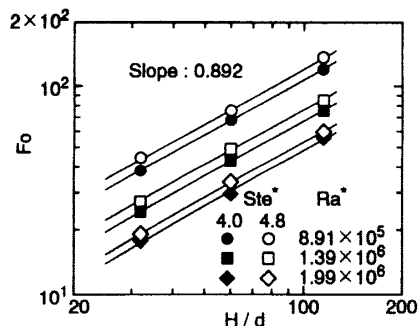


Fig. 11 Fourier number  $Fo$  versus  $H/d$

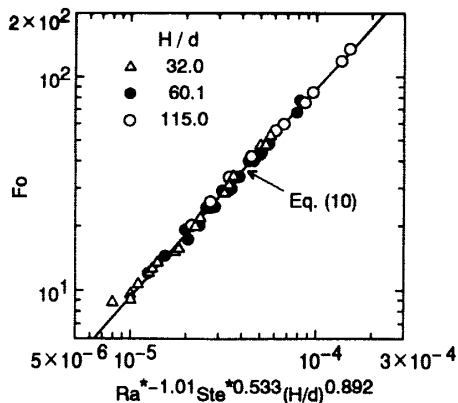


Fig. 12 Fourier number correlation

図11は、フーリエ数  $Fo$  と無次元蓄熱槽充填高さ  $H/d$  の関係を示したものである。 $H/d$  の値の増大と共に、ここでは充填潜熱蓄熱材と熱媒体量の増大となり、フー

リエ数  $Fo$  の増大すなわち蓄熱完了時間の増加となる。フーリエ数  $Fo$  は  $(H/d)^{0.892}$  に比例する関係にある。

最終的に、フーリエ数  $Fo$  に影響を及ぼすこれらの無次元量を最小自乗法により整理すると、次のような無次元整理式が誘導される。

$$Fo = 6.85 \times 10^5 Ra^{*-1.01} Ste^{*0.533} (H/d)^{0.892} \dots (10)$$

図12は、上式(10)フーリエ数  $Fo$  の整理式と実験値関係を示したもので、標準偏差  $\pm 9.0\%$  で両者は一致することがわかる。上式の適用範囲は、 $Ra^* = 8.91 \times 10^5 \sim 5.59 \times 10^6$ 、 $Ste^* = 3.95 \sim 4.87$  および  $H/d = 32.0 \sim 115.0$  である。

## 6. 結言

中温程度の高効率潜熱蓄熱システム開発を目的として、高密度表面架橋形状安定化ポリエチレン粒子潜熱蓄熱材と熱媒体としてのエチレングリコール水溶液を充填した円筒状蓄熱槽の非定常蓄熱特性に及ぼす諸因子の効果が実験的に検討され、次のような結論を得た。

(1) 本研究で提案する電気ヒーター内蔵型の蓄熱槽では、発生した蒸気泡の凝縮熱の有効利用と沸騰・凝縮作用による熱媒体液の攪拌効果による伝熱促進から、総合蓄熱効率を電気ヒーター発生熱量に対する蓄熱材以外に、熱媒体と蓄熱槽容器の顕熱を含めた蓄熱量と定義するとその効率は95%程度の非常に高効率となることが判明した。

(2) 熱媒体の濃度を増大し、沸騰飽和温度を上昇しても熱媒体液の粘性や沸騰するまでの顕熱量の増大から、蓄熱完了時間の短縮とならないことが明らかとなった。

(3) 蓄熱完了時間に影響を及ぼす熱媒体の沸騰飽和温度、熱媒体濃度、ヒーター発生熱量、対流熱伝達量や充填潜熱蓄熱材量等の効果が、蓄熱槽内の蓄熱挙動の可視観察そして温度分布や熱量の測定などから定性的かつ定量的に明らかにし、最終的に、無次元蓄熱完了時間に関する諸因子の無次元整理式の誘導に成功した。

## 参考文献

- (1) 稲葉, 冷凍, 71-823(1996), 3.
- (2) 稲葉・他3名, 機論, 63-605, B(1997), 282.
- (3) 神本・他7名, 電子技術総合研究所研究報告, No.850(1984),21.
- (4) Kunii, D., Smith, J.K., A.I.Ch.E. Journal, Vol.6, No.1 (1960), 71.