

潜熱蓄熱の伝熱特性に関する研究

Study on Heat Transfer Characteristics of Latent Heat Storage

神 本 正 行*

Masayuki KAMIMOTO

田 中 忠 良*

Tadayoshi TANAKA

谷 辰 夫*

Tastuo TANI

堀 米 孝*

Takashi HORIGOME

Abstract

Solar thermal applications require some means of thermal energy storage. Amongst several storage concepts, latent heat storage is quite suitable for solar thermal energy storage because of its high heat storage density and availability of thermal energy of high quality at almost constant temperature.

The present paper deals with heat transfer in latent heat storage units of a shell-and-tube type utilizing the fusion of nitrate salts and the transition of sodium molybdate. A method of rough estimation of the thermal conductivity of the storage materials are also described. The temperature history obtained experimentally for the storage materials is in good agreement with that calculated numerically by using the thermal conductivity values thus estimated.

The temperature drop on the heat transfer surface observed soon after the appearance of a solid phase is much more remarkable with increasing discharging rate. Possibilities to avoid the drop, which is mainly due to low thermal conductivity of these salts, are discussed.

1. 緒 言

エネルギーの有効利用および太陽などの新エネルギーの利用のために、近年蓄熱技術の必要性が増加しつつある。蓄熱の方式には、物質の温度上昇を利用する顕熱蓄熱、物質の転移融解に伴う潜熱を利用する潜熱蓄熱、可逆反応を利用する化学蓄熱、水溶液の稀釈熱や吸収発熱を利用する濃度差エネルギーによる蓄熱の4つが考えられているが、この中で、潜熱蓄熱は、蓄熱密度の高さと一定温度での熱の出入りという2つの利点のゆえに、きわめて有望な蓄熱法と考えられており、潜熱蓄熱材のスクリーニングや蓄熱熱交換器の開発が米国を中心に進められている。^{1),2)}

これまでに試作された蓄熱装置のほとんどすべては、無機塩を蓄熱材として用いるものであるが、この場合、塩の熱伝導率が低いため、定温で一定熱量を取り出すことは一般に難しい。

潜熱蓄熱装置内の伝熱現象は、蓄熱材の相変化とそ

れに伴う体積変化などのために、極めて複雑なものになっていると考えられる。また、これまでに報告されている潜熱蓄熱に関する実験的研究には、潜熱蓄熱装置の性能そのものを議論したものが多く^{3)~6)}、蓄熱材中の温度分布を詳しく検討した例は少ない。

そこで本研究では、潜熱蓄熱装置における伝熱現象、特に蓄熱材の温度変化を把握することにより、蓄熱材の選択と潜熱蓄熱装置の設計に対する指針を得ることを目的として、小規模なシェル・アンド・チューブ型モデル蓄熱装置による伝熱実験を行なった。

融解熱利用蓄熱材としては、硝酸ナトリウムとその混合塩（一定の融点をもつ組成）を、転移熱利用蓄熱材としては、モリブデン酸ナトリウムを使用した。

* 電子技術総合研究所エネルギー部 通商産業技官
Electrotechnical Laboratory, Energy Division
Research Officer

表 1 実験に使用した蓄熱材の組成、融点および融解熱

	組 成 wt% NaNO_3	融 点 $T_f/^\circ\text{C}$	融解熱 $\Delta H_f/\text{Jg}^{-1}$
NaNO_3	100	306	184
$\text{NaNO}_3/\text{KNO}_3$	46	222	105
$\text{NaNO}_3/\text{Ca}(\text{NO}_3)_2$	55	226	131

2. 実 験

2.1 蓄 熱 材

使用した硝酸塩は和光純薬社製の特級試薬である。硝酸ナトリウムおよび2種類の混合硝酸塩の潜熱と融解挙動は示差走査熱量計（理学電機製 DSC, No. 8085）により調べた。数回の加熱冷却の結果では、潜熱および融点の変化は観測されなかった。 NaNO_3 および $\text{NaNO}_3/\text{KNO}_3$ (NaNO_3 と KNO_3 の混合塩) は過冷却を示さなかったが、 $\text{NaNO}_3/\text{Ca}(\text{NO}_3)_2$ はやや過冷却を示した。3種類の塩の組成^{7),8)}と潜熱の値は表1に示した通りである。

モリブデン酸ナトリウム Na_2MoO_4 については、出発物質として2水和物 $\text{Na}_2\text{MoO}_4 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$ の1級試薬（和光純薬社製）を用いた。2水和物はいったん 100

$^\circ\text{C}$ 以上に加熱すると水分を失い、その後のDTA曲線には転移融解以外のピークは観測されなかった。 Na_2MoO_4 は 40K 程度過冷却することが知られており⁹⁾、本実験でも同程度の過冷却が観測された。

2.2 実 験 装 置

伝熱実験装置のブロックダイアグラムを図1に示した。蓄熱器の詳細は図2に示したとおりで、厚さ1 mm の SUS 304製の円筒容器の中央に伝熱管を持ち、その外側に蓄熱材を有する、典型的なシェル・アンド・チューブ型である。潜熱蓄熱器の構造には、直接接触型を除けば、大別してシェル・アンド・チューブ型とカプセル型とがあり、カプセル型の方が伝熱上有利であると考えられるが、蓄熱材の温度変化を、ひいては熱伝導率の効果を調べる立場からは、伝熱上不利な場合の方が都合のよいこと、さらにカプセル型では蓄熱材の温度計測用熱電対の取り付けが困難なことから、モデル蓄熱器にはシェル・アンド・チューブ型を採用した。

蓄熱材の温度および、伝熱媒体である空気の蓄熱器入口および出口温度を測定するためには、9本のシース型CA熱電対を図のように配置した。蓄熱材中の熱

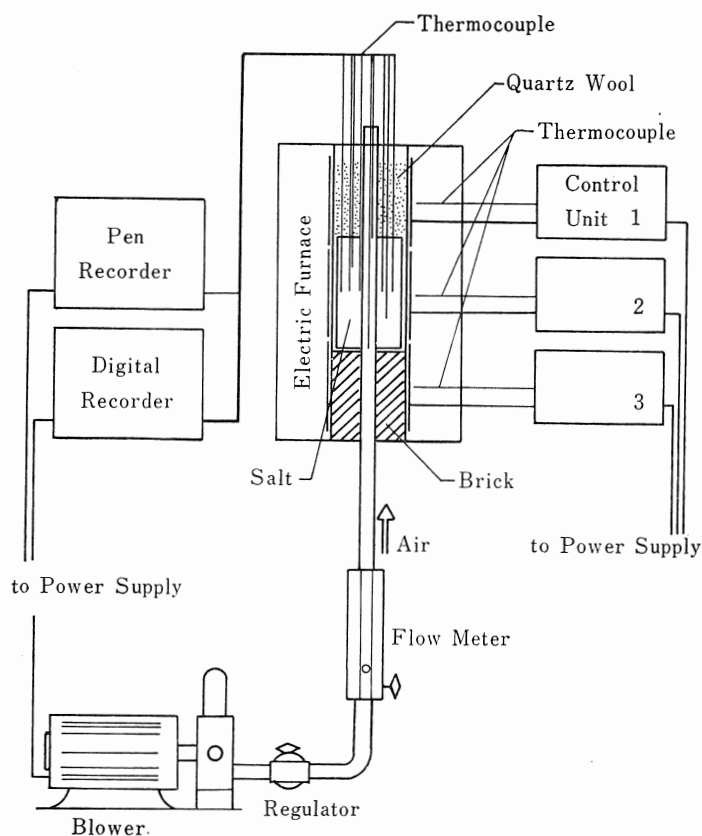


図 1 伝熱実験装置のブロックダイアグラム

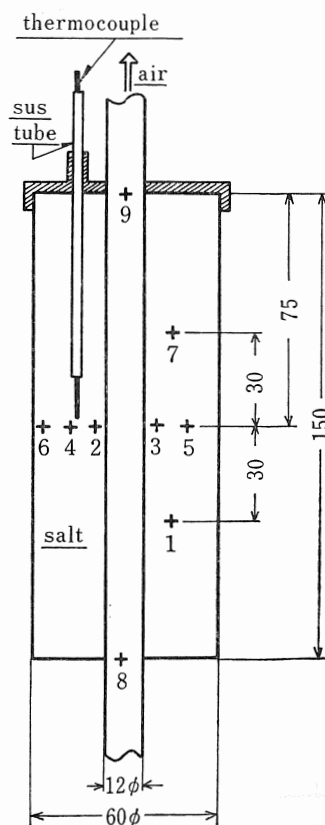


図 2 蓄 熱 器

図中の数値は熱電対の番号を表す。各熱電対の中心からの距離は、2: 6.5 mm, 3: 11 mm, 1, 4, 7: 16 mm, 5: 21 mm, 6: 26 mm

電対は、凝固時の体積収縮による位置の変動を減少させるため、外径 3 mm のステンレス・スチールのパイプ中を通し、先を 15mm 出した状態で使用した。

蓄熱器の外径は 60mm、長さは 150mm、伝熱管の外径は 12mm である。蓄熱器は長さ 700mm の電気炉中に置き、まず融点より約 40K 高い温度まで昇温し、約 1 時間程度その温度に保持したのち、電気炉を切り一定流量 (20 l/min ~ 80 l/min) の空気を伝熱管中に流し、放熱を行なった。放熱時の温度変化はデジタル記録計(千野製作所製 PROCOS-VII Model DR O30)により、1 分から 5 分おきに記録した。放熱時のみを取り扱ったのは、潜熱蓄熱で伝熱上問題となるのが伝熱面に付着する固相の熱伝導率の低さであり、放熱時にその影響がより顕著にあらわれると考えられるからである。

3. 実験結果

NaNO_3 を蓄熱材としたときの実験結果を図 3 ~ 図 5 に示した。図 3 と図 4 は、空気流量がそれぞれ 20 l/min および 80 l/min のときの、蓄熱材と空気の温度変化および伝熱面から空気に与えられる熱流束 q (注)、

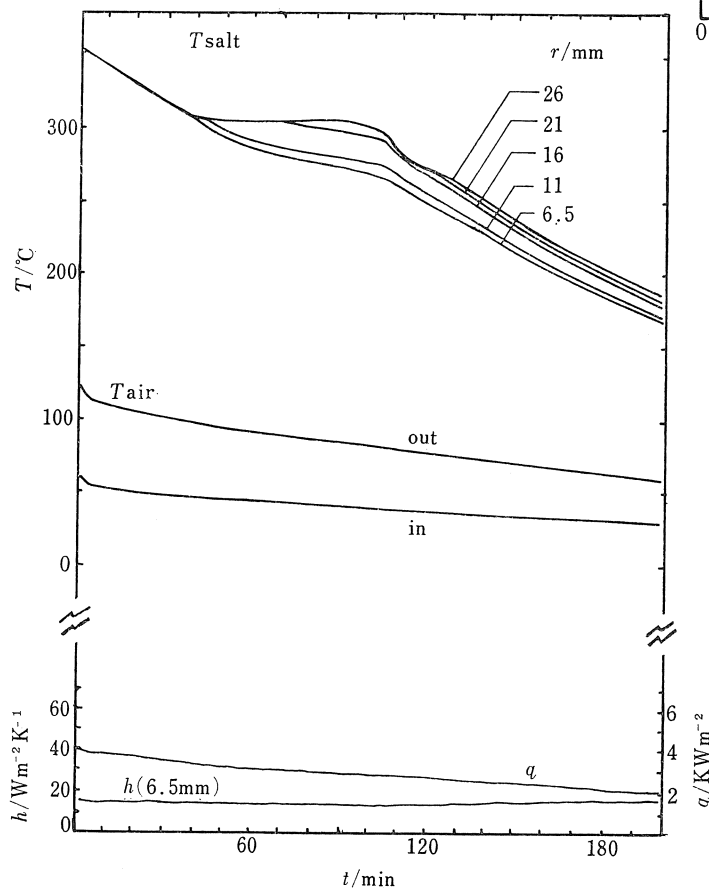


図 3 蓄熱材と空気の温度および q , $h(6.5\text{ mm})$ の時間変化 (蓄熱材: NaNO_3 , 空気流量: 20 l/min)。

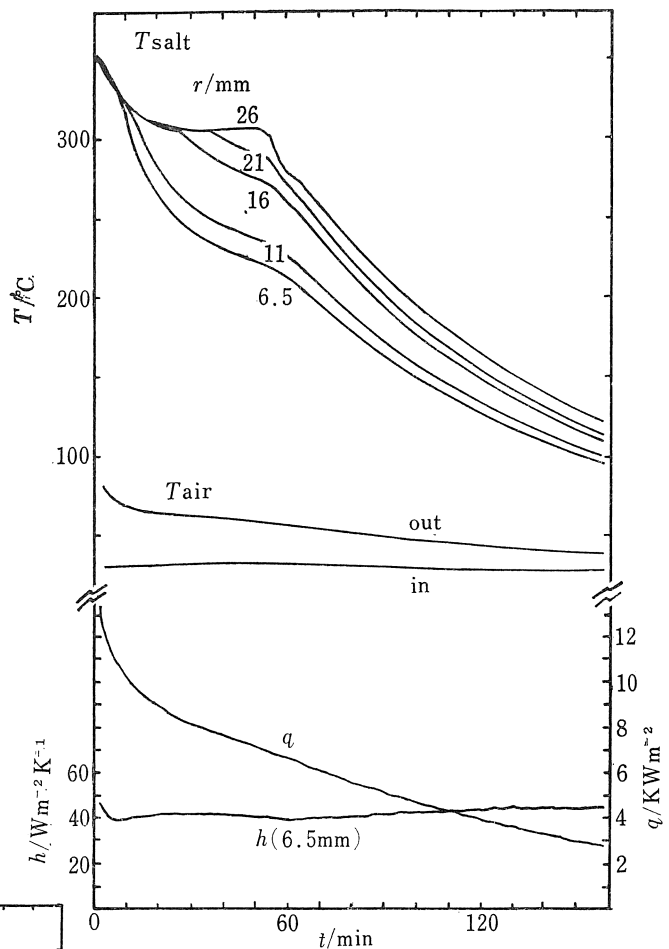


図 4 蓄熱材と空気の温度および q , $h(6.5\text{ mm})$ の時間変化 (蓄熱材: NaNO_3 , 空気流量: 80 l/min)

伝熱面温度を $r=6.5\text{ mm}$ の位置の蓄熱材温度でこの場合おきかえて定義したみかけの熱伝達率 $h(6.5\text{ mm})$ の変化を示している。蓄熱材の温度は、蓄熱器のちょうど半分の高さで、中心からの距離が 6.5, 11, 16, 21, 26 mm の位置における値であり、空気温度は蓄熱器の入口および出口における値である。図 5 は経方向温度分布の時間変化を示したもので、蓄熱材 NaNO_3 空気流量 60 l/min のときのデータである。

これらの図から明らかなように、液相では自然対流によって温度がほぼ均一になっていることがわかる。ところが、ひとたび固相が析出し始めると伝熱面付近の蓄熱材温度は急激に低下し、蓄熱材中には径方向に大きな温度勾配がついてしまう。これらの図では 40 l/min

(注) q は、空気の伝導管入口および出口温度と空気流量から、空気の密度と比熱 (容量) のデータを用いて計算した。

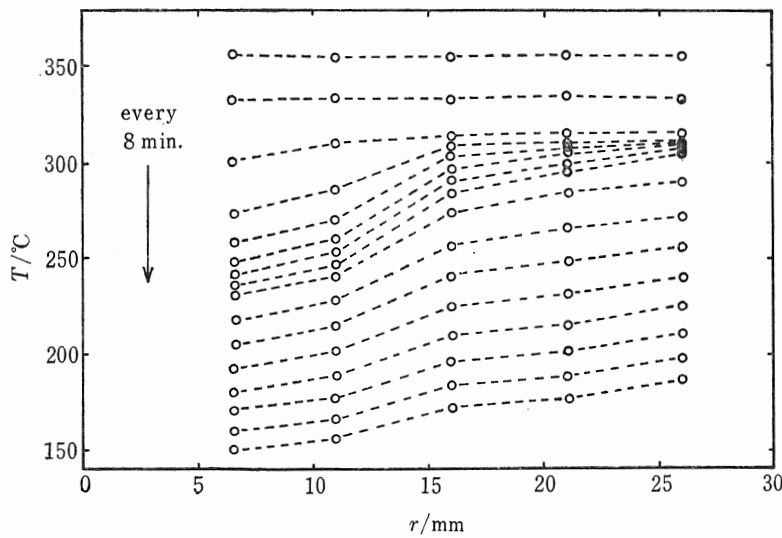


図5 蓄熱材中の径方向温度分布
(蓄熱材: NaNO_3 , 空気流量: 60 l/min)

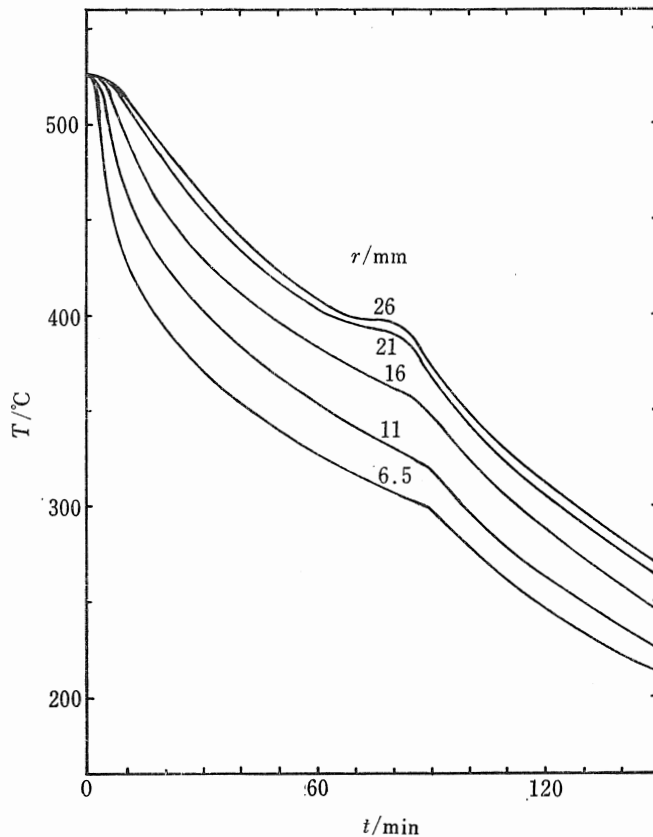


図6 蓄熱材温度の時間変化
(蓄熱材: Na_2MoO_4 , 空気流量: 20 l/min)

min および 60 l/min の場合の結果は示されていないが、伝熱面付近の蓄熱材温度の低下（従って伝熱面温度の低下）が、この場合も空気流量の増加とともに急激になることは容易に想像できよう。

図6は Na_2MoO_4 を蓄熱材に使用したときの実験結果の一例で、空気流量が 20 l/min の場合の蓄熱材温度の変化を示したものである。熱電対位置は NaNO_3

の場合と同じである。 Na_2MoO_4 は 40K 程度過冷却することが知られておりDSCでも確認されたが、この過冷却は偶発的なものではなく再現性のあるもので、転移点が低くなることを除けば、冷却曲線に大きな影響は与えていない。図6では、蓄熱材の径方向温度分布は転移が始まる以前、冷却を開始した時点から始まっている。

径方向温度分布は、空気が伝熱面から熱をとるスピードと熱が蓄熱材中を伝導するスピードとのバランスで決まるのであるから、温度分布のつく原因は、相変化現象に伴う体積

変化などの副次的なものではなく、もっぱら固相の低い熱伝導率によるものである。

径方向温度分布 もしくは 伝熱面温度の 降下は、潜熱蓄熱にとって、できるだけ少なくした方がよいことは言うまでもない。これは、伝熱面温度より高い温度の熱を取り出すことが不可能だからである。図7は $\text{NaNO}_3/\text{KNO}_3$ を用いたとき、 $r=6.5 \text{ mm}$ における蓄熱材温度が融点 222°C から徐々に下がっていったとき、蓄熱材のうちどれだけの割合で固相が存在するかを示したものである。たとえば、空気流量が 20 l/min のときは、 190°C になったときの固相の割合が 100% であるのに対し、 80 l/min のときは 20% にすぎない。つまり、 20 l/min のようにゆっくり熱を取り出す条件では伝熱面付近の蓄熱材温度が 190°C になるまでに潜熱をすべて放

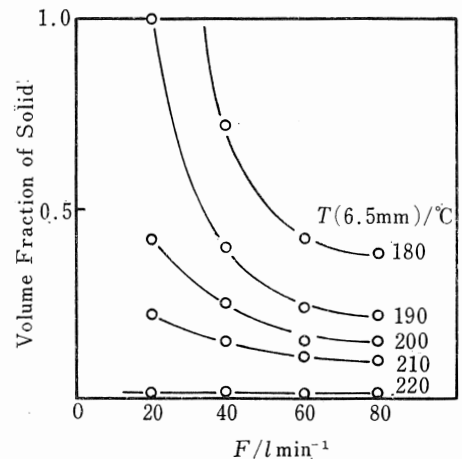


図7 $T(6.5 \text{ mm})$ をパラメーターとしたときの空気流量 F と固相の体積分率との関係
(蓄熱材: $\text{NaNO}_3/\text{KNO}_3$)

出しているのに、80 l/min のように熱の取り出しが速い条件下では、同じ伝熱面蓄熱材温度でも、まだ20%の潜熱を放出しているにすぎないのである。これらの問題については次節で定量的に考察する。

Na_2MoO_4 の固相転移の利用は、さきの実験結果図6が示すように、シェル・アンド・チューブ型熱交換器を用いる限り、融解現象に比べて何ら伝熱上有利な点がない。このため次節ではもっぱら硝酸塩の融解潜熱の利用に関して考察する。固相転移については直接熱交換などによってその特徴を生かすことを考えるべきであろう。

4. 考 察

4.1 熱伝導率とみかけの熱伝達率

前節で指摘したように、潜熱蓄熱装置の伝熱で問題となるのは、蓄熱材の固相における熱伝導率である。ところが一般に固相での熱伝導率は不純物に敏感であるために、データ集¹⁰⁾や、便覧¹¹⁾に記載された比較的純粋な化合物についての値と、現実の蓄熱材の熱伝導率とは、かけ離れている可能性が強い。さらに、蓄熱材が固まるときには、必然的に体積変化を伴い、ボイド発生などによる熱伝導率の低下も考えられる。本研究では、蓄熱器内部でのこのように複雑な現象を考慮し、伝熱実験の結果から熱伝導率の粗い値を推定することを試みた。

実験で用いたようなシェル・アンド・チューブ型の蓄熱器の温度分布はおおよそ図8で表わされる。いま、単位時間に軸方向の単位長さ当り Q の熱が伝熱面から空気に流れ込むとすると、空気の熱伝達率を h_a として次式が成立する。

$$Q = 2\pi r_s q = 2\pi r_s h_a (T_s - T_a) \dots (1)$$

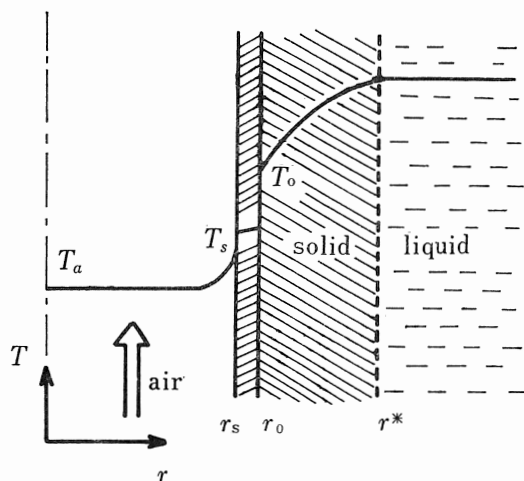


図8 蓄熱器の中の径方向温度分布を表わす概念図

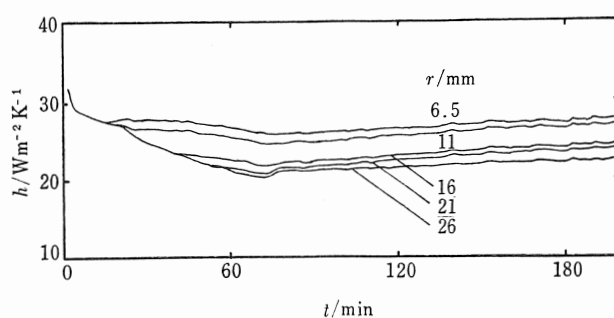


図9 r に依存した見かけの熱伝達率 $h(r)$ の時間変化
(蓄熱材: NaNO_3 , 空気流量: 40 l/min)

ここで r_s は伝熱管内側の半径、 T_s , T_a は伝熱面および空気の主流温度である。

このような小さなシェル・アンド・チューブ型蓄熱器の伝熱面温度を測定することが困難なこと、主に蓄熱材に注目していることから、 r_s を伝熱面外側の半径 r_0 で置きかえ、見かけの熱伝達率 h_0 を導入して次式を定義する。

$$Q = 2\pi r_0 h_0 (T(r_0) - T_a) \dots (2)$$

さらに、径依存性のある見かけの熱伝達率 $h(r)$ を

$$Q = 2\pi r_0 h(r) (T(r) - T_a) \dots (3)$$

で定義する。 $h(r_0)$ は h_0 に等しい。

この系が定常状態にあるとすると、

$$Q = 2\pi \lambda \ln \frac{r_0}{r} [T(r) - T(r_0)] \dots (4)$$

が成立する。ここで λ は蓄熱材の温度に依らない熱伝導率である。(2)~(4)式から

$$\frac{1}{h(r)} = \frac{1}{h_0} + \frac{r_0}{\lambda} \ln \frac{r}{r_0} \dots (5)$$

が導かれる。

図9は、(3)式で定義した $h(r)$ を蓄熱材が NaNO_3 、空気流量が 40 l/min の場合について図示したもので、横軸は時間である。 $h(6.5 \text{ mm})$ の値は固化するときに殆んど変化しないのに対し、 r が大きくなる、つまり伝熱面から離れるに従い、 $h(r)$ の値は固相の析出とともに減少する。蓄熱材がすべて固まった後は、 $h(r)$ はゆるやかに増大するが、この原因の一部は、温度の低下による熱伝導率 λ の増大であろう。

ところで、蓄熱材全体が固化した後の状態は、短い時間をとってみればほぼ定常状態とみなすことができ、そのとき(5)式の成り立つことが予想される。 NaNO_3 の場合について、蓄熱材全体が固相となった時点での $h(r)$ から $1/h(r)$ を求め、 $\ln r$ に対して図示したのが図10である。図からわかるように、20~80 l/min のすべての空気流量に対してほぼ直線関係が成立している。従って、傾きから λ を、 $r=r_0$ における $h(r)$ から h_0 を推定することができる。どの流量につ

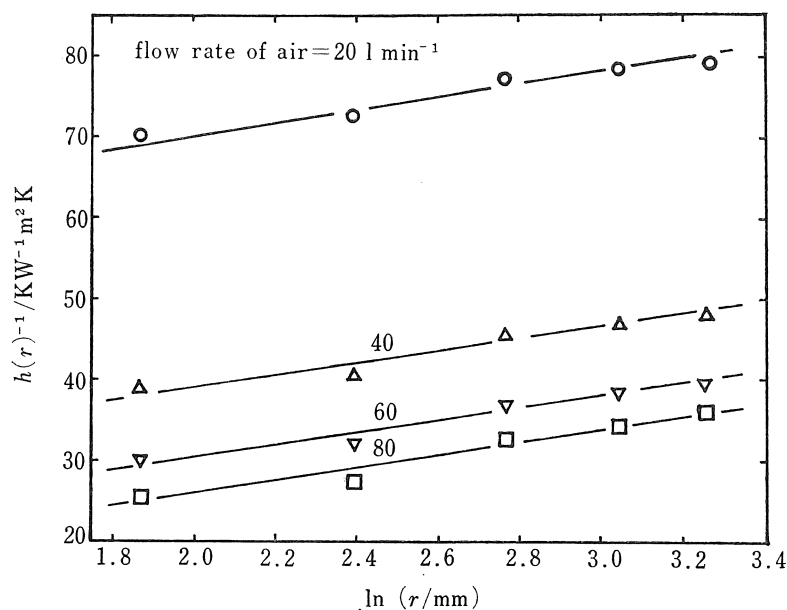
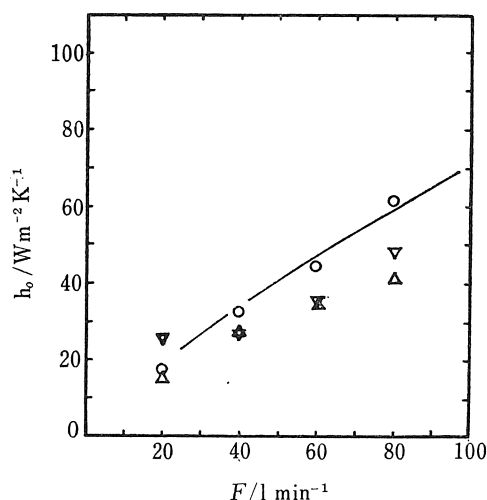

 図 10 $\ln r$ と $1/h(r)$ との関係 (蓄熱材: NaNO_3)

表 2 蓄熱材の熱伝導率の推定値

 * 融点における液相の熱伝導率¹²⁾

Salt	$\lambda / \text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$
NaNO_3	0.78 (0.55*)
$\text{NaNO}_3 / \text{KNO}_3$	0.70
$\text{NaNO}_3 / \text{Ca}(\text{NO}_3)_2$	0.74


 図 11 空気流量と h_0 との関係
 実線: Dittus と Boelter の経験式, Δ : NaNO_3 ,
 $\circ$: $\text{NaNO}_3 / \text{KNO}_3$, ∇ : $\text{NaNO}_3 / \text{Ca}(\text{NO}_3)_2$

いてもほぼ等しい傾き (熱伝導率の値) が得られているので, 固化の速度に依らず同じように固まっていることが予想される。

このようにして求めた熱伝導率の値が表 2 である。塩の種類による差は殆んどなく, 実験誤差の範囲である。この推定は非常に粗いものであるが, 液相での

NaNO_3 の値¹²⁾ と比べやや大きめなので, ほぼ妥当な値と考えることができる。図 11 は図 10 から求めた h_0 を流量に対して図示したものである。乱流域での h_a に対する Dittus と Boelter の経験式¹³⁾ による値よりやや低い値を示しているが, これは $1/h_0$ が, $1/h_a$ と, 伝熱管の熱抵抗および伝熱管と蓄熱材との間の熱抵抗の和であることを考えれば理解できる。以下に行なう考察では, いま求めた熱伝導率と熱伝達率を用いる。

4. 2 蓄熱材温度変化の数値解との比較

相変化を伴う伝熱現象の厳密解は極めて単純な仮定のもとに, 無限平

板の場合について得られているにすぎず, 現実の伝熱現象では差分法などによる数値解が有力な手段になると思われる。すでに指摘したように, 潜熱蓄熱器の内部では, 蓄熱材の固化に伴ってボイドや亀裂が発生し, 純粋に均一な熱流が得られるとは言い難い。このように複雑な現象に対しても差分法による数値解が有効であるかどうかを見るために蓄熱材温度の時間変化について, 実測値と数値解との比較を行なった。

電気炉が十分長く温度分布が一様で, しかも蓄熱器の軸方向の長さが短いので, 系を一次元径方向伝熱現象として扱うことにすると, 基礎式

$$C\rho \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla \lambda \nabla T \dots \dots \dots (6)$$

は $u = \int_0^T \lambda dT$ と $v = \int_0^T C\rho dT$ を用いることによって容易に差分化できる。ここで C は蓄熱材の比熱容量, ρ は密度である。

いま (6) 式を u と v で表わすと

$$\frac{\partial v}{\partial t} = \frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial r} \dots \dots \dots (7)$$

となるので, Δt および Δr を時間および径方向の距離の差分, T_n^p を時間 $p\Delta t$ での中心からの距離 $n\Delta r$ なる位置での温度とすれば, explicit な階差式

$$\frac{\int_{T_n^p}^{T_{n+1}^p} C\rho dT}{\Delta t} = \frac{\int_{T_n^p}^{T_{n+1}^p} \lambda dT - \int_{T_{n-1}^p}^{T_n^p} \lambda dT}{(\Delta r)^2} + \frac{\int_{T_{n-1}^p}^{T_{n+1}^p} \lambda dT}{2r\Delta r} \dots \dots \dots (8)$$

が得られる。

図3, 4, 9から $h(6.5\text{ mm})$ が時間に対してほぼ一定であることがわかるので, $r=6.0\text{ mm}$ における h_0 もほぼ一定と考えることができる。従って $r=r_0=6.0\text{ mm}$ における境界条件は

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial r} = -h_0(T(r_0) - T_a) \dots \dots \dots (9)$$

で与えられる。

(9)式を(8)式へ代入すると。

$$\frac{\int_{T_0^p}^{T_0^{p+1}} C\rho dT}{t} = \frac{2}{(\Delta r)^2} \left[\left(1 - \frac{1}{2n^*}\right) h_0(T(r_0) - T_a) \Delta r + \int_{T_1^p}^{T_2^p} \lambda dT \right], \quad n^* = \frac{r_0}{\Delta r} \dots \dots \dots (10)$$

が得られる¹⁴⁾。

明らかなように, $C\rho$ および λ に温度依存性があるてもこの式は計算できるのであるが, λ はもともと厳密な値がわからないので一定値とした。潜熱 Δh_f については融点の上下1 Kの幅では $\Delta h_f/1\text{ K} = C$ という見かけの比熱容量をもつものとして計算を行なった。実験誤差を考えれば1 Kの幅で十分な精度の計算が可能である。ヒートリークの効果は, C に適当な係数をかけて補正した。 Δt と Δr は, 安定条件¹⁴⁾

$$\frac{\lambda}{C\rho} \cdot \frac{\Delta t}{(\Delta r)^2} \leq \frac{1}{2} \dots \dots \dots (11)$$

を満足するよう, 0.01 min, 2 mm とした。

図12と図13は, NaNO_3 および $\text{NaNO}_3/\text{KNO}_3$ の

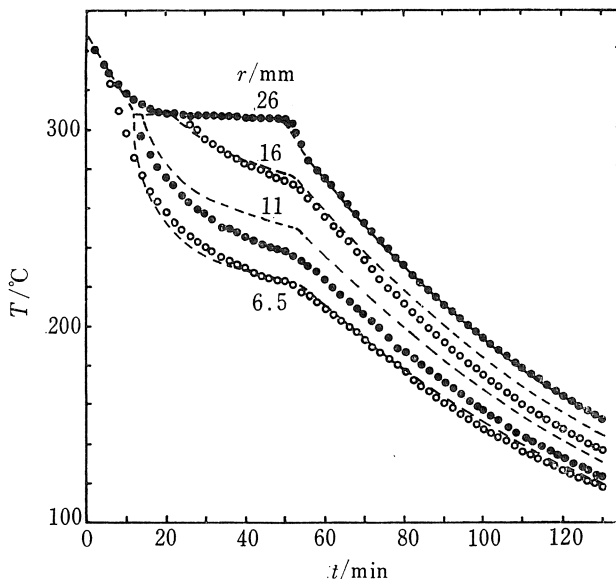


図12 蓄熱材温度の実測値(丸)と計算値(破線)との比較
(蓄熱材: NaNO_3 , 空気流量: 80 l/min)

場合の実験値と計算値との比較である。 $r=11$ と 16 mm の位置では実験値の方がやや低い値を示しているが, これは蓄熱材が凝固するときに, 熱電対の位置が少し中心方向にずれたためと思われる。融点以上で, 蓄熱材中に多少の温度差がつくのは, 融点近傍における液相の粘度が大きく, 自然対流による伝熱が阻害されるからであろう。このような細かい点では計算値と実験値に食い違いが見られるが, 計算に用いた仮定や熱伝導率の推定の粗さを考慮すれば, 単純塩についても混合塩についても一致は極めてよいと見なすことができよう。

このように差分法による計算が, 本実験結果をよく再現することが明らかになった。差分法は原理的には相当複雑な形状の場合でも使用できるので, 実際の蓄熱装置における伝熱現象を扱う上で有力な手段であると考えられる。

4. 3 伝熱面温度の低下と蓄熱材の物理量との関係

差分法は確かに潜熱蓄熱装置の伝熱現象を記述するのに有力な方法であるが, 蓄熱装置の伝熱特性と蓄熱材の物理量との関係を知るためには, 無次元量で表わされる近似的な解析解が有効である。以下に Megerlin¹⁵⁾ によって求められた 近似解によって考察を進める。

まず, 以下の無次元変数を導入する。

$$\eta = \frac{r}{r_0}, \quad \eta^* = \frac{r^*}{r_0}, \quad F_0 = \frac{\alpha t}{r_0^2}, \quad \theta = \frac{T_f - T}{T_f - T_a} \dots \dots \dots (12)$$

ここで r^* は固液界面の位置, α は蓄熱材の熱拡散率, T_f は相変化温度である。これらの変数を用いるとこのモデルでの熱伝導方程式は

$$\frac{\partial \theta}{\partial F_0} = \frac{\partial^2 \theta}{\partial \eta^2} + \frac{1}{\eta} \frac{\partial \theta}{\partial \eta} \dots \dots \dots (13)$$

となる。

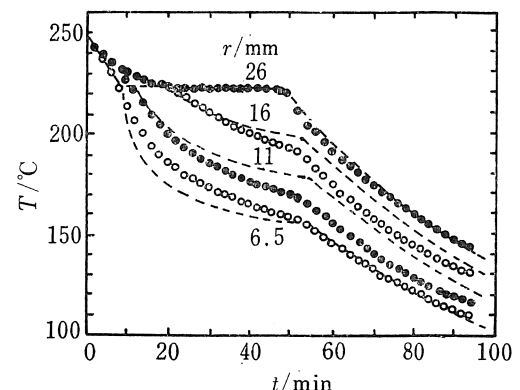
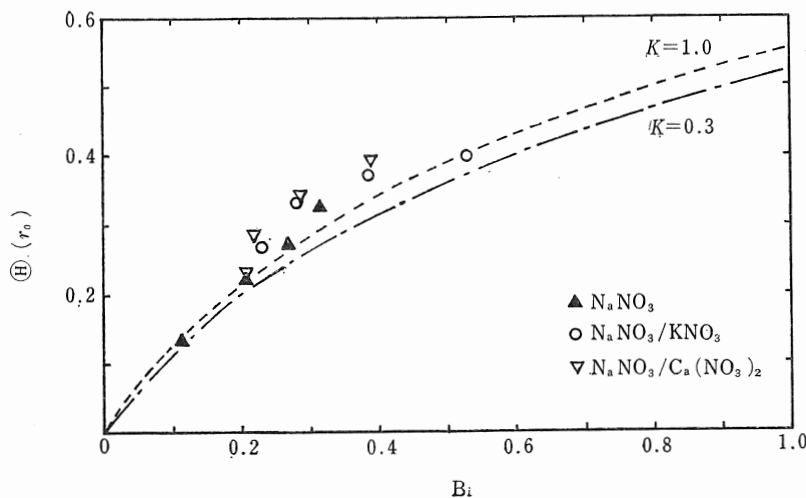


図13 蓄熱材温度の実測値(丸)と計算値(破線)との比較
(蓄熱材: $\text{NaNO}_3/\text{KNO}_3$, 空気流量: 80 l/min)


 図 14 Bi と $\theta(r_0)$ との関係 ($\eta^*=26/6$)

潜熱 Δh_f を無次元量

$$K = \frac{\Delta h_f}{C(T_f - T_a)} \quad (14)$$

でおきかえると、固液界面における境界条件は、

$$\theta(\eta^*, F_0) = 0 \quad (15) \quad \nearrow$$

$$\eta^* = \frac{-(Bi \ln \eta^* + 1) + \sqrt{(Bi \ln \eta^* + 1)^2 + 2 Bi \ln \eta^* (Bi \ln \eta^* + 2) / K}}{\eta^* \ln \eta^* (Bi \ln \eta^* + 2)} \quad (19)$$

のように定められる。ここで $Bi = h_0 r_0 / \lambda$ である。これらの式から無次元温度 θ と η との関係が K と Bi だけをパラメーターとして決められることがわかる。

実験結果から明らかなように、蓄熱材の熱伝導率が低い場合、固相の析出とともに伝熱面温度が急激に低下する。この温度低下が蓄熱材の物理量とどう関係するのかを見るために、 $\eta^* = 26/6$ のときの $\theta(r_0)$ を Bi に対してプロットしたのが図14である。(17)(18)式から計算される $\theta(r_0)$ を $K=0.3, 1.0$ の場合についてプロットしたのが一点鎖線および破線である。本実験では K はおよそこの範囲であったが、 Bi に比べ K は $\theta(r_0)$ にあまり影響しないことがわかる。従って実測値は NaNO_3 および 2 種類の混合塩のすべてについて K の違いを無視して同じ図に示してあるが、実測値と計算値との一致はよい。

図から、 $\theta(r_0)$ の実測値が 0.14 から 0.4 の範囲にあることがわかるが、いま $T_f - T_a = 200 \text{ K}$ と仮定すると $T_f - T(r_0) = 28 \sim 80 \text{ K}$ となる。実験で用いた h_0 は図11に示すように約 $60 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ より小さいが、これは一般の熱交換器と比べてむしろ小さい値である。それでもこれほど大きな伝熱面温度の低下が生じてしまうのである。この温度低下を避けるには、

- (1) より λ の大きな蓄熱材を用いる。
- (2) 伝熱促進材を蓄熱材中に入れる。
- (3) $h_0 r_0$ を小さくする。 $\nearrow$

$$\nearrow \frac{\partial \theta(\eta^*, F_0)}{\partial \eta} = -K \frac{\partial \eta^*}{\partial F_0} \quad (16)$$

で表わされる。

次に θ を $\ln(\eta/\eta^*)$ の級数に展開できるとして、(13)~(16)式を用いてこれら級数各項の係数を定めると ($\eta = \eta^*$ で (13) 式が成立すると仮定して)、

$$\theta = K \left[\eta^* \ln \frac{\eta^*}{\eta} + \frac{1}{2} (\eta^* \ln \frac{\eta^*}{\eta})^2 \right] + \dots \quad (17)$$

となる。 η^* と $\dot{\eta}^* (= \partial \eta^* / \partial F_0)$ は、次式で表わされる伝熱面における境界条件 (熱伝達率が一定)

$$\frac{\partial \theta(1, F_0)}{\partial \eta} = Bi [\theta(1, F_0) - 1] \quad (18)$$

と(17)式から $\nearrow$

$\nearrow$ (4) T_a を大きくする。

などの方策があろう。現在(2)を中心に研究を進めている。

5. 結 言

潜熱蓄熱の伝熱特性を明らかにするため、硝酸塩の融解熱とモリブデン酸ナトリウムの転移熱を利用する 2 種類のシェル・アンド・チューブ型モデル蓄熱器により、放熱時の伝熱実験を行なった。その結果、通常のシェル・アンド・チューブ型蓄熱器では転移熱利用の利点はなく、直接接触熱交換によってその利点を生かすべきことが示唆された。融解熱利用の場合については、伝熱面温度が固相の析出とともに急激に低下するので、それを防ぐための方策を実験と解析の両面から定量的に明らかにした。

謝 辞

本報をまとめるに当たり、実験を手伝って頂いた上智大学、若林正浩氏に感謝します。電子技術総合研究所エネルギー貯蔵研究室小沢丈夫室長はじめ研究室の各位には、日頃から蓄熱に関して有意義な討論をして頂き、本研究を進めるに当たっても、DSCおよびDTA装置を使わせて頂きました。厚く感謝致します。

参 考 文 献

- 1) 神本正行, 作田宏一, 小沢丈夫, 坂本龍二: 蓄

- 熱および蓄熱材に関する調査報告, 電子技術総合研究所調査報告 196号 (1978).
- 2) T. T. Bramlette, et al. : SAND 75-8063 (1976).
 - 3) 長谷川純彦, 上原則尚 : 溶融塩 **15**, 240(1972).
 - 4) J. Schröder : ASME publication, Paper no. 74-WA/Oct.1 (1974).
 - 5) H. V. Venkatesetty, R. T. Lefrois : 11 th IECEC, Vol.1, 606 (1976).
 - 6) R. E. Rice, B. M. Cohen : Proc. Int. Solar Energy Soc. Congress p.511 (New Delhi, 1978).
 - 7) A. Kofler, Mh. chem. **86**, 643 (1955).
 - 8) P. I. Protsenko, B. S. Medvedev, Zhur. Neorg. Khim. **8**, 1434 (1963).
 - 9) P. H. Bottelberghs, F. R. van Buren : J. Sol. State chem. **13**, 182 (1975).
 - 10) たとえば, "Thermophysical Properties of Matter" (TPRC Data Series) Y. S. Touloukian (Ed.) IFI/Plenum Data Corp., New York (1971~).
 - 11) たとえば, 日本化学会編「化学便覧」丸善 (1975).
 - 12) H. Bloom, et al. : Aust. J. Chem. **18**, 1171 (1965).
 - 13) 日本機械学会編 「機械工学便覧」第11編 (1975).
 - 14) 片山功蔵, 斉藤彬夫, 服部賢 : 「伝熱工学の進展」第3巻 p.111, 養賢堂 (1974).
 - 15) F. Megerlin : Forsch. Ing.-Wes. **34**, 40 (1968).