

温空気泡群と潜熱マイクロカプセルとの 直接接触熱交換による蓄熱特性

稲葉英男^{*1}, 堀部明彦^{*1}
塚本普文^{*2}, 金明俊^{*2}

Heat Storage Characteristics of Latent Microcapsules Using Hot Air Bubbles by Direct Contact Heat Exchange

Hideo INABA^{*3}, Akihiko HORIBE,
Hirofumi TSUKAMOTO and Myoung-Jum KIM

^{*3} Okayama University, Graduate School of Natural Science and Technology,
Tsushimanaka 3-1-1 Okayama, Okayama, 700-8530 Japan

This paper has dealt with the heat storage characteristics of fine microcapsules packed with latent heat storage material in the water layer. The heat storage operation to the latent microcapsules was carried out using hot air bubbles by direct contact heat exchange. The microcapsule consists of n-paraffin as a core latent-heat storage material and melamine resin as a coating substance. The relation of the completion time of latent-heat storage to some parameters was examined experimentally. The non-dimensional correlation equations for the completion time of latent-heat storage process had were derived in terms of the ratio of water layer height to diameter of microcapsule, Reynolds number for air flow, Stefan number and modified Stefan number for absolute humidity of flowing air.

Key Words: Latent Heat Storage, Direct Contact Heat Exchange, Paraffin, Air Bubble, Microcapsule

1. 緒言

従来より、顕熱蓄熱材として使用されてきた水に代わり、水に分散相として固-液潜熱蓄熱材を混合した機能性熱媒体と呼ばれる輸送性に富む蓄熱材混合水が開発され、新たな蓄熱媒体としての利用が注目されている⁽¹⁾。この種の機能性熱媒体の典型的なものとして、氷水スラリー、そして熱媒体としての水又は水溶液に炭化水素等の潜熱蓄熱材を微細化し、分散混合したものがある⁽²⁾。後者の具体例として、潜熱蓄熱材である微細化したパラフィン粒子を界面活性剤により水又は水溶液中に分散混合した Oil/Water 型エマルジョン⁽³⁾やパラフィンをマイクロカプセル内に充填して水又は水溶液中に分散混合した潜熱マイクロカプセル⁽⁴⁾混合水が開発されている。しかしながら、氷水スラリーでは、氷粒子と水又は水溶液の密度差による浮力により、低流速管内搬送時においては、氷粒子が管上部壁に滞留し、管内流動抵抗の増大をもたらすことや、氷粒子同士の焼結に伴う氷塊による管閉塞などの問題点が指摘されている。一方、微細潜熱蓄熱材混合水の場合には、管内搬送時に安定した均質混合流が得られ、相分離や管閉塞の発生を防止することも可能である。さらに、潜熱蓄熱材としてのパラフィンの種類や含有質量割合を変えることにより、利用可能

な温度(融点温度)そして潜熱蓄熱量を任意に設定することが可能であり、蓄熱システムの設計段階においても蓄熱効率の向上及び配管スペースの縮小などが期待される。しかしながら、このような微細潜熱蓄熱材混合水は、粘性が大きく、隔壁型熱交換ではその流動に伴うポンプ動力の著しい増大が指摘されている。

本研究は、固-液潜熱蓄熱材であるパラフィンを充填したマイクロカプセル群を水中に分散混合して作成した機能性熱媒体を用いた暖房空調用蓄・放熱システムの構築に必要となる、潜熱蓄熱特性の解明を目的としている。前述の蓄熱材混合水では隔壁型熱交換器内流動に伴う大きなポンプ動力を回避する目的から、本研究では、熱媒体である温空気から潜熱蓄熱材への蓄熱過程における熱交換方法として、高い熱伝達特性を得ることが可能な気-液直接接触熱交換を採用してある。このため本研究では、蓄熱材への蓄熱の際に重要な因子である蓄熱槽出口空気温度に関連する温度効率、蓄熱槽出入口空気のエンタルピー差及び潜熱蓄熱完了時間に着目し、これらに影響を及ぼす入口空気温度及び湿度、蓄熱材混合水中の潜熱蓄熱材の潜熱体質量濃度並びに初期蓄熱材混合水層高さなどの各因子の効果を実験的に明らかにするものである。さらに、これらの測定結果から温度効率、蓄熱槽出入口エンタルピー差及び潜熱蓄熱完了時間に関する無次元整理式の提案も行っている。

主な記号

アルファベット a_c : 蓄熱材混合水の温度伝導率

* 原稿受付 1999年3月3日。

*¹ 正員, 岡山大学工学部 (〒700-8530 岡山市津島中3-1-1)。

*² 学生員, 岡山大学大学院。

E-mail: inaba@mech.okayama-u.ac.jp

[m^2/s], C : 濃度(質量百分率)[mass%], C_p : 比熱[kJ/kg·K], d_p : マイクロカプセル粒子直径[m], H_a : 空気のエントルピー[kJ], L : 総潜熱量[kJ/kg], m : 充填質量[kg], N : 個数, Q_{loss} : 損失熱量の時間積算値[kJ], Q_{mil} : 潜熱蓄熱量の時間積算値[kJ], Q_{mis} : 顕熱蓄熱量の時間積算値[kJ], Q_s : 水の凝縮潜熱量の時間積算値[kJ], Q_v : 蓄熱槽容器への顕熱蓄熱量の時間積算値[kJ], T : 温度[K], T_c : 蓄熱材混合水の温度[K], T_{mp} : 潜熱蓄熱材の融点[K], T_{tp} : 潜熱蓄熱材の転移温度[K], t : 時間[s], t_f : 潜熱蓄熱完了時間[s], V_0 : 空気空塔流速[m/s], X_a : 空気の絶対湿度[kg/kg], Z_i : 初期蓄熱材混合水層高さ[m], Z_h : 空気泡流入時における蓄熱材混合水層高さ[m]

ギリシャ文字 ε : ホールドアップ, ν : 動粘度 [m^2/s], ρ : 密度[kg/m³], ϕ_a : 空気の相対湿度[RH%]

添字 a : 空気, c : 蓄熱材混合水, in : 入口, m : 平均, mi : マイクロカプセル潜熱蓄熱材, mp : 融点, tp : 転移点, out : 出口, p : パラフィン, s : 水蒸気, t : 潜熱蓄熱材, w : 水, $'$: 単位時間あたり

2. 蓄熱材混合水の特徴

本実験で使用したマイクロカプセルは、パラフィン系潜熱蓄熱材である n-オクタコサン(n-Octacosane)を、in situ 重合法によってメラニン樹脂を被覆して製造したものである。図 1 は、供試 n-オクタコサンの潜熱量等を示差型熱量計(DSC)により測定した結果(冷却速度 $V_f = 2.0 \text{ K/min}$)を示したものである。図 1 より、n-オクタコサンの融点は $T_{mp} = 334.7 \text{ K}$ (融解潜熱 $L_{mp} = 164.6 \text{ kJ/kg}$)、転移温度は $T_{tp} = 319.3 \text{ K}$ (転移熱 $L_{tp} = 39.8 \text{ kJ/kg}$)であり、総潜熱量は潜熱量と転移熱を合計したもので $L = 204.4 \text{ kJ/kg}$ である。

潜熱マイクロカプセルの粒子直径 d_p は光学顕微鏡(倍率 1000 倍)による測定の結果、 $d_p = 0.1 \sim 3.0 \mu\text{m}$ の範囲に存在し、その平均直径は $d_{pm} = 1.2 \mu\text{m}$ である。こ

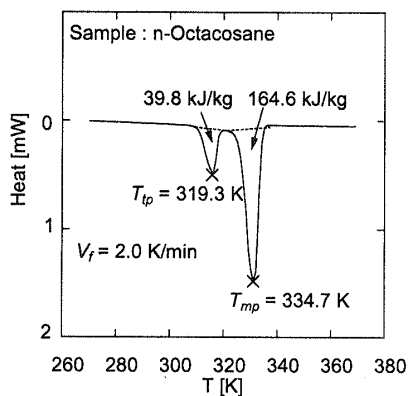


Fig.1 DSC curve

の微細な潜熱マイクロカプセルを水に分散混合した混合水の状態では、白色で流動性に富んでおり、その混合水の分散安定性は 3000 時間以上維持されることを予め確認してある。本実験に使用した蓄熱材混合水の潜熱マイクロカプセルの混合水濃度は、 $C_{mi} = 11.0 \text{ mass\%}$ (水の質量濃度 $C_w = 89.0 \text{ mass\%}$, n-オクタコサンの質量濃度 $C_i = 9.9 \text{ mass\%}$)~ 44.0 mass\% ($C_w = 56.0 \text{ mass\%}$, $C_i = 39.6 \text{ mass\%}$)の範囲である。以下に $C_{mi} = 44.0 \text{ mass\%}$ のマイクロカプセル混合水において、潜熱蓄熱材である n-オクタコサンの固体状態(温度 291K; 物性記号に添字 s)と液体状態(温度 340 K; 添字 f)における代表的な物性値を文献⁽⁶⁾に基づいて測定した結果を以下に示す。

- ・密度: $\rho_s = 1180 \text{ kg/m}^3$, $\rho_f = 982 \text{ kg/m}^3$
- ・熱伝導率: $\lambda_s = 0.442 \text{ W/m}\cdot\text{K}$, $\lambda_f = 0.412 \text{ W/m}\cdot\text{K}$
- ・比熱: $C_{ps} = 3.12 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$, $C_{pf} = 3.21 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$
- ・見かけの粘度: $\gamma = 91 \text{ mPa}\cdot\text{s}$ (温度 349 K; 剪断速度 3.62 s^{-1})

3. 実験装置及び実験方法

図 2 は実験装置の概略を示したものである。実験装置は主に蓄熱材混合水を充填した蓄熱槽及び熱供給媒体としての空気供給系統から構成されている。蓄熱槽への温空気泡群の供給は、まずコンプレッサーより加圧された空気を、圧力調整弁付きバッファタンクによ

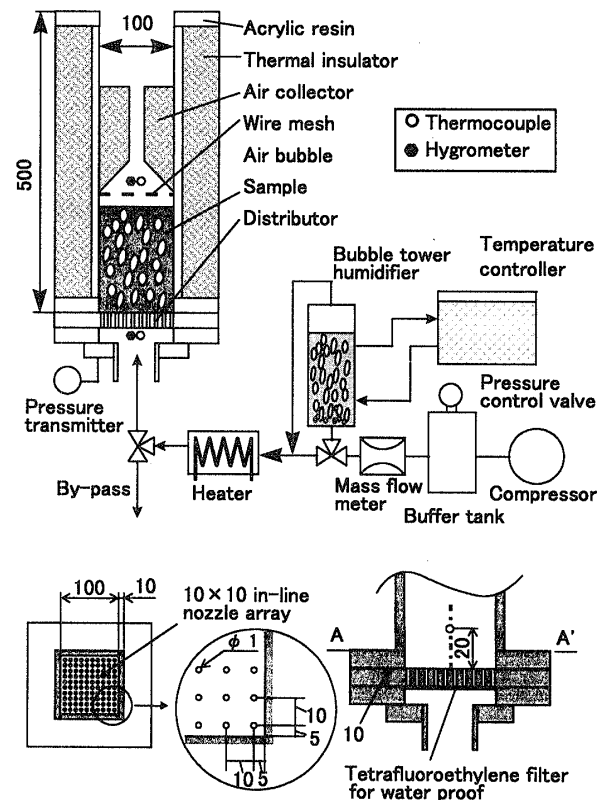


Fig.2 Schematic diagram of experimental apparatus

って流量を安定させた後、質量流量計(測定精度 $\pm 3\%$ 以内)によって流量を測定する。質量流量計を経た空気は、バルブ操作によって温度調節された気泡塔型加湿器へと分岐される。加湿器を経て加湿・加熱された温空気は、ほぼ飽和に近い湿り空気となり、その後電気ヒータ(最大出力 2 kW)により加熱され、最終的に空気温度及び湿度を所定の値に調整されて、蓄熱槽下部からノズルを介して蓄熱材混合水中へと空気泡状態で流入する。この蓄熱槽は、内断面寸法が 100 mm \times 100 mm、高さが 500 mm の立型矩形ダクトであり、可視化観察を行う目的から厚さ 10 mm の透明アクリル樹脂板により作製されている。可視化実験時以外は、蓄熱槽全体を厚さ 50 mm のスタイロフォーム断熱材により覆い、熱損失を軽減してある。蓄熱槽下部へ流入した空気の温度 T_{ain} 及び相対湿度 ϕ_{ain} は、素線径 0.32 mm の K 型熱電対及び湿度計(ポリマー薄膜フィルム型、測定範囲 0~100 RH%, 測定精度 $\pm 0.5\%$)により測定された後、蓄熱槽下部の分散板を介して蓄熱材混合水中に空気泡状態で噴射される。なお、分散板下部には圧力センサー(測定精度 ± 1 kPa)が設けられており、入口空気圧力の測定を行っている。蓄熱材混合水中に噴出した空気泡群は、潜熱蓄熱材と熱交換を行いながら蓄熱材混合水層内を浮上する。最終的にその層外へ流出した空気は、上部に設けられたスタイロフォーム断熱材製の絞り部により均一に混合された後、絞り入口部に設けられた熱電対及び湿度計により、その出口混合平均温度 T_{aout} 及び相対湿度 ϕ_{aout} が測定される。なお、同絞り部の底面にはステンレス製メッシュ(12メッシュ)が取り付けられており、充填試料から飛散する液滴が上部の熱電対及び湿度計に付着することを防止してある。

図 2 の下部に示すように、蓄熱槽下部に設けた分散板は、厚さ 10 mm の透明アクリル樹脂板に直径 1 mm のノズルを 10 mm 間隔で 100 個基盤目に配置したものである。ノズル径は、小さいもの程微細気泡が得られるが、逆に蓄熱槽内の潜熱蓄熱混合水の泡立ち現象を発生させるため、本研究では、ノズル直径 $d_n = 0.5 \sim 1.5$ mm を用いた予備実験を行い、1 mm のノズル直径を最適と判断した。なお、分散板上の各ノズルからの空気泡の発生形態の可視化観察では、 $d_n = 0.5 \sim 1.5$ mm の範囲のいずれのノズルにおいてもほぼ均一な空気泡を得ている。さらに、それらのノズル直径の範囲では、ノズル径が蓄熱特性に及ぼす影響は非常に少ないことも確認してある。また、ノズル間隔は、生成される空気泡群がノズル噴出口直後でお互いに合体しないような寸法として、10 mm を選定した。本実験の範囲において、分散板によって生成される空気泡の水力直径は、可視観察

よりノズル噴出口から 20 mm 上部の領域において、1.8~4.5 mm の範囲と推定された。分散板底面には撥水性四フッ化エチレン樹脂フィルター(保留粒子径 2.0 μ m、厚さ 0.55 mm)が設置されており、空気を蓄熱槽内に流入させない条件においても、内部の蓄熱材混合水が分散板下部へ漏洩しない構造としてある。

潜熱蓄熱材である蓄熱材混合水(本文中では蓄熱材混合水と呼んでいる)は、予め潜熱蓄熱材の転移点($T_p = 319.3$ K)より低い温度($T = 303.2$ K)の恒温水槽中に設置し、十分な時間放置して、潜熱蓄熱材を完全に凝固させ、その後図 2 に示す試験部へ充填した。なお、本実験における蓄熱材混合水の代表温度 T_c は図中に示すように、分散板上方 20 mm の位置に設けられた熱電対で測定された。この温度測定位置は、予備実験において空気泡群の混合攪拌作用により蓄熱材混合水層内の温度分布が均一なことより決定された。本実験で用いた熱電対は、いずれも K 型で、素線径は 0.32 mm、測定精度は ± 0.1 K 以内である。

流入空気は、実験開始前に試験部入口手前の三方弁をバイパス側に切り替えた状態で流出させておき、ヒータ及び加湿器を作動させて空気温度及び湿度が所定の値になるまで予備運転を行い、それらが所定の値になった時点で、バイパス弁の切り替えにより、流入空気を試験部内に噴射して、蓄熱実験を開始した。本実験の実験条件は以下のような範囲で行った。

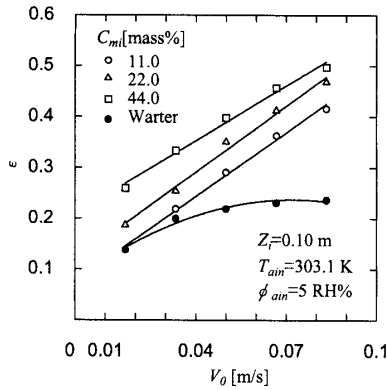
- 含有潜熱蓄熱材混合水濃度 $C_{mi} = 11.0 \sim 44.0$ mass%
- 初期蓄熱材混合水層高さ $Z_i = 0.050 \sim 0.15$ m
- 空塔流速 $V_0 = 1.7 \times 10^{-2} \sim 6.7 \times 10^{-2}$ m/s
- 入口空気温度 $T_{ain} = 353.2 \sim 373.2$ K
- 入口空気相対湿度 $\phi_{ain} = 5 \sim 80$ RH%
- 入口空気絶対湿度 $X_{ain} = 0.0065 \sim 0.30$ kg/kg'
- 潜熱蓄熱材の総潜熱量 $L = 204.4$ kJ/kg

4. 実験結果及び考察

4.1 空気噴射による蓄熱材混合水層高さの挙動

蓄熱材混合水と浮上する空気泡群との熱交換は、その混合水中に占める空気泡群の総体積が重要となる。そのため流入空気量を変化させた場合の蓄熱槽底から蓄熱材混合水の液面までの高さの変化をビデオ撮影によって測定し、その蓄熱材層中に滞留する空気量を推定した。図 3 は蓄熱槽内の流入空気の空塔流速 V_0 と蓄熱槽内の滞留空気体積を表す空気のホールドアップ ϵ の関係を、初期蓄熱材混合水層高さ $Z_i = 0.1$ m において、種々の蓄熱材混合水($C_{mi} = 11.0 \sim 44.0$ mass %)および水の場合(図中黒丸印)について示したものである。

図 3 に示されるように、全体的に空塔流速の増大に伴って、空気泡群とその混合水の界面張力や浮力などの影

Fig.3 Variation of ϵ with V_0 .

響により、その混合水層中に滞留する空気泡数や大きさの増大のために、 ϵ は増加する。水みの場合は、空塔流速の増大につれて、空気ホルドアップの増加割合は減少傾向にある。しかしながら、蓄熱材混合水の場合には、空塔流速の増大と共にほぼ直線的に ϵ の増大がみられる。これは、前述したように蓄熱材混合水の見かけの粘度が水の粘度と比較してかなり大きいことが原因と思われる。

4.2 蓄熱槽出入口空気温度及び蓄熱材温度の経時変化

図4は、蓄熱材混合水層中に空気(入口空気温度 $T_{ain}=356.2\text{K}$, 相対湿度 $\phi_{ain}=60\text{RH}\%$)を噴射した場合の蓄熱材混合水温度 T_c 及び出口空気温度 T_{aout} とその相対湿度 ϕ_{aout} の経時変化を示したものである。本実験では、蓄熱材を転移点以下の温度($T_c=303.2\text{K}$)に冷却した後、蓄熱槽に投入している。このため、実験開始直後には蓄熱材混合水温度 T_c (分散板上方 20mm の位置で測定)が急激な温度上昇を示す顕熱蓄熱が、実験開始から $t=7.5$ 分程度まで行われている。この間、転移点($T_{tp}=319.3\text{K}$)付近においては、 T_c の上昇割合の減少がみられ転移熱に関する蓄熱が行われている。さらに、 $t=10$ 分頃からは、融解熱(融点 $T_{mp}=334.7\text{K}$, 図1参照)による潜熱蓄熱が始まるため、 T_c の温度変化はさらに少なくなる。一方、出

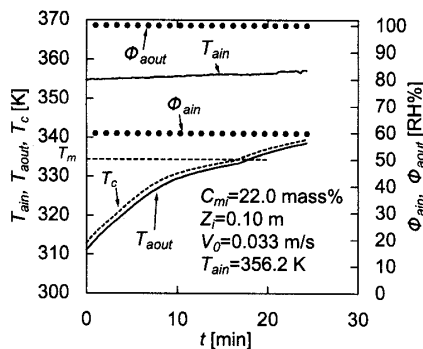


Fig.4 Time history of measured values

口空気温度 T_{aout} は蓄熱材混合水温度 T_c とほぼ同様な温度変化を示しており、空気泡群と蓄熱材混合水の直接接触により、効率の良い熱交換が行われているものと判断できる。また、出口空気湿度 ϕ_{aout} は、実験開始直後に急激に増大した後、 $\phi_{aout}=100\text{RH}\%$ の飽和湿り空気の状態に移ることにより、空気泡群と蓄熱材混合水とは、高効率の物質交換が行われているものと判断される。

4.3 充填蓄熱材と空気泡群との交換熱量の経時変化

図5は、図4と同一条件において、蓄熱材混合水が得た交換熱量及び蓄熱量の経時変化の一例を示したものである。なお、図中の記号 H_a は出入口空気のエンタルピー差の時間積算値、 Q_{loss} は損失熱量の時間積算値、 Q_{mis} は蓄熱材混合水中の蓄熱材の顕熱蓄熱量の時間積算値であり、 Q_{mil} は潜熱蓄熱量の時間積算値で次式に示す蓄熱槽全体の熱バランスより算出した。

$$Q_{mil} = H_a - Q_{loss} - Q_v - Q_{mis} \quad (1)$$

ここで、 Q_v は蓄熱槽容器の温度上昇に伴う蓄熱槽容器への顕熱蓄熱量の時間積算値である。

また、図5中に示す潜熱蓄熱完了時間 t_l は、潜熱蓄熱量 Q_{mil} が蓄熱材混合水の総潜熱 $m_{mi}L$ に等しくなるまでの時間として、次式(2)によって算出した。

$$m_{mi}L = Q_{mil} = \int_0^{t_l} (\Delta\dot{H}_a - \dot{Q}_{loss} - \dot{Q}_v - \dot{Q}_{mis}) dt \quad (2)$$

上式で、「 \int 」の付いた熱量は、それぞれ単位時間当たりの熱量を表している。式(2)において \dot{Q}_{loss} は、予め蓄熱槽内に蓄熱槽初期温度と同じ温度の水を充填し、蓄熱させた場合の水温の時間変化割合から算出した損失熱量時間積算値である。また $\Delta\dot{H}_a$ は次式のように定義してある。

$$\begin{aligned} \Delta\dot{H}_a &= \dot{H}_{ain} - \dot{H}_{aout} \\ &= [Cp_a T_{ain} + (r + Cp_s T_{ain}) X_{ain}] \\ &\quad - \{Cp_a T_{aout} + (r + Cp_s T_{ain}) X_{aout}\} \cdot \dot{m}_a \end{aligned} \quad (3)$$

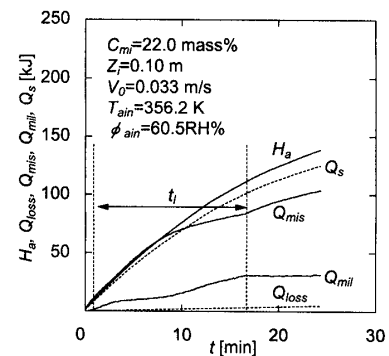


Fig.5 Time history of exchanged heat

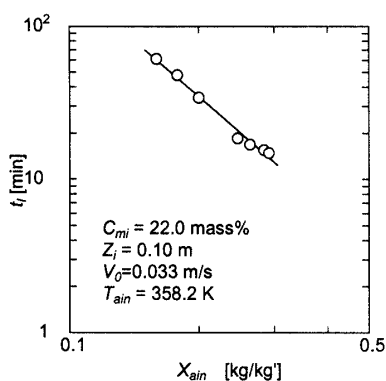
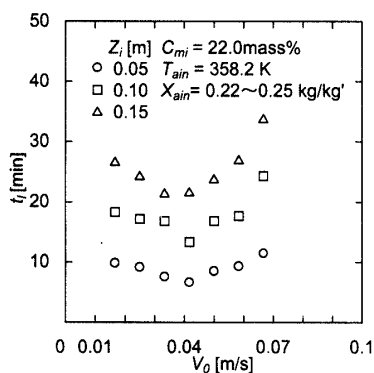
Fig. 6 Variation of t_l with X_{ain} Fig. 7 Variation of t_l with V_0

図5に示されるように、実験開始後 $t = 7.5$ 分程度までの潜熱蓄熱材の融点以下(図4の蓄熱材混合水温度の変化参照)の範囲では、 Q_{mis} の急激な増大が見られる。その後、蓄熱材層温度が融点付近まで上昇すると、 Q_{mis} の増加割合は減少する。一方、 Q_{mil} が時間 $t = 1.5$ 分から増加していることから、潜熱蓄熱が行われ、その潜熱の蓄熱は約 $t = 17$ 分後まで続くことになる。図中の t_l は、潜熱蓄熱完了時間を示す。一方、流入空気泡群は、蓄熱材混合水層中を浮上しながら蓄熱材に熱供給を行い、その温度の低下を伴いつつ、最終的に、図4に示したような飽和湿り空気状態となって、蓄熱槽から排出する。図5中の Q_s は、蓄熱層中を上昇する空気泡群が上昇する際に放出した水蒸気の凝縮潜熱量の時間積算値を示したものである。本実験条件では、 Q_s は空気の蓄熱槽出入口のエンタルピー差 ΔH_a の約9割を占める大きなものである。従って、本潜熱蓄熱実験の実験因子を検討するうえで、蓄熱槽出入口空気の絶対湿度差 ($X_{ain} - X_{aout}$) が非常に重要となる。

4.4 潜熱蓄熱完了時間の検討

図6は、入口空気の絶対湿度 X_{ain} と潜熱蓄熱完了時間 t_l の関係を示したものである。前述したように、本研究に

おいて入口空気湿度は、潜熱蓄熱の促進に重要な因子であり、図に示すように入口空気の絶対湿度の増加により潜熱蓄熱完了時間が短縮されていることがわかる。

また、図7は、空気の空塔流速 V_0 と潜熱蓄熱完了時間 t_l の関係を初期蓄熱材混合水層高さ Z_i をパラメータとして示したものである。本実験範囲の空塔流速においては、図に示されるように潜熱蓄熱完了時間が減少する空塔流速域と、増加する空塔流速域が存在することがわかる。まず、空塔流速が $V_0 = 0.040$ m/s 以下の領域においては、潜熱蓄熱完了時間はほぼ空塔流速の増大と共に減少していることがわかる。この空塔流速の範囲では、空気の保有する熱量がほとんど蓄熱材混合水に伝達されるため、空気からの伝達熱量は、ほぼその熱容量すなわち空塔流速に比例するものと考えられる。一方、空塔流速 $V_0 = 0.040$ m/s 以上の領域においては、 t_l は、空塔流速と共に増加する。これは、ノズルから出た空気泡同士の合体の促進により、その伝熱面積の減少やその滞留時間の減少によって、蓄熱材との交換熱量が減少したために、潜熱蓄熱完了時間が増加するものと考えられる。

このような結果により、以下、温度効率、出入口空気のエンタルピー差、無次元潜熱蓄熱完了時間の検討は、空塔流速により、二つの領域に分けて評価することとした。

4.5 潜熱蓄熱槽の温度効率の検討

本実験のような気-液直接接熱交換法においては、蓄熱槽出口の空気温度特性は重要な実験因子の一つである。本項では出口空気温度 T_{aout} に影響を及ぼす各実験因子の効果の検討を行う。まず、図4の温度分布の経時変化で示したように、蓄熱槽出口空気温度 T_{aout} は、経過時間によって変化することより、潜熱蓄熱期間におけるその時間平均値 \bar{T}_{aout} を採用し、その無次元量として次式のような温度効率 θ を定義した。

$$\theta = \frac{T_{ain} - \bar{T}_{aout}}{T_{ain} - T_{tp}} \quad (4)$$

ただし、 T_{tp} は潜熱蓄熱材の転移点温度である。

ここで、また、出口空気温度 T_{aout} に影響を及ぼす実験因子及びその無次元数として、次の因子を検討した。まず、潜熱蓄熱材混合水濃度 C_{mi} の変化に伴う粘性の変化が出口空気平均温度 \bar{T}_{aout} に影響を与えることから、その混合水濃度(質量百分率)の無次元量として、潜熱蓄熱材含有質量比 $C^* (= C_{mi} / 100)$ を用いてある。次に、浮上する気泡群の蓄熱材混合水層の滞留時間に関連する、初期蓄熱材混合水層高さ Z_i の無次元量としては、 Z_i をマイクロカプセル平均粒子直径 d_{pm} で除した無次元蓄熱材混合水層高さ Z' を採用した。

$$Z^* = Z_i / d_{pm} \quad (5)$$

さらに、噴射空気流量の温度効率に及ぼす無次元量としては、空塔流速に基づくレイノルズ数 Re を採用した。その代表長さは、蓄熱材層が流動層状態となることより、流動層の例⁽⁶⁾にならって、マイクロカプセル平均粒子直径 d_{pm} を用いてある。

$$Re = \frac{V_0 \cdot d_{pm}}{\nu_a} \quad (6)$$

また、潜熱蓄熱材と入口空気の温度差の無次元量としては、次式に示すステファン数 Ste を採用した。

$$Ste = \frac{Cp_a(T_{ain} - T_{mp})}{L} \quad (7)$$

ここで、 L は潜熱蓄熱材の総潜熱量である。一方入口空気の湿度を含む無次元量として、入口空気のエンタルピー量を用いた修正ステファン数 Ste_h を次式のように定義した。なお、その温度に関しては、潜熱移動との観点から潜熱蓄熱材の融点 T_{mp} と入口空気温度 T_{ain} の差を採用している。

$$Ste_h = \frac{\{r + Cp_a(T_{ain} - T_{mp})\} X_{ain}}{L} \quad (8)$$

図 8 は、温度効率 θ とレイノルズ数 Re の関係を無次元蓄熱材混合水層高さ Z^* をパラメータとして示したものである。図 8 に示されるように温度効率 θ は、 $Re = 0.9 \times 10^{-3} \sim 2.3 \times 10^{-3}$ の範囲においては、 Re と共に微増することがわかる。これは、前述の図 3 で示したように、流入空気流量の増大 (Re の増大) に伴いホールドアップ ϵ が増加するため、空気泡群の蓄熱材層内の滞留時間が長くなり、その結果交換熱量が増大し、出口空気温度が低下したものと思われる。しかしながら、空塔流速の大きな $Re = 2.3 \times 10^{-3} \sim 4.8 \times 10^{-3}$ の範囲においては、 θ が Re の増加と共に低下する傾向となる。これは、空塔流速の増加によって促進される気泡の合体に伴う大きな空気泡の形成による熱交換量の減少が原因であると考えられる。一方、 Z^* に着目すると Z^* の増加と共に空気泡群の蓄熱材混合水層中への滞留時間の増大、すなわち空気泡群の蓄熱材層との接触時間の増大による交換熱量の増加が θ の増大をもたらすことになる。

図 9 は、温度効率 θ と修正ステファン数 Ste_h の関係を示したものである。 θ の値は、 Ste_h の増大と共に減少する傾向にある。

以上の結果より、 θ に関する実験整理式(9)及び式(10)を最小自乗法によって、実測値と相対誤差 $\pm 11.2\%$ 以内で一致する結果を得た。

$Re = 0.9 \times 10^{-3} \sim 2.3 \times 10^{-3}$ の範囲においては

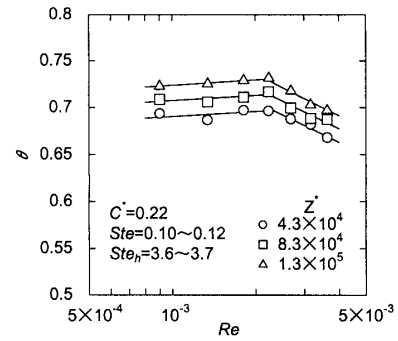


Fig.8 Variation of Re with θ

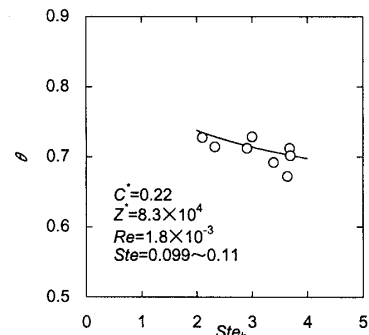


Fig.9 Variation of Ste_h with θ

$$\theta = 0.97 \times C^{*0.052} Z^{*0.039} Re^{0.011} Ste^{0.29} Ste_h^{-0.080} \quad (9)$$

$Re = 2.3 \times 10^{-3} \sim 3.6 \times 10^{-3}$ の範囲においては

$$\theta = 0.51 \times C^{*0.052} Z^{*0.039} Re^{-0.092} Ste^{0.29} Ste_h^{-0.080} \quad (10)$$

上式の適用範囲は、 $C^* = 0.11 \sim 0.44$ 、 $Z^* = 4.1 \times 10^4 \sim 1.3 \times 10^5$ 、 $Ste = 0.054 \sim 0.14$ 、 $Ste_h = 2.1 \sim 3.7$ 、 $L = 204.4$ kJ/kg である。

4.6 流入空気泡群のエンタルピー量の検討

本項では、前述の潜熱蓄熱期間における蓄熱材混合水層を通過する際の空気泡群のエンタルピーの変化について考察する。図 10 は、出入口空気の単位質量当たりのエンタルピー差を入口空気のエンタルピー量で除した $\Delta h/h_{ain}$ と、前述の式(7)で定義したステファン数 Ste の関係を示したものである。なお、 Δh は次式で求められる。

$$\Delta h = [Cp_a T_{ain} + (r + Cp_s T_{ain}) X_{ain}] - [Cp_a T_{aout} + (r + Cp_s T_{aout}) X_{aout}] \quad (11)$$

図 10 に示すように、ステファン数 Ste の増加と共に $\Delta h/h_{ain}$ は増加することがわかる。この傾向は、前掲の図

5 で示したようにエンタルピー量の変化に占める顕熱量の割合が小さいため、出口空気のエンタルピー量に対する入口空気温度の影響は小さいことに起因する。また、出入口空気のエンタルピー差 Δh は、入口空気のエンタルピー量 h_{ain} の増加、すなわちステファン数 Ste の増加 (T_{ain} の増加) と共に増大することになり、その結果 $\Delta h/h_{ain}$ は Ste の増大と共に増加することになる。

図 11 は、 $\Delta h/h_{ain}$ と修正ステファン数 Ste_h の関係を示したもので、 $\Delta h/h_{ain}$ の値は、 Ste_h の増加と共に増加する傾向にある。この増加傾向は、 Ste の $\Delta h/h_{ain}$ に及ぼす影響より大きいものとなる。これは、本実験において空気温度の変化量よりも、前述したように空気の湿度の変化による熱・物質伝達に及ぼす影響が大きいことよりも説明できる。

以上の結果をもとに各実験因子の $\Delta h/h_{ain}$ に及ぼす効果を最小自乗法により、相対誤差 $\pm 15.4\%$ 以内の実験整理式を以下に示す。

$Re = 0.9 \times 10^{-3} \sim 2.3 \times 10^{-3}$ の範囲においては

$$\Delta h/h_{ain} = 0.088 \times C^{*-0.037} Z^{*0.049} Re^{0.014} Ste^{0.10} Ste_h^{1.2} \quad (12)$$

$Re = 2.3 \times 10^{-3} \sim 3.6 \times 10^{-3}$ の範囲においては

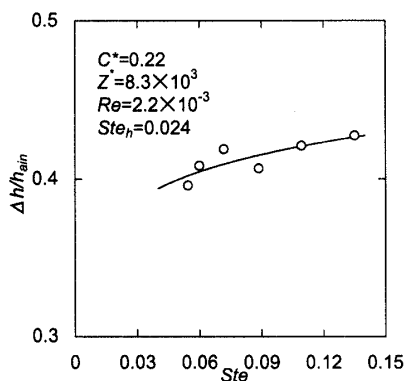


Fig.10 Variation of Ste with $\Delta h / h_{ain}$

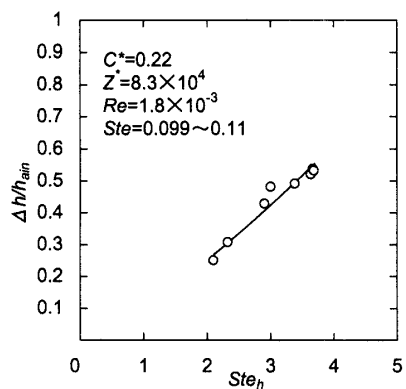


Fig.11 Variation of Ste_h with $\Delta h / h_{ain}$

$$\Delta h/h_{ain} = 0.040 \times C^{*-0.037} Z^{*0.049} Re^{-0.12} Ste^{0.10} Ste_h^{1.2} \quad (13)$$

なお、上式の適用範囲は、 $C^* = 0.11 \sim 0.44$ 、 $Z^* = 4.1 \times 10^4 \sim 1.3 \times 10^5$ 、 $Ste = 0.054 \sim 0.14$ 、 $Ste_h = 2.1 \sim 3.7$ 、 $L = 204.4$ kJ/kg である。

4.7 潜熱蓄熱完了時間の無次元整理

ここでは、潜熱蓄熱材混合水の蓄熱特性で重要となる潜熱蓄熱完了時間 t_l に対する各実験因子の効果を検討する。なお、無次元潜熱蓄熱完了時間 t_l^* は、次元解析に基づいた従来の例にならって次式のように定義してある。

$$t_l^* = t_l \cdot a_c / d_{pm}^2 \quad (14)$$

図 12 は、無次元潜熱蓄熱完了時間 t_l^* と蓄熱材混合水に対する潜熱蓄熱材含有質量比 C^* の関係を Re をパラメーターとして示したものである。図 12 より、 t_l^* の値は、 C^* の増大によって充填潜熱蓄熱材の保有する熱量が増大するために、増大する傾向を示している。

図 13 は、 t_l^* と入口空気温度の無次元量であるステファン数 Ste の関係を示したものである。 Ste の増大、すなわち入口空気温度 T_{ain} の増加と共に t_l^* は減少傾向と

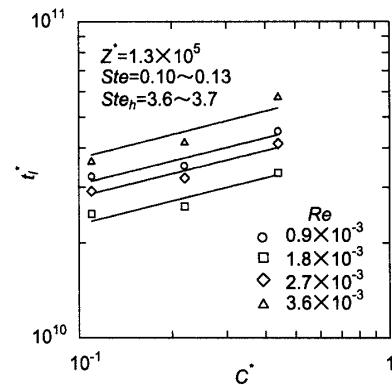


Fig.12 Variation of C^* with t_l^*

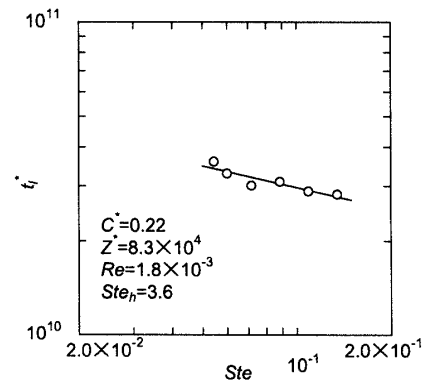


Fig.13 Variation of Ste with t_l

なる。この傾向は、入口空気温度の増加と共に、蓄熱材混合水との温度差が大きくなり、その結果交換熱量の増大によって、潜熱蓄熱完了時間が減少したためである。

このように、無次元潜熱蓄熱完了時間 t_i^* は、蓄熱材混合水に対する潜熱蓄熱材含有質量比 C^* などの各無次元量に関連することが明らかとなった。図 14 及び図 15 は、 t_i^* と各無次元量の関係をプロットしたものである。図中の実線は、最小自乗法で算出した t_i^* に関する次式で示す無次元整理式を示したものである。なお、その整理式は、実測値と標準偏差 $\pm 11\%$ で一致する結果を得た。

$Re = 0.9 \times 10^{-3} \sim 2.3 \times 10^{-3}$ の範囲においては

$$t_i^* = 9.2 \times 10^4 \cdot C^{*0.24} \cdot Z^{*1.1} \cdot Re^{-0.43} \cdot Ste^{-0.23} \cdot Ste_h^{-2.3} \quad (15)$$

$Re = 2.3 \times 10^{-3} \sim 3.6 \times 10^{-3}$ の範囲においては

$$t_i^* = 2.7 \times 10^8 \cdot C^{*0.24} \cdot Z^{*1.1} \cdot Re^{0.98} \cdot Ste^{-0.23} \cdot Ste_h^{-2.3} \quad (16)$$

上式の適用範囲は、 $C^* = 0.11 \sim 0.44$ 、 $Z^* = 4.1 \times 10^4 \sim 1.3$

$\times 10^5$ 、 $Ste = 0.054 \sim 0.14$ 、 $Ste_h = 2.1 \sim 3.7$ 、 $L = 204.4$ kJ/kg である。

5. 結言

暖房用空気熱媒体の昇温熱源として、パラフィン系潜熱蓄熱材を充填したマイクロカプセル混合水を用いた潜熱蓄熱槽を提案し、その蓄熱槽に、熱媒体としての温空気泡群を噴射した場合の蓄熱特性に影響を及ぼす諸因子の効果を実験的に検討し、以下の結論を得た。

(1) この種のマイクロカプセル化潜熱蓄熱材を水中に混合分散している潜熱蓄熱槽への蓄熱操作を、空気泡群で行う場合、空気泡群からの水分の凝縮潜熱がその移動熱量の大部分を占めることを定量的に明らかにした。

(2) 空気泡群とマイクロカプセル化潜熱蓄熱材混合水との直接接触熱・物質交換により、高効率な熱・物質交換が可能であることを実験的に明らかにした。

(3) 潜熱蓄熱を伴う気-液直接接触熱交換に関する、温度効率、蓄熱槽出入口空気エンタルピー及び潜熱蓄熱完了時間に対する無次元整理式の導出を行った。

謝辞 本実験における潜熱蓄熱材試料の提供などに関して、三菱製紙(株)総合研究所 石黒守 氏の協力があり、ここに記して感謝申し上げます。

参考文献

- (1) 稲葉英男：機能性熱流体の現状と将来性，日本機械学会誌，98-925(1995-12)，pp.999-1000.
- (2) 稲葉英男：氷蓄熱システムの現状とその新展開，冷凍，71-830(1996)，pp.1346-1358.
- (3) 稲葉英男・森田慎一：低温潜熱物質を分散媒体とした O/W 型エマルジョンを用いた蓄冷システムに関する基礎研究，日本機械学会論文集 (B 編)，59-565(1993)，pp.2882-2889.
- (4) 近藤保：マイクロカプセル(1991)，pp.24-27，日本規格協会.
- (5) 稲葉英男・森田慎一：低温潜熱物質を芯物質とする微細カプセル混合水を用いた蓄放冷システムに関する基礎研究，日本機械学会論文集 (B 編)，61-592(1995-12)，pp.4448-4454.
- (6) 千葉忠俊・吉田邦夫：流動層概論(1996)，pp.41-46，朝倉書店.

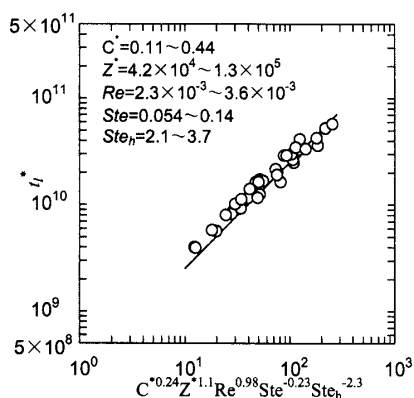


Fig. 14 The nondimensional correlation equations for t_i^* ($Re = 0.9 \times 10^{-3} \sim 2.3 \times 10^{-3}$)

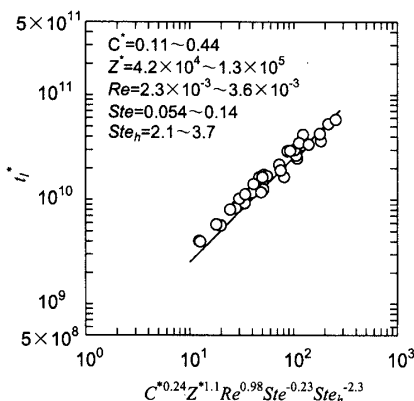


Fig. 15 The nondimensional correlation equations for t_i^* ($Re = 2.3 \times 10^{-3} \sim 3.6 \times 10^{-3}$)