

氷水スラリーと温空気との直接接触熱交換による
放冷に関する基礎研究*青山 繁 男^{*1}, 稲葉 英 男^{*2}Fundamental Study on Cold Energy Release by Direct Contact
Heat Exchange between Ice Water Slurry and Hot AirShigeo AOYAMA^{*3} and Hideo INABA^{*3} Engineering Center, Matsushita Refrigeration Company,
4-2-5 Takaida Hondori, Higashi-Osaka, Osaka, 577-8501 Japan

This paper has dealt with direct contact heat exchange characteristics between ice water slurry (average ice particle diameter : 3.10 mm) and hot air bubbles. The hot air bubbles ascending in the layer fluidized the ice water slurry layer, and the bubbles were cooled down directly by the ice water slurry. The following results were obtained from the experiment. In case of ice water slurry layer, the hot air bubbles fluidized the layer in earlier stage and heat exchange performance was higher than using only ice particles layer. The maximum temperature efficiency increased as Reynolds number Re increased because fluid in the layer became active and kept at the fixed value in the region of $Re \geq 900$. Dehumidity efficiency increased as modified Stefan number and Re increased since the heat capacity of inlet air and heat transfer coefficient increased. Some empirical correlations for temperature efficiency, dehumidity efficiency and the completion time of latent cold heat release were derived in terms of various nondimensional parameters.

Key Words: Slurry, Moist Air, Packed Bed, Direct Contact Heat Exchange, Temperature Efficiency, Dehumidity Efficiency, Cold Energy Release

1. 結 言

近年, 電力需要の急増傾向に対応すべく, 夜間電力を利用した氷蓄熱システムの開発が盛んに行われ, ビル用空調を初めとして一般業務用空調にも製品として展開されてきている. その中で, 蓄熱槽内に氷と熱交換した冷水を利用側空調機へ搬送させて冷房運転を行う水搬送方式に替わって, 氷水スラリーを直接, 利用側空調機へ搬送する氷水搬送技術の研究開発が行われている⁽¹⁾⁽²⁾. このシステムは氷の潜熱を直接, 利用側へ供給することにより, 冷水搬送方式と比較して単位流量当たりの冷熱輸送能力が格段に増大するため, 配管口径の縮小や輸送動力の低減が図れるものである.

さらに, 氷水スラリー搬送技術に加えて, 搬送された氷水スラリーを冷房熱源として二重管式熱交換器の内管に流動させ, その外管に温水を流して採冷熱する方法⁽³⁾や, 角氷を充填層へ搬送して空気と直接接熱

交換させる採冷熱方法が提案されている⁽⁴⁾. また, 各種潜熱蓄冷熱材を被熱媒体とし, 空気泡を熱媒体として両者を直接接触させて熱交換する直接接熱交換に関する研究も行われている^{(5)~(7)}. 上記直接接熱交換では, 噴射空気泡により潜熱蓄冷熱材が流動するため, 潜熱蓄冷熱材の温度場が均一となり, 潜熱蓄冷熱材と空気泡との熱交換が比較的均一に進行するという利点がある. しかしながら, 氷水と空気との直接接熱型潜熱放冷特性に関する研究は少ないのが現状である. 氷水と空気との直接接熱型放冷方式では, 空気は氷水により冷却されるだけでなく, 空気に含まれる水蒸気が氷水により凝縮されるため, 冷却と除湿を同時に行える効果が期待できる.

本研究は均一な氷水スラリー層を対象として, 氷水スラリー層下部に多数の円形ノズルを均一に配列した分散板を設置し, そこから温空気を層内に噴射し, 発生した空気泡と氷水スラリーとを直接接熱交換させた場合の氷の融解挙動および通過空気の熱交換特性について実験的に検討するものである. その際の現象は粒状氷と水の混合割合や通過空気流速等を変化させることによりさまざまに変化させることが可能である. 本研究では実験因子である流入空気温度, 湿度, 空気

* 原稿受付 2000年2月14日.

^{*1} 正員, 松下冷機(株)技術センター(〒577-8501 東大阪市高井田本通4-2-5).^{*2} 正員, 岡山大学大学院自然科学研究科(〒700-8530 岡山市津島中3-1-1).

E-mail: aoyama@mrc.mei.co.jp

流量および氷質量充填率が、熱交換後の空気温度、湿度および潜熱放冷完了時間に及ぼす影響について実験的に検討し、これらの相関関係を実験式の形でまとめることを狙いとする。

記 号

- a_a : 空気の温度伝導率 m^2/s
 c_{pa} : 空気の定圧比熱 $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
 c_{ps} : 水蒸気の定圧比熱 $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
 d_n : 分散板上の一個のノズル直径 m
 d_{ice} : 微細氷粒子の長径・短径平均直径 mm
 h : 空気エンタルピー kJ/kg , L : 氷融解潜熱 kJ/kg
 m_i : 氷の充填質量 kg , m_w : 水の充填質量 kg
 Q_a : 氷水スラリーと空気の熱交換量の時間積算値 kJ
 Q_c : 気泡内水蒸気の凝縮熱交換量の時間積算値 kJ
 Q_s : 気泡内乾き空気の顕熱熱交換量の時間積算値 kJ
 Q_{loss} : 氷水スラリーの損失熱量の時間積算値 kJ
 Q_{total} : 氷水スラリーの総熱交換量の時間積算値 kJ
 Q_{ice} : 氷水スラリーの総潜熱量 kJ , Re : レイノルズ数
 r : 水蒸気の凝縮潜熱 kJ/kg , Ste_h : 修正ステファン数
 T : 温度 $^{\circ}\text{C}$, T_{bm} : 分散板直上の温度 $^{\circ}\text{C}$
 T_c : 氷水スラリーの代表温度 $^{\circ}\text{C}$, T_m : 氷の融点($=0^{\circ}\text{C}$)
 t : 時間 s , t_l : 潜熱放冷完了時間(放冷開始後、総熱交換量の時間積算値 Q_{total} が氷水スラリーの総潜熱量 Q_{ice} に等しくなるまでの時間) s
 t_l^* : 無次元潜熱放冷完了時間
 U_n : ノズル出口の空気流速 m/s , v : 空気比体積 m^3/kg
 V_a : 空気の体積流量 Nm^3/s , x : 絶対湿度 kg/kg'
 x_s : 飽和絶対湿度 kg/kg' , x_o : 乾き空気絶対湿度 kg/kg'
 Z : 氷粒子層および氷水スラリー層の初期充填高さ m
 Z^* : 無次元氷水スラリー層高さ
 ギリシア文字
 β : 氷質量充填率 $= m_i / (m_i + m_w)$
 ε : 除湿効率 $= (x_{ain} - x_{aout}) / (x_{ain} - x_o)$
 θ : 最大温度効率 $= (T_{ain} - T_{aout}) / (T_{ain} - T_m)$
 ν_a : 空気の動粘性係数 m^2/s , ϕ : 相対湿度 %
 Φ_a : 氷水スラリーと空気の単位時間当たり熱交換量 kW
 Φ_c : 気泡内水蒸気の単位時間当たり凝縮熱交換量 kW
 Φ_s : 気泡内乾き空気の単位時間当たり顕熱熱交換量 kW
 Φ_{loss} : 氷水スラリーの単位時間当たり損失熱量 kW
 Φ_{total} : 氷水スラリーの単位時間当たり総熱交換量 kW
 添字
 ain : 空気入口, $aout$: 空気出口

2. 実験装置および実験方法

本実験装置は図1(a)に示すように、試験部および温空

気供給系統から構成されている。空気はコンプレッサーより圧送され、バッファタンク、定圧弁および流量調整用ニードル弁を経て体積流量計へと至る。そして、体積流量計を出た空気は流量調整用ニードル弁を介して気泡塔型加湿器から加熱器へ至る空気と、気泡塔型加湿器をバイパスして直接、加熱器へ至る空気とに分岐され、空気温度および空気湿度が所定値に調整されて試験部下部へと流入する。試験部は図1(b)に示すように、内断面が100mm×100mm、高さが500mmの立型矩形ダクトであり、厚さ10mmの透明アクリル樹脂板により製作されている。

試験部下部へ流入した空気は白金測温抵抗温度計および湿度計(ポリマー薄膜フィルム型、測定範囲:0~100%, 測定精度:±3%)により試験部入口空気温度 T_{ain} および入口相対湿度 ϕ_{ain} が測定され、その後、分散板を介して氷水スラリー層内部に噴射される。

氷水スラリーは粒状氷と水の混合物であり、噴射された空気は気泡となり、氷水スラリーと熱交換を行いながら氷水スラリー層内を浮上する。そして、氷水スラリー層外へと流出した空気は、層下流側に設置された発泡スチロール断熱材製の絞りダクトにより混合され、そのダクト内側に設置された複数の熱電対および湿度計により出口混合平均温度 T_{aout} 、出口相対湿度 ϕ_{aout} が測定される。

なお、絞りダクトの空気流入側にはポリエステルメッシュ(40メッシュ)が取り付けられており、氷水ス

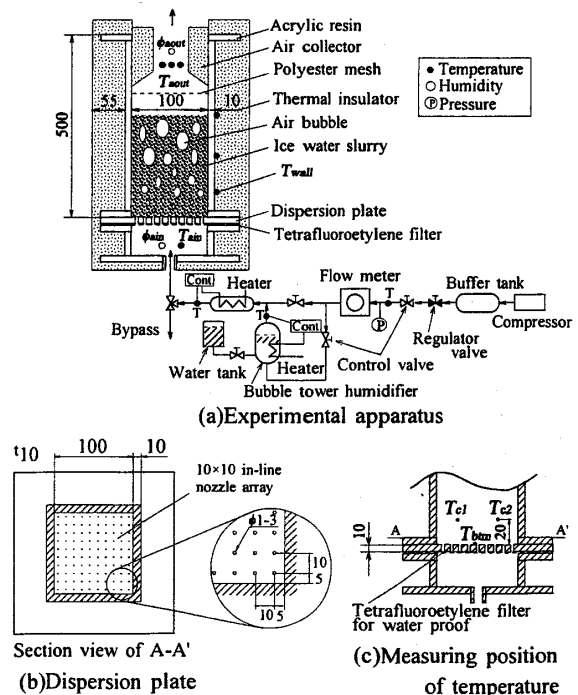


Fig.1 Schematic diagram of experimental apparatus

ラリー層から飛散した氷水が絞りダクト内側の熱電対や湿度計に付着することを防止している。また、空気上昇中は氷水スラリー層上部表面が泡立ち、かつこの泡立ち部(氷水スラリー層上部において気泡が水膜に被われている部分)の高さが時間経過と共に変化するため、熱電対や湿度計を設置した絞りダクトは随時上下に移動でき、常に氷水スラリー層を通過した直後の空気温度および空気湿度を計測できるように工夫している。

図1(b)に示すように、分散板は厚さ10mmの透明アクリル樹脂板に直径 $d_n=(1\sim3)\times 10^{-3}\text{m}$ の円形ノズルを10mm間隔で100個基盤目状に配置したものである。そして、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(厚さ:0.54mm, 保留粒子径:2 μm , 空隙率:54%, 最大破裂強度:78kPa)が設置されており、空気を試験部内へ流入させない状態においても試験部内の水が分散板下部へ漏洩しないようになっている。

なお、ノズル径および各ノズル間隔は、生成される気泡の初期直径が氷水スラリーを構成する粒状氷と同等以下の大きさであり、かつ生成した気泡同士がノズルから流出直後に合体することなく、氷水スラリー層内部にて十分な攪拌作用にて効率よく氷水スラリーと熱交換することを考慮して設定した。また、分散板上の各ノズルからの空気泡発生状態はほぼ均一であり、同実験装置により無限に広い空気泡生成系を表現し得ることを可視化観察により確認している。

図1(c)は試験部内の熱電対の取り付け位置を示したものである。同図に示すように、分散板上方20mmの二カ所に熱電対を設置して、それらの平均温度を氷水スラリー層内部の代表温度 T_c として測定した。また分散板上に熱電対を貼り付けて氷水スラリー層最下部の温度 T_{bm} を測定した。本実験に用いた熱電対はいずれもT型、素線径:0.32mm, 測定精度: $\pm 0.5\text{K}$ である。

図2は本実験に用いた粒状氷の外観を示すものであり、粒状氷はいびつな球形に近い形状を呈していることがわかる。図3は本実験に用いた粒状氷の長径・短径平均直径 d_{ice} の度数分布を表したものであり、同図より粒状

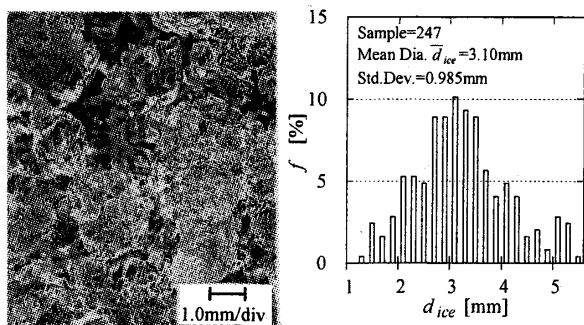


Fig.2 Ice particles

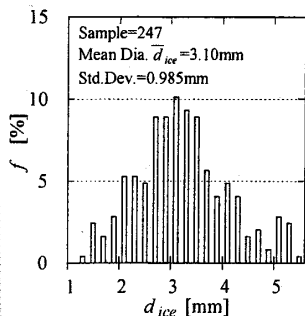


Fig.3 Diameter distribution of ice particles

氷の算術平均直径は $\bar{d}_{ice}=3.10\text{mm}$ であることがわかる。

また、氷水スラリーを試験部へ充填した直後の初期充填高さ Z の測定については、氷水スラリー層表面が完全な平面ではなく凹凸が生じるために平均して算出した。(測定誤差: $\pm 2.5\text{mm}$)

実験条件としては氷充填質量 m_i と水充填質量 m_w より決定される氷質量充填率 β 、氷粒子層および氷水スラリー層の初期充填高さ Z 、空気体積流量 V_a 、入口空気温度 T_{ain} および入口空気相対湿度 ϕ_{ain} (絶対湿度 x_{ain})があり、これらを表1に示す範囲で変化させた。

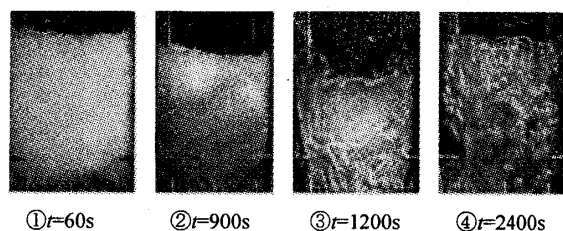
Table1 Experimental condition

Mass of ice particles	m_i	: 0.12~0.53	kg
Mass of water	m_w	: 0~1.51	kg
Ice Packing Factor	β	: 0.15~1.00	
Layer height	Z	: 0.05~0.21	m
Volumetric air flow rate	V_a	: $(0.67\sim3.17)\times 10^{-3}$	Nm^3/s
Inlet air temperature	T_{ain}	: 30~46	$^{\circ}\text{C}$
Inlet air relative humidity	ϕ_{ain}	: 7~87	%
Inlet air absolute humidity	x_{ain}	: 0.004~0.046	kg/kg'

3. 実験結果および考察

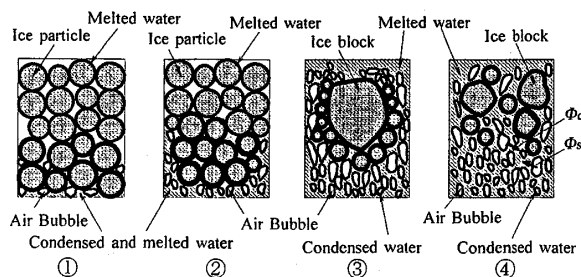
3-1 氷粒子層と気泡の流動挙動 まず試験部内に氷粒子層(氷質量充填率(全氷水スラリー質量に対して氷粒子質量が占める比率) $\beta=1.0$)のみを充填して温空気を噴射した場合における、氷粒子層融解挙動の写真撮影結果を図4(a)に示し、氷粒子層融解挙動の傾向を表現した模式図を図4(b)に示す。

以下、氷粒子層の温空気による融解現象の熱移動メ



$V_a=0.73\times 10^{-3}\text{Nm}^3/\text{s}$, $T_{ain}=42.7^{\circ}\text{C}$, $\phi_{ain}=39.9\%$, $x_{ain}=0.0210\text{kg}/\text{kg}'$
 $m_i=0.51\text{kg}$, $m_w=0\text{kg}$, $Z=0.110\text{m}$

(a) View of melting process



(b) Schematic figure of melting condition

Fig.4 Melting behavior of ice particles

カニズムについて考察する．気泡が氷粒子層内の氷粒子に接触して気泡内の水蒸気成分が凝縮されて凝縮水を生成して水蒸気の凝縮潜熱 ϕ_c を放出し，同時に氷粒子の融解水および凝縮水と接触した気泡内の乾き空気成分が冷却されて顕熱 ϕ_s を放出する．すなわち，気泡は氷粒子層に顕熱 ϕ_s を放出すると同時に，水蒸気の凝縮潜熱 ϕ_c を放出するため，気泡の冷却と除湿が同時に行われることになる．

融解開始直後は図4(a)①や図4(b)①に示すように，試験部内に温空気を流入させても層全体が流動を開始せず，温空気が氷粒子層の氷粒子間を通過するだけで流動に必要な水量と気泡の流路が確保されるまでは流動は生じない．次に，融解初期では図4(a)②や図4(b)②に示すように，氷粒子層下部(温空気流入側)において氷粒子層の融解現象が進行して水成分(=融解水+凝縮水)が増加し始める．そして，温空気が上部氷粒子層を押し上げるような動きを始めるが，氷粒子層上部(温空気流出側)には水成分を含んだ氷粒子層が残存しているため，氷粒子層全体を攪拌するだけの流動性はない．

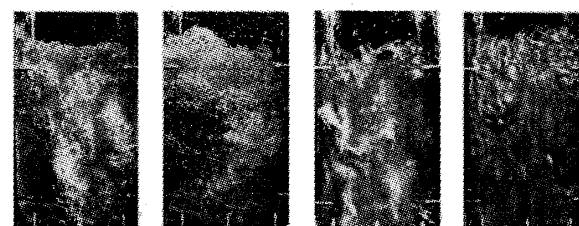
その後，図4(a)③や図4(b)③に示すように，ようやく氷粒子層下部の融解が進行し，残存する氷粒子同士が大きな塊状になり，それらを包み込むように気泡同士が合体して大きな気泡となって氷水スラリー層を流動させる．そして融解後期では図4(a)④や図4(b)④に示すように，さらに氷水スラリー層全体においてほぼ一様に融解が進行して水量が増加することにより，氷水スラリー層の流動が活発化していき，最終的に残存氷が消滅して液相へと変化して融解完了となる．

上述したように，氷粒子層のみを充填して温空気を噴射した場合では，融解初期段階において水成分が少ないため層全体に流動性がなく，氷粒子層と温空気との初期熱交換性能が低いことが明らかになった．

3.2 氷水スラリー層と気泡の流動挙動 次に試験部内に氷水スラリー層(氷質量充填率 $\beta=0.5$)を充填して温空気を噴射した場合における，氷水スラリー層融解挙動の写真撮影結果を図5(a)に示し，氷水スラリー層融解挙動の傾向を表現した模式図を図5(b)に示す．氷水スラリー層の温空気による融解現象の熱移動メカニズムは基本的には氷粒子層単体の場合と同様である．

すなわち図5(b)に示すように，氷水スラリー層により気泡内の水蒸気成分が凝縮されて凝縮水を生成して水蒸気の凝縮潜熱 ϕ_c を放出し，同時に氷水スラリー層内の低温水および凝縮水で覆われた気泡内の乾き空気成分が冷却されて顕熱 ϕ_s を放出する．

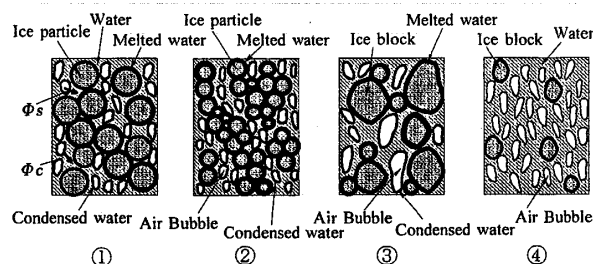
氷質量充填率 $\beta=0.5$ の場合も，融解開始直後では図5(a)①や図5(b)①に示すように，層全体が流動を開始せ



① $t=60s$ ② $t=600s$ ③ $t=1200s$ ④ $t=1800s$

$$\left[\begin{array}{l} V_a = 0.78 \times 10^{-3} \text{ Nm}^3/\text{s}, T_{\text{air}} = 39.8^\circ\text{C}, \phi_{\text{air}} = 39.9\%, x_{\text{air}} = 0.0182 \text{ kg/kg} \\ m_i = 0.50 \text{ kg}, m_w = 0.50 \text{ kg}, Z = 0.125 \text{ m} \end{array} \right]$$

(a) View of melting process



(b) Schematic figure of melting condition

Fig.5 Melting behavior of ice particles with water

ず，流動に必要な水量と気泡の流路が確保されるまでは活発な流動はない．次に融解初期では図5(a)②や図5(b)②に示すように，融解現象がやや進行し，スラリー状氷が多数残存している層内に発生する不規則な気泡の流路により，氷水スラリー層上部表面状態が変化していく．その後の融解後期では図5(a)③や図5(b)③に示すように，残存するスラリー状氷同士がいくつかの塊状になり，それらを包み込むように気泡同士が合体して大きな気泡となって氷水スラリー層を流動させる．さらに氷水スラリー層全体においてほぼ一様に融解が進行し(図5(a)④)，水量が増加することにより氷水スラリー層の流動が活発化し，最終的に全ての氷が消滅して液相へと変化して融解完了となる．

図6は氷水スラリーの融解過程における，氷水スラリー層内部温度および試験部出口温度・相対湿度の経時変化の一例を示したものである．図6より，融解開始直後より氷水スラリー層の代表温度 T_c は融点 $T_m (=0^\circ\text{C})$ 付近にてほぼ一定となり，スラリー状氷の融解が継続されることがわかる．そして $t=2700s$ 付近において T_c が上昇し始め，氷が全て融解して液相状態となって融解完了となる．

一方，氷水スラリー層出口空気温度 T_{air} は融解開始後，次第に低下していき， $t=1200s$ 付近以降，融解完了まで比較的安定して推移する．これは融解開始直後においては図5(a)①や図5(a)②に示すように氷水スラリー層の流動が活発でなく，時間の経過と共に流動が活発

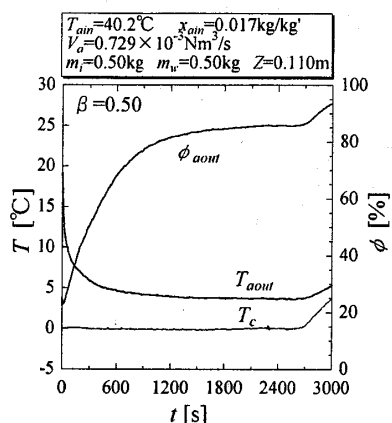


Fig.6 Time histories of outlet air temperature, humidity and ice particle layer temperature

化していくため T_{aout} が T_c に近づくように次第に低下していき、その後、図5(a)③や図5(a)④に示すように、氷水スラリー層全体の流動がほぼ安定化するため T_{aout} が4°C付近で比較的安定する。そしてすべてのスラリー状氷の融解が完了する $t=2700$ s付近以降において T_c の上昇と共に、 T_{aout} も上昇していく。

また、氷水スラリー層出口空気相対湿度 ϕ_{aout} は融解開始後、次第に増加していき、 $t=1200$ s付近以降、融解完了まで $\phi_{aout}=85\%$ 付近で比較的安定して推移する。これは T_{aout} の変化要因と同様に、融解開始直後においては氷水スラリー層内の流動が活発でなく、時間の経過と共に流動が活発化していき、その後、氷水スラリー層全体の流動がほぼ安定化するためである。

この際、氷水スラリー層へ流入した気泡群と氷水スラリーとの間に熱移動および物質移動現象が生じて、流入した気泡が冷却・凝縮され、かつ氷水スラリー層表面における熱・物質移動現象等が複雑に絡み合った現象となり、氷水スラリー層から流出した出口空気相対湿度 ϕ_{aout} は次第に上昇していく傾向にある。また、温空気は分散板により空気泡群を形成し、形成された気泡群は氷水スラリー層内で複雑に変形発達しながら上昇するため、気泡内部は極めて不均一な状態と考えられる。従って、全ての気泡が均一な温度・湿度に冷却・凝縮されることはなく、結果的に ϕ_{aout} は100%には至らず、本実験条件では $\phi_{aout}=85\%$ 付近で安定しているものと考えられる。

図7は図6の場合における熱交換量の経時変化を表したものである。同図中に示すように、試験部出入口における空気エンタルピー変化量より算出した単位時間当たり熱交換量 Φ_a の時間積算値 Q_a と、氷水スラリー層における単位時間当たり損失熱量(入熱量) Φ_{loss} の時間積算値 Q_{loss} の和で表される単位時間当たり総熱交換量 Φ_{total} の時間積算値 Q_{total} が、氷水スラリー層の総潜熱量 Q_{ice} に等しくなるまでの時間を潜熱放冷完了時間 t_l と定

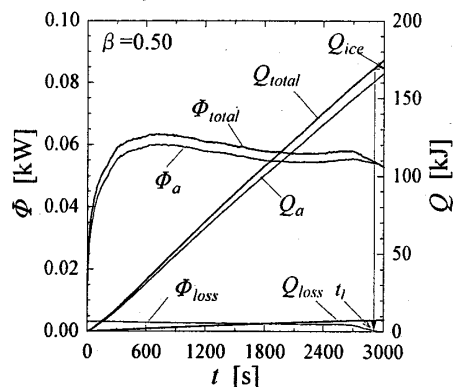


Fig.7 Variation of transmitted heat with time

義する。それらの関係は次式にて示される。

$$Q_a + Q_{loss} = Q_{total} \quad (1)$$

ただし、

$$\Phi_a = V_a / v_{ain} (h_{ain} - h_{aout}) \quad (2)$$

$$h_{ain} = c_{pa} T_{ain} + (r + c_{ps} T_{ain}) x_{ain} \quad (3)$$

$$h_{aout} = c_{pa} T_{aout} + (r + c_{ps} T_{aout}) x_{aout} \quad (4)$$

$$Q_{ice} = m_i L \quad (5)$$

である。さらに、総熱交換量 Φ_{total} は気泡内乾き空気の顕熱熱交換量 Φ_s および気泡内水蒸気の凝縮熱交換量 Φ_c の和で表される。

$$\Phi_{total} = \Phi_s + \Phi_c \quad (6)$$

$$\Phi_c = r \cdot V_a / v_{ain} (x_{ain} - x_{aout}) \quad (7)$$

ここで、単位時間当たりの損失熱量(入熱量) Φ_{loss} は、あらかじめ試験部内に水を充填し、これを攪拌しながら放置した場合の水温および試験部容器壁温の変化割合により算出した。これにより融解開始後における試験部容器壁から氷水スラリー層への入熱量は、総熱交換量の約5%以下であることを確認している。

3.3 出口空気温度の特性 図8は試験部出口温度の安定区間において、試験部出口温度の無次元量であり、かつ発揮し得る最大熱交換性能の指標でもある最大温度効率 θ とレイノルズ数 Re との関係を氷質量充填率 $\beta=0.25$ 条件で示したものである。

ここで、最大温度効率 θ は試験部出口空気温度 T_{aout} の安定区間(± 0.5 K)における入口・出口の平均空気温度により算出されるものであり、次式により定義される。

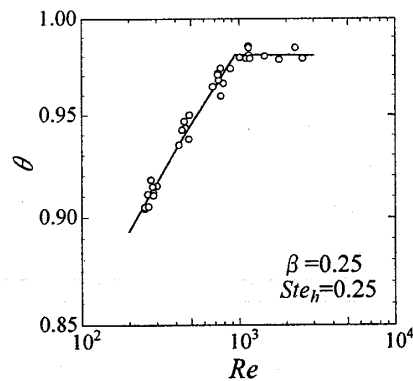
$$\theta = (T_{ain} - T_{aout}) / (T_{ain} - T_m) \quad (8)$$

また、 β は氷質量充填率、 Z は氷水スラリー層初期充填高さであり、レイノルズ数 Re は次式より定義される。

$$Re = U_n \cdot d_n / \nu_a \quad (9)$$

図8により $Re < 900$ の低レイノルズ数領域においては、レイノルズ数 Re を増加させるに従い、 θ が上昇し、 $Re \geq 900$ の高レイノルズ数領域においては、 Re を増加させても θ はほぼ一定となっていることがわかる。

これは $Re < 900$ の低レイノルズ数領域においては Re

Fig.8 Variation of θ with Re

を増加させると氷水スラリー層内部の流動が活発化し、気泡と氷水スラリー間の熱伝達が促進されるため、 T_{aout} が低下し、 θ が増大する傾向にある。

一方、 Re をほぼ900以上から増加させるに従って、気泡と氷水スラリー間の熱伝達率はさらに高くなり、 T_{aout} の大きな降下 (θ の増加) をもたらし、 T_{aout} は氷の融点 T_m に近い状態での変化となり、 Re の増加に対して T_{aout} は低下しにくくなる。さらに、空気流速の大きな高レイノルズ数領域では、気泡の氷水スラリー層内での滞留時間の減少効果をもたらし、 Re の増加に対して T_{aout} は低下しにくくなる。これらの相互作用により高レイノルズ数領域では、図8に示すように Re の増加に対して θ の変化が極めて小さくなる。

次に図9は試験部出口空気温度の安定区間における、最大温度効率 θ と、入口湿り空気の熱容量の無次元量である修正ステファン数 Ste_h との関係を示したものである。ここで、 Ste_h は次式により定義される。

$$Ste_h = (r + c_{ps} T_{ain}) x_{ain} / L \quad (10)$$

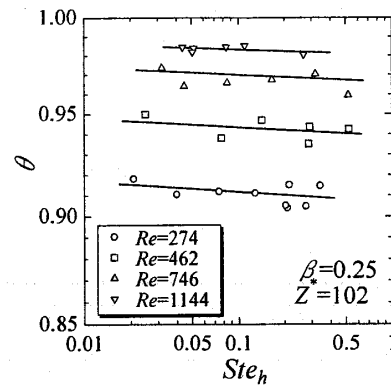
図9より、 Ste_h を増加させるに従い、 θ はやや減少する傾向にあることがわかる。これは Ste_h の増大、すなわち試験部入口空気の絶対湿度の増大と共に、気泡の湿り空気の熱容量 $(r + c_{ps} T_{ain}) x_{ain}$ が増加するため、氷水スラリー層と熱交換した後の出口空気温度が低下しにくくなり、結果的に θ が低下することになる。また、 Re を増加させると氷水スラリー層内部の流動が活発化し、気泡と氷水スラリー間の熱伝達が促進されるため、 T_{aout} が低下し、 θ が増大する傾向にある。

図8～9より最小自乗法を用いて最大温度効率 θ の実験整理式を作成した。図8によれば θ は高レイノルズ数領域 ($Re \geq 900$) において、 Re に依存しなくなるが、このことを考慮して θ を β 、 Re 、 Ste_h および無次元氷水スラリー層高さ Z^* を用いた実験整理式を以下に示す。

252 < Re < 900 の場合

$$\theta = 0.59 \beta^{0.014} Z^{*0.029} Re^{0.056} Ste_h^{-0.004} \quad (11)$$

900 ≤ Re < 2570 の場合

Fig.9 Variation of θ with Ste_h

$$\theta = 0.99 \beta^{0.009} Z^{*0.001} Ste_h^{-0.003} \quad (12)$$

なお、式(11)～式(12)の適用条件である Re の境界値は、実験因子により最大 ±10% 変動する。ここで、無次元氷水スラリー層高さ Z^* は次式により定義される。

$$Z^* = Z / d_n \quad (13)$$

式(11)～式(12)より、低レイノルズ数領域 ($Re < 900$) から高レイノルズ数領域 ($Re \geq 900$) に至るに従って、 Ste_h 以外の各無次元数の影響が小さくなる傾向があり、特に Re に加えて Z^* の影響も極めて小さくなっていく。 Z^* は基本的に気泡の氷水スラリー層内での滞留時間に影響し、 Z^* の増加は滞留時間が長くなることを意味する。すなわち、低レイノルズ数領域では式(11)中の Z^* の指数が 0.029 であることより Z^* の θ に及ぼす影響は認められるが、高レイノルズ数領域では式(12)中の Z^* の指数が 0.001 となり、 Z^* の θ に及ぼす影響は小さくなる。

式(11)～式(12)に示した整理式中の Re を除く各パラメータが最大温度効率 θ に与える影響は各指数よりわかるように小さく、式(11)中の β および Z^* が θ に与える影響が ±2% 以下であり、式(11)中の Ste_h および式(12)中の β 、 Z^* および Ste_h が θ に与える影響は ±1% 以下と極めて小さい。なお、式(11)～式(12)が適用可能な β 、 Z^* および Ste_h の範囲は $\beta = 0.21 \sim 0.84$ 、 $Z^* = 25 \sim 104$ および $Ste_h = 0.04 \sim 0.34$ であり、式(11)～式(12)と実測値は最大偏差 ±4% で一致することが明らかになった。

3.4 出口空気湿度の特性 図10に図6の場合に

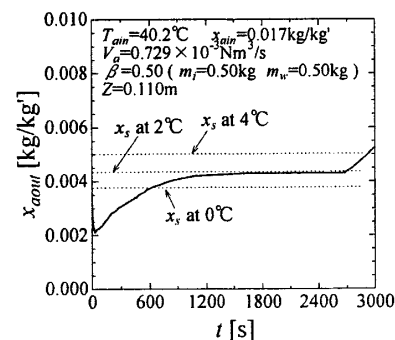


Fig.10 Time history of outlet air absolute humidity

おける試験部出口空気の絶対湿度 x_{aout} の経時変化を示す。図10より氷水スラリーの融解過程(安定区間)における出口空気絶対湿度 x_{aout} は出口空気温度 $T_{aout} \approx 4^\circ\text{C}$ の飽和空気絶対湿度(0.00503kg/kg^*)より小さい値となる。これは本研究の場合のように試験部内に氷水が充填された場合、前述したように、流入した気泡が冷却・凝縮され、かつ氷水スラリー層表面における熱・物質移動現象等が複雑に絡み合った現象となり、また、気泡内部は極めて不均一な状態と考えられる。従って、全ての気泡が均一な温度・湿度に冷却・凝縮されることはなく、結果的に出口空気は飽和状態に至らないものと考えられる。

次に、図11に除湿効率 ε と修正ステファン数 Ste_h との関係を氷質量充填率 $\beta=0.26$ の条件で示す。ここで、除湿効率 ε は入口空気絶対湿度 x_{ain} と乾き空気の絶対湿度 $x_o (=0\text{kg/kg}^*)$ との差($=x_{ain}-x_o$)に対する試験部出入口空気の絶対湿度差($=x_{ain}-x_{aout}$)の比率より算出されるものであり、次式により定義される。

$$\varepsilon = (x_{ain} - x_{aout}) / (x_{ain} - x_o) \quad \dots\dots\dots (14)$$

図11より、除湿効率 ε は $Ste_h=0.085 \sim 0.1$ 付近を境にして $Ste_h < 0.085$ では急激に増加していくが、 $Ste_h \geq 0.085$ では増加度合いが緩やかになり、 $\varepsilon=1$ 付近に漸近していく傾向が見られる。これは式(10)より Ste_h の増大は入口空気絶対湿度 x_{ain} の増大、あるいは入口空気温度 T_{ain} の増大を意味し、 Ste_h が比較的小さい場合、すなわち x_{ain} が比較的小さい場合は、 x_{ain} の増大が $\varepsilon (=1 - x_{aout}/x_{ain})$ の増大に与える影響が大きいから、 ε の Ste_h に対する傾きも大きくなる。しかし、 x_{ain} が比較的大きくなって Ste_h が0.1付近を超えると、 x_{ain} の増大が ε の増大に与える影響は次第に小さくなり $\varepsilon=1$ に漸近していくものと考えられる。

そこで、上記関係より除湿効率 ε を β 、 Z^* 、 Re および Ste_h を用いて無次元整理した結果、以下の実験整理式で表される。

$0.03 < Ste_h < 0.085$ の場合

$$\varepsilon = 28 \beta^{0.049} Z^{*0.0067} Re^{0.0091} Ste_h^{1.5} \quad \dots\dots\dots (15)$$

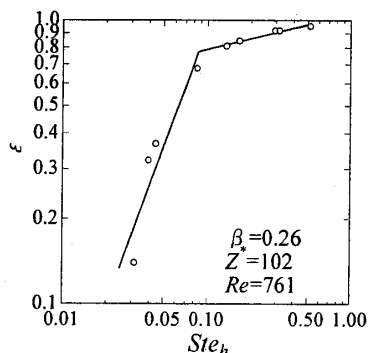


Fig.11 Variation of ε with Ste_h

$0.085 \leq Ste_h < 0.50$ の場合

$$\varepsilon = 1.1 \beta^{0.049} Z^{*0.0067} Re^{0.0091} Ste_h^{0.18} \quad \dots\dots\dots (16)$$

式(15)～式(16)により以下の特性が定量的に示される。すなわち、除湿効率 ε に対して、 Ste_h および Re の増加は、入口湿り空気の熱容量 $(r + c_{ps}T_{ain})x_{ain}$ の増大および氷水スラリー層と空気との熱伝達促進により、 ε を増加させる傾向がある。

また、 β および Z^* の増大に伴い、氷水スラリー層と空気との接触長さが増大して最大温度効率 θ が僅かながら増加するため出口空気温度 T_{aout} が低下し、その分、 x_{aout} が僅かに低下する傾向がある。従って、 β および Z^* の増大に伴って ε が僅かながら増加する傾向がある。

ただし、式(15)～式(16)に示した整理式中の Ste_h を除く各パラメータが除湿効率 ε に与える影響は各指数よりわかるようになりに小さく、式(15)中の β が ε に与える影響が最大 $\pm 4\%$ 程度であり、式(15)中の Z^* や Re および式(16)中の β 、 Z^* 、 Re が ε に与える影響は最大 $\pm 1\%$ 以下と極めて小さい。なお、式(15)～式(16)が適用可能な β 、 Z^* および Re の範囲は $\beta=0.15 \sim 0.84$ 、 $Z^*=25 \sim 105$ および $Re=252 \sim 1169$ であり、式(15)～式(16)と実測値は最大偏差 $\pm 10\%$ で一致することが明らかになった。

3.5 潜熱放冷完了時間の特性 本研究のような直接接触熱交換による放冷装置では氷水スラリー層と温空気間の伝熱面積を限定できないことより、熱伝達特性を厳密に把握することは困難であるため、それに代わる特性として潜熱放冷完了時間特性について検討を行った。

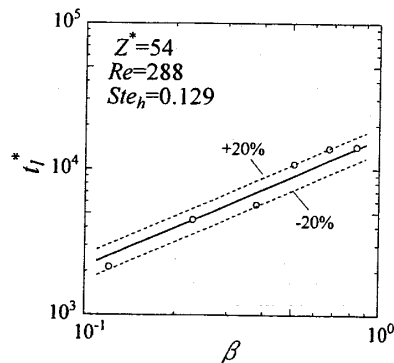
この潜熱放冷完了時間 t_l は噴射温空気が氷水スラリー層に与えた熱量により決定されるため、出入口空気エンタルピー差により整理することが可能である。しかし、直接接触熱交換による放冷装置を実用化する場合、入口空気条件のみにより t_l を予測できるほうが有効である。従って、入口空気状態と t_l との関係を表すことにより、間接的に熱交換量 Φ_a と t_l との関係をも表現し得る。

そこで、潜熱放冷完了時間を表す無次元量である無次元潜熱放冷完了時間 t_l^* を式(17)のように定義し⁽⁷⁾、潜熱放冷完了時間と諸条件との関係について考察する。

$$t_l^* = t_l \cdot a_a / d_n^2 \quad \dots\dots\dots (17)$$

式(17)中の a_a は空気の温度伝導率 $[\text{m}^2/\text{s}]$ であり、 d_n は分散板に設けた円形ノズル径であり、適用範囲としては $d_n=(1 \sim 3) \times 10^{-3}\text{m}$ である。

図12に無次元潜熱放冷完了時間 t_l^* と氷質量充填率 β との関係を示す。図12より、 t_l^* は β の増加と共に増大していく傾向が見られる。これは β が増加すると氷水スラリー層内の氷が有する潜熱量が増加することになり、その結果、 t_l^* も増加するためである。

Fig.12 Variation of t_i^* with β

次に、図13に t_i^* と修正ステファン数 Ste_h との関係を示す。同図より、 t_i^* は Ste_h の増加と共に短くなる傾向が見られる。これは Ste_h の増大、すなわち試験部入口空気の絶対湿度の増大と共に、気泡の湿り空気の熱容量($r + c_{ps}T_{ain}$) x_{ain} が増加するため、微細氷との潜熱熱交換量が增大し、その結果、 t_i^* が短くなる。

そこで、上記関係より無次元潜熱放冷完了時間 t_i^* を、氷質量充填率 β 、無次元氷水スラリー層高さ Z^* 、 Re および Ste_h を用いて無次元整理した結果、以下のような実験整理式で表される。

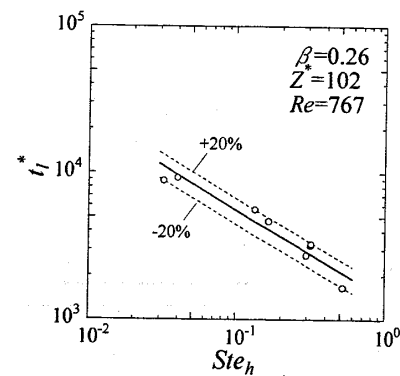
$$t_i^* = 8.9 \times 10^3 \beta^{0.87} Z^{*1.0} Re^{-0.80} Ste_h^{-0.60} \dots (18)$$

式(18)より以下の特性が定量的に示される。すなわち、無次元潜熱放冷完了時間 t_i^* に対して、 β および Z^* の増加は、潜熱量や氷水スラリー層と空気との接触長さが大きくなるため t_i^* を長くする傾向がある。逆に、 Re が大きくなると、氷水スラリー層内部の流動が活発化して熱伝達率が向上するため t_i^* が短くなる傾向がある。また、入口空気の Ste_h の増加により入口空気の水蒸気の凝縮潜熱量が増大し、氷水スラリー層の融解が促進され、 t_i^* が短くなる傾向がある。なお、式(18)が適用可能な β 、 Z^* 、 Re および Ste_h の範囲は $\beta=0.25 \sim 0.84$ 、 $Z^*=27 \sim 102$ 、 $Re=252 \sim 1169$ および $Ste_h=0.04 \sim 0.34$ であり、式(18)と実測値は最大偏差 $\pm 20\%$ で一致することが明らかにになった。

4. 結 言

潜熱蓄冷熱材としての粒状氷と水の混合物である氷水スラリー層に温空気を噴射し、氷水スラリー層との直接熱交換により低湿度低温の冷風を得るという潜熱放冷特性に関する検討を行った結果、以下のような結論を得た。

1) 氷粒子層(氷質量充填率 $\beta=1.0$)のみを試験部に充填した場合、融解初期段階において水成分が少ないため層全体に流動性がないが、氷水スラリー層では層全体の流動が生じるのが比較的速く、融解が進むにつれ

Fig.13 Variation of t_i^* with Ste_h

てスラリー状氷同士がいくつかの塊状になり、それらを包み込むように気泡同士が合体して大きな気泡となって氷水スラリー層を流動させていく。

2) 最大温度効率 θ は $Re < 900$ においてレイノルズ数 Re の増加と共に氷水スラリー層内部の流動状態が活発化し、 θ は増加していくが、 $Re \geq 900$ では気泡と氷水スラリー間の熱伝達率が限界付近に達し、 Re の増加が熱伝達率向上に及ぼす影響が極めて小さくなるため、 θ はほぼ一定になる傾向がある。

3) 除湿効率 ϵ は修正ステファン数 Ste_h および Re の増加に従って入口湿り空気の熱容量の増大および熱伝達促進により増加する傾向がある。

4) 潜熱放冷完了時間を表す無次元潜熱放冷完了時間 t_i^* は、氷質量充填率 β および無次元氷水スラリー層高さ Z^* の増加に従って増加し、逆に Re および Ste_h の増加に従って減少する傾向がある。また β 、 Z^* 、 Re および Ste_h の関数として t_i^* の無次元整理式を導出した。

文 献

- (1) 武元・酒井, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, (1996-9), 717-720.
- (2) 角谷・畔蒜・渡部・川田・長・渡邊, 三菱重工技報, 33-2 (1996), 114-117.
- (3) 稲葉・堀部・尾崎・横田, 冷論, 14-3 (1997), 265-276.
- (4) 大平・梁取・岩淵・木村・坪田, 機論, 65-633, B (1999), 1743-1751.
- (5) 稲葉・森田, 機論, 61-592, B (1995), 4448-4455.
- (6) 稲葉・佐藤, 機論, 62-602, B (1996), 3704-3711.
- (7) 稲葉・堀部・春木・塚本・金, 第36回日本伝熱シンポジウム講演論文集, 1 (1999-5), 55-56.