論文

氷水輸送式地域冷房システム用直接接触式熱交換器の開発

(第1報: バッチ式実験における氷粒子層と水の間の伝熱特性)

河田 剛毅¹⁾, 山田 修一²⁾, 白樫 正高²⁾, 服部 賢²⁾

要 旨

氷水輸送方式地域冷房システムが開発途上にある。このうち、冷熱輸送媒体として水以外に添加剤などを一切混ぜないシステムでは、用いられる氷の粒径が比較的大きくなるので、需要家側熱交換装置として、氷水直接接触式熱交換器と既存の隔壁式熱交換器を組み合わせる方式が最適と考えられる。本研究は、この直接接触式熱交換器の基本構造を決定することを目的として、鉛直円筒容器内の氷粒子層とそこを通過する水の間の伝熱特性をバッチ式実験によって調べた。用いた氷粒子は粒径10 mm程度のチップアイスである。容器入口水温に対する出口水温の比は氷粒子層厚さにより決まり、入口水温、熱交換部内径、および流速にほとんど依存しない。この結果は、氷粒子層と水の間の熱伝達率が入口水温、熱交換部内径には影響されず、流速に比例することを示している。水の流れ方向については、下向きよりも上向きの方が熱交換性能は高く、かつ安定性もよい。この結果は、本研究で扱ったような粒径が比較的大きい氷粒子を用いる場合の氷水直接接触式熱交換器は鉛直円筒形で水の流れ方向を上向きにするのが構造の単純さ、省スペース性の観点のみならず、熱交換性能の観点でも最適であることを示している。

キーワード: 地域冷暖房システム, 氷水混相流, 氷粒子層, 直接接触熱交換, 伝熱特性, バッチ式実験

Key words: district heating and cooling system, ice/water mixture, ice-particle bed, direct-contact heat exchange, heat transfer characteristics, batch-type experiment

1. はじめに

地域冷暖房システム (District Heating and Cooling System, DHC) における輸送冷熱エネルギーの高密度化を実現するものとして、水に氷を混ぜて輸送し、水の顕熱に加えて氷の潜熱も利用する方式が有望視されている。この新しい氷水輸送方式のシステムは、従来の水輸送方式のシステムと比較して経済的に優位であるのみならず、運転時の消費エネルギーを小さくできる可能性もある (河田・服部, 1994)。しかし、氷と水の混合体の流動・伝熱に関する特性の理解が不十分であるうえ、その取扱い技術が確立されていないため、

未だ実用化の段階に至っていない。

システムの安全性、環境保全を最優先すると冷熱輸送媒体として水以外に添加剤などを一切混ぜないことが望ましく (河田ほか, 2001)、この場合、用いられる氷はハーベスト方式か水の過冷却方式により作られるので、その粒径は比較的大きくなる。これらのことを踏まえ、著者らはこれまでに、氷水輸送式地域冷房システムの実用化を目指して、管内氷水混相流の流動特性を解明し (白樫ほか, 1995; 河田ほか, 1996; Kawada *et al.*, 2001)、枝管へ分配される冷熱量の制御装置の開発 (河田ほか, 1996)、およびシステムの概念設計と蓄熱槽の開発を行ってきた (河田ほか, 2001)。さらに、これら一連の研究成果に基づいて蓄熱槽から氷を取り出し需要家に輸送することを想定したパイロットプラントを構築し、良好な実証結果

1) 長岡工業高等専門学校
〒940-8532 長岡市西片貝町 888

2) 長岡技術科学大学
〒940-2137 長岡市上富岡町 1603-1

を得ている(廣地ほか, 2002)。

伝熱学的観点から氷水輸送方式実用化の課題を考えると, 通常, DHCでは管理上の理由からプラント側配管と需要家側配管を遮断する目的で熱交換器が設置されるので, 氷水混合体を1次側熱媒とする場合に最適な熱交換装置を開発する必要がある。配管方式がDHCで一般的な往復2管式の場合, この熱交換方式としては図1に示す2通りが考えられる(河田ほか, 2001)。それぞれの方式の概要は以下のようである。

方式(a): 主管から枝管に分岐させた氷水混相流を隔壁式熱交換器に直接通す。

方式(b): 主管から枝管に分岐させた氷水混相流を一旦小型の貯槽(氷水直接接触式熱交換器)に導き, そこから冷水のみを抜き取って隔壁式熱交換器に通す。ここを出た水のうち主管からの流入量と等しい量は戻り主管に流出し, 残りが貯槽に戻り, 氷との熱交換により再び冷やされる。

方式(a)は氷粒子径が大きい場合には適用しにくい。すなわち, 高性能な隔壁式熱交換器として一般的にプレート式熱交換器が用いられるが, 閉塞防止のために流路幅を大きくすると熱交換性能が低下し, 熱交換器の寸法が大きくなってしまいうからである。方式(b)は氷水直接接触式熱交換器と水-水隔壁式熱交換器の組み合わせで構成され, 後者については既存のプレート式熱交換器を用いることができる。したがって, 既存の冷水輸送式DHCへの適用性の点でも, 方式(b)は需要家側の設備変更を必要としないので方式(a)

よりも有利である。しかし, 氷水直接接触式熱交換器は従来にはない新しいタイプの熱交換器なので, これを開発するためには容器内での氷粒子層と流水の間の直接接触熱交換における伝熱特性を知る必要がある。これに関連する研究として, これまでに蓄熱式空調システム用での適用を目的としたカプセル型潜熱材充填式蓄熱槽の放熱・熱伝達特性が調べられている(山田・斎藤, 1996; 山田・斎藤, 1997; 稲葉ほか, 1997; 野間・山下, 1999)。カプセル粒子充填層では熱交換によりカプセル内部の相変化物質が融解し, カプセル外形そのものは変化しない。それに対してここで対象としている氷粒子では熱交換により粒子自体の表面が融解して変形し, 粒子層内で粒径が不均一になる。これにより粒子層の伝熱特性もカプセル粒子の場合とはかなり相違することが予想される。

そこで, 本研究は純粋に水だけを用いる氷水輸送式地域冷房システムに適用される実用的な氷水直接接触式熱交換器の基本構造についての指針を得ることを目的として, 比較的粒径の大きな氷を所定量入れた容器内に温水を流し, 氷が消滅するまでの間の氷水間の伝熱特性を調べた。熱交換器の形状や構造はさまざまに考えられるが, 製作の容易さと解析の単純化のため, 円筒形で内部に仕切り板等を設けることなく単純に一方の端面からもう一方の端面に流れる流路構造のものを想定した。この場合, 氷が水に浮くことを考慮すれば伝熱の観点から水の流れ方向は鉛直方向にするのが得策と考えられる。したがって, 鉛直円筒内において水の流れ方向が上向きと下向きの場合について氷水間の伝熱特性に影響するパラメータを明らかにするとともに, どちらの流れ方向が熱交換性能的に優れているのか検討した。

2. 実験装置と方法

図2に実験装置全体の概略図を示す。温水は投げ込みヒーターを加熱源とする水槽B(③)からポンプにて流量調節弁, 電磁流量計を経て熱交換部(④)へ供給され, 氷と熱交換を行った後, 再び水槽Bへ戻される。交換熱量が大きい条件時には, 熱交換後の水はボイラー(①)を加熱源とする水槽A(②)に送られ, ポンプで水槽Bに戻さ

図1 需要家側熱交換方式。

図 2 実験装置概略図.

れる．熱交換部内の流れ方向は管路に設置されている複数のバルブ操作により上向き，下向きの切り替えができるようになっている．管路には呼び径 40 mm の塩化ビニール製パイプを使用した．

図 3 に熱交換部の詳細図を示す．氷を充填する熱交換部は長さ 520 mm，肉厚 10 mm のアクリル製パイプで，内径 D が 80 mm と 120 mm の 2 種類のものを製作した．この両端面は実験管路への脱着が容易に行えるようフランジ仕上になっているとともに網目サイズ 1 mm 角程度の塩化ビニール製メッシュシートで仕切られている．このうち，出口断面側（上向き流れでは上側，下向き流れでは下側）のメッシュシートには熱交換部から氷粒子が流出するのを防ぐためのスポンジが接着されている．熱交換部と実験配管の径違いによる流れの影響を小さくするために，熱交換部と同じ内径で長さ 260 mm のアクリルパイプが熱交換部の両側にそれぞれ接続されている．これら熱交換部を含むアクリルパイプの部分は実験中に内部が観察できるよう，断熱処理は施されていない．入口，出口水温測定用の T 型シース熱電対は熱交換部上流，下流側の実験配管の中心線上でアクリルパイプとの接続部から 25 mm 離れた位置にそれぞれ設置されている．この下流側設置位置の妥当性を確かめるための予備実験として，後に述べる実験条件のうちのいくつかの条件のもとで，その断面内で管半径方向位置が異なる 3 点における水温を同時に測定した．その結果，全融解過程を通してそれら水温がほぼ同じ値を示したことから，この位置において水温が十分均一化され，正しく混合平均温度が測定できると判断した．

図 3 熱交換部詳細図.

表 1 実験条件.

熱交換部内径 D	80 mm	120 mm
初期氷質量 G_{i0}	1 kg	2.5 kg
入口水温 T_{in} [°C]	2, 4, 6, 9, 10	
入口流速 U_{in} [m/s]	0.02, 0.03, 0.04, 0.06	0.02, 0.03, 0.04

実験は所定量の氷粒子を充填した熱交換部に所定の温度・流速の水を流して氷がすべて融解するまで熱交換部出口水温を測定した．水温と流量の測定データはデータロガーにより 2 秒間隔で収録した．出口流速と氷量については，第 3 章で述べるように水温と入口流速が測定されれば質量・エネルギー保存の式より評価できるので，直接的な測定は行わなかった．実験条件は入口水温と流速の影響を調べることを考慮し，表 1 に示すように設定した．表中の入口流速 U_{in} とは熱交換部内氷粒子層上流断面における平均流速であり，流量を熱交換部断面積で除したものとして定義される．初期氷量 G_{i0} はいずれの入口水温，流速条件でも測定開始直後は出口水温がほぼ 0°C を示すように決められた．熱交換部入口水温 T_{in} は実用時の熱交換器温水側水温（＝ 10°C 前後）に近い値を上

限值として設定した。流速は融解終了までの時間が数百秒程度になるよう決められた。用いた氷粒子は市販の製氷機で製造された粒径 10 mm 程度のチップアイスである。

3. 残存量と熱伝達特性の評価方法

3.1 残存量の評価方法

実験中任意時点における水量は伝熱特性の主要因子であるが直接測定するのは困難なので、以下に述べる方法により評価した。図4に上向き・下向き流れの場合の熱交換部における氷粒子の流動状態を模式的に示す。図中、破線で囲まれた領域が水量評価解析の検査体積を示す。上向き流れの場合、氷粒子は上部に集積するので検査体積としてはその集積層のみ考えれば十分である。下向き流れの場合は氷粒子が浮遊するため検査体積としては熱交換部全体をとる必要がある。この検査体積における質量とエネルギーの保存の式は次のように表せる。

$$m_{in} - m_{out} = \frac{dG}{dt} = M_i \left(\frac{\rho_w}{\rho_i} - 1 \right) \quad (1)$$

$$C_w m_{in} (T_{in} - T_m) - C_w m_{out} (T_{out} - T_m) - M_i L - M_i C_w (T_m - T_i) = C_w G \frac{dT_m}{dt} \quad (2)$$

C_w : 水の比熱, G : 検査体積内の全質量

G_w : 検査体積内の水の質量

L : 氷の融解潜熱, m : 水の質量流量

M_i : 氷の質量融解速度 $= -dG_i/dt$

(G_i : 検査体積内の氷の質量)

t : 時間, T : 水温, T_i : 氷の温度 ($= 0^\circ\text{C}$)

T_m : 検査体積内の平均水温, ρ : 密度

添字 in, out : 検査体積入口, 出口での値

i, w : 氷, 水の値

検査体積内の水の質量 G_w , および平均水温 T_m は次のように評価した。

$$\text{上向き流れ: } G_w = \rho_w (G_i / \rho_i) (1 - C) / C \quad (3.1)$$

$$\text{下向き流れ: } G_w = \rho_w (V - G_i / \rho_i) \quad (3.2)$$

C : 氷充填率, V : 検査体積容積

$$T_m = (T_{in} + T_{out}) / 2 \quad (4)$$

図4 検査体積。

上向き流れ時の氷充填率 C については、目視上、氷粒子は常に密に集積していたことから、熱交換部に製氷直後のチップアスを加圧することなく自然に充填し、その氷質量を氷密度と熱交換部内体積で除すことにより求められた値 0.569 で一定と仮定した。式 (1), (3), (4) を式 (2) に代入すると G_i に対する微分方程式 (5) を得る。

$$\frac{dG_i}{dt} + \alpha G_i = \beta \quad (5)$$

ここで、 α, β は T_{in}, T_{out}, m_{in} を含む時間 t に依存する係数であるが、微小時間内では t によらない一定値と仮定すれば式 (5) は以下のように解ける。

$$\alpha \neq 0 \text{ のとき: } G_i = \frac{\beta}{\alpha} + K e^{-\alpha t}$$

$$\alpha = 0 \text{ のとき: } G_i = \beta t + K \quad (6)$$

ここに、 K は積分定数で、微小時間内のある時刻における G_i の値が与えられれば定められる。したがって、初期値として $t=0$ での G_i の値、すなわち初期水量が与えられ、適当な微小時間間隔 dt で水温、流量データ T_{in}, T_{out}, m_{in} が測定されれば、その dt の時間刻みで G_i の値が式 (6) により順次求められることになる。実際には実験手順の関係で初期水量を正確に評価することは困難であったので、逆に融解終了時における値、すなわち $G_i = 0$ を初期条件として時間をさかのぼることににより各時刻での G_i の値を求めた。時間刻み dt はデータロガーのサンプリング間隔の 2 秒である。

3.2 熱伝達特性の評価方法

単位時間あたりの氷水間の交換熱量が $M_i L$ であることを考慮すると、氷水間の熱伝達率 h は次式で定義される。

$$M_i L = h \Delta T A_i \quad (7)$$

ΔT : 氷水間の代表温度差 $= T_m - T_i$

A_i : 氷粒子の全表面積

式 (7) において氷粒子の全表面積を評価するのは困難なので熱伝達率を直接評価することは難しい。ここで氷水間の交換熱量 $M_i L$ は式 (1), (2) より

$$\begin{aligned} M_i L &= C_w m_{in} (T_{in} - T_{out}) \\ &\quad - C_w M_i \left\{ \frac{\rho_w}{\rho_i} (T_m - T_{out}) + T_{out} - T_i \right\} \\ &\quad - C_w G_w \frac{dT_m}{dt} \end{aligned} \quad (8)$$

この式の右辺において、入口水温 T_{in} が低くなるほど第 1 項目の寄与が相対的に大きくなる。実際に後の実験結果より T_{in} が 10°C 以下では第 2 項目以降の絶対値は第 1 項目の $1/10$ 以下となり第 1 項目が支配的であることが確かめられている。したがって、本研究においては式 (8) の左辺は右辺第 1 項にほぼ比例すると考えてよいので、式 (4), (7) より熱伝達率に関する次の関係式が得られる。

$$h \propto m_{in} \frac{1 - \frac{T_{out}}{T_{in}}}{1 + \frac{T_{out}}{T_{in}} - 2 \frac{T_i}{T_{in}}} \frac{1}{A_i} \quad (9)$$

ここで、氷粒子の全表面積は主として氷量に依存するので、式 (9) は各種条件を変えて得たデータを入出水温比 T_{out}/T_{in} と氷量の関係で整理すれば、それらが熱伝達率に与える影響について調べることができることを示している。

4. 実験結果

4.1 上向き流れの場合

図 5 に測定結果の一例として、熱交換部内径 $D = 80 \text{ mm}$ 、入口水温 $T_{in} = 4^\circ\text{C}$ における熱交換部出口水温 T_{out} の時間変化を熱交換部入口流速

図 5 異なる入口流速に対する出口水温の時間変化 (上向き流れ, $D = 80 \text{ mm}$, $T_{in} = 4^\circ\text{C}$).

U_{in} をパラメータにして示す。融解過程は時間経過順に大きく (a), (b), (c) の 3 つの領域に分けることができる。

- (a) 実験開始後、出口水温がほぼ 0°C を保持する領域。この領域では氷が十分に残存しているため、氷が氷粒子層出口端に達する前にほぼ 0°C まで冷やされる。したがって、その位置より下流側の氷粒子は未融解で初期状態のまま残っている。
- (b) 出口水温が時間とともに上昇する領域。この (a) と (b) の領域の境目、すなわち出口水温が上昇し始める時点で融解状態にある粒子層が出口末端まで進行したことになる。
- (c) 氷がなくなったため出口水温が入口水温と等しくなる領域。

当然のことながら、入口流速が増加すると氷の融解が促進されるため融解終了までの時間は短くなる。図 5 の水温測定データを式 (6) に代入することにより求められる氷量 G_i の時間変化を図 6 に示す。実験開始からしばらくの間は氷量が時間経過とともにほぼ直線的に減少しており、その後、減少速度を徐々に低下させつつゼロの値に漸近している。氷量が時間経過とともにほぼ直線的に減少している領域は氷量が十分にあり出口水温がほぼ 0°C を保持している状態に対応しており、このとき温水の放熱量はほぼ流速に比例した一定値に

図6 異なる入口流速に対する氷量の時間変化 (上向き流れ, $D=80$ mm, $T_{in}=4^{\circ}\text{C}$).

なるので, それに対応して氷の融解速度も流速に比例したほぼ一定値になる. 時刻が0, すなわち実験開始時点における氷量が設定値 G_{i0} よりも約10%小さくなっているのは, 氷を秤量してから実験開始までのセッティングの間に氷が融解したことが主因と考えられる. しかし, 初期氷量を実験パラメータとして行った予備実験より, 実験開始後に出口水温がほぼ 0°C を保持する領域が現われる場合には初期氷量は氷量と出口水温の関係には影響しないことがわかっている, この初期氷量の差異は問題ではない.

図7に入口流速 $U_{in}=0.03$ m/s の場合における入出水温比 T_{out}/T_{in} と熱交換部単位断面あたり氷量 $g_i (= G_i / (\pi D^2/4))$, 以下, 単位面積あたりの氷量と略記) の関係を入口水温 T_{in} をパラメータにして示す. 両者の関係は T_{in} によらず概略1つの線にまとまっていることから, U_{in} が一定のもとでは入出水温比 T_{out}/T_{in} は T_{in} によらず g_i のみでほぼ決まることがわかる. 他の入口流速条件においても同様の結果が得られている. この結果を式(9)に適用すれば, 粒子全表面積 A_i は氷量 $g_i \pi D^2/4$ でほぼ決まるので, U_{in} が一定, すなわち入口流量 m_{in} が一定ならば氷水間の熱伝達率 h は入口水温 T_{in} の影響を受けないことになる.

図8に入口水温 $T_{in}=2^{\circ}\text{C}$, 4°C の場合における単位面積あたりの氷量 g_i と出口水温 T_{out} の関係を

図7 単位面積あたりの氷量と水温比の関係に与える入口水温の影響 (上向き流れ, $D=80$ mm, $U_{in}=0.03$ m/s).

図8 単位面積あたりの氷量と出口水温の関係に与える入口流速の影響 (上向き流れ, $D=80$ mm).

入口流速 U_{in} をパラメータにして示す. ただし, 煩雑さを避けるため, $U_{in}=0.03$ m/s のデータは省いている. 両者の関係は $T_{in}=2^{\circ}\text{C}$, 4°C のそれぞれの場合について U_{in} によらず概略1本の曲線で表されることがわかる. T_{in} が一定のもとでは出口水温は U_{in} によらず g_i のみでほぼ決まることがわかる. 他の入口水温条件においても同様の結果が得られている. この結果を式(9)に適用すれば, T_{in} が一定のもとでは m_{in} すなわち入口流速によ

らず氷量 $g_i \pi D^2/4$ で T_{out} と粒子全表面積 A_i がほぼ決まることから、氷水間の熱伝達率 h は入口流速に比例するという結論が導かれる。

入口流速 $U_{in} = 0.02$ m/s, 入口水温 $T_{in} = 2^\circ\text{C}$, 4°C の場合における単位面積あたりの氷量 g_i と出口水温の関係は熱交換部直径 $D = 80$ mm と $D = 120$ mm について比較して図9に示す。 $D = 120$ mm と $D = 80$ mm のデータ間で有意の差は認められないことから、氷水間の熱伝達率は熱交換部径の影響を受けないことがわかる。同様の結果が他の入口流速・入口水温条件においても得られた。

4.2 下向き流れの場合

下向き流れの場合は上向き流れの場合と比べてデータのばらつきは大きくなったが、入出水温比 T_{out}/T_{in} と単位面積あたりの氷量 g_i の関係は上向き流れの場合と同様に、入口流速、入口水温、熱交換部径の影響を受けないという結果が得られた。図10～12に上向き流れの場合の結果(図7～9)と対応するものをそれぞれ示す。すなわち、図10に異なる入口水温 T_{in} に対する g_i と入出水温比 T_{out}/T_{in} の関係、図11に異なる入口流速 U_{in} に対する単位面積あたりの氷量 g_i と出口水温 T_{out} の関係、図12に異なる熱交換部径 D に対する g_i

と T_{out} の関係をそれぞれ示す。

4.3 水の流れ方向による伝熱特性の比較

前節までの結果により、いずれの水の流れ方向の場合も熱交換部内径、および入口水温は氷水間の熱伝達率に影響を与えないことがわかったので、以下、熱交換部内径 $D = 80$ mm, 入口水温 $T_{in} = 4^\circ\text{C}$ の場合について流れ方向が上向きと下向きに対する実験結果の比較を行い、流れ方向が

図10 単位面積あたりの氷量と水温比の関係に与える入口水温の影響(下向き流れ, $D = 80$ mm, $U_{in} = 0.04$ m/s)。

図9 単位面積あたりの氷量と出口水温の関係に与える熱交換部内径 D の影響(上向き流れ, $U_{in} = 0.02$ m/s)。

図11 単位面積あたりの氷量と出口水温の関係に与える入口流速 U_{in} の影響(下向き流れ, $D = 80$ mm)。

図12 単位面積あたりの氷量と出口水温の関係に与える熱交換部内径 D の影響 (下向き流れ, $U_{in} = 0.02 \text{ m/s}$).

図13 入出水温比の時間変化の流れ方向による違い ($T_{in} = 4^\circ\text{C}$, $D = 80 \text{ mm}$).

氷水間の伝熱特性に与える影響について検討する。

図13に流れ方向による入出水温比の時間変化の違いを示す。この図より流れ方向による相違は入口流速が小さいほど大きく、具体的には上向き流れに対して下向き流れの方が

- 1) データのばらつきが大きい
- 2) 出口水温が約 0°C を保持する時間が短い
- 3) 融解終了までの時間が長い

図14 下向き流れ時の流動状態の模式図。

ことがわかる。この相違の原因として考えられるのは氷粒子の流動状態の違いである。すなわち、観察結果によると上向き流れの場合は氷粒子は常に上部に集積、互いに密着してほとんど静止した状態であるのに対し、下向き流れの場合は氷粒子に働く浮力の向きとは逆方向に水が流れるために図14および下に示すように流速および時間経過により氷粒子の流動状態が変化する。

流速低：氷粒子は最初、上部に集積しているが、融解が進むにつれて粒子間の隙間が開いてくる。融解して小さくなった氷粒子は中心部の流れに乗って下方へ向かおうとするが、すぐに流速の遅い管壁側に押し出される。

流速高：氷粒子は下部の網に押し付けられ、ほとんど分散、浮遊することなく融解が進む。

流速中：氷粒子は上部・下部にある程度集まって存在するほか、中間部で浮遊する。

このように、下向き流れでは氷粒子が浮遊し静止しないため、上向き流れの場合よりも熱交換状態が安定せずデータのばらつきが大きくなるものと考えられる。また氷粒子が浮遊すると中心部周辺に水の抜け道ができやすくなると同時に氷粒子間の隙間があり、氷水間の相対速度が小さくなるため氷水間の熱伝達率が低下する。これらの作用はいずれも氷水間の熱交換量を低下させる方向に働くので、下向き流れの方がより早い時間に出口水温の上昇が始まり、融解完了までの時間が長くなるものと考えられる。ただし、入口流速が大き

なるほど浮力の影響が小さくなり、流動状態が上向き流れの場合に近づくので、上述の出口水温における上向き流れの場合との差異も小さくなる。

単位面積あたりの氷量 g_i と入出水温比 T_{out}/T_{in} の関係を2つの流れ方向で比較して図15に示す。上述の考察を裏付けるように、入口流速 $U_{in} = 0.06 \text{ m/s}$ のときには流れ方向による相違は認められないが、それより低流速の $U_{in} = 0.02 \text{ m/s}$ のときには上向き流れと比較して下向き流れの場合の方が同じ g_i に対する出口水温は高い値をとっている。熱交換性能の相違をより明確に表すために、単位熱交換部断面積、単位代表温度差あたりの交換熱量として次式で定義される熱交換能力 h_c と g_i の関係を図16に示す。

$$h_c = \frac{M_i L}{\Delta T \cdot \pi D^2 / 4} \quad (10)$$

$g_i \sim T_{out}/T_{in}$ の関係と対応して、 $U_{in} = 0.02 \sim 0.03 \text{ m/s}$ の低流速時に上向き流れと比較して下向き流れの場合の方が熱交換能力 h_c は小さくなる傾向が認められる。

以上のことから、氷水間の熱交換性能は水の流れ方向が下向きよりも上向きの方が良好であり、なおかつ安定しているという結論が得られる。

5. ま と め

氷水輸送方式地域冷房システムの需要家側熱交換装置に用いる直接接触式熱交換器の基本構造に

図15 単位面積あたりの氷量と入出水温比の関係に与える流れ方向の影響 ($T_{in} = 4^\circ\text{C}$, $D = 80 \text{ mm}$).

についての指針を得ることを目的として、鉛直円筒容器内の氷粒子層を温水が通過するときの熱交換現象を氷が消滅するまでのバッチ実験により調べた。得られた知見は以下のようにまとめられる。

- (1) 容器入口水温に対する出口水温の比は、入口水温、熱交換部内径によらず熱交換部単位断面積あたりの氷量 g_i 、すなわち、水の流れ方向の氷層厚さのみでほぼ決まる。この結果は、これら因子が氷水間の熱伝達率に影響しないことを示す。
- (2) 容器出口水温と g_i の関係に与える流速の影響は小さい。この結果は、 g_i が一定のもとでは氷水間の熱伝達率が流速にほぼ比例することを示す。
- (3) 同一流速、水温条件では、水の流れ方向が下向きよりも上向きの方が熱交換性能は高く、かつ、その安定性もよい。
- (3) は、浮遊する粒子層よりも静止粒子層の方が熱交換性能が高いことを意味しており、熱交換器の構造を決める上で重要な知見である。すなわち、直接接触式熱交換器は仕切り板を設けて粒子を浮遊させるような複雑な構造にする必要はなく、円筒形状で水の流れを上向きとするものが構造の単純さ、省スペース性の観点のみならず、熱交換性能の観点でも最適であることを示している。

図16 単位面積あたりの氷量と熱交換能力 h_c の関係に与える流れ方向の影響 ($T_{in} = 4^\circ\text{C}$, $D = 80 \text{ mm}$).

謝 辞

本研究は長岡技術科学大学技術開発センターのプロジェクトの一環として行われたことを記すとともに、実験実施にあたり尽力された長岡技術科学大学大学院生（当時）の橋本陽介君、中嶋聖也君に謝意を表します。

文 献

- 廣地武郎・白樫正高・山田修一・吉田可紀・岡田純一, 2002: 氷水混相流利用式地域冷房システムのパイロットプラントの実証試験, 雪氷, **6-1**, 15-27.
- 稲葉英夫・李中民・堀部明彦・尾崎公一, 架橋ポリエチレン粒子充填潜熱蓄熱槽の放熱特性, 第34回日本伝熱シンポジウム講演論文集, 1997, 707-708.
- 河田剛毅・服部賢, 1994: 氷の潜熱を利用した地域冷房の将来性, 雪氷, **56-2**, 169-179.
- 河田剛毅・滝沢伸也・白樫正高, 1996: 分岐管における氷水二相流の流動特性と氷分率制御, 雪氷, **58-5**,

405-415.

- 河田剛毅・山田修一・吉田可紀・岡田純一・白樫正高・齋藤明宏・服部賢, 2001: 氷水輸送式地域冷房システムの概念設計及び蓄熱槽の開発, 雪氷, **63-1**, 35-48.
- Kawada, Y., Shirakashi, M. and Yamada, S. 2001: Flow Characteristics of Ice/Water Slurry in a Horizontal Circular Pipe, 雪氷, **63-1**, 11-19.
- 野間毅・山下勝也, カプセル式氷蓄熱システムに関する研究, 第36回日本伝熱シンポジウム講演論文集, 1999, 353-354.
- 白樫正高・河田剛毅・高橋進一, 1995: 氷水二相流の管摩擦損失, 日本機械学会論文集, **61-585**, 1632-1639.
- 山田健一・斎藤武雄, 低レイノルズ数領域における球充填槽の熱伝達特性, 第33回日本伝熱シンポジウム講演論文集, 1996, 657-658.
- 山田健一・斎藤武雄, 球カプセル型潜熱エネルギー貯蔵タンクの蓄熱・放熱シミュレーションに関する研究, 第34回日本伝熱シンポジウム講演論文集, 1997, 695-696.

**Development of an ice-water direct contact heat exchanger
in a new district cooling system utilizing ice/water mixture
(1st report: Heat transfer characteristics between ice-particle bed
and water in a batch-type experiment)**

Yoshitaka KAWADA¹⁾, Shuichi YAMADA²⁾, Masataka SHIRAKASHI²⁾ and Masaru HATTORI²⁾

1) Nagaoka National College of Technology, 888 Nishikataakai, Nagaoka, 940-8532

2) Nagaoka University of Technology, 1603-1 Kamitomioka, Nagaoka, 940-2137

Abstract: In order to put a new district cooling system utilizing ice/water mixture to practical use, a demand-side heat exchanger must be developed to transfer cooling energy from ice/water mixture to cold water. In this study, the heat exchange characteristics between the ice-particle bed and water flowing through the bed in a vertical cylindrical vessel were investigated in a batch-type experiment to obtain design guidelines for the ice-water direct contact heat exchanger (DCHE). Chip ice test particles of about 10 mm particle size were made using a commercial ice making machine. The outlet/inlet temperature ratio of water through the ice particle bed in the vessel was shown to be a function of the amount of ice per unit area irrespective of water velocity, inlet water temperature or vessel diameter, showing that the heat transfer coefficient is proportional to the water velocity. The heat exchange performance was better and more stable for upward flow than for downward flow. Consequently, when ice particles are relatively coarse, as is the case with chip ice, a vertical cylinder with upward flow is recommended as the DCHE structure since it is simplest in structure and the heat exchange performance is both reasonably good and stable.

(2003年11月5日受付, 2004年4月27日改稿受付, 2004年4月27日受理, 討論期限2005年1月15日)