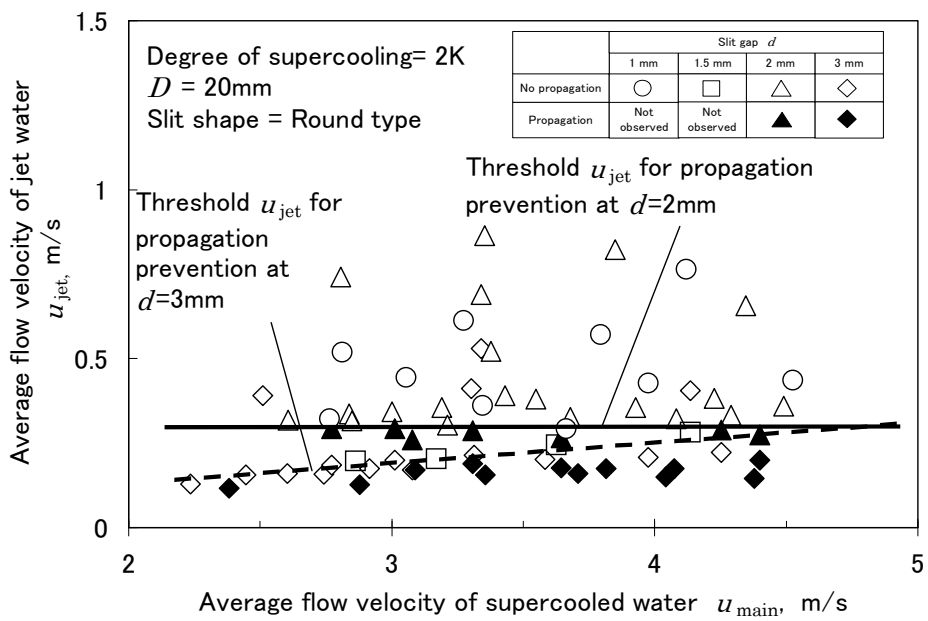


(a) スリット形状の影響



(b) ラウンド型でのスリット間隔の影響

図4-6 伝播防止効果を得るためのスリットからの噴出し流速に対するスリット形状，スリット間隔の影響（装置A）

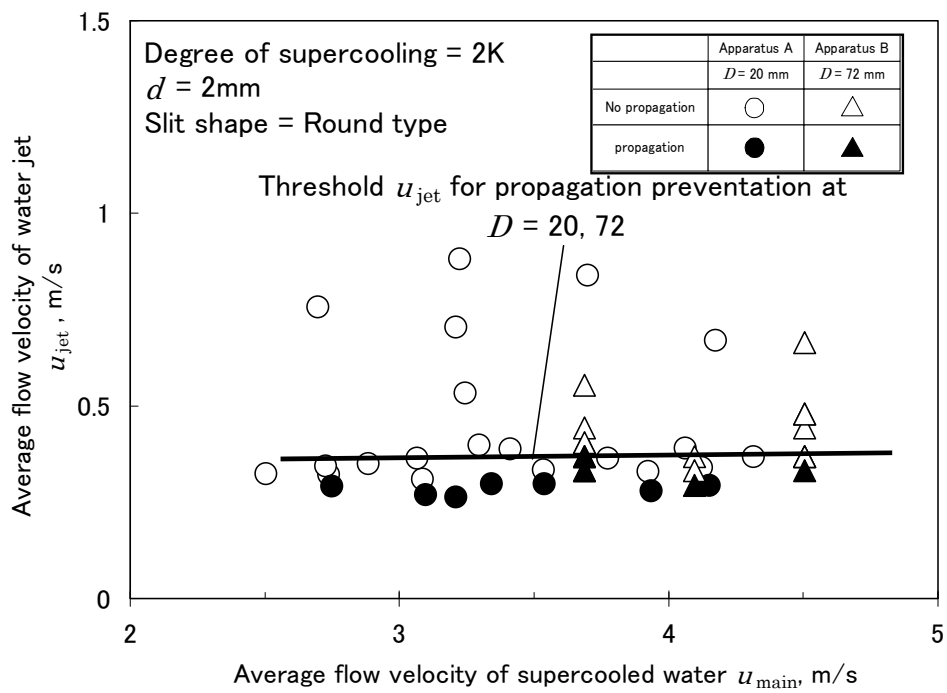


図4-7 伝播防止効果を得るためのスリットからの噴出し流速に対するスケール効果（装置A，装置B）

4-3 長時間製氷による確認試験

大型の装置Bを用いて行なった連続製氷の試験結果を、伝播防止部における主流の過冷却水の過冷度と、主流に対する噴出水の流量比との関係として図4-8に示す。ここでの伝播防止部のスリットは、スリット間隔 d が2.0 mmのラウンド型である。また、過冷却水の流量 U_{main} は約87 m³/hである。

図のように、約1%以上の流量比で10時間以上の連続製氷を確認できた。この流量比が1%の場合、噴出水のスリットの流速 u_{jet} は0.3 m/sに相当する。

このように第4-2項で得た上流伝播防止の設計基準(噴出水の流速 u_{jet} が0.3 m/s以上)を、連続製氷試験で検証した。また、このときの噴出水の流量 U_{jet} は、主流の1%程度と少量であることが確認できた。

なお、図中には装置Aで上流伝播の防止ができた条件での、主流に対する噴出水の流量比をあわせて示した。この流量比に比べて大型の装置Bでの流量比が小さいのは、スリット間隔 d を2.0 mmで一定としたために、スリット開口面積(πDd)と主流の配管断面積($\pi D^2/4$)との比が主流の配管径 D に反比例して減少し、小さい流量比で噴出水の流速 u_{jet} を0.3 m/s以上にすることができるからである。このように、噴出水流によって上流伝播を防止する方法は、配管径 D が大きいほど噴出水の流量比を小さくできるという点で、大型の装置ほど適しているといえる。

以上のように、連続製氷運転の結果から、上流伝播防止部を含めて、製氷装置の設計条件を得ることができた。

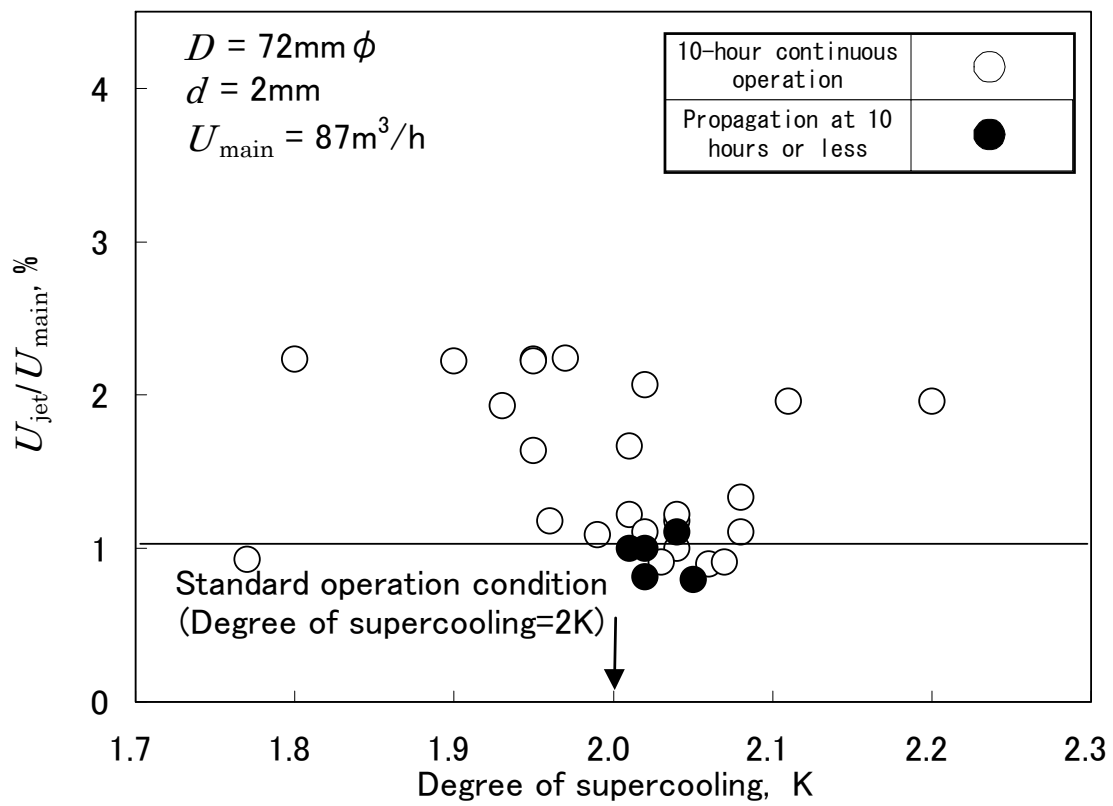


図4-8 連続製氷の試験結果 (装置B)

4-4 密閉式製氷方法の改良

第3章で論じた超音波による密閉式製氷方法と、第4-3項までに論じた伝播防止方法の評価から、密閉配管内で長時間連続的に製氷を行うことが可能になった。しかし、以下の問題があるため、さらなる改良を加えた。

- ①熱伝導率が高い金属で作られた超音波振動面に氷が付着するのを防止するために、過冷却水中で相変化が開始して超音波トリガーが不要になった後も超音波振動を継続する必要がある。超音波振動子の寿命と省エネルギーの観点から、相変化開始後は超音波振動を停止できるようにする必要がある。
- ②超音波の周波数を一定にした場合、製氷能力に合わせて解除器容量を変えると、超音波と解除器との共振状態が変化するため、解除器の大きさによってはキャビテーションが起こりにくくなり、十分な過冷却解消効果が得られないことがある。解除器の大きさによらず共振状態が得られるようにする必要がある。

図4-9には、改良を加えた過冷却解除器の構造を示す。解除器は円筒形の容器の接線方向に入口と出口が配置された構造とする。解除器入口の上流側に伝播防止器が配置し、解除器内での相変化が上流側の過冷却器に伝播するのを防止する。過冷却器にて -2°C の過冷却状態まで冷却された水は解除器内に流入し、解除器内で旋回流を形成する。このとき、解除器上流側のフランジ板付近には円錐状のよどみ領域が形成される。超音波振動子は、このよどみ領域の中心に配置する。超音波振動子から過冷却水に超音波振動を与えることによって、過冷却水の一部が相変化して氷の微細な結晶が発生する。解除器内の過冷却水中でいったん相変化が開始すると、発生した氷結晶自体が過冷却解除のトリガーとなるため、相変化が解除器全域に広がって連続的な製氷状態となる。超音波振動子周辺のよどみ領域では、既に過冷却状態が解消した 0°C の氷水が循環しているため、流入する過冷却水と超音波振動面が接触することはなく、超音波振動面上で氷が成長することはない。このため、一旦製氷状態に移行した後は超音波振動を止めることができる。なお、解除器内では相変化が持続しているため、壁面上への氷の付着と氷の成長を防止するために、壁面上には熱伝導率の小さな樹脂材料をコーティングする。

超音波振動面と対向する位置に反射板を設け、振動面と反射面との距離を超音波の $1/4$ 波長の奇数倍となるように固定する。超音波振動面から放出された超音波は、振動面と反射面の間で定在波を形成するため、解除器の形状や大きさによらず、一定の周波数で

キャビテーションを発生させることができ、安定した過冷却解消効果を得ることができる。

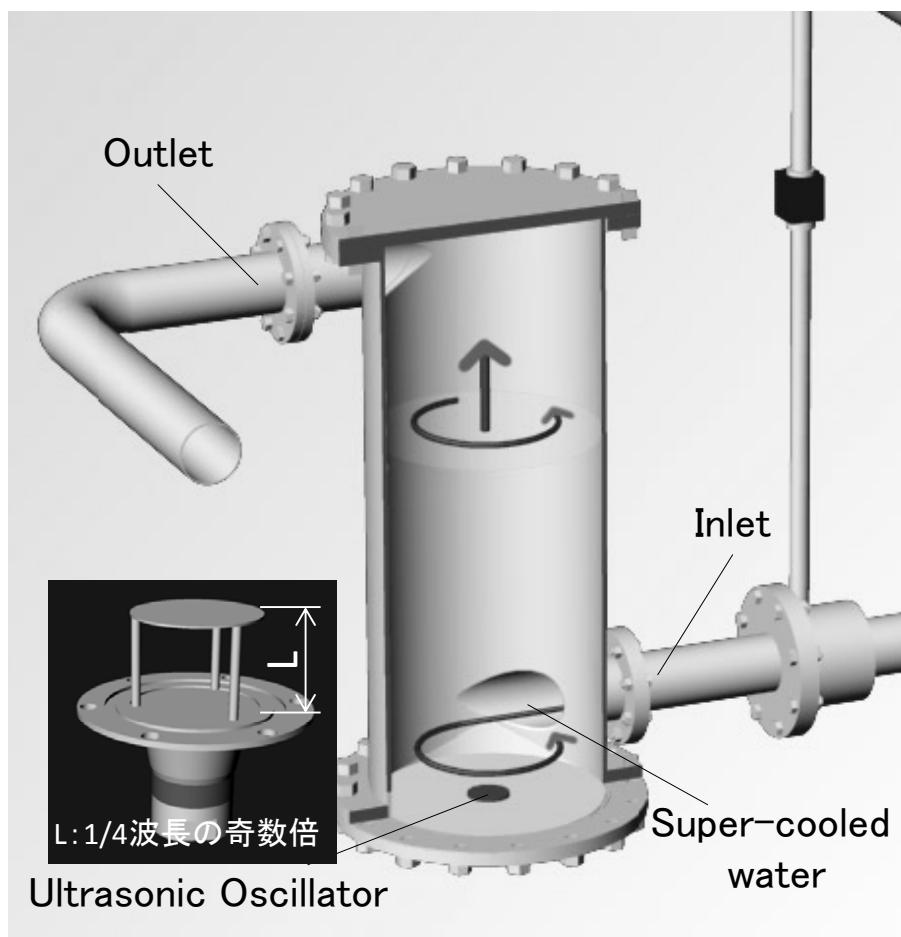


図4-9 密閉式製氷機

4-5 本製氷装置の耐久性とコンパクト性および運転効率の評価

一般に、市場に導入されている氷スラリーの製造装置（製氷装置）は、ブラインを添加した氷スラリー（以下ではブライン氷スラリーと称す）を製造するものがほとんどで、そのような製氷装置では、冷却容器壁に製氷された氷を剥ぎ取るために可動部を有する。

このような製氷装置に比べて、過冷却方式の本製氷装置は可動部がないことから、原理的に耐久性が優れている。また、本製氷装置において、図4-8のように過冷度が2.0 Kの過冷却水を製造する標準的な運転状態に対して、110%の製氷能力になる2.2 Kの過冷却水でも、10時間以上の製氷運転が可能であることを確認した。

ブライン氷スラリーを製造する製氷装置では、清水氷スラリーを製造する本製氷装置に比べて、凝固点温度が低下して製氷温度が低下するために冷凍機COPは低下する。

そのことに加えて、蓄氷槽を有するシステムを想定した場合、蓄氷槽内の氷充填率 IPF が増加するにしたがって、ブラインの濃度が増加するために、結果的に製氷温度が低下して、COPがさらに低下することになる。一日を通した蓄氷槽内の IPF の変化によるCOPの変化の試算結果を、本製氷装置の場合と比較して図4-10に示す。ここでは、ブラインとしてエタノール（EA）、プロピレングリコール（PG）、塩化ナトリウム（NaCl）の3種類の場合について計算を行なった。いずれの場合も、 $IPF=0\%$ でのブライン濃度は5 wt%である。

図に示したように、本製氷装置では、 IPF の変化に関係なくCOPは一定となるのに対して、ブライン氷スラリーを製造する製氷装置では、 IPF の変化によってCOPが変化する。0%から30%までの IPF の増加によって、いずれのブラインの場合も0.1以上のCOPの低下が生じることになる。その結果一日平均でのCOPは、EAのブライン氷スラリーの場合では2.56、PGでは2.58、NaClでは2.48になる。本製氷装置のCOP=2.8に対して、このようなブライン氷スラリーでの一日平均のCOPはEAで9%、PGで8%、NaClで12%低い値である。以上のように、蓄氷槽を有するシステムの二次冷媒として、本製氷装置で製造される清水のみの氷スラリーを採用することで、蓄氷槽の IPF の影響を受けない安定かつ高効率なシステムを構築できる。加えて、ブライン氷スラリーの可動部を有する製氷装置においては、たとえば640 kW（180 Rt）の製氷能力の製氷装置では、圧縮機（135 kW）以外に27.5 kWのモータが別途に採用されている¹⁾。このことでCOPは、さらに約0.81低下することになる。

ここで開発した製氷装置は，従来の過冷却方式の氷蓄熱システムに比べて，非常にコンパクトになる．図4-11に255 kW (70 Rt) 規模の装置について，過冷却解除部の大きさを比較して示す．図のように，容積基準で約90%の削減が可能になる．

以上のように，本製氷装置は，耐久性やコンパクト性に優れ，さらには運転効率の高い製氷装置であると評価することができた．

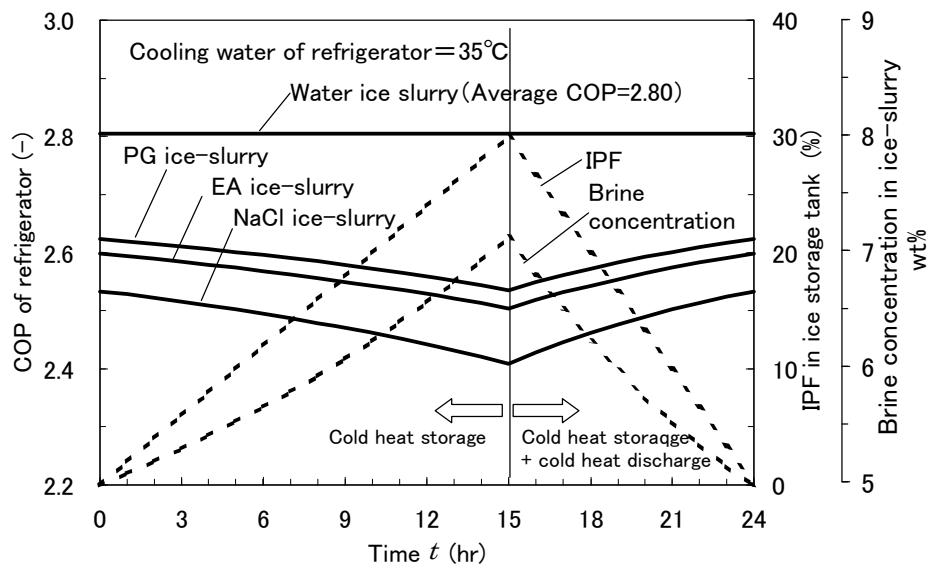


図4-10 蓄水槽を有するシステムでの一日のシステムCOPの変化

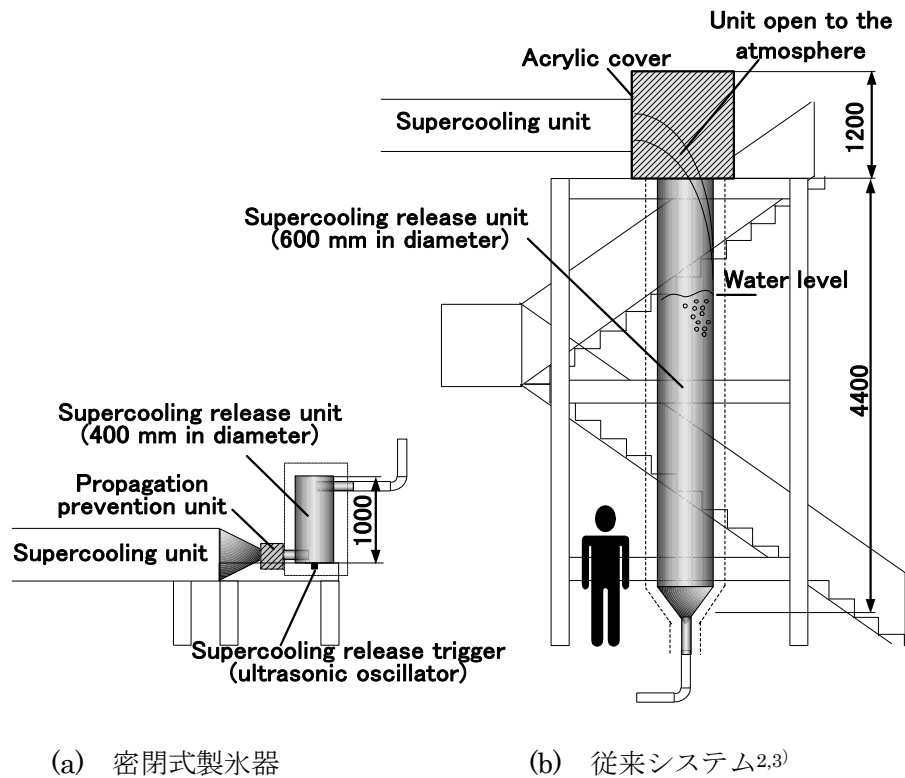


図4-11 過冷却解除部の大きさの比較 (255kWシステム)

4-6 4章のまとめ

本章では、熱流動制御法による密閉配管内での過冷却と相変化の分離方法（伝播防止方法）と、本伝播防止方法を用いた密閉式製氷方法を提案し、次いで、本伝播防止方法を実現するために最適な流路形状を、配管内壁面上での温度分布の解析結果に基づいて評価した。また、本伝播防止方法の設計条件を明らかにするために、過冷却水の流速、スリットからの吹き出し流速、スリット間隔をパラメータとした製氷試験をスケールの異なる実験装置で実施した。

また、3章で得られた超音波による密閉式製氷方法と本章で得られた伝播防止方法を組み合わせた上に、さらなる改良を加えた密閉式製氷方法を提案した。以上の検討により得られた結果を以下にまとめる。

- (1) 播防止器のスリット形状として3種類の形状を検討した結果、ラウンド型が最も少ない吹き出し流量で伝播防止効果を発揮することを確認した。また、数値計算を使ってその理由を調べた結果、スリット下流部の管壁温度が 0°C 以上となる領域が最も広くなるためであることがわかった。
- (2) スリット形状をラウンド型、スリット間隔を $1\sim 3\text{mm}$ とした場合には、吹き出し流速を 0.3m/s 以上とすることで、過冷却水の流速によらず伝播防止効果が得られる。
- (3) 解除器内面を樹脂でコーティングし、超音波振動子をよどみに設置することで、過冷却解除後に超音波の照射を止めても安定した製氷状態を維持できる。
- (4) 超音波振動面に対向する位置に反射板を設置し、振動面と反射面の間隔を超音波の $1/4$ 波長の奇数倍とすることで、製氷機の容量変更に伴って解除器の寸法を変えても安定した過冷却解消効果を得ることができる。

第4章の参考文献

- 1) 久保勝弘, 池崎安雄, 堺田進: モジュラーアイスジェネレータ, エバラ時報, 187, 67(2000).
- 2) 谷野正幸, 白石裕紀, 林利雄, 小此木時雄, 岡田孝夫 : 過冷却水を利用した氷蓄熱システム, 空衛学会誌, 64(7), 51(1991).
- 3) 谷野正幸, 守屋充, 岡村明彦, 山崎喜久夫, 小此木時雄, 関義輝, 小澤由行, 宮田洋一, 太田守彦: 過冷却水を用いた大規模氷蓄熱システムの開発, 空衛学会誌, 71(11), 73(1997).

第5章

プレート式過冷却器の凍結防止方法の提案

5-1 概要

本章では、プレート式熱交換器を過冷却器として用いた場合の凍結防止対策について論じる。プレート式熱交換器は、機器単位体積当たりの伝熱面積が大きいため伝熱効率が良く、分解清掃も容易に行えるため工業的に多くの用途で用いられている。しかし、筆者の観測によると、過冷却水を製造するための過冷却器としてプレート式熱交換器を用いると、シェルアンドチューブ式熱交換器を用いる場合と比べて伝熱面の最大過冷度が低いにもかかわらず、過冷却器内での不測の過冷却解除の確率が高い。特に、密閉型製氷機を用いた場合には、配管内壁に付着した氷が脱落するなどして水配管内の圧力変動*が起これると、上流伝播が起きていないにもかかわらず、解除器上流側に位置する過冷却器で高い確率で凍結が発生することから、凍結原因は、配管内圧の変化が関係する現象であると考えた。

過冷却状態の解除に影響を与える因子としては、これまでに多くの検討が行われてきている¹⁻⁷⁾。それらの中でも、斎藤ら¹⁾は、過冷却水中での固体同士の衝突やすり合わせが過冷却解除を引き起こすことを報告している。

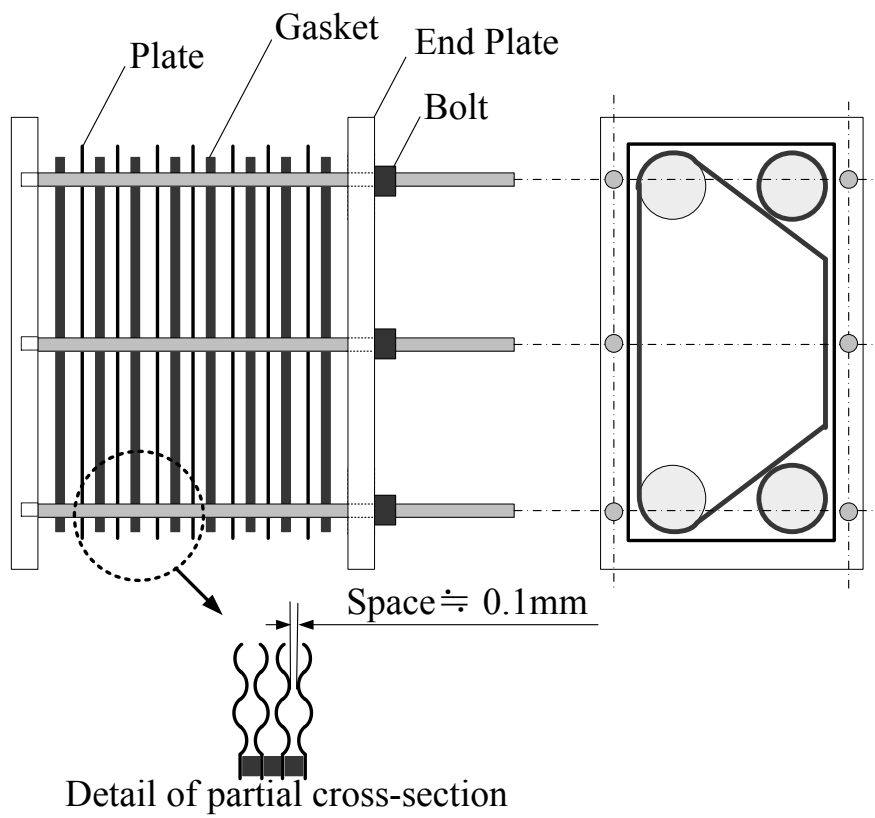
そこで、本章では過冷却水中での固体の衝突に着目し、圧力変動に伴うプレート式熱交換器内でのプレートの移動・変形によって、プレート同士が衝突する可能性を検討する。具体的には、まず、プレート式熱交換器を流れる2流体間の差圧（プレート間差圧）を変化させた際の、プレート式熱交換器の圧力損失の変化を測定し、2流体間の差圧の変化によってプレートが移動・変形することを示す。次いで、プレート間差圧の設定を変えて長時間の製氷運転を行い、凍結頻度を計測した結果を示す。最後にプレート式熱交換器を過冷却器として用いる際に、凍結を防止するために必要なプレート間差圧の条件を説明する。

※ 圧力変動の実測例と変動要因を付録Aに纏めた。

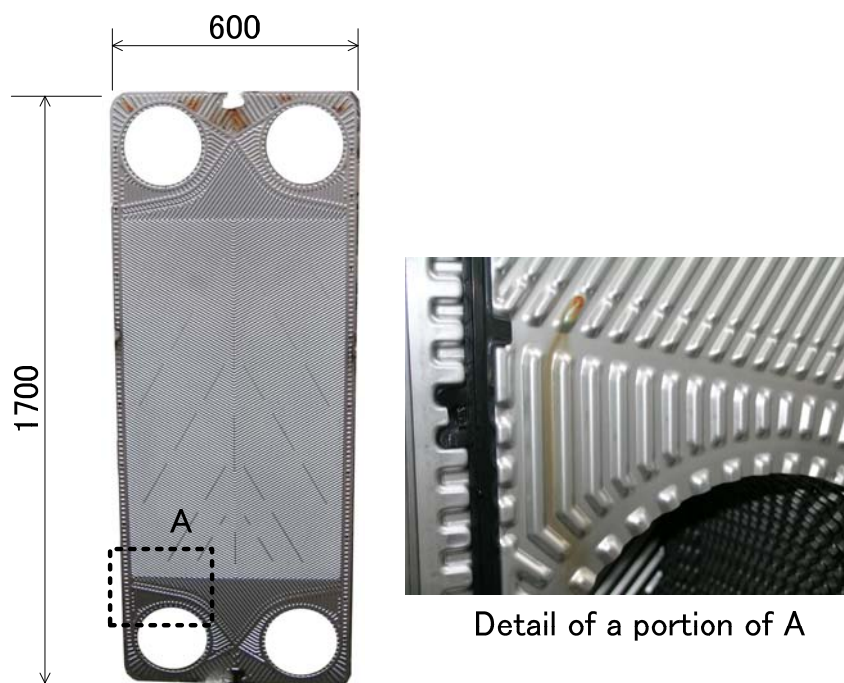
5-2 プレート式熱交換器の構造

プレート式熱交換器は複数のプレートの接着方法によって、ガスケットタイプとブレイジングタイプに大別できる。ブレイジングタイプはステンレス製のプレートが銅などによってロウ付けされた剛性の高い構造であり、冷凍機の蒸発器／凝縮器のような高耐圧の熱交換器に採用される。一方、ガスケットタイプは分解可能な構造であり、とくに食品工場のような衛生管理が必要な用途で用いられる。

ガスケットタイプのプレート式熱交換器の構造を図5-1に示す。一般にプレート式熱交換器は、板厚が約0.5mm程度の波板状の断面形状を有するステンレス製のプレートが、ガスケットを介して積層され、鋼鉄製のエンドプレートで圧着された構造となっている。各層は交互に1次側と2次側の流路を形成しており、ここに2流体を流すことでプレートを介した熱交換を行う。なお、ガスケットの十分なつぶれ代を確保するために、図のようにプレート同士の間には、通常0.1 mm程度の隙間がある。このため、プレートを介した2流体間に差圧があると、低圧側の流路が圧迫されて波板の山同士が接触する可能性がある。とくにプレート式熱交換器を過冷却器として用いる場合には、過冷却水の流路が圧力変動によって圧迫されると、過冷却水中での“固体同士の衝突”によって不測の凍結が発生する可能性がある。



(a) 概略構造



(b) プレートの一例

図5-1 ガasket型プレート式熱交換器の構造

5-3 プレート間の圧力差による流路変形実験

5-3-1 実験装置および実験方法

ここでは、プレート間の圧力差による、ガスケットタイプのプレート式熱交換器の流路の変形を実験的に調べた。図 5-2 に実験装置を示す。実験装置は、過冷却器（プレート式熱交換器）、解除器、蓄氷槽、ポンプ、および配管から構成される。プレート式熱交換器の1次側流路にはブライン（不凍液）を循環させ、2次側流路には水を循環させる。水側流路には、過冷却器をバイパスして過冷却器出口側の配管に接続されたバイパス管が設置されており、バイパス管を流れる流量を精度 1%の電磁流量計で計測する。ブラインと水の全流量は、精度 1%の電磁流量計で計測し、調節計を使って制御弁の開度を調節することで、常に設定流量に維持する。

ブライン系統は過冷却器上方に設置された開放式膨張タンクに接続され、水系統は過冷却器下部に設置された蓄氷槽内部で大気解放となっている。このため、プレート式熱交換器内部での水側流路の圧力は、ブライン側流路の圧力よりも低い。なお、本製氷機から氷蓄熱槽への氷スラリー配管の手動弁を絞ることで、プレート式熱交換器内部での水側の圧力を高めることができる。なお、この方法で水の圧力を高めても前述の自動制御によって、水の流量は一定に保たれる。同様に、ブライン出口側の手動弁を絞ることで、ブラインの流量を一定に保ちつつブライン側の圧力を高く設定することができる。

実験は、ブライン流量 G_b を 600l/min、水の流量 G_w を 700l/min で一定に制御した上で、氷スラリー配管の手動弁を調整して、プレート間の圧力差を変化させ、バイパス配管の流量の変化を計測した。なお、この時の氷蓄熱槽の水温は 10℃程度であり、ブライン温度も 5℃以上として、製氷を行わない条件で検討した。

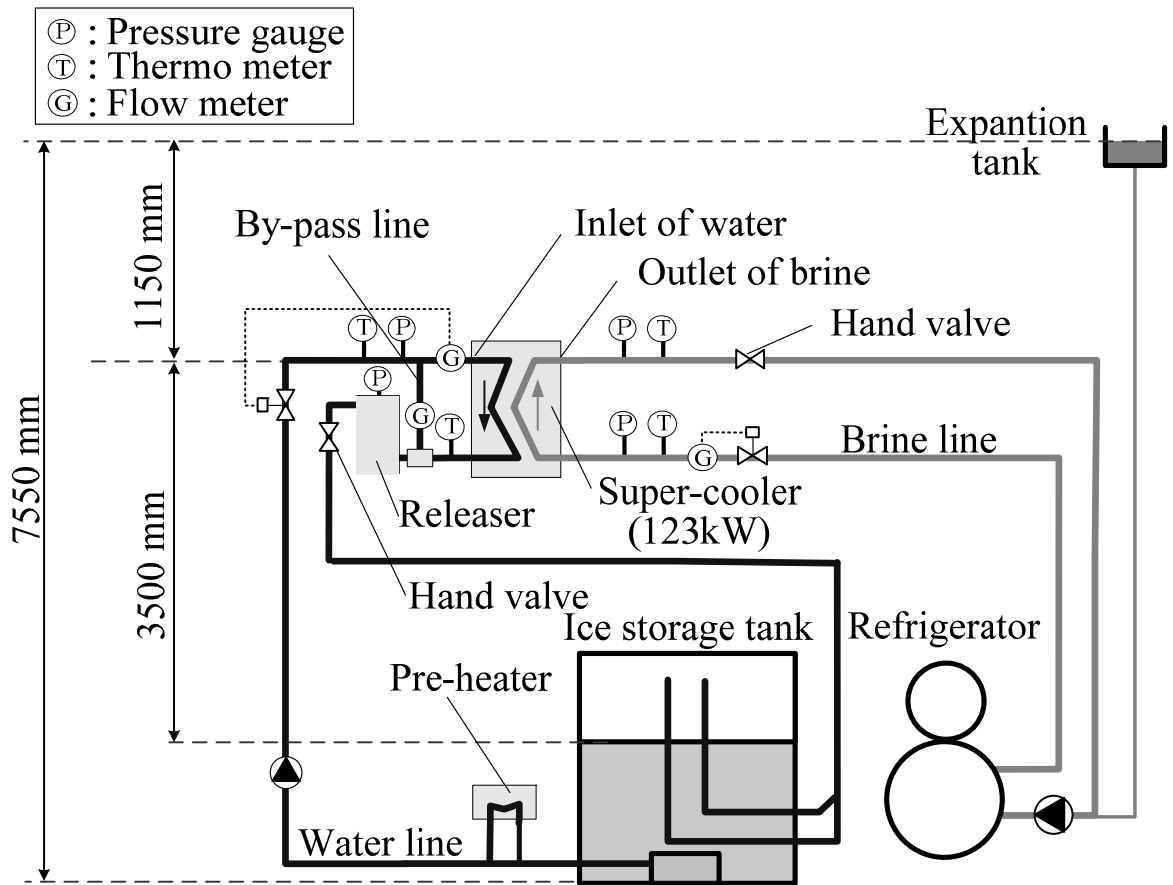


图 5-2 实验装置

5-3-2 実験結果

プレート間の圧力差に対するバイパス配管の流量の変化を図 5-3 に示す。ここでのプレート間の圧力差 ΔP は、過冷却器のブライン出口圧力 P_{bo} から水入口圧力 P_{wi} を引いた値で整理した。また、図では、バイパス配管の水の流量 G_j は、 ΔP が 0kPa でのバイパス配管の水の流量 G_{j0} (31 l/min) で規格化した流量比 G_j/G_{j0} で示す。

図のように ΔP が -90kPa から 0kPa まで変化することで、 G_j/G_{j0} は 60% から 100% まで増加した。また、 ΔP が 0kPa 以上では G_j/G_{j0} は 100% で一定であり、 ΔP が -90kPa 以下では G_j/G_{j0} は約 60% 一定であった。

過冷却器に供給される水およびブラインの流量は一定であるため、プレートの移動・変形が無ければ、水およびブラインの流路の圧力損失は一定であり、バイパス管の流量は、プレート間差圧によって変動することは無い。しかし、プレート間差圧が変化するとバイパス管の流量が増加するという結果が得られた。これは ΔP を上げるにしたがって、過冷却器の水側流路が縮小して水側流路の圧力損失が増加したためといえる。また、 ΔP が 0kPa 以上または -90kPa 以下では G_j/G_{j0} が一定値を示すのは、プレートが低圧側の流路に押し付けられ、0.1mm の隙間が無くなるためといえる。

以上より、プレート間差圧 ΔP が変化すると、プレートが移動・変形することが示された。

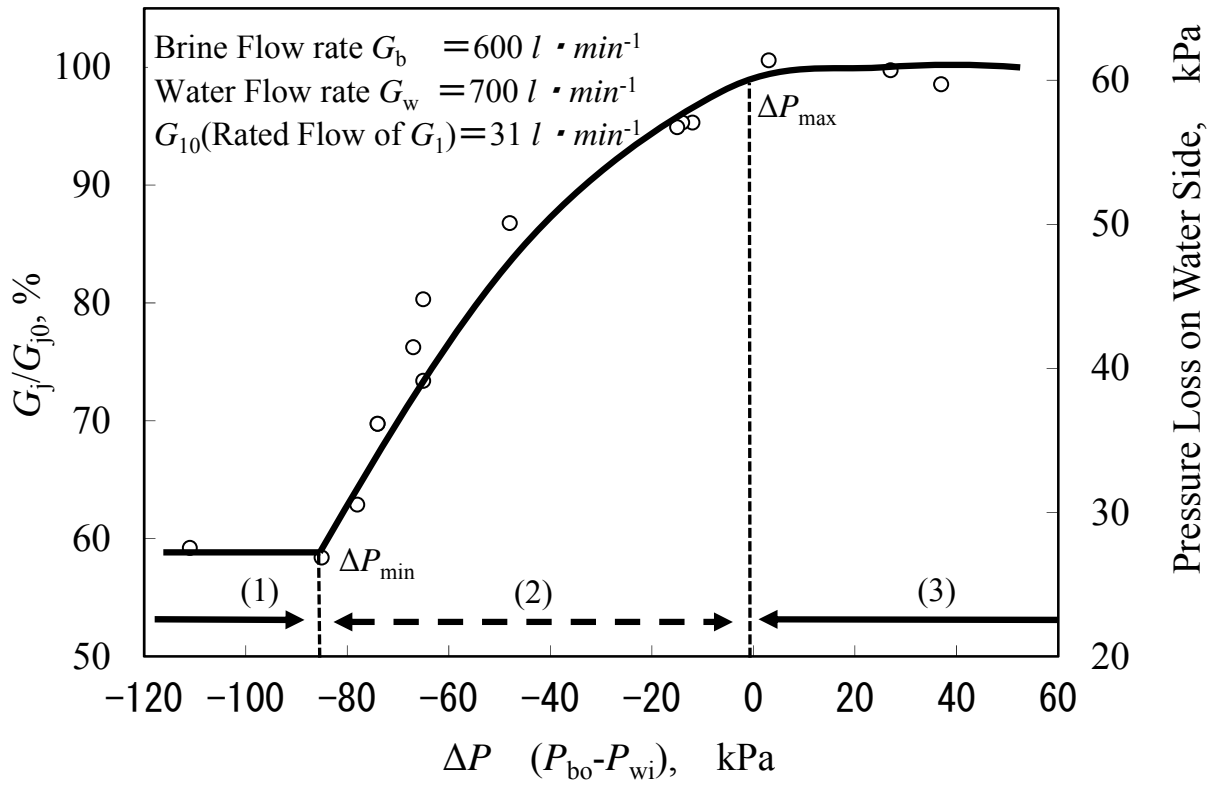


図 5-3 プレート間の圧力差に対するバイパス配管の流量の変化

5-4 プレート間差圧と凍結頻度との関係

プレート間差圧の変化による流路変形の確認実験では、氷蓄熱槽の水温が 10℃程度の、製氷しない条件で検討を行った。

ここでは、蓄氷槽の水温が 0℃の状態、すなわち製氷運転の状態において、プレート間差圧が過冷却の安定製造に与える影響を調べた。

図 5-4 には、プレート間差圧を変えて長時間の製氷運転を行った時の凍結頻度を示す。なお、本実験では 9 時間で満蓄となるため、同条件の製氷運転を複数回行い、凍結回数の合計を積算運転時間で除した値を凍結頻度とした。試験の結果、配管内壁からの氷の剥離等による圧力変動は最大 10kPa 以下であった。凍結回数はプレート間差圧が大きくなるにつれて減少し、プレート間差圧が 20Pa 以上になると凍結頻度が 0 になった。

この結果を、熱交換器内部の圧力分布とプレート同士の衝突といった観点から考察する。熱交換器内部では、流体の流れ方向に沿って圧力損失による圧力の降下が起こるために、熱交換器内部における水流路とブライン流路との差圧は、流路に沿って分布を持つことになる。図 5-5 に、水の入口圧力を固定してブライン側の圧力を変化させた場合の水流路とブライン流路の圧力分布の模式図を示す。水入口圧力 P_{wi} がブライン出口圧力 P_{bo} よりも高く、かつ水側の出口圧力 P_{wo} がブライン入口圧力 P_{bi} よりも低い場合(Case A)、過冷却器内部での水圧力の線とブライン圧力の線との交点で、水とブラインの圧力差は 0 になる。この点付近では、プレート同士は 0.1mm の隙間を維持したまま、互いに接触していない状態になっていると考えられる。このため、解除器や下流の配管で、管壁からの氷の剥離などによる圧力変動が起こると、プレートが容易に移動し、伝熱面同士の衝突が起こることが考えられる。一方、Case B のように、ブラインの出口圧力 P_{bo} が水の入口圧力 P_{wi} よりも大きい場合は、熱交換器内部の全域にわたってブライン圧力の方が水圧力よりも高い状態となる。このような状態ではプレート同士の位置関係が拘束されるため、圧力変動が生じてもプレートは移動しない。

このため、図 5-3 の(2)の領域では図 5-5 の Case A と同様の圧力分布となって、プレート同士の衝突による凍結が高い頻度で発生し、図 5-3 の(3)の領域では図 5-5 の Case B と同様の圧力分布となって、凍結の頻度がほぼ 0 になったと考えられる。

以上より、ガスケットタイプのプレート式熱交換器を使って過冷却水を製造する際の凍結要因の 1 つを特定し、凍結防止のための圧力条件を明らかにした。

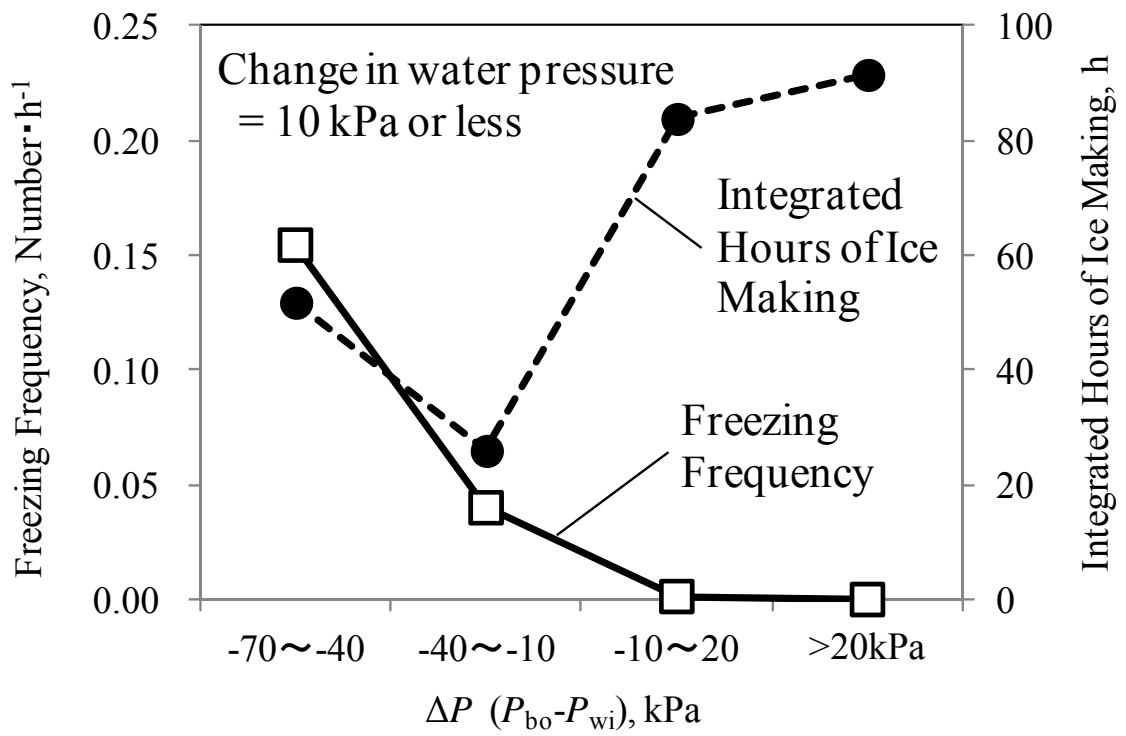


図 5-4 プレート間差圧と凍結頻度の関係

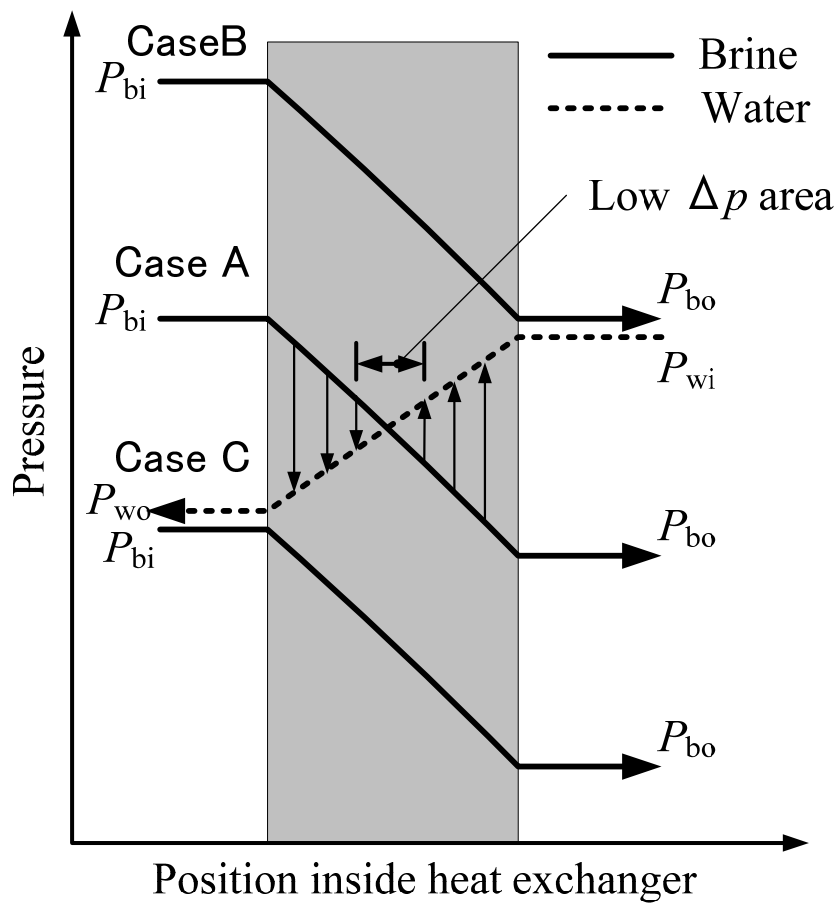


図 5-5 水流路とブライン流路の圧力分布の模式図

5-5 5章のまとめ

ガスケットタイプのプレート式熱交換器を過冷却器として用いる場合の製氷安定性を向上させることを目的に、プレート間差圧と凍結頻度との関係を実験的に調べた結果、以下の知見を得た。

- (1) プレート間の差圧が局所的に 0 になる場所では、圧力変動によってプレートが移動・変形する可能性が高い。
- (2) プレートが変形・移動する可能性のある圧力条件では、プレート同士の衝突によって凍結頻度が増大する。
- (3) プレート同士の衝突による凍結を抑制するためには、過冷却器全域にわたって 2 流体間の差圧を確保することが有効である。

第5章の参考文献

- 1) 斉藤彬夫, 大河誠司, 戸敷晃, 宇根浩, 田之頭健一, 過冷却水の凝固に影響を及ぼす外的要因に関する研究, 冷空論, 8(2), pp.151-160(1991).
- 2) Seiji Okawa, Akio Saito, Tadahide Harada. Experimental Study on the Effect of the Electric Field on the Freezing of Supercooled Water, International Conf. on Fluid and Thermal Energy Conversion '97, pp. 347-352(1997).
- 3) 大河誠司, 斉藤彬夫, 原田忠英, 過冷却水の凝固に及ぼす電場の影響に関する実験的検討, 冷空論, 14(1), pp.47-55 (1997).
- 4) Akio SAITO, Seiji OKAWA, Tsutomu HOZUMI, Hiroyuki KUMANO. Controlling of Freezing of Supercooled Water Using Electric Trigger, Int. Conf. on Solid-Liquid Phase Change '98, pp. 1-6(1998).
- 5) Tsutomu HOZUMI, Akio SAITO, Seiji OKAWA, Takayoshi MATSUMURA. Effect of Bubble Nuclei on Freezing of Supercooled Water, International Journal of Refrigeration, 25(2), pp. 243-249(2002).
- 6) Tsutomu HOZUMI・Akio SAITO・Seiji OKAWA, Tatsuyuki MATSUI. Freezing Phenomena of Supercooled Water under Impacts of Ultrasonic Wave, International Journal of Refrigeration, 25(7), pp. 948-953(2002).
- 7) Tsutomu Hozumi, Akio Saito, Seiji Okawa, Yoichiro Eshita. Effects of shapes of electrodes on freezing of supercooled water in electric freeze control, International Journal of Refrigeration, (28), pp. 389-395(2005).

第6章

食品加工工場への導入事例

6-1 概要

本章では、第2章で提案した製氷・解氷同時運転方法、第3章～5章で提案した密閉式製氷方法を実際の乳製品加工工場に応用した事例について報告する。まず、工場に導入したチルド水供給システムの概要について説明する。次いで第2章で得られた知見に基づいて実施したチルド水安定供給のための設計検討について説明する。最後に、本技術を導入した食品工場での実負荷運転データを用いて、本論文で取り上げた技術の実用性を評価する。

6-2 チルド水供給システムの概要

図6-1に、乳製品加工工場に導入したチルド水供給システムの概略フローを示す。本設備は蓄氷槽①、槽からの0℃の取水を0.5℃まで加熱する熱交換器（予熱器）②、-2℃の過冷却水を製造する熱交換器（過冷却器）③、水の過冷却状態を解除して微細な氷を製造する容器（解除器）④、ブライン冷凍機⑤、ポンプ⑥などから成る製氷装置⑦、およびチルド送水ポンプ設備⑧で構成されている。蓄氷槽を冷熱のバッファとして機能させることで、冷凍機の容量低減と高効率運転を図るとともに、蓄氷槽から低温の冷水を安定供給する。

製氷運転では、製氷装置で製造された氷スラリーは、氷搬送管⑨を通して蓄氷槽①にポンプ圧送され、槽内の水面付近に設置された2箇所の水スラリー供給口⑩から噴水状に供給される。槽内に供給された氷スラリーは氷と水の比重差によって分離される。槽底部の水は予熱熱交換器②によって予熱された後に再び、製氷装置⑦に供給される。このような水の循環サイクルによって、槽内に氷スラリーが蓄えられる。

チルド水供給運転では、蓄氷槽下部の低温の水がチルド送水ポンプによって冷却負荷（チルド負荷）側の熱交換器に送られる。負荷処理によって昇温した水は槽に戻り、槽内ではこの水をジェットノズルから噴出して氷スラリーを融解する。

本設備を導入した乳製品加工工場では、チルド負荷が24時間にわたって途切れることなく続くため、空調用途のような製氷時間帯と放熱（解氷）時間帯との区別は無い。このため終日24時間にわたり、製氷運転と解氷運転（チルド水供給運転）が、ほぼ同時に行われる。また、製品の品質維持のために蓄氷槽からチルド水として供給する水の送水温度は、1℃前後と空調用途と比べて低温であり、その温度安定性には高い信頼性が求められる。また、冷却負荷側の熱交換器のメンテナンスや洗浄にともない、配管系の保有水が排出され、槽内の水量が減少する。このため、蓄氷槽の保有水量を常に把握し、適宜給水を行う必要がある。

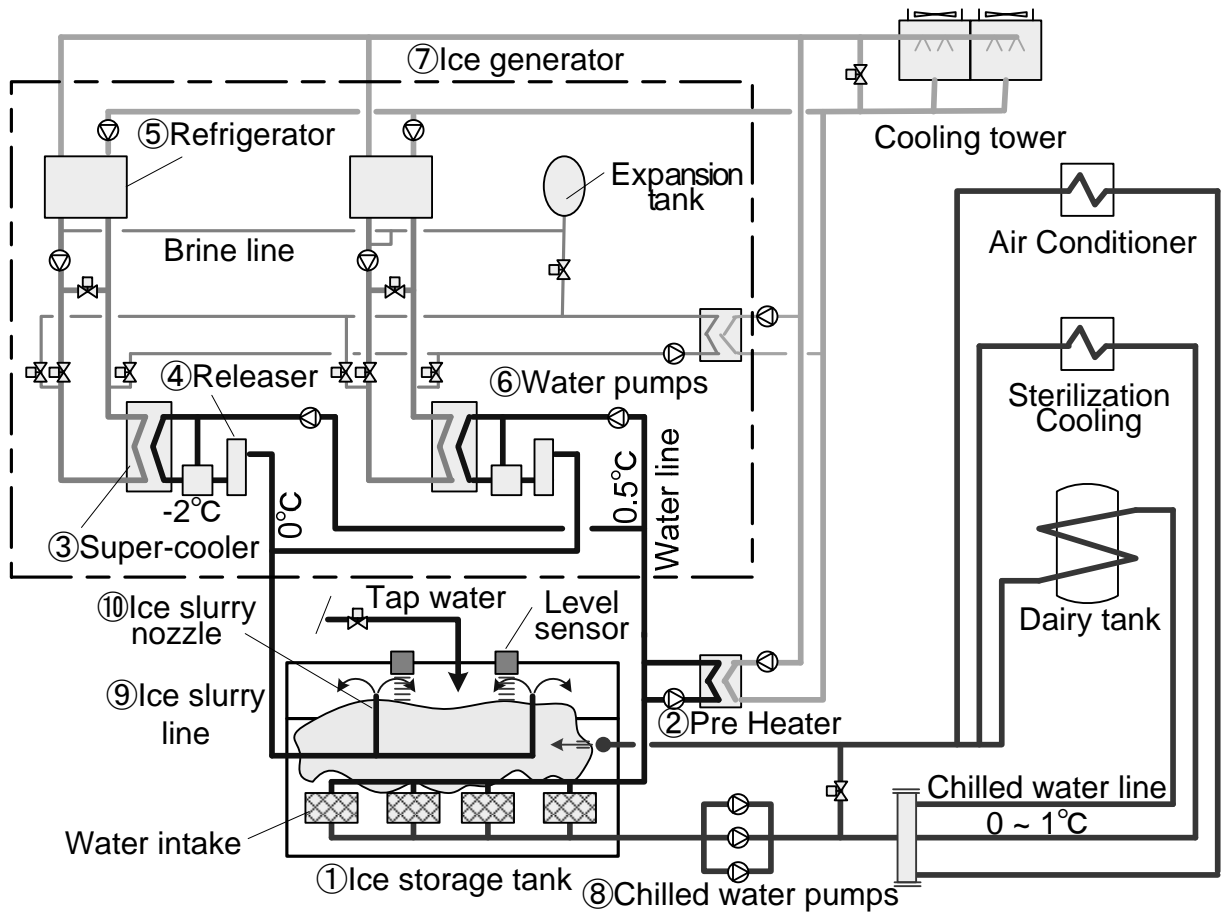


図6-1 乳製品加工工場に導入したチルド水供給システムのフロー

6-3 チルド水安定供給のための設計検討

前述のように，空調用途とは運用方法の異なるチルド水供給システムに本氷蓄熱システムを適用するにあたり，チルド水を安定した温度で供給するために数値計算による製氷容量と槽容量の設計検討を実施した．

6-3-1

チルド水供給システムの設計条件として，図 6-2 に 0 時から 24 時までの 30 分ごとのチルド負荷を示す．また，表 6-1 には，設計チルド負荷の瞬時最大値と 24 時間での積算値，およびチルド水供給温度の設計条件を示す．

図 6-2 に示すように，チルド負荷は 24 時間連続して発生する．4 時までのチルド負荷は極小である．4 時以降に 300kW (85USRt) 程度まで増加の後，7 時～14 時には 600kW (170USRt) ～700kW (200USRt) 以上のチルド負荷が連続的に発生する．その後は比較的小さな 400kW (110USRt) 以下のチルド負荷であるものの，17 時～19 時には先鋭的に増加する．22 時以降は極小になるものの，チルド負荷は終日途切れることなく継続する．

表 6-1 に示すように，チルド負荷の瞬時最大値は 713kW (203USRt) であり 24 時間での積算負荷は 33.1GJ (2,620USRth) である．このようなチルド負荷条件に対するチルド水供給温度の設計条件は 1.0℃以下である．なお，最大負荷時には 3 時間以内であれば 2.0℃までのチルド水供給温度の上昇が許容されている．

表 6-1 設計チルド負荷

Max. Cooling load	kW (USRt)	713 (203)
Total cooling load	GJ (USRt/day)	33.1 (2620)
Required temperaure of chilled water	°C	1.0 or less [※]

※Rising below 2.0°C is permissible within 3 hours

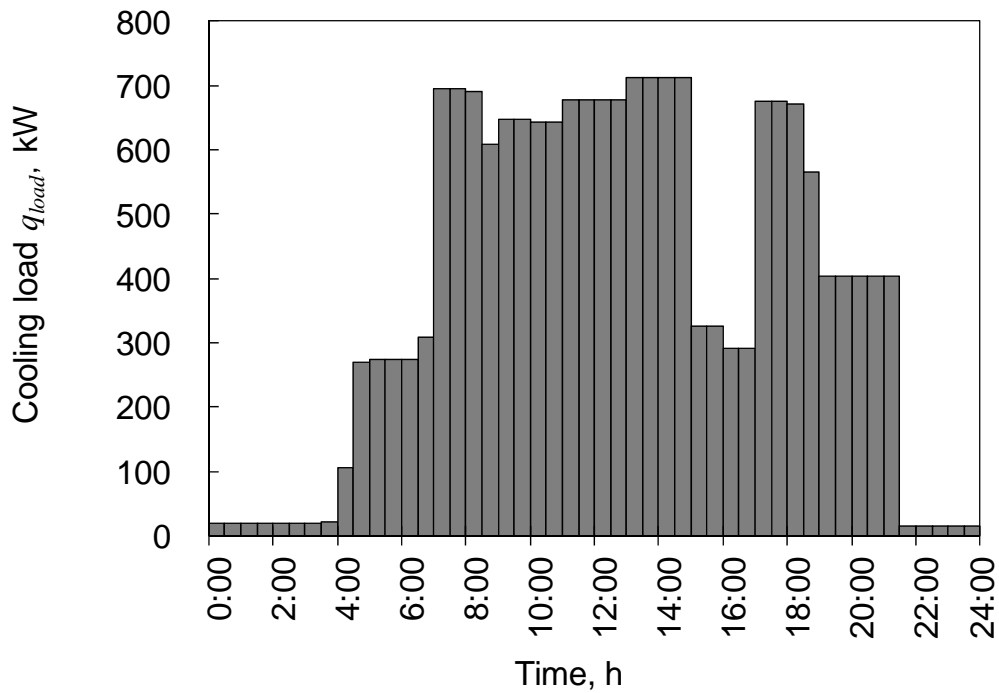


図 6-2 設計チルド負荷パターン

6-3-2 蓄氷槽と熱源機の容量設計

前述のように終日 24 時間発生するチルド負荷や先鋭的なチルド負荷に対して、蓄氷槽からの送水温度を保証するための運転方法について、2 章で実験および数値解析による検討を行った¹⁾。その結果、槽内の氷量が常に一定量以上に維持されるよう管理すれば、槽からの送水温度を所定の温度以下に維持できることを確認した。ここでは、前述のような図 6-2 と表 6-1 に示したチルド負荷条件に対して、2 章で得られた数値計算方法を使って、種々の槽容量、最小/最大 *IPF*、および冷凍機容量での製氷解氷の並行運用時の蓄氷槽からの取水温度の数値計算を行った。なお、ここでの槽容量とは水槽の保有水量のことである。計算の初期条件としては、負荷が急増する 7:00 の時点を満蓄として計算を開始し、24 時間後までの T_{out} の時間変化を計算した。このような結果から、納入したチルド水供給システムの設計段階において、チルド水供給温度条件を満足できる設備機器容量を特定した。

(1) 熱源機容量とチルド水供給温度レベル

図 6-3 に、蓄氷槽容量が 68.3m³ で最大 *IPF* (IPF_0) が 45% の場合での数値計算結果として、種々の冷凍機容量でのチルド水供給温度の最高値と槽内の最小 *IPF* を示す。図のように最小 *IPF* を 20% 以上に維持するための冷凍機容量は 510kW 以上であり、チルド水供給温度の最高値を約 1°C ($1.0\pm 0.1^\circ\text{C}$) 以下に維持するための冷凍機容量は 490kW 以上であることを確認した。これらの冷凍機容量は表 6-1 のチルド負荷の最大値の約 70% である。また、チルド水供給温度の最高値を許容条件の 2°C 以下にするための冷凍機容量は 420kW 以上であり、このとき最小 *IPF* は 3% まで低下する。

(2) 蓄氷槽容量とチルド水供給温度レベル

図 6-4 に、冷凍機容量が 490kW で最大 *IPF* (IPF_0) が 45% の場合での数値計算結果として、種々の蓄氷槽容量でのチルド水供給温度の最高値と槽内の最小 *IPF* を示す。図 6-4 のように最小 *IPF* を 20% 以上に維持するための槽容量は 76.0m³ 以上であり、チルド水供給温度の最高値を約 1°C ($1.0\pm 0.1^\circ\text{C}$) 以下に維持するための槽容量は 68.3m³ であることを確認した。また、チルド水供給温度の最高値を許容条件の 2°C 以下にするための槽容量は 45m³ 以上であり、このときの最小 *IPF* は 4% まで低下する。

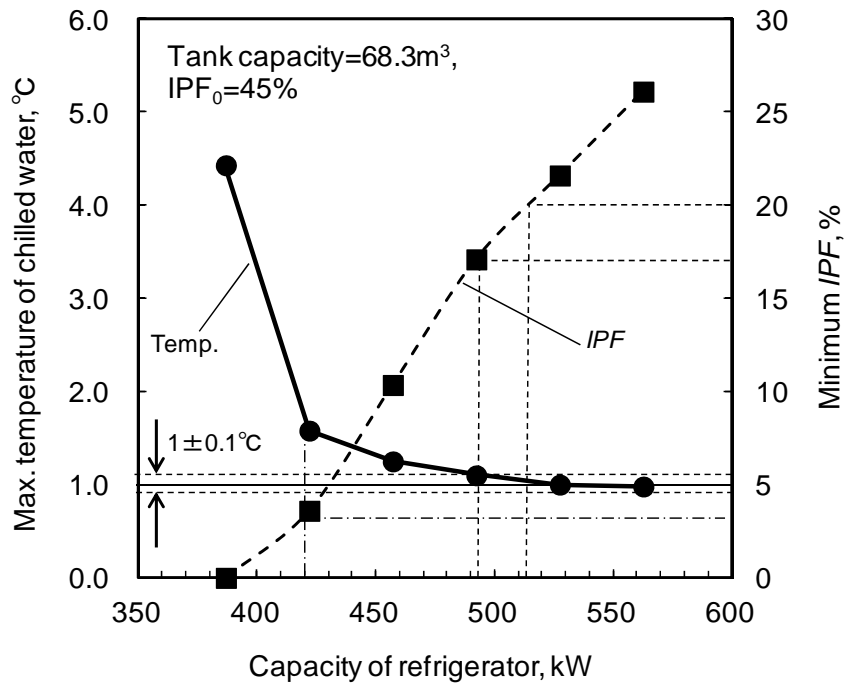


図 6-3 種々の冷凍機容量に対するチルド水最大温度と最小 *IPF* (計算結果)

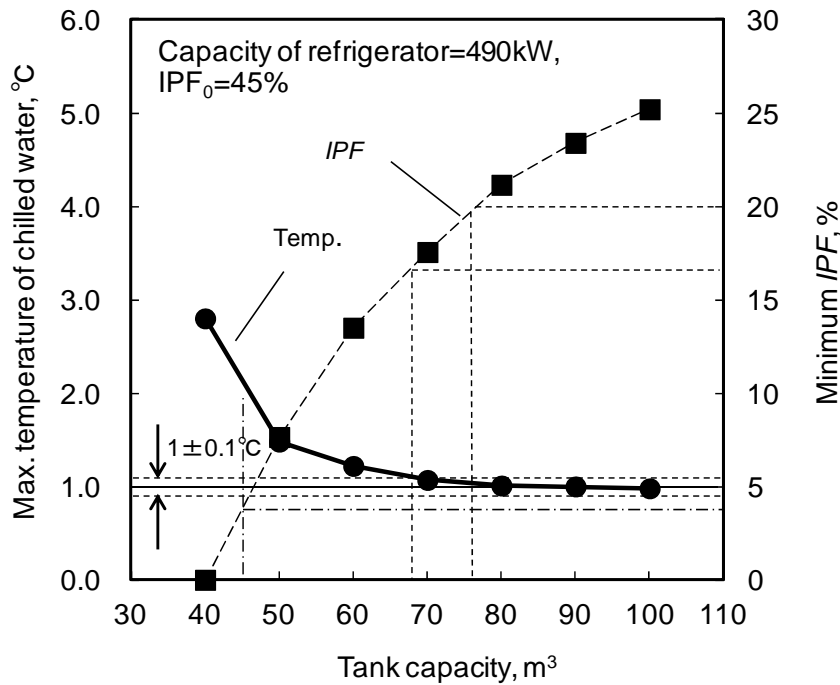


図 6-4 種々の蓄氷槽容量に対するチルド水最大温度と最小 *IPF* (計算結果)

6-3-3 容量設計とチルド水温度の経時変化

以上のような数値計算の結果とチルド送水温度の許容値から決定した設備容量（蓄氷槽、過冷却器および冷凍機の容量）を表 6-2 に示す。

このような設備容量において、図 6-2 のチルド負荷パターンに対する数値計算の結果として、図 6-5 の(a)には 0 時～24 時でのチルド水供給温度 T_{out} と蓄氷槽内の IPF の経時変化を示し、図 6-5 の(b)には製氷機冷却能力 q_{ref} の経時変化を示す。なお、製氷機冷却能力とは冷凍機能力から予熱負荷を差し引いた正味の製氷機の能力を表す。本計算では、図 6-5 の(a)のように最大 IPF （ここでの計算では 45%）に達した 2 時には、図 6-5 の(b)のように製氷運転を停止させ、その後に槽内の氷が消費され IPF が所定値（42%）まで低下すると製氷運転を開始させた。その結果、最大負荷の後に負荷が急落する 15 時直前には、図 6-6 の(a)のように、槽内の IPF が 18%まで低下することでチルド水供給温度が 1.1℃まで上昇するものの、それ以外の時刻では 1.0℃以下を維持できた。

(1) 製氷機の発停制御

このような製氷装置の起動・停止の制御を実際に行うためには、蓄氷量を常時把握できるようにする必要がある。放熱運転完了時に蓄氷槽内の氷が無くなる空調用途などでは、槽内の水温から顕熱蓄冷熱量を直接演算できることを利用して蓄冷熱量を管理してきた（例えば、所定の槽内水温を基準点として、そこでの顕熱蓄熱量を蓄冷熱量の現在値とするなど）。しかし、要求されるチルド送水温度を維持するためには、図 6-3 および図 6-4 のように槽内の IPF を所定値以上に管理する必要があり、槽内には常時氷が存在する。このため、槽内水温を蓄冷熱量の基準点とすることはできない²⁾。

そこで、蓄氷槽内のシャーベット状の氷層の盛り上がり高さの計測によって、最大蓄冷熱量（満蓄状態の蓄氷量）を基準点とすることを考案した²⁾。本制御では前述の図 6-1 に示すように、槽上部に設置した超音波レベルセンサ（キーエンス(株)製 UD-300）を用いて氷層の盛り上がり高さを計測し、既定の高さに達した時点で満蓄と判断して製氷運転を停止させる。また、製氷運転の停止時には氷層の盛り上がり高さ と IPF との相関はなくなるため、蓄熱量の演算値を監視して、演算値が所定値まで減少した時点で製氷運転を開始する。なお、蓄熱量の演算値には累積誤差が蓄積されるため、満蓄時には蓄熱量の演算値を満蓄時の蓄熱量でリセットする。

氷の盛り上がり高さによる IPF の検知精度は $\pm 8\%$ ²⁾のため、製氷量の不足を生じる場合

がある。そこで、実際の蓄氷量が設定蓄氷量を下回った場合でも温度維持に必要な蓄氷量を確保できるよう、満蓄 *IPF* は余裕をもって決定した。一方、実際の蓄熱量が設定蓄熱量を上回った場合でも、氷の盛り上がり高さを検知して製氷を停止させるため、蓄氷槽から氷があふれるなどの心配はなく、送水温度の維持の観点からは安全側に働くため実用上問題はない。

表 6-2 設計により決定した設備容量

Ice storage tank [※]	Capacity	m ³	68.3
	Max. IPF	%	45
Refrigerator		kW (USRt)	246 (70) ×2
Super-cooler		kW (USRt)	246 (70) ×2

※7m×3m×4mH (water level : 3.25m)

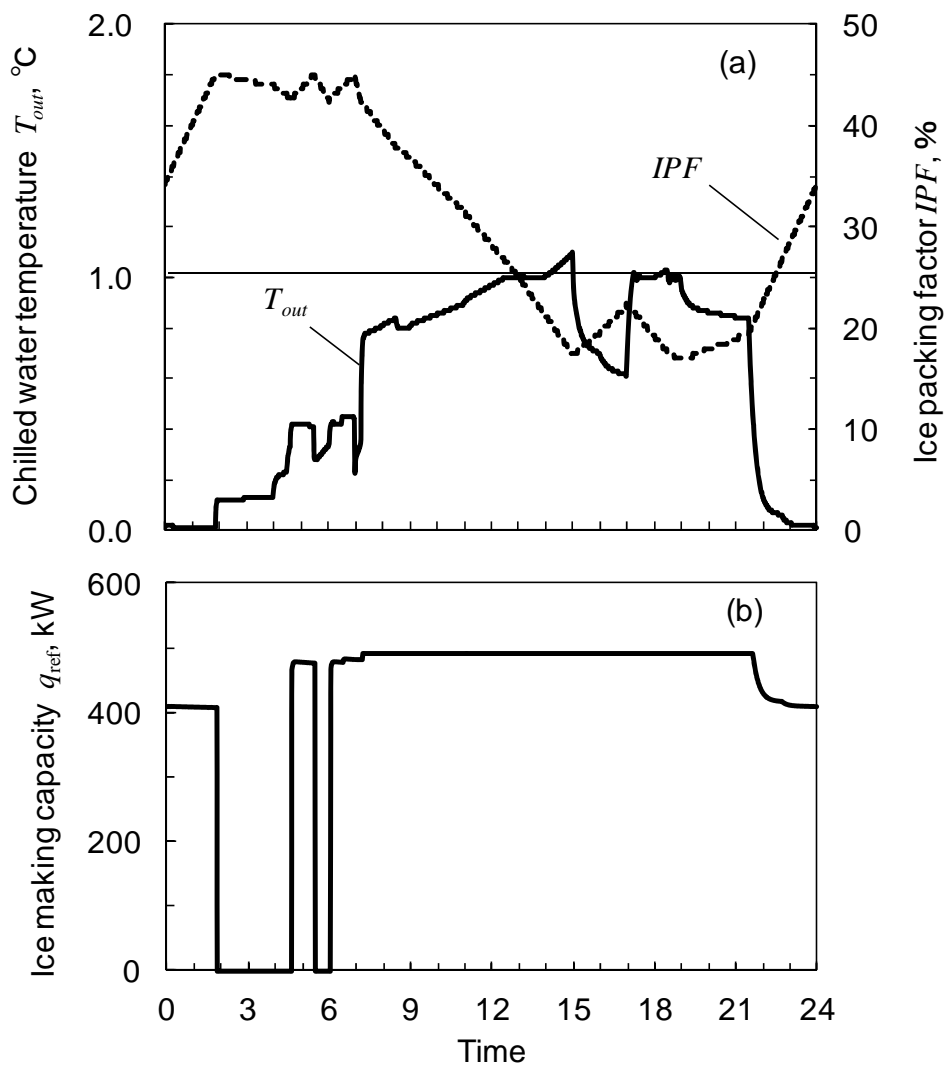


図 6-5 チルド水温度，製氷機冷却能力の変化（計算結果）

6-4 実設備での運転実績

前述のように設計検討された，チルド水供給の実設備の運転実績として，1 日間のチルド負荷，チルド水供給温度，*IPF*，および冷凍能力の経時変化の一例を説明する．

6-4-1 チルド負荷とチルド水送水温度

図 6-6 に納入後のチルド負荷の実例を示す．これらの実測データの間隔は 1 分間である．図のようにチルド負荷は 0 時から 7 時頃まででは，4 時頃に約 500kW までの先鋭的な増加・低下があるものの約 100kW で推移した．7 時過ぎにはチルド負荷は急激に立ち上がり，9 時頃には設計最大負荷の 713kW を超過した．その後のチルド負荷は 13 時 30 分頃までの 4.5 時間では，ほぼ一定の高い値で推移した．13 時 30 分頃から 15 時頃までの間の約 1.5 時間は設計最大負荷の 50%程度まで一旦低下した後，再び設計最大負荷を超過した．その後，15 時頃から 17 時 30 分頃までの間でほぼ設計最大負荷のチルド負荷が約 2.5 時間継続し，17 時 30 分頃から 22 時頃までの間で設計最大負荷の 80%のチルド負荷が約 4.5 時間継続した．これ以降，22 時頃から 24 時までの間ではチルド負荷は約 100kW で推移した．なお，このチルド負荷の実例では，10 時頃と 16 時頃には設計最大値の 1.5 倍以上の瞬時最大負荷が発生した．また，図のように，24 時間での積算値は 34.9GJ であり，設計最大積算値の 33.1GJ の 105%に達した．

図 6-6 に示したようなチルド負荷発生時のチルド水供給運転の実績として，図 6-7 の(a) にチルド水供給温度と氷熱槽内の *IPF*（満蓄 *IPF*：45%での蓄熱量を基準として熱量演算から算出）の経時変化を示し，図 6-7 の(b)に製氷機冷却能力 q_{ref} の経時変化を示す．図 6-7 の(a)のように 0 時から 7 時頃まででは，チルド負荷が極小であったので，チルド水供給温度は殆どの時間帯で約 0.1°C の低温で推移した．この間の 4 時頃にチルド負荷が先鋭的に増加したとき，チルド水供給温度は約 0.6°C まで上昇した．9 時頃には設計最大負荷を超過するまでのチルド負荷の急増に伴い，チルド水供給温度は一時的に 1.2°C まで上昇したが，それ以降の全ての時間帯ではチルド水供給温度は 1.0°C 以下に維持できた．9 時頃から 13 時 30 分頃までの間，チルド負荷が設計最大負荷と同等の高い値で推移したことで，チルド水供給温度は徐々に上昇した．また，13 時 30 分頃から 15 時頃までのチルド負荷が設計最大負荷の約 50%までに低下したことで，チルド水供給温度は 0.2°C 以

下の低温になった。このことは、シャーベット状の氷の優れた解氷性能を示すものである。さらに、15 時頃から 17 時 30 分頃にはチルド負荷が設計最大負荷まで増加したことで、チルド水供給温度は徐々に上昇した。その後、22 時頃までの間でチルド負荷は設計最大負荷の 80%~100%であったため、チルド水供給温度は 0.6℃~1℃で推移した。22 時頃にはチルド負荷が極小になったため、チルド水供給温度は約 0.1℃以下の低温になった。

図 6-7 の(b)のように 8 時から 8 時 30 分の間を除き、常に製氷運転が行われた。製氷装置に供給される蓄氷槽の取水は図 6-1 のように、チルド水と同じ温度である。このような取水温度の上昇に伴って、0.5℃までの予熱に要する熱量が低減されることで、図 6-7 の(b)のように製氷機冷却能力 q_{ref} は増加することになった。

なお、22 時には氷熱槽内の *IPF* が約 7%まで低下したものの、チルド水供給温度は 1.0℃以下を維持できた。これは、この時間には図 6-7 の(b)のように、製氷運転が 400~450kW で継続して行われており、チルド負荷よりも製氷運転による冷却能力が大きいためである。

このようにチルド水供給温度は設計条件を満足し、安定したチルド水供給運転がなされていることを確認した。

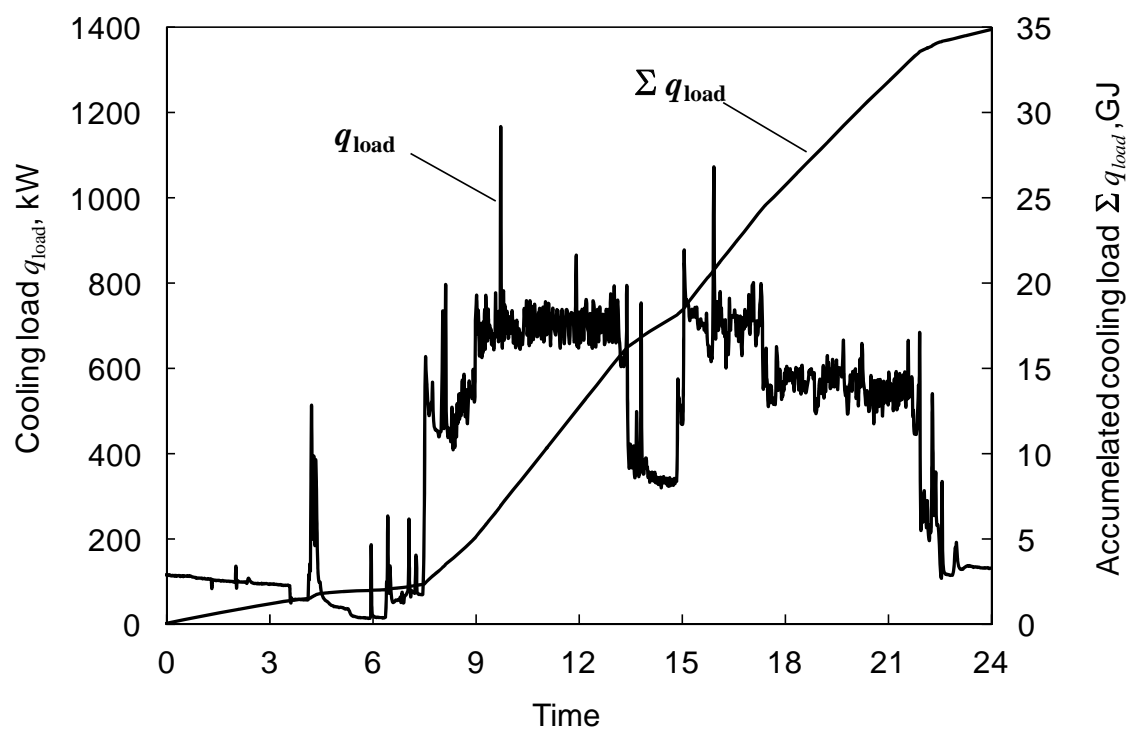


図 6-6 実負荷の一例

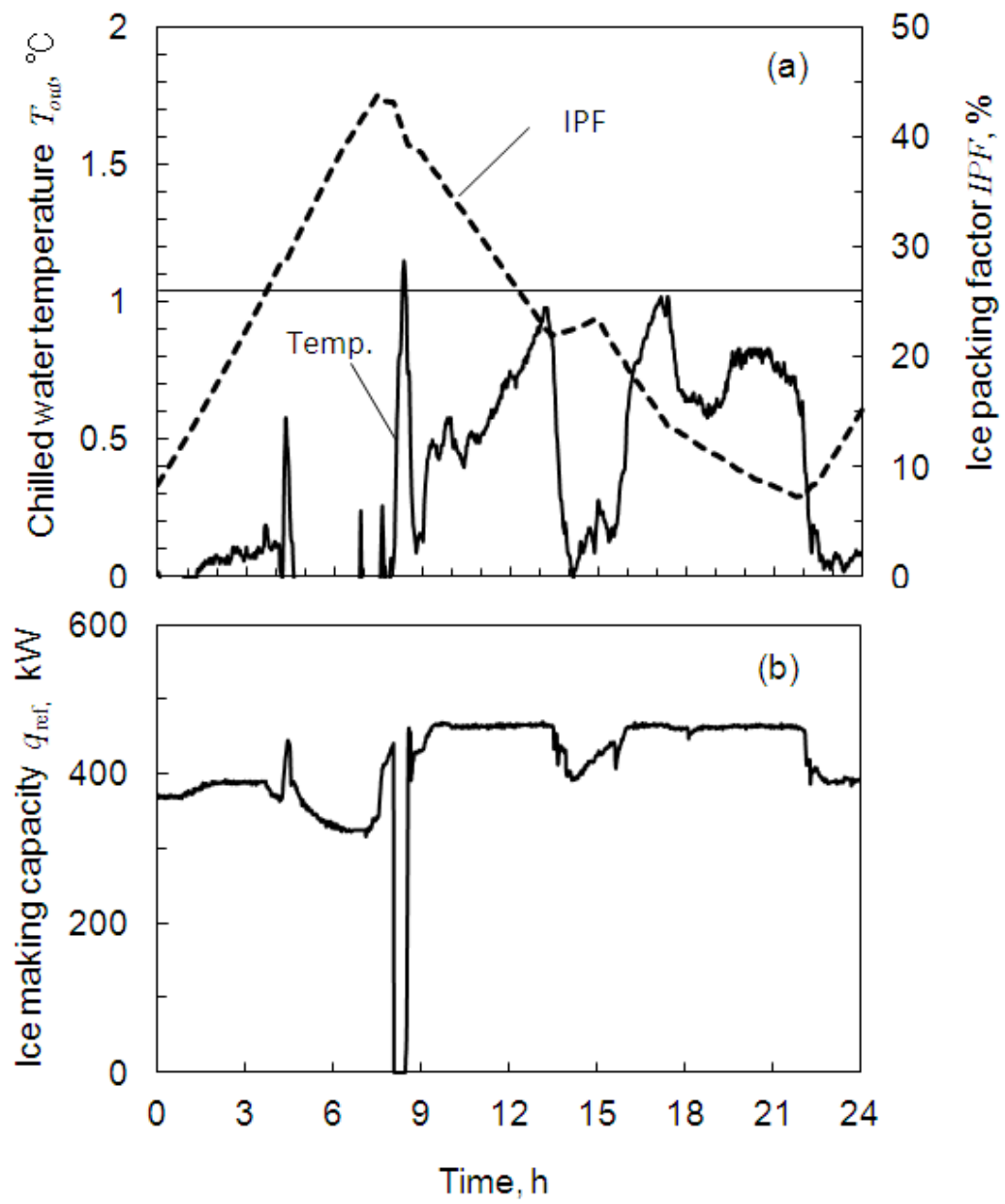


図 6-7 実負荷に対するチルド水供給運転の実績

6-4-2 製氷運転の発停制御（満蓄制御）

図 6-6 および図 6-7 の(b)のように 0 時から 7 時 30 分までは製氷機冷却能力がチルド負荷を上回ったため、図 6-7 の(a)のように *IPF* は単調に増加した。8 時には氷槽の盛り上がり高さが設定値に達したことを超音波レベルセンサが検出したため、満蓄 (*IPF*=45%) を判断し製氷運転が停止した ($q_{ref}=0$)。その後は、チルド負荷処理によって *IPF* が減少して、8 時 30 分に予め設定した製氷運転開始条件（ここでは *IPF*=43%）を下回ったことで、再び製氷運転が開始した。その後はチルド負荷が製氷容量を上回るため、*IPF* は減少した。チルド負荷が急速に減少する 22 時までには *IPF* が約 7% まで低下するが、24 時には約 13% まで増加して 24 時間前（図中の 0 時）の *IPF* 以上となった。

このように、氷層の盛り上がり高さの測定による満蓄状態の判断（製氷運転の停止）、並びに満蓄状態の蓄氷量 (*IPF*) を基準点とした蓄氷量 (*IPF*) の演算値を用いる製氷運転の起動による製氷運転の発停制御が、実運転において適切に行われていることを確認した。また、この製氷運転の発停制御の結果によって、24 時間連続して発生するチルド負荷に対して、所定の温度のチルド水を安定して供給できる蓄氷量が維持できていることを確認した。

6-4-3 補給水の制御

小型装置（槽容量 0.54m^3 ）でのシャーベット状の氷層の空隙率の実験データに基づき、実規模装置（槽容量 52.8m^3 ）を用いて蓄氷槽への給水制御ロジックを検証²⁰⁾してきた。*IPF*20% を超える蓄氷状態では氷層は水に浮いた状態ではないため、満蓄時に製氷を停止しても氷層が動くことはない。しかし、製氷停止直後には、水面から上の氷層内を流れる水が落水するため時間とともに水位が上昇する²⁰⁾。そこで、実設備の給水制御ロジックとしては満蓄停止後に約 12 分間待機し、水位が安定した後に基準水位からの水位低下を検出して、その水位差に槽断面積 21m^2 を乗じた値の約 70% の水を供給することにした。

この給水制御ロジックを実設備に適用して試運転を行った結果を表 6-3 に示す。この試運転は負荷側の熱交換器廻りの試運転に併せて行った。試運転では満蓄制御と給水制御を自動で行い、負荷側で蓄熱水が排出されても基準水位が維持できるかを検証した。試運転中合計 8 回満蓄に達した。満蓄直後の水位は、表のように基準水位から最大 250mm 減少した。これらの水位差から必要給水量を演算して自動給水を行った結果、表

のように給水直後の水位を基準水位に対して0.6%以下の誤差で制御できることを確認した。

表 6-3 補給水制御の試運転結果

Full storage (stop of ice making)		Calcutated suply water volume** into tank m ³	After supply water into tank		
water level m	differential water level* m		water level m	differential water level* m	evaluation of differential water level* %
3.220	-0.030	0.44	3.257	0.007	0.2
3.217	-0.033	0.49	3.250	0.000	0.0
3.213	-0.037	0.54	3.252	0.002	0.1
3.149	-0.101	1.48	3.248	-0.002	-0.1
3.219	-0.031	0.46	3.250	0.000	0.0
3.002	-0.248	3.65	3.271	0.021	0.6
3.218	-0.032	0.47	3.257	0.007	0.2
3.236	-0.014	0.21	3.243	-0.007	-0.2

* Standard water level :3.25m (at no storage ice)

** Porosity of ice layer to calculate suply water volume:0.7

6-5 水蓄熱システムによるチルド送水システムの試算

ここでは、水蓄熱システムを使って表6-1および図6-2の設計チルド負荷を処理する場合の蓄氷槽と冷凍機の容量を、2章の計算方法で試算した結果を示し、氷蓄熱システムの優位性を説明する。

6-5-1 計算条件と仮定

- ①チルド負荷： 表6-1, 図6-2と同じ
- ②チルド送水温度： 1.0℃以下
- ②満蓄IPF： 0.2%*
- ③冷凍機起動条件： IPF0.1%*

※計算の都合上0にはできないため、ごく小さな値を与えた

本計算モデルでの仮定（第2章4項）に加え、以下を仮定する。

- ①冷凍機の起動時間を無視する
- ②冷凍機の実出力が負荷の変動速度に追従できると仮定

6-5-2 冷凍機容量と冷水槽容量の計算結果

図6-8に計算結果を示す。この図では、チルド水の最高温度が1℃以下となる冷凍機および蓄熱槽の容量の組み合わせを黒丸で示した。チルド負荷の最大値は713kWであるため、冷凍機容量を713kW（表6-2の氷蓄熱システムの1.43倍）以上とすれば水蓄熱槽容量は0でもチルド送水温度を満足できることになる。しかし、急激な負荷変動に追従しつつ送水温度を0～1℃に維持するためには、極めて高速な温度制御が要求される。

一方、水蓄熱槽容量を350m³（表6-2の5倍）とした場合には、冷水槽によって負荷変動が平準化されるため、最少の冷凍機容量は666kW（表6-2の氷蓄熱システムの1.36倍）まで小型化することができるという計算結果となった。

6-5-3 冷凍機内での凍結を回避するための冷水循環流量

冷水用冷凍機では、機内での凍結を避けるために出口水温を0℃以上に維持する必要がある。そのためには、冷凍機の実出力や冷凍機の入口水温に合わせて冷水循環流量を変化

させる制御が必要となる。図6-9には、6-5-2項で挙げた2つの容量選定結果に対して、冷凍機出口の水温を0°Cにするための冷水循環量を計算した結果を示す。横軸は冷水槽出口水温 T_{out} （冷凍機入口温度），縦軸は氷蓄熱システムでの冷水循環流量 U_{ice} を基準とした水蓄熱システムの冷水循環流量 U_{water}/U_{ice} である。槽内の水温が1°Cの場合、水蓄熱システムの冷水循環流量は氷蓄熱システムの約3.5倍、槽内の水温が0.5°Cの場合は約7倍の循環流量が必要であり、搬送動力が非常に大きくなることがわかる。

6-5-4 水蓄熱システムによるチルド送水システムの評価

表6-1および図6-2のチルド負荷に対して0~1°Cの送水温度を維持するための水蓄熱システムについて試算した結果、以下の結果が得られた。

- ①蓄熱槽容量を0にした場合、氷蓄熱システムの1.43倍の冷凍機容量が必要。
- ②蓄熱槽容量を350 m³（表6-2の5倍）とした場合、氷蓄熱システムの1.43倍の冷凍機容量が必要
- ③上記①，②の場合、いずれも冷凍機の冷水循環流量は3.5~7倍必要
- ④冷凍機内部での凍結を防止するために、冷凍機入口温度や冷凍機出力に合わせて水の循環流量を変動させる制御や、負荷変動に合わせて出力を俊敏に変化させる温度制御が必要

以上より、水蓄熱システムをベースにして0~1°Cの冷水を供給するシステムを構築することは、システムの初期コストや省エネルギーの観点から難しいことが明らかになった。

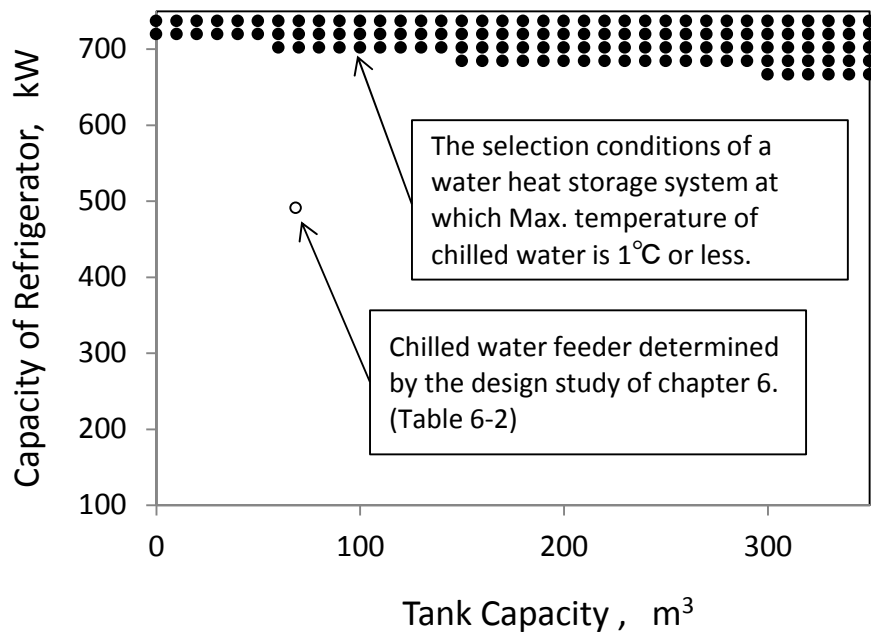


図 6-8 水蓄熱システムを用いた場合の蓄熱槽容量と冷凍機容量の試算結果
(水蓄熱と氷蓄熱の比較)

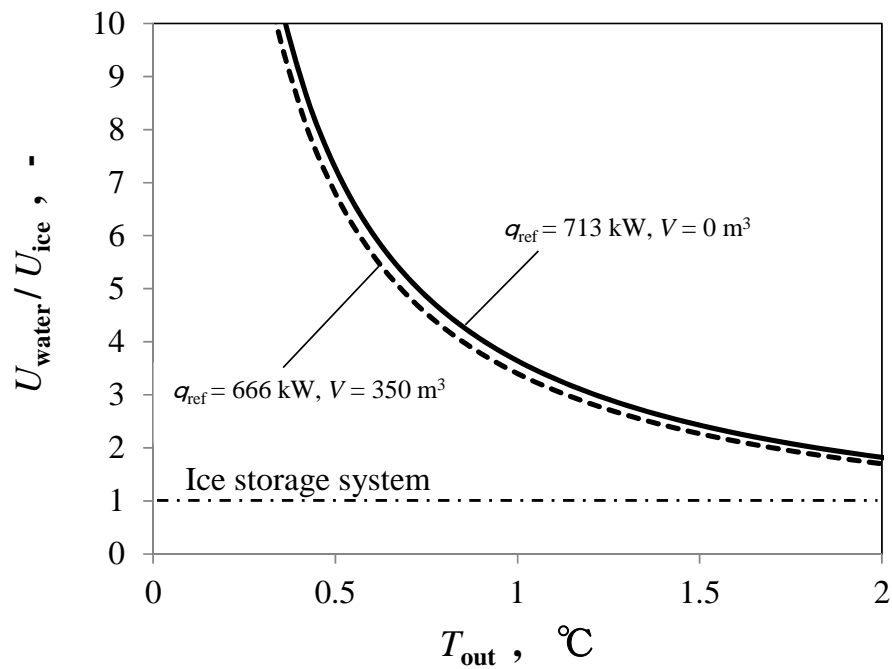


図6-9 水蓄熱システムでチルド供給システムを構築した場合の冷水循環流量

6-6 まとめ

本報では、水の過冷却現象を利用したダイナミック型氷蓄熱システムを適用した食品工場のチルド水供給システムについて、チルド水安定供給のために実施した数値計算による設計検討と、納入後の実負荷での運転実績について説明した。ここでの設計検討と実設備での運転実績から確認できた内容は、以下のとおりである。

- (1) チルド負荷に基づき、製氷解氷の同時運転での取水温度の予測計算を行うことにより、0~1℃の低温の冷水を食品プロセス用に供給するための冷凍機容量と蓄氷槽容量を設計できることがわかった。
- (2) 氷蓄熱システムを使って 0~1℃の低温のチルド水を供給するシステムについて試算を行った結果、氷蓄熱システムを使う場合に比べて冷凍機容量を最低でも 1.36 倍、蓄熱槽容量は 5 倍必要になることがわかった。また、冷水用冷凍機内での凍結を防止するために、冷水の循環流量は 3.5~7 倍必要になることがわかった。
- (3) 蓄氷槽内の氷層の盛り上がり高さを検知することより、最大 *IPF* が 45% の満蓄状態を判断でき、0~1℃の低温の冷水を食品プロセス用に供給できることを確認した。
- (4) 氷層の空隙率と蓄氷槽の水位に基づいた給水制御により、必要な水量を補給できることを確認した。
- (5) 24 時間の連続製氷運転により、密閉型製氷機の安定性を確認した。

第6章の参考文献

- 1) Mito D., Tanino M., Kozawa Y., Okamura. A : Application of a Dynamic-type Ice Storage System to the Intermittent Cooling Process in the Food Industry, Proc. of 4th workshop on ice slurries of IIR, pp.105-114(2001).
- 2) 三戸大介, 万尾達徳, 谷野正幸, 松本浩二:氷スラリーによるチルド水供給設備に関する研究, 冷空論, 30(3), pp. 319-329(2013).

第7章

総括

本論文では、まず、空調用のダイナミック型氷蓄熱システムを食品分野に適合させて導入普及させることを目的に、製氷・解氷同時運転を行うシステムに対する解氷特性の予測技術およびチルド水を低温で安定供給するための食品工場独特の運転制御方法を提案し、これらの有用性を実験的に検証した。つぎに、製氷部の密閉化技術を提案し、実用化に必要な技術要件を挙げるとともに、その技術要件を満たすための運転条件や設計条件を明らかにした。また、最後に、得られた知見に基づいてチルド水供給システムを構築し、食品工場の実負荷にて実用性を検証した。

得られた結果を以下にまとめる。

第2章では、まず、食品工場を模擬した間欠負荷による製氷・解氷同時運転での取り出し水温の変化について実験的に調べた。また、空調用が開発された解氷モデルの修正について説明し、前述の製氷・解氷同時運転での取り出し水温の予測精度を評価した結果を説明した。次いで、食品工場独特の運転制御方法である、満蓄制御について説明し、本制御を実現する上で重要な知見である *IPF* と盛り上がり高さとの相関について実験的に調べ、実用性の評価を行った結果を示した。また、もう一つの食品工場独特の運転制御方法である給水制御について説明し、本制御を実現する上で重要な、満蓄状態での氷層の空隙率について実験的に調べた。また、氷層の空隙率に対する装置のスケールの影響を調べるために、スケールの異なる2種類の装置にて同様の実験を実施し、本制御の実用性を評価した。得られた結果を以下に示す。

- (1) 空調用氷蓄熱の解氷モデルに、製氷運転による蓄氷槽内部の温度変化の影響を加味した修正モデルを作成した。また、本モデルを使って、製氷・解氷同時運転時のチルド水温度を $+0.5^{\circ}\text{C}$ の精度で予測できることを確認した。
- (2) 氷層の盛り上がり高さを計測することより、満蓄状態が判断できることがわかった。また、満蓄制御の実用性を確認した。
- (3) 給水制御の検討結果より、蓄氷槽の水位変化から氷層の空隙率に基づいて、補給水量を算出できることがわかった。また、給水制御の実用性を確認した。

第3章では、まず、製氷部を密閉化するための要素技術であるトリガー技術に関する検討を行った。過冷却を能動的に解除するための方法として、超音波を用いる方法を取り上げ、種結晶との比較実験を通じて実用性の評価を行った結果を示した。次いで、密閉配管内での閉塞を防止して連続製氷状態を維持するための方法を検討するために、過冷却解除の進行状態に関する実験結果を説明し、連続的な製氷状態の維持（完全解除）に必要な過冷却解除の滞在時間や、超音波の照射条件について論じた。得られた結果を以下に示す。

- (1) 超音波は、過冷度が0.3K程度で解除トリガーとして確実に機能し、種氷結晶と同等の性能を有する。
- (2) 超音波には、解除器内の壁面で成長する氷を連続的に除去し、解除器の閉塞を防止する機能がある。
- (3) 配管での閉塞を防止して連続的な製氷状態を維持するためには、解除トリガー付与後に解除器内で4.1秒以上滞在させることが必要である。
- (4) 過冷度1.5Kの過冷却水に解除トリガーを付与した後に解除器内で4.1秒間滞在させても、最大0.3K程度の過冷却の残留が観測されるが、氷の成長量の観点から、配管の閉塞を引き起こす可能性は低い。

第4章では、製氷部を密閉化する際に問題となる上流伝播について説明し、その解決方法として、熱流動制御による方法を提案した。次いで、本熱流動制御方法を実現する上で重要なスリット形状について論じ、数値計算による配管内壁面の温度分布の結果から最適なスリット形状を推定した結果を示した。また、伝播防止効果を調べる実験を実施し、最適なスリット形状を示すとともに、伝播防止効果を得るための流動条件を示した。また、本章で論じる伝播防止方法と、3章で論じる超音波によるトリガー技術および完全解除技術を統合し、改良を加えた密閉型製氷機について説明した。得られた結果を以下に示す。

- (1) 伝播防止器のスリット形状として3種類の形状を検討した結果、ラウンド型が最も少ない吹き出し流量で伝播防止効果を発揮することを確認した。また、数値計算を使ってその理由を調べた結果、スリット下流部の管壁温度が0°C以上となる領域が最も広がるためであることがわかった。
- (2) スリット形状をラウンド型、スリット間隔を1~3mmとした場合には、吹き出し流速を0.3m/s以上とすることで、過冷却水の流速によらず伝播防止効果が得られる。

- (3) 解除器内面を樹脂でコーティングし、超音波振動子をよどみに設置することで、過冷却解除後に超音波の照射を止めても安定した製氷状態を維持できる。
- (4) 超音波振動面に対向する位置に反射板を設置し、振動面と反射面の間隔を超音波の1/4波長の奇数倍とすることで、製氷機の容量変更に伴って解除器の寸法を変えても安定した過冷却解消効果を得ることができる。

第5章では、圧力変動に伴うプレート式熱交換器内でのプレートの移動・変形によって、プレート同士が衝突する可能性を検討した。まず、プレート式熱交換器を流れる2流体間の差圧（プレート間差圧）を変化させた際の、プレート式熱交換器の圧力損失の変化を測定し、2流体間の差圧の変化によってプレートが移動・変形する可能性を示した。次いで、プレート間差圧の設定を変えて長時間の製氷運転を行い、凍結頻度を計測した結果を示した。最後にプレート式熱交換器を過冷却器として用いる際に、凍結を防止するために必要なプレート間差圧の条件を説明した。得られた結果を以下に示す。

- (1) プレート間の差圧が局所的に0になる場所では、圧力変動によってプレートが移動・変形する可能性が高い
- (2) プレートが変形・移動する可能性のある圧力条件では、プレート同士の衝突によって凍結頻度が増大する
- (3) プレート同士の衝突による凍結を抑制するためには、過冷却器全域にわたって2流体間の差圧を確保することが有効である

第6章では、本論文の研究・開発成果の有用性評価を行った。まず、本論文の研究・開発成果を使って構築したシステムを食品工場に導入した事例について概要を説明し、その設計方法を説明した。次いで、実際の食品加工プロセスで発生した熱負荷を処理した際のチルド送水温度データを使って送水温度の安定性を評価した結果を示し、本論文で提案する解氷特性の予測技術の有用性を評価した。また、満蓄制御ならびに給水制御の稼働状況を説明し、本制御と密閉型製氷技術の実用性評価を行った。得られた結果を以下に示す。

- (1) チルド負荷に基づき、製氷解氷の同時運転での取水温度の予測計算を行うことにより、0~1℃の低温の冷水を食品プロセス用に供給するための冷凍機容量と蓄水槽容量を設計できることがわかった。
- (2) 蓄水槽内の氷層の盛り上がり高さを検知することより、最大IPFが45%の満蓄状

態を判断でき、0~1℃の低温の冷水を食品プロセス用に供給できることを確認した。

- (3) 氷層の空隙率と蓄氷槽の水位に基づいた給水制御により、必要な水量を補給できることを確認した。
- (4) 24時間の連続製氷運転により、密閉型製氷機の安定性を確認した。

結論

本論文の研究開発成果に基づいて構築したシステムを食品工場に導入し、動作の検証を行った結果、健全な動作を確認した。この結果により、本論文の研究開発成果が、ダイナミック型氷蓄熱システムの食品工業分野への適合性向上に対して非常に効果があることを明らかにした。

以上より、本論文の研究開発成果が、ダイナミック型氷蓄熱システムのチルド水供給システムとしての導入普及だけでなく、食品工場での生産品の品質改善、エネルギーの効率的な利用に資することができる成果であることを確信する。

付録 A

製氷運転中の水配管内での圧力変動例

付録A

製氷運転中の水配管内での圧力変動例

5章では、過冷却水を製造するための熱交換器としてプレート式熱交換器を使った場合、配管内壁に付着した氷が脱落するなどして配管内の圧力変動が発生すると、適切な対策を講じなければ高い確率で直後に熱交換器内での凍結が発生することを説明した。ここでは、製氷運転中の水配管内での圧力変動例を示す。

A.1 圧力変動例と圧力変動の要因

図A-1に、製氷開始から3時間経過までの運転データ例を示す。製氷装置は、5章の図5-2と同じシステム構成で最大製氷能力250kWのものを使用した。

圧力変動の要因の1つは、伝播防止器下流から解除器までの樹脂コーティングされた壁面上からの氷の剥離である。製氷運転開始から10分後に解除器内で相変化が開始し、解除器内が製氷状態になると、図A-1(a)のように、過冷却器入口での水の圧力 P_{wo} は最大10kPaの振れ幅で変動する。これは、4-4節で述べたように、伝播防止器下流から解除器までの配管内壁面は熱伝導率の小さな樹脂材料でコーティングされているため、この領域で壁面上に付着した氷は大きく成長する前に剥離するからである。このため、伝播防止器下流から解除器までの領域では、壁面への氷の付着と剥離が短時間で繰り返し起こり、これが短周期の圧力変動の原因となる。この振れ幅が最大10kPaの短周期の圧力変動は、製氷運転の間継続する。

圧力変動のもう一つの要因は、解除器下流配管での氷の付着と剥離である。製氷状態になった直後では、蓄氷槽からの取水温度 T_{out} は 0°C まで下がり切っていないため、過冷却器出口の過冷却水温度は -1.5°C よりも高い状態で製氷運転を行うことになる。この時、解除器での4.1秒の滞在時間では過冷却の解除が不十分となるため、解除器下流の配管内壁面上で氷の付着・成長が起こる。通常、設備の建設コストを低く抑えるために、解除器下流の配管内壁面には樹脂材料のコーティングを行わないため、壁面上に付着した氷は剥離することなく時間とともに成長する。その結果、水の流量一定制御によって過冷却器入口の水の圧力 P_{wo} は、緩やかに上昇する。なお、3-3-3項で述べたように、過冷却水温度が -2°C 以下程度まで低下すればこのような解除器下流の配管内壁上での氷の成長はほぼ停止する。この配管壁面上に付着した氷は、水の動圧を受け、突然剥離することが

ある。図A-1の例では、製氷運転開始から約100分後に氷の剥離が起こり、水の圧力が約10kPaステップ状に低下している。

以上をまとめると、製氷運転中の水の圧力変動は、主に以下の2つの要因で発生する。

①樹脂コーティングされた壁面上での氷の付着と剥離

剥離の場所 : 伝播防止器下流から解除器までの内壁面

圧力変動の周期 : 数秒間隔

②樹脂コーティングの無い壁面上での氷の付着と剥離

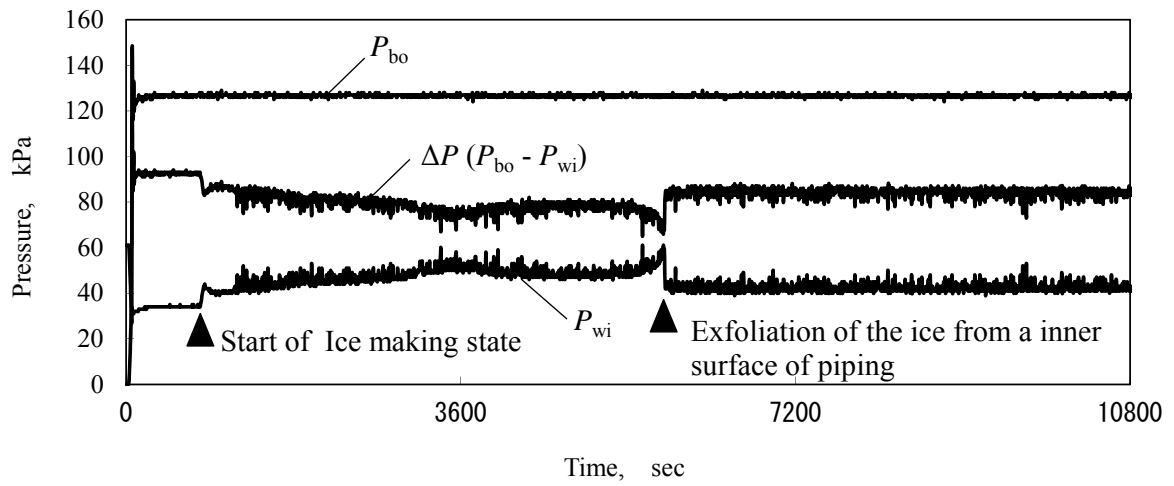
剥離の場所 : 解除器下流の配管内壁面

圧力変動の周期 : 製氷開始から数時間後

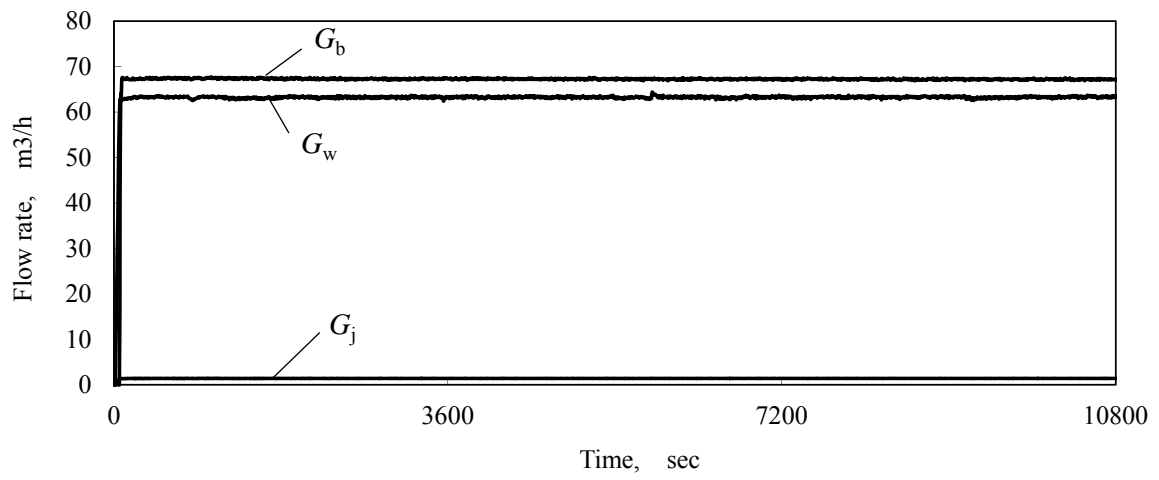
A.2 過冷却器内での凍結防止方法とプレート間差圧について

なお、図A-1の例では、過冷却器のブラインの出口圧力 P_{bo} の設定が高いため、5章で述べたプレート間差圧 ($P_{bo}-P_{wi}$) が十分確保できている。このため、水の圧力変動が発生しても、バイパス流量は変化しない（プレートの移動・変形は起こっていない）ことがわかる。このため、圧力変動が発生しても過冷却器内での凍結は発生しなかった。

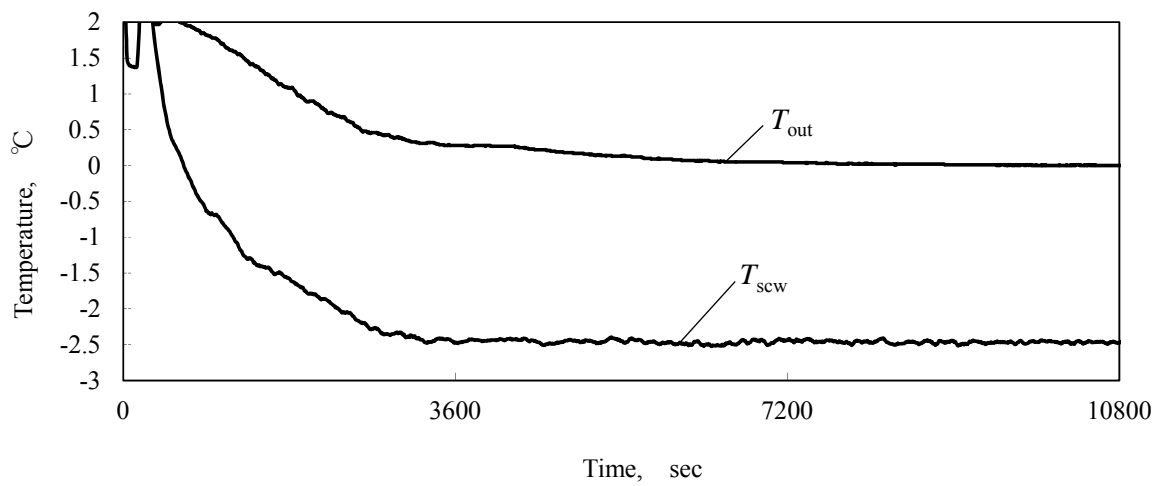
以上より、5章で述べた「プレート式過冷却器内での凍結防止方法」の効果を改めて示すことができた。



(a) 圧力



(b) 流量



(c) 温度

図A-1 製氷運転中の水配管内での圧力変動例

付録 B

本論文を構成する既発表論文

付録B

本論文を構成する既発表論文

学術誌発表論文

- (1) 三戸大介, 万尾達徳, 谷野正幸, 松本浩二 : 氷スラリーによるチルド水供給設備に関する研究, 冷空論, 30(3), pp. 319-329, (2013.5).
- (2) 三戸大介, 万尾達徳, 谷野正幸, 本郷大, 若佐和夫, 松本浩二 : 乳製品加工工場における氷スラリーによるチルド水供給設備, 冷空論, 30(3), pp. 331-339, (2013.5).
- (3) 三戸大介, 小澤由行, 谷野正幸, 稲田孝明 : 水の過冷却解除に関する能動制御技術の開発, 冷空論, 17(2), pp. 191-201, (2000.2).

Full Paper 査読付き講演論文

- (1) D. Mito, T. Mano, M. Tanino, M. Hongo, K. Wakasa, K. Matsumoto. :Chilled Water Feeder by using Dynamic Ice in a Dairy Product Plant, Proc. of the 12th Annual National Seminar of Mechanical Engineering (International Session), pp.1396-1405, (2013.10).

参考論文

学術誌発表論文

- (1) 三戸大介, 小澤由行, 谷野正幸, 斎藤斉 : アイスオンコイル型氷蓄熱装置におけるブリッジングが製氷特性に与える影響, 冷空論, 15(3), pp.265-274, (1998.8).

講演論文

- (1) 三戸大介, 万尾達徳, 本郷大, 若佐和夫 : ダイナミック型氷蓄熱システムの食品冷却プロセスへの適用ー乳製品加工工場チルド水供給設備への導入ー, 2012年度冷空講演, 479-482, 札幌(2012.9).
- (2) D. Mito, Y. Mikami, M. Tanino, Y. Kozawa.:A New Ice Slurry Generator by Using Actively Thermal-hydraulic Controlling both Supercooling and Releasing of Water., Proc. of 5th workshop on ice slurries of IIR, pp.185-196, (2002.5).

- (3) D. Mito, M. Tanino, Y. Kozawa, A. Okamura. :Application of a Dynamic-type Ice Storage System to the Intermittent Cooling Process in the Food Industry., Proc. of 4th workshop on ice slurries of IIR, pp.105-114, (2001.11).
- (4) Tanino M., Kozawa Y., Mito D., Inada T.:Development of Active Control Method for Supercooling Releasing of Water, Proc. of the 2nd workshop on ice slurries of IIR, pp.127-139, (2000).
- (5) 三戸大介, 谷野正幸, 小澤由行, 稲田孝明 : 過冷却解除の能動制御技術の開発, 1999年度冷空講論, pp.17-20, 東京(1999.10).
- (6) 三戸大介, 菊池栄, 谷野正幸, 小澤由行 : アイスオンコイル型氷蓄熱装置におけるブロッキングが製氷特性に及ぼす影響, 1997年冷空講論, pp.53-56, 東京(1997.11).

雑誌技術資料

- (1) 三戸大介, 万尾達徳, 守屋充, 大塚友雅, 谷野正幸 : 超音波でコンパクトな製氷をするスーパーアイスシステム, 50(10), 建築設備と配管工事, pp.71-75, (2012.8).
- (2) 三戸大介, 谷野正幸, 小澤由行, 岡村明彦 : 密閉配管内での連続製氷技術, 日本機械学会誌, 106(1016), pp.547, (2003.7).
- (3) 三戸大介, 谷野正幸, 小澤由行, 稲田孝明 : 超音波で製氷する新型氷蓄熱システム, 超音波テクノ, 16(1), pp.23-34, (2004.1).
- (4) 三戸大介, 谷野正幸, 松平章宏, 増田正夫, : 過冷却水方式ダイナミック型氷蓄熱システム, 建築設備と配管工事記事, 44(3), pp.17-22, (2006.3).
- (5) Tanino M., Mito D., Kozawa Y. : Recent Study on Ice Slurries, Jour. of AIRAH, 55 (8), p.17, (2001).

その他

- (1) 書籍「超音波利用技術集成」執筆(2005.4).
- (2) NEDO新規産業創造型提案公募事業 最終報告書 (2000).
- (3) 日本冷凍空調学会 奨励賞 受賞 (2000).
- (4) 日本冷凍空調学会 優秀講演賞 受賞 (2000.5).

謝辞

本論文は、高砂熱学工業総合研究所における建築設備用大型熱源システムの開発の一環として、著者が1997年から2012年迄に実施した研究内容を取りまとめたものです。

本研究の取りまとめにあたり、中央大学工学部精密機械工学科教授 松本浩二博士には、日々ご多忙でありながらもお時間を割いていただき終始ご指導ならびにご鞭撻を賜りました。ここに心より感謝し深く御礼申し上げます。

本論文の取りまとめに際し、中央大学大学院都市環境学専攻教授 山田正博士、中央大学大学院精密工学専攻教授 辻知章博士、青山学院大学工学部機械創造工学科教授 熊野寛之博士には、日々ご多忙でありながらもお時間を割いていただきご指導ならびにご鞭撻を賜りました。ここに心より感謝し深く感謝の意を表し御礼申し上げます。

高砂熱学工業株式会社総合研究所 五味弘所長には、学位取得の機会を与えて頂きました。また、高砂熱学工業株式会社総合研究所の入部博士、谷野博士には、著者への学位取得の強いご推薦を賜り、ご指導ならびにご鞭撻を賜りました。とくに、谷野博士には研究開始当初から今日に至るまでの間、終始ご指導を賜りました。ここに心より感謝の意を表し深く御礼申し上げます。

最後に、著者の学位取得にあたって見守り励ましてくれた父母・義父母に感謝するとともに、著者の研究活動を理解し力強く励ましてくれた妻 雅子および長女 彩芳と長男 瞭介に心から感謝する。

2014年 3月

三戸大介