

中央大学博士論文

氷スラリーを利用したチルド水供給システム  
に関する研究

三戸 大介

博士（工学）

平成25年度

2014年3月

# 目次

記号表	iv
第1章 緒論	1-1
1-1 氷スラリーを利用したチルド水供給システムに関する研究の背景	1-1
1-1-1 社会的背景	1-1
1-1-2 氷蓄熱システムの分類	1-3
1-1-3 ダイナミック型氷蓄熱システムを食品分野に適用する 上での課題	1-6
1-2 食品冷蔵分野における氷蓄熱に関する既往の研究	1-8
1-2-1 食品冷蔵分野における氷蓄熱システムに関する既往の研究	1-8
1-2-2 シャーベットアイスの解氷特性に関する既往の研究	1-10
1-2-3 ダイナミックアイスの解氷特性予測に関する既往の研究	1-11
1-2-4 ダイナミック型氷蓄熱システムに関する既往の研究	1-12
1-3 本論文の目的と意義および構成	1-13
1-3-1 本論文の目的と意義	1-15
1-3-2 本論文の構成	1-16
第一章の参考文献	1-19
第2章 製氷・解氷同時運転システムにおける解氷特性と運転制御の提案	2-1
2-1 概要	2-1
2-2 食品冷却プロセス負荷と運転制御方法	2-2
2-2-1 運転制御方法	2-2
2-3 実験装置と方法	2-3
2-3-1 小型実験装置	2-3
2-3-2 実規模実験装置	2-5
2-3-3 冷熱蓄熱量とIPFの計測精度	2-8
2-4 計算モデル	2-9
2-5 製氷解氷同時運転の検討	2-13
2-5-1 熱負荷極大値が一定の場合 (Case1, 2)	2-13
2-5-2 熱負荷極大値が変動する場合 (Case3, 4)	2-16

2-6	運転制御の検討	2-18
2-6-1	氷層の盛り上がりによる満蓄制御の検討	2-18
2-6-2	給水制御の検討	2-26
2-7	2章のまとめ	2-30
	第2章の参考文献	2-31
第3章	超音波を使った密閉式製氷方法の提案	3-1
3-1	概要	3-1
3-2	実験装置	3-2
3-2-1	過冷却解除トリガーの性能実験（装置Ⅰ）	3-4
3-2-2	連続製氷のための実験（装置Ⅱ）	3-7
3-3	実験結果と考察	3-9
3-3-1	過冷却の解除トリガーとしての性能	3-9
3-3-2	連続製氷のための超音波の条件	3-13
3-3-3	連続製氷に対する残留過冷度の影響	3-20
3-4	まとめ	3-27
	第3章の参考文献	3-28
第4章	熱流動式伝播防止法による密閉式製氷方法の提案	4-1
4-1	概要	4-1
4-2	上流伝播の防止技術の開発	4-2
4-2-1	上流伝播の防止方法	4-2
4-2-2	実験装置	4-6
4-2-3	伝播防止実験	4-8
4-3	長時間製氷による確認試験	4-12
4-4	密閉式製氷方法の改良	4-14
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	4-16
4-6	4章のまとめ	4-19
	第4章の参考文献	4-20
第5章	プレート式過冷却器の凍結防止方法の提案	5-1
5-1	概要	5-1
5-2	プレート式熱交換器の構造	5-2

5-3	プレート間の圧力差による流路変形実験	5-4
5-3-1	実験装置および実験方法	5-4
5-3-2	実験結果	5-6
5-4	プレート間差圧と凍結頻度の関係	5-8
5-5	5章のまとめ	5-11
	第5章の参考文献	5-12
第6章	食品加工工場への導入事例	6-1
6-1	概要	6-1
6-2	チルド水供給設備の概要	6-2
6-3	チルド水安定供給のための設計検討	6-4
6-3-1	チルド負荷	6-4
6-3-2	蓄氷槽と熱源機の容量設計	6-6
6-3-3	容量設計とチルド水温度の経時変化	6-8
6-4	実設備での運転実績	6-11
6-4-1	チルド負荷とチルド水送水温度	6-11
6-4-2	製氷運転の発停制御（満蓄制御）	6-15
6-4-3	補給水の制御	6-15
6-5	水蓄熱システムによるチルド送水システムの試算	6-17
6-5-1	計算条件と仮定	6-17
6-5-2	冷凍機容量と冷水槽容量の計算結果	6-17
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	6-17
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	6-18
6-6	まとめ	6-20
	第6章の参考文献	6-21
第7章	総括	7-1
付録A	製氷運転中の水配管内での圧力変動例	付録A-1
付録B	本論文を構成する既発表論文	付録B-1

謝辞

記号表

$C$	: 比熱	【 $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ 】
$COP$	: 成績係数	【-】
$c_1$	: 水の比熱	【 $kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ 】
$D$	: スリット間隔または過冷却水配管の内径	【m】
$D_n$	: 解氷のノズル直径	【m】
$d$	: 分子直径	【m】
$f$	: 固相率 (氷の混合率)	【-】
$F$	: 製氷運転のフラグ $F=1$ (運転), $F=0$ (停止)	【-】
$G_j$	: 伝播防止器のスリットからの吹き出し流量	【 $m^3 \cdot h^{-1}$ 】
$G_b$	: 過冷却器ブライン流量	【 $m^3 \cdot h^{-1}$ 】
$G_w$	: 過冷却器水流量	【 $m^3 \cdot h^{-1}$ 】
$\Delta G$	: 生成自由エネルギー	【J】
$h_L$	: 氷の潜熱	【 $kJ \cdot kg^{-1}$ 】
$IPF$	: 氷充填率	【wt%】
$IPF_0$	: 満蓄時の氷充填率	【wt%】
$\Delta IPF$	: 製氷運転の起動条件	【wt%】
$L$	: 凝固潜熱	【 $J \cdot kg^{-1}$ 】
$l$	: 分子 1 個あたりの凝固熱	【J】
$N$	: 氷核の個数 (3 章)	【Number $\cdot m^{-3}$ 】
$N$	: 槽内水域での換水回数 (2 章, 5 章)	【回 $h^{-1}$ 】
$n$	: 解氷ノズルの個数	【Number】
$P$	: 噴流ノズル配置ピッチ (2 章, 5 章)	【m】
$P$	: 超音波の表面出力密度 (3 章)	【 $kW \cdot m^{-2}$ 】
$P$	: 圧力	【kPa】
$\Delta P$	: プレート間差圧	【kPa】
$P_{bi}$	: 過冷却器のブライン入口圧力	【kPa】
$P_{bo}$	: 過冷却器のブライン出口圧力	【kPa】
$P_{wi}$	: 過冷却器の水入口圧力	【kPa】
$P_{bo}$	: 過冷却器の水出口圧力	【kPa】
$q$	: 氷層の融解熱量	【kW】

$q_{ice}$	: 氷層の融解熱量	【kW】
$q_{load}$	: 熱負荷	【kW】
$q_{ref}$	: 製氷機冷却能力	【kW】
$q_{ref0}$	: 冷凍機の定格能力	【kW】
$r$	: レベルセンサ位置 (2章)	【mm】
$r$	: 半径 (3章)	【mm】
$S$	: 解氷ノズルの断面積の総和	【m <sup>2</sup> 】
$T_b$	: 氷層から流出する水温	【K】
$T_{in}$	: 氷融解計算ための水温	【K】
$T_j$	: 噴流水の温度	【K (°C)】
$T_{melt}$	: 氷の融点	【K】
$T_{out}$	: 取水温度 (5章ではチルド水温度)	【K (°C)】
$T_{pre}$	: 予熱温度	【°C】
$T_{scw}$	: 過冷却水温度	【°C】
$\Delta T$	: 過冷度	【K】
$t$	: 時間	【sec】
$u$	: 流速	【m·s <sup>-1</sup> 】
$U_c$	: 氷スリー中の冷水流量	【m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup> 】
$U_m$	: 噴流水の流量	【m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup> 】
$U_{main}$	: 主流 (過冷却水) の流量	【m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup> 】
$U_{jet}$	: スリットからの噴出水の流量	【m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup> 】
$U_{scw}$	: 過冷却水流量	【m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup> 】
$u_{main}$	: 主流 (過冷却水) の平均流速	【m·s <sup>-1</sup> 】
$u_{jet}$	: スリットからの噴出水の平均流速	【m·s <sup>-1</sup> 】
$u_j$	: ノズルの噴流水の流速	【m·s <sup>-1</sup> 】
$V$	: 氷蓄熱槽の容量	【m <sup>3</sup> 】
$W$	: 水の全流量 ( $U_c + U_m$ )	【m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup> 】
$X$	: 管壁温度が 0.0°C以下になるまでの距離	【m】
$z$	: 解除器入口からの距離	【mm】

### ギリシャ記号

$\delta$	: 壁面から 0.0°C の等温線までの距離	【mm】
$k$	: ボルツマン定数	【J・K <sup>-1</sup> 】
$\rho_l$	: 水の比重	【kg・m <sup>-3</sup> 】
$\rho$	: 密度	【kg・m <sup>-3</sup> 】
$\eta$	: 蓄熱利用率 $= \int (q_{load} - q_{ref}) dt / \{c_l \rho_l V (T_{out} - T_{melt}) + \rho_l h_L V (IPF_0 / 100)\}$	【-】
$v$	: 成長速度	【mm・s <sup>-1</sup> 】
$\tau$	: 滞留時間	【sec】
$\gamma$	: 表面エネルギー密度	【J・m <sup>-2</sup> 】
$\phi$	: 分子 1 個の体積	【m <sup>3</sup> 】

### 添字

- (cal) 予測計算結果  
(exp) 実験結果

# 第1章

## 緒論

### 1-1 氷スラリーを利用したチルド水供給システムに関する研究の背景

#### 1-1-1 社会的背景

近年，我が国の電力需要は，増加の一途を辿っている<sup>1)</sup>。しかし，東日本大震災以降の原子力発電所の問題から，社会基盤である電力の安定供給が難しくなる可能性もあり，企業継続性の観点などから，事業所における利用エネルギーの多様化やエネルギーの自立化が求められている<sup>2)</sup>。

東日本大震災を受けて化学工学会は，①電力需要の削減，②電力供給力の増強，③電力需要の時間的・空間的シフトを提言した<sup>3)</sup>。この中で，電力需要の削減のための方策として，空調分野でのガスヒートポンプエアコンGHPなどのガス利用の空調機器の導入推進が推奨された。また，電力供給力の増加のためには，ガス・コージェネレーション・システムCGSによる電気と熱（主に空調や給湯用の熱）を併給する分散型エネルギーシステムの役割や価値も大きくなる。さらに，究極の分散型のエネルギーシステムとしては，電力網だけでなく熱のネットワーク利用をも含めた，スマートエネルギーネットワークの早期実現も重要になる。上述の提言には，元々，冷暖房システムでは蒸気圧縮式ヒートポンプをはじめとする電気利用の空調システムとGHPをはじめとするガス利用の空調システムが上市されていたことが背景にある。

一方，食品の加熱加工後の急速冷却プロセスや冷蔵貯蔵などの食品分野では，空調分野での冷房よりも低温の冷熱を必要とする。そのため，一般には0℃以下の温度を作り出すことが難しい吸収式冷凍機や吸着式冷凍機といった熱駆動冷凍機は，食品分野には導入されてこなかった。このため，蒸気圧縮式冷凍機をはじめとする電気利用の機器やシステムが市場を寡占しているのが現状である。

電力需要の時間的・空間的シフトには，需要側での高性能で経済的なエネルギー貯蔵技術が重要である。エネルギー貯蔵技術の中での蓄熱システムは，我が国では長い歴史を有し，そこで培われた技術は信頼性が高く取り扱いも極めて容易であるため，工業用や民生用のエネルギーの利用側で幅広く導入されてきた。空調分野においては，水蓄熱式空調システムが1950年代に柳町ら<sup>4)</sup>によって開発されて以来，長きに渡って，導入普



及がなされてきた。その結果，熱源設備容量の低減や設備費用の低減とともに，電力供給設備の負荷率の改善に寄与してきた。また，1990年から2000年頃には，更なる電力供給設備の負荷率の改善を目的にして，電力会社からの補助金や昼間と夜間の電気料金の格差といった電力の夜間移行の推進施策によって，水蓄熱システムに比べて高密度な蓄冷熱が可能な氷蓄熱システムが多くの業務用ビルや地域冷暖房施設に導入された。しかしながら，氷蓄熱システムは，水の凝固潜熱を利用することによって高密度な冷熱貯蔵が可能である一方で，空調分野においては最終的な利用温度（7～12℃）よりも10℃低い0℃の氷点温度以下までの冷却を必要とするために，水蓄熱システムに比べて冷凍機の運転効率は低く電力消費量は大きい。換言すれば，氷点温度は空調分野には質が高すぎる冷熱エネルギーであると言える。さらに，現在は電力会社からの補助金がなくなったことに加えて，電力料金の夜間と昼間の格差が少なくなったことや，インバータの採用による冷凍機の効率向上，とくに部分負荷効率の大幅な向上がなされたことなどにより，空調分野での氷蓄熱システムの導入件数の増加は鈍化しているのが現状である。

しかし，前述のような原子力発電所の問題も含めた，近年の電力需要と電力供給の背景から，需要側での高性能かつ経済的なエネルギー貯蔵技術の導入普及が必要である。

食品分野での冷熱の利用温度帯を考えた場合，氷蓄熱の氷点温度は，魚介類の輸送・貯蔵やチルド水供給システムといった用途に好適な温度レベルである。なお，水蓄熱システムや非蓄熱システムを使って氷点温度レベルでの安定した温度管理を負荷変動下で行うのは技術的に難しい（6-5 節参照）。そこで，空調分野よりも低温の冷熱を必要とする食品分野において，今一度，高効率な冷熱貯蔵が可能な氷蓄熱システムの必要性が，関連省庁や関連学協会において再認識されてきている。

## 1-1-2 氷蓄熱システムの分類

一般に、氷蓄熱システムは製氷の方式によって図 1-1 に示すように、伝熱面にブロック状の氷を製造するスタティック型と、微細な氷や氷片を含む氷水を製造するダイナミック型の2種類に大別される<sup>5-10)</sup>。スタティック型の氷蓄熱の中では、フロンまたはブラインの冷媒によって冷却された管外面に氷を作るアイスオンコイル型と、管内面に氷を作るアイスインコイル型、ブラインによってカプセル内の蓄熱材を凍結させるカプセル型がある。また、ダイナミック型の中では、伝熱面で氷の生成・氷の剥離を繰り返して氷片と水の混合体を製造するハーベスト方式、不凍液中の水を凍結させて微細な氷と不凍液の混合体を製造するリキッド方式（氷結晶方式）、水の過冷却現象を利用して微細な氷と水の混合体を製造する過冷却方式（過冷却水利用方式）などがある。

これらの多くのシステムの中でも、ダイナミック型氷蓄熱は図 1-2 のように製氷部分と蓄氷部分が分離しているため、スタティック型のような蓄氷量の増加に伴う製氷能力の低下や製氷効率の低下は起こらず、常に一定の製氷能力での高効率な運転が行われる。蓄氷量に依らず製氷能力が一定であることは、構成機器の最適な容量設計が容易に行えるとともに、様々な負荷条件下で高効率な運転につながる。

また、ダイナミック型氷蓄熱システムで製造された氷スラリーを蓄氷槽に蓄積することで得られるシャーベット状の氷（シャーベットアイス）は表面積が広いいため、解氷過程における伝熱特性はスタティック型やハーベスト方式の氷に比べて良好である。さらに、淡水からシャーベットアイスを製造・貯蔵する過冷却方式は、化学物質による製品汚染の危険性が極めて少ない。これらのことから、過冷却方式の氷蓄熱システムは、負荷変動追従性ととも衛生上の危害要因の低減が求められる食品分野での適合性が高いと言える。

しかし、食品分野におけるチルド水供給システムにおいては、図 1-3 のように長年アイスバンクとしてアイスオンコイルあるいは、ハーベスト方式の氷蓄熱が導入・普及してきた。

一方で、過冷却方式の氷蓄熱システムは、主に空調用電力のピークカットのための大容量氷蓄熱システムとして開発されてきた経緯から、チルド水供給システムとしてのシステム化はなされてこなかった。このため、シャーベットアイスを製造・貯蔵するダイナミック型氷蓄熱を用いたシステムの導入例は極めて少ない。

したがって、食品分野向けの過冷却方式の氷蓄熱システムの開発と、その導入普及は、電気利用機器やシステムが市場を寡占している食品分野での電力消費削減に寄与するこ

とができる。さらには、我が国の電力供給設備の負荷率改善や電力の安定供給に寄与することが期待できる。

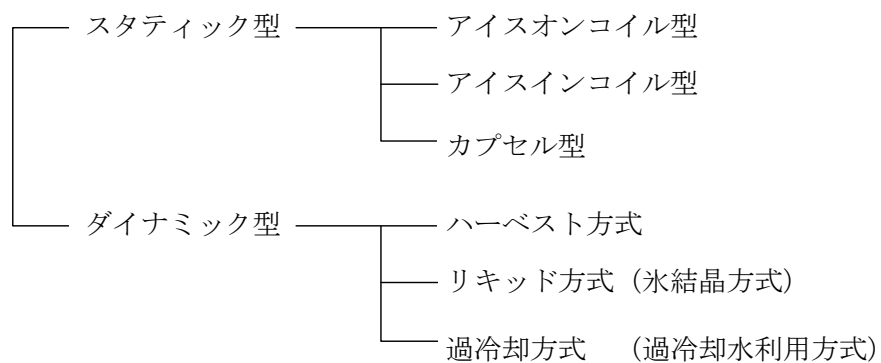


図1-1 氷蓄熱システムの分類

システム主要構成	過冷却方式シャーベット状氷
製氷方式	<p>水を熱交換器(過冷却器)内で、液状を保ったまま0℃以下の過冷却域まで冷却し、解除器でシャーベット状の水を生成して槽内に蓄水する。</p>
伝熱媒体(熱の取り出し)	水
蓄熱槽形式	床下二重スラブ
最大蓄熱量(LP.F)	40～50%程度で使用。
成績係数	システムCOP=2.4～2.7程度。 常に一定の効率で運転可能。
送水温度	シャーベット状の微細な氷で速やかに融けるため、急激な負荷増加時でも送水温度を維持。
システム設計上の制約	チルド送水温度のシミュレーションにより、負荷に応じて最適なシステム容量を設計できる。
水槽の保守管理	機器は槽外のみで、保守管理が容易。
その他	冷凍機などの機器はメーカーフリーで、効率や設置スペースなどニーズに応じた選定が可能。

※製氷能力が120～140USRtの範囲でのモジュール値

図1-2 過冷却方式の氷蓄熱システム

システム主要構成	外融式アイス・オンコイル製氷	ハーベスト式板状アイス製氷
製氷方式	<p>槽内にコイルを設置し、コイル内にブラインを流し、コイル外面に氷を成長させる。熱の取り出し時は、管の外周部から氷を融解する。</p>	<p>垂直に設置した冷却プレート表面に水を流下させて冷却することで氷を生成し、加熱することで板状の水を剥離して蓄水槽に落下させる。</p>
伝熱媒体(熱の取り出し)	水	水
蓄熱槽形式	専用タンク	製氷ユニットと水槽は一体
最大蓄熱量(LP.F)	30～50%程度で使用。	30～40%程度で使用。
成績係数	システムCOP=2.1～2.5程度。 水槽内の水量の増加に伴いCOPが低下。	システムCOP=2.2～2.5程度。
チルド送水温度	固い氷で、融解時間を要するため、急激な負荷増加時には、チルド送水温度が上昇する。	板状の氷で、シャーベット状の水と比べて融解時間を要するため、急激な負荷増加時には、チルド送水温度が上昇し易い。
システム設計上の制約	基本的には専用タンクの設置が必要。 コイルの搬入・搬出開口など制約あり。	基本的には専用タンクの設置が必要。 製氷部は、蓄水槽の上部に限定される
水槽の保守管理	水槽内コイルの保守管理が必要。	水槽上部での製氷部の保守管理が必要。
その他	製氷量の増加に伴い、能力が低下。 コイルの保護のため水のブロッキング防止が必要。 蓄熱槽内をブラインが循環。 固い氷の融解を促進するために、エアポンプによる水槽内へのエアの供給が必要。	製氷部のメンテナンス時に、洗浄水が蓄熱槽に流入する

※製氷能力が120～140USRtの範囲でのモジュール値

図1-3 食品分野におけるチルド水供給システム

### 1-1-3 ダイナミック型氷蓄熱システムをチルド水供給システムに 適用する上での課題

以上のように、多くの利点を有する過冷却方式のダイナミック型氷蓄熱システムを食品分工場独特の運用要件に適合するチルド供給システムとして導入普及させるためには、以下の課題を解決する必要がある。

#### (1) 製氷・解氷同時運転での解氷予測モデルの構築

ダイナミック型氷蓄熱システムは主に送水温度が7～12℃程度の空調用として用いられることが多く、0℃付近の低温送水時の解氷特性には不明な点が多い。また、システムを設計するためには、製氷と同時に急激な負荷変動を伴う解氷運転を行うシステムに対して、チルド水温度の変化を正確に予測できる解氷予測モデルを構築する必要がある。

#### (2) 運転制御技術の構築

チルド水の温度を常時低温で安定供給するためには、適切なタイミングで製氷運転を発停させることが必要である。そのためには、常時蓄氷槽内に氷が存在する状態を維持しつつ、蓄氷槽内の氷の量を把握するための方法を確立する必要がある。また、蓄氷槽内の蓄熱水の量を常時一定に保つためには、シャーベット状の氷が充填された蓄氷槽内の蓄熱水の減少量を計量して必要な給水量を決定するために、満蓄時の氷層の充填率を知る必要がある。

#### (3) 製氷部の密閉化技術の構築

過冷却方式のダイナミック型氷蓄熱システムでは、従来、過冷却水を製造する装置と、過冷却を解除して氷スラリーに変換する装置を空間的に分離して、製造した氷スラリーが過冷却の製造に影響を与えないようにするとともに、過冷却水を落下させる衝撃で過冷却水に相変化のトリガーを与えていた。このような製氷方法は、従来の空調用途の場合には、蓄氷槽を床下2重スラブなどの未利用空間を利用した躯体水槽で構成し、その上に過冷却水を製造する装置を配置することで容易に実現できた。

しかし、食品工場では、衛生上の観点からステンレス製あるいはFRP製のタンクを設置して蓄氷槽として用いるため、過冷却水製造部を含めて製氷部は全て蓄氷槽と同一レベルに設置する必要がある。このため、製氷部に大気解放部があると、製造した氷スラリーを蓄氷槽に流入させることが困難となる。また、食品工場では氷スラリーを製造する際に循環する水が空気と接触することは、雑菌や異物の混入などの可能性があり衛生上の観点からも好ましくない。以上の理由から、製氷部の大気解放を無くし、密閉化する必要がある。

#### (4) プレート式過冷却器の凍結防止技術の構築

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、食品工業分野では幅広く用いられている。しかし、筆者の経験によると、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過冷却器内での不測の過冷却解除の確率が高くなることがわかっている。そこで、密閉型製氷機の過冷却器としてプレート式熱交換器を用いるためには、過冷却器内部での凍結原因を調べ、凍結防止方法を構築する必要がある。

## 1-2 食品冷蔵分野における氷蓄熱に関する既往の研究

氷蓄熱システムの研究開発は、電力負荷の平準化を主な目的として、1990年代から盛んに行われてきた。この氷蓄熱システムはエコアイスやエコアイスminiと総称され、安価な深夜電力を利用するためのシステムとして、その導入普及がなされてきた。

空調分野だけでなく、スーパーマーケットでの冷蔵ショーケースなどの食品冷蔵分野においても、多くの氷蓄熱システムが採用された。食品冷凍分野において導入普及がなされてきた氷蓄熱システムでの貯蔵冷熱（氷点温度）の利用方法の多くは、蒸気圧縮式冷凍サイクルの凝縮器のサブクール利用（熱源としての利用）であり、氷点温度を有効に直接利用するものではなかった。

ここでは、食品冷蔵分野において、冷熱貯蔵の氷点温度を活用したシステムの開発に関わる既往の研究や、氷点温度を直接利用し水産物などの鮮度向上を意図した既往の研究などについて概観する。さらに、チルド水供給システムとして最も重要な、蓄氷槽内に貯蔵されたシャーベットアイスの解氷特性について、実験的な検討がなされた既往の研究と数値計算に関する既往の研究について説明する。

### 1-2-1 食品冷蔵分野における氷蓄熱システムに関する既往の研究

氷点温度の効果的な利用方法や、氷蓄熱システムの食品分野での適用については、これまで多くの検討が行われてきた。

西村は食品を扱うスーパーマーケットの冷蔵設備と空調設備とを一体化したシステムを報告した<sup>11)</sup>。また、富山は食品添加物のプロピレングリコールを主成分とした、低濃度ブラインを用いたダイナミックアイスの氷スラリー・システムを提案した<sup>12)</sup>。また、関らはプロピレングリコール水溶液を用いて、0°C以下のシャーベット状のブライン氷水を生成するシステムの実用化研究を行った<sup>13)</sup>。森元らはスタティック型アイスオンコイル外融方式を採用して、氷温海水冷却による水産物の鮮度向上システムを開発した<sup>14)</sup>。吉村らは流下液膜式製氷方法を用いて、ブロック状海水氷の製氷機を開発した<sup>15)</sup>。さらに、オゾンが含有させたブロック状の氷による、殺菌効果を付加したシステムも提案した<sup>16)</sup>。また、吉村や稲田らは、水中にオゾンなどの気相の取り込みに関する研究を行った<sup>17-19)</sup>。寺岡と松本らは高濃度のマイクロバブル水を用いた氷生成と、オゾン氷などの食品冷蔵への利用についての研究開発を行った<sup>20-23)</sup>。中川西らは低温プラズマ利用のオ

ゾン含有氷生成の研究を行った<sup>24)</sup>。さらに、秋月らは、複数の二重円管により構成された製氷ユニットでの食品凍結濃縮装置を開発した<sup>25)</sup>。また、カナダの SUNWELL 社では、伝熱面に成長させた氷を掻きとることで淡水の氷スラリーを製造することができる製氷機を開発し、製造した氷スラリーを食品の直接接触冷却用の冷媒として利用できるシステムを実用化した<sup>26,27)</sup>。本製氷機で製造した氷スラリーをパン生地と練り合わせることで発酵に伴う熱の除去を行うことや、ブロッコリーなどの野菜や魚介類に直接散布して予冷や梱包を行うことなど、海外を中心に幅広い利用が始まっている。しかし、伝熱面からの氷の掻き取りには大きな動力を要するなど課題もある。



## 1-2-2 シャーベットアイスの解氷特性に関する既往の研究

ここでは、ダイナミック型氷蓄熱システムの解氷特性の既往の研究を、氷の粒子径により分類する。

小粒径の氷の解氷特性としては、過冷却方式については山羽ら<sup>28-32)</sup>、谷野ら<sup>33,34)</sup>、木村と小川ら<sup>35,36)</sup>が、リキッドアイス方式について Nelson と浜岡ら<sup>37)</sup>が実験的な検討を行ってきた。また、ハーベスト型の氷層に比べて、小粒径の氷による氷層は通水の圧力損失が大きい<sup>9)</sup>ことから、蓄氷槽での蓄氷・解氷特性に関連して、氷層内の通水抵抗についての検討も行われてきた<sup>38-41)</sup>。大河らは種々の粒子径の氷層の透過係数とその変化を調べた<sup>39,40)</sup>。

梁取と坪田ら<sup>9,42,43)</sup>、岡田ら<sup>44)</sup>は、ハーベスト型氷蓄熱に代表されるような、大粒径の氷によるダイナミック型蓄氷槽での解氷特性について、実験的な検討を行った。また、宮良、射場本、百田ら<sup>45)</sup>は、高層ビルの各階での冷熱利用を想定して、縦型槽を対象にしたハーベスト型の氷での解氷特性を調べた。

ダイナミック型蓄氷槽の解氷方式には、負荷からの還水（水溶液などを含む）を蓄氷槽上部から均一に散水するスプレー方式と、蓄氷槽側面からの噴流<sup>33,34)</sup>、槽底面からの噴流<sup>35)</sup>や槽上面からの噴流<sup>36)</sup>で還水を供給するノズル方式の2種類がある。とくにノズル方式では、氷層内の通水抵抗の小さな部分が集中的に融解する結果生じる水みちの形成に加えて、噴流自体が解氷過程を複雑にしている。

蓄氷槽内の解氷過程では、槽内の氷が無くなるまで低温の冷水が得られることが求められるため、有効蓄熱比<sup>35)</sup>や蓄熱利用率<sup>38)</sup>を用いた解氷特性の整理がなされている。木村らは槽底面からの噴流によるノズル方式について、解氷特性を整理した<sup>35)</sup>。谷野らは槽側面からの噴流によるノズル方式について、種々の噴流速度での解氷特性を整理<sup>33)</sup>した。

### 1-2-3 ダイナミックアイスの解氷特性予測に関する既往の研究

ダイナミック型蓄氷槽に貯蔵された氷（シャーベットアイス）の解氷特性予測に関しては、山羽ら<sup>46,47)</sup>はスプレー方式を対象に、氷層の体積熱伝達率を用いたモデル化を行った。Stewartら<sup>48)</sup>は、蓄氷槽内の流動解析結果を蓄氷形状に重ね合わせて氷の融解と冷水温度を見積もる解氷過程の予測モデルを提案した。また、谷野ら<sup>49)</sup>は氷層内の空隙率、浸透水の速度、および蓄氷槽の側壁面の影響を組み入れた一次元充填層モデルを提案した。

穴井ら<sup>50)</sup>は、槽底面からの噴流によるノズル方式を対象に、汎用 CFD モデルでの予測方法の提案を行った。

C. Kong と岡田ら<sup>51-53)</sup>は、氷層内の通水抵抗による水路形成の影響を調べるために水路を組み入れた数値計算モデルにて解析を行った。氷充填槽内の透過率として Kozeny-Carman の式を適用することで、槽内に多量の残氷がある状況での冷水温度の実験値を表現できている。浅岡ら<sup>54, 55)</sup>は氷粒子充填層の融解形状に影響を及ぼす因子を実験的に調べ、融解形状を積極的に制御する方法について検討している。

しかしながら、氷層内では、上述のような水路形成に加えてノズル方式での氷層の崩落<sup>41)</sup>などによる氷の融解量の変動に伴い、蓄氷槽の冷水の温度は変化する。このような冷水温度の時間変化は、氷槽内の粒子径や透過率の変化のみから予測することは難しい。そこで、ダイナミック型氷蓄熱システムの簡便な設計方法として山羽ら<sup>46,47)</sup>、木村ら<sup>56)</sup>、谷野ら<sup>57-63)</sup>は、種々の集中変数モデル (Lumped parameter model) を提案している。

#### 1-2-4 ダイナミック型氷蓄熱システムに関する既往の研究

ダイナミック型氷蓄熱システムは、前述の図1-1のようにハーベスト方式、リキッド方式、過冷却方式など、製氷方法の違いによって多くの種類がある。その研究開発の報告には製氷に関するものが多い<sup>5-10)</sup>。また潜熱スラリーを利用するシステムについては、日本冷凍空調学会の調査研究プロジェクト<sup>64)</sup>やIIRのプロジェクト<sup>10,65)</sup>において、いわゆる機能性熱流体としての研究が行われてきた。また、氷スラリーの二次冷媒としての特性を調べるための試みとして、管内での流動挙動や熱伝達に関する研究が多数行われてきた<sup>66-73)</sup>。

製氷に関する研究としては、麓ら<sup>74)</sup>の圧力移動凍結法による氷スラリーの連続生成、関ら<sup>75)</sup>のプロピレングリコール水溶液を用いた連続製氷、浅岡ら<sup>76,77)</sup>の減圧蒸発による氷スラリーの生成、松本ら<sup>78,79)</sup>のエマルジョンによる氷スラリーの製造、多田ら<sup>80)</sup>の超音波と濃度制御による氷スラリーの連続製氷、外村ら<sup>81,82)</sup>の尿素-水混合物の連続結晶生成、水島や高雄ら<sup>83)</sup>のTBAFクラスレート潜熱蓄熱材の基礎的特性、大久保ら<sup>84)</sup>のエタノール水溶液による潜熱蓄熱材の流動性の評価などがある。

また製氷プロセスに関連した検討として、熊野ら<sup>85)</sup>は、PVCなどの添加物が過冷却現象に与える影響を調べた。また寺岡ら<sup>86)</sup>は、平行平板間での過冷却水の凝固現象について詳細な観測を行った。一方、採冷熱に関する研究として、平澤ら<sup>87)</sup>の数値解析によるLiBr水溶液中の氷の生成・融解過程、寺岡ら<sup>88)</sup>の氷粒子充填層融解過程に与える固相の不均一性の影響、中村や鈴木<sup>89)</sup>らの水和物スラリーのキャビティ内熱伝達特性の数値解析の報告がある。

水溶液スラリーの物性については、斎藤ら<sup>90)</sup>がプロピレングリコール水溶液を用いた氷スラリーについて、融解潜熱や貯蔵後の結晶形状の変化について調べている。また、澤田<sup>91)</sup>や浅岡<sup>92,93)</sup>らは、示差操作熱量計(DSC)を用いて水溶液中での氷の融解潜熱の測定を行った。また、熊野<sup>94-97)</sup>らは水溶液の物性値から氷混合水溶液の比エンタルピーを求める方法を提示した。Melinder<sup>98)</sup>は、各種水溶液スラリーの熱物性値を提示した。

### 1-3 本論文の目的と意義および構成

1-2節で述べたように、シャーベットアイスの解氷特性に関して様々な研究が行われてきており、解氷特性に関する物理的な理解が図られてきた。実際の食品工場では、24時間連続して急激な変動を伴う間欠的な負荷が発生するため、空調用途のように製氷と解氷の明確な運転時間帯の区分けが無く、製氷と解氷の運転が同時に行われることになる。そこで本論文では、まず、製氷と解氷の同時運転を行うシステムに対して、チルド水温度の変化を正確に予測できる解氷予測モデルの構築を研究の対象にした。また、チルド水を低温で安定に供給するための運転制御技術の構築を研究の対象にした。さらには、過冷却方式のダイナミック型氷蓄熱システムを食品分野でのチルド水供給システムとして用いるためには、製氷部の密閉化は重要であり、その実現のために必要な要素技術の構築も研究対象とした。また、製氷効率を向上させるためには、過冷却水を製造するための熱交換器として伝熱特性の良いプレート式過冷却器を用いるのが有効である。そこで、プレート式過冷却器内部での凍結原因の解明と、凍結防止技術の構築も研究対象とした。

製氷と解氷の同時運転を行うシステムに対する解氷特性の解明については、解氷のみを対象にした研究は広範囲に行われているものの、製氷と解氷を同時に行う場合の予測モデルについて扱った研究は見当たらない。従来の空調用システムにおける予測モデルを修正することで、製氷解氷同時運転下での取り出し水温の予測に拡張が可能かどうかは、実規模スケールの実験装置による確認が必要である。

製氷と解氷の同時運転での運転制御方法に関する問題として、第一に蓄氷量の計量が挙げられる。蓄氷量の増減に応じて自動的に製氷運転を発停させるためには、蓄氷槽周りの熱の収支から熱量演算によって蓄氷量を把握すると同時に、定期的に熱量演算の累積誤差を定期的リセットする仕組みが必要がある。しかし、蓄氷槽内に常時氷が存在するチルド供給システムでは、蓄氷槽内の水位変化や温度変化などの情報から、蓄氷量を直接測定することは困難である。第二に蓄熱水の補充の問題が挙げられる。食品工場では機器のメンテナンス等によって蓄熱水が定期的または不定期に排出されることで、蓄熱水の量は減少するが、チルド水の送水温度維持のために蓄氷槽内には常時氷がある状態に制御するため、蓄氷槽の水位の変化から蓄熱水の減少量を計量することができない。

製氷部の密閉化に関しては、以下の課題がある。第一に、密閉配管系内で過冷却水から相変化を誘発させる技術が必要である。第二に、配管内での相変化を制御して製氷部

内で相変化を完了させる技術が必要である。そのためには過冷却水中での相変化の速度を把握することが重要である。第三に、過冷却状態と相変化という、相反する物理現象を連続した空間内で長時間維持・分離するための技術を構築する必要がある。第四にプレート式熱交換器を使った過冷却器における不測の凍結を低減する必要がある。そのためにはプレート式の過冷却器内部での凍結原因を究明し、適切な凍結防止方法を構築する必要がある。また、これらの要素技術を組み合わせて、実用性のあるシステムに統合する必要がある。

### 1-3-1 本論文の目的と意義

本論文では、以上のことを鑑み、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資することと同時に、チルド水供給システムとしての普及に資することを目的として、以下に記す従来には無い新しい技術を構築する。

- (1) 製氷運転と同時に、急激な負荷変動を伴う解氷運転を行うシステムに対してチルド水温度の変化を正確に予測できる解氷予測モデル
- (2) チルド水の温度を低温で安定供給するための運転制御技術
- (3) 製氷部の密閉化技術
- (4) プレート式過冷却器の凍結防止技術

これらの新しい開発技術の実用性が確認できれば以下が可能となり、ダイナミック型氷蓄熱システムの食品分野への応用に対する適合性が生まれることになる。

- (1) 製氷運転と解氷運転を同時に行うシステムに対する解氷予測モデルを構築することで、食品工場に必要なチルド水温度に応じたシステムの最適設計が可能となる。
- (2) チルド水の温度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構築できれば、製氷運転と解氷運転を同時に行うシステムを自動化することが可能となる。
- (3) 上記 (1) と (2) の技術によって、チルド水温度の安定性が向上し、生産品の品質向上に寄与できる。
- (4) 製氷部の密閉化技術を構築できれば、蓄氷槽と製氷機を同一レベルに設置することができるため、ダイナミック型氷蓄熱システムを食品工場へ導入することが可能となる。また、蓄熱水への異物混入など衛生上の危害要因を低減することが可能となる。
- (5) プレート式熱交換器の凍結防止技術を構築できれば、伝熱性能の高いプレート式熱交換器を過冷却器として用いることができ、製氷効率を向上させることができる。

また、前述の適合性が確認できれば、食品分野における電力消費量削減の社会的要請に対する意義があることになる。

本論文で得られた開発技術の実用性と食品分野への適合性を評価するにあたっては、実際の食品工場で本開発技術に基づいたチルド送水システムを構築し、実負荷の処理を通じた実用性評価を行う。

### 1-3-2 本論文の構成

本論文では、図1-4に示すように、①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の提案と実用性の評価を実施し、次いで、②チルド水の温度を低温で安定供給するための製氷・解氷同時運転での運転制御方法の提案と、要素技術の実用性について検討する。また、③製氷部の密閉化技術について提案し、要素技術を確立するための検討を行う。さらには、④プレート式過冷却器内部での凍結原因を明らかにし、その凍結防止方法を提案する。最後に、⑤実用設備での運用実績を用いた本研究開発の実用性評価を実施することで、食品分野への適合性が高い、ダイナミック型氷蓄熱システムによるチルド水供給システムの開発に資することにした。本論文の構成と具体的な検討内容は以下の通りである。

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る。また、空調用に開発された解氷モデルの修正内容について説明し、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する。次いで、製氷・解氷同時運転での運転制御方法として、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す。次いで、もう一つの運転制御方法として、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る。なお、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て、本制御の実用性の評価を行った結果を示す。

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う。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、種結晶方式との比較実験を通じて実用性の評価を行った結果を示す。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る。

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する。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す。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同時に、伝播防止効果を得るための流動条件を示す。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する。

第5章では、プレート式熱交換器内部での凍結防止に関する検討を行う。まず、プレート式熱交換器の構造について説明する。次いでプレート式熱交換器独特の構造に起因した凍結原因が「過冷却水配管内の圧力変動に伴うプレート同士の衝突」である可能性を示し、プレート式熱交換器を流れる2流体間の差圧を変化させると、過冷却器内部でプレートが移動変形することを実験的に示す。次いで、プレート式熱交換器を流れる2流体間の差圧を変えた製氷実験を実施して、2流体間の差圧と凍結頻度との相関を示すと同時に、プレート式熱交換器内部での凍結を防止するための2流体間の差圧条件を明らかにする。

第6章では、本論文の研究・開発成果の実用性評価を行う。まず、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た事例の概要を説明し、2章での成果である製氷・解氷同時運転での取り出し水温の予測モデルを用いた設計方法を説明する。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実用性を評価する。また、2章での成果である満蓄制御ならびに給水制御の実際の動作状況を説明し、本制御ならびに3章～5章の成果である密閉型製氷技術の実用性評価を行う。

第7章は、本論文の総括である。



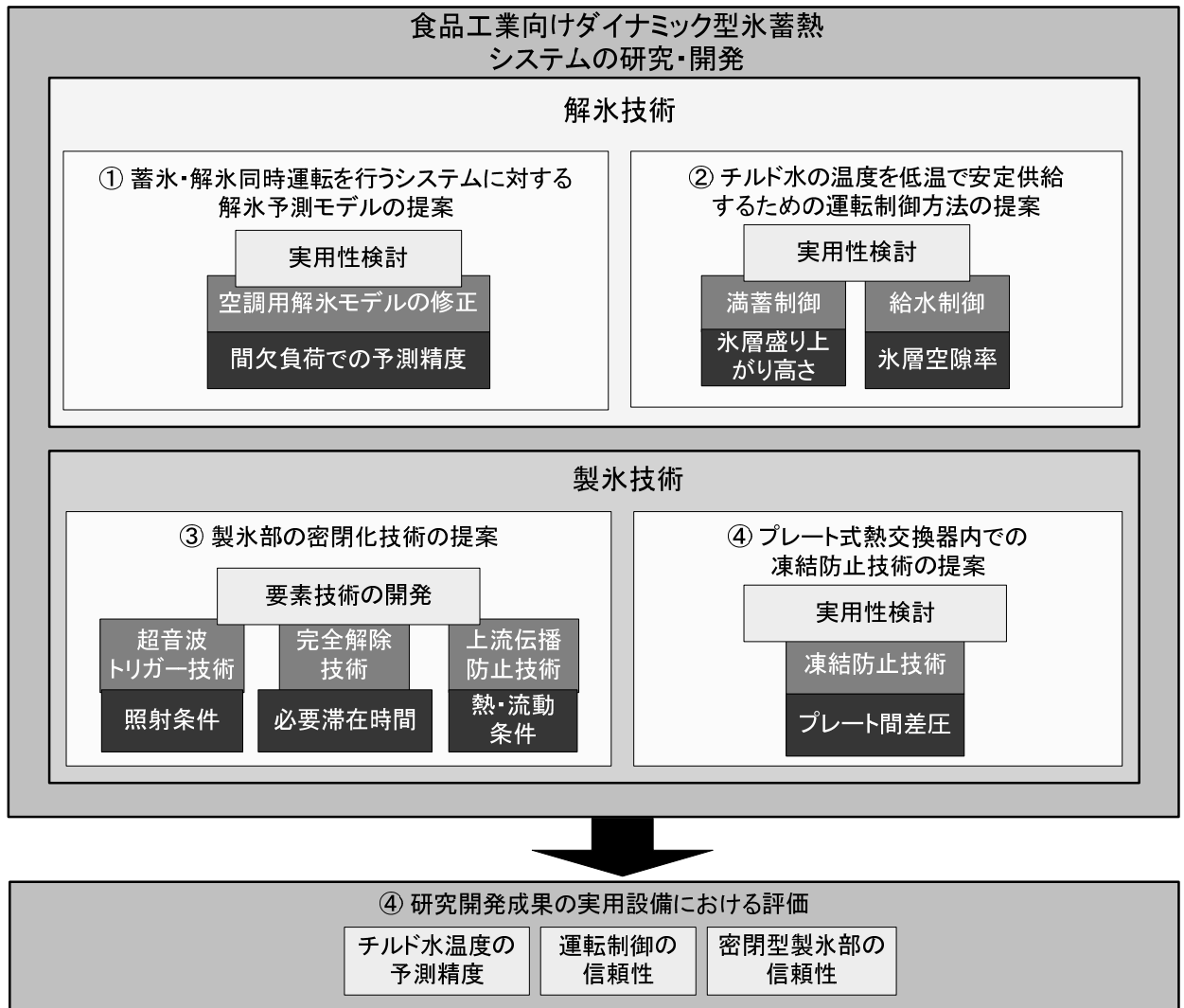


図1-4 本論文の構成

## 第1章の参考文献

- 1) 一次エネルギーに占める電力の割合：電気事業連合会ホームページ (<http://www.fepec.or.jp/enterprise/jigyou/japan/>), 電気事業連合会, (2011).
- 2) 持続可能な都市・地域づくりに貢献する分散型エネルギーシステム・スマートエネルギーネットワーク:スマートエネルギー調査報告書, 建築環境省エネルギー機構(2012).
- 3) 東日本大震災に伴う電力不足対策に関する緊急提言:化学工学会, (2011).
- 4) 蓄熱式空調システム 基礎と応用, 空気調和衛生工学会, (1995).
- 5) 福迫尚一郎, 小澤由行, 山田雅彦, 谷野正幸, Fundamental Researches and Developments on Fine Crystalline Ice Slurries in Japan, 冷空論, 17(4), 413(2000).
- 6) Akio Saito, Recent advances in research on cold thermal energy storage, Int. J. Refrig., IIR, 20, 177(2002).
- 7) 大河誠司, 氷蓄熱システムの製氷・解氷手法, 日本エネルギー学会誌, 81, 684(2002).
- 8) 稲葉英男, 二次冷媒としての機能性熱媒体の動向と展望, 日本冷凍空調学会研究開発・調査研究プロジェクト「氷スラリーなど二次冷媒の調査・研究開発」報告書 I , 20(2003).
- 9) 大平昭義, ダイナミック式氷蓄熱システム, 冷空論, 21(4), 285(2004).
- 10) Michael Kauffeld, Masahiro Kawaji, Peter W. Egolf, Handbook on Ice Slurries - Fundamentals and Engineering-, IIR, (2005).
- 11) 西村貞生:低温用氷蓄熱利用のショーケース冷却システム, 冷凍, 82(955), pp. 384-388, (2007).
- 12) 富山靖司:ダイナミックアイスの蓄氷と搬送システム, 冷凍, 82(955), pp. 379-383, (2007).
- 13) 関光雄, 二宮達, 松原一男, 相川慶輔, 生駒賢二:プロピレングリコール水溶液による氷水直接搬送冷却システムの実用化研究, 冷空論, 25(2), pp. 207-218, (2008).
- 14) 森元正則, 古川一郎:氷温海水冷却による鮮度向上システム, 冷凍, 75(871), pp. 387-390, (2000).
- 15) 吉村賢二, 秋山知昭, 小山繁:プレート式海水製氷機の開発および性能評価, 2007年度冷空講論, pp.423-426, 東京(2007).
- 16) 吉村賢二, 小山繁, 山本博美:オゾンを含有した氷の生成に関する研究, 冷空論, 22(4), pp. 429-436, (2005).
- 17) 吉村賢二, 稲田孝明, 小山繁:氷結晶成長時の気泡及び気柱取り込みに対する圧力の影響 第1報 酸素気泡及び気柱形状の観察, 2006年度冷空講論, pp.415-418, 福岡(2006).
- 18) 稲田孝明, 吉村賢二, 小山繁:氷結晶成長時の気泡及び気柱取り込みに対する圧力の影

- 響 第2報気柱形状の解析, 2006 年度冷空講論, pp.419-422, 福岡(2006).
- 19) 畠山智彦, 稲田孝明, 竹村文男: マイクロバブルを利用した気体含有氷の生成, 2006 年度冷空講論, pp.411-414, 福岡(2006).
  - 20) 寺岡喜和, 松本浩二, 清水芳郎, 鮫島功: 高濃度マイクロバブル水を用いた気泡含有氷の生成, 冷空論, 29(2), pp. 317-326, (2012).
  - 21) 古谷幸二, 松本浩二, 寺岡喜和, 林圭佑, 村端圭祐: オゾンマイクロバブル生成氷の検討, 2012 年度冷空講論, pp.455-456, 札幌(2012).
  - 22) 清水芳郎, 寺岡喜和, 松本浩二: 食品冷蔵・殺菌洗浄を目的としたオゾン氷の生成方法の検討, 2009 年度冷空講論, pp.231-232, 東京(2009).
  - 23) 金子敦士, 松本浩二, 寺岡喜和: 食品冷蔵を目的とした氷スラリーの開発, 2009 年度冷空講論, pp.211-212, 東京(2009).
  - 24) 中川西学, 稲田茂昭, 上野祐輔, 川島久宣: 低温プラズマを利用したオゾン含有氷の創製, 冷空論, 25(2), pp. 159-166, (2008).
  - 25) 秋月隆宏, 大平浩康: 食品用凍結濃縮装置の開発, 2006 年度冷空講論, pp.529-530, 福岡(2006).
  - 26) Wang M. J., Sugiura S., Goldstein V., Latest development of ice slurry applications., Proc. of 8<sup>th</sup> IIR Conference, (2009).
  - 27) Wang M. J.; Ramuscak C.; Chong A., Application of ice slurry in the food industries., Proc. of ICR, (2009)
  - 28) 中根理恵, 山羽基, 中原信生, ダイナミック型氷蓄熱槽の熱的応答に関する研究, 空気調和・衛生工学会学術講演論文集, 205(1992).
  - 29) 中根理恵, 山羽基, 中原信生, ダイナミック型氷蓄熱槽の熱的動特性に関する研究(その1) シャワー入力における温度成層型実験と槽内混合特性, 空気調和・衛生工学会学術講演論文集, 409(1993).
  - 30) 山羽基, 中根理恵, 中原信生, ダイナミック型氷蓄熱槽の動的熱特性に関する研究(その2) 体積熱伝達率の推定と蓄熱槽容積への各種要因の影響, 空気調和・衛生工学会学術講演論文集, 413(1993).
  - 31) 山羽基, 中原信生, ダイナミック型氷蓄熱槽の動的熱特性に関する研究(その3) 氷蓄熱槽効率推定表の作成, 空気調和・衛生工学会学術講演論文集, 925(1994).
  - 32) 山羽基, 中原信生, ダイナミック型氷蓄熱槽の動的熱特性に関する研究(その4) 蓄熱槽容積と熱源容量への熱源運転パターンの影響, 空気調和・衛生工学会学術講演論文集,

469(1995).

- 33) 谷野正幸, 守屋充, 菊地栄, 白石裕紀, 小此木時雄, 小澤由行, 過冷却水を利用した氷蓄熱システム 第2報 蓄氷および解氷特性, 冷論, 12(3), 263(1995).
- 34) 谷野正幸, 小澤由行, 氷蓄熱槽内の熱流動過程, 冷凍, 73(844), 24(1998).
- 35) 木村文夫, 小川 貴弘, 山田 育弘, 田尾 道義, ダイナミック氷蓄熱システムの解氷特性 (第1報) 実験による解氷特性, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, B-1, 85(2008).
- 36) 小川 貴弘, 山田 育弘, 木村 文夫, ダイナミック氷蓄熱システムの解氷特性(第3報) 下方噴出しノズルによる解氷特性, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, B-38, 895(2009).
- 37) Nelson Mugabi, 浜岡幸夫, 関本芳孝, 丹波英治, 奥宮正哉, スラリー状ダイナミックアイスの解氷特性に関する研究 モデル実験槽による出口温度応答特性の把握, 空気調和・衛生工学会学術講演論文集, D-8, 233(2001).
- 38) 谷野正幸, 過冷却水を利用した氷蓄熱システムに関する研究, 平成10年10月博士論文, 東京工業大学, (1998).
- 39) 大河誠司, 斎藤彬夫, Ari EIRIKSSON, 前田祐, 宝積勉, 熊野寛之, 貯蔵による細氷充填層の透過率変化, 冷空論, 20(3), 287(2003).
- 40) 大河誠司, 斎藤彬夫, 前田祐, 宝積勉, 熊野寛之, 細氷の貯蔵が流動水の透過率に及ぼす影響, 冷空論, 21(1), 77(2004).
- 41) 小川 貴弘, 木村 文夫, 山田 育弘, 田尾 道義, ダイナミック式氷蓄熱システムの氷層抵抗, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, B-3, 93(2008).
- 42) 坪田祐二, 小堀一, 梁取美智雄, 氷蓄熱槽内に貯えた破氷の融解に関する基礎的研究, 空気調和・冷凍連合講演会講演論文集, 177 (1992).
- 43) 梁取美智雄, 坪田祐二, 小堀一, 縦長蓄冷槽内に貯えた破氷の融解に関する基礎的研究, 空気調和・冷凍連合講演会講演論文集, 93(1993).
- 44) 岡田昌志, 橋本肇, 太田功, 粒状氷充填層の流水による融解, 日本伝熱シンポジウム講演論文集, 226 (1990).
- 45) 宮良拓百, 射場本忠彦, 百田真史, 地域冷房に用いる氷水搬送方式に関する基礎的研究 第2報—ブロックアイスの熱的有効性と熱交換速度予測に関する実験的検討, 空衛論, 133, 27(2008.4).
- 46) 山羽ら, ダイナミック型氷蓄熱槽のシミュレーションモデルの開発(その1)スラリーアイスの熱

- 伝達率モデル, 日本建築学会学術講演梗概集, 1637(1993).
- 47) 中根ら, ダイナミック型氷蓄熱槽のシミュレーションモデルの開発(その2) 槽内混合特性と氷分布のモデル化, 日本建築学会学術講演梗概集, 1637(1993).
- 48) Stewart W. E. Jr, Gute G. D., Saunders C.K., Chandrasekharan J., Development of a design procedure for thermal storage tanks utilizing technologies that separate the manufacture of ice from the storage of ice, ASHRAE Transactions, 101(Pt.1), 253(1995).
- 49) 谷野正幸, 小澤由行, 井上剛良, 高木周, ダイナミック型氷蓄熱システムの解氷予測, 冷空論, 15(3), 53(1998).
- 50) 穴井俊博, 亀ヶ谷博, 大久保英敏, 長門秀樹, 多成分系ダイナミック型氷蓄熱システムの解氷予測(第 1 報) 融解モデルに関する検討, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, H-49, 2089(2005).
- 51) C. Kang, S. Yano, M. Okada, Non-uniform melting in packed beds of fine ice slurry, Int. J. Refrig., 24, 338(2001).
- 52) 寺岡喜和, 岡田昌志, 瀧澤登, 氷粒子充填層における水路形成を伴う融解過程の数値解析, 熱工学コンファレンス講演論文集, 403(2005).
- 53) 寺岡喜和, 小澤充央, 岡田昌志, 浅岡龍徳, 松本浩二, 温水流入による氷粒子充填層融解過程に与える固相の不均一性の影響, 冷空論, 26(3), 237(2009).
- 54) 浅岡龍徳, 熊野寛之, 岡田昌志, 村上賢吾, 五十嵐史雄, 寺岡喜和, 氷充填層の融解過程における水路形成に関する基礎的研究, 冷空論, 30(1), 43(2013).
- 55) 浅岡龍徳, 熊野寛之, 岡田昌志, 五十嵐史雄, 氷粒子充填層内の空隙率分布を利用した融解形状の能動的制御に関する研究, 冷空論, 30(3), 297(2013).
- 56) 山田育弘, 小川貴弘, 田尾道義, 木村 文夫, ダイナミック氷蓄熱システムの解氷特性 (第 2 報) 簡易モデル, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, B-2, 89(2008).
- 57) Masayuki Tanino, Daisuke Mito, Yoshiyuki Kozawa, Recent Study on Ice Slurries, Jour. of AIRAH, 55(8), 17(2001).
- 58) Masayuki Tanino, Yoshiyuki Kozawa, Performance Evaluation of an On-site Type Ice Storage System by using Ice Slurries Made of Supercooled Water, Jour. of AIRAH, 55(9), 28(2001).
- 59) Masayuki Tanino, Yoshiyuki Kozawa, Ice-water two-phase Flow behavior in ice heat storage system, Int. J. Refrig., 24(7), 638(2001).
- 60) Daisuke Mito, Masayuki Tanino, Yoshiyuki Kozawa, Akihiko Okamura, Application of a Dynamic-type Ice Storage System to the Intermittent Cooling Process in the Food Industry,

Proc. of 4th Workshop of IIR, (2001).

- 61) 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, 44(3), 17(2006).
- 62) 山際裕信, 山崎善充, 谷野正幸, 岩井仁, 都心北融雪槽の活用による雪冷熱エネルギー供給システムーダイナミック型氷蓄熱システムのシミュレーションモデルの適用可能性ー, 空気調和・衛生工学会誌, 80(4), 13(2006).
- 63) 畑澤隆一, 藤田雄一, 谷野正幸, 岩井仁, 都心北融雪槽の活用による雪冷熱エネルギー供給システムとダイナミック型氷蓄熱システムのシミュレーションモデルの適用可能性, クリーンエネルギー, 日本工業出版, 4, 42(2007).
- 64) 日本冷凍空調学会研究開発・調査研究プロジェクト「氷スラリーなど二次冷媒の調査・研究開発」報告書 I, (2003), 報告書 II (最終巻), (2005).
- 65) Special Issue “Ice Slurries”, Int. J. Refrig., IIR, 28(1), (2005).
- 66) 川南剛, 富樫憲一, 波多野周平, 麓耕二, 平澤茂樹, クランク型流路内における氷スラリーの流動および熱伝達, 冷空論, 30(3), 307(2013).
- 67) O. Lottin, V. Ayel, H. Peerhossaini, Ice slurries transition thermodynamics ; relations for determining concentration -temperature domains of application, Int. J of Refrig., 27, 520(2004).
- 68) Peter W. Egolf, Andrej Kitanovski, Derrick Ata-Caesar, Evangelos Stamatiou, Masahiro Kawaji, Jean-Pierre Bedecarrats, Françoise Strub, Thermodynamics and heat transfer of ice slurries, Int. J. Refrig., IIR, 28(1), 51(2005).
- 69) E. Stamatiou and M. Kawaji, Thermal and flow behavior of ice slurries in a vertical rectangular channel. Part II. Forced convective melting heat transfer, Int. J. Heat Mass Transf., 48 (2005), 3544-3559.
- 70) D.W. Lee and A. Sharma, Melting of ice slurry in a tube-in-tube heat exchanger, Int. J. Energy Res., Melting of ice slurry in a tube-in-tube heat exchanger, 30 (2006), 1013-1021.
- 71) D.W. Lee, E.S. Yoon, M.C. Joo and A. Sharma, Heat transfer characteristics of the ice slurry at melting process in a tube flow, Int. J. Refrig., 29 (2006), 451-455.
- 72) T.S. Evans, G.L. Quarini and G.S.F. Shire, Investigation into the transportation and melting of thick ice slurries in pipes, Int. J. Refrig., 31 (2008), 145-151.
- 73) B. Niezgoda-Zelasko and J. Zelasko, Melting of ice slurry under forced convection conditions in tubes, Exp. Them. Fluid Sci., 32 (2008), 1597-1608.

- 74) 麓耕二, 佐藤敏貴, 川南剛, 稲村隆夫, 城田農, Pressure shift freezing を利用した氷スラリー連続生成に関する基礎的研究, 冷空論, 30(3), 289(2013).
- 75) 関光雄, 二宮達, 松原一男, 相川慶輔, 生駒賢二, プロピレングリコール水溶液による氷水直接搬送冷却システムの実用化研究, 冷空論, 25(2), 185(2008).
- 76) 浅岡龍徳, 斉藤彬夫, 大河誠司, 熊野寛之, 宝積勉, 松永辰三, 一岡順, 減圧蒸発を用いたエタノール水溶液アイススラリーの生成に関する研究, 冷空論, 23(2), 165(2006).
- 77) 浅岡龍徳, 斉藤彬夫, 大河誠司, 宝積勉, 泉直樹, 氏仁宏, 減圧蒸発を用いた製氷システムの性能評価 - 水溶液中に生成する氷の昇華の影響 -, 冷空論, 25(2), 149(2008).
- 78) 松本浩二, 及川健, 岡田昌志, 寺岡喜和, 川越哲男, 氷蓄熱を対象にしたエマルションによる高機能氷スラリーの生成に関する研究 - 蓄熱材としてのエマルションの適応性の検討 -, 冷空論, 22(3), 237(2005).
- 79) 松本浩二, 鈴木裕, 岡田昌志, 寺岡喜和, 川越哲男, 氷蓄熱を対象にした機能性流体を用いた氷スラリーの連続生成に関する研究 - 最適運転条件の検討 -, 冷空論, 22(3), 297(2005).
- 80) 多田幸生, 瀧本昭, 宮本智彰, 三上浩子, 林勇二郎, 超音波振動と濃度制御を併用した氷スラリーの連続生成, 冷空論, 22(1), 63(2005).
- 81) 外村琢, 大久保英敏, 自然物質を利用した流動性のある潜熱蓄熱材, 冷空論, 22(3), 307(2005).
- 82) 外村琢, 大久保英敏, 渡邊知志, 関光雄, 村越裕道, 尿素-水混合物の連続結晶生成, 冷空論, 25(2), 225(2008).
- 83) 水島隆成, 河村洋, 高雄信吾, 矢部彰, 常温近傍に融点を持つ TBAF クラスレートの潜熱蓄熱剤としての基礎的特性, 冷空論, 24(2), 149(2007).
- 84) 大久保英敏, 安成優樹, エタノール-水混合物質を利用した流動性のある潜熱蓄冷材, 冷空論, 23(4), 525(2006).
- 85) 熊野寛之, 斉藤彬夫, 大河誠司, 滝澤博至, 水の過冷却現象に及ぼすポリビニルアルコール添加の影響, 冷空論, 24(4), 331(2007).
- 86) 寺岡喜和, 岡田昌志, 樋口雄介, 田中宏和, 平行平板間における過冷却水の凍結, 冷空論, 24(4), 349(2007).
- 87) 平澤良男, 小坂暁夫, 喜多野一幸, 数値解析により LiBr 水溶液中の氷の生成・融解過程に関する考察, 冷空論, 23(4), 519(2006).
- 88) 寺岡喜和, 小澤充央, 岡田昌志, 浅岡龍徳, 松本浩二, 温水流入による氷粒子充填層融

- 解過程に与える固相の不均一性の影響, 冷空論, 26(3), 237(2009).
- 89) 中村良一, 山田紗矢香, 鈴木洋, 菰田悦之, 薄井洋基, 粘弾性流体によって輸送される水和物スラリーのキャビティ内熱伝達率特性, 冷空論, 23(4), 491(2006).
- 90) 斉藤彬夫, 熊野寛之, 大河誠司, 宝積勉, 中村振一郎, 松永辰三, 諫山安彦, 関光雄, 二宮達, プロピレングリコール水溶液を用いたアイススラリーの基礎特性に関する研究, 冷空論, 22(1), 55(2005).
- 91) 澤田尚志, 岡田昌志, 中川慎二, ダイナミック型氷蓄熱に用いる蓄熱材の融解潜熱測定, 冷空論, 20(2), 95(2003).
- 92) 熊野寛之, 浅岡龍徳, 斉藤彬夫, 大河誠司, 水溶液中の氷の融解潜熱に関する研究, 冷空論, 22(3), 199(2005).
- 93) 浅岡龍徳, 熊野寛之, 斉藤彬夫, 大河誠司, DSC を用いた水溶液の潜熱測定に関する研究, 冷空論, 24(2), 117(2007).
- 94) 浅岡龍徳, 熊野寛之, 斎藤彬夫, 大河誠司, 水溶液中の氷の融解潜熱に関する一考察, 熱物性, 22(1), 18(2008).
- 95) Hiroyuki KUMANO, Tatsunori ASAOKA, Akio SAITO, Seiji OKAWA, Study on Latent Heat of Fusion of Ice in Aqueous Solutions, Int. J of Refrig., 30(2), 267(2007).
- 96) Hiroyuki KUMANO, Tatsunori ASAOKA, Akio SAITO, Seiji OKAWA, Formulation of the Latent Heat of Fusion of Ice in Aqueous Solution, Int. J of Refrig., 32(1), 175(2009).
- 97) Hiroyuki KUMANO, Tetsuo HIRATA, Yasuyuki IZUMI, Study on Specific Enthalpy of Ice Including Solute in Aqueous Solution, Int. J of Refrig., 33(3), 480(2010).
- 98) A. Melinder, Enthalpy-phase diagrams of aqueous solutions for ice-slurry applications, Proc. of the 5th workshop on Ice Slurries of IIR, 107(2002).



## 第2章

### 製氷・解氷同時運転システムにおける解氷特性と運転制御の提案

#### 2-1 概要

食品分野のチルド水供給システムでは、空調分野に比べて低温の冷水を24時間安定して供給するために、製氷運転と解氷運転が同時に行われることになる。本章では、まず、製氷・解氷同時運転での取り出し水温を評価するために、実用規模の試験装置を用いて間欠的な熱負荷を想定した製氷・解氷同時運転での冷水温度レベルを実測する。また、空調用氷蓄熱システムの解氷特性の予測計算モデルを製氷・解氷同時運転に適用できるように修正を行ったうえで、実規模装置での製氷・解氷同時運転結果との比較を行い、シャーベット状の氷層の融解熱量が供給冷水（チルド水）の温度安定性に与える効果を明らかにする。

また、本章では製氷・解氷同時運転を実現させるために必要な運転制御方法として、満蓄制御と給水制御を提案する。満蓄制御の実用性を評価するために、スケールの異なる2つの製氷装置を使って製氷実験を行い、氷層盛り上がり高さの再現性を調べる。また、給水制御の実用性を評価するために、スケールの異なる2つの製氷装置を使って製氷実験を行い、満蓄時の氷層の空隙率を調べる。

## 2-2 食品冷却プロセス負荷と運転制御方法

食品工業の分野においては、空調用途の場合に比べて低温の0~3℃程度の冷水が常に必要になる。また、品質維持のために、冷水温度には高い信頼性が求められる。とくに、食品加工工場のプロセスでは加熱処理の後での急速冷却の操作により、間欠的な熱負荷が一日中発生する場合が想定できる。

このようなプロセス負荷に対して、大型の冷凍機を頻繁に発停させることは現実的には困難である。また冷凍機が発停は大幅な運転効率の低下にもつながる。そこで、蓄水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同時に、蓄水槽から低温の冷水を安定供給するシステムについて検討した。このようなシステムの蓄水槽では製氷・解氷が同時に行なわれることになる。

### 2-2-1 運転制御方法

上記のように熱負荷が一日中発生し、蓄水槽では製氷・解氷が同時に行なわれるような場合には、空調用途の氷蓄熱システムとは異なり、以下の制御が必要になると想定できる。

#### (1) 満蓄制御

製氷（蓄氷）・解氷（放熱）の同時運転の場合、負荷が製氷機能力よりも小さい時には蓄氷量が増加し、負荷が製氷機能力よりも大きい場合には蓄氷量が減少する。このように増減する蓄氷量に対して、運転時間や熱量積算によって蓄氷量（蓄熱量）を管理することは難しい。そこで、氷の盛り高さ測定することで満蓄判断を行うことを考案した。また、満蓄により製氷運転が停止した後、熱量演算により製氷運転を再起動させるが、その熱量の閾値は製氷運転／停止を頻繁に繰り返さないような設定にする必要がある。

#### (2) 給水制御

食品プロセス側の熱交換器の洗浄にともない、配管系の保有水が排出されるため、蓄氷槽内の水量は減少する。そこで蓄氷槽内の水量を常時一定に維持するために、氷蓄熱システムの運転中に、必要な補給水量を検出して速やかに給水する運転制御が必要になる。

## 2-3 実験装置と方法

### 2-3-1 小型実験装置

図 2-1 のように小型の実験装置は、蓄熱水量が約  $0.54\text{m}^3$  の蓄氷槽、槽からの  $0^\circ\text{C}$  の取水を  $0.5^\circ\text{C}$  まで加熱する熱交換器（予熱器）、 $-2^\circ\text{C}$  の過冷却水を製造する熱交換器（過冷却器）、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）、ブライン冷凍機、およびポンプなどから構成される。製氷運転中、 $-2^\circ\text{C}$  の過冷却水から製造された  $0^\circ\text{C}$  の氷スラリーは、槽内の氷スラリー供給口から上方向に吹出され、シャーベット状の氷層として蓄えられる。

氷スラリーの搬送 *IPF* (Ice Packing Factor, 氷充填率) と蓄氷槽内の蓄氷量や *IPF* は、測定されたブラインの温度と流量、および予熱器での熱量から算出した。氷層の盛り上がり高さの測定による満蓄制御の実用性を検討するために、氷スラリー供給口の直上の槽上壁面には図 2-1 のように超音波レベル計（キーエンス(株)製 UD-300) を設置した。実験は、*IPF* の上限を決めずに行い、*IPF* と盛り上がり高さとの相関が不明瞭になるまで製氷運転を継続した。また、給水制御について検討するために、シャーベット状の氷層で満たした槽内から一定量の蓄熱水を排水して、氷層の空隙率を求めた。

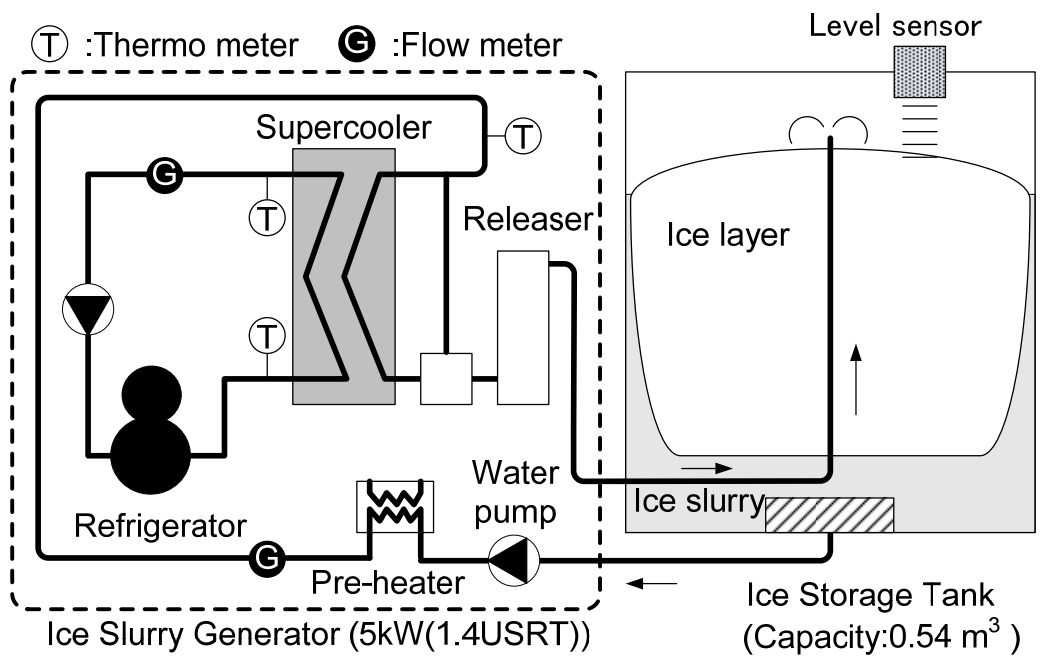


图 2-1 小型实验装置(5kW)

### 2-3-2 実規模実験装置

図 2-2 に実規模の実験装置の概要を示す。本実験装置は、蓄水槽、製氷装置（過冷却器、解除器、予熱器、ブライン冷凍機など）、および模擬負荷で構成される。製氷（蓄氷）運転では、製氷装置で製造された氷スラリーは、氷搬送管を通してポンプで蓄水槽（3m×8m×3mH、水深 2.2m）へ圧送され、蓄水槽の水面付近に設置された 2 箇所の氷スラリー供給口から蓄水槽内へ噴水状に供給される。このように供給された氷スラリーは、氷と水の比重差によって固液分離し、シャーベット状の氷層だけが蓄水槽内に蓄積され、蓄水槽の水は再び製氷装置に供給される。解氷運転では、蓄水槽の水は模擬負荷により昇温され、噴流ノズルから蓄水槽に戻されてシャーベット状の氷層を融解する。*IPF* の算出は(2-1)式のように、冷凍機の往還のブライン温度差  $\Delta T_b$  とブライン流量  $G_b$  から求まる冷凍機冷却能力  $W$  と、予熱熱交換器の出入口温度差  $\Delta T_w$  と循環流量  $G_w$  から求まる予熱能力  $Q$  から製氷能力 ( $=W-Q$ ) を求め、製氷能力の積算から求まる蓄氷量を氷の潜熱  $h_L$  [kJ/kg] と蓄水槽内の水の全重量  $M_w$  [kg] で除して求めた。

$$IPF = \frac{1}{h_L M_w} \int (W - Q) dt \times 100 \quad (2-1)$$
$$W = -\rho_b c_b G_b \Delta T_b \quad [\text{kW}]$$
$$Q = \rho_w c_w G_w \Delta T_w \quad [\text{kW}]$$

*IPF* の算出に用いる温度計には全てサーミスタ温度計（分解能 0.01°C）を用い、氷水で校正の上使用した。また、流量の計測には電磁流量計（誤差±1%F.S.未満）を用いた。

製氷・解氷同時運転の検討のための実験では、表 2-1 に示す所定の氷充填率  $IPF_0$  まで、シャーベット状の氷を蓄水槽内に充填する。その後、製氷（蓄氷）運転と間欠的な熱負荷での解氷運転を同時に行う。この製氷運転の能力は約 120kW で一定とした。解氷運転の熱負荷は表 2-1 に示す熱負荷が 30 分間おきに発生するように、間欠的に変化させた。製氷・蓄氷系の水の流量は 50m<sup>3</sup>/h、解氷系の水の流量は 74m<sup>3</sup>/h で一定とした。

満蓄制御を検討するための実験では、氷層の盛り上がり高さを実測するために、氷スラリー供給口の直上の蓄水槽上壁面に図 2-2 のような超音波レベル計（キーエンス(株)製 UD-300）を設置した。図のように超音波レベル計の設置位置は、氷スラリー供給口からの水平距離  $r$  が 280 mm、380 mm、および 480 mm の 3 箇所として、設置位置の影響を調べられるようにした。なお、氷層の盛り上がり高さを計測する試験では、蓄水槽上壁面

の構造物に氷層が接触することを避けるため、 $IPF=50\%$ を満蓄とした。

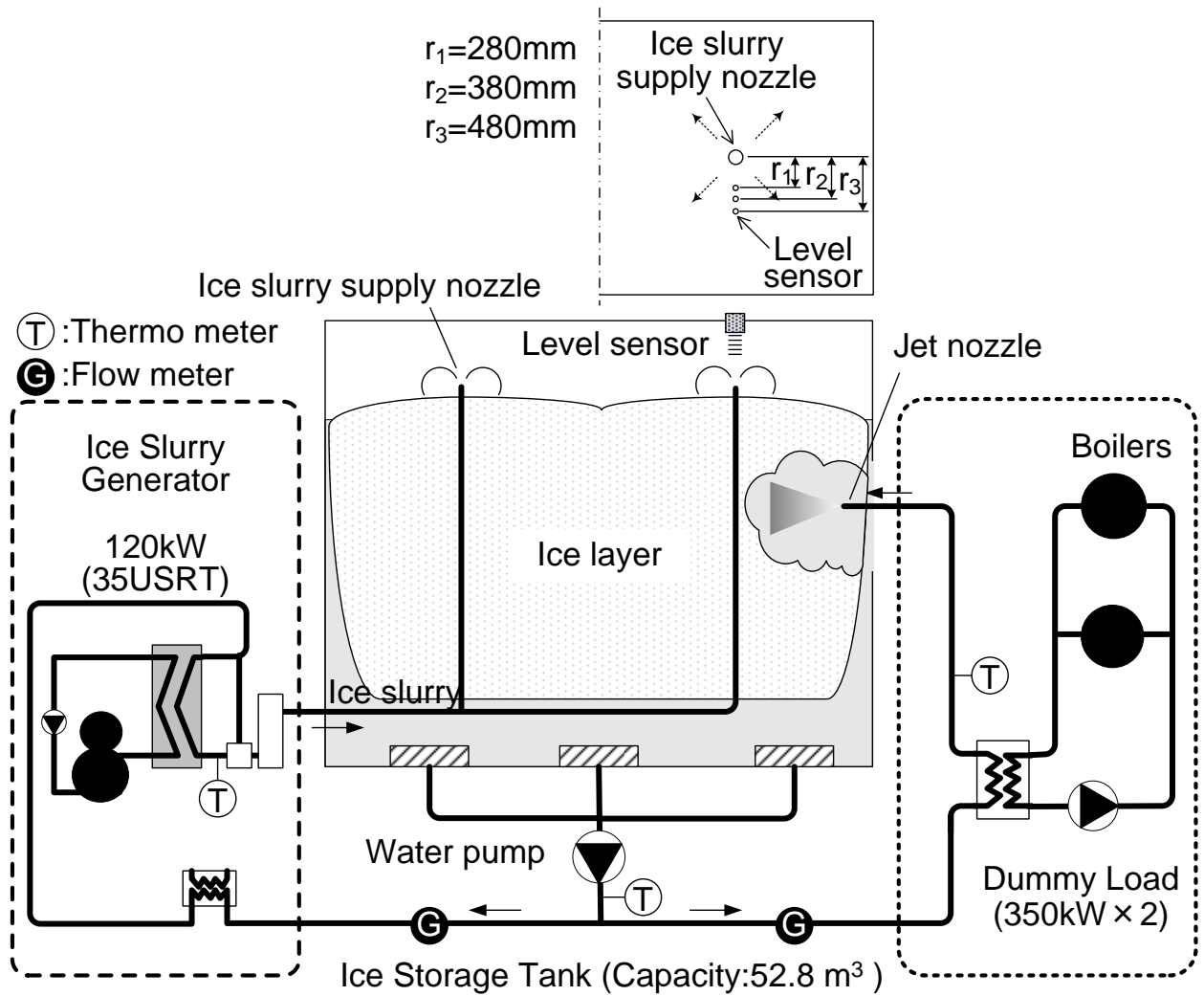


図 2-2 大型実験装置(120kW)

表 2-1 実験条件

Frequency of heat load occurrence: 30min/1h

	IPF <sub>0</sub>  (%)	Heat load (kW)		
		Initial stage	Inter- mediate stage	Terminal stage
Case1	40 ± 5	700	700	700
Case2	20 ± 5	700	700	700
Case3	40 ± 5	350	700	350
Case4	40 ± 5	700	350	700

### 2-3-3 冷熱蓄熱量と *IPF* の計測精度

蓄氷槽に投入する冷熱量は、取水温度と過冷却水温度の差から算出した。過冷度の計測には、分解能  $0.01^{\circ}\text{C}$  のサーミスタ温度計を氷水で校正したものを使用し、水の流量は精度  $1.0\% \text{F.S.}$  の電磁流量計で計測した。また、*IPF* の算出には、実験開始前の氷が無い状態で槽内を攪拌し、槽内の温度を均一にした上で  $0^{\circ}\text{C}$  基準の顕熱蓄熱量を算出し、予冷過程で顕熱蓄熱量が  $0$  になった時点を *IPF*= $0\%$  とした。また、氷搬送管及び蓄氷槽の熱損失を調べるため、満蓄まで製氷運転を行った後に解氷運転を行って完全に氷を融解させ、冷熱蓄熱量と解氷時の投入熱量の差を求めた。その結果、製氷運転と解氷運転の間に小型実験装置で最大  $5\%$ 、実用規模試験装置で最大  $3\%$  の氷が漏れ熱によって失われることを確認している。



## 2-4 計算モデル

空調用氷蓄熱システムのための設計ツールとして、ダイナミック型氷蓄熱システムの解氷特性の予測計算モデルが開発されている<sup>1-6)</sup>。本モデルを製氷解氷の同時運転に適用できるように修正した上で、本モデルの計算結果と実規模装置での試験データとの比較を行い、製氷解氷の同時運転を評価した。

本修正計算モデル作成の目的は、シャーベット状の氷層の融解熱量が供給冷水（チルド水）の温度安定性に与える効果を、実験データとの比較を通じて確認すること、さらに確認結果に基づき、チルド水供給システムの基本設計ツールを開発することにある。

本モデルでは、熱負荷  $q_{load}$  とチルド水送水流量 ( $=U_m$ ) の時間変化を入力として与え、蓄氷槽から得られる冷水温度  $T_{out}$  の経時変化を予測する。計算のモデルを図2-3に示す。計算の仮定として①氷層と水域は完全分離する、②氷層は凝固点温度 ( $0^{\circ}\text{C}$ ) にある、および③水域は完全混合するとした。図のように、製氷と解氷の同時運転中の槽内では、供給された氷スラリー中の氷は氷層の領域を増加させ、氷スラリー中の水は氷層を通過して、氷層以外の水域に流入する。また、熱負荷によって昇温された水は、氷層で冷却されて水域に流入する。

(2-2)式のように、ここで考える水域の熱量保存式は、流入出する水の温度および流量と水域の温度  $T_{out}$  と、水域の容積（蓄熱利用率  $\eta$  と蓄氷槽容量  $V$  の積）を用いて表すことができる。ここに蓄熱利用率  $\eta$  は満蓄状態からの利用熱量と満蓄熱量との比である。

$$c_l \rho_l \eta V \frac{dT_{out}}{dt} = c_l \rho_l U_c (T_c - T_{out}) + c_l \rho_l U_m (T_b - T_{out}) \quad (2-2)$$

ここでの氷の融解は、おもに氷層に吹き付けられる水流と水域の攪拌によって、槽内の全体で進行する。そこで、(2-2)式での氷層から水域に流入する水の温度  $T_b$  を求めるための氷層内での氷の融解熱量  $q_{ice}$  は、(2-3)式のように、槽の容量  $V$ 、流入水の温度  $T_{in}$  を使って定式化することにした。

$$\begin{aligned} q_{ice} &= c_l \rho_l U_m (T_b - T_j) \quad (2^{\circ}\text{C} \leq T_{in} < 14^{\circ}\text{C}) \\ &= \beta_j V (T_{in} - T_{melt}) \end{aligned} \quad (2-3)$$

$$\beta_j = C_j \cdot g_1(u_j, \eta) \cdot g_2(N) \cdot g_3(P) \quad (2-4)$$

$$g_1(u_j, \eta) = (0.3 + u_j^{0.1})(1 - \eta)^a \quad (0 \leq \eta < 1)$$

$$a = 0.08(10 - u_j)^{0.1} + 0.2 \quad (0.2 \text{ m/s} \leq u_j < 20 \text{ m/s})$$

$$g_2(N) = \eta N = \eta(W/\eta V) \quad (0.2 \text{ h}^{-1} \leq W/V < 3 \text{ h}^{-1})$$

$$g_3(P) = 1.2 - 0.2P/P_0, P_0 = 3 \text{ m} \quad (1 \text{ m} \leq P < 3 \text{ m})$$

この(2-3)式中の  $\beta_j$  (単位体積・単位温度差当たりの氷の融解熱量) は、別途の実用規模の蓄氷槽を使った解氷実験の結果から、(2-4)式に示すような実験整理式として定式化したものである<sup>1,2)</sup>。なお、ここでの  $C_j$  は比例定数である。これらの実験整理式の妥当性は、水深 5m 以下の空調用蓄氷槽での解氷運転にて確認できている。空調用途での解氷運転のみの場合には(2-2)式の  $U_c$  は 0 になり、(2-3)式の  $T_{in}$  は噴流水の温度  $T_j$  となる。

製氷と解氷の同時運転時の蓄氷槽には、熱負荷で昇温された噴流水とともに、過冷却器で製造された氷スラリー (氷と冷水) が供給される。そこで、氷層の冷却能力を計算する(2-3)式中の流入水の温度  $T_{in}$  には、(2-5)式のように、噴流水の温度  $T_j$  と冷水温度  $T_{melt}$  を加重平均した値を適用した。

$$T_{in} = U_m \cdot T_j / (U_m + U_c) + U_c \cdot T_{melt} / (U_m + U_c) \quad (2-5)$$

図 2-4 に計算のフローを示す。まず計算のパラメータとして、蓄氷槽容量  $V$ 、冷凍機定格能力  $q_{ref0}$ 、満蓄  $IPF_0$ 、製氷運転の起動条件  $\Delta IPF$ 、予熱温度  $T_{pre}$ 、解氷ノズルの数  $n$ 、解氷ノズルのピッチ  $P$ 、ノズルの口径  $D_n$  を入力する。次に計算を行うための熱負荷データとして、時間帯毎の熱負荷  $q_{load}$  とチルド水の流量  $U_m$  を入力する。蓄氷槽内の初期条件として、満蓄状態を与えて計算を開始する。満蓄制御を模擬するために、まず計算開始時の製氷運転のフラグを製氷運転停止 ( $F=0$ ) とし、 $IPF$  が  $(IPF - \Delta IPF)$  を下回った時に製氷運転を開始させ、その後  $IPF$  が  $IPF_0$  に達した時点で製氷運転を停止させる。このような計算を熱負荷データの終わりまで繰り返し、時間帯毎の  $T_{out}$ 、 $IPF$ 、 $q_{ref}$  などを計算結果として出力する。

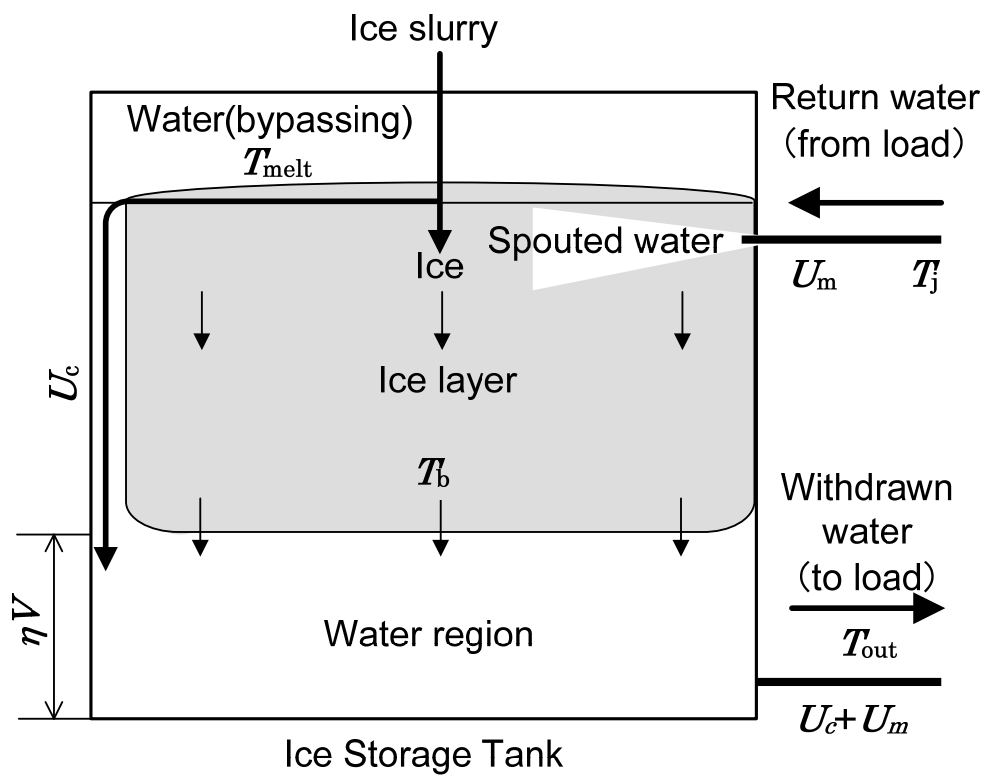


図 2-3 計算モデル

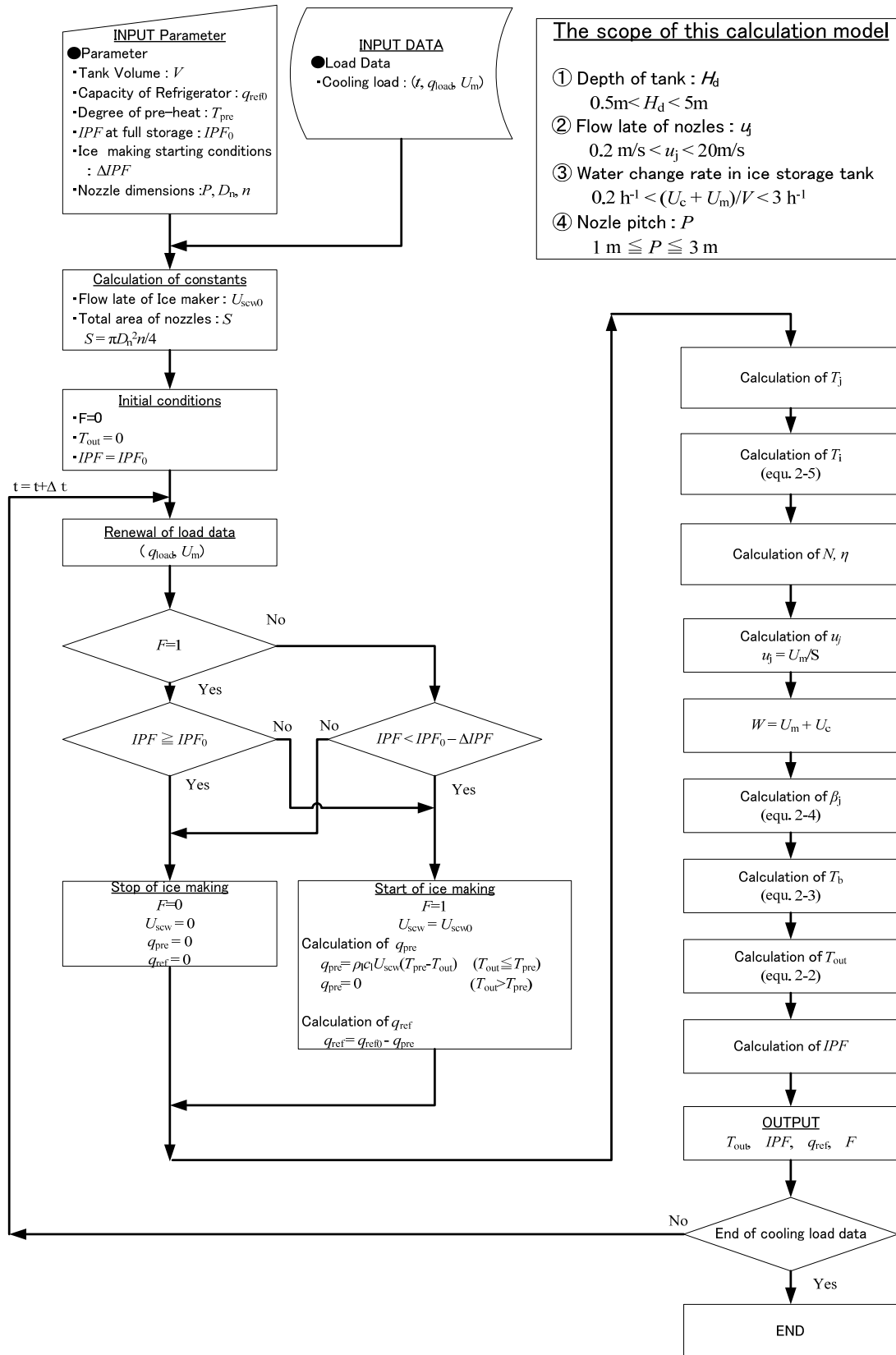


図2-4 計算のフロー

## 2-5 製氷解氷同時運転の検討

間欠的な熱負荷を想定し、実規模試験装置の実測データと前述の計算モデルを用いて、製氷・解氷同時運転における冷水温度レベルを評価した。

### 2-5-1 熱負荷極大値が一定の場合 (Case1, 2)

与条件である熱負荷  $q_{load}$  は図 2-5 のように、0.5 時間ごとに約 700kW の最大負荷になる。実験では製氷機冷却能力  $q_{ref}$  は熱負荷や水温の変化に応じてわずかに変動したが、ほぼ 120kW の能力で一定である。1 時間当たりの平均熱負荷 (約 350kW) は冷却能力の 3 倍程度に大きいため、製氷と解氷の同時運転の間に蓄氷量は減少し、約 8 時間後には蓄氷槽の氷が完全に消費されることになった。

図 2-5 の取水温度の実測値  $T_{out}(exp)$  と計算値  $T_{out}(cal)$  を比較すると、以上のような運転状況下での取水温度の時間変化が本計算モデルで表現できていることがわかる。そこで、本計算モデルで算出された氷層の融解熱量  $q_{ice}$  と取水温度  $T_{out}(exp)$  の時間変化を比較することで氷層の融解熱量  $q_{ice}$  が取水温度の安定性におよぼす効果を考察した。

図 2-5 のように実験開始と同時に熱負荷が発生することで、噴流水の温度  $T_j$  は 0.5 時間の間に、 $0^{\circ}\text{C}$  から  $9.8^{\circ}\text{C}$  まで急速に上昇した。この間の熱負荷は冷凍能力の約 6 倍に相当するが、蓄氷槽からの取水温度  $T_{out}$  の上昇は、 $1.5^{\circ}\text{C}$  程度に抑えられた。この熱負荷と冷却能力との熱量差 ( $q_{load} - q_{ref}$ ) から、槽内が水だけの場合の取水温度の上昇を計算すると約  $5^{\circ}\text{C}$  と試算できる。また、この時の氷層からの融解熱量  $q_{ice}$  は約 520kW (製氷機冷却能力の約 4.3 倍) であることから、熱負荷は主に氷の融解によって処理されていることがわかる。その後、熱負荷が無くなると、 $T_j$  は  $T_{out}$  に向かって急速に漸近した。 $T_{out}$  は約  $1.5^{\circ}\text{C}$  から緩やかに低下し、0.5 時間の間に再び  $0^{\circ}\text{C}$  に復帰した。このとき、氷層からの融解熱量  $q_{ice}$  は熱負荷  $q_{load}$  の減少に連動して減少するものの、取水温度が  $0.2^{\circ}\text{C}$  以下に低下した時を除いて、熱負荷よりも大きな値で推移した。このように蓄氷槽内の温度が約  $0^{\circ}\text{C}$  に復帰することは、取水温度を常に所定の温度以下に維持するために有用な特性である。以上のような熱負荷の発生時間帯での  $T_{out}$  の上昇と、熱負荷の休止時間帯の約  $0^{\circ}\text{C}$  までの復帰は、実験開始 6 時間後まで同様に繰り返された。

6 時間以降では、蓄氷量の減少に伴って氷の融解による冷却能力が低下するために、熱負荷の発生時間帯での  $T_{out}$  の温度上昇の勾配が増加する一方で、休止時間帯での温度

降下の勾配は緩やかになった。その結果、運転開始後 7 時間での  $T_{out}$  は約  $1^{\circ}\text{C}$  となり、 $0^{\circ}\text{C}$  までの復帰はできなくなった。その後、 $T_{out}$  は時間とともに高くなり、運転開始後 7.5 時間では  $4^{\circ}\text{C}$  以上となり、低温の冷水を得ることができなくなった。

なお、5.5 時間後の取水温度の実測値  $T_{out}(\text{exp})$  は 4.5 時間後の値に比べて低いことが読み取れる。このような運転開始後 4 時間から 6 時間の間、槽内では氷層は噴流によって分断され、比較的大きな氷塊として不規則に浮遊しながら融解される。その後、さらに氷層は分断され、小さな氷塊として槽全体を均一に浮遊しながら融解される。その結果、氷の融解量が不規則に変動することで、蓄水量が少ないにもかかわらず、4.5 時間後に比べて 5.5 時間後の  $T_{out}(\text{exp})$  が低温になった。

本計算モデルでは、このような氷の不規則な融解量の変化を予測することはできないため、取水温度の実測値  $T_{out}(\text{exp})$  と計算値  $T_{out}(\text{cal})$  との間には、図のように差が生じているものの、全体的な取水温度の時間変化は  $+0.5^{\circ}\text{C}$  の精度で表現できている。なお、実験開始時の氷充填率  $IPF_0$  が少ない場合（表 2-1 の Case2）での実験からも図 2-6 のように、同様な結果となることを確認した。

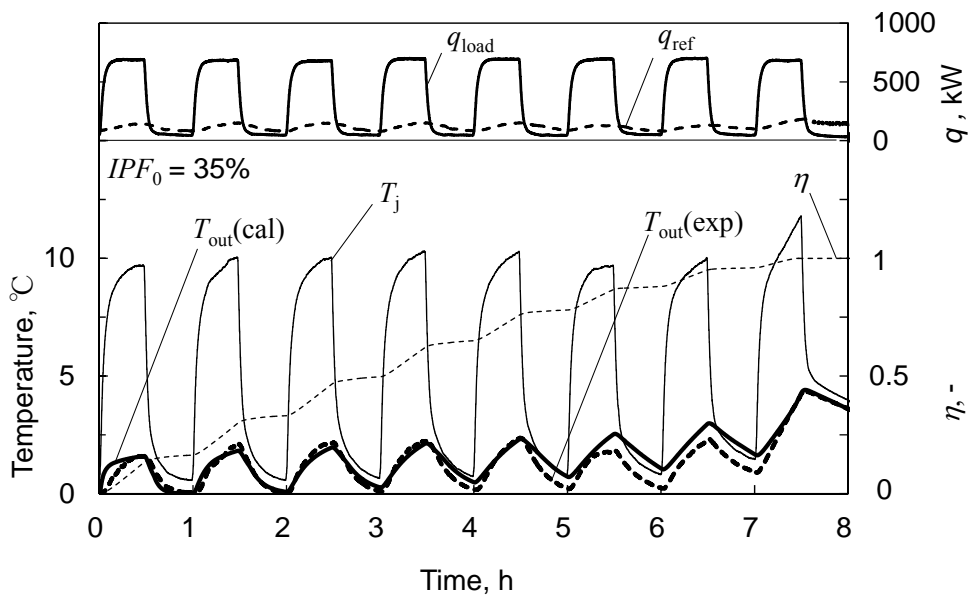


図 2-5 実験結果と計算結果の比較 (Case 1)

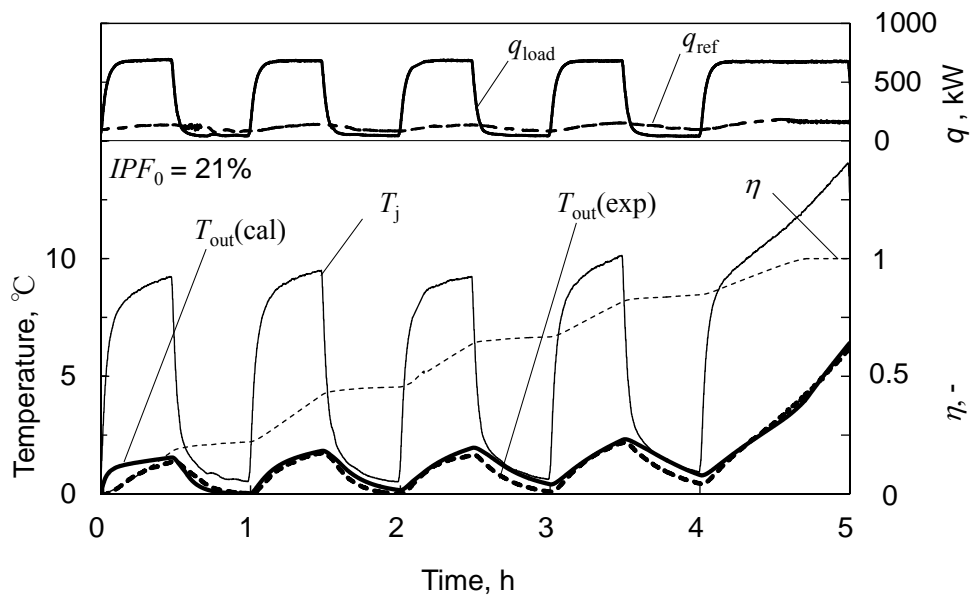


図 2-6 実験結果と計算結果の比較 (Case 2)

## 2-5-2 熱負荷極大値が変動する場合 (Case3, 4)

食品工場における処理工程の推移，冷却処理量の変化，作業員数の変化，外気温度の変化などによって，一日の熱負荷は変化することが考えられる．そこで，図 2-7 には，間欠的な熱負荷の極大値が変化するような熱負荷条件での解氷と，製氷との同時運転の実験結果を計算結果と比較して示す．

図 2-7 は熱負荷  $q_{load}$  の極大値を，実験開始後 3 時間までは 350kW，3 時間後から 6 時間後までは 700 kW，6 時間後以降は 350 kW とした熱負荷条件（表 2-1 の Case3）の場合である．冷却能力  $q_{ref}$  は水温の変化に応じて僅かに変動しているが，平均 120kW で一定である．図のように，約 350 kW の熱負荷が間欠的に発生した実験開始後 3 時間まででは，取水温度  $T_{out}$  は， $0^{\circ}\text{C}$  から約  $1^{\circ}\text{C}$  の幅で，熱負荷の発生時間帯での上昇と，熱負荷の休止時間帯での下降を繰り返した．また，冷凍能力の約 6 倍の約 700kW の大きな熱負荷が発生した実験開始後 3 時間から 6 時間後まででは， $T_{out}$  は  $0^{\circ}\text{C}$  から約  $2^{\circ}\text{C}$  の幅で上昇と下降を繰り返した．図のように実験開始後 6 時間に  $T_{out}$  が  $0^{\circ}\text{C}$  近くまで冷却されたため，その後の  $T_{out}$  は  $0\sim 1^{\circ}\text{C}$  の低温に維持されることになった．このように熱負荷の休止時間帯で蓄氷槽内の温度が  $0^{\circ}\text{C}$  近傍まで冷却されることは，その後の熱負荷の発生による取水温度の上昇に対して，最大の余裕を持つことになるので，取水温度を常に所定の温度以下に維持するために重要な特性である．

前述のように運転の後半には氷の融解が不規則に変動するため，図のように取水温度の計算値  $T_{out}(\text{cal})$  と実測値  $T_{out}(\text{exp})$  には差が生じているものの，全体的な取水温度の時間変化は本モデルで表現できていることが確認できた．なお，変動する熱負荷の形状が正反対（表 2-1 の Case4）の場合でも図 2-8 のように，本計算モデルで取水温度の時間変化が表現できることを確認した．



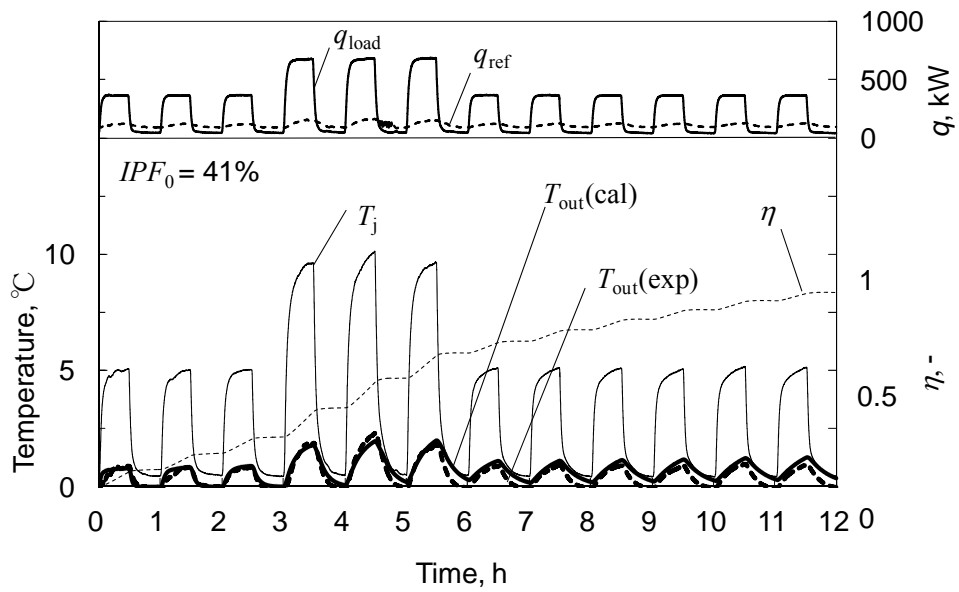


図 2-7 実験結果と計算結果の比較 (Case 3)

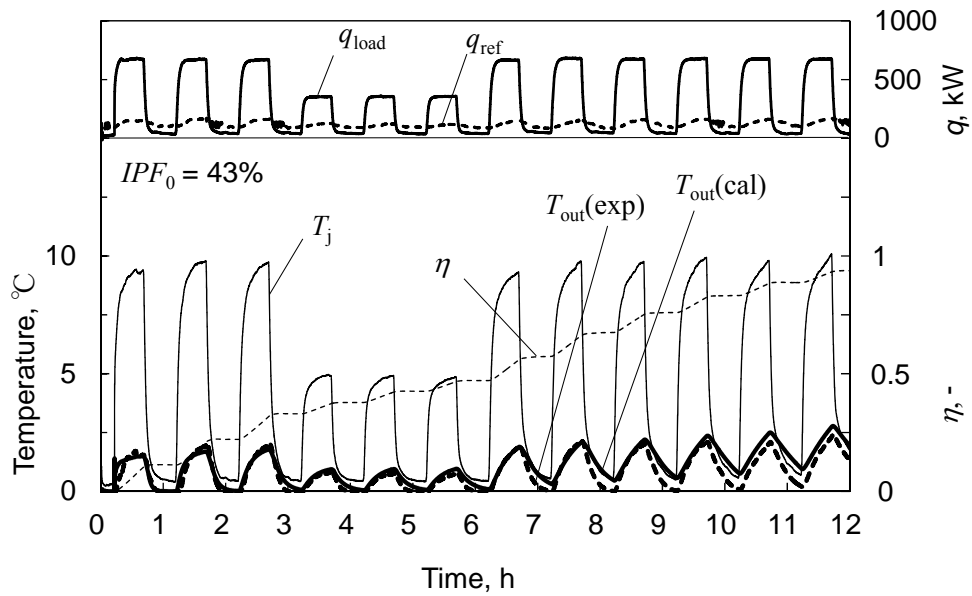


図 2-8 実験結果と計算結果の比較 (Case 4)

## 2-6 運転制御の検討

蓄氷量の増減に応じて自動的に製氷運転を発停させるためには、蓄氷量を常時正確に把握する必要がある。しかし氷スラリーでは、蓄氷槽内の温度や水位の変化などの情報から蓄氷量を常時直接計測することは困難である。空調用途のダイナミック型氷蓄熱システムでは蓄氷槽への熱の入出力から熱量演算によって蓄冷熱量を求めていた。この蓄冷熱量の演算には誤差の蓄積が伴うため、定期的な誤差のリセットが必要である。これには、放熱運転完了時に氷が無い状態での蓄氷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、蓄冷熱量の誤差をリセットしていた。

しかし、食品工業分野での低温で安定した冷水供給のためには、蓄氷槽内に一定量以上の氷が常に存在するよう管理することが必要になるため、槽内温度を指標とする蓄冷熱量の基準点は存在しない。

### 2-6-1 氷層の盛り上がりによる満蓄制御の検討

食品工場で発生するプロセス負荷は空調負荷のパターンとは異なり、前述のように昼夜を問わず24時間発生する。また、チルド水（低温冷水）に求められる送水温度は0～2℃と、空調の送水温度に比べて低温のため、蓄氷槽内に氷が常に一定量以上に維持されるよう管理する必要がある。そこで、氷層の盛り上がり高さの測定によって、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。図2-9に制御の概念図として、蓄冷熱量、盛り上がり高さ、製氷/解氷運転のON/OFF状態の時間変化を、熱負荷、製氷能力の時間変化とともに示す。この図では、12:00~18:00に大きな負荷が発生し、それ以外の時間帯でも一定の負荷がある状況を想定している。

図のように、負荷の少ない時間帯に槽内の蓄冷熱量が増加して氷層の盛り上がり高さが満蓄を示す高さに達すると、製氷運転を停止させる。この盛り上がり高さにおける最大蓄冷熱量は予め把握しておき、製氷停止と同時に最大蓄冷熱量の値を使って演算蓄熱量をリセットする。このようにすることで、演算蓄熱量の誤差を盛り上がり高さによる蓄冷熱量の計測誤差の範囲に維持することができ、誤差の蓄積を避けることができる。

製氷停止中も負荷処理のため蓄氷槽内の氷量は減少するが、氷層は還水が吹き付けられる側面から減少するため、冷蓄熱量の変化を盛り上がり高さから推定することは難しい。そこで、冷蓄熱量の減少は演算から求め、予め設定した冷蓄熱量まで減少した時点

を製氷機の起動条件とすることで、製氷機を適切に起動させる。製氷機を起動した後は、氷層の盛り上がり高さが満蓄高さに達するまで製氷運転を行う。

このような運転制御方法を確立するためには、満蓄時の氷層の盛り上がり高さの再現性を確認することが重要である。そこで、小型実験装置を使って本制御方法の実現可能性を確認した上で、実規模装置にて実験的な検証を行った。

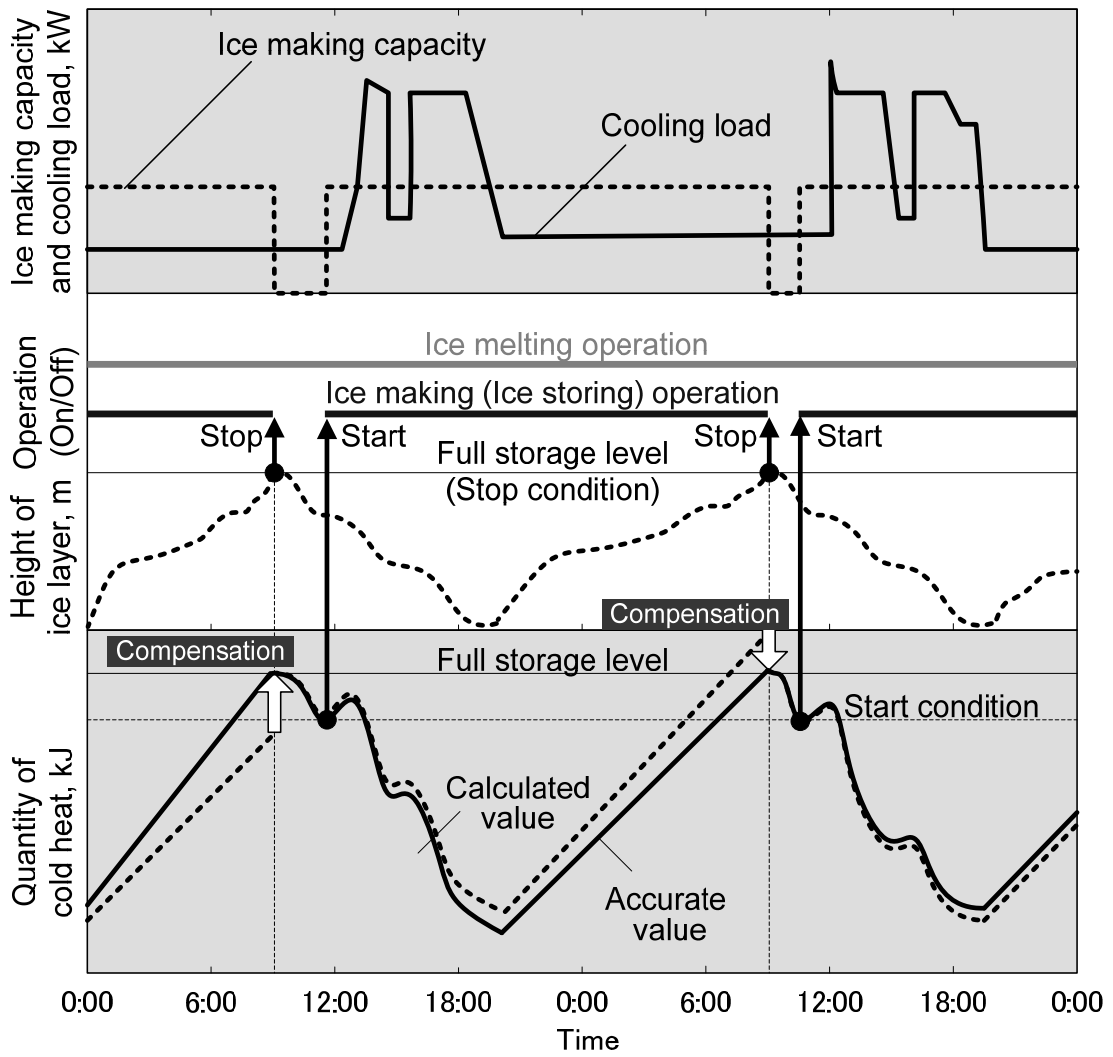


図 2-9 氷層の盛り上がりによる満蓄制御の模式図

### (1) 小型実験装置での氷層盛り上がり高さの測定

製氷前の蓄氷槽内に氷が無い状態において、超音波レベル計を用いて槽上壁面と水面との距離  $L$  を予め測定し、製氷運転中の槽上壁面と氷層表面との距離  $L_S$  を随時測定して、氷の盛り上がり高さ  $h (=L-L_S)$  と  $IPF$  との関係を測定した。図 2-10 に製氷開始から製氷停止までの  $h$  の変化を示す。図のように  $IPF20\%$ 以上では、 $h$  は小刻みな増減を繰り返しながら増加した。実験観察により、これは盛り上がった氷層が氷スラリーの供給によって崩落するのを検知した結果であることがわかった。また、 $IPF=27\%$ 以上では氷水の供給口が氷層に覆われた状態となることがあり、このような状態になると  $IPF$  の増加に対して氷層の盛り上がり高さが不規則に変化することがわかった。このことから、満蓄付近で氷水供給口が氷層で覆われることが無いよう、水面と供給口との位置関係を適切に配置する必要があることがわかった。3回の試験の結果、 $IPF$  の増加に対して  $h$  はほぼ同じ傾向で変化することを確認した。

以上より、氷層の盛り上がり高さによって満蓄状態が検知できる可能性が確認できた。

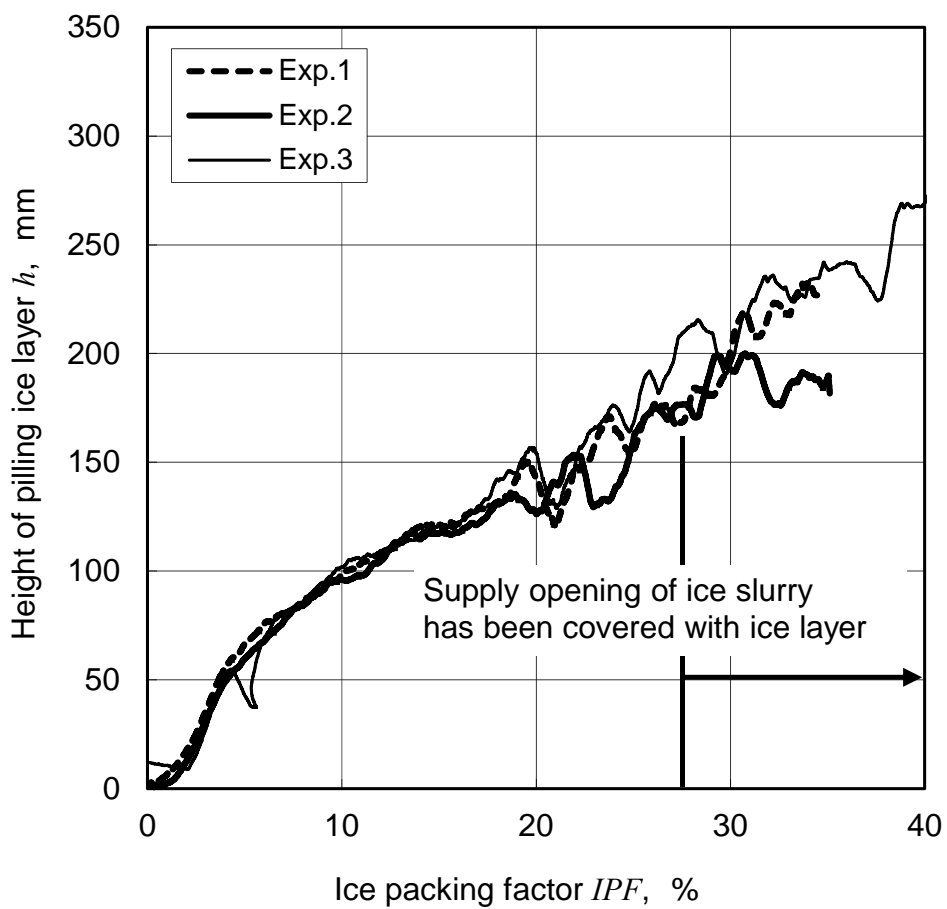


図 2-10  $IPF$  と氷層盛り上がり高さ  $h$  との関係 (小型実験装置)

## (2) 実規模装置での試験結果と考察

図 2-11 には、製氷開始から満蓄までの製氷運転状態として、氷の盛り上がり高さ  $h$ ,  $IPF$ , 水/ブライン温度の変化例を示す。この例では 12 時間で  $IPF$  が 50% となった。過冷却器出口の水溫（過冷却水溫度）は製氷開始 25 分で定格の  $-2^{\circ}\text{C}$  に達した。これ以降、過冷却器のブラインの出入口溫度と出入口溫度差がほぼ一定、つまり、製氷機冷却能力が一定のため、 $IPF$  は時間とともにほぼ直線的に増加することとなった。一方で、氷の盛り上がり高さ ( $h$ ) は、製氷開始 1 時間までの時期に急速な増加がみられたが、製氷開始 6 時間までの間に徐々に時間變化率（曲線の勾配）が減少した。その後  $h$  の時間變化率は増加に転じ、この傾向が満蓄まで続いた。このように製氷機冷却能力が一定であっても、氷層の盛り上がり高さは S 字型で増加することがわかった。

図 2-12 には、氷スラリー供給口からの水平距離  $r$  が 280mm, 380mm, および 480mm の位置で氷の盛り上りを測定した時の、 $IPF$  と盛り上がり高さ  $h$  との關係を示す。この  $h$  は氷スラリー供給口近傍で最も高くなるが、 $r$  が 280mm の超音波レベル計の設置位置は、超音波レベル計の指示値が氷スラリー供給口の噴水状の氷水によって影響されることの無い最小距離である。各々の  $r$  での盛り上がり高さの再現性を確認するために、製氷運転は  $IPF$  が 0% から最大 50% まで計 5 回行った。

図 2-12 の(a)には、 $r$  が 280mm の位置での、 $IPF$  と  $h$  との關係を示す。 $h$  は  $IPF$  が 50% の満蓄までに初期水位から約 600mm 盛り上がった。5 回の製氷の結果、 $h$  のばらつきは  $IPF$  によらずほぼ  $\pm 50\text{mm}$  である。また、このばらつきは図 2-12 のように  $r$  によらずほぼ等しく、 $r$  が 280~480mm の範囲では、レベルセンサの設置位置の影響を受けない結果となった。

以上より、予め  $IPF$ - $h$  曲線を把握しておけば、氷の盛り上がり高さ  $h$  を測定することで製氷運転中の  $IPF$  を把握することができることがわかった。なお、 $IPF$  と  $h$  の關係は、 $IPF$  が 20% 以上では  $IPF$  が大きくなるにしたがって勾配が大きくなる傾向を示すことから、満蓄  $IPF$  が高いほど満蓄の判定確度が向上するといえる。

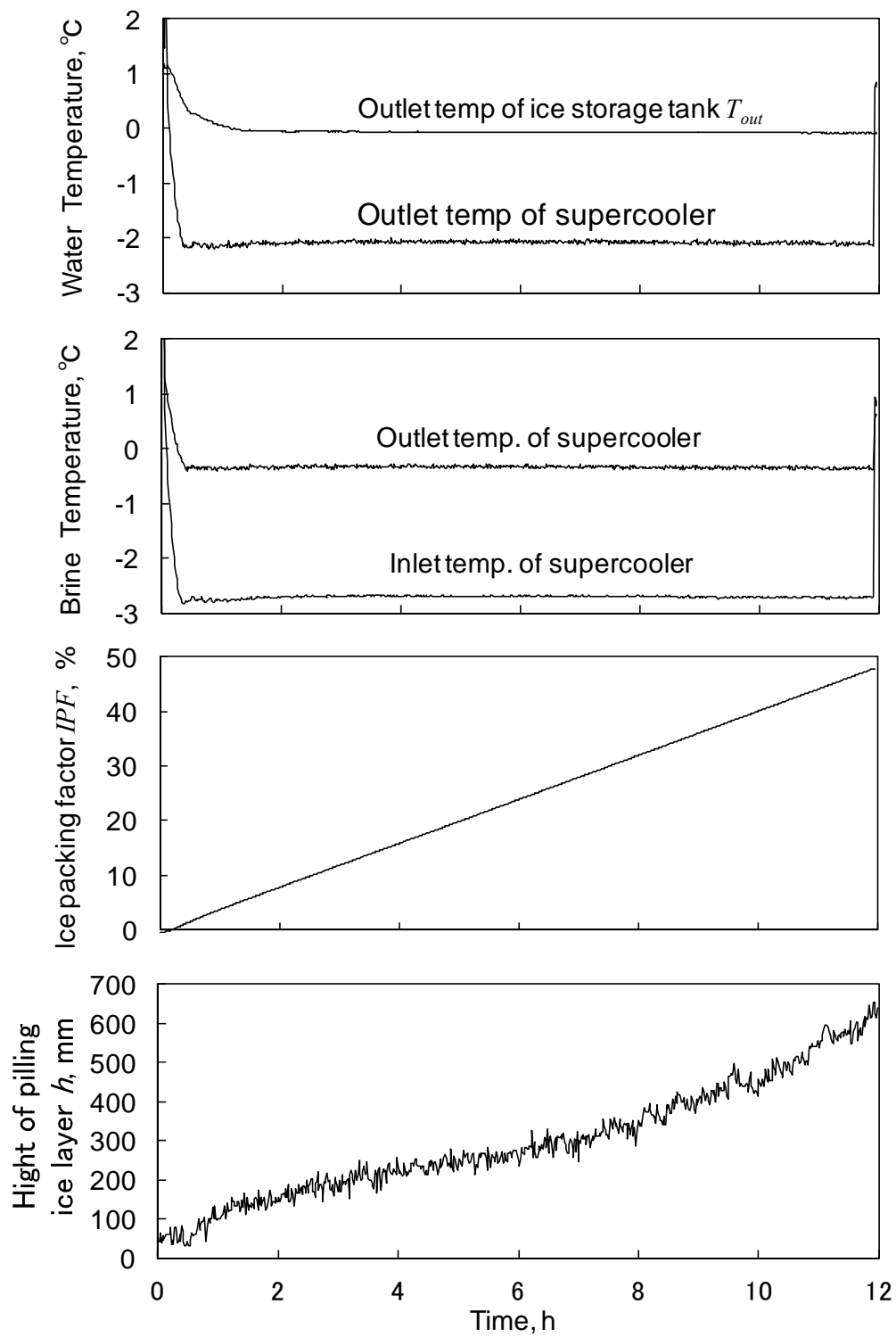
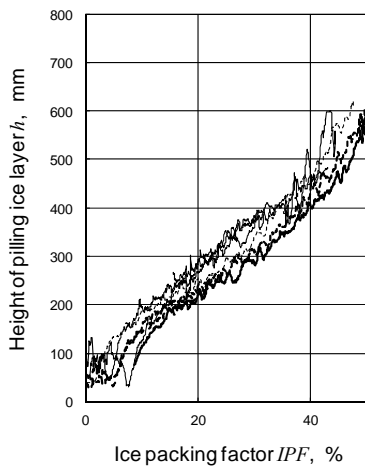
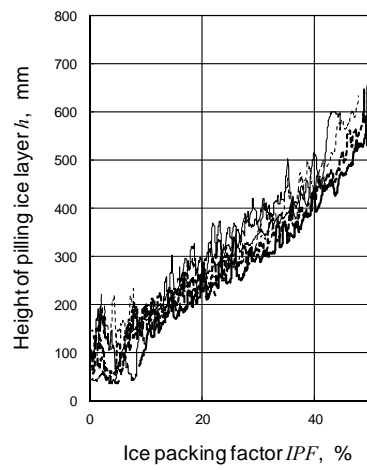


図 2-11 製氷開始から満蓄までの製氷運転状態 (実規模装置)

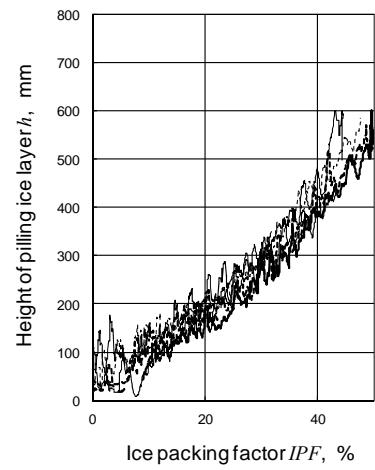




(a)  $r = 280\text{mm}$



(b)  $r = 380\text{mm}$



(c)  $r = 480\text{mm}$

図 2-12 氷スラリー供給口からの水平距離が異なる計測点における  
 $IPF$  と盛り上がり高さ  $h$  との関係

## 2-6-2 給水制御の検討

食品工場では、要求される送水温度が低温のため、蓄水槽の水を熱交換することなく直接冷却プロセス側に送水する。冷却プロセス側では機器のメンテナンス等によって蓄熱水が排出されるため、蓄水槽の保有水量は運転時間とともに減少する。このため、蓄水槽の保有水量を常に把握し、適宜給水を行う必要がある。

前述のように、蓄水槽には常に一定量以上のシャーベット状の氷層が残存する。そこで、蓄水槽内の氷層の空隙率を実測し、氷層内の水位の変化から蓄水槽の保有水量の変化を把握する方法についての可能性を検討した。

### (1) 小型実験装置での空隙率の測定

シャーベット状の氷層は、かさ密度が高く、満蓄状態の蓄水槽では、氷層は水面から盛り上がった状態にある。製氷運転中は水面から上の部分を含めて全氷層内に浸水しているため槽内水位は低いが、製氷運転が停止すると水面から上に盛り上がった氷層内に含まれる水が落水するため、水位は初期水位程度に復帰する。ここで槽内の水を排水して、排水量と水位の変化量を計量することで、槽内水位以下での氷層の空隙率を求めた。小型実験措置による結果を表2-2に示す。表のような水位の変化量と排水量からは、シャーベット状の氷層の空隙率は約0.63[-]であった。

表2-2 小型実験装置での氷層の空隙率の計測結果

Water level			Measured capacity of wastewater m <sup>3</sup>	Porosity of ice layer -
initial m	after m	difference m		
0.490	0.410	0.080	0.055	0.625

## (2) 実規模装置での検討結果と考察

給水制御ロジックを検討するために実規模の試験装置において、製氷運転停止後に水位が安定するまでの時間と氷層の空隙率を調べた。

図2-13に満蓄状態に到達し製氷運転が停止した後の水位の変化を示す。蓄氷槽内の水位は図のように上昇し、約12分後にほぼ一定の値に安定した。その後、蓄氷槽内から所定の量の水を排水して排水前後の水位の変化を測定した。排水前後の水位差と排水量を表2-3に示す。表のように空隙率は約0.66～0.69 [-]であり、水位差に蓄氷槽断面積 ( $24\text{m}^2$ ) を乗じた値の約66～69%が排水量であった。この空隙率の値は小型装置で得られた空隙率(0.63 [-]) とほぼ一致している。満蓄状態の氷層は自重によって圧密されることから、製氷運転が停止した際の基準水位との水位差と空隙率に基づき、補給水量を算出できる。

以上のことから、満蓄停止の約12分以降に蓄氷槽内の水位を検出し、基準水位との水位差に蓄氷槽断面積を乗じた値の約70%の水を必要給水量として算出し、蓄氷槽に給水するという、図2-14のような給水制御ロジックを作成することができた。

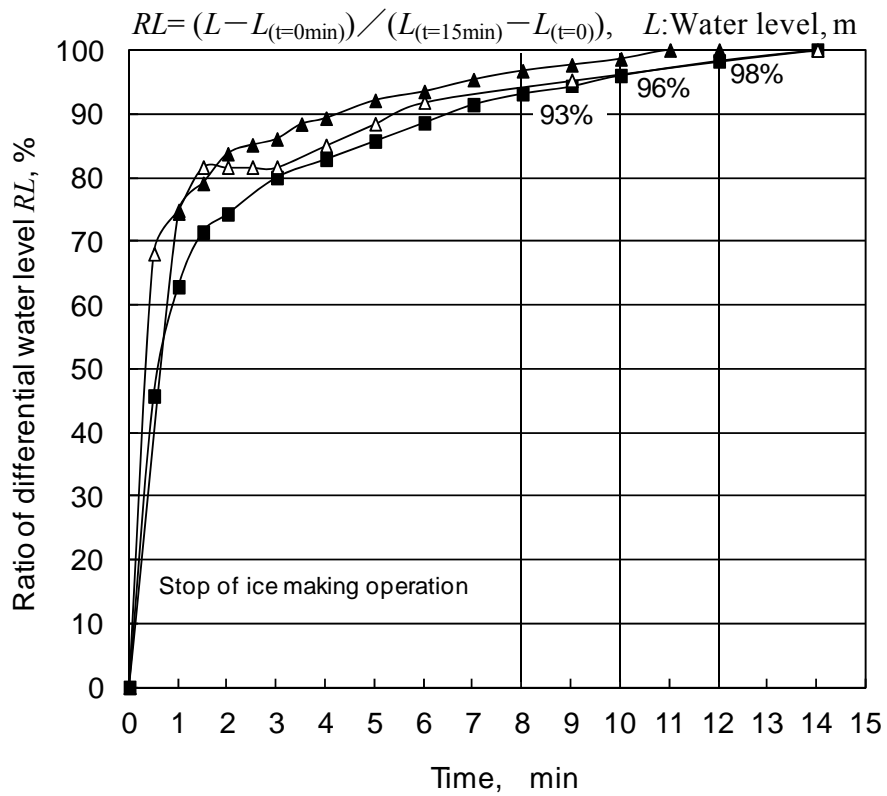


図2-13 製氷停止（満蓄）後の水位の変化  
（実規模試験装置）

表2-3 実規模試験装置での氷層の空隙率の計測結果

Water level			Measured capacity of wastewater $\text{m}^3$	Porosity of ice layer -
initial m	after m	difference m		
2.200	1.960	0.240	3.971	0.689
2.180	1.940	0.240	3.800	0.660
2.200	1.955	0.245	3.863	0.657

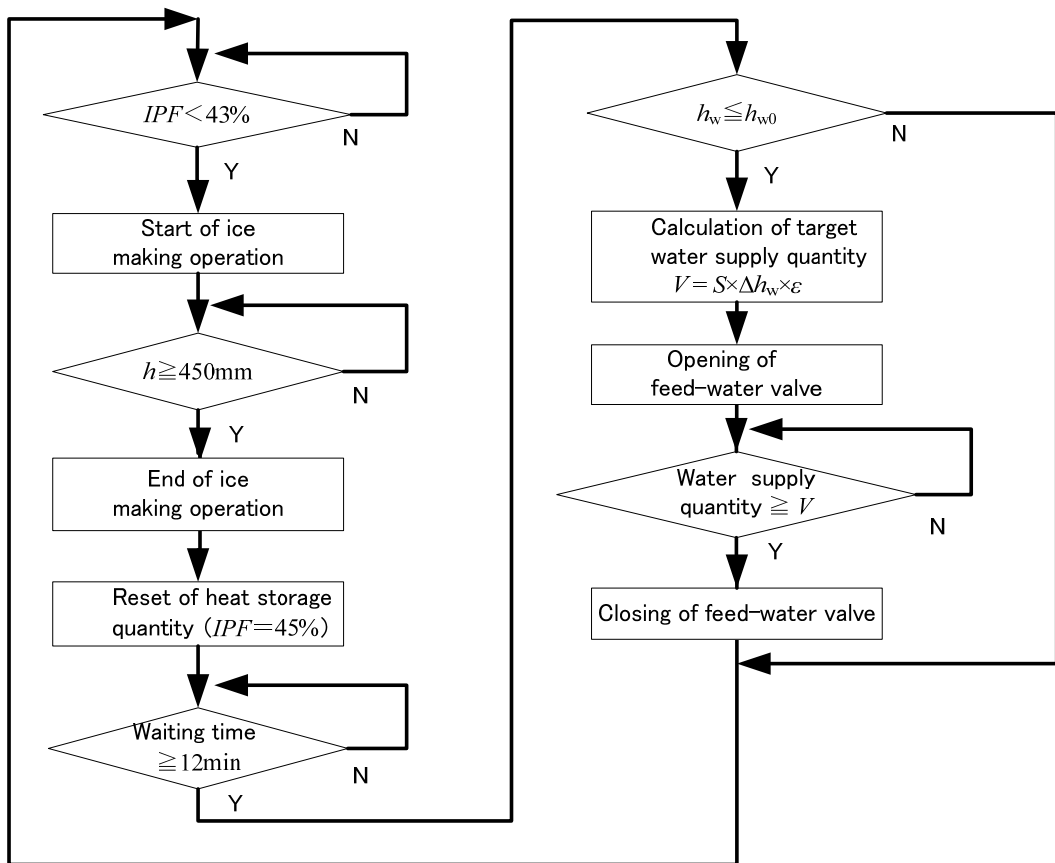


図2-14 給水制御と満蓄制御のロジック

## 2-7 2章のまとめ

製氷・解氷同時運転を評価するために、実用規模の実験装置を用いて間欠的な熱負荷を想定した製氷・解氷同時運転での冷水温度レベルを実測した。また、空調用氷蓄熱システムの解氷特性の予測計算モデルを製氷・解氷同時運転に適用できるように修正を行ったうえで、実規模装置での製氷・解氷同時運転結果との比較を行い、シャーベット状の氷層の融解熱量が供給冷水（チルド水）の温度安定性に与える効果を確認した。

満蓄制御の実用性を評価するために、スケールの異なる2つの製氷装置を使って製氷実験を行い、氷層盛り上がり高さの再現性を確認した。また、給水制御の実用性を評価するために、スケールの異なる2つの製氷装置を使って製氷実験を行い、満蓄時の氷層の空隙率を調べ、以下の結果を得た。

- (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2章の参考文献

- 1) 谷野正幸, 守屋充, 菊地栄, 白石裕紀, 小此木時雄, 小澤由行: 過冷却水を利用した氷蓄熱システムー第2報: 蓄氷および解氷特性ー, 冷論, 12(3), 39(1995).
- 2) 谷野正幸, 守屋充, 岡村明彦, 山崎喜久雄, 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, 空衛誌, 71(11), 73 (1997).
- 3) Tanino M., Kozawa Y., Hijikata K., Nakabeppu O.: Prediction of Ice Storage Process in Dynamic-type Ice Storage System, Proc. of 10th Int. Conf. on THERMO, 321(1997).
- 4) Kozawa Y., Tanino M. : Ice-water Two-phase Flow Behavior in Ice Heat Storage Systems, Proc. of 1st workshop on ice slurries of IIR, pp.146-156, Yverdon-les-Bains, Switzerland(1999).
- 5) Tanino M., Kozawa Y. : Ice-water Two-phase Flow Behavior in Ice Heat Storage Systems, Int. Jour. of Refrigeration of IIR, 24 (7), 638(2001).
- 6) 谷野正幸: ダイナミック型氷蓄熱システムの解氷特性ーモデル化と予測の方法ー, 冷空論, 29(1), pp. 1-12, (2012).

## 第3章

### 超音波を使った密閉式製氷方法の提案

#### 3-1 概要

本章では，超音波を使った新しい密閉式製氷方法を提案する．次いで，この密閉式製氷方法を評価するために，超音波による過冷却解除トリガーの性能を，種氷結晶との比較実験結果に基づいて定量的に調べる．また，長時間の連続した製氷状態を維持するための条件を明らかにするために，超音波の出力密度と照射範囲をパラメータとして製氷実験を行う．さらには，相変化を開始した後の過冷却解除の進行状態を実測して，配管を閉塞させないための滞在時間と，長時間の製氷運転維持の観点から許容できる残留過冷度を評価する．



## 3-2 実験装置

実験装置は図3-1に示すように、過冷却水を製造する熱交換器（過冷却器）、過冷却状態を解除するための容器（解除器）、蓄氷槽、冷凍機、および循環ポンプなどで構成されている。ここでは図のような構成で、冷却能力が12kWの小型の装置（装置Ⅰ）と、冷却能力が88kWの実用規模の装置（装置Ⅱ）の2種類の実験装置を用いた。表3-1には、各装置での解除器の仕様と実験条件を示す。

本装置と従来型の過冷却方式の氷蓄熱システム<sup>1,2)</sup>との違いは、過冷却器と解除器を直接接続する構造にすることであり、過冷却水の製造からアイス・スラリーへの変換までを密閉配管内で連続的に行えるようにした点にある。

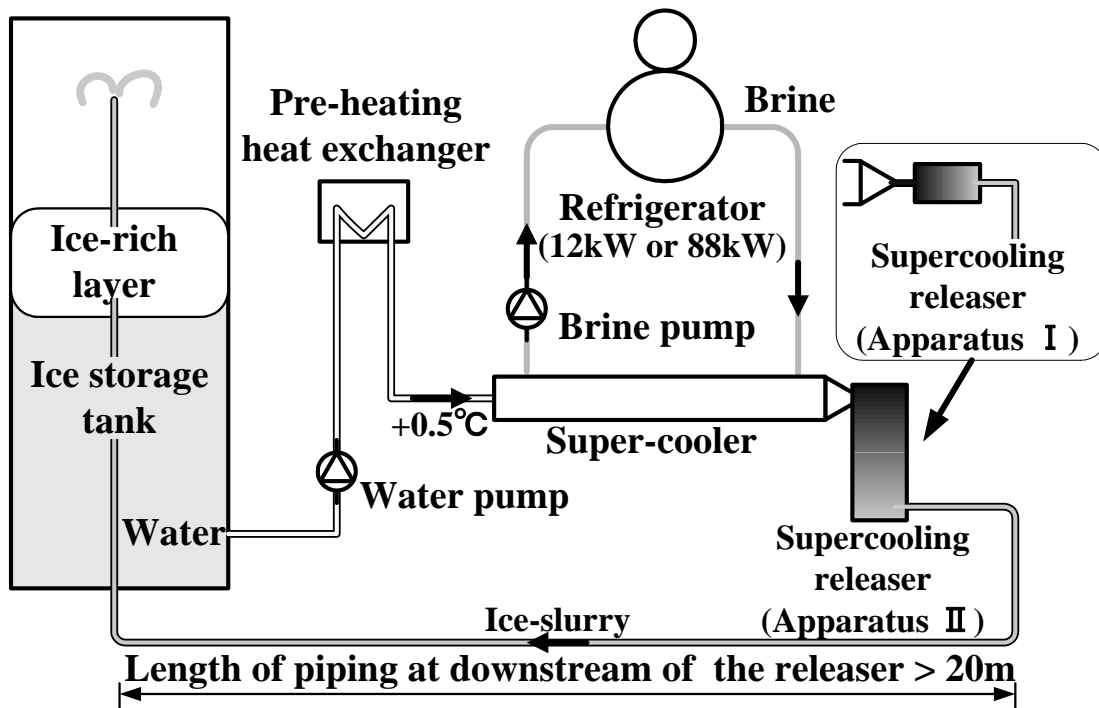


図3-1 実験装置

表3-1 解除器の仕様と実験条件

	Apparatus I (12kW)	Apparatus II (88kW)
Degree of super-cooling	2K	2K
Flow rate $Q$	75 l/min	470 l/min
Area of cross section of inlet $S_{in}$	0.00031 m <sup>2</sup> (20A)	0.002 m <sup>2</sup> (50A)
Area of cross section of releaser $S_{re}$	0.0025 m <sup>2</sup> (50×50 mm)	0.07 m <sup>2</sup> (D=300mm)
Flow velocity at inlet $u_{in} (=Q/S_{in})$	4 m/sec	4 m/sec
Flow velocity at releaser $u_s (=Q/S_{re})$	Average 0.5 m/sec Local 4 m/sec	0.11 m/sec
Effective length $L$	110 mm	900 mm
Holding time $\tau (=L/u_s)$	Average 0.2 sec Local 0.03 sec	8.2 sec (Max.) (Adjustable at 11 steps. :0.75 sec interval)
Output of ultrasonic vibration (Max.)	100 W (Fixed)	22×125W (Adjustable)

### 3-2-1 過冷却解除トリガーの性能実験（装置 I）

一般に過冷却水は過冷度が低いほど、過冷却の解除は起こり難い。一方、蓄水槽および配管系を有する本製氷システムを起動する場合、系全体の水が過冷却状態（ $<0^{\circ}\text{C}$ ）になってから所定の過冷度の過冷却状態（ $>-2^{\circ}\text{C}$ ）になるまでの間、すなわち定格運転の製氷状態に至るまでの予冷運転時には、配管系全域は過冷却の解除が起こり難い準安定な過冷却状態を経過する。このようなときでも過冷度がある程度高くなると、解除器以外の配管系内で偶発的に過冷却の解除が開始し、その結果配管系が閉塞してシステムが停止することがある。このような予冷運転時の不安定な状態を避けるためには、解除器内で可能な限り低い過冷度の領域から、過冷却の解除を確実に開始させることが必要である。

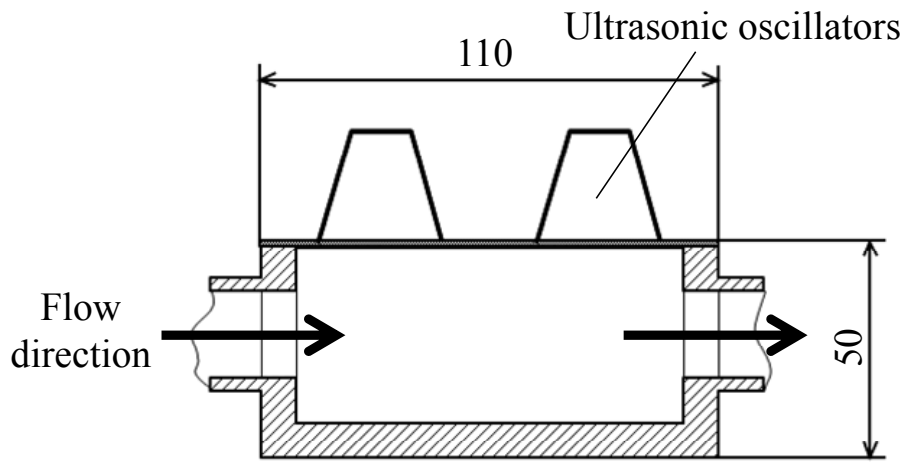
したがって過冷却の解除トリガーとしての性能は、低い過冷度からその解除を確実に誘発するものほど高性能であるといえる。ここでは原理的に最も確実な過冷却の解除方法である種氷結晶方式の解除トリガーに対して、解除開始の過冷度を比較することで、超音波の解除トリガーとしての性能を評価した。

実験には小型の装置 I を用いた。ここで採用した2種類の解除器の詳細を図3-2に示す。超音波方式では、 $50\times 50\times 110\text{mm}$ の透明アクリル樹脂製ボックスの側面にステンレス鋼製の超音波振動板および2個のランジュバン型ボルト締振動子（ $45\text{kHz}$ 、 $100\text{W}$ （2個合計）：日本アレックス(株)製）が固定された構造になっている。一方、種氷結晶方式では、超音波方式と同一寸法の透明アクリル樹脂製ボックスの中央部に、水の流れと平行にペルチェ素子（最大吸熱量 $75\text{W}$ ：電子通商(株)製）を装着した構造となっている。ペルチェ素子の冷却面は透明アクリル樹脂製のカバーで覆われており、解除器内の流速に係わらず、水温が $+1^{\circ}\text{C}$ 以下の条件でその冷却面に種氷結晶を保持できる。

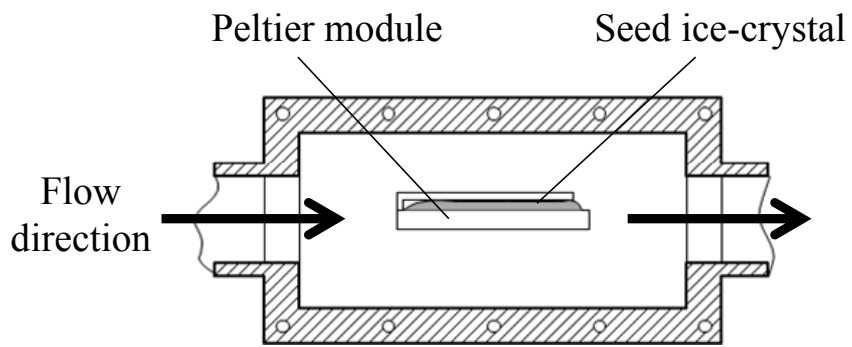
実験では、解除器入口の水の流速を所定の値に調節し、流路に気泡がないことを目視にて確認した後に各方式のトリガーの付与を開始し、凝固点以上の温度から過冷却域まで徐々に水温を下げる（冷却速度＝最大 $0.02\text{ K/sec}$ ）ことで、過冷却の解除（相変化）を開始させた。この相変化の開始の瞬間は、解除器出入口の配管中心部に設置したサーミスタ温度計（確度＝ $\pm 0.03\text{ K}$ ：テクノセブン(株)製）の温度差が現れるか、針状の氷が目視にて確認できるかの、いずれかが起こった時点で判定した。

過冷却の解除を確認した後に次の実験を行う際には、まず過冷却器および解除器内で凍結した氷を排除し、その後20分間 $1\sim 2^{\circ}\text{C}$ 程度の水を通水させて流路内の氷を完全に融

解させた。なお、通水時間が10分の時点で冷却を開始しても、過冷度1K以上の過冷却状態が作れることは確認済である。



(a) Ultrasonic wave type



(b) Seed ice-crystal type

図3-2 2種類の過冷却解除装置（装置I）

### 3-2-2 連続製氷のための実験（装置Ⅱ）

長時間の連続製氷のための超音波の照射条件とともに、連続的な過冷却の解除、すなわち氷への相変化の様子を調べるために、実用規模の装置Ⅱを用いて実験を行った。

解除器の詳細を図3-3に示す。過冷却器によって過冷却状態となった水は、レギュレーサで4m/sに加速され、解除器に導かれる。解除器の入口部は、内径=50mmの過冷却水の流入管が、内径=300mmで長さ=1000mmの円筒型の解除器本体に対して接線方向に接続された構造になっており、4m/sで流入した過冷却水の流れを旋回運動に変え、解除器内の長手方向の水の面流速を0.11m/sで一様にする事ができる。解除器は透明アクリル樹脂製の観測窓と超音波振動板がそれぞれ2枚ずつ交互に接続された構造になっている。超音波振動板には、それぞれ11対（22個×2面 = 全44個）の超音波振動子（45kHz：日本アレックス㈱製）が固定されており、個別に出力を変化させることができる（定格100W，可変範囲0～125%）。解除器の内部には、解除器の長手方向にサーミスタ温度計（精度=±0.03 K，時定数=0.4 sec（水中）：テクノセブン㈱製）が設置されており、解除が進行している状態の過冷却度の空間的および時間的な変化を測定することができる。

この実験では、解除器入口の流速を4m/sに固定して行い、種々の超音波の照射条件で6時間以上にわたる連続的な製氷運転の可否を調べた。

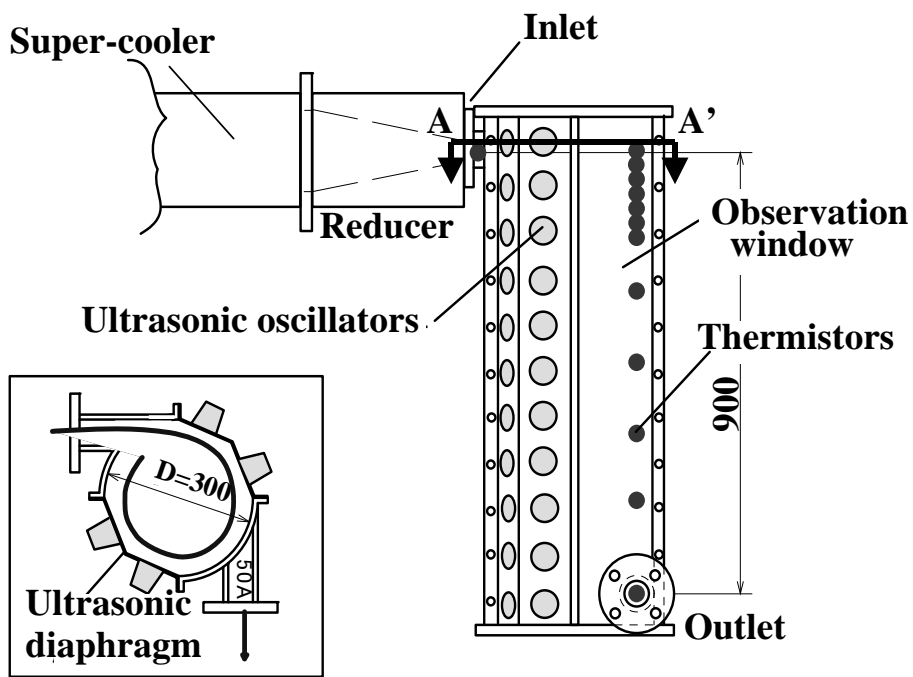


Figure of cross section  
(A-A')

図3-3 解除器の詳細 (装置II)

### 3-3 実験結果と考察

#### 3-3-1 過冷却の解除トリガーとしての性能

実験装置 I を用いた種氷結晶および超音波の2種類の解除トリガーの方式について、過冷却の解除が開始した過冷度と水の流速との関係を比較して図3-4に示す。なお、この実験での過冷却解除がそれぞれのトリガーの付与のみに起因した現象であることを確認するために、まずは何れのトリガーの付与も行わずに水の冷却を行った。その結果、本実験系での過冷却水は過冷度が1.5K以下では、解除が全く起こることはなく、安定であることを確認してある。

種氷結晶方式の場合、解除の開始点が明瞭には現れ難いために、データにばらつきがあるが、流速によらず過冷度=0.2~0.3Kの間で、種氷結晶表面に針状の氷が成長し始めるのが観察できた。超音波方式の場合、過冷度が0.3Kまでに冷却が進行した時点で、瞬間的に解除器内に微細な氷の粒子が浮遊し始めるのが観察された。また解除が開始する最低の過冷度は、種氷結晶方式と同様に流速に対する依存性の無い結果となった。

ただし何れの方式においても、本実験系では氷が生成すると、数十秒以内に管壁への氷の堆積に起因する流量の低下が起り、流路が閉塞して装置の停止に至った。種氷結晶方式では、種氷結晶から成長した針状の氷が大きく成長すると同時に、解除器壁面および解除器下流の配管内壁で針状の氷が付着・成長するのが観察され、閉塞に至った。

一方、超音波方式では解除器下流の配管内壁での氷の付着・成長が観察されたが、観測窓を含む解除器の全ての壁面で、氷の付着・成長は観察されなかった。このように種氷結晶方式を使った場合と異なる観察結果となったことから、超音波の照射には、壁面で生成・成長する氷を連続的に除去する効果があることがわかった。

以上の結果より、超音波は流動状態の過冷却水においても、過冷度=0.3K（種氷結晶と同レベル）から確実に機能する高性能なトリガーであること、また超音波には過冷却の解除トリガーとしての効果以外に氷を砕いて壁面から剥離させるという、連続製氷のために有用な効果があることがわかった。

この装置 I での観察結果からは、解除器内の滞留時間が短いために、超音波によって過冷却の解除が開始する位置を特定することができなかった。そこで解除器内での滞留時間を長くできる実験装置 II を使って解除の瞬間を観察した。図3-5に超音波出力密度 $P=31.4\text{kW/m}^2$ 、換算照射時間 $\tau_b=4.1\text{sec}$ での解除の様子を示す。なお、ここでの解除が開



始した最低の過冷度は0.14Kであった。解除は、(b)のように解除器断面内で一様に氷が生成し、約3秒ほどの間に(c)-(e)のように氷の量が増大し、定常状態となった。その後、解除器に流入する過冷却水の過冷度が徐々に高くなるに従って、氷の量が増して(f)-(h)のように氷同士が綿状に凝集するのが観察された。

以上の観察結果から、超音波による過冷却の解除は振動面だけでなく、バルクの過冷却水にも直接作用して過冷却状態を解除することがわかった。

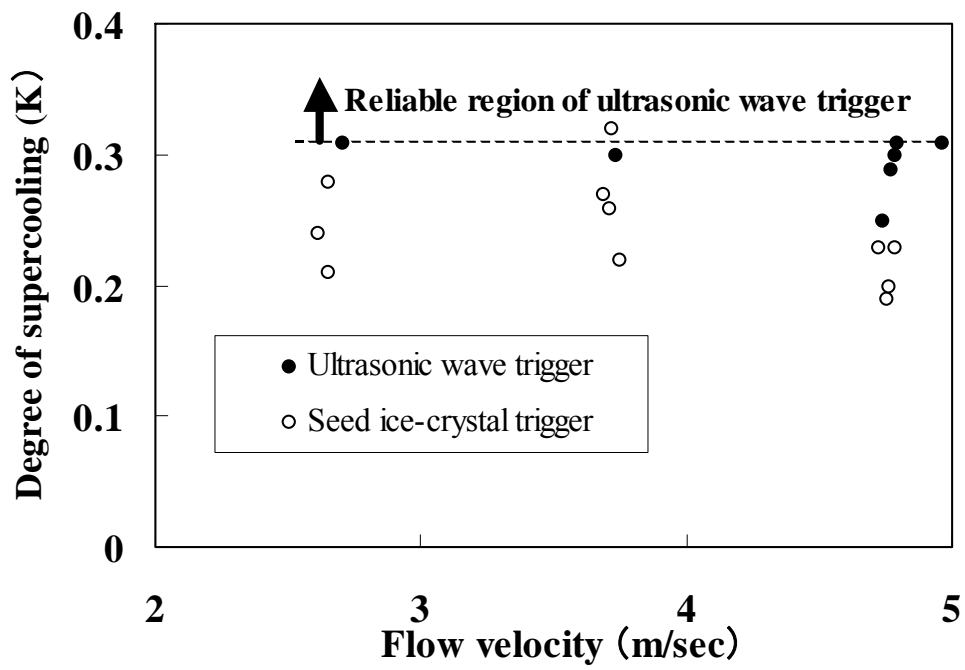


図3-4 過冷却解除トリガーの性能比較

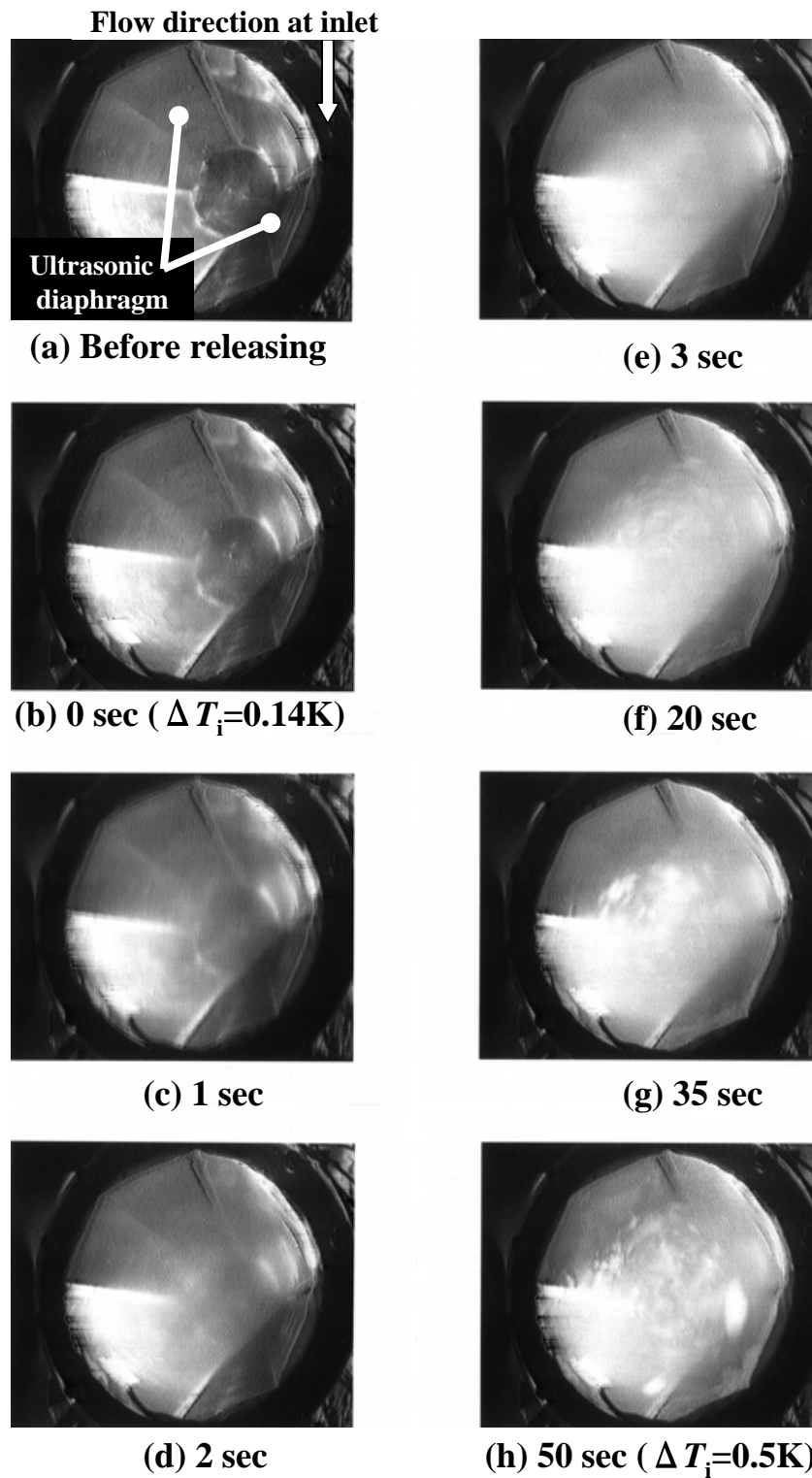


図3-5 過冷却解除直後の解除器内の様子  
 (超音波出力密度 $P = 31.4 \text{ W/m}^2$ , 換算照射時間 $\tau_0 = 4.1 \text{ sec}$ )

### 3-3-2 連続製氷のための超音波の条件

過冷却水に解除トリガーを付与した後、完全に安定な等温の二相流になるためには、相変化が完了するまでの滞留時間が必要である。前述の装置Ⅰを使った実験では、相変化の開始直後に下流の配管内の流路が閉塞する結果となった。これは解除器内での滞留時間が不足なために、過冷却の解除が不十分であったことに原因があった。

この必要な滞留時間を把握することは、解除器の大きさを決定する上で重要である。また解除器内での閉塞の防止策を検討するためには、相変化の進行状況を把握することが必要である。そこで、ここでは装置Ⅱを用いて解除器内の過冷度分布や相変化の進行状況を調べ、同時に超音波を使った解除器内での閉塞防止の条件（壁面に付着した氷の剥離条件）について検討した。

#### (1) 解除器内での過冷度分布

解除器入口での異なる過冷度条件に対して、超音波の照射条件を変えて、過冷度分布の測定を行った。解除が進行中の解除器内は過冷却水と氷とが混合した二相流であるため、その温度指示値は凝固点と過冷却状態の液相温度との間で激しく変動する。その一例を図3-6に示す。この例では、解除器入口部（解除器内の水の滞留時間 $\tau=0\text{sec}$ ）の温度を $+0.5^{\circ}\text{C}$ から $-1.5^{\circ}\text{C}$ まで変化させた場合の温度指示値の時間変化を示すが、解除器入口部では単相の水（過冷却水）のため、温度指示値の振れは全く見られない。しかし、解除器内を1.36秒滞留した下流の位置( $z=150\text{mm}$ )では、相変化の開始と同時に温度指示値が約0.25Kの幅で激しく変動しているのがわかる。

ここでは、このような状態の過冷度を1分間の温度測定から得られたデータ（30点）の最高過冷度で整理した。その結果として図3-7の(a)には、超音波の照射条件である表面出力密度 $P$ （出力を振動子断面積で除した値 ( $\text{kW}/\text{m}^2$ ) で表記） $=39.3\text{kW}/\text{m}^2$ 、照射領域 $z_b=0\sim 450\text{mm}$ （換算照射時間 $\tau_b=0\sim 4.1\text{sec}$ ）での解除器内の過冷度分布を示す。なお、解除器内での面流速は $0.11\text{m}/\text{s}$ で一定であるので、解除器内の滞留時間 $\tau$ は図に併記したように各測定位置 $z$ に対応している。

図のように解除器入口 ( $z=0$ ) での過冷度 $\Delta T_i$ が高いほど、急激に解除が進み、 $z=150\text{mm}$ 以降の過冷度は入口過冷度によらず、ほぼ同じ空間分布を示すことがわかる。また $z=450\text{mm}$ 以降では、過冷度の変化は極めて緩慢なものとなり、解除器出口 ( $z=900\text{mm}$ ) においても0.1K程度の過冷却の残留が生じていることがわかった。また図7の(b), (c), および(d)のように、超音波の照射条件を変えても、過冷度の最高値の分布には明確な差

異が生じなかった。なお(c)および(d)の超音波の照射条件では、センサへの氷の付着量が多いために、この最高過冷度の測定値が低くなる傾向がある。

以上のように過冷却の解除の進行状況が超音波の照射条件にほとんど影響されないことから、相変化の開始後での過冷却の解除の進行は、主に生成した氷の成長によって行われているといえる。さらに、このことから相変化の開始後での超音波の照射は、専ら解除器内の流路の閉塞を防止するためだけに寄与しているといえる。

## (2) 解除器内での閉塞防止の条件

長時間の連続製氷の実験結果を、超音波の表面出力密度 $P$ と換算照射時間 $\tau_b$  (sec) との関係として図3-8に示す。なお、この換算照射時間 $\tau_b$  (sec) は、解除器入口からの照射領域 $z_b$  (mm) に対応しているため、右側の縦軸に併せて示す。解除器入口の過冷度は1.4Kである。

360分(6時間)以上の連続的な運転ができた条件を図中の○で表した。ただし、蓄氷槽の容積が限られているために、360分以降は蓄氷槽が氷で満杯になり次第実験を完了した。その間には、解除器および配管系での閉塞は起こらなかった。図中の×は解除器内で閉塞が起きたために装置が停止した条件であり、△は解除器壁面に付着した氷が間欠的に剥離して最終的には解除器内で閉塞に至ったものの、180分(3時間)以上の連続運転ができた条件である。

図のように超音波の表面出力密度 $P$ が31.4kW/m<sup>2</sup>以上、換算照射時間 $\tau_b$ が4.1秒以上の条件では、連続運転の時間が大幅に伸び、解除器内での閉塞が生じること無く、6時間以上の長時間にわたって連続的な製氷運転が可能であった。

上記の条件よりも超音波の表面出力密度が低くなるほど、照射領域内の壁面からの氷の剥離が間欠的となり、剥離する氷の大きさも大きくなる傾向が観察された。これは表面出力密度を低くすることによって、相変化の活発な領域での氷の除去量よりも氷の成長量の方が上回ることを意味している。このような氷の剥離の間欠性については、図3-9の(a)に示す連続製氷が可能であった条件での温度の測定データと比較すると、(b)の測定データ(超音波の表面出力密度 $P=22.0$  kW/m<sup>2</sup>, 換算照射時間 $\tau_b=4.1$  sec)では、平坦な部分(温度センサが氷に覆われるために表示値=凝固点で一定となる: 図中で網掛けした部分)が解除器内の全域にわたって多く現れていることから読み取れる。

また上記の条件よりも照射領域が狭くなるほど、超音波振動を加えていない壁面で氷が付着する領域が増大することが観察された。これは照射領域が壁面に付着する可能性

のある領域よりも狭いことを意味する。この氷の付着は、図3-9の (a) と比較して、(c) に示す温度の測定データ (超音波の表面出力密度 $P=39.3\text{kW/m}^2$ , 換算照射時間 $\tau_b=1.36\text{sec}$ ) では、平坦な部分が超音波の照射範囲外で多く現れていることから読み取れる。

なお超音波の表面出力密度 $P$ が $31.4\text{kW/m}^2$ 以上, 換算照射時間 $\tau_b$ が4.1秒以上の条件を満たす場合でも, 解除器出口では最高で $0.3\text{K}$ の過冷却の残留が観測されたが, 解除器内の超音波を照射していない場所および下流の配管系 (全長=約 $20\text{m}$ ) においては, 氷の堆積や流路の閉塞は観測されなかった。

なお, 連続製氷時に過冷却解除の上流側への伝播は観測されなかった。これは表3-1で示した実験条件 ( $\Delta T < 2\text{K}$ , 解除器入口部の流速= $4\text{m/s}$ ) では, 十分に流速が高いために解除器の入口に氷が付着しないためである。

以上の結果から, 連続的な製氷のために必要最小限の超音波の表面出力密度 ( $31.4\text{kW/m}^2$ ) と換算照射時間 ( $4.1\text{sec}$ ) の条件を得ることができた。

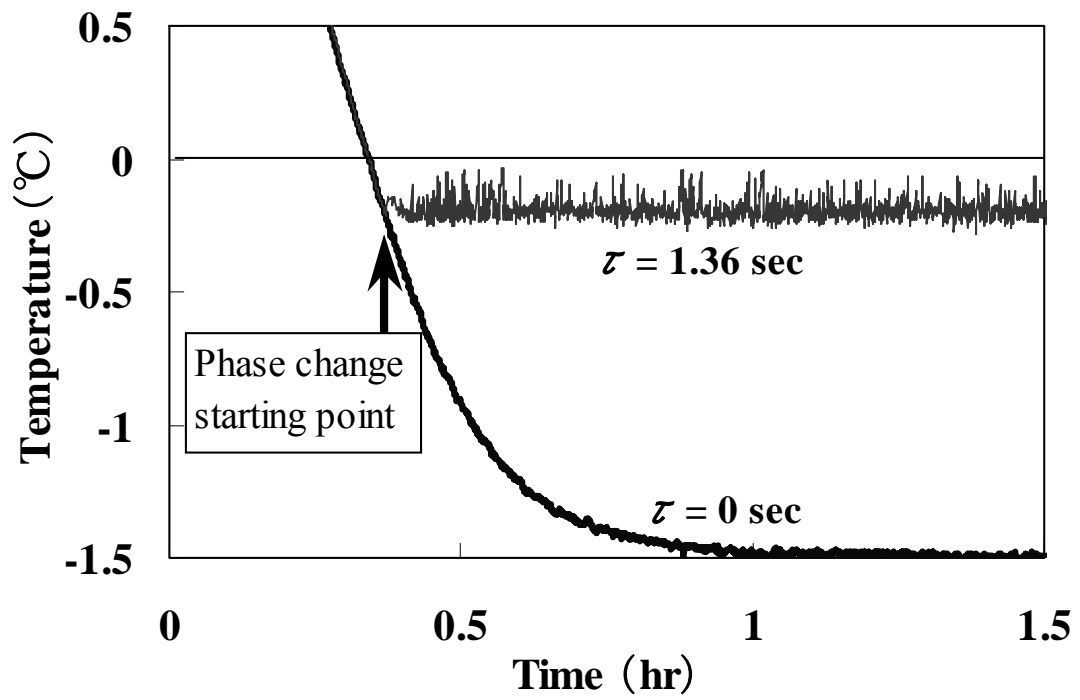
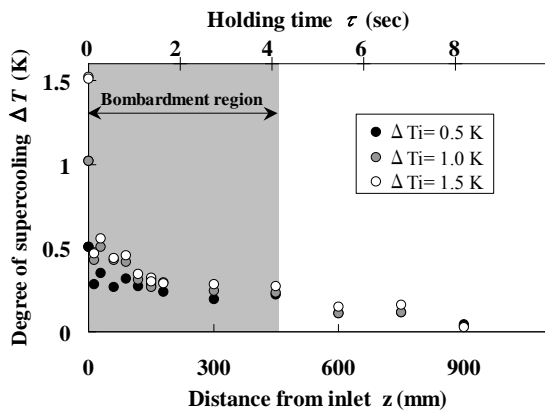
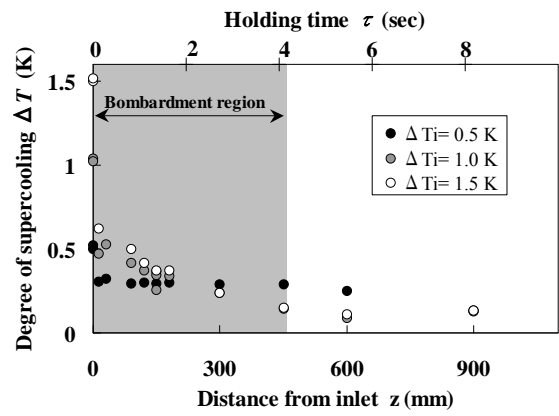


図3-6 過冷却解除直後の温度計測例

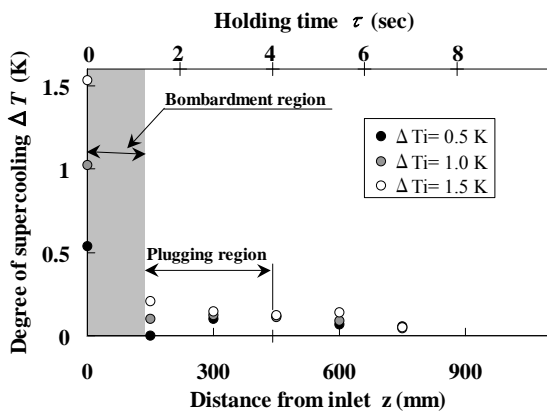
( $P = 31.4 \text{ W/m}^2$ ,  $\tau_b = 4.1 \text{ sec}$ )



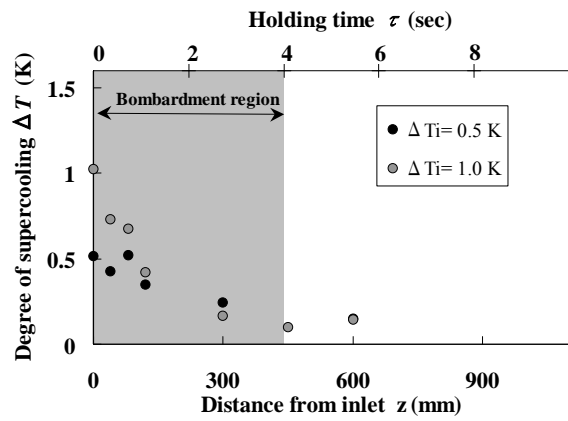
(a)  $P= 39.3 \text{ kW/m}^2$ ,  $z_b = 0\sim 450 \text{ mm}$



(b)  $P= 31.4 \text{ kW/m}^2$ ,  $z_b = 0\sim 450 \text{ mm}$



(c)  $P= 39.3 \text{ kW/m}^2$ ,  $z_b = 0\sim 150 \text{ mm}$



(d)  $P= 22.0 \text{ kW/m}^2$ ,  $z_b = 0\sim 450 \text{ mm}$

図3-7 異なる超音波照射条件下での最大過冷度分布



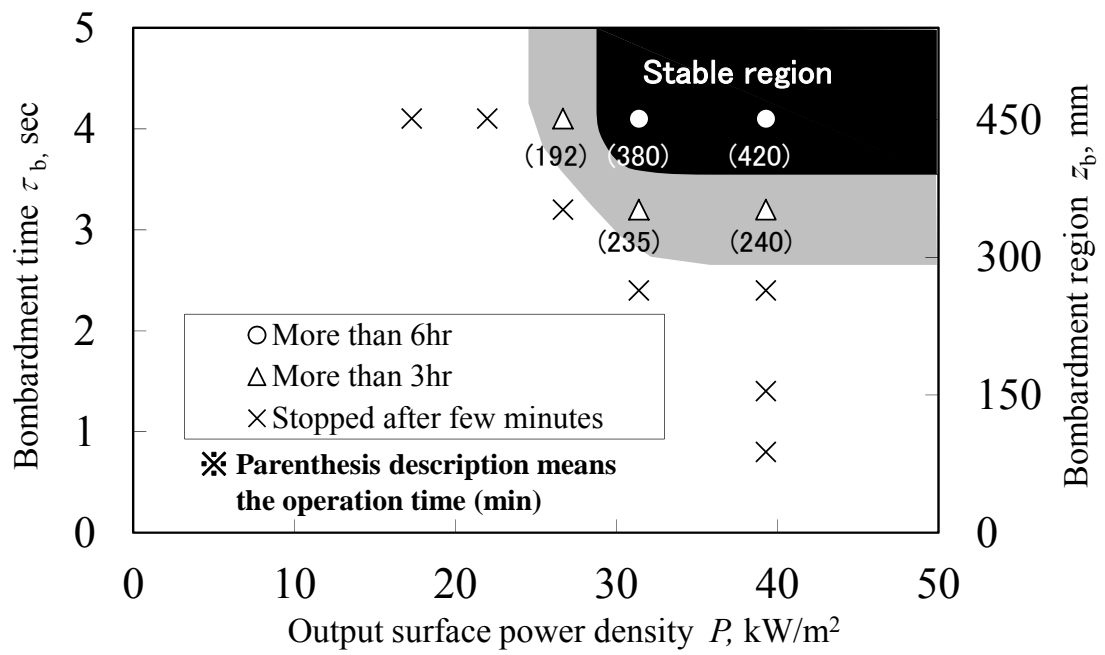
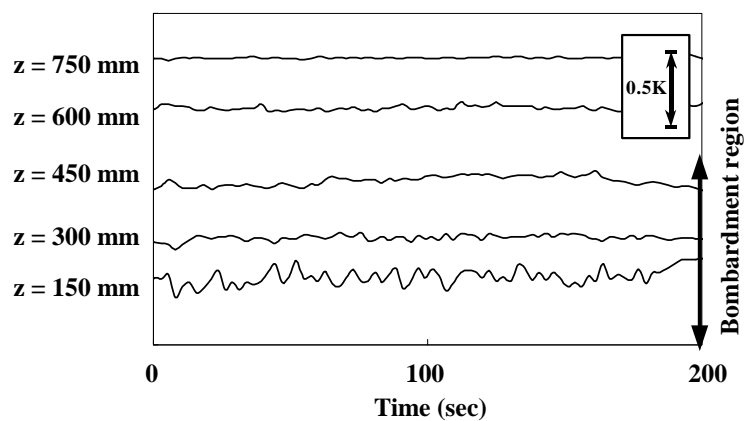
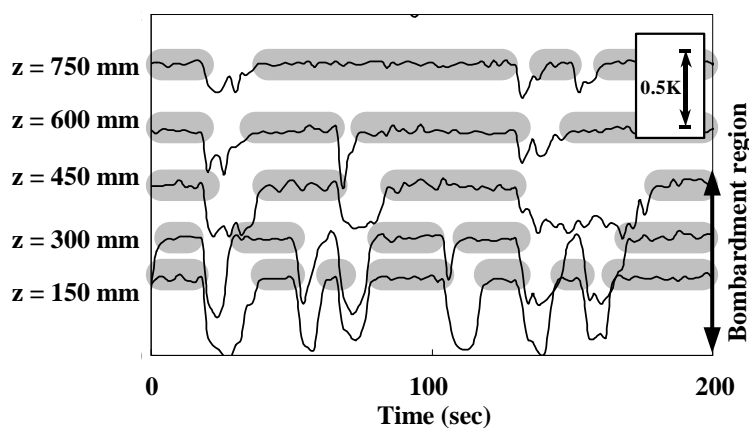


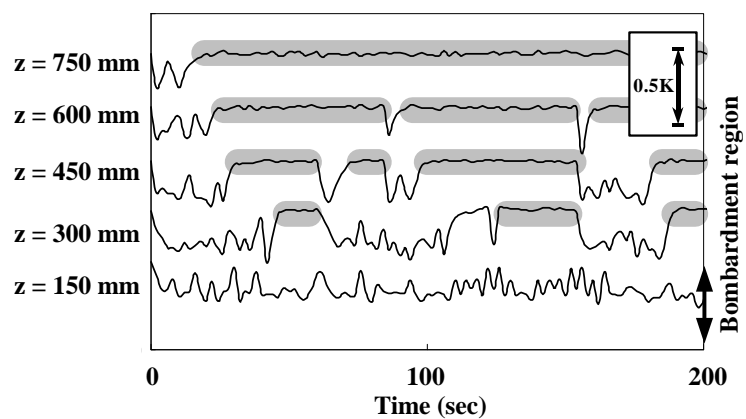
図3-8 異なる超音波照射条件での製氷継続時間



(a)  $P=39.3 \text{ kW/m}^2$ ,  $\tau_b=4.1 \text{ sec}$



(b)  $P=22.0 \text{ kW/m}^2$ ,  $\tau_b=4.1 \text{ sec}$



(c)  $P=39.3 \text{ kW/m}^2$ ,  $\tau_b=1.4 \text{ sec}$

図3-9 異なる超音波照射条件での解除器内温度計測値変動の様子

### 3-3-3 連続製氷に対する残留過冷度の影響

解除器出口で過冷度が0Kの等温二相流になれば、下流の配管内での氷の成長による閉塞は起こり得ない。しかしながら図3-7の過冷度分布から、完全に過冷度=0Kとすることは現実的な大きさの容器では困難である。一方、前述したように最高で0.3Kの過冷却の残留があっても、長時間運転が可能であるという結果が得られた。

そこで、このような最高で0.3Kの過冷却の残留が下流の配管系内で閉塞を引き起こす可能性を判断するために、残留過冷度のエンタルピーや氷の成長速度の観点から評価を行い、連続製氷の条件について検討を加えた。

#### (1) 残留過冷度のエンタルピー

相変化が進行中の氷水・二相流中の温度は一様ではなく、温度測定値が激しく変動することは、図3-6と図3-9に示したとおりである。ここでは、図3-7に示した最高過冷度の空間分布ではなく、過冷度の出現頻度で考察する。

図3-10には、超音波の表面出力密度 $P=31.4\text{kW/m}^2$ 、換算照射時間 $\tau_b=4.1\text{sec}$ 、解除器入口の過冷度 $\Delta T_i=1.5\text{K}$ で、連続運転した際の45分間の実測データ（1375点）から求めた過冷度指示値の頻度分布（区間幅0.05K）を示す。なお、図3-7で使用した最高過冷度は、この各分布の右端の値である。この頻度分布を二相流内での残留過冷度の存在割合と考えると、何れの滞留時間 $\tau$ においても最高過冷度より低い過冷度の値にピークが現れる分布となっていることがわかる。また、滞留時間 $\tau=4.1\text{sec}$ では残留過冷度の平均値が0.15K、それよりさらに長い滞留時間では85%以上の頻度で過冷度の指示値が0.1K以下となった。

この頻度分布から凝固点を基準とする残留過冷度のエンタルピーを求め、解除器入口の値（過冷度1.5K、残留100%）と比較すると、滞留時間 $\tau=4.1\text{sec}$ （最高過冷度=0.3K）では入口の値に対して9%、それより長い滞留時間では5%以下の低い値になる。

#### (2) 氷の成長速度

過冷却水が相変化を開始して微細な氷核が出現すると、その後は主に氷の成長という形で過冷却の解除が進行する。

静止状態の過冷却水中での氷の成長速度は、極端に過冷度が低い場合を除いて、主に固液界面で生成した潜熱を熱伝導で散逸させる速さに支配される<sup>3)</sup>。Fernandezらは、流速0.46m/s以下、過冷度0.5K以下の過冷却水中に固定した氷の成長速度を実測し、氷の成長速度はこのような熱輸送に支配された現象であることを示した。また、この成長速度の温度依存性および流速依存性が、それぞれ過冷度 $\Delta T$ の3/2乗、流速 $u$ の1/2乗に比例する

ことを明らかにした<sup>4)</sup>。

しかし本研究で対象とするような、強い乱れのある固液二相流中では、固液界面での熱伝達は大きくなるため、成長速度は熱伝導以外に表面カイネティクスによる成長速度<sup>5)</sup>によって支配されている可能性がある。

そこでここでは、以下のような仮定と熱バランスに基づいた簡単なモデルを用いて、実験結果から得た最高過冷度の分布を表現できる氷の成長速度（氷の成長速度の温度依存性）を推定して、残留過冷度の考察を行った。ここでの計算の仮定は以下の通りである。

- ①氷は球状に成長し、氷同士の衝突による二次核の発生や氷の凝集を考えない。
- ②氷の温度は凝固点温度で一様とする。
- ③氷核周りの温度分布を無視する。
- ④相変化による体積変化を無視する。

超音波の照射によって、過冷却水中に下記の(3-1)式で表される半径 ( $r = r_c$ ) の臨界核が単位体積当り  $n$  個生成すると考える。

$$r_c = 2\phi T_m \gamma / (l\Delta T_i) \quad (3-1)$$

ここで、 $\phi$ は分子1個の体積、 $T_m$ は系の平衡温度（凝固点）、 $\gamma$ は氷-水界面の表面エネルギー密度、 $l$ は分子1個あたりの凝固熱である。

仮定①より、固相率  $f$  は以下の(3-2)式で表される。また仮定②、③、④の下での熱バランスから、液相の過冷度  $\Delta T$  は固相率  $f$  との関係として以下の(3-3)式で表される。

$$f = \frac{4\pi n}{3} r^3 \quad (3-2)$$

$$\rho_w c_w \Delta T_i = f \rho_w L + (1-f) \rho_w c_w \Delta T \quad (3-3)$$

ここでの氷の成長速度式には、次の(3-4)式で表される表面カイネティクスによる二次元核成長速度式<sup>5)</sup> と(3-5)式で表されるFernandezらの式<sup>4)</sup> の2種類を用いた。

$$\frac{\partial r}{\partial t} = v = a \cdot \exp(-\Delta G_c / kT) \quad (3-4)$$

$$\Delta G_c = \frac{\pi d \phi \gamma^2 T_m}{l} \cdot \frac{1}{\Delta T}$$

$$\frac{\partial r}{\partial t} = v = c' \cdot u^{1/2} \Delta T^{3/2} \quad (3-5)$$

なお、本研究では過冷度 $\Delta T \leq 2\text{K}$ の範囲を扱うため、(3-4)式中の $T$ は平衡温度 $T_m$ と等しいと近似した。このため、(3-4)式の右辺は $\Delta T$ 以外がすべて定数となり、(3-4)式は下記の(3-6)式のように書き直すことができる。また(3-5)式中の $u$ は氷粒子近傍の相対流速を表すが、氷核の成長によってこの流速は変化せず一定値であるとして、下記の(3-7)式のように簡略化した。

$$\frac{\partial r}{\partial t} = v = a \cdot \exp(-b / \Delta T) \quad (3-6)$$

$$\frac{\partial r}{\partial t} = v = c \cdot \Delta T^{3/2} \quad (3-7)$$

これらの定数 $a$ ,  $b$ ,  $c$ は実験結果との比較により定めることにした。

以上の計算によって得られた過冷度の時間変化を、面速度=0.11m/sの場合の解除器内の $z$ 方向の過冷度分布として表し、図3-11に実験結果とともに示す。前述の(3-6), (3-7)式のいずれの速度式を採用した場合でも、 $n=10^9$  (Number/m<sup>3</sup>) 付近で実験結果に最も近い傾向を示すことがわかった。図のように(3-6)式を採用した場合には、実験結果として得た相変化の開始直後での急激な過冷度の変化を表すことができ、さらにその後の過冷却の残留を表現できる未知定数 $a$ ,  $b$ を、図中の値のように決定することができた。しかし(3-7)式を採用した場合には、急激な過冷度の変化と過冷却の残留の2つの傾向を同時に満たす未知定数 $c$ を決定することはできなかった。この結果から流動状態の二相流中での氷の成長速度は、二次元核成長速度式のような温度依存性を持つということがわかった。

氷の成長速度がこのような温度依存性を持つという結果を用いて、氷の線成長速度 $v$ を計算した結果を図3-12に示す。図のように過冷度 $\Delta T$ の低下によって、氷の線成長速度 $v$ は急激に遅くなり、さらに残留する0.3K程度の過冷度では極めて小さな値になることがわかる。一方、前述の図3-10における滞留時間 $\tau=4.1\text{sec}$ での過冷度の頻度分布のピーク値は

0.12Kであり、このときの氷の線成長速度 $v$ は $2.3 \times 10^{-8}$  mm/sと見積ることができる。すなわち滞留時間 $\tau=4.1$  secでの成長速度 $v$ は、解除器入口（過冷度1.5K）における成長速度 $v_{1.5}$ の $1 \times 10^{-6}\%$ 、それ以降（ $\tau > 4.1$  sec）では、さらに極めて遅い成長速度になると見積ることができた。

### （3） 残留過冷度と連続製氷条件

3-3-2項で述べたように、過冷度=0Kとなるまで過冷却を完全に解除することは、現実的な解除器の容積では不可能である。しかし最高過冷度で0.3Kの残留が生じた場合でも、長時間の製氷運転が可能であるという結果を得た。

また、前述のように、この0.3Kの最高過冷度の残留は、エンタルピーとしては10%以下の残留となり、この時の過冷度の頻度分布のピーク値（ $\Delta T=0.12$  K）における氷の成長速度を求めると極めて遅い値（ $v=2.3 \times 10^{-8}$  mm/s）であった。

そこで得られた残留エンタルピーおよび氷の成長速度の値を用いて、過冷度の残留が解除器以降の配管系で流路の閉塞を引き起こす可能性について検討を行った。

下流の配管の内壁で、過冷却の残留に起因する氷の成長が起こった場合、10時間後（蓄氷運転時間）の氷の厚さを試算すると $8.2 \times 10^{-4}$  mm程度となる。このことから、配管の閉塞の可能性はほとんどないと結論づけることができる。また、この結果は長時間の製氷実験の結果とも矛盾しない。

以上のような残留過冷度の検討により、前述のような解除器内の超音波照射条件、すなわち表面出力密度 $\geq 31.4$  kW/m<sup>2</sup>と換算照射時間 $\geq 4$  secを、本連続製氷システムの設計指針として得ることができた。

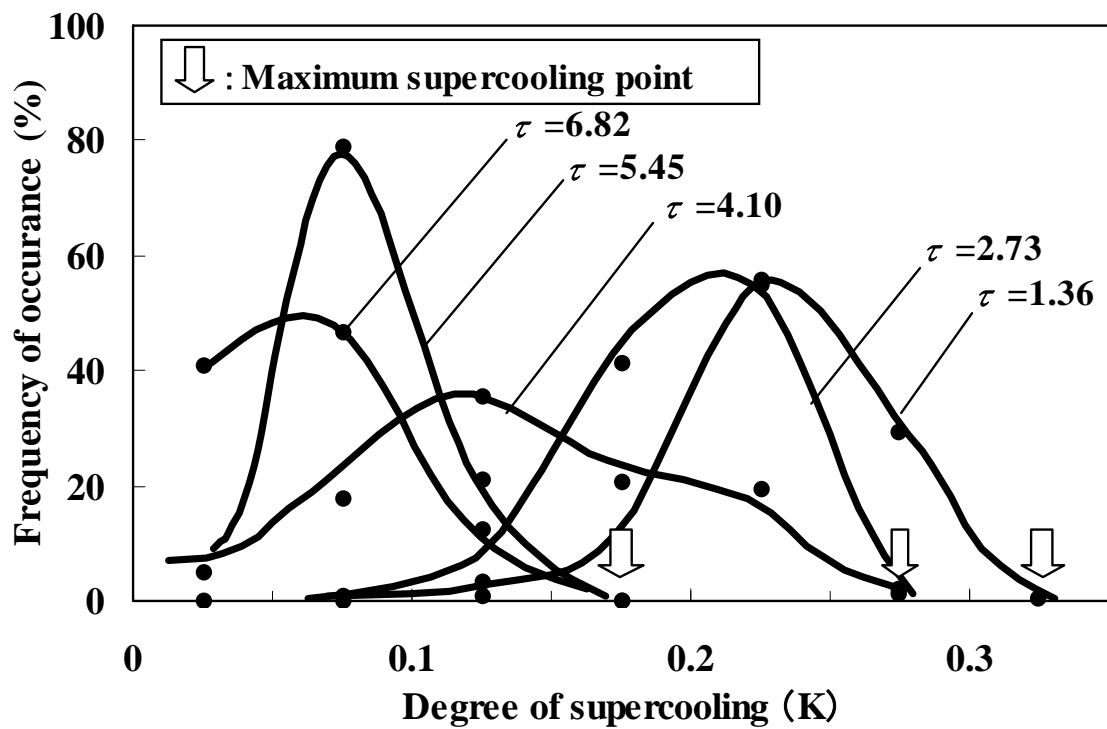
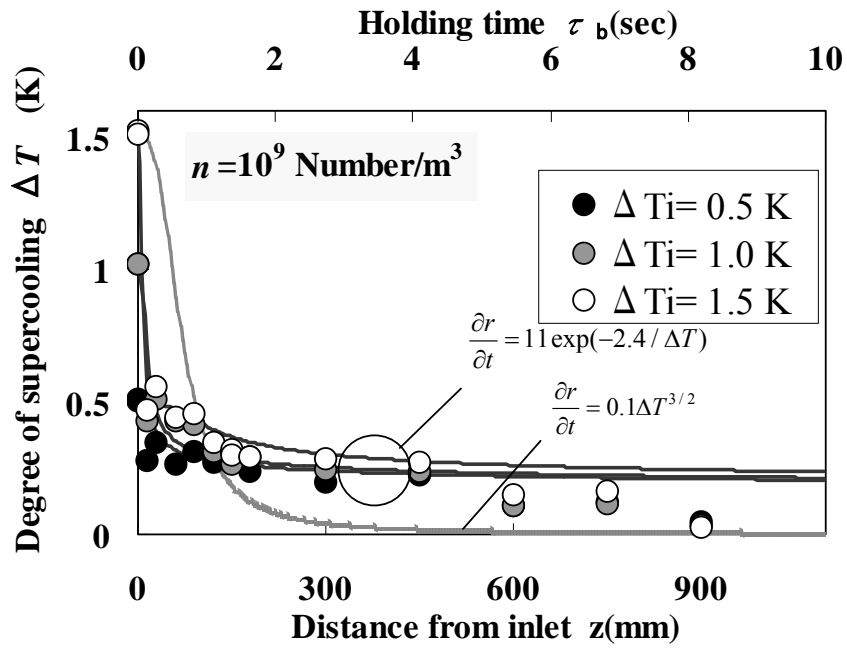
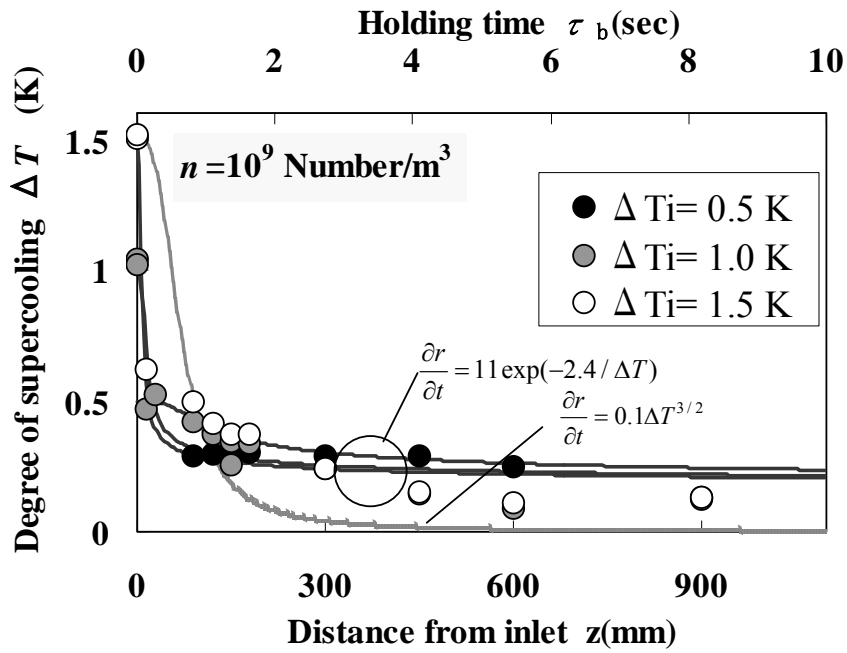


図3-10 解除器内温度計測値の出現頻度分布 (区間幅0.05K)  
 ( $P=31.4\text{kW/m}^2$ ,  $\tau_b=4.1\text{sec}$ ,  $\Delta T_i=1.5\text{K}$ )



(a)  $P = 39.3 \text{ kW/m}^2, \tau_b = 4.1 \text{ sec}$



(b)  $P = 31.4 \text{ kW/m}^2, \tau_b = 4.1 \text{ sec}$

図3-11 2種類の氷成長速度式に基づく計算結果と実験結果の比較



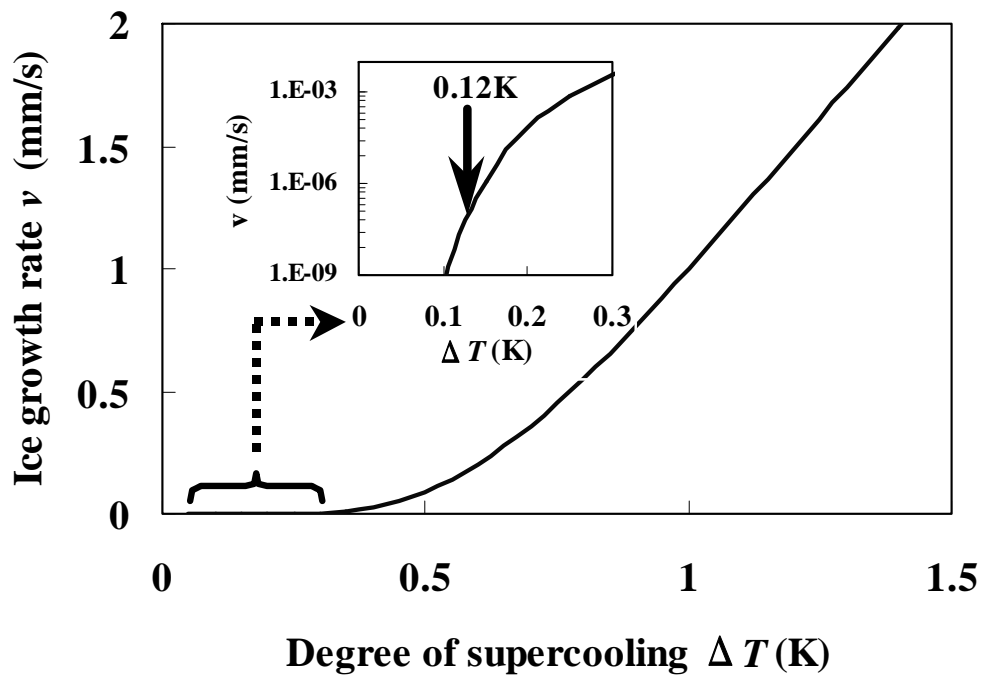


図3-12 氷の成長速度

### 3-4 3章のまとめ

密閉式製氷方法を評価するために、超音波による過冷却解除トリガーの性能を、種氷結晶との比較実験結果に基づいて定量的に調べた。また、長時間の連続した製氷状態を維持するための条件を明らかにするために、超音波の出力密度と照射範囲をパラメータとして製氷実験を行った。さらには、相変化を開始した後の過冷却解除の進行状態を実測して、配管を閉塞させないための滞在時間と、長時間の製氷運転維持の観点から許容できる残留過冷度を評価した。その結果、本製氷方法の設計指針に係わる以下の知見を得た。

- (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。

しかしながら、超音波を使った密閉型製氷方法を実用化するには以下の課題を解決する必要がある。

- ① 伝導率が大き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解除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。

これらの点に関する改良については、4-4 項で述べる。

### 第3章の参考文献

- 1) 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).
- 2) 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).
- 3) 前野紀一, 黒田登志夫 :雪氷の構造と物性, 古今書院, 68(1994).
- 4) R.Fernandez, A.J.Barduhn :Desalination, 3,330(1967).
- 5) N.H.Fletcher(前野紀一訳) :氷の化学物理, 共立出版, 93(1974).

## 第4章 熱流動式伝播防止法による密閉式製氷方法の提案

### 4-1 概要

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する．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する．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実験をスケールの異なる実験装置で実施する．

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する．

## 4-2 上流伝播の防止技術の開発

### 4-2-1 上流伝播の防止方法

図4-1には、管内での相変化が上流側の過冷却部に向かって伝播する様子の概念を示す。図のように、過冷却水が流動している配管系内で、氷は流速の遅い管壁上に付着した状態で成長と剥離を繰り返す。たとえ氷が剥離しても、その管壁には目視では確認できないほどの小さな氷の結晶が残留する。この管壁に残留した氷核あるいは薄い氷層は、相変化によって成長し続けて上流側に伝播して行くことになる。

このようなプロセスで生ずる過冷却の解除が上流側（過冷却部側）へ伝播するのを防止するためには、過冷却水配管系内での氷の管壁面への付着と成長を抑えることが必要になる。

本開発では、過冷却部に流入する直前の一部の冷水（水温＝ $+0.5^{\circ}\text{C}$ ）をバイパスさせて、図4-2の(1)のように、その冷水を過冷却部の出口に接続された配管系の内壁に沿って噴出させる。このことによって管壁近傍に比較的温度の高い水膜を形成して、過冷却解除の上流伝播を防止する方法を採用することにした。図のように過冷却水が流れる配管系は、一部が円形のスリットで分断されている。このスリットから噴出される温度は、過冷却水を安定に製造するために、 $+0.5^{\circ}\text{C}$ に保たれている。

搬送動力のロスを最小にするために過冷却部をバイパスさせる冷水の流量は、できるだけ少量であることが望ましい。そこで、図4-2の(2)に示す3種類のスリット形状について熱流動数値解析と、実際に製氷試験を行なって、最適なスリット形状、スリット間隔 $d$ 、ならびに噴出水流量（噴出流量）などに関する上流伝播防止部の設計基準を得ることにした。

数値解析の結果として、図4-3には3種類のスリット形状でのスリット近傍の温度分布を示す。また図4-4の(1)には管壁の温度分布を示し、(2)には管壁面から $0.0^{\circ}\text{C}$ の等温線までの距離 $\delta$ の分布を示す。図のようにスリット上流端から下流側の管壁に沿って、管壁温度が $0.0^{\circ}\text{C}$ 以下になるまでの距離 $X$ は、(a)のラウンド型の場合が最も長く、続いて(b)テーパ型、(c)垂直型の順で短くなった。一方、 $\delta$ は(a)のラウンド型が最も薄く、続いて(b)テーパ型、(c)垂直型の順で厚くなった。そこで次項のように、種々の噴出流量や過冷却水の流量（主流量）で実験を行い、このようなスリット形状による $X$ や $\delta$ の差異を含めて上流伝播を防止できる噴出水の流動条件を調べることにした。

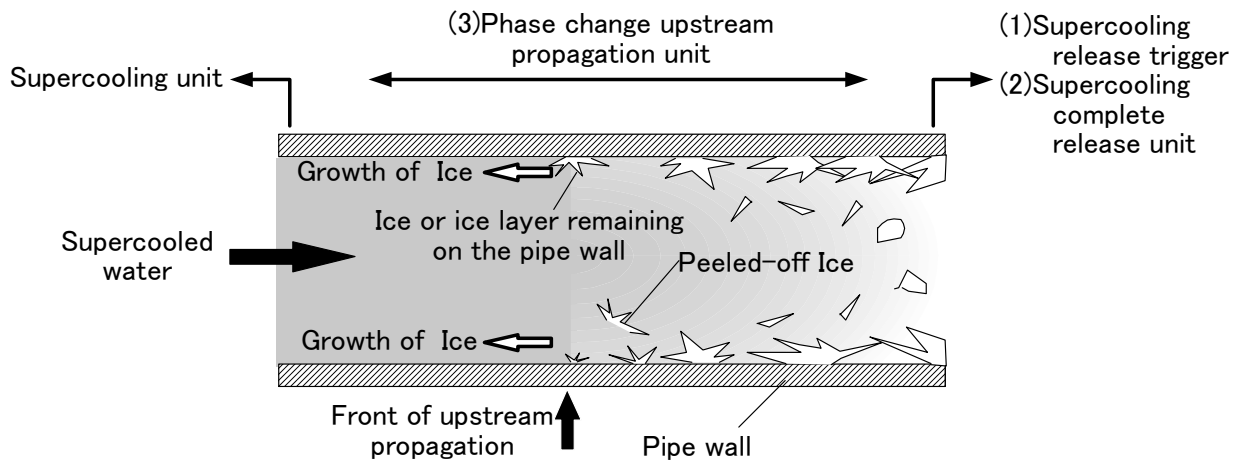
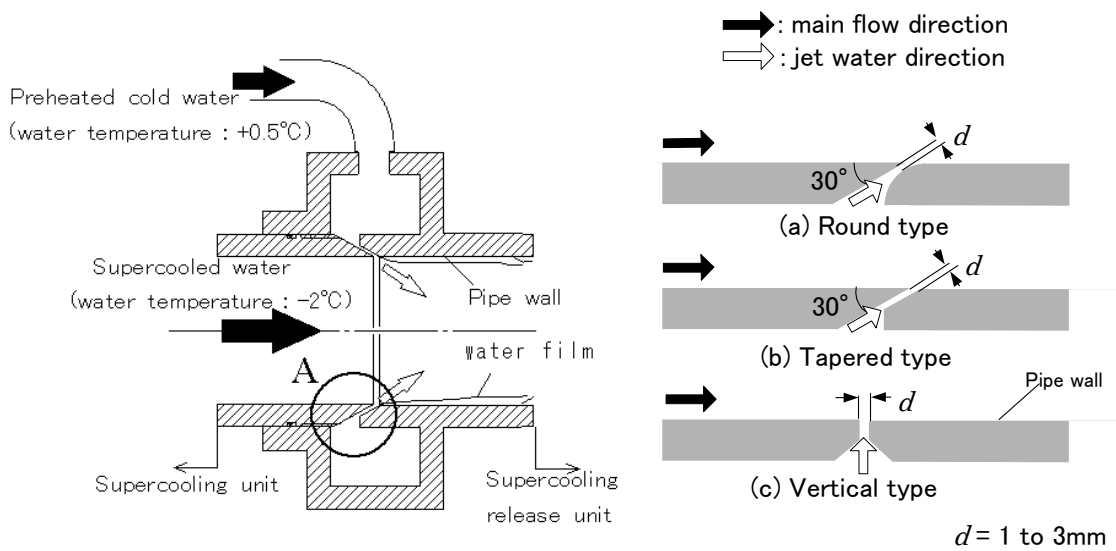
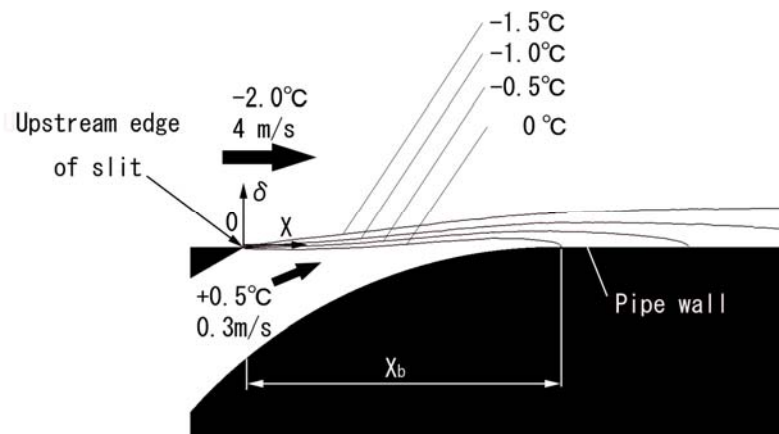


図4-1 管壁に付着した氷の上流伝播の概念図

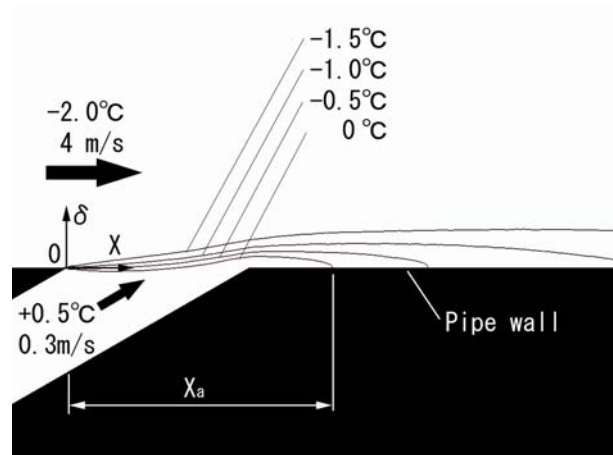


(1) 上流への伝播防止器の構造 (2) スリット形状 (A部の詳細)

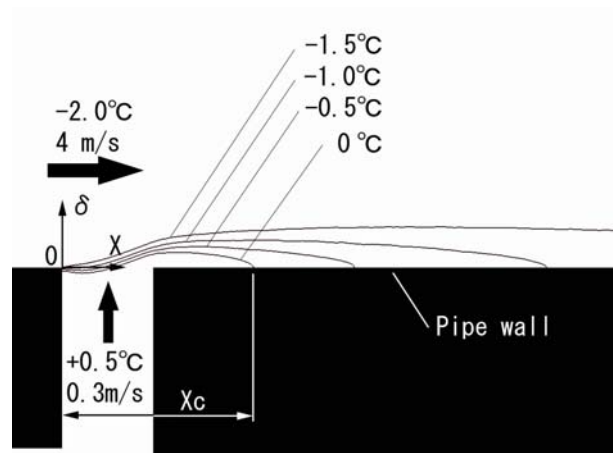
図4-2 過冷却解除の上流への伝播防止器



(a) Round type

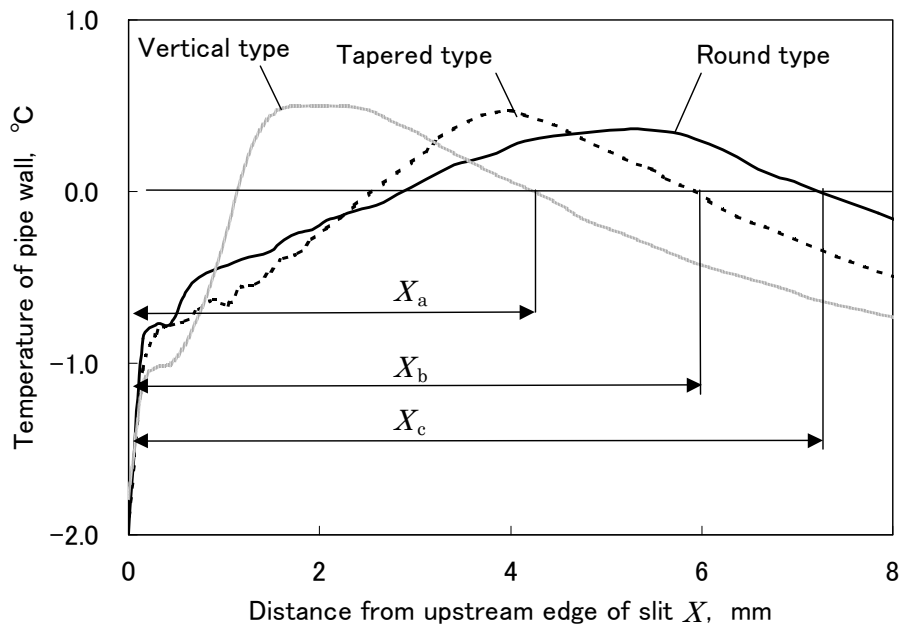


(b) Tapered type

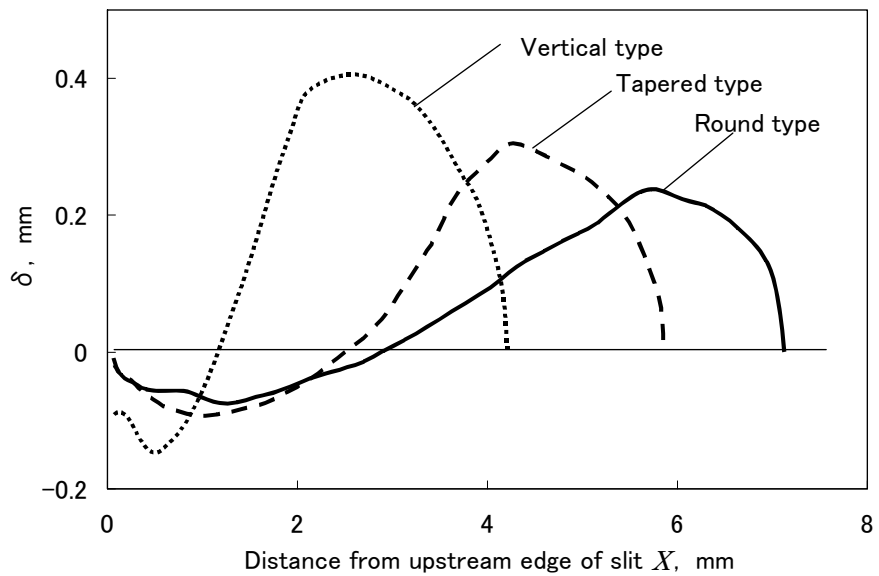


(c) Vertical type

図4-3 スリット近傍の温度分布の計算結果



(1) 管壁の温度分布



(2) 管壁面から 0.0°C等温線までの距離  $\delta$  の分布

図4-4 伝播防止部の熱流動解析の結果



#### 4-2-2 実験装置

図4-5に実験装置を示す。本実験装置は、蓄氷槽、氷スラリーの製造装置（製氷装置）、ポンプ、ならびにそれらを接続する配管系から構成される。この製氷装置は、さらに予熱部、過冷却部（過冷却水を作る熱交換器）、過冷却解除の伝播防止部、過冷却解除部、ならびに冷凍機から構成される。

本開発では、まず、10 kWの冷凍能力を持つ実験装置（実験装置A）を用いて、上流伝播を防止できる条件を調べた。その後、255 kWの冷凍能力を持つ実験装置（実験装置B）を用いて、伝播防止部におけるスケール効果を調べるとともに、長時間の連続製氷の確認試験を行なった。表4-1に、各装置の構成機器の仕様と実験条件を示す。

蓄氷槽内の水は、循環水ポンプで製氷装置に送られる。過冷却部入口の水は、流入水の中に含まれる微細な氷を完全に融解する目的で、約 $+0.5^{\circ}\text{C}$ まで加熱（予熱）されている。過冷却部では、 $-2.0^{\circ}\text{C}$ の過冷却状態まで冷却される。この過冷却水は、伝播防止部を通過して解除部に導かれる。その解除部の端面に取り付けられた超音波振動子（45 kHz, 50 W）によって解除のトリガーが付与されることにより、微細な氷を含む氷スラリーに相変化する。この氷スラリーは配管で蓄氷槽までポンプ圧送される。蓄氷槽内では、密度差によって氷と水に分離して、蓄氷槽内にシャーベット状の氷が蓄えられる。

過冷却部に流入する直前の $+0.5^{\circ}\text{C}$ に予熱された一部の水は、前述のように過冷却部に対してバイパスさせて伝播防止部に流入させるようになっている。

伝播防止の機構を調べるために行なった実験装置Aの伝播防止部には、前述の図4-2の(2)に示した断面形状の異なる3種類の透明アクリル製のスリットを用いた。図のように実験で用いたスリットの間隔 $d$ は、1.0 mm~3.0 mmである。上流伝播が防止できたか否かの判定は、解除部内が製氷状態となり、過冷却水の温度が $-2.0^{\circ}\text{C}\pm 0.05$ に達した後に、相変化の最上流部の位置が15 minの間、スリットの下流に保たれたか否かを目視にて観察することで行なった。なお、解除部と過冷却部をつなぐ配管（観察部）の長さが300 mmであることと、 $-2.0^{\circ}\text{C}$ の過冷却水中での氷の成長速度（3.3 mm/s）<sup>2)</sup>であることから、上流伝播の有無を観察する上で15 minは十分に長い時間である。

実験条件の各流量は電磁流量計（精度： $\pm 1\%$ F.S.）で、各温度はサーミスタ温度計（精度： $\pm 0.01^{\circ}\text{C}$ ）で測定し、測定データをパソコンで収集した。

表4-1 実験装置の仕様と実験条件

	Apparatus A	Apparatus B
Cooling capacity	10kW (3Rt)	255kW (70Rt)
Inside diameter of propagation prevention unit $D$	20mm	72mm
Ultrasonic output	50W	50W
Temperature of supercooled water	$-2^{\circ}\text{C}$	$-2^{\circ}\text{C}$
Flow rate of supercooled water $U_{\text{main}}$	50~90 l/min	900~1500 l/min
Average flow velocity of supercooled water $u_{\text{main}}$	2.65~4.77 m/s	3.68~6.14 m/s
Temperature of jet water (bypassed water)	$0.5^{\circ}\text{C}$	$0.5^{\circ}\text{C}$
Flow rate of water jet water $U_{\text{jet}}$	1~7 l/min	7~25 l/min
Average Flow velocity of jet water $u_{\text{jet}}$	0.13~0.93 m/s	0.26~0.92 m/s

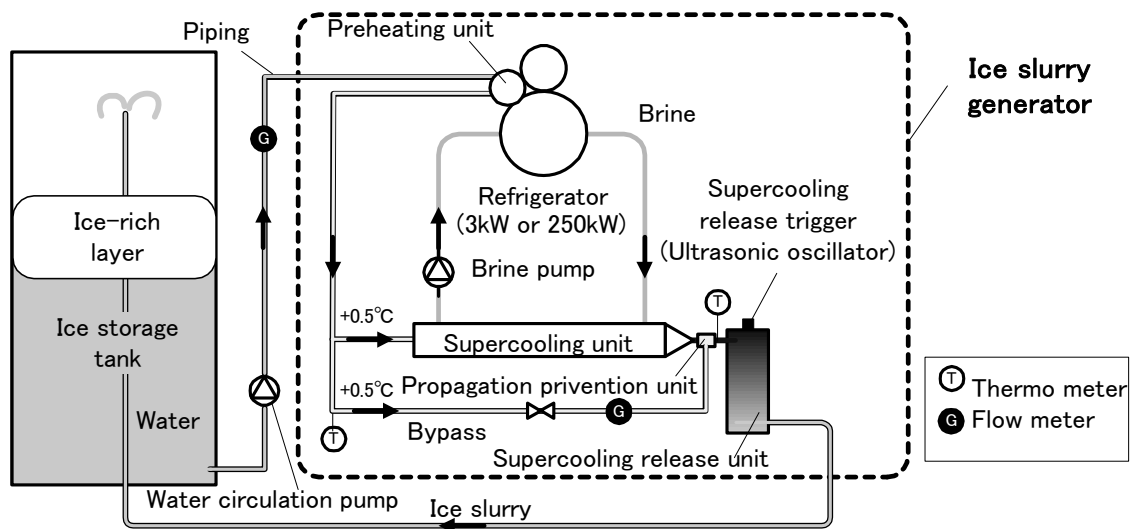


図4-5 実験装置

### 4-2-3 伝播防止実験

小型の実験装置Aを用いた実験結果を図4-6に示す。図の(a)には、ラウンド型、テーパ型、垂直型の3種類のスリットでの実験結果を、過冷却水（主流）の速度 $u_{\text{main}}$ とスリットからの噴出水の流速 $u_{\text{jet}}$ との関係として示す。ここでの主流の配管径 $D$ は20 mmφであり、スリット間隔 $d$ はいずれも1.0 mmである。図の(b)には、ラウンド型のスリットについて、スリット間隔 $d$ が1.0, 1.5, 2.0, ならびに3.0 mmの場合の実験結果を示す。なお、主流の平均温度は、いずれの場合も約 $-2.0^{\circ}\text{C}$ （過冷度 $=2.0\text{ K}$ ）である。

図中の黒塗り印は、主流の温度が $-2.0^{\circ}\text{C}\pm 0.05$ の過冷却域に達した後、15 min以内の間に、管壁での着氷が過冷却部に到達して製氷運転が停止した場合（上流伝播した場合）である。図中の白抜き印は、スリットの下流の管壁で着氷（相変化の最上流端）の位置が維持され、15 minの製氷運転を行うことができた場合である。

図の(a)のようにラウンド型では、いずれの主流の速度 $u_{\text{main}}$ でも上流伝播は起こらなかった。テーパ型と垂直型の場合では、噴出水の流速 $u_{\text{jet}}$ が $0.5\text{ m/s} \sim 0.7\text{ m/s}$ 以上の場合に上流伝播を防止できた。テーパ型と垂直型の間には、上流伝播を防止できる限界の噴出水の流速 $u_{\text{jet}}$ に明確な差は現れなかった。前述の数値解析の結果から予測されるとおりに、ラウンド型のスリット形状が上流伝播の防止に最も適しているという実験結果を得た。また、テーパ型と垂直型の場合では、図のように主流の速度 $u_{\text{main}}$ が速いほど、上流伝播の防止のためには多量の噴出水を必要とする結果となった。ここでの主流の配管径 $D$ や温度は一定であるので、主流の速度 $u_{\text{main}}$ が速くなるほど、管壁で相変化する水量が多くなったためである。しかしながら、この噴出水の流速 $u_{\text{jet}}$ の感度は、主流の速度 $u_{\text{main}}$ に対して低い結果となった。

図の(b)のように、ラウンド型のスリット間隔 $d$ が1.5 mm以下（ $d = 1.0\text{ mm}, 1.5\text{ mm}$ ）の場合には、本実験の範囲の主流速 $u_{\text{main}}$ では上流伝播は起こらなかった。 $d$ が2.0 mmの場合には、噴出水の流速 $u_{\text{jet}}$ を $0.3\text{ m/s}$ 以上にすることで上流伝播を防止できた。 $d$ が3.0 mmの場合には、噴出水の流速 $u_{\text{jet}}$ を $0.15\text{ m/s} \sim 0.2\text{ m/s}$ 以上にすることで上流伝播を防止できた。このように $d$ が大きくなるにしたがって、噴出水の流速 $u_{\text{jet}}$ の限界値が小さくできるのは、噴出水の流量自体が多くなることによる。また、 $d$ が3.0 mmの場合には噴出水の流速 $u_{\text{jet}}$ の限界値に、主流速 $u_{\text{main}}$ の影響が見られるが、その感度は低い。

大型の装置Bを用いたラウンド型スリットでの実験結果についても、図4-6と同様に過冷却水（主流）の速度 $u_{\text{main}}$ とスリットからの噴出水の流速 $u_{\text{jet}}$ の関係として図4-7に示す。

ここでの主流の配管径 $D$ は72 mmであり，スリット間隔 $d$ は2.0 mm である．図には，小型の装置Aの実験結果もあわせて示す．図のように，主流の配管径 $D$ に依らず，噴出水流速 $u_{\text{jet}}$ を約0.3 m/s以上にすることで上流伝播を防止することができた．

以上の実験結果とともに，スリットの加工精度や運転中の噴出水への異物混入の可能性を考えあわせて，伝播防止部にはスリット間隔 $d$ が2.0 mmのラウンド型を採用し，スリットからの噴出水流速は0.3 m/s以上という設計基準を得た．