

論文 / 著書情報
Article / Book Information

題目(和文)	過冷却水を利用した氷蓄熱システムに関する研究
Title(English)	
著者(和文)	谷野正幸
Author(English)	
出典(和文)	学位:博士(工学), 学位授与機関:東京工業大学, 報告番号:甲第3912号, 授与年月日:1998年9月30日, 学位の種別:課程博士, 審査員:
Citation(English)	Degree:Doctor (Engineering), Conferring organization: Tokyo Institute of Technology, Report number:甲第3912号, Conferred date:1998/9/30, Degree Type:Course doctor, Examiner:
学位種別(和文)	博士論文
Type(English)	Doctoral Thesis

平成 10 年度博士論文

過冷却水を利用した
氷蓄熱システムに関する研究

東京工業大学 大学院 理工学研究科

機械物理工学 専攻

学籍番号 95D51132

谷野 正幸

指導教官：井上 剛良 助教授

目次

記号表

第1章 緒論	1-1
1-1 氷蓄熱システムに関する研究の背景	1-2
1-1-1 社会的背景からの蓄熱の意義	1-2
1-1-2 氷蓄熱システムの意義並びに氷蓄熱システムの分類	1-5
1-2 ダイナミック型氷蓄熱システムに関する既往の研究	1-13
1-2-1 製氷に関する既往の研究	1-13
1-2-2 蓄氷・解氷に関する既往の研究	1-15
1-3 本研究の目的と意義並びに研究の構成	1-18
1-3-1 本研究の目的	1-19
1-3-2 ダイナミック型氷蓄熱システム開発における本研究の意義	1-19
1-3-3 本研究の構成	1-20
第1章の参考文献	1-24
第2章 過冷却方式の氷蓄熱システムの基礎研究	2-1
2-1 はじめに	2-2
2-2 過冷却方式の氷蓄熱システムの構成	2-3
2-2-1 過冷却方式の氷蓄熱システムの製氷原理とシステム構成	2-3
2-2-2 過冷却器の構造と特徴	2-5
2-2-3 過冷却の解除部（氷の生成部）の種類と特徴	2-7
2-2-4 解氷系の種類と特徴	2-10
2-3 基盤技術を獲得するための基礎研究	2-12
2-3-1 製氷に係わる基礎研究	2-12
2-3-2 蓄氷（蓄冷熱）に係わる基礎研究	2-22
2-3-3 解氷（放冷熱）に係わる基礎研究	2-37
2-4 経済性評価と要因分析	2-43
2-4-1 経済性の評価手法	2-44
2-4-2 経済性の要求に対する要因分析	2-54
2-5 第2章のまとめ	2-66
第2章の参考文献	2-68

第3章 蓄氷過程における氷水二相流の流動解析	3-1
3-1 はじめに	3-2
3-2 蓄氷実験	3-3
3-2-1 実験装置および実験方法	3-4
3-2-2 実験結果	3-6
3-3 蓄氷計算モデル	3-10
3-3-1 浮遊氷層の形状の計算モデル	3-10
3-3-2 氷層の圧密の計算モデル	3-17
3-4 解析結果と考察	3-21
3-4-1 実験結果と計算結果の比較	3-21
3-4-2 感度解析	3-25
3-4-3 氷蓄熱槽の容積の利用効率	3-31
3-4-4 平型の大規模な氷蓄熱槽への適用	3-33
3-5 第3章のまとめ	3-35
第3章の参考文献	3-36
第4章 解氷過程における氷水二相流の熱流動解析	4-1
4-1 はじめに	4-2
4-2 解氷実験	4-3
4-2-1 実験装置および実験方法	4-3
4-2-2 実験結果と実験整理式	4-5
4-3 解氷計算モデル	4-14
4-4 解析結果と考察	4-25
4-4-1 平型の氷蓄熱槽での実験結果と計算結果の比較	4-25
4-4-2 縦型の氷蓄熱槽での実験結果と計算結果の比較	4-29
4-5 第4章のまとめ	4-35
第4章の参考文献	4-36
第5章 過冷却水を利用した氷蓄熱システムの開発研究と 本研究・開発成果の実用設備における評価	5-1
5-1 はじめに	5-2
5-2 過冷却水を利用した氷蓄熱システムの開発研究	5-3
5-2-1 大型冷却器の特性評価と設計技術	5-3
5-2-2 蓄氷と解氷の統合技術	5-8
5-2-3 大型設備の自動制御技術	5-15
5-3 研究・開発成果の実用設備における評価	5-17

5-3-1	評価対象にした実用設備	5-17
5-3-2	実設備の運転実績と研究・開発成果の評価	5-24
5-4	第5章のまとめ	5-37
	第5章の参考文献	5-39
第6章	結論	6-1
6-1	本論文の結論	6-2

記号表

A	: 水平方向の断面積	[m ²]
A_p	: 氷粒子の有効伝熱面積	[m ²]
C	: 設備費	[円]
CE	: 電力料	[円/year]
CM	: 人件費 (8人分)	[円/year]
COP	: 冷凍機の成績係数	[-]
COP_{ice}	: 製氷効率	[-]
CP	: プラント建設費	[円]
CQ	: 冷熱製造単価	[円/MJ]
CS	: 熱源機器の機械室や蓄熱槽用途の部屋 および冷却塔設置スペースの賃借料	[円/year]
CY	: 年間経常費	[円/year]
c_l	: 水の比熱	[J/kgK]
d	: 内径	[m]
d_p	: 粒子径	[m]
f	: 管摩擦係数	[-]
G	: 質量流量	[kg/s]
g	: 重力加速度	[m/s ²]
H	: 氷層下部の水域の高さ	[m]
H_p	: ポンプの全揚程	[m]
h	: 水深	[m]
h_L	: 水の凝固潜熱	[J/kg]
IPF	: 氷蓄熱槽全体での氷充填率 (<i>Ice Packing Factor</i>)	[%]
IPF_f	: 氷層内の氷充填率	[%]
L_{ice}	: 氷層の厚さ	[m]
L_{min}	: 氷蓄熱槽の側壁での氷層の厚さ	[m]
L_{max}	: 氷蓄熱槽の中心軸での氷層の厚さ	[m]
L_{tank}	: 氷蓄熱槽の水位	[m]
l	: 計算要素の長さ, 計算対象の長さ	[m]
l_a	: 水面よりも上側の氷層の厚さ	[m]
l_b	: 水面よりも下側の氷層の厚さ	[m]
M_s	: 氷の質量	[kg]
m	: 計算要素内での水の生成量	[kg/s]

N	: 解氷時の水循環による槽内水域での換水回数	[h ⁻¹]
n	: 計算要素内の氷粒子の個数	[個]
P	: 圧力	[Pa]
P_n	: 散水ノズルまたは噴流ノズルの配置のピッチ	[m]
P_{press}	: 圧縮応力	[Pa]
P_{evp}	: 蒸発圧力	[Pa]
P_{pump}	: ポンプ動力	[kW]
P_{ref}	: 冷凍機の動力	[kW]
P_{total}	: 全動力	[kW]
Q	: 熱負荷	[MW] [GJ/h] [TJ/month]
QY	: 冷熱製造量	[TJ/year]
Q_{ice}	: 氷として蓄えられた冷熱量	[J]
Q_{loss}	: 氷蓄熱槽の熱ロス	[J]
q	: 氷層の冷却能力	[W]
q_{ice}	: 製氷能力	[kW]
q_{load}	: 熱負荷	[kW]
q_{ref}	: 冷却能力	[kW]
r	: 計算要素内の氷層の氷粒子の半径	[m]
r_0	: 氷核の粒径	[m]
S	: 占有面積	[m ²]
T	: 温度	[°C]
T_{fp}	: 凝固点温度	[°C]
$T_{fp-water}$: 水の凝固点温度 (=0°C)	[°C]
T_{in}	: 入口での温度	[°C]
T_{melt}	: 融点温度	[°C]
T_{out}	: 出口での温度	[°C]
ΔT_{sc}	: 水の平均過冷度	[K]
ΔT	: 蓄熱槽の利用温度差	[K]
t	: 時間	[s] [h]
U	: 下降水流の平均流速	[m/s]
u, v	: 流速	[m/s]
u_j	: ノズル出口部の噴流	[m/s]
u_s	: 散水面での水の平均流速	[m/h]

u_{avg}, v_{avg}	: 空塔速度	[m/s]
V	: 蓄熱槽の容量	[m ³]
W	: 水の流量	[m ³ /h]
X_j	: 噴流方向の槽長さ	[m]
α_E	: 電力の夜間移行率	[%]
α_{ice}	: 氷水の氷の含有率	[wt%]
α_Q	: 熱量の夜間移行率	[%]
α_s	: 氷層からの見かけの熱伝達率	[W/m ² ·K]
β_j	: 槽の単位体積あたり、単位時間あたりの氷の融解熱量	[W/m ³ ·K]
γ_{pump}	: 各システムでの冷凍機動力に対する補機動力の割合	[-]
ε	: 氷層内の空隙率	[-]
η	: 蓄熱利用率	[-]
η_{comp}	: 冷凍機の圧縮効率	[-]
η_{pump}	: ポンプ効率	[-]
η_{sis}	: 過冷却安定制御のための予熱の熱量に係わる効率	[-]
η_s	: ピーク熱負荷に対する蓄熱槽からの冷熱で処理する熱負荷の割合	[-]
η_{tank}	: 蓄熱された熱量に対する利用できた熱量の割合	[-]
η_v	: 水蓄熱システムでの蓄熱槽内の水量に対する本氷蓄熱システムでの蓄熱槽内の水量の割合	[-]
μ	: 粘度	[Pa s]
κ	: 氷層内の水の浸透係数	[m ²]
κ_l	: 水の温度拡散率	[m ² /s]
κ_{ref}	: 冷凍機の効率低下による熱源設備費増加係数	[-]
ρ	: 密度	[kg/m ³]
τ	: せん断応力	[Pa]

添え字

<i>ref</i>	: 熱源設備	<i>ss</i>	: 蓄熱システム設備
<i>tank</i>	: 蓄熱槽	<i>ct</i>	: 冷却塔
<i>in</i>	: 供給水	<i>out</i>	: 取り出し水
<i>l</i>	: 水	<i>s</i>	: 氷

第 1 章

緒 論

1-1 氷蓄熱システムに関する研究の背景

1-1-1 社会的背景からの蓄熱の意義

近年、わが国の電力需要は図1-1-1のように大幅に増加するとともに、夏期における最大電力需要のピークは、より顕著になってきている。このような電力需要を満たすために、電力供給設備の拡充が行われているが、とくに電力需要のピークは設備の稼働率の低下をもたらす。実際、電力供給設備の負荷率は、図1-1-2のように約55%まで低下している。今後も、電力量、最大電力とも年3%程度の増加を示すことが予想されていることから^{1,2)}、ますます電力供給設備の負荷率は低下することが予想される。このことは、社会基盤である電力の安定供給の問題や、国際社会の中でわが国の割高な電力コストを負担する企業の競争力に係わる重大な問題となってきている。この負荷率の低下は、図1-1-3のように都市部における民生用の冷熱需要の伸びが一因になっている^{1,2)}。

電力供給設備の負荷率の改善のためには、電力の供給側での負荷追従性の優れた高性能なエネルギー変換技術と、供給側および利用側での高性能で経済的なエネルギー貯蔵技術の開発が重要である。後者の一環として、とくに冷熱需要というエネルギーの利用側の要請に直接的に応え得る現実的な方法として、高性能な蓄熱システムに関する研究・開発が近年精力的に行われてきている。

わが国での蓄熱システムは長い歴史を有し、そこで培われた技術は信頼性が高く、また取り扱いも極めて容易である。したがって、現在までに工業用や民生用の多くのエネルギーの利用側で幅広く導入されてきた³⁾。

空調分野においては、1950年代の柳町らによる水蓄熱システムから長きに渡って、蓄熱技術が導入されてきた¹⁾。当初の水蓄熱システムの導入目的は、冷凍設備の稼働率の向上による冷凍設備の容量の低減や設備コストの低減であったが、民生用の冷熱需要が大きくなった近年は、さらに電力供給設備の負荷率の向上を指向した安価な夜間電力料金の適用を目的にして、多くの水蓄熱システムが導入されている^{4,6)}。

しかしながら、このような蓄熱システムは、貯蔵の形態が熱エネルギーであるがゆえに、そのエネルギーの質は低く、かつエネルギー体積貯蔵密度も石油や液体水素に比べてはるかに低い³⁾ という宿命を持っている。

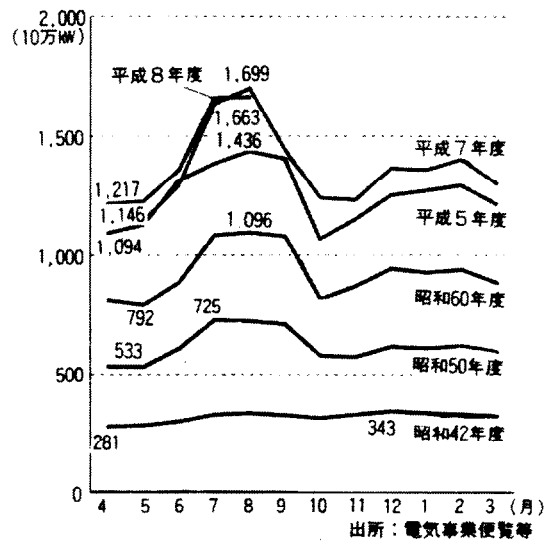


図1-1-1 月別の最大電力需要の変化 (9電力)¹⁾

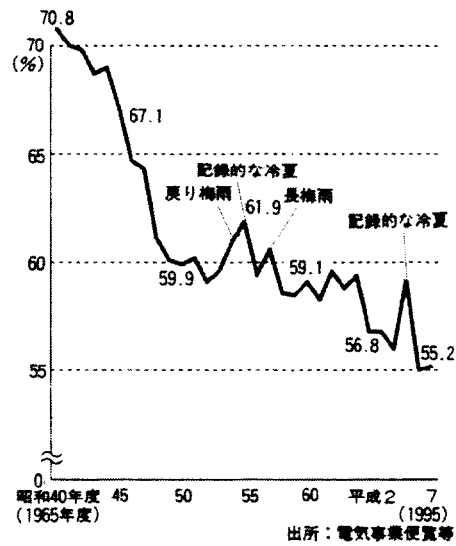
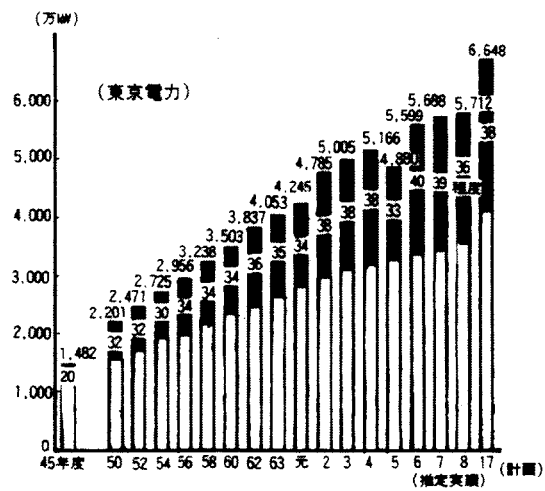


図1-1-2 電力供給設備の年負荷率の変化 (9電力)¹⁾



(注) 1. 送電端8月最大3日平均。[年間最大とは必ずしも一致せず]
 (ただし、56年度・3年度は7月分、4年度は9月分)
 2. ■部分は冷房等夏期需要の構成比%。
 3. 計画値は平成8年度経営設計画による。
 4. 8年度冷房需要比率は推定値。

図1-1-3 最大電力に占める民生用の冷熱需要（冷房需要）（東京電力）¹⁾

1-1-2 氷蓄熱システムの意義並びに氷蓄熱システムの分類

水の顕熱を利用する氷蓄熱システムに対して、水の凝固潜熱を積極的に利用する氷蓄熱システムは、エネルギーの体積貯蔵密度を飛躍的に改善できるポテンシャルを有するものとして、近年その研究・技術開発が盛んである⁷⁻¹⁷⁾。エネルギー体積貯蔵密度の高い氷蓄熱システムの普及によって、冷熱需要に関わる電力の夜間移行による電力供給設備の負荷率の向上が期待されている。

これらの氷蓄熱システムは、製氷の方式によって図1-1-4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、微細な氷および氷片を含む氷水を製造する「ダイナミック型」の2種類に大別できる¹⁸⁻²¹⁾。

「スタティック型」の中には、図1-1-5のように冷媒であるフロンまたはブラインで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」、図1-1-6のようにブラインでカプセル内の蓄熱剤を凍結させる「カプセル型」がある。

「ダイナミック型」の中には、図1-1-7のように伝熱面で氷の生成・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」、図1-1-8のように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)」、図1-1-9のように蓄熱媒体である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。ダイナミック型氷蓄熱システムが製造して蓄える微細な氷、氷結晶、氷片は表面積が広いので、蓄えた氷を解かして冷熱を利用する解氷過程における伝熱特性は、スタティック型氷蓄熱システムに比べて良好である。したがって、ダイナミック型氷蓄熱システムには、エネルギーの体積貯蔵密度の改善とともに、単に冷熱需要に係わる電力を夜間に移行することに止まらず、日中の最大冷房負荷時に熱源機器を停止して、氷蓄熱のみで冷熱負荷を賄って冷房需要による電力のピークをシフトさせるという観点を含めた負荷応答性の改善が期待できる。さらに「過冷却方式」は「水のみ」を蓄熱媒体として連続的に氷を製造するため、製氷の高効率化や環境負荷の低減が期待できる。

「スタティック型」では、蓄氷過程は製氷過程と同一と見なすことができる。したがって、この製氷過程の高効率化における第一義的な問題は、製氷の仕組みや幾何学的な構造設計にあり、加えて装置の伝熱解析を行ってシステム特性の把握やその性能向上を

計る場合が多い。また一般にスタティック型氷蓄熱の利用においては、入力（時間当たりの蓄冷熱の能力）に対する出力（時間当たりの放冷熱の能力）の大きさの比は、1に近い値に設定される場合が多い。このため解氷過程における熱流動解析のシステム性能上の重みは、それほど高くない。

一方、「ダイナミック型」の氷蓄熱では、一般に製氷部と蓄氷部は分離されている。そこで製氷過程とは独立に、蓄氷過程の特性把握と性能向上が必要になる。また、前述のように解氷時の伝熱特性が優れている微細な氷を蓄えるダイナミック型氷蓄熱システムでは、その入出力の比の設定は、スタティック型の場合に比べてはるかに大きな自由度を有するため、解氷過程の特性把握と性能向上が重要になる。したがって、ダイナミック型氷蓄熱のシステム性能の評価や高性能化のためには、種々の体系・形状の氷蓄熱槽内での熱流動現象の解明が緊要な課題であるといえる。

また、本研究での氷蓄熱槽内における氷水二相流の熱流動現象の解明とともに、技術開発によって大規模システムを実用化して、その導入の効果を明らかにすることにより、今後の氷蓄熱システムの導入普及^{25,26)}に貢献できれば、電力供給設備の負荷率の向上への効果は多大なものになる。

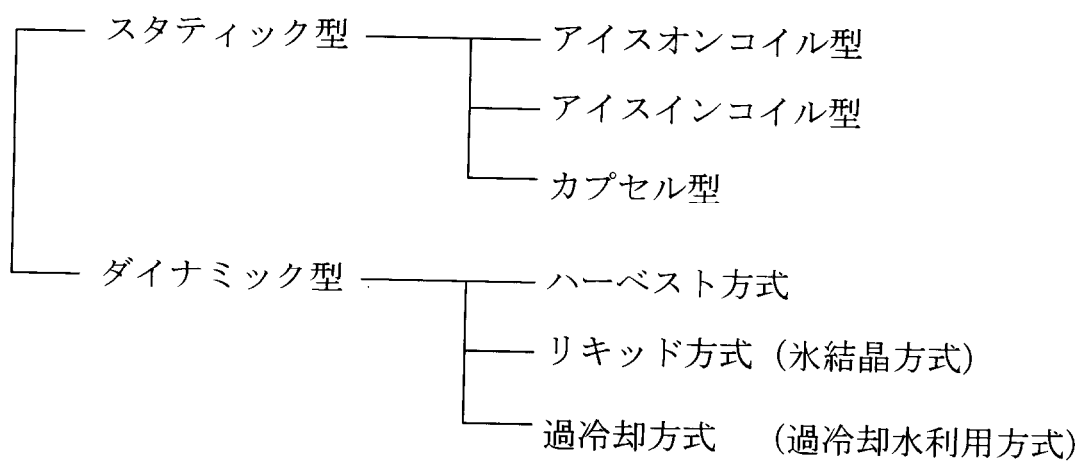
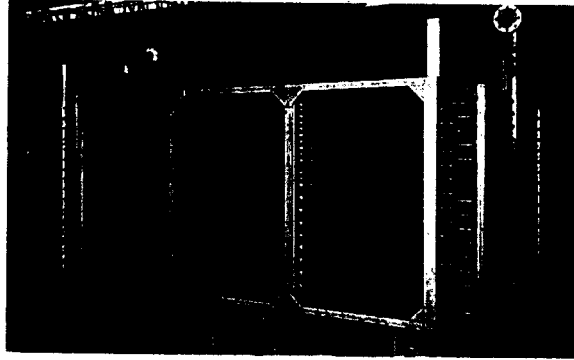


図1-1-4 氷蓄熱システムの分類

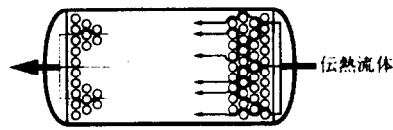


(a) 製氷コイルユニットの全景

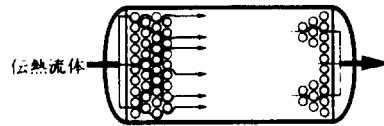


(b) コイル表面での製氷の様子

図1-1-5 アイスオンコイル型の氷蓄熱システムの一例²⁴⁾



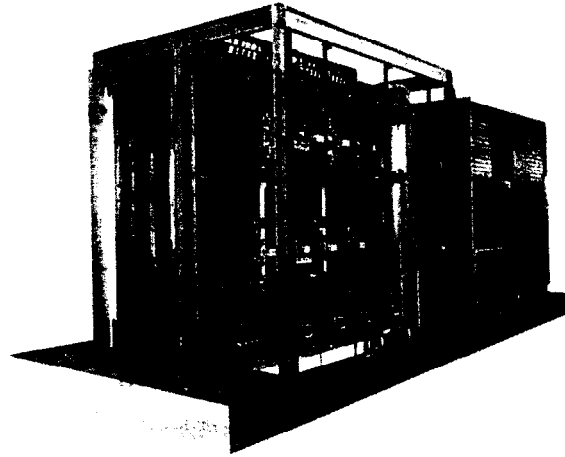
(a) 蓄冷時 ($-3^{\circ}\text{C} \leftarrow -6^{\circ}\text{C}$)



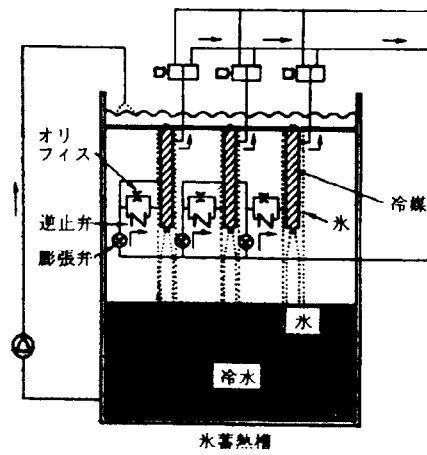
(b) 放冷時 ($8^{\circ}\text{C} \rightarrow 4^{\circ}\text{C}$)

図1-1-6 カプセル型の氷蓄熱システムの一例

24), 三菱化学(株)カタログより



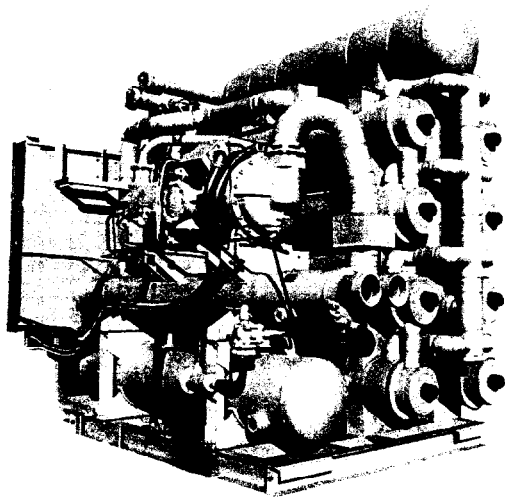
(a) システムの全景



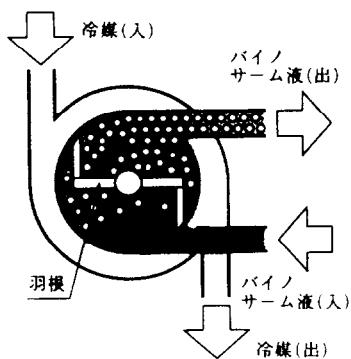
(b) 製氷装置の構成図

図1-1-7 ハーベスト方式の氷蓄熱システムの一例

24), 大林組カタログより



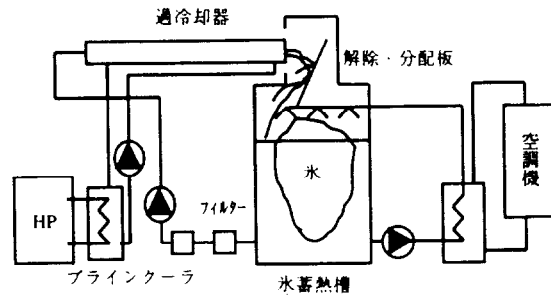
(a) 製氷装置の全景



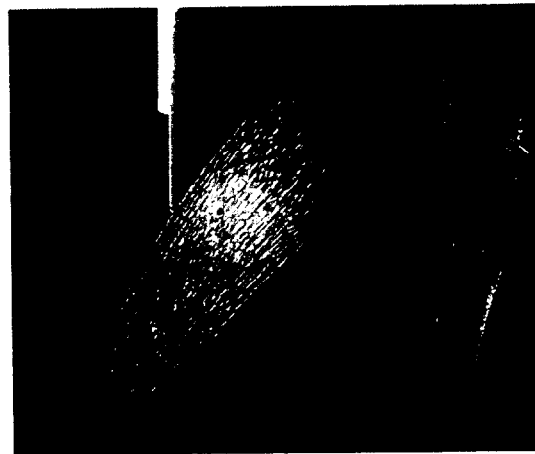
(b) 攪拌羽根を有する円筒型製氷器の概要

図1-1-8 リキッド方式（氷結晶方式）の氷蓄熱システムの一例

24), 竹中工務店カタログより



(a) システム構成



(b) 冷却器から放出される過冷却水の様子

図1-1-9 過冷却方式（過冷却水利用方式）の氷蓄熱システムの一例

24), 高砂熱学工業(株)カタログより

1-2 ダイナミック型氷蓄熱システムに関する既往の研究

氷の貯蔵技術および氷の利用技術の歴史は古く、江戸時代には夏期の間氷を貯蔵した山陰の穴「氷室」があった。また現在のように製氷器付き冷蔵庫が普及していなかった頃には、町中によく「氷屋」を見かけた。しかしながら、現在の民生用の冷熱需要の代表である空調分野における氷蓄熱システムの歴史は浅く、1980年頃からその研究・開発が始まった¹⁾。とくに高温・多湿な気象条件の下で空調設備が一般化したために、また民生用電力需要における負荷率の低下が著しい我が国では、多くの氷蓄熱に関する研究や技術開発がなされてきている。一方、氷蓄熱システムに大きく係わる水の凝固・融解に係わる基礎的な現象に関しても、多くの研究がなされてきた²⁷⁾。

一般に氷蓄熱システムには、夜間に氷を蓄える蓄氷（蓄冷熱）運転と、昼間に蓄えた熱（冷熱）を利用するために氷を融解する解氷（放冷熱）運転がある。ダイナミック型氷蓄熱システムでは、基本的には夜間に氷蓄熱槽の外部で氷水を作り、その氷を氷蓄熱槽に供給して氷蓄熱槽内に蓄え、昼間に蓄えた氷を冷熱需要に利用するので、空間的には氷蓄熱槽の外部での製氷と、氷蓄熱槽の内部での蓄氷および解氷の2つの過程に分けて考えることができる。

以下には、ダイナミック型氷蓄熱システムにおける製氷に関する既往の研究と、蓄氷および解氷に関する既往の研究をまとめる。

1-2-1 製氷に関する既往の研究

前述したようにダイナミック型氷蓄熱システムの主な製氷方式は「ハーベスト方式」、「リキッド方式（氷結晶方式）」、「過冷却方式（過冷却水利用方式）」である。

「ハーベスト方式」に関して、蜂須賀、竹本ら²⁸⁻³³⁾は模型実験や実証プラントさらには実用装置の実績評価に至る広範な研究を行った。さらに同じ研究グループの藤瀬ら^{34,35)}は製氷装置のコンパクト化のために、液循環式の冷媒サイクルの実用化について検討した。Stewartら³⁶⁾は氷の生成・氷の剥離を繰り返す伝熱面での熱通過率の変化について検討した。Knebelら^{37,38)}は製氷性能の予測モデルを用い、伝熱面での氷の生成・氷の剥離のサイクルにおいて、氷の剥離時間の最適化について検討した。この製氷方式の課題は、氷の剥離のためのエネルギーや時間の最適化により、製氷効率を高めることであ

った。

「リキッド方式（氷結晶方式）」に関しては、遠藤、井上、徳永ら³⁹⁻⁴¹⁾は攪拌羽根を有する円筒型の容器内において水溶液を冷却して、微細な氷を製造する製氷装置を用い、このリキッド方式の氷蓄熱システムの実績を評価した。宮脇、浜岡、森川ら^{42, 43)}は、プロピレングリコール系水溶液を低温のフロン冷媒液に噴射することで微細な氷を製造する方法や、チューブ内のプロピレングリコール系水溶液を冷却して氷を生成し、その後チューブを加熱することを繰り返して、周期的に流動する氷水を製造する方法を提案した。五十嵐ら^{44, 45)}はチューブ内の塩類水溶液を冷却してシャーベット状の氷を生成し、その後チューブを加熱して水溶液を送ることで、周期的に流動する氷水を製造する方法を提案した。この製氷方式では、製氷過程で濃縮される水溶液の凝固点降下による製氷効率の低下が起こるが、今後は氷水の流動抵抗の低減などによる製氷以外の過程での効率の向上を含めて、システム全体としての効率を高めることが必要になる。

「過冷却方式」については、我々のグループの研究の他には、六串ら⁴⁶⁾による水道水やぶどう糖水溶液の過冷却の安定性に関する検討、木村ら^{47, 48)}による多管式熱交換器内の冷却壁面の酸化膜や粗さの過冷却水への影響についての検討がある。

また、ここでの製氷に用いられる水の過冷却現象については、斎藤、大河ら⁴⁹⁻⁵⁴⁾は伝熱面の種類、振動、対流などの影響について広範な研究を行い、氷の発生確率を統計処理により求めた。Gilpinら^{55, 56)}は水道水を用いた実験により、過冷却への微粒子の影響について検討した。Aroraら⁵⁷⁾は管内の流動水の平均過冷度とレイノルズ数との関係を示した。柏木、鳴海ら^{58, 59)}は水平円筒内の過冷却状態の水について、凍結挙動に対する自然対流や冷却速度の影響を検討した。稲葉ら⁶⁰⁻⁶²⁾は流動水の安定な過冷却状態が得られるステファン数の範囲、冷却面の材質や表面性状、水に含まれる溶質、不溶性微粒子の水の過冷却現象に与える影響について検討した。平田ら⁶³⁾は水の過冷却状態が解除される管壁過冷度とレイノルズ数の関係、管壁過冷度と温度勾配の関係を求めた。池鯉鮒ら^{64, 65)}は過冷却解除に及ぼす異質微粒子の影響や解除後の氷結晶の成長について検討した。これらの製氷に係わる研究では、氷蓄熱システムにおいて、蓄熱媒体である大量の水の過冷却現象を工業的に安定に利用するための基礎的な指針を与えている。

その他の製氷方式としては、非水溶性不凍液を水中に噴射することにより氷を生成す

る方法⁶⁶⁻⁶⁸⁾が提案され、その伝熱特性⁶⁹⁾が検討された。さらに、吸収式冷凍機を用いた方法^{70,71)}、円筒状の伝熱面に生成した氷を機械的に掻き取る方法⁷²⁾や、クラスレート、真空蒸発器、磁性流体を用いた方法⁷³⁻⁷⁸⁾なども提案されてきている。

このようにダイナミック型氷蓄熱システムには、多くの製氷方式が提案され、導入実績の評価がなされている。

製氷効率の観点から、これらの主な方式を蓄熱媒体で分類すると、水を用いる「ハーベスト方式」および「過冷却方式」と水溶液を用いる「リキッド方式」になる。また、周期的に氷を製造する「ハーベスト方式」や「一部のリキッド方式」と連続的に氷を製造する「過冷却方式」や「一部のリキッド方式」に分類できる。これらの製氷方式の差異と効率を定性的にまとめたものが表1-2-1である。この表に依れば「過冷却方式」は、高効率な氷蓄熱システムになり得るポテンシャルが高いといえよう。さらにいくつかの導入実績の報告があるが、装置の用途・規模や運転状態は同一ではなく、これらの導入実績からだけでは各方式の良否を定量的に比較するのは難しい。

しかし、今後、さらなる氷蓄熱システムの導入普及や空調設備の実設計のためには、製氷方式の差異による効率についての厳密な評価が求められよう。

1-2-2 蓄氷・解氷に関する既往の研究

ダイナミック型氷蓄熱システムの蓄氷・解氷に関しては、中根、山羽、中原ら⁷⁹⁻⁸³⁾は解氷運転における熱応答性について検討した。小型の実験装置を用いた解氷運転時の特性解析、解氷特性の予測手法と蓄熱槽効率の推算方法の提案、運転パターンの検討を行った。松田ら^{84,85)}は破碎氷を用いて、氷蓄熱槽への蓄氷と解氷特性について実験的に検討し、梁取ら^{86,87)}は氷蓄熱槽への供給水の位置が解氷特性へ及ぼす影響について検討した。義永ら⁸⁸⁾は複数の氷蓄熱槽への蓄氷状態について実験した。岡田ら⁸⁹⁾や佐々木ら⁹⁰⁾は小型の装置を用い、武元ら⁹¹⁾はハーベスト型の製氷装置を用いて解氷特性を実験的に調べた。Stewartら⁹²⁾は氷が堆積する安息角を仮定した蓄氷分布の予測モデルと、氷蓄熱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。

このような氷蓄熱槽内の微細な氷、氷結晶、氷片が融解する充填層内の熱流動に対して、相変化を伴わない充填層における流動伝熱現象については、国井ら⁹³⁾は粒子-流体間

のヌッセルト数について検討した。とくに低レイノルズ数域での、見かけ上の伝熱係数の定式化について示した。稲葉ら⁹¹⁾は充填容器の大きさが影響する場合のヌッセルト数を検討した。Kaviany⁹⁵⁾は多孔質内の熱伝達率や流体の透過係数の検討を行い、熱流動モデルを提案した。これらの研究は、氷蓄熱槽内における解氷過程の特性解析のための基礎的な指針を与えている。

ダイナミック型の氷蓄熱槽での蓄氷・解氷過程については、特性実験、解析、実用装置での評価、さらには数値解析といった一連の研究は行われていない。また、この蓄氷・解氷に関する研究は、製氷に関する研究に比べて少ない。

しかし、製氷部から微細な氷を含む氷水が供給され、主に氷と水との密度差で複雑な形状の氷層が形成されるダイナミック型氷蓄熱では、この氷層形状の解析とともに、長時間の蓄氷過程での氷同士の結合による氷塊形成や氷－水溶液間での融解・再凝固など、熱流動解析の観点から興味深い課題が山積している。

とくに、氷層形状の解析に基づいた蓄氷、さらには冷熱を利用するための解氷に関する熱流動解析は、冷熱の需要側に直接的に関係するものであり、ダイナミック型の氷蓄熱システム全体の性能評価のためには、最も重要な研究対象である。

表1-2-1 各製氷方式の製氷効率に関する定性的な評価

	Phase Change Material	Making Ice	Efficiency of ice making
Supercooling-water type	Water (freezing point=0°C)	Continuity	◎
Harvest type	Water (freezing point=0°C)	Cyclical (making ice-defrosting ice)	○
Liquid type	Solution (freezing point=0°C~-5°C)	Continuity	○
		Cyclical (making ice-defrosting ice)	△

1-3 本研究の目的と意義並びに研究の構成

蓄熱システムの中で氷蓄熱システムは、蓄熱密度が高いことが広く認識され、これが氷蓄熱システムの最大の魅力として評価されている。しかし熱エネルギー貯蔵においては、蓄熱密度あるいは蓄熱量の問題の重要性もさることながら、製氷・蓄氷・解氷のそれぞれのプロセスを効率よく行うことが重要である。

製氷過程では冷凍サイクルの高効率化を越えて、製氷方式全体としての高効率化が必要になる。とくに製氷効率に対する蓄熱媒体の種類や製氷温度の評価を行う必要がある。一方、氷蓄熱槽における蓄氷および解氷過程を高効率化するためには、氷蓄熱槽内での熱流動解析が必要になる。

ダイナミック型氷蓄熱システムの蓄氷過程では、氷蓄熱槽の外部で作られた結晶状・板状あるいはシャーベット状という幾何学的な形状を定めにくい氷が、多量の水または水溶液と共に氷蓄熱槽に供給されて、氷蓄熱槽内で堆積し、主に氷と水との密度差または氷と水溶液との密度差により、複雑な形状の氷層が形成される。このために蓄氷過程の解析には、基本的には固・液の混相流の流動解析や蓄氷過程の進行に伴う堆積氷層の変形を組み込んだ機構の解析が必要になる。

一般にダイナミック型氷蓄熱システムでは、とくに解氷特性が優れていると認識されている。換言すれば、この特性を十分に発揮させてこそはじめて、ダイナミック型氷蓄熱システムを利用する価値がある。例えば、氷蓄熱のみで日中の最大冷熱需要を賄い、その間に熱源機器を停止させることで、空調用の電力需要の平準化を越えた、いわゆる電力のピークカットが重要な使命となる。さらに、冷熱のバッファあるいはコンデンサー擬き運用ができれば、熱源機器の部分負荷運転の削除が可能となり、引いては空調における省エネルギーにも氷蓄熱システムが寄与し得ることになる。これらを実現するためには、解氷特性の解析とそれを基にした予測技術が必要になる。この解氷は熱負荷からの還り水などでなされるので、この解氷特性を解析するためには、氷蓄熱槽内の固液二相流場の流動と伝熱現象を解明することが必要である。

さらに解氷過程の解析を通じて、例えば複数の氷蓄熱槽における蓄氷量の均一化といった蓄氷過程の要件を合理的に緩和する可能性を追究できる。すなわち、ダイナミック型氷蓄熱におけるシステム効率の向上のためには、蓄氷から解氷に至る一連の流動・伝熱解析によって、合理的なシステム統合、すなわち適正技術の獲得が重要になる。

以上のように氷蓄熱システムでは、製氷過程での効率の解析に基づく「電気－熱」の変換効率、あるいは蓄氷（蓄冷熱）と解氷（放冷熱）過程での流動・伝熱の特性の解析に基づく「熱－熱」の利用効率が、氷蓄熱システム全体としての性能の良否を決することになる。

1-3-1 本研究の目的

ここまで述べてきた背景に基づき、本研究では、過冷却方式の氷蓄熱システムと他の方式のダイナミック型氷蓄熱システムとの製氷効率の比較を通じて、過冷却方式の氷蓄熱システムでの製氷効率の向上に資することと同時に、蓄氷および解氷での熱流動解析を通じて、蓄氷および解氷の性能の向上に資することを目的とする。本研究における具体的な検討内容は以下の通りである。

- 1) 水と水溶液との蓄熱媒体の違いや、過冷却水と水溶液との熱媒体の違いが、製氷効率へ与える影響について解析する。さらに過冷却水を利用した場合の効率的な過冷却水の温度について解析する。また過冷却方式のダイナミック型氷蓄熱システムの経済性を評価する。
- 2) ダイナミック型氷蓄熱システムの蓄氷過程において、氷蓄熱槽内に形成される氷層の特性実験とともに、氷層内での水の浸透、氷層表面での氷の堆積、および氷層の変形と圧密についての数値計算を通じて、氷蓄熱槽内における氷水の流動現象を解明する。
- 3) ダイナミック型氷蓄熱システムの解氷過程において、供給された水と氷蓄熱槽内に蓄えられた氷との伝熱特性の基礎実験とともに、氷層内の氷と水の伝熱についての数値計算を通じて、氷蓄熱槽内における水と氷の熱流動現象を解明する。

1-3-2 ダイナミック型氷蓄熱システム開発における本研究の意義

以上に述べた目的が達成されれば、本研究には以下のようなダイナミック型氷蓄熱の開発に対する意義、さらには電力需要に係わる社会の要請に対する意義があることにな

る。

- 1) 蓄熱媒体の種類や製氷温度が製氷効率に及ぼす影響を評価することで、エネルギー消費量が少ない高効率な製氷方式のダイナミック型氷蓄熱システムが開発できる。
- 2) 経済性を評価することで、夜間の安価な電力を利用してランニングコストが低減できると言えども、イニシャルからランニングまでのトータルコストの上で、導入メリットが高いダイナミック型氷蓄熱システムを提案できる。
- 3) ダイナミック型氷蓄熱システムの蓄氷過程について、氷蓄熱槽内における氷水の流動現象を解明することで、氷蓄熱槽に蓄えられる氷層の分布や氷蓄熱槽内の氷充填率 IPF の到達値の予測技術が獲得できる。
- 4) ダイナミック型氷蓄熱システムの解氷過程について、氷蓄熱槽内における水と氷の熱流動現象を解明することで、氷蓄熱槽から得られる冷水温度の予測技術が獲得できる。その結果、電力需要のピークシフトに対して効果の大きいダイナミック型氷蓄熱システムが開発できる。
- 5) さらに、高効率化された氷蓄熱システムを実用設備で評価することで、その導入普及に対する具体的な指針が得られ、引いては社会の要請である電力需要の平準化に貢献できる。また、予測技術に基づく高効率な氷蓄熱槽の設計技術により、空調設備の設計における今までの「容量設計」から、性能保証を可能とする「性能設計」への転換を図ることができる。

1-3-3 本研究の構成

本研究で対象とする過冷却方式の氷蓄熱システムが、製氷過程において利用する過冷却現象は、物理学的には「準安定」な現象の一つであり、1-2-1項に示したように多くの研究がなされてきた。しかし、氷蓄熱システムにおいては大量の水を用いた循環系において、流動条件下で過冷却現象を扱う必要がある。また冷熱需要に対して、過冷却水の利用によって製氷して貯蔵した氷を高効率に利用することが氷蓄熱システムの第一義

的な目的である。したがって製氷技術と同等以上に、蓄氷技術や解氷技術が重要である。さらに、これらの技術を獲得するための研究は、獲得した技術が実際の設備に用いられ評価されてこそ、大きな意義を持つことになる。

そこで本研究では図1-3-1に示すように、①“基盤技術を獲得するための基礎研究”、②予測技術を基にした大型システムの設計技術を獲得して実用化するための“大型化・実用化に向けた応用研究”、③制御技術やシステム設計技術を展開してシステムの信頼性を高めるための“開発研究”、さらに④これらの研究成果を実用設備に適用し、その運転実績を通じて“研究・開発成果の実用設備における評価”を行うという構成で研究を遂行することによって、過冷却方式の氷蓄熱システムにおける製氷・蓄氷・解氷技術を開発に資することにした。

「第2章 過冷却方式の氷蓄熱システムの基礎研究」では、製氷、蓄氷、解氷に関する“基盤技術を獲得するための基礎研究”について述べる。その目的は、高効率な製氷方式と製氷運転条件を確定する製氷技術、実用の観点から十分に氷蓄熱槽の容積が小さくて槽からの熱損失が少ない高密度（氷蓄熱槽の氷充填率 IPF が30%以上）な蓄氷技術、空調用途への冷熱利用という観点から5~7℃の温度の冷水が氷蓄熱槽内に氷がなくなるまで得られるための解氷技術を獲得することである。

「第3章 蓄氷過程における氷水二相流の流動解析」では、蓄氷過程の予測技術を基にした氷蓄熱槽の設計技術を獲得するための“大型化・実用化に向けた応用研究”について述べる。その主な目的は、所定の蓄氷量を確保するために氷水の供給場所の配置を定めると共に、蓄氷過程を予測することである。ここでは、供給された氷水により氷蓄熱槽内に形成される氷層の特性実験とともに、氷層内を浸透する水、氷層表面で堆積する氷、氷層の変形、氷層の圧密についての数値計算を通じて、氷蓄熱槽内における氷水の流動現象を明らかにする。

「第4章 解氷過程における氷水二相流の流動解析」では、解氷過程の予測技術を基にした氷蓄熱槽の設計技術を獲得するための“大型化・実用化に向けた応用研究”について述べる。その主な目的は、解氷運転によって得られる冷水の経時変化を予測することである。ここでは、種々の形状や容積の氷蓄熱槽での解氷実験の結果から求めた氷層

の冷却能力に関する実験整理式、供給された水と氷蓄熱槽内に蓄えられた氷層の伝熱特性の基礎実験とともに、氷層内の氷の融解、氷層内での浸透水の温度変化についての数値計算を通じて、氷蓄熱槽内における水と氷の熱流動現象を明らかにする。

「第5章 過冷却水を利用した氷蓄熱システムの開発研究と本研究・開発成果の実用設備における評価」では、実用化に向けて重要な効率や設備コストの観点から、まず大型過冷却器の性能評価について説明し、さらに第4章における解氷時の冷水温度の予測計算方法を複数の氷蓄熱槽から成るシステムに適用して、実用設備の設計のための各氷蓄熱槽の蓄氷量に係わる要件の許容範囲について述べる。また大型の実用設備の制御技術についても説明する。さらに“研究・開発成果の実用設備における評価”としては、“基盤技術を獲得するための基礎研究”や“大型化・実用化に向けた応用研究”を基にした設計技術を用いて導入された2つの実用設備の運転実績を通して、本論文の研究が過冷却方式の大規模な氷蓄熱システムの開発に有意であったことを明らかにする。

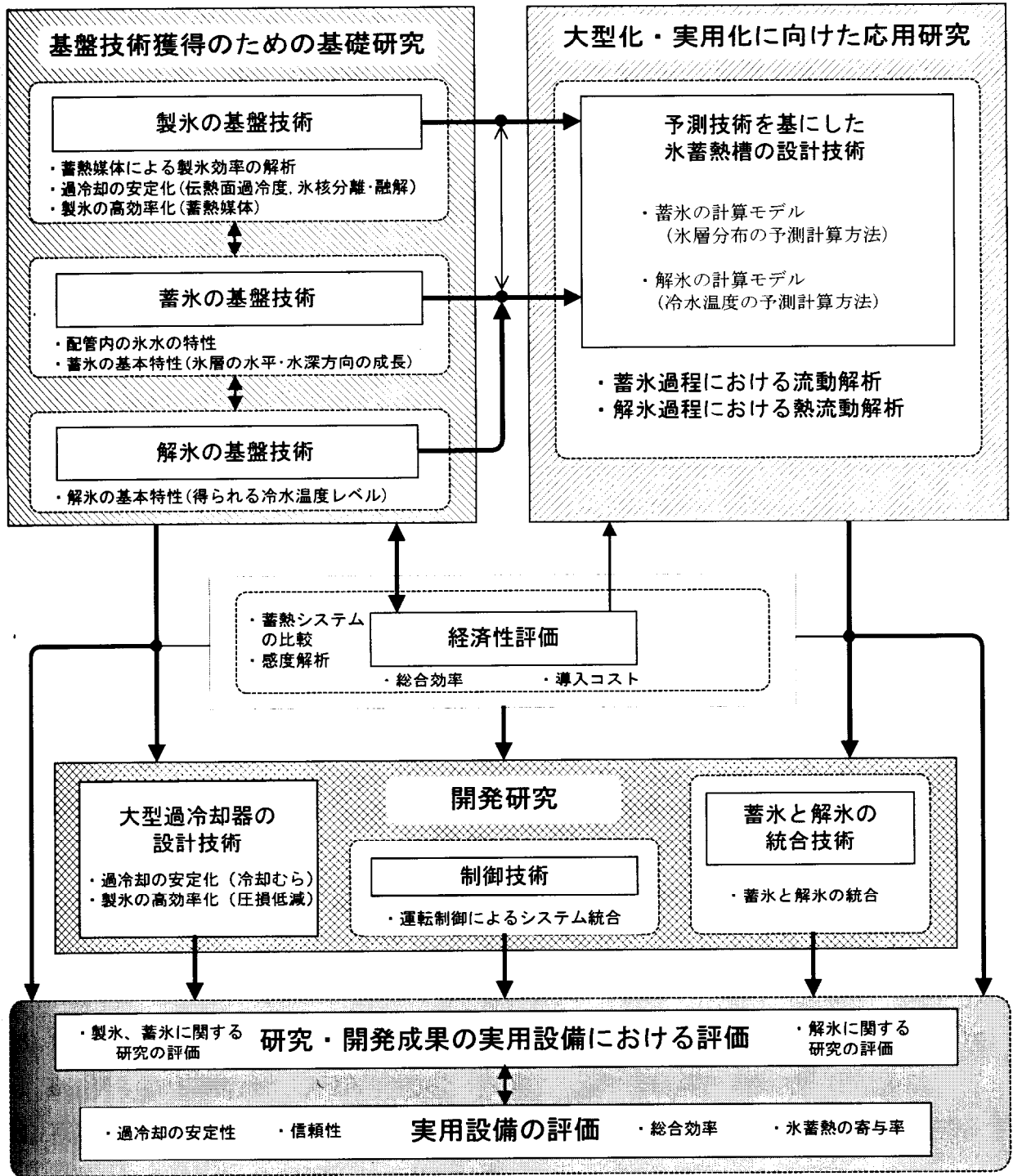


図1-3-1 研究の構成

第1章の参考文献

- 1) 柳原隆司：電力事情と蓄熱式空調システム，エネルギー・資源学会誌，Vol.18，No.4，1997，pp.36～40.
- 2) 環境行動レポート－エネルギーと環境問題への取り組み－，東京電力，1997.
- 3) 亀山秀雄：総論 蓄熱技術とは，エネルギー・資源学会誌，Vol.18，No.4，1997，p.32～35.
- 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) 中原信生：空調用蓄熱システムの概要と省エネルギー性について，IBEC，No.93，1996，pp.5～11.
- 6) 久保田滋：蓄熱式空調システムの特徴，エネルギー・資源学会誌，Vol.18，No.4，1997，pp.41～46.
- 7) 射場本忠彦：氷蓄熱空調システム概論，日本冷凍協会誌，Vol.62，No.714，1987，pp.1～11.
- 8) 平野功：氷蓄熱空調システムの構造と機能，日本冷凍協会誌，Vol.62，No.714，1987，pp.19～31.
- 9) 高田秋一：氷蓄熱の課題と将来，日本冷凍協会誌，Vol.62，No.715，1987，pp.42～56.
- 10) 柳原隆司：氷蓄熱空調システムの経済性，日本冷凍協会誌，Vol.62，No.715，1987，pp.31～41.
- 11) 「氷蓄熱空調システム 総合技術資料」，JATEC，1990.
- 12) 中原信生：特集 氷蓄熱システム(1) 編集にあたって，空気調和・衛生工学会学会誌，Vol.64，No.6，1990，pp.1～3.
- 13) 坪倉久：氷蓄熱に対する電力会社の取り組み，空気調和・衛生工学会学会誌，Vol.64，No.6，1990，pp.5～10.
- 14) 稲葉英男：氷蓄熱技術の基礎（その2：氷の凍結と氷の融解現象），日本混相流学会誌，Vol.7，No.3，1993，pp.196～203.
- 15) 前野紀一：氷蓄熱工学のための氷の構造と物性，日本混相流学会誌，Vol.7，No.3，1993，pp.211～219.
- 16) 射場本忠彦：今なぜ氷蓄熱か？，ヒートポンプによる冷暖房，No.54，1996，pp.8～12.

- 17) 稲葉英男：氷蓄熱の伝熱・流動現象についての総論，日本冷凍協会誌，Vol.73，No. 844，1998，pp.2～10.
- 18) 射場本忠彦：氷蓄熱システムの分類，空気調和・衛生工学会学会誌，Vol.64，No.6，1990，pp.11～19.
- 19) 国分秀明：氷蓄熱システムの市場動向と製品開発動向について，ヒートポンプによる冷暖房，No.54，1996，pp.8～12.
- 20) 宮坂明男：米国における氷蓄熱システムの動向，日本冷凍協会誌，Vol.62，No.714，1987，pp.32～42.
- 21) 特集 氷蓄熱システム，ヒートポンプによる冷暖房，No.54，1996，pp.31～93.
- 22) 射場本忠彦：氷蓄熱システム，IBEC，No.93，1996，pp.17～23.
- 23) 稲葉英男：氷蓄熱システムの現状とその新展開，日本冷凍協会誌，Vol.71，No.830，1996，pp.10～22.
- 24) 川島実：氷蓄熱システムの製氷技術，日本冷凍協会誌，Vol.73，No.844，1998，pp.17～23.
- 25) 永田豊：蓄熱空調システムの将来の普及規模，エネルギー・資源学会誌，Vol.18，No.4，1997，pp.61～65.
- 26) Maccracken C. D. : Thermal storage. The state of the market, ASHRAE Journal, Vol.28, No.5, 1995, pp.2～25.
- 27) 福迫尚一郎：水の凍結・氷の融解に関する工業的諸問題，日本冷凍協会論文集，Vol.17，No.1，1990，pp.1～32.
- 28) 竹本靖，福島正之，富家貞男：ハーベスト式氷蓄熱空調方式に関する研究 その1 蓄氷槽の模型実験，空気調和・衛生工学会学術講演論文集，1987，pp.661～664.
- 29) 蜂須賀舜治，酒井寛二，福島正之，五町善雄，島田謙児：ハーベスト式氷蓄熱空調方式に関する研究 その2 実証プラントの概要，空気調和・衛生工学会学術講演論文集，1988，pp.973～976.
- 30) 竹本靖，福島正之，富家貞男：ハーベスト式氷蓄熱空調方式に関する研究 その3 実証プラントの冷房実績，空気調和・衛生工学会学術講演論文集，1988，pp.977～980.
- 31) 竹本靖，福島正之，富家貞男：ハーベスト式氷蓄熱空調方式に関する研究 その4 実証プラントの暖房実績，空気調和・衛生工学会学術講演論文集，1988，pp.981～984.

- 32) 蜂須賀舜治：ハーベスト式氷蓄熱システムと氷水搬送，空気調和・衛生工学会学会誌，Vol.64，No.7，1990，pp.45～49.
- 33) 立田恒彦，西尾敏朗，宮前認，島倉徳男，福島正之，富家貞男：ハーベスト式氷蓄熱空調方式に関する研究 その5 東京電力千葉火力発電所における実績評価，空気調和・衛生工学会学術講演論文集，1991，pp.85～88.
- 34) 藤瀬正彦，五町善雄，柏木博：新ハーベスト式製氷装置（第1報），空気調和・衛生工学会学術講演論文集，1994，pp.905～908.
- 35) 藤瀬正彦，五町善雄，柏木博：新ハーベスト式製氷装置の開発（第2報），空気調和・衛生工学会学術講演論文集，1994，pp.909～912.
- 36) Stewart W. E. JR.,Tharp C. G.,Kaupang R.L.,Wendland R. D.,Stickler L. A., : An approximate numerical model of Falling-film ice crystal growth for cool thermal energy storage, ASHRAE Transactions, Vol.99,No.Pt.2, 1993, p p.347～355.
- 37) Knebel D. E. : Predicting and evaluating the performance of ice-harvesting thermal energy storage systems, ASHRAE Transactions, Vol.101, No.Pt.1, 1995, pp.1339～1334.
- 38) Knebel D. E. : Predicting and evaluating the performance of ice harvesting thermal energy storage systems, ASHRAE Journal, Vol.37, No.5, 1995, pp.22～23, 26, 28, 30.
- 39) 遠藤正雄，星野誠：クリスタル・リキッドアイス蓄熱システム，日本冷凍協会誌，Vol.62，No.715，1987，pp.25～30.
- 40) 井上良則，佐々木義隆，杉浦修史，徳永研介、楠本望：ダイナミックアイス製氷と自然循環空調システム，空気調和・衛生工学会学会誌，Vol.64，No.7，1990，pp.39～44.
- 41) 徳永研介：三宮インテスにおけるダイナミック型氷蓄熱システム，IBEC， No.93，1996，pp.50～53.
- 42) 宮脇正博，栗山知広，吉川朝郁，浜岡幸夫：直接接触式製氷システムの開発，空気調和・衛生工学会学術講演論文集，1991，pp.69～72.
- 43) 森川大和，藤本健，神村岳，横山卓史：加熱剥離式製氷システムの開発，空気調和・衛生工学会学術講演論文集，1991，pp.81～84.
- 44) 那須原和良，田村陸男，五十嵐征四郎，藤本正和，瀬谷慶身，増本幹夫，川島実，

- 中辻哲也：新型氷蓄熱システムの開発（その1）要素技術の確認，空気調和・衛生工学会学術講演論文集，1991，pp. 65～68.
- 45) 那須原和良，田村陸男，五十嵐征四郎，藤本正和，瀬谷慶身，増本幹夫，川島実，中辻哲也：新型氷蓄熱システムの開発（その2）フィールドテストについて，空気調和・衛生工学会学術講演論文集，1992，pp. 193～196.
- 46) 六串俊巳、高橋燦吉：管内流における過冷却度と氷の成長について，化学工学論文集，Vol. 7, No5, 1981, pp449～453.
- 47) 木村寛：過冷却水を利用した氷蓄熱装置，日本結晶成長学会誌，Vol. 19, 1992, pp. 235～238.
- 48) 若本慎一，木村寛，田中直樹：ダイナミック型氷蓄熱システムに関する研究 過冷却器壁面の基礎的検討，空気調和・衛生工学会学術講演論文集，1994，pp. 913～916.
- 49) 斎藤彬夫，宇高義郎，大河誠司，松沢和幸，玉木淳：伝熱面土における過冷却解消過程に関する基礎研究—伝熱面の性質及び冷却速度が過冷却水の凍結開始におよぼす影響の基礎的検討，日本冷凍協会論文集，Vol. 5, No. 2, 1988, pp. 207～217.
- 50) 斎藤彬夫，宇高義郎，玉木淳，松沢和幸，梶川伸一：過冷却をともなう凝固過程の研究—過冷却解消温度におよぼす伝熱面の影響の測定と統計処理，日本機械学会論文集B編，Vol. 54, No. 502, 1988, pp. 1439～1446.
- 51) 斎藤彬夫，大河誠司，玉木淳：過冷却をともなう凝固過程の研究—過冷却解消温度に及ぼす影響因子の詳細な検討—，日本冷凍協会論文集，Vol. 6, No. 1, 1989, pp. 31～38.
- 52) 斎藤彬夫，大河誠司，小金沢新治：水の過冷却凝固に関する研究，日本冷凍協会論文集，Vol. 7, No. 3, 1990, pp. 213～223.
- 53) 斎藤彬夫，大河誠司，宇根浩，田之頭健一，戸敷晃：過冷却水の凝固に影響を及ぼす外的要因に関する研究，日本冷凍協会論文集，Vol. 8, No. 2, 1991, pp. 59～68.
- 54) 大河誠司，斎藤彬夫：自然対流にともなう純水中の過冷度分布が氷の発生に及ぼす影響，日本冷凍協会論文集，Vol. 9, No. 1, 1992, pp. 53～64.
- 55) R. R. Gilpin: The effect of cooling rate on the formation of Dendritic ice in a pipe with no main flow, Transactions of ASME, Vol. 99, 1977, pp. 419～424.
- 56) R. R. Gilpin: A study of factors affecting the ice nucleation temperature

- in a domestic water supply, The Canadian Journal of Chemical Engineering, Vol. 56, 1978, pp. 467~471.
- 57) A. P. S. Arora, J. R. Howell: An investigation of the freezing of supercooled liquid in forced turbulent flow inside circular tubes, Journal of Heat Mass Transfer, Vol. 16, 1973, pp. 2077~2085.
- 58) 柏木孝夫, 広瀬進, 伊藤伸治, 黒崎晏夫: 過冷却域を有する水の凍結開始に及ぼす自然対流の影響, 日本機械学会論文集B編, Vol. 53, No. 490, 1987, pp. 1822~1827.
- 59) 鳴海明, 柏木孝夫, 酒徳裕二: 水平同心円筒内での過冷却を併う水の冷却・凍結過程に関する研究, 日本機械学会論文集B編, Vol. 56, No. 527, 1990, pp. 2077~2084.
- 60) 稲葉英男, 武谷健吾, 野津滋: 静止状態におけるバルク状水および水溶液の過冷却現象に影響を及ぼす諸因子の効果, 日本機械学会論文集B編, Vol. 59, No. 560, 1993, pp. 1202~1209.
- 61) 稲葉英男, 武谷健吾: 静止水の過冷却現象に及ぼす諸因子の影響, 日本機械学会論文集B編, Vol. 59, No. 567, 1993, pp. 3557~3564.
- 62) 稲葉英男, 武谷健吾, 浅野敬也: 氷核活性化物質による過冷却状態の解消に関する研究, 日本冷凍協会論文集, Vol. 11, No. 3, 1994, pp. 277~287.
- 63) 平田哲夫, 田中邦章: 過冷却を伴う円管流水の凍結開始条件, 日本伝熱シンポジウム講演論文集, 1991, pp. 325~326.
- 64) 池鯉鮒悟, 本間友孝, 青木秀之, 三浦隆利: 過冷却水の伝熱面における不均質核生成, 日本冷凍協会論文集, Vol. 12, No. 1, 1995, pp. 115~122.
- 65) 池鯉鮒悟, 本間友孝, 青木秀之, 三浦隆利: 過冷却水の異質粒子による不均質核生成, 日本冷凍協会論文集, Vol. 13, No. 1, 1996, pp. 491~55.
- 66) 橋口真仁, 鎌倉賢司, 岡崎武志, 渡辺裕, 山下勝也, 高柳幹男: 不凍液直接接触型氷蓄熱システムの開発 (第1報) 研究のフレームと不凍液の性状分析, 空気調和・衛生工学会学術講演論文集, 1995, pp. 505~508.
- 67) 橋口真仁, 鎌倉賢司, 岡崎武志, 渡辺裕, 山下勝也, 高柳幹男: 不凍液直接接触型氷蓄熱システムの開発 (第2報) 基本現象の解明, 空気調和・衛生工学会学術講演論文集, 1995, pp. 509~512.
- 68) 橋口真仁, 鎌倉賢司, 岡崎武志, 渡辺裕, 山下勝也, 高柳幹男: 不凍液直接接触型氷蓄熱システムの開発 (第3報) 製氷方式と基本性能, 空気調和・衛生工学会学術講演論文集, 1995, pp. 513~516.

- 69) 吉高恵美, 中別府修, 土方邦夫: スラッシュ生成に伴う流動・伝熱現象, 空気調和・冷凍連合講演会講演論文集, 1997, pp. 145~148.
- 70) 吉田崇, 笹尾博行: ダイナミック型吸収式製氷機の開発 (その1) 試作機による製氷実験, 空気調和・衛生工学会学術講演論文集, 1993, pp. 401~404.
- 71) 吉田崇, 笹尾博行: ダイナミック型吸収式製氷機の開発 (その2) 成績係数の検討と運転費の試算, 空気調和・衛生工学会学術講演論文集, 1993, pp. 405~408.
- 72) 鈴木三男, 吉利和浩, 山下植也: ダイナミック型氷蓄熱の製氷特性実験, 空気調和・衛生工学会学術講演論文集, 1995, pp. 465~468.
- 73) 鈴木道哉, 竹林芳久, 橋口兼道, 中澤邦泰: 大型クラトレート蓄熱式ヒートポンプの実建物での運転解析, 空気調和・衛生工学会学術講演論文集, 1991, pp. 97~100.
- 74) 中澤邦泰: クラストレート蓄熱システム, IBEC, No. 93, 1996, pp. 24~26.
- 75) 相沢和夫, 生越英雅, 林謙年: ハイブリッド型真空製氷システムの研究 (第1報) 真空排気系による氷水スラリーの生成, 空気調和・冷凍連合講演会講演論文集, 1994, pp. 105~108.
- 76) 相沢和夫, 生越英雅, 林謙年: ハイブリッド型真空製氷システムの研究 (第1報) テスト機による連続製氷と蓄氷, 空気調和・冷凍連合講演会講演論文集, 1997, pp. 149~152.
- 77) 相沢和夫, 生越英雅, 林謙年: ハイブリッド型真空製氷システムの研究 (第2報) 実証プラント試験と概念設計, 空気調和・冷凍連合講演会講演論文集, 1997, pp. 153~156.
- 78) 稲富康利, 山下宏幸: 磁性流体を用いた連続製氷の基礎的研究, 空気調和・衛生工学会学術講演論文集, 1996, pp. 277~280.
- 79) 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, 1992, pp. 205~208.
- 80) 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, 1993, pp. 409~412.
- 81) 山羽基, 中根理恵, 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, 1993, pp. 413~416.
- 82) 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, 1994, pp.925～928.
- 83) 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) 蓄熱槽容量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, 1995, pp.469～472.
- 84) 松田徹, 篠原信一郎: 高性能ダイナミック型氷蓄熱の開発, 空気調和・衛生工学会学術講演論文集, 1994, pp.917～920.
- 85) 松田徹, 篠原信一郎: 高性能ダイナミック型氷蓄熱の実証研究, 空気調和・衛生工学会学術講演論文集, 1995, pp.461～464.
- 86) 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, 1992, pp.177～180.
- 87) 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, 1993, pp.93～96.
- 88) 義永秀樹, 関根誠, 永森茂, 松本義昭, 渡辺敬一: 高効率氷蓄熱槽方式の開発, 空気調和・冷凍連合講演会講演論文集, 1994, pp.101～104.
- 89) 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, 1990, pp.226～228.
- 90) 佐々木章, 池田寛, 菅原典史: 凍結粒子層の融解熱伝達, 日本伝熱シンポジウム講演論文集, 1993, pp.592～594.
- 91) 武元治, 佐藤英和, 酒井寛二, 池田博保: 氷水搬送による大容量氷蓄熱システムの開発 (その2) 解氷実験とケーススタディによるローコストシステムの提案, 空気調和・衛生工学会学術講演論文集, 1995, pp.501～504.
- 92) 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, Vol.101, No.Pt.1, 1995, pp.253～261.
- 93) 国井大蔵: 熱的単位操作 (上), 1976, 丸善.
- 94) 稲葉英男, 福田武幸: 球状粒子充てん水平円筒型蓄熱槽の非定常放熱特性, 日本機械学会論文集B編, Vol.51, No.470, 1985, pp.3183～3190.
- 95) M. Kaviany : Principles of Heat Transfer in Porous Media, 1995, Springer.

第2章

過冷却方式の氷蓄熱システムの基礎研究

2-1 はじめに

本章では過冷却方式の氷蓄熱システムの構成を説明した上で、製氷・蓄氷・解氷に関する基礎研究と経済性に関する研究について説明する。

製氷の基礎研究では、まず蓄熱媒体の種類が製氷効率へ与える影響について解析し、過冷却水を利用した場合の効率的な過冷却水の温度についての解析、さらに水の循環による製氷・蓄氷過程における氷核の分離や融解の熱流動解析により、過冷却水の安定生成による高効率な製氷条件を明らかにする。

蓄氷の基礎研究では、製氷技術により作られた氷水を氷蓄熱槽に供給する配管内における氷水の特長解析、および氷蓄熱槽における氷層の水深方向や水平方向の成長について実験的に明らかにする。

解氷の基礎研究では、空調用途の冷熱需要で想定される熱負荷に対して、得られる冷水の温度レベルを蓄熱の利用率という観点から実験的に明らかにする。

以上の製氷、蓄氷、および解氷の基礎技術に関わる研究に加えて、本システムの実用化と導入普及により電力供給設備の負荷率の向上への効果を得るためには、経済性についても予め評価しておくことが必要になる。

2-2 過冷却方式の氷蓄熱システムの構成

2-2-1 過冷却方式の氷蓄熱システムの製氷原理とシステム構成

過冷却方式の製氷原理を図2-2-1に示す。蓄熱媒体である水を冷却し、凝固点温度（273.15K）以下でも液体の状態（過冷却状態）にする。得られた過冷却水は、水の準安定状態として知られ、機械的衝撃もしくは電氣的衝撃等をトリガーとし、その過冷度に応じた割合で水と氷とに相変化（過冷却状態の解除）する。生成した氷と水は密度差によって「分離」して、水のみを再度過冷却状態まで冷却する。これを繰り返すことで連続的に氷を生成して蓄える。

このように水の循環系で過冷却水を利用する製氷原理を組み込んで、基本的には汎用機器の組み合わせで成立する過冷却方式氷蓄熱システムの構成¹⁻¹¹⁾を図2-2-2に示す。

図に示すように本システムは、水を連続的に凝固点温度以下の過冷却状態に冷却する過冷却器、過冷却状態を解除させてスラリー状の氷水を生成する解除部、氷を蓄える氷蓄熱槽、氷から分離した水のみを過冷却器に送るためのポンプや配管による循環系統、さらに熱負荷を処理するために蓄えた氷を融解する解氷系から構成される。

この構成は過冷却器の冷熱源としてブラインチラーを用いたブライン型の過冷却方式氷蓄熱システムの総合試験装置を示しているが、過冷却器においてフロンと直接熱交換する直膨型システムも可能である²⁾。

なお、汎用機器を組み合わせることによってシステムを構成することには、下記の長所がある。

- ① システム技術による開発の早期化
- ② 大量生産や市場競争原理に基づく経済性の向上
- ③ 実用システムでの配置設計上の問題の克服と工事の短期化
- ④ システムの信頼性の向上
- ⑤ 導入の容易化と普及の早期化

以下には、過冷却方式の氷蓄熱システムの中で、重要である「過冷却器」の構造と特徴、「過冷却の解除部」および「解氷系」の種類と特徴について説明する。

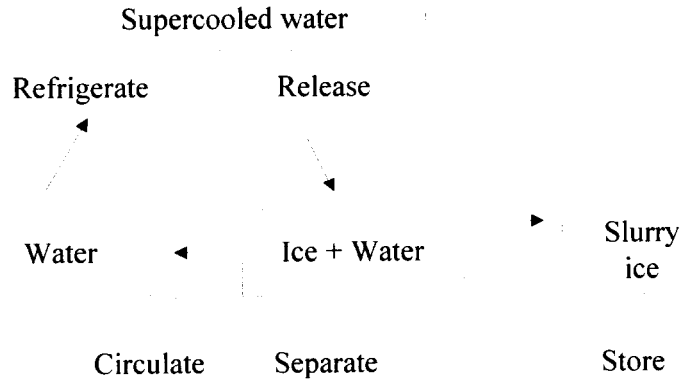


図2-2-1 過冷却方式の氷蓄熱システムの製氷原理

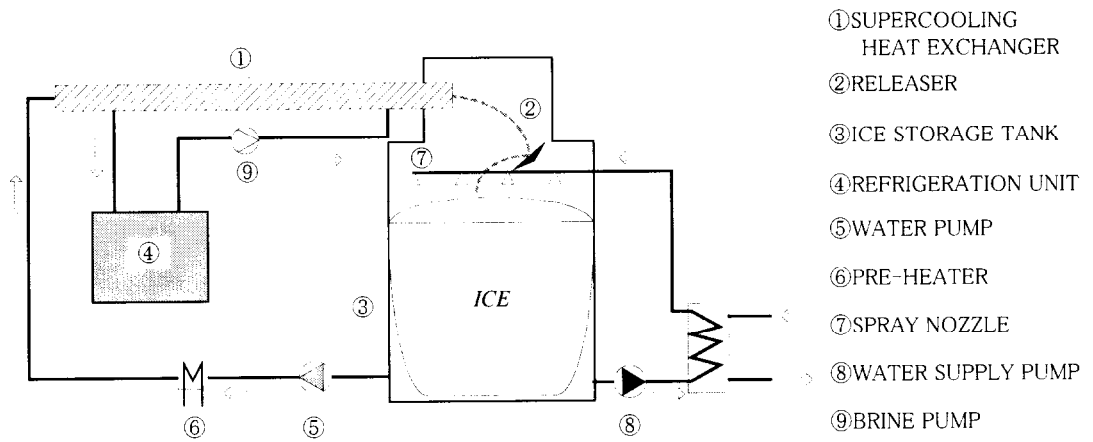


図2-2-2 過冷却方式の氷蓄熱システムの基本構成

2-2-2 過冷却器の構造と特徴

過冷却器の概略構造は図2-2-3に示すように、シェル側にブラインを、チューブ側に水を流す1パスの多管式熱交換器である。構成材料には基本的にはステンレス鋼を用いて、腐食などによる過冷却水の不測の解除（過冷却崩壊）確率の上昇、あるいは能力劣化の可能性を長期にわたって防止することとした。

過冷却器が汎用の熱交換器と最も異なる点は、水（過冷却水）の出口側にはヘッダーを持たないことである。これにより、所定の温度（ -2°C ）まで冷却された過冷却水は、即座にチューブの冷却壁面から解放されてそれ以上の冷却が行われずに、連続的に一定温度の過冷却水が製造されることになる。しかし過冷却水の出口の断面は過冷却域までの冷却面であり、空気中の湿分の凝縮・結氷や過冷却解除部からの氷核の飛散により、過冷却水の連続製造を妨げられる可能性があるため、図のように過冷却水の出口の断面を電気ヒータで昇温している。この電気ヒータの出力は過冷却器の冷却能力の1%以下と極めて小さい。

さらにこの過冷却器は、以下のような特長を有する。

- 構造が汎用のShell&Tube型と基本的には同等であるため、製作、保守が容易である。
- 過冷却器チューブ内で水の凍結が発生した場合、正常運転への復帰のために、その氷の融解・排出が容易である。

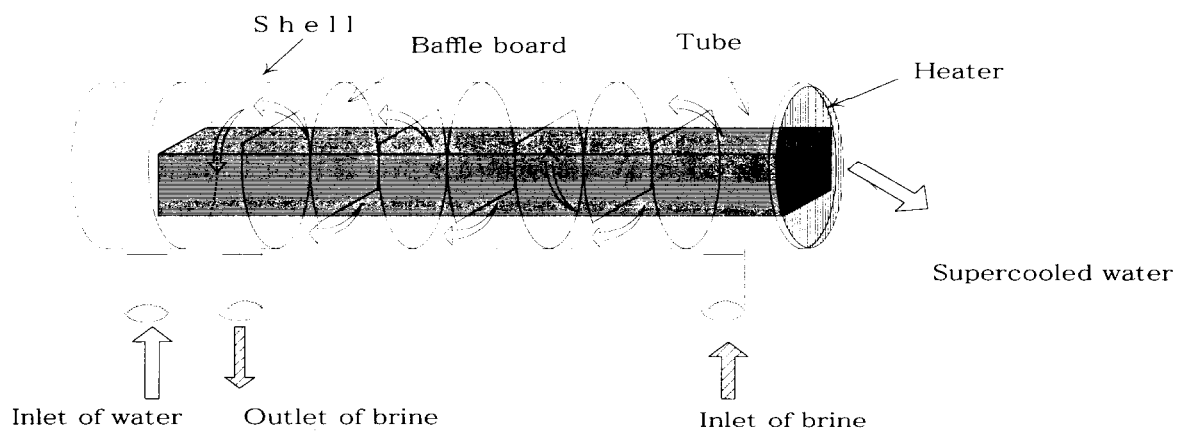


図2-2-3 過冷却器の構造

2-2-3 過冷却の解除部（氷の生成部）の種類と特徴

過冷却の高い過冷却水は物理的な衝撃力もしくは氷の種結晶などの解除トリガーを付与すれば、容易に相変化して氷と水の混合体になる。しかし実用システムでは、過冷却水に確実に解除トリガーが付与でき、かつ限定した場所で過冷却解除を連鎖的に進行させ、この過冷却解除を確実に完了させる必要がある。

過冷却解除の方式には、図2-2-4に模式的に示す解除板方式と解除パイプ方式の2種類がある。両方式の差異は過冷却解除以降において、氷水を氷蓄熱槽に供給して高密度に氷を蓄えるプロセスの違いである。

(1) 解除板方式

過冷却水を解除板に自由落下させて、その時の物理的な衝撃力を相変化のトリガーにする。さらに解除板上に付着した氷が種結晶になって、連鎖的に解除が進行・継続する。この解除板に多量の氷が堆積しないように、解除板上面は氷蓄熱槽の水面に対して20～30°以上の角度で傾斜している。この方式は、以下のような特徴を有する。

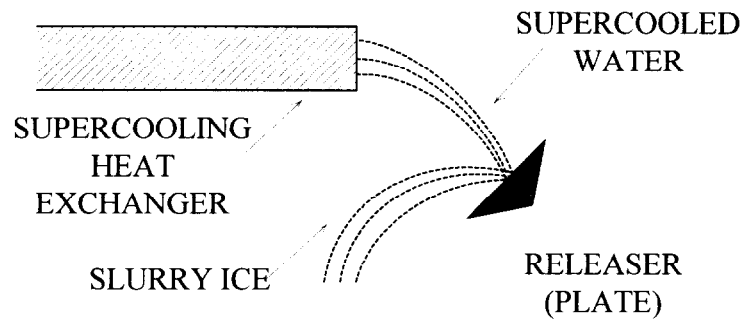
- 構造がきわめてシンプルである。
- 氷蓄熱槽の上部に過冷却器の配置スペースがある場合に適する。
- 氷蓄熱槽の形状に合わせて、板状だけでなく円錐型の解除板も選択することができる。
- 1台の過冷却器に対して解除板が1枚であるので、蓄氷可能な範囲に限界がある。

(2) 解除パイプ方式

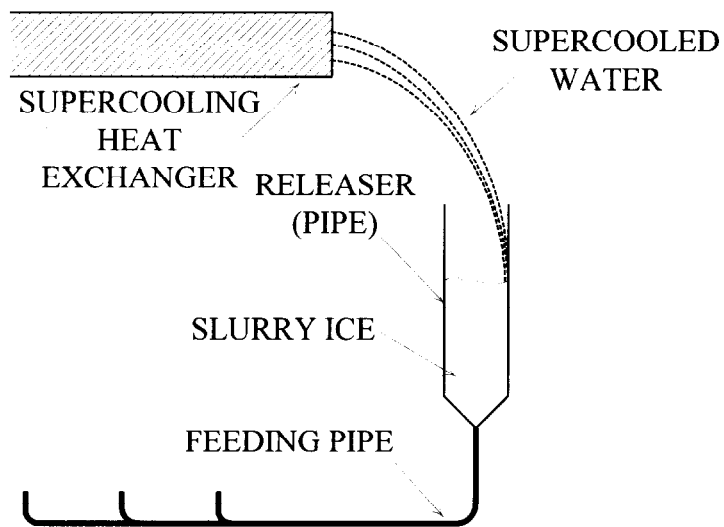
自由落下する過冷却水がパイプの内壁面、あるいはパイプ断面内に限定された水面に衝突する際の衝撃力を相変化のトリガーにする。パイプの内壁面に付着、あるいは水面近傍に浮遊する氷が種結晶になって連鎖的に解除が進行・継続する。この種結晶の維持とともに解除パイプ内で過冷却状態が完全に解除できるように、解除パイプ以降の配管での流動抵抗の調節によって解除パイプ内の水面を維持することが重要である。この方式は、以下のような特長を有する。

- 解除部で生成した氷水（氷の混合率＝～2.5wt%）を、配管を経て氷蓄熱槽まで重力差などを利用して容易に搬送することができる。
- 複数の解除パイプを合流させて氷水を搬送する配管を1本とすることも、合流後、

再び分岐（分配）させることもできる。すなわち過冷却器と氷蓄熱槽の独立配置が可能となるばかりでなく、単一の大容量の氷蓄熱槽に均一に蓄氷すること、あるいは配管系を用いた複数の氷蓄熱槽へ分配して蓄氷することができる。



(1) 解除板方式



(2) 解除パイプ方式

図2-2-4 過冷却解除部の種類

2-2-4 解氷系の種類と特徴

氷蓄熱槽の形状、容積、水深やその上部の空間といった建物要件と、冷熱需要側の熱負荷並びに蓄熱量といった冷熱利用の条件からの選択が可能なように、解氷の方式¹⁰⁻¹³⁾には図2-2-5に示す散水方式と噴流方式の2つの方式がある。図中には実用規模の氷蓄熱槽でのノズル配置の概略寸法を示す。

(1) 散水方式

氷蓄熱槽の上部に散水ノズルを配置し、負荷からの戻り水を均一に散布して、氷蓄熱槽の水面近傍に浮遊している氷層から順次、均一に融解する。この方式は以下のような特徴を有する。

- 解氷過程の経過によらず、常に散水面に氷が存在するので、氷蓄熱槽内に氷がほぼ無くなるまでの全解氷過程に渡って、低温の冷水を得ることができる。
- 氷蓄熱槽の上部に、散水ノズルや配管の設置や水の噴霧のための空間が必要になる。
- 散水ノズルでの噴霧角度を維持するために、水の供給圧力を確保することが必要になる。
- 水深の深い堅型の氷蓄熱槽に適する。

(2) 噴流方式

氷蓄熱槽の壁面近傍に噴流ノズルを複数個配置し、水面下100～200mmの位置で、負荷からの戻り水を水平方向に噴出して、氷を融解する。この噴流は氷蓄熱槽内の氷層を分断し、水の攪拌流を誘起するといった伝熱促進の効果を合わせて持っている。この方式は以下のような特徴を有する。

- 氷蓄熱槽内の水は攪拌させるものの、氷層を含めた氷蓄熱槽全体が攪拌されて、氷と水が完全に混合されることにはならないので、全解氷過程に渡る冷水の温度レベルの維持に関しては、前述の散水方式に比べて若干劣る。
- 散水方式に比べて、水の圧力損失が少ないので、所要ポンプ動力という観点からは優れている。
- 氷蓄熱槽内の配管は少ないので、施工性という観点からは優れている。
- 水深が浅くて水平断面積が広い平型の氷蓄熱槽に適する。

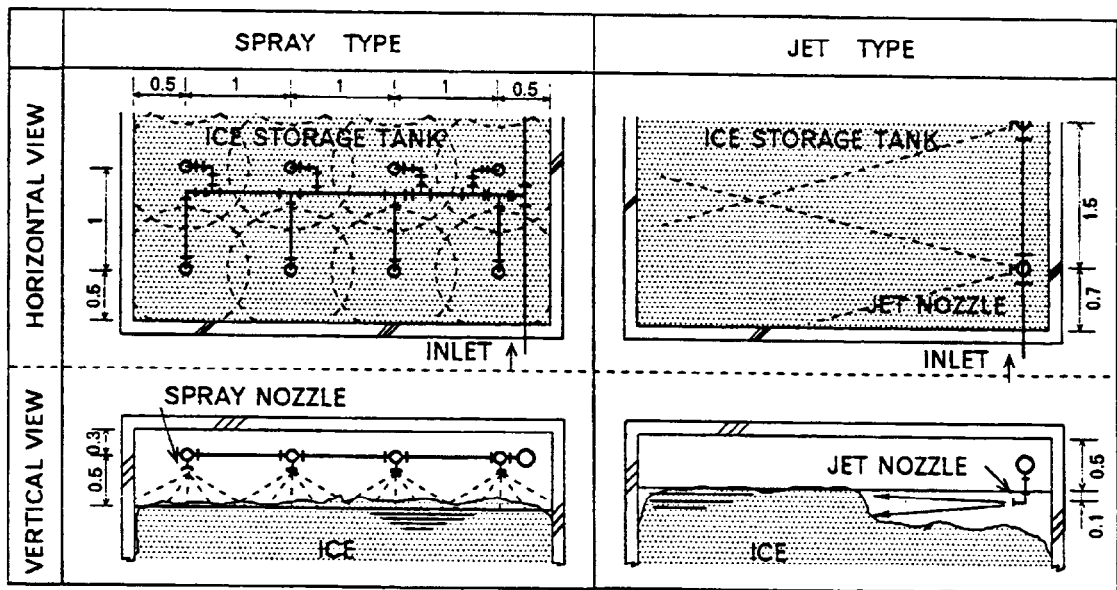


図2-2-5 解氷系の種類 (1) 散水方式と(2) 噴流方式)

2-3 基盤技術を獲得するため基礎研究

2-3-1 製氷に係わる基礎研究

ダイナミック型氷蓄熱システムの製氷の高効率化を図るためには、まず製氷方式を比較する必要がある。第1章で述べたように、この主な製氷方式にはハーベスト方式、リキッド方式、過冷却方式がある。

過冷却方式およびハーベスト方式では蓄熱媒体として「水のみ」を用いるのに対して、リキッド方式では蓄熱媒体として「水溶液」を用いるので、各方式の最大の違いは、蓄熱媒体の違いと言える。ここでは、蓄熱媒体の違い並びに製氷温度が製氷効率に与える影響を解析した結果を説明する。

さらに、過冷却方式において、過冷却器の伝熱面過冷度および水の平均過冷度と製氷効率の関係について解析した結果を説明する。

過冷却方式において、夜間の所定の時間内に高密度に氷を蓄えるためには、水の循環サイクルにおいて過冷却現象を安定に維持する方法が必要になる。すなわち、過冷却器入口に微細な氷の粒子（氷核）が流入する可能性を排除できる水循環サイクルを確立するために、ここでは氷蓄熱槽から取り出される水の氷核の随伴や流出した氷核の加熱・融解に関して、熱流動解析した結果について説明する。

(1) 蓄熱媒体の違いが製氷効率に与える影響

図2-3-1のように、冷凍機、氷蓄熱槽、製氷器（蓄熱媒体が水の場合は過冷却器）、ポンプ、フロン（R134a）を用いた一次冷媒系統、不凍液（ブライン）を用いた二次冷媒系統、および蓄熱媒体系統より構成される冷却サイクルを想定し、一定の能力で製氷するための各機器の所要動力を計算して、蓄熱媒体として水を用いた場合の製氷効率と蓄熱媒体として水溶液を用いた場合の製氷効率を比較した。ここでの製氷器は総括伝熱係数が約 $2.2\text{kW/m}^2\text{K}$ で伝熱面積が約 80m^2 のShell&Tube型の熱交換器、冷凍機の蒸発器での冷媒とブラインとの温度差は 4°C で一定、冷凍機の凝縮でのフロン冷媒の温度は 35°C で一定と仮定した。冷凍機の所要動力は圧縮効率 η_{comp} を1とした理論軸動力であり、冷却塔および冷却水ポンプの動力は含まれていない。二次冷媒系統のポンプは全揚程 H_p を20 m、ポンプ効率 η_{pump} を0.8で一定と仮定し、蓄熱媒体系統のポンプは H_p を15m、 η_{pump} を

0.8で一定と仮定して、次の(2-3-1)式¹⁾を用いて、製氷能力を確保するために必要な循環質量流量 G での各ポンプ動力 P_{pump} (kW) を求めた。

$$P_{pump} = \frac{1}{10^3 \eta_{pump}} \rho_l G H p \quad (2-3-1)$$

リキッド方式の氷蓄熱システムには、各種の水溶液が蓄熱媒体として採用されているが、ここでは図2-3-2に濃度 (wt%) と凝固点温度 T_{fp} の関係を示したエチレングリコール系の水溶液を用いて、その濃度が製氷効率に与える影響について解析した。

水および各濃度 (wt%) の水溶液の蓄熱媒体について、製氷効率 COP_{ice} の解析結果を図2-3-3に示す。図の横軸は水の凝固点温度 $T_{fp-water}$ と製氷器で冷却された蓄熱媒体のバルクの温度 T_{out} との温度差である。蓄熱媒体が水の場合には、この温度差が平均的な水の過冷度に相当する。いずれの蓄熱媒体の場合も、製氷能力 q_{ice} は563kWで一定である。図のように、水溶液の濃度が高くなり、凝固点温度が低くなるほど、 COP_{ice} が低下することがわかる。図の横軸の温度差が大きくなるほど冷媒の温度が低下して冷凍機の動力は増加する。また、温度差が小さくなるほど一定の製氷能力を確保するためには蓄熱媒体の供給流量を多くする必要があるため、ポンプ動力は増大する。そのために、図のように各蓄熱媒体の COP_{ice} が最大値を持つことになる。このことは、次の(2)項で改めて詳しく述べる。

以上のことから、過冷却方式やハーベスト方式が用いる蓄熱媒体である「水」は、リキッド方式が用いる蓄熱媒体である「水溶液」に比べ、製氷効率を高効率化できることを定量的に示すことができた。

このことに加えて「水」を蓄熱媒体とすることは、大量の蓄熱媒体の管理やその廃棄に係わる環境負荷の問題に関して、「水溶液」に比べて遙かに有効であると言える。例えば、延べ床面積12,000m²の事務所ビルを対象に、その最大冷房負荷 (1,120kW) の1/2の製氷能力で、氷蓄熱槽の氷充填率 IPF が50%の氷蓄熱システムを導入した場合、120m³もの多量の蓄熱媒体の管理や廃棄処理が必要になる。

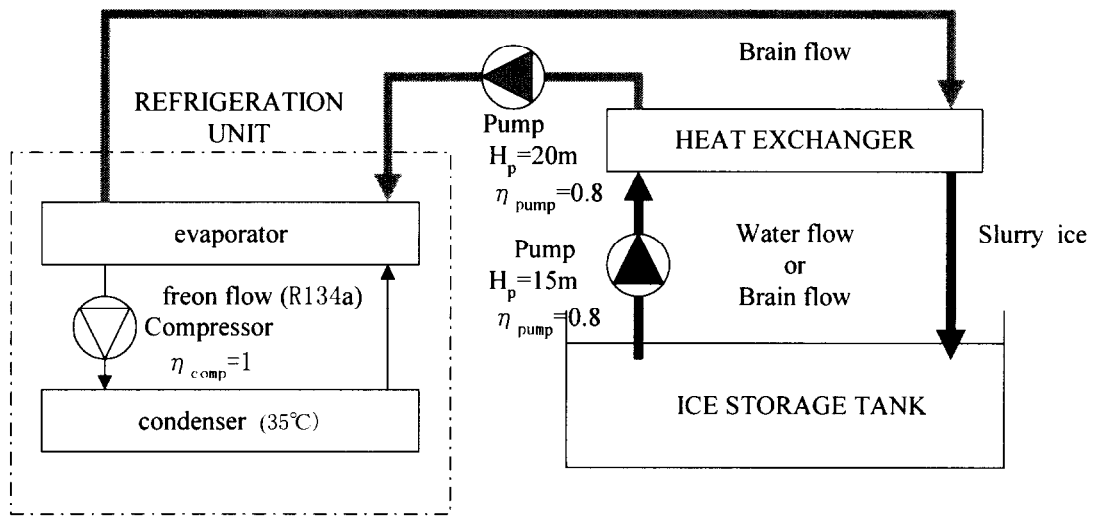
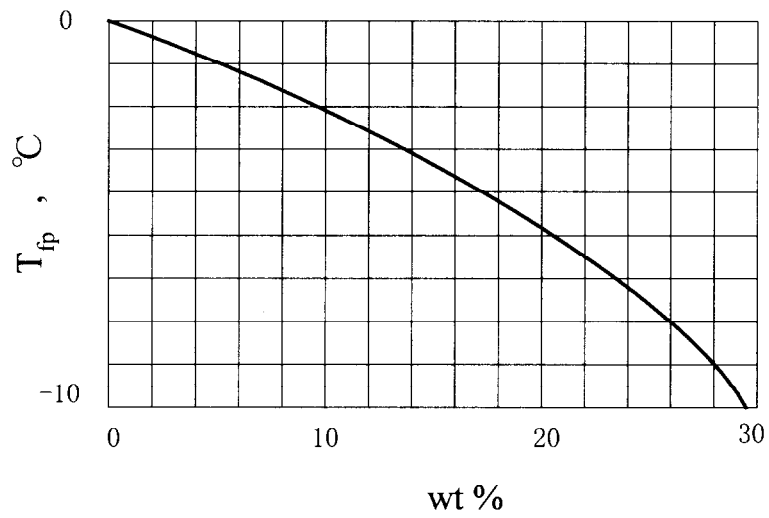
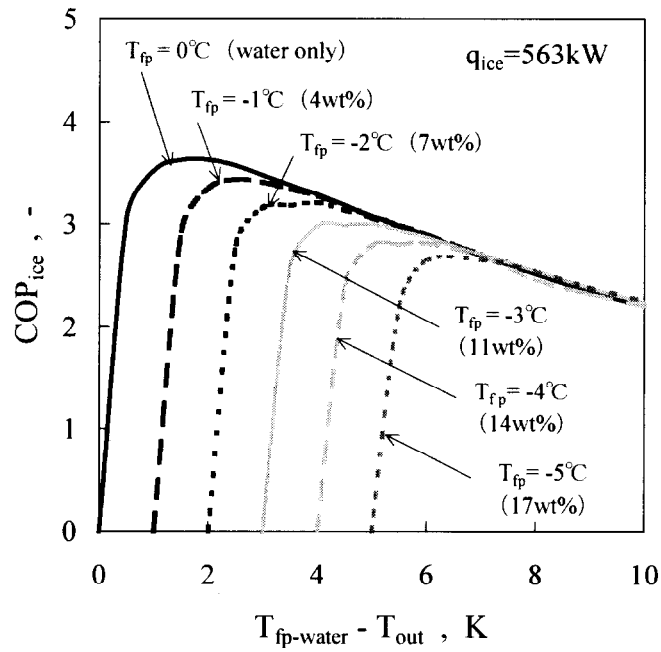


図2-3-1 想定した冷却サイクル



東京ファインケミカル（株）オーロラライン技術資料より

図2-3-2 エチレングリコール系の水溶液の濃度（wt%）と凝固点温度 T_{fp} の関係



リキッド方式での製氷運転中の水溶液温度 T_{fp} の範囲=0~-5°C (竹中工務店カタログより)

図2-3-3 蓄熱媒体の水溶液の濃度と製氷効率の関係

(2) 過冷却器の伝熱面過冷度および水の平均過冷度と製氷効率の関係

過冷却方式の氷蓄熱システムの設計における最も重要な限界指標は、過冷却水の安定限界、すなわち伝熱面の最大過冷度である。伝熱面の最大過冷度に関しては、第1章の1-2-1項のような多くの既往の研究が有用である。我々も、通常の市水レベルの純度で大面積（体積）の水を用い、夜間の製氷運転に相当する長時間の流動系での基礎実験によって、この値が既往の研究と同程度に5.8Kであることを確認した^{4,9,11)}。

前項の図2-3-3では製氷効率が最大になる水の平均過冷度、すなわち最も効率的な水の平均過冷度があることを示した。この図の所要動力の内訳を図2-3-4に示す。図のように、水の平均過冷度 ΔT_{sc} が大きくなるほど冷媒温度は低下し、冷凍機での蒸発圧力と凝縮圧力の差が大きくなって、冷凍機の動力 P_{ref} は増加する。また、 ΔT_{sc} が小さくなるほど水の単位質量当たりの製氷量は少なくなり、一定の製氷能力 q_{ice} （=563kW）を確保するためには水の供給流量を多くすることが必要になって、ポンプ動力 P_{pump} が増大する。その結果、全動力 P_{total} は最小値を持つ凹型の曲線となり、製氷効率 COP_{ice} は最大値を持つ凸型の曲線になる。

氷蓄熱システムの製氷運転開始時には氷蓄熱槽内の水温が5~7°Cであることや、次の(3)項で述べる氷核融解のための熱解析結果との対照のために、過冷却器の入口での種々の水温 T_m について、過冷却器出口の水の平均過冷却度 ΔT_{sc} と COP_{ice} の関係を図2-3-5に示す。図のように $T_m=0^\circ\text{C}$ では $\Delta T_{sc}=1.5\text{K}$ で COP_{ice} の最大値が存在し、 $T_m=0.25^\circ\text{C}$ および $T_m=0.5^\circ\text{C}$ では $\Delta T_{sc}=2.5\text{K}$ で COP_{ice} の最大値が存在し、また $T_m=1^\circ\text{C}$ では $\Delta T_{sc}=3.0\text{K}$ で COP_{ice} の最大値が存在している。

前述の基礎実験で得られた伝熱面の最大過冷度（=5.8K）の場合、ここで想定した過冷却器では、得られる出口の水の平均過冷度は約3Kになる。製氷効率の向上を考えて、出口平均過冷度を小さくすることは、伝熱面過冷度を小さくすることにつながり、過冷却安定性に対する余裕度が高くなることになる。

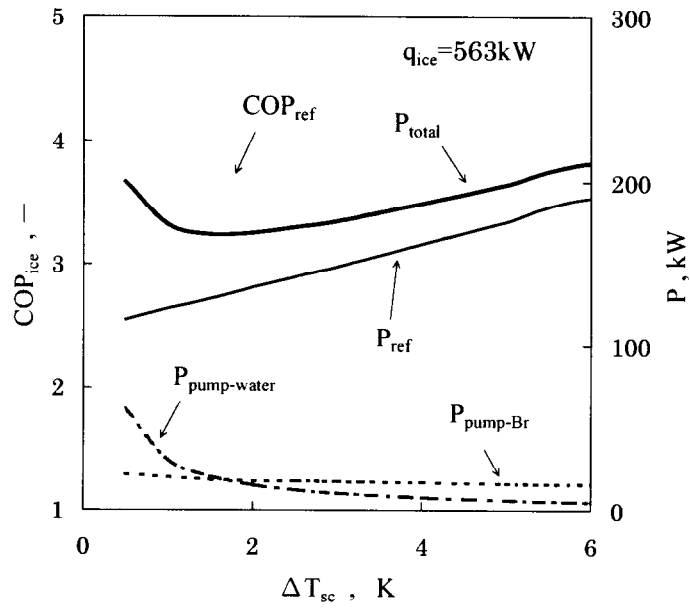


図2-3-4 所要動力の内訳

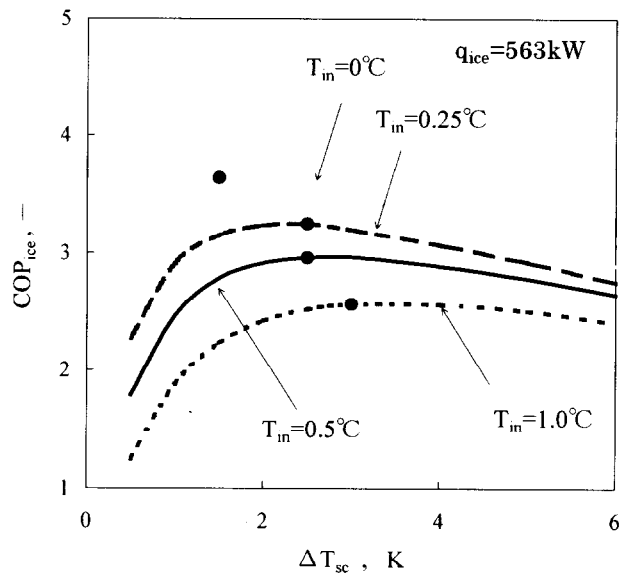


図2-3-5 水の平均過冷度と製氷効率の関係

(3) 過冷却器への氷核流入を防止できる水循環サイクルを確立するための熱流動解析

水の過冷却状態を解除して相変化させると、針状結晶の微細な氷が得られる。過冷却方式の氷蓄熱システムでは、この微細な氷と水とが混在する氷蓄熱槽から、水だけを分離して循環させることで製氷・蓄氷が連続的に進行する。しかし、分離し得なかった微細な氷の粒子（氷核）が過冷却器に流入する可能性がある。その結果、この流入した氷核が起因となって過冷却器内で過冷却状態が解除して管内閉塞にいたる可能性がある。

この循環流動系の氷生成サイクルの中で、過冷却水の安定生成のために過冷却器の入口への氷核の流入を防止するには、以下の2段階がある。

- 氷蓄熱槽からの水の取水に際して、氷核の随伴をできる限り防止する。
- 過冷却器への流入水に残存する微細な氷核を完全融解する。

1) 氷蓄熱槽からの取り出される水の氷核随伴に関する流動解析

氷蓄熱槽内の蓄氷過程では、蓄えられた氷層自身が粗い氷核のフィルタの機能を持つ。さらに、氷蓄熱槽の下部での循環水の取り出し部分（取水部）における水の平均下降速度 U については、以下のように考えた。

氷層を通過した水に含まれる氷核の粒径 r_0 は、目視観察の結果から 0.5mm 以下であった。ここではこの氷核を球形の氷粒子と仮定する。この氷粒子と流水との相互作用はレイノルズ数で評価すれば *Stokes* 力と浮力で支配される¹⁵⁾。したがって、次の(2-3-2)式の条件を満たす氷粒子は取水部で水に吸引されない。

$$U \leq \frac{4r_0g(\rho_l - \rho_s)}{18\mu_l} \quad (2-3-2)$$

逆に、(2-3-2)式を満たさない氷核が取水部で吸引されて、水に随伴された場合には、次の2)項に示すように、過冷却器に至る前に氷核を融解する必要がある。

2) 氷核融解に関する熱解析

氷蓄熱槽から流出した氷核を融解するためには、過冷却器での冷却の前に、予め循環水を加熱（予熱）する必要がある。この予熱温度については、以下のように考えた。

球形の氷がある時刻から融点以上の一定温度の水中にさらされた時、融解して生成される水が周囲の水と混合しないと仮定した簡単な非定常融解モデルでは、過冷却器の入

口水温 T_m と融解保持時間 t の相関関係は、次の(2-3-3)式で与えられる¹⁶⁾。

$$\frac{\kappa_l t}{r_0} = \frac{h_L c_l}{6c_l(T_m - T_{met})} \frac{\rho_l}{\rho_s} \quad (2-3-3)$$

このモデルに基づけば、(2-3-3)式の[左辺] \geq [右辺]の場合に氷核は完全に融解することになる。

3) 過冷却器への氷核流入防止のための熱流動解析と製氷効率

過冷却器の長時間の連続運転に対する安定性の確認実験の結果を、氷蓄熱槽における取水部での下降水流の平均流速 U と予熱温度 T_m とで整理して、図2-3-6に示す。図中の凍結頻度は、過冷却水が生成されてから過冷却器の管内での水の凍結・管内閉塞が発生するまでの時間から、8時間運転(氷充填率:40%)あたりの凍結回数を求めたものである。

図中の実線は、前述の(2-3-2)式および(2-3-3)式から求まる(2-3-4)式において、予熱温度の保持時間 t を現実的な数値である5~20秒に仮定して、氷核の融解に対して計算した結果である。

$$U \leq \frac{4\kappa_l c_l g(\rho_l - \rho_s)}{3\mu_l h_L c_l} \frac{\rho_s}{\rho_l} (T_m - T_{melt}) t \quad (2-3-4)$$

図の解析結果および実験結果から、下降面速度を0.01m/s以下、予熱温度を0.4℃以上、保持時間が10秒以上の条件を満たせば、連続8時間の運転中に氷核の流入に起因する過冷却器チューブ内での凍結発生頻度を1回/8時間以下にできることがわかる。

なお、予熱にともない、上昇する過冷却器の入口の水温での製氷効率は、前述の(2)項の図2-3-5の $T_m=0.5℃$ の曲線が示すように、理論的には COP_{ice} が約3近傍の良好な製氷効率の範囲に維持できていることがわかる。この場合の水の平均過冷度は約2Kであり、伝熱面の過冷度が3.8Kとなる。したがって伝熱面の過冷度を前述の最大過冷度(=5.8K)から約2K下まわることになり、過冷却安定性に対する余裕度が高くなる。

しかし、さらなる製氷効率の高効率化のために、冷凍機内の高圧冷媒液の利用²⁾などによる予熱源の熱回収や予熱熱量自体の低減が、過冷却方式の氷蓄熱システムの課題で

あるといえる。

以上の製氷に関する基礎研究では、以下のことが明らかになった。

- 過冷却方式が用いる蓄熱媒体である「水」は、リキッド方式が用いる蓄熱媒体である「水溶液」に比べ、製氷効率を高効率化できる。
- 過冷却器への氷核流入防止のための熱流動解析の結果、 COP_{ice} が約3近傍の良好な製氷効率で、安定な過冷却水の生成による連続製氷運転が可能になる。
- 上記の高効率運転では、伝熱面の過冷度が3.8K程度であり、過冷却安定性（伝熱面の最大過冷度=5.8K）に対する余裕度を高くすることができる。

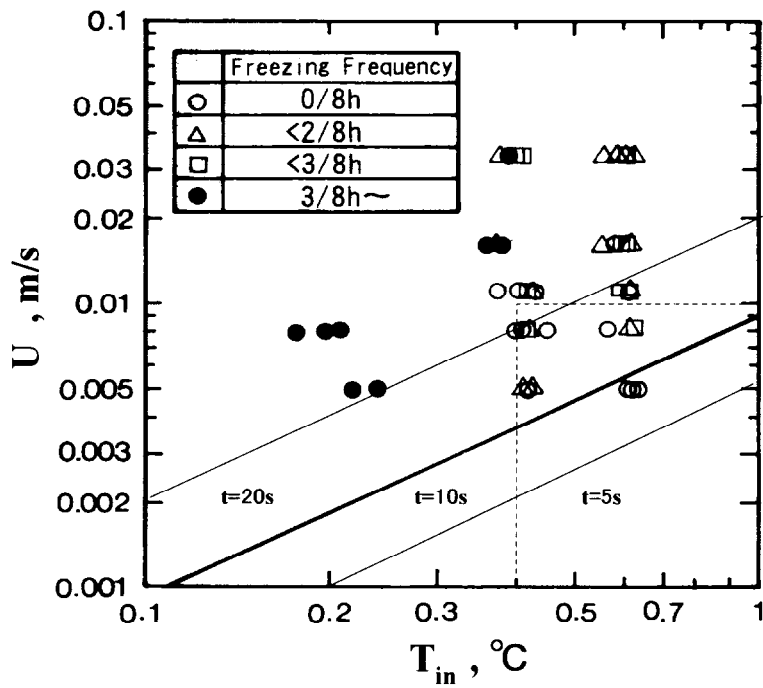


図2-3-6 過冷却の安定に係わる氷蓄熱槽の取水部の平均流速と予熱温度の関係

2-3-2 蓄氷（蓄冷熱）に係わる基礎研究

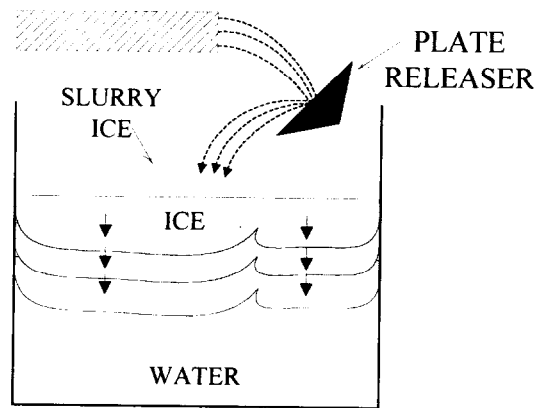
2-2-3項で示した2種類の過冷却解除部の方式（解除板方式と解除パイプ方式）を用いた場合の氷蓄熱槽への氷水の供給は、図2-3-7に模式的に示す2種類の方式に分けられる。

- 解除板からの自由落下方式（TYPE①）：解除板からの氷水の落下点を氷蓄熱槽の中央部に設定し、氷蓄熱槽の上部から氷水を供給する。
- 解除パイプに接続された氷水搬送配管からの上方吹出方式（TYPE②）：氷水の搬送配管の吹出口を氷蓄熱槽の水面から100～200mm突出させて、氷蓄熱槽の水面近傍から氷水を供給する。

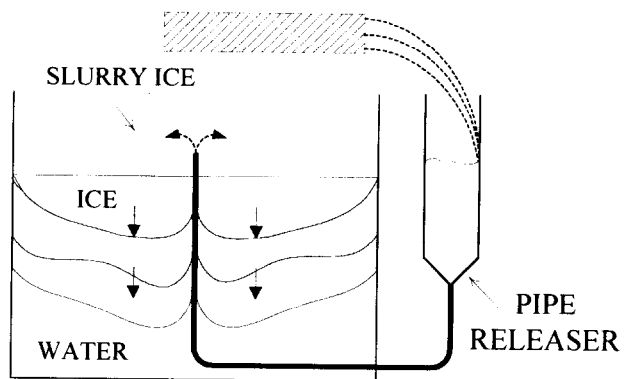
氷蓄熱システムの蓄氷過程では、冷熱需要を賄うために、氷蓄熱槽内において所定の蓄氷量を確保することが必要である。

そのためには、まずは氷蓄熱槽外で作られた氷水を供給する方法が必要になる。とくに、上記のTYPE②の方式に関わる配管内での氷水の流動特性が必要である。

さらに氷蓄熱槽内の平均的な氷充填率 IPF とともに、氷蓄熱槽内で形成される水深方向や水平方向への成長についての基礎的な特性を明らかにすることが必要である。



TYPE ①



TYPE ②

図2-3-7 氷蓄熱槽への氷水の供給方法の種類

(1) 氷水の搬送配管内での氷水の特性解析

配管内の氷水は、写真2-3-1および2-3-2のように、配管内の平均流速が実用設備で想定される0.5m/s～2m/s範囲で、氷が相分離せずに水とともに均質に流れる（均質流である）ことが分かった。また、エルボ、バルブ、オリフィスを含んだ配管系での実験から、この程度の管内平均流速では氷の混合率が30wt%程度までの氷水が、定常で均質流を保って搬送できることを確認した。

このような氷水の流動特性として、内径 d が41mm、126mm、146mmの3種類の配管に、氷の混合率が2～30wt%の氷水を流したときの、 Re 数と管摩擦係数 f の関係を図2-3-8のように求めた。図中には比較のために、水単相流の場合の Re 数と f の関係も示した。図のように、氷の混合率が高くなるほど、 f が大きくなることがわかった。このことは、雪水二相流の研究結果¹⁷⁾と同様な傾向である。また、過冷却方式の氷蓄熱システムで扱う、氷の混合率が2.5wt%程度の氷水二相流の Re 数と管摩擦係数の関係は、水単相流とほぼ同じであることがわかった。

次に、内径が40mmの配管を用い、分岐後の氷の量を実測して、氷水の分岐特性を調べた。分岐管は通常の水配管で使用されるチーズを用いた。その結果を図2-3-9に示す。図の横軸は分岐管での氷水の平均流速 u 、縦軸は氷の流量 G 、斜めの破線は氷の混合率が1、2、3wt%で一定の場合の u と G の関係を示す。図のように、分岐方向の違い、ガイドの有無、分岐流速の違いによらず、分岐前後の氷水中の氷の混合率（約2.5wt%）は一定であることがわかった。

以上の特性を確認するために、図2-3-10のように、容量が10.8m³の氷蓄熱槽を4槽設けた実験装置を用いて、約6時間の運転で各槽へ同時に同流量の氷水を供給して蓄氷し、その後の解氷（放冷熱）運転の結果から、各氷蓄熱槽の蓄熱量と槽全体の氷充填率 IPF を調べた。なお配管系にはエルボ、チーズ、レギュレーサ、さらに氷水の流量を調整するためにオリフィスが設けてある。表2-3-1に示すように解氷運転の結果としての蓄熱量や IPF から、このような運転によって各槽で均等に蓄氷できることが確認できた。

このような結果から、過冷却方式が製造する氷水は、均質流で、水と同様に流動性に富み、容易に分岐できる特性を有することがわかった。



(a) 0.8 m/s

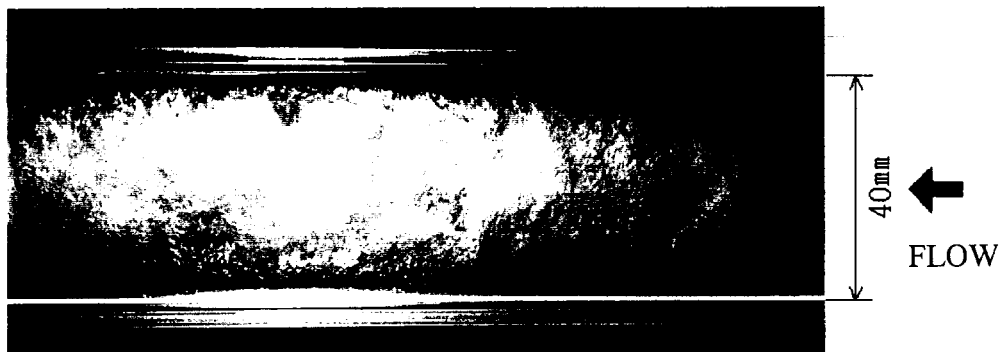


(b) 1.1 m/s



(c) 1.8 m/s

写真2-3-1 種々の平均流速での氷水の流動状態 (氷混合率=2.5wt%)



(a) 1.0wt%



(b) 1.5wt%



(c) 2.0wt%

写真2-3-2 種々の氷混合率での氷水の流動状態 (平均流速=1m/s)

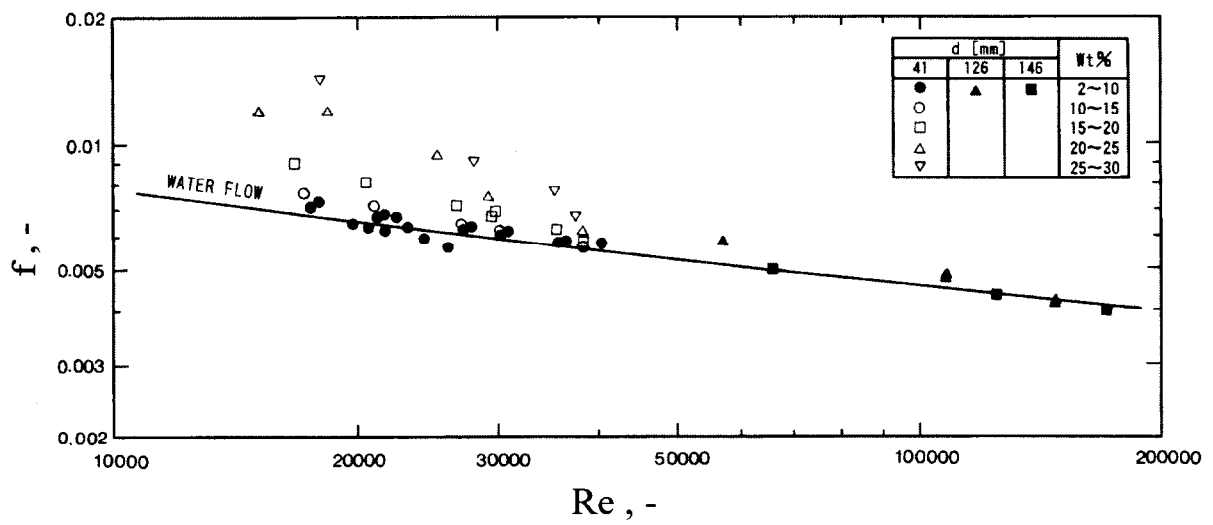
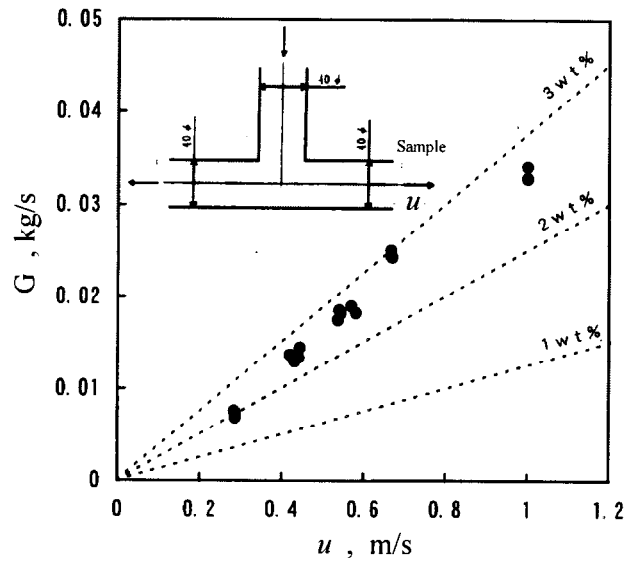
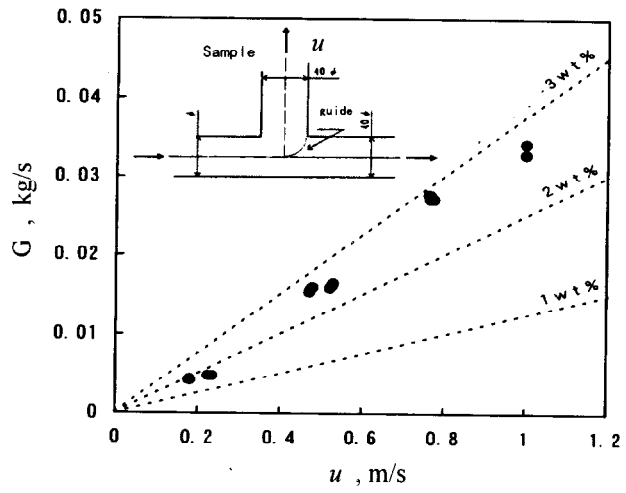


図2-3-8 管内の水水二相流のRe数と管摩擦係数の関係



(1) 左右分岐



(2) 上分岐

図2-3-9 氷水の分岐特性

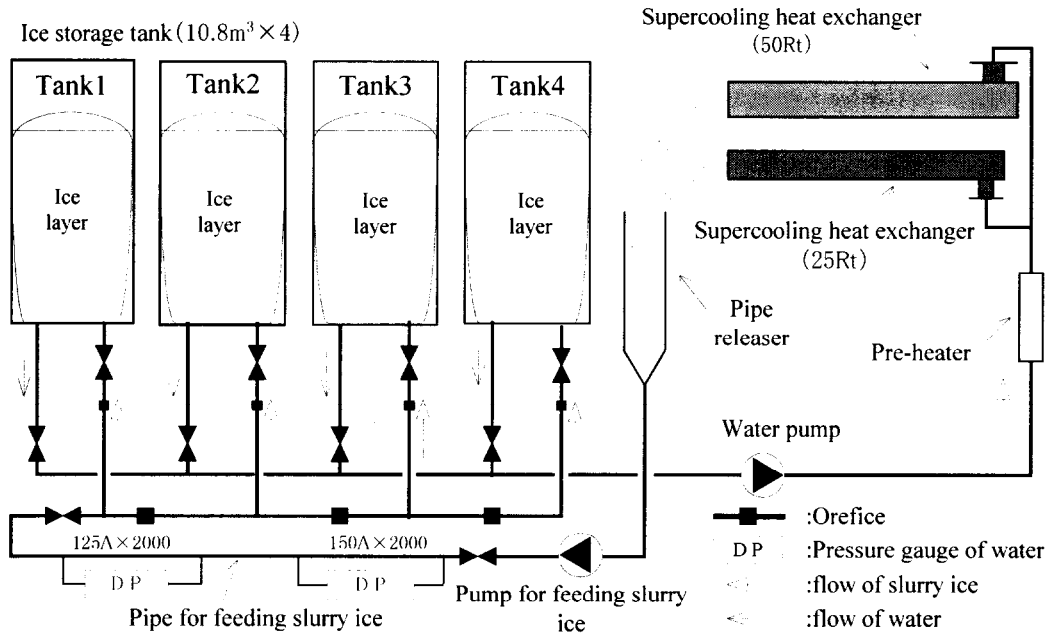


図2-3-10 複数の氷蓄熱槽を用いた氷水の流動特性の試験装置

表2-3-1 複数の氷蓄熱槽の蓄氷量と氷充填率IPFの結果

	Tank1	Tank2	Tank3	Tank4	Total
Thermal storage[MJ]	1090	1180	1100	1060	4430
IPF[wt%]	20.9	22.3	20.1	19.0	20.5

(2) 蓄氷過程

氷蓄熱システムにおける蓄氷性能を最終的に評価する指標は、氷蓄熱槽全体での氷充填率 IPF (*Ice Packing Factor*) である。この値を高くして、高効率な蓄氷を達成するためには、氷蓄熱槽内で形成される氷層の水深方向の成長と水平方向の成長に関する基礎的な特性を明らかにする必要がある。

IPF の定義には、氷蓄熱槽容積に対する氷の容積割合 (vol%) や氷蓄熱槽の水の量に対する氷の量の割合 (wt%) が用いられているが、後者で表記させている場合が多い。また、ダイナミック型氷蓄熱が蓄える氷はシャーベット状であり空気の混入もあるので、本論文では氷として蓄えられた冷熱量 Q_{ice} 、氷蓄熱槽内の水の容積 V 、および水の凝固潜熱 h_i を用いた下記の (2-3-5) 式で定義される IPF (wt%) を用いる。

$$IPF = \frac{Q_{ice}}{h_i \cdot \rho_l V} \quad (2-3-5)$$

前述した図2-3-7のTYPE①およびTYPE②の何れの氷水の供給方式とも、基本的には氷水の密度差 (浮遊する氷層の形成)、および自重と浮力 (氷層の圧密) などによる静的な逐次堆積の蓄氷原理を利用して、水深方向に蓄氷が進行する。また、この蓄氷過程は、氷層表面で氷水が流動しながら氷が堆積することで、氷層の水平方向の均一化を伴いながら進展する。

さらに詳しく蓄氷過程を説明するために、TYPE②の氷水の供給方式での蓄氷過程を図2-3-11に模式的に示す。氷蓄熱槽内の水の温度が約 0°C になると、図の(1)のように供給された微細な氷粒が氷蓄熱槽内に浮遊する。この氷粒は水との密度差により、氷蓄熱槽内で図の(2)のように浮遊する氷層 (グレーの部分) を形成する。氷水は氷蓄熱槽の中央の供給口から浮遊氷層の上面に供給され、ここで水のみが浮遊氷層に浸透しながら氷蓄熱槽の側壁の方向へ流れて、浮遊氷層は氷蓄熱槽内で水平方向に広がる。また同時に、水が浮遊氷層へ浸透することで浮遊氷層の上面に氷が堆積し、逐次浮遊氷層の厚さが増して、浮遊氷層は氷蓄熱槽の下方向へ成長する。図の(3)のように氷層が氷蓄熱槽の底部までに達した後は氷層は浮遊せず、初期水面よりも上方向に氷が徐々に堆積して氷層の厚さが増すことになる。

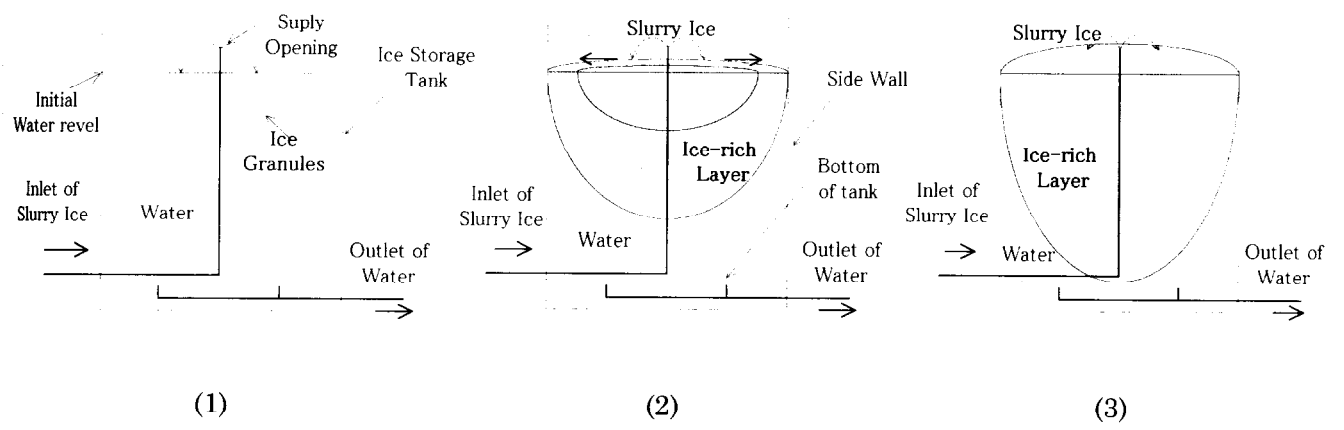


図2-3-11 蓄氷過程の模式図

(3) 蓄氷特性

まず、水深方向の蓄氷特性について説明する。直径1.5m、高さ10mの円筒氷蓄熱槽（蓄氷前の水深 L_{tank} ）について、TYPE①およびTYPE②の2種類の氷水の供給方式における、浮遊する氷層内の氷充填率 IPF_f の差異を調べるために、浮遊氷層の厚さ L_{ice} を測定した。その実験結果を図2-3-12に示す。ここでの氷水の供給流量は $40\text{m}^3/\text{h}$ である。供給された氷により槽内で形成される浮遊氷層は時間とともに厚さを増す。この氷蓄熱槽では IPF が約15~20%で、 $L_{ice}/L_{tank}=1$ となる。この時、槽全体が微細な氷粒で満たされて水のみ槽内水域が無くなり、 IPF_f は IPF と同一となる。その後、 IPF ($= IPF_f$) の増加と共に、槽上部空間にも氷が蓄えられる。図中の各方式による $IPF=15\sim 20\%$ までの浮遊氷層厚さの差異は、氷水供給速度や槽内流による浮遊氷層の圧密が異なるためである。浮遊氷層が全域を占めるようになると、いずれの供給方式においても氷の圧密が同じ状態となり、最終 IPF はほぼ同じ値となる。すなわち IPF は主に自重と浮力によって支配され、各方式による流動の影響は少ないことがわかった。

次に、水平方向の蓄氷特性について説明する。TYPE①の氷水の供給方式に対し、製氷能力に比べて大容積で、形状および槽内流の氷層形状への影響が少ない $6.4\times 15.8\times 6.4\text{ mH}$ なる平型の氷蓄熱槽を用いて、浮遊氷層の水平方向分布を実測した。その結果を図2-3-13に示す。図中の一カ所から氷水を供給するための過冷却解除板は直径0.9m、高さ0.1mの円錐型であり、氷水の流量は $180\text{m}^3/\text{h}$ ある。蓄氷開始直後は薄い浮遊氷層が広範囲に広がっていたが、浮遊氷層が厚くなるにつれて、その幅は6m程度に限定された。TYPE①の供給方式において氷蓄熱槽を無駄なく利用するためには、過冷却解除板の間隔をこの寸法以下にする必要があることがわかった。

ダイナミック型氷蓄熱システムでは、一般に蓄氷終了時の氷蓄熱槽全体での氷充填率 IPF の到達値がその性能の良否の評価指標になる。本研究では、容量が $1.5\sim 100\text{m}^3$ 、平型、円筒型、矩型といった各種の形状の氷蓄熱槽を用いた実験から、40~45%程度の IPF の到達値を確認した。

その結果の一例として、約 20m^3 の氷蓄熱槽を用いたシステム²⁾での、冷却能力 q_{ref} 、 IPF 、氷蓄熱槽からの取り出し水の温度 T_{out} の経時変化を図2-3-14に示す。図中には参考のために、過冷却器（滴液式蒸発器）でのR22冷媒の蒸発圧力 p_{evp} の経時変化も加えてある。こ

の q_{ref} は p_{evp} 、冷媒温度、冷媒循環流量の測定値から算出し、 IPF は q_{ref} 、 T_{out} 、および蓄氷前の氷蓄熱槽内の水量から算出した。 T_{out} が低下して約 0°C となると、 q_{ref} は 120kW 程度で一定となり、 IPF は単調に増加して8時間の蓄氷運転後、 IPF が約45%まで氷が蓄えられた。

この IPF の値は実用という観点からは、図2-3-15の氷蓄熱の水蓄熱に対する蓄熱槽容積の比および図2-3-16での蓄熱槽からの熱損失の比¹⁸⁾が示すように、 IPF が20~30%まで IPF の増加に応じた効果が十分に期待できる。

このことから本システムで確認できた $IPF=40\sim 45\%$ は、実用面からの蓄熱槽容積と熱損失の低減に対して、十分に高密度な蓄熱であることを示している。

以上の蓄氷に関わる基礎研究では、以下のことが明らかになった。

- 過冷却方式が製造する氷水は、均質流で水と同様に流動性に富み、かつ容易に分岐できる特性を有する。
- $IPF=15\sim 20\%$ 程度までで槽全体が微細な氷粒で満たされた後、氷層が圧密されるという水深方向の蓄氷については、主に氷層の自重と浮力によって支配される。
- 水平方向の蓄氷については、浮遊氷層が広がる幅は 6m 程度である。
- $IPF=45\%$ までの蓄氷が達成できた。この IPF の値は実用という観点から、蓄熱槽容積と熱損失の低減に叶う十分に高密度な蓄熱である。

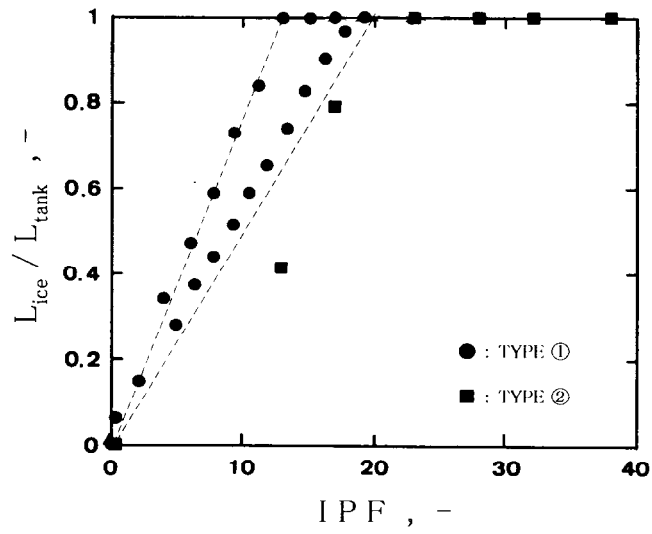


図2-3-12 氷蓄熱槽全体の氷充填率IPFと氷層の厚さ L_{ice} の関係

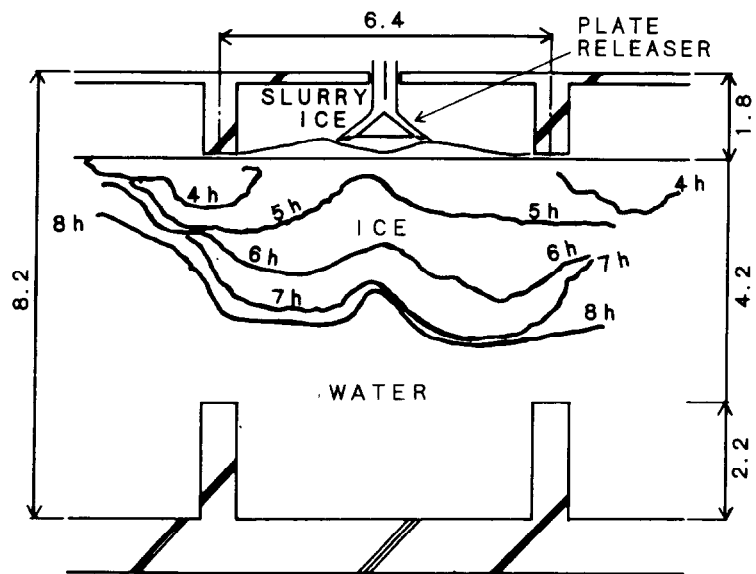


図2-3-13 浮遊する氷層の水平方向の分布

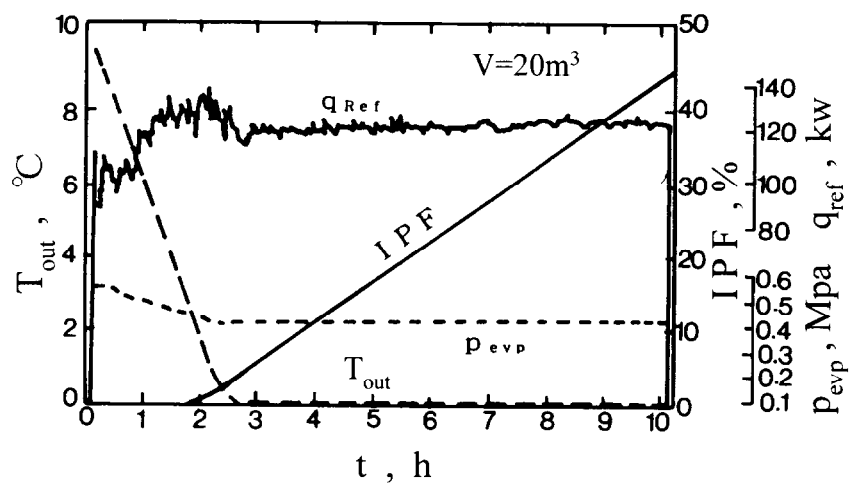


図2-3-14 冷却能力およびIPFの経時変化

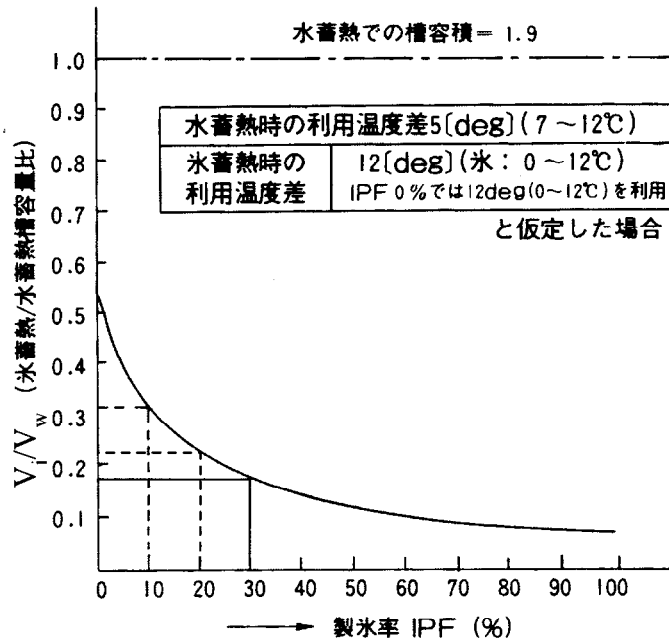


図 2-3-15 氷蓄熱の水蓄熱に対する蓄熱槽容積の比¹⁸⁾

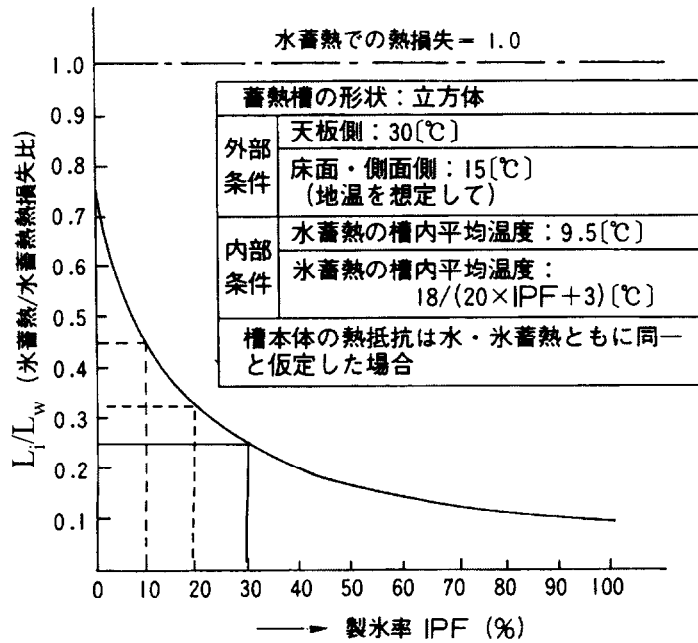


図 2-3-16 氷蓄熱の水蓄熱に対する槽からの熱損失の比¹⁸⁾

2-3-3 解氷（放冷熱）に係わる基礎研究

ここでは、前述の2-2-4項に示した散水方式と噴流方式の2種類の解氷方式における解氷過程について説明し、解氷特性として最も重要な氷蓄熱槽から取り出される冷水の温度について説明する。また、解氷特性は解氷過程における氷蓄熱槽内の残氷量に影響されるため、この温度は蓄熱の利用率に対しての評価が必要になる。

ここでの蓄熱利用率 η には熱負荷 q_{load} 、潜熱蓄熱量 Q_{ice} 、取り出し水温 T_{out} を用いて下記の(2-3-6)式で求めることにした。すなわち η は熱負荷の総量を潜熱と顕熱の蓄冷熱量の和で割ったもので、 $\eta = 1$ は氷が全て解けて蓄えた冷熱量が完全に利用できたことを意味している。ここで、 T_{out} を取り出し水温の上限値（例えば7°C）に固定した蓄熱利用率も定義できるが、この値は空調設備（空調器の熱交換器）の設計により定まるものであり、氷蓄熱槽内での解氷特性として普遍化した蓄熱利用率を定義するには、(2-3-6)式が妥当であると考えた。また、この定義式によれば解氷過程における氷蓄熱槽が保有する能力、すなわち残氷量の見積もりが可能である。さらにこの無次元時間である η を用いることで、各種の解氷条件に対して、解氷過程を通じた冷水の温度レベルの比較が容易になる。

$$\eta = \frac{\int q_{load} dt}{Q_{ice} + C_l \cdot \rho_l \cdot V \cdot (T_{out}(t) - T_{melt})} \quad (2-3-6)$$

$$q_{Load} = C_l \cdot \rho_l \cdot W \cdot (T_m(t) - T_{out}(t))$$

$$Q_{ice} = \int q_{ice} dt - Q_{loss} - C_l \cdot \rho_l \cdot V \cdot (T_{out}(0) - T_{melt})$$

なお、 q_{ice} は氷蓄熱システムの製氷能力、 Q_{loss} は氷蓄熱槽の熱ロス、 $T_{out}(0)$ は蓄氷前の氷蓄熱槽内の水温である。

(1) 解氷過程

1) 散水方式の解氷過程

図2-3-17に解氷過程の模式図を示す。図中の η は蓄熱の利用率を表し、時間の経過とともにその値は増加する。氷蓄熱槽内では図の(1)のように、主に散水面近傍の氷層内

の氷が融解されて、その部分の氷層のみかけの空隙率が高くなる。この氷の融解によって生成した水はその下部の氷層内を浸透し、また氷を融解する。その結果(2)のように氷層は時間の経過とともにその厚さが減少し、浮力と自重のバランスで水面方向に移動して、結果的に氷層下方の水域の高さが増加しながら低温の冷水が取り出される。さらに(3)のように氷層の厚さが0.1m程度に薄くなると、氷層はいくつかの氷塊に分断されて、氷層のみかけの空隙率は一層高くなり、氷は急速に融解する。

以上のように散水方式では、氷層厚さは水平方向に概ね均一で、高さ方向に一次元性を保ちながら解氷過程が進行する。

2) 噴流方式の解氷過程

噴流方式の場合、散水方式に比べて槽内の流動・伝熱がさらに複雑になる。この時の解氷過程を模式的に示したものが図2-3-18である。まず、図の(1)のように噴流方向に氷層が融解されて水域が形成される。 η の増加すなわち時間の経過と共に水域が広がり、氷層が分断され、それぞれの氷塊が槽内水流により移動する。その際、(2)のように噴流の影響が大きい範囲に移動した氷塊は急速に融解される。その後、(3)のように小さな氷塊が噴流の影響範囲内で融解・分断されながら解氷過程が進行する。この結果、とくに解氷運転の終期には噴流の影響範囲内で融解する氷量が大きく増減して、取り出し水温に変動が生じる。

以上のように、噴流方式では氷層が噴出された水により分断され、大きく変形しながら解氷過程が進行する。

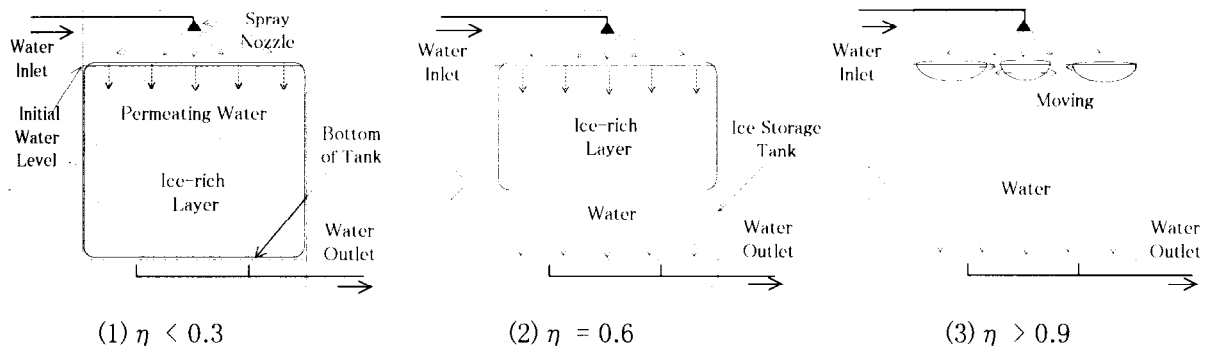


図2-3-17 散水方式の解氷過程（氷蓄熱槽の側面から見た図）

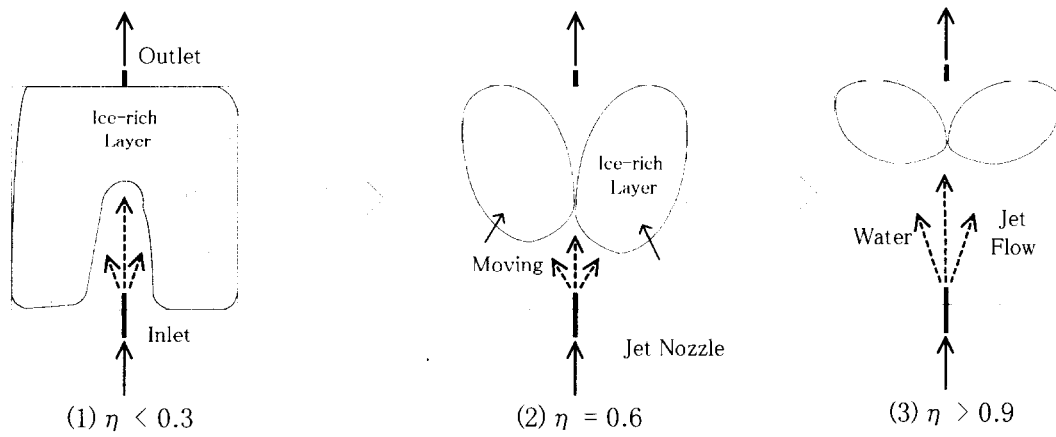


図2-3-18 噴流方式の解氷過程（氷蓄熱槽の上面から見た図）

(2) 解氷特性

1) 散水方式の解氷特性

散水方式での解氷特性の一例として、容量 V が 8m^3 の立方体型の氷蓄熱槽を用いて $15.6\text{m}^3/\text{h}$ の流量 W で散水した場合の取出し水温 T_{out} の時間変化を、蓄熱利用率 η を指標として用いて図2-3-19に示す。図中の q_{load} は熱負荷を、その括弧内は製氷能力に対する熱負荷の割合を表す。

製氷運転時の約4倍という極めて高い熱負荷に対して、 4°C 程度の冷水の取り出しが可能であることがわかった。この製氷運転時の約4倍の熱負荷は、夜間の10時間の製氷運転に対して約1/4の2.5時間で蓄えた氷を利用（解氷）して、冷熱需要をピークカットした場合に相当し、実用の観点からは電力のピーク時間調整契約¹⁹⁾の適用で経済的な氷蓄熱システムの運用を可能にする。

冷水の温度レベルは熱負荷に応じて変化している。また何れの熱負荷の場合についても、解氷過程が進行して残存する氷の量が減少しても、冷水温度に大きな変動は見られない。すなわち蓄熱利用率の指標から、 $\eta \doteq 1$ となるまで（氷がほぼ無くなるまで）の期間にわたって、低温の冷水を安定に維持して取り出せることがわかった。

2) 噴流方式の解氷特性

噴流方式での解氷特性の一例として、容量 V が 1.5m^3 の矩型の氷蓄熱槽を用いて、 $2.2\text{m}^3/\text{h}$ の流量 W で噴流を与えた場合の取出し水温 T_{out} の時間変化を、蓄熱利用率 η を指標として用いて図2-3-20に示す。噴流の水の温度 T_m は 12°C である。

ノズル出口部の噴流 u_j が 1m/s の場合、前述の(1)で述べたように氷塊の分断によって融解する氷量が大きく増減するため、 T_{out} に変動が生じる。しかし、 u_j を5、 10m/s と増加させると取り出し温度レベルを低く推移させるようにできるとともに、その水温の安定度を高くできることがわかった。

所要ポンプ動力あるいは施工性という観点からは優れている噴流方式は、全解氷過程を通じての水温の安定性という観点からは、前述の散水方式に比べて解氷特性が若干劣ることが確認できた。

ただし、空調用途の冷熱利用という観点での冷水温度の条件（ $5\sim 7^\circ\text{C}$ ）に対しては、十分低温の冷水が得られることが確認できた。

以上の解氷に係わる基礎研究では、以下のことがわかった。

- 散水方式では、冷熱需要のピークカットを行って電力のピーク時間調整契約による経済的な運用を可能とする、製氷運転時の約4倍という極めて大きい解氷熱負荷に対して、4℃程度の冷水の取り出しが可能である。また、この冷水の温度レベルは熱負荷に応じて変化し、解氷過程の経過を通じて、冷水温度は大きく変動しない。
- 噴流方式では、噴流の速度を速くすると、冷水温度レベルを低く推移できるとともに、その水温の安定度を高くできる。
- 何れの方式においても、空調用途の冷熱利用という観点での冷水温度の条件（5～7℃）に対しては、十分低温の冷水が得られる。

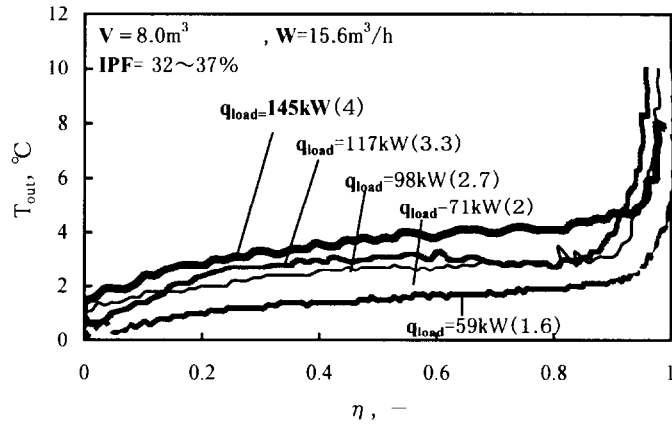


図2-3-19 散水方式の解氷特性

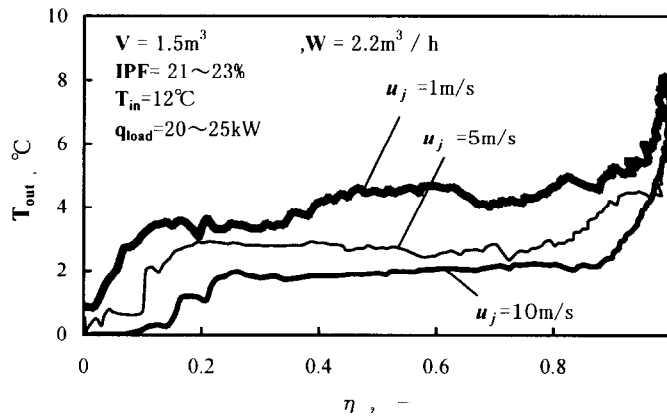


図2-3-20 噴流方式の解氷特性

2-4 経済性評価と要因分析

蓄熱密度の高いことが利点として挙げられる氷蓄熱システムでは、所定の蓄熱量を確保するためには、水蓄熱システムに比べて蓄熱槽容積を小さくできるという設備コストの低減要因がある。さらに、水蓄熱システムでは蓄熱槽の容積あるいは蓄熱槽の水深が充分確保できない設置条件でも、大容量の蓄熱式熱源システムの計画を現実にする。

一方、水蓄熱に比べて、一般に氷蓄熱システムは、以下のようなコスト上昇要因を抱えている。

- エネルギー貯蔵密度が高いということは、織り込むべき技術、あるいは実現するシステムは必然的に高級、あるいは複雑になる。
- 製氷がより低温で行われるということは、必然的に成績係数を悪化させる。
- とくにダイナミック型氷蓄熱では、製氷・蓄氷・解氷のいずれの設計・制御技術も一層高度なものになる。

これらの要因がシステム全体に与える影響は、熱源機器の設備費用、蓄熱槽の建設費、設置スペースおよび消費電力量を計算することで評価できる。また、蓄熱システムの導入の目的である電力需要の平準化（ピークシフト）は、昼間用熱源機の設備コストの低減ならびに夜間の安価な余剰電力の積極的な利用によるランニングコストの低減を計算することで評価できる。

さらに、ここで経済性評価は以下のような目的にも叶う。

- 技術開発のターゲットの明確化
- 熱エネルギーコストに見合う実用設備としての開発
- 電力の負荷率を向上するための、導入・普及が期待できる実用設備としての開発

そこで、ここでは、想定した熱負荷形状に基づいて、非蓄熱システムおよび水蓄熱システムに対する過冷却方式の氷蓄熱システムの経済的な要因の分析結果^{11,20)}について述べる。

2-4-1 経済性の評価手法

過冷却方式の氷蓄熱システムを、地域熱供給事業に導入する場合を想定して、蓄熱機能を持たない熱源システム（非蓄熱システム）と水蓄熱システムの場合と比較検討した。ここでの評価指標には冷熱製造単価を用いた。

(1) 計算方法

1) 計算対象

①計算対象の範囲

経済計算を行う熱源プラントは、図2-4-1に示す非蓄熱システム（NSS）、水蓄熱システム（WSS）および過冷却方式の氷蓄熱システム（SIS）の3種類である。NSSは冷凍機、ポンプ、負荷へ接続された各ヘッドからなる。WSSは蓄熱槽、冷凍機、熱交換器、ポンプ、ヘッドからなり、蓄熱槽から熱交換器を介して冷熱を負荷側へ供給する。SISは冷凍機、熱交換器、ポンプ、ヘッド、夜間に製氷するための過冷却水を作る過冷却器、昼間に冷水を製造する冷却器から構成され、氷蓄熱槽と冷水冷却器から冷熱を負荷側へ供給する。計算対象の範囲は、これらの冷熱製造プラントの電気・水の受入設備から冷熱製造設備までとし、冷熱搬送設備以降の冷熱の利用系統は対象外とした。

②計算対象の熱負荷データ

使用した設計冷熱負荷（最大負荷日）の時刻別データおよび年間月別冷熱負荷データを図2-4-2の(a)、(b)に示す。この負荷データは、典型的な事務所・店舗用途の延べ床面積500,000m²のビル群を想定した地域のものである。この設計・日量負荷（JIS B 862 4-1993）は2.0TJ/day、ピーク負荷は180GJ/h（50MW）、年間負荷は194TJ/yearであり、全負荷相当時間1081hである。

2) 計算の仮定

①構成機器の効率

NSS、WSSおよびSISにおける蓄熱槽、冷凍機および補機類の諸効率の設定データを表2-4-1に示す。蓄熱槽に蓄熱された熱量に対する利用できた熱量の割合 η_{tank} は0.95とした。SISでは過冷度が2Kの過冷却水の安定制御のために冷却前に0.5°Cの予熱を行うので、この予熱に係わる効率 η_{SIS} には0.8を、また蓄熱槽の上部に蓄氷空間が必要なことから、W

SSの蓄熱槽内の水量に対するSISの蓄熱槽内の水量の割合 η_v として0.9を用いた。WSSでの蓄熱槽内水の利用温度差 ΔT は7K、SISでは混合した槽内水の利用上限温度と水の凝固点温度との温度差により ΔT は5Kとした。SISの氷蓄熱槽内の平均氷充填率 IPF は45%とした。ここでの冷凍機の成績係数 COP には、冷凍機の部分負荷特性や冷凍機台数についての考慮（冷凍機稼働率に係わる効率の考慮）はせず、圧縮機容量を定める冷熱製造温度（蒸発温度）のみに係わる理想的な効率を用いた。したがって、2種類の冷却器を持つSISの COP は、昼間の冷水製造運転と夜間の蓄氷運転とで場合分けを行った。なお、NSSの COP を基準にした各システムの COP の割合を表2-4-1中の括弧内に示した。冷凍機動力に対する補機動力の割合 γ_{pump} は各システムごとに表2-4-1のように定めた。

②経済単価

熱源プラントおよび蓄熱槽の建設費や賃借料を算出するための経済単価は、市場の動向や地域性、立地条件により変動することが考えられる。ここでは、まずは以下のように各単価を設定し、次の2-4-2項においてそれに係わる費用の感度解析を行うことにした。

いずれのシステムにおいても必要な、配管、ポンプ、受電設備、制御機器も含めた熱源設備費の算出のため、基準熱源設備費の単価として140000円/kWを用いた²¹⁾。各システムでは冷凍機の効率が異なるので、熱源設備費はこの基準熱源設備費の単価に熱源設備費増加係数 κ_{ref} を乗じた単価によって求めた。各システムの κ_{ref} は表2-4-2の様に、理想的な値(1)から表2-4-1のNSSを基準にした COP の割合の逆数までとし、WSSでの算術平均である1.05およびSISでの1.15を中心値として採用した。WSSの κ_{ref} が1の場合は、図2-4-1に示した熱交換器（HEX）を使用しないシステムの場合に相当する。

WSSやSISの蓄熱システムには、さらに図2-4-1に示した熱交換器、ポンプ、配管および制御機器などの蓄熱システム設備費が必要になる。WSSでは、この蓄熱システム設備費の単価として17000円/kWを用いた。SISでは、熱交換器、ポンプ、配管、制御機器などと共に、過冷却水を作る過冷却器や過冷却器内での凍結からの復帰運転のための制御機器も含めた蓄熱システム設備費の単価として63000円/kWを用いた。昼夜運転するWSSやSISでは、NSSに比べ熱源設備を大幅に低減できることから、 κ_{ref} が示す熱源設備費の単価の増加やこれらの蓄熱システム設備費は、熱源設備費の減額に対して高くないことがわかる。

蓄熱槽構築費としては、熱源機器の機械室下部の二重スラブの利用、もしくは賃借した機械室の一部を壁で仕切るなどの躯体を利用した槽の構築を想定し、その単価には断

熱・防水費として30000円/m³用いた。

熱源機器の機械室や蓄熱槽用途での賃借料単価は、平成元年の都内の地下倉庫貸し家賃の概略値8000円/m²・month²²⁾の半分以下の3000円/m²・monthとし、冷却塔用途の屋上では1500円/m²・monthとした。ここでの機械室面積の算出に用いた熱源設備容量当たりの占有面積は0.061 m²/kW、冷却塔設置面積の算出に用いた熱源設備容量あたりの占有面積は0.026m²/kWとした。これらの占有面積は平成3年4月までの実績データを基にした中心値である²³⁾。また、SISでの過冷却器などの蓄熱システム設備の容量あたりの占有面積は0.014m²/kWとした。

なお、電力単価は(60kV)産業用蓄熱調整契約、水道単価は都内100A受水契約として運転費を算出した。

③蓄熱槽設置条件と蓄熱運転時間

蓄熱槽は熱源機器の機械室下部の二重スラブを利用した水深2.5mの槽(湧水槽、温水槽、梁や仕切壁を考慮した冷熱槽の有効容積＝熱源機器の機械室面積×水深/2)を基本とし、それ以上の槽容積が必要な場合には別途に機械室床を借用して水深7mの蓄熱槽を構築することにした。ただし、二重スラブを利用した槽の有効容積の影響については、後述の(2)項のように確認している。蓄熱運転時間は10時間とした。

3) 計算式と評価指標

前述の計算の仮定の下に、設計熱負荷から選定した構成機器によりプラント建設費を算出し、さらに年間月別冷熱負荷から運転費を算出して、それらの計算結果を基に各熱源システムを比較・評価した^{21, 22)}。

ここではその評価指標を、(2-4-1)式のように、冷熱製造量 QY の5年間の積算値に対する年間経常費 CY の5年間の積算値として求めた冷熱製造単価 CQ とした。

$$CQ = \sum^{5\text{year}} CY / \sum^{5\text{year}} QY \quad (2-4-1)$$

この CY は、図2-4-3の構成要素毎に算出した。計算に適用した金利は、5.5%/年の12年定額返済とした。

CY はプラント建設費 CP の関数として求める設備固定費と修繕費 $f(CP)$ 、賃借料 CS 、人権費 CM 、電力料 CE および水道料 CW からなる(2-4-2)式とした。

$$CY = f(CP) + CS + CM + \sum^{365day} \sum^{24h} (CE + CW) \quad (2-4-2)$$

CPは熱源設備費 C_{ref} 、蓄熱システム設備費 C_{SS} および蓄熱槽構築費 C_{tank} の和として次の(2-4-3)式で表される。

$$CP = C_{ref} + C_{SS} + C_{tank} \quad (2-4-3)$$

また、CSは熱源設備、蓄熱システム設備、冷却塔、蓄熱槽の占有面積 (S_{ref} 、 S_{SS} 、 S_{ct} 、 S_{tank}) の関数として次の(2-4-4)式で表される。

$$CS = g(S_{ref}, S_{SS}, S_{ct}, S_{tank}) \quad (2-4-4)$$

電力料CEおよび(2-4-3)式、(2-4-4)式の各変数は、選定した熱源機器の容量、蓄熱槽容量、各種効率 (η_{tank} 、 η_{SS} 、 η_V 、 γ_{pump})、COPやIPFの関数である。

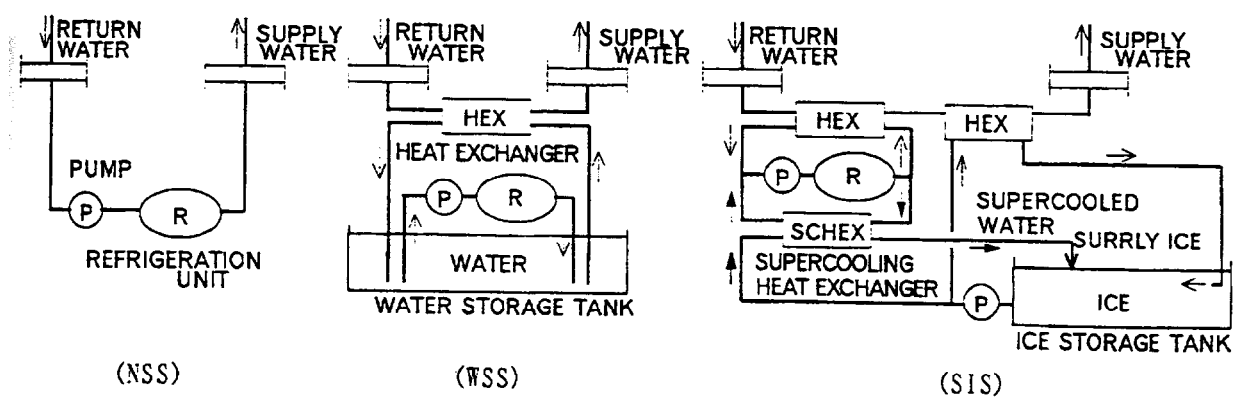
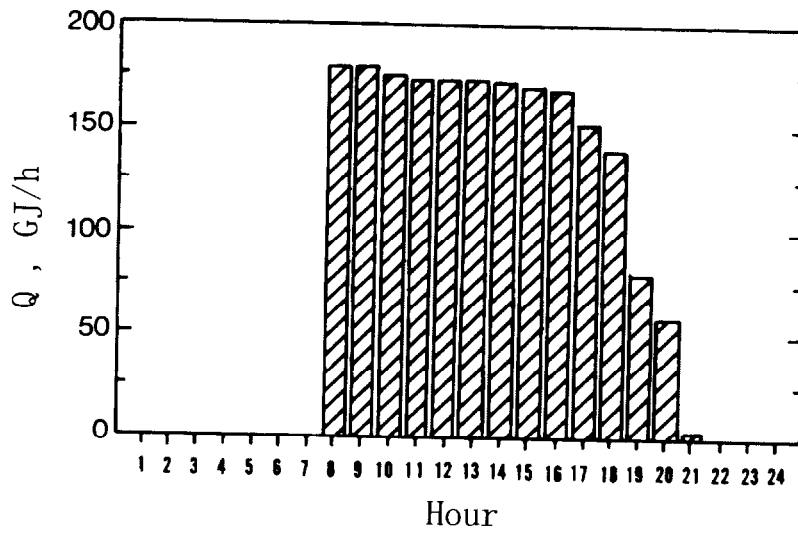
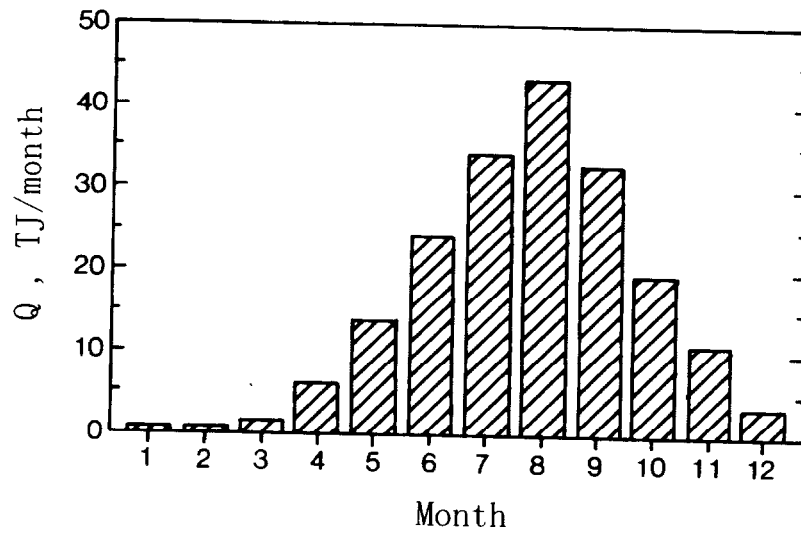


図2-4-1 経済計算の対象としたシステム



(a) 時間別の熱負荷データ



(b) 月別の熱負荷データ

図2-4-2 計算に用いた熱負荷

表2-4-1 蓄熱槽、冷凍機、補機類の諸効率の設定データ

	NSS	WSS	SIS	
			day	night
η_{tank} [-]	-	0.95	-	0.95
η_{SIS} [-]	-	-	-	0.8
η_{v} [-]	-	-	-	0.9
ΔT [°C]	-	-	-	5
IPF [%]	-	-	-	45
COP [-]	5.0 (1.0)	4.5 (0.90)	4.2 (0.84)	3.8 (0.75)
γ_{pump} [-]	0.15	0.20	0.25	

表2-4-2 冷凍機の効率に関する熱源設備費の増加係数の範囲

		NSS	WSS	SIS
κ_{ref}	minimum	1	1	1
	average	1	1.05	1.15
	maximum	1	1.1	1.30

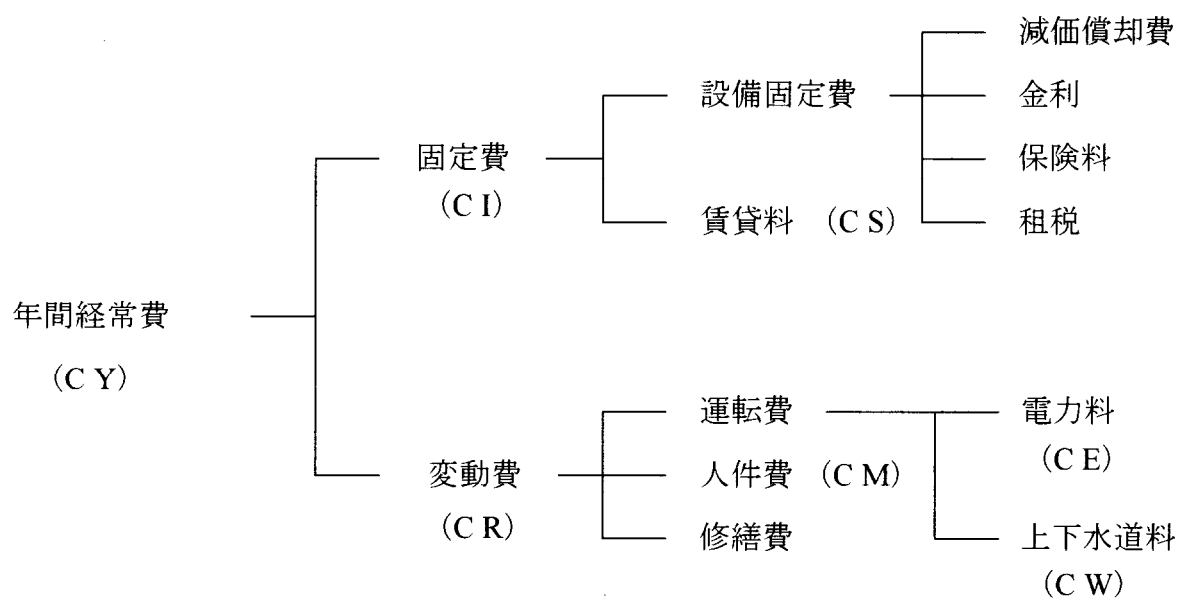


図2-4-3 年間経常費CYの内訳

(2) 計算結果

蓄熱システムの性能を比較するために、水蓄熱システム（WSS）での理想的な蓄熱槽の容積（31000m³）に対する蓄熱槽の容積の割合 \bar{V} と、非蓄熱システム（NSS）の冷熱製造単価に対する各蓄熱システムの冷熱製造単価の割合 \overline{CQ} の関係を図2-4-4に示す。各蓄熱システムの斜線が示す \overline{CQ} の幅は、前述の表2-4-2での熱源設備費増加係数 κ_{ref} の変化による範囲を示す。前述の(1)項での二重スラブを利用した槽の有効容積が最大値（熱源機器の機械室面積×水深）の場合でも、 \overline{CQ} は κ_{ref} の変化による範囲内であることを確認している。WSSでの理想的な蓄熱槽の条件は、二重スラブ利用の蓄熱槽が十分に得られて蓄熱槽用途の賃借料が必要ない場合（ $CS_{tank}=0$ ）、すなわち蓄熱槽に係わる費用は槽容積当たり30000円/m³の場合である。WSSや過冷却方式氷蓄熱システム（SIS）の蓄熱システムは、蓄熱槽容積の増加により冷熱製造単価が低減でき、NSSに比べて経済的なシステムである。しかし、過大な槽容積は熱源機のコスト低減につながらず、経済効果を失うことになる。このことを κ_{ref} の中心値で評価すると、SISでは \bar{V} を約15%に設定した \overline{CQ} が約86%の場合が、WSSでは \bar{V} を100%に設定した \overline{CQ} が約71%の場合が、経済的に最も有利な導入計画である。

しかし、WSSにおいて、このように大きな蓄熱量を得るために、30000m³もの蓄熱槽を安価に得ることは現実的にはほとんど不可能であるので、図中には前述の蓄熱槽設置条件の下に蓄熱槽用途の賃借料を加味した計算結果を示した。 \bar{V} が約15%以上では、機械室下部の二重スラブを利用して安価に得られる蓄熱槽の容積と別途に賃借して得られる蓄熱槽の容積の割合により、図中のWSSの線とWSS($CS_{tank}=0$)の線との間の値に \overline{CQ} が定まることになる。一般に \bar{V} が大きいほど安価に得られる槽容積の割合は少なくなり、 \overline{CQ} は大きくなる。

\bar{V} が約15%以下の槽条件では、SISは水蓄熱よりも経済的に有利な蓄熱システムであることがわかる。この理由は同じ \bar{V} において高密度な蓄熱ができるために、熱源設備容量が小さくなって熱源設備費が大きく低減されたためである。

このように高密度蓄熱が最大の利点である氷蓄熱（ここではSIS）とWSSとを合理的に評価するために、次の2-4-2項では、大きな蓄熱量（WSSでは大きな \bar{V} ）の条件の下に、蓄熱槽の賃借料を加味して検討することにした。

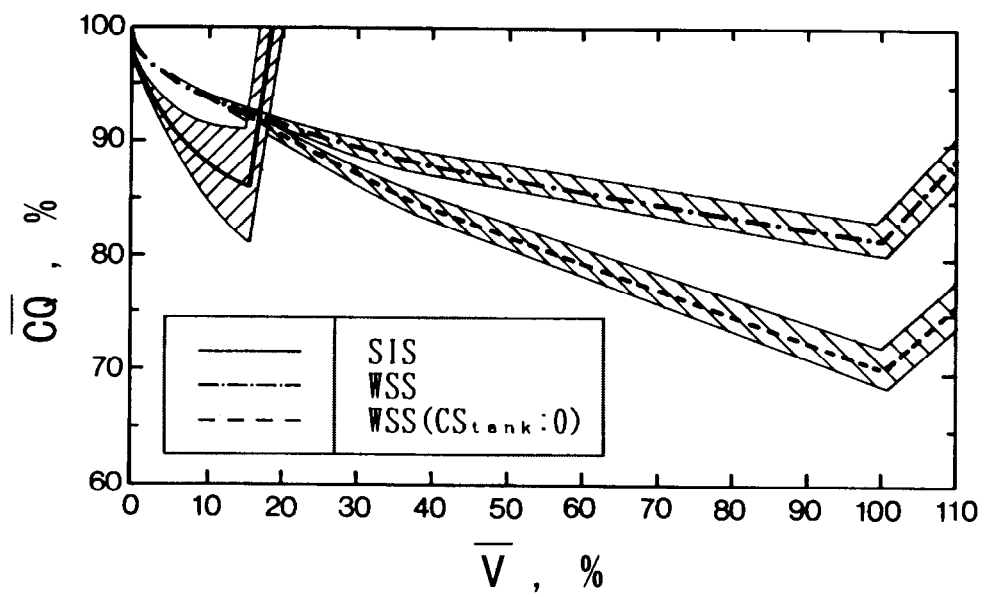


図2-4-4 蓄熱槽の容積の割合 \overline{V} と年間経常費の割合 \overline{CQ} の関係

2-4-2 経済性の要求に対する要因分析

前述の2-4-1の(1)での2)の②で定めた経済単価の値は、市場の動向や地域性によって、当然ながら変動する。そこで以下の感度解析では、冷熱製造単価の要因分析を行った。さらに、氷蓄熱と水蓄熱を混成させたハイブリッド型の蓄熱システムを提案し、過冷却方式の氷蓄熱システムが、柔軟性に富んだ熱源システムの計画を可能にすることを、蓄熱槽容積に対する最適蓄熱システムとして説明する。

(1) 感度解析

各システムの経済要因分析として、固定費と変動費、さらには固定費内の熱源設備費、賃借料、蓄熱槽構築費、および IPF 、 COP をパラメータとした感度解析（変化幅：0.5～1.5倍あるいは現実的な予想幅）を行った。

1) 感度解析を行うにあたっての条件の設定

ピーク熱負荷に対する蓄熱槽からの冷熱で処理する熱負荷の割合 η_s と、非蓄熱システムの冷熱製造単価に対する各蓄熱システムの冷熱製造単価の割合 \overline{CQ} との関係を図2-4-5に示す。図中の各蓄熱システムでの斜線が示す \overline{CQ} の幅は、前述の表2-4-2での熱源設備費増加係数 κ_{ref} の変化による範囲を示す。 η_s の増加により \overline{CQ} は図2-4-4と同様に低減できる。この結果から、水蓄熱システム（WSS）および本氷蓄熱システム（SIS）の \overline{CQ} は、ほぼ同等であることがわかる。

\overline{CQ} を評価指標とした以下の感度解析では、 η_s に30%を、 κ_{ref} に中心値を採用した。この場合のWSSでの蓄熱槽の容積は 17000m^3 （ $\bar{V}=55\%$ ）、SISでは 3200m^3 （ $\bar{V}=10\%$ ）である。この時の各システムでの月別冷熱負荷に対する運転状態を図2-4-6に示す。いずれの蓄熱システムにおいても、7～9月では蓄熱用熱源機は昼間も運転（追い掛け運転）され、1～4月および12月では蓄熱のみで熱負荷が賄われる。年間負荷の40～50%は蓄熱で処理できることがわかる。この運転状態から各冷凍機が賄う熱量を算出し、各冷凍機のCOPから電力料を求めることになる。後述の(2)項での熱量および電力の移行率は、これらの積算値から算出している。

2) 固定費と変動費による感度解析

図2-4-7の(a)および(b)に、固定費 CI および変動費 CR の変化率 ($\overline{CI}=0.5\sim 1.5$ 倍、 $\overline{CR}=0.5\sim 1.5$ 倍) と \overline{CQ} の関係を示す。 \overline{CI} の経済効果は \overline{CR} のそれに比べ2倍程度大きいことがわかる。この原因は、年間経常費に占める CI の割合が大きいことによる。

SISでは、WSSに比べ高額な蓄熱システム設備費が必要であるが、蓄熱槽容積が小さいために蓄熱槽に係わる費用が少ないので、結果的には \overline{CQ} への \overline{CI} の影響はWSSの場合とほとんど変わらない。一方、年間経常費に占める割合が少ない CR は、割安な夜間電力料や人件費・修繕費によってSISとWSSの効率による差異が少なくなるので、 \overline{CR} の \overline{CQ} への影響は各システムで大差ない。

3) 固定費変動要因の感度解析

①熱源設備費による感度解析

熱源設備費 C_{ref} には冷凍機単体費用が大きな割合を占める。圧縮機の方式の違いや冷媒選定などに応じて、熱源設備の費用(前述の2-4-1項での基準熱源設備費用(140000円/kW))は変動する可能性がある。ここでは κ_{ref} 、基準熱源設備費用の単価、および使用冷媒の変更による設備費の変動を総合的に評価する目的で、図2-4-8に C_{ref} の変動と $\overline{C_{ref}}$ と \overline{CQ} の関係を示す。蓄熱システム(SISおよびWSS)では $\overline{C_{ref}}$ に対する \overline{CQ} の感度は小さい。この結果、例えば新冷媒の導入などによる C_{ref} の増大がみられる昨今の状況においては、熱源容量を低減できる蓄熱システムの導入効果が、益々高まることがわかる。

②蓄熱槽構築費および賃借料による感度解析

地域性と蓄熱槽構築方法の影響を定量的に把握するために、蓄熱槽構築費用 C_{tank} の変化率 $\overline{C_{tank}}$ と \overline{CQ} の関係を図2-4-9に、借地料 CS の変化率 \overline{CS} と \overline{CQ} の関係を図2-4-10に示す。 $\overline{C_{tank}}$ はWSSに最も大きく影響する。また、いずれのシステムも \overline{CS} に影響されるが、WSSが最も大きな影響を受ける。特に都内などの賃借料の単価が高い地域では、 \overline{CS} の影響が少ないSISはWSSに比べて経済的な蓄熱システムであるといえる。ここでの計算結果は新規に構築する蓄熱槽の水深を7mと仮定した場合である。 CS と C_{tank} は水深の関数であり、互いに相関関係を持つ。このように、蓄熱槽に係わる費用(CS 、 C_{tank})は、SISの経済効果よりもWSSの経済効果に大きく影響する結果となる。

4) IPFによる感度解析

蓄氷運転終了時の氷蓄熱槽内全体の平均氷充填率 IPF の向上は明らかに所要氷蓄熱槽の容積の低減につながるため、氷蓄熱システム（ここではSIS）での効果は大きいと考えられる。図2-4-11に $IPF=45\%$ に対する変化率 \overline{IPF} の影響を示す。本氷蓄熱システムの IPF の上限は約50% ($\overline{IPF}=1.1$) であるため、図のように \overline{CQ} の大きな低減にまでの効果は期待できない。逆に、 \overline{IPF} を低下させた場合、新たな槽容積が必要となるため \overline{CQ} は若干増加する。以上の結果と共に、前述の図2-4-5において同じ η_s に対する \overline{CQ} は、WSSの方がSISに比べ若干小さいことを考え併せると、必要な蓄熱量を確保する上でSISで要求される槽容積よりも大きな容積の蓄熱槽の構築が可能な場合には、 IPF を低下させた運用よりも、後述の(2)項でのSISとWSSとを混成させたハイブリット型の蓄熱システムの採用が経済的に有効であるといえる。

5) 冷凍機の成績係数による感度解析

省エネルギー技術のコスト低減効果をより定量的に評価するために、 \overline{CQ} と冷凍機成績係数 COP の増減割合 \overline{COP} との関係を図2-4-12に示す。いずれのシステムにおいても COP を1.5倍とすることで、 \overline{CQ} が約5%低減できる。図中には、SISでの過冷却の安定制御条件である予熱に係わる効率 η_{SIS} を1と仮定した場合の計算結果も加えた。このように $\eta_{SIS}=0.8$ から $\eta_{SIS}=1$ とする効果は、 COP を1.3倍にも向上させる効果と同じである。すなわち \overline{CQ} を評価指標に用いたことで、SISでの固有の効率である η_{SIS} の向上を、汎用機である冷凍機の COP の向上と比較することができる。SISでは、過冷却安定制御に係わる予熱源を次の(2)項の様に、氷蓄熱槽の冷水や冷凍機内の凝縮冷媒の過冷却液などで別途確保して、 η_{SIS} を向上させることで、トータルなシステム COP を高めれば、氷蓄熱システム以上の経済効果が期待できる。

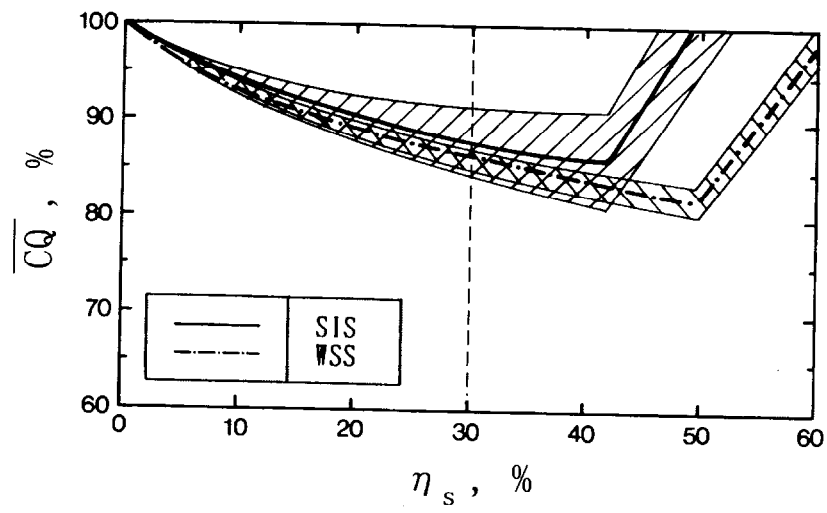
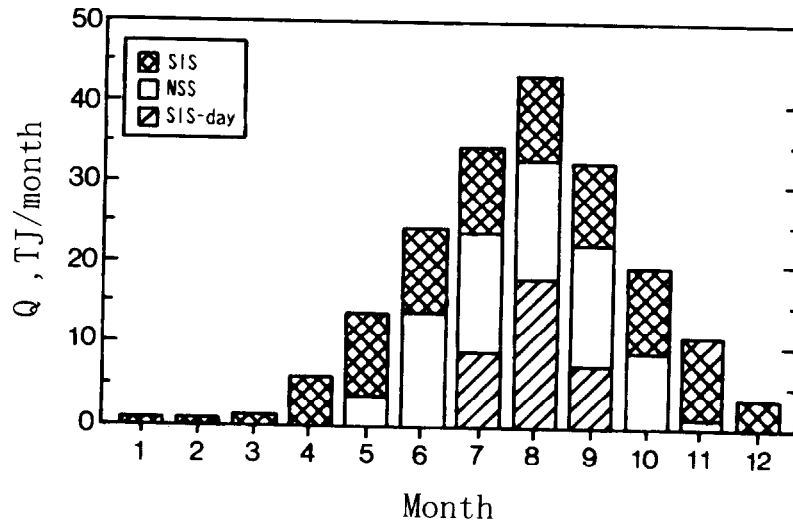
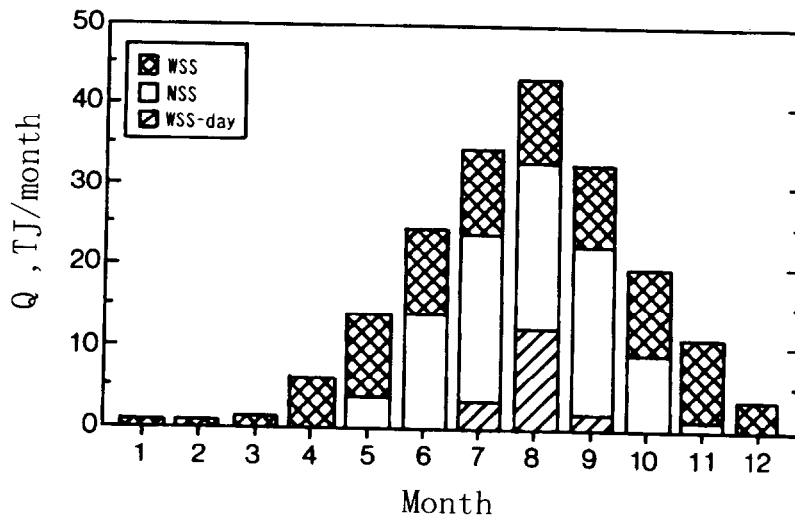


図2-4-5 蓄熱槽からの冷熱で処理する熱負荷の割合 η_s と年間経常費の割合 \overline{CQ} の関係

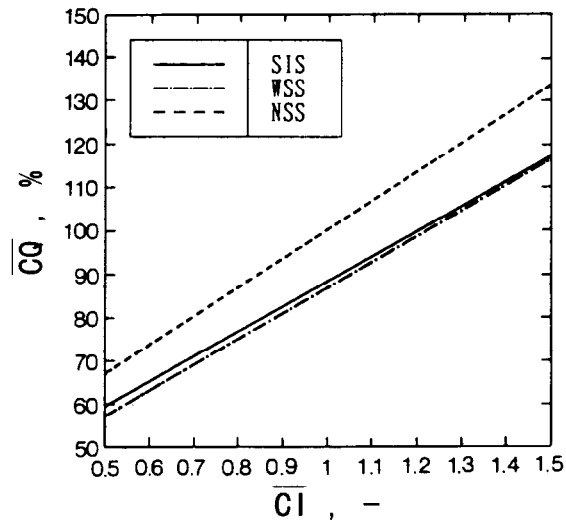


(a) SISの場合

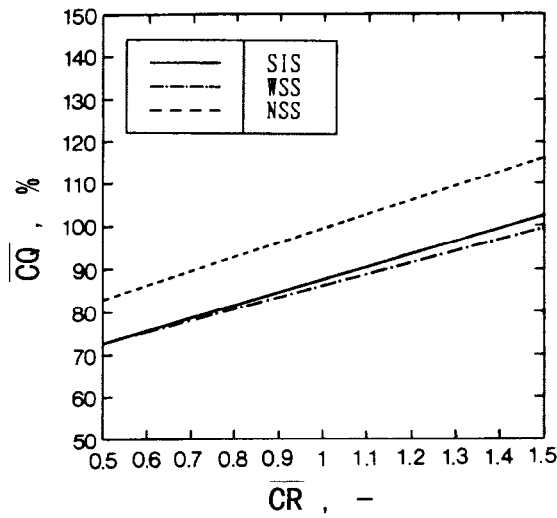


(b) WSSの場合

図2-4-6 各蓄熱システムの運転状態



(a) 固定費CI



(b) 変動費CR

図2-4-7 固定費CIと変動費CRによる感度解析の結果

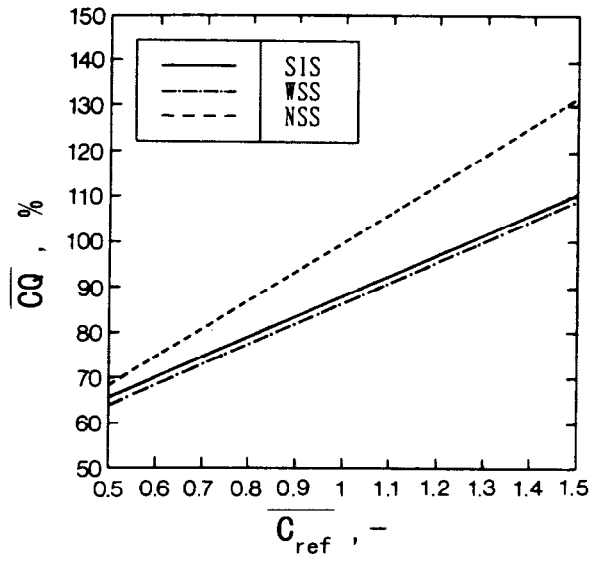


図2-4-8 熱源設備費 C_{ref} による感度解析の結果

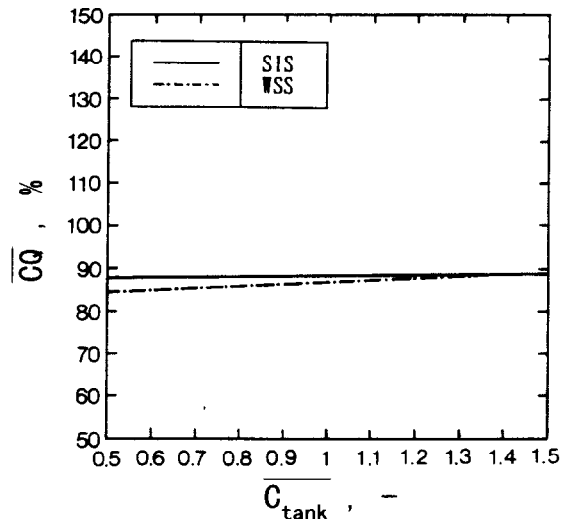


図2-4-9 蓄熱槽構築費 C_{tank} による感度解析の結果

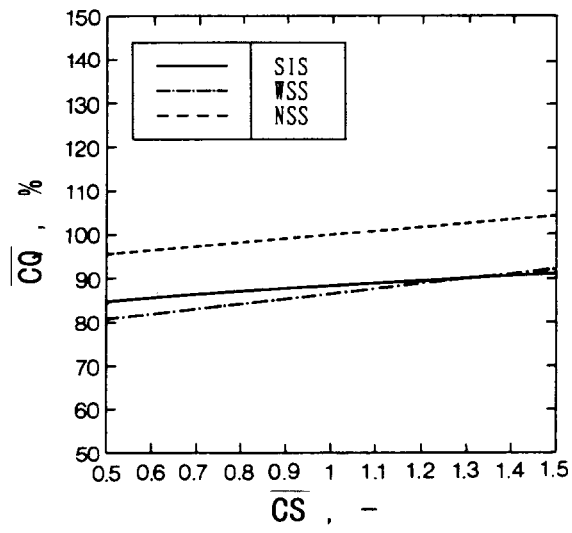


図2-4-10 賃借料CSによる感度解析の結果

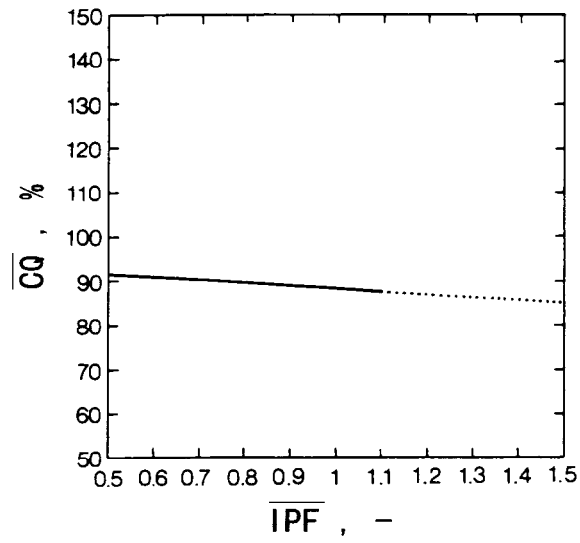


図2-4-11 氷充填率 IPF による感度解析の結果

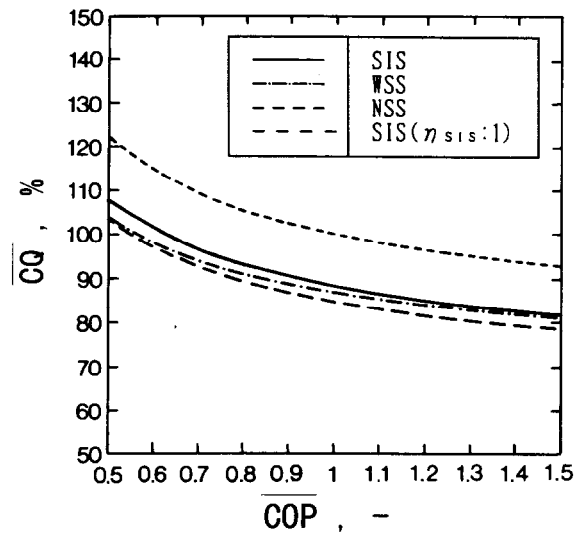


図2-4-12 熱源機の成績係数 COP による感度解析の結果

(2) 蓄熱槽容積に対する最適蓄熱システム（氷-水のハイブリッド型の蓄熱システム）

前述のように、過冷却方式の氷蓄熱システム（SIS）の冷熱製造単価には、予熱に係わる効率 η_{SIS} を含めたトータルなシステムCOPの感度が大きい。一方、水蓄熱システム（WSS）では同じ蓄熱量を確保するためにSISの約5倍の槽容積を必要とするので、蓄熱槽に係わる借地料と蓄熱槽構築費の感度が大きい。

SISは蓄熱媒体に「水のみ」を用いた特徴から、ピーク需要増に対してWSSからSISに徐々に更新するハイブリッド型の蓄熱システム（WSS-SIS）が可能である。このWSS-SISでは、予熱源を冷水槽で容易に確保できるので、 η_{SIS} 向上の現実的な一方策である。また、一般に蓄熱槽の形状は様々であり、その容積は導入計画時には与えられるものである。そこで、蓄熱槽の容積ごとにWSS、WSS-SISおよびSISを比較するために、図2-4-13に水蓄熱システム（WSS）での理想的な蓄熱槽の容積（31000m³）に対する蓄熱槽の容積の割合 \bar{V} と、非蓄熱システムの冷熱製造単価に対する各蓄熱システムの冷熱製造単価の割合 \overline{CQ} の関係を示す。過冷却方式の氷蓄熱システム（SIS）のみでは \bar{V} が約15%の場合に \overline{CQ} が最小となる。ハイブリッド型の蓄熱システムについては、SIS導入割合が40%のWSS(60%) - SIS(40%) では \bar{V} が約35%の場合に、SIS導入割合が20%のWSS(80%) - SIS(20%) では、 \bar{V} が約52%の場合に \overline{CQ} が最小となる。水蓄熱システム（WSS）のみでは、当然ながら \bar{V} が100%の場合に \overline{CQ} が最小となる。また、それぞれのシステムでの最小の \overline{CQ} を比較すると、 \overline{CQ} (SIS) \gg \overline{CQ} (WSS(60%) - SIS(40%)) $>$ \overline{CQ} (WSS(80%) - SIS(20%)) $>$ \overline{CQ} (WSS) となる。以上の結果から、 \bar{V} が約15%以下の場合にはSISが最も経済的な蓄熱システムであるが、それ以上の槽容積が確保できる場合には、WSS-SISによって最も \overline{CQ} が低減できる最適な蓄熱システムの計画が可能であることがわかる。なお、WSS-SISがSISよりも経済的に有利な理由は、WSSがSISに比べ冷熱製造の効率が高いことに加えて、予熱源確保により η_{SIS} が大きく向上するためである。

表2-4-3に、これらの蓄熱システムにおける熱量の夜間移行率 αQ および電力の夜間移行率 αE を \bar{V} が15、35、52、100%（蓄熱槽容積 $V=4500, 11000, 16000, 31000\text{m}^3$ ）の場合について示す。ここでの \overline{CQ} は熱負荷を蓄熱で処理できた年間の熱量割合である。蓄熱槽や配管からの冷熱の損失やCOPの相違の影響により、 αE は αQ よりも大きな値を示す。前述の(1)項での感度解析では30%と定めたピーク熱負荷に対する蓄熱槽からの冷熱で処理する熱負荷の割合 η_s 、すなわち熱源設備の低減割合と共に、これらの移行率は、エネルギーの平準化に対する効果と安価な深夜電力の利用率の指標であり、蓄熱設備の導

入計画には重要な因子である。表2-4-3での \bar{V} が15%のWSSやWSS(80%)－SIS(20%)、 \bar{V} が35%のWSSのように、 \bar{CQ} が示す経済効果は得られるものの αE および αQ が大きくない場合には、蓄熱設備としての意義が大きく損なわれることになる。また、経済効果と移行率を共に確保できる大きな槽容積 \bar{V} の場合には、現実的にそのような槽が得られるか否かという問題がある。しかし、いずれの槽においてもSISの導入によって、より大きな夜間移行率と経済効果が達成できることがわかる。

このようにSISの採用により、蓄熱システムの導入時にその経済効果を考えた上で大きな蓄熱移行率（ピークシフト）を確保し、さらにその後の熱負荷増に対応可能な余裕を考え合わせた柔軟性に富んだ蓄熱システムの計画が可能になる。

以上の経済性評価のためのアプローチでは、以下のことが明らかになった。

- 過冷却方式の氷蓄熱システムの場合は、水蓄熱システムの蓄熱槽容積の15%程度の槽容積で、水蓄熱の場合と同程度のコスト低減効果が発揮でき、高密度蓄熱の効果を十分生かせる氷蓄熱システムである。
- 経済的要因の感度解析の結果から、本氷蓄熱システムは水蓄熱に比べ、蓄熱槽に係わる費用である借地料や蓄熱槽構築費の影響が少ない。
- 過冷却方式の氷蓄熱と水蓄熱とのハイブリッド型蓄熱システムは、それらの割合によって蓄熱槽の容積に応じた最も経済的な蓄熱システムの計画を可能にする。すなわち、過冷却方式の氷蓄熱システムにより、蓄熱によるコスト低減効果を維持した状態で蓄熱槽容積の大幅な低減が期待できる。

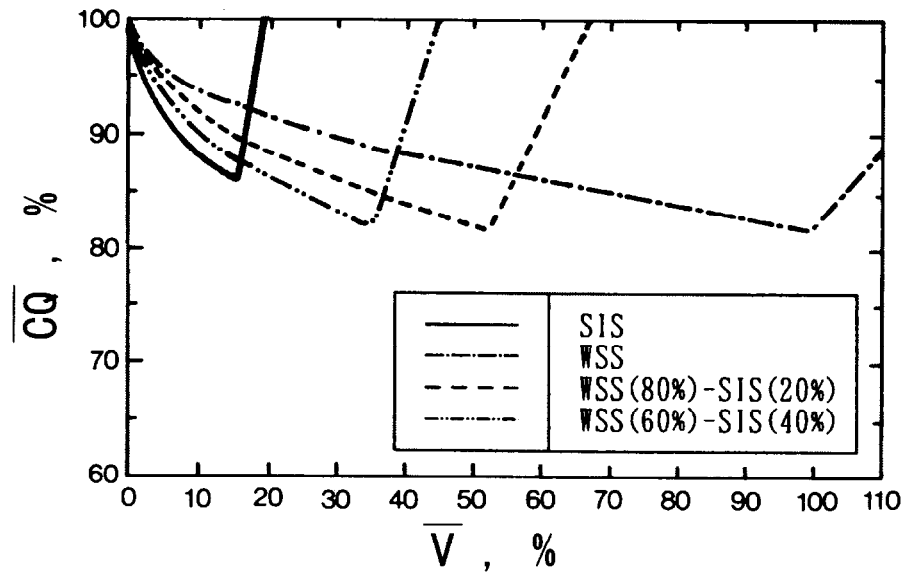


図2-4-13 氷-水のハイブリッド型の蓄熱システムでの蓄熱槽の容積の割合 \bar{V} と年間経常費の割合 \bar{CQ} の関係

表2-4-3 氷-水のハイブリッド型蓄熱システムでの熱量の移行率 αQ と電力の移行率 αE

\bar{V} [%] (V [m^3])	15 (4500 m^3)			35 (1100 m^3)			52 (1600 m^3)			100 (3100 m^3)		
	\bar{CQ} [%]	αQ [%]	αE [%]	\bar{CQ} [%]	αQ [%]	αE [%]	\bar{CQ} [%]	αQ [%]	αE [%]	\bar{CQ} [%]	αQ [%]	αE [%]
WSS	92.3	14	17	88.2	29	33	86.2	40	44	81.1	69	68
WSS(80%)-SIS(20%)	90.2	25	31	85.6	47	53	81.6	66	67	-	-	-
WSS(60%)-SIS(40%)	88.1	33	41	82.6	62	63	-	-	-	-	-	-
SIS	85.8	57	65	-	-	-	-	-	-	-	-	-

2-5 第2章のまとめ

過冷却方式の氷蓄熱システムの基盤技術の獲得、さらには過冷却方式の氷蓄熱システムの経済性を評価するために、製氷、蓄氷、解氷に関する特性実験や解析、および経済計算やその感度解析を行うことにより、以下のような結果を得た。

1. 清水を蓄熱媒体にした過冷却方式では、 COP が3以上で、かつ過冷却水の安定限界に対して $2K$ 以上の過冷度の余裕を有した製氷が可能であることが分かった。
⇒ この清水を用いたダイナミック型氷蓄熱システムは、他のダイナミック型より「高効率な製氷技術」になり得る。
2. 氷蓄熱槽内の平均取水速度、過冷却器への予熱温度と保持時間とを制御することで、氷核起因の凍結発生を蓄氷時間 ($\geq 8\text{ hours}$)に渡って防止することが可能であることが分かった。
⇒ 清水を用いるがゆえに必要な、過冷却器への戻り流入水の中の「氷粒・氷核混入の完全防止技術」が獲得できた。
3. $2K$ 程度の過冷度を有した過冷却水を解除して生成する氷・水二相混合体は、概ね均質流になり、その流動特性は水単相流と同一であることが分かった。
⇒ 過冷却解除から氷蓄熱槽までの氷・水二相混合体の輸送には、「水単相流の汎用の配管技術」が適用できる。
4. 氷蓄熱槽内に堆積する氷層は、浮力と自重のバランスを利用した蓄氷方法で、槽内の水深方向および水平方向に十分拡がることが分かった。
⇒ 蓄熱槽における容積と熱損失の低減効果が有意な $IPF=40\sim 45\%$ という、「ダイナミック型の高密度な蓄氷技術」が獲得できた。
5. 散水および噴流を氷層に付与することで、空調用途の冷水温度条件を十分下回る低温の冷水温度を維持した冷水が得られることが分かった。
⇒ 氷蓄熱を空調用途（ピークカットを含めて）として利用するという、「ダイナミック型の長所を十分引き出した解氷技術」が獲得できた。

6. 氷蓄熱の持つ体積蓄熱密度が高く、かつ大きな熱負荷に追従するという特性を生かしながら、蓄熱槽容積を大幅に低減し、かつ水蓄熱の場合と同程度の冷熱製造単価にできることを確認した。

⇒ 経済性の観点からも、このダイナミック型氷蓄熱システムは、「社会受容性が十分ある」ことを確認できた。

第2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, 空気調和・衛生工学会誌「空気調和・衛生工学」, Vol. 64, No. 7, 1991, pp. 51~55.
- 2) 谷野正幸, 岡田孝夫, 小此木時雄, 宍道潔: 過冷却水を使用した氷蓄熱システム その1 システムの高効率化, エネルギー・資源学会第10回研究発表会講演論文集, 1991, pp. 159~164.
- 3) 谷野正幸, 菊地栄, 入部真武, 衛藤一典, 小此木時雄: 過冷却水を用いた氷蓄熱システムの高度化(その1 氷搬送について), エネルギー・資源学会第12回研究発表会講演論文集, 1993, pp. 59~64.
- 4) 守屋充, 菊地栄, 谷野正幸, 林利雄, 小此木時雄, 宮田洋一: 過冷却水を利用した氷蓄熱システム(その1 過冷却の安定制御), 日本機械学会第71回全国大会講演論文集, 1993, pp. 73~75.
- 5) 谷野正幸, 菊地栄, 守屋充, 松本正, 衛藤一典, 白石裕紀, 小此木時雄, 宮田洋一: 過冷却水を利用した氷蓄熱システム(その2 蓄氷および解氷特性), 日本機械学会第71回全国大会講演論文集, 1993, pp. 76~78.
- 6) 谷野正幸, 守屋充, 小澤由行: 水のみでの過冷却水を利用したダイナミック型氷蓄熱システムの蓄氷・解氷特性, 日本化学工学会秋期大会講演論文集, 1995, pp. 53.
- 7) 守屋充, 谷野正幸, 小澤由行: 流動する過冷却水の安定生成に対する振動の影響, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, 1995, pp. 485~488.
- 8) 谷野正幸, 守屋充, 小澤由行: 過冷却水を利用した氷蓄熱システムの特性的評価, 日本機械学会中国四国支部 山口地方講演会, 1995, pp. 131~132.
- 9) 守屋充, 谷野正幸, 菊地栄, 林利雄, 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1報 過冷却の安定制御と製氷, 日本冷凍協会論文集, Vol. 12, No. 3, 1995, pp. 29~38.
- 10) 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, 日本冷凍協会論文集, Vol. 12, No. 3, 1995, pp. 39~49.
- 11) 谷野正幸, 守屋充, 岡本明彦, 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, 空気調和・衛生

- 工学会誌「空気調和・衛生工学」，Vol. 71，No. 11，1997，pp. 73～83.
- 12) 谷野正幸，菊池栄，守屋充，小此木時雄：過冷却水を使用した氷蓄熱システム（解氷特性について），空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集，1991，pp. 57～60.
 - 13) 谷野正幸，守屋充，小澤由行：過冷却水を用いた氷蓄熱システムの解氷特性解析，空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集，1994，pp. 901～904.
 - 14) 空気調和・衛生工学会編：「空気調和衛生工学便覧（第12版）2汎用機器・空調機器篇」，1995，pp. 9.
 - 15) 化学工学協会編：「化学工学便覧（改訂5版）」，丸善，1988，pp. 261.
 - 16) 甲藤好朗：「伝熱概論」，養賢堂，1966，pp. 40～41.
 - 17) 白樫正高，佐藤靖仁，古塩淳，梅村晃由，脇屋正一：日本雪氷学会学会誌「雪氷」，Vol. 46，No. 4，1984，pp. 171～178.
 - 18) 「氷蓄熱空調システム 総合技術資料」，JATEC，1990.
 - 19) 東京電力カタログ
 - 20) 谷野正幸，入部真武，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3報 経済的要因分析，日本冷凍協会論文集，Vol. 12，No. 3，1995，pp. 51～60.
 - 21) 柳原隆司：日本冷凍協会誌「冷凍」，Vol. 62，No. 715，1987，pp. 31～41.
 - 22) 電力空調研究会：「ヒートポンプ空調設計マニュアル」，1990，pp. 181～210.
 - 23) 東京都環境保全局：「地域冷暖房推進に関する指導要綱」，1991，pp. 52.

第3章

蓄氷過程における氷水二相流の流動解析

3-1 はじめに

ダイナミック型氷蓄熱システムの蓄氷過程では、結晶状・板状あるいはシャーベット状という幾何学的な形状を定めにくい氷が、多量の水または水溶液と共に氷蓄熱槽に供給されて、氷蓄熱槽内で堆積し、主に氷と水（水溶液）との密度により、複雑な形状の氷層が形成される。このため蓄氷過程の解析には、基本的には固・液の混相流の流動解析や堆積氷層の変形と圧密を組み込んだ解析が必要になる。

本章では蓄氷過程の予測技術を獲得するために、特性実験とともに計算モデルを立案し、蓄氷過程の氷蓄熱槽内における氷水の流動現象を解明することにした。

蓄氷の予測技術の目的は、所定の蓄熱量を確保するために、氷層を氷蓄熱槽内に均一に分布させる氷水の供給位置（解除板や氷水吹出口）の配置設計を可能とすることである。

3-2 蓄氷実験

蓄氷過程は前章で明らかにしたように、以下の(1)、(2)、(3)のような順で進行する。

- (1) 氷粒子と水との密度差による浮遊氷層の形成
- (2) 浮遊氷層の上面での水の浸透および氷水の流動による浮遊氷層の水平方向の成長と、浮遊氷層の上面での氷の堆積および浮遊氷層の厚さの増加による浮遊氷層の下方向への成長（浮遊氷層の変形）
- (3) 氷層が氷蓄熱槽の底部に達した後の、初期水面よりも上方向への氷の堆積および氷の堆積による氷層の圧密（氷層の上方向の成長と圧密）

容積・形状が定められた氷蓄熱槽において、一般に夜間の蓄熱時間（約 10 時間）での蓄氷運転では、氷水の供給条件は時間的に大きく変化しないので、急激で大きな浮遊氷層の変形は起こらない。したがって、最終的な蓄氷の形状には逐次氷の堆積過程の履歴が影響する。

上記の(1)および(2)のような蓄氷過程の前半で、浮遊氷層が水平方向に氷蓄熱槽の側壁まで十分に成長することなく下方向に成長した場合には、水みの領域（氷が蓄えられない領域）が形成される。この領域が大きく形成される場合には、当然のことながら蓄冷熱量の低下をきたすことになる。

また上記の(3)のような蓄氷過程の後半において、氷層が上方向に成長して氷蓄熱槽上部の壁面に達した場合、氷の堆積による氷層の圧縮効果は期待できなくなる。このように氷層の圧縮が不十分な場合には氷層内の氷の充填率が低くなり、当然のことながら蓄冷熱量の低下をきたすことになる。

したがって、氷蓄熱槽の容積を有効に利用して十分な蓄氷量を確保するためには、以下のことが必要になる。

- ① 蓄氷過程の前半において、浮遊氷層を水平方向へ十分に成長させて浮遊氷層を氷蓄熱槽内に均一に分布させる。
- ② 蓄氷過程の後半において、氷層を上方向には大きく成長させずに氷の堆積によって氷層を圧縮することで、氷の充填率を高める。

ここでの蓄氷実験では、前半の蓄氷過程については、浮遊氷層の形状に関する特性を明らかにする。また後半の蓄氷過程については、氷層の上方向の成長とともに氷層が圧密されて変化する空隙率に関する特性を明らかにする。

3-2-1 実験装置および実験方法

実験に用いた氷蓄熱槽は、図 3-2-1 のように半径 R が 0.5m、高さ Z が 1m (水深: 0.6m) の透明アクリル製の円筒である。氷水は氷蓄熱槽中央部における水面上のパイプ (内径: 0.025m) から上向きに供給され、同量の水が氷蓄熱槽の下面全体から低速で抜き取られる。この氷水は水の過冷却域までの冷却と、その後の過冷却状態の解除によって作られる。氷蓄熱槽内で氷が蓄えられ始めて水温が約 0°C になった後では、過冷却水の温度は約 -2°C であり、氷水の氷の含有率は約 2.5wt% である。

氷水の流量や水を過冷却域まで冷却する冷媒の流量は電磁流量計 (精度: $\pm 1.0\%$) で測定し、氷蓄熱槽の水の温度および冷媒の温度は測温抵抗体 (Pt100 Ω , 精度: $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$) で測定した。氷蓄熱槽内の平均的な蓄氷量は氷蓄熱槽の水の温度、冷媒の温度および流量から算出した。氷蓄熱槽内で形成される氷層の形状の変化は、ビデオカメラで撮影した。

まず浮遊氷層の変形に関しては、 0.33kg/s ~ 0.92kg/s の 4 種類の流量で氷水を供給して、氷水の供給量の差異が浮遊する氷層の形状に与える影響を調べた。

また、氷層の上方向の成長と圧密に関しては、浮遊氷層が半径方向には十分均一化される 1.11kg/s の流量で氷水を供給して、氷層上面において多量の氷が堆積するまでの氷層形状の経時変化と、氷層が圧縮されて氷の充填率が増加する (圧密する) ことによる氷層の空隙率の変化を調べた。

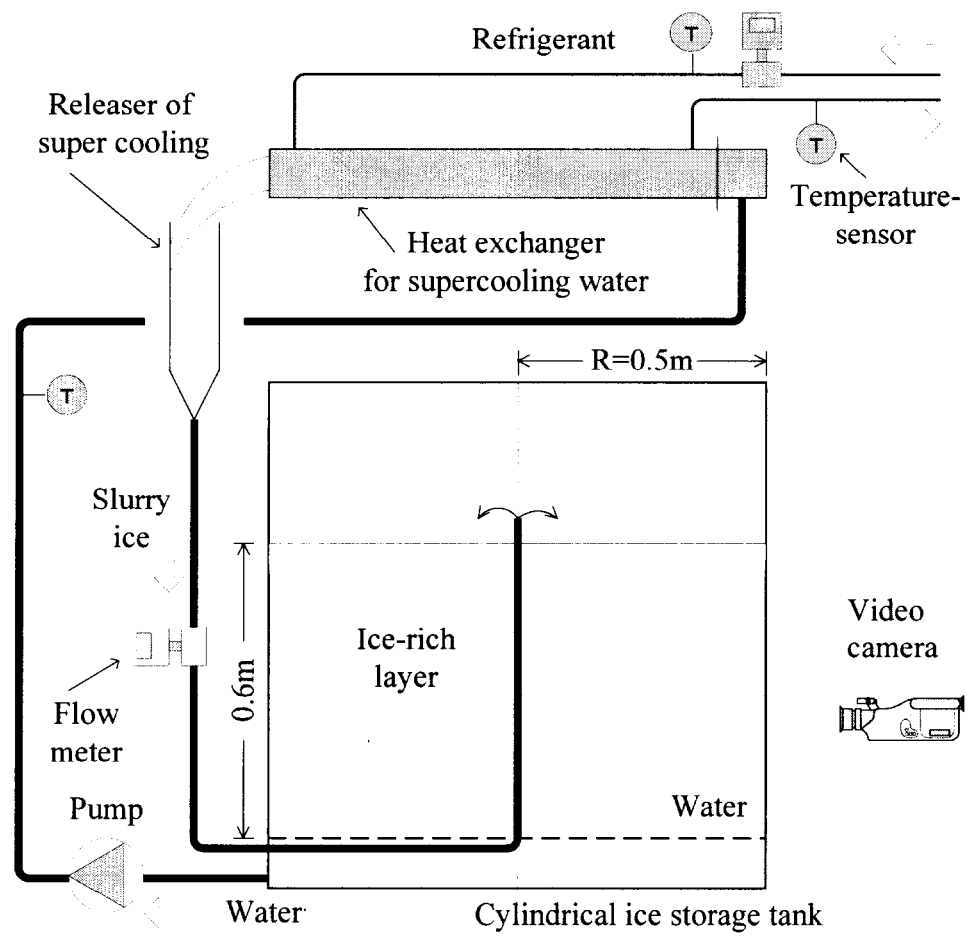


図 3-2-1 蓄氷実験装置の概要

3-2-2 実験結果

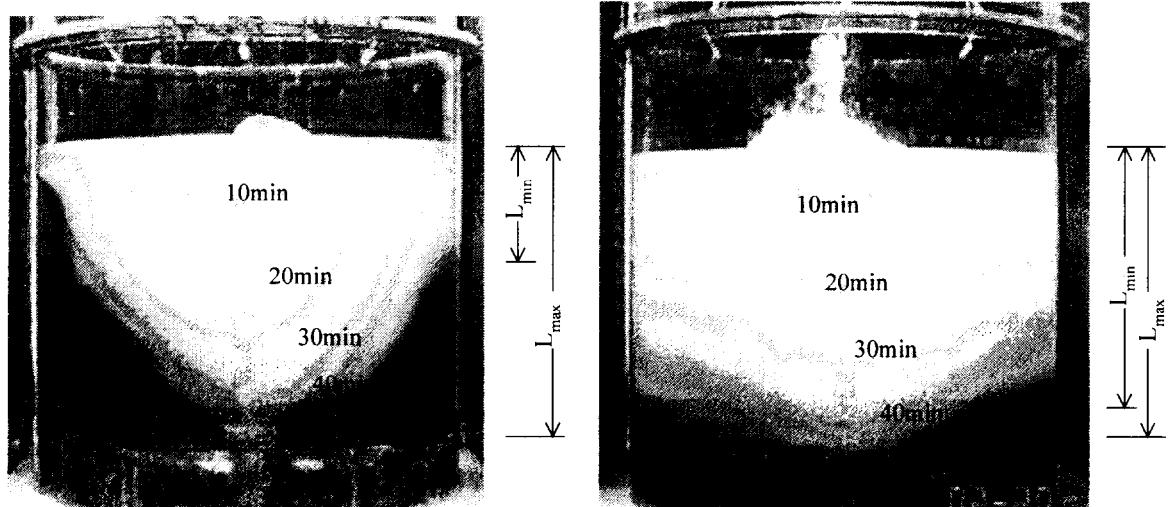
(1) 浮遊氷層の形状について

氷蓄熱槽内の水温が約 0°C になると、供給された氷水が相分離して氷蓄熱槽内の水面近傍で浮遊氷層が形成される。その後、浮遊氷層の上面では氷水が氷蓄熱槽の中央の氷水供給口から氷蓄熱槽の側壁の方向へ流れながら氷は堆積し、浮遊氷層は逐次厚さを増して氷蓄熱槽下部までに達する。このときまでの氷蓄熱槽内の浮遊氷層形状（浮遊氷層と水の界面）の経時変化を、図 3-2-2 の(a)に氷水の質量流量 G が 0.33kg/s の場合、図 3-3-2 の(b)に G が 0.92kg/s の場合について示す。それぞれの下方向への水の平均空塔速度 v_{avg} は $4.2 \times 10^{-4} \text{ m/s}$ および $1.17 \times 10^{-3} \text{ m/s}$ である。

実用規模の設備の v_{avg} は一般に氷蓄熱槽の容積と形状（水深や断面積）といった氷蓄熱槽の条件、蓄水量、氷蓄熱槽全体の氷充填率 IPF 、蓄氷時間、 G および氷水の中の氷の含有率で定まる。例えば、 $2.5\text{wt}\%$ の氷を含む $G=9.2\text{kg/s}$ の氷水を供給して、約 10 時間で $IPF=40\text{wt}\%$ 程度まで蓄えるとしたとき、 $v_{\text{avg}}=1.17 \times 10^{-3} \text{ m/s}$ の場合は半径 R が約 1.6m で水深 h が約 2.8m の円筒氷蓄熱槽の条件に相当する。一方、 $v_{\text{avg}}=4.2 \times 10^{-4} \text{ m/s}$ の場合は、 R が約 2.6m で h が約 1m という比較的広くて浅い氷蓄熱槽の条件に相当する。

図のように $G=0.33\text{kg/s}$ の場合には氷蓄熱槽の中心軸の近傍に浮遊氷層が分布した。一方、氷水の流量が多い $G=0.92\text{kg/s}$ の場合には、浮遊氷層が氷蓄熱槽の側壁までに達して、氷は半径方向にほぼ均一に分布した。ここでは浮遊氷層が氷蓄熱槽の下部に達した時の浮遊氷層の分布を、氷蓄熱槽の側壁での浮遊氷層の厚さ L_{min} と氷蓄熱槽の中心軸での浮遊氷層の厚さ L_{max} の比 ($L_{\text{min}}/L_{\text{max}}$) で評価した。 $L_{\text{min}}/L_{\text{max}}=1$ では氷蓄熱槽の側壁まで厚い浮遊氷層が達して水のみ領域の無い浮遊氷層の分布を意味する。 $G=0.33\text{kg/s}$ の場合には $L_{\text{min}}/L_{\text{max}}$ は約 $0.3\sim 0.4$ であり、 $G=0.92\text{kg/s}$ の場合には $L_{\text{min}}/L_{\text{max}}$ は約 $0.8\sim 0.9$ であった。このように氷水の流量によって水のみ領域が大きく異なることがわかった。

水のみ領域が少ない条件 ($G=0.92\text{kg/s}$) は、氷蓄熱槽の初期水面から下方部の容積を効率よく利用し得る条件である。



(a) $G = 0.33\text{kg/s}$ ($v_{avg} = 4.2 \times 10^{-4}\text{m/s}$)

(b) $G = 0.92\text{kg/s}$ ($v_{avg} = 1.17 \times 10^{-3}\text{m/s}$)

図 3-2-2 円筒実験槽内の浮遊氷層形状の経時変化
(水平方向の浮遊氷層の成長)

(2) 氷層の鉛直方向の成長と圧密について

前述の(1)項に示したように氷水の流量 G が 0.92kg/s 以上の条件下では、浮遊氷層が氷蓄熱槽の側壁までに達して氷が半径方向にほぼ均一に分布し、浮遊氷層の形状は水深方向に一次元性を保ちながら、氷蓄熱槽の下部に達する。その後、氷層はもはや浮遊せず、氷層上面に堆積した氷により、氷蓄熱槽の上方向に氷層が成長する。

氷水の流量 $G=1.11\text{kg/s}$ ($>0.92\text{kg/s}$) の場合において、氷蓄熱槽下部に達した後に、氷層上面において氷が堆積することで変化する氷の形状を図 3-2-3 に示す。このときの水の平均空塔速度 v_{avg} は $1.42 \times 10^{-3} \text{ m/s}$ である。図中の時間 t は氷層が氷蓄熱槽下部に達した時を基準 ($t=0$) とし、氷層が氷蓄熱槽に達していない場合には t は負の時間として示した。

図のように氷層上面では円錐状に氷が堆積し、時間の経過とともに氷層は上方向に成長しながら、水平方向にも成長した。この場合、時間の経過にしたがい氷蓄熱槽の中心軸では氷層厚さ L_{max} が厚くなって、氷蓄熱槽の側壁での氷層上面の位置との差が大きくなるため、また氷の堆積によって氷層が圧密されて氷層の空隙率が小さくなり、氷層へ水が浸透し難くなるため、氷層上面での氷水は氷蓄熱槽の側壁方向に流れやすくなる。その結果、氷層の氷蓄熱槽の中心軸から側壁方向への勾配は、図のように、ほぼ一定に保たれることになった。

このときの氷層の体積と氷蓄熱槽へ供給した氷の量から、氷層の平均的な空隙率 ε の時間変化を求めた結果を図 3-2-4 に示す。図には氷蓄熱槽内での氷の充填率 IPF (氷蓄熱槽内の水の質量基準) の変化と、蓄氷前の水深 L_{tank} 基準にした氷蓄熱槽の中心軸での氷層厚さ L_{max} の割合 (L_{max}/L_{tank}) も示してある。浮遊氷層が氷蓄熱槽の下部に達した時 ($t=0$) の平均的な ε は 0.8 、 IPF は 20% 、 L_{max}/L_{tank} は 1.2 (L_{max} は 0.8m) であった。その後、時間の経過とともに IPF は単調に増加し、 $t=80\text{min}$ で IPF は 48% 、平均的な ε は約 0.6 、 L_{max}/L_{tank} は 1.7 (L_{max} は 1.1m) に達した。このように、約 0.5m の氷の堆積により氷層は上方向に成長するとともに圧密されて、氷層の空隙率は 0.8 から 0.6 まで小さくなることがわかった。

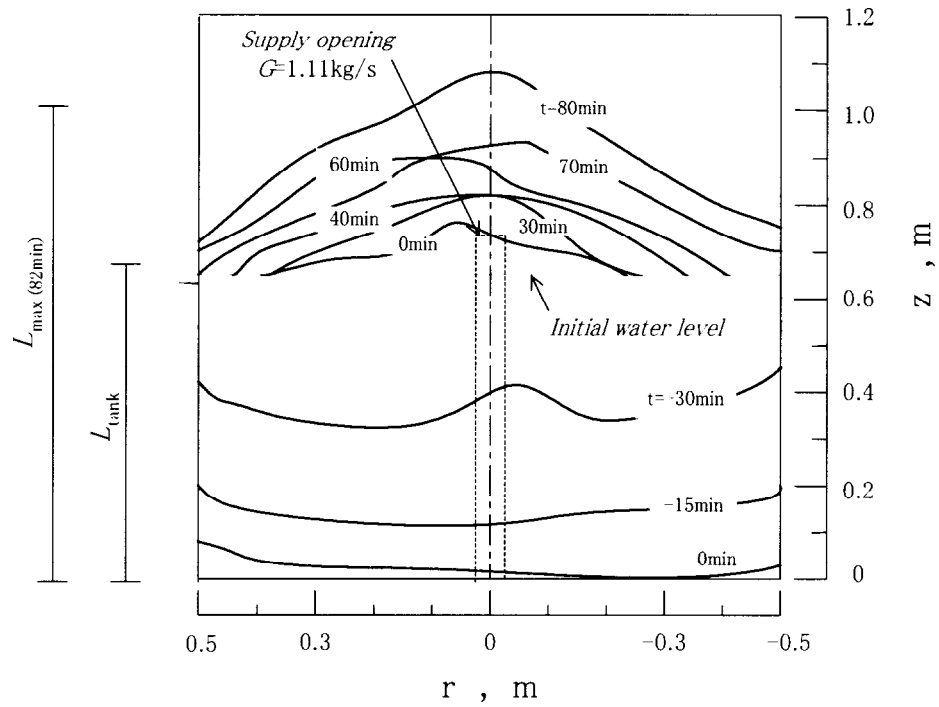


図 3-2-3 円筒実験槽内の氷層形状の経時変化
(上方向の氷層の成長と氷層の圧密)

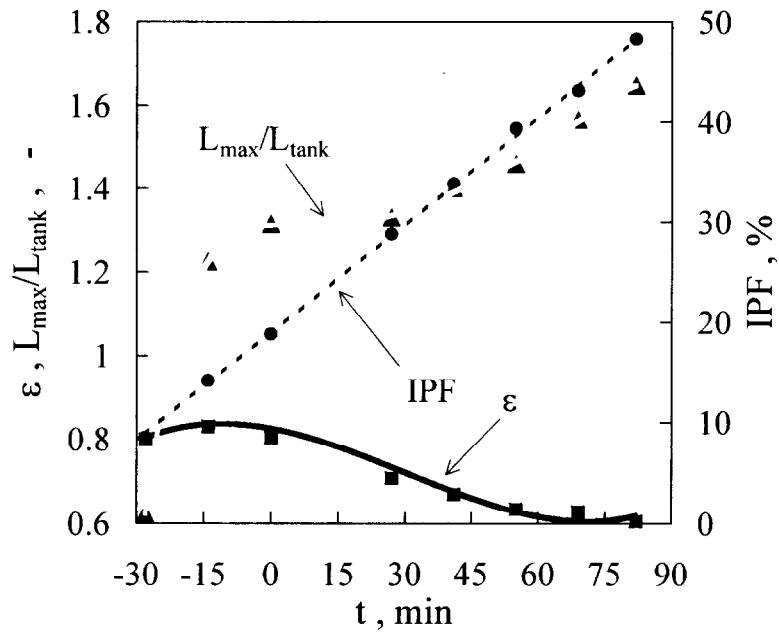


図 3-2-4 平均的な空隙率 ϵ の経時変化

3-3 蓄氷計算モデル

氷蓄熱槽内の蓄氷過程については、氷層の形状が大きく変化する蓄氷過程の前半の過程を対象にした「浮遊氷層の形状の計算モデル」と、氷層が圧縮されて氷の充填率が高くなる蓄氷過程の後半の過程を対象にした「氷層の圧密の計算モデル」の2つのモデルを立案した。

はじめに、浮遊氷層の均一化を図ることを目的にした「浮遊氷層の形状の計算モデル」^{1,2,3)}について説明し、その後、氷層が氷蓄熱槽の上壁まで達する時間や氷蓄熱槽の氷充填率 IPF の限界値を推定することを目的にした「氷層の圧密の計算モデル」について説明する。

3-3-1 浮遊氷層の形状の計算モデル

モデルの概略を図 3-3-1 に示す。浮遊氷層上部での氷の堆積は、浮遊氷層への浸透水の流速（流量）と浮遊氷層上部での質量保存から求める。

また浮遊氷層の形状を定めるには、浮遊氷層内の空隙率 ε と浮遊氷層に作用する力のバランスを表式化する必要がある。この蓄氷過程の前半において形成される浮遊氷層には ε に空間的および時間的な変化はなく、浮遊氷層全域で一定値 ($=0.85$) をとるものとした。一方、浮遊氷層に作用する力のバランスについては、後述の(5)のように浮遊氷層の浮力と自重とによる移動と変形を考慮した。

(1) 計算の仮定

ほとんどの蓄氷過程では、氷蓄熱槽内の温度は 0°C 均一である。また、第2章の2-3-1項で述べたように、蓄えた氷が氷蓄熱槽から水に随伴して流出しないように、氷蓄熱槽底部から均一に低速（平均的な下向き流速： 1×10^{-3} m/s 程度）で水が抜き取られる。この水から再び作られた氷水は氷蓄熱槽上部の水面の中央から何れの側壁の方向にも均等に供給される。

したがって本モデルでは、以下を仮定した。

- ① 熱移動はない。
- ② 氷蓄熱槽内の水のみ領域での流動は考慮しない。
- ③ 二次元円筒座標系を採用する。

(2) 浮遊氷層上部での質量保存

図 3-3-1 での座標の中心軸上部から氷の含有率 α_{ice} が既知の氷水が水平方向 (r 方向) に供給されるとき、浮遊氷層 (図の斜線部) の上面での時間間隔 Δt における質量保存は、(3-3-1)式のように表される。

$$\alpha_{ice}G\Delta t = \sum_{r=0}^r M_z(r) + M_r \quad (3-3-1)$$

ここで、 $M_z(r)$ は浮遊氷層の上面で Δt の間に高さ方向 (z 方向) に堆積する氷の量であり、 M_r は浮遊氷層の外周で Δt の間に r 方向へ成長する氷の量である。また、 G は中心軸上部から供給される氷水の質量流量である。

浮遊氷層が氷蓄熱槽の側壁に達した場合は、浸透する水の量 $m_z(r)$ および堆積する氷の量 $M_z(r)$ と供給された氷水の量 (流量 G) との間で次の(3-3-2)式の質量保存を満足するように、側壁近傍での浮遊氷層上面の氷水の位置が上昇するとして、氷水の滞留による浮遊氷層の z 方向の成長を考慮した。

$$G\Delta t = \sum_{r=0}^r [M_z(r) + m_z(r)] \quad (3-3-2)$$

次の(3)項で述べるように、浮遊氷層の上面から下方に浸透する水の流速 (u , v) が求まれば、 $M_z(r)$ および M_r は計算できる。

(3) 浮遊氷層内の浸透水の流動

前述のように浮遊氷層内の空隙率が場所的に一定の下で、浮遊氷層内の浸透水の流動

はダルシー則に従うと仮定した¹⁾。このとき、浸透水の流速 (u , v) は、圧力 P や透過係数 κ を用いて(3-3-3)式および(3-3-4)式で表される。

$$u = -\frac{\kappa}{\mu_l} \frac{\partial P}{\partial r} \quad (3-3-3)$$

$$v = -\frac{\kappa}{\mu_l} \frac{\partial P}{\partial z} - \frac{\kappa}{\mu_l} \rho_l g \quad (3-3-4)$$

これらを円筒座標系の連続の式 ((3-3-5)式) に代入すると、次の(3-3-6)式による氷層内の圧力 P の支配方程式となる。

$$\frac{\partial u}{\partial r} + \frac{u}{r} + \frac{\partial v}{\partial z} = 0 \quad (3-3-5)$$

$$\frac{\partial^2 P}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial^2 P}{\partial r} + \frac{\partial^2 P}{\partial z^2} = 0 \quad (3-3-6)$$

ここで圧力 P の境界条件は水深 h と大気圧 P_0 を用いて、浮遊氷層上面 (浮遊氷層と大気との界面) では $P=P_0$ 、浮遊氷層下面 (浮遊氷層と水との界面) では $P=P_0 - \rho_l gh$ 、中心対象軸では、 $\partial P / \partial r = 0$ と定めることができる。

浸透水の流速は(3-3-6)式の圧力分布の解を用いて、(3-3-3)式と(3-3-4)式で求めることになる。そのためには式中の透過係数 κ を、次の(4)項のように定める必要がある。

(4) 氷層内の水の透過係数

ここでは図 3-3-2 のように、直径が 0.15m、高さが 1m の透明アクリル製円筒を用いた実験から次のように透過係数 κ を定めた。すなわち、円筒内に過冷却水の過冷却状態の解除によって作られたスラリー状の氷水の中の氷粒子を約 0.5m の高さに充填した上で、所定の流量に調節された 0°C の冷水を上部から流した時の水柱高さ H を調べた。

実験結果として、図 3-3-3 に円筒内の平均空塔流速 v_{avg} と氷充填高さあたりで増加し

た水柱高さ dP/dz の関係を示す。図のデータのバラツキは、個々の氷粒子が自重により圧密されることにより、氷充填層内の局所的な空隙率に差が生じたためである。

図中には下記の *Carman* による (3-3-7) 式⁵⁾で、直径 d_p が 1mm 以下 (0.8~0.9mm) の球形粒子 (形状係数 $\phi=0.9$) を空隙率 $\varepsilon=0.5$ で充填した場合の値を破線で示す。

$$\frac{dP}{dz} = \frac{6 \cdot f \cdot v^2 \cdot \rho_l \cdot (1-\varepsilon)}{\phi \cdot d_p \cdot \varepsilon^3} \quad (3-3-7)$$

$$f = 5 / \text{Re} \quad \text{at } \text{Re} < 2$$

$$f = 5 / \text{Re} + 0.4 / \text{Re}^{0.1} \quad \text{at } \text{Re} \geq 2$$

$$\text{Re} = \frac{\phi \cdot d_p \cdot v \cdot \rho_l}{6 \cdot (1-\varepsilon) \cdot \mu_l}$$

図のデータのバラツキの範囲は、(3-3-7)式での d_p が約 0.7~1.2mm、 ϕ が約 0.8~1、 ε が約 0.45~0.55 の範囲内にある。これらは透過係数 κ では、約 $1.1 \times 10^{-9} \text{ m}^2 \sim 2.2 \times 10^{-9} \text{ m}^2$ の範囲内に相当する。このように実験データにバラツキが生じたこと、氷充填層内の個々の氷粒子の形状・代表径やその分布を正確に算定することは困難であることから、ここでの浮遊氷層の形状の計算では透過係数 κ は図中の実線で示す $\kappa = 1.4 \times 10^{-9} \text{ m}^2$ を用いた。なお、 κ の実験データのバラツキが浮遊氷層の形状をどの程度左右するかについては、後述の図 3-4-2 項の感度解析において述べる。

(5) 浮遊氷層の変形

浮遊氷層の形状を定めるための簡便なモデルとしては以下のものが考えられる。

- ①浮遊氷層全体を剛体と考えるモデル
- ②内部応力 $\tau = 0$ 、すなわち浮遊氷層は自由に分断・移動・変形できるというモデル
- ③浮遊氷層は内部応力に応じて変形するというモデル

モデル③は含まれるパラメータ値の設定によってモデル①やモデル②ともなるため、以下にモデル③について説明する。

浮遊氷層の内部応力に応じた変形を考える場合、浮遊氷層の内部応力と変位の構成方程式を定める必要があるが、そこに含まれる係数を決定することは容易ではない。そこで最も簡単な構成方程式として、浮遊氷層は内部のせん断応力 τ の絶対値がしきい値 τ_{\max} 以上になると分断され、上下に移動して浮遊氷層の浮力と自重がバランスする ($\tau = 0$ となる) と考える。このとき、 τ_{\max} を ∞ とすればモデル①となり、 0 とすればモデル②となる。

すなわち図 3-3-1 のように、成長した浮遊氷層全体が浮力と自重によって高さ方向 (z 方向) に移動したときに、 z 方向の断面 (図の斜線部の z 方向の点線) での浮力と自重によるせん断応力 τ に応じて浮遊氷層が分断し、その分断した各々の円筒状の浮遊氷層は浮力と自重とがバランスする z 方向の位置まで移動することにした。分断された浮遊氷層についても同様に分断と移動を考え、これらを繰り返しながら浮遊氷層が成長するものとした。浮遊氷層の z 方向の断面 (i) でのせん断応力 τ_i は、以下の (3-3-8) 式で計算できる。

$$\tau_i = F_i / 2\pi r_i l_i \quad (3-3-8)$$

$$F_i = \int_{r_i}^r 2\pi r l_a (1 - \varepsilon) \rho_i g dr - \int_{r_i}^r 2\pi r l_b (1 - \varepsilon) (\rho_i - \rho_s) g dr$$

また、浮遊氷層の浮力と自重のバランスに従う移動を考えるとき、浮遊氷層の移動速度が非常に遅いことから側壁面の影響 (側壁と浮遊氷層の摩擦抵抗) はないと仮定した。

このように浮遊氷層全体の移動と浮遊氷層の変形を計算する本モデルの妥当性は後述の 3-4-2 項の感度解析で述べるが、実験結果を最も良く説明し得る τ_{\max} の値は 4.9Pa であった。

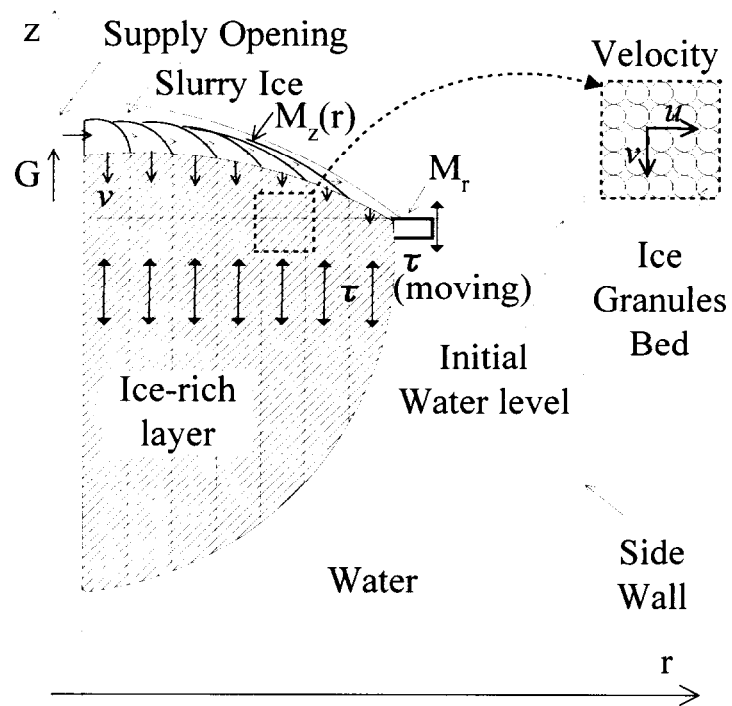


図 3-3-1 蓄氷形状の計算モデル

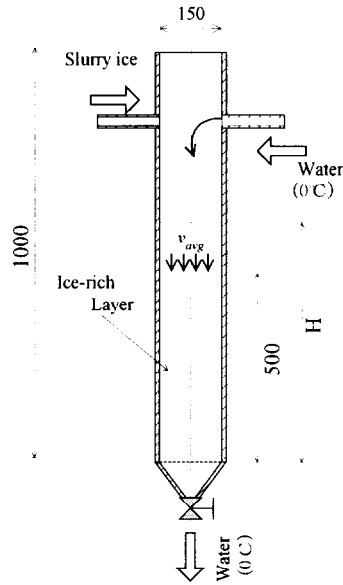


図 3-3-2 氷層内での水の透過係数を測定した容器

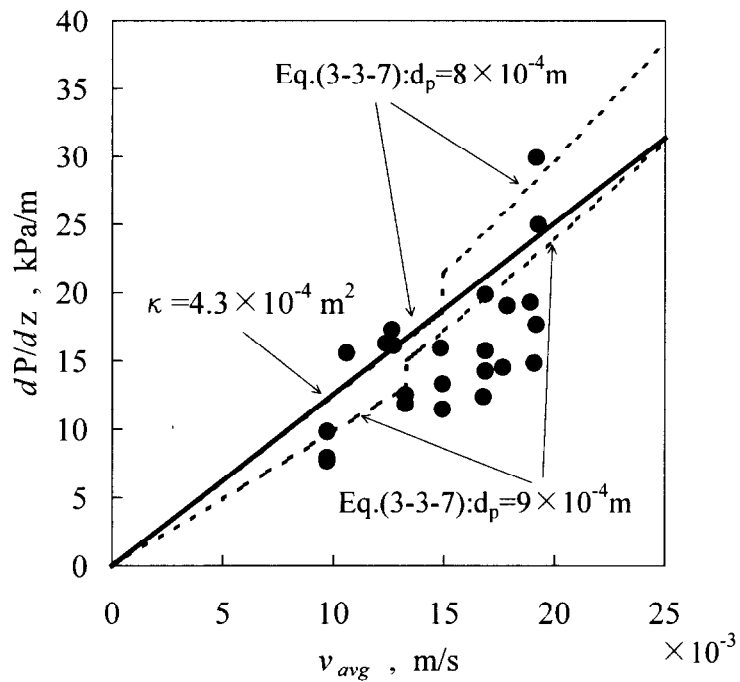


図 3-3-3 氷層内での水の透過係数の実験結果

(水の平均空塔速度 v_{avg} と氷層充填により増加した氷層厚さ当たりの水柱 dP/dz の関係)

3-3-2 氷層の圧密の計算モデル

蓄氷過程の後半を予測する本モデルでは、前述の 3-3-1 項における浮遊氷層の変形のモデルと同様に、氷層上部での質量保存、氷層内の浸透流の流動について計算することで、氷層上面での氷の堆積を計算することになるが、蓄氷過程の前半を予測する浮遊氷層の変形のモデルとは異なり、氷層上面での多量の氷の堆積によって、氷層が圧縮されて氷層内の空隙率 ε や透過係数 κ が時間的・空間的に変化することになる。

(1) 氷層内の浸透水の流動

前述の 3-3-1 項での (3-3-3) 式および (3-3-4) のダルシー則と (3-3-5) の連続の式から、この場合の氷層内の浸透水に係わる支配方程式は以下の (3-3-9) 式になる。

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\kappa}{\mu_l} \frac{\partial P}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \left(\frac{\kappa}{\mu_l} \frac{\partial P}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\kappa}{\mu_l} \frac{\partial P}{\partial z} \right) = 0 \quad (3-3-9)$$

この透過係数 κ と空隙率 ε との関係には、*Blake-Kozeny* の式とダルシー則から求まる下記の (3-3-10) 式⁵⁾がある。ここで d_p は相当粒子径である。

$$\kappa = \frac{d_p^2}{150} \frac{\varepsilon^3}{(1-\varepsilon)^2} \quad (3-3-10)$$

氷層上面での多量の氷の堆積によって、時間的・空間的に ε が変化する氷層の透過係数には、前述の 2 章での基盤研究で得られている浮遊氷層の空隙率と前述の 3-3-1 の (4) 項で定めた浮遊氷層の透過係数を基準とし、(3-3-10) 式中の d_p は一定として、下記の (3-3-11) 式で氷層における水の透過係数を考えることにした。

$$\kappa = \kappa_f \cdot \left\{ \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_f} \right)^3 \left(\frac{1-\varepsilon_f}{1-\varepsilon} \right)^2 \right\}^a \quad (3-3-11)$$

式中の ε_j は基準の空隙率 (=0.85)、 κ_j は基準の透過係数 ($=1.4 \times 10^{-9} \text{ m}^2$) である。

この関係により、多量の氷の堆積して氷層の ε が小さくなった場合、 κ が小さくなって水が浸透し難くなるが、氷蓄熱槽内の全て氷層内において空隙率や水の浸潤が均一であるとは限らない。そこで式中の括弧内の透過係数の変化割合に、0~1 までの指数 a を適用した。この a の値が大きい場合は、氷の堆積により ε が小さくなることで、 κ の減少割合が大きくなって氷層へ浸透する水の流量が少なくなり、氷層表面に堆積する氷がより半径方向に広がることになる。また $a=1$ は (3-3-10) 式に従って ε により κ が変化する場合、 $a=0$ は κ が一定の場合である。後述の 3-4-2 項の感度解析で述べるが、実験結果を良く説明し得るのは $a=0.1$ の場合であった。

ここで氷の堆積による氷層内の ε の時間的・空間的な変化は、次の (2) 項での氷層の圧密の実験結果から定める。

(2) 氷層の圧密特性

図 3-3-4 に示すように、直径 D_{in} が 0.2、0.3、0.4m の 3 種類の透明アクリル製円筒内に、充填高さ L_{ice0} が 0.25、0.65、0.80m まで氷を充填した後、上部から荷重を加えた時の氷充填層の高さ L_{ice} の変化から、氷層の圧密特性を調べた。その結果を図 3-3-5 に圧縮応力 P_{press} と初期の氷充填層高さを基準にした氷充填層高さの減少割合 ($1 - L_{ice}/L_{ice0}$) および平均的な氷充填層 (氷層) の空隙率 ε の関係として示す。これらは荷重を加えた直後の値であり、図中の同種の点はその都度荷重は解放せずに段階的に加重を増加させた一連の結果である。

何れの直径 D_{in} の円筒においても、 P_{press} と $1 - L_{ice}/L_{ice0}$ の関係には大差ないことから、本実験では円筒内の壁面の影響は無視できることがわかる。また、何れの充填高さにおいても、 P_{press} と $1 - L_{ice}/L_{ice0}$ の関係には大差ないことから、0.8m 程度までの充填高さにおいては、氷層の自重の影響は無視できることがわかる。

図のように、 P_{press} が 5kPa まででは、 P_{press} を増加とともに $1 - L_{ice}/L_{ice0}$ は約 0.5 まで急激に大きくなり、さらに P_{press} を増加させても $1 - L_{ice}/L_{ice0}$ に大きな変化がないことがわかる。この時、氷層の空隙率 ε は 0.4~0.5 に漸近した。この値は、 P_{press} が 500kPa もの大きな圧縮応力下での雪の密度 $0.4 \sim 0.5 \text{ g/cm}^3$ (6-8) に相当する空隙率の値と同等の値であることがわかった。

そこで本モデルでは、氷層に加わる圧縮応力 P_{press} と氷層の空隙率 ε との関係には、基礎研究で得られている浮遊氷層の空隙率 (=0.85) とともに、ここでの特性実験の結果から、図中の実線が示す以下の(3-3-12)式を用いることにした。

$$\varepsilon = 0.85 - 5 \times 10^{-5} \cdot P_{press} \quad (P_{press} < 10\text{Pa}) \quad (3-3-12a)$$

$$\varepsilon = 0.35 \quad (P_{press} > 10\text{Pa}) \quad (3-3-12b)$$

なお、このような圧縮応力と空隙率の関係の妥当性については、後述の 3-4-1 項での実験結果との比較によって確認する。

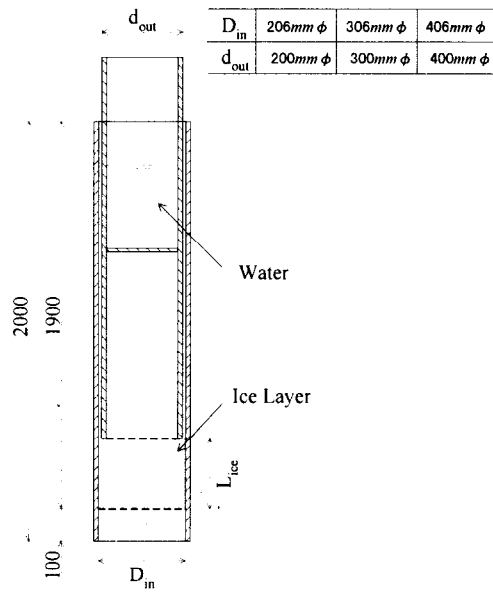


図 3-3-4 氷層の圧密実験に用いた容器

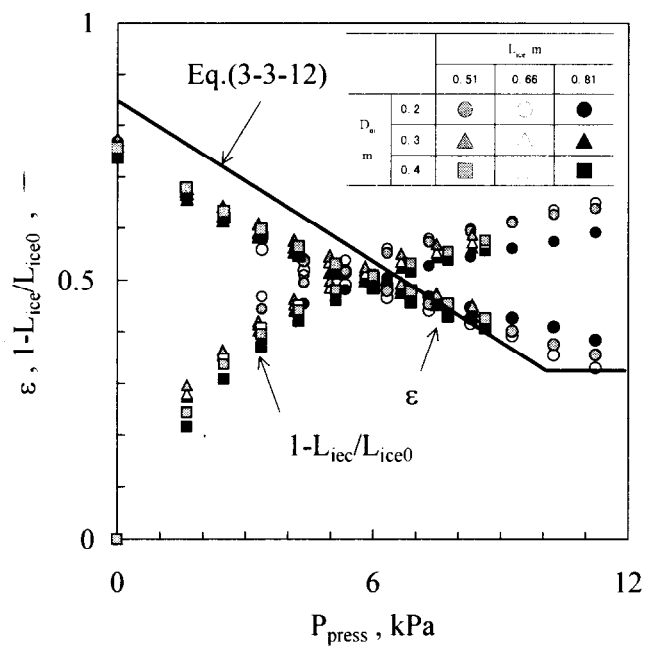


図 3-3-5 氷層の圧密実験の結果
(応力 P_{press} と氷層の空隙率 ε との関係)

3-4 解析結果と考察

3-4-1 実験結果と計算結果の比較

(1) 浮遊氷層の形状について

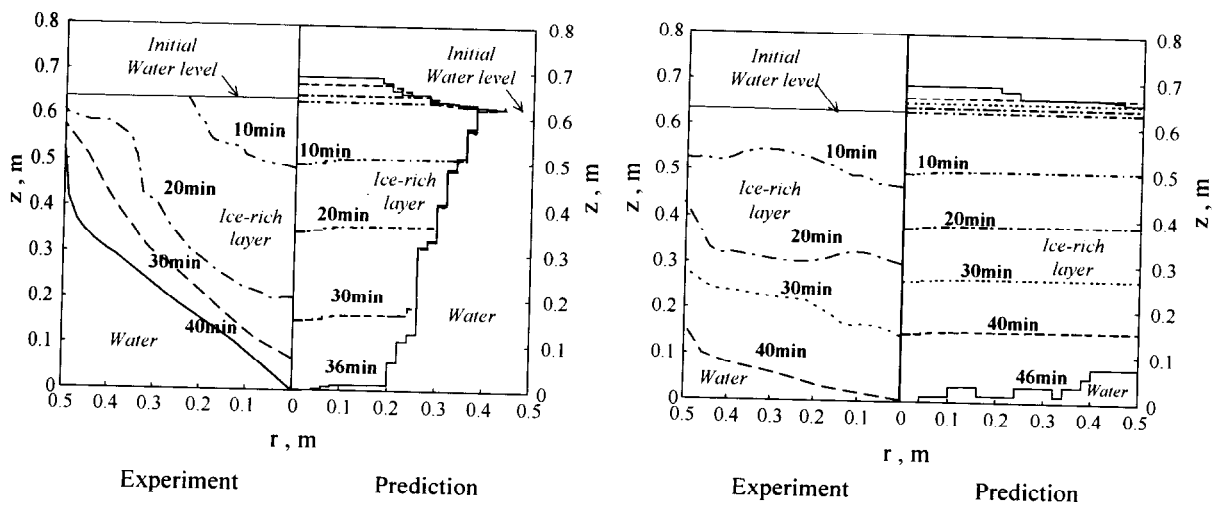
前述の円筒氷蓄熱槽において、浮遊氷層分布の予測計算結果を実験結果とともに図 3-4-1 の (a), (b) に示す。氷蓄熱槽内の計算メッシュは 25×40 の均等なメッシュである。浮遊氷層の空隙率 ε には、第 2 章における実用規模の氷蓄熱槽で得られた 0.85 を用いた。ここで、メッシュ内での浮遊氷層領域の割合は半径方向 (r 方向) に均一としたため、浮遊氷層と水との境界面は図のように r 方向のメッシュ間隔で段差を持つ形状になった。

実用規模の設備で想定される程度の下方向への水の平均空塔速度 v_{avg} の範囲 ($4.2 \times 10^{-1} \sim 1.17 \times 10^{-3}$ m/s) において、何れの氷水の流量 G の場合でも、実験結果と同様の浮遊氷層全体の形状が計算できている。 G が 0.33 kg/s と少ない場合においては蓄氷過程の初期 (図の 10min) における浮遊氷層の形状は実験結果と多少異なるものの、浮遊氷層が氷蓄熱槽の底部の壁に到達した時刻 (36min) は、実験結果 (40min) と大差ない計算結果となった。

氷層形状の計算値と実験値との差の原因としては、本モデルで浮遊氷層の空隙率やその関数となる透過係数を空間的、時間的に一定としたことや、浮遊氷層上面での氷水は浮遊氷層と空気との界面にある (浮遊氷層の全てが水に浸潤している) と仮定したことが考えられる。

しかし、図のように実験結果として得た G の違いによる浮遊氷層形状の相違が本計算で十分に予測できた。

このことは、所定の蓄熱量を確保するために氷蓄熱槽内の氷層を均一に分布させるための設計条件、例えば氷水吹出口の配置を本計算によって定められることを示すものである。



a) $G = 0.33 \text{ kg/s}$ ($v_{avg} = 4.2 \times 10^{-4} \text{ m/s}$) (b) $G = 0.92 \text{ kg/s}$ ($v_{avg} = 1.17 \times 10^{-3} \text{ m/s}$)

図 3-4-1 計算結果の浮遊氷層形状と実験結果の浮遊氷層形状の比較
(水平方向の浮遊氷層の成長)

(2) 氷層の鉛直方向の成長と圧密について

前述の円筒氷蓄熱槽において、氷の堆積とともに圧密された氷層形状の計算結果を実験結果とともに図 3-4-2 に示す。氷蓄熱槽内の計算メッシュは 25×60 の均等なメッシュである。氷の堆積により氷層は高さ方向に圧縮されて氷層の空隙率 ε には空間分布が生じるが、本計算では ε は高さ方向には均一として、半径方向 (r 方向) の分布のみを考えた。また、この計算結果は前述の ε と透過係数 κ の関係を定める (3-3-11) 式の指数 a には 0.1 を適用した場合である。この妥当性については、後述の 3-4-2 項での感度解析で述べる。

図のように氷の堆積により凸型の氷層が形成されることが、定性的には計算できた。とくに 60min 以降の堆積氷層の形状は実験結果と多少異なるものの、本計算において 80min での氷層の高さ (1.1m) と体積は、実験結果と大差ない結果となった。このことは、3-3-2 項における氷層の圧密実験の結果を基にして本モデルで採用した氷層の圧縮応力と空隙率の関係が、妥当であることを示す。

氷層形状の計算値と実験値との差の原因としては、空隙率を高さ方向に一定と仮定したこと、3-3-2 項における氷層圧密の特性実験の時間に比べてここでの氷層の圧密は蓄氷実験開始から 100min 以上と長時間の結果であること、前述の浮遊氷層の形状の計算と同様に氷層上面での氷水は氷層と空気との界面にある (氷層の全てが水に浸潤している) と仮定したことが考えられる。

しかし図のように、氷層圧密の特性実験を基にした本計算モデルにより、実験結果として得た堆積氷層形状が定性的に表現でき、氷層の堆積時間が十分に計算できた。

このことは、氷蓄熱槽の上壁まで堆積氷層が到達する時間、すなわち氷蓄熱槽内の氷充填率 IPF の到達値の推算が可能であること、また既定の氷蓄熱槽内において所定の蓄氷量を確保するために必要な水深や上部の空間の高さの推定が可能であることを示すものであり、実用設備の設計には重要な予測計算方法が得られた。

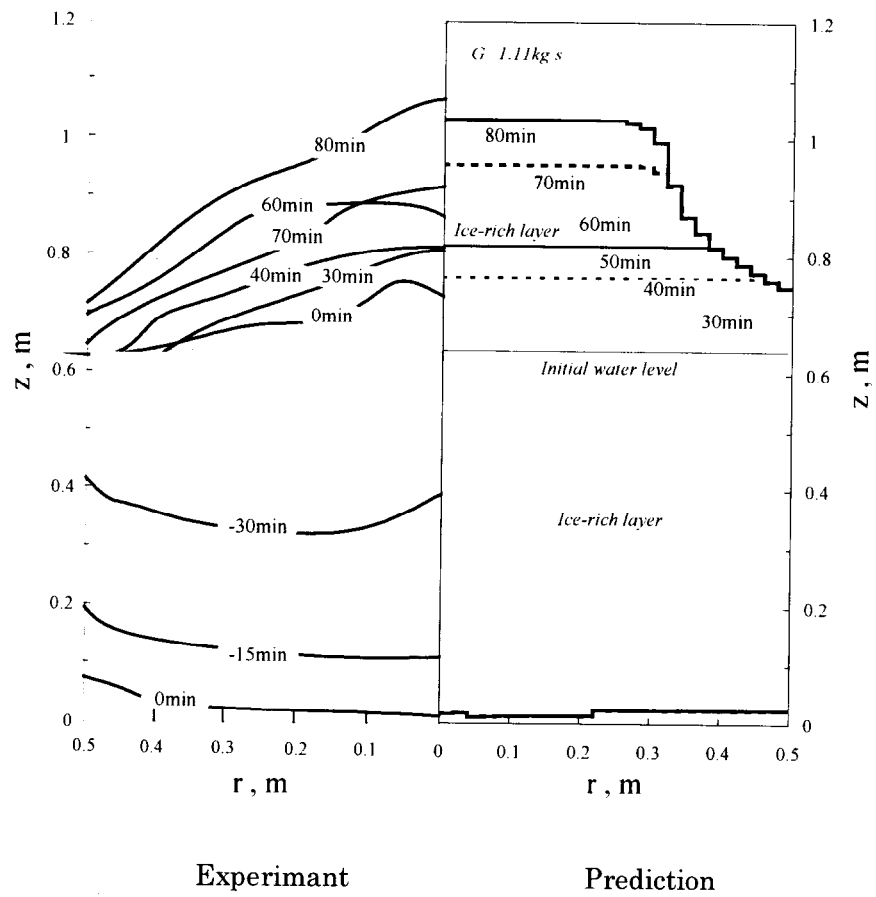


図 3-4-2 計算結果の堆積氷層分布と実験結果の堆積氷層分布の比較
 (上方向の氷層の成長と氷層の圧密)

3-4-2 感度解析

前述の 3-4-1 項で用いた浸透水の透過係数、浮遊氷層変形のためのせん断応力のしきい値、空隙率と浸透水の透過係数の関係の妥当性を調べるために、以下ではそれぞれについて感度解析を行って実験結果と比較した。

(1) 浸透水の透過係数について

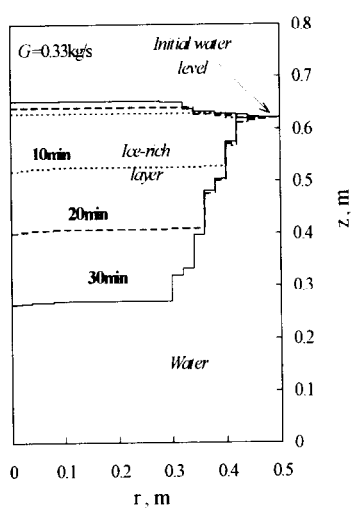
浮遊氷層内の氷粒子の形状や空隙率（例えば前述の(3-3-7)式の d_p 、 ϕ 、 ε ）が空間的・時間的に特定できれば、透過係数 κ を一意に定めることができる。しかし、実際の蓄氷過程でこれらを正確に見積もることは難しい。そこで、ここでは前述の図 3-3-3 の実験データのバラツキの範囲内で、 κ に対して以下のような感度解析を行って、実験結果と比較することにした。

図 3-4-3 には $G=0.33\text{kg/s}$ の流量条件で、 $\kappa=1.1\times 10^{-9}\text{ m}^2$ 、 $1.4\times 10^{-9}\text{ m}^2$ 、 $2.2\times 10^{-9}\text{ m}^2$ （それぞれ 3-3-1 項で示した値の 0.8 倍、1.0 倍、1.6 倍）とした場合の浮遊氷層形状の計算結果を示す。

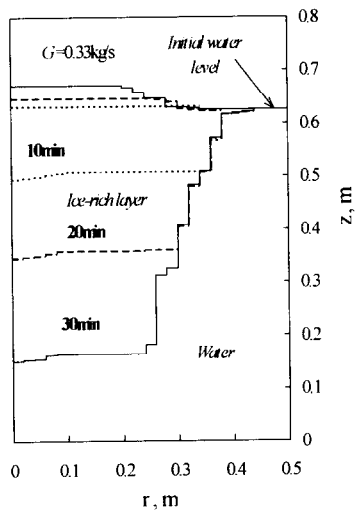
図から明らかなように、 κ が大きいほど浮遊氷層は水平方向に広がり難くなり、浮遊氷層が氷蓄熱槽底部の壁に達するまでの時間は短くなる。

前述の図 3-2-2 および図 3-4-1 の実験結果と比較すると、図 3-3-3 の実験値のバラツキの範囲内で κ の空間的・時間的な変化を計算モデルの中に組み入れることにより、浮遊氷層形状の変化をさらに正確に表現できる可能性はある。しかし、浮遊氷層形状の水平方向と下方向の広がりで定まる全体的な浮遊氷層の形状を簡便に予測するために、 κ を一定値として採用する。

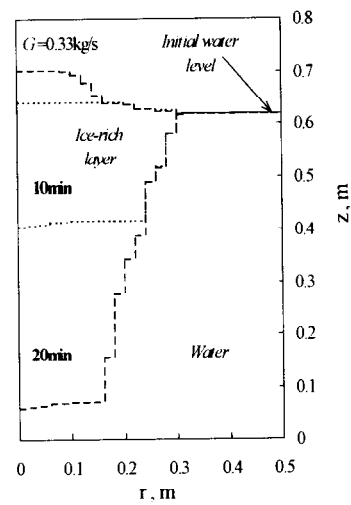
浮遊氷層の全体的な形状や下方向の成長（成長速度）で実験結果と比較すると、図 3-4-3 の b) のように $\kappa=1.4\times 10^{-9}\text{ m}^2$ を一定値として採用することは妥当といえる。



a) $\kappa = 1.1 \times 10^{-9} \text{ m}^2$
(0.8)



b) $\kappa = 1.4 \times 10^{-9} \text{ m}^2$
(1.0)



c) $\kappa = 2.2 \times 10^{-9} \text{ m}^2$
(1.6)

図 3-4-3 透過係数の浮遊氷層形状への感度

(2) 浮遊氷層変形のためのせん断応力のしきい値について

ここでの浮遊氷層のような不均質で剛性の低い固体の変形を正確に表すことは難しい問題である。そこで、前述の 3-3-1 項のようにモデル化した。ここではモデル中の浮遊氷層が分断するときのせん断応力のしきい値 τ_{\max} が浮遊氷層形状に与える影響を以下のように調べて、実験結果と比較することにした。

図 3-4-4 には $G=0.33\text{kg/s}$ の流量条件で、浮遊氷層の分断条件である τ_{\max} を 0 Pa, 4.9 Pa, 9.8 Pa (3-4-1 項で示した値の 0 倍, 1 倍 2 倍) とした場合の浮遊氷層分布の計算結果を示す。 $\tau_{\max} = 0$ Pa の場合には、各々の円筒状の浮遊氷層が浮力と自重とでバランスしながら高さ方向 (z 方向) に自由に移動することになる。

図から明らかのように、浮遊氷層のせん断応力に応じた変形を考えた場合 (図 3-4-4 の b) および図 3-4-4 の c)) と自由に移動・変形すると考えた場合 (図 3-4-4 の a)) とでは、浮遊氷層の形状が大きく異なる。しかし、図 3-4-4 の c) のように τ_{\max} を 3-3-1 項で示した値の 2 倍にしても、浮遊氷層形状に与える影響は少ない。前述の図 3-2-2 および図 3-4-1 での実験結果の浮遊氷層の形状と比較すると、図 3-4-4 の b) および図 3-4-4 の c) のように浮遊氷層内の応力に応じた変形を考慮したモデルが妥当であるといえる。

浮遊氷層の全体的な形状、とくに浮遊氷層の下方向の成長 (成長速度) で前述の実験結果と比較すると、図 3-4-4 の b) のように本モデルでの浮遊氷層の分断条件である $\tau_{\max}=4.9$ Pa は、実験で得られた全体的な浮遊氷層形状の経時変化を表現するために妥当な値であることがわかった。

また前述の実験結果と比較すると、このように浮遊氷層の上部での平均的な氷の堆積速度 ($\alpha_{ice} \times v_{avg}$) が $2.93 \times 10^{-5} \text{m/s}$ 以下と遅い場合、すなわち浮遊氷層の移動速度が遅い場合では、浮遊氷層の浮力と自重のバランスに従う移動を考えるときに、側壁面の影響 (側壁と浮遊氷層の摩擦抵抗) はないと仮定することは妥当といえる。

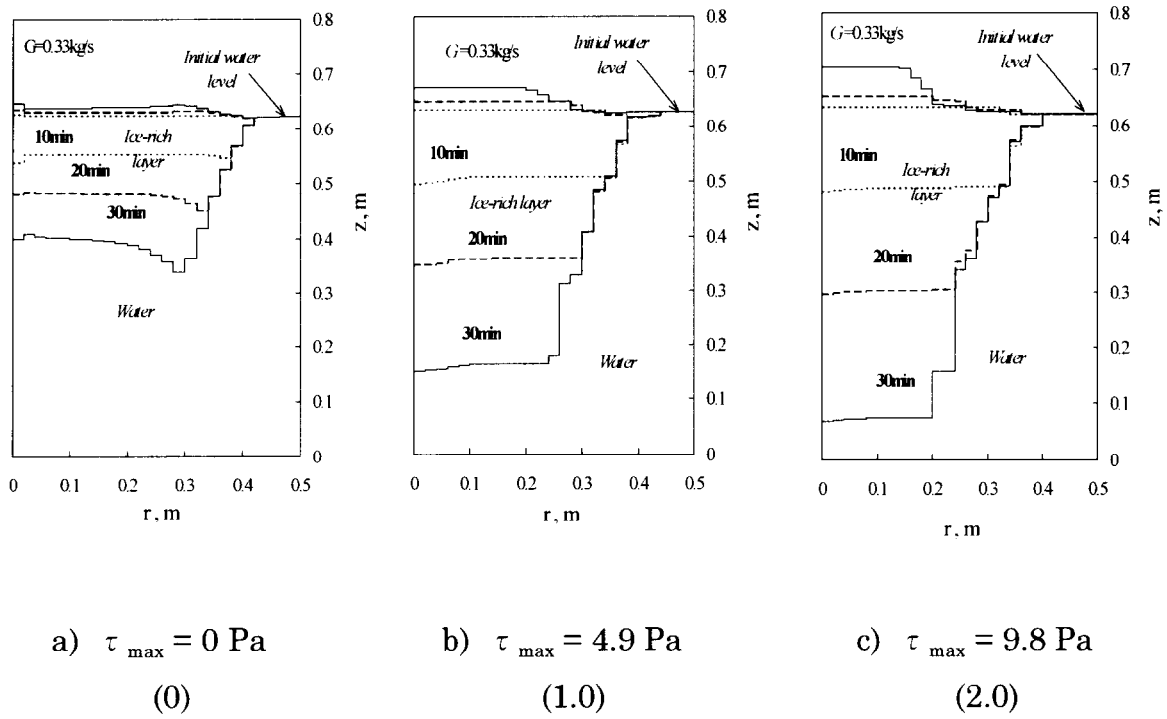


図 3-4-4 せん断応力のしきい値の浮遊氷層形状への感度

(3) 空隙率と浸透水の透過係数の関係について

氷層表面における多量の氷の堆積による、不均質で剛性の低い氷層の圧縮過程における空隙率 ε の変化と、それに伴う水の透過係数 κ の変化を正確に表すことは難しい問題である。そこで前述の 3-3-2 のようにモデル化した。ここでは、このモデルでの κ に関する(3-3-11)式の指数 a が、氷層表面での氷の堆積に与える影響を以下のように調べて、実験結果と比較することにした。

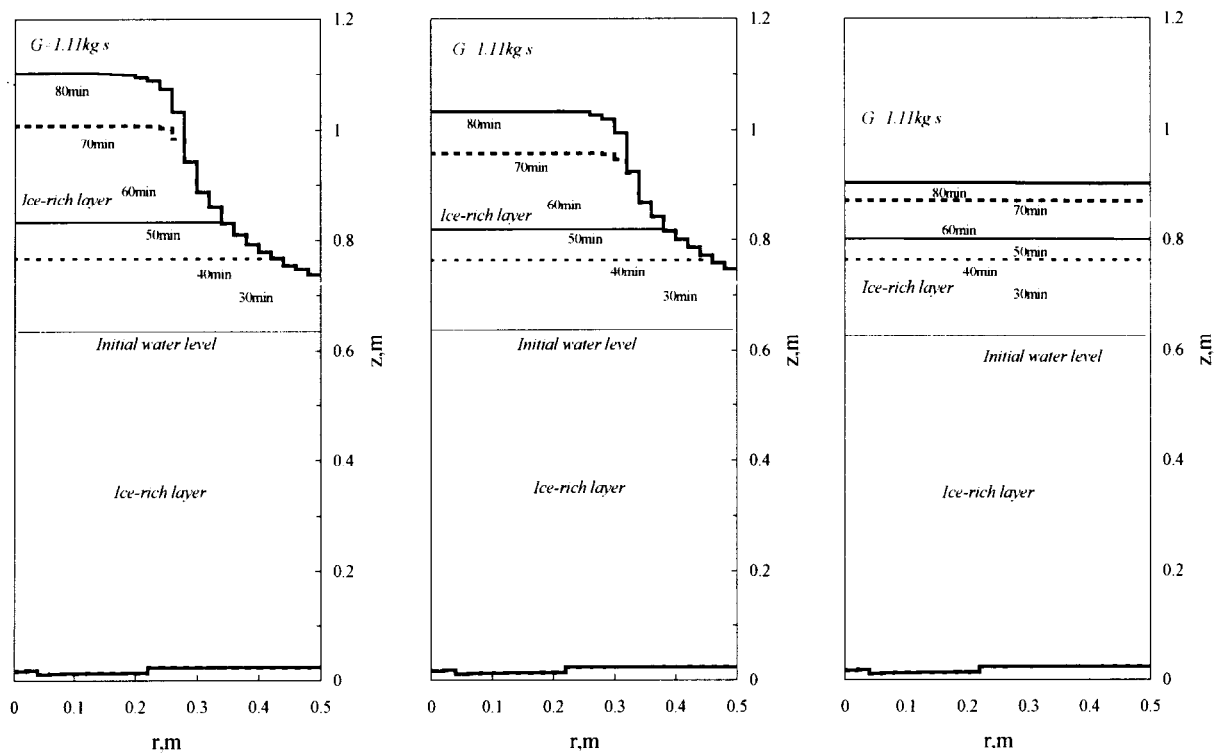
図 3-4-5 には指数 a を 0, 0.1, 0.5 とした場合の氷層表面で堆積する氷層形状の計算結果を示す。指数 $a=0$ の場合には、空隙率の変化に依らず κ は常に一定となる。

図のように指数 a を大きくするほど、氷層は半径方向 (r 方向) に均一に分布する。前述の (3-3-10) 式に従って指数 a を 1 としたときや図 3-4-5 の c) のように指数 a を 0.5 としたときのように、 a を大きくして透過係数を大きく変化させる場合には、前述の図 3-2-3 および図 3-4-2 での実験結果のような凸型の堆積氷層の形状とは大きく異なる計算結果となった。また図 3-4-5 の a) や b) のように a を 0 および 0.1 としたときには、実験結果の堆積氷層の形状を比較的よく表現することができた。

前述の(1)項に依れば、氷層の形状には透過係数 κ の影響が大きい。ここで ε が 0.85 から 0.7 に変化したとき、 $\varepsilon=0.85$ の κ に対する $\varepsilon=0.7$ の κ の割合は $a=1$ では 0.85、 $a=0.5$ では 0.37 になり、このような κ の変化割合は前述の図 3-4-3 での κ の割合よりも遙かに大きいため、氷層の形状は大きく変化することになる。

さらに堆積氷層の形状を変化させる要因には 3-4-1 項で述べたように、氷層内の浸透水と空気との界面の位置がある。とくに堆積した氷が多くなり、氷層厚さが厚くなるほど、本計算で仮定した浸透水の界面（氷層と空気との界面）と実際の氷層内の水面との違いが大きくなり、計算精度が悪くなる。したがって、氷層内の浸透水面を計算することで、さらに精度よく堆積氷層の形状を表現できる可能性がある。

しかし、簡便に氷蓄熱槽の上壁までの氷の堆積時間、すなわち氷蓄熱槽の氷充填率 IPF の限界値を概略計算するためには、本モデルにおいて、図 3-4-5 の a) および図 3-4-5 の b) のように(3-3-11)式の指数 a を 0 や 0.1 にして、透過係数の空隙率の依存性を大きくしないことが妥当であるといえる。



a) $a = 0$
 ($\kappa = \text{一定}$)

b) $a = 0.1$

c) $a = 0.5$

図 3-4-5 空隙率の変化に伴う透過係数 κ の変化の堆積氷層形状への感度

3-4-3 氷蓄熱槽の容積の利用効率

本計算方法を用いて、氷蓄熱槽の容積の利用効率への氷水流量 ($G=0.33\text{kg/s} \sim 0.92\text{kg/s}$) の影響を調べた。その結果として図 3-4-6 に下方向への水の平均空塔速度 v_{avg} と、氷蓄熱槽全体の氷充填率 IPF および浮遊氷層の高さの比 L_{min}/L_{max} の関係を示す。図中には 3-2-2 の(1)項の実験結果も加えた。

図のように計算結果は、 v_{avg} が $6.4 \times 10^{-1} \text{ m/s}$ 以上では v_{avg} の増加とともに L_{min}/L_{max} は約 0 から急激に増加して、水のみ領域が少ない浮遊氷層の分布となった。 IPF は v_{avg} の増加とともに大きくなり、 v_{avg} が $6.4 \times 10^{-1} \text{ m/s}$ 以上で L_{min}/L_{max} と同様に急激な増加を示した。蓄氷過程の初期における浮遊氷層形状の実験値との差違により、計算での L_{min}/L_{max} は実験値よりも小さくなった。しかし、 L_{min}/L_{max} の変化の傾向や IPF は本モデルで計算できていることがわかる。

すなわち、水深 $h=0.62\text{m}$ の本氷蓄熱槽においては、 v_{avg} が約 $7 \times 10^{-1} \sim 8 \times 10^{-1} \text{ m/s}$ 以上で、氷蓄熱槽の初期水面から下方部の容積を効率よく利用し得ると推定できた。

過冷却方式のダイナミック型氷蓄熱システムにおいては、第 2 章で述べたように氷蓄熱槽から水に随伴して流出する微小氷の粒径を限定するためには、氷蓄熱槽内での下方向への水の平均的な空塔速度 v_{avg} の上限値を規定する必要がある。一方、このように水のみ領域を少なくして氷蓄熱槽の容積を効率よく利用するためには、この v_{avg} の下限値を規定する必要があることがわかった。また、本計算方法を用いれば、そのための水の平均的な空塔速度の下限値が推定できる。

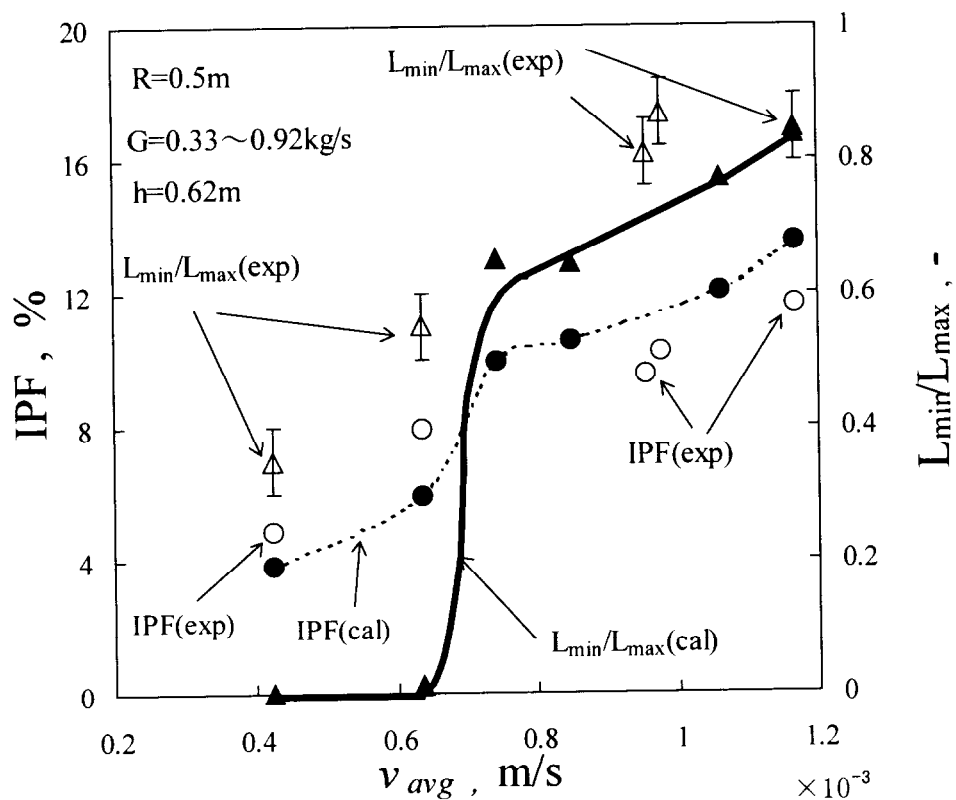


図 3-4-6 円筒水蓄熱槽における容積の利用効率

3-4-4 平型の大規模な氷蓄熱槽への適用

第 2 章の図 2-3-13 で示した平型の大規模蓄熱槽について、浮遊氷層の形状の計算方法を適用した結果と実験結果を比較した。この実験の目的は、浮遊氷層の水平方向の分布を調べて氷水の供給場所の間隔について検討するものであった。そのため氷蓄熱槽（ $6.4 \times 15.8 \times 8.2\text{mH}$ 、 $h=6.4\text{mH}$ ）は、製氷能力（氷水の流量 $G=3000\text{kg/min}$ ）に比べて大容積で大断面積である。氷水の供給は氷の製造（過冷却状態の解除）と共に、氷蓄熱槽の上部の円錐型の板（解除板）で行われた。

この結果を図 3-4-7 に示す。図 3-4-7 の(a)の実験結果からは、浮遊氷層の幅は 6m 程度に限定され、氷水の供給場所の間隔はこの寸法以下にする必要があることがわかっている。図 3-4-7 の(a)に示す氷蓄熱槽の一部（図中の破線内の領域）に、前述の計算を適用して求めた浮遊氷層の形状の経時変化を図 3-4-7 の(b)に示す。ここでの氷水の供給は、解除板の中心軸から半径方向（ r 方向）への 1.2m の位置である。

本計算では、氷水は $r=1.2\text{m}$ の位置から氷蓄熱槽の壁面方向（ r が増加する方向）と解除板の中心軸方向（ r が減少する方向）とに分配して流れ、各流量を 2400kg/min と 600kg/min とにした。この壁面方向への流量の増分（ 1800kg/min （全流量の 60%））は解除板の半径と高さの比（3 : 2 程度）から定めた。また、一方の浮遊氷層上面の高さが $r=1.2\text{m}$ での高さ以上になると氷水は全て他方へ流れることにした。

計算結果と実験結果とを比較すると、氷水の供給場所の近傍での氷層形状は多少異なるものの、本計算方法で浮遊氷層の水平方向の広がりは十分予測できている。このように本計算方法によって、実験結果として得た約 6m の浮遊氷層の幅が推定でき、氷層を均一に分布させる設計条件として氷水の供給場所の間隔が計算できることがわかった。

以上のように大型の氷蓄熱槽を用いた蓄氷実験との比較から、本研究での蓄氷計算モデルの妥当性が確認できた。

また、浮遊氷層の幅が推定可能な本計算方法は、氷蓄熱槽内へ氷を均一に蓄えるための氷水供給場所の配置設計といった実設計のために有用であることが、大型の氷蓄熱槽によって確認できた。

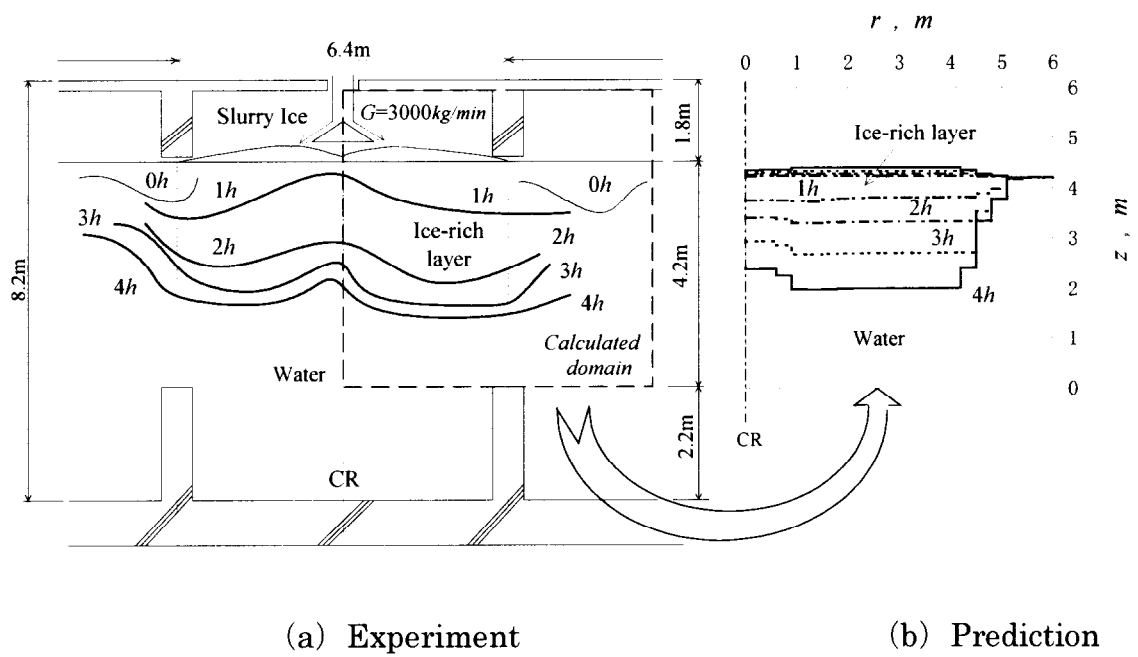


図 3-4-7 平型の大規模な氷蓄熱槽での浮遊氷層分布の実測結果と計算結果の比較

3-5 第3章のまとめ

氷蓄熱槽内での氷層の形状に係わる氷水の流動現象や蓄氷の予測モデルについて、以下のことが明らかになった。

1. 氷層内の浸透流、および氷層の浮力と自重とによる氷層のせん断ならびに圧密をモデル化して、「氷蓄熱槽内の浮遊氷層の形成挙動を数値解析した結果は、氷スラリーからの蓄氷の全過程を定性的によく表現できている」ことが分かった。

⇒氷蓄熱槽の全容積を有効利用して氷を均一に蓄えるための、
氷・水二相混合体の供給方法、とくに配置設計のための、
「設計指針」を得ることができた。

→所定の氷蓄熱槽の上壁に浮遊氷層が到達するまでの「氷の堆積時間」、
その時の「氷充填率 (IPF)」、あるいは「蓄熱槽の上部空間高さ」
が予測できる。

→氷蓄熱槽の容積を有効利用して蓄氷するための流動条件の中では、
氷蓄熱槽内の「下方方向への水の平均空塔速度」(氷蓄熱槽からの
水の抜き取り速度)を予め特定できる。

第3章の参考文献

- 1) 谷野正幸, 小澤由行, 土方邦夫, 中別府修: ダイナミック型氷蓄熱システムの蓄氷予測, 日本伝熱シンポジウム, 1996. 5, pp. 243~244.
- 2) 谷野正幸, 小澤由行, 土方邦夫, 中別府修: ダイナミック型氷蓄熱システムの蓄氷予測, 日本冷凍協会論文集, Vol. 14, No. 1, 1997, pp. 275~284.
- 3) 谷野正幸, 守屋充, 岡本明彦, 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, 空気調和・衛生工学会誌「空気調和・衛生工学」, Vol. 71, No. 11, 1997, pp. 73~83.
- 4) 日本流体力学会編: 「流体力学ハンドブック」, 1990, pp. 305~306, 丸善, 1990.
- 5) 化学工学協会編: 「化学工学便覧(改訂4版)」, 1985, pp. 170~172, 丸善.
- 6) 当麻庄司: 雪処理技術の開発に関する基礎的研究 雪ブロック方式による除雪, 北海学園大学工学部研究報告, No. 12, 1985, pp. 139~156.
- 7) 当麻庄司: 雪処理技術の開発に関する基礎的研究 雪ブロック方式による除雪, 土木学会北海道支部論文報告集, No. 44, 1985, pp. 373~378.
- 8) 当麻庄司: スノープレッサーによる雪圧縮実験, 土木学会北海道支部論文報告集, , No. 44, 1988, pp. 641~644.

第4章

解氷過程における氷水二相流の熱流動解析

4-1 はじめに

一般にダイナミック型氷蓄熱システムは、とくに解氷特性に優れていると認識されている。氷蓄熱システムの性能の向上のためには、熱負荷へ冷熱を供給するための解氷過程は、最も重要な研究・開発の対象である。

この解氷は熱負荷からの還り水などで氷層内の氷を融解し、生成した冷水と混合して熱負荷へ供給されることになるので、この解氷特性を解析するためには、氷蓄熱槽内の固液二相流場の流動と伝熱現象を解明することが必要である。

本章では、解氷過程において氷蓄熱槽から取り出される冷水の温度の経時変化を、まず実用上簡便に予測する技術を獲得するために、種々の形状の氷蓄熱槽や熱負荷条件での実験結果から、氷蓄熱槽内における氷層の冷却能力の実験整理式を得ることにした。

さらに、解氷過程における氷層の厚さの変化、氷層内の浸透水の速度や温度の変化、氷粒子の粒径の変化、氷層以外の水域の温度変化を計算するモデルを立案して、氷蓄熱槽内での氷水の熱流動現象を解明することにした。

この実験整理式や計算モデルによる予測技術は、氷蓄熱システムの実用化のためや氷蓄熱式空調システムの計画・設計に対して電力負荷平準化への効果を事前に評価するために不可欠な技術である。

4-2 解氷実験

4-2-1 実験装置および実験方法

過冷却水の製造とその解除によって作られた氷水を、異なる形状および容積の氷蓄熱槽へ供給して、氷蓄熱槽内に氷を蓄えた後、種々の熱負荷により氷を融解する解氷実験を行い、前述の第 2 章で示した散水方式と噴流方式の二種類の解氷方式での解氷特性を調べた¹⁻⁸⁾。

この特性実験のために用いた氷蓄熱槽は表 4-2-1 に示すように、幅が 1.45m~9.0m で高さが 1.0m~3.0m の矩形の平型槽と内径が 1.5m ϕ で高さが 10m の水深の深い堅型槽であり、容積 V が 1.5m³ の小型の実験槽から V が 100m³ の実用規模の氷蓄熱槽までの 6 種類である。

この解氷実験における熱負荷は、空調用途の実用設備を想定して、解氷運転時間が 1hr~6hr で、供給水の温度が 12℃、あるいは供給水と氷蓄熱槽から取り出させる冷水との温度差が約 5℃とした。

表 4-2-1 には、このような熱負荷条件における解氷のための水の流量 W 、散水方式における散水面での水の平均流速 u_s および噴流方式におけるノズルでの噴流水の流速 u_j を示した。また参考のため、蓄氷時の氷水の流量 W も表中に記載した。

表 4-2-1 特性実験のために用いた氷蓄熱槽

	TANK	TANK VOLUME, m ³ m	Flow rate at ice storage stage	Flow rate and Velocity at ice melting stage																		
			W[m ³ /h]	Spray type		Jet type		u _i [m/s]														
				W[m ³ /h]	u _i [m/h]	W[m ³ /h]	u _i [m/s]															
A		(V=1.5m ³)	4.6	2.2	1.0	2.2	0.5	2.2	2	2.2	3	2.2	5	2.2	10	3.5	3	4.6	2			
B		(V=8m ³)	15.6	10.2	2.0	15.0	3.0															
C		(V=20m ³)	44	48	3.6																	
D		(V=9m ³)	36	12	6.8	18	10.2	21	11.9	24	13.6	30	16.9	36	20.4							
		(V=18m ³)																				
E		(V=24m ³)	90								24	2.6	27	3.9	46	4.5	48	5.3	54	6.0	6.5	10.2
F		(V=100m ³)	480	270	6.0	320	7.1	370	8.3	440	9.7	480	10.7									

4-2-2 実験結果と実験整理式

解氷特性は熱負荷（氷蓄熱槽に供給する水の流量 W と温度 T_m ）に対して、氷蓄熱槽からの取り出し水の温度 T_{out} とその持続時間で評価できる。さらに、負荷応答性の優劣は、大きな熱負荷に対しても如何に低温で安定な取り出し水温が保持できるかに掛かっている。蓄えた冷熱が有効に取り出されているか否かは、蓄熱利用率 η を求めることで評価できる。第 2 章のように、 $\eta = 1$ は氷が全て解けて蓄えた冷熱量が完全に利用できたことを意味する。

解氷特性の一例として第 2 章の図 2-3-19 および図 2-3-20 に示した結果と同様に、ここでの実験で用いた全ての氷蓄熱槽および熱負荷条件下で、 η が 0.9 程度まで安定な取り出し水温が持続できた。

(1) 氷層の冷却能力の実験整理式

ここでは、これらの実験データを用いて、次のような仮定の下で、散水方式と噴流方式の各解氷方式における氷層の冷却能力 q の実験整理式を求めることにした。

- ① 氷層の空隙率は時間的・空間的に一定とする。
- ② 氷蓄熱槽内では氷層とそれ以外の水域は完全に分離される。
- ③ 水域の水温は一樣とする。
- ④ 氷層内は凝固点温度で一樣とする。

上記の仮定③から、氷蓄熱槽から取り出される冷水の温度 T_{out} の時間変化は、熱負荷 q_{load} 、氷蓄熱槽の容積 V 、冷却能力 q を用いて下記の(4-2-1)式で表される。

$$\frac{dT_{out}}{dt} = \frac{q_{load} - q}{C_i \rho_i \eta V} \quad (4-2-1)$$

1) 散水方式における氷層の冷却能力の実験整理式

散水方式の解氷では、氷蓄熱槽の上部の氷が散水により融解されると共に氷層が浮上する。その結果、常に氷層は散水面に存在し、解氷運転時間の経過とともに氷層下部の

槽内水域が大きくなり、高さ方向に一次元性が保たれた解氷過程となる。このように氷の融解は主に散水面でなされている。

そこで、種々の実験結果から、氷層と水域との熱輸送 (q :氷層の冷却能力) を下記の(4-2-2)式のように、散水と氷の見かけの接触面積 (ここでは散水している部分の槽の断面積 A)、散水の水の温度 T_m 、融点温度 T_{melt} 、熱伝達率 α_s から求める。

$$q = \alpha_s A (T_m - T_{melt}) \quad (6^\circ\text{C} < T_{in} < 14^\circ\text{C}) \quad (4-2-2)$$

氷の融解には上記の A および T_m の他に、解氷前に氷蓄熱槽内にある氷の量 ($A \times$ 水深 \times 氷充填率 IPF)、散水の速度 (平均速度と速度分布 (ノズルのピッチ)) の影響が考えられる。ここで α_s は、散水面での水の平均流速 u_s 、氷蓄熱槽内の氷層の割合を示す ($1-\eta$)、水深 L_w 、散水ノズルの配置のピッチ P_n 、および蓄氷完了時 (満蓄時) の氷蓄熱槽の氷充填率 IPF_0 の各々の関数の積と仮定した。

$$\alpha_s = C_s \cdot f_1(u_s) \cdot f_2(\eta) \cdot f_3(L_w) \cdot f_4(P_n) \cdot f_5(IPF_0) \quad (4-2-3)$$

この u_s と η の関数形を種々の実験データの整理から、以下の(4-2-4)式および(4-2-5)式のように求めた。

$$f_1(u_s) = u_s^{0.8} \quad (1\text{m/h} \leq u_s \leq 20\text{m/h}) \quad (4-2-4)$$

$$f_2(\eta) = (1-\eta)^{0.2} \quad (0 \leq \eta < 1) \quad (4-2-5)$$

一方、本実験範囲では $d\alpha_s/dL_w=0$ 、 $d\alpha_s/dP_n=0$ 、 $d\alpha_s/dIPF_0=0$ と見なせたので、以下の(4-2-6)式、(4-2-7)式、および(4-2-8)式のように各関数形を 1 とした。定数 C_s は 1160 となった。

$$f_3(L_w) = 1 \quad (0.7\text{m} \leq L_w \leq 5\text{m}) \quad (4-2-6)$$

$$f_4(P_n) = 1 \quad (0.5\text{m} \leq P_n \leq 1\text{m}) \quad (4-2-7)$$

$$f_s(IPF_0)=1 \quad (20\% \leq IPF_0 \leq 40\%) \quad (4-2-8)$$

氷層の冷却能力の実験整理式の結果として、(4-2-3)式から求めた α_s と全ての実験値からの α_s の比較を、 η が0.3、0.6、0.9の時について図4-2-1に示す。各々の η での実験値から求めた α_s と実線の差は、実験整理式中の $f_l(u_s)$ に係わる α_s の精度を示す。これらの精度は η によらないので、 α_s の経時変化は $f_l(\eta)$ によって表現できることがわかる。

前述の(4-2-1)式および(4-2-2)式～(4-2-8)式よりなる氷層の冷却能力の実験整理式から、取り出し水温 T_{out} を計算した結果を実験結果とともに図4-2-2に示す。これらは前述の表4-2-1の氷蓄熱槽のTNAK BおよびTANK Fにおける実測結果との比較の一例である。氷蓄熱槽の一边が2m～9mと寸法が異なり、散水の水の流量が15.6m³/h～440m³/h（散水面での水の平均流速は3.0～9.7m/h）、散水の温度 T_m が8℃～13℃と異なる場合でも、計算結果と実験結果は、ほぼ同一であることがわかる。このことは散水方式における氷層の冷却能力の実験整理式が、広範囲の槽形状の条件や熱負荷条件においても妥当であることを示すものである。

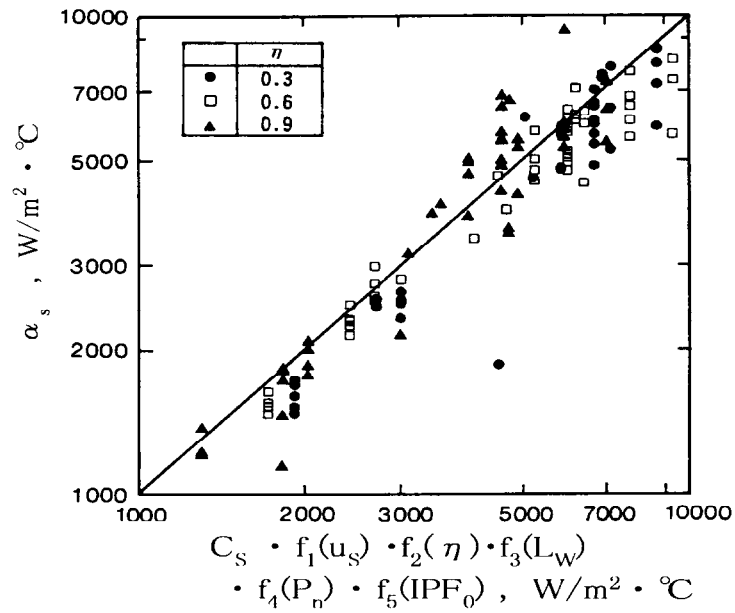


図 4-2-1 実験整理式の α_s と実験値から求めた α_s との比較

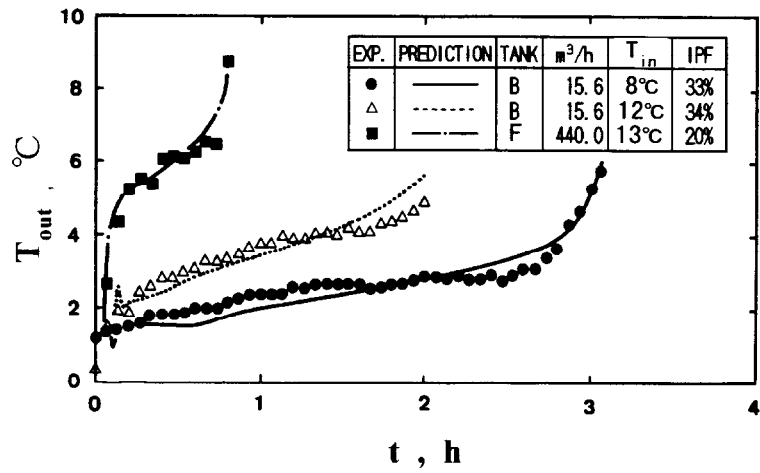


図 4-2-2 計算した取り出し水温の結果と実験結果との比較

2) 噴流方式における氷層の冷却能力の実験整理式

噴流方式の解氷では、噴流方向に氷層が融解されて形成される水域が時間の経過とともに広がり、氷層が分断され、それぞれの氷塊が氷蓄熱槽内水流により移動する。その後、氷塊が噴流の影響範囲内で融解・分断されながら、氷蓄熱槽内の水流により氷塊が融解され、解氷過程が進行する。このように氷の融解は、噴流と氷蓄熱槽全体での水流により行われる。

そこで、種々の実験結果から、氷層と水域との熱輸送 (q :氷層の冷却能力) を下記の(4-2-9)式のように、蓄氷前の氷蓄熱槽内の水の量 V 、噴流水の温度 T_m と融点温度 T_{melt} 、および氷蓄熱槽の単位体積、単位温度差あたりの氷の融解熱量 β_j から求める。

$$q = \beta_j V (T_m - T_{melt}) \quad (5^\circ\text{C} < T_m < 14^\circ\text{C}) \quad (4-2-9)$$

氷の融解には上記の V および T_m の他に、解氷前に氷蓄熱槽内にある氷の量 ($V \times$ 氷充填率 IPF)、噴流水の速度 (ノズルでの速度と速度分布 (ノズルのピッチや噴流方向の槽長さ)) の影響が考えられる。さらに、このような氷層に吹き付けられる水流とともに氷蓄熱槽内の水域の攪拌により解氷が進行するので、 β_j は、噴流ノズルでの水の流速 u_j 、 η 、水循環による氷蓄熱槽内の水域での換水回数 N 、噴流ノズルの配置のピッチ P_n 、水深 L_w 、噴流方向の槽長さ X_j 、および満蓄時の氷蓄熱槽内の氷充填率 IPF_0 の各々の関数の積で表せると仮定した。

$$\beta_j = C_j \cdot g_1(u_j, \eta) \cdot g_2(N) \cdot g_3(P_n) \cdot g_4(L_w) \cdot g_5(X_j) \cdot g_6(IPF_0) \quad (4-2-10)$$

u_j 、 η 、 N 、 P_n の関数形を種々の実験データの整理から、以下の(4-2-11)式、(4-2-12)式、および(4-2-13)式ように求めた。

$$g_1(u_j, \eta) = (0.3 + u_j^{0.1})(1 - \eta)^a \quad (0.2\text{m/s} \leq u_j \leq 10\text{m/s}) \quad (4-2-11)$$

$$a = 0.08(10 - u_j)^{0.1} + 0.2 \quad (0 \leq \eta \leq 1)$$

$$g_2(N) = \eta N = \eta(W / \eta V) \quad (0.2\text{h}^{-1} \leq W / V \leq 3\text{h}^{-1}) \quad (4-2-12)$$

$$g_3(P_n) = 1.2 - 0.2P_n / P_0, P_0 = 3m \quad (1m \leq P \leq 3m) \quad (4-2-13)$$

一方、本実験範囲では、 $d\beta_j/dL_w=0$ 、 $d\beta_j/dX_j=0$ 、 $d\beta_j/dIPF_0=0$ と見なせたので、ここでは以下の(4-2-14)式、(4-2-15)式、および(4-2-16)式のように各関数形を 1 とした。定数 C_j は 620 となった。

$$g_4(L_w) = 1 \quad (0.7m \leq L_w \leq 2m) \quad (4-2-14)$$

$$g_5(X_j) = 1 \quad (1.45m \leq X_j \leq 6m) \quad (4-2-15)$$

$$g_6(IPF_0) = 1 \quad (20\% \leq IPF_0 \leq 40\%) \quad (4-2-16)$$

氷層の冷却能力の実験整理式の結果として、(4-2-10)式から求めた β_j と、全ての実験値から求めた β_j の関係を、 η が 0.3、0.6、0.9 の時について図 4-2-3 に示す。いずれの氷蓄熱槽および N 、 P_n においても、 η が 0.6 程度までは、実測値からの β_j と実線との差が示す u_j 、 N 、 P_n に係わる β_j の予測精度は比較的良い。しかし、 η が 0.9 程度では、解氷運転終期で浮遊する氷塊の分断によって氷の融解量が変動することにより、実験ごとに β_j のばらつきが見られ、 β_j の実験整理式の精度が悪くなる。

前述の(4-2-1)式および(4-2-9)式～(4-2-16)式よりなる氷層の冷却能力の実験整理式から、取り出し水温 T_{om} を計算した結果を実験結果とともに図 4-2-4 に示す。これらは、前述の表 4-2-1 の氷蓄熱槽の TANK A および TANK E における各 u_j 、噴流水の流量、噴流水の温度 T_m 、ノズルの配置のピッチ P_n での実測値との比較の一例である。氷蓄熱槽内の水流による氷塊の移動を扱っていない本実験整理式では、解氷運転終期における氷層の冷却能力の予測は難しいものの、取り出し水温はその履歴に影響されるので、氷蓄熱槽の一辺が 1.45m～6m と寸法が異なり、噴流水の流量が 2.2～48m³/h、 T_m が 7～12℃、 P が 1.5～3m と異なる場合でも、平均的な経時変化は十分表現することができている。このことは噴流方式における氷層の冷却能力の実験整理式が、広範囲の槽形状の条件や熱負荷条件においても妥当であることを示すものである。

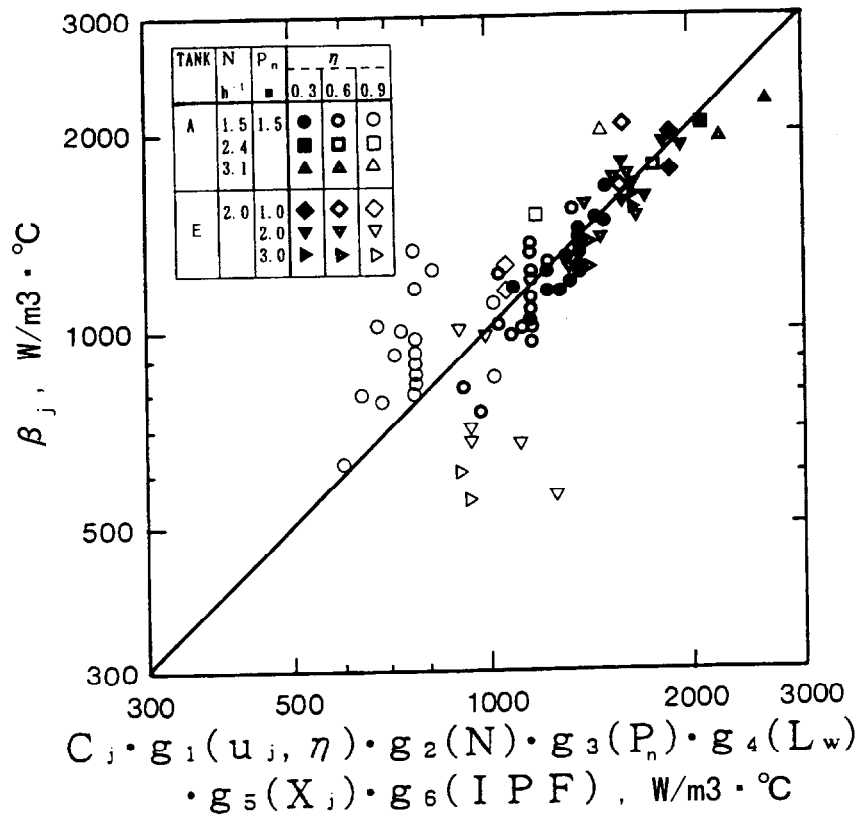


図 4-2-3 実験整理式の β_j と実験値から求めた β_j との比較

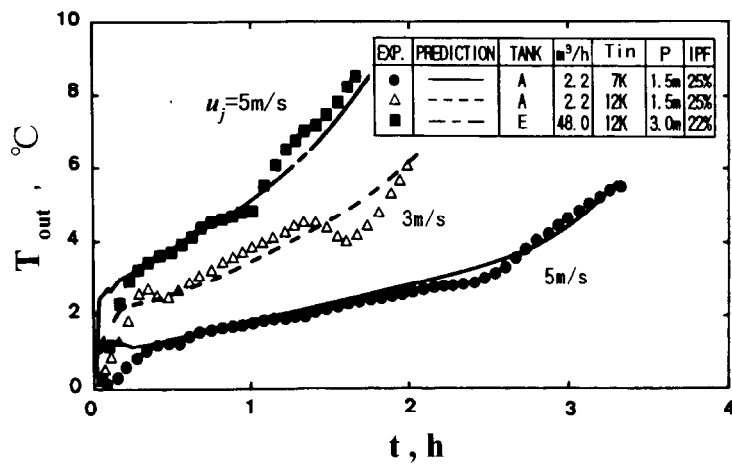


図 4-2-4 計算した取り出し水温の結果と実験結果との比較

(2) 伝熱特性による解氷方式の比較

異なる熱負荷（循環水の流量 W ）について、前述の(1)項での氷層の実験整理式を用いて取り出し水温 T_{out} の経時変化を計算し、散水方式と噴流方式を比較した。計算対象とした氷蓄熱槽および運転条件を表 4-2-2 に示す。散水方式ではノズル散水角の確保のためにノズルあたりの水の流量 W の範囲が限定されるが、ここでは水量に応じて散水ノズルの個数を変更して均一に散水すると仮定した。

計算結果を図 4-2-5 に示す。図のように散水方式は噴流方式に比べ、蓄熱利用率 η の増加、すなわち氷層の減少に伴う取り出し水温 T_{out} の上昇は緩やかである。また、散水方式での水の流量 W の増加は T_{out} の上昇につながる。散水方式の解氷過程から、この η の増加による T_{out} の上昇が少ないことについては、常に散水面近傍に氷が存在することで氷の融解量が一定に保たれることで説明ができ、 W の増加により T_{out} が上昇することについては、散水面での水の速度が速くなり散水量当たりの氷の融解量が少なくなることで説明できる。

一方、噴流方式では噴流水の流量の増加によって取り出し水温はむしろ低下する。この理由としては、槽内の平均的な水の速度（換水回数）の増加で流量に応じた氷の融解量が確保され、さらに噴流ノズル近傍の水の速度が速くなることで氷の融解量が増すためである。

散水方式では散水角を確保するために、ノズルあたりの水の流量が限定されるのに対して、噴流方式は、そのような水の流量に制限がないことや、ノズルでの圧力損失が小さく所要ポンプ動力が少ないことと共に、図のような伝熱特性から、循環水の流量の増加への応答が良い方式である。また、散水方式は、解氷過程を通じて温度変化が少なく安定な取り出し水温の冷水が得られる方式である。

しかし何れの方式においても得られる冷水は、空調用の熱負荷に対しては $5\sim 7^{\circ}\text{C}$ 以下の十分に低温である。

表 4-2-2 計算対象とした氷蓄熱槽および解氷運転の条件

	SPRAY TYPE			JET TYPE		
TANK	3×10×2mH (60m ³)					
IPF [%]	30					
T _{in} [°C]	12					
W [m ³ /h]	120	180	240	120	180	240
W/V [h ⁻¹]	2	3	4	2	3	4
u _s [m/h]	4	6	8	-	-	-
u _j [m/s]	-	-	-	4	6	8

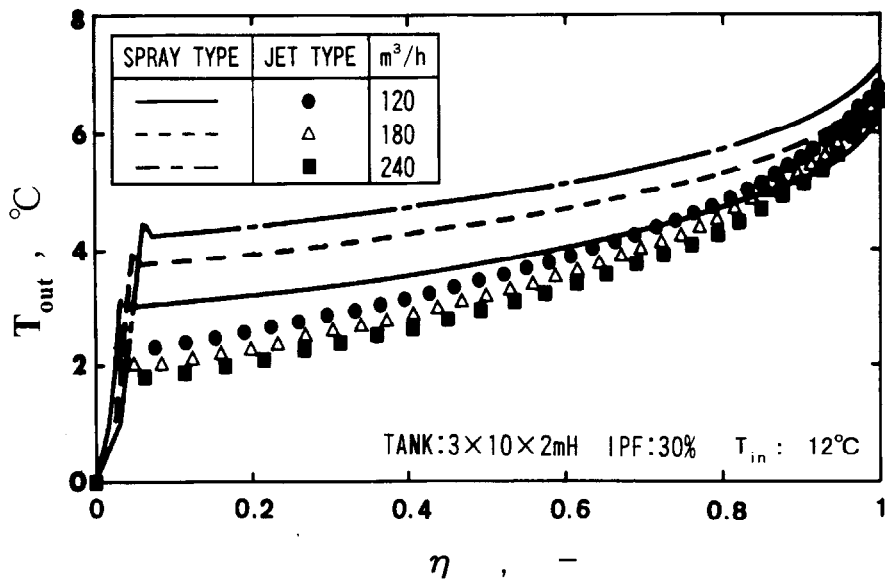


図 4-2-5 伝熱特性による解氷方式の比較

4-3 解氷計算モデル

解氷過程における氷蓄熱槽内での氷水の熱流動現象を解明するために、氷層内の氷粒子の融解、氷粒子径の変化、氷層の空隙率の変化、氷層内での浸透水の温度変化や流速の変化についての計算モデルを立案して、実測結果や前述の実験整理式と比較・検討することにした。ここでの対象にした解氷の方式は、解氷過程を通じて温度変動が少なく、伝熱特性からは高効率な散水方式である。

ここで立案した一次元モデル^{7,8)}を図 4-3-1 の模式図で示す。図のように氷蓄熱槽内の氷層を長さ l の計算要素に分割（計算では 100 分割）した。なお分割数の計算精度への依存性と計算時間から、この分割数の妥当性を確認している。本モデルを用いると、以下の仮定の下で、氷層内の氷の融解による水の生成量 m 、氷層内の氷粒子の半径 r 、空隙率 ε 、氷層の厚さ L_{ice} 、氷層内に浸透する水の温度 T_l 、および氷蓄熱槽から取り出される水の温度 T_{out} の時間変化を計算することができる。

(1) 計算の仮定

本計算モデルでは、以下の仮定を用いた。

- 1) 氷層内の氷粒子の形状は球形とする。
- 2) 各計算要素内では、氷粒子径は時間とともに変化するが、空間的には一様とする。
- 3) 各計算要素内での氷粒子の数は、時間的に一定とする。
- 4) 氷層下部の水域では、水は完全混合する。

氷層の水平方向の断面積 A で長さ l の計算要素内では氷粒子の質量 M_S は、氷の密度 ρ_s 、氷層の空隙率 ε 、氷粒子の半径 r 、および氷粒子の数 n を用いると (4-3-1) 式になる。ここで ε と l の関係は、(4-3-2) 式のように近似できると仮定した。

$$M_S = \rho_s \cdot l \cdot A \cdot (1 - \varepsilon) = \frac{4}{3} \pi r^3 n \rho_s \quad (4-3-1)$$

$$\varepsilon = 1 - \frac{1 - \varepsilon_0}{l_0} l \quad (4-3-2)$$

なお、添え字 0 は蓄氷完了（満蓄）時の値を示す。

(2) 氷層内での質量及び熱量のバランス

水の過冷却状態の解除により製造される氷は 0℃ であるので、氷層内の氷の温度変化はない。したがって氷層内の浸透水の温度 T_l は、水の比熱 c_l 、水の比重 ρ_l 、氷層内の水の速度 u 、氷層内の氷の融解による水の生成量 m 、計算要素の長さ l 、氷の潜熱 h_L など用いて、下記の (4-3-3) 式で計算できる。ここで z は水深方向の座標を示す。

$$\varepsilon_l \rho_l \frac{\partial T_l}{\partial t} + \varepsilon_l \rho_l u \frac{\partial T_l}{\partial z} = \frac{m}{\varepsilon l} (c_l T + h_L) \quad (4-3-3)$$

(4-3-3) 式では左辺第 2 項の移流項に比べ、伝導項は小さいので、熱伝導による寄与は省略した。また右辺の発生項は、生成した水の顕熱と水の生成に係わる潜熱の和から成る。

浸透水の質量バランスは (4-3-4) 式になり、(4-3-3) 式の数 u はこの式から求まる。

$$\varepsilon \rho_l \frac{\partial u}{\partial z} = \frac{m}{Al} + \frac{\varepsilon \rho_l}{l} \frac{dz}{dt} \quad (4-3-4)$$

なお、右辺は生成した水の量 m および氷の融解に伴う座標の時間変化 (dz/dt) から成り、 u は氷粒子とともに移動する座標での速度である。

(3) 氷層下方の水域での熱量バランス

氷層下方の水域（高さ H ）では、水は完全混合していると仮定したことにより、氷蓄

熱槽から取り出される冷水温度 T_{out} は、熱バランスから (4-3-5) 式で計算できる。

$$\frac{\partial H}{\partial t}(T_{out} - T_s) + H \frac{\partial T_{out}}{\partial t} = u_{(b)} T_{l(b)} - u_{out} T_{out} \quad (4-3-5)$$

なお、 T_s は氷の温度 ($=0^\circ\text{C}$)、添え字 (b) は氷層と水域の境界の値を示す。

(4) 氷層内での水の生成量

氷層内での氷の融解による水の生成量 m は、氷粒子と水との熱伝達率 α_p 、氷粒子の表面積 A_p 、氷層内の水の温度 T_l 、氷の融解潜熱 h_L などを用いて、(4-3-6) 式で計算できる。

$$m = -\frac{dM_S}{dt} = \frac{\alpha_p A_p (T_l - T_s)}{h_L} \quad (4-3-6)$$

$$\alpha_p = \frac{\lambda_l}{2r} \cdot Nu \quad (4-3-7)$$

$$A_p = C \cdot 4\pi r^2 n \quad (4-3-8)$$

ここでの (4-3-7) 式中の Nu 数には、*Ranz-Marshall* の式⁹⁾を適用できるものとした。

氷蓄熱槽内の氷充填層は微視的には全域で均質ではなく、氷蓄熱槽の側壁面や氷層内での「水みち」および「水の滞留域」の存在により、氷層内の浸透水の流動は時間的・空間的に変化する。したがって氷の融解には、氷粒子の全ての表面が寄与するとは限らない。そこでここでは上記の (4-3-8) 式のように、計算領域内の全氷粒子の表面積 $4\pi r^2 n$ に係数 C を乗じた有効伝熱面積を A_p として用いることにした。

この C に関しては氷層内の空隙率 ε の影響、氷層内の浸透水の流速 u (空塔速度 u_{avg}) の影響、氷蓄熱槽の側壁面 (氷層厚さ L_{ice}) の影響を考慮するために、 C の関数形を (4-3-9) 式のように上記の各影響因子の関数 ($C_1(\varepsilon)$ 、 $C_2(u_{avg})$ 、 $C_3(L_{ice})$) の積で表されるものとした。

$$C = C_1(\varepsilon) \cdot C_2(u_{avg}) \cdot C_3(L_{ice}) \quad (4-3-9)$$

$C_1(\varepsilon)$ は解氷過程の進行、 $C_2(u_{avg})$ は氷蓄熱槽の運用（散水の流量）、 $C_3(L_{ice})$ は氷蓄熱槽の形状の条件に関する伝熱面積の変化を表す。なお、各関数の範囲は0~1であり、 C の最大値は伝熱面積が全ての氷粒子の表面積に相当する場合の値（ $C=1$ ）、 C の最小値は氷蓄熱槽の側壁面に接する氷粒子の表面積に相当する場合の値（本モデルの最小限界値）になる。

1) 氷層内の空隙率の影響 ($C_1(\varepsilon)$)

空隙率 ε の影響については、図4-3-2に示す半径が0.5m、水深が0.7mの透明アクリル製の円筒水槽を備えた小型の実験装置を用いて調べた。最初に過冷却水から作られた氷水で、所定の蓄氷量（氷充填率 IPF ）まで氷蓄熱槽内全体に氷を蓄えた。その後、氷蓄熱槽下部から取り出した所定の流量の水を電気ヒータで昇温し、槽上部のスプレイ・ノズル（散水角度=110°）から均一に散布して蓄えた氷を融解した。散水の流量は電磁流量計（精度： $\pm 1.0\%$ ）で測定し、水の温度は測温抵抗体（Pt100 Ω 、精度： $\pm 0.1^\circ\text{C}$ ）で測定した。満蓄時の蓄氷量は、水と冷媒の温度および流量の測定から熱バランスに基づいて求めた。また氷層の形状や厚さの時間変化は、ビデオカメラで撮影した。

満蓄時に槽全体で平均化した4種類の氷層の空隙率 ε_0 （ $=1-IPF/100$ ）について、満蓄時の氷層厚さ L_{ice0} を基準にした氷層厚さの減少割合（ $1-L_{ice}/L_{ice0}$ ）と取り出し水温 T_{out} との関係を図4-3-3に示す。ここでの熱負荷は10kW、散水の流量 W は1.74m³/hで一定である。図のように ε_0 が高いほど T_{out} の温度レベルは低温になる。すなわち ε_0 が高くなるほど多くの氷粒子が水と接触して氷の融解に関わる面積が大きくなるために、熱伝達は良好になる。

この結果から本モデルでは、解氷過程の進行すなわち時間の経過とともに高くなる空隙率 ε の影響を表す係数 $C_1(\varepsilon)$ を、(4-3-10)式のように定めた。

$$C_1(\varepsilon) = 0.2, \quad \varepsilon < 0.7 \quad (4-3-10a)$$

$$C_1(\varepsilon) = 0.2 + \left(0.8 \cdot \frac{\varepsilon - 0.7}{0.2} \right)^\beta, \quad \beta = 2, \quad 0.7 \leq \varepsilon \leq 0.9 \quad (4-3-10b)$$

$$C_1(\varepsilon) = 1, \quad \varepsilon > 0.9 \quad (4-3-10c)$$

(4-3-10a)式での $\varepsilon=0.7$ は実用規模の氷蓄熱槽での満蓄時の値、(4-3-10c)式での $\varepsilon=0.9$ は氷蓄熱槽の下部までほぼ氷層で満たされる時の値に相当する。

図 4-3-4 には(4-3-10b)式の右辺第2項の指数 β について、取り出し水温の計算精度に対する感度を示す。図の横軸は氷層厚さが減少した割合 $(1-L_{ice}/L_{ice0})$ 、縦軸は散水と取り出し水の温度差の実験値と計算値の比 $((T_m-T_{out}(cal))/(T_m-T_{out}(exp)))$ 、すなわち計算精度である。ここでの熱負荷は 10kW、散水の流量 W は $1.74\text{m}^3/\text{h}$ で一定であり、満蓄氷時の空隙率 ε_0 は 0.72 である。図のように β が小さいほど温度差は大きくなって、取り出し水温の計算値は低温になる。この β の感度解析の結果から、解氷過程のほとんどの領域 $(1-L_{ice}/L_{ice0})$ が 0.2~0.8 の範囲)での縦軸の計算精度が ± 0.1 以内の範囲は β が 1~3 の場合であり、本モデルでは(4-3-10b)式のように $\beta=2$ で代表できるものとした。このような $C_1(\varepsilon)$ は、解氷過程の進行とともに氷が融解されて氷層内の構造が変化した結果、微視的な浸透水の流路が急激に変化することを表すものである。

2) 浸透水の速度の影響 ($C_2(u_{avg})$)

前述の小型の実験装置を用いて、取り出し水温に対する浸透水の速度の影響を調べた。とくに散水の流量が少なく、浸透水の速度が低速の場合には、氷層内の浸透水が不均一に流れる可能性がある。

実験結果を図 4-3-5 に示す。熱負荷は 10kW で一定であり、図中の3種類の速度 (0.31 mm/s~0.87 mm/s) は、各散水の流量 W を氷蓄熱槽の水平方向断面積で除した平均空塔速度 u_{avg} である。ここでの $u_{avg}=0.87$ mm/s は水深が 1~1.5m、 IPF が 40%の現実的な平型の氷蓄熱槽において、温度差が 5℃の熱負荷条件の下で、蓄えた氷を 2~3 時間で利用する (電力のピーク時間内で蓄氷を利用する) 場合の水の流量に相当する。 $u_{avg}=0.31$ mm/s は蓄えた氷を 6~9 時間で利用する (ほぼ全ての空調時間帯で蓄氷を利用する) 場合の水の流量に相当する。すなわち、ここでの u_{avg} の範囲は平型の氷蓄熱槽を用いた一般的な氷蓄熱の運用範囲である。

図のように u_{avg} が 0.31~0.87mm/s の範囲で、速度が遅くなるほど冷水温度レベルが上昇する結果が得られた。この温度レベルの上昇は、散水の流量の減少によって散水温度が高くなったことで予測できる温度上昇を上回るものであった。これは、速度が遅くなると水は氷層内の微細な流路を流れ難くなり、より流れやすい流路 (氷蓄熱槽の側壁面

近傍や既に形成された氷層内の大きな流路) を通過しようとするため、十分な熱交換がなされなかったことに起因する。

この結果から $C_2(u_{avg})$ は、基準の空塔速度 u_{avg0} を 0.87mm/s とした無次元速度 (u_{avg}/u_{avg0}) を用いて、(4-3-11) 式の関数形に定めた。

$$C_2(u_{avg}) = \left(\frac{u_{avg}}{u_{avg0}} \right)^2, \quad u_{avg0} = 0.87 \text{ mm/s} \quad (4-3-11)$$

このように速度の 2 乗の関数形で、速度が遅くなることにより冷水温度が上昇する理由は、氷層内の微視的な流路や氷蓄熱槽の側壁面近傍の水域において、水の流速が遅くなることで、バルクの氷層内に水が流入し難くなり、結果的により不均一に水が氷層を浸透するためである。

3) 氷蓄熱槽の側壁面の影響 ($C_3(L_{ice})$)

氷蓄熱槽の側壁面近傍では氷層の空隙率が高いことや側壁面からの熱の流入があることから、側壁面に沿った水域(水みち)が形成される可能性がある。とくに水深の深い氷蓄熱槽では、槽の上部からの散水が氷層内で十分に冷却されずに氷層側面からこの水域に流出して、氷層の冷却能力が低下することが見られる。

この影響を考慮するために、前章の 2 次元円筒座標系でのダルシー則¹⁰⁾を基にした浸透流の計算方法を、円柱氷層の側壁面近傍に水域が存在する場合に適用して、氷の融解に寄与する氷層内の浸透水の全散水量に対する割合を調べた。すなわち種々の散水流量および氷層厚さについて、氷層の水平方向断面での浸透水の流量を水深方向に積分して、バルクの氷層内を透過して氷の融解に寄与する水の割合を求めた。本モデルではこの変化を、前述のように伝熱面積の変化として考慮する。

この伝熱面積の変化割合 $C_3(L_{ice})$ を、種々の氷層厚さ L_{ice} および浸透水の平均空塔速度 u_{avg} について計算した結果を図 4-3-6 に示す。図の横軸は、前述の小型の実験槽の水深 L_0 (=0.7m) を基準にした無次元氷層厚さ (L_{ice}/L_0) である。図のように $C_3(L_{ice})$ は氷層内を浸透する水の空塔速度 u_{avg} よりも、氷層厚さに依存していることがわかる。この結果

から $C_3(L_{ice})$ は、図の実線が示す(4-3-12)式の関係形に定めた。

$$C_3(L_{ice}) = (L_{ice} / L_0)^{-2}, L_0 = 0.7m \quad (4-3-12)$$

このように L_{ice} が厚くなるほど氷蓄熱槽の側壁面近傍へ水が流れ、 $C_3(L_{ice})$ が小さくなって氷層の冷却能力が低下することになる。氷層厚さ L_{ice} は時間の経過とともに減少して $C_3(L_{ice})$ は時間の経過とともに増大するが、実際には均一に氷層の融解が進行するのではなく、また氷蓄熱槽の側壁面近傍での氷層内の水みちは一旦形成すると容易に消滅し難いことを考慮し、ここでは L_{ice} には満蓄時の氷層厚さの値 (L_{ice0}) を用いることにした。

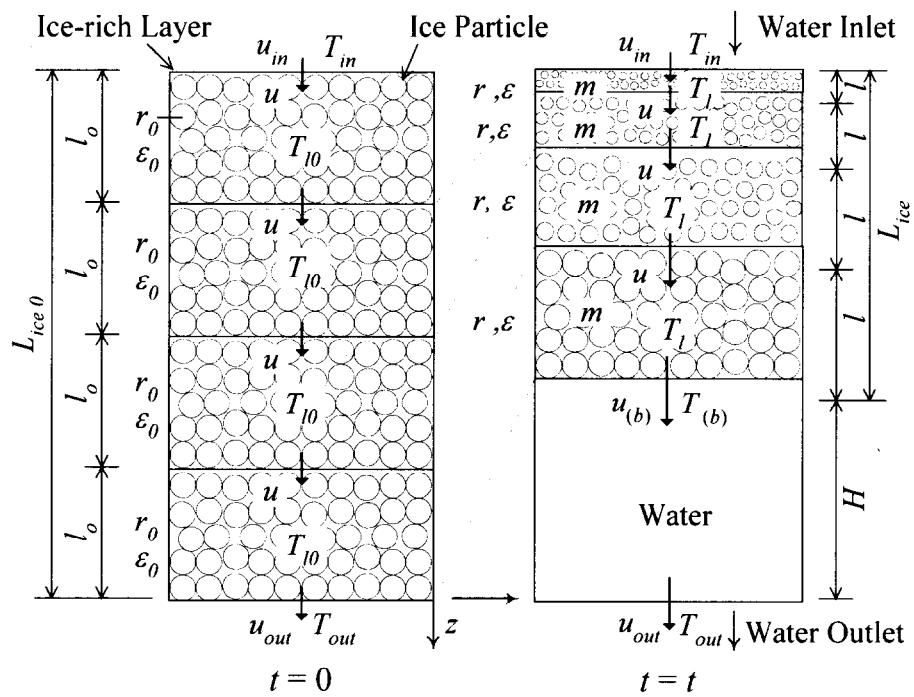


図 4-3-1 解氷モデルの模式図

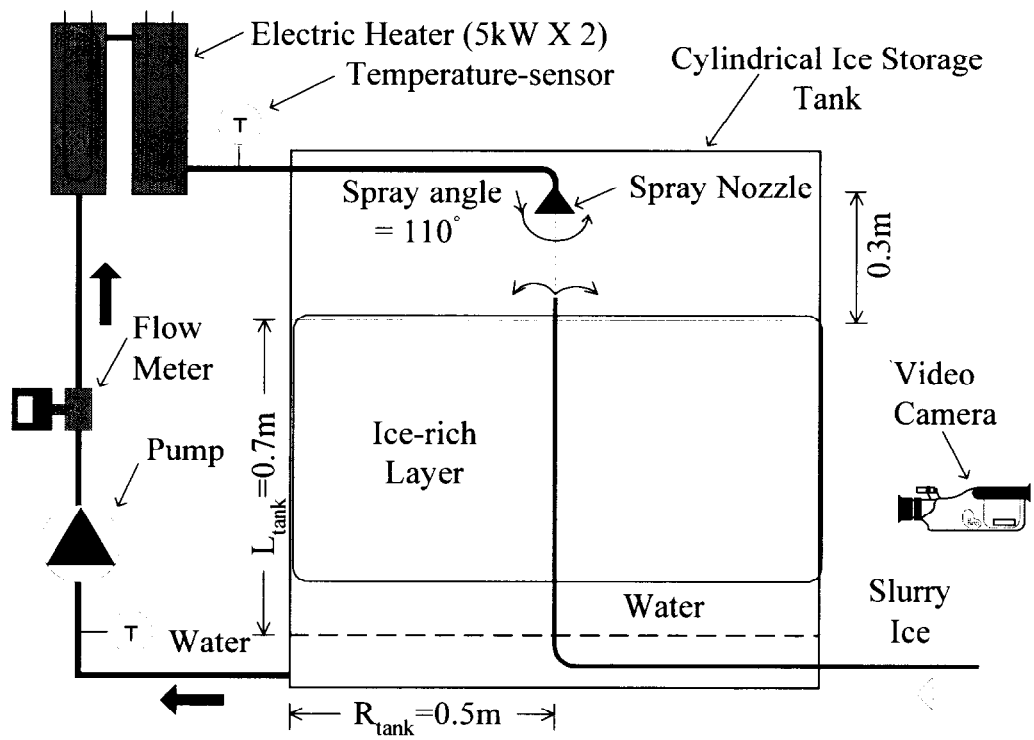


図 4-3-2 特性実験に用いた氷蓄熱槽

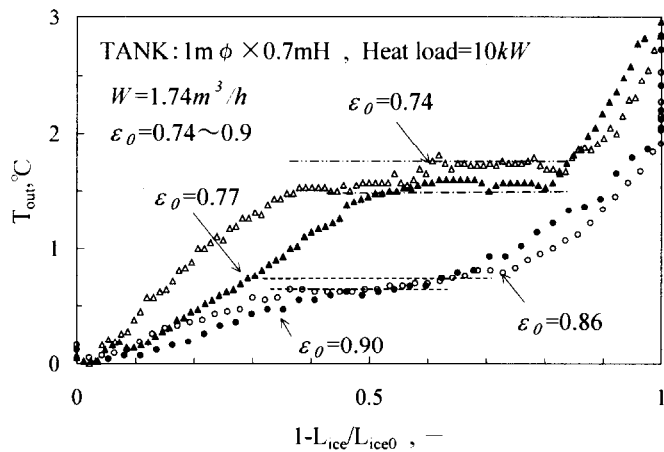


図 4-3-3 氷層厚さの減少割合と取り出し水温との関係

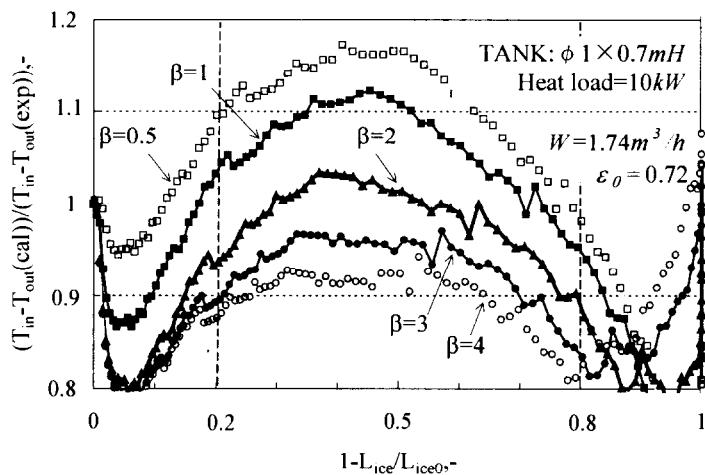


図 4-3-4 (4-3-10b)式の指数“ β ”の取り出し水温の計算精度に対する感度

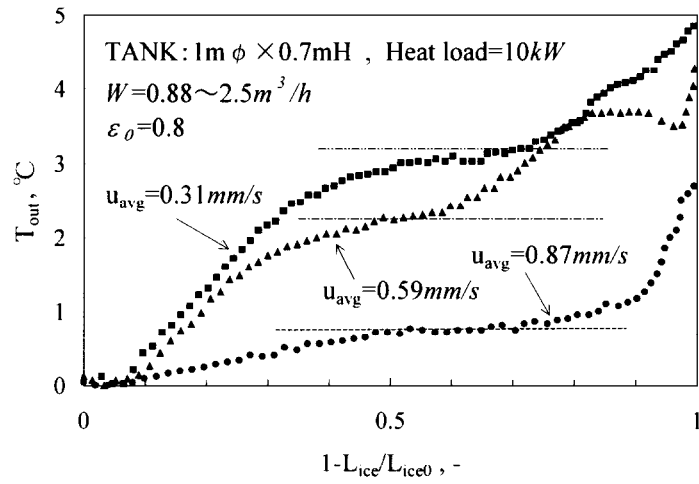


図 4-3-5 浸透水の速度(u_{avg})の取り出し水温に対する影響

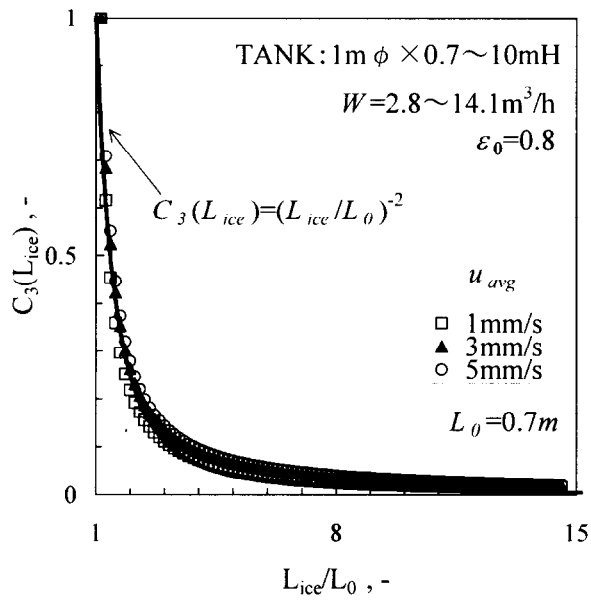


図 4-3-6 氷層厚さの取り出し水温に対する影響についての計算結果

4-4 解析結果と考察

4-4-1 平型の氷蓄熱槽での実験結果と計算結果の比較

本計算モデルを前述の表 4-2-1 に示す形状と容量の異なる 3 種類の実用規模の平型の氷蓄熱槽 (TANK B, TANK C, TANK F) に適用して、試験結果との比較から本モデルの妥当性を確認し、氷層内の熱流動が解氷特性に与える影響を検討した。

まず $2 \times 2.5 \times 1.6$ mH の実用規模の TANK B において、満蓄時の氷充填率 IPF が 34%、散水の流量 W が $15\text{m}^3/\text{h}$ の場合の計算結果を図 4-4-1 に示す。図の (a) には氷粒子径 r の氷層上端から水深方向 (z 方向) への分布の時間変化、(b) には氷層内での水の温度 T_l の z 方向分布の時間変化、(c) には取り出し水温 T_{out} と氷層厚さ L_{ice} の経時変化を試験結果とともに示す。この r は氷層内の伝熱計算に係わる相当粒子径である。なお、実際に過冷却水から作られた氷の結晶は、長辺が 1mm 程度の針状である。図の (a) のように時間の経過とともに r は小さくなり、とくに散水面 ($z=0$) 近傍での氷粒子は非常に小さいことがわかる。 T_l は (b) のように、散水面から z 方向に低温になる。このような r および T_l の変化から L_{ice} と T_{out} が求まり、結果として T_{out} の経時変化 ($T_{out}(\text{cal})$) は試験結果 ($T_{out}(\text{exp})$) を表現できていることが (c) のようにわかる。なお、図中には試験の熱負荷条件として、散水の温度 T_m の経時変化を示してある。 T_{out} の実測値と予測値との差は、その時間までの実測値と予測値との差の積分値、すなわち残氷量の差に依存する。したがって解氷過程の終盤の $t=180\sim 210\text{min}$ での実測値と予測値との差は、それ以前の実測値と予測値との差が積算されて、大きくなることになる。

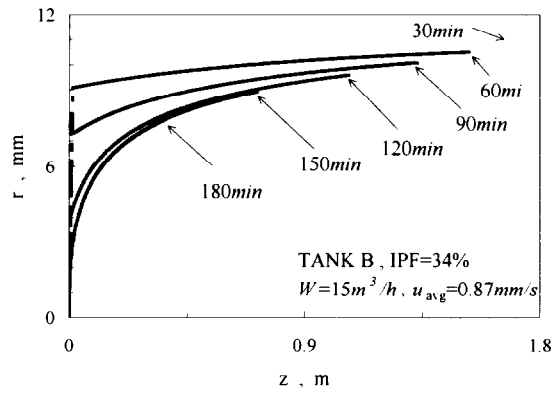
図 4-4-1 の (c) 中には、前章での実験整理式から求めた取り出し水温 ($T_{out}(\text{emp-rel})$) も加えた。図のように本モデルでの T_{out} の計算結果と実験整理式から求めた結果には、実用上の要求精度からは大きな違いはない。

図 4-4-2 には、 $2 \times 2.5 \times 1.6$ mH の TANK B で散水流量 W が前述の図 4-4-1 のものよりも少ない $10\text{m}^3/\text{h}$ (約 2/3) の場合、 $3 \times 4.5 \times 1.5$ mH の TANK C の場合、 $5 \times 9 \times 2.4$ mH の TANK F の場合について、取り出し水温 T_{out} の経時変化の計算結果 ($T_{out}(\text{cal})$) を試験結果 ($T_{out}(\text{exp})$) および実験整理式での結果 ($T_{out}(\text{emp-rel})$) とともに示す。また試験の熱負荷条件である散水の温度 T_m と氷層厚さ L_{ice} の計算値も図中に併せて示す。いずれの場合

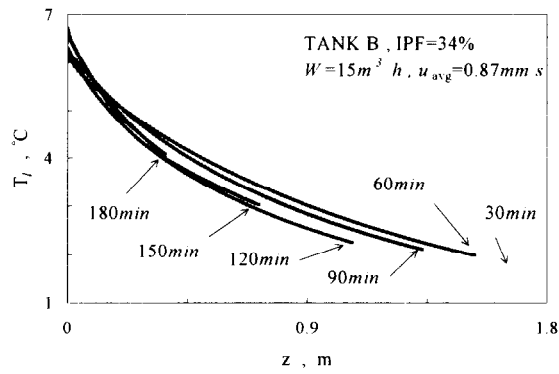
も図のように $L_{ice} > 0$ の全解氷過程において、本モデルでの T_{om} の計算結果は試験結果をよく表現できていることがわかる。

以上のことから、氷の融解による粒子径の変化や氷層内での水の温度の変化などを取り込んだ本モデルで、氷層が消失するまでの解氷過程の多くの時間帯に渡って、取り出し水の温度レベルが予測できることを確認できた。

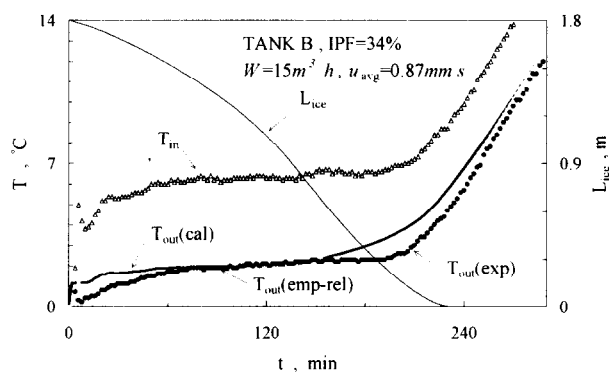
また、このように水深が 2m 程度と浅い平型の氷蓄熱槽において、本モデルと同様に散水基準の実験整理式での計算値が実測値をよく表現できていることから、ここでの氷蓄熱槽内の解氷特性は、氷層内の熱流動や水域での熱流動よりも、散水面近傍での氷の融解による熱移動が支配的であることが明らかになった。



(a) 氷層内の氷粒子径の分布の時間変化

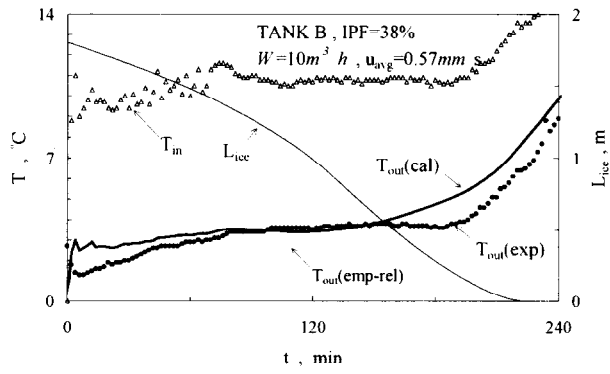


(b) 氷層内の浸透水の温度分布の時間変化

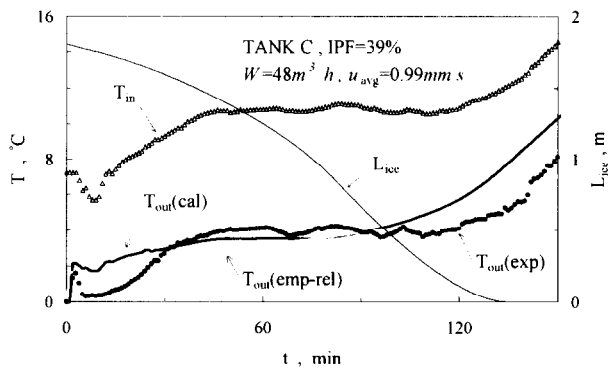


(c) 取り出し水温の経時変化

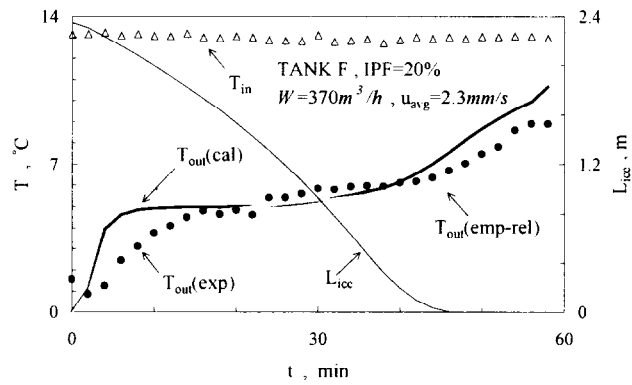
図 4-4-1 TANK B の実用規模の平型槽における計算結果



(a) TANK B



(b) TANK C



(c) TANK F

図 4-4-2 3種類の実用規模の平型槽における取り出し水温の経時変化

4-4-2 堅型の氷蓄熱槽での実験結果と計算結果の比較

前述のように蓄氷の冷熱を利用するための解氷方式としては、ここで取り上げた散水方式とともに、氷蓄熱槽の側壁に設けたジェット・ノズルから流速が 5m/s 程度の水の噴流を氷に吹き付け、併せて槽内の水を攪拌して氷を融解する噴流方式を開発してきた。実設備では氷蓄熱槽内の配管の施工性が優れていることから、とくに水深が浅くて水平面積が広い平型の氷蓄熱槽には噴流方式を多く採用している。しかし市街地での地域熱供給事業のように、大容量の熱源設備の設置面積が確保できない場合には、水深の深い堅型の蓄熱槽が採用される場合がある^{11,12)}。ダイナミック型氷蓄熱システムが堅型の槽に採用された場合には、氷蓄熱槽内の配管施工性に関して解氷方式の優劣が無くなるばかりでなく、噴流方式での氷蓄熱槽内全体での水の攪拌効果は期待できない。

そこで前述の表 4-2-1 に示す内径が 1.5m ϕ で水深 L_{tank} が 5m と 10m の 2 種類の堅型の氷蓄熱槽 (TANK D) に本モデルを適用し、本モデルの妥当性を確認するとともに、氷層内の熱流動が解氷特性に与える影響を検討した。

図 4-4-3 および図 4-4-4 には取り出し水温 T_{out} の経時変化の計算結果 ($T_{out}(cal)$) を、試験結果 ($T_{out}(exp)$) および前述の実験整理式での結果 ($T_{out}(emp-rel)$) とともに示す。また試験の熱負荷条件である散水の温度 T_m と氷層厚さ L_{ice} の計算値も図中に併せて示す。散水の流量 W は各氷蓄熱槽について 12, 24, 30m³/h の 3 種類である。なお図 4-4-4 の L_{tank} が 10m の場合は、前述の実験整理式の適用範囲外にある。

各図のように本モデルでは、何れの L_{tank} および W の場合についても氷層が存在する $L_{ice} > 0$ では、よく試験結果の T_{out} の温度レベルが表現できている。氷層が消失した以降 ($L_{ice}=0$) の解氷過程の終盤での T_{out} の試験結果と計算結果の差は、それ以前の T_{out} の試験結果と計算結果の差の積分値 (残氷量の差) に依存する。したがって解氷過程の終盤には、時間の経過とともに T_{out} の試験結果と計算結果の差は大きくなるものの、本モデルで全ての解氷過程について概ね試験結果の T_{out} の温度レベルが表現できていることがわかる。また実験整理式では表現できない L_{tank} が 10m の氷蓄熱槽についても、本モデルでは実用上十分な精度で予測できることがわかる。

L_{tank} が 10m と深く、かつ W が 12m³/h と少なくして流速が遅い図 4-4-4 の (a) の場合、 L_{ice}

>1m の氷層が存在するときには T_{out} の計算結果と試験結果がよく一致しているにも関わらず、 $L_{ice} < 1m$ の解氷過程の終盤には L_{ice} の減少（解氷過程の進行）とともに T_{out} の計算値と実測値の差が大きくなっている。この原因は氷層下方の水域では水が完全混合せずに、実際には以下のように水域に温度分布が生じたためである。

図 4-4-5 には完全に氷層が消失した時とそれ以降（散水の流量に応じて 30~60min 後）での、氷蓄熱槽内の深さ方向（ z 方向）の水の温度分布の実測値を、水深 L_{tank} が 5m と 10 m の場合について示す。図の $L_{tank} = 10$ m のように水深が深くて、空塔速度 $u_{avg} = 1.9$ mm/s のように散水の流速が遅い場合には、氷層下部の水域に温度分布が形成されることで、解氷過程の終盤や氷層が消失した後も、冷水温度 T_{out} が低温に維持される。前述の図 4-4-4 の(a)には本モデルにおいて、氷層下部の水域が完全な押し出し流れになるとして計算した結果（ $T_{out}(cal-p)$ ）も併せて示してある。この計算結果が実測値をよく表現できていることから、本モデルでの計算結果よりも実測結果の方が低温になる理由は、氷層下方の水域の温度分布の扱いにあると説明できる。

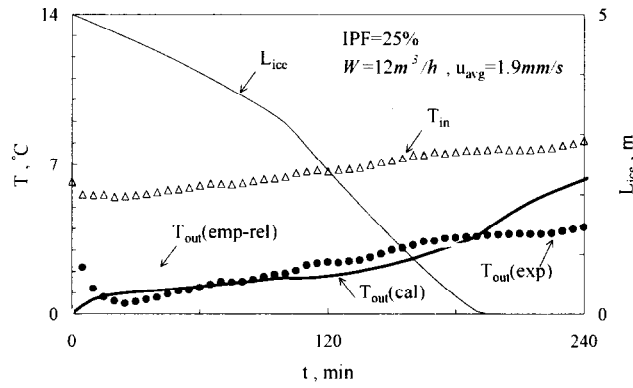
この $u_{avg} = 1.9$ mm/s は、水深が 10m で IPF が 40%の堅型の氷蓄熱槽において、温度差が 5℃の熱負荷条件の下で、9時間で氷を利用する（ほぼ全ての空調時間帯で蓄氷を利用する）場合の水の流量に相当する。すなわち氷蓄熱の運用範囲では最も遅い空塔速度に相当する。

さらに、①微細な氷を蓄えるダイナミック型氷蓄熱の特徴を活用するには、短時間で蓄氷を利用することが指向されるために散水の流量は多くなること、②所定の時間内で蓄氷を利用するには、水深が深くなるほど散水の速度は速くなること、③氷層下方の水域の温度分布を考慮する必要があるのは、解氷過程の終盤や氷が消失した後のみであることを考え合わせて、本解氷過程予測モデルでは水深が 10m 以下で散水の空塔速度が 1.9mm/s よりも速い範囲について、前述の 4-3 節の(1)項のように、氷層下方の水域は完全混合すると見なしても実用上は差し支えないと判断した。

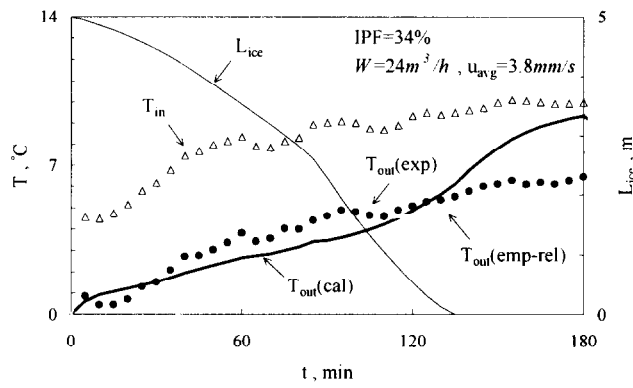
以上のことから、本モデルが妥当であることとともに、本モデルが実験整理式を用いた計算方法に比べて適用範囲の広い解氷過程の予測計算方法であることが確認できた。

また、このように水深が 10m と深い堅型の氷蓄熱槽において、散水面基準の実験整理

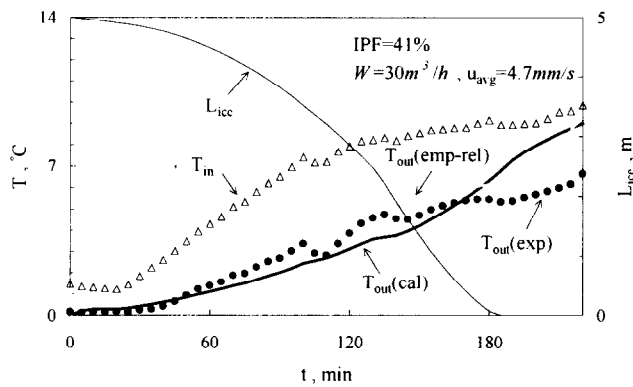
式では実測値を表現できない結果に対して、本モデルでは水深に係わらず、実測値をよく表現できることから、ここでの氷蓄熱槽内の解氷特性には、散水面近傍での氷の融解とともに、氷層内の氷と水の熱流動が大きく関与していることが明らかになった。水域内での水の熱流動は、実用の運転条件では解氷特性に大きな影響を与えないものの、解氷運転終期には水域内に温度分布が生じることがわかった。



(a) $W=12\text{m}^3/\text{h}$ ($u_{\text{avg}}=1.9\text{mm/s}$)

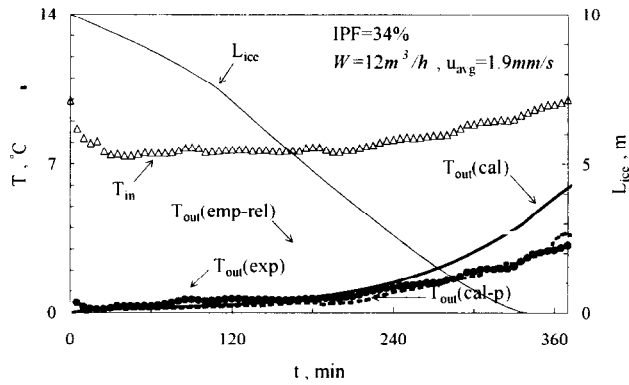


(b) $W=24\text{m}^3/\text{h}$ ($u_{\text{avg}}=3.8\text{mm/s}$)

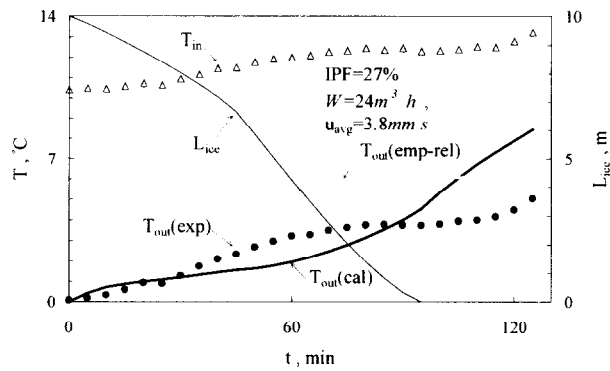


(c) $W=30\text{m}^3/\text{h}$ ($u_{\text{avg}}=4.7\text{mm/s}$)

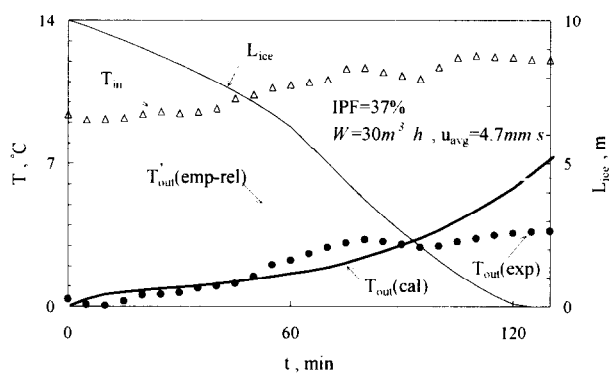
図 4-4-3 実用規模の縦型槽 (TANK D) における取り出し水温の経時変化
(水深 $L_{\text{tank}}=5\text{m}$ の場合)



(a) $W=12\text{m}^3/\text{h}$ ($u_{\text{avg}}=1.9\text{mm/s}$)

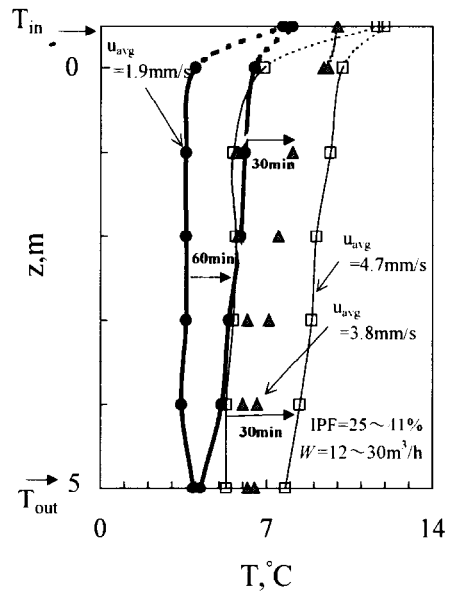


(b) $W=24\text{m}^3/\text{h}$ ($u_{\text{avg}}=3.8\text{mm/s}$)

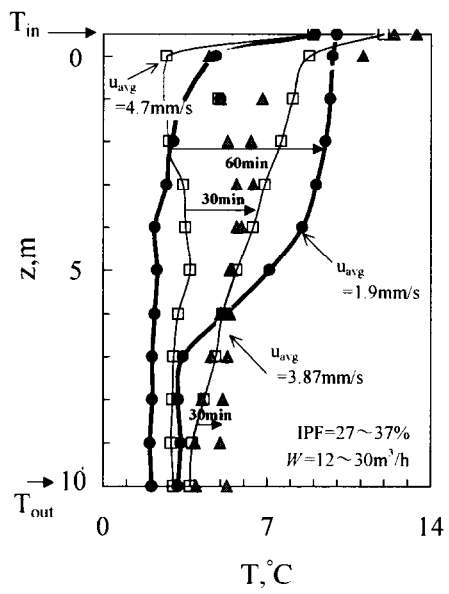


(c) $W=30\text{m}^3/\text{h}$ ($u_{\text{avg}}=4.7\text{mm/s}$)

図 4-4-4 実用規模の堅型槽 (TANK D) における取り出し水温の経時変化
(水深 $L_{\text{tank}}=10\text{m}$ の場合)



(1) $L_{tank} = 5m$



(2) $L_{tank} = 10m$

図 4-4-5 完全に氷層が消失した時とそれ以降での氷蓄熱槽内の深さ方向 (z 方向) の水の温度分布の実測値

4-5 第4章のまとめ

種々の形状・容積の氷蓄熱槽を用いた解氷実験の整理から求めた氷層の冷却能力の実験整理式や氷粒子径や氷層内の浸透水の温度変化を組み込んだ解氷計算モデルを、種々の実用規模の氷蓄熱槽に適用した結果を通じて、解氷方式による氷蓄熱槽内の伝熱特性の差異、氷蓄熱槽内の熱流動現象、および氷蓄熱槽の形状に対する本モデルや実験整理式の有用性に関して以下のように明らかになった。

1. 散水方式では、散水面近傍での氷層融解に伴う熱移動が、解氷特性を支配していることが分かった。
⇒ この方式では、解氷の全過程を通じて低温で温度変動の少ない冷水が得られる。
解氷時の「温度安定度が優れた解氷方式」である。
2. 噴流方式では、氷蓄熱槽全体での攪拌流を含む氷塊融解に伴う熱移動が、解氷特性を支配していることが分かった。
⇒ この方式では、噴流水の流量増加によって、より低温の冷水が得られる。
解氷時の「流量制御性が優れた解氷方式」である。
3. 散水方式を用いる場合、
 - ①水深が 2m ~ 5m 程度までの浅い平型の氷蓄熱槽の解氷では、その取り出し水温は、散水面近傍の熱移動のみを考慮した「実験整理式」を用いて予測することが可能であることが分かった。
 - ②水深が 10m 程度の深い縦型の氷蓄熱槽の解氷では、その取り出し水温は、散水面から深さ方向と槽壁面の影響を含めた熱流動をモデル化した「数値解析法」を用いて予測することが可能であることが分かった。
4. 提案した2つの「解氷方式」は、実用上極めて簡便な方法である。
⇒ここで定式化した取り出し水温の「予測解析」の結果は、種々の形状の氷蓄熱槽および運転条件での試験結果と良好に一致しており、本解析法は、十分実用に供せる「解氷過程の予測技術」であることが分かった。

第4章の参考文献

- 1) 谷野正幸, 菊池栄, 守屋充, 小此木時雄: 過冷却水を使用した氷蓄熱システム (解氷特性について), 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, 1991, pp. 57~60.
- 2) 谷野正幸, 菊地栄, 守屋充, 松本正, 衛藤一典, 白石裕紀, 小此木時雄, 宮田洋一: 過冷却水を利用した氷蓄熱システム (その2 蓄氷および解氷特性), 日本機械学会第71回全国大会講演論文集, 1993, pp. 76~78.
- 3) 谷野正幸, 守屋充, 小澤由行: 過冷却水を用いた氷蓄熱システムの解氷特性解析, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, 1994, pp. 901~904.
- 4) 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, 日本冷凍協会論文集, Vol. 12, No. 3, 1995, pp. 39~49.
- 5) 谷野正幸, 守屋充, 岡本明彦, 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, 空気調和・衛生工学会誌「空気調和・衛生工学」, Vol. 71, No. 11, 1997, pp. 73~83.
- 6) 谷野正幸, 小澤由行: 氷蓄熱の伝熱・流動現象、4. 氷蓄熱槽内の熱流動過程, 日本冷凍空調学会誌「冷凍」, Vol. 73, No. 844, 1998, pp. 24~32.
- 7) 谷野正幸, 小澤由行, Guoxin Yu, 井上剛良, 土方邦夫: ダイナミック型氷蓄熱システムの解氷予測, 日本冷凍空調学会講演論文集, 1998, pp. 57~60.
- 8) 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, 日本冷凍空調学会論文集, 1998年9月掲載予定.
- 9) 国井大蔵: 「熱的単位操作」, 丸善, 1976, pp. 132.
- 10) 日本流体力学会編: 「流体力学ハンドブック」, 丸善, 1990, pp. 306.
- 11) 小倉良夫: ヒートポンプによる冷暖房, No. 49, 1994, pp. 55~58.
- 12) 大脇悟: ヒートポンプによる冷暖房, No. 51, 1994, pp. 49~61.

第5章

過冷却水を利用した氷蓄熱システムの開発研究と 本研究・開発成果の実用設備における評価

5-1 はじめに

これまでに述べた基礎研究および応用研究は、製氷・蓄氷・解氷に係わる各要素技術の獲得とともにコストや総合効率の観点からの評価によって、過冷却方式の氷蓄熱システムの実用化や普及という大きな意義を持つことになる。

コストや総合効率の観点から大型システムの実用化に向けた開発研究においては、まず大型過冷却器の設計技術を獲得するために、過冷却の安定化に係わる「冷却むら」や、製氷の高効率化に係わる圧損の低減（動力の低減）について検討結果を説明する。また、蓄氷技術と解氷技術の合理的な統合のために、第4章における解氷時の冷水温度の予測計算方法を複数の氷蓄熱槽から成るシステムに適用して、実用設備の設計のための各氷蓄熱槽の蓄氷量に係わる要件の許容範囲について述べる。さらに大型システムの実用化のための運転制御技術について説明する。

最後に、基礎研究や応用研究さらに上記の開発研究を基にした設計技術を用いて導入された2つの実用設備の運転実績を通して、これらの研究成果や開発成果を評価した結果について説明する。

5-2 過冷却水を利用した氷蓄熱システムの開発研究

5-2-1 大型過冷却器の特性評価と設計技術

過冷却器を大型化するに当たっては、蓄氷量を確保するための連続製氷を可能とする過冷却水の安定性に係わる技術要件と、製氷効率の向上に係わる技術要件がある。

過冷却器の運転条件（過冷却水の安定生成条件である最大壁面過冷度）は、1000本を越える数のチューブの中で最も冷却されるチューブで規定され、チューブごとに「冷却むら」がある場合、結果的に過冷却器の冷却能力を低下させることに成り得る。そこで、過冷却器の能力を最大限に発揮させるためには、チューブごとに「冷却むら」がない（特定のチューブの水だけが冷えすぎない）ことが必要になる。

ラインポンプの動力は、補機動力の中で大きな割合を占める。そこで効率良く製氷運転するために、過冷却器のライン側（Shell側）の圧力損失が大きくなりすぎない（98kPa（10mAq）以下）ことが必要になる。

そこで以下のような設計思想の下、過冷却器断面の上下にチューブを配置しない（チューブの段数の少ない）扁平のチューブ群で交換熱量が1400kWの400Rt規模の大型過冷却器を設計・製作して、性能試験を行った。

- ① 水の入口部でのヘッド差に起因するチューブ内での水の流速の差を少なくして、上下方向でのチューブの「冷却むら」を少なくする。
- ② バッフル板を横切るラインの流路面積を大きくして、ライン側（シェル側）の圧力損失を少なくする。

ここでの設計計算の検討結果を図5-2-1に示す。図の(a)は通常のShell&Tube型熱交換器における円形のチューブ群の配置であり、(b)は設計思想のように扁平のチューブ群の配置である。図中には汎用のShell&Tube型熱交換器の設計法¹⁾を用いてライン側（Shell側）の圧力損失を計算した結果と、水の入口部でのヘッド差によるチューブ内での水の流速差のみが「冷却むら」に起因すると仮定して計算した出口水温の最大値と最小値の差 ΔT_{out} を示した。この計算結果からチューブ群を扁平にすることで、圧力損失は113kPaから81kPa、「冷却むら」は0.13°Cから0.09°Cにそれぞれ約30%の低減（高効率化）が可能である。圧力損失の低減は、ラインの流れを反転させるためのバ

ツフルカット部でのチューブを無くすことで、ここでの圧力損失が大きく低減できたためである。

この「冷却むら」を製氷能力から評価するために、図 5-2-1(b)のようにチューブ群を配置した過冷却器において、設計条件の伝熱面過冷度 $\Delta T_{scw}=3.8\text{K}$ での製氷能力を基準にして、 ΔT_{scw} を小さくした場合の製氷能力 q_{ice} の割合 ($q_{ice}/q_{ice(\Delta T_{scw})}$) を図 5-2-2 に示す。図には参考のために水の平均過冷度 ΔT_{sc} も併せて示した。過冷却器の運転条件は最も冷却されるチューブで規定され、この伝熱面の過冷度を 3.8K と定めた場合、この図によれば 0.1°C の「冷却むら」は q_{ice} の約 3% の低下、 0.3°C の「冷却むら」は q_{ice} の約 10% の低下につながる。したがって過冷却水の「冷却むら」は過冷却器の設計条件として重要な要件である。

このように設計検討して製作した過冷却器について、写真 5-2-1 に示すような性能試験を行った。このときの「冷却むら」の測定結果を図 5-2-3 に示す。過冷却器内でのブラインと水の 2 つの流体間の温度差は $3\sim 4^\circ\text{C}$ 程度と小さいので、この温度差内での「冷却むら」の制御は難しい問題である。ここでの試験結果では、各チューブの出口水温 T とその平均値 T_{out} との温度差は、(5-2-1) 式のように対数平均温度差 T_m を基準にした無次元温度差 $\overline{\Delta T}$ では、図 5-2-1 のように $+0.06\sim -0.09$ (実際のシェル側流体であるブラインでの運転で $+0.2\sim -0.3^\circ\text{C}$ に相当) の範囲であり、上記の設計思想によって「冷却むら」は極めて少なくすることができた。

$$\overline{\Delta T} = \frac{T - T_{out}}{T_m} \quad (5-2-1)$$

この過冷却器の設計条件である伝熱面の過冷度 ($=3.8\text{K}$) は第 2 章の 2-3-1 項のように、伝熱面最大過冷度 ($=5.8\text{K}$) からの 2K の余裕度を持つため、過冷却水の安定生成の観点からは、試験結果で得た $+0.2\sim -0.3^\circ\text{C}$ の「冷却むら」は十分に少ない。

一方、製氷効率の観点からこの「冷却むら」を前述の図 5-2-2 で評価した場合、製氷能力 q_{ice} は 10% の低下となり、これ以上の大きな「冷却むら」は、熱源設備や空調設備の余裕率 (一般にそれぞれ 5% 程度) を越えた能力低下につながることをわかる。

ブライン側 (Shell 側) の圧力損失は、設計計算値とほぼ同じ値が確認できたことから、チューブ配置を円形状から扁平状にしたことで圧力損失を低減できることを確認した。

これらの伝熱の測定結果（熱伝達率）の値は設計で用いた Shell&Tube 型熱交換器のための汎用の設計法での計算値の 0～+6%の範囲内であり、圧力損失の測定結果は 0～-10%の範囲内であった。

なお、過冷却器の製作費用には、チューブ拡管加工に伴う費用が大きな割合を占めるため、チューブ配置を扁平にしてシェルサイズが大きくなることによる製作費用の増額はほとんど無いことを確認している。

以上の結果から、過冷却水の安定生成という信頼性ととも、交換熱量（熱伝達率）を確保した上で、圧力損失が少なく所要動力が小さい高効率の大型過冷却器の設計が製作費用の増額なく可能になる。すなわち、大型システムのために、過冷却安定化の技術、製氷能力の維持や所要動力の低減による高効率化の技術、さらに製作費用に係わる実用化の技術が統合された過冷却器設計技術を獲得することができた。

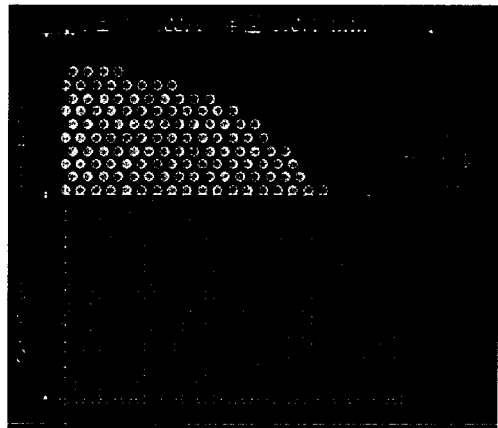
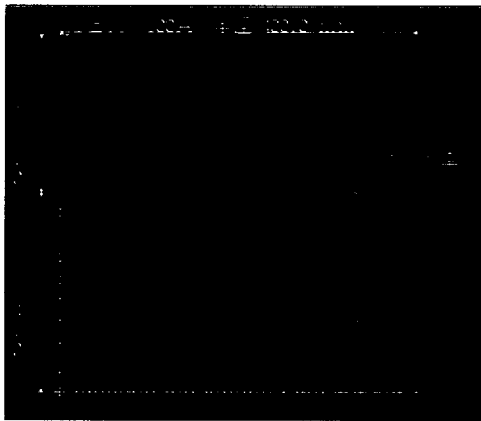
	(a)	(b)
Bundle		
	Number of tube=1761	Number of tube=1777
	Presser drop = 113kPa (11.5mAq)	Presser drop = 81kPa (8.3mAq)
	$\Delta T_{out} = 0.13^{\circ}\text{C}$	$\Delta T_{out} = 0.09^{\circ}\text{C}$

図 5-2-1 チューブ群の形状を変えたことによる圧力損失の低減効果

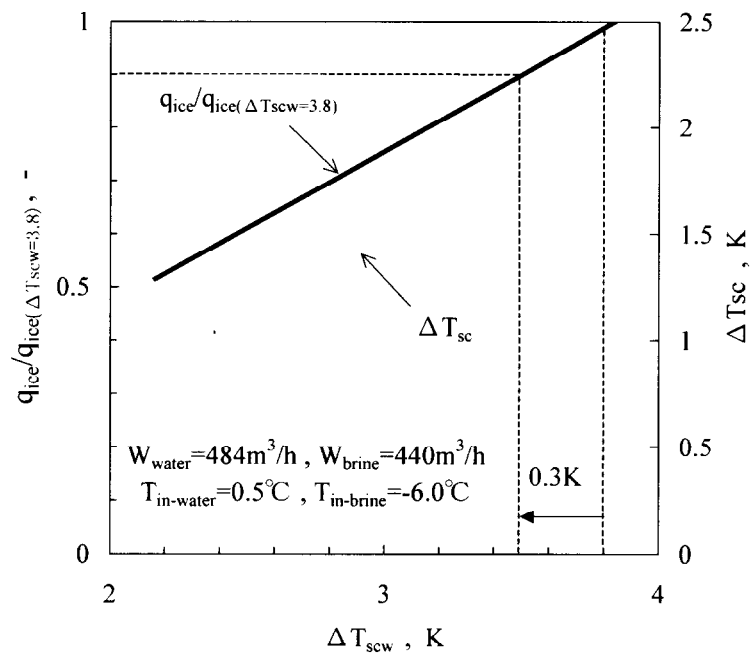
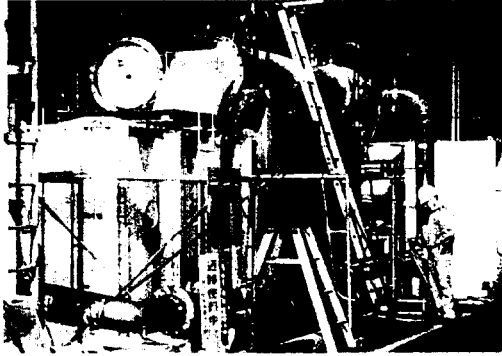


図 5-2-2 伝熱面過冷度と製氷能力の関係



(a) 試験装置の外観



(b) チューブ群の形状と過冷却器出口の
水流の状況

写真 5-2-1 400Rt 規模の大型過冷却器での試験状況

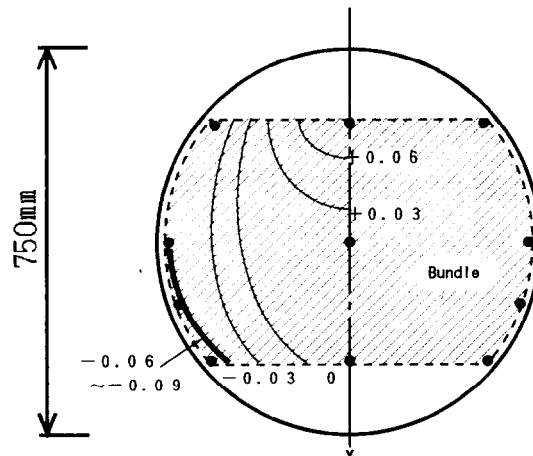


図 5-2-3 過冷却器出口断面の水の冷却むら

5-2-2 蓄氷と解氷の統合技術

実用の大規模蓄熱システムでは、建物の地下空間を利用した地下二重スラブ水槽が利用される場合がある。この場合には梁や壁で分割されて、氷蓄熱槽は複数になり、各氷蓄熱槽における蓄氷完了時（満蓄時）の *IPF* の相違により、各々の氷蓄熱槽からの取り出し水温の時間変化にはバラツキが生じることが考えられる。一般に各氷蓄熱槽から取り出された冷水は合流させて空調負荷に送られるため、一部の氷蓄熱槽からの取り出し水温の急激な上昇は、空調負荷に供給する冷水温度の上昇をもたらす可能性がある。

種々の形状や容積を有する複数の氷蓄熱槽へ供給される氷水、あるいは氷自体の流量を正確に制御すれば、各氷蓄熱槽の満蓄時に所与の蓄氷量、氷充填率 *IPF*、あるいは氷層形状といったいずれの要件も原理的には達成可能である。

第2章に挙げたオリフィスによる氷水の流量調整を用いた場合には、多くの配管系の流動抵抗差などは予め算定でき、設計が簡便に行える。また第3章で述べた蓄氷分布の予測計算を適用すれば、各氷蓄熱槽の蓄氷量、*IPF*、あるいは氷層形状のいずれも推定が可能である。しかし例えば蓄氷過程が進んだときには、氷水吹出口近傍には氷塊の迫り出しが現れる場合があり、このような付加的でかつ定式化しにくい流動抵抗をオリフィス設計に予め組み込むことは困難である。このことで氷水の流量が変化すると、当然ながら計算結果とは異なり、バラツキのある蓄氷量、*IPF*、氷層形状の蓄氷結果となる。

これらの数値におけるバラツキの許容範囲は、負荷側に供給する冷水の温度（取り出し水温）の変動という複数の氷蓄熱槽での解氷特性の関係から定まる。すなわち、解氷特性の予測計算結果によって、*IPF* のバラツキという蓄氷特性の許容範囲を特定することができる。

ここでは表 5-2-1 のように *IPF* にバラツキのある氷蓄熱槽へ熱負荷からの還り水（流量 W 、温度 T_m は一定）を供給し、散水方式と噴流方式の解氷方式を適用した場合、各氷蓄熱槽から取り出される冷水の温度、および合流されて空調負荷に送られる水の温度 T_{out} を計算して、空調用途の熱負荷に必要な冷水温度（5～7℃）と比較した。

さらに、熱負荷は上記のように T_m または熱量（ T_m と T_{out} との温度差と W ）の値で定められるため、そのときの解氷特性の制御として、 T_{out} を一定に維持できる可能性について検討した。

表 5-2-1 想定した氷蓄熱槽と解氷運転条件

		Tank 1	Tank 2	Tank 3
V [m ³]		30 (3×5×2mH) × 3		
W [m ³ /h]		36 × 3		
T _{in} [°C]		10		
IPF	Case (a)	36	40	44
	Case (b)	32	40	48
	Case (c)	28	40	52

(1) 散水方式

図 5-2-4 には満蓄時の IPF に平均値の最大 10%, 20%, 30% のバラツキがあったとした場合について、散水方式での取り出し水温 T_{out} の時間変化の予測計算結果を示す。図のように解氷過程の後半では空調負荷への供給水の温度（合流後の取り出し水温 $T_{out}(\text{total})$ ）は上昇するものの、氷蓄熱槽全体で規定の IPF （ここでは 40%）が確保されていれば、解氷過程全体では $T_{out}(\text{total})$ に対する各氷蓄熱槽の満蓄時の IPF のバラツキの影響は極めて少ない。

このように複数の氷蓄熱槽での蓄氷量のバラツキと解氷運転時の冷水温度の関係から、蓄氷のための最も重要な設計条件は氷蓄熱槽全体で IPF であり、各槽における 30% 程度の IPF のバラツキは一般空調の冷水温度（5～7℃）に対して大きな影響を与えないことが確認できた。

(2) 噴流方式

図 5-2-5 には満蓄時の IPF に平均値の最大 10%, 20%, 30% のバラツキがあったとした場合について、噴流方式での取り出し水温 T_{out} の時間変化の予測計算結果を示す。散水方式と同様に、氷蓄熱槽全体で規定の IPF （ここでは 40%）が確保されていれば、合流後の取り出し水温（ $T_{out}(\text{total})$ ）に対して、各氷蓄熱槽における満蓄時の IPF のバラツキの影響は極めて少ない。

このように散水方式と同様に、 IPF のバラツキは一般空調の冷水温度（5～7℃）に対して大きな影響を与えないことが確認できた。

また、これらの $T_{out}(\text{total})$ の差違は、次で述べる解氷特性の制御可能な範囲内である。

(3) 冷水温度の制御方法

第 2 章の 2-3-4 項で述べた特性のように、噴流方式ではノズルでの噴流水の流速を制御することで、取り出す冷水の温度 T_{out} を制御することが可能である。この T_{out} に対する噴流水の流量（流速）の制御系は、一例として図 5-2-6 に示すように極めて簡単なものである。

解氷特性の予測計算モデルに噴流の水の流量 W の制御系（ここでは T_{out} の設定値を 2℃

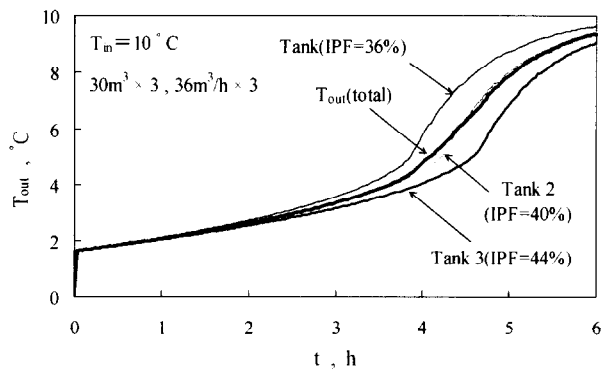
とした比例制御を組み込んだ計算モデル) で、取り出し水温の制御効果を図 5-2-7 のように確認した。図 5-2-7 の(a)のように、水の流量制御をしなかった図 5-2-7 の(b)に比べて低温の冷水が長時間得られることがわかる。

以上のことから蓄氷過程において、最も重要な設計条件である槽全体での *IPF* を確保するために、各氷蓄熱槽への氷水供給の流量を調整する方法は、所定の口径のオリフィスで十分であり、その結果もたらされる満蓄時の *IPF* のバラツキは一般的な空調システムが求める解氷特性に対しては有意な影響を及ぼさないことが確認できた。

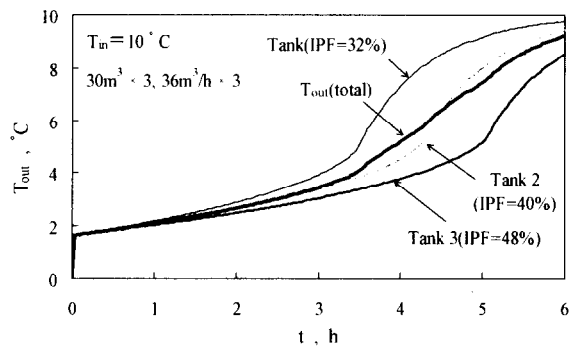
すなわち、各槽へ供給される氷水の流量や氷の混合率を検知して、制御弁により各槽の蓄氷量を精度よく制御するような高価な制御系を組み込むことは、空調用途の熱負荷に対する解氷特性の観点からは大きな意味を持たないばかりでなく、設備コスト上昇により氷蓄熱システムの経済性を失うことにもなる。

一方、安価な温度センサーを用いた簡便な噴流の水の流量制御によって、低コストで空調負荷に供給できる冷水の温度レベルの維持（解氷特性の安定化）が可能である。

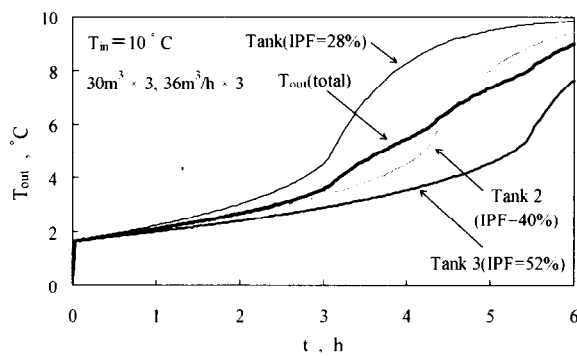
このように安価な蓄熱設備コストで所定の冷熱を蓄えて供給するという氷蓄熱システムの実用化のために重要な経済的な観点から、蓄氷技術と解氷技術を統合することで蓄氷に係わる設計要件を定めることと共に、解氷特性の制御方法を提案することができた。



(a) 各氷蓄熱槽の満蓄時の IPF のバラツキが 10% の場合

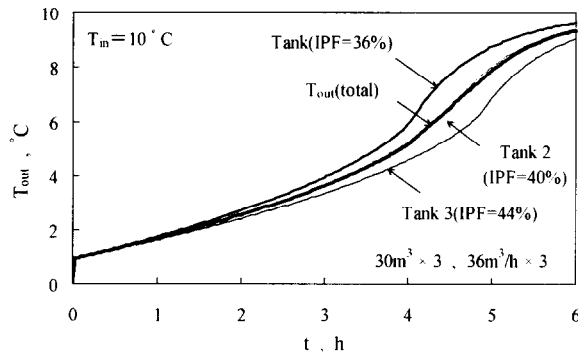


(b) 各氷蓄熱槽の満蓄時の IPF のバラツキが 20% の場合

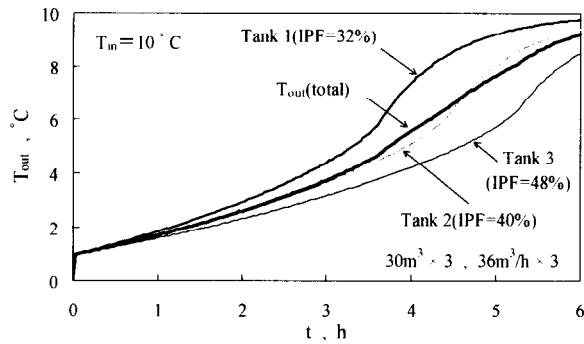


(c) 各氷蓄熱槽の満蓄時の IPF のバラツキが 30% の場合

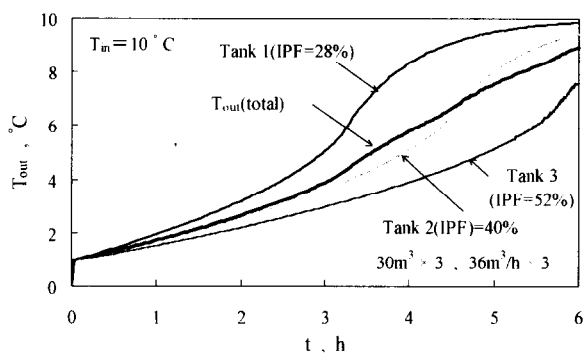
図 5-2-4 解氷特性に対する満蓄時の IPF の感度 (散水方式)



(a) 各氷蓄熱槽の満蓄時の IPF のバラツキが 10% の場合



(b) 各氷蓄熱槽の満蓄時の IPF のバラツキが 20% の場合



(c) 各氷蓄熱槽の満蓄時の IPF のバラツキが 30% の場合

図 5-2-5 解氷特性に対する満蓄時の IPF の感度 (噴流方式)

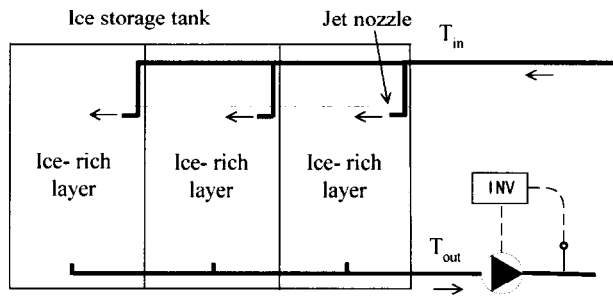
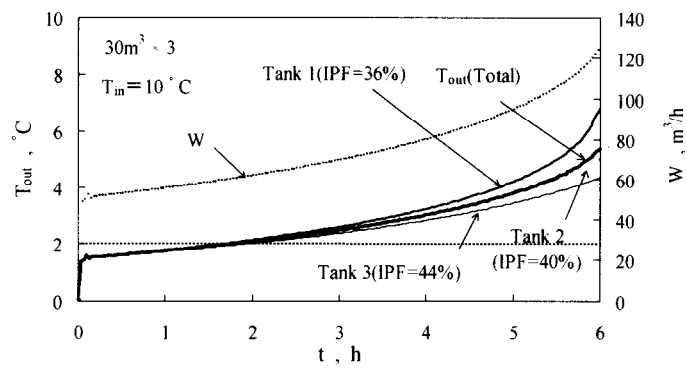
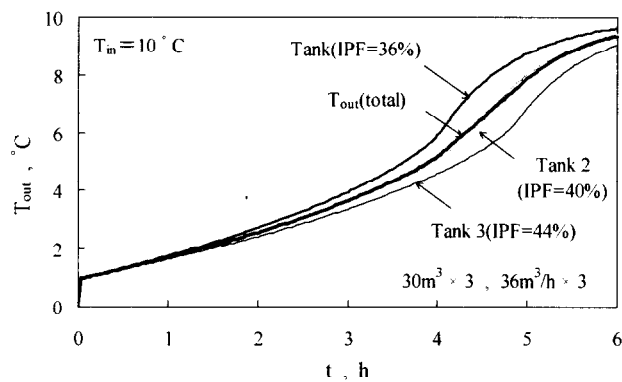


図 5-2-6 噴流方式での解氷特性の制御系の一例



(a) 水の流量制御をした場合



(b) 水の流量制御をしなかった場合

図 5-2-7 噴流方式での解氷特性の制御性の確認
(各氷蓄熱槽の満蓄時の IPF のバラツキが 10% の場合)

5-2-3 大型設備の自動制御技術

氷蓄熱システムの開発を実用の設備で最終的に評価する対象は、空調負荷に供給する冷水の温度と維持時間であり、このための蓄冷熱量（蓄氷量）が確保できるように、製氷運転には、万が一の過冷却器のチューブ内での凍結発生への自動制御による対応が必要になる。すなわち、以下のような設計思想を採用した。

- 過冷却器での凍結によるシステム全体の「異常停止回避」のために、複数台の過冷却器を設置する。
- 過冷却器での凍結検知を正確に行い、迅速に復帰運転（過冷却器のチューブ内の氷を融解した後に正常な運転に戻すこと）を行う制御系を組み込む。

凍結の対応に関する制御系（凍結の検知と復帰運転）には、図 5-2-8 のような制御機器を設けることにした。図のように、氷蓄熱槽から過冷却器へ戻る水流の圧力は、主管にて一定に制御されている。各過冷却器で一部のチューブ内の水が凍結した場合、過冷却器への水の流量は凍結したチューブの本数に応じて減少することになる。過冷却器内で水が凍結した氷の潜熱量、復帰運転の時間（制御機器の動作時間も含む）などを検討した結果に基づいて、水の流量が 10～20%減少したときに、過冷却器の凍結として検知する。

この凍結からの復帰運転の制御フローは以下の通りである。

- ①凍結した過冷却器への水の供給や低温のラインの供給を自動バルブで停止する。
- ②自動バルブでライン流路を切り替えて、凍結解除ポンプを起動して、水（0℃以上の冷水または冷却水）で昇温されたラインの循環により過冷却器のチューブ内の氷を融解する。
- ③氷の融解は循環しているライン温度の上昇（約 5℃以上）で判断し、設定した融解時間（20～30 分に設定）を経過すれば、再び過冷却器へ水を流し、その後低温のラインを供給して正常運転に復帰する。

これらの制御系や複数台の過冷却器の設置に関する設計の有効性は、図 5-2-9 に示す東京電力（株）幕張熱供給センター実証試験設備²⁻⁶⁾で確認した。また、次に述べる 5-2 項の実用設備の総合評価での蓄熱運転時間に対する凍結停止時間の割合についての評価でも、これらの確認ができた。

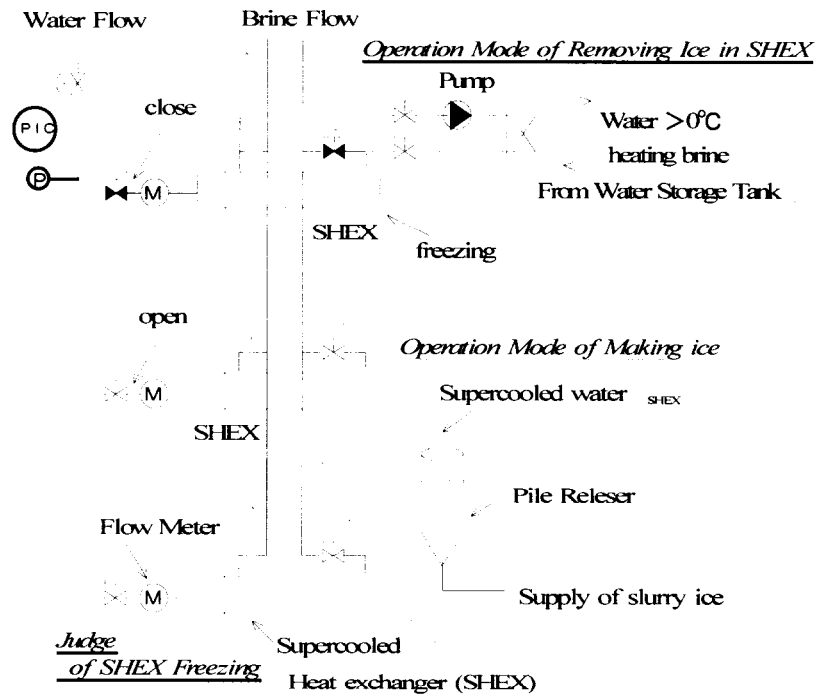


図 5-2-8 過冷却器内の水の凍結対応に関する制御系

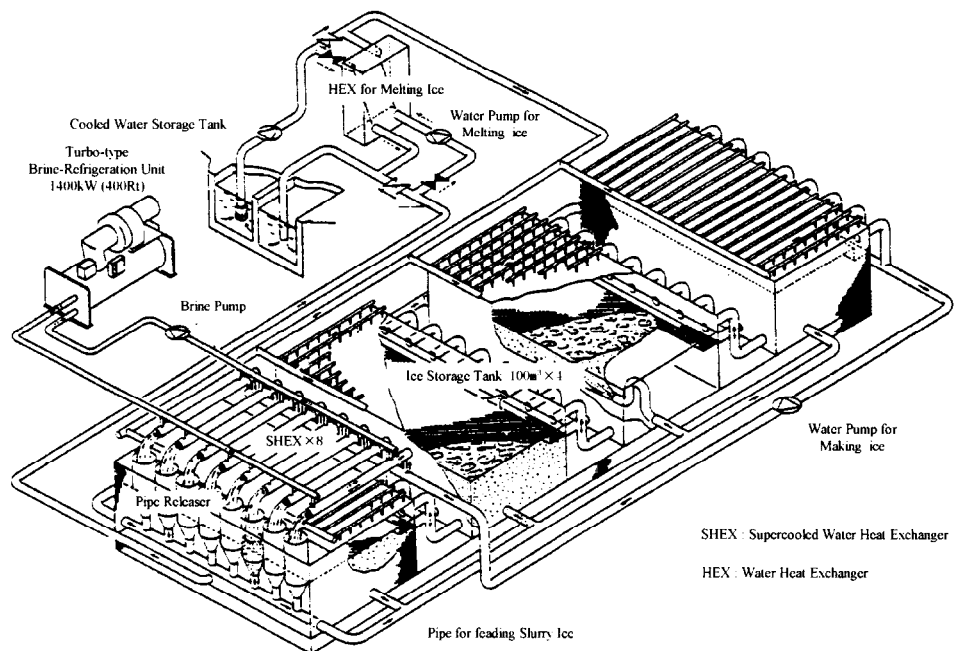


図 5-2-9 実証試験設備の外観

(東京電力(株) 幕張熱供給センター実証試験設備)

5-3 研究・開発成果の実用設備における評価

5-3-1 評価対象にした実用設備

過冷却水を利用した氷蓄熱システムにおける本研究・開発の成果を評価する対象は、単一の平型槽を用いた設備⁷⁻¹⁰⁾と複数の平型槽を用いた設備の二種類の¹⁰⁻¹¹⁾実用設備である。以下には、各設備の導入の目的と設計コンセプト、および設備概要について説明する。

(1) 単一槽の実用設備

1) 導入の目的と設計コンセプト

当施設は、蓄熱式ヒートポンプによる地域熱供給を実施しているエネルギープラントである。需要家の大多数は業務施設であり、急速に進むOA化などの影響でエネルギープラントの冷熱需要は増加傾向にあるとともに、新規加入の需要家への冷熱供給の対応が必要になった。この需要に対処すべく冷熱供給能力の増強が計画され、平成6年に氷蓄熱システムが導入された。

冷熱供給能力の増強計画にあたり、熱源機を増設するケースと夜間電力を利用した氷蓄熱を導入するケースの2ケースについて比較検討した結果、現状の受電方式（高圧受電）および契約電力を変更せずに、冷熱供給能力の増強が可能な氷蓄熱システムが事業上最適と判断され、氷蓄熱システムが導入された。

当施設に氷蓄熱を導入するには、次の諸条件に適合するシステムを選定する必要があった。

- ① 夜間電力を最大限有効に活用するため、高効率で高密度の蓄氷が可能であること。
- ② 既存施設の改造のため、氷蓄熱槽の形状にシステム側からの制約がないこと。
- ③ 電力のピーク時間調整契約の適用が可能となる高性能な解氷（放冷熱）特性を有すること。
- ④ 既存の水蓄熱システムとの連携運転が可能であること。

過冷却方式のダイナミック型氷蓄熱システムは、これらの条件を十分に満たすとの評価にもとづき、その導入が決定した。

この設計コンセプトは以下の通りである。

- 夜間電力(400kW)を最大限利用した蓄熱量の確保：受電容量と現状のプラント夜間電力の差が 400kW あるが、これに対し 10%の余裕を見込み、蓄熱時のシステムCOP 2.34 以上（蓄熱時熱出力 844kW(240Rt)、蓄熱時のシステム消費電力 360kW) の高効率氷蓄熱システムの導入を行う。また、製氷運転時の予熱源（氷核を融解するための熱源）には既存の水蓄熱を利用する。
- 細長い形状の単一蓄熱槽における均一高密度蓄氷の実現：設置スペースの制約から氷蓄熱槽の形状は、長辺 20m×短辺 3.5m×高 2.5mH と極めて細長いことから、蓄氷の予測技術を用いて、氷蓄熱槽内に適切に氷水吹出口を配置して、氷水搬送管にて氷搬送することで高密度（設計 IPF=50wt%）で均一な蓄氷を行う。
- ピーク時間調整契約（3時間）の適用が可能な放冷熱量（解氷冷熱量）の確保：氷蓄熱量に対し、3時間での一斉放熱を可能とする（蓄熱出力の 3.3 倍）。

2) システム概要

導入した過冷却方式の氷蓄熱システムは、製氷時冷凍能力 884kW（240Rt）のブラインターボ冷凍機、FRP 製 120m³の床置型氷蓄熱槽、冷却能力 211kW（60Rt）の過冷却器の並列4基などで構成した。主要配管材料は氷蓄熱槽内の氷水の搬送管には VP 管、氷蓄熱槽内の冷水管にはステンレス鋼鋼管、氷蓄熱槽外の配管には配管用炭素鋼鋼管（SGP 白）を用いた。

表 5-3-1 に主要機器一覧表を、図 5-3-1 に蓄氷（蓄冷熱）・解氷（放冷熱）運転時のシステムフローを示す。

蓄氷運転では、過冷却水は過冷却解除パイプで氷水になり、この氷水は氷蓄熱槽内に設置した氷水搬送管を経由して氷水吹出口より供給し、氷が槽上部より蓄えられる。氷核融解のための予熱器の加熱源には既設冷水蓄熱槽の高温側冷水を用いており、3℃の冷水を既設冷水蓄熱槽へ供給して、冷水の低温化を図って、予熱器の冷熱を有効利用した。また、過冷却器チューブ内凍結時から正常運転への復帰運転のための加熱源も、予熱器の場合と同様に既設冷水蓄熱槽の高温側冷水を利用した。細長い形状の氷蓄熱槽内に均一に氷層を分布させて高密度に蓄氷するため、氷水吹出口は図 5-3-2 に示すように氷蓄熱槽を4等分した各々の中央に配置した。なお、この配置設計の妥当性については、後述の 5-3-2 の(1)項に示す。

解氷運転は、既存の水蓄熱システムとの連携運転を容易にするため、熱交換器を介し

て既設冷水蓄熱槽への冷熱供給とした。本氷蓄熱槽は水深の浅い平型槽であるため、解氷（放冷熱）方法は、氷蓄熱槽の長手方向片側の水面下に設置した配管に、20mmφの穴を500mmピッチで設け、噴流水により氷を融解する噴流方式とした。この噴流水のノズルでの流速は6m/s程度であり、前述の第4章での予測技術により3時間での一斉放熱するような熱負荷条件でも低温の冷水が得られることを確認している。この予測計算結果は後述の5-3-2の(2)項で運転実績とともに示す。

(2) 複数槽の実用設備

1) 導入の目的と設計コンセプト

導入した建物は昭和50年代後半に竣工された都心の大規模テナントビルである。当ビルは、竣工後10年以上経過し、テナントのOA負荷の増大による冷房負荷の増大から、平成6年に熱源設備の増強が計画された。

その計画に当たっては、建物受電容量を現状以上に上げないことを前提にして、以下の諸条件に適合するシステムが必要であった。

- ①現状の装置容量4,920kW(1,400Rt)に対し、5,630kW(1,600Rt)にまで増強して、月間冷熱負荷の10.2%を氷蓄熱が賄うこと。
- ②既設熱源設備を停止させず、また利用できる機器は有効に利用すること。
- ③新規増強する設備は、既設熱源機械室内にすべて納まること。
- ④床下二重スラブの消火水槽に約90m³の余裕があるため、これを氷蓄熱槽として活用すること。
- ⑤機械室内に蓄熱槽約400m³があり、これを冷水蓄熱槽としてさらに活用すること。

以上の条件に適合するシステムは、第2章の2-4-2項で示したような氷蓄熱に水蓄熱を組み合わせたハイブリッドシステムしかなく、氷蓄熱システムについては数社の方式が比較・検討された。

その結果、過冷却方式氷蓄熱システムはすべての条件に適合すると評価・判断された。すなわち、配置設計上の厳しい制約である③、④の条件を克服できることが評価され、過冷却方式の氷蓄熱システムの採用が決定した。

ここでの設計コンセプトは以下の通りである。

- 高密度蓄熱による蓄冷熱量の確保：床下二重スラブの消火水槽（計六槽）を氷蓄熱

槽とし、槽内に適正に氷水吹出口を設置することで高密度な蓄熱（設計 IPF=40wt%）を行う。

- 増設機の故障時対応：故障時を考慮し、氷蓄熱用ブライントーボ冷凍機を2分割し、製氷時能力 330kW (95Rt) × 2 台とする。
- メンテナンス動線の確保：床下二重スラブ水槽に氷水を配管で搬送し、機械室内部にタンク等を設置せず、最大限にメンテナンス動線を確保する。
- 蓄熱槽の低温冷水蓄熱化：既設の 700kW (200Rt) 電動ターボ冷凍機で既設蓄熱槽に 4℃の冷水蓄熱を行うと共に、製氷運転時の予熱源（氷核を融解するための熱源）としてこの 4℃冷水を利用し、1℃の低温冷水で蓄熱を行う。

2) システム概要

本システムは、製氷時能力 330kW (95Rt)、日中運転時能力 370kW (105Rt) のブライントーボ冷凍機 2 台、床下二重スラブの氷蓄熱槽 89m³（計六槽）と過冷却器 4 台などで構成される。表 5-3-2 に主要機器一覧表を示す。主要配管材料には床上配管を配管用炭素鋼鋼管（SGP 白）、氷蓄熱槽内配管にはステンレス鋼鋼管を使用した。

製氷（蓄冷熱）運転に関しては図 5-3-3 のように、第 2 章の 2-3-2 項に述べた複数の氷蓄熱槽への蓄氷技術の開発成果を受け、過冷却水の過冷却状態の解除で作られた 2 系統の氷水を、1 系統の配管に合流させた後、氷水の搬送管で計 6 槽の床下氷蓄熱槽へ運び、蓄氷を行う。

氷蓄熱槽は水深が浅く、かつ各槽の平面形状が 5.9m × 2.0m と細長いため、氷水の吹出口は各槽に 3 本配置して均一に蓄氷が可能なようにした。図 5-3-4 に氷蓄熱槽の断面を示す。図のように逆梁により氷蓄熱槽が分割されているので、ここでの氷水の吹出口は各槽に 3 本配置することになった。なお、この配置設計の妥当性については、後述の 5-3-2 の(1)項に示す。

高効率なシステム効率を維持するために、氷核融解のための予熱器の加熱源には冷水蓄熱槽の冷水を利用した。このことで、既設 700kW (200Rt) ターボ冷凍機で 4℃まで蓄熱された冷水を、予熱器でさらに 1℃まで冷却して、利用温度差を拡大して蓄熱量の増大を図っている。また、過冷却器の凍結時における復帰運転用の加熱源は、納まりの制約から冷却水とした。

解氷（放冷熱）運転は熱交換器を介して、閉回路である二次側（建物負荷側）への冷水供給としている。解氷（放冷熱）方法には噴流方式を採用した。この噴流水のノズル

での流速は 6m/s 程度であり、前述の 5-1-3 項のように氷水吹出口近傍での氷塊の迫り出しによって、各氷蓄熱槽の *IPF* にバラツキが生じた場合にも、低温の冷水が得られることを確認している。この計算結果は後述の 5-3-2 の (2) 項において運転実績とともに示す。また、ここでは前述の 5-1-3 項のように、熱交換器から建物負荷側に供給される水温によって噴流水の流量を制御して、さらに解氷特性の安定化を図っている。

表 5-3-1 単一槽の実設備での主要機器一覧

機器名称	機器仕様	台数
ブラインターボ 冷凍	製氷能力844kw (240Rt) ブライン温度 (入口) -3℃ (出口) -6℃	1
過冷却器	シェル&チューブ型 能力211kw (60Rt)	4
氷蓄熱槽	床上設備 FPR製容量 120m ³ 20m × 3.5m × 2.5mH	1

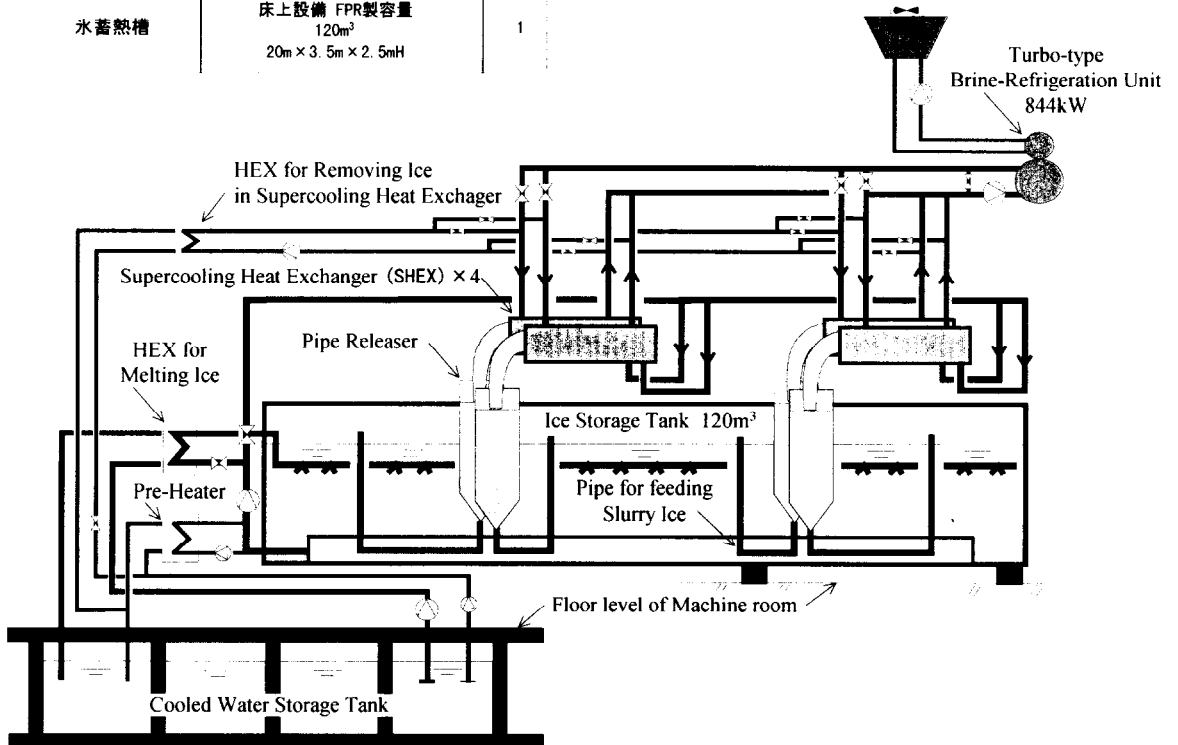


図 5-3-1 単一槽の実設備のシステムフロー

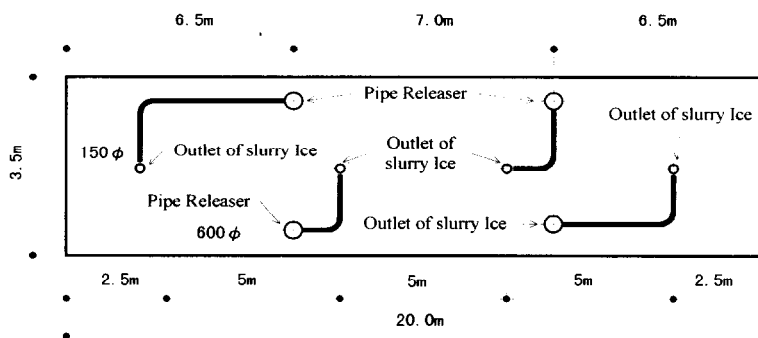


図 5-3-2 単一槽の実設備での氷水の吹出口の配置

表 5-3-2 複数槽の実用設備での主要機器一覧

機器名称	機器仕様	台数
ブライナーボ 冷凍	製氷能力330kW (95Rt) ブライン温度 (入口) -3°C (出口) -6°C	2
	日中能力370kW (105Rt) ブライン温度 (入口) 7.3°C (出口) 4°C	
過冷却器	シェル&チューブ型 能力176kW (50Rt)	4
氷蓄熱槽	既設床下二重クラブ利用 容量 89m ³ 5.9m × 2m × 2mH × 6槽	1式

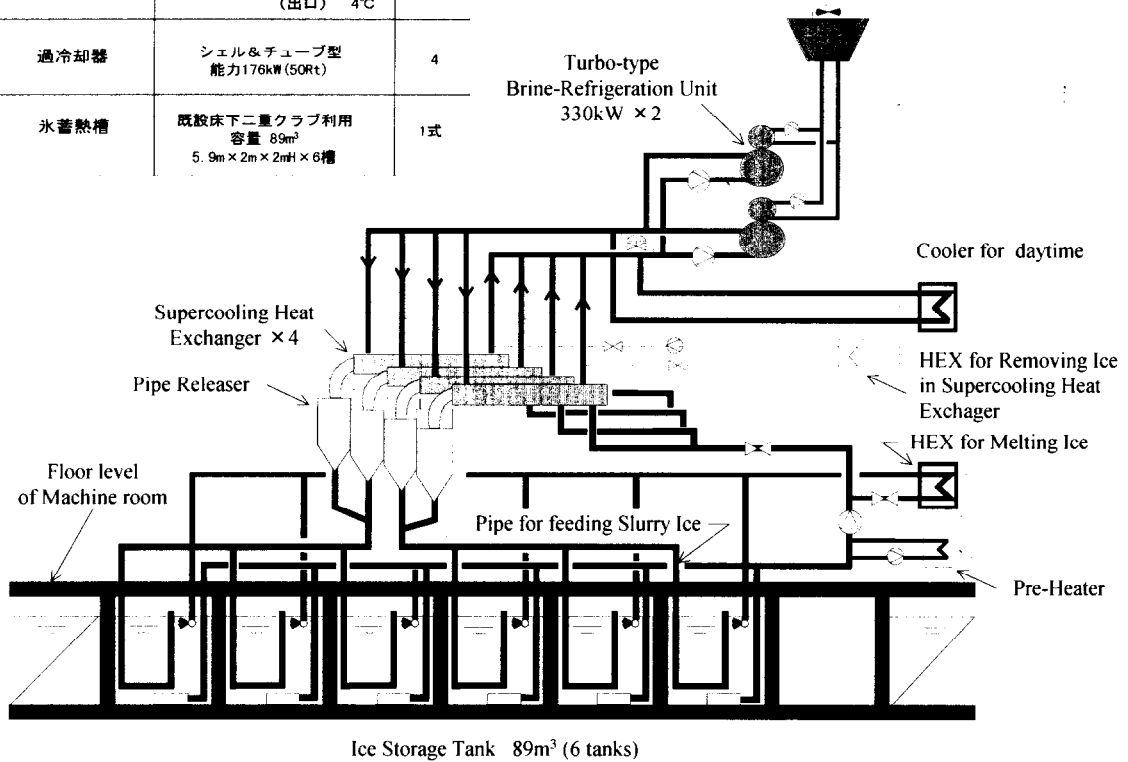


図 5-3-3 複数槽の実用設備のフロー

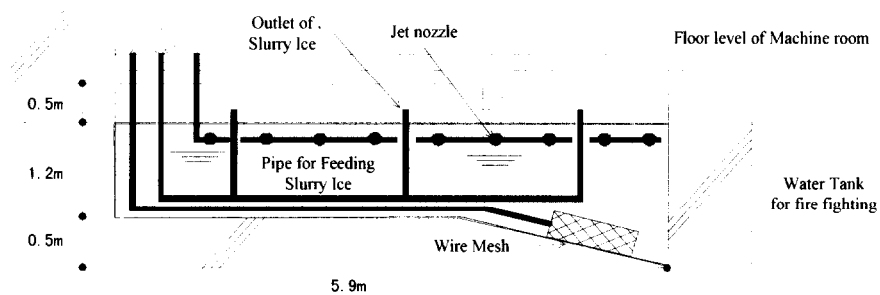


図 5-3-4 複数槽の実用設備での氷蓄熱槽の断面

5-3-2 実設備の運転実績と研究・開発成果の評価

(1) 製氷・蓄氷に関する研究・開発成果の評価

まず単一槽の実用設備での蓄熱（蓄冷熱）運転の実績として、図 5-3-5 に代表日の運転データを示す。蓄氷（蓄冷熱）運転は 22 時から翌朝の 8 時までの 10 時間運転である。その間蓄冷熱量は直線的に増加しており、一定した伝熱特性で、第 2 章の 2-3-1 項で示したように安定した製氷運転（過冷却水の製造）をしていることがわかった。この日の全蓄熱量は 30,431MJ (2,400Rth)、氷蓄熱量は 24,424MJ (1,930Rth) であり、この値は冷凍機が 100%の能力で蓄熱運転された場合に相当する。

また、前述の図 5-3-2 ような氷水吹出口の配置設計により、IPF は 53.3wt%と高密度に蓄氷できており、写真 5-3-1 に示すように製氷運転終了時の氷蓄熱槽上部は均一に蓄氷できた。この配置設計は以下のように第 3 章の氷層の形状計算に基づいている。氷水吹出口当たりの氷蓄熱槽の断面積（ 17.5m^2 ）に対する相当半径 $R=2.4\text{m}$ で、本氷蓄熱槽と同じ水深（ $=2\text{m}$ ）の円筒氷蓄熱槽を想定して、吹出口での氷水流量 G が 20kg/s の条件の下、氷層の形状計算を行った結果を図 5-3-6(a)に示す。図 5-3-6(b)には比較のために、 R が図 5-3-6(a)の 2 倍とした場合の計算結果を示す。図 5-3-6(a)のように、計算結果は円筒氷蓄熱槽側壁まで氷が成長することを示している。これらの計算結果から、図 5-3-2 に示した氷水吹出口の配置設計によって均一に氷層を分布させて高密度に蓄氷できることになる。以上のことは、第 3 章での氷層の形状計算の妥当性を示すとともに、この計算方法によって、均一に氷層を分布させて氷蓄熱槽容積を有効に利用して高密度に蓄氷するための氷水吹出口の配置設計が可能であることを示す。

複数槽の実用設備での蓄熱（蓄冷熱）運転の実績として、図 5-3-7 に代表日の運転データを示す。図より、蓄冷熱量は時間経過とともにほぼ直線的に増加し、過冷却器は一定の伝熱特性の下、第 2 章の 2-3-1 項で示したように安定に製氷運転（過冷却水の製造）がなされていることがわかった。最終的な氷蓄熱量は 15,107MJ(1,195Rth)であり、IPF は 40wt%となり高密度な蓄熱を達成している。写真 5-3-2 に示すように氷蓄熱槽に供給され、前述の図 5-3-4 のような氷水吹出口の配置設計によって、氷蓄熱槽内に均一に蓄氷されていることが確認できた。

この氷水吹出口の配置設計は前述の単一槽の実設備の場合と同様に、以下のような氷

層の形状計算に基づいている。この配置設計の妥当性を示すために、吹出口当たりの氷蓄熱槽の断面積 (3.9m^2) の相当半径 $R=1.1\text{m}$ で、本氷蓄熱槽と同じ水深 ($=1.2\text{m}$) の円筒氷蓄熱槽を想定して、吹出口での氷水流量 G が 3.6kg/s の条件の下、第3章の氷層の形状の計算を行った結果を図 5-3-8(a)に示す。比較のために図 5-3-8(b)には、 R が図 5-3-8(a)の2倍とした場合の計算結果を示す。計算結果は円筒氷蓄熱槽側壁まで氷が成長することを示している。これらの計算結果から均等に氷水が分岐できれば、図 5-3-4に示した氷水吹出口の配置設計により、均一に氷層を分布させて高密度に蓄氷できることになる。以上のことは単一槽の実設備の場合と同様に、第3章での氷層の形状計算の妥当性を示すとともに、この計算方法によって、均一に氷層を分布させて高密度に蓄氷するための氷水吹出口の配置設計が可能であることを示す。

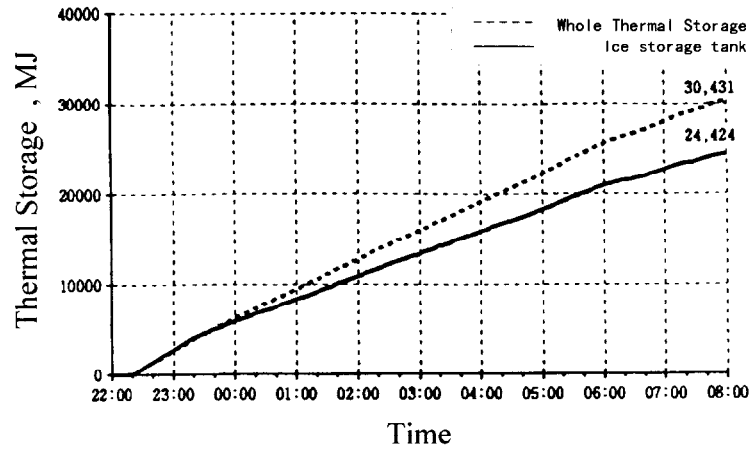


図 5-3-5 単一槽の実用設備での蓄氷運転データ

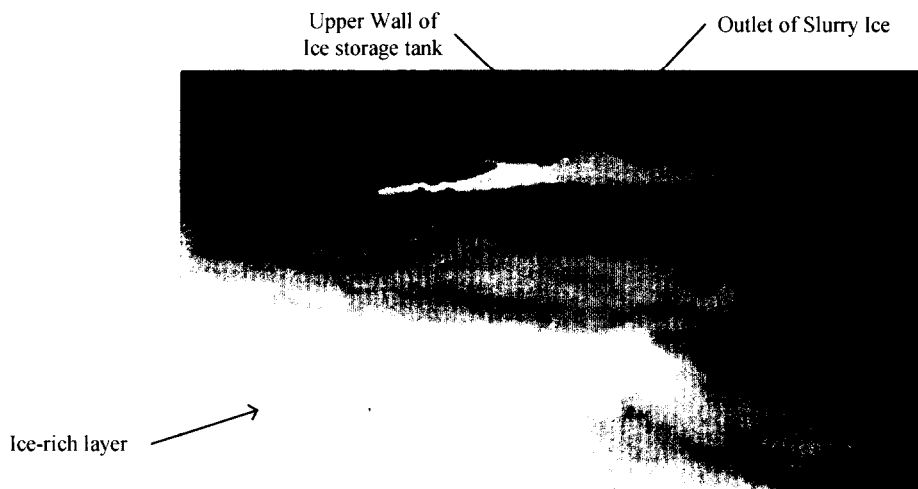
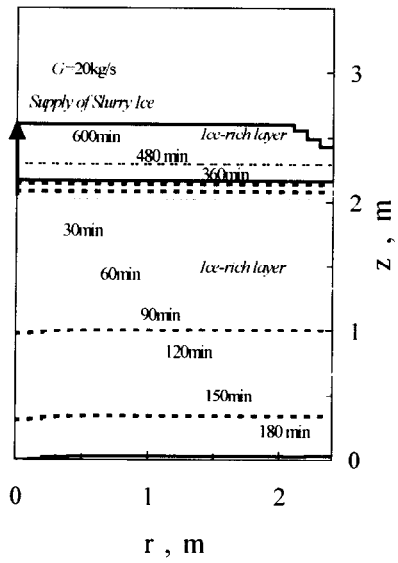
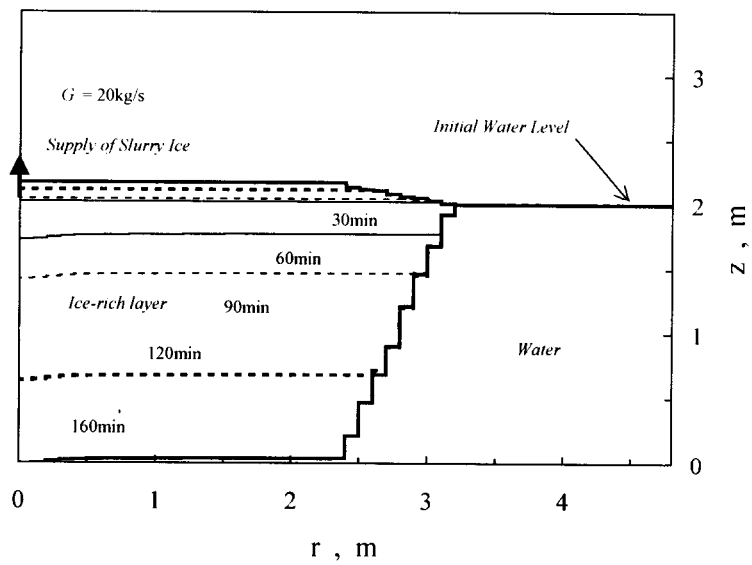


写真 5-3-1 単一槽の実用設備での蓄氷状況



(a) 相当半径 $R=2.4\text{m}$ の場合



(c) 相当半径 $R=4.8\text{m}$ の場合

図 5-3-6 単一槽の実用設備での浮遊氷層形状の予測計算結果

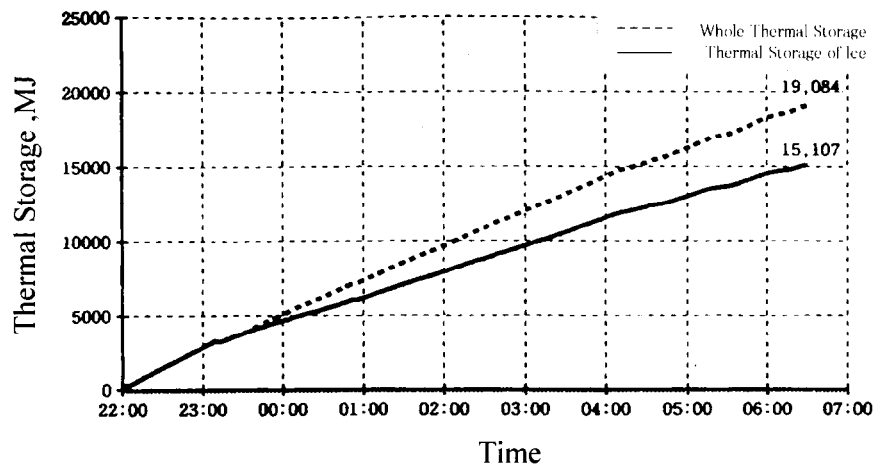


図 5-3-7 複数槽の実用設備での蓄氷運転データ

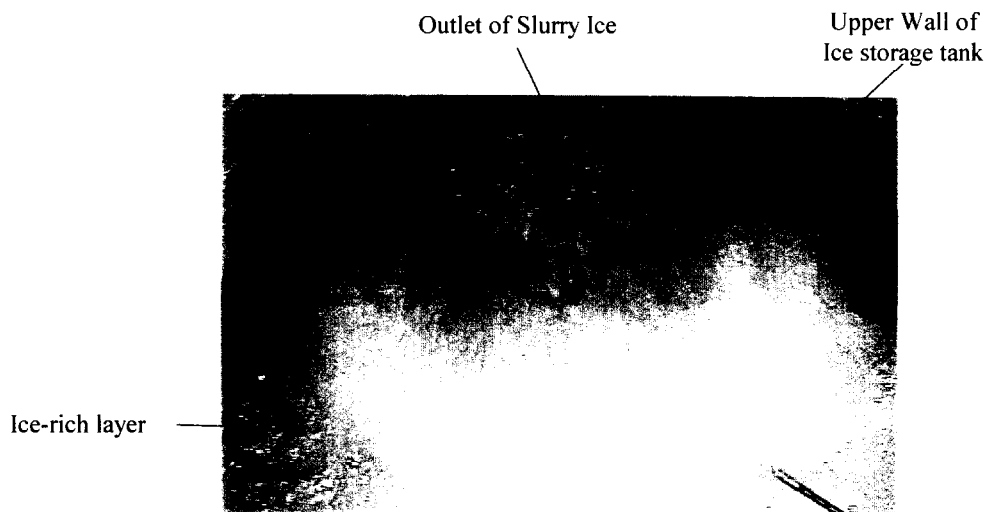
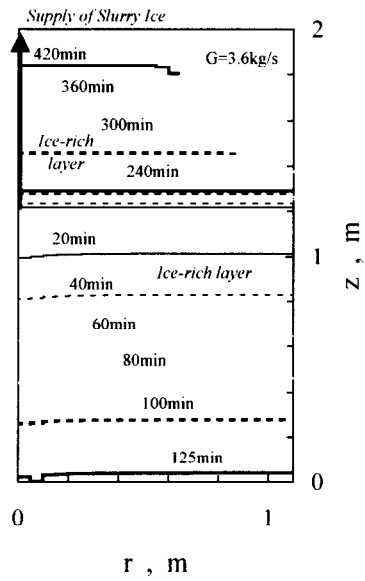
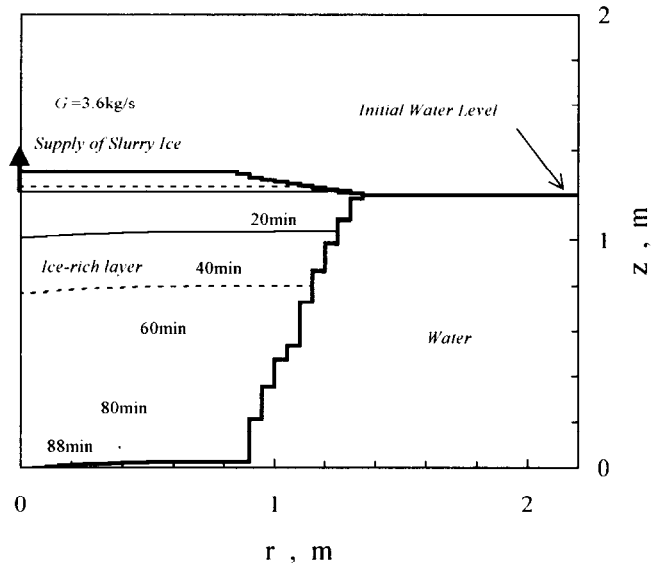


写真 5-3-2 複数槽の実用設備での蓄氷状況



(a) 相当半径 $R=1.1\text{m}$ の場合



(b) 相当半径 $R=2.2\text{m}$ の場合

図 5-3-8 複数槽の実用設備での浮遊氷層分布の予測計算結果

(2) 解氷に関する研究・開発成果の評価

まず単一槽の実用設備での解氷（放熱）運転実績として、図 5-3-9 に運転データを示す。解氷運転は 11 時過ぎから 14 時頃までの約 3 時間運転である。図 5-3-5 での蓄熱運転の 10 時間に対する時間比より、放冷熱時には蓄熱能力の 3 倍以上の能力があることがわかる。冷水の取り出し温度 T_{out} は、氷が氷蓄熱槽内にある間は 2°C 以下で安定し、放熱終了間際には急激に温度上昇して運転が終了している。同時に、 T_{out} の実測値 ($T_{out}(\text{measure})$) は予測計算値 ($T_{out}(\text{cal})$) と概ね一致していることが確認できた。

この結果から、蓄熱出力は 3 倍以上という短時間での放冷熱運転においても、第 2 章の 2-3-3 項で述べたように解氷特性は非常に良好であること、第 4 章の予測計算方法が妥当であり実設計に有効であることが示されている。

複数槽の実設備での解氷（放冷熱）運転の実績として図 5-3-10(a) に、代表日の運転データと第 4 章の予測計算方法を本設備に適用した結果を示す。各槽の *IPF* のバラツキは、試運転時に各氷蓄熱槽内に仮設の温度センサーを設けて槽内水温を測定した結果から推定した。図 5-3-10(b) はその推定結果の *IPF* から各槽から取り出される冷水温度 T_{ou} を計算した結果である。

前述の図 5-2-5 と同様に、*IPF* の少ない槽の冷水温度 T_{out} は時間の経過とともに上昇するが、図 5-3-10(a) に示すように各槽からの冷水が合流した後の温度 ($T_{out}(\text{measure})$) は低温に維持されていることが確認できた。この $T_{out}(\text{measure})$ の経時変化と予測計算値 ($T_{out}(\text{cal})$) とはよく一致しており、第 4 章の予測計算技術の妥当性と実設計への有用性が示されている。

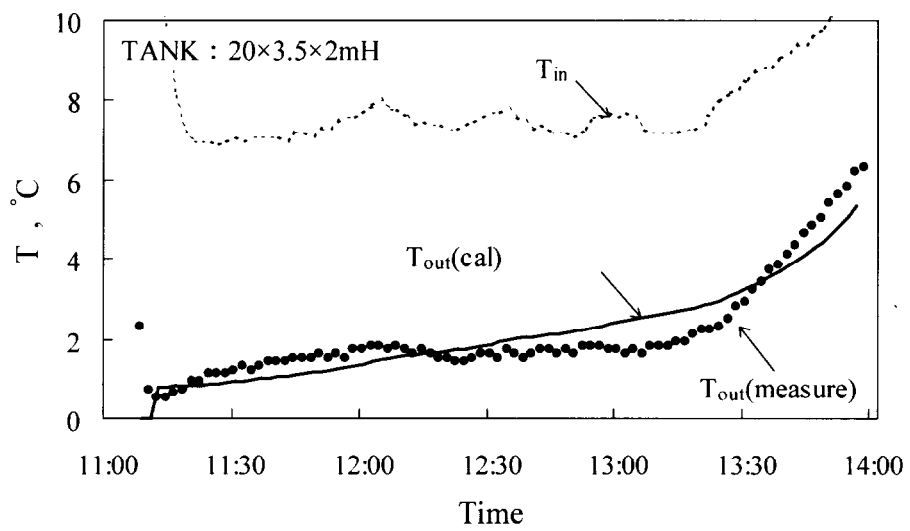
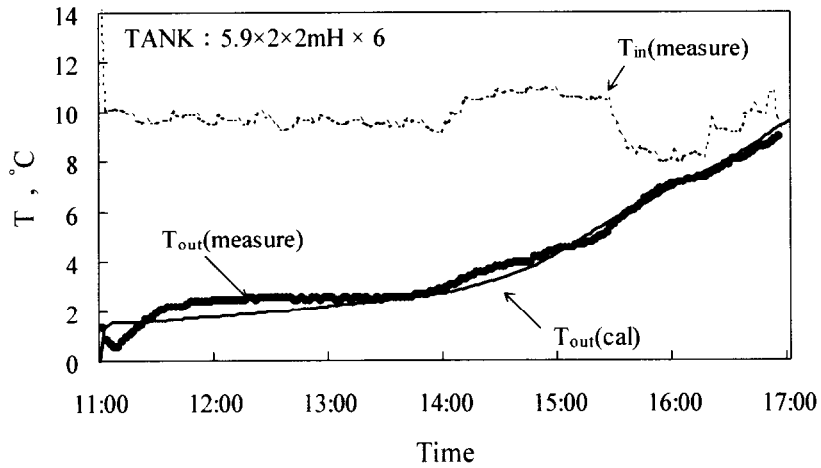
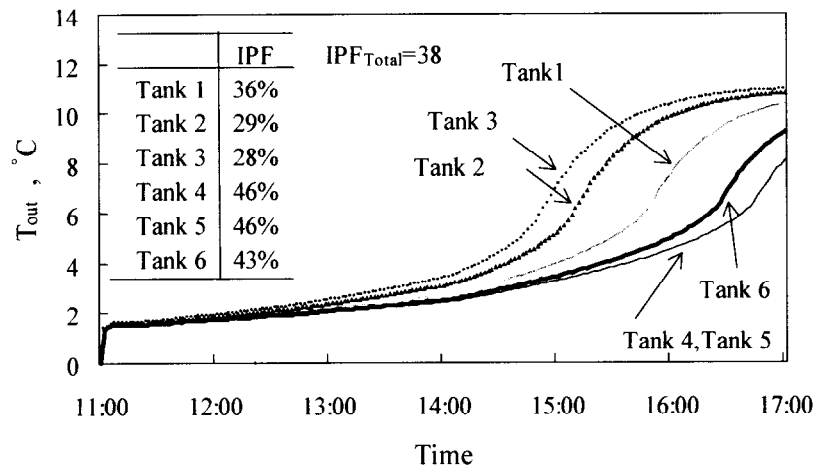


図 5-3-9 単一槽の実用設備での解氷運転データ



(a) 供給冷水温度（合流後の冷水温度）の実測値と計算値



(d) 各氷蓄熱槽の IPF のバラツキと取り出し水温の計算値

図 5-3-10 複数槽の実用設備での解氷運転データ

(3) 効率および信頼性に関する研究・開発成果の評価

第2章の2-4節での経済計算で明らかになったように、本氷蓄熱システムでは、システム効率や経済性に対して氷核融解のための予熱に係わる感度が大きい。そこで何れの実用設備においても、この予熱器の加熱源には冷水蓄熱槽の水を利用して、予熱器の冷熱を有効利用している。

この実績や効果の一例として、単一槽の実用設備での月別の成績係数 COP を図5-3-11に示す。水蓄熱槽を予熱器の加熱源にしたことで、冷凍機での製造熱量をベースにした冷凍機単体の COP (COP_{ref}) は平均で 3.24、補機動力を含む製氷時のシステム COP (COP_{sys}) は 2.51 (解氷時の補機動力を含む総合システム COP では 2.41) であり、高水準の COP を維持できている。また盛夏期においても COP_{sys} は 2.42 であり、夜間電力を有効に利用できている。すなわち本研究の開発成果として、過冷却方式の高い製氷効率が実用設備で確認できた。

過冷却水の安定生成に関して、単一槽の実用設備での製氷・蓄氷運転時における1日平均の過冷却器の凍結回数、及び蓄熱運転時間に対する凍結停止時間の比率を図5-3-12と図5-3-13に示す。第2章の2-3-1項の氷核の熱流動解析や伝熱面過冷度の限界値に基づいた設計によって、過冷却器の平均凍結回数は、過冷却器4基合計で1日平均0.31回で極めて少なかった。また前述の5-2-3項で説明した過冷却器の複数台の設置や正常運転への迅速な復帰運転の自動制御により、製氷能力の減少に係わる凍結による蓄熱停止時間が、全運転時間の0.32%と極めて少ない結果を得た。

また、氷蓄熱システムの導入の効果に関して、複数槽の実用設備において、平成8年7月～9月までの夏期月単位冷熱負荷合計と氷蓄熱システムの製造熱量合計から求めた本氷蓄熱システムの寄与率 (700Kw(200Rt)ターボ冷凍機製造熱量は含まず) を図5-3-14に示す。図より氷蓄熱システムの寄与率 (月間冷熱負荷 Q_{load} に対する氷蓄熱の月間蓄冷熱量 Q_{ice}) は、5-3-1の(2)項で述べた設計値 (=10.2%) を十分に満足していることがわかる。

これらのことは、本研究成果により、信頼性の高い過冷却方式の氷蓄熱システムが開発できたことを総合的に示すものである。

以上の実設備での運転実績を通じて、以下のことが明らかになった。

- 基礎研究で示したように過冷却器において安定な過冷却水の製造が可能であること、また応用研究で示した氷蓄熱槽内の氷水の流動解析に基づいた氷層形状の予測計算方法が妥当であることや氷水吹出口の配置という実設計のために有用であることが、ここでの実用設備において長辺 20m×短辺 3.5m×高さ 2.5mH と細長い形状の単一氷蓄熱槽に $IPF=53.3\text{wt}\%$ の均一で高密度な蓄氷が実現できたこと、また 5.9m×2.0m×高さ 2.5mH の 6 槽の氷蓄熱槽に $IPF=40\text{wt}\%$ の高密度な蓄氷が実現できたことで明らかになった。
- 蓄熱媒体として水を利用することで高効率な氷蓄熱システムを開発できるという基礎研究の成果や、氷核融解の予熱源を別途確保することで過冷却方式の氷蓄熱システムが高効率になり得るという経済性評価の結果が、ここでの実用設備において氷蓄熱槽を予熱源としてシステム $COP=2.42\sim 2.34$ の高効率な蓄冷熱が実現できたことで、明らかになった。
- 基礎研究で示したように過冷却方式の氷蓄熱システムは解氷特性に優れていることや、応用研究で示した氷蓄熱槽内の氷水の熱流動解析を基にした解氷過程の冷水温度の予測計算方法が妥当であり実設計に有用であることが、ここでの実用設備においてピーク時間調整契約（3 時間）の適用可能な解氷特性が実現でき、複数槽から低温の冷水が得られ、それらの温度が予測計算値と一致したことで明らかになった。
- 基礎研究で示した過冷却器の伝熱面過冷度の評価や氷核融解の熱流動解析による過冷却安定化技術、および開発研究で示した過冷却器の凍結からの復帰運転制御により、信頼性の高い過冷却方式の氷蓄熱システムが開発できたことが、ここでの実用設備において過冷却器の凍結回数は 4 基の合計で 1 日平均 0.31 回と極めて少なく、製氷能力の減少も全蓄熱運転時間の 0.32% と非常に少なく実用運転上の全く支障はないことが確認できたことで、明らかになった。
- 以上の予測技術、システム効率、および過冷却器での凍結回数とともに、ここでの実用設備において建物負荷に対して設計通りの蓄冷熱の寄与が確認できたことにより、高効率で信頼性の高い過冷却方式の氷蓄熱システムを開発できたことが明らかになった。

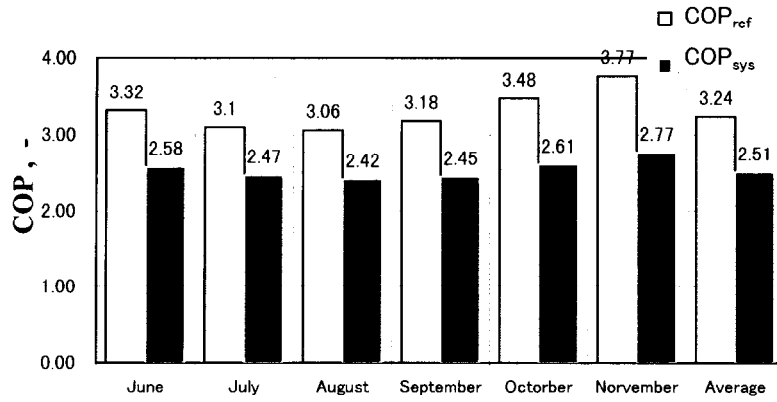


図 5-3-11 単一槽の実用設備での成績係数

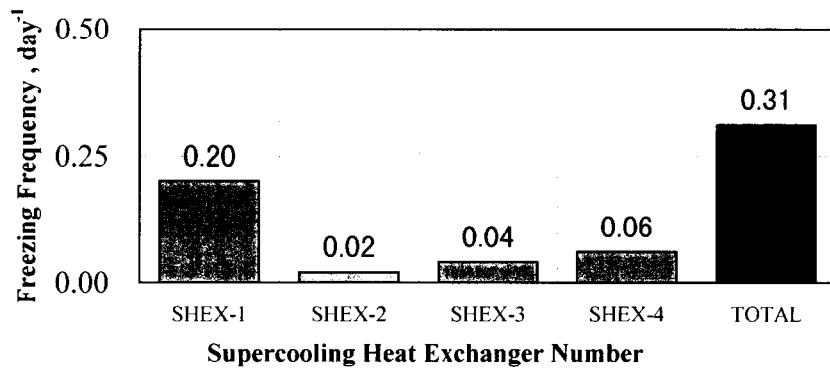


図 5-3-12 単一槽の実用設備での一日当たりの過冷却器の凍結回数

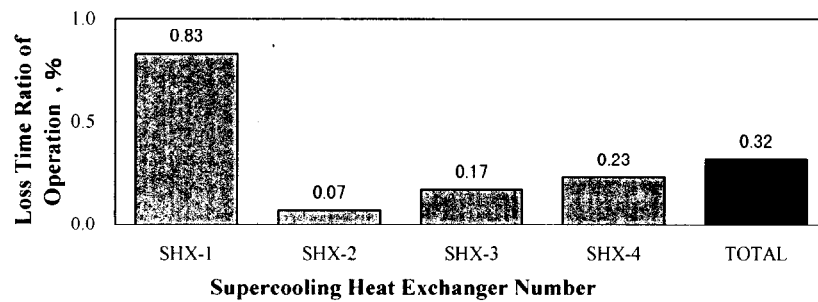


図 5-3-13 単一槽の実用設備での蓄熱運転時間に対する凍結停止時間の割合

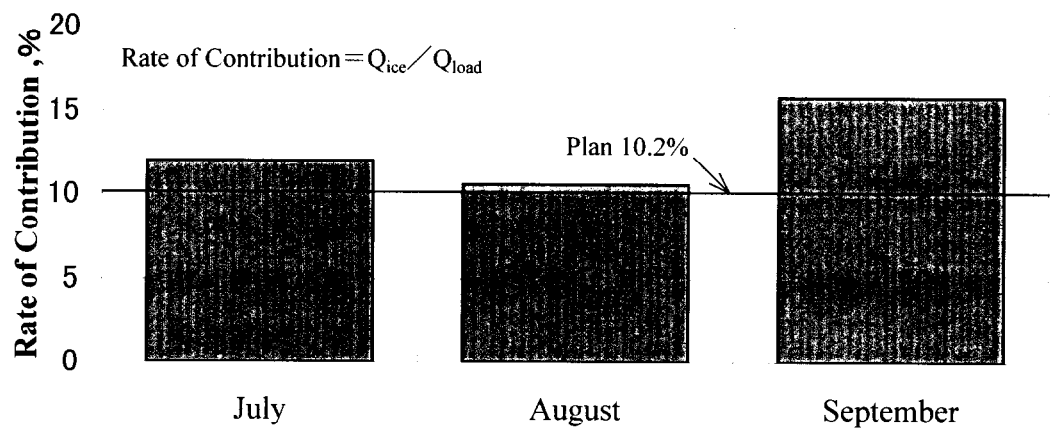


図 5-3-14 複数槽の実用設備での氷蓄熱の寄与率

5-4 第5章のまとめ

ここでは大型化に向けた開発研究を行うことや、過冷却方式のダイナミック型氷蓄熱システムの研究成果や開発成果を大規模な実用設備において総合評価することで、以下のことが明らかになった。

1. 大型化・実用化を目指した「開発研究」

1. 性能発揮、所要動力低減、製造コスト低減を統合した「大型(400RT 規模)過冷却の開発」

⇒「チューブ・バンク」の形状の変更と実機による確認試験

①性能：過冷却の安定維持、高性能の発揮に即した

チューブ毎の「冷却むら」の規定 → ($\leq 0.3 K$ 、 $\geq 90\%$)

②動力：ブライン側の「圧力損失」の低減 → ($\leq 10 mAq.$)

③コスト：チューブ・バンクの形状変更に伴う管胴サイズのアップは製造コスト上昇には殆どならない

2. 蓄氷要件と解氷要件を取り出し水温予測技術により統合した複数氷蓄熱槽における「蓄氷むら」の許容範囲の規定

⇒・複数氷蓄熱槽の場合の満蓄時の「蓄氷むら」に関して、取り出し水温に及ぼす影響を感度解析によって確認

・取り出し水温の流量制御性に関して、その実現可能性を確認

①満蓄時の「蓄氷むら」が30%程度までは、取り出し水温に大きな差違をもたらさない。

②簡単な温度一定に対する「流量制御」を施すことにより、解氷終期まで安定な水温で冷熱を取り出せる。

3. 過冷却器の「不測のチューブ凍結」に対して、所定の蓄氷量を確保し、自動復帰運転技術を実証プラントにて確認

⇒複数基過冷却器の設置による危険分散と凍結解除運転技術の動作確認

①1システムあたり3基以上の過冷却器を設置することにより、冷凍機の全停止を回避して、夜間の蓄氷運転で「所定の蓄氷量」を確保

②1回のチューブ凍結あたり自動復帰に要する時間は20分程度にでき、「不測のチューブ凍結」による停止時間は無視できる程度であることを確認

II. 本研究・開発成果の実用設備における評価

1. 「安定で高効率な製氷」に関して

- ①夜間10時間の蓄氷運転時間に渡って、安定な製氷・蓄氷を実現
- ②夏期を通じて、冷凍機単体で「 $COP \geq 3$ 」の成績係数を確証
- ③夏期を通じて、冷熱取得というシステム総合で「 $COP \geq 2.4$ 」の成績係数を確証

2. 「高密度なシャーベット氷の蓄氷」に関して

- ①大規模な単一氷蓄熱槽および複数の床下二重スラブ氷蓄熱槽で、氷充填率40～53%の蓄氷を実現
- ②氷蓄熱槽内の「浮遊氷層の形状の時間変化が、本数値解析法で予測・再現」できることを確証
- ③本数値解析法に基づく「氷・水吹き出し口の配置設計が、大型の単一氷蓄熱槽における均一蓄氷に有効」であることを確証

3. 「熱負荷応答性に優れた解氷」に関して

- ①ピーク時間帯（3時間）調整契約が適用可能な「高熱負荷解氷」を実現
- ③単一氷蓄熱槽および複数氷蓄熱槽のいずれにおいても、解氷時の「取り出し水温の予測は、実測値を予測・再現」できることを確証

4. 氷蓄熱システムとしての「信頼性」に関して

- ①4基の過冷却器全体で「不測のチューブ凍結は0.3回/1日（10hours）であり、これをシステムの停止損失時間率で表せば0.32%程度」であるという数値を実現
- ②「過冷却水の安定生成技術、不測のチューブ凍結からの自動復帰運転技術が有効なもの」であることを確証
- ②冷熱供給における「氷蓄熱の寄与率は、設計値以上」であり、実用上有効な氷蓄熱システムであることを確証

以上を総じて、「本研究・開発で得られた総ての成果は、過冷却水を利用した氷蓄熱システムの開発に対して有意である」ものと実設備において評価することができた。

第5章の参考文献

- 1) 熱交換器設計ハンドブック（増訂版）：尾花英明，工学図書，1990，pp.435～449
- 2) 守屋充，小此木時雄，白石裕紀，松本正、岡村明彦、宮田洋一：過冷却水を利用した大容量氷蓄熱システム 大規模蓄熱設備での運転実績 ，エネルギー・資源学会「第11回研究発表会」，1992，pp.67～72.
- 3) 岡村明彦、関義輝，吉田一：東電幕張DHCの氷蓄熱システム，建築設備士，Vol.25，No.5，1993，pp.22～28.
- 4) 守屋充，菊地栄，谷野正幸，林利雄，小此木時雄，宮田洋一：過冷却水を利用した氷蓄熱システム（その1 過冷却の安定制御），日本機械学会第71回全国大会，1993，pp.73～75.
- 5) 岡村明彦，吉田一，関義輝，小此木時雄，山崎喜久夫，中川清二，長谷川文教，中溝栄次郎：過冷却水を用いた大規模氷蓄熱システムの実用化（第1報），空気調和・衛生工学会学術講演会，1994，pp.897～900.
- 6) 守屋充，谷野正幸，菊地栄，林利雄，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1報 過冷却の安定制御と製氷，日本冷凍協会論文集，Vol.12，No.3，1995，pp.29～38.
- 7) 山崎喜久夫：大容量氷蓄熱システム（スーパーアイスシステム）の概要と運転実績，冷凍，Vol.70，No.816，1995，pp.30～36.
- 8) 山崎喜久夫，関義輝，関崎正人，黒本英智：過冷却水を用いた大規模氷蓄熱システムの実用化（第2報），空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集，1995，pp.477～480.
- 9) 谷野正幸，守屋充，小澤由行，山崎喜久夫：過冷却水を用いた氷蓄熱システムの解氷特性解析（第2報），空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集，1995，pp.481～484.
- 10) 谷野正幸，守屋充，岡本明彦，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，空気調和・衛生工学会誌「空気調和・衛生工学」，Vol.71，No.11，1997，pp.73～83.
- 11) 小此木時雄，岡村明彦：既設ビル熱源改修工事における氷蓄熱システムの導入事例，冷凍，Vol.71，No.821，1996，pp.27～32.

第6章

結 論

6-1 本論文の結論

本研究においては、過冷却方式の氷蓄熱システムの開発に資するために、基盤技術を獲得するための基礎研究、予測技術による大型化・実用化に向けた応用研究や開発研究、さらにこれらの研究成果を実用設備に適用し、その運転実績を通じて、研究・開発成果の評価を行った。得られた研究成果を以下にまとめる。

「第2章 過冷却方式の氷蓄熱システムの基礎研究」では、蓄熱媒体による製氷効率の解析、効率的な過冷却水温度の解析、循環水への氷核分離や融解の熱流動解析により、効率的な過冷却方式の製氷条件（水の平均過冷度=2K、過冷却器入口水温=0.5℃）を明らかにした。また、氷層が水平方向に6m程度の幅で均一に分布でき、槽容積や熱損失という実用の観点から十分に高密度な蓄氷（ $IPF=45\%$ ）が可能であることを明らかにした。空調用途への冷熱利用という観点からは、5~7℃以下の温度の冷水が氷蓄熱槽内に氷がなくなるまで得られる解氷の基礎的な特性が得られた。さらに氷蓄熱・水蓄熱・非蓄熱システムを冷熱製造単価で比較し、過冷却方式の氷蓄熱システムの経済性を明らかにした。

「第3章 蓄氷過程における氷水二相流の流動解析」では、氷蓄熱槽内に形成される氷層に関して特性実験を行って、また氷層内を浸透する水や氷層の変形などについての数値計算モデルを立案して、実測値との比較から氷蓄熱槽内における氷水の流動現象を明らかにした。その結果、氷層への水の浸透を伴う氷の堆積過程を定量的に表すことができた。さらに、この計算方法を大型の氷蓄熱槽に適用して、氷水の供給位置の配置設計といった実設計のために有用な予測技術を計算方法を基にして提案することができた。

「第4章 解氷過程における氷水二相流の熱流動解析」では、種々の形状や容積の氷蓄熱槽での解氷実験結果から、供給水の温度、氷蓄熱槽の断面積あるいは容積を基準とした氷蓄熱槽全体での熱伝達率を定式化することで、氷層の冷却能力の実験整理式を得た。さらに、氷蓄熱槽内における氷層の伝熱特性の基礎実験とともに、氷層内の氷の融解、氷層内での浸透水の温度変化についての計算モデルを立案し、実測結果と比較することで、氷蓄熱槽内における水と氷の熱流動特性を明らかにした。その結果、散水方式では散水面近傍での氷の融解による熱移動が得られる冷水の温度に支配的であること、噴流方式では噴流水を含めた氷蓄熱槽全体での熱流動が、冷水の温度を定めることがわかった。とくに水深の浅い平型および水深の深い縦型の実用規模の氷蓄熱槽において実

験整理式とモデル計算を適用して比較検討した結果、このモデルの計算によって冷水温度の経時変化を予測することができた。

「第5章 過冷却水を利用した氷蓄熱システムの開発研究と本研究・開発成果の実用設備における評価」では、チューブごとの冷却むらが少なく、圧力損失が小さくて所要動力が少ない高効率な大型過冷却器の設計技術を提案した。また、第4章での解氷特性の予測計算方法を複数槽より成るシステムに適用した結果、蓄氷要件はシステム全体での氷充填率であることがわかり、蓄氷技術と解氷技術の合理的な統合を可能にした。

さらに、第2章の基礎研究や第3章と第4章の応用研究、加えて開発研究の成果を、実用設備による運転実績から総合的に評価した。その結果、過冷却器の凍結回数や凍結運転時間が極めて少なくて高いCOPが維持できた製氷の実績、IPFが40~50%の高密度な蓄氷の実績、約3時間で蓄氷の冷熱を利用する場合や複数の氷蓄熱槽を用いた場合ともに空調用途の冷熱需要に対しては十分に低温の冷水が得られたという解氷の実績、さらに蓄氷・解氷の予測技術の妥当性の確認に基づいて、本論文の研究成果が高効率で大規模な過冷却方式の氷蓄熱システムの開発に有意であったことを明らかにした。

ここで開発した過冷却方式の氷蓄熱システムは、実用設備の運転実績によって導入コストが安くて導入メリットが高いと評価され、本論文での2物件を含めて5物件の実用設備が、蓄氷・解氷の予測技術を含めたシステム設計技術により施工されて現在稼働中であり、さらに4物件の設備が試運転あるいは施工中である。今後、本氷蓄熱システムの導入普及が一層進められれば、社会的な要請である電力需要の平準化に貢献できよう。また、予測技術に基づく設計技術によって、建物の熱負荷や蓄熱設備の配置スペースに応じて最適な蓄熱式空調システムの計画・設計が可能になり、さらに実用設備での評価が重ねられることにより、空調設備の設計における「容量設計」から「性能設計」への転換の具体的な方法を示すことができよう。

【謝辞】

13年前に「過冷却方式の氷蓄熱システムの開発」という業務を与えて下さり、その後一貫してこの研究・開発に携わることができ、さらに今日この学位申請論文に纏めることができましたことは、高砂熱学工業株式会社の福岡泰二専務取締役、岡田孝夫総合研究所長、小澤由行参与、小此木時雄参事、林利雄参事のご厚意があつてのことであり、まず以てここに心から御礼を申し上げます。

3年前の社会人大学院への入学の機会ならびにその後にはシステム開発からシステム研究という幅広い観点からの親切丁寧なご指導を賜りました故土方邦夫教授には、衷心より感謝の気持ちを墓前に捧げたい。

本論文を纏めるにあたり、とくに井上剛良助教授には多くの時間を割いて下さり、懇切にご教示を賜りました。ここで改めて先生から頂戴しましたご厚情にお礼を申し上げます。また、中別府修助手、鈴木祐二助手、高木周講師には、研究会議で実験や計算の具体的な内容についてご討論を下さり、研究推進において貴重な反芻の機会やご助言を賜りましたことにお礼を申し上げます。さらに、研究室の院生・学生の皆様にはゼミや研究会議で同じ仲間として激励を戴き、また共に先生方からの叱咤激励を戴き、大変有意義な大学院生活をおくることができました。皆様のご好意にお礼を申し述べたく存じます。

高砂熱学工業株式会社総合研究所では、白石裕紀主査、入部真武主査、菊池栄主任、守屋充主任には、同じ開発チーム員として実験や計算にご協力を戴きました。またこの論文を纏めるにあたり、快くそれらのデータの提供を戴きましたことに厚く御礼申し上げます。

高砂熱学工業株式会社の関義輝参与、山崎喜久夫参事、岡村明彦参事には、この開発技術の実設備への導入とそこでの試験データの収集で多大なご尽力を戴きました。お陰様でこの研究・開発業務の方向付けやここでの研究成果の実設備での評価を行うことができました。さらにこのような実設備での評価は、高砂熱学工業株式会社以外にも多くのご関係各位のご好意があつてできましたことであり、皆々様に改めて厚く御礼を申し上げます。

1998年9月10日

谷野正幸