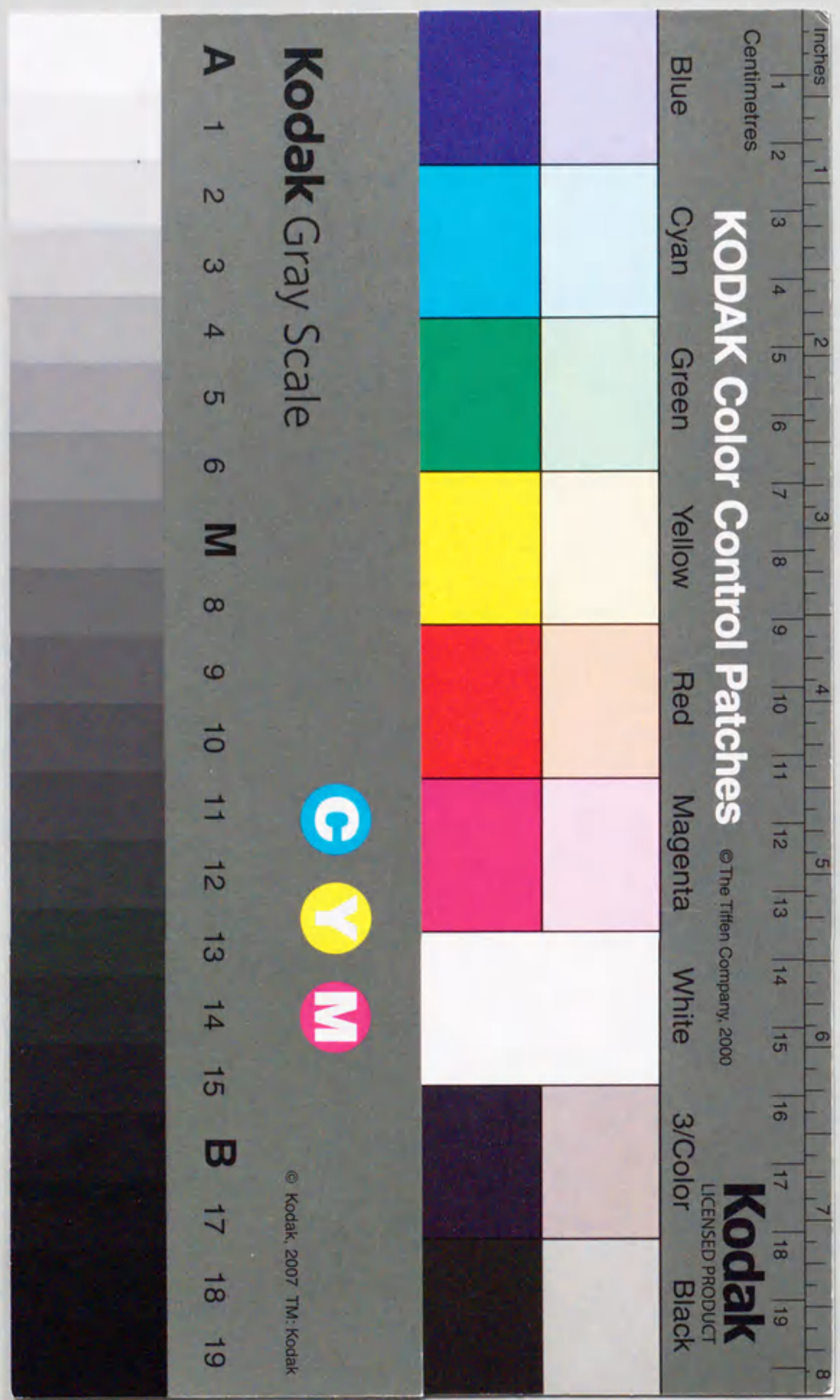


報告番号 乙第- 4739 号

# 空気調和における氷蓄熱槽の熱特性と 容量設計法に関する研究

山 羽 基



# 空気調和における氷蓄熱槽の熱特性と 容量設計法に関する研究

山 羽 基

## 序

蓄熱システムは、熱を貯えておき別の時間に取り出すことを可能にするシステムで、熱の需要と生成に時間差がある場合や、エネルギー需要の集中する場合にその分散を可能とする。我が国では建築の空気調和の分野で、古くは冷凍機の容量を削減するために、近年では電力のピークシフトを行うために、水槽を用いた蓄熱システムが用いられてきている。1980年代半ばから、高密度蓄熱が可能な氷蓄熱槽が普及し始めた。安価な深夜電力が設定された電力料金体系も手伝って実施例も増えており、熱源システムとして定着してきている。

氷を作ることは、食品工業分野では完成された技術であるので、これを空気調和の分野に適用するにあたっては数多くの方式が提案されている。しかしながら、氷蓄熱に関する研究・開発が製氷方式に偏りがちであり、解氷・放冷特性については研究が十分に進んでいない。これは、氷がある間に冷房で利用できる $7^{\circ}\text{C}$ 程度の冷水を取り出すことは比較的容易であること、効率的な製氷方法を考案することに技術的な興味がそそがれたことが考えられる。

しかし、冷凍機の効率を下げて、通常の冷房用の冷水よりも低い温度を作り出しているので、その低温をできるだけ有効に取り出すことを考え、与えられた条件で蓄熱槽から取り出せる冷水の温度の予測を行わなければならない。通常の冷水温度よりも低い冷水が利用できれば、低温度・大温度差の送水および送風を可能とし搬送エネルギーを低減できる。

本研究では、空気調和における氷蓄熱槽では、解氷放冷過程が重要であるとして、その特性を予測することを目的としている。氷蓄熱槽では製氷方式が多数存在するが、槽内に沈めたコイル上に固定されて作られる方式と、槽内でスラリー状となり浮遊する方式という2つを取り上げている。槽の出口温度応答に関して実験を行い、入力条件の熱特性への影響を調べ、槽内の水の混合特性等を考察した。この結果をもとに、槽内の伝熱・混合モデルを作成し、十分な精度を持つことを確認した。

本研究では、2つの製氷方式に限っているが、実際に普及している氷蓄熱槽は、大多数がこの2つの方式に分類できるものである。本研究における実験式は、模型実験槽における実験データから求めたもので、これをすべての氷蓄熱槽にそのまま適用できものとは考えていない。しかし、槽内に氷が固定されているか否かという分類においては、熱特性の傾向は把握できるものと考えられる。

## 論文概要

本研究は、空気調和における氷蓄熱槽について、槽内に氷が固定される方式と、槽内でスラリー状となり浮遊する方式という2つを取り上げ、槽の出口温度応答に関して実験を行い、入力条件の熱特性への影響を調べ、槽内の水の混合特性等を考察した結果をもとに、槽内の伝熱・混合モデルを作成し、設計法への提案を行ったものである。論文は9章から構成され、それぞれは以下に示す内容となっている。

第1章では緒論として、空気調和システムにおける蓄熱槽の意義を述べ、種々の蓄熱材のうちで氷(水)を用いる利点を説明する。氷蓄熱システムは1980年代から空気調和で広く用いられるようになったが、この間の普及の過程と様々な氷蓄熱システムを概観する。さらに、設計の現状を調査するために設計者に対して行ったアンケートと、実施例に関する調査から氷蓄熱システムの現状とその問題点を明確にする。

第2章では、氷蓄熱槽の性能を評価する方法について考察する。氷蓄熱槽は最終的には組み込まれたシステムとして評価されるべきであるが、本研究の範囲を蓄熱槽単体として、単位応答図から取出し熱量と取出し限界温度に着目した指標を提案する。容量設計のためには、システムでの蓄熱状態と放熱状態を考慮した温度プロファイルによる蓄熱槽効率を定義する。相変化を伴う伝熱現象について、簡単なモデルと既往の研究から考察し、現象を支配するパラメータについて考察した。

第3章では、氷蓄熱としてポピュラーな方式であるアイスオンコイル型において、模型実験を行なう際の条件設定に不可欠な相似則の検討を行った後、製氷コイルが比較的まばらに分布するものについて、製氷実験を行った。製氷実験では、製氷時間に与える槽内かくはんの影響を調べ、かくはんの製氷時間短縮に効果を明確にした。解氷実験では、様々な温度と流量の入力条件に対する出口応答を調べ、それらが3つのパターンに類型化できることを明らかにし、製氷時の性能と入力条件の関係を示すマクロモデルを作成した。

第4章は、アイスオンコイル型氷蓄熱槽において、コイルが密に分布するチューブ型コイルを用いて実験を行った。ここでは、コイルを偏在させた場合の配置の影響を製氷・解氷実験にて評価する。槽の縦横比を2倍まで変化させた条件で実験を行い、槽の幾何学的

条件が解氷特性への影響を確認する。さらに、コイルを増やして氷充てん率の大きな条件での実験を行い、解氷へのかくはんの影響と解氷特性を調べる。

第5章では、アイスオンコイル型氷蓄熱槽について、槽内の伝熱特性および混合特性を考慮したモデルを作成する。このモデルは、コイルでの製・解氷の熱伝達、ブライン温度による冷凍機出力補正、解氷時の槽内混合特性を含んだものである。槽内混合特性は、温度成層型蓄熱水槽に類似させ、コイルの影響を補正係数にて表現することとし、この係数を実験との照合より求めた。

第6章では、水の過冷却現象を利用したスラリー状の氷を用いた氷蓄熱槽について実験を行った。これは、槽内に氷が固定されておらず浮遊するタイプの氷蓄熱槽である。解氷時の入力方式として、槽上部からのシャワーによる方法について解氷特性を調べた。入力方法が異なるために、アイスオンコイル型とは異なる混合特性が確認され、氷の分布状況も異なることから出口温度応答も異なることが確認された。

第7章は、第6章で取り上げた氷蓄熱槽に、アイスオンコイル型と同じように、槽側部からのパイプによる入力と、氷の上部からの噴流による入力での解氷特性を調べた。この場合には、浮遊している氷が障害物となり入力温水の流れが制限されることが、出口温度応答に影響を与えていることが確認された。

第8章では、スラリーアイス型氷蓄熱槽の熱特性モデルを作成する。このようなタイプでは、氷の形と大きさが不明であるので、水との伝熱量を表現するために単位体積あたりの伝熱量として、体積熱伝達率を導入する。簡単なモデルで体積熱伝達率導入の妥当性を確認し、槽内の混合特性を考慮できるモデルへと発展させる。氷が槽内で固定されていないので、槽の上下方向の氷の分布を仮定し、体積熱伝達率については、実験との照合からこれを求める実験式を作成した。

第9章では、第5章および第8章で熱特性を表すモデルが作成できたので、これらをシステムシミュレーションに組み込んで、蓄熱槽効率への種々の要因の影響を調べた。氷蓄熱槽での検討結果を参考に要因を選定した。アイスオンコイル型とスラリーアイス型では、要因の影響の表われ方が異なるものがあることが明らかになった。

## 目次

1 緒論	1
1.1 氷蓄熱の意義	1
1.1.1 蓄熱の意義	1
1.1.2 潜熱蓄熱物質	2
1.1.3 氷蓄熱システムの特徴	7
1.2 氷蓄熱の普及の過程	8
1.2.1 米国での普及過程	8
1.2.2 日本での普及過程	9
1.2.3 氷蓄熱方式について	9
1.3 氷蓄熱システムの現状	11
1.3.1 アンケート調査による設計の現状	11
1.3.2 実施例調査	15
1.4 まとめ	21
2 氷蓄熱槽の性能評価法と熱特性について	23
2.1 性能評価法について	23
2.1.1 システムの評価について	23
2.1.2 蓄熱槽の評価指標	26
2.1.3 氷蓄熱槽の効率	28
2.2 熱特性に関する考察	30
2.3 まとめ	34
3 らせん型アイスオンコイル方式氷蓄熱槽の熱特性	35
3.1 はじめに	35
3.2 実験装置概要	35
3.3 相似則の検討	37

3.3.1	大小模型比較	40
3.3.2	模型実験の意義と評価	41
3.4	熱的応答実験	44
3.4.1	製氷蓄冷過程	44
3.4.2	解氷放冷実験	44
3.5	かくはんの効果	50
3.5.1	製氷蓄冷実験結果	51
3.5.2	解氷放冷実験結果	51
3.6	性能予測のマクロモデル	54
3.6.1	放冷特性の評価指標	54
3.6.2	マクロモデル	54
3.7	まとめ	55
4	チューブ型アイスオンコイル型氷蓄熱槽の熱特性	57
4.1	はじめに	57
4.2	コイル配置と熱的応答	57
4.2.1	実験条件	57
4.2.2	製氷実験結果および考察	58
4.2.3	かくはんと配置の製氷時間への影響	60
4.2.4	解氷放冷実験	63
4.3	中央配置の熱応答	66
4.3.1	実験条件	66
4.3.2	解氷実験及び考察	67
4.4	複数での槽の熱的応答	70
4.4.1	実験条件	70
4.4.2	解氷実験結果及び考察	70
4.5	チューブコイルにおけるIPFの大きな実験での熱的特性	73
4.5.1	実験装置概要	73
4.5.2	実験条件	74
4.5.3	解氷時の熱特性に対するかくはんの影響	74
4.5.4	無かくはん時の熱特性	75
4.6	性能予測のマクロモデル	77
4.6.1	チューブ型コイル	77

4.6.2	IPFの大きなチューブ型コイル	78
4.7	まとめ	79
5	アイスオンコイル型氷蓄熱槽の動的熱特性モデル	81
5.1	はじめに	81
5.2	シミュレーションモデル	81
5.2.1	製氷過程	82
5.2.2	解氷過程	85
5.3	まとめ	93
6	シャワー入力過冷却水利用スラリーアイス型氷蓄熱槽の熱特性	95
6.1	はじめに	95
6.2	実験装置概要および実験方法	95
6.2.1	実験装置概要	95
6.2.2	実験方法	97
6.3	実験条件の設定	97
6.4	製氷実験結果	99
6.5	シャワー入力解氷実験結果と考察	99
6.5.1	SDシリーズ	99
6.5.2	SEシリーズ(温度成層実験)	104
6.5.3	槽内流れの考察	105
6.5.4	製氷方式の比較	106
6.6	まとめ	107
7	パイプ入力過冷却水利用スラリーアイス型氷蓄熱槽の熱特性	109
7.1	はじめに	109
7.2	実験装置概要	109
7.3	実験条件の設定	109
7.4	パイプ入力の実験結果と考察	112
7.4.1	入口アルキメデス数の影響	112
7.4.2	熱量の影響	113
7.4.3	IPFの影響	113
7.4.4	極小アルキメデス数での実験	114
7.4.5	噴流入力実験	116

7.5 槽内流れの考察	118
7.5.1 入力方式の比較	118
7.6 まとめ	120
8 過冷却水利用スラリーアイス型氷蓄熱槽の動的熱特性モデル	121
8.1 はじめに	121
8.2 体積熱伝達率の導入	121
8.2.1 完全混合モデルによる検討	122
8.2.2 完全混合モデルにおける体積熱伝達率の考察	125
8.3 シミュレーションモデル	128
8.3.1 槽内混合機構のモデル	128
8.3.2 氷分布モデル	129
8.3.3 計算式	130
8.3.4 実験との照合	130
8.4 体積熱伝達率の予測式	133
8.4.1 実験との照合	135
8.5 入力切替え方式の検討	135
8.6 まとめ	138
9 様々な要因が蓄熱槽効率へ与える影響と容量設計法について	139
9.1 はじめに	139
9.2 特性値に影響する要因	139
9.2.1 要因の選定	140
9.2.2 性能評価の特性値	141
9.2.3 要因の水準	141
9.3 システムシミュレーションについて	142
9.3.1 システムシミュレーション概要	142
9.3.2 システムシミュレーションフロー	142
9.4 アイスオンコイル型氷蓄熱での各要因の影響	144
9.4.1 氷蓄熱単独運転 <sup>34)</sup>	144
9.4.2 氷蓄熱と水蓄熱の併用運転 <sup>34)</sup>	146
9.5 過冷却利用スラリーアイス型氷蓄熱槽での各要因の影響	146
9.5.1 要因の選定	147
9.5.2 計算結果と考察	148

9.6 まとめ	150
10 結言	151
本論文に関する発表論文	155
参考文献	157
謝辞	163

## 主要記号

$\beta$	: 初期完全混合域深さと槽内水基準密度計算領域深さの比	[-]
$\zeta$	: 槽内の水量に対するコイルの充てん率	[-]
$\eta_v$	: 蓄熱槽効率	[-]
$\theta$	: 温度	[°C]
$\theta_{in}$	: 入力水温	[°C]
$\theta_0$	: 槽内初期水温	[°C]
$\theta_e$	: 氷の潜熱による等価温度	[°C]
$\theta_{im_1}$	: 一次側限界送水温度	[°C]
$\theta_{im_2}$	: 二次側限界送水温度	[°C]
$\Delta\theta_{cd}$	: 凝縮温度と冷却水温度の差	[°C]
$\Delta\theta_b$	: 蒸発温度とブライン温度の差	[°C]
$\lambda$	: 熱伝導率	[W/(m·K)]
$\nu$	: 動粘性係数	[m <sup>2</sup> /s]
$\rho$	: 密度	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\Delta\rho$	: 初期温度における密度と入力温度における密度の差	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\omega$	: 製氷コイルによる混合への乱れをあらわすパラメータ	[-]
$a$	: カルノーサイクルに対する実際の COP の割合	[-]
$A$	: 槽の断面積	[m <sup>2</sup> ]
$Ar_{in}$	: 槽入口でのアルキメデス数 ( $=\frac{g d_{in} \Delta\rho/\rho}{u^2}$ )	[-]
$c$	: 比熱	[J/(kg·K)]
COP	: 成績係数	[-]
$D_{ice}$	: 氷の厚さ	[m]
$d_o$	: 氷付きコイルの外径	[m]
$d_{in}$	: 二次側からの流入口管径	[m]
$g$	: 重力加速度 (= 9.8)	[m / s <sup>2</sup> ]
$Gr$	: グラスホフ数 ( $=\frac{g d_o^3 \Delta\rho/\rho}{\nu}$ )	[-]
$h$	: 槽内水の単位体積当たりの熱流	[W/m <sup>3</sup> ]
$H_{coil}$	: コイル表面からの伝熱量	[kW]
$H_M$	: 定格時の冷凍機出力	[kW]
$h$	: 表面熱伝達率	[W/(m <sup>2</sup> ·K)]
$H_s$	: 顕熱蓄熱量	[J]
$H_t$	: 全蓄熱量	[J]
IPF	: 氷充てん率	[-]
$K$	: コイル単位長さあたりの熱貫流率	[W/(m·K)]
$\ell_{coil}$	: 槽内水単位体積あたりの製氷コイルの長さ	[m/m <sup>3</sup> ]
$\ell_R$	: R 値モデルにおける完全混合深さ	[m]
$L$	: 氷の融解潜熱	[J/kg]



$n$	: 完全混合域のコイル外表面熱伝達率補正パラメータ	[-]
$N$	: 槽の垂直方向計算分割数	
$Pr$	: プラントル数 ( $=\frac{c_p \rho}{\lambda}$ )	[-]
$Q$	: 流量	[m <sup>3</sup> /s]
$R$	: 槽深さに対する完全混合域深さの比率	[-]
$Re$	: レイノルズ数 [-]	
$r$	: 半径	[m]
$t$	: 時間	[s]
$u$	: 流速	[m/s]
$V_0$	: 槽容量	[m <sup>3</sup> ]
$W_{r0}$	: 定格入力	[kW]
$z$	: 槽深さ方向	[m]
添字		
$b$	: ブラインに対する値	
$cd$	: 冷却水に関する値	
$cn$	: 凝縮器に関する値	
$coil$	: コイルに対する値	
$ev$	: 蒸発器に関する値	
$i$	: コイル内表面での値	
$ice$	: 氷に対する値	
$j$	: 槽分割の番号	
$o$	: コイル外表面での値	
$w$	: 水に対する値	
$'$	: 冷凍機の任意条件に対する値	

## 第1章

### 緒論

#### 1.1 氷蓄熱の意義

##### 1.1.1 蓄熱の意義

蓄熱は、物質の温度変化あるいは液から固体への相変化によって、熱を貯えておくことである。蓄熱により、熱の需要と生成に時間差がある場合や、エネルギー需要の集中する場合の対応が可能になる。

Tamblyn<sup>57)</sup>は、蓄熱システムを採用することで、排熱回収によるエネルギー消費の削減、冷凍機容量の低減、電力ピークカットが実現できることを述べている。

冬期には建築物内部では、照明、人体、OA機器の発熱があり、これらを回収してエネルギー消費の削減を図ることができる。このような場合に、蓄熱槽を設けることで排熱発生と熱需要のバランスをとり有効な利用が可能になる。

太陽熱利用システムでは、日射量は時々刻々変化するので集熱量が変動し、夜間には集熱を行なう事はできない。一方、暖房・給湯負荷は日射量が少ないときでも定常的に発生するので、集熱量と負荷のアンバランスを解消するために、水あるいは砕石を利用した蓄熱槽が設けられる。

夏期のピーク負荷をまかなうように選定された冷凍機は、最大出力で運転されるのは一年のなかで10時間程度であり、残りの時間は部分負荷運転となる。蓄熱システムを用いると、負荷の少ない時期に冷熱を貯えこれをピーク時に利用できるため、冷凍機の容量を小さくすることができる。これは夏期の電力需要のピークを削減することになり、電力会社ではピークシフトを推進するために夜間に安価な電力体系を設定している。

中原は、以上のような空気調和における蓄熱の利用パターンを図1.1のようにまとめている<sup>26)</sup>。

蓄熱システムの持つ社会的意義として、電力負荷の平準化があげられる。例年夏季に、電力需要の記録更新を示す報道が行われているが、電力需要は人間の活動や気温に比例

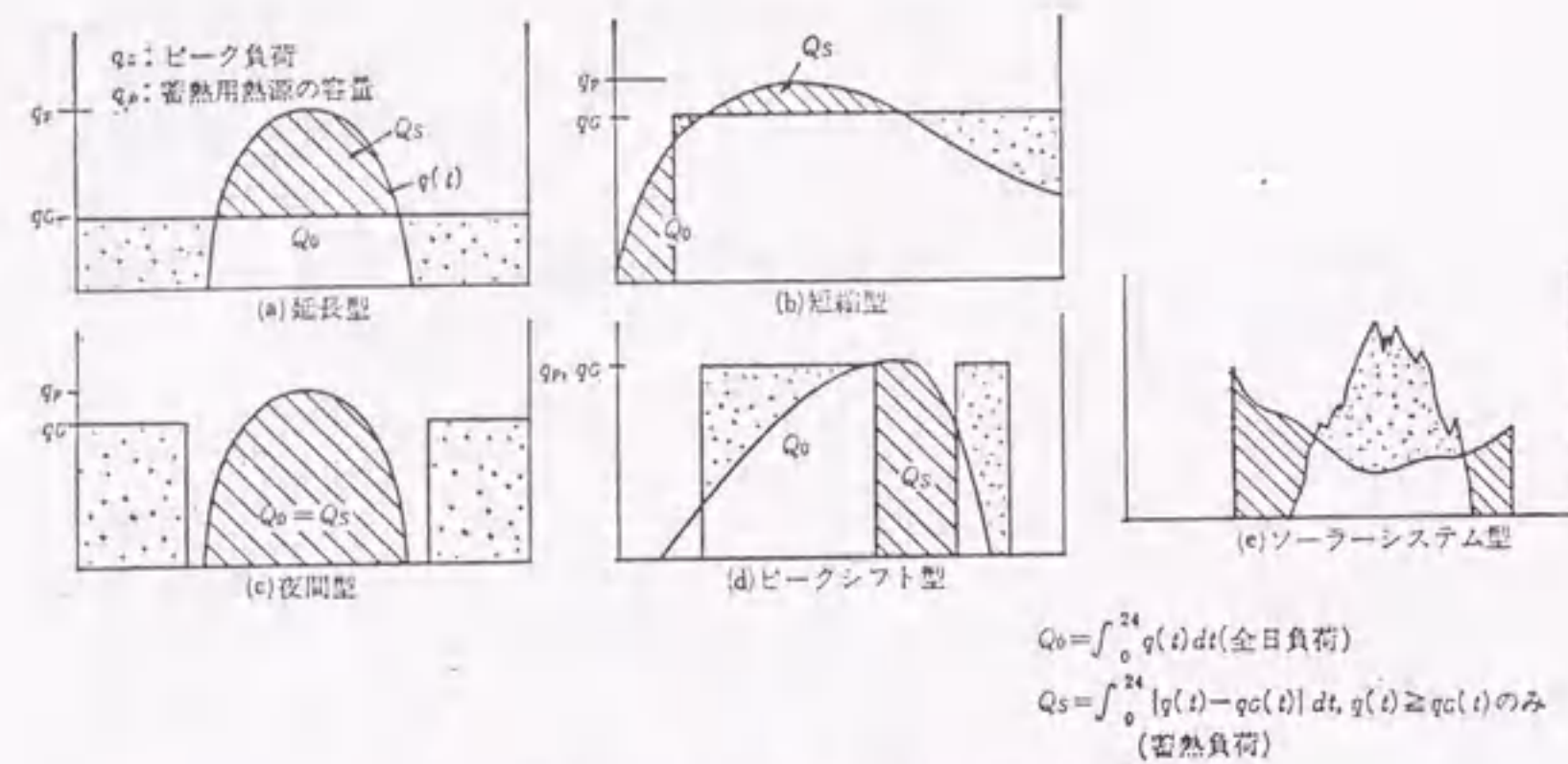


図 1.1: 蓄熱のパターン <文献 26) より引用>

するという構造を持っており、ピークを解消する事は事実上不可能である。また、電気を貯蔵する事は技術的に困難をとめない、揚水発電のように別のエネルギー形態に代える方法しか実用的でない。蓄熱は、電気を熱の形で蓄えるもので、規模を問わず容易に行なえる。

現在の電力供給体勢は、出力制御の難しい原子力・水力発電をベースとして、石油・天然ガスにより変動部分を供給する形となっている。このため変動部分が大きくなると、化石燃料による発電の比率が高まり、炭酸ガスの発生など環境へのインパクトが大きくなる。蓄熱による電力の平準化を行なう事は、このような地球環境の保全に役立つことになる。さらに、蓄熱を行うことで自然エネルギー利用や熱回収が可能になり、これは省エネルギーや省資源へ貢献することになる。

### 1.1.2 潜熱蓄熱物質

蓄熱には物質の温度をかえて熱を蓄える方法と、水を氷にするように物質の形態を変化させる方法がある。前者を顕熱蓄熱、後者を潜熱蓄熱と呼び、潜熱蓄熱は、単位重量当たりの蓄熱量が大きく、小さなものにたくさんの熱を蓄えることができ、同じ蓄熱量では潜熱を用いた蓄熱槽の方が体積を縮小できる。日本では、耐震構造のための地中梁を利用した蓄熱槽が多く用いられて来たが、このような構造を持たない建物にも縮小化により蓄熱システムを設置できる可能性が生じてくる。

どのような物質でも相変化をするが、蓄熱材に利用するには、目的とするシステムに適した融点や融解潜熱を持つものでなければならない。また取り扱いなどを考慮すると、潜熱蓄熱材に要求されるものとして以下の性質があげられる<sup>56)</sup>。

- 蓄熱容量が大きいこと

### 1.1. 氷蓄熱の意義

- 融点の対象としている用途に適すること
- 稼働温度における蒸気圧が低いこと
- 化学的に安定であり腐食性の少ないこと
- 毒性や危険性がなく可燃性が低いこと
- 再結晶性が良く劣化が起こらないこと
- 過冷却が少なく、結晶成長が速いこと
- 熱伝導率が大きいこと
- 豊富に存在し安価であること

蓄熱容量に関して冷暖房・給湯を目的とした場合、利用温度域は 100 °C 以下であり、利用温度差を考えると顕熱蓄熱に対して利点を持つためには、融解潜熱が 100kJ/kg 以上であることが理想である。このような条件を満たす潜熱蓄熱材として、上記の項目を考慮して利用可能なものに、無機塩、パラフィンワックスなどの有機物、共晶混合物、水がある。

**無機塩類蓄熱材** 表 1.1 に無機塩類蓄熱材の例<sup>56, 54)</sup>を示す。無機塩は、塩分子がその周囲に数個の水分子を引き付けて結合した水和塩が代表的なものである。水和塩を蓄熱材として用いる場合の問題として、包晶反応により目的とする塩の生成速度が小さくなり、過冷と相分離が発生することがある<sup>54)</sup>。これを抑制するための添加物の探索が、このような蓄熱材の実用化の研究開発の主要テーマとなっている。

**有機物蓄熱材** 有機物には、パラフィンワックス、脂肪酸などの油脂で、表 1.2 にその主な例<sup>54)</sup>を示す。種類は豊富であるが、有機物は熱伝導率が小さく、体積変化が大きく、可燃性があることが欠点である<sup>54)</sup>。

**共晶混合物蓄熱材** 共晶混合物蓄熱材の例を、表 1.3 に示す<sup>56, 54)</sup>。共晶とは 2 種類以上の物質の混合物の融点が、個々の物質の融点よりも低くなる現象で、融点 232 °C のスズと 327 °C の鉛を混合すると融点 183 °C のハンダとなるのはこれを応用したものである。いくつかの物質を混合することで、対象とするシステムに適合する融点となる。硫酸ナトリウム + 塩化ナトリウム + 塩化カリウム + 水の混合物では 4 °C の融点を達成できる。

表 1.1: 無機塩類蓄熱材 &lt;文献 11) より引用&gt;

水和塩(包晶)は包晶反応を伴うものを示す

物質名	融解熱 [kJ/kg]	融点 [°C]	比熱(固) [kJ/kg]	比熱(液) [kJ/kg]	種別
Al <sub>2</sub> (SO <sub>4</sub> ) <sub>2</sub> 12H <sub>2</sub> O	182	112			水和塩(調和)
CH <sub>3</sub> COONa 3H <sub>2</sub> O	190.5	58			水和塩(調和)
KAl(SO <sub>4</sub> ) <sub>2</sub> 12H <sub>2</sub> O	238	92.5	1.6	2.8	水和塩(調和)
KF 2H <sub>2</sub> O	135	42			水和塩(調和)
KF 4H <sub>2</sub> O	231	18.5			水和塩(調和)
LiClO <sub>3</sub> 3H <sub>2</sub> O	253	8.1			水和塩(調和)
Mg(NO <sub>3</sub> ) <sub>2</sub> 6H <sub>2</sub> O	124.1	89.3	1.99	3.27	水和塩(調和)
MgCl <sub>2</sub> 6H <sub>2</sub> O	165.6	116	1.72	2.82	水和塩(調和)
NaOH 5H <sub>2</sub> O	200.3	15.2			水和塩(調和)
NaOH H <sub>2</sub> O	259.5	61			水和塩(調和)
NH <sub>4</sub> Al(SO <sub>4</sub> ) <sub>2</sub> 12H <sub>2</sub> O	269	93.5	1.8	3.1	水和塩(調和)
Zn(NO <sub>3</sub> ) <sub>2</sub> 6H <sub>2</sub> O	147	36	1.6	2.1	水和塩(調和)
Ba(OH) <sub>2</sub> 8H <sub>2</sub> O	266	78	1.5	2	水和塩(包晶)
CaBr <sub>2</sub> 6H <sub>2</sub> O	115	38.2			水和塩(包晶)
CaCl <sub>2</sub> 6H <sub>2</sub> O	173	29.2	1.5	2.1	水和塩(包晶)
LiNO <sub>3</sub> 3H <sub>2</sub> O	255	30	2.1		水和塩(包晶)
Na <sub>2</sub> HPO <sub>4</sub> 12H <sub>2</sub> O	281	35	1.7	1.9	水和塩(包晶)
Na <sub>2</sub> S <sub>2</sub> O <sub>3</sub> 5H <sub>2</sub> O	197	48			水和塩(包晶)
Na <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> 10H <sub>2</sub> O	251	32.4	1.9	2.9	水和塩(包晶)
NaCH <sub>3</sub> COO 3H <sub>2</sub> O	264	58			水和塩(包晶)
Sr(OH) <sub>2</sub> 8H <sub>2</sub> O	343	88	1.8		水和塩(包晶)
Al(NO <sub>3</sub> ) <sub>3</sub> /H <sub>2</sub> O	131.5	-27	2.47		無機塩
NH <sub>4</sub> F/H <sub>2</sub> O	198.1	-26.5	3.27		無機塩
KF/H <sub>2</sub> O	225.2	-21.8		3.4	無機塩
NaCl/H <sub>2</sub> O	207.4	-21.2			無機塩
NaNO <sub>3</sub> /H <sub>2</sub> O	211.8	-18.5			無機塩
(NH <sub>4</sub> ) <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> /H <sub>2</sub> O	159.1	-18.5			無機塩
NH <sub>4</sub> Cl/H <sub>2</sub> O	285.8	-16		3.2	無機塩
KCl/H <sub>2</sub> O	283	-10.7	3.24		無機塩
ZnSO <sub>4</sub> /H <sub>2</sub> O	150.3	-6.5			無機塩
NH <sub>4</sub> H <sub>2</sub> PO <sub>4</sub> /H <sub>2</sub> O	164.5	-4	3.64		無機塩
MgSO <sub>4</sub> /H <sub>2</sub> O	217.2	-3.9	3.31		無機塩
NH <sub>4</sub> HCO <sub>3</sub> /H <sub>2</sub> O	286.1	-3.8	3.81		無機塩
NaF/H <sub>2</sub> O	322.7	-3.5	3.85		無機塩
KNO <sub>3</sub> /H <sub>2</sub> O	80.7	-2.8	3.61		無機塩

表 1.2: 有機物蓄熱材 &lt;文献 11) より引用&gt;

物質名	融解熱 [kJ/kg]	融点 [°C]	比熱(固) [kJ/kg]	比熱(液) [kJ/kg]
n-Octacosane C <sub>28</sub> H <sub>58</sub>	64	61.4		
n-Hexacosane C <sub>28</sub> H <sub>58</sub>	162	56.3		
n-Tetracosane C <sub>24</sub> H <sub>50</sub>	162	50.6	1.8	2.3
n-Docosane C <sub>24</sub> H <sub>50</sub>	157	44		
n-Eicosane C <sub>20</sub> H <sub>42</sub>	247	36.4	1.9	2.3
n-Octadecane C <sub>20</sub> H <sub>42</sub>	243	28.2	1.8	2.2
n-Hexadecane C <sub>20</sub> H <sub>42</sub>	229	18.2	1.8	2.2
n-Tetradecane C <sub>14</sub> H <sub>30</sub>	229	5.9	1.8	2.1
Propionamide	168	81.3		
Naphthalene	148	80	1.4	1.6
Stearic acid	203	71	2	2.3
Biphenyl	119	71		
Polyglycol E6000	190	66		
Palmitic acid	187	63		
Myristic acid	197	57	1.6	2.3
Camphene	238	50		
Lauric acid	178	44	1.6	
Capric acid	153	31.5	1.7	2.2
Acetic acid	134	16.6		
Polyglycol E400	97	8	2.2	

水は地球上に豊富に存在し価格も安く、人間の身体を構成する主要素であり安全性にも問題がない。熱特性を見ても、表 1.4 に示す<sup>54)</sup>ように、比熱、融解潜熱とも他の物質と比べて大きく、蓄熱材として最適である。耐震構造の地中梁間を利用した水蓄熱槽は、古くから利用されており、空気調和の熱媒も大部分が水であることから空気調和に非常に馴染みやすい。

表 1.3: 共晶混合物蓄熱材 &lt;文献 11) より引用&gt;

物質名	融解熱 [kJ/kg]	融点 [°C]	比熱(固) [kJ/kg]	比熱(液) [kJ/kg]
LiNO <sub>3</sub> /NH <sub>4</sub> NO <sub>3</sub> /NH <sub>4</sub> Cl	111	81.6	1.07	2.2
Mg(NO <sub>3</sub> ) <sub>2</sub> ·6H <sub>2</sub> O/MgCl <sub>2</sub> ·6H <sub>2</sub> O	144	59.1	1.34	3.16
Mg(NO <sub>3</sub> ) <sub>2</sub> ·6H <sub>2</sub> O/Al(NO <sub>3</sub> ) <sub>3</sub> ·9H <sub>2</sub> O	148	61		
Ca(NO <sub>3</sub> ) <sub>2</sub> ·4H <sub>2</sub> O/Mg(NO <sub>3</sub> ) <sub>2</sub> ·6H <sub>2</sub> O	136	30		
Na <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> /NaCl/KCl/H <sub>2</sub> O	234	4		

表 1.4: 水の物性値

物質名	融解熱 [kJ/kg]	融点 [°C]	比熱(固) [kJ/kg]	比熱(液) [kJ/kg]
H <sub>2</sub> O	333.5	0	2.09	4.18

潜熱蓄熱材として、種々の物質が利用可能性をもっているが、扱いやすさ、価格、熱特性から、現在は水を利用した氷蓄熱が最も多く採用されている。しかし、氷蓄熱も空気調和分野での歴史は浅く、利用のされかたや設計法について、問題が残されている。

### 1.1.3 氷蓄熱システムの特徴

空気調和用の潜熱蓄熱として優れた特徴を持つ氷蓄熱システムについて、そのメリットは次のようにまとめられる<sup>14)</sup>。

#### 1) 蓄熱槽容積の縮小

氷のもつ潜熱 (334kJ/kg) を利用するために、水蓄熱に比べて蓄熱密度が大きくなる。このため、同じ熱量を蓄える場合には、水蓄熱よりも槽容積を小さくできる。たとえば、氷充てん率を 50%、利用温度差を 10°C とすると、氷蓄熱では単位体積あたり

$$334\text{kJ/kg} \times 0.5 + 4.2\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}) \times 10^\circ\text{C} = 209\text{kJ/kg}$$

となり、水蓄熱では

$$4.2\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}) \times 10^\circ\text{C} = 42\text{kJ/kg}$$

で、氷蓄熱は水蓄熱の約 5 倍の熱を蓄えられることになる。

#### 2) 蓄熱槽からの熱損失減少

氷蓄熱の蓄熱温度は水の凝固点 0°C となり、通常の蓄熱槽の 5~7°C の蓄熱温度よりも低くなる。しかし、上述したように槽の容積が縮小するので表面積も小さくなり、結果的に熱損失は減少する。

#### 3) 蓄熱槽からの低温冷水取出し

0°C の氷を蓄えているので、通常の蓄熱槽よりも低温の冷水を安定的に取出すことが期待できる。現実には、水が 4°C で密度最大となる物理的性質をもつため、4°C 近辺の出力となる場合が多い。

#### 4) 熱搬送動力エネルギー低減の可能性

低温冷水が取出せるということは、二次側での利用温度差を拡大し、流量を減少することが可能になる。これにより、空調におけるエネルギー消費量の半分を占める搬送動力を低減できる。しかし、現在の 5°C である空調機器の設計利用温度差の見直しや、低温送風機器の開発が課題となる。

一方、製氷を行なうために、一般的な方式と比べてデメリットも存在する。

#### 1) 冷凍機能力の低下

氷をつくるわけであるから、冷媒の蒸発温度が低くなるので、冷凍機の成績係数は低下する。また、製氷用熱交換器に氷を作る場合には、氷自体が熱抵抗となり製氷が進むにつれて伝熱性能が低下することになる。

#### 2) イニシャルコストの問題

製氷のために冷凍機の仕様は、低温用となり空調用汎用品からはずれる。蓄熱槽の構築以外にも、製氷用装置を増設する必要があり、イニシャルコストを増加させる。

## 3) 暖房時への対応

冷房用蓄熱槽容量が縮小できることは、顕熱蓄熱しかできない暖房用蓄熱槽の容量を減少させる。

これらのデメリットを、システムとして対応することで、メリットによって相殺することができる。大温度差送水・送風により、搬送動力を低減すれば、冷凍機能力の低下を補うことができる。蓄熱により安価な夜間電力を活用すれば、イニシャルコストの増分は回収できる。また、最近のオフィスビルでは、内部発熱の増加により暖房負荷は相対的に減少傾向にあり、運転立ち上がり時の負荷処理を行えば、少ない暖房蓄熱量でも対応できることが考えられる。

## 1.2 氷蓄熱の普及の過程

## 1.2.1 米国での普及過程

氷を作る事は、食品工業部門で確立した技術であるが、冷房用の空調設備との組み合わせは、米国にて今世紀初頭に教会で行われた例<sup>22)</sup>がある程度で、その普及は新しいものである。

1974年に起こったオイルショックにより、それまでのエネルギー浪費に対して反省が起こり、省エネルギー化への様々な試みがなされた。その中で、米国オークリッジ国立研究所(ORNL; Oak Ridge National Laboratory)で、住宅・小規模建築を対象とした年間サイクルエネルギーシステムの研究での氷蓄熱システム<sup>1)</sup>が、空気調和における研究の草分けである。

この研究は、ヒートポンプを用いた空調で、夏の排熱を蓄えて冬季に暖房用熱源として用い、冬の冷排熱を氷として蓄えて夏に冷房用に用いることを目的としている。製氷方式は、ブライン循環の製氷コイルを蓄熱槽に内蔵させたものと、冷媒が循環するプレートに水をかけて製氷し、これを蓄熱槽に落としこむ2つのタイプが採用された。後者のものはハーベスト型(Harvesting ice)と呼ばれ、製氷・脱水方式について試験された。

米国においても電源開発には困難がともない、一方で電力需要のピークは着実に増加が予測された。そこで電力会社では、1980年ごろから需要家にDSM(Demand Side Management)を呼びかけて、電気事業および社会にとって好ましい需要に誘導している。

DSMプログラムの内容は多種多様であるが、電力需要を抑えることに奨励金(Incentive)を支払うことが多い。たとえば、照明に蛍光灯を採用する事で、1灯あたりに決められた金額が支払われる。蓄熱システムの採用も、このDSMプログラムに含まれており、ピークカットした電力量にたいしてIncentiveがビルオーナーに支払われる。あるいは、設計事務所に蓄熱システムの設計支援としてIncentiveが支払われる場合もある<sup>12)</sup>。

## 1.2. 氷蓄熱の普及の過程

このような電力会社の後押しもあり、米国においては1980年代から蓄熱システムの採用が増加している。また、日本のように耐震の地下二重スラブを持たないので、槽を新規に設置する必要があり、槽容量の少なくてすむ氷蓄熱システムの比率が高くなっている。

## 1.2.2 日本での普及過程

米国での事情と同様に、我が国でも電力需要のピークシフトへの要請は高く、新規発電所の建設が困難となってきてから蓄熱システム採用は電力会社により推進されてきた。日本では、耐震構造として地下に二重ピットを設けるため、ここを防水・断熱した水蓄熱については実績があった。

水蓄熱では、顕熱分しか蓄えられないために、蓄熱槽容量が大きくなること、設計が適当でないために本来の性能を発揮できない場合があるために、その普及は限られたものであった。このような状況を改善すべく東京電力を中心として、1980年代の半ばから氷蓄熱式空調システムの研究開発<sup>60)</sup>が始められた。

1984年4月に蓄熱用夜間電力料金の大幅割引が発表され、その年に東京電力技術研究所に試験的な氷蓄熱空調システムが設けられた。冷凍機メーカーあるいは建設会社にてユニット式氷蓄熱槽の開発が進められたことにより、この後氷蓄熱システムの採用が増加し始める。

## 1.2.3 氷蓄熱方式について

図1.2に、氷蓄熱方式の製氷方式による分類を示す。ブラインあるいは冷媒を循環する製氷コイルを蓄熱槽に沈め、その部分に製氷し氷が固定するスタティック型と、氷が固定されず槽内に浮遊するダイナミック型と呼ばれる方式に大きく分けることができる。

## スタティック型

氷蓄熱の先駆的研究である尾島らによる「霜・氷を蓄熱体と考えた実験研究」<sup>45)</sup>では、水槽内に沈めたアルミニウムのプレートに、ブラインを流して製氷を行っており、これも一種のスタティック型といえる。

東京電力が中心となって行われた氷蓄熱システムの研究開発<sup>60)</sup>では、各種の氷蓄熱方式の定性分析を行いブライン循環式のらせん型コイルを製氷方式として採用した。

前述の方式では、蓄熱材である水が直接二次側へ送られるが、水を二次側へ移動させずに熱の取出しもブラインで行う式がある<sup>15)</sup>。これは、水槽にブラインチューブを沈め、コイルのまわりに製氷する。冷熱の取出しは、ブラインにて行い水は槽内で固定されており、氷充てん率を100%まで高めることができる。

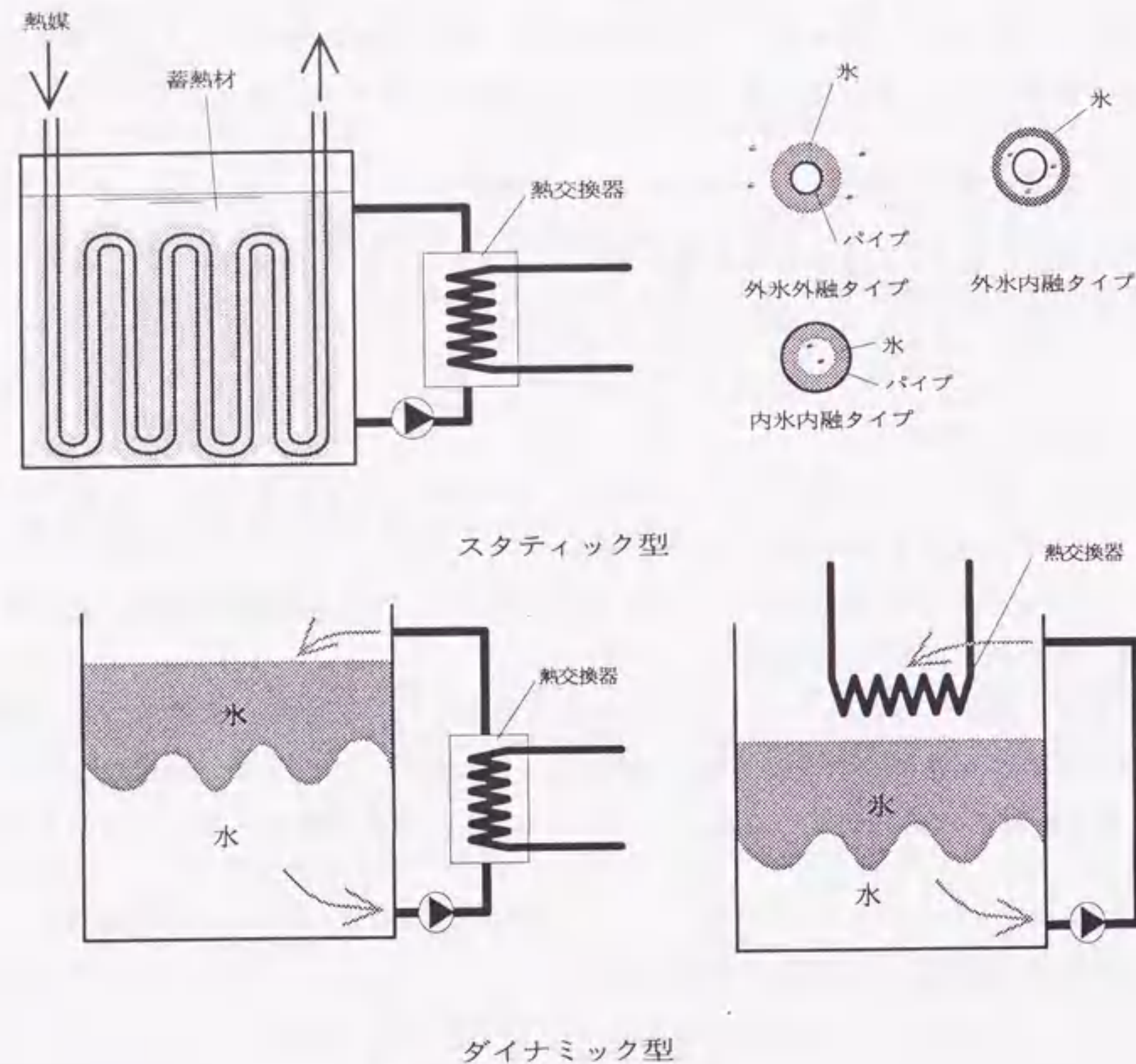


図 1.2: 氷蓄熱方式の分類

梅主らは<sup>63)</sup>、チューブの外側にブラインを流し、チューブ内部に製氷する内面凝固タイプを開発した。解氷は管内の未製氷部分に水を流して行なう。管外製氷とことなり解氷に伴い伝熱面積が増加するという特徴がある。

#### ダイナミック型

上述の ORNL のプロジェクトにて、製氷プレートに散水しこれを脱水するハーベスト式製氷装置の製・脱氷サイクルに 4 つのパターンを設定し、それらの運転試験を行い最適サイクルを決定している。これは、製氷過程における研究で、氷蓄熱槽の熱挙動まで考慮した計算は行われていない。

蜂須賀ら<sup>10)</sup>は、ハーベスト型氷蓄熱槽について実験研究を行った。実証プラントでの製氷性能は、製氷と脱水のサイクルに影響を受けるが、冷凍機成績係数は最大で 2.8 であっ

### 1.3. 氷蓄熱システムの現状

た。富家ら<sup>61)</sup>は、解氷時の性能を表わす指標に、槽出口温度が取り出し限界温度を超える時間と理想解氷時間との比率を表わした解氷係数を定義した。入力をシャワーと槽側部からの横単穴吐出とを行い、解氷係数はシャワーが大きくなるという結論を得ている。

岡田ら<sup>46)</sup>らは、水の過冷却現象を利用した製氷方式を開発した。純水をきれいな容器にいれゆっくり冷却すると、凝固点である  $0^{\circ}\text{C}$  以下でも、凍結せず液体のままの過冷却という状態になる。この過冷却状態の液体は、衝撃を与えたり固体を混入させることで急激に固相へと転移する。これを過冷却状態の解除、またその原因となるものをトリガーという。トリガーをできるだけ排除した状態で水を過冷却状態とし、蓄熱槽内でこれを解除して氷をつくるシステムである。

井上ら<sup>16)</sup>は、薄いブライン溶液を用いてスラリーアイスを作るシステムについて報告を行っている。これは、円筒状で二重構造となった容器に薄いブライン溶液をいれ、これをおくはんしながら外側から冷却することにより製氷するものである。

### 1.3 氷蓄熱システムの現状

#### 1.3.1 アンケート調査による設計の現状

1991 年末に (財) ヒートポンプ技術開発センター主催の研究会会員を主な対象として、氷蓄熱システムの意識、設計の現状を問うアンケートを行った<sup>36)</sup>。アンケートの目的は、氷蓄熱システムに関する意識と、設計に関する問題を調べることにあった。

#### エネルギーに関する項目

図 1.3, 1.4 はエネルギーの有効利用に関する回答を示す。質問は非蓄熱システムと氷蓄熱システムとの比較ということで行った。

非蓄熱システムとの比較では、エネルギーを有効に利用していると「思う」という回答が 57%、「思わない」という回答が 5%であった。「思う」という理由としては、ピークシフト・ピークカット、送水・送風の大温度差利用があげられており、「思わない」理由としては冷凍の COP の低下、槽からの熱損失であった。

蓄熱システムと比較した場合には、「思う」が 27%に減り「思わない」が 25%に増加している。同じ蓄熱システムでの比較であるため、ピークシフト・ピークカットの効果は同等であるので、冷凍機の COP 低下や槽からの熱損失が「思わない」理由となっている。「思う」と回答した理由として槽の縮小化に伴う熱損失の減少が多くあげられており、槽からの熱損失に関する意識にずれがみられる。実際に氷蓄熱槽では、槽の縮小化による熱損失の低下が低温による増加よりも大きく、その結果熱損失は低下する。このような事実につ

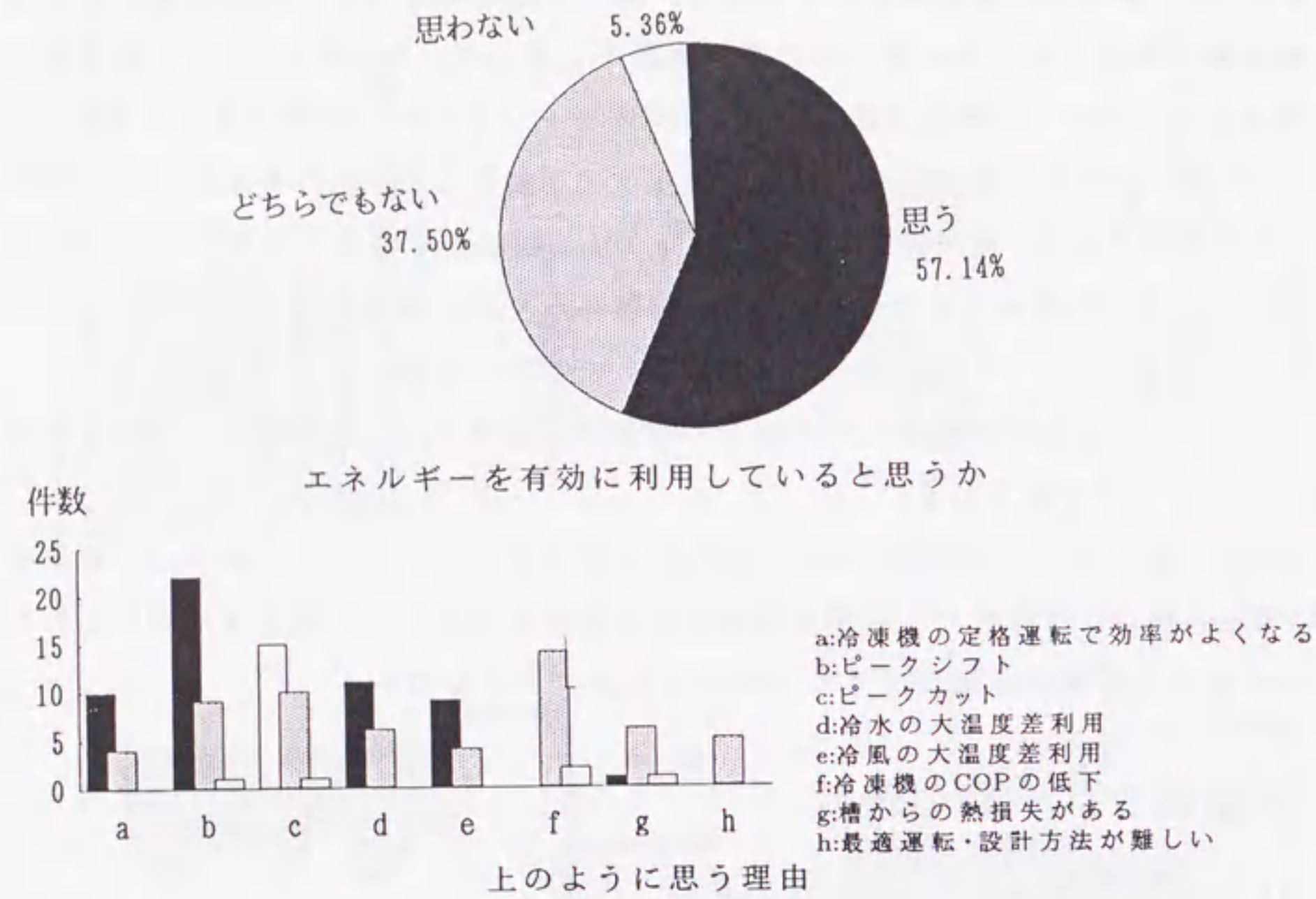


図 1.3: エネルギー有効利用に関するアンケート結果 (非蓄熱システムとの比較)

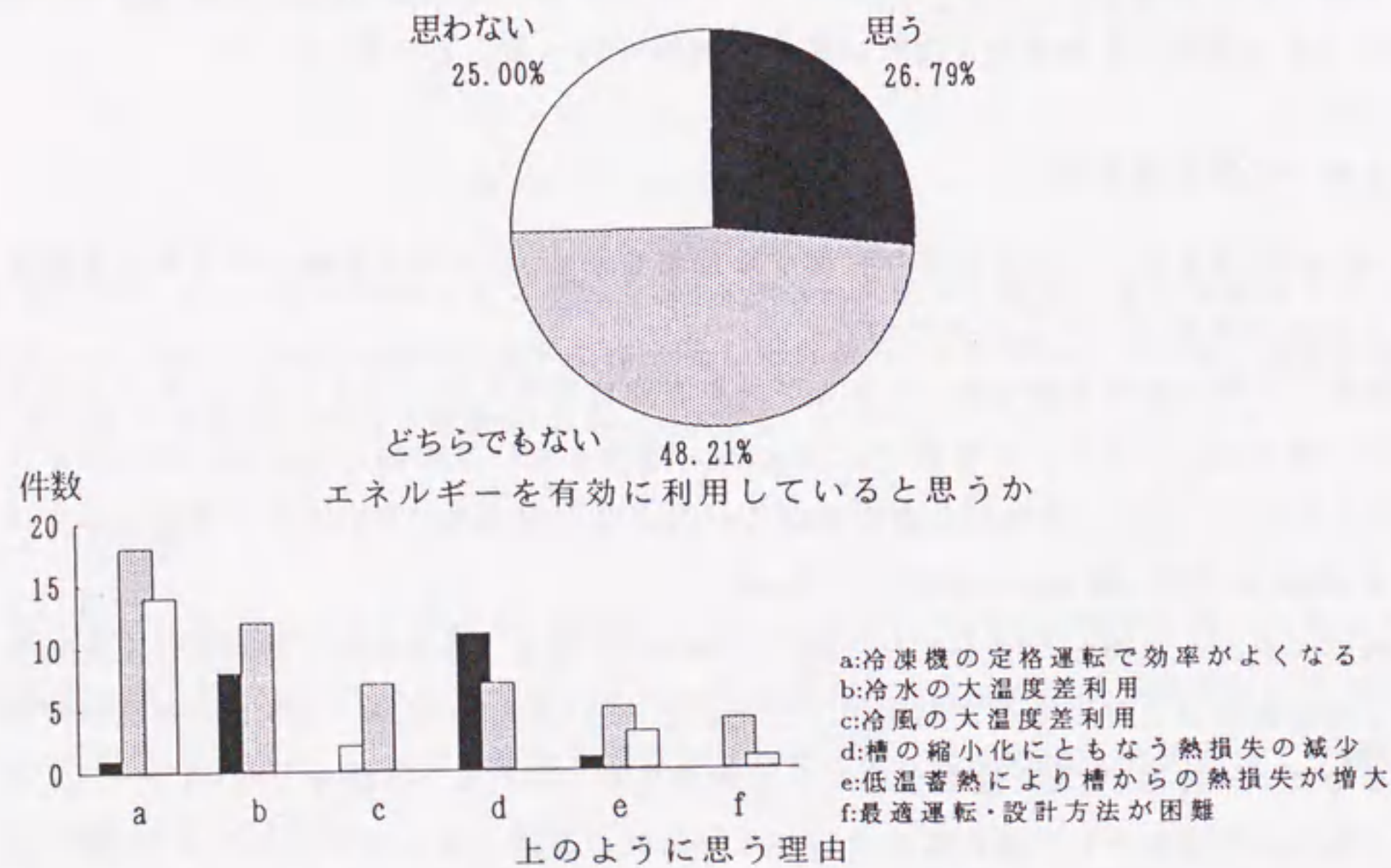


図 1.4: エネルギー有効利用に関するアンケート結果 (水蓄熱システムとの比較)

いて認識が不足していることがわかる。

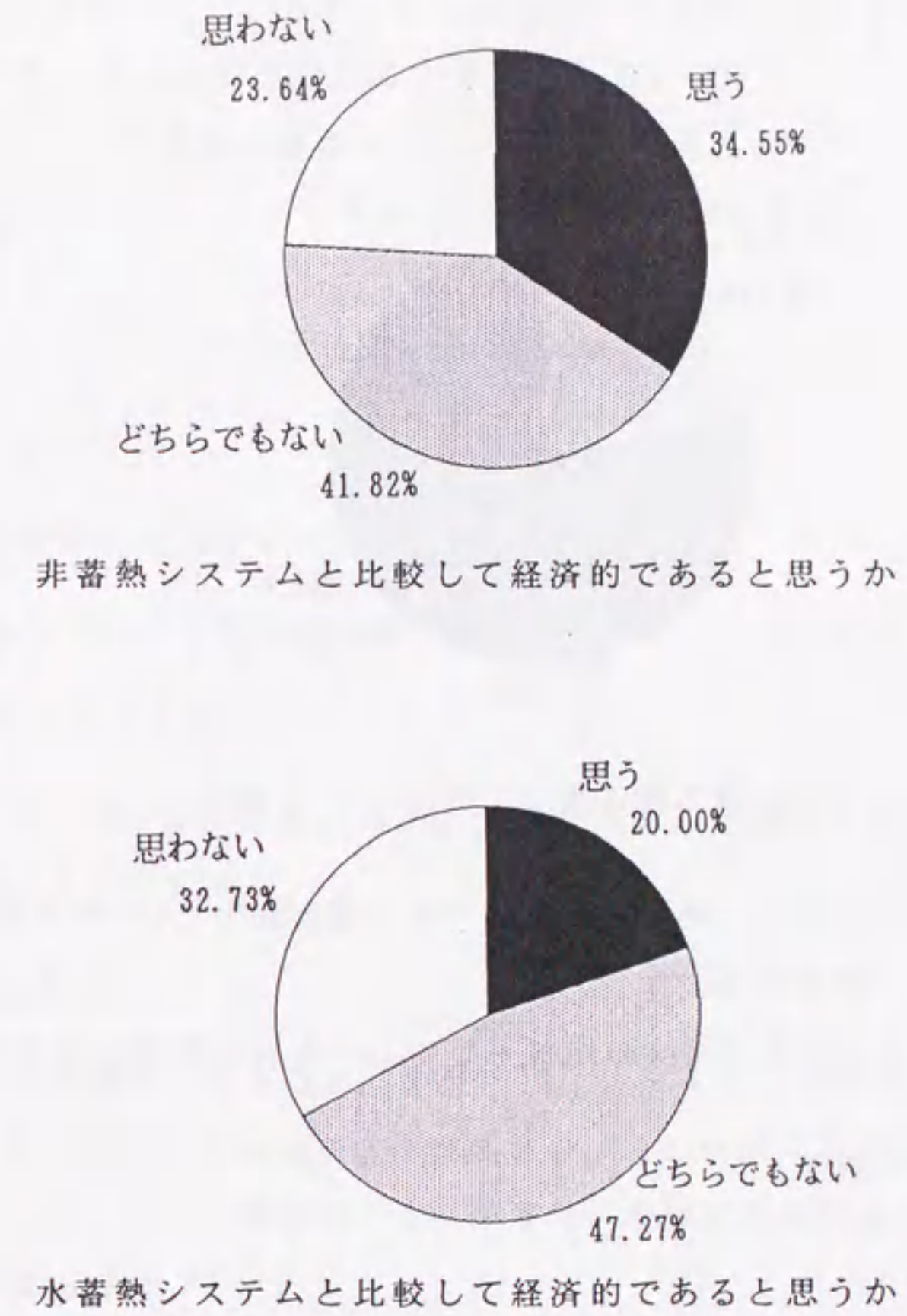


図 1.5: 経済性に関するアンケート結果

経済性に関する項目

図 1.5は経済性に関する回答を示す。経済的であると「思う」回答は、非蓄熱システムとの比較で 35%、水蓄熱システムとの比較で 20%で、「思わない」回答はそれぞれ 24%、33%となっている。経済的であると「思わない」理由としては、イニシャルコストが上昇する点があげられていた。経済的であるという理由としては、ランニングコストの低下が多く、経済的でないという理由はイニシャルコストの増大をあげている。水蓄熱システムとの比較

においては、槽の設置スペースの節約に対する回答が多かったが、槽の構築費に関しては高い、安いの評価がわかれている。

#### 将来性に関する項目

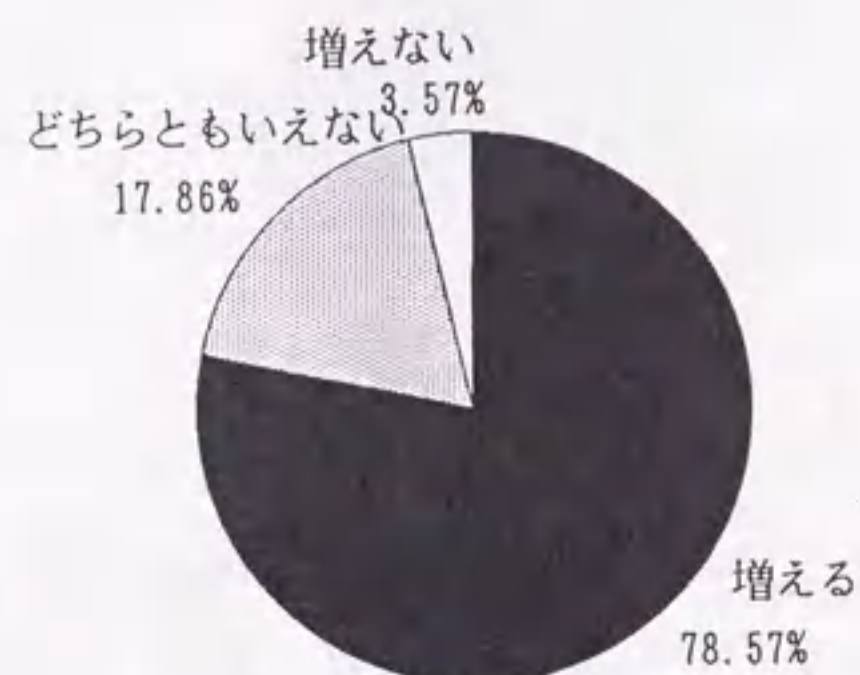


図 1.6: 将来性に関するアンケート結果

図 1.6は将来性に関する回答をしめすが、エネルギー有効利用といった見地から需要が増加すると考えていることがわかる。

氷蓄熱システムに関する技術開発への期待としてあげられた意見は以下の通りである。

- イニシャルコストの低減
- 冷凍機効率の向上
- 標準化、ユニット化
- 設計法、運転制御システムの確立
- 大温度差送風など冷熱をいかした二次側利用システム

この意見のうち、はじめの3つは機器に関する意見で、標準的な設備機器と比較した場合のコストの増加をいかに押さえ、効率を向上させるかという要望で機器メーカーの努力が期待されることである。のこり2つは、設計法や二次側の利用システムが未確立であるということ、設計・施工をするものや研究機関での努力が必要となるものである。

#### 設計に関する項目

図 1.7~1.9は設計に関するアンケート結果である。設計マニュアルやシミュレーションプログラムについては、約1/3のところを持っているにすぎない。設計法の完成度についても約1/4で実用的に完成としているが、ここには自社開発物件も含まれているので、汎用的な設計法ということでは未完成であると考えられる。

ここでは、アンケート対象が氷蓄熱システムに関する研究会のメンバーであり、氷蓄熱システムに関する興味が高いことが考えられ、設計者一般の意識はこのアンケート結果よりも低いと考えられる。

不足する資料としては以下に示すものがあげられている。

- ダイナミック型の特性
- スペース、経済性の実施例データ
- 各種氷蓄熱システムの比較検討資料
- 大温度差搬送に関する資料

不足する資料として、様々な氷蓄熱システムを比較できる資料があげられており、選定にあたって困難があることがわかる。

#### 1.3.2 実施例調査

1993年に、(社)日本機械工業会の委託を受け(財)ヒートポンプ技術開発センターにて、「ヒートポンプ蓄熱技術に関する調査」が実施され、この調査にて潜熱蓄熱実施例について約50件のデータが集まった。筆者は、この委員会に潜熱蓄熱調査分科会幹事として参加した。以下にその概要を示す。

##### 蓄熱方式、蓄熱槽の構造・施工方法

図 1.10に、冷房用途における蓄熱の方式の調査結果を示す。スタティック型とダイナミック型でその大部分をしめ、その割合はほぼ同数である。それ以外の形式は、図中にPCMで示した球カプセル型がわずかにある程度ということがわかる。回答のあった物件が調査依頼先におけるすべての物件というわけではないので、今回の調査結果が現実の潜熱蓄熱方式の比率を反映しているとは言い切れないが、蓄熱方式はダイナミック型とスタティック型が大部分であると考えられる。

図 1.11は、蓄熱材に関する調査結果を示す。潜熱蓄熱は大部分が水を蓄熱材とする氷蓄熱であり、それ以外は暖房用に球カプセル型を用いたものが4件回答されているのみで



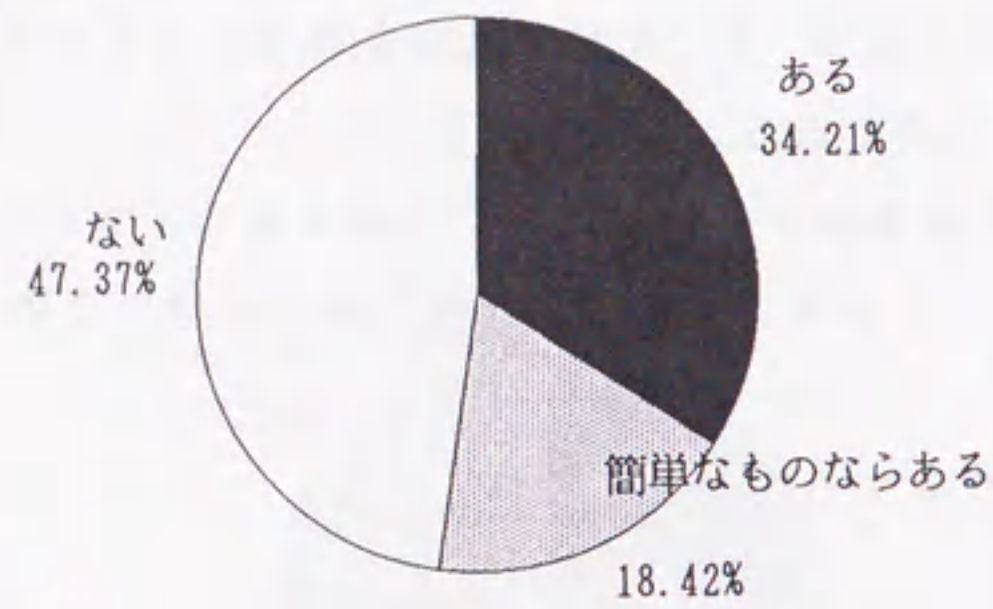


図 1.7: 設計マニュアルに関するアンケート結果

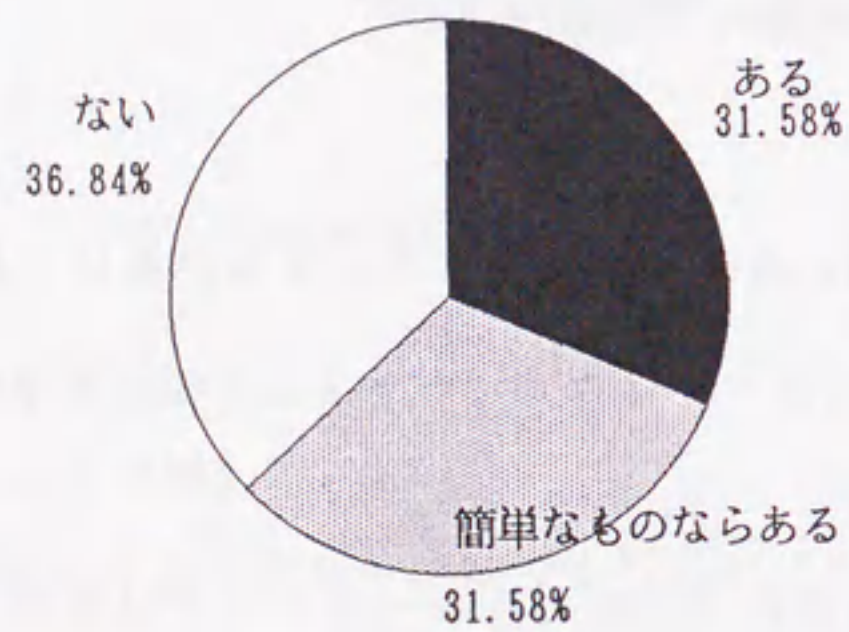


図 1.8: シミュレーションプログラムに関するアンケート結果

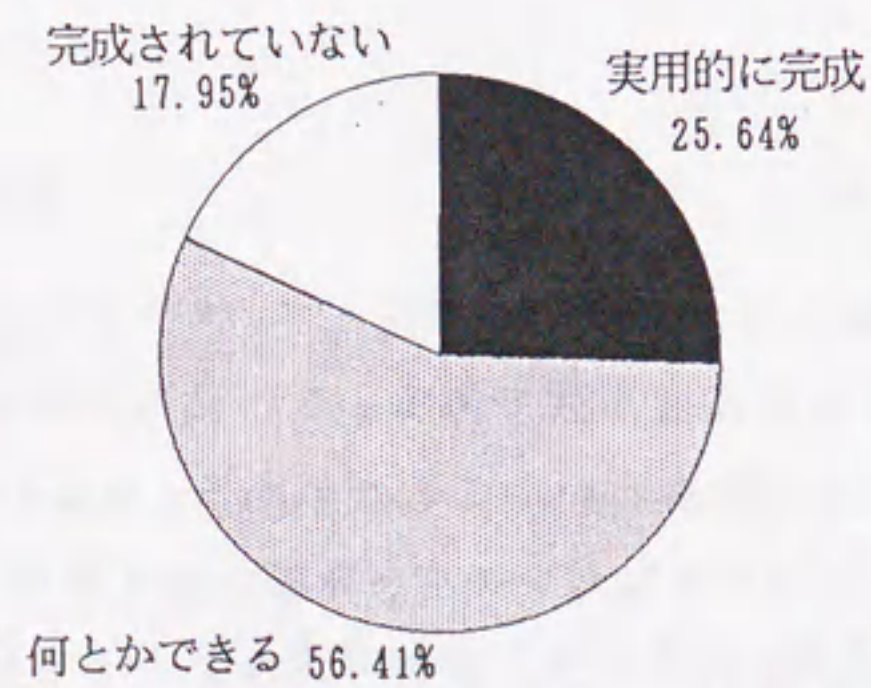


図 1.9: 設計法に関するアンケート結果

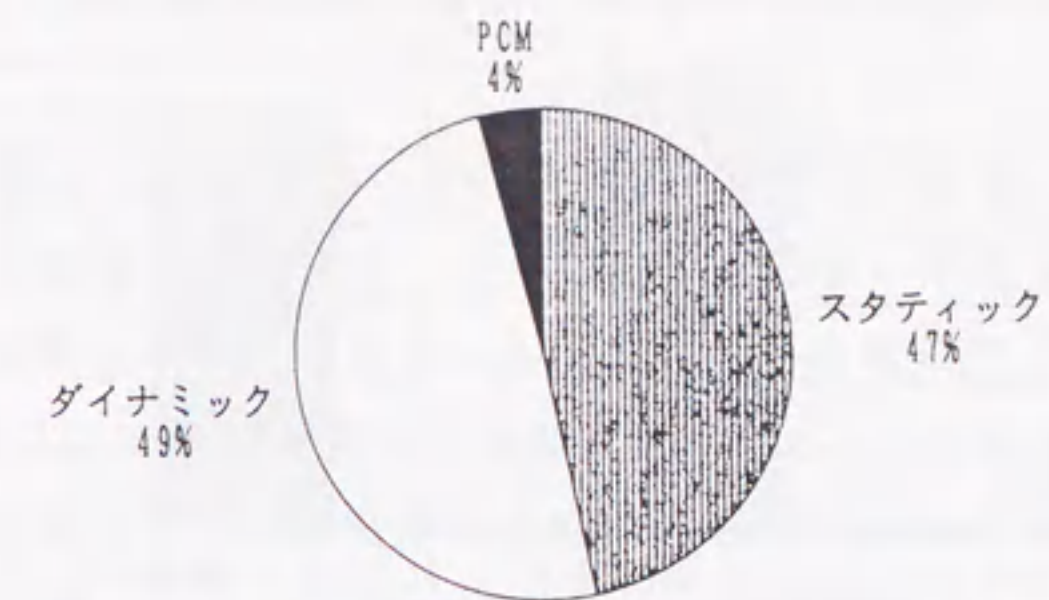


図 1.10: 蓄熱方式について <文献 11) より引用>

あった。水以外の蓄熱材として記入があったものは、球カプセル型において温熱蓄熱で用いる蓄熱材に酢酸ナトリウムという記入があった。

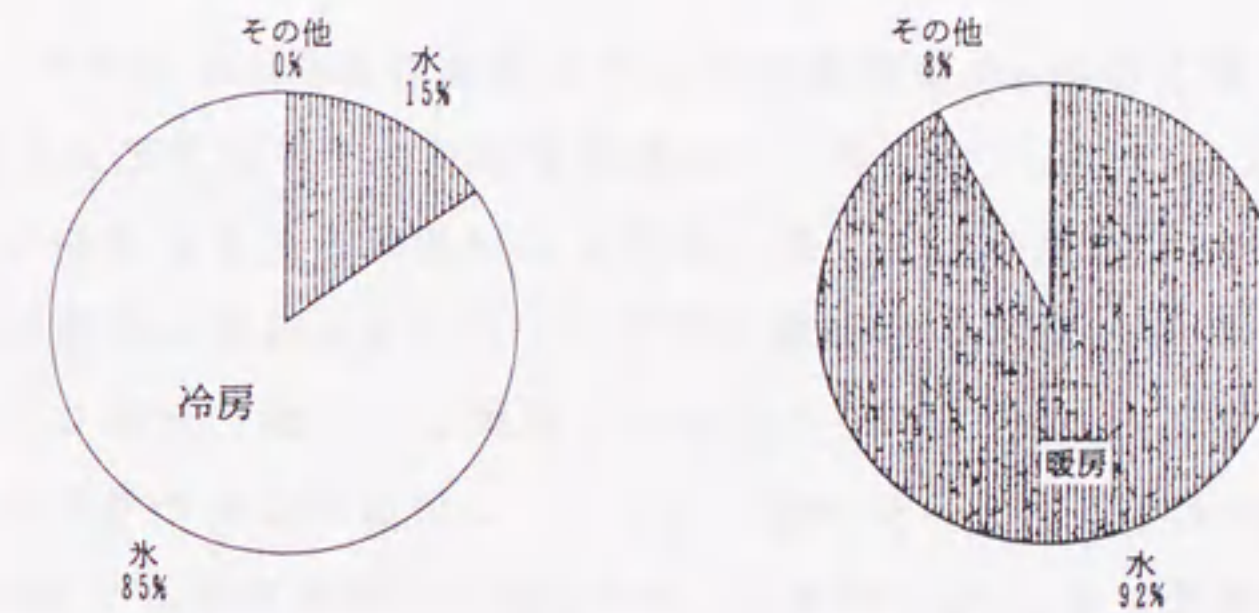


図 1.11: 蓄熱材に関するアンケート結果 <文献 11) より引用>

図 1.12では、蓄熱槽の構築方式に関する調査結果を示す。パネルとユニットを別置のタンクと考えると、潜熱蓄熱ではこのタイプが多くなっている。水蓄熱槽では建物構造を利用するケースが多いが、氷蓄熱では別置のユニットを使用しているケースが多いと考えられる。

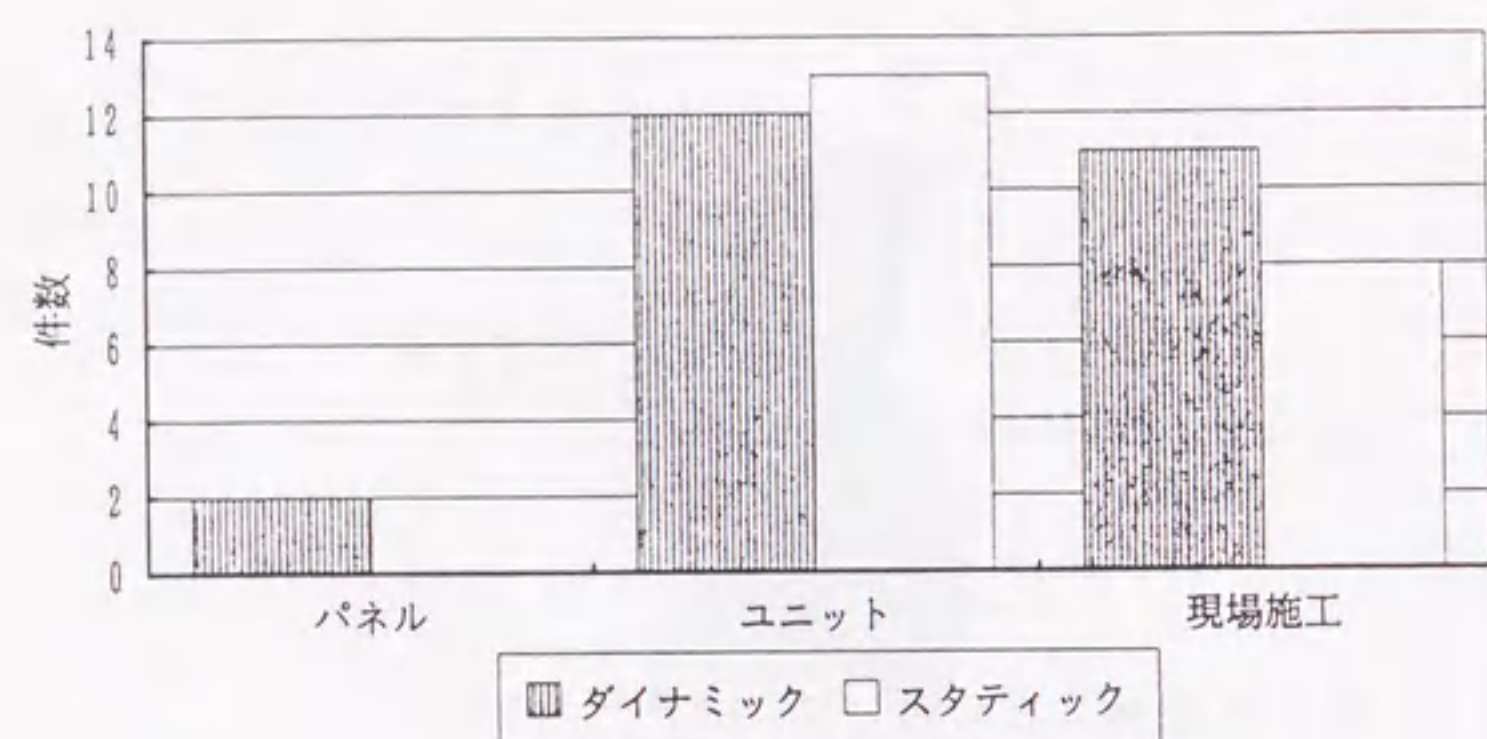


図 1.12: 潜熱蓄熱槽の方式 <文献 11) より引用>

### 蓄熱容量について

図 1.13に、調査表に記入のあった蓄熱槽容積 [m<sup>3</sup>] と蓄熱容量 [Mcal] のプロットを示す。回答の中には潜熱にチェックがあっても、データは顕熱蓄熱槽のデータが記入されている場合があり、このようなデータは除外した。多くのデータは相関のある分布をしており、データ分布の傾きが、単位体積当たりの蓄熱量を表すことになる。図中には傾きが 40 Mcal/m<sup>3</sup> となる直線を記入してある。スタティック型がこの直線より下側に分布しており、蓄熱密度がやや小さいことがわかる。データ全体としては、この直線のまわりに分布している。これは氷蓄熱で利用温度差を 10℃ とすると、IPF が約 40% 程度であることを示す。

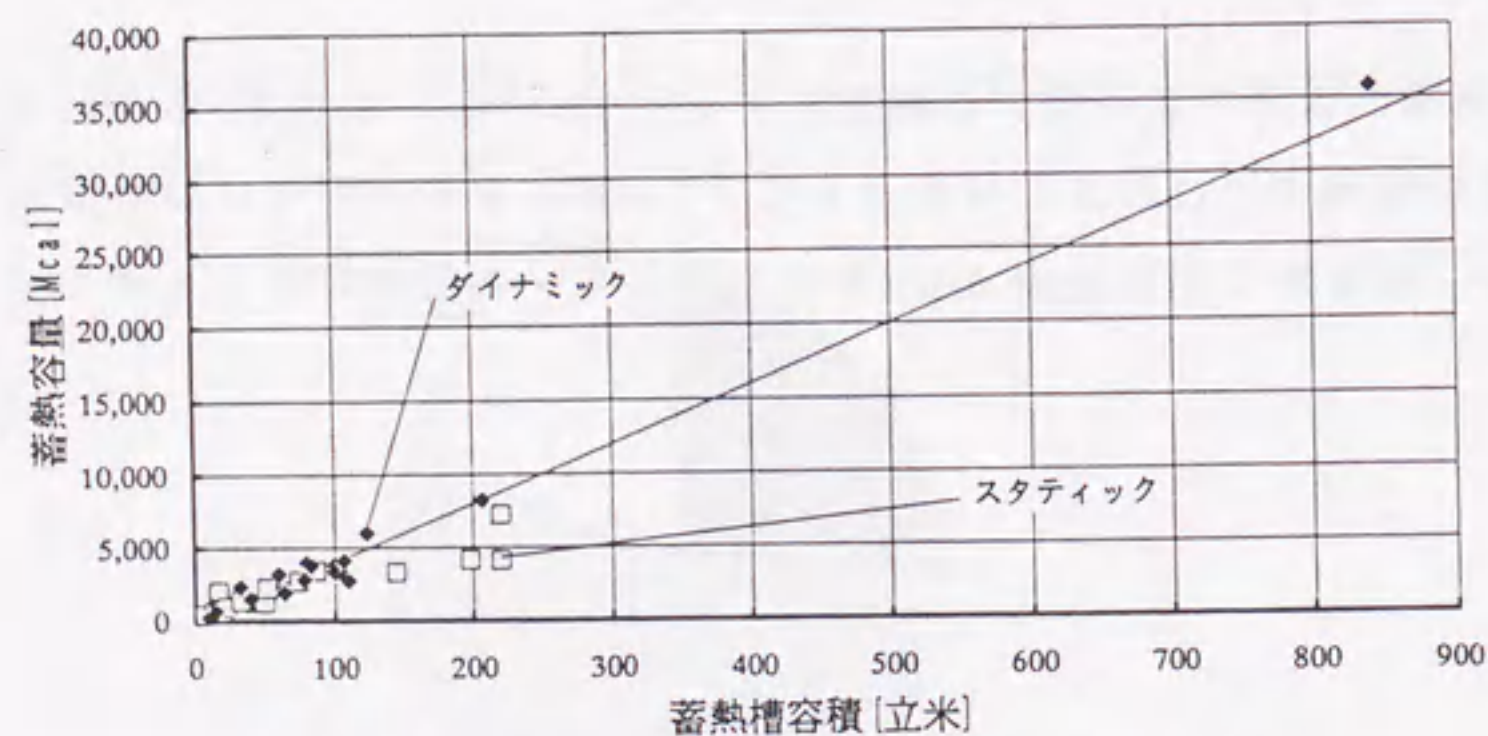


図 1.13: 蓄熱容量と蓄熱槽容積 <文献 11) より引用>

図 1.14に、蓄熱槽の氷充てん率 (Ice Packing Factor: IPF) に関する調査結果を示す。ダイナミック型のデータの方が IPF が大きいという傾向があることが読み取れる。全体の最頻値が 40% であり、図 1.13におけるデータの傾きとほぼ一致している。ダイナミック型のデータ

が多いこともあるが、今回の調査から氷蓄熱では、IPF の大きなシステムが採用されている事がわかる。

図 1.15には、熱源容量とピーク負荷の関係を示す。縦軸の容量は、調査表の設置熱源の内容に記入されていた熱源能力に台数をかけて、回答例毎に合計したものである。図にはピーク負荷 = 蓄熱容量となる直線が記入してあるが、冷房のデータはこの直線の下に分布しており、蓄熱槽による熱源容量の低減効果がわかる。また暖房のデータでは、この直線の上にデータが分布している場合があるが、これは立ち上がり時の対応用あるいはバックアップ用に熱源容量に余裕をみているためと考えられる。

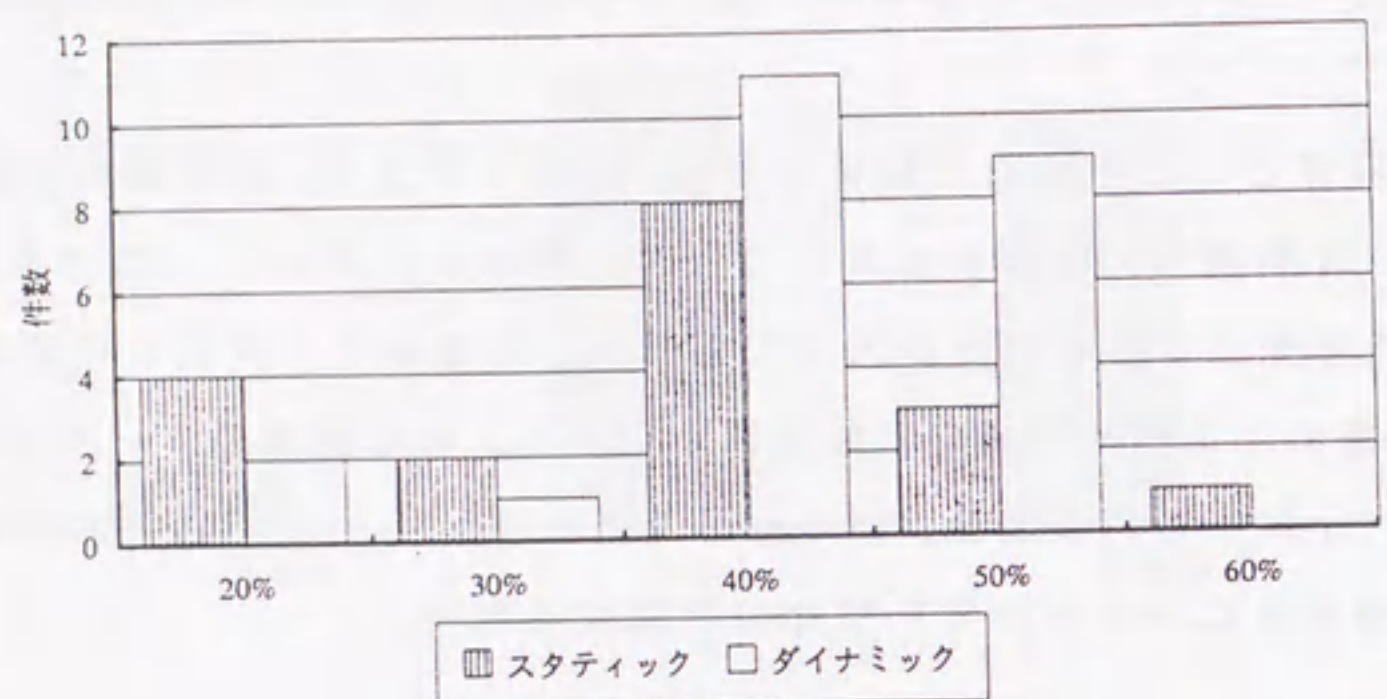
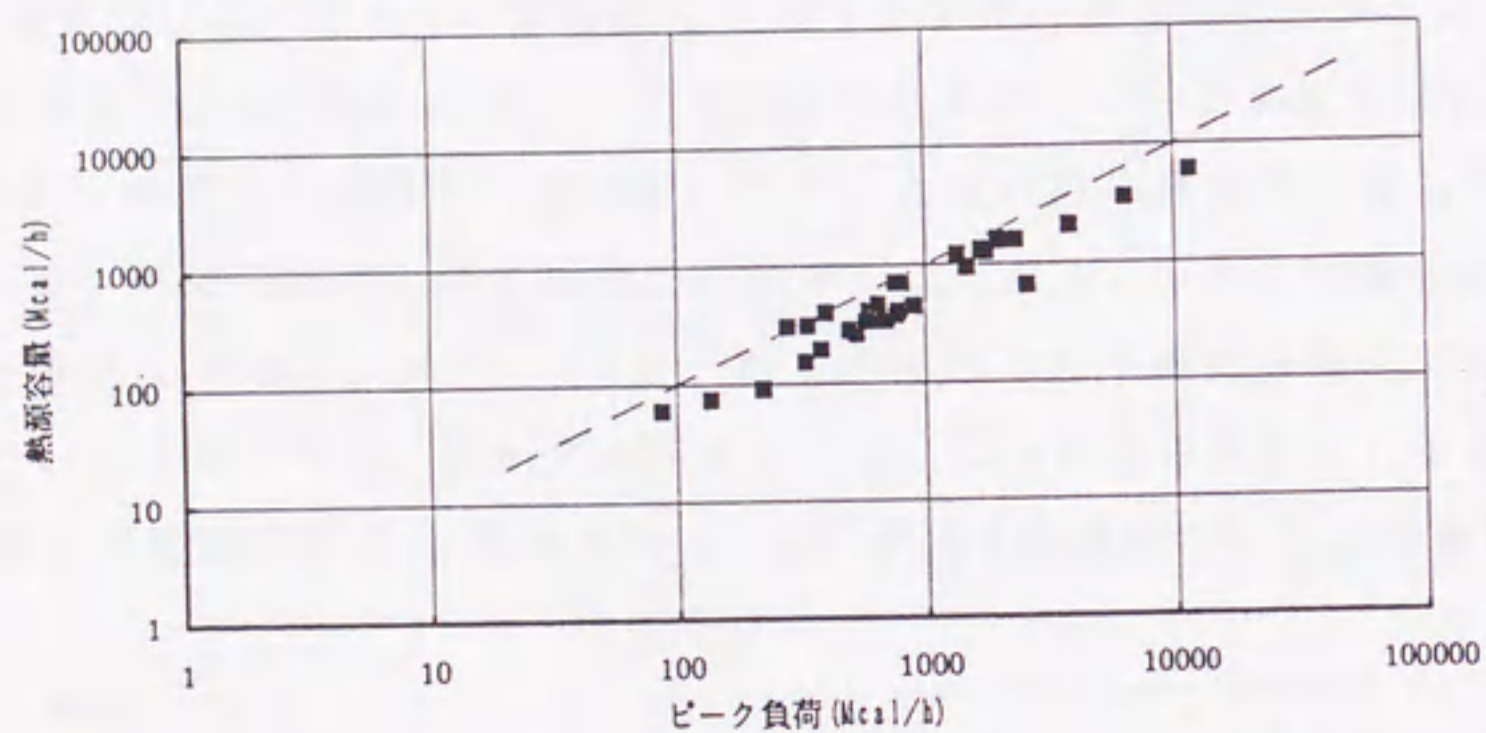
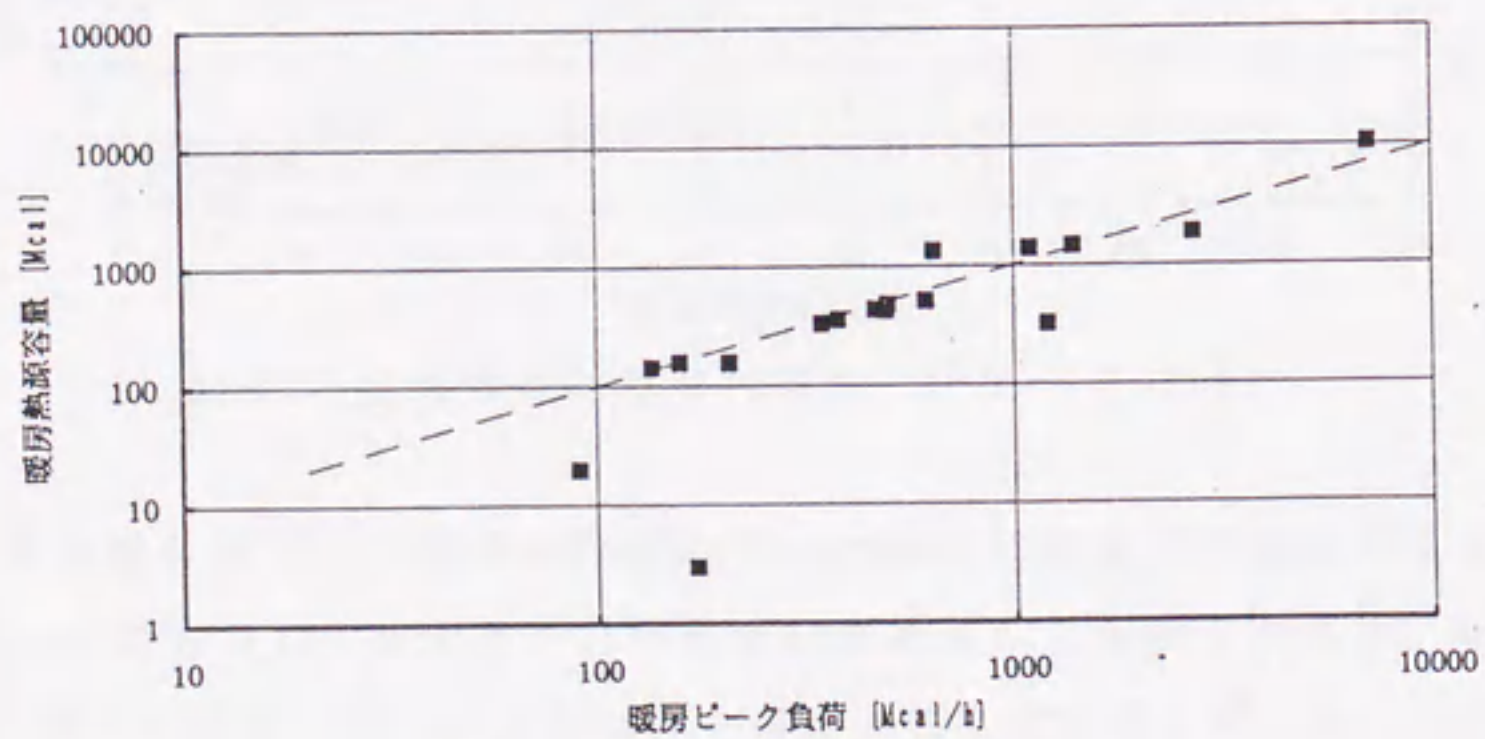


図 1.14: IPF について <文献 11) より引用>



熱源容量とピーク負荷の関係 (冷房)



熱源容量とピーク負荷の関係 (暖房)

図 1.15: 熱源容量とピーク負荷の関係 <文献 11) より引用>

1.4 まとめ

これまでに、氷蓄熱システムの特徴、普及の現状を概観した。氷蓄熱システムは、電力のピークシフトを実現するもので、その採用は増加し今後も増加することが予想できる。しかしながら、アンケート結果をみても、システムの採択法や設計法はまだ確立しているとは言いがたい。

氷蓄熱システムは、製氷用冷凍機の COP の低下とインシャルコストの上昇という問題と、各種の槽の熱的な挙動が不明であるという問題を持つ。前者の冷凍機に関する部分は、メーカーの開発を期待するところであるが、後者については槽単体での特性を調べる必要がある。これまでに、実験あるいは理論解析から槽の挙動を示すモデルが提案されているが、設計用の資料を提供するには至っていない。

## 第2章

# 氷蓄熱槽の性能評価法と熱特性について

### 2.1 性能評価法について

#### 2.1.1 システムの評価について

氷蓄熱を用いた空気調和システムの概略を図 2.1 に示す。冷凍機、氷蓄熱槽、ポンプおよび空調機で構成されたシステムが、部屋の冷房を目的として運転される。このシステムの評価の範囲として、図 2.1 に示した、システム全体、熱源システムそして氷蓄熱槽単体が考えられる。システム全体の評価指標としては、室内での快適性と、エネルギー消費量が考えられる。

室内の快適性については、評価指標として Fanger<sup>2)</sup>らによる PMV, Gagge<sup>9)</sup>らによる新有効温度などが提案されている。氷蓄熱システムを生かすためには、温度差を大きくとる低温送風空調システムの利用が不可欠である。低温送風空調における室内環境の評価については、現在も研究が続けられており、本研究の範囲とはしない。

システムのエネルギー的評価は、目的とする効果に対する入力 of 比によって行なうことができる。この場合に、どの範囲までの評価を行なうかという軸と、評価を行なう期間が、ピーク日一日であるのか、年間であるか、あるいはシステムのライフサイクルであるのかという時間的な軸を考えなければならない。建物のライフサイクルでのエネルギー的評価については、現在研究がはじめられたところである。このような長い時間スパンにわたる評価についても、基本的には短期間の評価の積み上げで対応できると考えられる。本研究では、空気調和システムにおける氷蓄熱槽の評価を取り上げる。

システムの範囲を考えた場合に、次のような指標が用いられている。

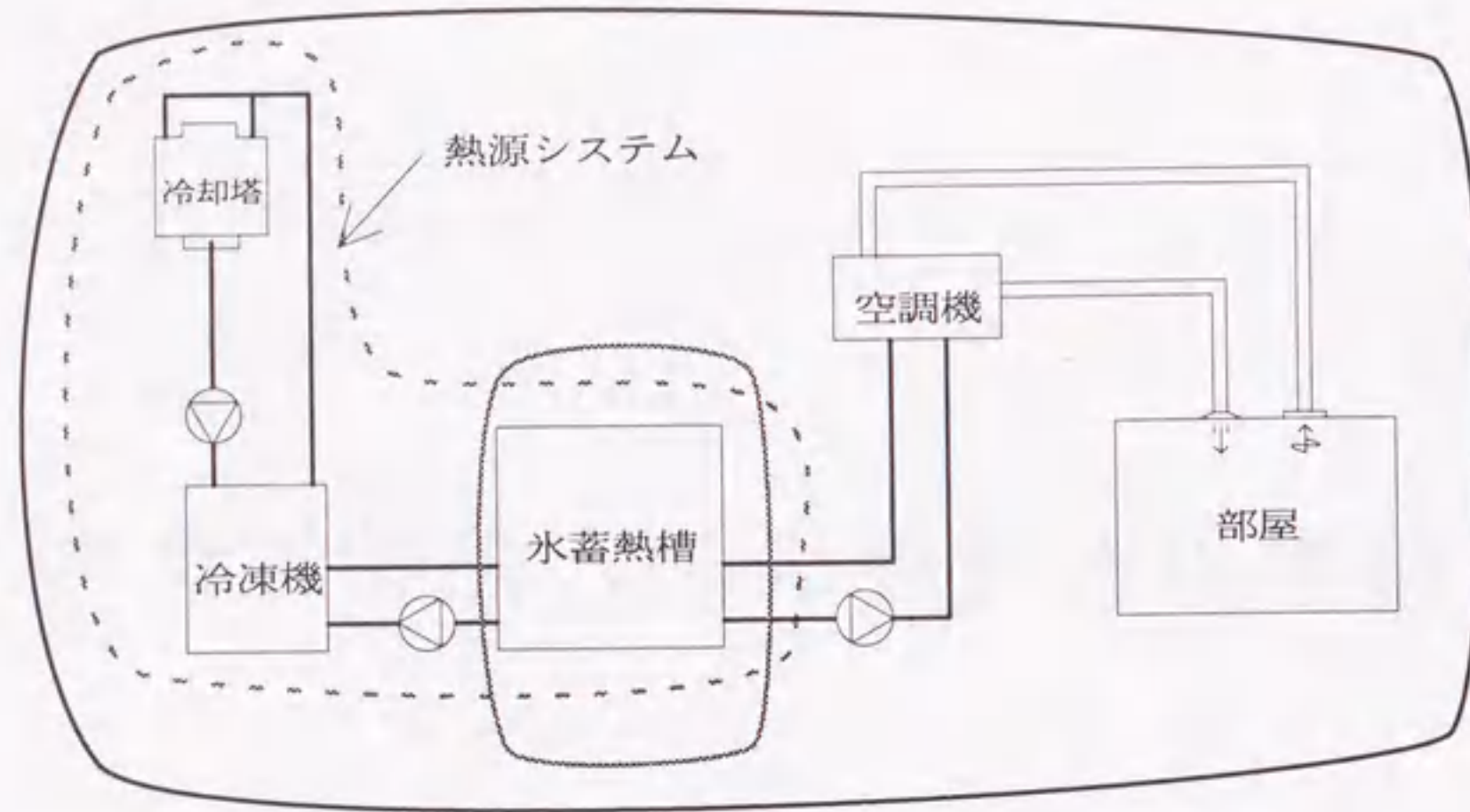


図 2.1: 氷蓄熱空調システム概略系統図

冷凍機成績係数

電動式の冷凍機やヒートポンプでは、1kW の電力でどれだけの熱量が得られるかを、成績係数 (COP) として次のように定義している。

$$COP = \frac{\text{冷房あるいは暖房 (同時取出の時は合計) の熱出力}}{\text{入力電力量}} \quad (2.1)$$

氷蓄熱システムにおいて、製氷性能にこの冷凍機の成績係数を用いている場合が多い。

システム成績係数

氷蓄熱システムは、氷蓄熱槽と冷凍機・ポンプの組み合わせであり、システムとしての成績係数 (SCOP) を、

$$SCOP = \frac{\text{空調機負荷}}{\text{システム機器の電力消費の総和}} \quad (2.2)$$

と考えることで、システムにおける評価を考えることができる。システム成績係数を求める場合に、上式の分母にどこまでを含めるかが問題となる。現実には、氷蓄熱槽まわりの一次ポンプ、かくはんポンプを含めている場合が多い。

図 2.2 に、1.3.2 節で行った調査における COP に関する調査結果を示す。これは、潜熱蓄熱を採用した熱源システムの熱源 COP をたずねたものであり、値は 1.5~4.5 までの値に分布している。調査では、COP を定義する期間について問わなかったために、分布のばらつきが生じたと考えられる。最頻値は 2.5 であり、通常の冷凍機の COP は 3 程度であることから、低い蒸発温度により効率が低下している。

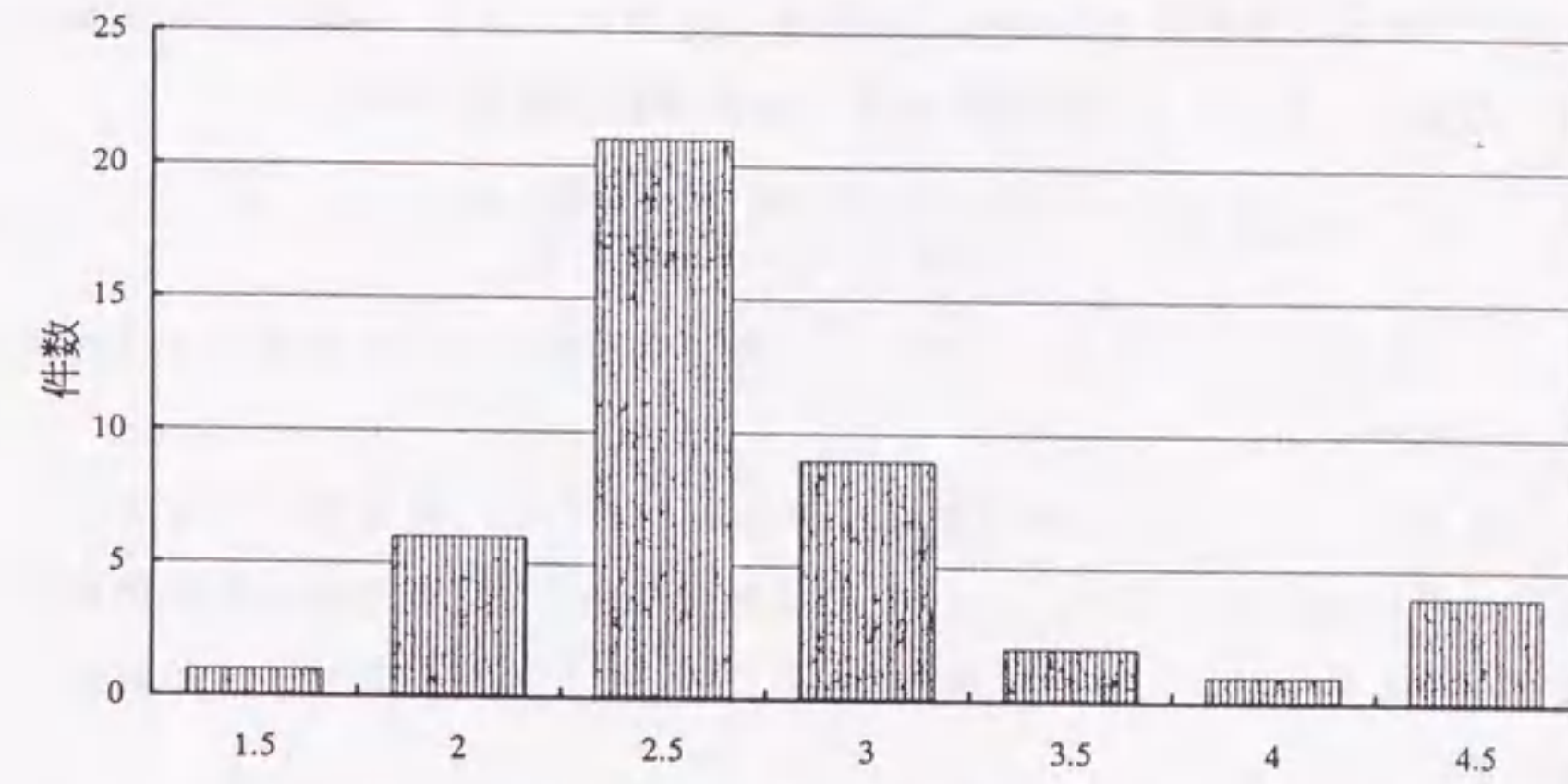


図 2.2: 熱源 COP に関する実施例調査 <文献 11) より引用>

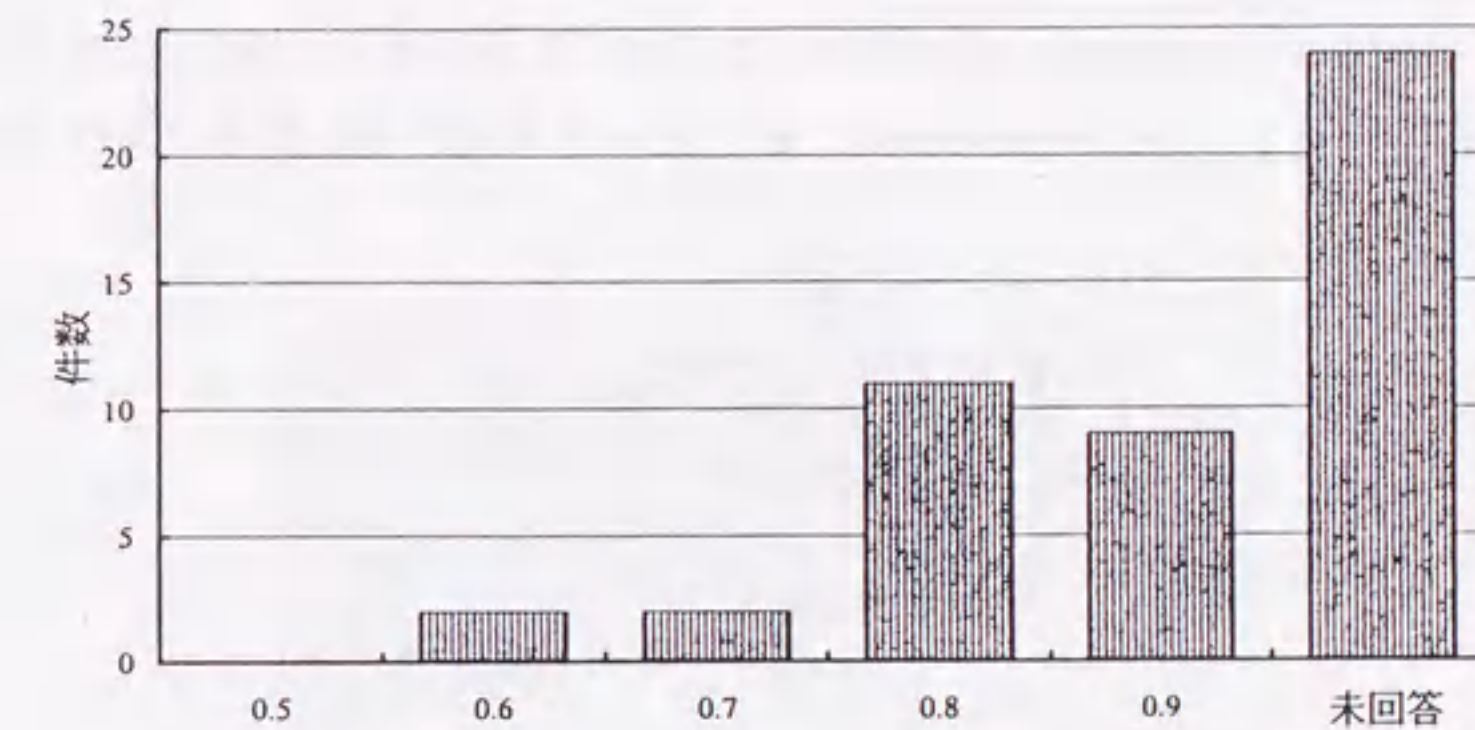


図 2.3: 蓄熱効率に関する実施例調査

蓄熱効率

蓄熱槽の効率を表わすもので、次式で定義される場合が多い。後述する蓄熱槽効率は、設計温度差基準としたもので、異なるものである。

$$\text{蓄熱効率} = \frac{\text{放熱時の全出力熱量}}{\text{蓄冷時の全投入熱量}} \quad (2.3)$$

図 2.3 に、蓄熱効率の実施例調査を示す。未回答を除くと、0.8 が最も多くそれに 0.9 が続く。0.7 以下の数値は、実測値でなく設計時の余裕をみた値であると考え、蓄熱の回収効率は比較的高いことがわかる。

## 夜間移行率

氷蓄熱槽では、22時から8時までの安価な夜間電力を利用出来ることと、ピークシフトの効果を表わすために、次式による夜間移行率が指標として用いられる。

$$\text{夜間移行率} = \frac{\text{夜間の熱源システムの電力量}}{\text{熱源システムの電力量}} \quad (2.4)$$

これは、エネルギー消費性能を表わすものではないが、ピークシフトの効果および経済性の評価を行えるものである。

氷蓄熱槽は空気調和システムに組み込まれて利用されるので、最終的にはシステムとしての評価を行わなければならない。しかし、実施例調査からも、評価の規格が明確でないため、横並びの評価を行なうには困難が伴う。そこで、以下では蓄熱槽単体の評価方法について考察する。

## 2.1.2 蓄熱槽の評価指標

単位蓄熱率<sup>27)</sup>

蓄熱効率を考えるために蓄熱槽は、内部をブラックボックス化して、図2.4に模式的に表わす。この蓄熱槽に、温度 $\theta_{in}$ 、流量 $Q$ のステップ入力となされた時、時間 $T$ までに蓄熱槽

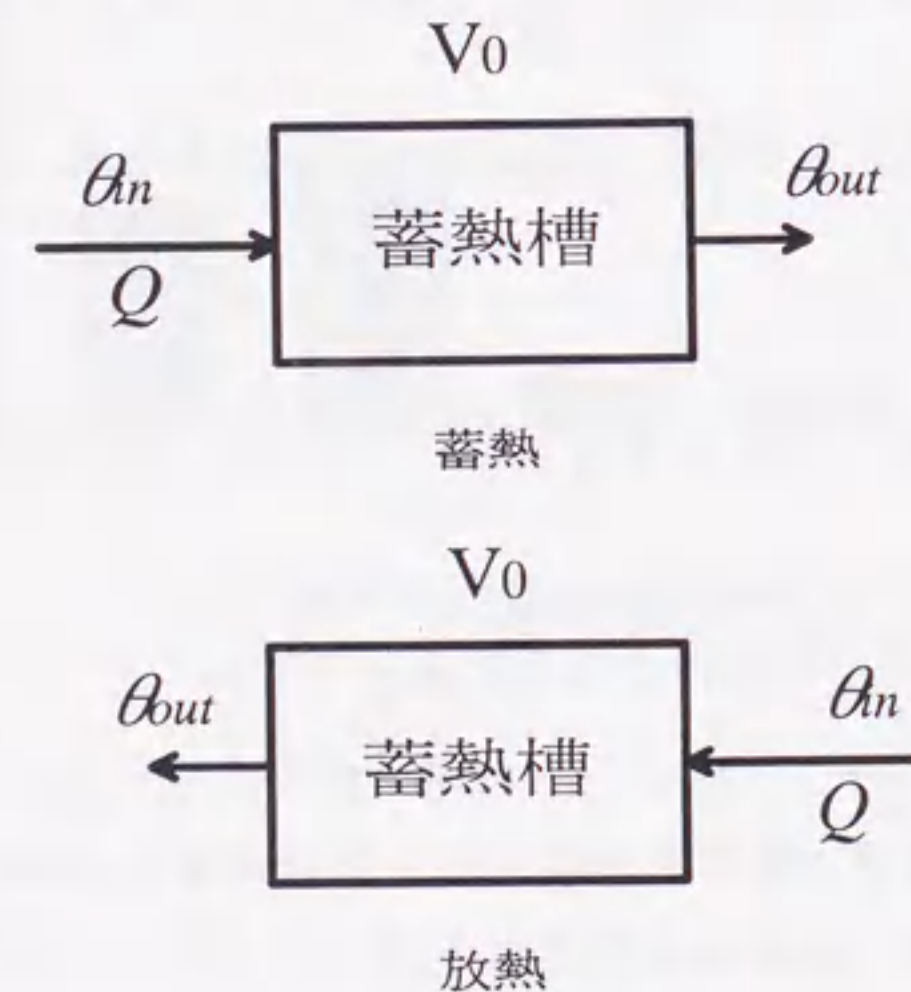


図2.4: 蓄熱槽模式図

から取り出せる熱量 $H_T$ は

$$H_T = \rho c Q \int_0^T (\theta_{in} - \theta_{out}) dt \quad (2.5)$$

ここに、 $c$ は水の比熱、 $\rho$ は水の密度、 $\theta_{in}$ を出口温度とする。

## 2.1. 性能評価法について

ステップ入力であるので、 $\theta_{in}$ は一定であり、容積 $V_0$ の槽内の水が入れ代わるまでの時間 $T = V_0/Q$ までの放熱量は、

$$H_T = \rho c Q (\theta_{in} T - \int_0^{V_0/Q} \theta_{out} dt) \quad (2.6)$$

ここで、以下の無次元化を行なう

$$\theta_{out}^* = \frac{\theta_{out} - \theta_0}{\theta_{in} - \theta_0} \quad (2.7)$$

$$t^* = \frac{Q}{V_0} t \quad (2.8)$$

これを代入して

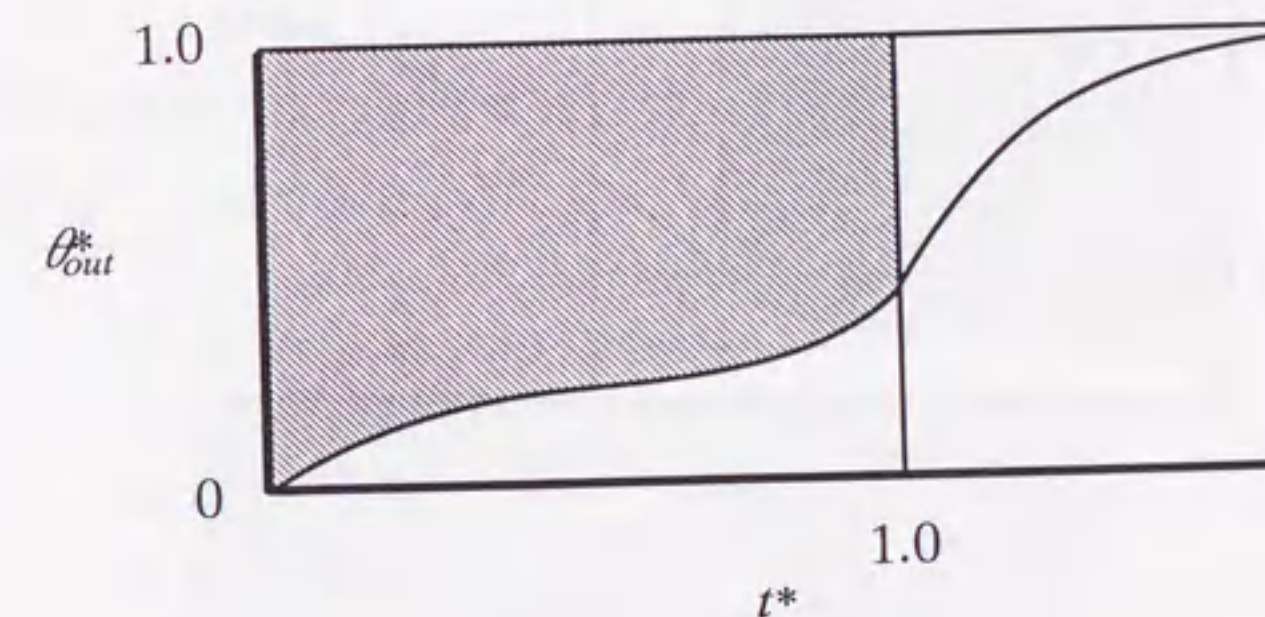
$$H_T = \rho c (\theta_{in} - \theta_0) V_0 (1 - \int_0^1 \theta_{out}^* dt) \quad (2.9)$$

変形して、

$$\frac{H_T}{\rho c (\theta_{in} - \theta_0) V_0} = 1 - \int_0^1 \theta_{out}^* dt \quad (2.10)$$

式(2.10)の左辺は、放熱量に対する蓄熱可能量の比となる。

これを図示すると図2.5のようになり、効率を出口温度応答曲線と無次元時間1で囲まれた面積で表わすことができる。中原<sup>27)</sup>は、これを単位応答から求める効率という意味で、単位蓄熱率と呼んでいる。

図2.5: 無次元応答図による効率(単位蓄熱率)<sup>27)</sup>単位蓄熱槽効率<sup>27)</sup>

実際のシステムでは、図2.6に示すように、出口温度で二次側に供給された冷水が、コイル温度差がついて蓄熱槽へ戻ってくることになる。この場合は入力温度も変化するので、 $H_T$ は

$$H_T = \rho c Q \int_0^T (\theta_{in} - \theta_{out}) dt \quad (2.11)$$

となる。二次側へは限界温度となった時点で供給できなくなるので、この時点をも  $T_c$  とし、 $\theta_{in} - \theta_{out} = \Delta\theta$  とおくと、

$$H_T = \rho c Q \int_0^{T_c} \Delta\theta_{in} dt \quad (2.12)$$

コイルでの温度差が一定とするならば、

$$H_T = \rho c Q \Delta\theta_{in} T_c \quad (2.13)$$

無次元化すると、

$$H_T = \rho c (\theta_{in} - \theta_0) V_0 t_c^* \quad (2.14)$$

変形して、

$$\frac{H_T}{\rho c (\theta_{in} - \theta_0) V_0} = t_c^* \quad (2.15)$$

したがって、二次側限界温度までの蓄熱槽効率は、温度応答曲線が限界温度に達する無次元温度で表わすことができる。

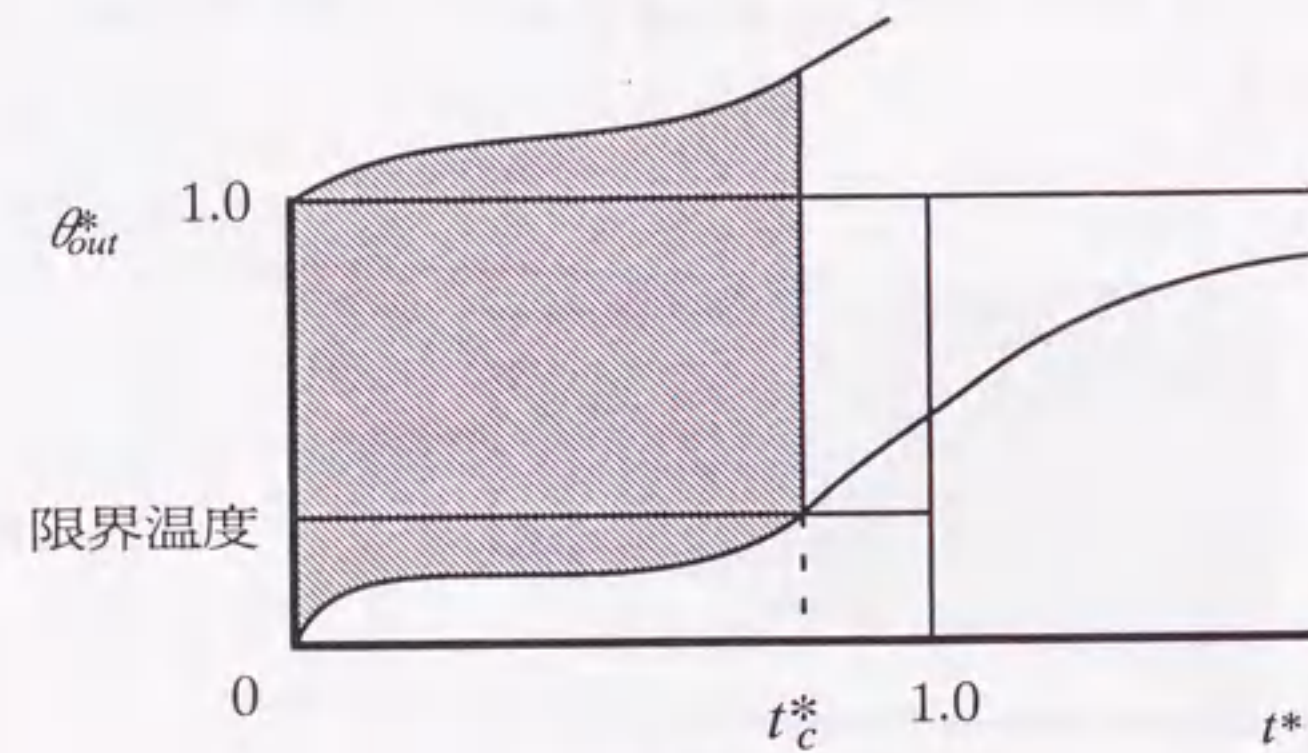


図 2.6: システムにおける効率 (単位蓄熱槽効率)<sup>27)</sup>

温度プロファイルによる蓄熱槽効率<sup>24)</sup>

中原<sup>24)</sup>は、無次元応答による効率表現に加えて、温度プロファイルによる効率の求め方を提案している。図 2.7 は、温度プロファイルによる効率の表現を示す。図中の左側の曲線が蓄熱終了時のプロファイルで、右側が放熱終了時のプロファイルである。蓄熱槽から取り出した熱量は、この二つの曲線に囲まれた部分の面積で表わせる。したがって、蓄熱槽効率はこれと長方形部分の比にて表現できる。

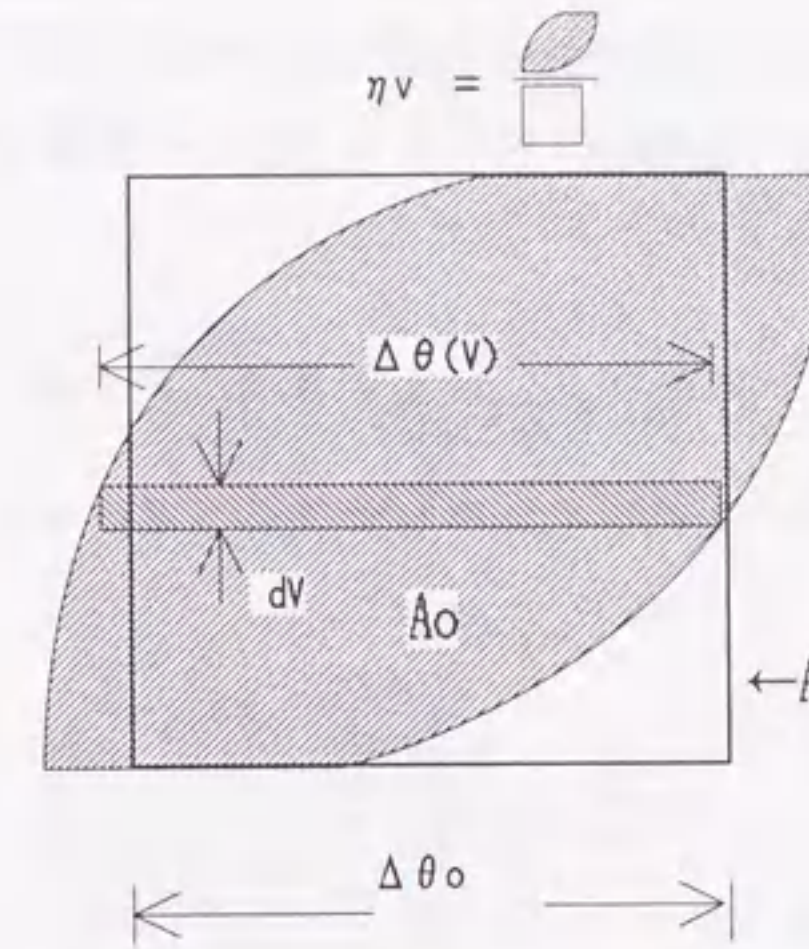


図 2.7: 温度プロファイルによる効率

2.1.3 氷蓄熱槽の効率

氷蓄熱槽では潜熱蓄熱分があるため、蓄熱量を温度差と槽容量の積で表わせないので、温度プロファイルによる効率表現のように感覚的にわかりやすくするためには工夫がいる。

無次元応答による効率においては、無次元時間に槽の換水時間の代わりに、槽に蓄えられるべき熱量を単位とする換熱時間を無次元時間とすることで、無次元応答で表現した効率を利用することができる。

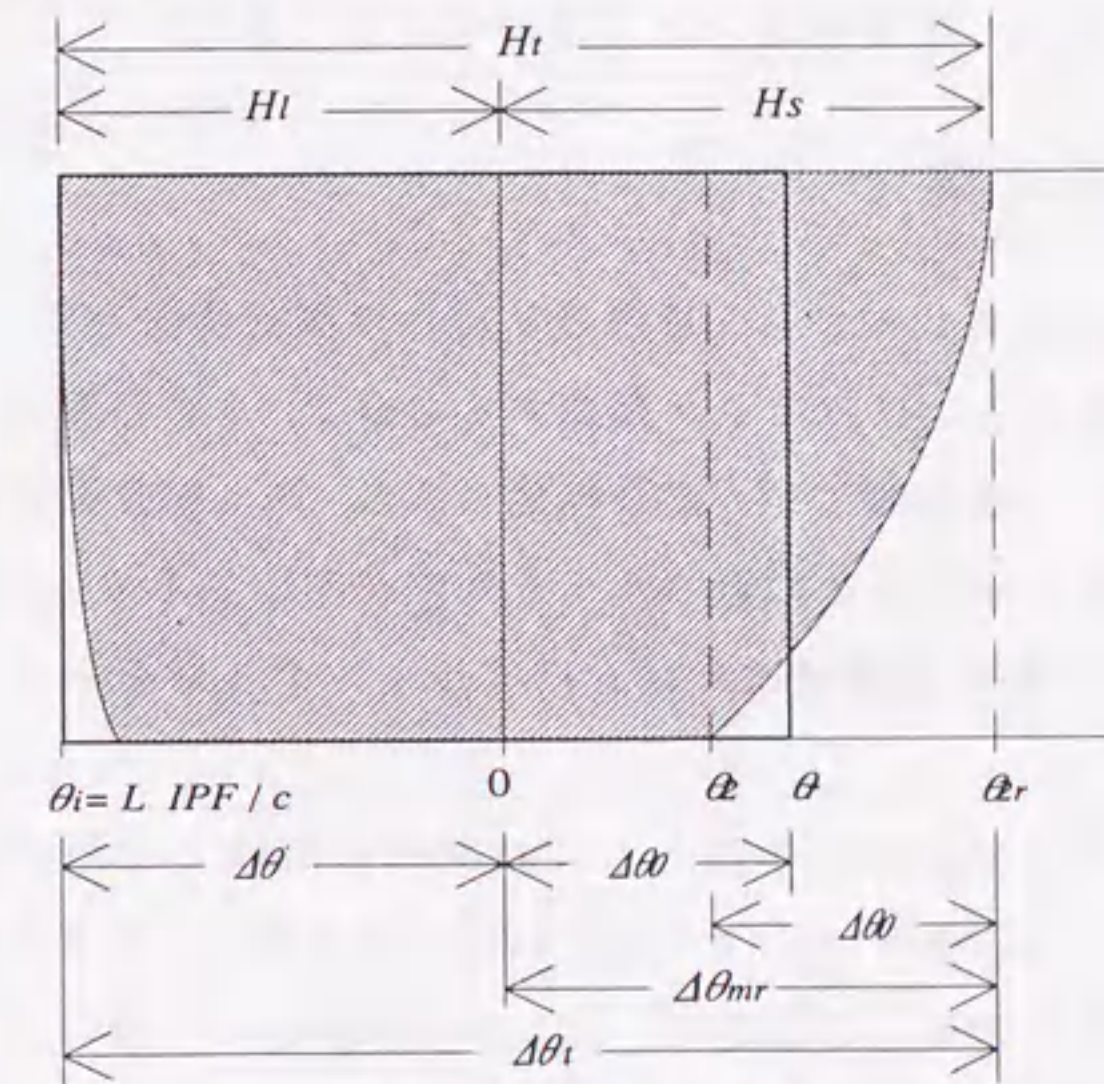


図 2.8: 氷蓄熱槽の効率<sup>28)</sup>

中原<sup>28)</sup>は、温度プロフィールにおいて図 2.8 に示すように、潜熱を顕熱に換算した等価水温 $\theta_0$ を設定した効率を提案した。氷の密度=水の密度=1,000kg/m<sup>3</sup>と仮定すれば 0℃以上の顕熱のみを基準とした場合と $\theta_0$ までの潜熱をも考慮した場合とで式 (2.16)~(2.19) の 4 つの蓄熱槽効率が定義できる。

水蓄熱換算全蓄熱槽効率  $\eta_{v1}$

$$\eta_{v1} = \frac{H_t}{c\rho\Delta\theta_0 V} \quad (2.16)$$

コイル温度差基準顕熱蓄熱槽効率  $\eta_{v2}$

$$\eta_{v2} = \frac{H_s}{c\rho\Delta\theta_0 V} \quad (2.17)$$

全温度差基準顕熱蓄熱槽効率  $\eta_{v3}$

$$\eta_{v3} = \frac{H_s}{c\rho\Delta\theta_{mr} V} \quad (2.18)$$

等価全温度差基準全熱蓄熱槽効率  $\eta_{v4}$

$$\eta_{v4} = \frac{H_t}{c\rho\Delta\theta_t V} \quad (2.19)$$

$\eta_{v1}$  は水蓄熱槽と考えた場合の換算効率でこれを用いると水蓄熱も氷蓄熱も同一の式で容量計算ができるので便利であり、さらに氷蓄熱の容積低減率効果を水蓄熱槽に対して直接比較できるからその意味で判り易く、使いやすい指標である。

相楽<sup>46)</sup>は、上述の式 (2.17) の $\eta_v$ を有効顕熱比とよび、これを槽の入口フルード数と関係づけている。富家<sup>59)</sup>らは、ハーベスト式氷蓄熱槽について、完全混合状態で解氷すると仮定した理想解氷時間と実際の解氷時間の比を、効率として槽の特性を整理している。谷野<sup>56)</sup>らは、過冷却式のスラリーアイスについて、ノズル入力とパイプ入力という解氷方式について実験を行い、顕熱取出し熱量を用いた有効顕熱比にて整理している。

## 2.2 熱特性に関する考察

氷蓄熱槽に関して水蓄熱槽との比較から、槽内の熱特性の事前検討を行ってみる。氷蓄熱槽は、水槽内に製氷コイルあるいは氷粒子が存在するもので、水蓄熱槽内にヒートシンクが存在するものとする。氷蓄熱槽では、混合特性により、完全混合型連結槽と温度成層型槽に分類できる。槽が押し出し流れに近づくほど効率が向上するので、連結完全混合型連結槽では槽数を増やし、温度成層型槽では入口アルキメデス数を大きくするなどの方法が用いられる。

氷蓄熱槽は、槽容量が縮小するので、単独もしくは数槽の連結で利用される場合が多い。槽内の温度が低いことから、槽内かくはんを行わない場合には、温度成層型として取り扱うことが妥当である。混合特性への影響は、水蓄熱槽と同様に入り口アルキメデス数が支配的であると考えられる。

槽内に存在する氷の凍結・融解は、Josef Stefan<sup>51)</sup>が氷の成長理論を発表して以来、多くの解析が試みられてきた。凍結を伴う熱伝導問題は Stefan 問題と呼ばれ、温度場の計算に加えて固液境界が移動する問題である。氷の凍結・融解については、相変化界面での結合条件を相変化と伝熱の収支から、

$$\text{凍結/融解に使用された熱量} = \text{氷相からの熱量} - \text{水相からの熱量} \quad (2.20)$$

と表わし、固相・液相での伝熱現象を表わす方程式を用いて、凍結・融解現象を表現できる。

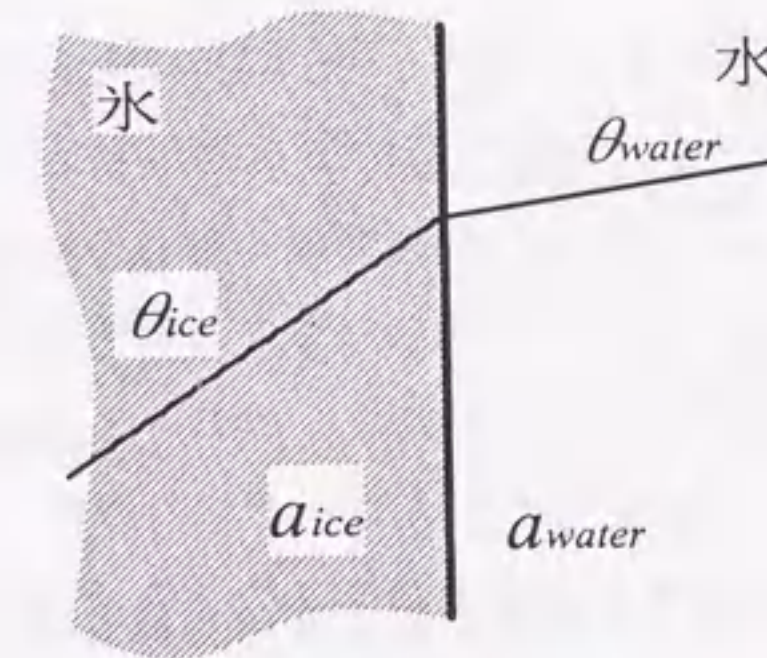


図 2.9: 一次元凍結・融解現象

図 2.9 に示す水の熱伝導場を考慮した半無限領域の 1 次元凍結問題において、

- 水の自然対流を考えない
- 凍結による体積変化を考えない
- 物性値を一定とする

という仮定を行うと、

水側の熱伝導方程式は、

$$\frac{\partial\theta_{water}}{\partial t} = a_{water} \frac{\partial^2\theta_{water}}{\partial x^2} \quad (2.21)$$

氷側について、

$$\frac{\partial\theta_{ice}}{\partial t} = a_{ice} \frac{\partial^2\theta_{ice}}{\partial x^2} \quad (2.22)$$

結合条件は、

$$\rho L \frac{dx}{dt} = \lambda_{ice} \frac{\partial\theta_{ice}}{\partial x} - \lambda_{water} \frac{\partial\theta_{water}}{\partial x} \quad (2.23)$$

が得られる。



これを次の無次元変数を用いて無次元化すると、

$$t^* = \frac{a_{ice}t}{l^2}, x^* = \frac{x}{l}, \theta_{water}^* = \frac{\theta_{water}}{\theta_0}, \theta_{ice}^* = \frac{\theta_{ice}}{\theta_0} \quad (2.24)$$

基礎式は

$$\frac{\partial \theta_{water}^*}{\partial t^*} = a^* \frac{\partial^2 \theta_{water}^*}{\partial x^{*2}} \quad (2.25)$$

$$\frac{\partial \theta_{ice}^*}{\partial t^*} = a^* \frac{\partial^2 \theta_{ice}^*}{\partial x^{*2}} \quad (2.26)$$

$$\frac{dx^*}{dt^*} = Ste \left\{ \frac{\partial \theta_{ice}^*}{\partial x^*} - \lambda^* \frac{\partial \theta_{water}^*}{\partial x^*} \right\} \quad (2.27)$$

となる。ここに

$$a^* = \frac{a_{water}}{a_{ice}}, \lambda^* = \frac{\lambda_{water}}{\lambda_{ice}}, Ste = \left( \frac{\theta_0 c}{L} \right) \quad (2.28)$$

とする。Ste はステファン数と呼ばれる無次元数で製氷能力と氷の潜熱の比を表し、凍結問題解析における最重要パラメータである。この問題の解は Nuemann によって得られている<sup>47)</sup>。氷の場合にはステファン数が 4.2/334 と小さいので、温度変化に比べて凍結面の進行が遅いので、固体内では時々刻々定常であるとして行うことができる。

コンピュータの進歩により、多次元問題や液相域での流れの解析を含めた数値解が求められている。解法には、相変化時の潜熱を熱容量に含めたエンタルピー法<sup>18)</sup>、独立変数を設定して凍結界面および境界面を固定する境界固定法<sup>49)</sup>が考案されている。

斎藤<sup>48)</sup>は水平に設置された円管内部の二次元凍結問題について、実験を行い凍結界面形状に対する自然対流の影響を調べた。また、境界固定法を用い、流れ場をも含む数値解析を行い対流反転の過程を明らかにした。

水の凍結・融解現象は界面の移動が伴い、ミクロに解析しようとする扱いは非常に煩瑣なものとなる。空調システムのパーツとしての氷蓄熱槽を捉えた場合には、このようなミクロな立場にたつと、解析が非常に困難になることが考えられる。そこで、槽の入出力に着目したマクロな解析方法をとらなければならない。

辻本<sup>60)</sup>は、温度成層式蓄熱水槽において、槽内を完全混合域と一次元拡散域に分割したモデルを提案した(図 2.10)。このモデルでは、槽の熱的応答は流入水の入口アルキメデス数  $Ar_{in} = gd_0(\Delta\rho/\rho)/V_0^2$  で決定され、槽の上部に槽深さに対して R なる比率の完全混合域が存在し、 $R > 0.5$  になると槽全体が完全混合となる。

中原<sup>28)</sup>は氷蓄熱槽において、図 2.11 に示すような解氷のモデルにより解氷過程を考察した。槽内を完全混合と考え、先の準定常の仮定を行なうとこの領域の温度は

$$\frac{d\theta}{dt} = \frac{Q}{(1-IPF)V} \left\{ \theta_{in} - \left( 1 + \frac{\alpha S}{\rho c Q} \right) \theta \right\} \quad (2.29)$$

氷の体積は

$$\alpha S \theta dt = \rho dIPFV \quad (2.30)$$

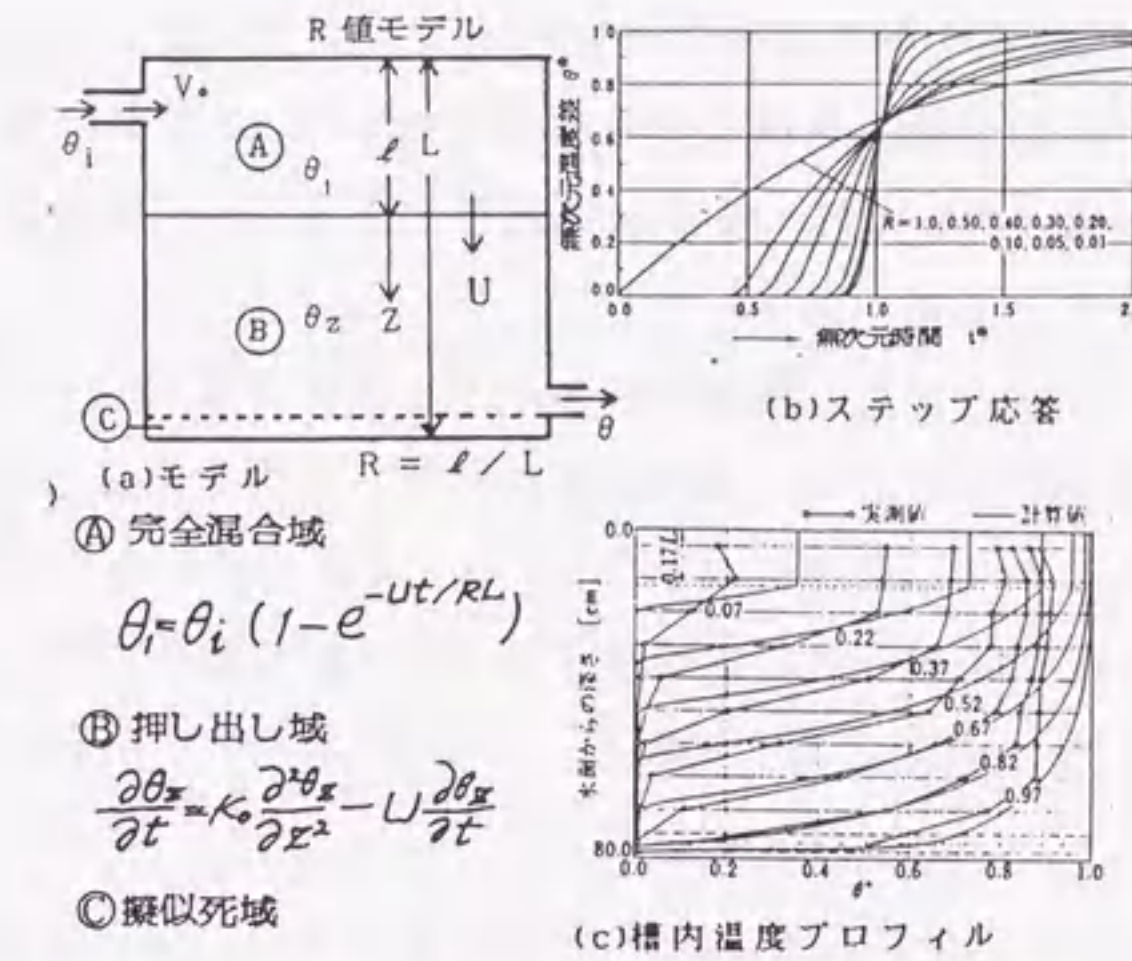


図 2.10: 温度成層蓄熱水槽混合モデル <文献 60)より引用>

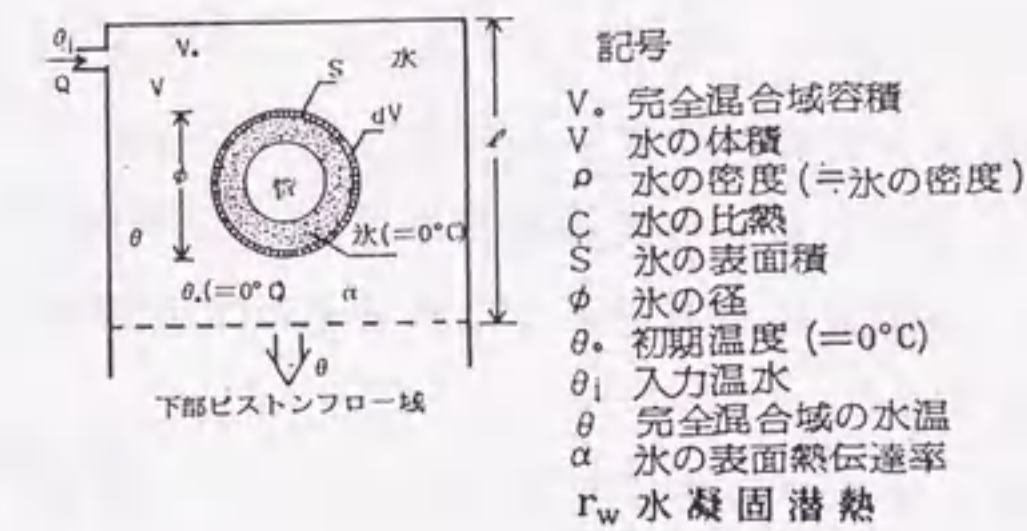


図 2.11: 解氷モデル <文献 28)より引用>

$Q, \theta_{in}$  が一定であるステップ入力としても、氷の表面積  $S$  と  $IPF$  も時間の関数となるので、解析的に解くことは困難である。ここで、氷の変化が温度変化に比べて十分に小さいとして、 $S, IPF$  を定数として式 (2.29) を解くと次式を得る。

$$\theta = \frac{\theta_{in}}{1 + \frac{\alpha S}{\rho c Q}} \left[ 1 - \exp \left\{ - \frac{Q}{(1-IPF)V} \left( 1 + \frac{\alpha S}{\rho c Q} \right) t \right\} \right] \quad (2.31)$$

式(2.31)から、 $\rho c Q$  と  $\alpha S$  との比率が応答に影響を与えることがわかる。 $\alpha S$  は製・解氷速度を表し、 $\rho c Q$  は入力温度を乗ずれば流入する熱量となる。 $\rho c Q$  が  $\alpha S$  に比べて小さいと低温を維持し、その逆になると温度上昇が早くなる。

以上から解氷過程において、槽の熱特性を表わすパラメータは、流入熱量と解氷速度であることがわかる。上記では完全混合領域での考察を行ったが、実際には温度成層しながら解氷することも考えられる。さらに解氷後は氷蓄熱槽となるため、混合特性の影響が現れるので、混合特性も考慮する必要がある。

槽の熱特性を左右するパラメータは、熱量と解氷速度、および混合特性であり、これらと蓄熱槽効率との関係を実験的に求めることで、設計資料を提供することができる。実験では、条件設定に限りがあるので、汎用的なシミュレーションモデルを作成する必要がある。着目すべきは、槽出口温度応答あるいは温度プロフィールであるので、水と氷の伝熱モデルを詳細に扱う事はせず、必要により実験データを用いたモデルを作成するものとする。

### 2.3 まとめ

空気調和システムにおける氷蓄熱槽の評価法については、本来はシステムにおける評価をすべきであるが、本研究の範囲としては、槽単体での評価を行うこととする。

蓄熱槽単体の効率について、無次元応答関数から抽出し熱量基準の単位蓄熱率、抽出し限界温度を考慮した単位蓄熱効率が指標として定義できる。蓄熱槽容量を求めるには、温度プロフィールによる効率が有用である。

氷蓄熱槽においては、潜熱部分を温度に換算した等価温度を用いることで、蓄熱槽効率を定義できる。これは、熱量と基準温度差の組み合わせから、4つの蓄熱槽効率が考えられるが、全蓄熱量と二次側コイル温度差を基準とした氷蓄熱換算全蓄熱槽効率が、氷蓄熱槽との対応も簡単にでき便利である。

水の凍結・解氷現象を考察し、氷での伝熱は準定常とすることができ、氷蓄熱槽に影響する因子として、熱量と解氷速度、混合特性を取り上げればよいことを確認した。

## 第3章

# らせん型アイスオンコイル方式氷蓄熱槽の熱特性

### 3.1 はじめに

第1.2.3節で述べたように、氷蓄熱槽は製氷方式によりスタティック型とダイナミック型に分類できる。スタティック型であるアイスオンコイル型氷蓄熱槽について、基本的な熱特性を把握するため実験を行った<sup>63)</sup>。はじめに、模型実験のため相似則の検討を行い別に行われた大模型実験と熱的応答を比較した。

次にらせん型コイルを槽内に配置した氷蓄熱槽について、基礎的な熱特性を把握するために、模型実験において入口でのアルキメデス数 ( $Ar_{in}$ )、流入熱量及び氷充填率 (IPF) の影響を調べた。続いて氷蓄熱システムで特別に用いられる製・解氷時の槽内かくはんの影響を定量的に調べた。

実験結果は、第2.1.2節で定義した単位蓄熱率および単位蓄熱槽効率で整理し、性能評価のためのモデル化を試みた。

### 3.2 実験装置概要

模型実験を行う実験装置の系統図を図3.1に示す。実験装置の特徴<sup>3)</sup>は以下のとおりである。

1. 入力水温度は、チラー、ボイラーによって任意に設定が可能であり、さらに冷水・温水を3方弁制御することで変温度入力も実現できる。
2. 冷水槽への入力、冷・温水高架水槽と実験槽との水頭差によって行われる。流量は2方弁により制御され、変流量入力にも対応できる。
3. 実験槽内には各種の製氷用熱交換器が接続できる。

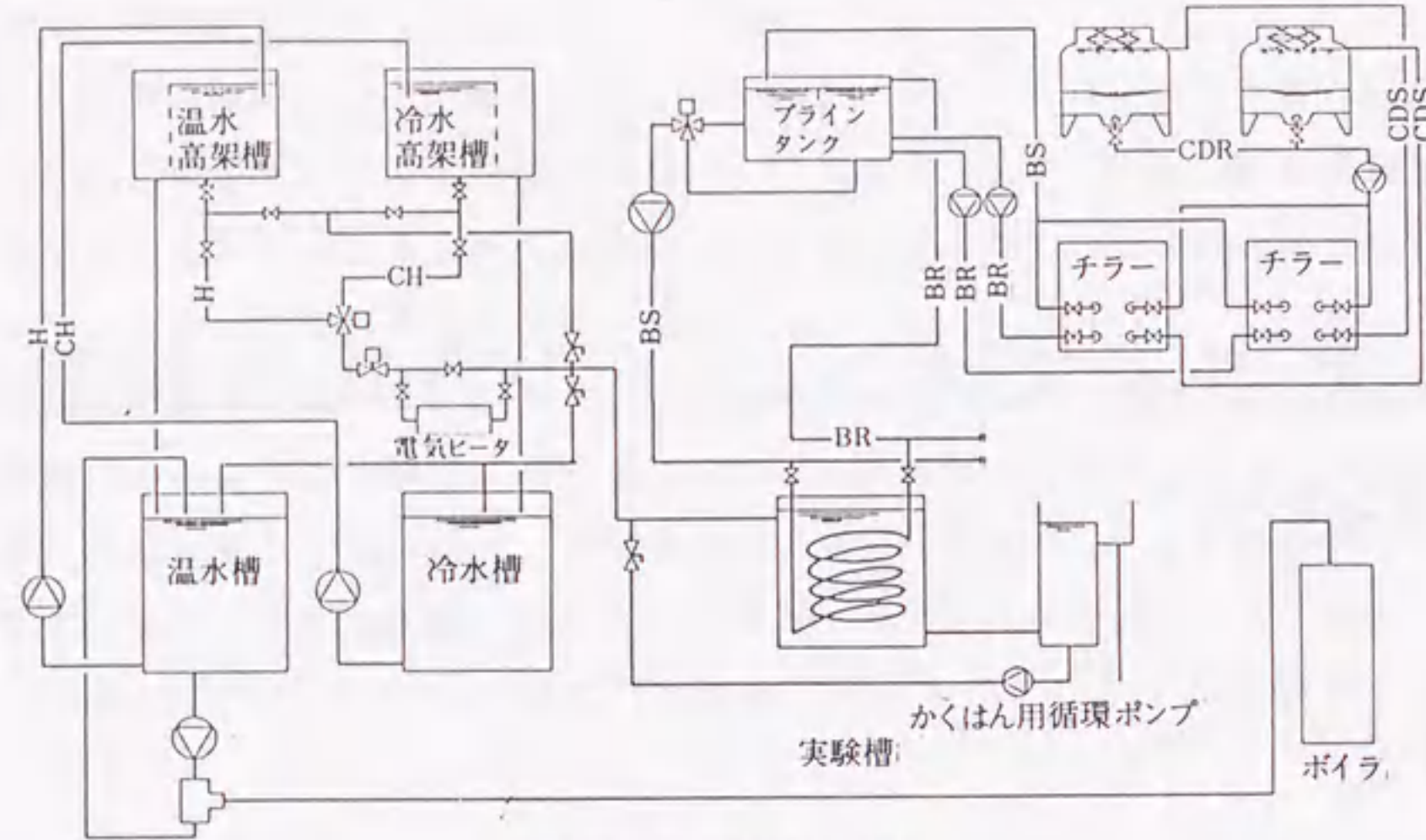


図 3.1: 実験装置概要

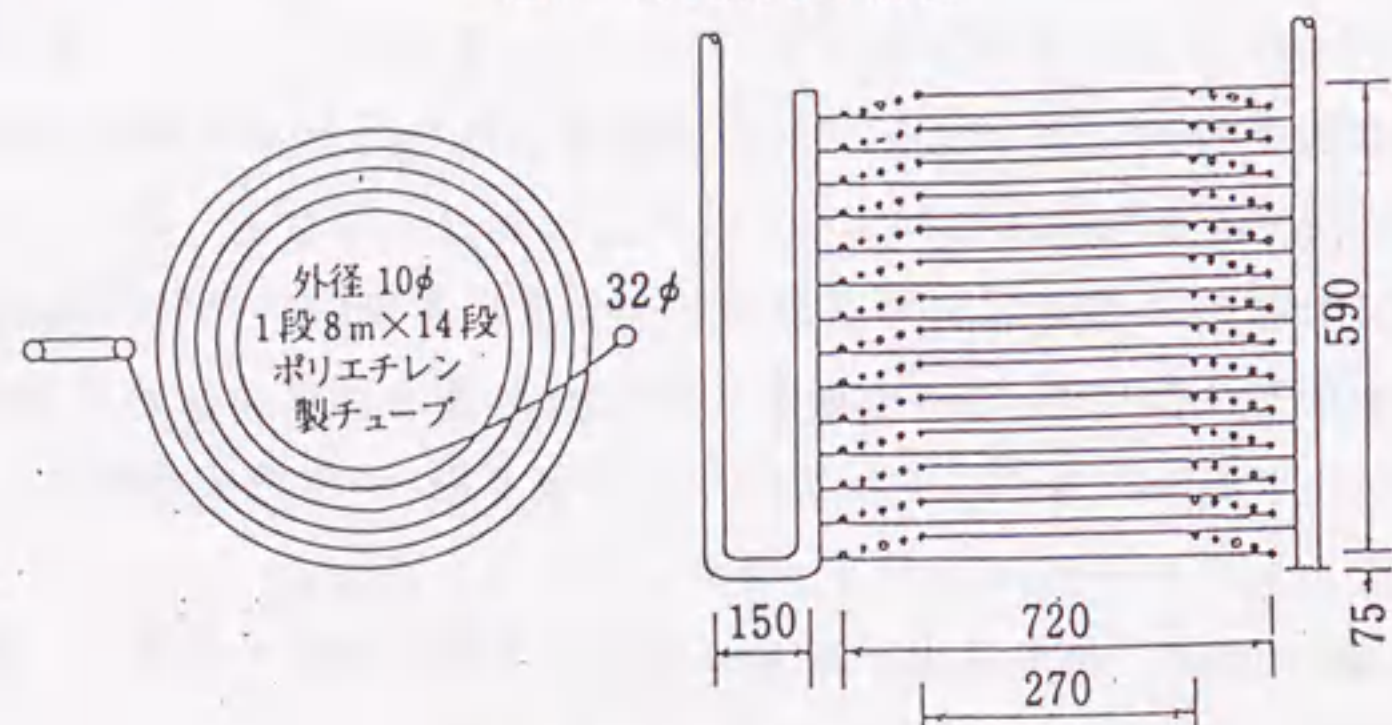


図 3.2: 製氷用コイル構造図

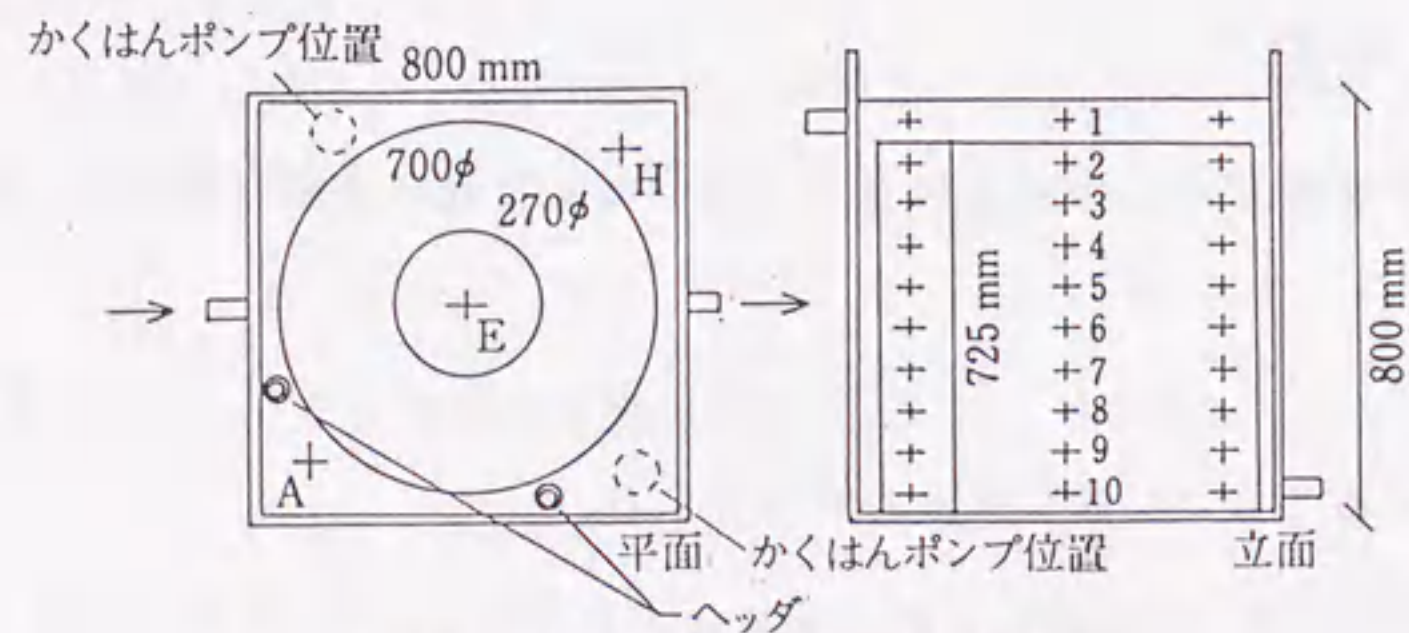


図 3.3: 実験槽内温度測定点位置

4. 実験中は 40mm 厚の発砲スチロールで槽を覆い放熱による影響を除いた。
5. 製氷, 解氷時にかくはんを行う際は水を循環するかあるいは小型空気ポンプにてかくはんを行う。

図 3.2 に実験に用いた製氷用熱交換器を示す。材質は、ポリエチレン製チューブをラセン形に巻いたものである。

図 3.3 に槽内温度測定位置を示す。計測は温度は熱電対 (JIS-T) を用い、流量は電磁流量計の 4-20mA 出力を、それぞれデータロガーを介しパーソナルコンピュータで収録する。IPF の測定は製氷による水位上昇を測定し求めた。

### 3.3 相似則の検討

氷蓄熱槽では事象を左右する無次元数は、流れの無次元数と熱伝達の無次元数であり<sup>25)</sup>、それぞれの相似性について考察しなければならない。非等温流れ場での支配的無次元数はレイノルズ数 ( $Re$  数) とアルキメデス数 ( $Ar_{in}$  数) が得られる。本実験の範囲では氷蓄熱槽と同じくレイノルズ数が影響は少ないものとし、入口でのアルキメデス数が支配的であると仮定する。ここで言うアルキメデス数とは次式で定義されるものである。

$$Ar_{in} = \frac{d_{in} g (\Delta \rho / \rho_0)}{u^2} \quad (3.1)$$

つぎに熱伝達の相似性について、第 2 章での中原のモデルと同様に図 3.4 に示す初期完全混合状態での解氷モデルを考える。ここでは、コイル上に製氷した氷を半径  $r$  とし、氷の体積を計算する。また  $IPF$  は、製氷終了時の氷充てん率とする。

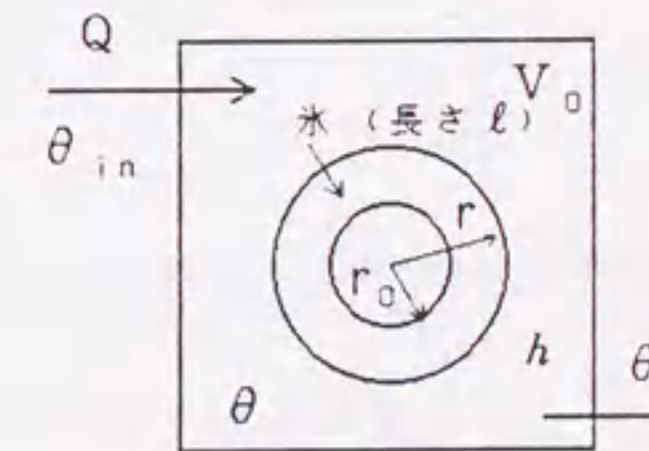


図 3.4: 解氷モデル

入力温水はステップ入力で、初期槽内水温及び氷の温度を  $0^\circ\text{C}$  とすると、解氷時の熱収支は、

$$\rho c (V_0 - \pi r^2 \ell) d\theta = \rho c Q (\theta_{in} - \theta) dt - 2\pi h \theta r \ell dt - 2\pi \rho c r^2 \ell d\theta \quad (3.2)$$

$$\rho L dr = -h \theta dt \quad (3.3)$$

となる。また無次元温度 $\theta^*$ 、無次元長さ $r^*$ 、無次元時間 $t^*$ を以下のように定義する<sup>28)</sup>。

$$\theta^* = \frac{\theta}{\theta_{in}} \quad (3.4)$$

$$r^* = \frac{r}{r_0} \quad (3.5)$$

$$t^* = \frac{\rho c Q \theta_{in}}{\rho c V_0 \theta_{in} + \rho V_0 IPF \cdot L} t \quad (3.6)$$

ここで、無次元時間は熱量基準とし、槽に蓄えられるべき熱量に対する流入熱量の比をあらわし、換熱回数とも呼ぶべきものである。次に、 $\theta^*$ 、 $r^*$ 、 $t^*$ を用いて(3.2)、(3.3)式を無次元化すると、以下のように整理できる。

$$\frac{d\theta^*}{dt^*} = \{1 - \theta^* - 2\pi \left(\frac{hr_0\ell}{\rho c Q}\right) r^* \theta^*\} \left\{1 + \left(\frac{IPFL}{c\theta_{in}}\right)\right\} \frac{1}{1 - \pi r_0^2 \ell / V_0} \frac{1}{r^*} \quad (3.7)$$

$$\frac{dr^*}{dt^*} = -\frac{hr_0\ell V_0 IPF}{\rho c Q r_0^2 \ell} \left\{1 + \frac{1}{IPFL/c\theta_{in}}\right\} \theta^* \quad (3.8)$$

従って

$$\frac{hr_0\ell}{\rho c Q} \quad (3.9)$$

$$\frac{IPFL}{c\theta_{in}} \quad (3.10)$$

$$\frac{V_0 IPF}{r_0^2 \ell} \quad (3.11)$$

という無次元数が得られ、これらと  $Ar_{in}$  を組み合わせればよい。いま、模型実験における各変数の縮率を  $n_l$  (長さ)、 $n_\theta$  (入力温度)、 $n_u$  (入口流速)、 $n_Q$  (流量)、 $n_h$  (熱伝達率) とする。 $IPF$ 、熱媒(水)は大小模型とも同一とすれば式(3.11)は自然に一致し、式(3.10)を合やすことで  $n_\theta = 1$  となる。また式(3.1)、(3.9)より

$$n_l \cdot n_\theta / n_u^2 = 1 \quad (3.12)$$

$$n_h \cdot n_l^2 / n_Q = 1 \quad (3.13)$$

となる。 $n_\theta = 1$  であるから、 $n_h = n_u = n_l^{0.5}$ 、 $n_Q = n_l^{2.5}$  となり、 $n_\theta$ 、 $n_u$ 、 $n_Q$  については条件設定上の問題はないので、 $n_h = n_l^{0.5}$  について、伝熱工学資料による熱伝達率の経験式から再検討してみる<sup>63)</sup>。

管外自然対流熱伝達の場合

$Gr_f \cdot Pr_f \geq 10^4$  の範囲では

$$Nu_m = 0.53 (Gr_f \cdot Pr_f)^{0.25} \quad (3.14)$$

という関係があり<sup>1)</sup>、 $Nu$ 、 $Gr$ 、 $Pr$ の定義より、

$$h_m \propto d^{-0.25} \Delta\theta^{0.25} \quad (3.15)$$

となり次式を得る。

$$n_h = n_l^{-0.25} \quad (3.16)$$

円管群乱流熱伝達の場合

千鳥配管の場合、ヌセルト数は次式で表される。<sup>2)</sup>

$$Nu_m = 0.35(\sigma_1/\sigma_2)^{0.2} Re^{0.60} Pr^{0.36} (Pr/Pr_w)^{0.25} \quad (3.17)$$

ここで、 $\sigma_1 = \sigma_2$ 、 $Pr = Pr_w$  とし、 $Re$ 、 $Pr$ の定義から

$$h_m \propto u_m 0.60 d^{-0.40} \quad (3.18)$$

$$n_h = n_u^{0.60} n_l^{-0.4} = n_l^{-0.1} \quad (3.19)$$

となる。

基盤配置の場合には

$$Nu_m = 0.27 Re^{0.63} Pr^{0.36} (Pr/Pr_w)^{0.25} \quad (3.20)$$

であり同様に、

$$n_h = n_u^{0.63} n_l^{-0.37} = n_l^{-0.055} \quad (3.21)$$

という結果が得られる。

以上より、 $n_h = n_l^{0.5}$ 、 $n_l^{-0.25}$ 、 $n_l^{-0.1}$ 、 $n_l^{-0.055}$  と各々異なる縮率が導かれ、熱媒を水に限るとすれば、そのいずれかでも相似させるのは難しい。値そのものに注目すると、今回の実験では  $n_l = 1/3$  であるので、 $n_h$  としてはそれぞれ 0.57、1.32、1.12、1.06 が求められる。氷充填率

<sup>1)</sup>日本機械学会:伝熱工学資料 改訂第3版,p.37

<sup>2)</sup>日本機械学会:伝熱工学資料 改訂第3版,p.40

が大きな時はヌセルト数の相似性が大きな影響を与えると思われるが、本章の大小模型比較実験の範囲ではこれを無視して  $n_h = 1, n_u = n_l^{0.5}, n_Q = n_l^{2.5}$  で実験条件を設定し、模型実験を行った。

### 3.3.1 大小模型比較

#### 実験条件の設定

相似実験は、東京電力で行われた実験<sup>13)</sup>と同一形状で、長さの縮率が1/3の実験装置を用いて行われた。実験条件は、前述した相似則の検討結果に従い、IPF及び入力水温 $\theta_{in}$ は同一、 $n_u = 0.577, n_Q = 0.064$ となるように設定し、かつ解氷時の $Ar_{in}$ は一致させた。表3.1に、各実験条件と東京電力での実験との対応を示す。

表 3.1: 実験条件リスト<sup>29)</sup>

実験 No	初期水温 [°C]	蓄冷時間 時間:分	IPF (%)	吹出直径 [mm]	入力水温 [°C]	流量 [l/s]	$Ar_{in}$
S101C,h	15.5	2:32	3.9				
S102C,h	12.2	2:08	1.9	70	15.2	$6.08 \times 10^{-2}$	2.21
S103C,h	13.3	2:32	3.8	45	15.0	$9.65 \times 10^{-2}$	$9.19 \times 10^{-2}$
S104C,h	15.1	2:28	3.8	45	20.1	$3.65 \times 10^{-2}$	1.41
S105C,h	15.0	2:48	4.2	25	15.0	$1.26 \times 10^{-1}$	$2.89 \times 10^{-3}$

※ C は蓄冷, h は放冷を示す。S101h は計測システムが実験途中で停止

#### 製氷蓄冷実験

図 3.5に製氷時の垂直温度分布、温度応答図を示す。これらは非常に良く似た挙動をしている。冷却速度は熱交換面積と比例し槽の熱容量に反比例するので冷却速度比  $CV_r$  は、

$$CV_r = n_h \times \frac{\text{全熱交換面積 (小型)}}{\text{全熱交換面積 (大型)}} \times \frac{\text{実水容積 (大型)}}{\text{実水容積 (小型)}} \quad (3.22)$$

であり、製氷実験中は槽内の攪拌は行わなかったため、管外自然対流熱伝達の場合に相当し、(3.16)式より  $n_h = n_l^{-0.25} = 1.32$  となり、

大型模型槽 容積: 22.8m<sup>3</sup> コイル表面積 28.5 m<sup>2</sup>  
 小型模型槽 容積: 1.024m<sup>3</sup> コイル表面積 3.5 m<sup>2</sup>

であるので  $CV_r$  は約 3.6 倍となる。これに対して実際の冷却速度比は図 3.5に見られるように約 4 倍とほぼこの値に一致する。

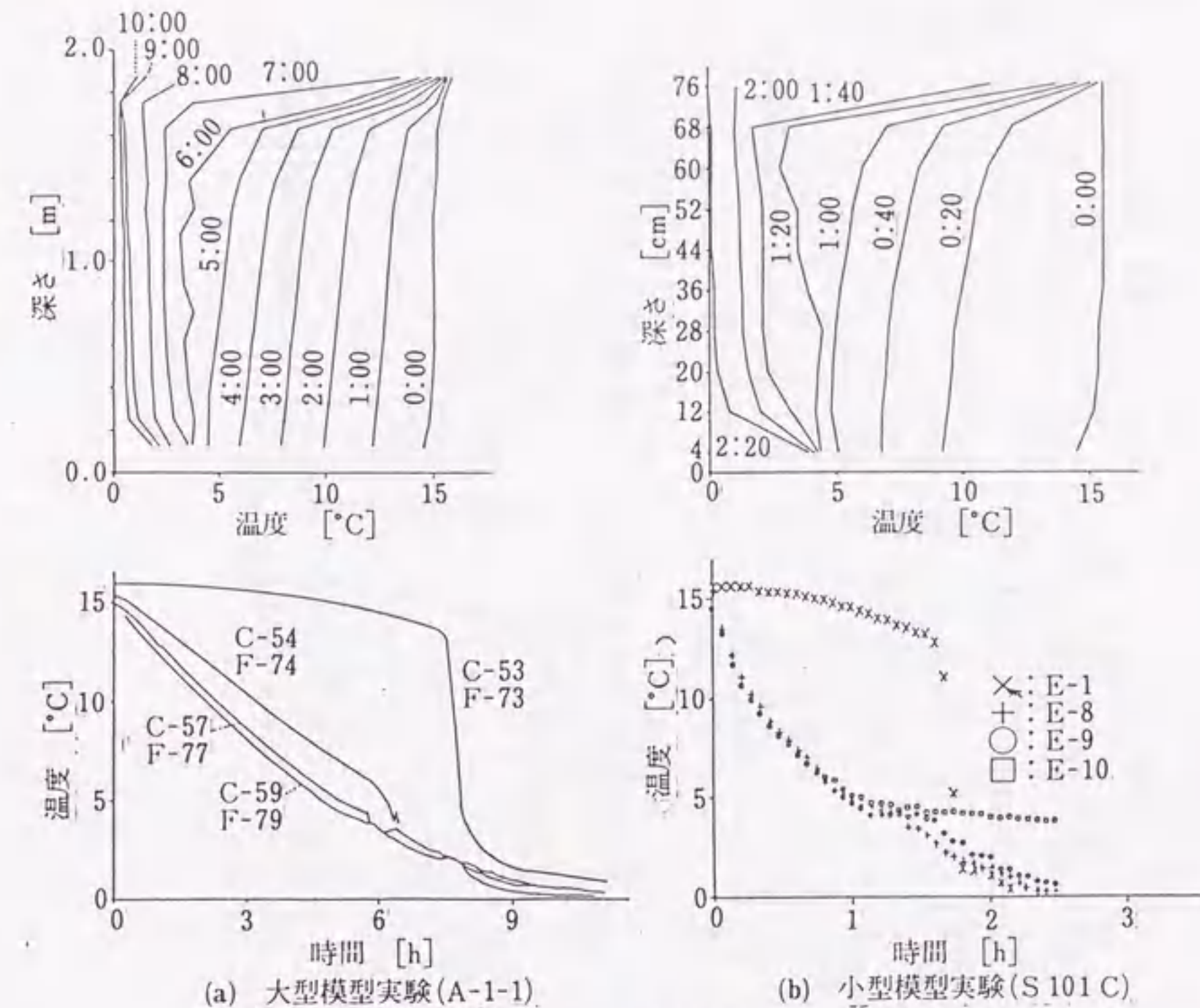


図 3.5: 製氷実験の比較

#### 解氷放冷実験

図 3.6,3.7に解氷時の大小模型の垂直温度分布、温度応答図を示す。ともに良く似た性質を示しており、無次元応答図では良く一致している。本実験での IPF は 2~4 % と小さく、氷の解氷特性より水蓄熱槽としての特性が優先しているために応答特性は  $Ar_{in}$  に支配されている。以上より今回の実験では熱伝達率の縮率を無視して実験を行ったが、IPF が小さいこともあり熱的応答にはほとんど影響が無く本章の実験の範囲では  $Ar_{in}$  のみによる相似則で十分であった。

### 3.3.2 模型実験の意義と評価

完全混合を仮定した解氷モデルで相似則を検討し、東京電力で行われた実大実験装置との比較を行った。その結果コイルの表面熱伝達率の相似性を設定せずに行った実験でも、出口応答、槽内温度分布でよい一致をみた。これは、表面熱伝達率の大小模型による差がそれほど大きなものでないこと、IPF が小さいために氷と水の熱伝達の影響が小さかったことが考えられる。

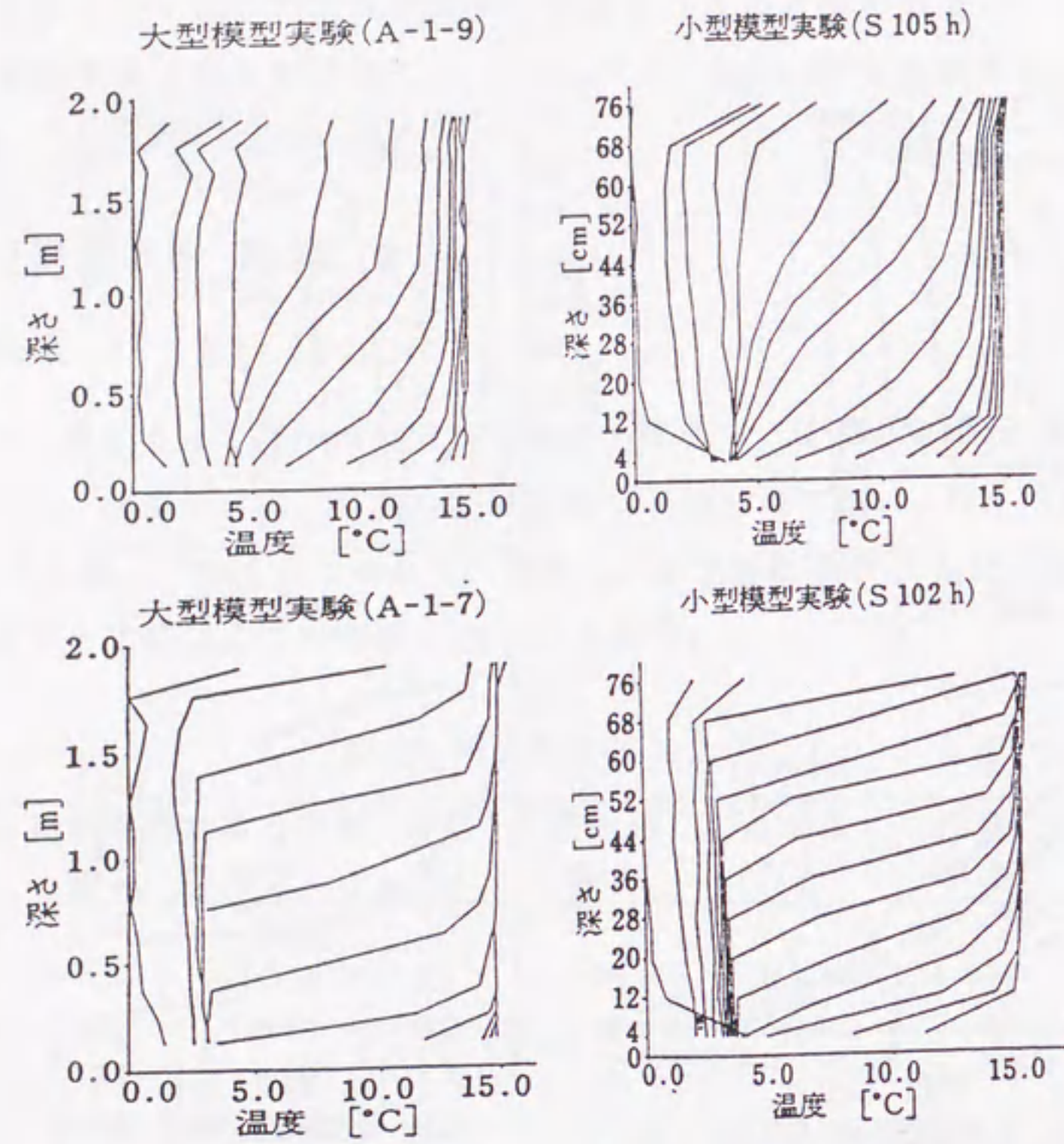


図 3.6: 解氷実験結果の比較 (垂直温度分布)

IPF の影響については、今回の実験では IFP が最高でも 4.2% と小さく、解氷は初期完全混合状態で進行してしまう。これは、槽内を完全混合とした相似則には都合がよいが、放冷過程への解氷の影響が小さいこと、IFP が大きく解氷が温度成層しながら進行する場合への適応等に相似則の適用の問題を残す。

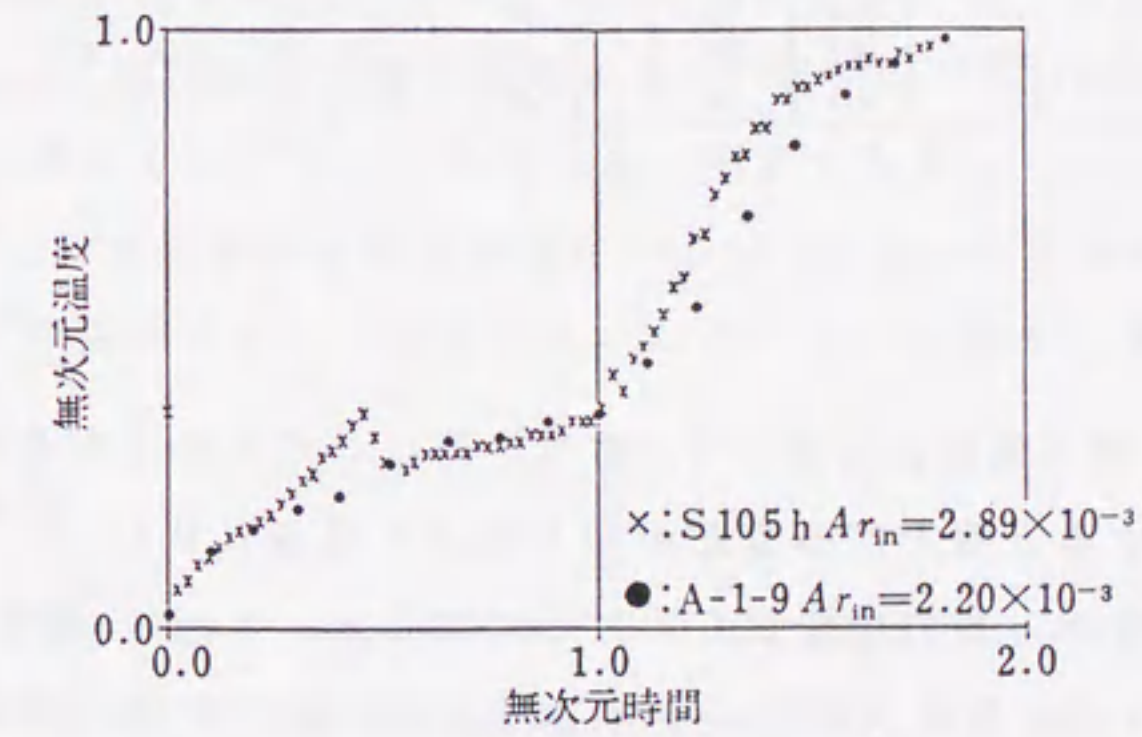
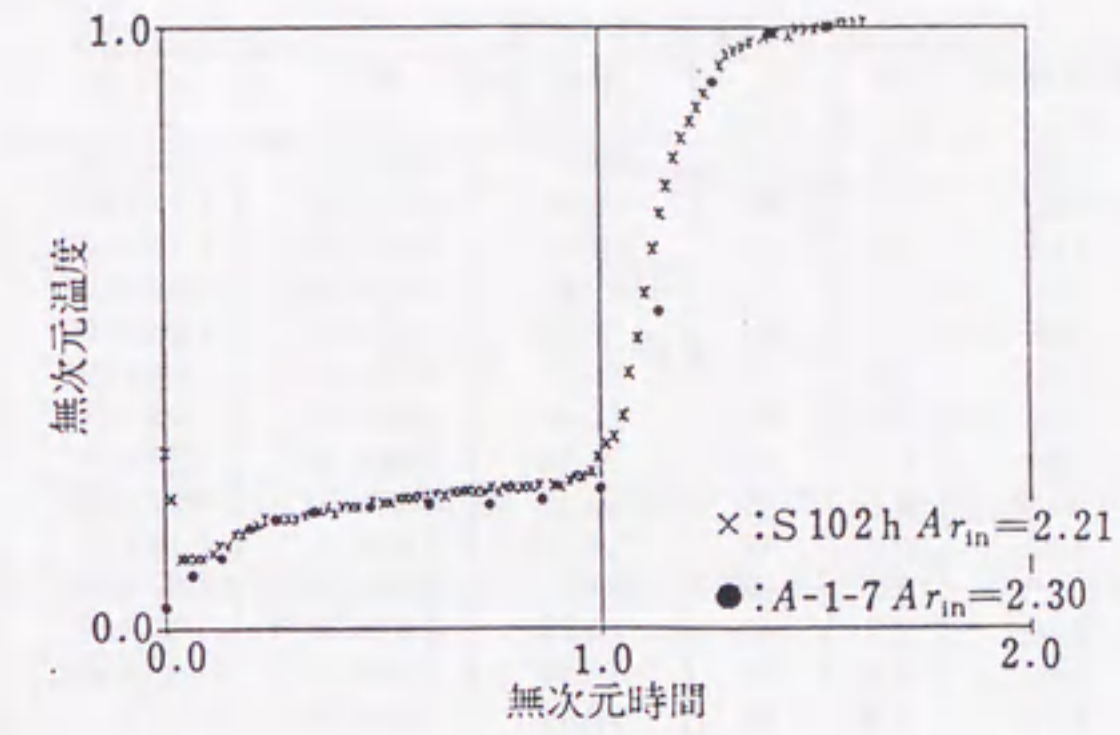


図 3.7: 解氷実験結果の比較 (温度応答関)

## 3.4 熱的応答実験

以下は大小模型比較すなわち相似則の問題を離れ、本模型実験槽の熱的応答そのものの解析に移る。前節と同じ実験装置を用いて、氷蓄熱槽の熱的応答に与える流入熱量、IPFと $Ar_{in}$ の影響を調べる。表3.2に実験条件リストを示す。

表3.2: 実験条件リスト

実験番号	初期水温 [°C]	蓄冷時間 [h:m]	IPF [-]	$d_{in}$ [mm]	入力温度 [°C]	流量 [l/s]	$Ar_{in}$	流入熱量 [kW]
SA01-11-1	14.94	3:45	0.1	45	10.69	$9.85 \times 10^{-2}$	$2.62 \times 10^{-2}$	4.41
SA01-11-2	7.57	5:00	0.2	45	10.82	$9.93 \times 10^{-2}$	$2.76 \times 10^{-2}$	4.50
SA01-21-1	9.29	2:55	0.1	45	12.71	$8.42 \times 10^{-2}$	$7.18 \times 10^{-2}$	4.48
SA01-21-2	7.76	5:30	0.2	45	12.96	$8.27 \times 10^{-2}$	$7.83 \times 10^{-2}$	4.49
SA01-31-1	15.30	3:30	0.1	45	15.37	$6.77 \times 10^{-2}$	$2.03 \times 10^{-1}$	4.35
SA01-31-2	15.30	4:30	0.2	45	15.37	$6.73 \times 10^{-2}$	$2.03 \times 10^{-1}$	4.33
SA01-12-1	10.05	2:55	0.1	45	14.65	$1.89 \times 10^{-1}$	$2.24 \times 10^{-1}$	11.6
SA01-12-2	12.86	4:20	0.2	45	14.45	$1.88 \times 10^{-1}$	$2.16 \times 10^{-1}$	11.4
SA01-22-1	13.11	3:15	0.1	45	18.28	$1.48 \times 10^{-2}$	$6.72 \times 10^{-2}$	11.4
SA01-22-2	14.12	4:50	0.2	45	18.34	$1.48 \times 10^{-2}$	$6.78 \times 10^{-2}$	11.4
SA01-32-1	18.70	3:00	0.1	45	25.27	$1.35 \times 10^{-2}$	$1.77 \times 10^{-1}$	14.3
SA01-32-2	15.50	4:30	0.2	45	25.21	$1.32 \times 10^{-2}$	$1.85 \times 10^{-1}$	13.9
SA01-42-1	18.80	3:26	0.1	45	10.93	$2.66 \times 10^{-1}$	$4.10 \times 10^{-3}$	12.2
SA01-42-2	12.40	4:27	0.2	45	10.54	$2.59 \times 10^{-1}$	$3.61 \times 10^{-3}$	11.4
SA01-13-1	10.04	2:55	0.1	70	14.70	$5.95 \times 10^{-1}$	$2.10 \times 10^{-2}$	36.6
SA01-13-2	12.48	4:30	0.2	70	14.71	$5.96 \times 10^{-1}$	$2.08 \times 10^{-2}$	36.7
SA01-23-1	12.71	3:25	0.1	70	18.38	$4.63 \times 10^{-1}$	$6.39 \times 10^{-2}$	35.6
SA01-23-2	17.16	4:45	0.2	70	18.26	$4.61 \times 10^{-1}$	$6.30 \times 10^{-2}$	35.2
SA01-33-1	14.70	3:25	0.1	70	24.26	$3.46 \times 10^{-1}$	$2.23 \times 10^{-1}$	35.1
SA01-33-2	-	-	0.2	70	24.49	$3.47 \times 10^{-1}$	$2.27 \times 10^{-1}$	35.6
SA01-43-1	18.90	3:40	0.1	70	15.26	$5.39 \times 10^{-1}$	$3.11 \times 10^{-3}$	34.4
SA01-43-2	15.20	4:15	0.2	70	15.29	$5.63 \times 10^{-1}$	$2.87 \times 10^{-3}$	36.0

## 3.4.1 製氷蓄冷過程

図3.8に製氷過程での槽下部の応答を示す。槽内水温はコイルの上部を除き均一に低下し、槽下部が4°Cに達すると槽上部の温度が槽下部より低温に移行し、コイル上部の水温は急激に低下する。着氷は槽内温度が0°C付近になると、ヘッダー部から始まり、コイルチューブ部へと進行する。着氷状態はコイル垂直方向、水平方向にほぼ均一であった。IPF = 0.2と氷量が多くてもコイルの氷はたがいに接触することは無く殆ど均一であった。以上の様子は、初期温度に差があるもののすべての製氷実験を通して差はなかった。

## 3.4.2 解氷放冷実験

## 流入熱量の影響

図3.9に流入熱量中程度、 $Ar_{in}$ 大の槽下部3点の応答及び垂直温度分布を示す。入力直後槽下部で水温が一旦4°C程度まで上昇するがその後すぐ下降し、低温を保ったまま槽上部から水温が上昇し温度成層が下降して行く。出口応答図も実験初期に温度が上昇する

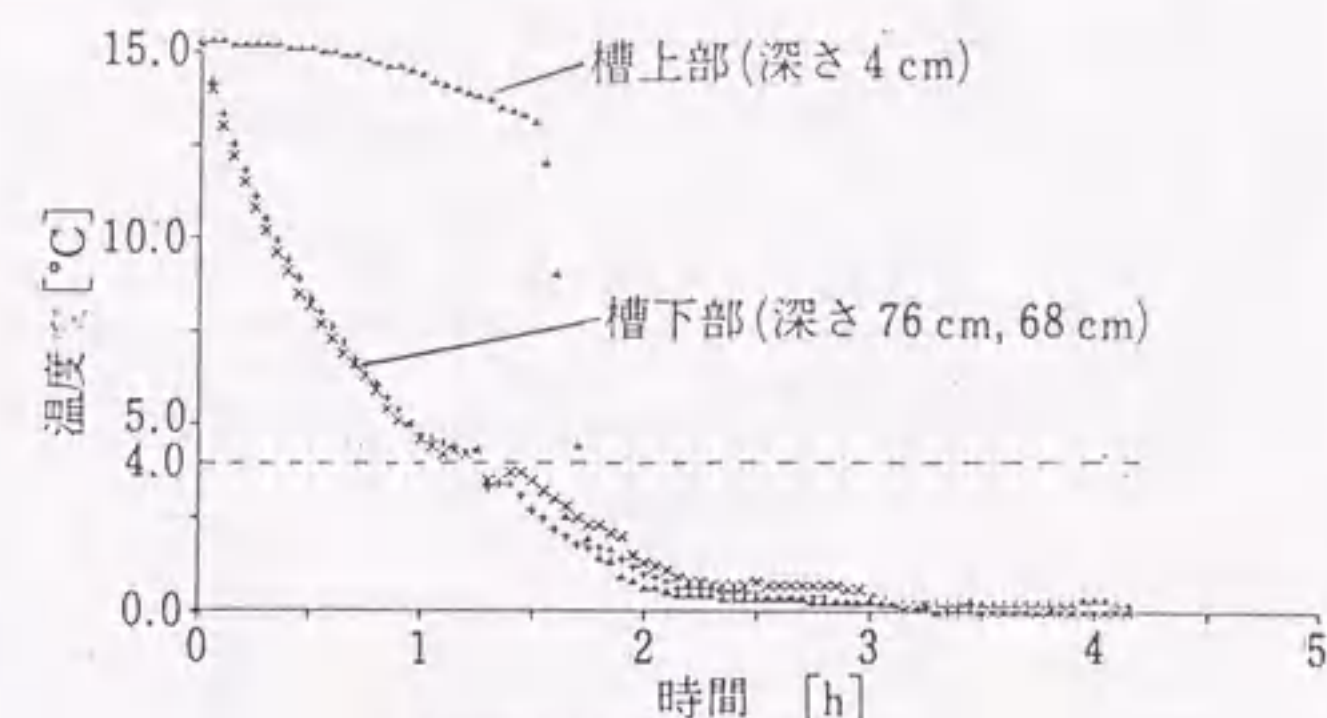


図3.8: 製氷実験結果

が、その後は4°C以下になる。解氷状態を観察すると入力直後コイル最下部が解氷するが、しばらくすると槽上部の温度成層部で急速な解氷が起こり、成層境界部の直下に氷を残したまま解氷していく。

図3.10は図3.9と同程度の $Ar_{in}$ で流入熱量の小さい実験であり、入力後槽内温度は完全混合状態で上昇し、槽内が4°Cに達すると、槽上部から温度が上昇する。解氷状態は入力直後はコイル最下段から解氷が始まるが、入力温水が解氷により冷却され密度差により下降し自然対流によって槽内は完全混合状態になり、槽全体で解氷が進行する。解氷終了した後槽上部から成層化する。取出し温度は流入熱量が大きい方が低温取出時間が長いですが、4°Cを限界としたときの時間は流入熱量が小さい方が長いことがわかる。以上により $Ar_{in}$ が同一でも流入熱量の大小により応答が異なることがわかる。

## アルキメデス数の影響

図3.11は、図3.9、3.10と異なり $Ar_{in}$ が小さく完全混合状態となる入力条件での実験の結果を示す。この条件の場合、槽内温度は実験開始後から終了までほぼ一様に上昇することがわかる。すなわち $Ar_{in}$ の大小は槽内温度プロフィールに大きな影響を与え、これが出口応答の差となる。

## IPFによる影響

図3.12にIPF以外の条件が同じである2つの実験の無次元応答図を示す。これによると2つの応答はほぼ一致している。実験時間の差に基づく拡散速度の差は殆ど影響していないことがわかる。

以上の結果、槽内垂直温度分布と出口応答のパターンを支配する要因は $Ar_{in}$ と流入熱

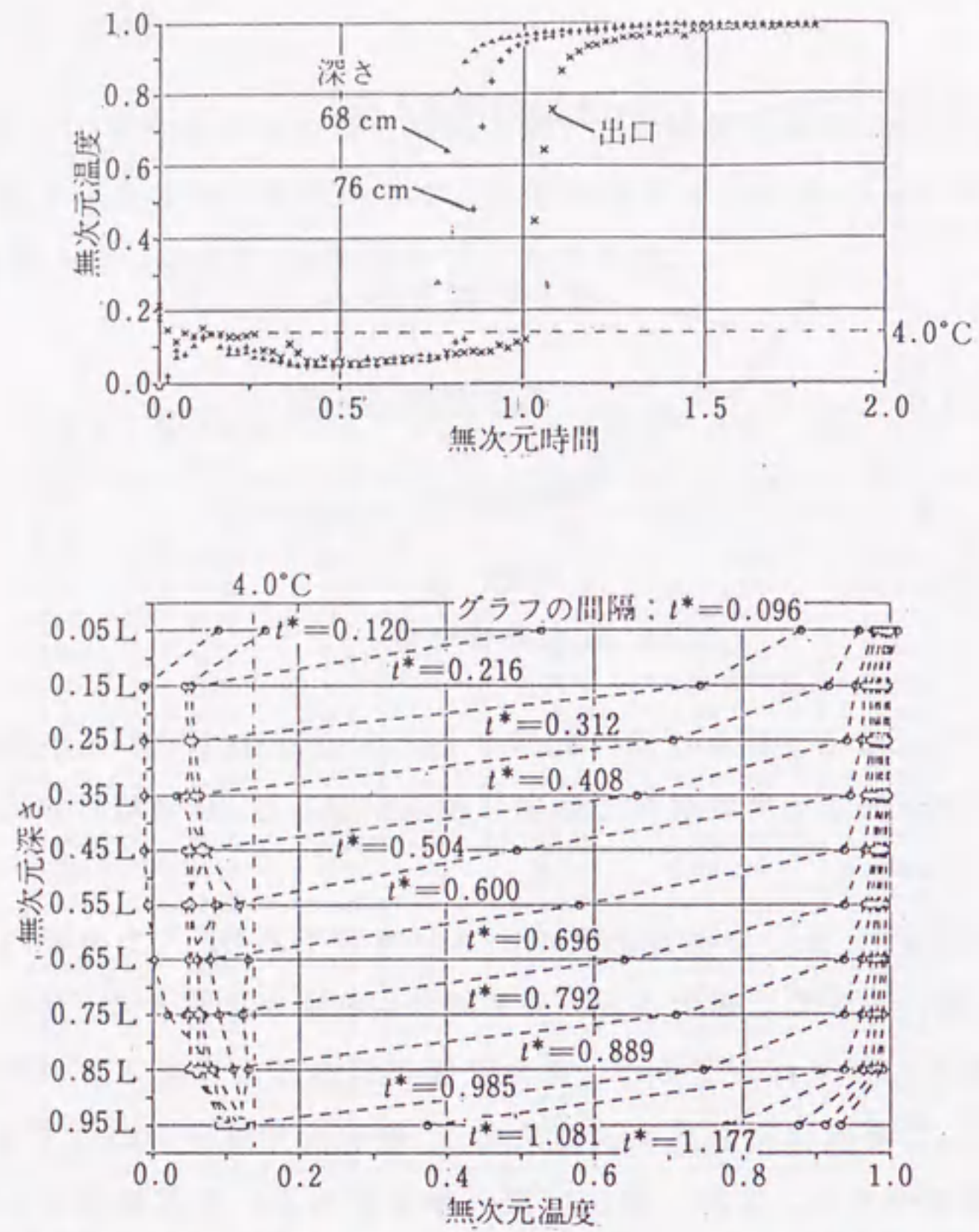


図 3.9: 解氷実験結果 ( $Ar_{in}$ : 大, 流入熱量: 中, 実験番号 SA01-32-1)

量であることがわかる。 $Ar_{in}$ により応答のプロフィールが定まり, 次に流入熱量の大小によって, とくに  $Ar_{in}$  大 (成層化条件) のときの初期の短絡流の出口への影響と氷融解のパターンの差が生じる。流入熱による解氷速度及び完全混合域の昇温速度, 密度差によって落下する水流, 下部での再冷却などが複雑に絡み合っこのような応答パターンの差が生じると考えられる。図 3.13にこの解氷のパターンを示す。

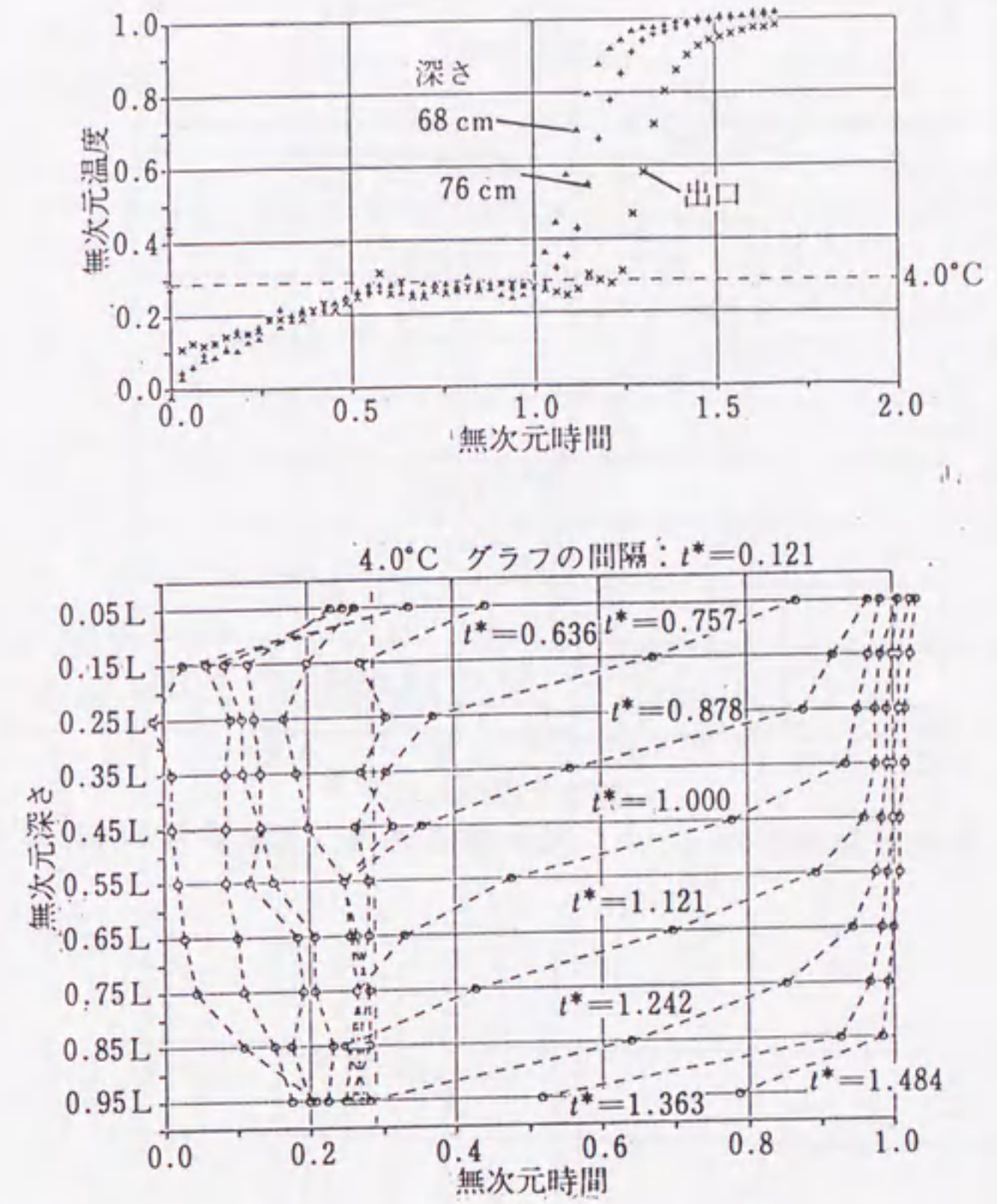


図 3.10: 解氷実験結果 ( $Ar_{in}$ : 大, 流入熱量: 小, 実験番号 SA01-21-1)



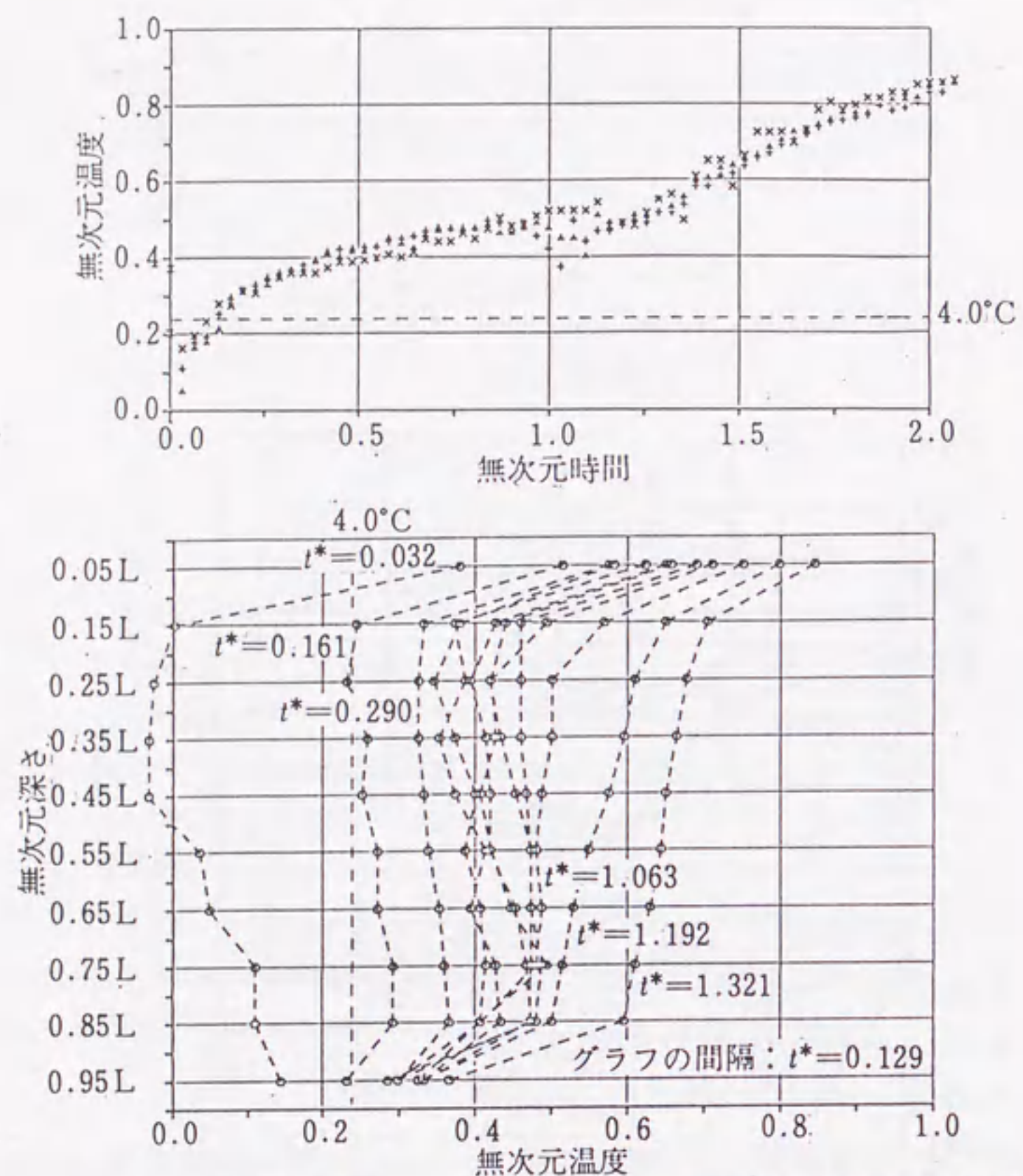


図 3.11: 解氷実験結果 ( $Ar_{in}$ : 小, 完全混合条件, 実験番号 SA01-43-2)

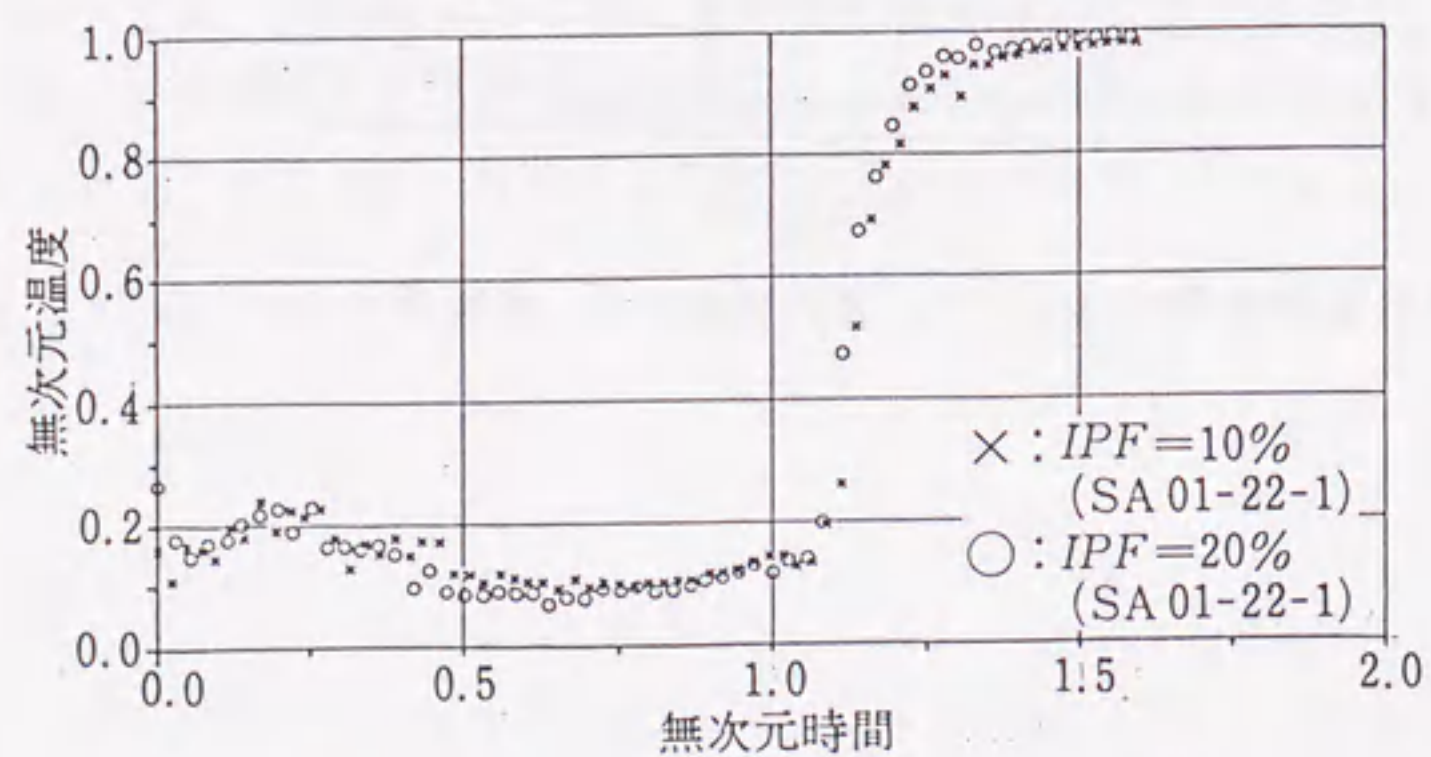


図 3.12: IPFの異なる実験での無次元応答

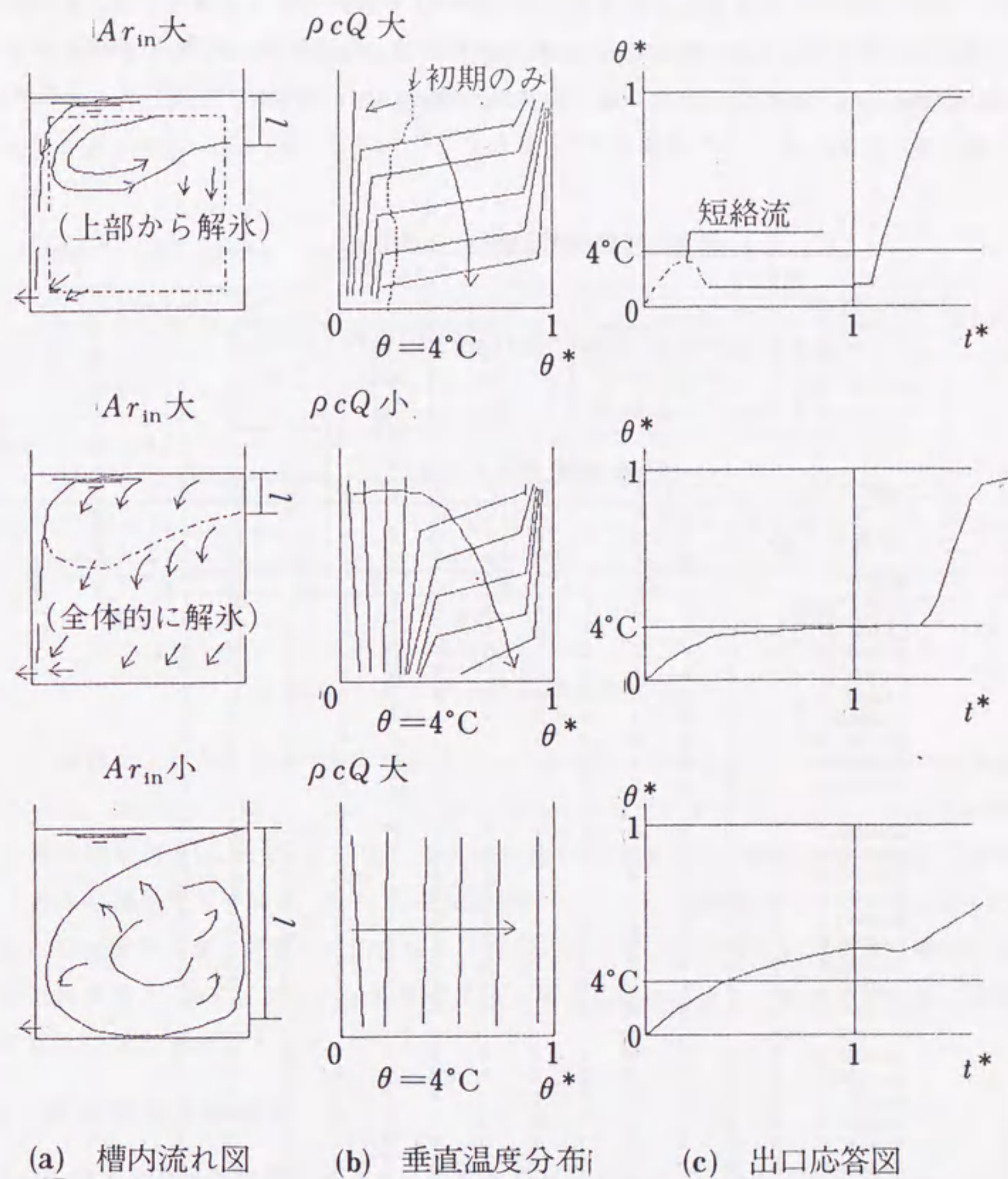


図 3.13: 解氷のパターン

3.5 かくはんの効果

氷蓄熱でしばしば行われる槽内かくはんの効果を確認し、どの程度の有意性をもって影響を及ぼすのかを分散分析によって解析する。

かくはんは図 3.3 に示した位置に小型空気ポンプ約 0.1 [m<sup>3</sup>/(h・台)] を設置して行った。また別に小型水流ポンプによる実験も行った。製氷実験では、温度計測と同時に目視により着氷時間を測定した。表 3.3 に示した 3 因子 3 水準を設け、これを実験計画法<sup>53)</sup>による直交表 L<sub>27</sub> に割り振って表 3.4 のような実験条件<sup>4)</sup>とした。

表 3.3: 実験条件の因子と水準

因子	水準		
	I	II	III
A: 空気かくはん [m <sup>3</sup> /h m <sup>2</sup> ]	0.31(中)	0.16(小)	0.63(大)
B: プライン流量 [l/min]	50	30	10
C: プライン入口温度 [°C]	-10	-8	-6

表 3.4: 実験条件リスト

列番	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13														
変動因	A	B	A B	A B	C	A C	A C	B C	e	e	B C	e	e														
実験番号	SA401C,H	SA402C,H	SA403C,H	SA404C,H	SA405C,H	SA406C,H	SA407C,H	SA408C,H	SA409C,H	SA410C,H	SA411C,H	SA412C,H	SA413C,H	SA414C,H	SA415C,H	SA416C,H	SA417C,H	SA418C,H	SA419C,H	SA420C,H	SA421C,H	SA422C,H	SA423C,H	SA424C,H	SA425C,H	SA426C,H	SA427C,H
成分	A	B	A B	A <sup>2</sup> B	C	A C	A <sup>2</sup> C	B C	A C	A <sup>2</sup> C	B <sup>2</sup> C	A <sup>2</sup> B <sup>2</sup> C	A B <sup>2</sup> C	A B <sup>2</sup> C	A B <sup>2</sup> C	A B <sup>2</sup> C	A B <sup>2</sup> C	A B <sup>2</sup> C	A B <sup>2</sup> C	A B <sup>2</sup> C	A B <sup>2</sup> C	A B <sup>2</sup> C	A B <sup>2</sup> C	A B <sup>2</sup> C	A B <sup>2</sup> C	A B <sup>2</sup> C	A B <sup>2</sup> C

3.5. かくはんの効果

3.5.1 製氷蓄冷実験結果

図 3.14 に、代表的な槽内垂直温度分布図を示す。かくはん無しの場合にはコイル上部の水溫の低下が遅れ、槽下部に 4 °C の部分が残っている。かくはんを行った場合はこのような温度分布は見られない。ある程度(この場合最小かくはん量 0.16m<sup>2</sup>/(h・m<sup>2</sup>))のかくはんを行えば槽内は完全混合状態となり、かくはん量によって槽内温度分布が変化することはないと言える。また、空気ポンプ・水流ポンプというかくはん方式による製氷速度への影響は有意差が認められなかった<sup>20)</sup>。

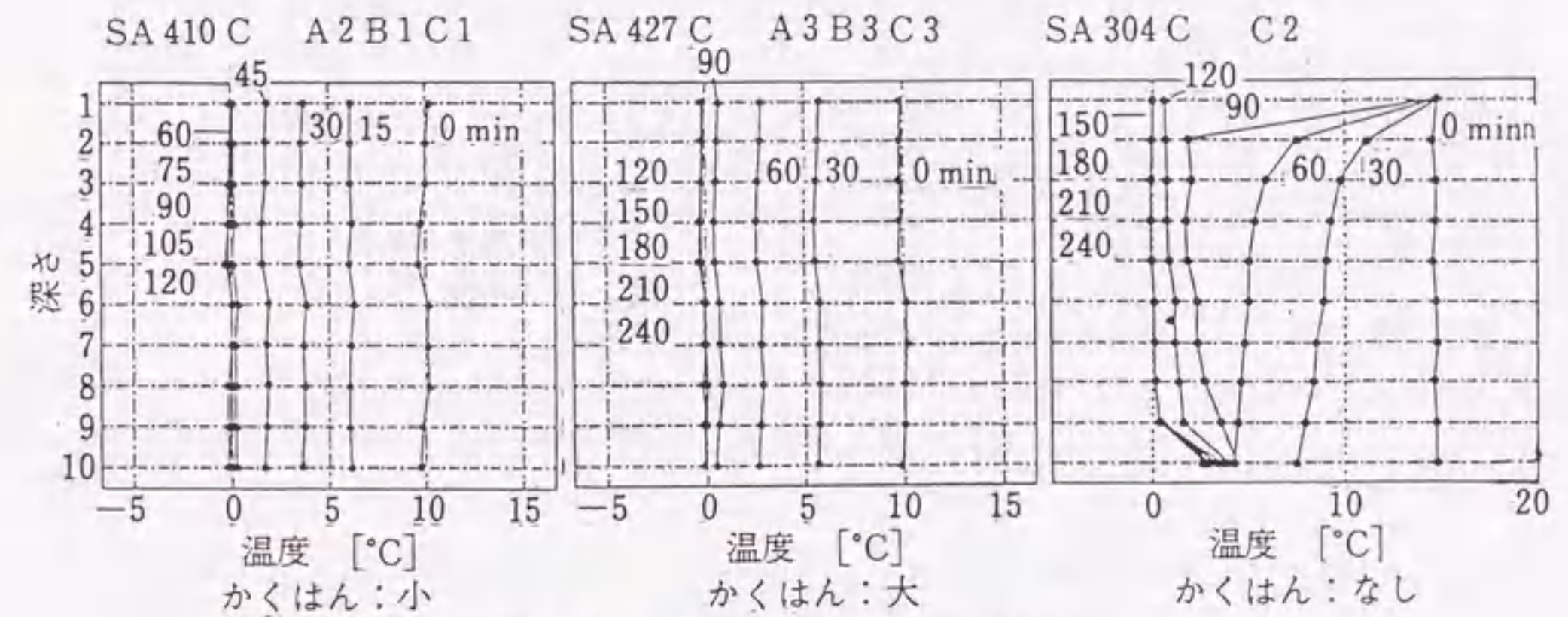


図 3.14: 製氷蓄冷実験結果の比較

表 3.5 に目視により測定した I: 着氷開始時間, II: 着氷から IPF=0.1 までの時間, III: 全実験時間を示す。この着氷時間についての表 3.4 を用いた分散分析結果を表 3.6 に、またその要因効果推定表を表 3.7 に示す。この表から実験開始から着氷まで、着氷から実験終了までのどちらの時間帯でも要因 A, B, C 及び交互作用 B × C が 1% 有意となっている。従って、かくはん量は多い方が、プライン流量は多い方が、プライン温度は低い方が製氷蓄冷時間短縮に有効であり、特に、プライン流量が少ない場合には、プライン温度ができるだけ低い方が製氷に対し有利である。

3.5.2 解氷放冷実験結果

図 3.15 に解氷放冷実験でかくはん量の異なる実験結果を示す。かくはん量の大きい実験が垂直温度分布に差が少なくなっている。解氷放冷実験では、A<sub>rin</sub>、流入熱量が大きくなるほど、かくはん量が小さくなるほど槽上下間に温度差ができるが、ほぼ完全混合状態であるといえる。温度成層による蓄熱効率の向上をねらうならば、IPF10% 程度の低密度の条件では、かくはんは行わない方がよいと言える。

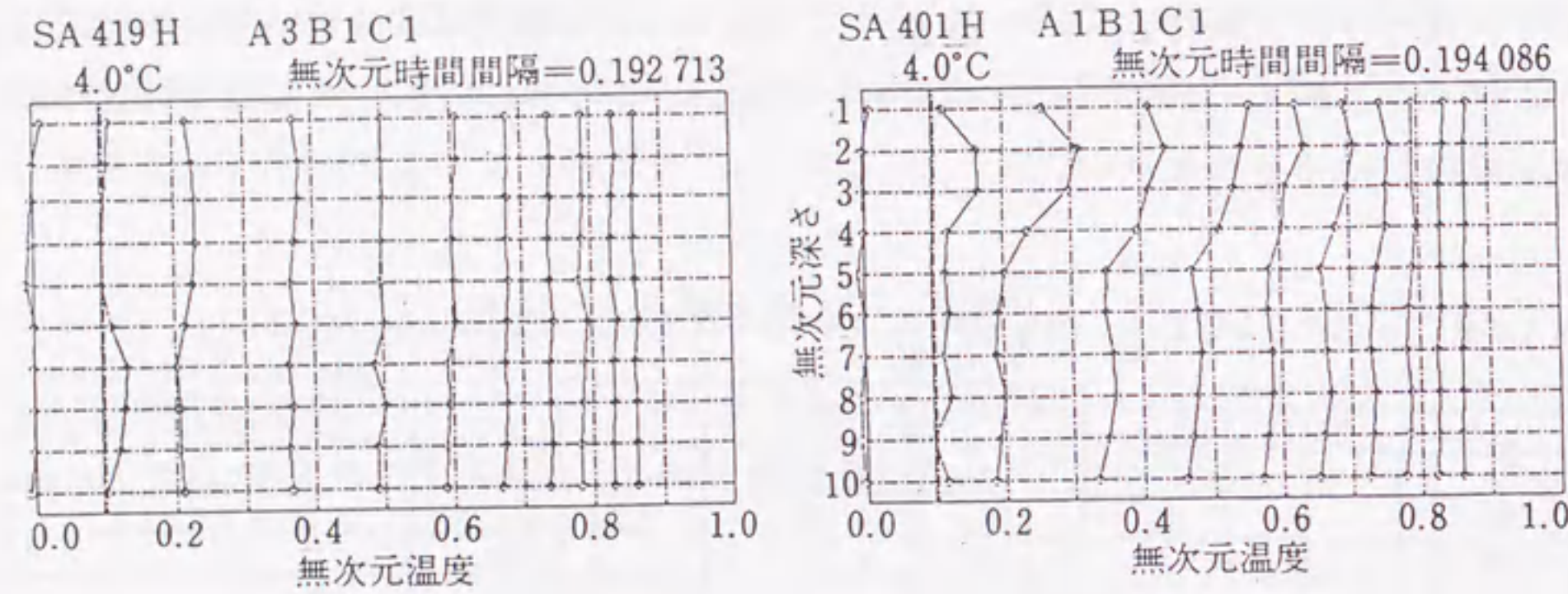


図 3.15: 製氷蓄冷実験結果の比較

表 3.5: 製氷時間測定結果

実験番号	I			II			III				
	I	II	III	I	II	III	I	II	III		
SA401C	60	55	115	SA410C	65	65	130	SA419C	58	57	115
SA402C	60	55	115	SA411C	60	65	125	SA420C	60	50	110
SA403C	65	65	130	SA412C	66	74	140	SA421C	60	65	125
SA404C	65	55	120	SA413C	70	65	135	SA422C	65	55	120
SA405C	75	50	125	SA414C	70	65	135	SA423C	65	65	130
SA406C	75	80	155	SA415C	80	95	175	SA424C	70	95	165
SA407C	90	80	170	SA416C	95	80	175	SA425C	90	85	175
SA408C	100	55	185	SA417C	110	95	205	SA426C	100	90	190
SA409C	125	100	255	SA418C	125	140	265	SA427C	115	130	245

表 3.6: 分散分析表

要因	自由度	寄与率 (%)		
		I	II	III
A	2	1.5	5.2	1.8
B	2	84.2	50.3	70.0
C	2	7.4	30.2	19.9
B×C	4	5.2	5.3	7.4
e	16	1.7	9.0	0.9
計	26	100.0	100.0	100.0

表 3.7: 効果推定表

I:着氷開始時間				
要因効果	基準値=102.50 min			
	水準	1	2	3
A:かくはん量**		0.22	3.11	-3.33
B:ブライン流量**		-17.67	-8.67	26.33
C:ブライン入口温度**		-6.11	-4.44	7.56
B×C**		5.56	-0.11	-5.44
		2.22	0.89	-3.11
		-7.78	-0.78	8.56
II:IPF=0.1 まで				
要因効果	基準値= 88.13 min			
	水準	1	2	3
A:かくはん量**		-6.89	6.33	0.56
B:ブライン流量**		-15.11	-6.89	22.00
C:ブライン入口温度**		-10.00	-7.44	17.4
B×C**		7.78	2.89	-10.67
		-1.11	-2.00	3.11
		-6.67	-0.89	7.56
III:全実験時間				
要因効果	基準値=190.63 min			
	水準	1	2	3
A:かくはん量**		-4.44	8.33	-3.89
B:ブライン流量**		-33.89	-16.67	50.56
C:ブライン入口温度**		-17.22	-10.00	27.22
B×C**		14.44	3.98	-18.33
		2.22	0.00	-2.22
		-16.67	-3.89	20.56

### 3.6 性能予測のマクロモデル

解氷放冷特性がシステム側との関係の深い重要なテーマである。そこで第2.1.2節で展開した単位応答における氷蓄熱槽の解氷時性能のマクロモデルについて考察する。

#### 3.6.1 放冷特性の評価指標

第2章で示した、単位蓄熱率と単位蓄熱槽効率をそれぞれ $\eta_0$ ,  $\eta_v$ とする。限界温度 $\theta_c$ は任意に設定できるが、水の密度最大温度 $4^\circ\text{C}$ が氷蓄熱では特徴的である。 $4^\circ\text{C}$ 以上では氷蓄熱にした意味がなく、 $4^\circ\text{C}$ 以下を厳密に適用すると短絡流の影響などで応答が不安定で定量化が困難となる。従って $\eta_v$ については限界温度 $4^\circ\text{C}$ を採用する。氷蓄熱槽では出口温度応答は冷水取り出し開始時に大きく上昇しその後一旦下降する場合もあるため、図に示すように実質的に取出限界温度以下である無次元時間を $\eta_v$ とする。また熱量を表す指標として、次式に無次元流入熱量 $Q^*$ を定義し実験結果の解析に用いる。

また次式に、熱量を表す指標として基準化熱量を定義する。これは、時間あたりに流入する熱量を表し、 $[1/h]$ の次元を持つ。

$$Q^* = \frac{\rho c Q \theta_{in}}{\rho c V_o \theta_{in} + \rho V_o IPFL} \quad (3.23)$$

#### 3.6.2 マクロモデル

図3.16に、らせん型コイル実験での単位蓄熱率 $\eta_0$ と $Ar_{in}$ ,  $Q^*$ の関係を示す。氷蓄熱槽の出口応答形は $Ar_{in}$ が支配であることがわかる。すなわち、 $Ar_{in}$ が大きいほど出口応答の立上がり幅を小さく抑えることができると言える。

図3.17では $\eta_v$ と $Ar_{in}$ ,  $Q^*$ との関係を示す。 $\eta_v$ は $\eta_0$ に較べて $Q^*$ の影響が強くなり、 $Ar_{in}$ が大きく、 $Q^*$ が小さくなると $\eta_v$ が大きくなる。以上より $\eta_0$ ,  $\eta_v$ は $Ar_{in}$ ,  $Q^*$ に支配され、その関係を、

$$\eta_0 = a_0 + a_1 Q^* + a_2 \log(Ar_{in}) \quad (3.24)$$

$$\eta_v = b_0 + b_1 Q^* + b_2 \log(Ar_{in}) \quad (3.25)$$

で表現し、実験データより重回帰を行い各係数を決定し以下の経験式を得た。

$$\eta_0 = 1.348 - 12.179 Q^* + 0.2922 \log(Ar_{in}) \quad (3.26)$$

$$\text{相関係数 } R = 0.94$$

$$\eta_v = 0.942 + 0.350 Q^* + 0.1435 \log(Ar_{in}) \quad (3.27)$$

$$\text{相関係数 } R = 0.85$$

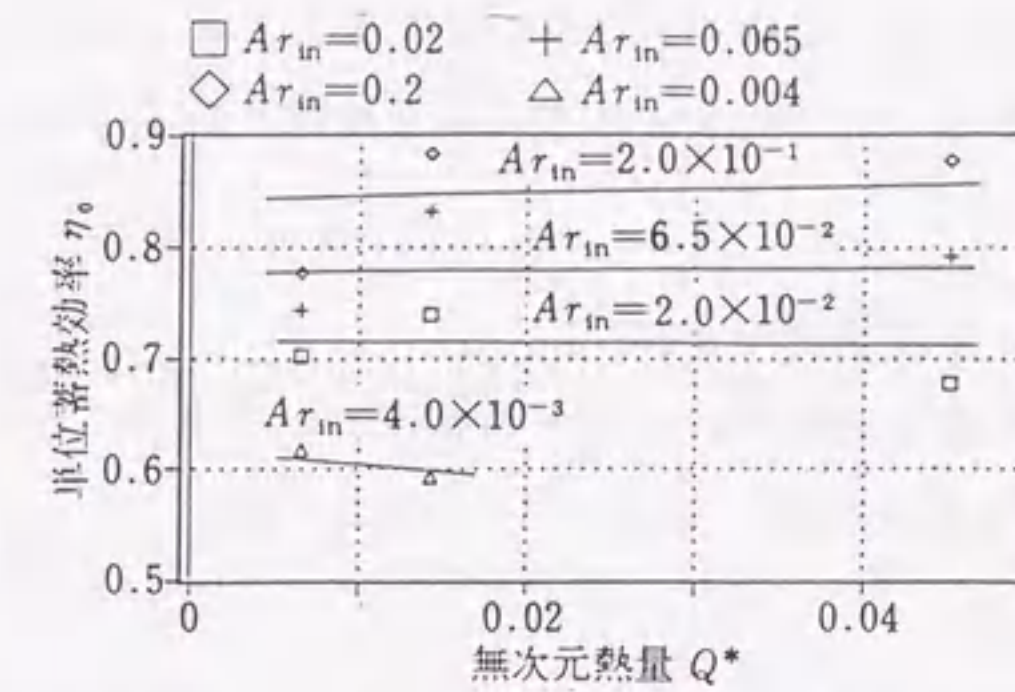


図3.16:  $\eta_0$  と  $Q^*$  の関係 (らせん型)

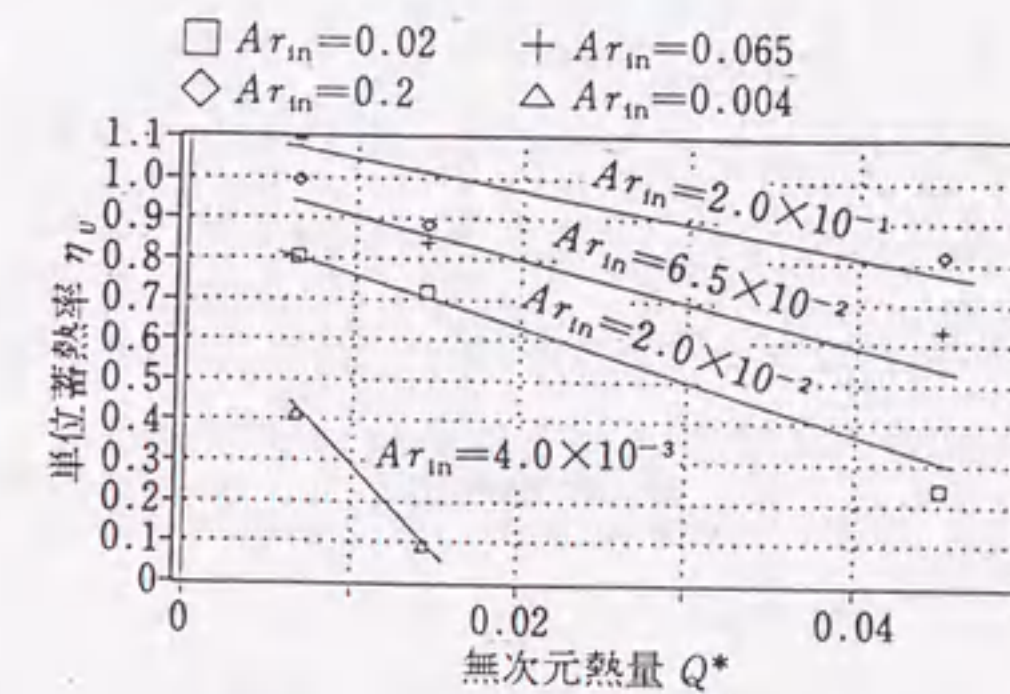


図3.17:  $\eta_v$  と  $Q^*$  の関係 (らせん型)

### 3.7 まとめ

本章では、アイスオンコイル型製氷でIPFの比較的小さいケースを実験した。はじめに、模型実験を行う際に相似側の検討を簡単な解氷モデルから行った。氷と水の熱伝達を相似とするのは困難なので、これを無視して実験条件を設定した。別に行われた3倍の実験と比較したところ、 $Ar_{in}$ による相似則で大小実験によい一致をみた。これは、IPFが小さい条件であり、この場合には熱伝達の相似性を無視しても実験は一致することが確認された。

解氷特性と混合特性の考察から、槽の熱特性に影響を与える因子として、 $Ar_{in}$ , 流入熱量, IPFを選定し、これらを変化させて実験を行った。その結果、出口応答は次の3つのパ

ターンに分類できた。

- 温度成層を形成しながら解氷

$Ar_{in}$  が大きく流入熱量が大きい場合で、下部に氷を残したまま温度成層を形成し、解氷は主に成層界面で起きる。とけた水が下部の氷で冷却されるため、 $4^{\circ}\text{C}$  以下の低温を出力する。

- 完全混合状態で解氷後、温度成層を形成

$Ar_{in}$  が大きく熱量が温度成層を形成するほど大きくない場合で、水の最大密度が  $4^{\circ}\text{C}$  であるため解氷中は完全混合状態になり、 $4^{\circ}\text{C}$  を出力する。

- 完全混合状態のまま推移

$Ar_{in}$  が小さく温度成層を形成できないような条件で、出口温度は早くに  $4^{\circ}\text{C}$  を超えそのまま上昇する。

氷蓄熱槽でしばしば行われるかくはんの効果も、実験計画法による実験にて調べた。製氷実験では、かくはんは最小量でも完全混合状態を作ることができ、かくはん量の影響は少なかった。製氷時間への影響を分散分析したところ、かくはん量が多いほど、ブライン温度が低いほど、ブライン流量が多いほど、製氷時間を短縮できる。解氷実験では、かくはんにより槽の温度成層が形成されなくなる。したがって、IPF が小さい場合にはかくはんは行わない方がよい。

槽の熱特性の傾向を定量化するために、第2章で展開した、単位蓄熱槽効率と単位蓄熱率と入口条件との関係を求めた。

## 第4章

# チューブ型アイスオンコイル型氷蓄熱槽の熱特性

### 4.1 はじめに

前章ではらせん型アイスオンコイル体積配置氷蓄熱槽について、模型実験により相似則の検討を行ない、熱的特性を解析した。これらの実験では IPF は約 10% と低密度であったが、槽をさらに小型化するためには高い IPF が要求される。また、高密度のコイルを部分的に設置することで、低密度のコイルと同じ IPF でも槽内に十分なメンテナンス空間がとれる。既設の水蓄熱槽へ高密度コイルを増設することで負荷の増加に対応できる。といった理由から高密度コイルの偏在配置が採用される可能性も検討に値する。

高密度コイルでは、コイル周囲の対流、流入温水流の分布、自然対流の影響など体積配置とは様相を異にすることが予想される。そこで、高密度なチューブコイルを偏在配置した場合の蓄冷・放冷時の熱的応答と槽内温度分布特性を確認した。また、現実には建物条件により槽の縦横比（アスペクト比）が実験槽と異なる場合もあり得る。このような場合の槽の熱的応答の確認も行った<sup>31)</sup>。

### 4.2 コイル配置と熱的応答

#### 4.2.1 実験条件

実験に用いたコイルの概要を図 4.2 に示す。空調用コイルからフィンを取り除いたもの<sup>5)</sup>である。このコイルを、図 4.1 に示すように側部、中央、上部、下部に偏在させた。

製氷実験はそれぞれの配置でかくはんの有無の 2 条件を、解氷実験では入力条件を氷蓄熱槽で成層化するような  $Ar_{in}$  の大きな条件と氷蓄熱槽で完全混合になるような  $Ar_{in}$  の小さな条件を設定した。表 4.1 に実験条件リスト<sup>6)</sup>を示す。

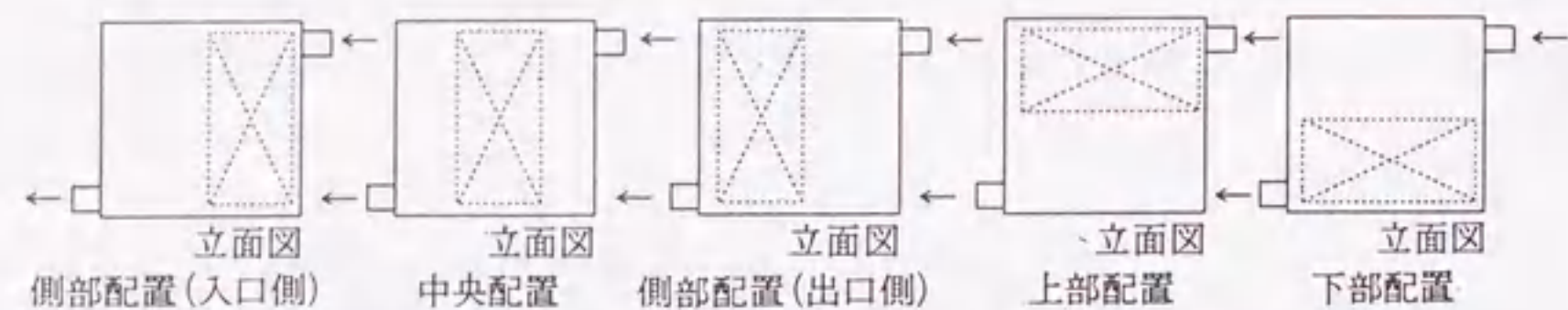


図 4.1: コイルの配置方法

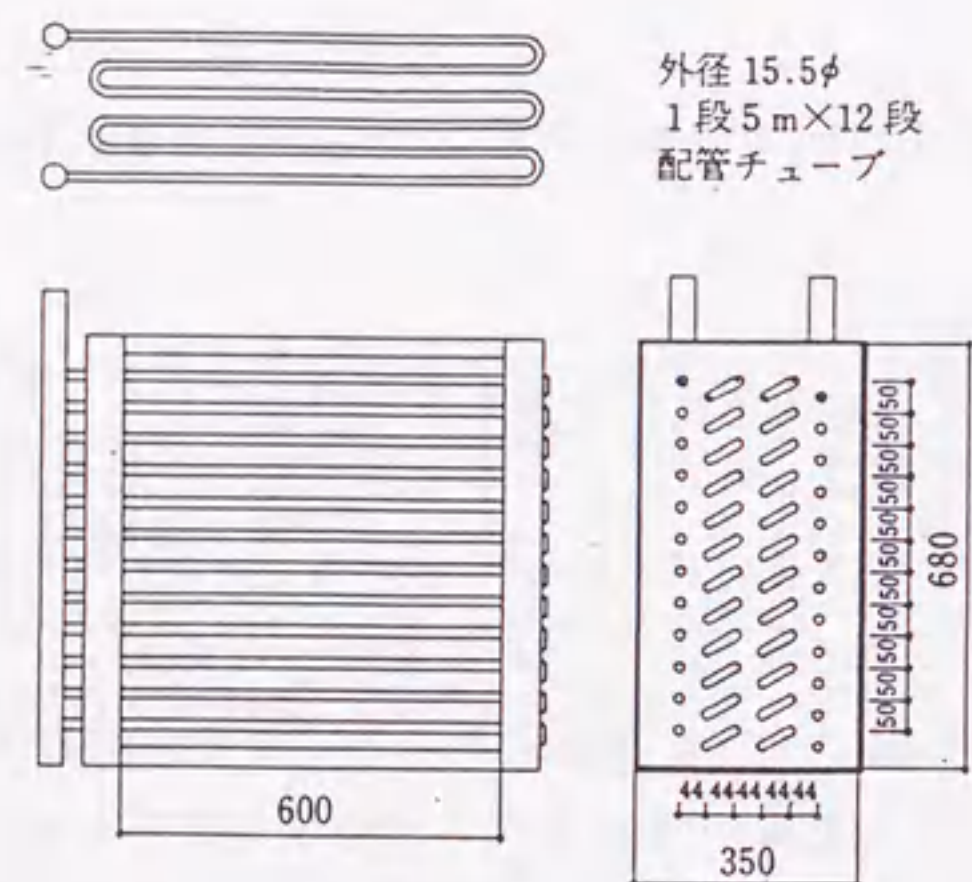


図 4.2: チューブコイル概要

4.2.2 製氷実験結果および考察

かくはん時の垂直温度分布

図 4.3 に製氷実験での槽内垂直温度分布を示す。かくはんを行った実験ではコイルの設置法に関わり無く槽内の垂直温度分布は均一であることがわかる。コイルの設置場所が異なってもかくはんを行った場合には製氷時の垂直温度分布は大きく変化しない。

図 4.4 にかくはんの強さを変えた実験の比較を示す。かくはんを行った場合にはその強度にかかわらず槽内がほぼ完全混合状態のまま冷却される。少なくとも  $2.25 \text{ [m}^3/(\text{h} \cdot \text{m}^2)]$  程度のかくはんを行えば垂直温度分布は一様に冷却されている。らせん型コイル体積配置方式では、かくはん量による垂直温度分布の変化はないことが確認されているので、偏在配置でもかくはん量の影響は少ないと考えられる。

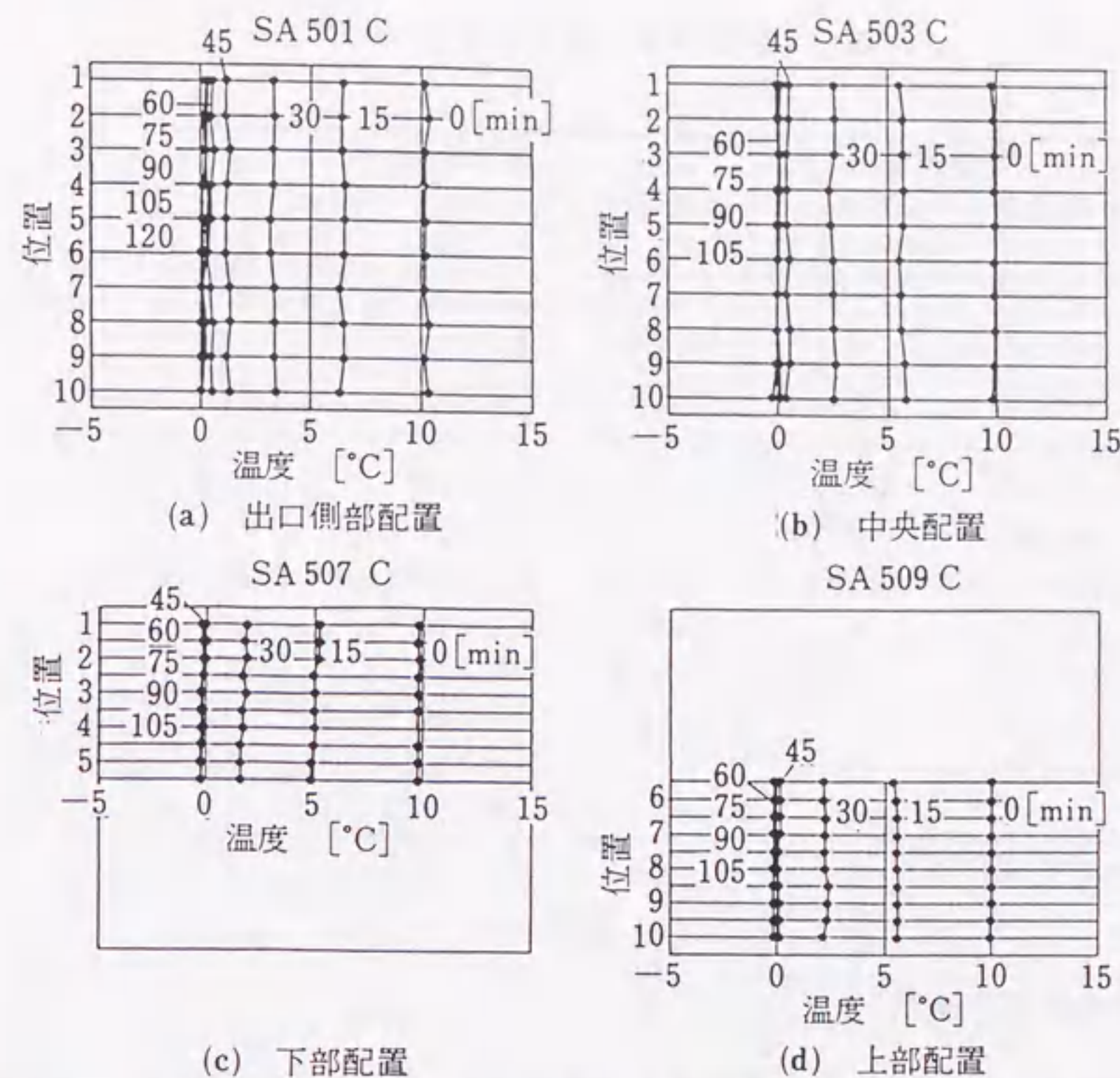


図 4.3: コイル配置の異なる製氷実験での垂直温度分布 (かくはん有り)

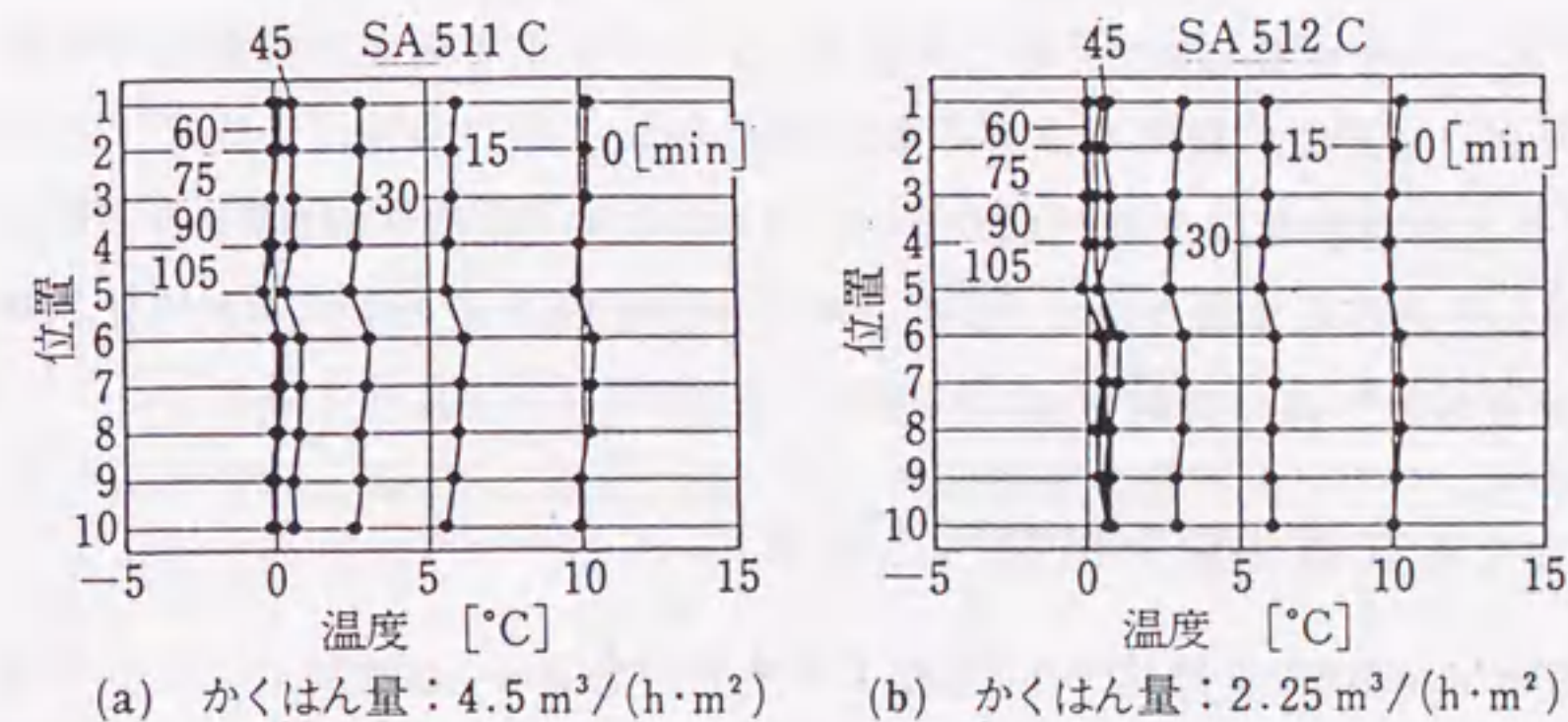


図 4.4: かくはん量の異なる製氷実験の垂直温度分布

表 4.1: 製氷実験条件リスト

製氷実験		解氷実験		
実験番号	攪拌 [ $\text{m}^3/(\text{h} \cdot \text{m}^2)$ ]	実験番号	$Ar_{in}$ (-)	コイル 位置
SA501C	2.25	SA501H	$2.0 \times 10^{-1}$	出口側部
SA502C	0	SA502H	$4.0 \times 10^{-3}$	
SA503C	2.25	SA503H	$2.0 \times 10^{-1}$	中央
SA504C	0	SA504H	$4.0 \times 10^{-3}$	
SA505C	2.25	SA505H	$2.0 \times 10^{-1}$	入口側部
SA506C	0	SA506H	$4.0 \times 10^{-3}$	
SA507C	2.25	SA507H	$2.0 \times 10^{-1}$	下部
SA508C	0	SA508H	$4.0 \times 10^{-3}$	
SA509C	2.25	SA509H	$2.0 \times 10^{-1}$	上部
SA510C	0	SA510H	$4.0 \times 10^{-3}$	
SA511C	4.5		(攪拌無し)	
SA512C*	2.25			

\*:着氷まで攪拌

## 無かくはん時の垂直温度分布

図 4.5にかくはんをしない実験での垂直温度分布を示す。図 4.5(a)(b) の側部・中央配置ではコイルのない部分は、 $0^\circ\text{C} \sim 4^\circ\text{C}$  の密度差に基づく温度勾配を生じ、製氷終了後も槽の中下部に  $2^\circ\text{C}$  前後の水が残っている。また実験終了時の着氷状態はかくはん時には均一になるものの無かくはん時にはコイル上部ほど厚くなっていた。これは製氷最終時点での槽内垂直温度分布の傾向と合致する。

図 4.5(c) に示す下部配置では、まず槽下部のコイルのある部分が冷却され  $0^\circ\text{C}$  に近づく。 $4^\circ\text{C}$  以下になると密度差により、槽上部に向かって  $4^\circ\text{C}$  以下で上部の温水と密度が平衡するまで冷却され、温度成層的に上層へ冷却されていく。

図 4.5(d) に示す上部配置では、コイルにより冷却された低温水が密度差で槽下部へ下降する。槽内は完全混合的な挙動を示す。しかし槽内水が密度最大の  $4^\circ\text{C}$  になると、槽上部で冷却された低温水の下降が抑制され、実験終了まで  $4^\circ\text{C}$  以下に低下しない。

## 4.2.3 かくはんと配置の製氷時間への影響

表 4.2 にコイルへの着氷判定時間を示す。かくはん時は無かくはん時に比べて I の着氷までの時間は長い、II の製氷終了までの時間は短くなっている。製氷終了までの時間はかくはん時に 105 ~ 120 分、無かくはん時には約 140 分である。表 4.3 にかくはんの有無・コイ

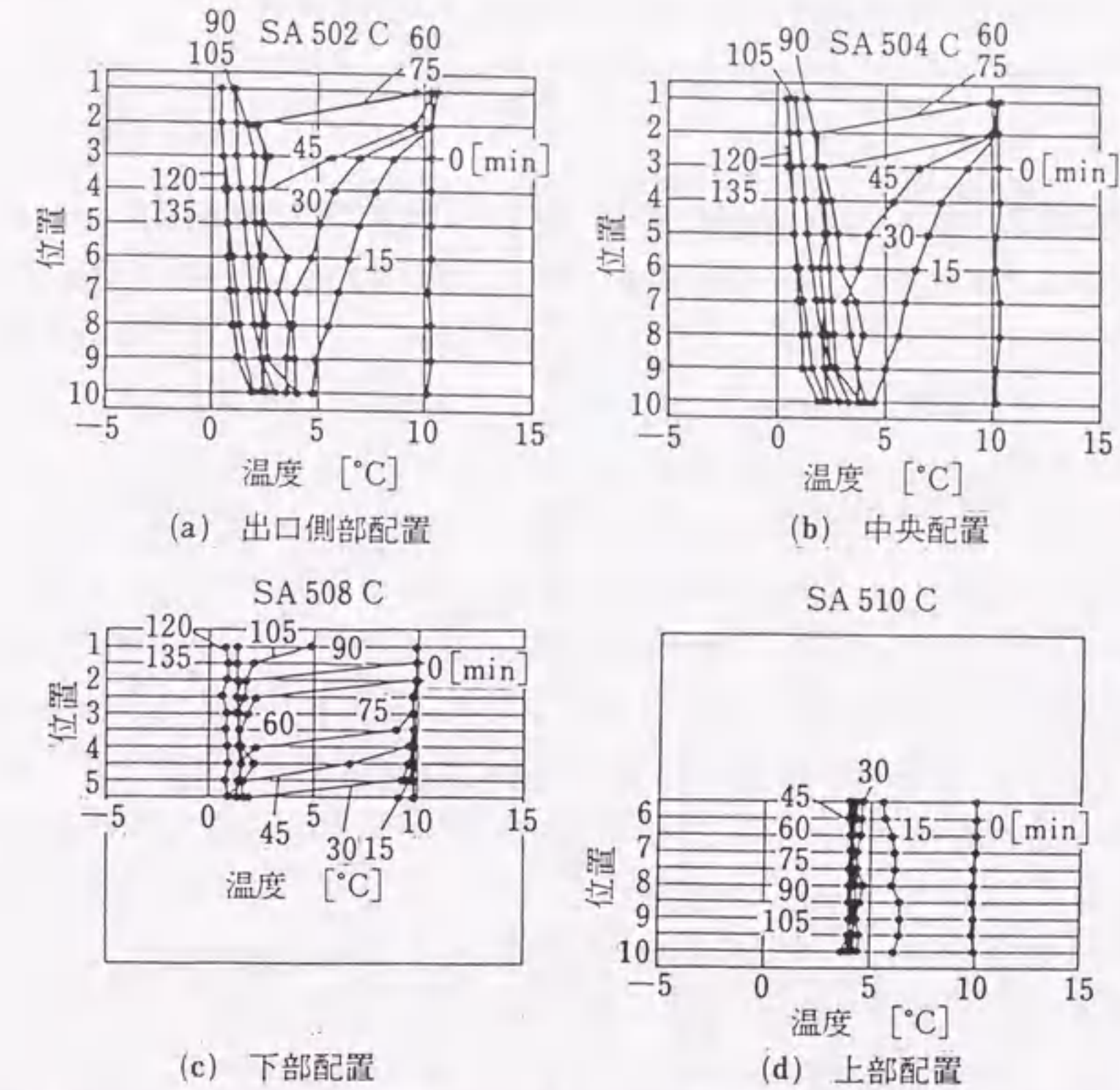


図 4.5: コイル配置の異なる製氷実験での垂直温度分布 (かくはん無し)

ルの位置と製氷時間の関係の分散分析結果を示す。分散分析からは、かくはんの有無が 5% 有意となっており、製氷時間へのかくはんの影響が大きいことがわかる。また、表 4.2 に製氷終了時の顕熱蓄冷量を示すが、かくはんを行なうと蓄冷量も大きくなっている。コイルの位置については、全実験に対しては製氷時間に対する有意性は認められなかったが、かくはん時のこの製氷時間を比較すると中央配置のものが他の配置と比べて短くなっている。これは中央配置では、コイルの両面に十分な空間があるので活発な対流熱交換が可能なためであると考えられる。また無かくはん時のみを比較すると上部配置では、製氷時間が他の配置に比べ短くなっている。これは垂直温度分布で見たように  $4^\circ\text{C}$  の部分が残るためである。

かくはんのタイミングでは、かくはんを途中で停止した場合、全実験時間を通してかくはんしている場合に比べコイル着氷後実験終了までの時間がやや長くなる。しかし全実験時間としてはわずかな差となっており無かくはん時より明かに短時間で製氷を完了し

表 4.2: コイル配置とかくはんの有無による解氷時間

実験番号	攪拌 [m <sup>3</sup> /(hm <sup>2</sup> )]	コイル 位置	製氷時間			顕熱蓄冷量 [kJ]
			I [min]	II [min]	III [min]	
SA501C	2.25	出口側部	55	65	120	21,480
SA502C	0	"	35	100	135	19,820
SA503C	2.25	中央	55	50	105	21,200
SA504C	0	"	35	105	140	—
SA505C	2.25	入口側部	55	60	115	21,500
SA506C	0	"	45	95	140	21,000
SA507C	2.25	下部	45	65	110	21,300
SA508C	0	"	20	115	135	21,000
SA509C	2.25	上部	50	60	110	21,290
SA510C	0	"	45	75	120	20,580
SA511C	4.5	中央	55	50	105	21,290
SA512C*	2.25	"	50	60	110	17,850

\* 着氷まで攪拌

I: 実験開始から着氷まで 顕熱蓄冷量  
 II: 着氷から IPF=10%まで 10°C 基準  
 III: 実験全体

表 4.3: 分散分析結果

要因	特性値	変動	自由度	不偏分散	F 値
攪拌	I	640	1	640	18.96*
	II	3610	1	3610	29.47*
	III	1210	1	1210	25.47*
コイル位置	I	365	4	91.3	2.70
	II	540	4	135	1.10
	III	210	4	52.5	1.11
残差	I	135	4	33.75	
	II	490	4	122.5	
	III	190	4	47.5	

\*: 5% 有意

ている。かくはんは製氷が開始するまで行えば、槽内は 0°C 一様となるのでその後の自然対流による温度分布の発生がなく、製氷時間を短縮することができると考えられる。図 4.4 (b) の垂直温度分布でも、実験終了時に槽中・下部に 0.5°C 前後の水が残るものの、全実験時間をかくはんしたものとはほとんど同じプロファイルとなっている。

製氷実験では、無かくはん時はコイルが偏在するために体積配置の場合と異なり、2~4°C の温度分布が生じ、蓄冷熱量という観点からは好ましくないといえる。したがって、製氷効率の点からかくはんは行うべきであり、そのかくはんは製氷が開始するまで行えば

十分であると結論づけられる。

## 4.2.4 解氷放冷実験

図 4.6 に解氷放冷実験（すべてかくはん無し）での槽出口側での槽内垂直温度分布を示す。偏在配置時の槽内垂直温度分布はコイルの配置に関係なく体積配置時と同様に、 $Ar_{in}$  が大の場合温度成層を形成し、 $Ar_{in}$  が小の場合混合的になっていることがわかる。槽内のマクロな垂直温度分布はコイルの配置方式によらず  $Ar_{in}$  が支配的である。

図 4.7 に同一水平位置（レベル 7; 下から 1/3 位）での温度応答の差を示す。 $Ar_{in}$  が大きい場合は、コイルの配置位置に関係なく水温の上昇は水平位置によらず一様である。 $Ar_{in}$  が小さい場合には、中央配置において温水入口側の応答が出口側に比べて遅くなっている。これは、 $Ar_{in}$  の小さい場合は、流入温水はある程度の慣性力を持っているためにコイル上部を通りすぎ、槽中央~槽出口側に拡がる。このため側部配置や中央配置ではコイルが障害物のように作用し、槽が 2 つに分割された様な挙動を示す。

図 4.8 に出口での無次元応答を示す。出口応答では  $Ar_{in}$  大の場合、配置位置に関わり無く実験開始直後に温度が 4°C まで上昇し、その後徐々に下降して  $t^* = 1.0$  を過ぎて急激に立ち上がる。 $Ar_{in}$  小の場合側部・中央・下部配置では  $t^* = 0.4 \sim 0.5$  付近で 4°C 以上に上昇し、反転して一旦下降した後再度上昇しているのが特徴的である。上部配置ではこの温度下降が見られない。これは、槽下部に氷が存在しないので解氷水の再冷却がないためと考えられる。解氷実験結果からは、配置方式に関わらず体積配置と同様に  $Ar_{in}$  に熱特性が支配されると結論できる。

$Ar_{in}$  の大小による出口応答の違いは、槽内の混合状態によるものと考えられる。 $Ar_{in}$  が小さい場合には、初期から混合し解氷による冷却があっても槽内温度が上昇し  $t^* = 1.0$  になるまでには槽内は完全混合的になり、その後も完全混合状態で温度上昇する。 $Ar_{in}$  が大きい場合には槽上部に温度成層が形成し、解氷は主に成層部で進行し成層下部の低温部が押し出されることにより低温を保ち、その後出口温度の急激な上昇となる。

図 4.8 の出口応答を冷水利用の立場から眺めてみると、高密度コイル偏在氷蓄熱槽に対してはコイル位置に関わらず  $Ar_{in}$  大の場合  $t^* = 0.90$  付近まで 4°C 以下であるのに対して  $Ar_{in}$  小の場合には  $t^* = 0.20$  以上で 4°C 以上となり、低温水を可能な限り長時間取り出すためには  $Ar_{in}$  を大きくした解氷が有利である。冷水利用の観点から  $Ar_{in}$  を大きくすることが望ましい。

製氷実験と解氷実験から総合的に解釈すると、中央配置が優れているといえる<sup>7)</sup>。よって以下は中央配置の熱応答をより詳細に考察する。



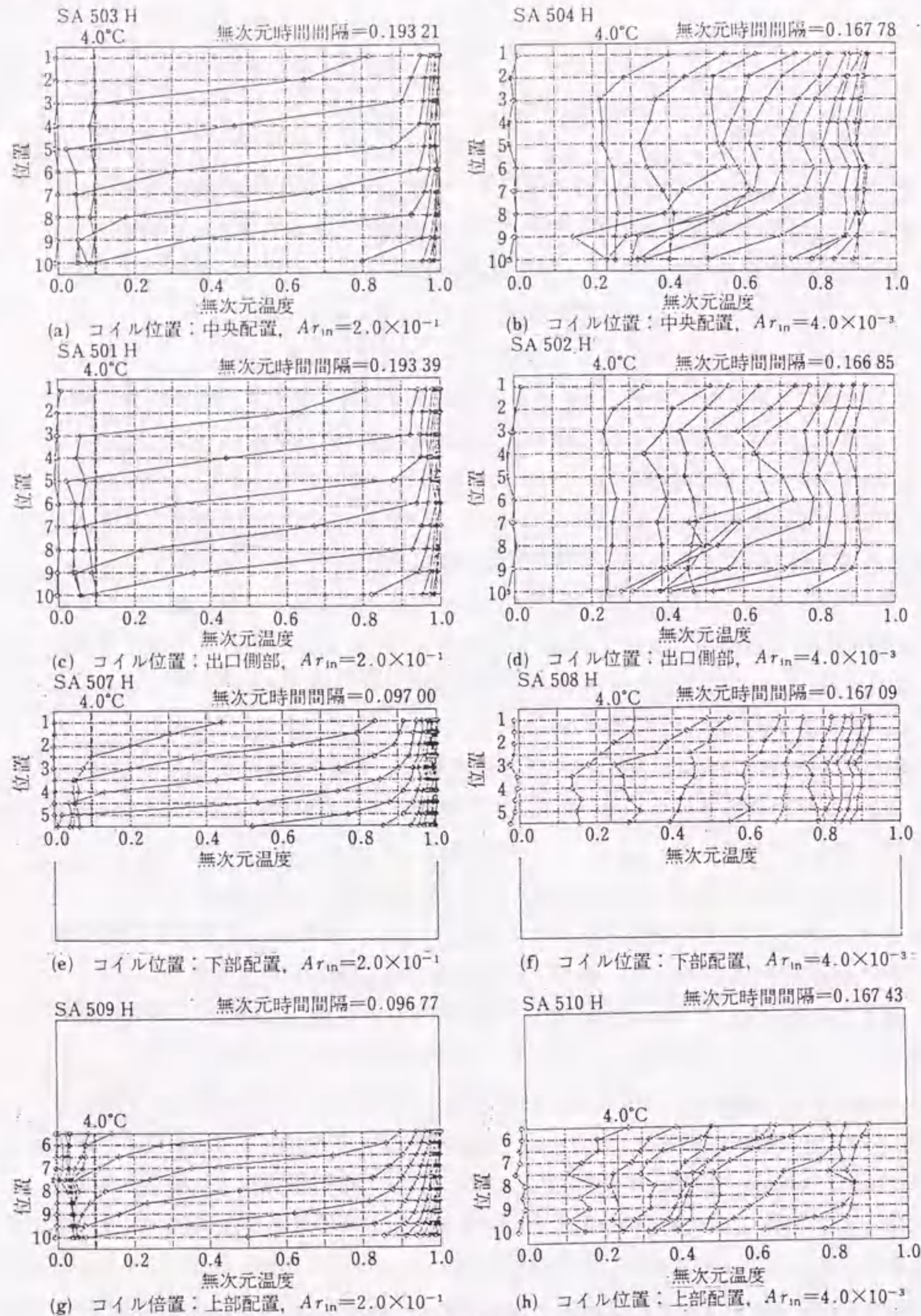


図 4.6: コイル配置の異なる解氷実験での垂直温度分布

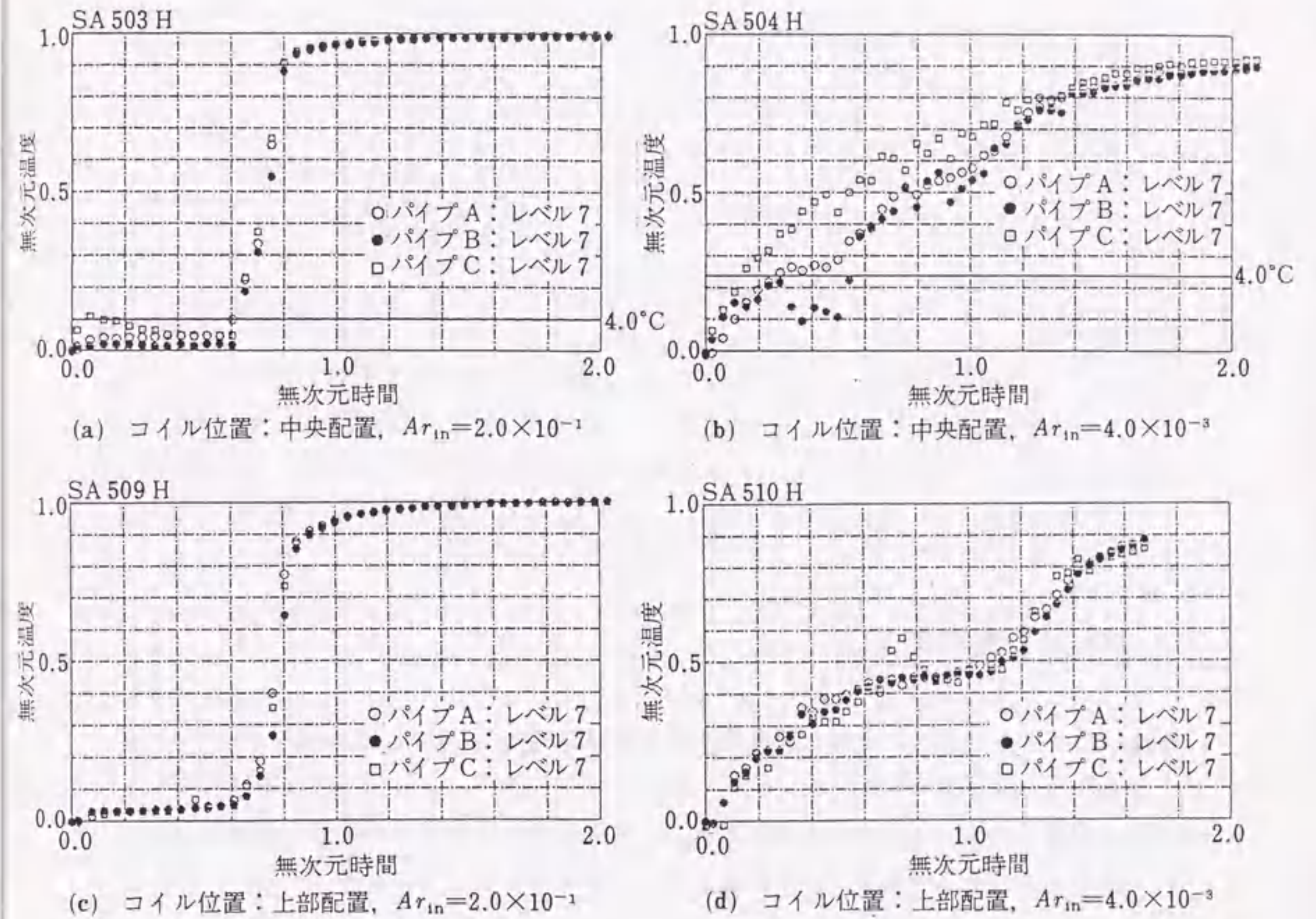


図 4.7: 槽入口側と槽出口側の応答比較

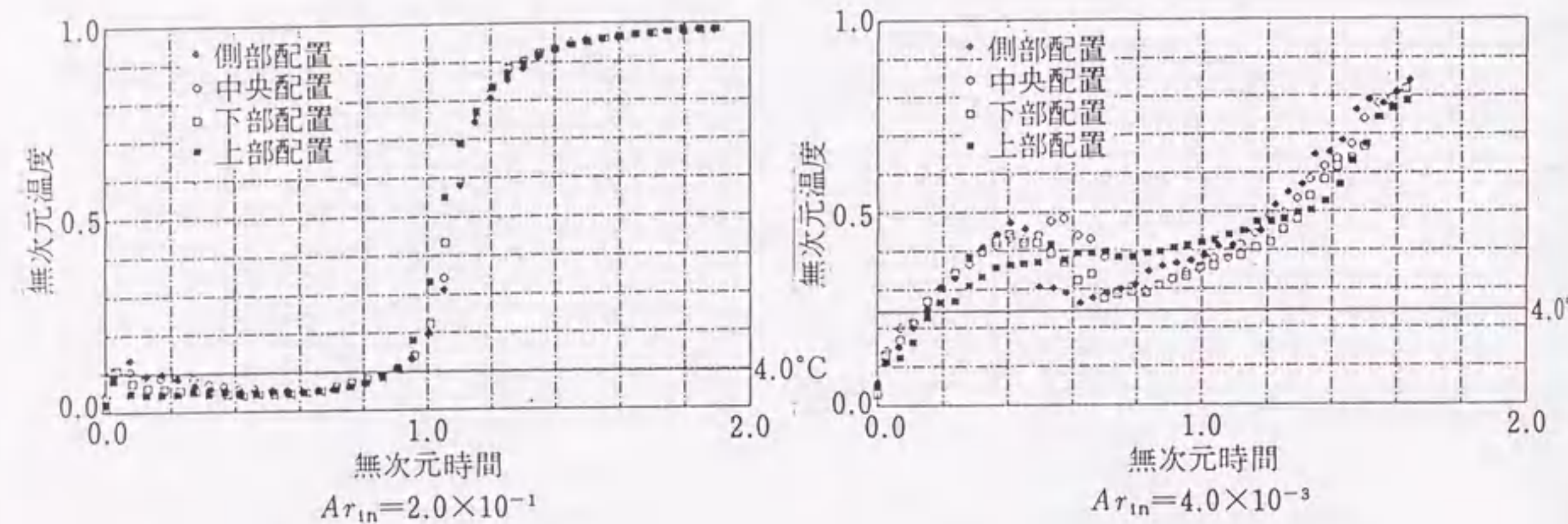


図4.8: コイル配置による出口での応答図

### 4.3 中央配置の熱応答

空調システムとの関連では解氷放冷時の特性が重要である。また、その特性は  $Ar_{in}$  と流入熱量の大きさが関わっていることがわかっている。高密度チューブコイル偏在配置方式で最適配置と考えられる中央配置について、解氷放冷時の熱特性を詳細に確認してモデル化を行なうために条件をさらに細かく設定して実験を行う<sup>8)</sup>。

#### 4.3.1 実験条件

実験条件リストを表4.4に示す。流入熱量・ $Ar_{in}$ が温度応答に及ぼす影響をモデル化するためのもの、流入熱量(0°C基準)について3水準、 $Ar_{in}$ について4水準を設定した。

### 4.3. 中央配置の熱応答

表4.4: 中央配置の実験条件リスト

実験番号	入力温度 [°C]	流量 [l/min]	$Ar_{in}$ [-]	入力熱量 [kW]
SA601H	41.9	0.200	$2.0 \times 10^{-1}$	35.1
SA602H	30.5	0.273	$6.5 \times 10^{-2}$	34.9
SA603H	23.4	0.360	$2.1 \times 10^{-2}$	35.2
SA604H	17.0	0.530	$4.2 \times 10^{-3}$	37.7
SA605H	32.7	0.168	$2.0 \times 10^{-1}$	23.0
SA606H	25.1	0.220	$6.5 \times 10^{-2}$	23.1
SA607H	19.2	0.287	$2.0 \times 10^{-2}$	23.0
SA608H	13.9	0.395	$4.2 \times 10^{-3}$	23.0
SA609H	23.6	0.113	$2.1 \times 10^{-1}$	11.2
SA610H	18.1	0.147	$6.6 \times 10^{-2}$	11.1
SA611H	14.2	0.187	$2.0 \times 10^{-2}$	11.1
SA612H	11.1	0.245	$4.6 \times 10^{-3}$	11.3

#### 4.3.2 解氷実験及び考察

図4.9に代表的な槽内垂直温度分布を示す。垂直温度分布は  $Ar_{in}$  の影響を大きく受け、 $Ar_{in} = 2.0 \times 10^{-1}$ と大きな条件では、温度成層の勾配がきつく、 $Ar_{in} = 2.0 \times 10^{-2}$ では勾配が緩やかになり、 $Ar_{in} = 4.0 \times 10^{-3}$ では完全混合状態となる。

図4.10に出口での無次元応答図を示す。図4.10(a),(b)では垂直温度分布と同様に、 $Ar_{in}$ が大きいほどピストン流的な応答形をしている。

図4.10(c)の流入熱量の影響では、 $Ar_{in}$ 大で熱量が大きい場合、槽下部の温度上昇が抑えられていることが読み取れる。また、図4.9(b)(c)で、槽中下部の温度が一旦上昇した後、槽上部が成層化していくうちに下降している。これは体積配置と同様に、 $Ar_{in}$ :大・流入熱量:大では解氷が主に温度成層境界で進行し、解氷によって生じる冷水が下降する間に槽下部の氷でさらに冷却されるためである。

全実験を通して特徴的なのは、実験初期に上昇した出口水温が一度下降することである。 $Ar_{in}$ が小さく水蓄熱槽で完全混合するような条件<sup>6)</sup>でもこの傾向を示すのは体積配置と異なる。温度上昇は  $Ar_{in}$ が小さいほど、流入熱量が小さいほど初期に急速に表れる。また逆に、実験中盤の応答の立ち上がりは流入熱量が小さい程緩やかになっており、この傾向は  $Ar_{in}$ が小さいほど顕著である。これは初期立上り効果の反動で熱量バランスから生ずる必然の結果である。

図4.11に示すように  $Ar_{in}$ と流入熱量が小さい場合には入力温水の慣性力が相対的に大きくなり出口方向へ短絡するような流れが生じる。さらに初期に上部の温度成層を発生

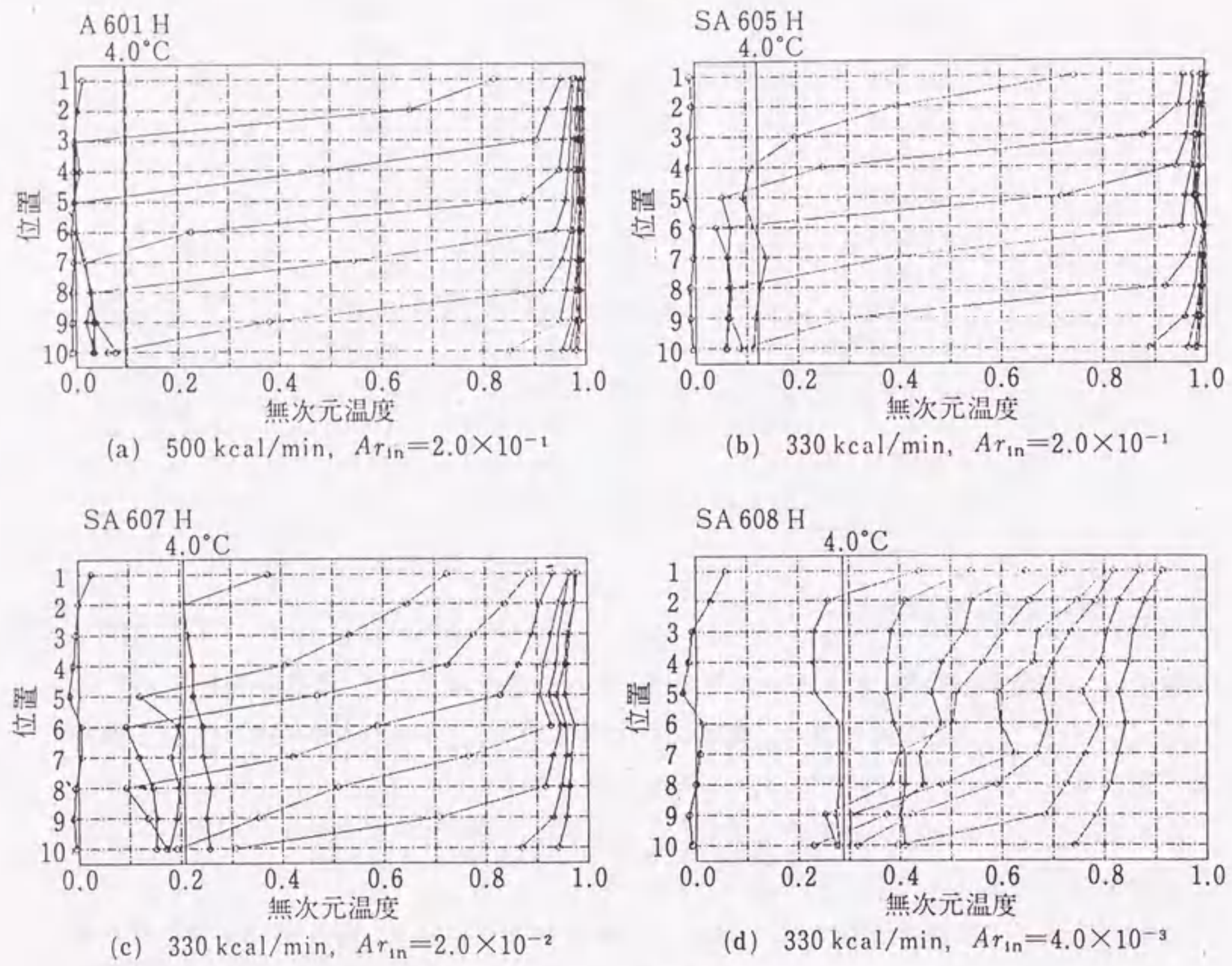


図 4.9: 中央配置の垂直温度分布

させるだけの熱量が無く出口側の冷水温度を一様に上昇させるために、一旦 4°C 付近まで完全混合的に温度は上昇する。以降温度成層が形成されてから、下部にて再冷却されるため温度が下降する。

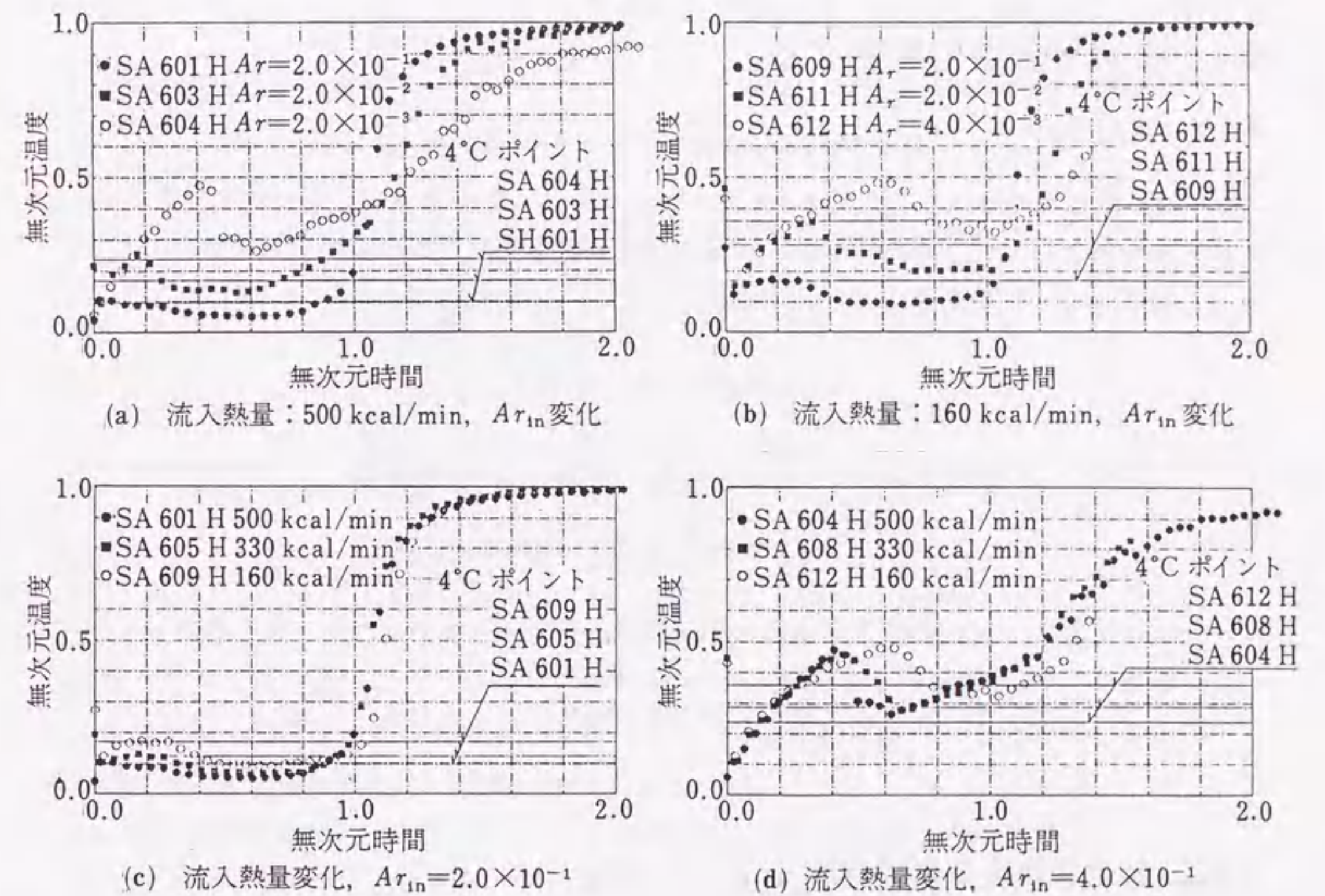


図 4.10: 中央配置の出口での応答図

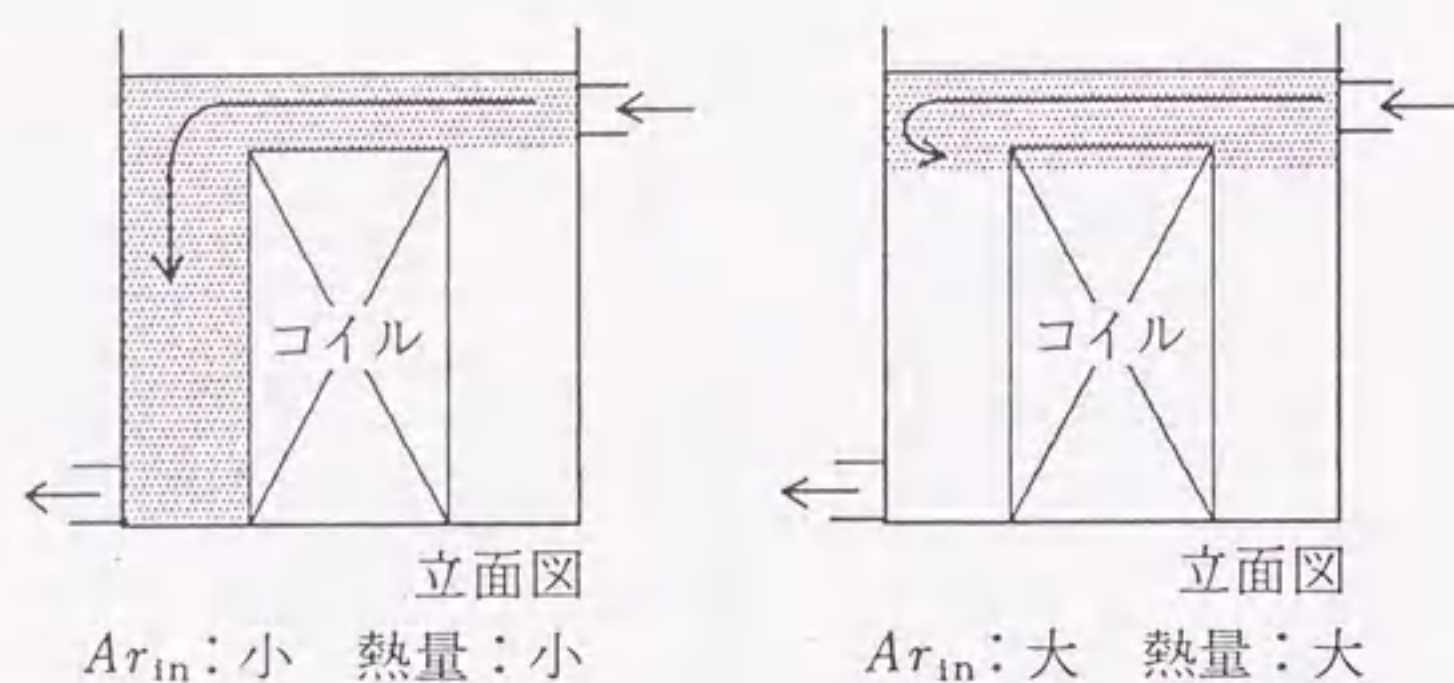


図 4.11: 中央配置の槽内流れ模式図

### 4.4 複数での槽の熱的応答

#### 4.4.1 実験条件

コイルの数と槽の縦横比(アスペクト比)が変化したときの応答が、単一槽での無次元応答と異なるものになるのか。さらには単一槽での応答特性の理解の助けとするために、2つの槽を連結した実験を行なった。実験条件リストを表 4.5に示す<sup>8)</sup>。

表 4.5: 連槽実験条件リスト

実験番号	入力温度 [°C]	流量 [l/s]	$Ar_{in}$ [-]	入力熱量 [kW]
SA701H	41.9	0.198	$2.1 \times 10^{-1}$	34.8
SA702H	23.5	0.360	$2.1 \times 10^{-2}$	35.4
SA703H	16.9	0.530	$4.2 \times 10^{-3}$	37.5
SA704H	23.6	0.113	$2.1 \times 10^{-1}$	11.2
SA705H	11.0	0.245	$4.4 \times 10^{-3}$	11.3

#### 4.4.2 解氷実験結果及び考察

図 4.12 に代表的実験での単一槽と連結槽の出口温度応答を示す。無次元化された応答で  $Ar_{in}$  の大きな場合には良く一致しているが、 $Ar_{in}$  の小さい場合には連槽の場合が単一槽に比べて初期の温度立上りが緩やかで実験中盤に急になっている。図 4.13 に  $Ar_{in}$  が小さいときの槽内流れの模式図を示す。第 1 コイルを越流した流入流れが第 2 コイルを越流するものと第 2 コイルにあたって下降するものとに分かれるから、出口側の応答が単一槽に比べて遅くなるのである。結果的にむしろ完全混合に近づくことになる。

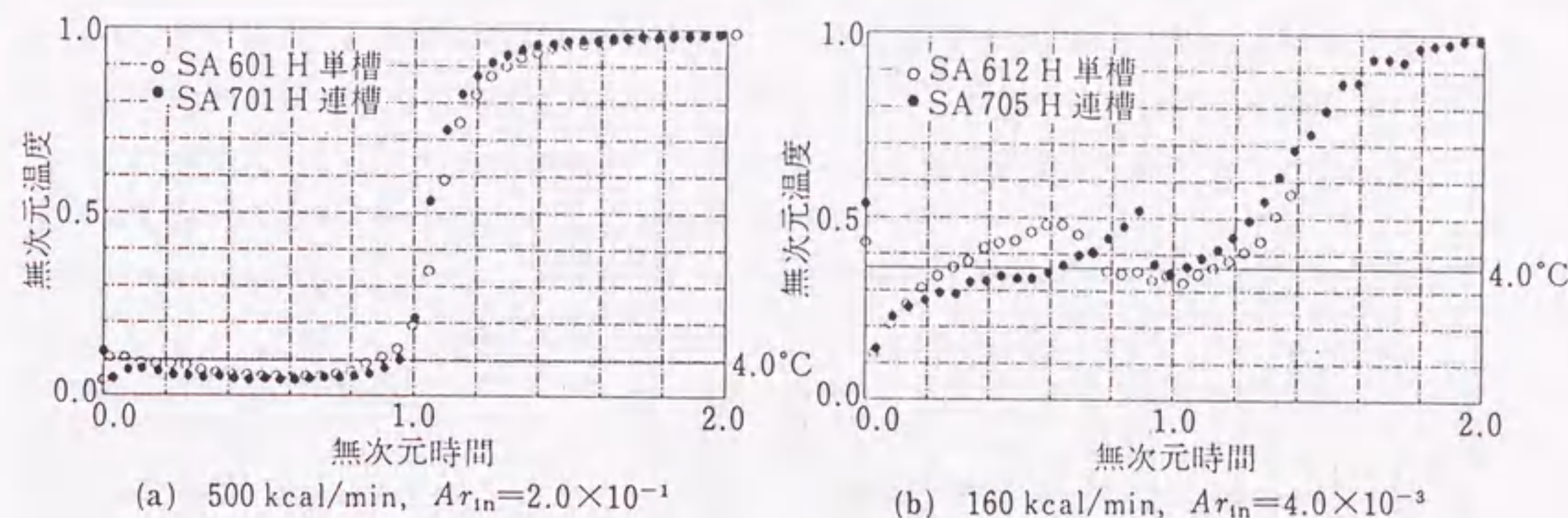


図 4.12: 連槽実験と単槽実験の出口応答の比較

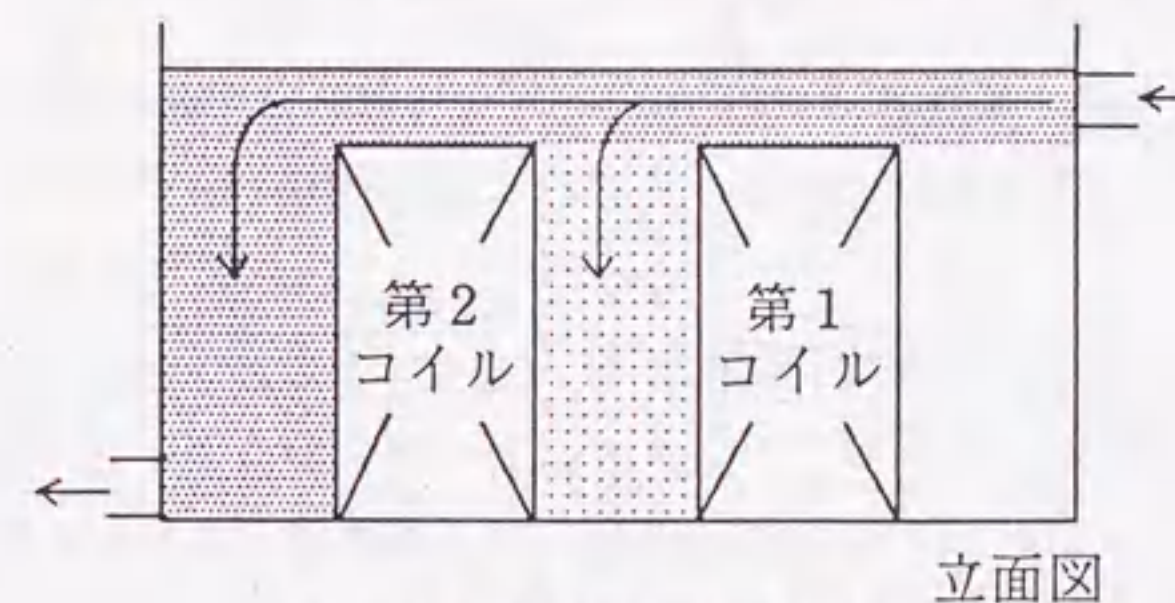


図 4.13: 連槽の槽内流れ模式図

図 4.14 に温水入口、槽中央、温水出口部での槽上下温度応答を示す。 $Ar_{in}$  が大きい場合には同レベル点の応答はほぼ一致しているが  $Ar_{in}$  が小さくなるにしたがって、特に槽下部で実験初期の温水出口側の応答が早まる傾向にある。これは単槽の場合と同じく出口側の部分で、完全混合域が生じやすいからである。

$Ar_{in}$  の小さな場合でも、出口応答のマクロな傾向は上下配置を除く偏在配置どうしの差とそれほど大きくはない。したがって、2槽程度であればコイルの数と槽のアスペクト比は出口応答に影響せず、熱的応答は単一槽の場合に着目すればよいと考えられる。

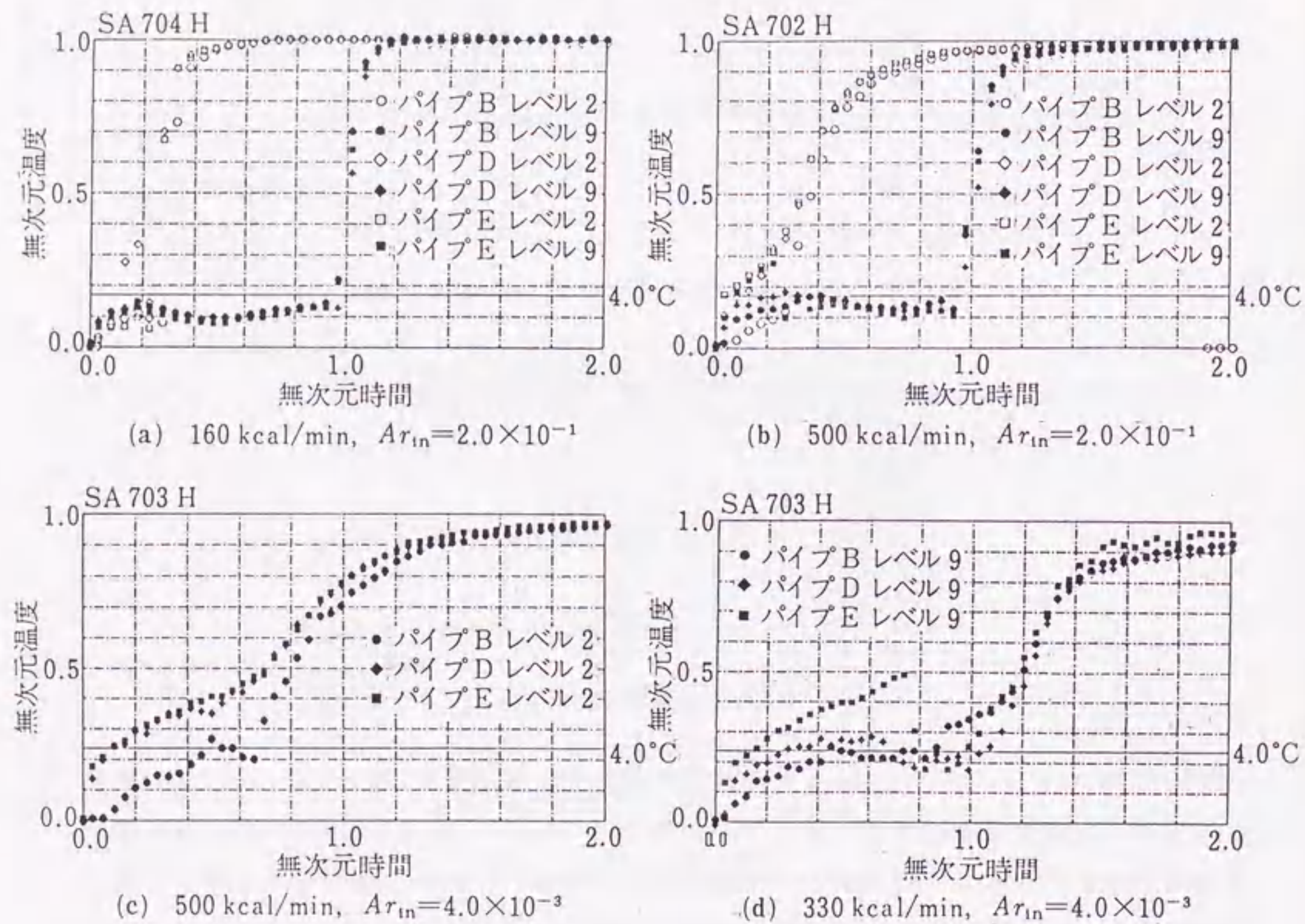


図 4.14: 連槽実験での槽入口側と槽出口側の応答比較

## 4.5 チューブコイルにおける IPF の大きな実験での熱的特性

以上では、10%と IPF の小さなアイスオンコイル氷蓄熱槽についての実験であった。IPF を大きくすれば槽、蓄熱量に対する潜熱の割合が大きくなるので、槽内かくはんは熱伝達を促進し熱特性に対して有効性があることが想像できる。本節ではこのように IPF を大きくして実験を行い、かくはんが取出し出口温度に与える影響と、IPF が小さい実験と同様のかくはんを行わない条件での熱特性を調べる<sup>62, 64)</sup>。

## 4.5.1 実験装置概要

図 4.15 に実験に用いた製氷コイルとそのコイルの槽内での配置を示す。製氷コイルは、空調機用コイルからフィンを取り除いたもので、実験槽に 2 台設置した。実験槽はこれまでの実験に用いたもので、800mm × 800mm × 800mm のアクリル製である。槽内かくはんには用いたポンプは鑑賞魚用の空気ポンプで、これを 2 台設置し製氷コイルの下からエアストーンを用いて細かい泡を吹出し、槽内を均一にかくはんした。かくはん量はポンプの台数と能力切り替えで調整した。

製氷実験は、実験槽に所定容量の水をためておき、ブラインを製氷コイルへ送り始めた時点で実験開始とした。実験中水面の上昇を観察し、所定の IPF となったところで製氷を停止した。製氷中では全ての実験でかくはんを行った。

解氷実験は予め所定の温度の設定しておいた温水を、製氷実験が終了した直後に入力する。条件は温度と流量のステップ入力である。

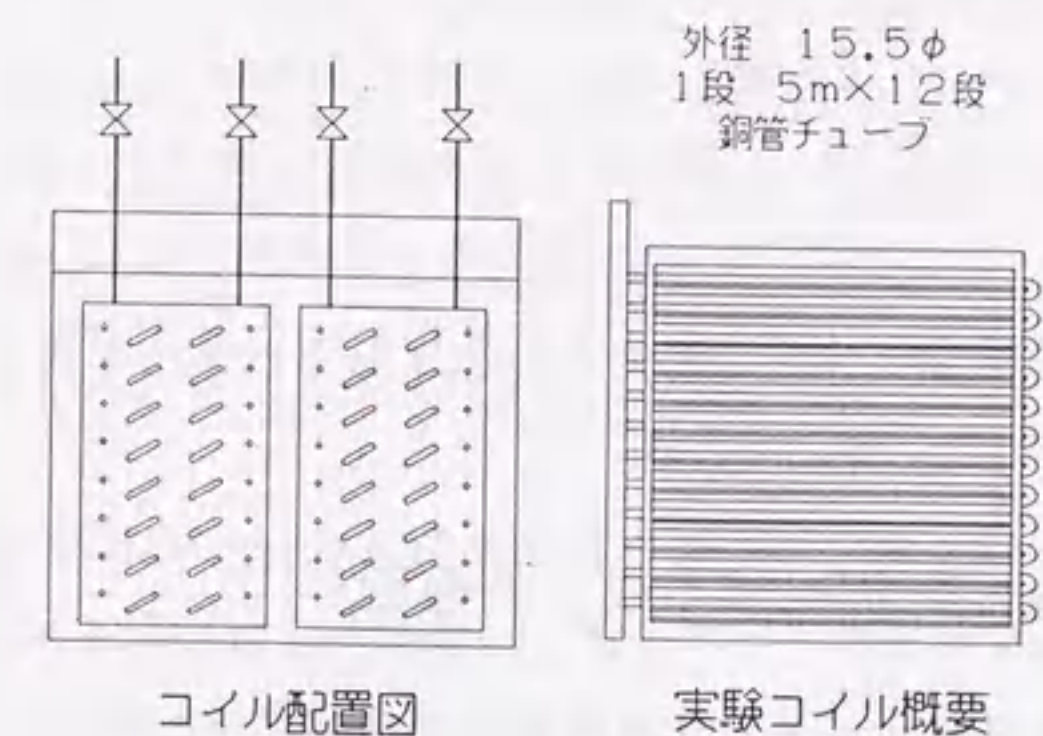


図 4.15: 実験コイル及び実験槽概要

表 4.6: かくはん量確認実験条件リスト

実験番号	攪拌 [l/s]	入力水温 [°C]	流量 [l/s]	流入熱量 [kW]
SB0111H	0.05	18.2	0.142	10.8
SB0112H	0.05 × 2	18.2	0.148	11.3
SB0113H	0.1 × 2	17.7	0.143	10.5

表 4.7: 無かくはん実験条件リスト

実験番号	入力水温 [°C]	流量 [l/min]	$Ar_{in}$ [-]	流入熱量 [kW]
SB0201H	40.1	0.195	$2.184 \times 10^{-1}$	32.8
SB0202H	30.8	0.255	$7.548 \times 10^{-2}$	32.9
SB0203H	23.0	0.373	$1.856 \times 10^{-2}$	35.9
SB0204H	17.0	0.535	$4.172 \times 10^{-3}$	38.0
SB0205H	31.5	0.185	$1.514 \times 10^{-1}$	24.3
SB0206H	25.1	0.213	$6.958 \times 10^{-2}$	22.5
SB0207H	21.9	0.287	$2.824 \times 10^{-2}$	26.2
SB0208H	15.0	0.415	$4.751 \times 10^{-3}$	26.0
SB0209H	24.4	1.13	$2.281 \times 10^{-1}$	11.7
SB0210H	18.7	0.145	$7.322 \times 10^{-2}$	11.4
SB0211H	15.3	1.817	$2.686 \times 10^{-2}$	11.7
SB0212H	11.9	0.247	$5.929 \times 10^{-3}$	12.2

#### 4.5.2 実験条件

IPF は、ブリッジングを起こさない範囲では最大約 30% が限度であった。これはコイルに空調機用のものを流用したために、コイル本体の上部や側部に空間があいてしまったためである。コイル部分だけで計算すると、IPF は 50% となる。また、IPF の設定時にコイル自身の体積を含めてしまったが、この体積を除いた実際の IPF は 31.6% となった。

前節にて、製・解氷実験でのかくはんの有無による影響を調べた。さらにかくはん量を変化させてその影響を調べるために、表 4.6 に示す条件で実験<sup>62)</sup>を行った。

IPF が小さい実験との比較のために、かくはんを行わない条件を表 4.7 のように設定<sup>62)</sup>した。

#### 4.5.3 解氷時の熱特性に対するかくはんの影響

これまでに、製氷時にかくはんは製氷時間短縮に効果があったが、解氷時にかくはんは槽出口温度を急激に 4° C 以上に上昇させてしまう結果を得た。しかし、IPF の大きな氷蓄熱槽に関する報告<sup>41)</sup>では、かくはんを行っても氷のある間は 0° C ~ 1.5° C となることが

述べられている。実験結果と報告の差異は、かくはん量にあると考えた。

図 4.16 に、かくはん量を変化させた実験の応答比較を示す。かくはん量を増やすと実験初期の出口温度が低下することがわかる。しかしその差は予想に比べわずかであり、0° C ~ 1.5° C の低温が取り出せるとはいえない。これは、かくはんが不十分で氷と水の熱伝達が低温を取り出すまで行われていないと考えられる。

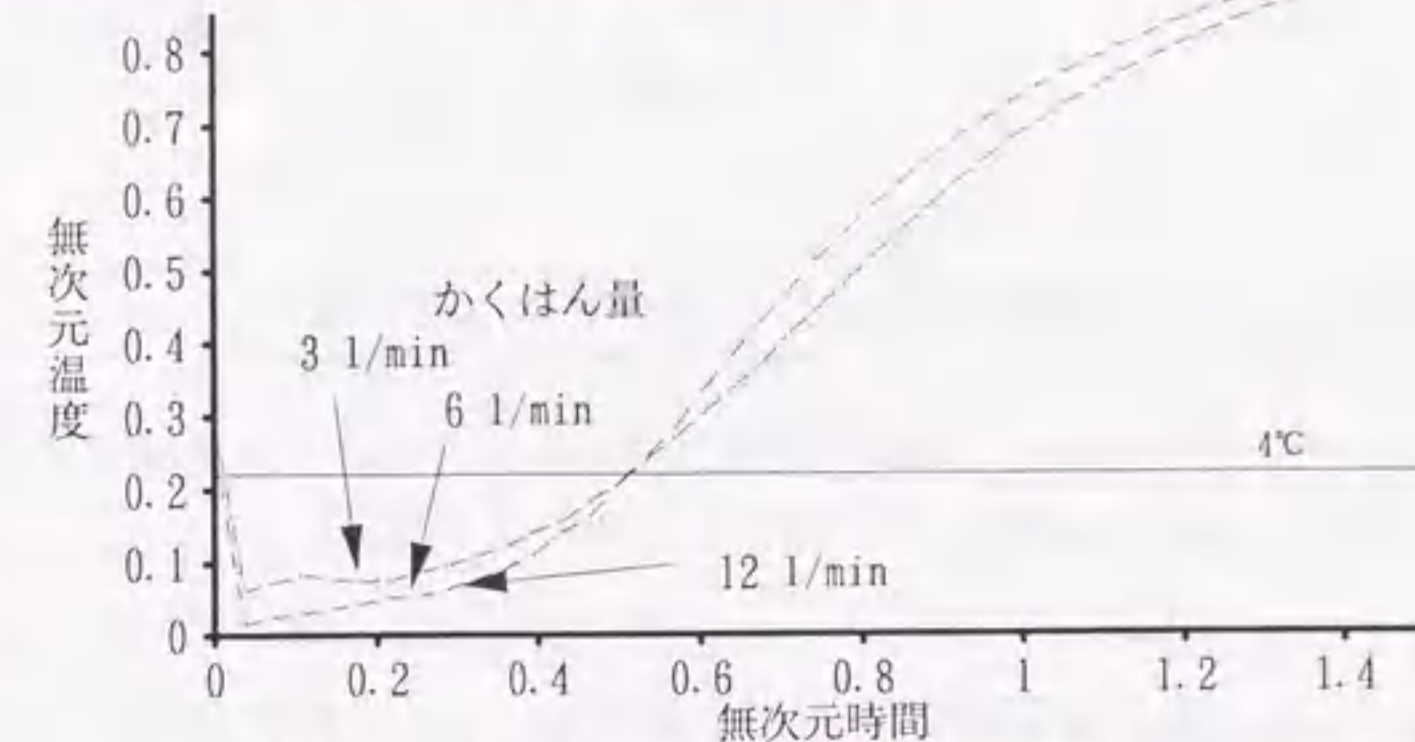


図 4.16: かくはん量を変化させた実験結果

#### 4.5.4 無かくはん時の熱特性

これまでに槽内かくはんの効果を見てきたが、以降ではかくはんを行わない条件での槽出口応答を調べる。かくはんを行わないことから、槽内混合特性に  $Ar_{in}$  が影響する。

図 4.17 に同一熱量での  $Ar_{in}$  の異なる実験結果を示す。応答の形を見ると、どの実験でも実験開始直後にいったん 4° C 以上に出口温度が上昇し下降する現象がみられる。 $Ar_{in}$  が小さくなるにつれ上昇の度合いが大きくなっている。これは、槽内の着氷したコイルが障害物になり、槽が 2 分されたかたちになり入力水が出口側へ短絡することによる。 $Ar_{in}$  が小さい場合には、流量も大きくなるのでこの現象が顕著になる。

また、 $Ar_{in}$  が小さくなると温度上昇が早くなっており、応答形が完全混合的になることがわかる。逆に  $Ar_{in}$  が大きくなると、 $t^*=1$  付近まで低温が取り出せることがわかる。これは入力温度が高い条件でも低温が取り出されておらず、かくはんを行う場合と異なるところである。

図 4.18 に  $Ar_{in}$  が大きな実験での垂直温度分布を示すが、槽上部から温度成層が形成される様子が見られる。このときの解氷の状態は、槽上部で形成された温度成層部で解氷が進行しており、槽下部には氷が残っている。成層部で解氷により冷却された入力水は槽下部の氷でさらに冷却されるので、低温を取り出すことができるものと考えられる。

図 4.19 に同一  $Ar_{in}$  で熱量の異なる実験結果を示す。これらの実験では  $Ar_{in}$  が小さく出

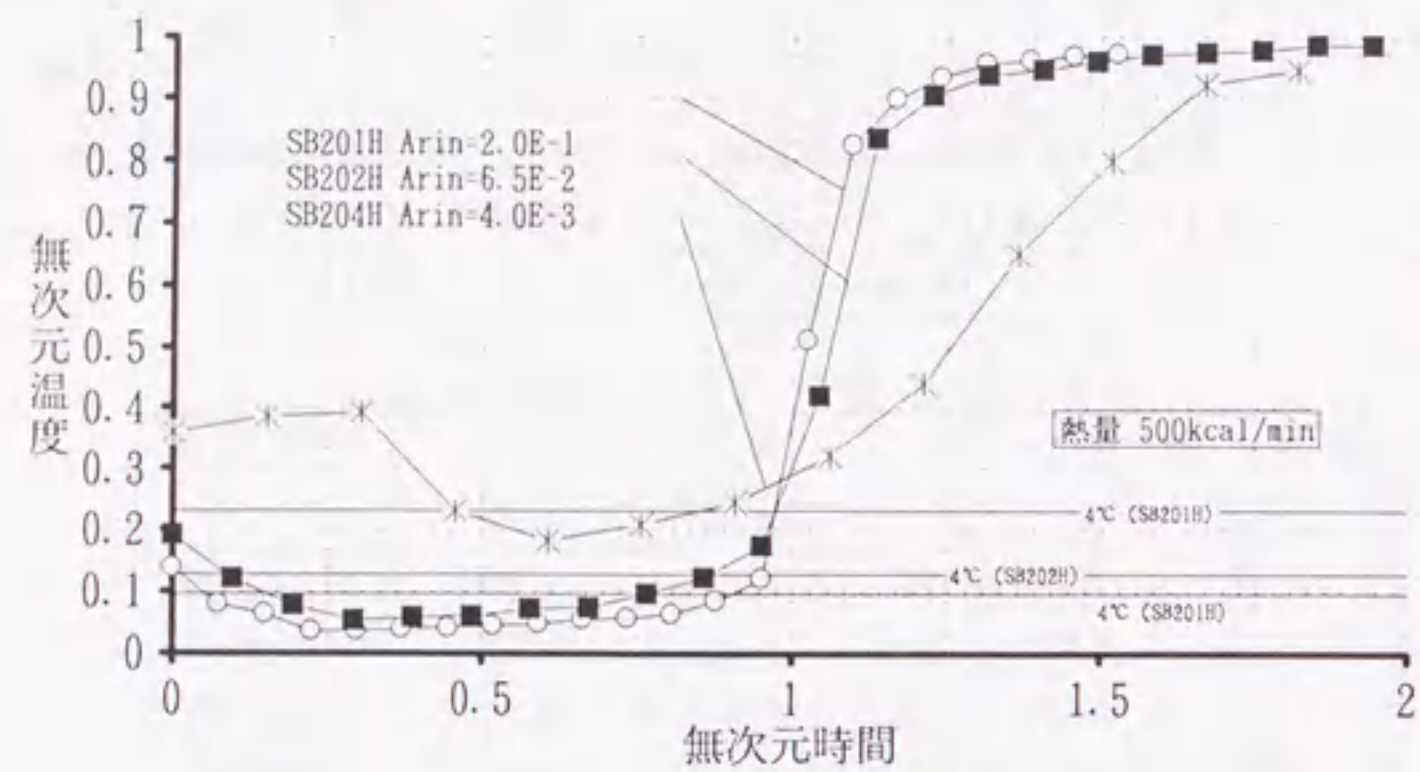


図 4.17: 同一熱量で  $Ar_{in}$  を変化させた実験結果

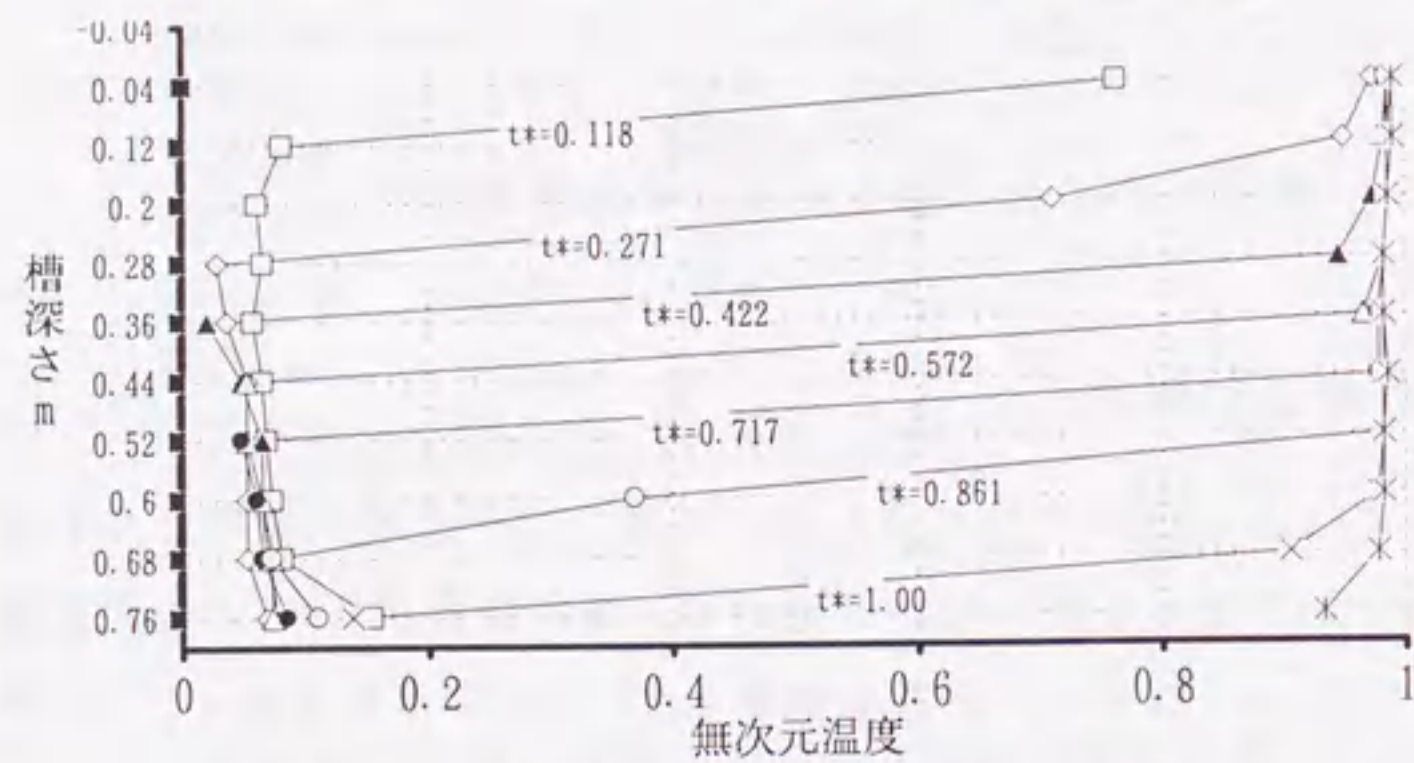


図 4.18:  $Ar_{in}$  大なる実験の垂直温度分布

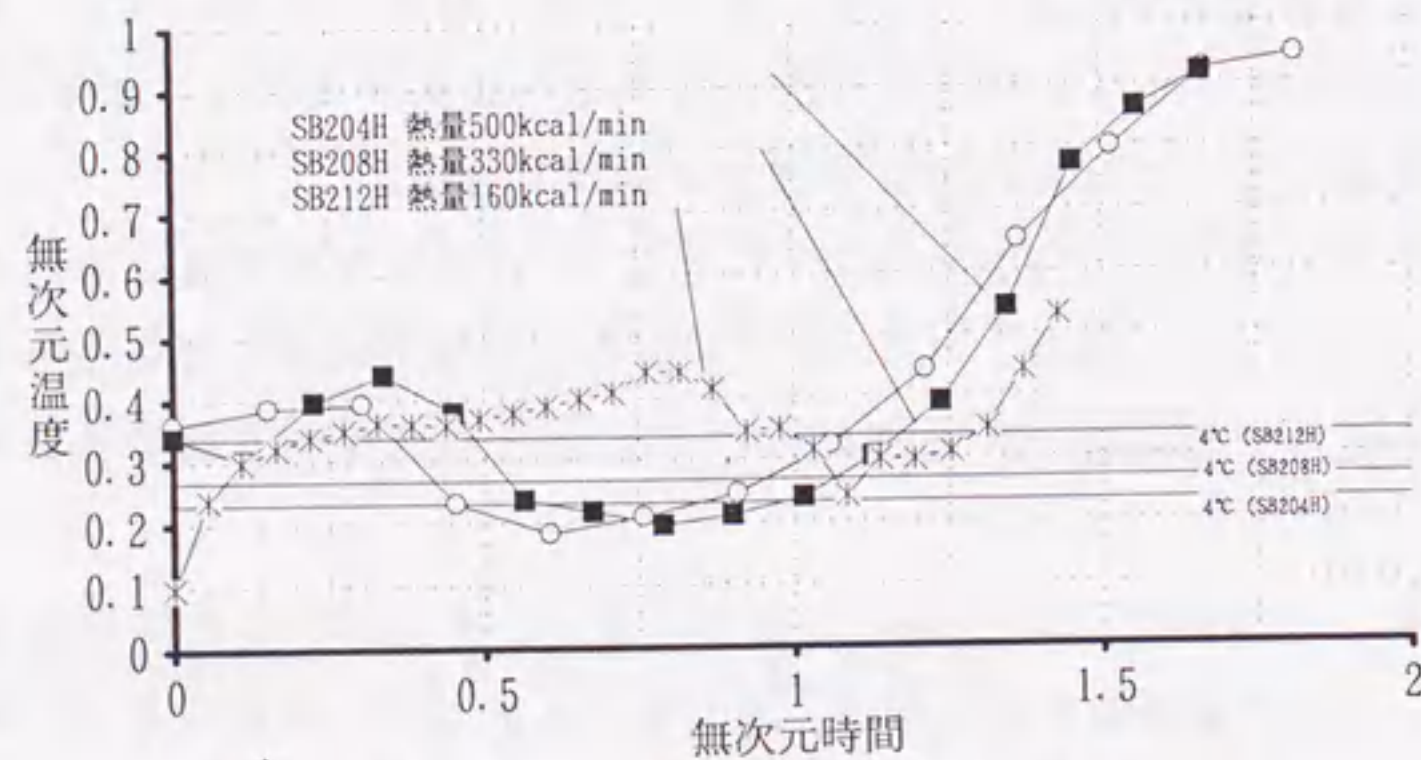


図 4.19: 同一  $Ar_{in}$  で熱量を変化させた実験結果

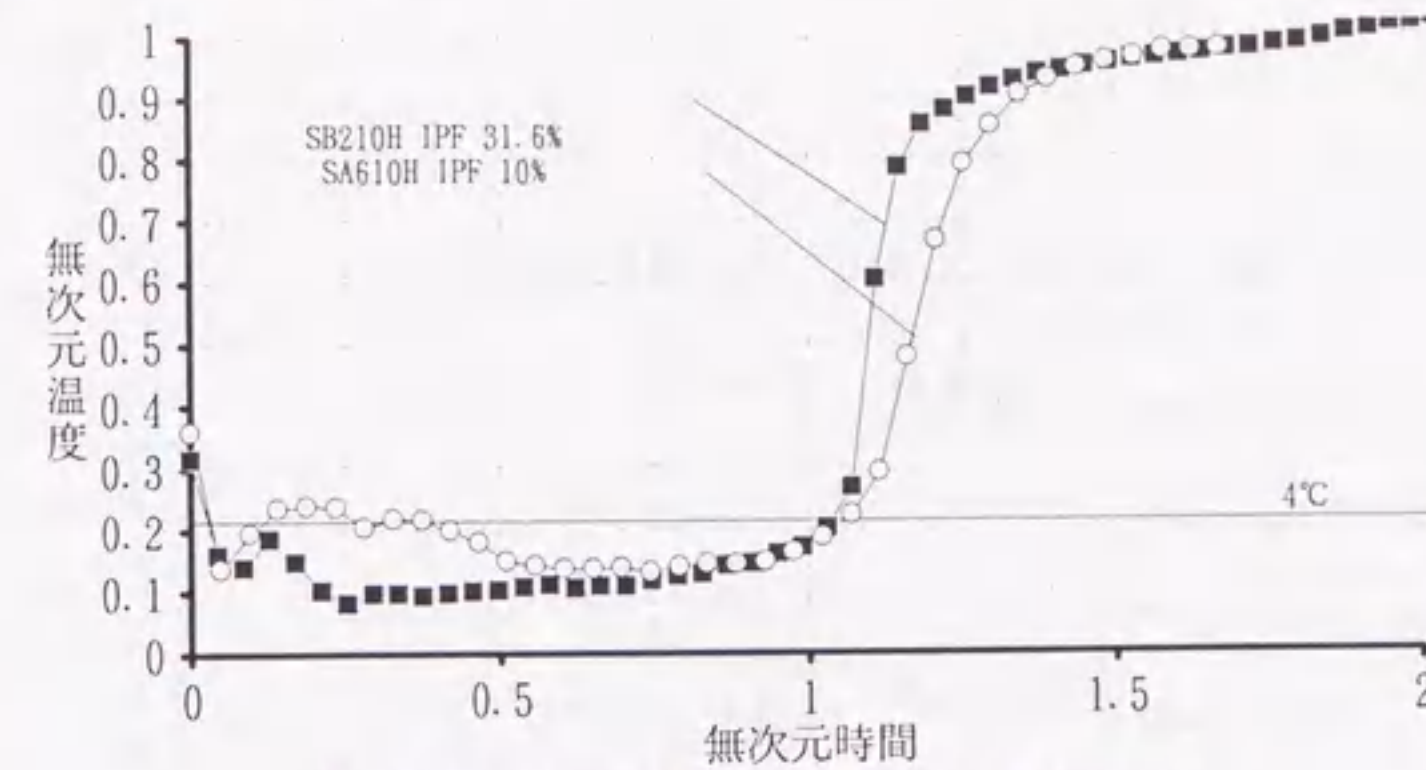


図 4.20: IPF の異なる実験での応答比較

口温度がいったん上昇し下降する現象が顕著であるが、熱量が小さくなるにつれて上昇の度合いが小さくなることわかる。

図 4.20に IPF10%と 31.6%の実験の比較を示す。このグラフでは熱量バランスがあうように無次元時間を修正してある。2つの実験でマクロな応答は一致しているが、実験初期に IPF の大きな実験のほうが取り出し温度が低くなっていることがわかる。これは、前述のように槽下部の水量のが多く冷却の効果が大きいためと考えられる。

実験結果から、温度成層する条件では冷水取り出し可能無次元時間は、かくはんを行う実験よりも長く、かくはんを行わず温度成層の効果を利用すると長く冷水を取り出すことが出来る。かくはんは槽内条件を均一化するので、入力条件の変動の影響を吸収でき安定した取り出し温度を供給できる利点があるが、一方で蓄熱熱量を有効につかうためには、温度成層の効果を利用することが重要であり、氷蓄熱槽の性能を引き出す設計方法・運転法を確立しなければならない。

### 4.6 性能予測のマクロモデル

本章で実験を行ったチューブ型アイスオンコイル型氷蓄熱槽において、実験結果から単位蓄熱率と単位蓄熱槽効率を求める。

#### 4.6.1 チューブ型コイル

単位蓄熱率

$$\eta_0 = 0.990 + 2.714Q^* + 0.0715 \log(Ar_{in}) \quad (4.1)$$

相関係数  $R = 0.972$

単位蓄熱槽効率

$$\eta_v = 1.3044 - 19.751Q^* + 0.063\log(Ar_{in}) \quad (4.2)$$

相関係数  $R = 0.98$

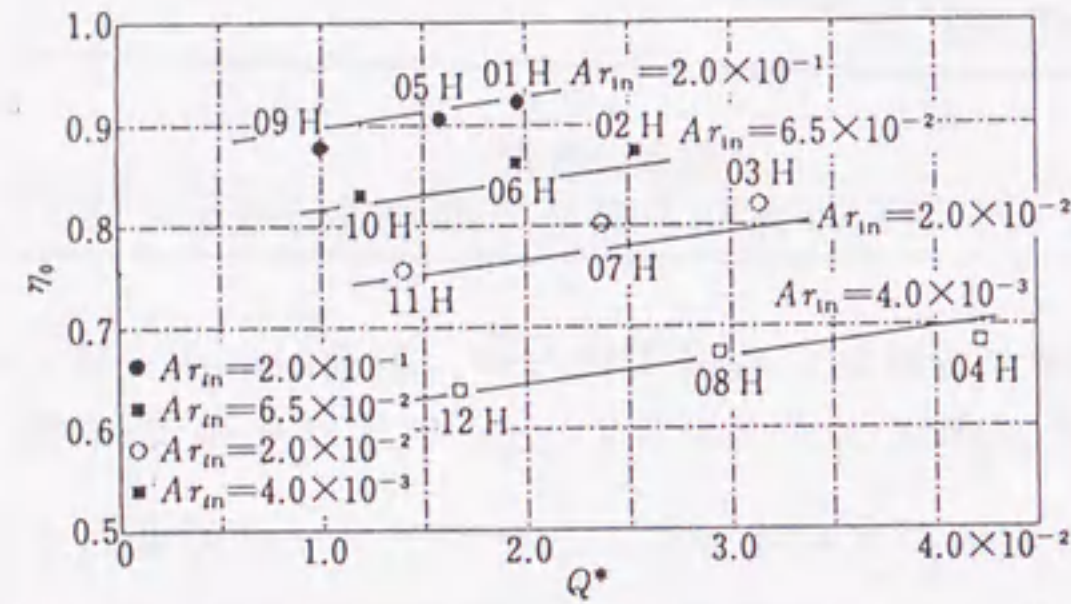


図 4.21:  $\eta_v$  と熱量,  $Ar_{in}$  の関係 (チューブ型コイル)

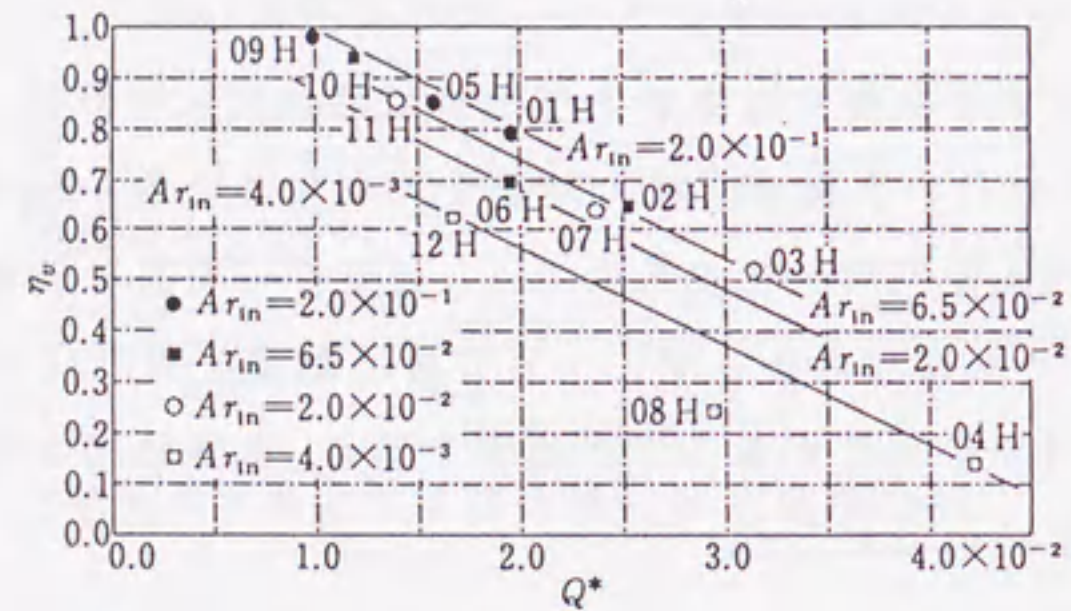


図 4.22:  $\eta_v$  と熱量,  $Ar_{in}$  の関係 (チューブ型コイル)

4.6.2 IPF の大きなチューブ型コイル

単位蓄熱率

$$\eta_0 = 1.00 + 4.77Q^* + 0.159\log(Ar_{in}) \quad (4.3)$$

単位蓄熱槽効率

$$\eta_v = 1.28 - 12.5Q^* + 0.254\log(Ar_{in}) \quad (4.4)$$

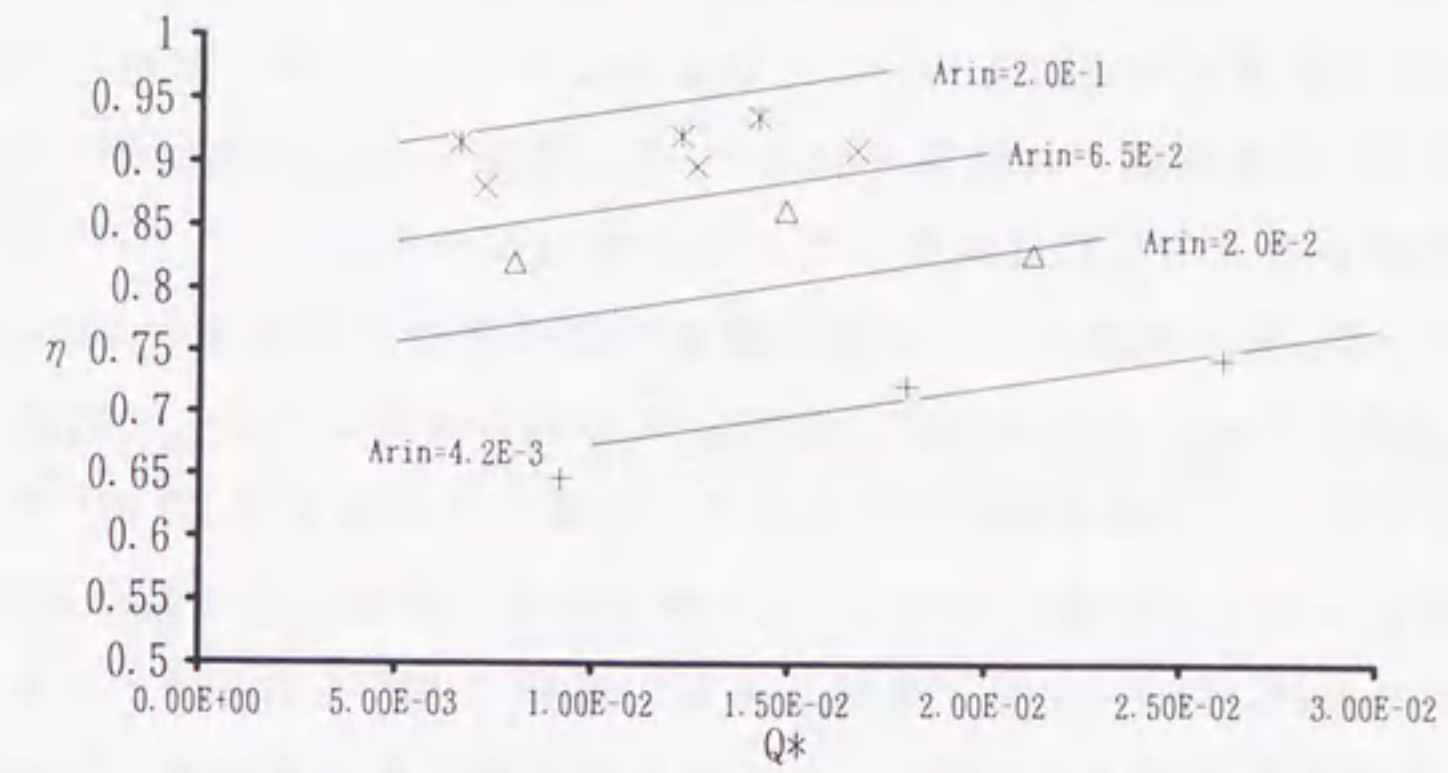


図 4.23:  $\eta_0$  と熱量,  $Ar_{in}$  の関係 (IPF 大)

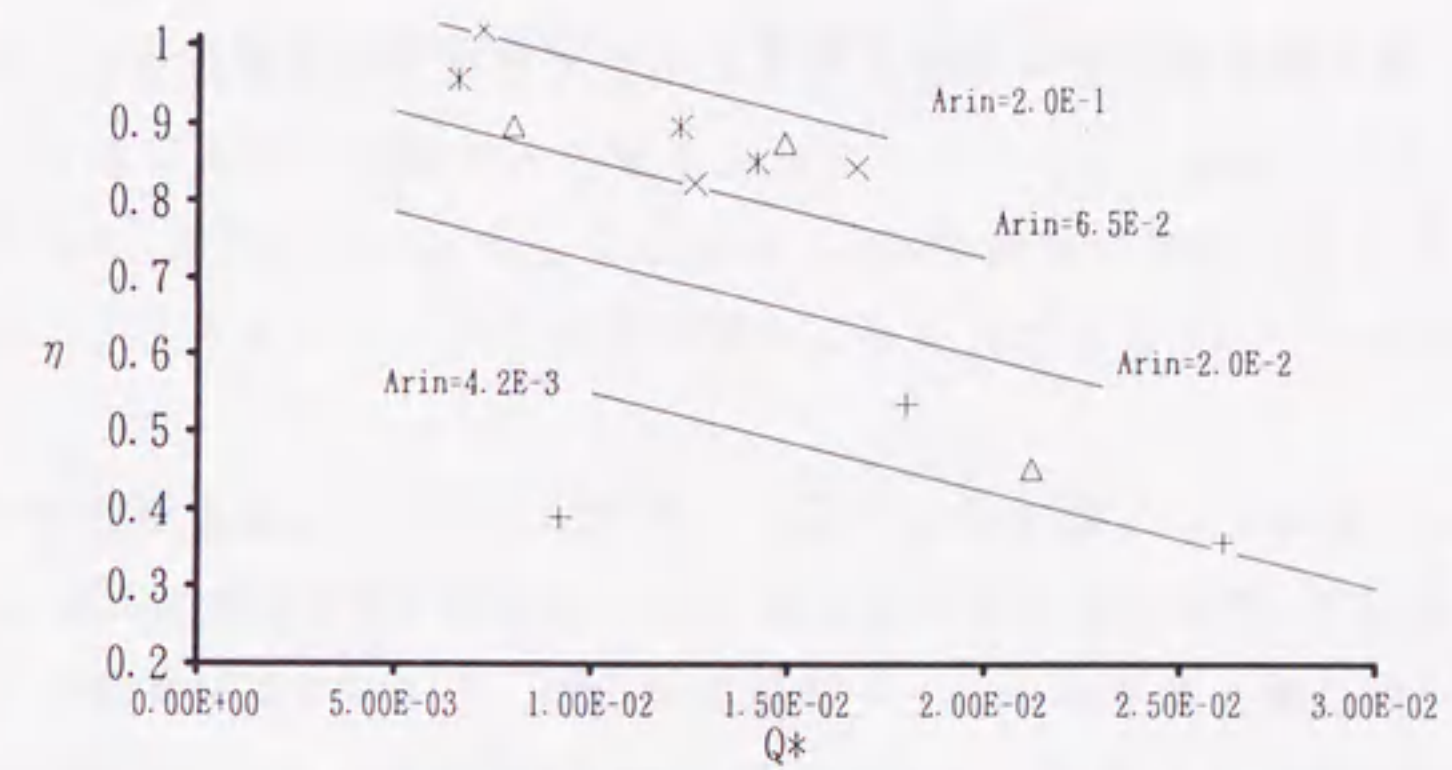


図 4.24:  $\eta_v$  と熱量,  $Ar_{in}$  の関係 (IPF 大)

式 (3.26)~(4.3) により本実験槽における氷蓄熱の性能予測のマクロモデルを得た。このモデルは設計に応用できる充分の精度を有するが実施設計では取出し温度条件に対する制約をどのように捉えるかという判断を伴うので、これが直ちに設計に応用できるとは考えていない。しかしながら低氷充填度のアイスオンコイル体積配置方式において入力条件が 4℃取出し温度に与える影響を大局的に把握することができる。

4.7 まとめ

槽内に高密度コイルを側部, 中央, 上部, 下部に偏在して設置して実験を行った。かくはんを行えば, コイルの配置が製氷時間に与える影響は少ない。かくはんを行わないと,



中央配置が製氷時間が短い。分散分析の結果、コイル配置位置よりも、かくはんによる影響の方が大きかった。かくはんは着氷開始まで行えば、その効果に差はない。

解氷実験では、コイルが障害物となるので、出口応答にいったん上昇してから下降する山がみられた。これは、上部配置では観察されなかった。応答は  $Ar_{in}$  が支配的であり、製氷過程も総合的に考慮すると中央配置が優れていると考えられる。

中央配置について、第3章と同様に  $Ar_{in}$  と流入熱量を変化させて実験を行った。出口応答に  $Ar_{in}$  が支配的であるのは、らせんコイル実験と同じであるが、上述した応答の山が見られるのが特徴的であった。2槽連結しコイルを2つ設置して実験を行ったが、コイルの数と縦横比が出口応答に与える影響は少なく、中央偏在配置と大きな差はなかった。

単槽にコイルを2つ入れ、ブリッジングを起こさない範囲で IPF を約30%と大きくした実験を行った。この程度の高密度コイルでは、かくはん量を増やすと低温取出しの可能性があることを確認した。かくはんを行わない実験では、熱特性はらせんコイル、中央配置と同様の傾向をしめす。

第3章と同様に、単位蓄熱槽効率と単位蓄熱率と入力条件の関係を求めた。

## 第5章

# アイスオンコイル型氷蓄熱槽の動的熱特性モデル

### 5.1 はじめに

前章までに、単位蓄熱率、単位蓄熱槽効率という静的な指標を求めるモデルを作成した。システムに組み込まれた状態での性能を評価するためには、動的なモデルが必要となる。実験結果より、槽内をかくはんしない場合、槽の熱特性の傾向は温度成層型<sup>60)</sup>に類似できると考え、アイスオンコイル型氷蓄熱槽もこの延長でシミュレーションモデルを作成する。

槽内の動的熱特性を扱ったものとしては、Silver<sup>50)</sup>らは米国のエネルギーシミュレーションプログラム DOE-2 のモジュールとしての氷蓄熱槽のモデル化を行っている。これは、アイスオンコイル型蓄熱槽において、製氷時の直膨コイルの伝熱量と圧力損失をシミュレートし、解氷時は槽内かくはんにより槽内を完全混合としたモデルを作成している。このため、温度成層などの混合特性を考慮することができない。

### 5.2 シミュレーションモデル

氷蓄熱槽との相違としては、内部にヒートシンクがあること、製氷コイルによる混合への乱れがあること、水温が4°C以下になるため温度と密度の関係が逆転することがある点があげられる。

モデルは槽の水平方向の温度分布はほとんど無視できるので、上下方向の一次元で考察する。計算は槽を上下に  $N$  分割し、その各部分にコイルが均等に分布しているものとし、各層での熱収支を考える。ブラインはコイルの下部から入力され上部へと循環する。解氷時の温水入力は最上部から、出力は最下部からなされるものとする。

## 5.2.1 製氷過程

製氷過程においては、コイル内部を流れるブラインと槽内水との熱交換を計算し、槽内の温度を求める。製氷はかくはんの有無にかかわらず、槽全体が0°Cになってから始まる。ブラインは下から上へ向かって流れるとしているので、解氷初期には氷は槽下部で厚く槽上部で薄くなるが、製氷による熱抵抗の増大に伴い次第にその差は小さくなり、最終的にはほぼ均一着氷となる。図5.1に製氷時のモデルを示す。なお、以下の計算は水の密度と氷の密度を同一として近似している。

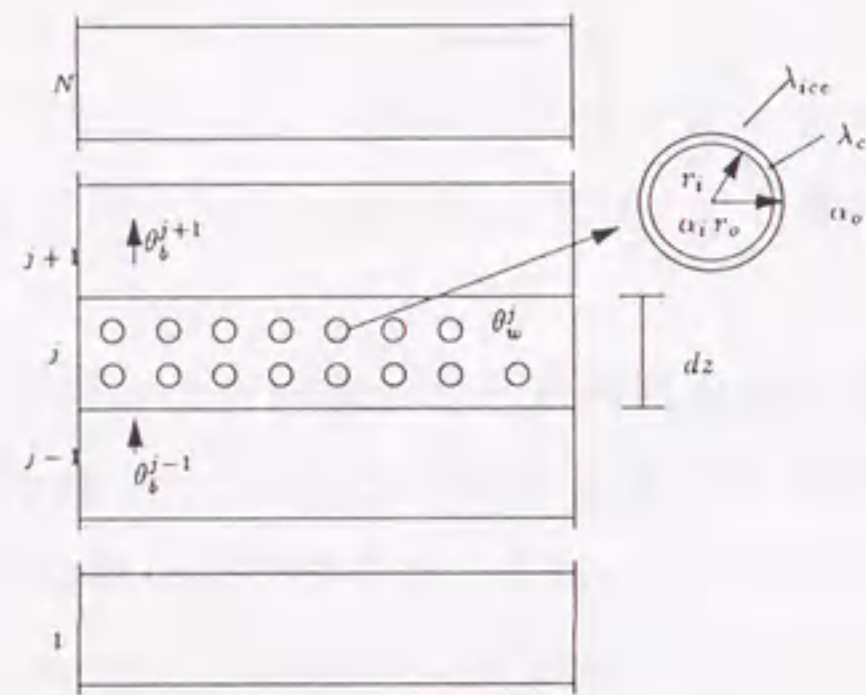


図5.1: 製氷コイルのモデル

## コイルでの熱伝達

コイルからの伝熱量はコイルの単位長さあたりの熱貫流率を求めて、ブラインと槽内水温との温度差により計算する。ブラインからコイルあるいは氷の表面までの単位長さあたりの熱貫流率  $K_{coil}$  は、積層円筒の熱伝達となるので次式にて計算できる。

$$\frac{1}{K_{coil}} = \frac{1}{2\pi} \left( \frac{1}{h_i r_i} + \frac{1}{\lambda_{coil}} \ln \frac{r_o}{r_i} + \frac{1}{\lambda_{ice}} \ln \frac{r_o + D_{ice}}{r_o} \right) \quad (5.1)$$

ここで、 $h_i$  は、管内熱伝達の Colburn の式<sup>40)</sup>を用いて計算する。

$$\frac{h_i 2r_i}{\lambda_b} = 0.023 Pr_b^{1/3} Re_b^{0.8} \quad (5.2)$$

製氷過程では、ブラインからの熱量が水の温度を変化させる場合と、相変化に用いられる場合がありコイル単位長さあたりの熱貫流率を次のように場合分けする。

$$\frac{1}{K} = \begin{cases} \frac{1}{K_{coil}} + \frac{1}{h_o 2\pi r_o} & \text{結氷まで} \\ \frac{1}{K_{coil}} & \text{製氷中} \end{cases} \quad (5.3)$$

## 5.2. シミュレーションモデル

管外表面熱伝達率  $h_o$  については、表5.1に実験<sup>4)</sup>にもとづく効果推定表が求められている。かくはんの無い場合に自然対流熱伝達の実験式<sup>40)</sup>

$$\frac{h_i 2r_i}{\lambda_b} = 0.53 (Gr_w Pr_w)^{1/4} \quad (5.4)$$

から求めると、約 230 kcal/(m<sup>2</sup>·h·°C) となる。表5.1から平均的な水準を設定すると 423 kcal/(m<sup>2</sup>·h·°C) が推定できるが、製氷過程の計算に用いる際に概数として、かくはんがある場合には 450 kcal/(m<sup>2</sup>·h·°C) (523 W/(m<sup>2</sup>·K))、かくはんの無い場合に 250 kcal/(m<sup>2</sup>·h·°C) (291 W/(m<sup>2</sup>·K)) と設定した。

表5.1: コイル表面熱伝達率の効果推定表

要因効果 水準	平均値 = 402 [W/(m <sup>2</sup> ·K)]		
	1	2	3
A:かくはん量	54.30	-83.20	28.80
B:ブライン流量	19.40	-2.80	-16.60
C:ブライン温度	-15.80	11.70	4.17
A × C	-53.90	23.60	30.30
	30.80	-19.20	-11.70
B × C	23.10	-44.30	-18.70
	25.20	-2.76	-22.40
	0.08	2.80	-2.88
	-25.20	-0.05	25.30
要因	A:かくはん量 [m <sup>3</sup> /(s·m <sup>2</sup> )]	B:ブライン流量 [m <sup>3</sup> /s]	C:ブライン温度 [°C]
水 1	中: 8.6×10 <sup>-5</sup>	8.3×10 <sup>-4</sup>	-10
2	少: 4.4×10 <sup>-5</sup>	5.0×10 <sup>-4</sup>	-8
準 3	多: 1.8×10 <sup>-4</sup>	1.7×10 <sup>-4</sup>	-6

## 槽内水温の計算

製氷コイルにより槽内の水が冷却されるが、製氷まではコイルによる除去熱量が槽内の水温を変化させるとし、分割層毎に計算する。いま、槽内の水の体積に対するコイルの充てん率を  $\zeta$ 、水の単位体積あたりのコイル長さ  $l_{coil}$  とすると、

$$\zeta = l_{coil} \pi r_o^2 \quad (5.5)$$

コイルも含む槽の単位容積あたりのコイルの長さを  $l$  とすると、

$$l = l_{coil} \frac{1}{1 + \zeta}$$

$$= \frac{\zeta}{(1+\zeta)\pi r_0^2} \quad (5.6)$$

分割  $j$  番目の層における水温は、式 (5.6) を用い熱損失を  $h_{loss}$  とし、次式にて表される。

$$\begin{aligned} \frac{d\theta_w^j}{dt} &= -\frac{1}{\rho_w c_w} \{ \ell K (\theta_w^j - \theta_b^j) - h_{loss} \} \\ &= -\frac{1}{\rho_w c_w} \left\{ \frac{\zeta}{(1+\zeta)\pi r_0^2} K (\theta_w^j - \theta_b^j) - h_{loss} \right\} \end{aligned} \quad (5.7)$$

水の密度と温度の関係は、 $4^\circ\text{C}$  近辺において逆転する場合があるので、計算によって求めた温度では密度の逆転が生じている層があり得る。これは不合理であるので、温度計算後密度逆転層を解消のための処理を施す。すなわち密度逆転による拡散速度は計算上は無限大になっている。これはマイクロには不合理であるが、マクロ応答としては十分に適合できることが後述する計算と実験の比較例からわかる。

#### 製氷量の計算

槽内水温が  $0^\circ\text{C}$  に達すると、ブラインからの伝熱量を製氷に使うとして製氷量の計算を始める。コイルおよび着氷層を経てブラインにより除去される熱量が、製氷による相変化に用いられるとする。単位体積あたりの潜熱変化量とブラインからの単位体積あたりの伝熱量が等しいとして、

$$\frac{dD_{ice}^j}{dt} = \frac{K}{\rho_{ice} L 2\pi (r_0 + D_{ice})} (\theta_w^j - \theta_b^j) \quad (5.8)$$

となる。

#### ブライン温度の計算

分割層でのブライン温度の変化は、その層での熱収支を考えて次式にて表される。ここで  $A$  は槽の断面積を表す。

$$\theta_b^{j+1} = \theta_b^j + \frac{\zeta A}{(1+\zeta)\pi r_0^2 \rho_b c_b Q_b} K (\theta_w^j - \theta_b^j) dz \quad (5.9)$$

#### 熱源出力修正計算

蓄熱槽からの返りブライン温度は、式 (5.9) により計算され、冷凍機出力はこのブライン温度に依存して変化するが、無制限に出力を高めることはできず、定格運転状況で定められた電動機入力  $100\%$  を超えられないという制約を与えている。(具体的には電流制御方式を採用することである。) そこで図 5.2 に示すようなフローにて、冷凍機出力  $H'_M$  およびアイスコイル伝熱量  $H_{coil}$  を決定する。

冷凍機出力  $H'_M$  は、冷凍機入口ブライン温度と冷凍機入口冷却水温度によって COP の理論式<sup>23)</sup> から次のように修正する。ここで、' のつかないものは定格時におけるもの、' のついた値は定格時以外の条件におけるものとする。定格時の冷凍機能力は

$$\begin{aligned} H_M &= W_{r0} \text{COP} \\ &= W_{r0} a \frac{\theta_{ev} + 273}{\theta_{cn} - \theta_{ev}} \end{aligned} \quad (5.10)$$

定格時外の冷凍機能力は

$$\begin{aligned} H'_M &= W_{r0} \text{COP}' \\ &= W_{r0} a \frac{\theta'_{ev} + 273}{\theta'_{cn} - \theta'_{ev}} \end{aligned} \quad (5.11)$$

式 (5.10)、(5.11) より

$$H'_M = \frac{\theta_{cn} - \theta_{ev}}{\theta'_{ev} + 273} \frac{\theta'_{ev} + 273}{\theta'_{cn} - \theta'_{ev}} H_M \quad (5.12)$$

出口冷却水温度を  $\theta_{cd}$  とし、凝縮温度  $\theta_{cn}$  との差を  $\Delta\theta_{cd}$  とし、

$$\begin{aligned} \theta_{cn} &= \theta_{cd} + \Delta\theta_{cd} \\ \theta'_{cn} &= \theta'_{cd} + \Delta\theta'_{cd} \end{aligned} \quad (5.13)$$

冷凍機の出口ブライン温度を  $\theta_b$ 、蒸発温度  $\theta_{ev}$  との差を  $\Delta\theta_b$  とし、

$$\begin{aligned} \theta_{ev} &= \theta_b - \Delta\theta_b \\ \theta'_{ev} &= \theta'_b - \Delta\theta'_b \end{aligned} \quad (5.14)$$

とすると

$$H'_M = H_M \frac{\theta_{cd} + \Delta\theta_{cd} - \theta_b + \Delta\theta_b}{\theta_b + 273 - \Delta\theta_b} \frac{\theta'_b + 273 - \Delta\theta'_b}{\theta'_{cd} + \Delta\theta'_{cd} - \theta'_b + \Delta\theta'_b} \quad (5.15)$$

ここで、 $\Delta\theta = \Delta\theta_{cd} + \Delta\theta_b$ 、 $\Delta\theta' = \Delta\theta'_{cd} + \Delta\theta'_b \approx \Delta\theta$  とおくと上式は次のように変形される。

$$H'_M = H_M \frac{\theta'_b + 273 - \Delta\theta'_b}{\theta_b + 273 - \Delta\theta_b} \frac{\theta_{cd} - \theta_b + \Delta\theta}{\theta'_{cd} - \theta'_b + \Delta\theta} \quad (5.16)$$

式 (5.16) にて、ブライン温度  $\theta'_b$  に対して修正出力  $H'_M$  が求まる。ただし、ピーク設計であるので外気湿球温度は一定、すなわち冷却水条件はここでは不変 ( $\theta'_{cd} = \theta_{cd}$ ) としている。

所定の蓄熱量・充てん率と限界温度を与える解は、一つに定まる訳では無いので優先順位を与えなければならない。ここでは、まずコイルのサイズと氷厚を与え、所定の熱量の熱交換を行って蓄熱できるコイル長を定め、ついで汲み上げ水限界温度が一定の温度範囲で所定値におさまるように繰り返し計算を行って槽容積を求める。この間に槽の下部でブリッジング (氷と氷がくっつくこと) が起こるときは警告を与えて対応を促す。各修正計算において Newton-Raphson 法を応用した収束計算を行っている。

#### 5.2.2 解氷過程

##### 混合モデルの概要

辻本<sup>60, 45)</sup>らによる混合モデルを図 5.3 に示す。槽上部の完全混合域とその下の一次元拡散域で形成される。アイスオンコイル型氷蓄熱槽では、2 分された槽の完全混合域深さ  $l_R$

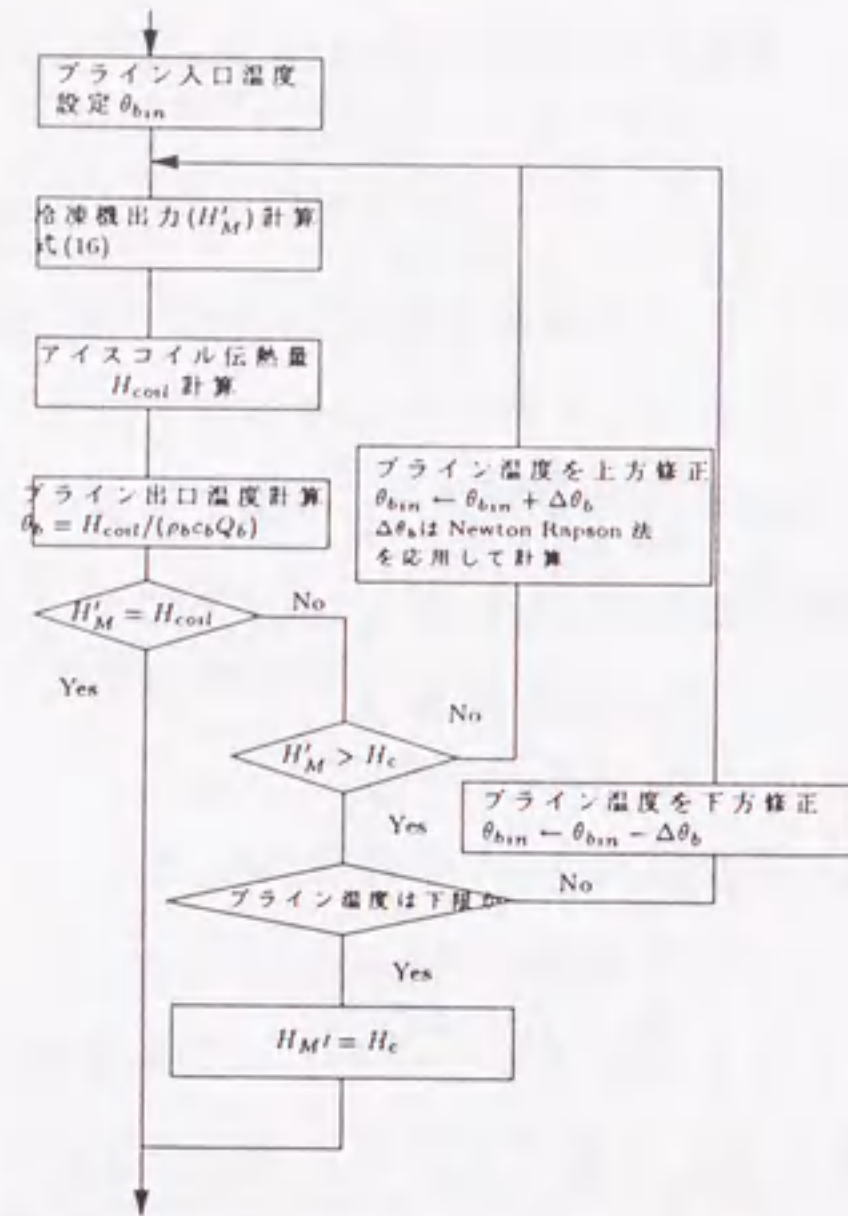


図 5.2: 熱源修正計算フロー図

を、 $Ar_{in}$  と  $\omega$  により次式<sup>30)</sup>で決定する。

$$\frac{\ell_R}{d_{in}} = \frac{0.62 Ar_{in}^{-0.5}}{\omega} \quad (5.17)$$

これは、温度成層型氷蓄熱槽の実験から求めた円管入力における値<sup>45)</sup>に、製氷コイルによる乱れによる混合度の変化を $\omega$ にて表したものである。

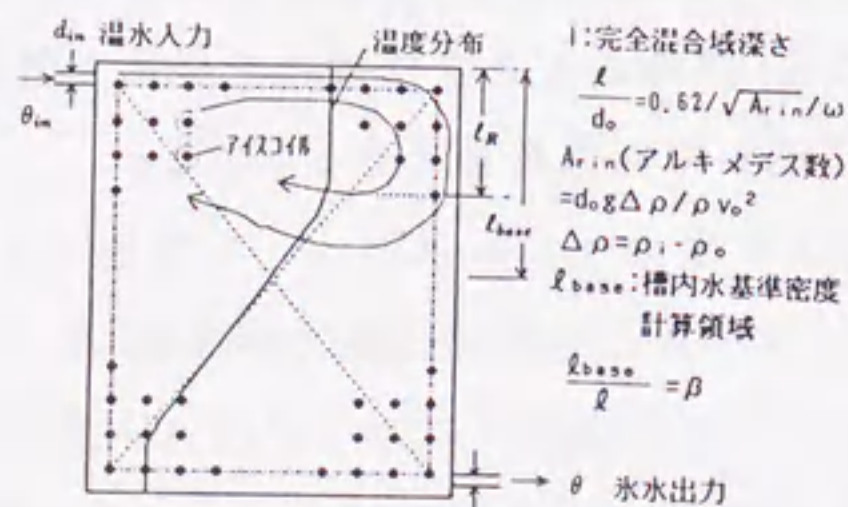


図 5.3: アイスオンコイル蓄熱槽の混合モデル

ここで、実用 R 値モデル<sup>19)</sup>の槽内基準温度計算域設定範囲である  $\ell_{base}$  を次式の  $\beta$  にて定義する。

$$\beta = \frac{\ell_{base}}{\ell_R} \quad (5.18)$$

この  $\beta$  は、氷蓄熱槽では槽の熱特性にあまり影響を与えないが  $\beta=2$  を妥当とした。本シミュレーションモデルでの  $\beta$  の感度を実験結果と照合して確認したところ、例えば図 5.4 に示すように大きな影響は見られなかった<sup>30)</sup>、本シミュレーションでも氷蓄熱に対する  $\beta=2$  のままとした。

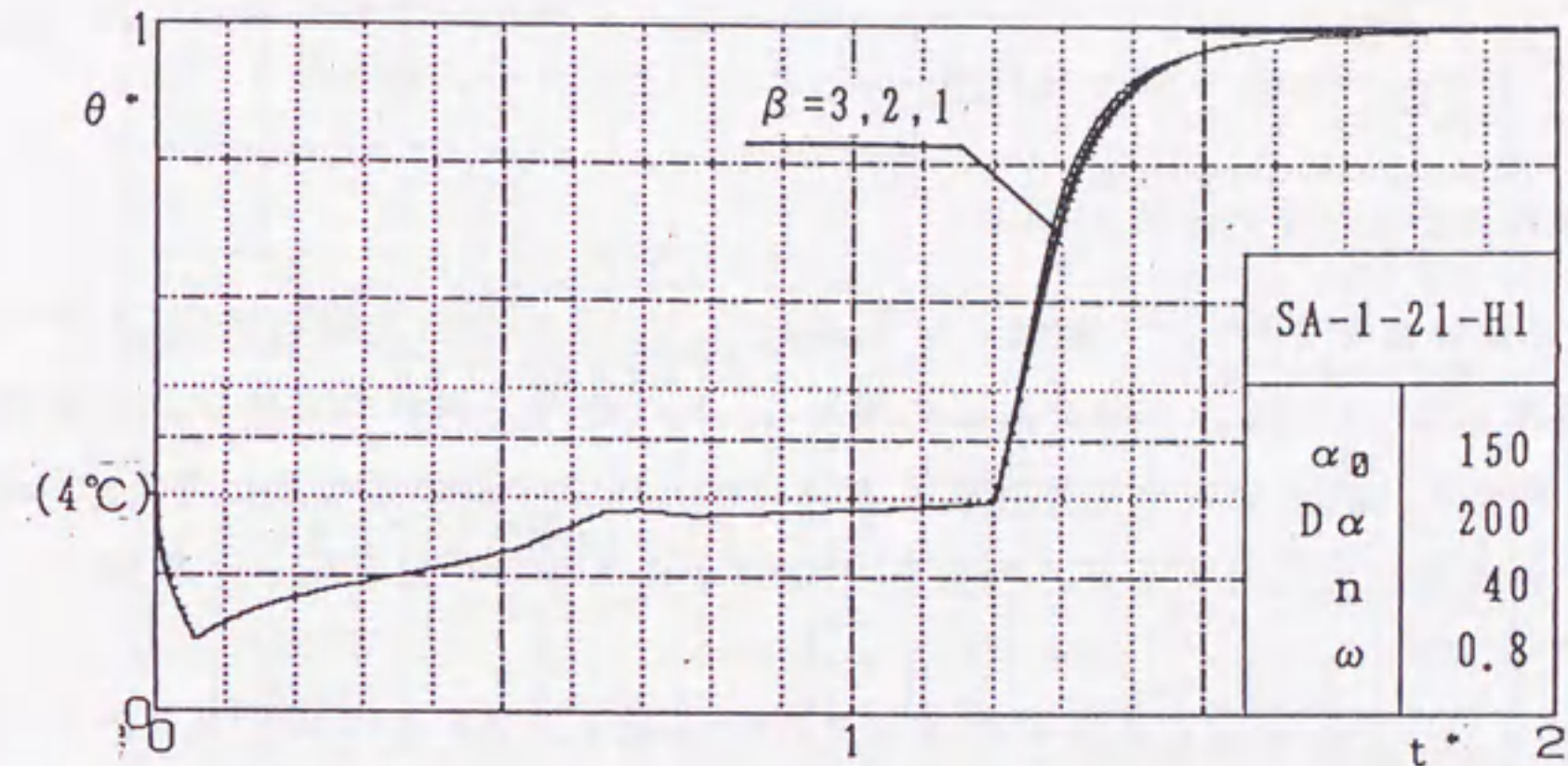


図 5.4: 基準温度深さ修正係数の影響

槽内水温の計算

式 (5.17) にて計算された深さ  $\ell_R$  の領域では、完全混合状態であるので水温は次式にて表される。

$$(1 - IPF) \frac{d\theta}{dt} = \frac{Q}{RV_0} (\theta_{in} - \theta) - \frac{q}{\rho_w c_w} + \frac{q_{loss}}{\rho_w c_w} \quad (5.19)$$

ここで、 $q$  は、単位体積当たりの解氷による吸熱量として、

$$q = 2\pi h_o (r_o + D_{ice}) \frac{\zeta}{\pi r_o^2} (\theta_w - 0) \quad (5.20)$$

にて計算される。 $q_{loss}$  は槽からの熱損失を表し、計算では全蓄熱量に対してある比率をかけて設定している。 $IPF$  は槽内水容量に対する氷の割合を示し

$$IPF = \frac{\zeta}{r_o^2} \{ (r_o + D_{ice})^2 - r_o^2 \} \quad (5.21)$$

で計算される。

深さ  $l_R$  以下の一次元拡散域での水温は、流入流量を槽断面積で除した槽内平均流速を  $u_w$  として次式にて表される。

$$(1-IPF) \frac{\partial \theta}{\partial t} + u_w \frac{\partial \theta}{\partial z} = \frac{\lambda_w}{\rho_w c_w} \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} - \frac{q}{\rho_w c_w} + \frac{q_{loss}}{\rho_w c_w} \quad (5.22)$$

解氷量の計算

氷から熱伝達で奪われた熱量が解氷に用いられるとして、解氷量と氷厚の増減量を計算する。追いかけて運転によるブライン通過の有無によって次のように場合わけする。

$$\frac{dD_{ice}}{dt} = \begin{cases} \frac{h_o}{L \rho_{ice}} (\theta_w - 0) & \dots \text{ブライン通過なし} \\ \frac{1}{L \rho_{ice}} \left\{ h_o (\theta_w - 0) - \frac{K_{coil}}{2\pi(r_o + D_{ice})} (0 - \theta_b) \right\} & \dots \text{ブライン通過あり} \end{cases} \quad (5.23)$$

実験との照合および各パラメータの同定

第3, 4章での実験結果を用いて、実験とシミュレーションとの照合をおこなう。ここで氷の表面熱伝達率  $h_o$  について、2つの近似法を考える。 $h_o$  は槽内の流れや自然対流に影響を受けるので、ピストン流となる一次元拡散域と完全混合域では値が異なると考えられる。この補正を、完全混合域に対する換水回数  $V_R$  と係数  $n$  により行い以下のように表す。

1) 第一の近似 この近似法は  $h_o$  を次式にて与え、 $h$ ,  $n$  および  $\Delta h$  をパラメータとして与える。

$$h_o = \begin{cases} h & \dots \text{一次元拡散域} \\ h + \Delta h \frac{V_R}{n} & \dots \text{完全混合域} \end{cases} \quad (5.24)$$

図 5.2~図 5.4 に、強い温度成層を与えるケース、弱い温度成層を与えるケース、初期完全混合となるケースでの実験と比較を示す。ここでは  $\omega$  の値を同定するために、その値も変動させている。

実験初期の低温取出し部分で、計算値において温度の急変化がみられる。これは、 $4^\circ\text{C}$  以下の温度と密度の逆転を解消させるため、プログラムでは一瞬にして逆転が解消するものとしているためである。これは現実的でないが、応答をマクロにみると実験と計算はよく一致しているので密度逆転を解消している効果があると考えられる。

それぞれの計算結果から、適切なパラメータをとることでシミュレーションと実験がよく一致する。温度成層型氷蓄熱槽のための R 値モデルを修正したモデルが、アイスオンコイル型氷蓄熱槽にも適用できる。実験との照合から  $\omega = 0.8$  程度であり、これは完全混合域がコイルの影響で 1.1~1.5 倍となることを示す。しかしながら、この近似法ではパラメータの統一性が見られない

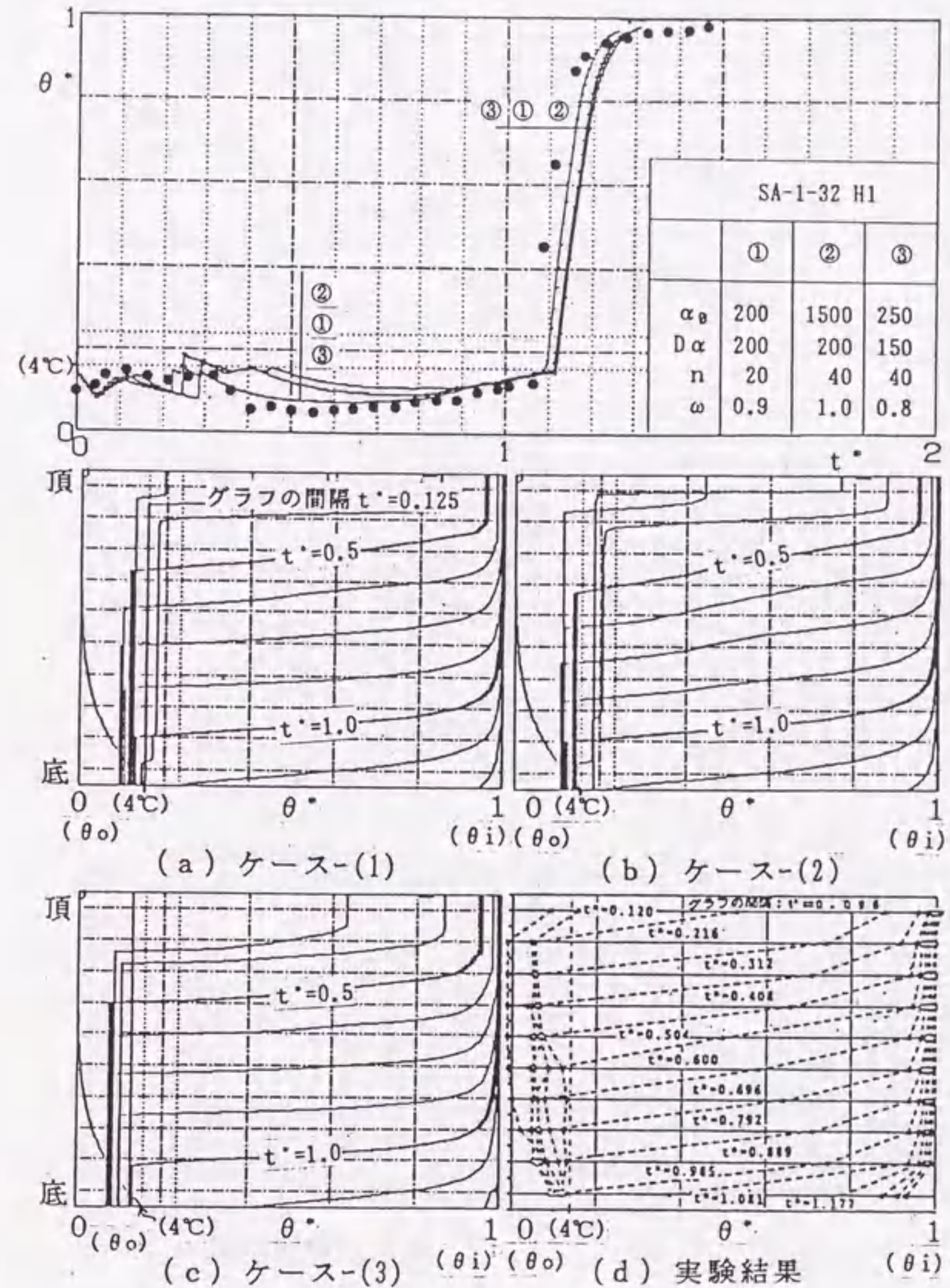


表 5.2: 強い温度成層を与える入力条件での計算と実験の比較

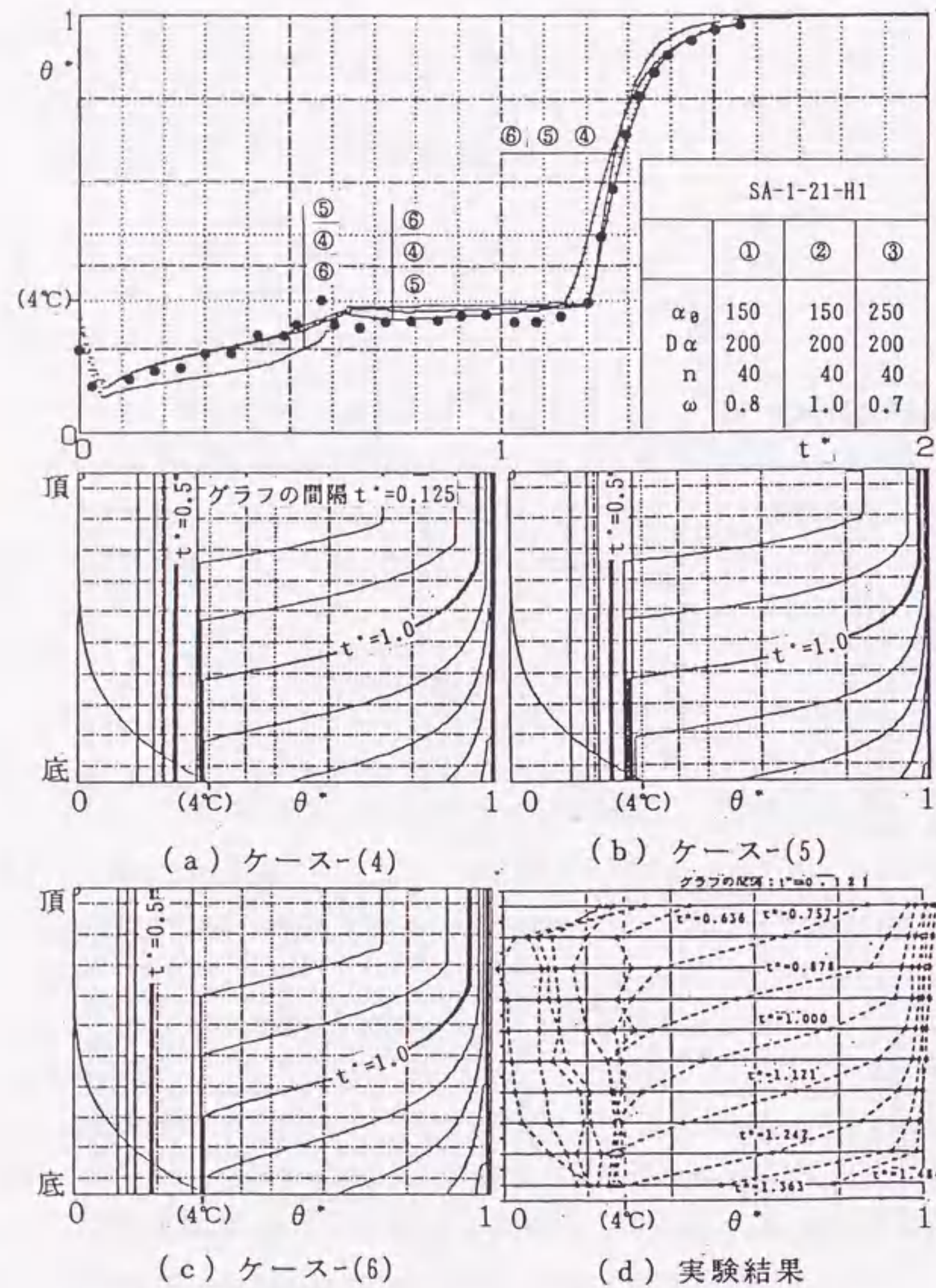


表 5.3: 弱い温度成層を与える入力条件での計算と実験の比較

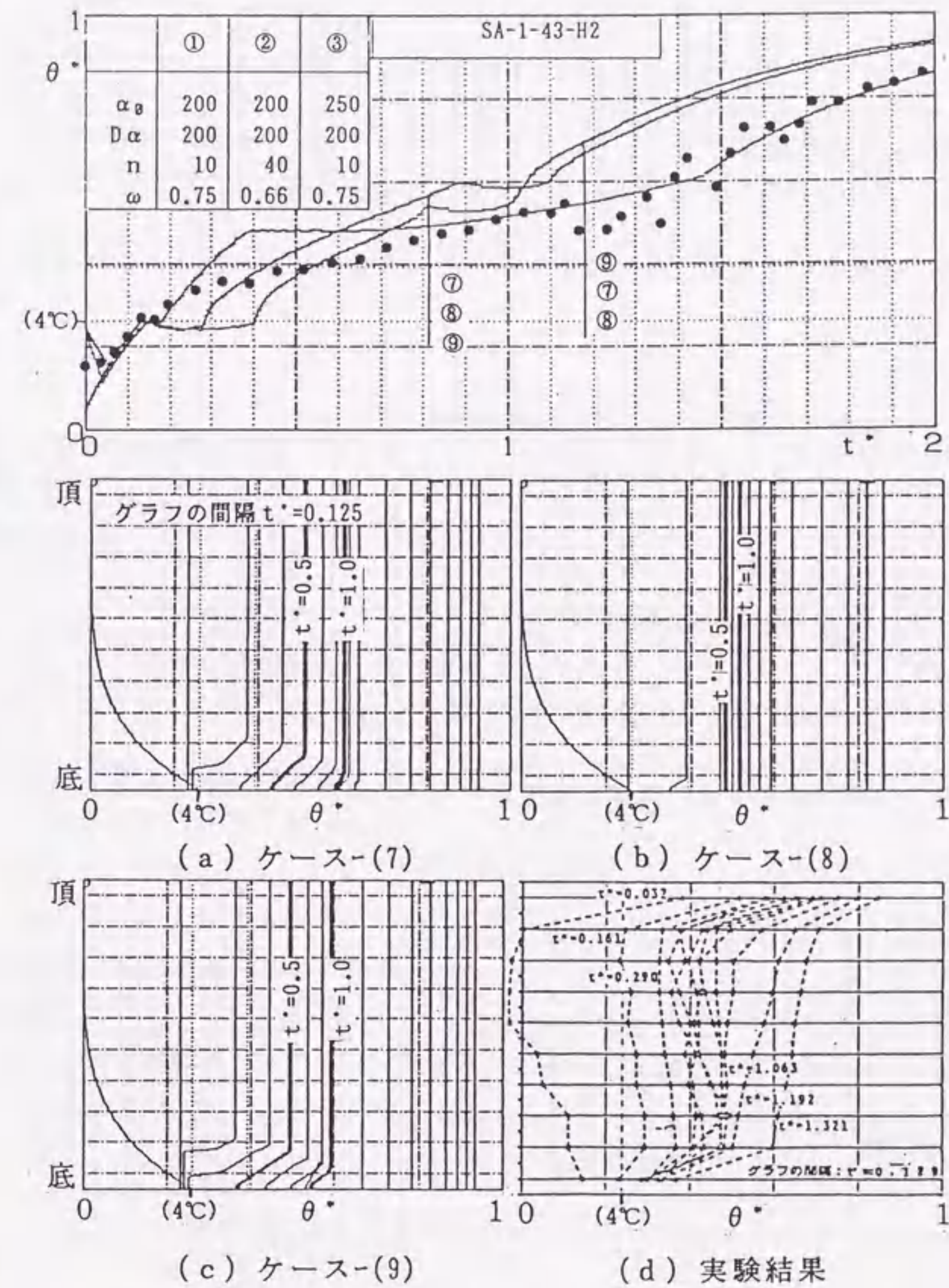


表 5.4: 完全混合状態を与える入力条件での計算と実験の比較

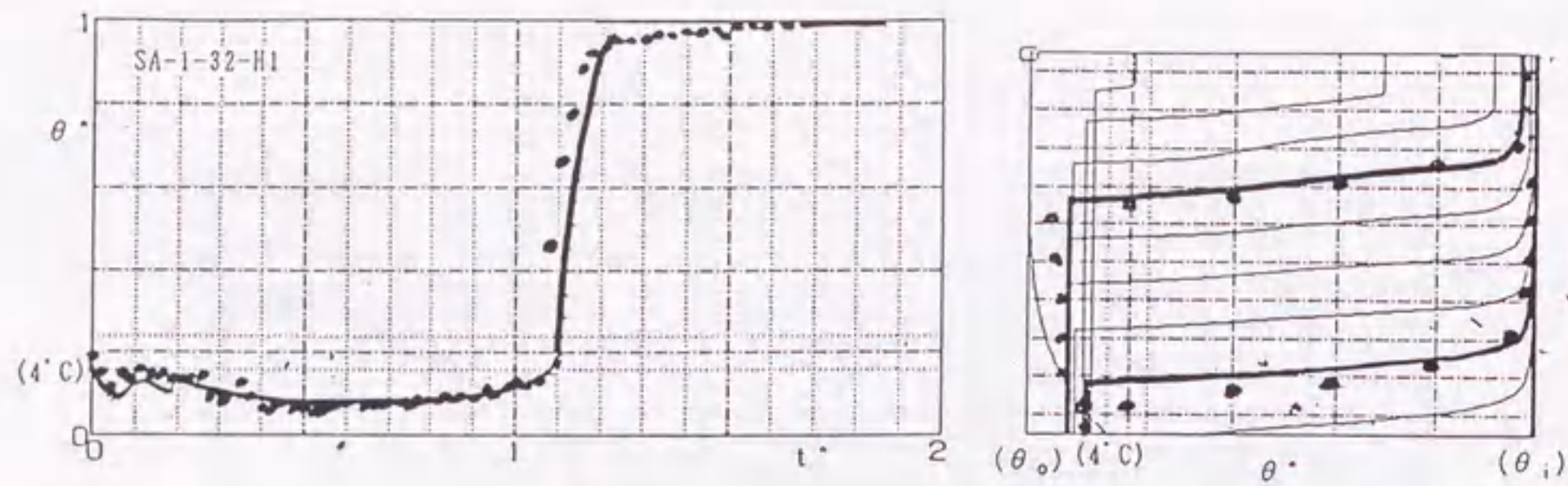


表 5.5: 第 2 の近似による強い温度成層を与える入力条件での計算と実験の比較

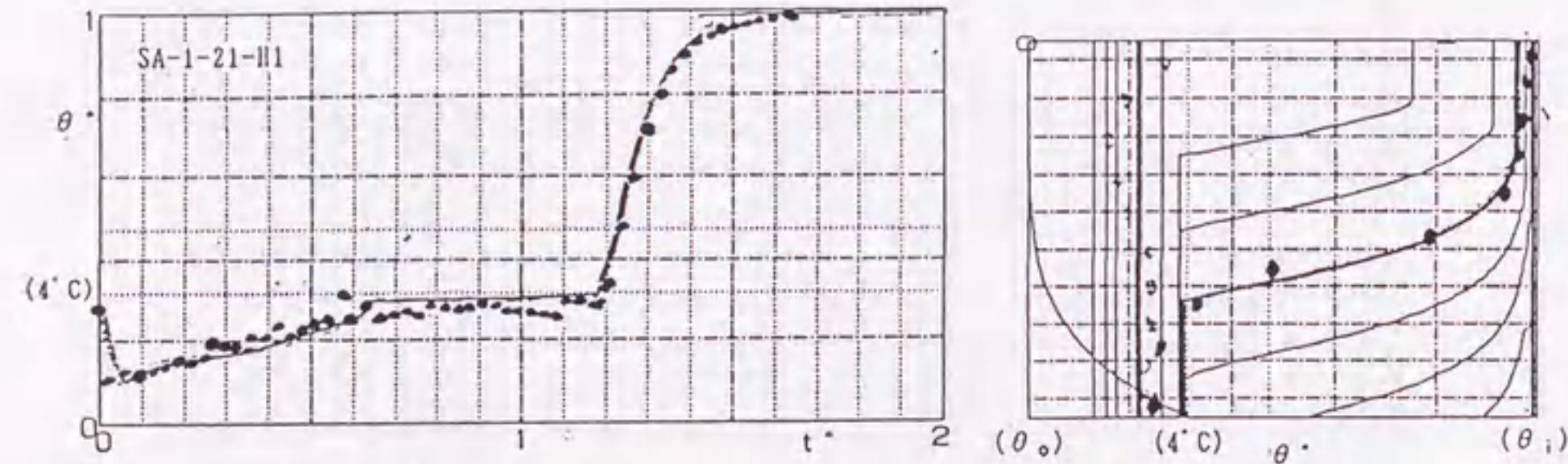


表 5.6: 第 2 の近似による弱い温度成層を与える入力条件での計算と実験の比較

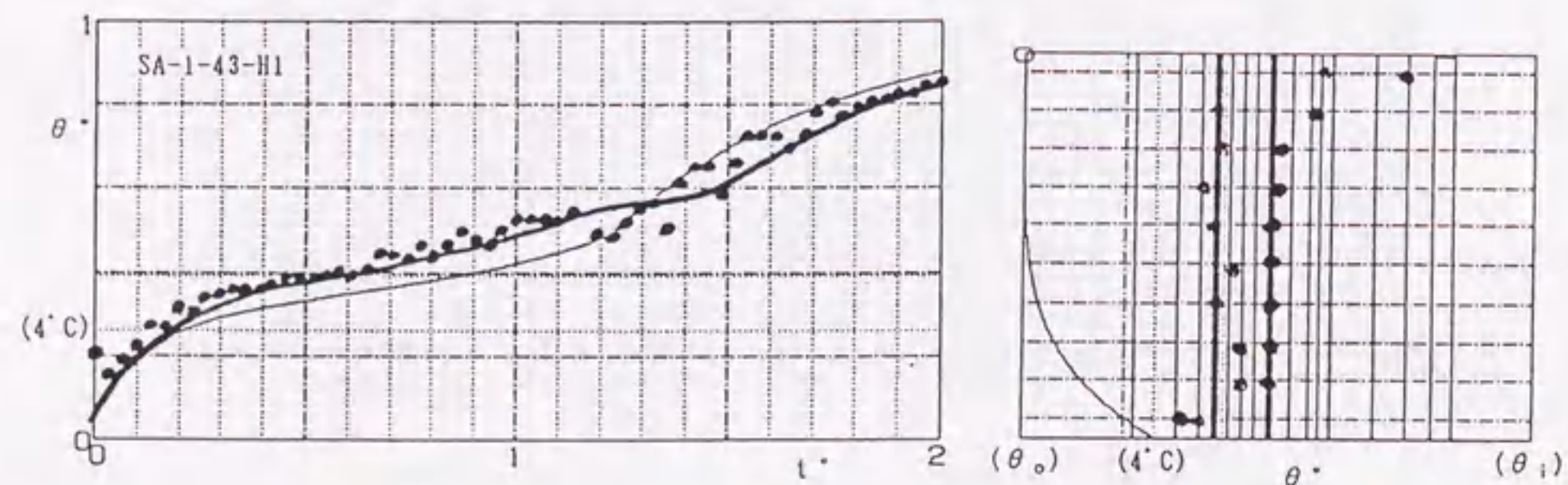


表 5.7: 第 2 の近似による完全混合状態を与える入力条件での計算と実験の比較

2) 第二の近似 第二の近似は、 $GrPr$  の小さい領域への適用を考慮して、管の自然対流熱伝達に次式<sup>39)</sup>を用いて、次のように求める。

$$h_o = \begin{cases} h & \dots \text{一次元拡散域} \\ h + \Delta h \frac{V_R}{n} & \dots \text{完全混合域} \end{cases} \quad (5.25)$$

$$h = \frac{\lambda_w}{d_o} \{0.36 + 0.048 \times (GrPr)^{1/8} + 0.52(GrPr)^{1/4}\} \quad (5.26)$$

$\lambda_w \approx 0.5[\text{W}/(\text{m} \cdot \text{°C})]$  とおいて、図 5.5~図 5.7 に、強い温度成層を与えるケース、弱い温度成層を与えるケース、初期完全混合となるケースでの実験と比較を示す。

第二の近似法では、すべてのケースに最も適合するものとして

$$\omega = 0.6R^{0.5} \quad (5.27)$$

$$n = 8 \quad (5.28)$$

が得ることができる<sup>30)</sup>。

### 5.3 まとめ

槽内をかくはんしない場合のアイスオンコイル型氷蓄熱槽は、温度成層氷蓄熱槽に類似することから、温度成層型氷蓄熱槽で開発されたモデルを適用した。

氷蓄熱槽と異なり、氷蓄熱では槽内にヒートシンクがある。製氷過程では、コイル表面熱伝達率に実験値を用い、解氷過程では管外自然対流熱伝達率の実験式に補正を加えることで、氷と水の熱伝達を求めた。

混合モデルは、槽内を完全混合域と押し出し流れに分けるもので、製氷コイルのこれらの領域の大きさに与える影響を補正係数の形で表現し、これを実験との照合より求めた。モデルによる計算は実験値とよい一致を見た。

製氷過程では、ライン温度が変化し、これが冷凍機の出力に影響する。これを、COP の理論式を用いて補正するアルゴリズムを加え、製氷時の冷凍機の挙動をシミュレートできるようにした。

## 第6章

# シャワー入力過冷却水利用スラリーアイス型氷蓄熱槽の熱特性

### 6.1 はじめに

前章までに、アイスオンコイル型氷蓄熱槽の熱特性を実験およびシミュレーションにより解析してきた。氷蓄熱槽の方式として、緒論でみたようにアイスオンコイル型のほかに、槽内に氷を固定せずに細かな氷粒として浮遊させるダイナミック型がある。ダイナミック型の場合には、氷を製氷用熱交換器から断続的に剥離させるので、製氷面での氷の熱抵抗による冷凍機 COP の低下がないことが特徴である。また、熱の取出しを氷水で行なうことも可能で、地域熱供給施設での高密度な熱供給という適用方法も考えることができる。

本章と次章では、過冷却水を利用してスラリーアイスを生成する実験装置を用いて、槽の熱特性を把握するために行った実験結果を述べる。本章では、スラリーアイスを用いた槽で標準的に用いられるシャワー入力に関する実験<sup>69)</sup>を説明する。

スラリーアイスを生成する方法はいくつかの種類があるが、本研究でのスラリーアイスは、1) 清水で作成される 0°C の氷である、2) 上部から温水が投入され解氷する、3) 大気に開放している、という条件のもとに製解氷するものである。この条件にあてはまらない製氷方式のスラリーアイスには必ずしも適用できない。

### 6.2 実験装置概要および実験方法

#### 6.2.1 実験装置概要

実験装置を図 6.1 に示す。実験設備は 3, 4 章で用いたものに、あらたに過冷却熱交換器を設置した。過冷却熱交換器により、槽内にためた清水をブラインと熱交換させて過冷却状態とし、槽対向壁に当てて過冷却状態を解除し製氷を行なう。このときできる氷は、微細な粒子からなるスラリー状となる。



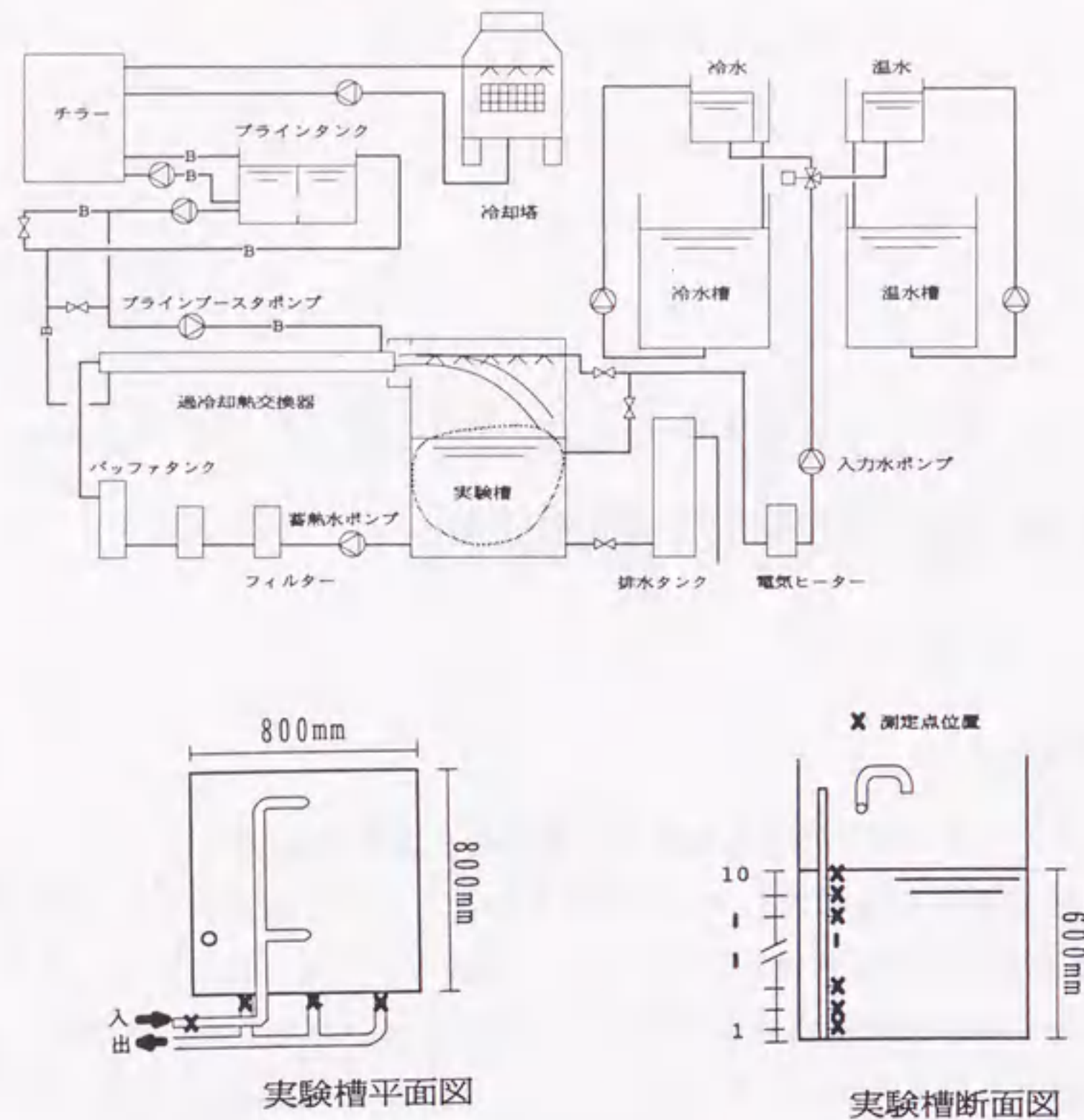


図 6.1: 実験装置概要

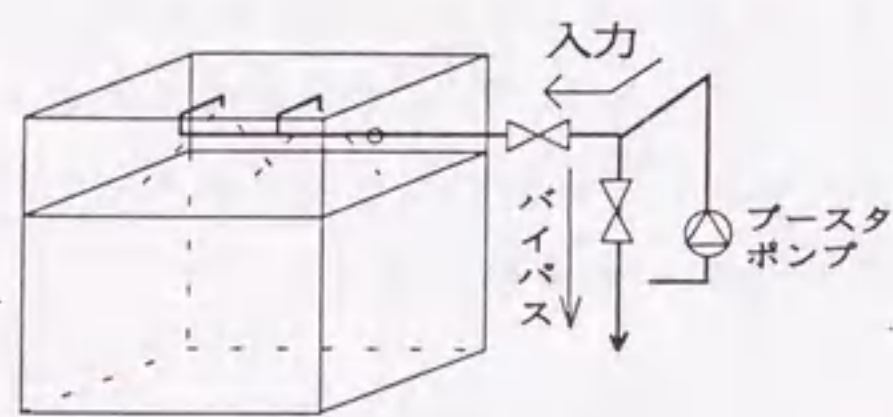


図 6.2: 温水の入力方法

過冷却水を用いた製氷では、スラリーアイスが水面上に盛り上がると、氷粒が過冷却熱交換器にはね上がり凍結の原因になる。そこで、実験槽には深さ 600mm まで水をため、容量 384 l として実験した。流量は、ブライン流量、入力温水を、温度は槽内の垂直温度分布を 10 点を 2ヶ所、槽出入口にて測定した。

入力、シャワー入力については、直進円形前面スプレー型のノズル (有効穴径 5mm, 香取組製作所製 K-17) を 2 個ないし 1 個、水面上部 25cm 程度に設置した。

6.2.2 実験方法

製氷実験は、槽内に市水をためチラーとブラインポンプ・蓄熱水ポンプを運転して開始する。アイスオンコイル型実験と異なり、氷が水面から盛り上がり、水位の上昇等で氷の量を測定することができないので、氷ができはじめてから約 3~3.5 時間の一定時間運転とした。したがって、外気条件などにより冷凍機の出力が変動するため、IPF は実験毎にばらついてしまった。実験終了後、ポンプ類を停止し直ちに解氷実験を行った。

解氷実験は、あらかじめ所定の温度・流量に調整された温水を図 6.2 に示すように、入口直前でバイパスして流しておき、実験開始直後に弁を切り替え入力することによって、温度と流量の両方ともステップ入力とした。実験中流量および温度は変化させない。ノズルの圧力損失が大きいので、水頭差に加えポンプにて加圧した。ポンプのインバータ制御により流量を調節し、電気ヒーターにより温度の微調整を行った。

6.3 実験条件の設定

実験は、入力装置の影響と、入力温水の流量と温度条件の影響を調べることを目的とした。入力装置としては前述のように、スプレーノズルを用いたシャワー入力とパイプ入力とした。実験結果は前章までと同様に、槽入口でのアルキメデス数 ( $Ar_{in}$ ), 無次元温度 ( $\theta^*$ ), 無次元時間 ( $t^*$ ) ならびに流入熱量を用いて整理した。ただし、シャワー入力では、 $d_0$  をノズル径として計算した。

実験条件は、アイスオンコイルと同様に  $Ar_{in}$  の影響、入熱量の影響、IPF の影響を調べることを目的として設定した。これに加えて、温度成層の効果を調べるために、大温度差・小流量の実験も行った。表 6.1 に実験条件リストを示す。

IPF に関しては、ブラインの除去熱量と槽内水温の熱量バランスから計算したが、計測誤差の影響を除くために、無次元応答による熱量のバランスから修正を加えた。IPF の値にばらつきがあるのは、機器の運転状態によるものである。

表 6.1: シャワー入力実験条件

実験番号	ノズル [個]	入力温 [°C]	流量 [l/s]	入熱量 [kW]	IPF [%]	$Ar_{in}$
SD101H	2	38.5	0.210	34.0	0.439	$1.18 \times 10^{-5}$
SD102H	2	29.7	0.268	33.5	0.174	$4.31 \times 10^{-6}$
SD103H	2	24.8	0.323	33.7	0.580	$2.00 \times 10^{-6}$
SD104H	2	17.5	0.455	33.4	0.272	$4.20 \times 10^{-7}$
SD105H	2	29.7	0.185	23.1	0.446	$9.06 \times 10^{-6}$
SD106H	2	24.6	0.215	22.2	0.443	$4.39 \times 10^{-6}$
SD107H	2	17.1	0.330	23.7	0.344	$7.50 \times 10^{-7}$
SD108H	2	13.0	0.415	22.7	0.339	$2.00 \times 10^{-7}$
SD109H	2	18.0	0.145	11.0	0.458	$4.49 \times 10^{-6}$
SD110H	2	12.3	0.177	9.1	0.305	$8.90 \times 10^{-7}$
SD111H	2	12.6	0.203	10.2	0.319	$7.40 \times 10^{-7}$
SD112H	2	9.9	0.262	10.9	0.318	$1.30 \times 10^{-7}$
SE101H	1	40.2	0.063	10.7	0.523	$3.52 \times 10^{-5}$
SE102H	1	30.2	0.065	8.2	0.404	$1.90 \times 10^{-5}$
SE103H	1	39.4	0.110	18.2	0.574	$1.12 \times 10^{-5}$

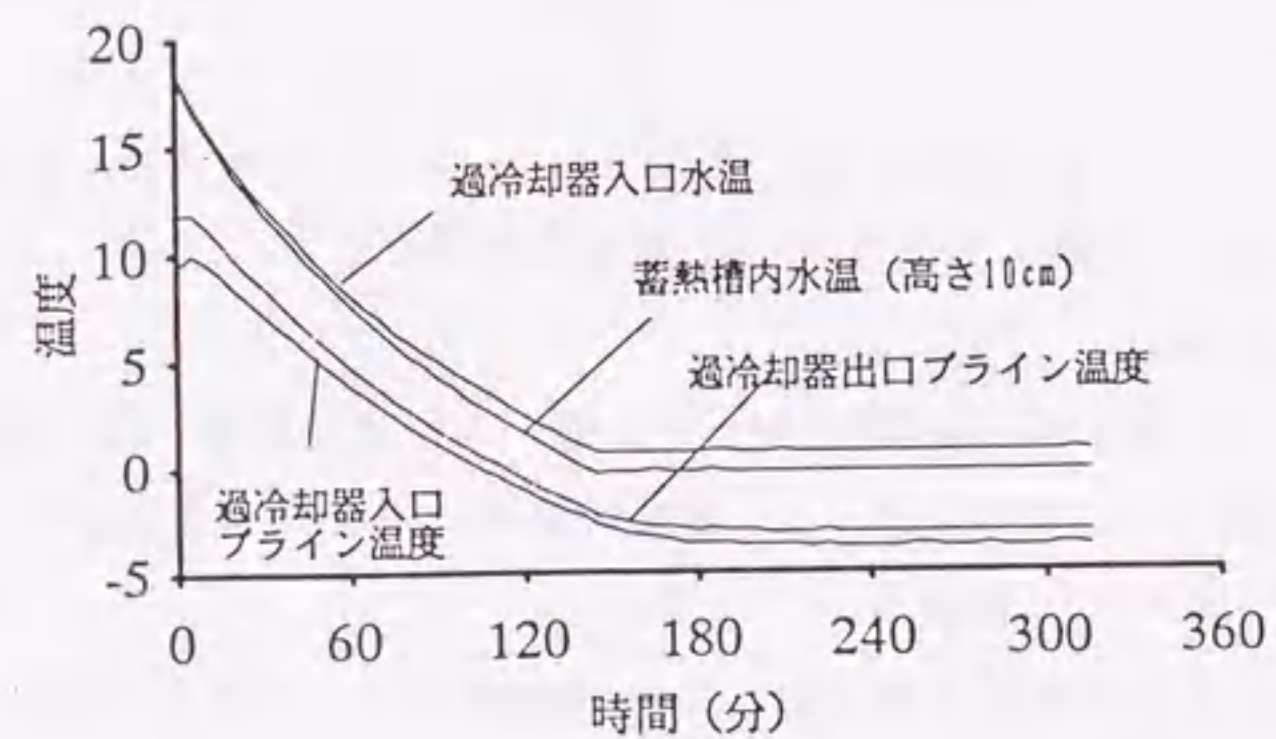


図 6.3: 製氷実験結果

## 6.4 製氷実験結果

図 6.3に製氷実験中の過冷却器出入口ライン温度、槽内水温の変化を示す。槽内は過冷却水の噴出と、氷より冷却された水の重力による降下・自然循環により完全混合状態となり、製氷が始まると槽内水温が一定となる。

実験開始後、槽の初期温度から冷却により温度が下がり、約 2 時間たつと槽内が 0°C となり氷が生成しはじめる。この時点から、冷却の熱量は氷生成の潜熱に使われるため、温度の下降はとまる。過冷却水器入口ライン温度は -4°C 程度で安定して、約 1.5°C の温度差がついて熱交換されている。このあと氷の出来具合を観察して、IPF が十分となった時点で製氷は停止する。

製氷実験については、すべての実験をとおして製氷方法の変更はなく、製氷過程についても外気条件による冷凍機の出力の変動による製氷時間の長短のほかは、上述の結果に差異は無かった。なお、過冷却水を槽の内壁にあてているので、製氷状態は過冷却水の対向壁側に偏る傾向があった。後述するように、解氷実験ではこれがバイパス流の原因となるなど、解氷に影響をおよぼした。そこで、製氷実験中は氷を手でならして、均等に分布するようにした。

## 6.5 シャワー入力解氷実験結果と考察

### 6.5.1 SD シリーズ

図 6.4~6.6に、流入熱量の異なる実験の無次元出口応答の比較を示す。アイスオンコイルの実験で見たように、入力温度にかかわらず密度最大である 4°C は槽内伝熱・混合特性を示す重要な指標であるので、図中に各実験における 4°C を越える時点を●で示してある。

いずれの条件においても、実験開始から解氷により低温を保ち、無次元時間 0.7~1 になると立ち上がり、その後応答曲線は完全混合的に上昇している。無次元応答の形は流入熱量によって大きな差はないが、立ち上がり始める時点が、流入熱量が大きいほど早くなっている。

無次元応答であるので、解氷中の一定温度が同じように見えるが、●で示した 4°C を越える点に着目すると、出口応答が異なっていることがわかる。解氷中の低温出力期間の温度が異なり、無次元時間 0.1~0.2 程度で 4°C を越えるものと、0.7~0.8 程度まで 4°C 以下になるものがあることがわかる。

図中の×点は、流入熱量が氷の潜熱量と等しくなることを示す。応答図から槽内は完全混合的であるので、この×点から立ち上がり点までは、氷が解け残っている期間を示す。出口温度が早くに 4°C を越える場合は、氷が多く残っている状態で 4°C を越え立ち上がり

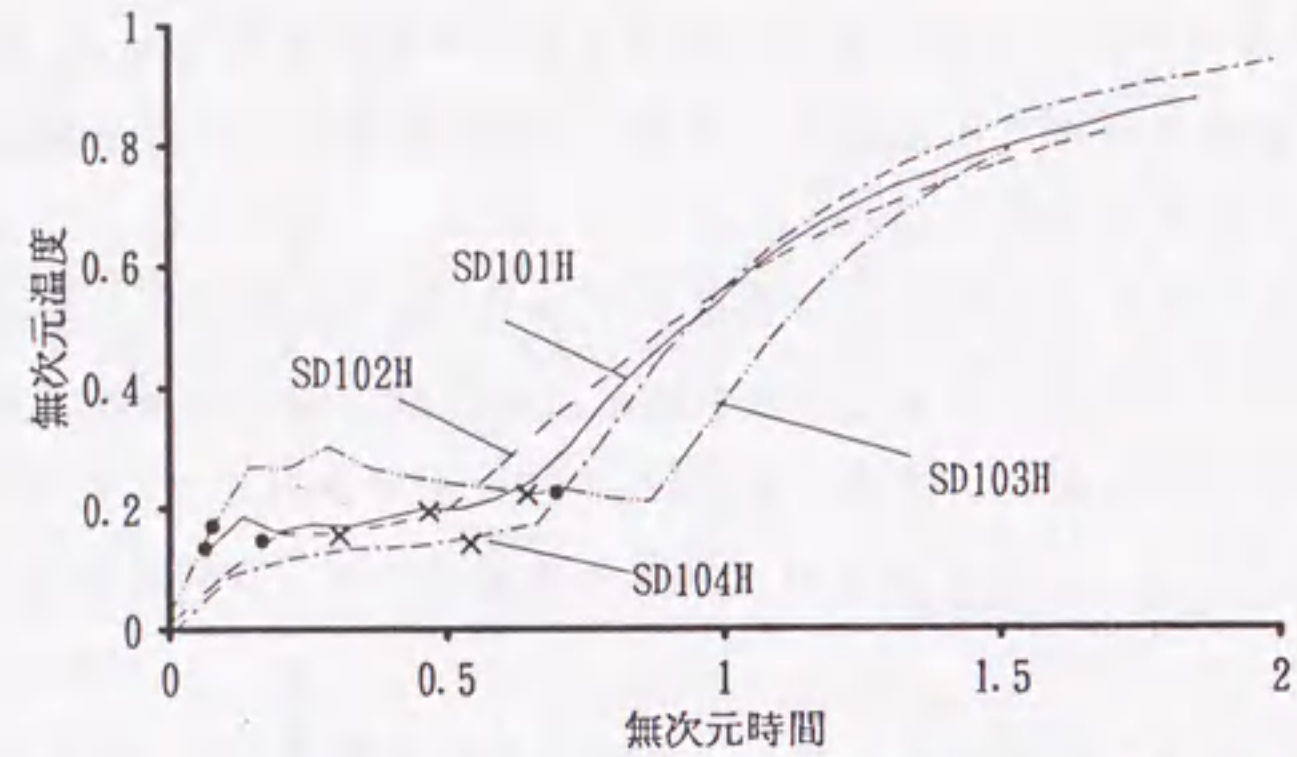


図 6.4: 流入熱量が大きい実験の出口無次元応答

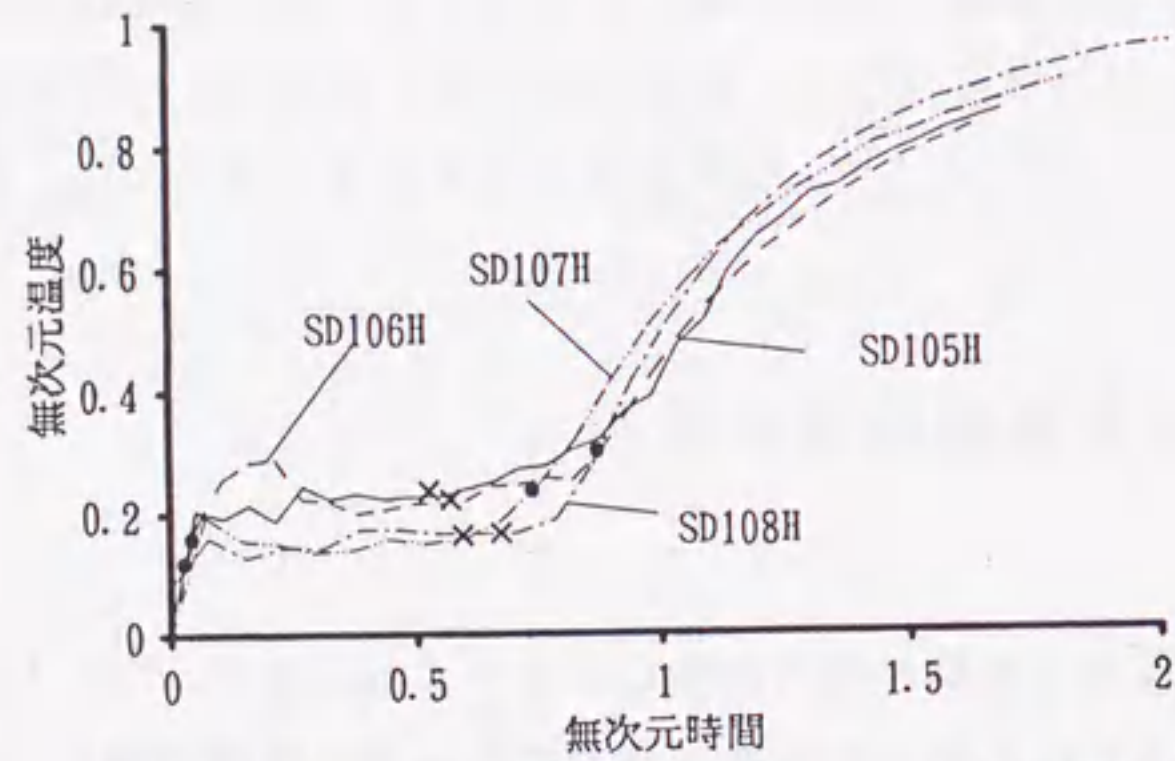


図 6.5: 流入熱量が中程度の実験の出口無次元応答

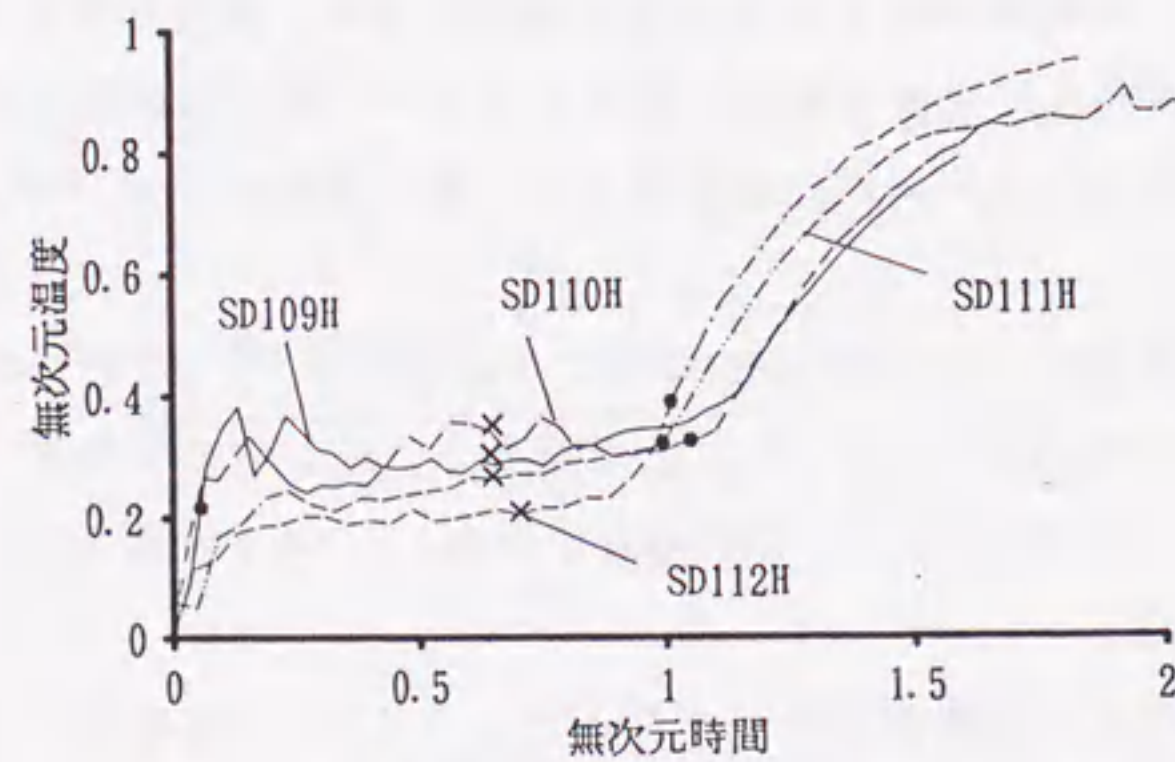


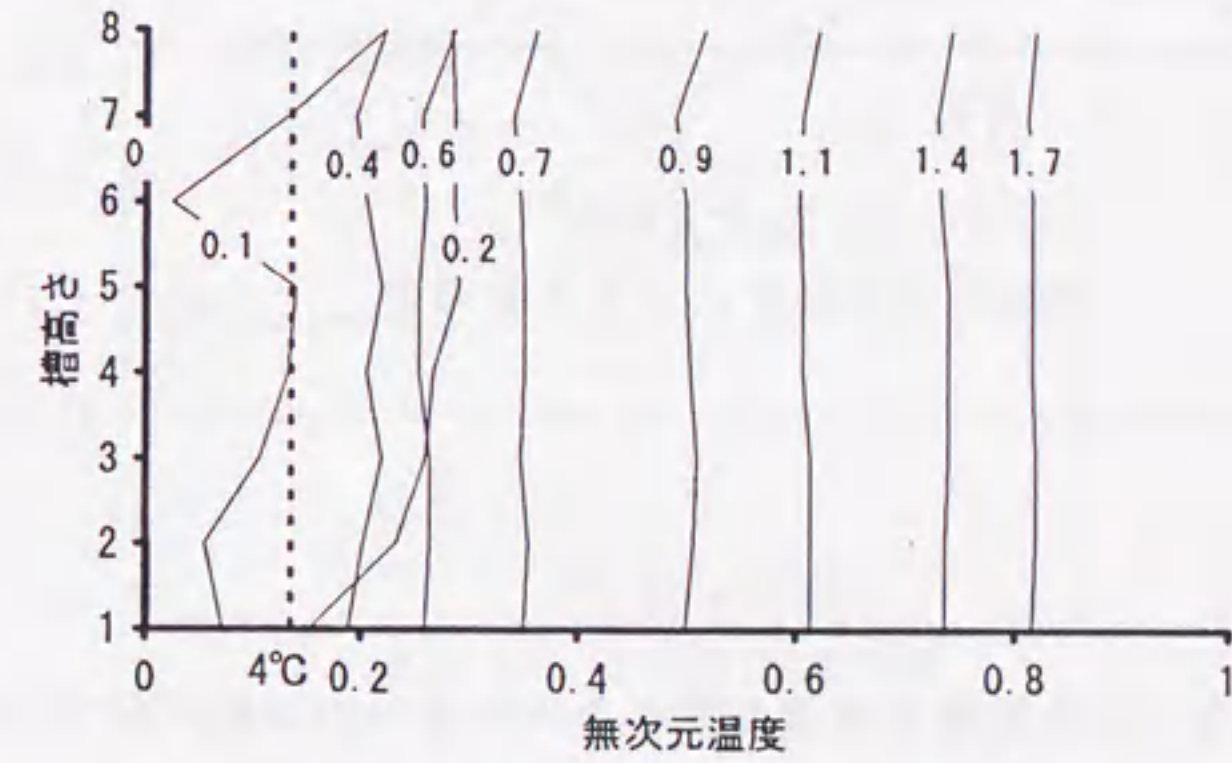
図 6.6: 流入熱量が小さい実験の出口無次元応答

点まで 4°C 付近を保つ。出口温度が 4°C 以下に保たれる場合は、氷が残り少なくなるまで低温を保ち、立ち上がり点の前後で 4°C を越えている。これは  $Ar_{in}$  が  $10^{-7}$  のオーダーと小さい時に起きている。

低温出力期間の温度は、流入熱量と氷からの伝熱量によって決まると考えられる。スラリーアイス型氷蓄熱槽では、アイスオンコイル型と異なり氷が槽全体に分布している。また、その氷は微細な粒状であるので、アイスオンコイル型と比べて同じ IPF でも、伝熱面積が大きくなる。 $Ar_{in}$  が小さくなると、混合しやすくなり解氷が進み氷からの伝熱量が増えるので、低温出力期間の温度が低くなると考えられる。

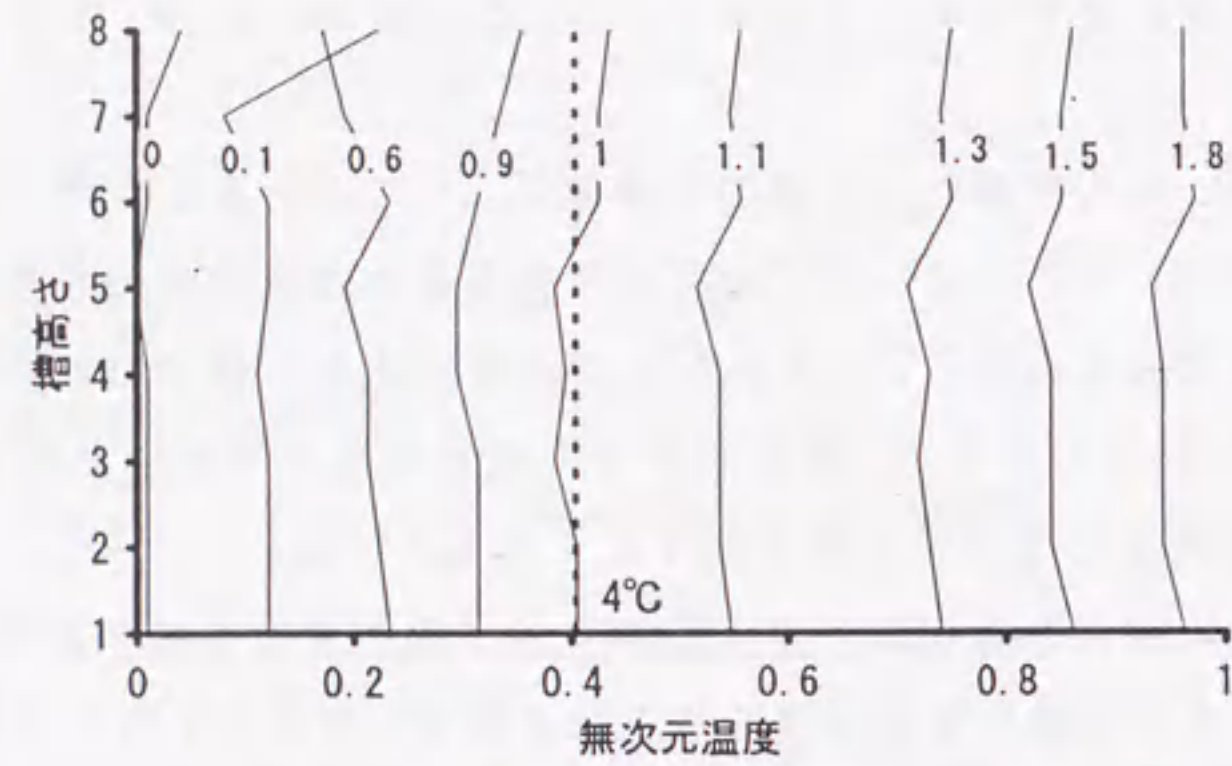
図 6.7 に、出口温度が低く保たれる実験と早く上昇する実験の垂直温度分布図を示す。どちらの実験でも、入力温水の影響を直接受ける最上部を除き、槽の上下方向で温度は一様である。氷の存在する間は、氷と水だけの部分に温度差は存在するので、槽内の温度はすべて一様であるとは言えない。混合特性としては、完全混合的であることがわかる。同じ入力条件のアイスオンコイル実験では、温度成層が確認されている。シャワーノズルが水面から 25cm 上部にあり、高さによる運動エネルギーと落下中の冷却が影響していると考えられる。

氷が存在する間は、図 6.7(a) が 4°C より低い温度で安定し、図 6.7(b) では、4°C で安定していることがわかる。この温度が低温出力期間の温度となり、以下に入力温度、流量、IPF の影響を調べる。



(a) 出口温度が低く保たれる実験 (SE112H)

図 6.7: 垂直温度分布図



(b) 出口温度が早く上昇する実験 (SE102H)

図 6.7: 垂直温度分布図

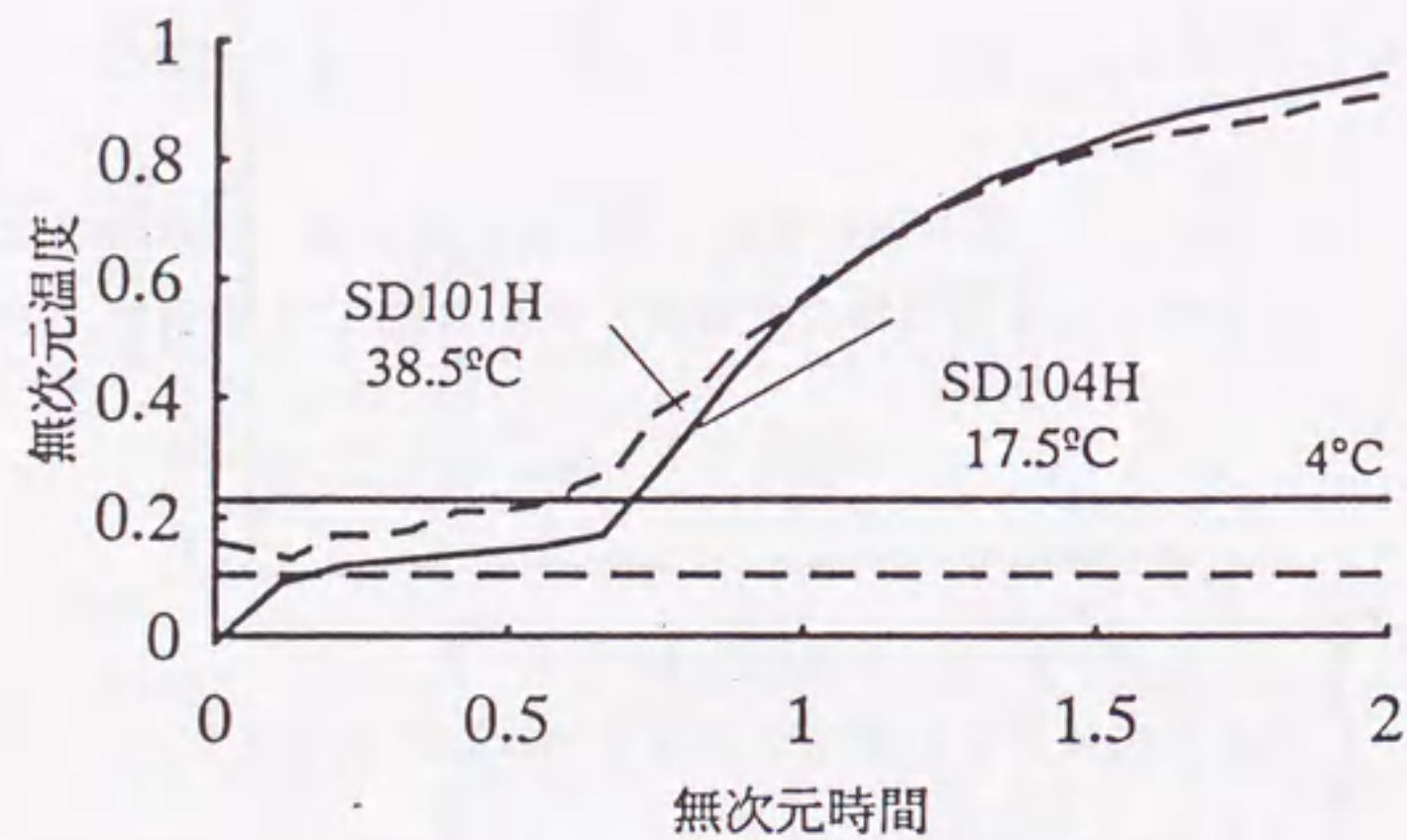


図 6.8: 入力温度による応答の差

## 入力温度の影響

図 6.8は、熱量が同程度で入力温度と流量の異なる実験条件の比較を示す。入力温度と流量はSD101Hが $38.5^{\circ}\text{C}$ 、 $0.21\text{ l/s}$ 、SD104Hは $17.5^{\circ}\text{C}$ 、 $0.455\text{ l/s}$ となっており、解氷中の温度一定部分において、SD104Hの方が取出し温度が、 $2^{\circ}\text{C}$ 程度と低温になっているのに比べて、SD101Hでは $8^{\circ}\text{C}$ 程度となっている。入力温度が高くなると出力温度も $4^{\circ}\text{C}$ に対して高く不利になることがわかる。また流量の影響では、流量の大きいSD104Hのほうが低温を取り出せている。

## 流量の影響

図 6.9は、入力温度が同程度で、流量と熱量が異なる実験結果を示す。流入熱量の結果から考えると、SD108HはSD110Hと比べて熱量が大きいので、取出し温度が高くなるはずであるが、実際には低い温度であることがわかる。これは、入力温度と同様に流量の影響が、熱量の影響より大きいことを意味している。以上から、出口温度が低く流量が大きいほど、低温を取り出せることがわかる。

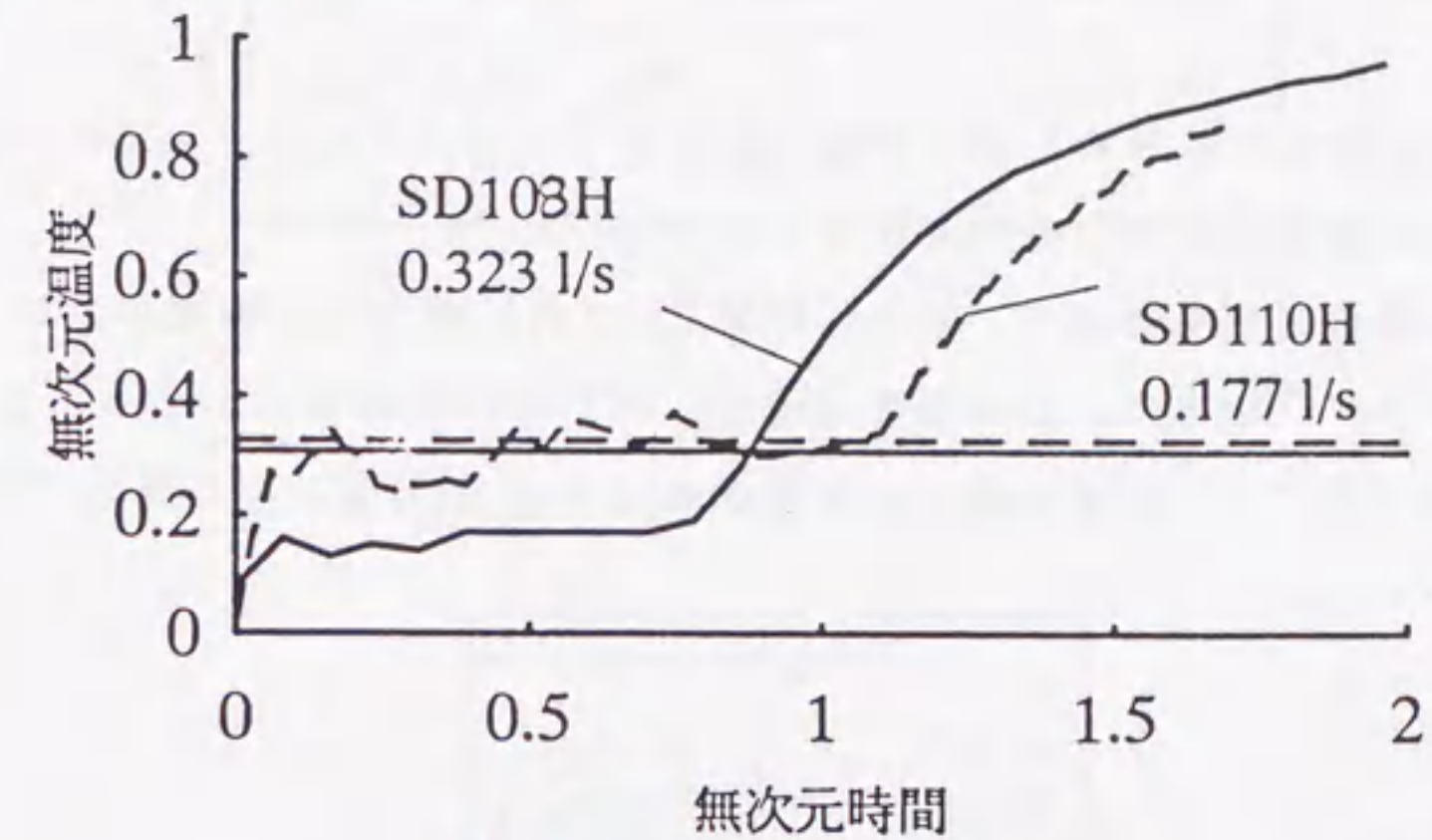


図 6.9: 流量による応答の差

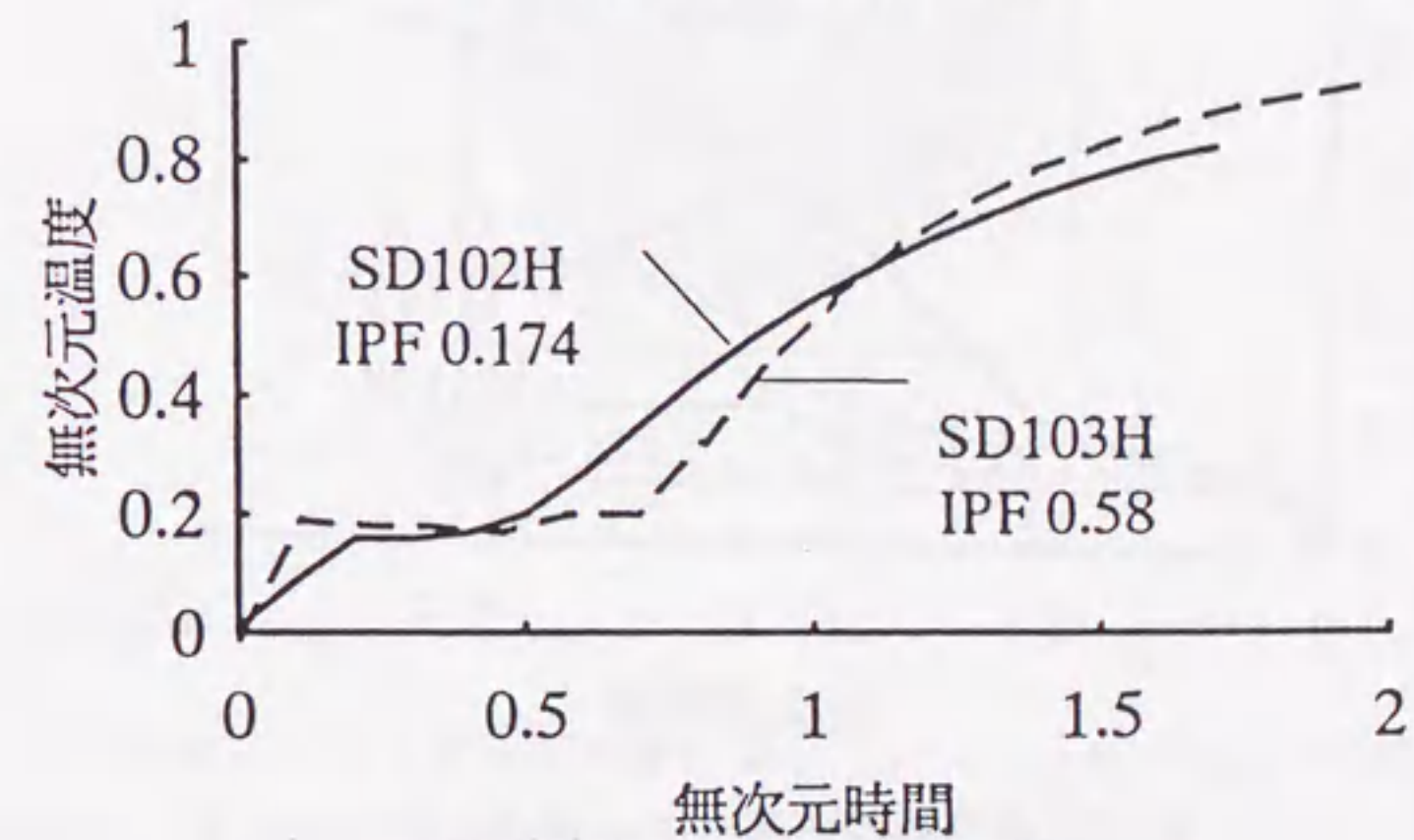


図 6.10: IPFによる応答の差

## IPFの影響

図 6.10は、入力条件は同程度であるが、IPFの異なる実験の無次元応答の比較を示す。IPFが小さい方が応答の立ち上がりが早くなっている。無次元時間は、槽の蓄熱量にて基準化したもので、IPFが小さいと全体に対する顕熱の比率が大きくなり、解氷による低温

出力期間が短くなることによる。しかしながら、低温出力期間の出口温度へのIPFは、影響は少ないといえる。

### 6.5.2 SEシリーズ(温度成層実験)

図6.11に、やや非現実的な設定であるが、温度成層を実現させるために温度差を大きく流量を少なくした実験結果<sup>35)</sup>を示す。流量が0.06 l/sで、入力温度が30°Cであれば成層化することがわかる(SE101H,102H)。しかし、入力温度40°Cでも流量を0.1 l/sとすると成層化しない(SE103H)。

出口温度は、温度成層する場合でも5°C程度で安定している。アイスオンコイル型実験と異なり、温度成層が低温取出しの条件とはならない。

成層化する実験の垂直温度分布図で、無次元時間0.5以前に槽上部の温度が上昇している。これは、流量が少ないために入力された温水が、氷上部に水たまりのようにたまっていることによる。温水はこの水たまりから、周壁部へとあふれ出るように流れていた。

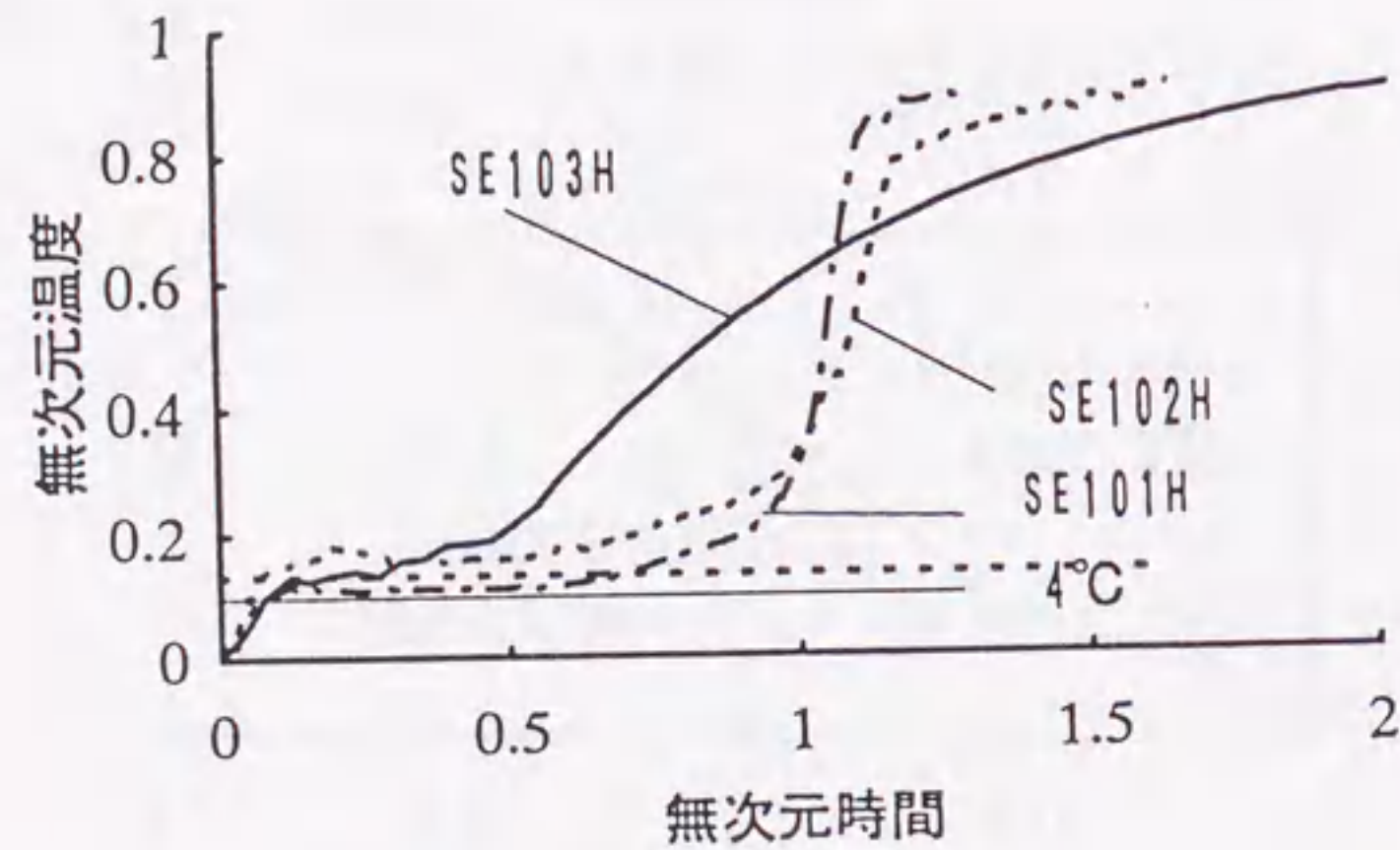


図6.11: 温度成層実験の出口応答

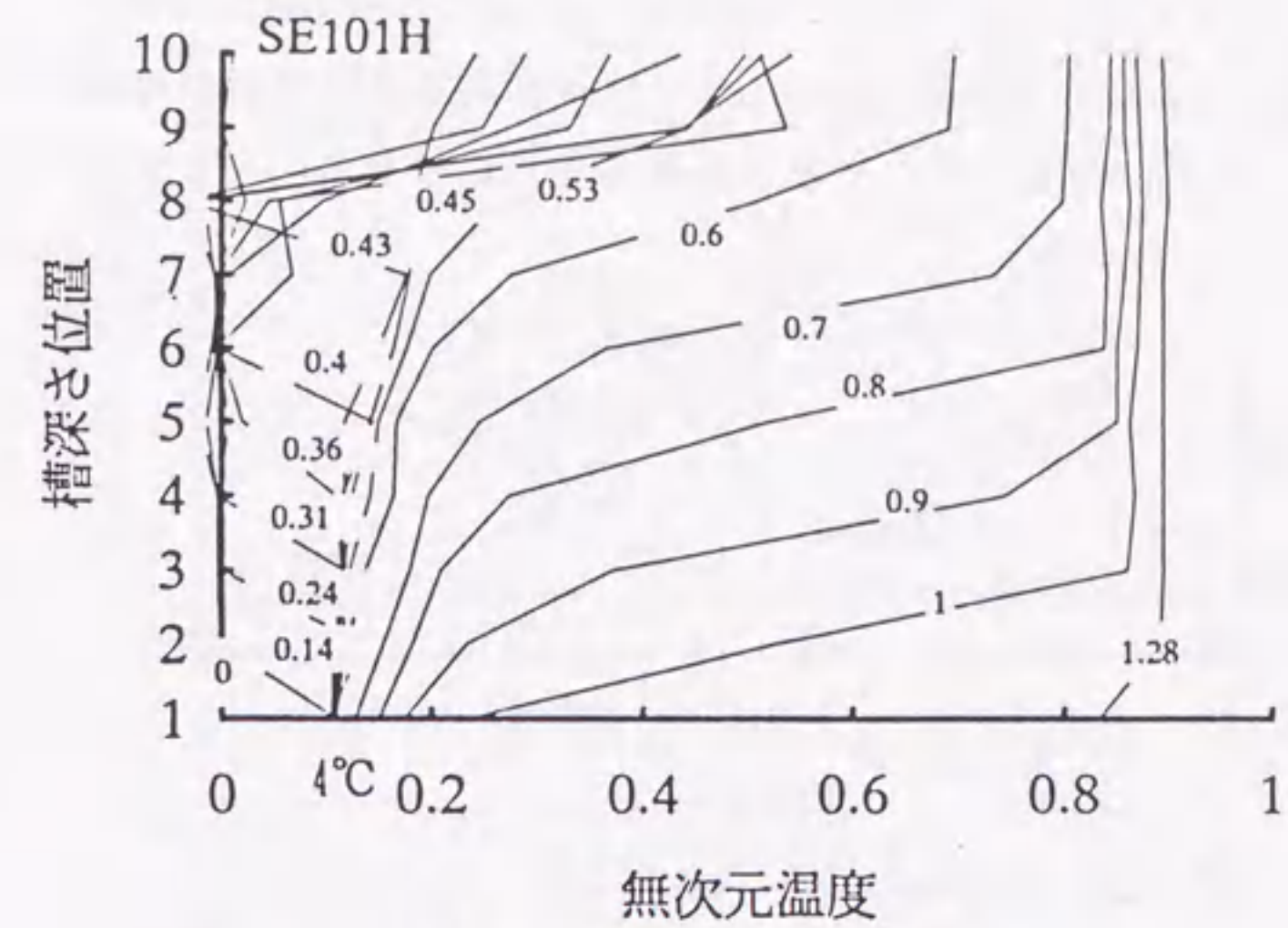


図6.12: 温度成層実験の垂直温度分布

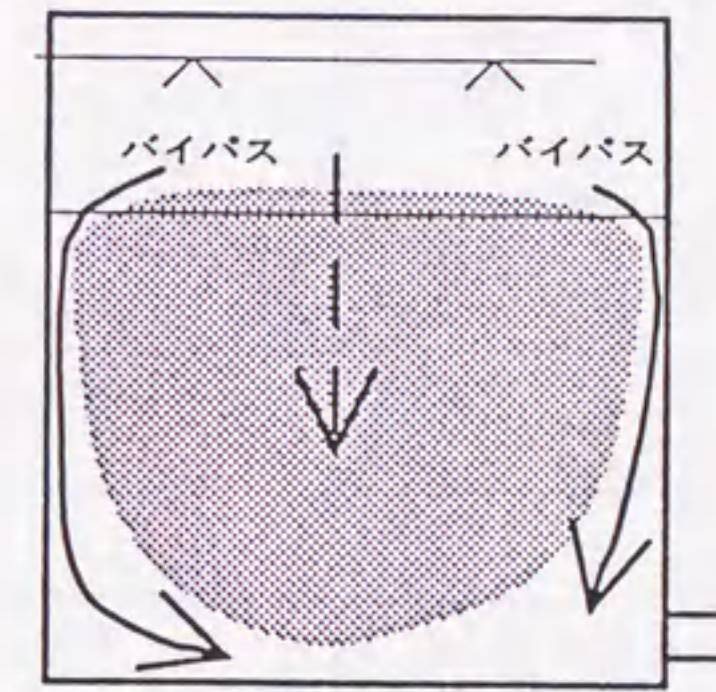


図6.13: シャワー入力槽内流れ

### 6.5.3 槽内流れの考察

シャワー入力スラリーアイス型氷蓄熱槽においては、入力条件により低温出力期間の温度が、ごく初期から4°C以下の低温を取出せない場合がある。低温を取り出せる場合は、入力温度が低い場合、流量が大きい場合である。可視化実験等から槽内の流れを模式的にあらわすと図6.13のようになる。入力された温水は、氷と周壁の間を通るバイパス流れと、水みちを作りながら氷層を通過する流れとに分かれる。それが下の水域で混合して、出口水温を構成する。流入熱量が同じでも、入力温度が高いとバイパス流の温度が高くなるので取出し温度が高くなり、流量が大きいと水圧も大きく、氷に接触してこれを通過していく氷内部を通る流れの比率が多くなるので取出し温度が低くなると考えられる。

また、図 6.14は、氷が過冷却熱交換器の対向壁付近に偏在した場合 (SR109H) と、それをならした場合 (SD109H) の応答の比較<sup>32)</sup>である。氷の分布状況の違いが応答初期の山となって現れている。これからも、側壁バイパス流が水温応答に影響していることがわかる。

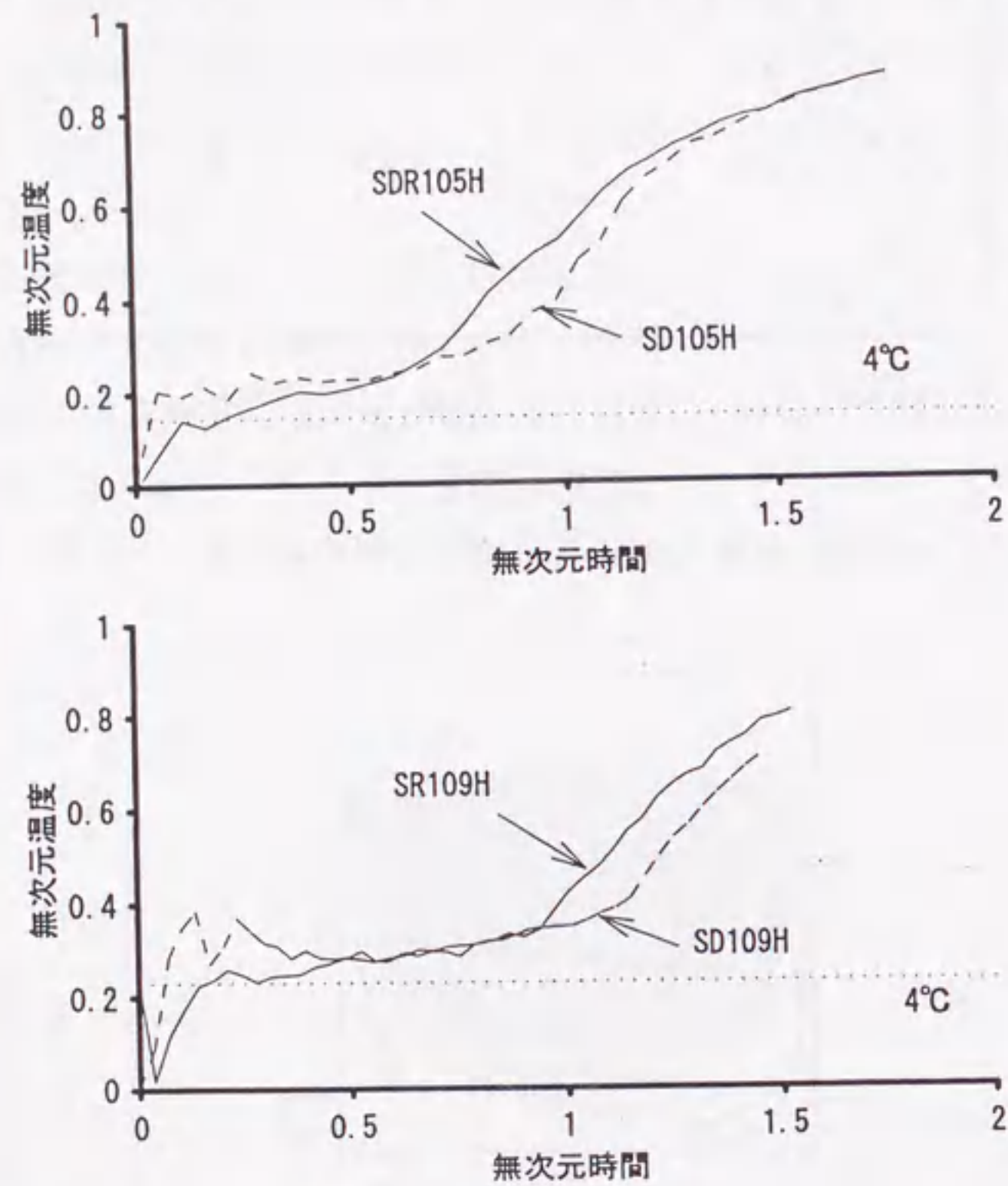
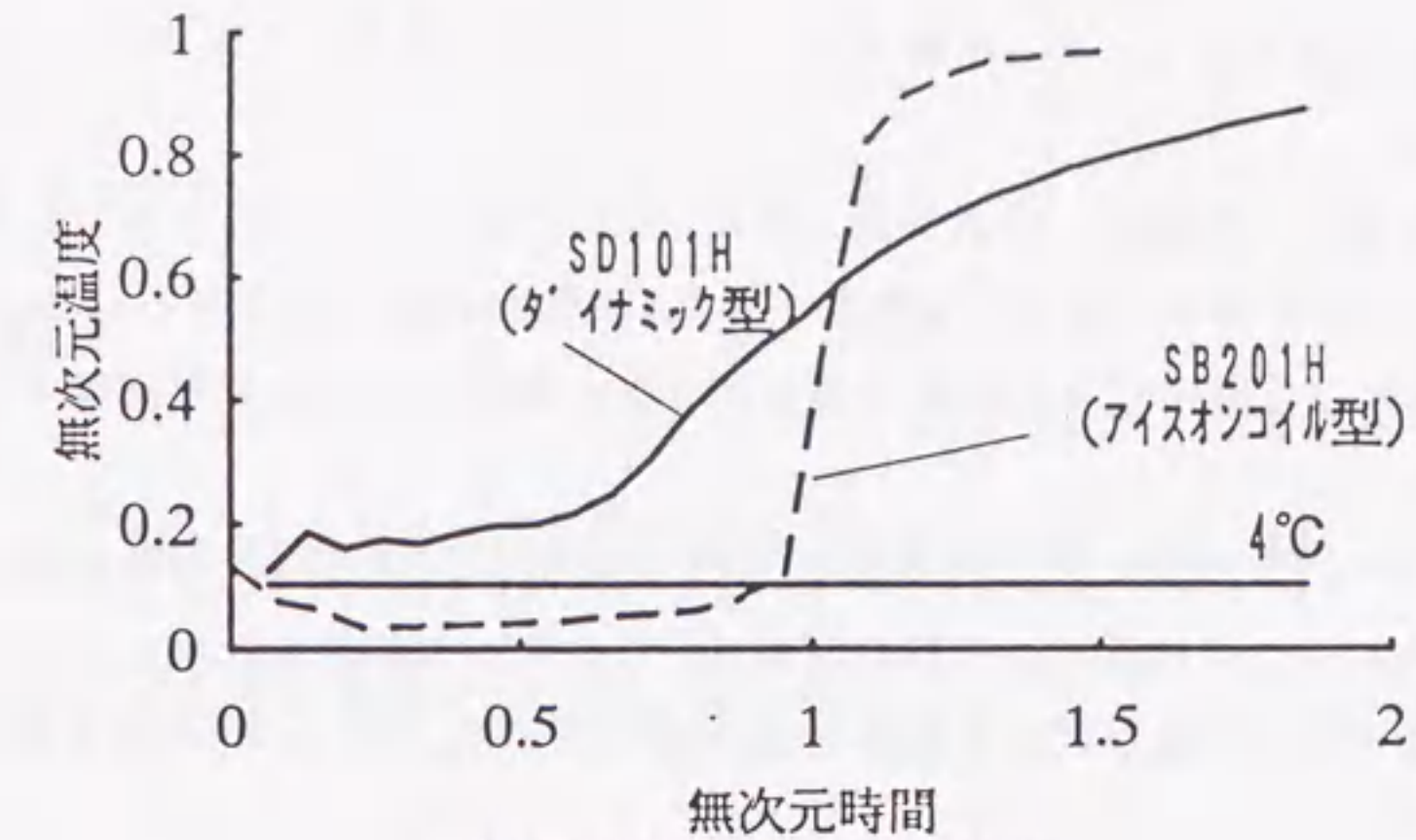


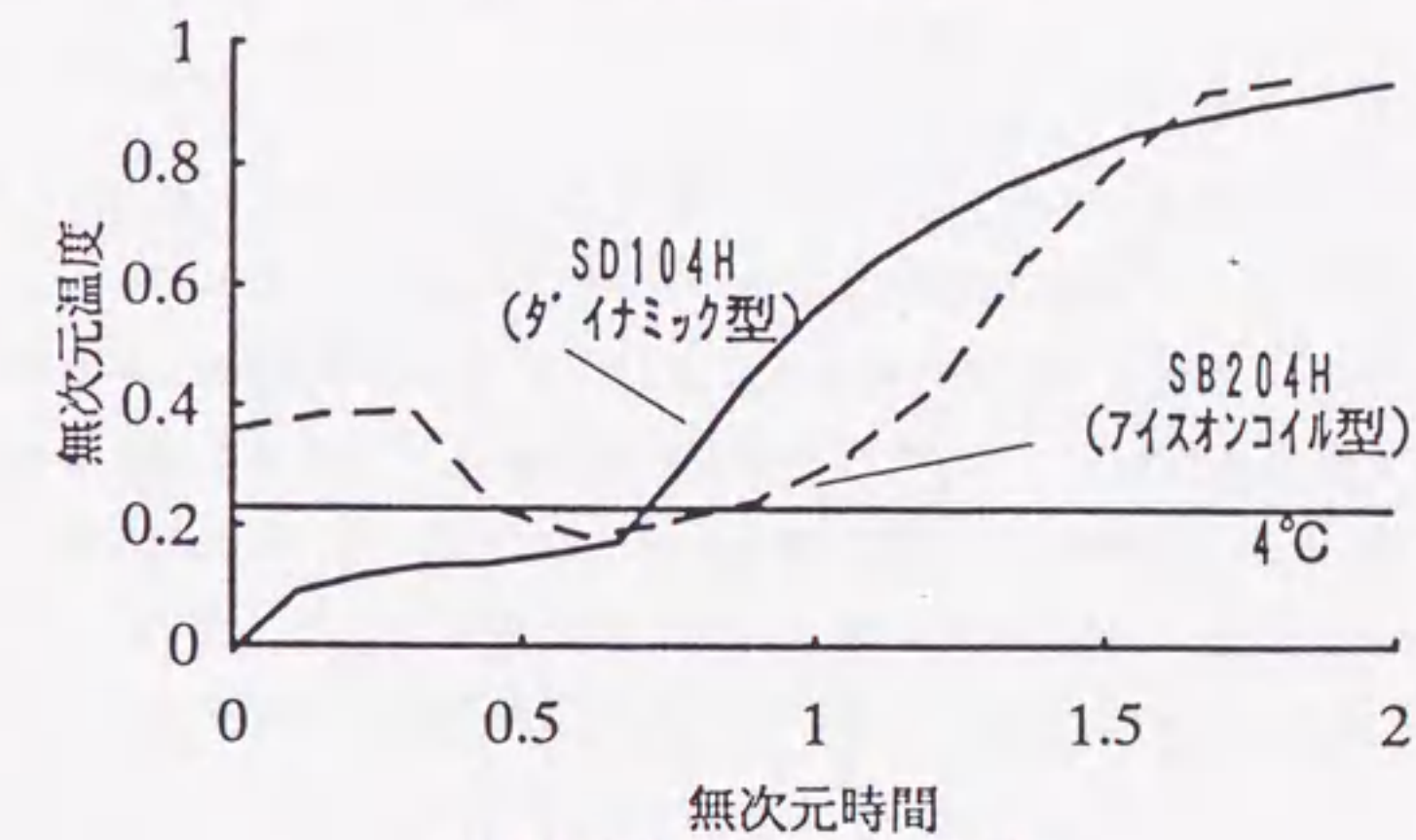
図 6.14: 氷の偏りの影響

#### 6.5.4 製氷方式の比較

図 6.15に、同じ入力条件でのアイスオンコイル方式の実験<sup>64)</sup>と比較したものを示す。図 6.15(a)では、アイスオンコイル方式は温度成層するので、 $4^{\circ}\text{C}$ 以下の低い温度 $t^* = 0.95$ まで取り出せているが、ダイナミック方式の実験では、 $t^* = 0.1$ 以下ですでに温度は $4^{\circ}\text{C}$ を越えている。一方、図 6.15(b)は、アイスオンコイルは完全混合となるような条件であり、入力温水がコイルと槽壁の間をバイパスする流れが大きくなり、実験初期に $4^{\circ}\text{C}$ を大きく上回るのに対して、ダイナミック方式ではそのような現象は少なく氷が早く解けて低い温度を取り出すことができる。しかし、その後後半の水温上昇が早くなる。何れが有利であるかは対応する負荷の時刻分布によって異なってくる。



(a) 取出し温度の高い場合



(b) 取出し温度の低い場合

図 6.15: アイスオンコイルとの比較

#### 6.6 まとめ

槽上部からのスプレーによるシャワー入力によるスラリーアイス型氷蓄熱槽について、製解氷特性を実験により調べた。製氷実験では、過冷却水が循環するために槽内は完全混合状態で冷却され、 $0^{\circ}\text{C}$ になってから氷ができてはじめる。氷は熱交換器に付着しないので、冷凍機からのブライン温度は製氷中は一定温度となった。

解氷実験では、氷が存在する間の低温出力期間の温度が、 $4^{\circ}\text{C}$ 以下を保つ場合とそうでない場合があった。 $4^{\circ}\text{C}$ からの上下は流入熱量だけの影響ではなく、流入熱量が大きくても入力温度と流量によっては、 $4^{\circ}\text{C}$ 以下を取出すことができる。

槽内の水だけの部分は上下方向に一様であり、完全混合的な特性である。これは、シャワーが水面より高い位置にあるため、運動エネルギーの増加と落下中の冷却により、混合しやすくなっている。

低温出力期間の温度への影響を、入力温度、流量、IPF と調べた。このうち IPF は大きな影響を与えず、低温が取出せるのは入力温度が低く、流量が大きい場合であった。大温度差・小流量で実験を行うと温度成層が実現できるが、この場合には取出し温度は  $4^{\circ}\text{C}$  を下回ることはなかった。

可視化実験などから、槽内の流れは氷塊をバイパスするような流れと氷塊を通り抜けるものがあると考えられる。低温出力期間の温度は、この2つの流れの比率により変化する。低温が取出せるのは、流量が大きく氷塊を通り抜ける流れが多く、バイパス流れの温度が低い場合である。

## 第7章

# パイプ入力過冷却水利用スラリーアイス型氷蓄熱槽の熱特性

### 7.1 はじめに

前章では、スラリーアイスを用いた氷蓄熱槽においてシャワー入力実験にて出口温度特性を調べた。シャワー入力では、 $4^{\circ}\text{C}$  以下の低温が取り出せるが、槽内が完全混合的になる。これは解氷後の顕熱利用が少なくなることを意味する。水面上方からのシャワー入力は、高さによる運動エネルギーの増加と落下中の冷却により、混合を促進するものである。

本章では、槽上部のシャワーではなく氷近傍の噴流による解氷方式を調べることを目的とした。まず、入力をアイスオンコイル型実験と同じ槽側部からのパイプにより行い実験を行った。次に、氷内部からの噴流による解氷を行い、スラリーアイスの解氷方式と槽の混合状態を調べた。

### 7.2 実験装置概要

実験装置は、第6章で用いたものと同じもので、入力方式の変更を行った。図7.1に、実験槽の入力方法を示す。アイスオンコイル型実験と同様に槽側部からパイプにより温水を入力する方法と、シャワーノズルの代わりに図7.1(b)に示す器具を取付けた実験を行った。前者をパイプ入力、後者を噴流入力と呼ぶこととする。

シャワー入力と同じ様に、温度と流量のステップ入力とするために、図7.2に示すように、実験開始直前まで入力温水を循環させバルブを切替えて実験を開始した。

### 7.3 実験条件の設定

実験条件は、 $A_{rn}$  について大 (1.8)、中 ( $1.5 \times 10^{-1}$ )、小 ( $1.5 \times 10^{-1}$ ) を、流入熱量のについては、大 (33kW)、中 (21kW)、小 (10kW) を設定した<sup>37)</sup>。また IPF の影響を、SE305H と SE306H

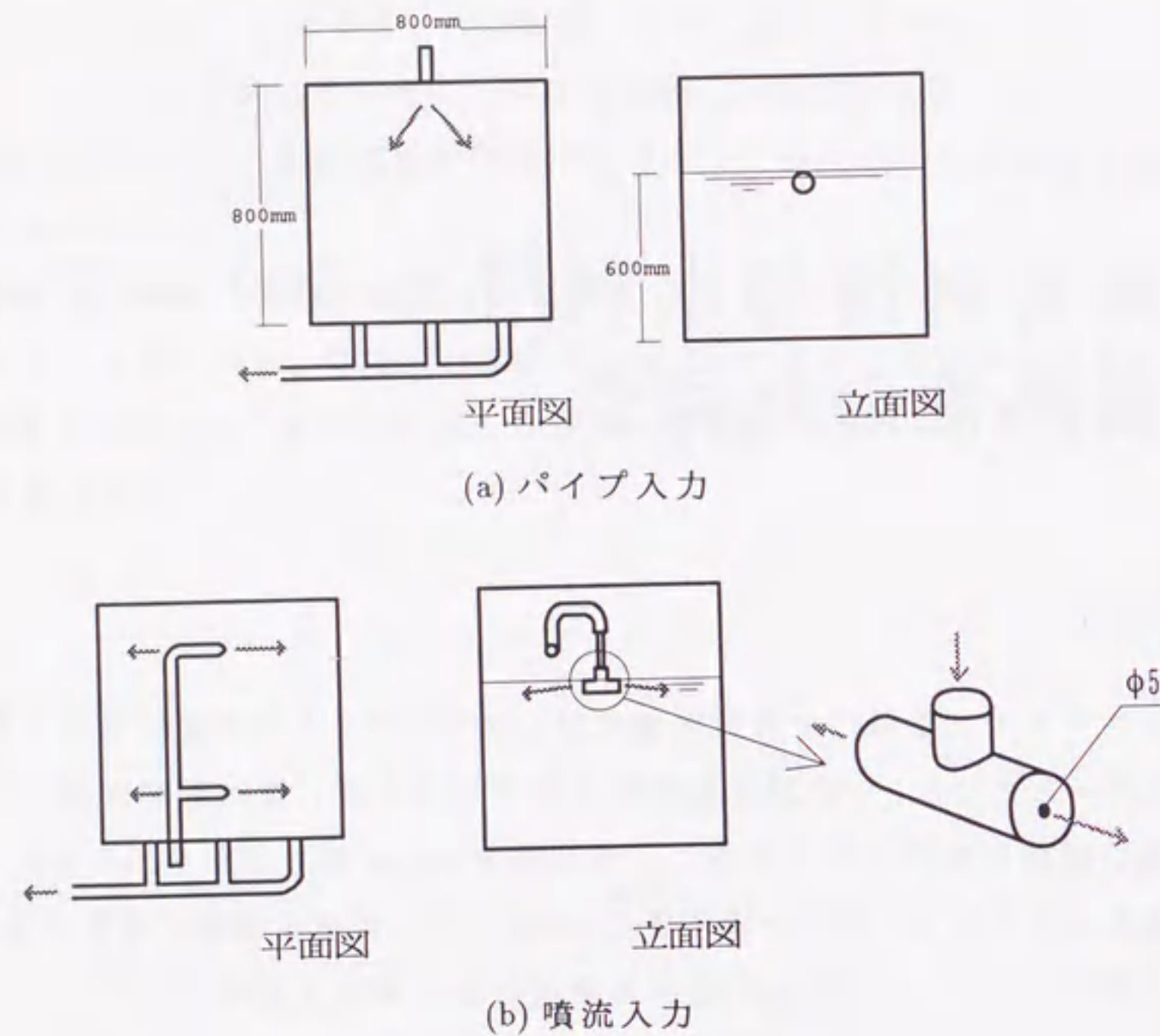


図 7.1: パイプ入力実験槽概要

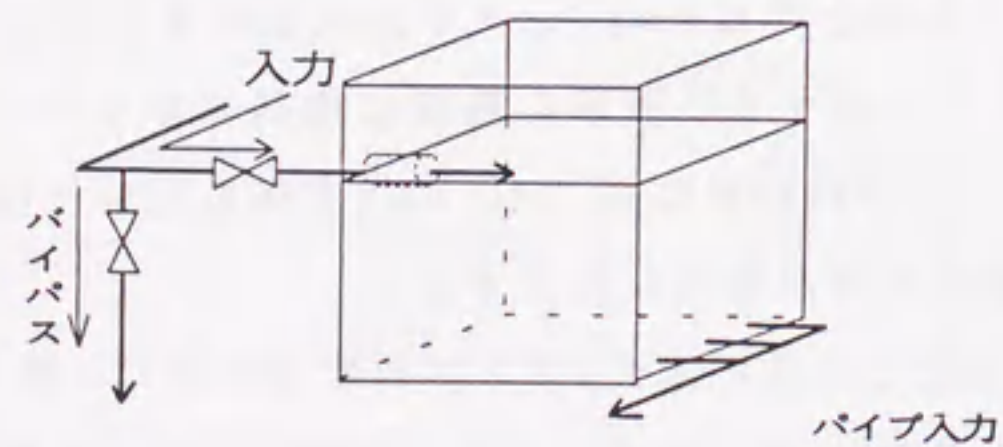


図 7.2: 入力切替え方法

でそれぞれ小, 大と設定して比較した。

解氷状況を調べるために, 混合状態は完全混合的になるが, 管径を小さくして流量を大きくした実験 (SE400 シリーズ) も行った<sup>38)</sup>。表 7.1 にパイプ入力実験の条件リストを示す。

表 7.1: パイプ入力実験条件

実験番号	管径 [mm]	入力温 [°C]	流量 [l/s]	入熱量 [kW]	IPF [-]	$Ar_{in}$ [-]
SE301H	45.0	29.9	0.173	21.9	0.144	$1.54 \times 10^{-1}$
SE302H	45.0	24.3	0.205	20.9	0.165	$7.05 \times 10^{-2}$
SE303H	45.0	16.6	0.297	20.6	0.144	$1.27 \times 10^{-2}$
SE304H	45.0	36.0	0.062	9.3	0.216	1.80
SE305H	45.0	30.6	0.170	21.8	0.264	$1.70 \times 10^{-1}$
SE306H	45.0	24.4	0.207	21.2	0.310	$6.99 \times 10^{-2}$
SE307H	45.0	38.9	0.203	33.2	0.192	$1.90 \times 10^{-1}$
SE308H	45.0	17.2	0.130	9.4	0.178	$7.29 \times 10^{-2}$
SE309H	45.0	20.2	0.116	9.8	0.219	$1.41 \times 10^{-1}$
SE310H	45.0	30.7	0.273	35.3	0.314	$6.52 \times 10^{-2}$
SE401H	25.0	13.0	0.127	6.9	0.243	$1.66 \times 10^{-3}$
SE402H	25.0	13.1	0.263	14.5	0.276	$4.03 \times 10^{-4}$
SE403H	25.0	11.7	0.395	19.3	0.262	$1.13 \times 10^{-4}$
SE404H	25.0	11.9	0.538	26.8	0.265	$6.61 \times 10^{-5}$
SE405H	25.0	11.6	0.888	43.2	0.229	$2.21 \times 10^{-5}$

噴流入力では, 図 7.1(b) に示した器具を 2 つ設置し, 合計 4 つの入力口にて実験を行った<sup>38)</sup>。第 6 章の結果では, 低温出力期間の温度は流量と入力温度に影響を受ける。ここでは, とくに流量に 2 水準を設定し,  $Ar_{in}$  の影響を考慮してこれを 2 水準設定した。噴流入力実験の条件リストを, 表 7.2 に示す。

表 7.2: 噴流入力実験条件

実験番号	管径 [mm]	入力温 [°C]	流量 [l/s]	入熱量 [kW]	IPF [-]	$Ar_{in}$ [-]
SF101H	$5 \times 4$	17.2	0.265	19.1	0.248	$4.79 \times 10^{-6}$
SF102H	$5 \times 4$	33.7	0.262	37.0	0.245	$2.35 \times 10^{-5}$
SF103H	$5 \times 4$	14.5	0.132	8.0	0.260	$1.15 \times 10^{-5}$
SF104H	$5 \times 4$	25.5	0.130	13.9	0.247	$5.26 \times 10^{-5}$



## 7.4 パイプ入力の実験結果と考察

## 7.4.1 入口アルキメデス数の影響

図 7.3 に  $Ar_{in}$  による比較を示す、図中にはそれぞれの実験における  $4^{\circ}\text{C}$  の線を示す。  $Ar_{in}$  が大きいほど押し出し流れに近づくことがわかる。シャワー入力と異なり、入口流速が遅くなるので同じ入力温度および流量でも温度成層する。応答の形をみると、温度成層するのは  $Ar_{in}$  が  $7.0 \times 10^{-0.2}$  程度より大きい場合であることがわかる。

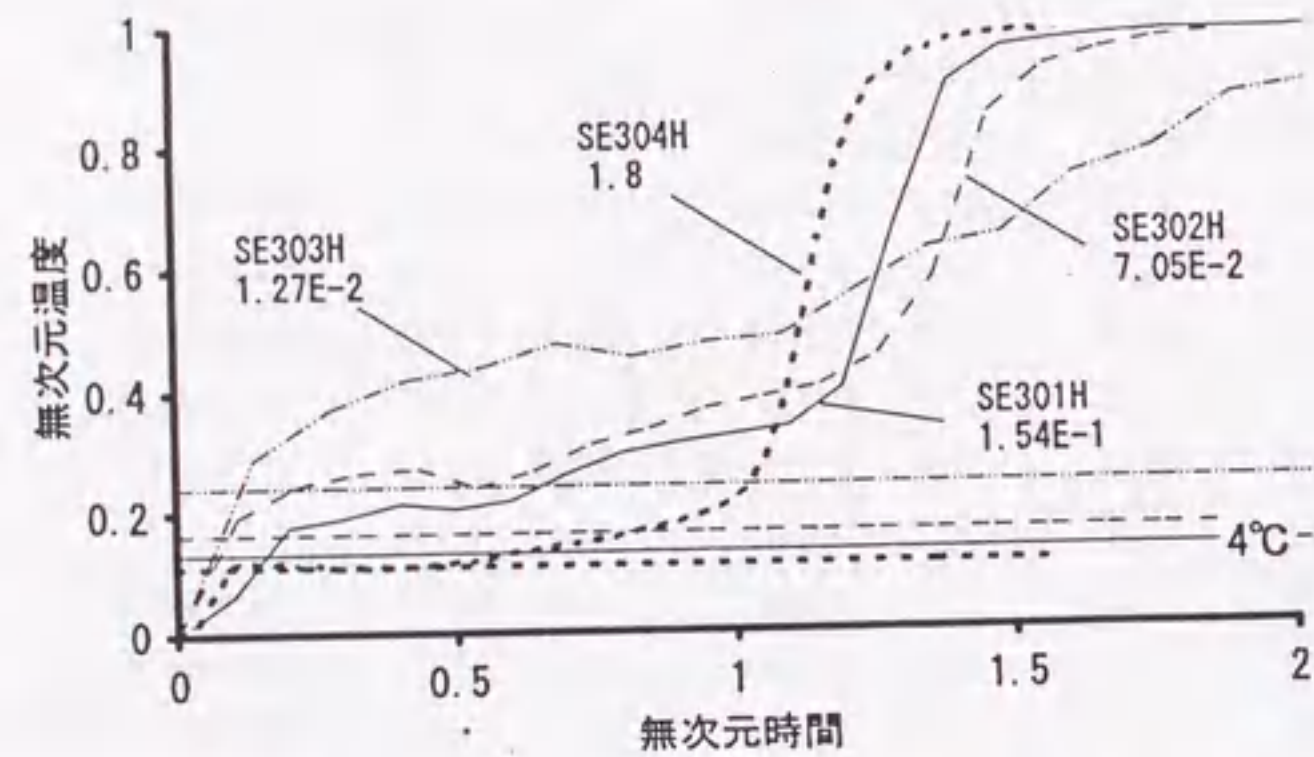


図 7.3: 入口アルキメデス数による応答の比較

強く温度成層するもの (SE304) でも、取出し温度は  $4^{\circ}\text{C}$  程度で一定であり、シャワー入力のように  $4^{\circ}\text{C}$  以下の取出し温度とはならないことがわかる。この実験より  $Ar_{in}$  が小さいものでは、低温出力期間の温度が  $4^{\circ}\text{C}$  を大きく上回っている。

図 7.4 に示す垂直温度分布図では、入口からの噴流の影響をうけるため実験初期に槽上部で温度が高くなることわかる。温度成層する SE304 では、無次元時間 0.5 まで氷の存在する槽の上部が  $0^{\circ}\text{C}$  となり、槽下部の温度が無次元温度で 0.1、実温度で  $4^{\circ}\text{C}$  程度となっている。SE301 でも同様に、下部の温度が高くなっているが、このときの温度は  $6 \sim 9^{\circ}\text{C}$  であり  $4^{\circ}\text{C}$  より高くなっている。SE303 でも、氷のある間は槽下部の温度が  $6 \sim 10^{\circ}\text{C}$  となり、その後は温度が一様に上昇しており、完全混合であることがわかる。

同じパイプ入力でもアイスオンコイル方式では、上部から氷が溶けて下部に氷が残る場合があり、ここで氷が冷却されるので  $4^{\circ}\text{C}$  以下の低温出力がある。スラリーアイスでは、氷が浮かぶので槽下部では温度が  $4^{\circ}\text{C}$  以上になるとそのまま出力され、出口温度が高くなる。しかし、 $Ar_{in}$  が  $7.0 \times 10^{-0.2}$  より大きくなると、温度成層するので顕熱についてはシャワー入力よりも効率的に放熱できる。

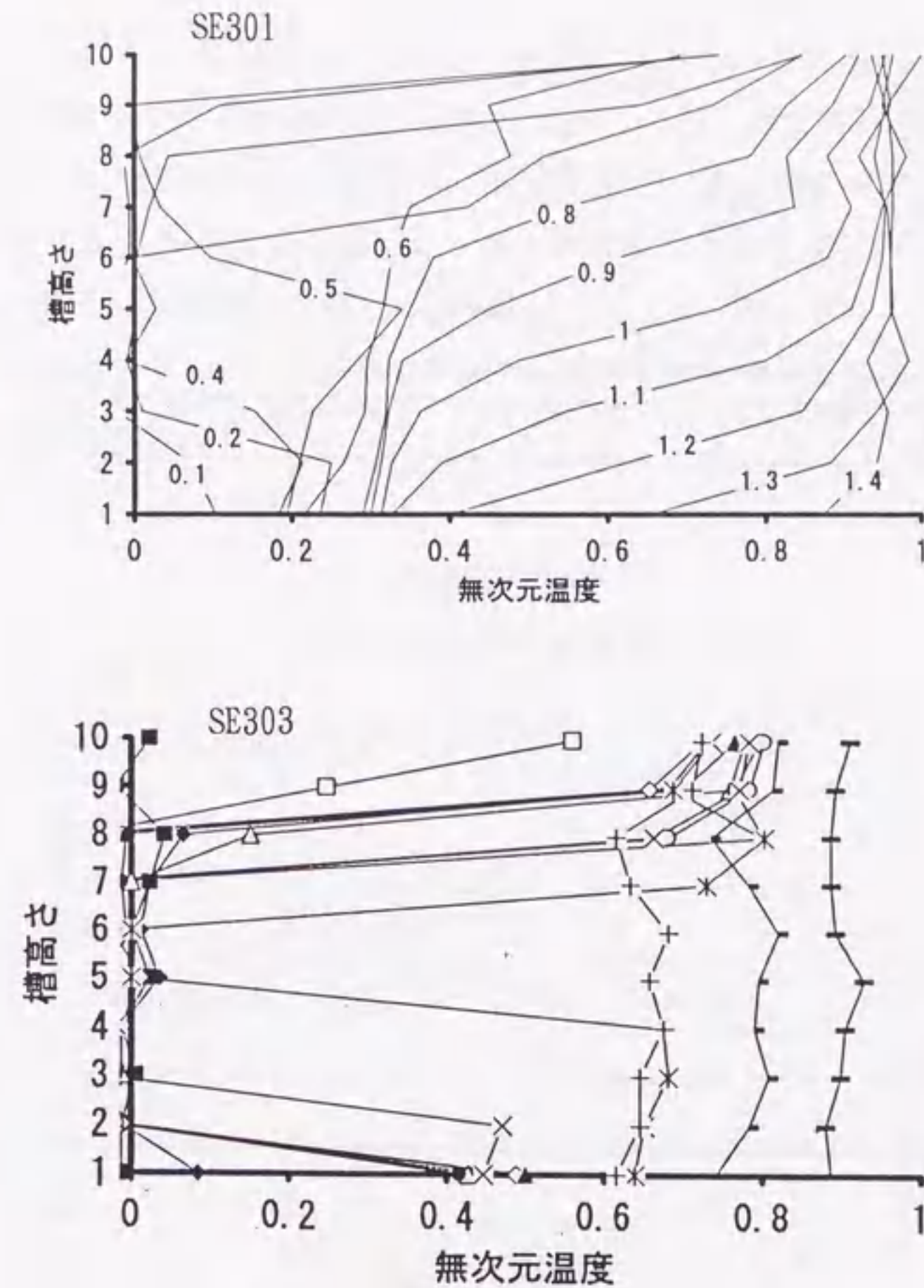


図 7.4: パイプ入力垂直温度分布

## 7.4.2 熱量の影響

図 7.5 に熱量による比較をすると、無次元応答では流入熱量が小さい SE309H が早く温度が上昇している。  $4^{\circ}\text{C}$  を超える点でも SE309H が早く上がっているが、どの実験も初期に  $4^{\circ}\text{C}$  を超えている。しかし、熱量の影響はシャワーに比べると小さい。

## 7.4.3 IPF の影響

図 7.6 に、他の条件は同じで IPF のみ異なる 2 つの比較を示す。 IPF が大きいほうが若干立ち上がりが遅くなっているのは、シャワー入力と同じ傾向である。また、IPF の大きいほうが、出口温度がやや高く不安定になっており、氷の密度が大きくなることによって氷内

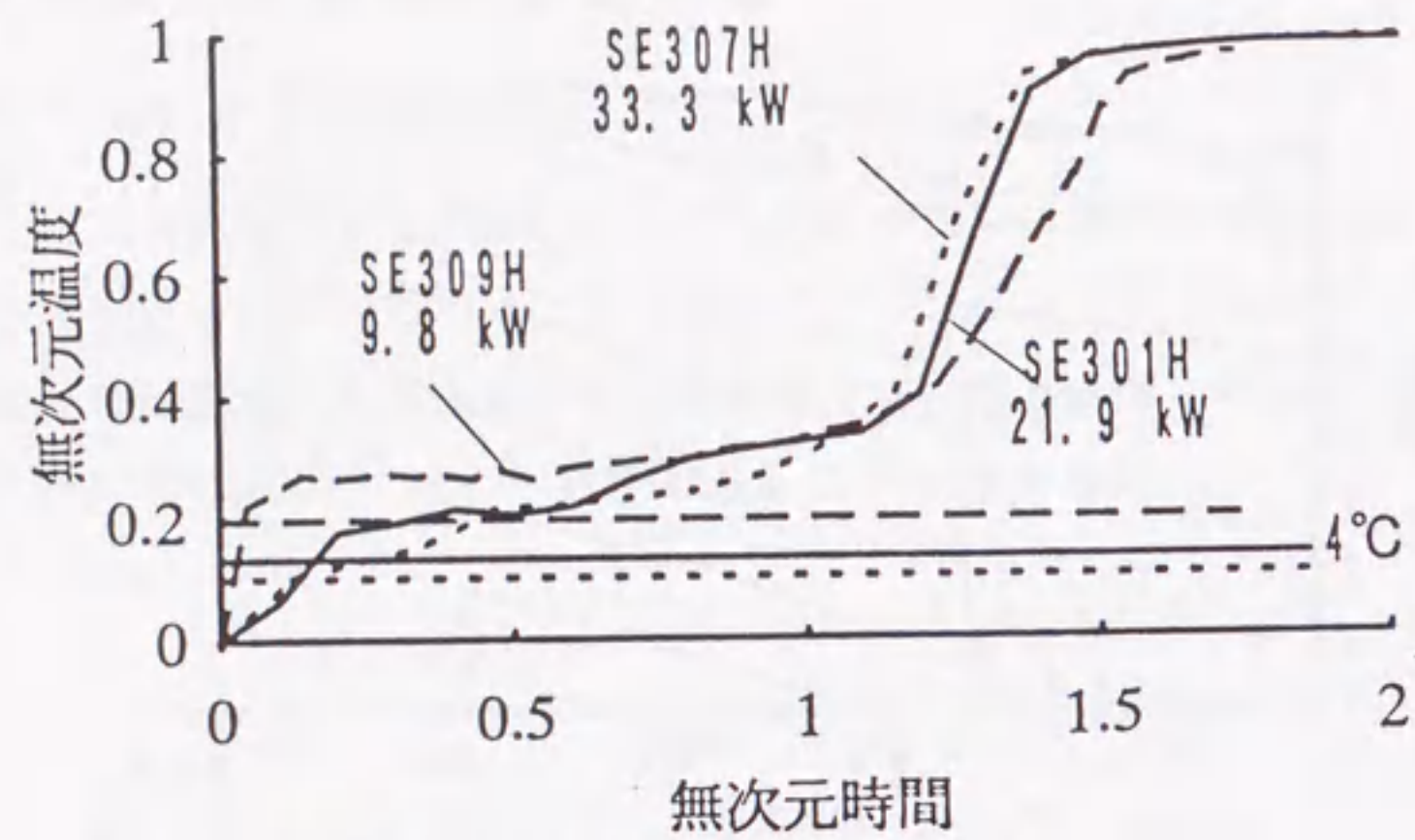


図 7.5: 熱量による応答の比較

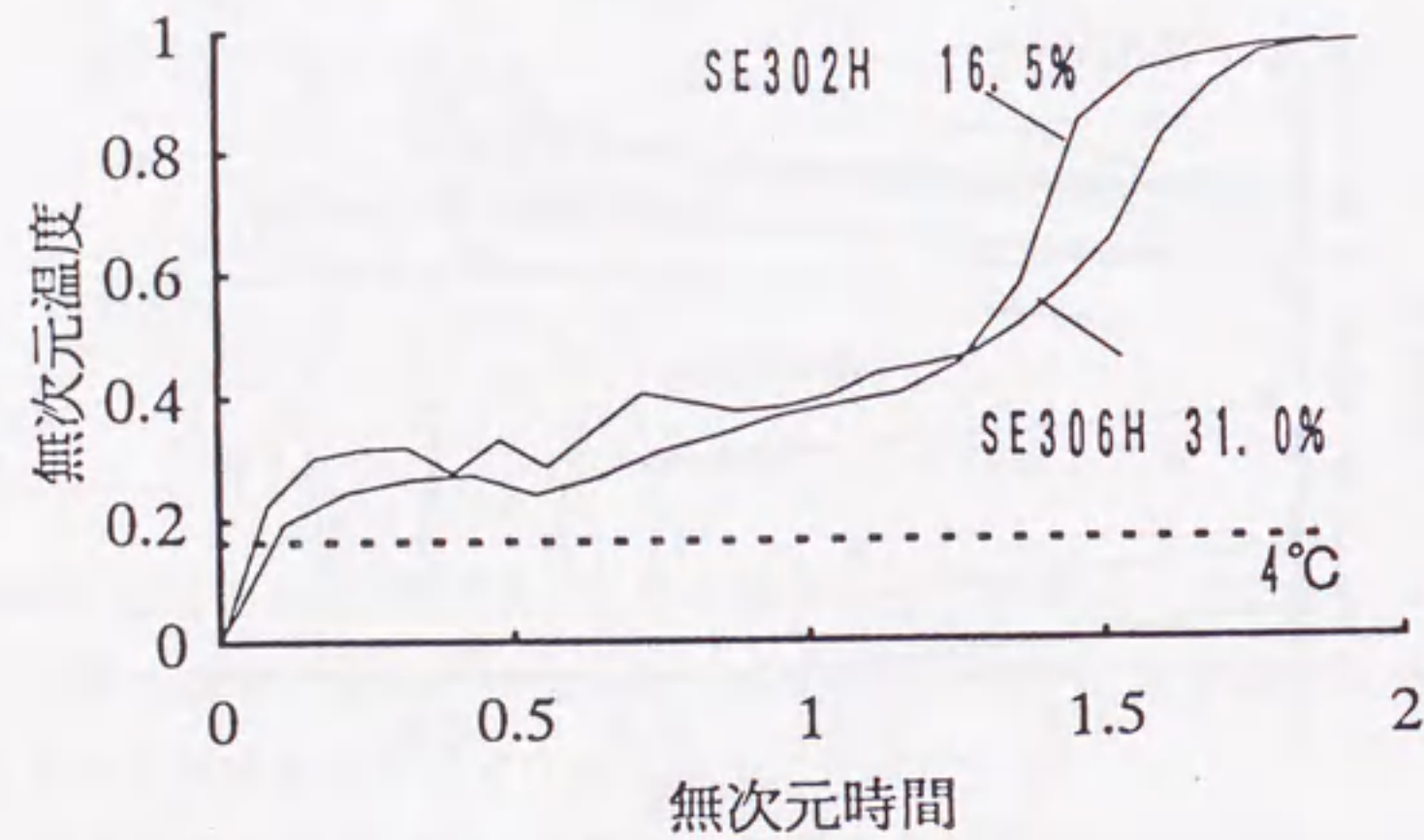


図 7.6: IPF による応答の比較

部への流れが減り、バイパス流が増加していると考えられる。

#### 7.4.4 極小アルキメデス数での実験

シャワー入力では、 $4^{\circ}\text{C}$  以下の低温を取出すことができた。特に低温が取出せるのは、入力温度が低温でかつ流量の大きな場合であった。パイプ入力では、強く温度成層する場合に  $4^{\circ}\text{C}$  程度の温度を長く取出すことができるが、 $4^{\circ}\text{C}$  以下の低温は取出せなかった。これは、流速が小さくなり氷と水の混合が少なく、解氷が不十分で入力水が十分冷却されないことに原因があると考えた。そこで、解氷時の低温を取出すために、解氷時に混合が促進するような条件として、入力管径を 25mm としてできるだけ流量を多くした条件で実験を行った。

図 7.7 に応答図を示す。流量が  $0.538\text{l/s}$  までは、応答に変化は見られない。図 7.8 に垂直温度分布図を示すが、 $Ar_{in}$  が小さいためにどの条件でも、槽内は完全混合状態であることがわかる。応答図において、流量が最大となる SE405 では、解氷時の温度が若干低くなっていることがわかる。流量の小さい SE303 と比較すると、解氷中の温度が低くなっている。このように非常に  $Ar_{in}$  が小さい場合には、混合が促進し低温を取出すことができる。しかしながら、 $4^{\circ}\text{C}$  以下の低温を取出すにはいたっておらず、完全混合となるために解氷後の温度成層が期待できない。パイプ入力で、シャワー入力のような低温取出しを行うためには、入力口に工夫が必要である。

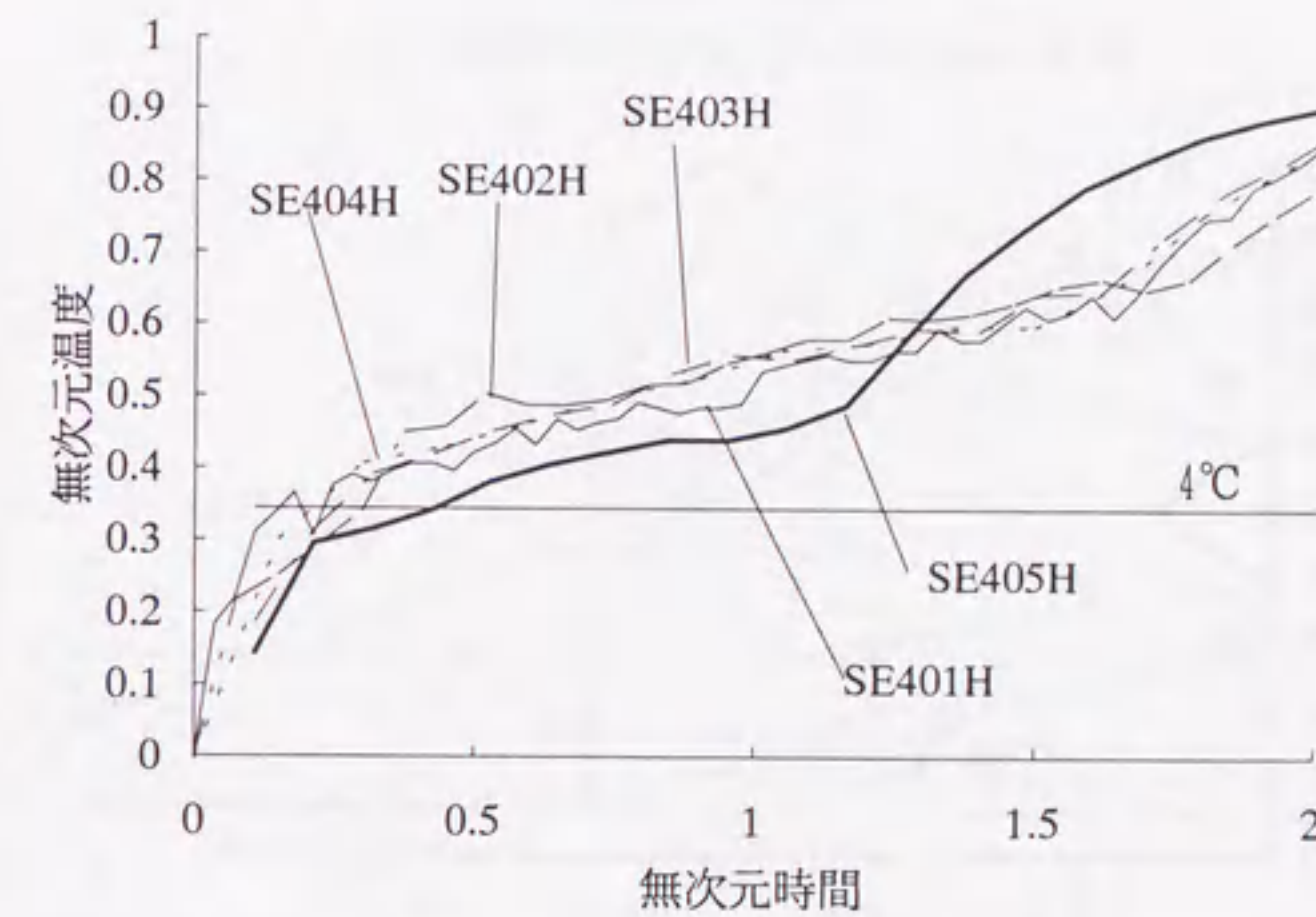


図 7.7: SE400 シリーズ応答図

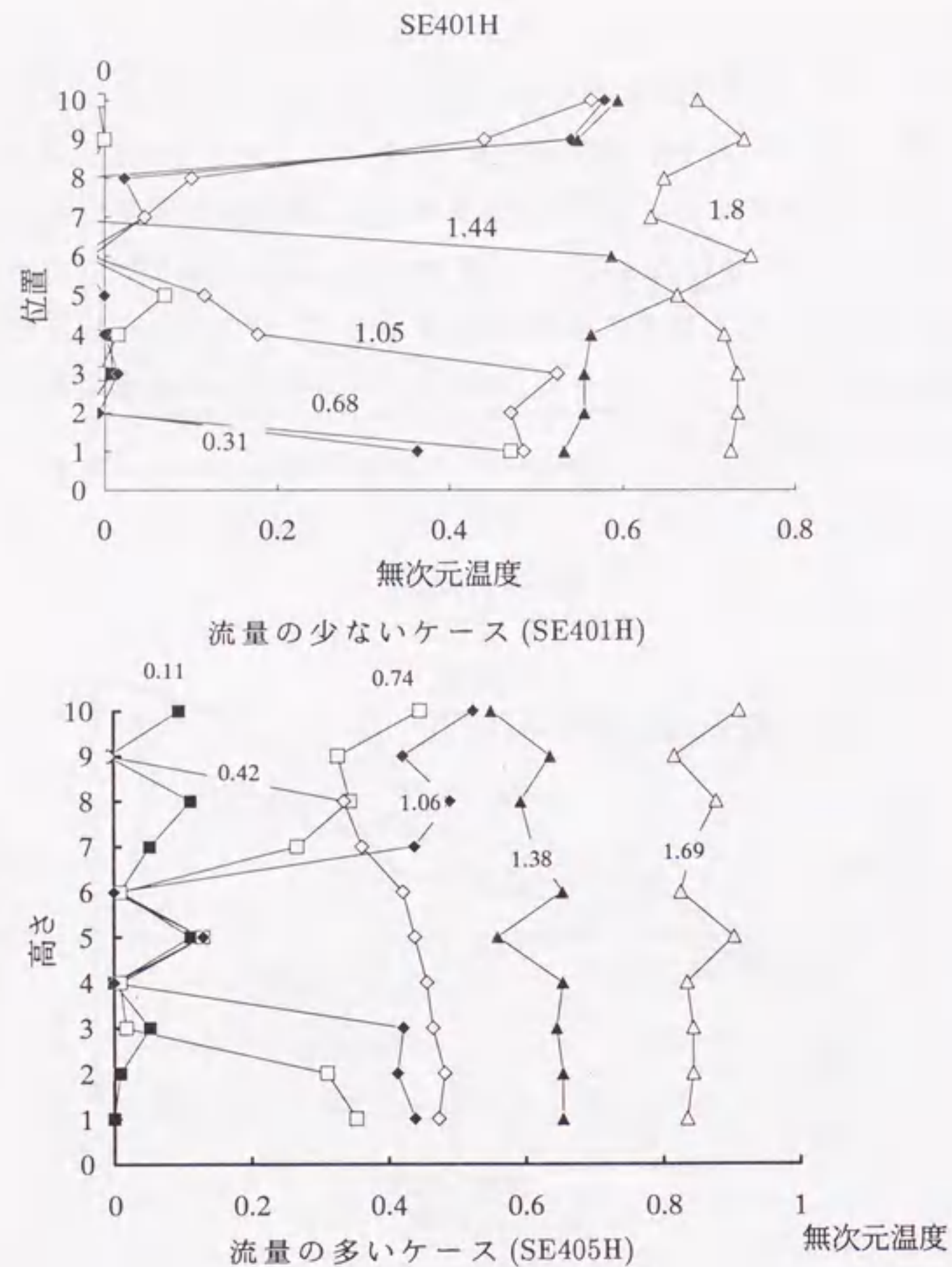


図 7.8: SE400 シリーズ垂直温度分布図

## 7.4.5 噴流入力実験

図 7.9に、4つの入力口による噴流入力実験の無次元応答を示す。無次元化した応答では、実験条件による応答の差はほとんど見られない。噴流入力では  $Ar_{in}$  が SE4 シリーズと同じく十分小さく、応答は完全混合的になっている。4°C を越えるポイントを見ると、SF101H と SF103H が無次元時間で 0.3 近辺で、SF102H と SF104H はこれよりも小さな値となっている。前者は入力温度が低い条件となっており、シャワー入力と同じ傾向である。

図 7.10にシャワー入力との比較を示すが、噴流入力の結果はシャワー入力と似ている。低温を取出すためには、噴流口の数を増やして水中に均等に分布させることと、流速を増や

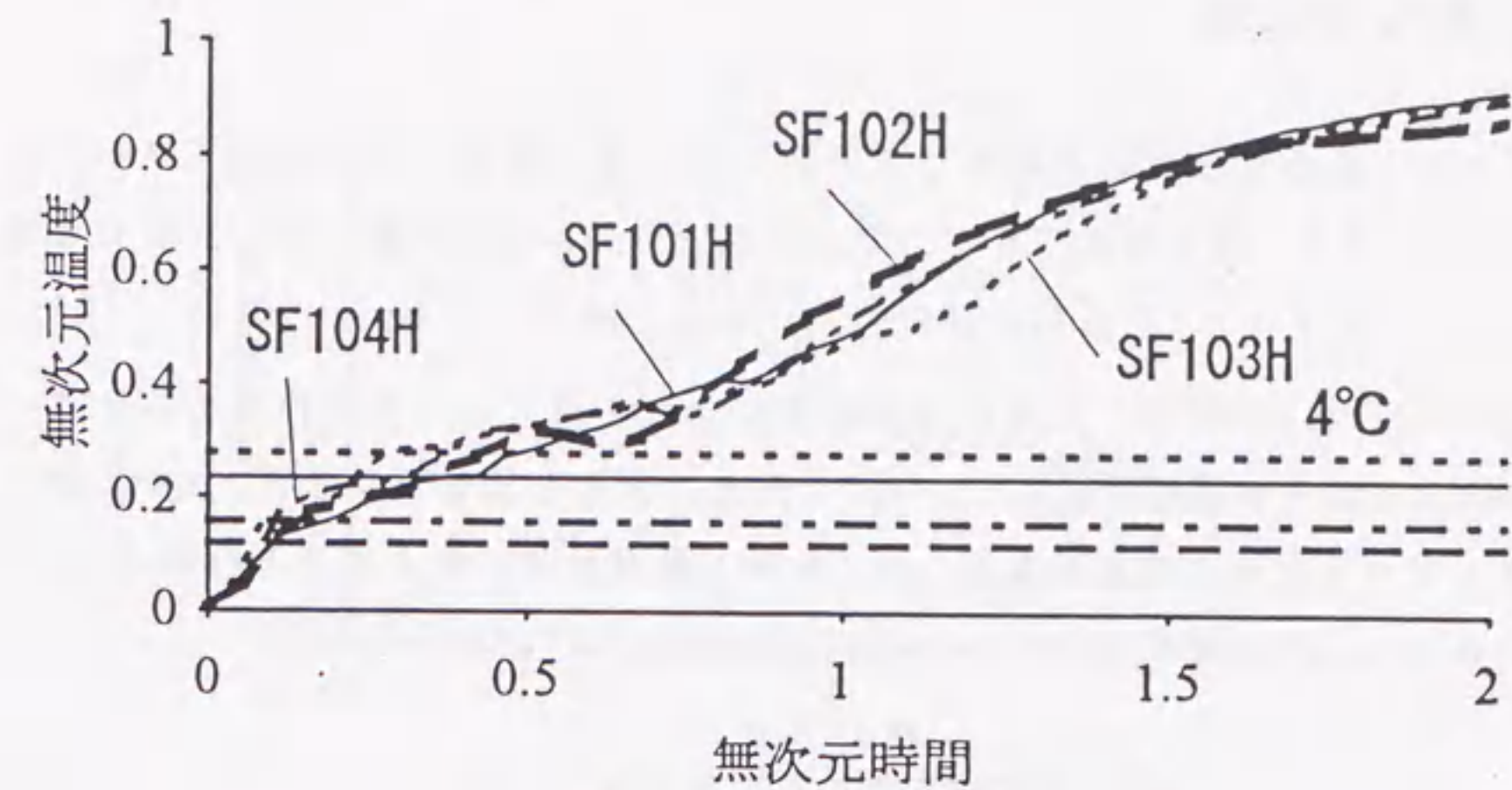


図 7.9: 噴流入力実験出口応答

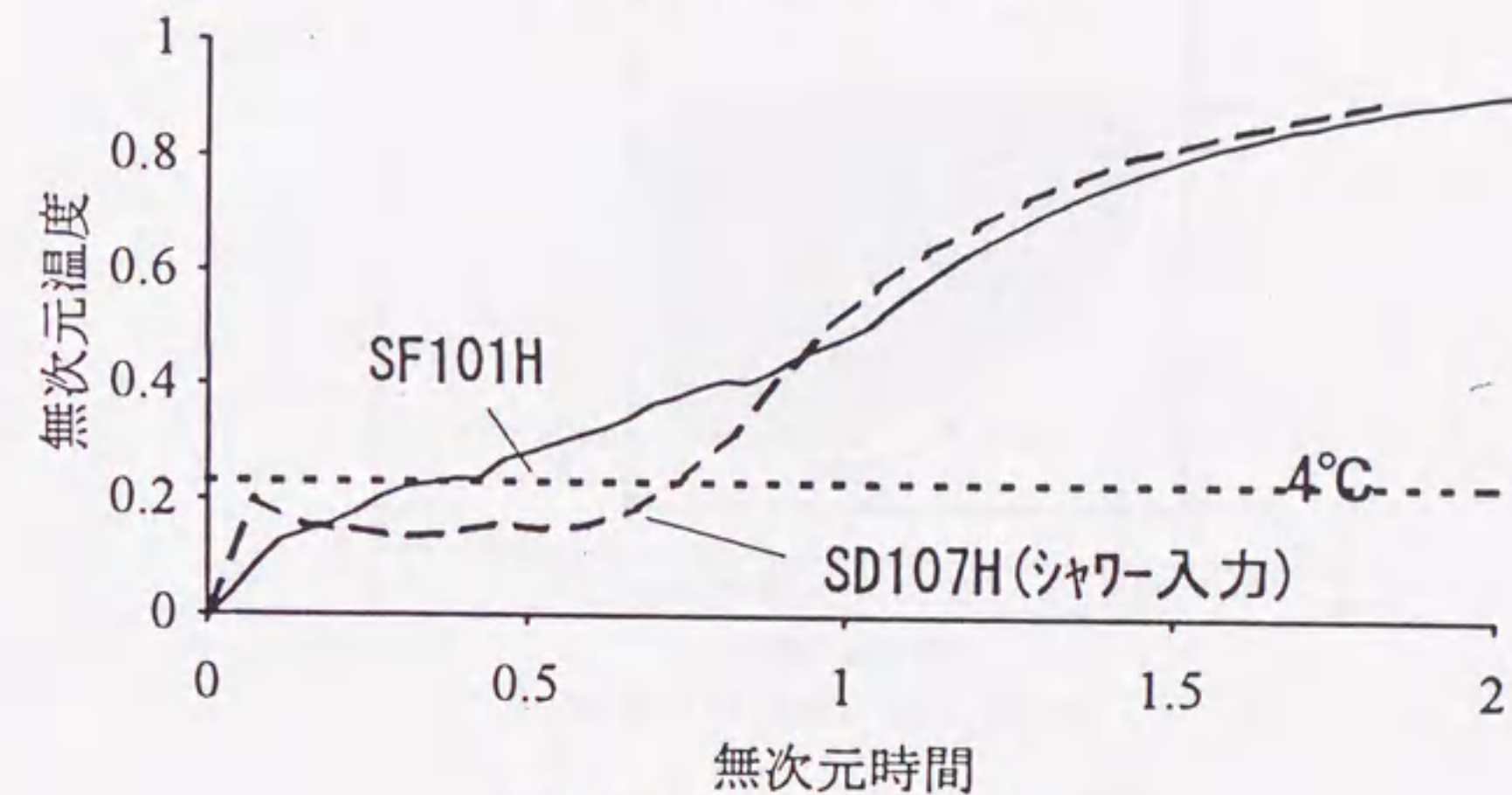


図 7.10: シャワー入力との比較

すことが考えられる。谷野ら<sup>57)</sup>は、槽側部からの噴流入力実験から、噴流速度を 10m/s 以上とすることで、シャワー入力と同等の取出し温度を達成できることを報告している。

シャワー入力では、スプレーノズルを使うためにその部分での水頭損失があり、噴流入力であればこれを小さくできる。噴流入力で、解氷中の冷水取出しをシャワーと同等にすることは可能であるが、そのためには、流速を大きくしなければならず、解氷後の温度成層の効果は望めない。解氷中に低温を取出し、解氷後に温度成層の効果をねらうならば、解氷後の入力を切替えるなどの体系的な対策が必要であろう。

## 7.5 槽内流れの考察

パイプ入力では、入力管は氷の横にあり入力後すぐに氷にあたり方向を変える。これが、図 7.11 に示すように、槽下部にバイパスする流れとなる。このためバイパス流の影響はシャワーよりも大きくなり、取出し温度の上昇になると考えられる。

しかし図 7.7 に示した SE405 は、流量が実験装置における最大値であり流量のみ小さい値である SE403 より若干有利に対応している。これだけ大きな流量となると、氷が直進する成分が大きくなり氷と水の混合が促進して、取出し温度が低下するものと推察される。同じ様に噴流入力も、噴出流量が大きいので混合が促進すると考えられる。

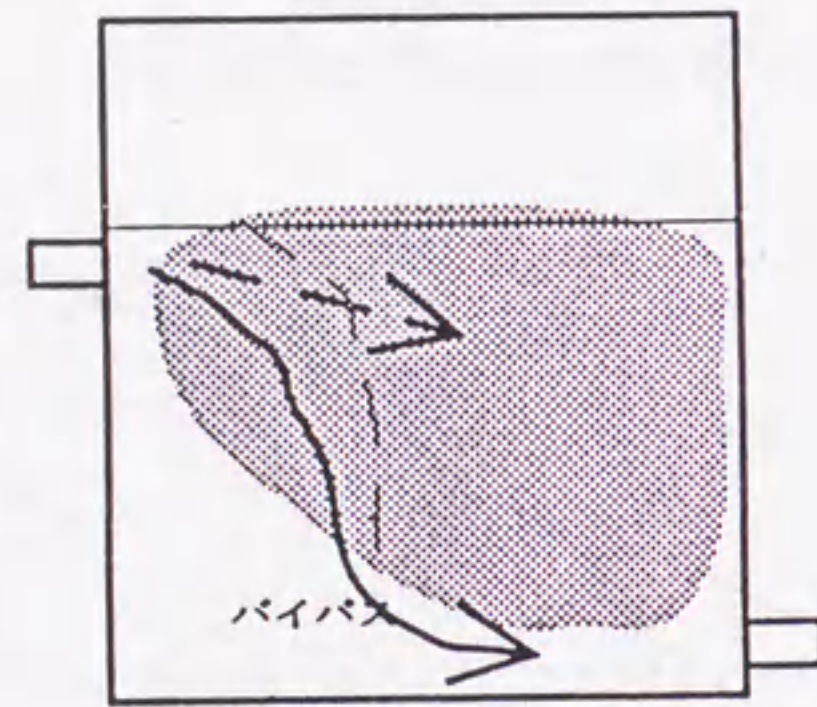
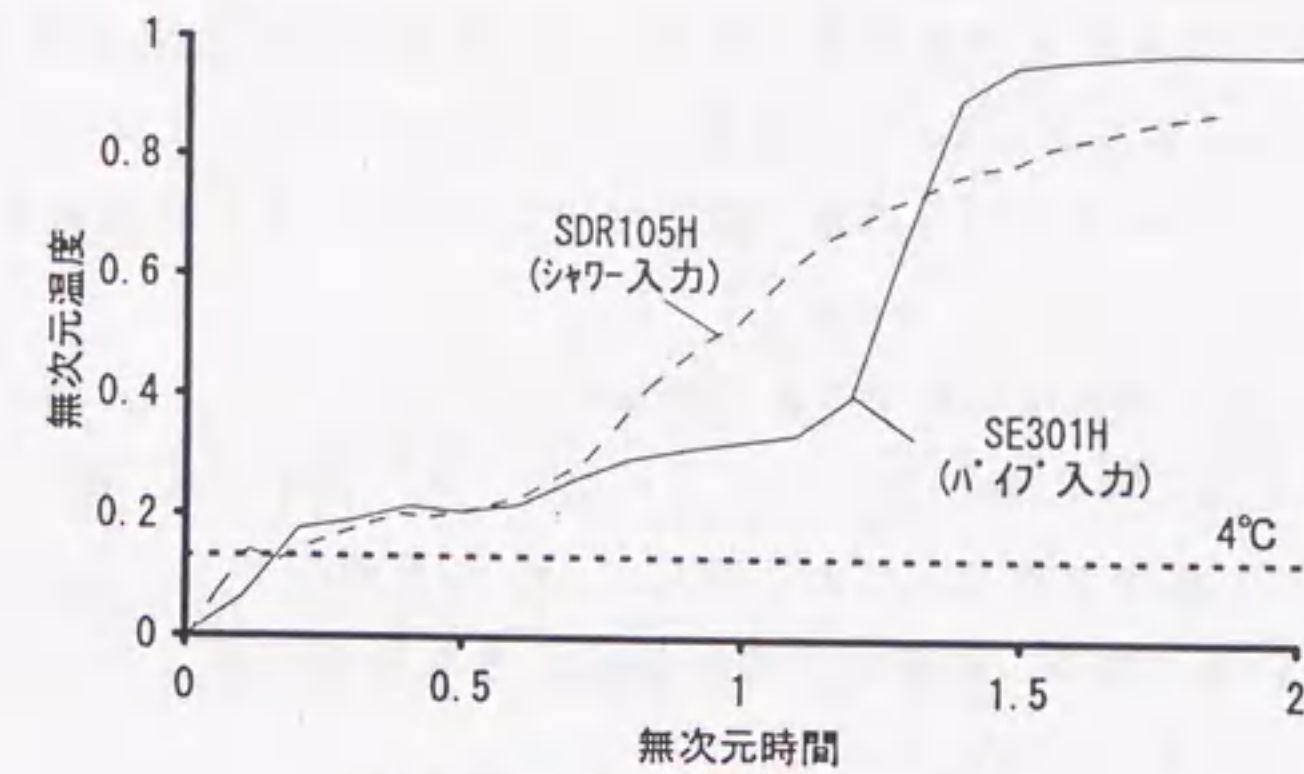


図 7.11: パイプ入力槽内流れ

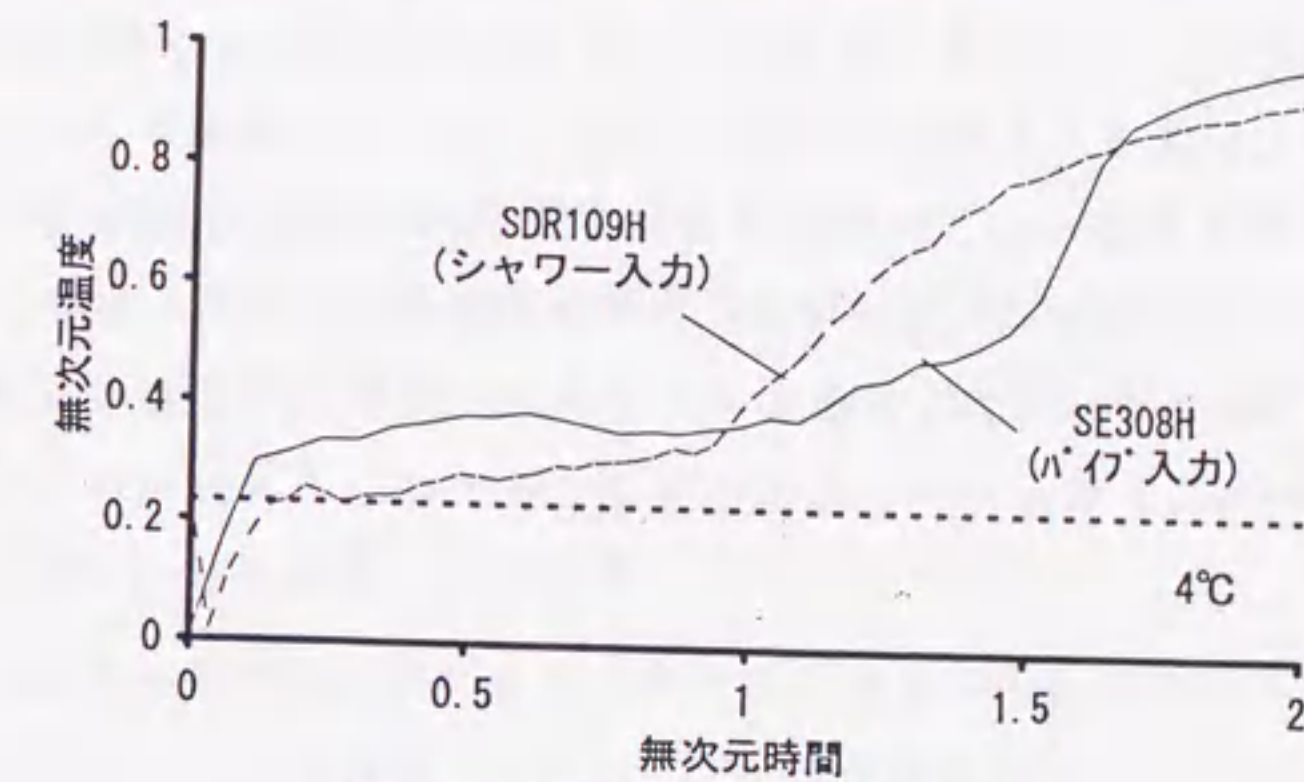
## 7.5.1 入力方式の比較

図 7.12 に、 $Ar_{in}$  は定義が異なるため値は一致しないが他の条件は同じで、シャワー入力とパイプ入力の比較を示す。図 7.12(a) は解氷中の取出し温度が同じで、解氷後パイプ入力でも長く低温が取り出せる。図 7.12(b) では、解氷中の温度がシャワー入力の方が低くなっている例である。このような差は上述したように、パイプ入力において、入力水がバイパスしやすいことが原因であると考えられる。

図 7.13 には、入力条件の似たシャワー入力と噴流入力の比較を示すが、解氷中の応答に差異がみられ、シャワー入力のほうが出口温度が低くなっている。これは、噴流入力においては、氷が障害物になることによるバイパス流の影響があり、これが出口応答に影響していると考えられる。



(a) 解氷中の温度が同程度



(b) 解氷中の温度が異なる場合

図 7.12: シャワーとパイプの応答比較

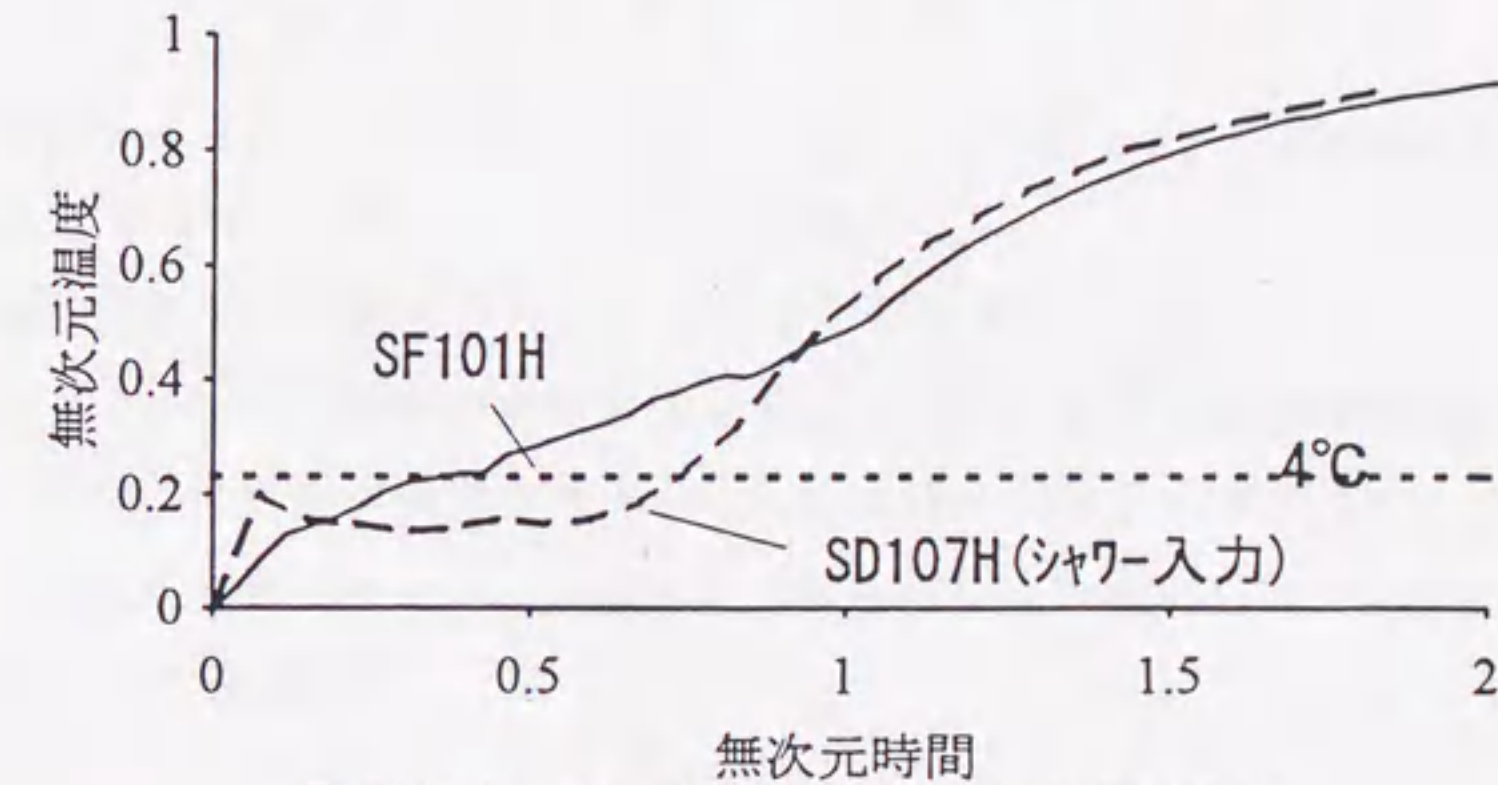


図 7.13: シャワー入力と噴流入力の応答比較

## 7.6 まとめ

シャワー入力では、特殊な条件を除き槽内が混合した。温度成層の効果を狙うために、槽側部からのパイプ入力実験を行った。その結果、 $Ar_{in}$  が  $7.0 \times 10^{-0.2}$  以上では温度成層が形成された。しかし、解氷中の低温出力期間の温度は  $4^\circ\text{C}$  を超え、最も成層化する条件でも  $4^\circ\text{C}$  をやや上回る出力しか得られなかった。

熱量や IPF は、出口応答に大きな影響を与えなかった。これは、シャワー入力と比べて浮力の効果が大きいと考えられる。

低温が得られないのは、混合が少ないためと考え、 $Ar_{in}$  を極端に小さくした実験を行った。流量が極めて大きい場合には、流量が小さい場合よりも低温を取出すことができるが、槽内の混合状態を考えると現実的ではない。

入力口を小さくして分散させた実験を行い、混合を促進した場合を調べた。シャワー入力に近い応答が得られたが、この場合も流速が大きく槽内は完全混合となる。

スラリーアイス型は槽内に塊として浮かんでおり、パイプ入力では流速が小さいと、氷が障害物となりバイパス流を生じる。これが原因となって、出口温度が上昇する。流速を早くすれば、バイパス流は減り解氷は促進するが、解氷後は混合する。これを防ぎ顕熱部分まで有効に使うためには、氷がなくなってからパイプ入力に切替えるなどの体系的な対応が有効と考えられる。

## 第 8 章

# 過冷却水利用スラリーアイス型氷蓄熱槽の動的熱特性モデル

### 8.1 はじめに

第 5 章では、アイスオンコイル型氷蓄熱槽のシミュレーションモデルを展開した。ヒートシンクとしての氷を、管外熱伝達率の実験式を利用して計算した。

スラリーアイス型氷蓄熱槽でも、様々なケースの熱特性を調べるためには、同様のシミュレーションモデルを作成する必要がある。アイスオンコイル型と異なり、形の決まった氷ではなく、熱伝達率の実験式をそのまま用いることができない。

そこで、熱伝達量を氷の体積当たりでマクロに計算する手法を用い、これを実験結果から同定する方法を用いてシミュレーションモデルを作成する。

### 8.2 体積熱伝達率の導入

氷蓄熱槽のシミュレーションモデルでは、槽内にある氷と水の熱伝達と、混合特性を考慮しなければならない。アイスオンコイル型では、ヒートシンクとしての氷表面の伝熱機構を、管外熱伝達率の実験式に補正を加える形で表現した。スラリーアイスでは、氷の大きさと形しただけで伝熱面積が不明であるので、氷が存在する領域の体積あたりでブラックボックス化した体積熱伝達率を導入し、これを同定することとする。

これは、氷のある領域で氷と水の伝熱を、体積熱伝達率を用いて、単位体積あたりの伝熱量を次のように表現する。

$$q = h_v(\theta_w - \theta_{ice}) \quad (8.1)$$

## 8.2.1 完全混合モデルによる検討

体積熱伝達率の妥当性を確認するために簡単なモデル<sup>34)</sup>で検討する。シャワー入力では、槽内の混合特性はすべての実験でほぼ完全混合であった。そこで図 8.1 に示すような槽内を氷の存在する域と水のみ域に分割した簡単な槽内伝熱モデルを作成した。

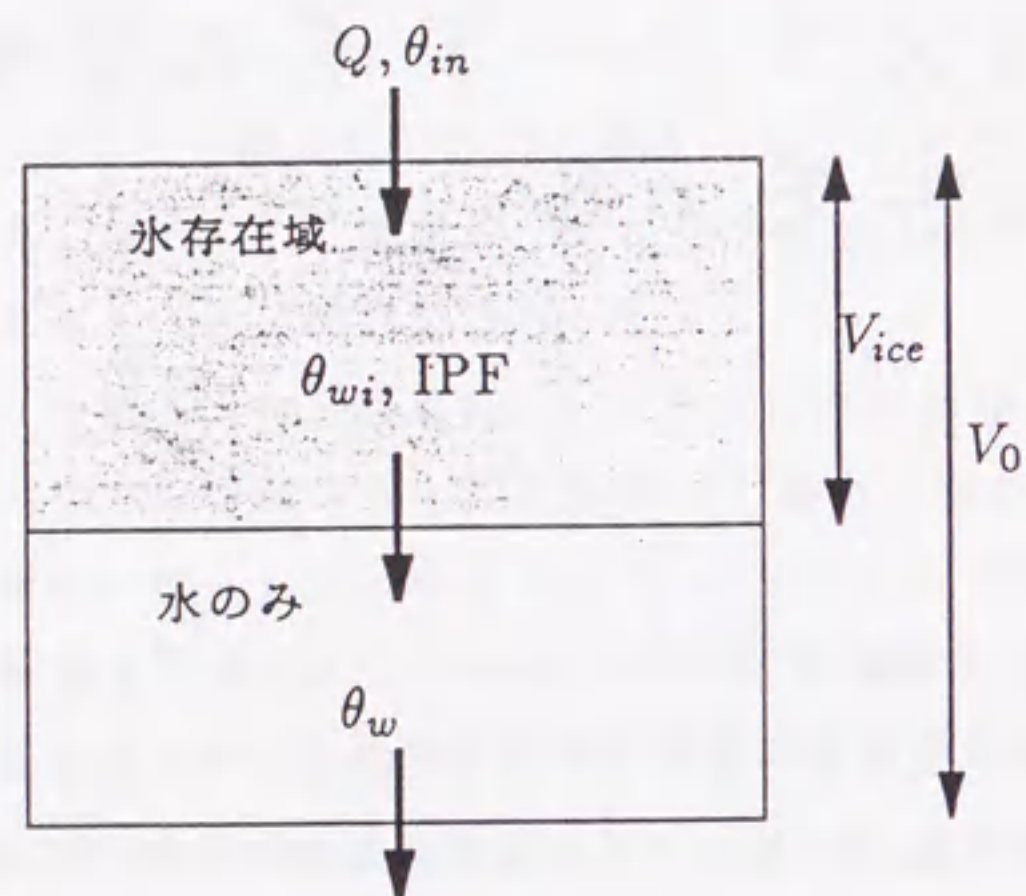


図 8.1: 解氷のモデル

このモデルは、槽内を IPF の密度で氷の存在する領域と水のみ領域に分割し、入力温水は氷存在域を通り温度を下げ、水のみ領域へ達する。それぞれの領域で混合特性は完全混合である。解氷により氷が減少するに伴い、氷の存在する領域の比率を変化させる。

体積  $V_{ice}$  の氷の存在する領域の温度は、

$$\frac{d\theta_{wi}}{dt} = \frac{1}{1-IPF} \left\{ Q(\theta_{in} - \theta_{wi}) - \frac{qV_{ice}}{\rho_i c_{pi}} \right\} \quad (8.2)$$

ただし、 $q$  は単位体積あたりの解氷による除去熱量を表し、

$$q = h_v(\theta_{wi} - \theta_{ice}) \quad (8.3)$$

氷の体積変化は、熱伝達による熱量が相変化による熱量と等しいとして

$$\frac{dV_{ice}}{dt} = -\frac{h_v}{\rho_i L} (\theta_{wi} - \theta_{ice}) V_{ice} \quad (8.4)$$

水だけの領域の温度、つまり出口温度は

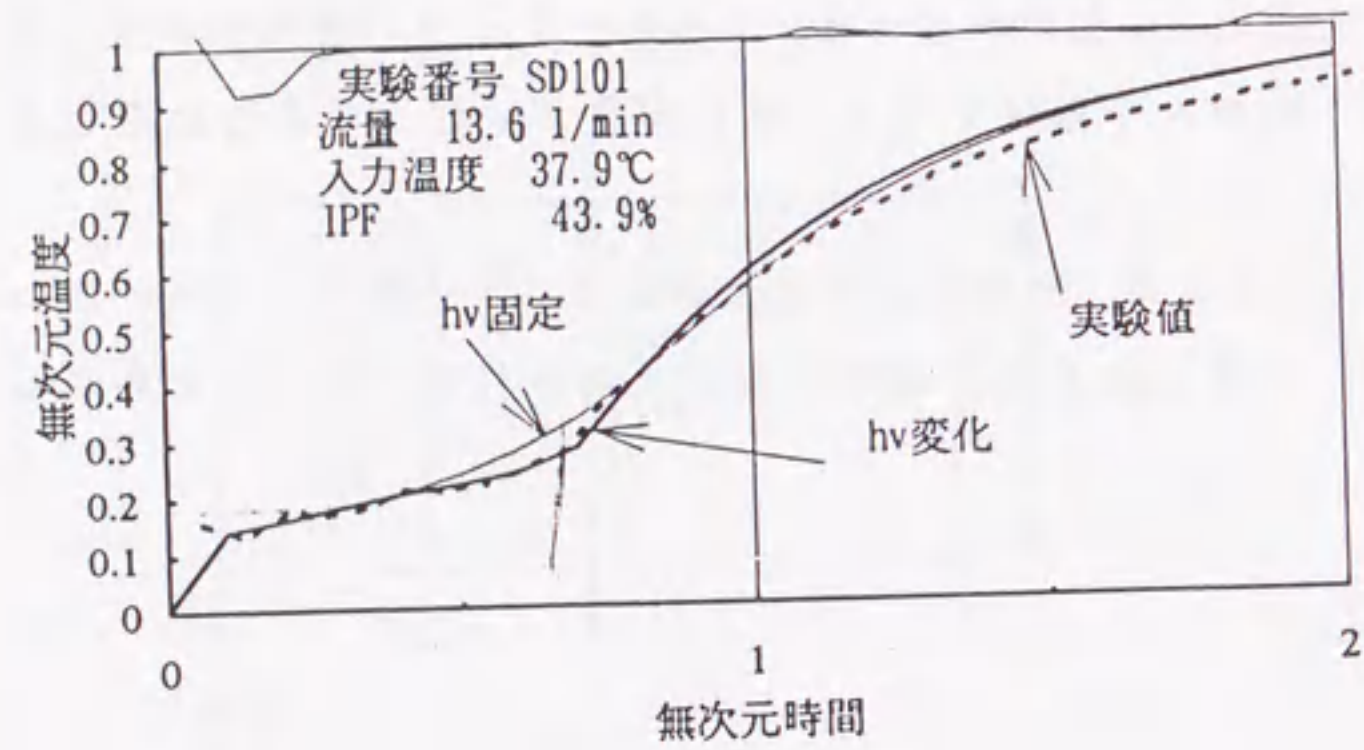
$$\frac{d\theta_w}{dt} = \frac{Q}{V_0 - V_{ice}} (\theta_{wi} - \theta_w) \quad (8.5)$$

となる。

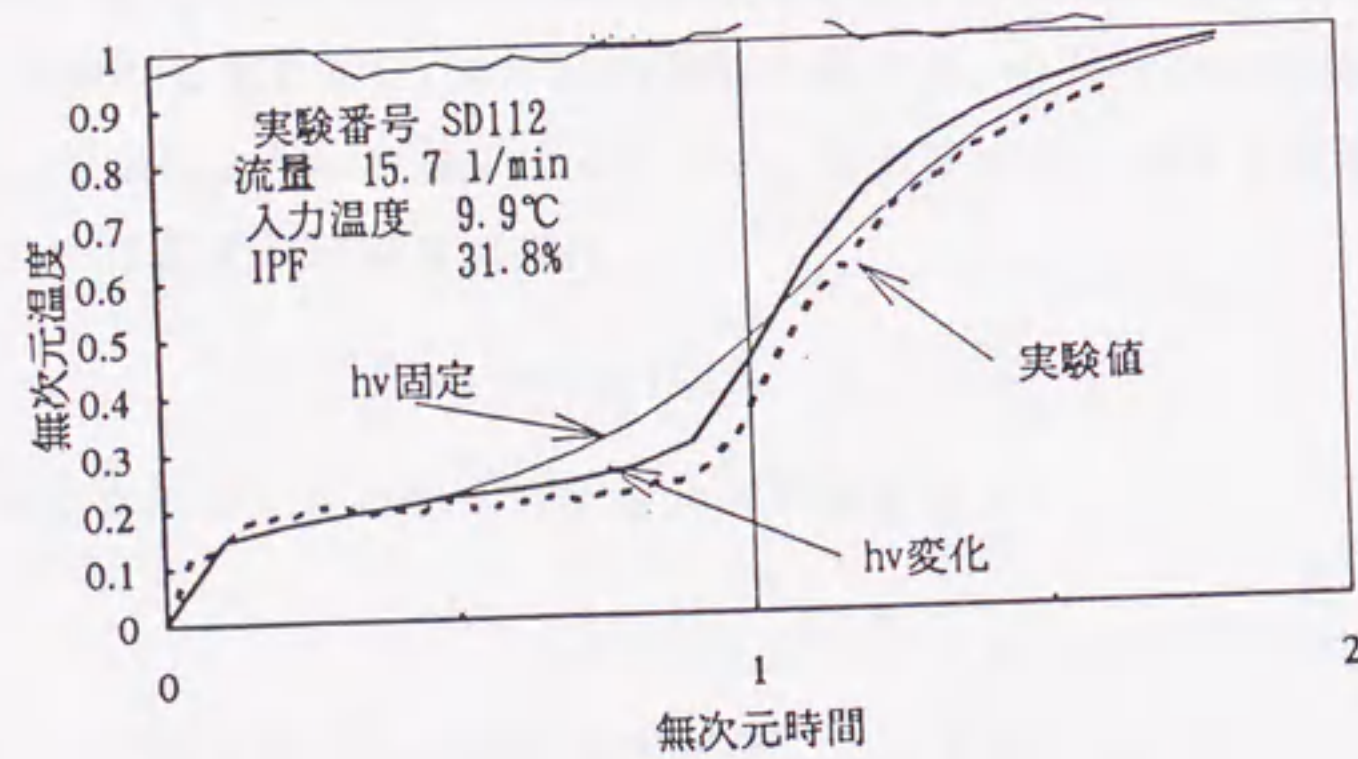
図 8.2 にこのモデルによる計算結果と実験値の比較を示す。体積熱伝達率  $h_v$  がパラメータとなるので、値を変化させて実験値にもっとも合うものを求めている。全体的な応答は、実験値と計算値はよくあっているが、解氷後の立ち上がり部分で、計算値の立ち上がりが早くなっている。

この場合は  $h_v$  を固定としているが、スラリーアイスでは解氷が進むにつれて、氷の充てん状態が変化すると考えられる。氷が解けると、スラリーアイスの密度が小さくなり水との熱伝達が促進する。これが  $h_v$  を固定すると、熱伝達量が少なくなるため立ち上がり部分の不一致が生じる。

そこで、図 8.3 に示すように  $h_v$  を、時間により変化させることとする。このシミュレーション結果を図 8.2 に示すが、立ち上がり部分の不一致が改善されていることがわかる。



(a)



(b)

図 8.2: 完全混合モデルによる計算結果

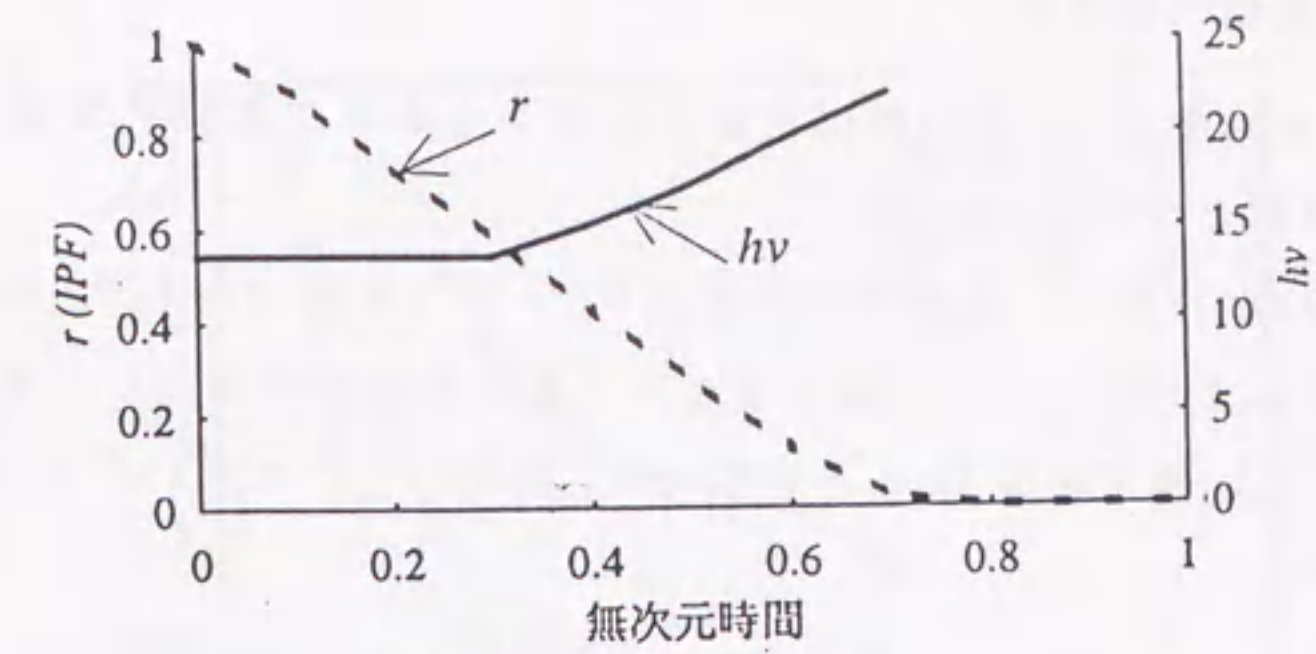


図 8.3: 熱伝達率モデル

## 8.2.2 完全混合モデルにおける体積熱伝達率の考察

簡単な混合モデルで、体積熱伝達率を導入することの妥当性を検討した。導入の際に体積熱伝達率を時間的に変化させることとしたが、化学工学での充てん層の熱伝達から考察を行う。

## 充てん層の熱伝達

球が充てんした層の単位体積当たりの熱流  $q$  [kW/m<sup>3</sup>] は次式で示すことができる<sup>17)</sup>。

$$q = Ah_p(\theta_w - \theta_p) \quad (8.6)$$

ここで、 $A$  は単位体積当たりの粒子の表面積で、球の最密充てんの場合次式で表すことができる。ここで  $e$  は空隙率で、最密充てんの場合は  $e \approx 0.26$  となる。

$$A = \frac{6(1-e)}{D_p} \quad (8.7)$$

$h_p$  については、 $PrRe \geq 10^2$  の範囲では、単一球を拡張した以下の実験式<sup>21)</sup>で求めることができる。ただし  $Re$  数を計算する際の代表長さは粒子直径を用いている。

$$\frac{h_p D_p}{\lambda} = 2.0 + 1.8 Pr^{1/3} Re_p^{1/2} \quad (8.8)$$

$PrRe < 10$  となる低流速域では式 (8.8) による計算値よりも  $\frac{h_p D_p}{\lambda}$  が小さくなることが知られている。これは、流速が小さいと粒子の隅々まで流体が行きわたらず、粒子と流体の熱伝達が不十分になることが原因<sup>21)</sup>といわれている。

国井<sup>21)</sup>は、このような低流速域での熱伝達率に関して、局所的に充てんしている場合の修正係数  $\zeta$  を用いて、 $PrRe \leq 10$  の範囲で

$$\frac{h_p D_p}{\lambda} = \frac{1}{6(1-e)\zeta} PrRe \quad (8.9)$$

が成立することを報告している。

## ダイナミック型氷蓄熱槽への適用

ダイナミック型氷蓄熱槽では、槽の断面流速が小さくなるので式(8.8)の適用からはずれ、式(8.9)の適用範囲となる。

図8.4は、上の式(8.8), (8.9)と、実験データをプロットしたものである<sup>65)</sup>。実験値は計算と実験との比較から $h_v$ を求め、これが球形の充てん層と仮定して記入してある。式(8.9)において、空隙率を0.3, 粒子径を1mmとしている。実験データは式(8.9)において $\zeta = 50$ 付近に分布している。

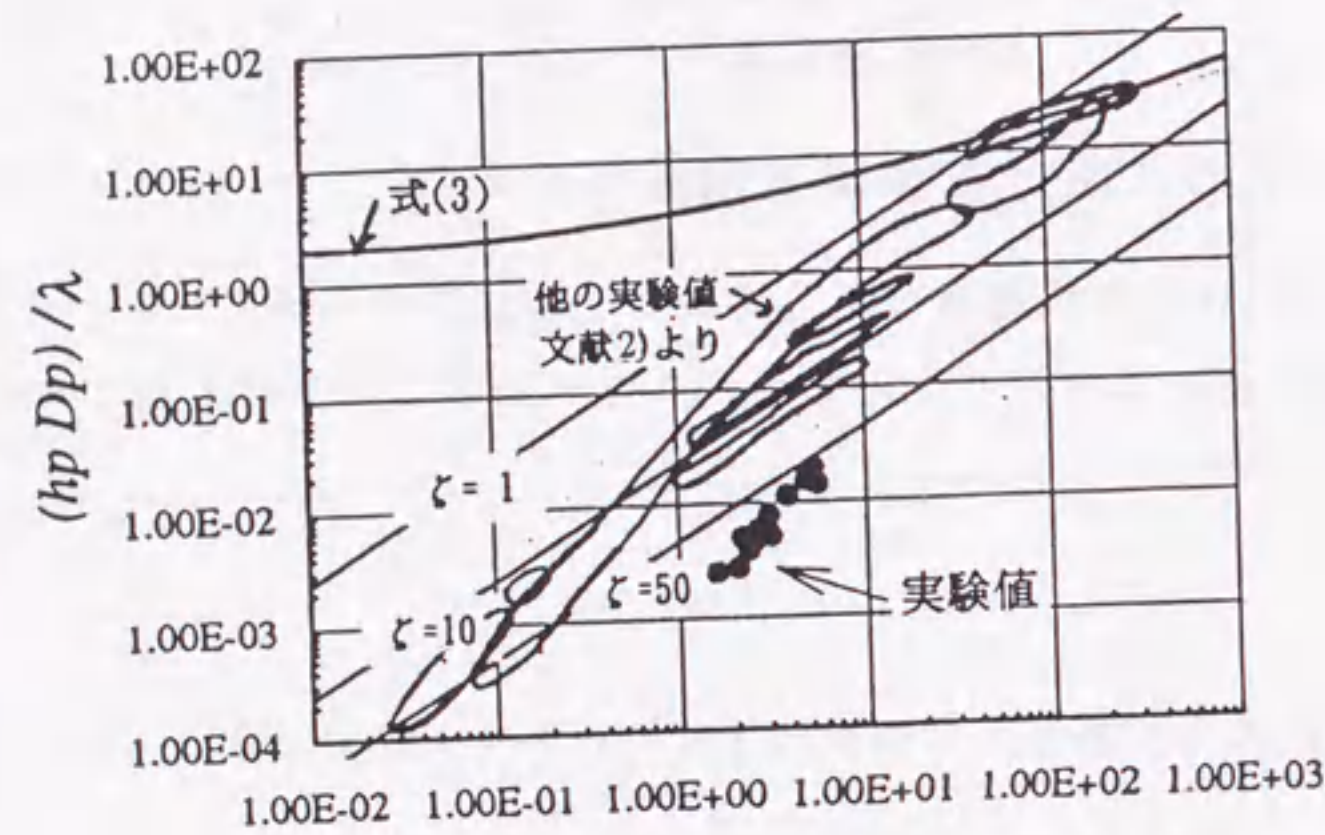


図8.4: 充てん層における粒子・流体間の熱伝達

式(8.9)の両辺に、式(8.7)にて表される単位体積あたりの粒子の表面積をかけると、

$$\frac{6(1-e)}{D_p} h_p \frac{D_p}{\lambda} = \frac{1}{D_p \zeta} Pr Re \quad (8.10)$$

ここで、

$$\frac{6(1-e)}{D_p} h_p = h_v \quad (8.11)$$

であるので

$$h_v = \frac{\lambda}{D_p^2 \zeta} Pr Re \quad (8.12)$$

となる。したがって体積熱伝達率 $h_v$ は、氷粒子の充てん状態を表現する $\zeta$ を決めることができれば、求めることができる。

完全混合モデルにおいて体積熱伝達率をIPFに関連づけて、図8.3のように変化させることを考えた。これは、氷がある程度解けるまでは氷の充てん具合が体積熱伝達率に与える影響少なく、ある程度解けてから影響すると考えたものである。図8.3における曲線は実験との照合により決定したものであるが、変化を始めるIPFや傾きの決め方については物理的な根拠によるものではない。

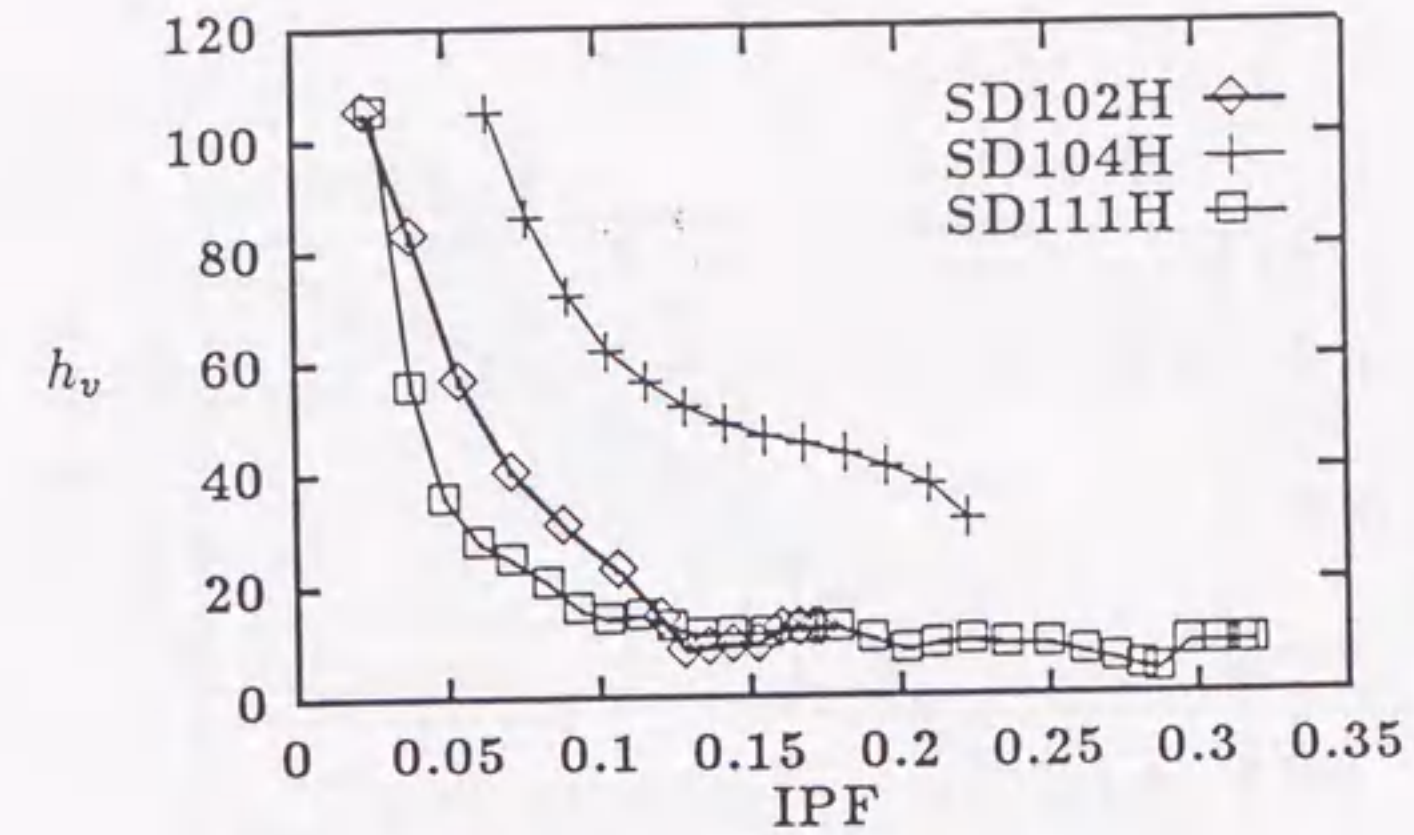


図8.5: 体積熱伝達率の変化

そこで、上記モデルで熱伝達率を時刻毎に求め、これとIPFの関係のプロットを図8.5に示す<sup>67)</sup>。 $h_v$ がIPFに反比例して変化していることがわかる。式(8.12)において、 $\lambda$ と $Pr$ は定数と考えてよく、これらと流量により決定される $Re$ をまとめて一つの変数とし、 $\zeta$ をIPFと関連する変数とすれば、式(8.12)を次式のように表すことができ、図8.5の関係を表現することができる。

$$h_v = \frac{a}{IPF} \quad (8.13)$$

ここで、式(8.13)の分母を初期の氷充てん率 $IPF_0$ で基準化して $r_{IPF}$ とし、解氷初期の体積熱伝達率を $h_{v0}$ とすると

$$h_v = \frac{h_{v0}}{r_{IPF}} \quad (8.14)$$

以上より、体積熱伝達率への解氷状態の影響を表現することができる。このモデルによる計算例を図8.6に示す。



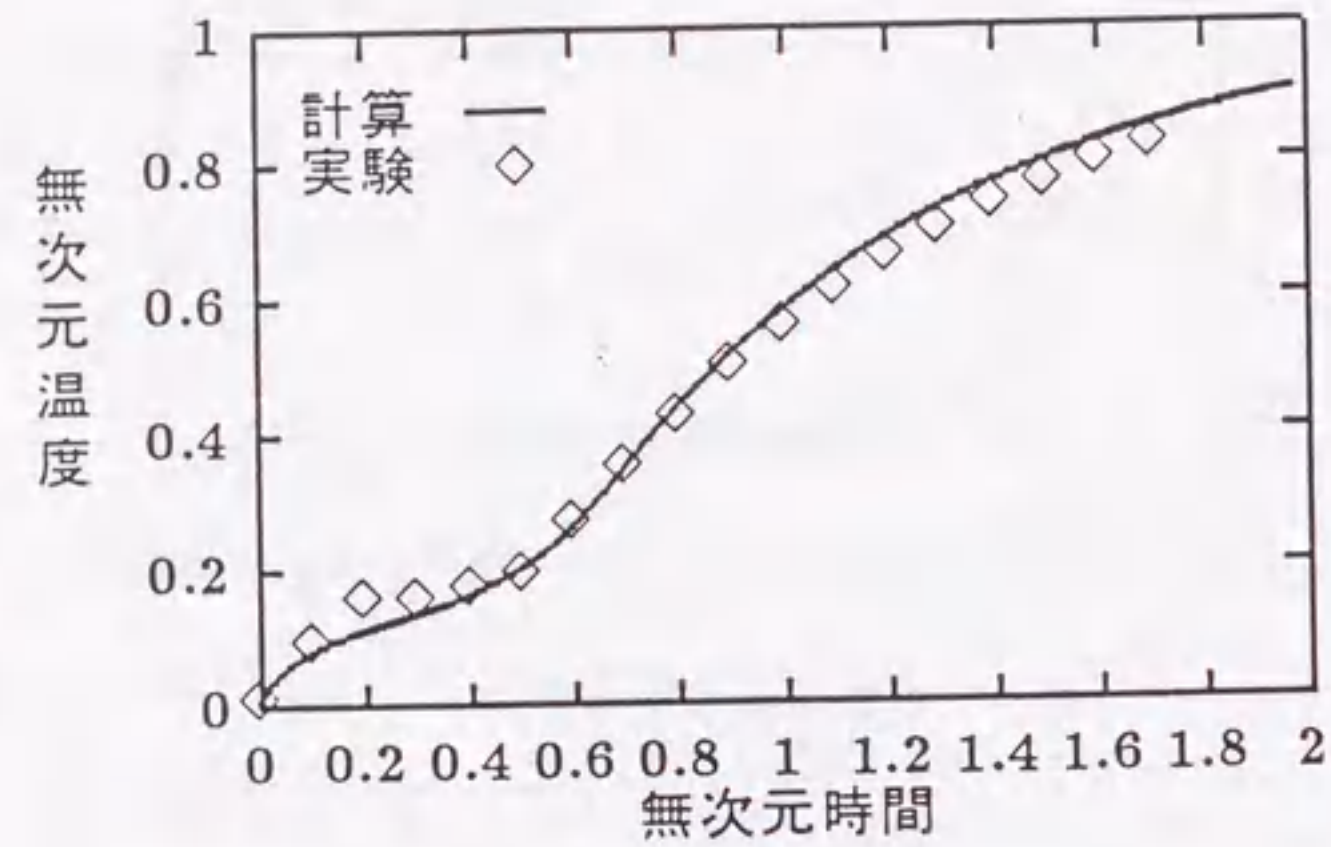


図 8.6: 完全混合モデルによる計算例

### 8.3 シミュレーションモデル

以上は槽内を完全混合としたモデルであるが、ダイナミック型氷蓄熱槽でも入力条件によっては温度成層する場合が考えられる。このような場合に対応するために、温度成層の効果を考慮できるモデル<sup>36)</sup>を作成する必要がある。水面上部からのノズルによるシャワー入力では、通常考えられる入力条件では槽内は完全混合であるが、パイプ入力で温度成層するのは氷が解けてからである。

これらの実験結果をふまえて、槽内の伝熱機構をモデル化する。パイプ入力などでは、バイパス流の影響により入口と出口の方向に温度分布が存在することも考えられるが、ここでは槽の熱特性に影響するのは上下方向の温度分布が主力であるとし、上下方向の一次元問題とする。差分のために上下方向に分割し、各分割層は解氷の度合により、氷が存在するものと水だけのものとする。

#### 8.3.1 槽内混合機構のモデル

槽内の混合特性については、以下のように考え、図 8.7 に示すようなモデルを考案した。

- 1) 氷が解け終わってからは水蓄熱と考えることができるので、温度成層型蓄熱水槽で用いた R 値モデル<sup>60)</sup>を用いる。
- 2) 氷が存在している間は、氷が浮かぶので氷は槽上部に存在し、R 値モデルによる完全混合域と重複する。氷存在域が R 値モデルによる完全混合域より深い場合には、

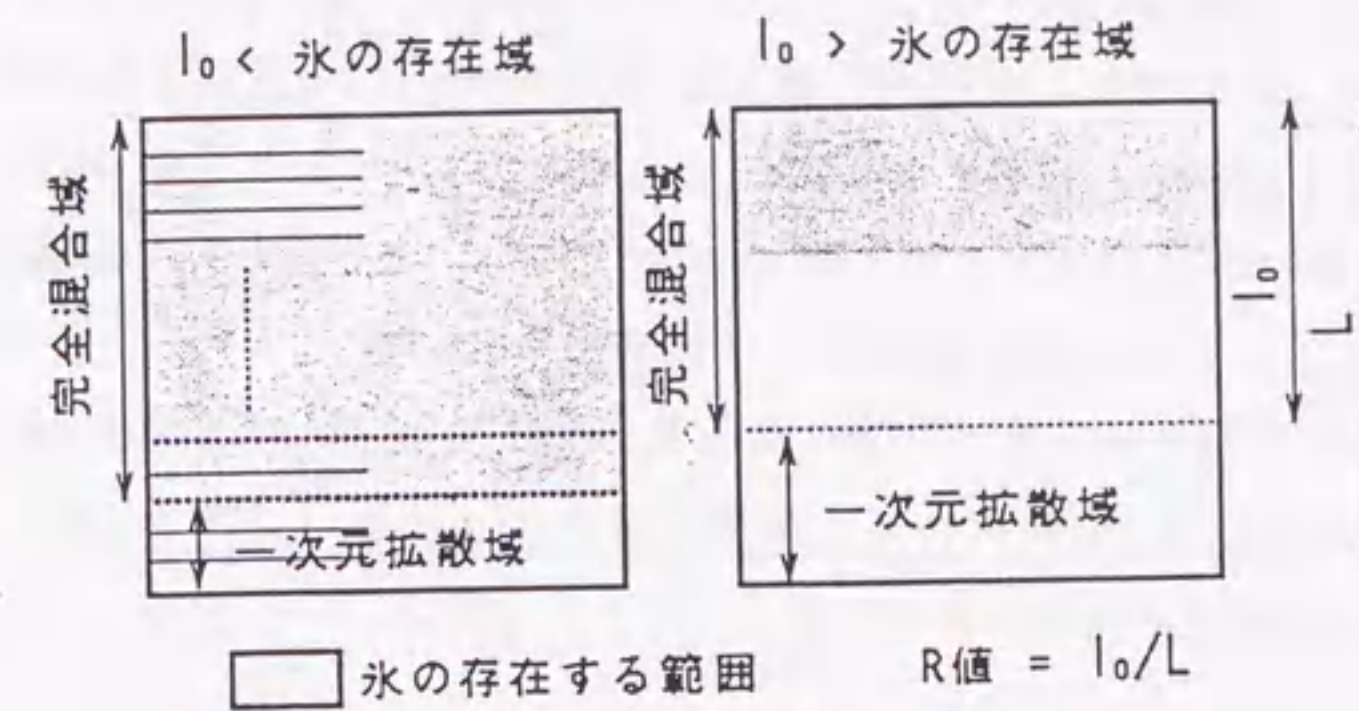


図 8.7: シミュレーションモデル

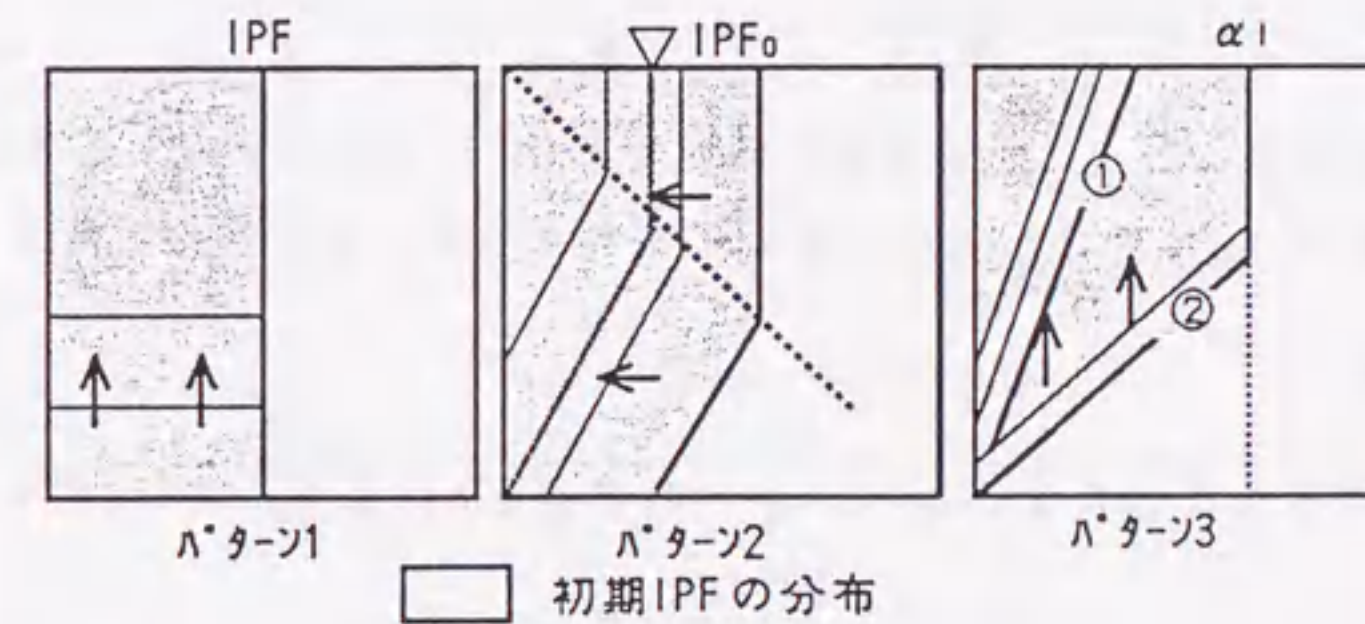


図 8.8: 氷の分布モデル

完全混合域深さを氷存在域深さとする。これは、水が 4°C で最大密度をもつことにより、解氷中は混合が進行することを考慮したものである。

- 3) 槽下部の水領域では、R 値モデルにより完全混合域が、氷存在域よりも小さい場合には一次元拡散域とし、そうでない場合には完全混合とする。

#### 8.3.2 氷分布モデル

上述のモデルでは、氷の上下分布が重要であるので、氷分布モデルを考える。氷は固定されていないため、氷の分布を仮定しなければならないが、解氷実験の推移を観察することにより、これを図 8.8 に示すように 3 つのパターンを仮定した。ここでは、完全混合モデルと異なり体積熱伝達率は一定値とする。

パターン1は各層でのIPFが、実験初期値のまま均等としたものである。解氷とともに氷と水の界面が上部へ移行する。

パターン2は、槽上部では下部の浮力により押し固められることを考慮するため、上部と下部に分布を設ける。実験では、IPF20%程度で氷が底まで分布することが観察されたので、このIPFのときに底部でIPF0%となるような分布をつくり、IPFの多少によりこの直線を保ったまま左右に移行させる。このモデルでは、IPFは100%近くまで到達することになるが、現実のスラリーアイス型氷蓄熱槽では実現出来ない。

パターン3では、上部にIPFに上限を決め、槽全体のIPFを配置し、残りは槽下部まで一定の傾きをもった分布とする。IPFがこの上限値の半分より小さいときは、(b)のように上限値に達せず一定の傾きを保ったままとする。

### 8.3.3 計算式

解氷時における水温計算を以下に示す。氷が存在する場合の完全混合域における水温 $\theta_w$ の変化は、完全混合域容積を $V_m$ として

$$(1 - \text{IPF}) \frac{d\theta_w}{dt} = \frac{Q_{in}}{V_m} (\theta_{in} - \theta_w) - \frac{1}{\rho_w c_w V_m} (q_l + q_s) \quad (8.15)$$

ここで、 $q_l$ と $q_s$ は氷が溶けることによる潜熱と顕熱であり、氷が存在する完全混合域における $q_l$ は次式で計算する。 $q_s$ は溶けた氷が水温 $\theta_w$ に上昇するに必要な熱量である。

$$q_l = h_v (\theta_w - \theta_{ice}) V_m \quad (8.16)$$

また、微小時間 $dt$ での氷の体積変化 $dV_{ice}$ は氷からの伝熱 $q_l$ によるので式(8.16)より、

$$L \rho_{ice} dV_{ice} = h_v (\theta_w - \theta_{ice}) V_m dt \quad (8.17)$$

よって、氷の体積変化は、

$$\frac{dV_{ice}}{dt} = -\frac{h_v}{\rho_{ice} L} (\theta_w - \theta_{ice}) V_m \quad (8.18)$$

水の一次元拡散域の温度は、

$$\frac{\partial \theta_w}{\partial t} + u_{tank} \frac{\partial \theta_w}{\partial Z} = \frac{\lambda}{\rho_w c_w} \frac{\partial^2 \theta_w}{\partial Z^2} \quad (8.19)$$

で表される。

### 8.3.4 実験との照合

#### 氷分布の影響

図8.9に氷分布の3つのパターンに関する計算結果を示す。解氷中の勾配の緩やかな部分の応答を見ると、パターン2,3の充てん率に分布を持たせたものが実験との照合が良く

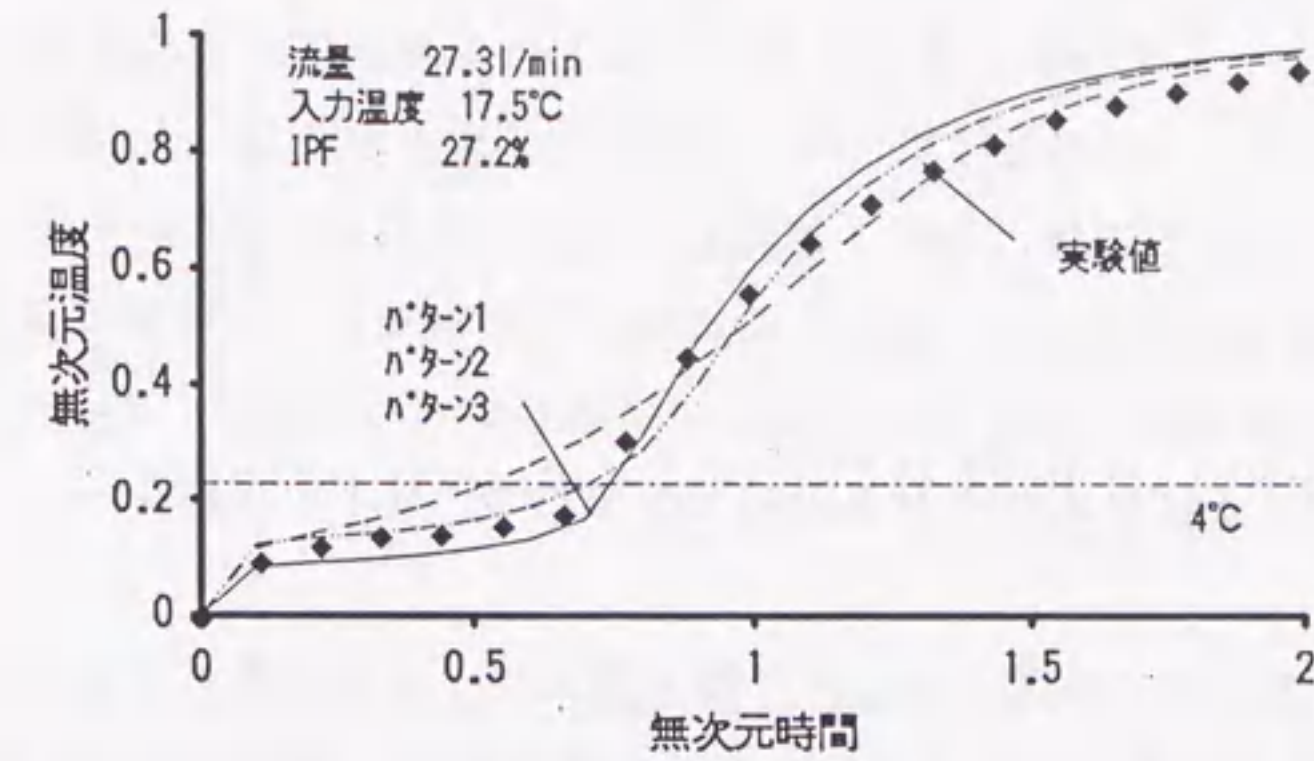


図8.9: 氷分布の影響

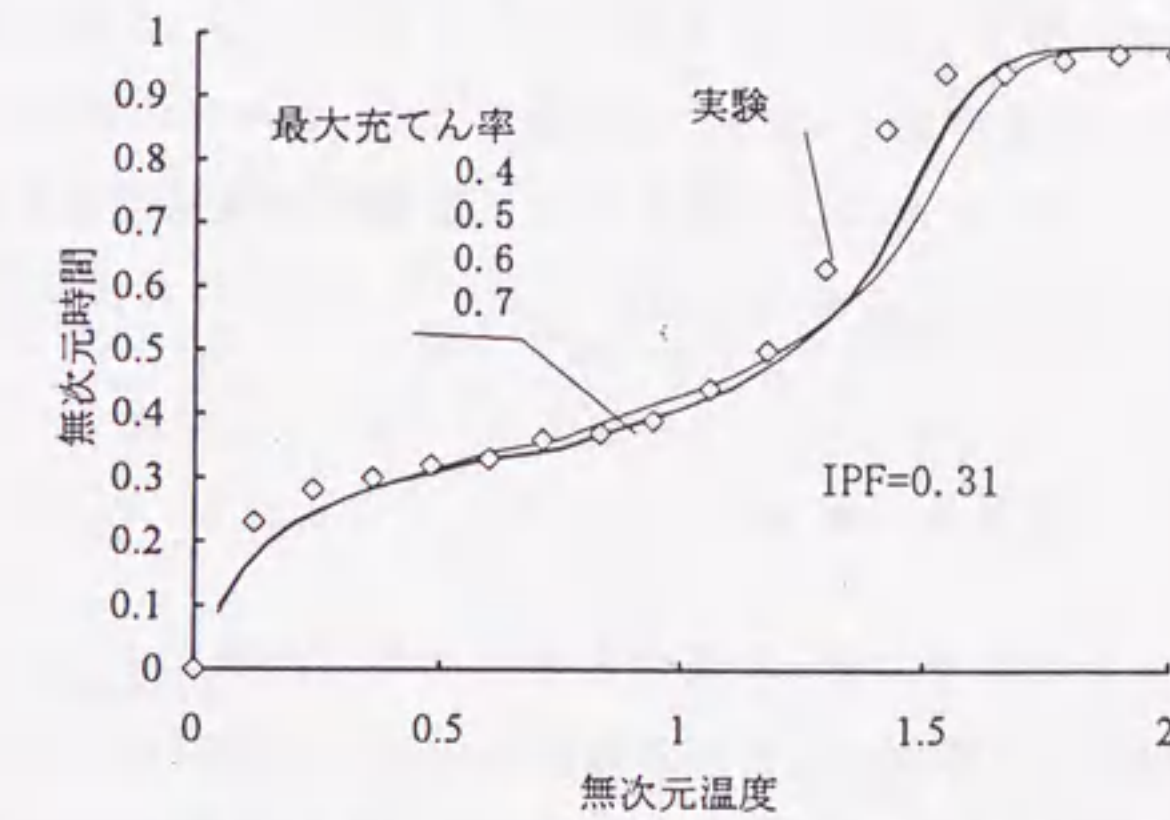


図8.10: 最大氷充てん率の計算への影響

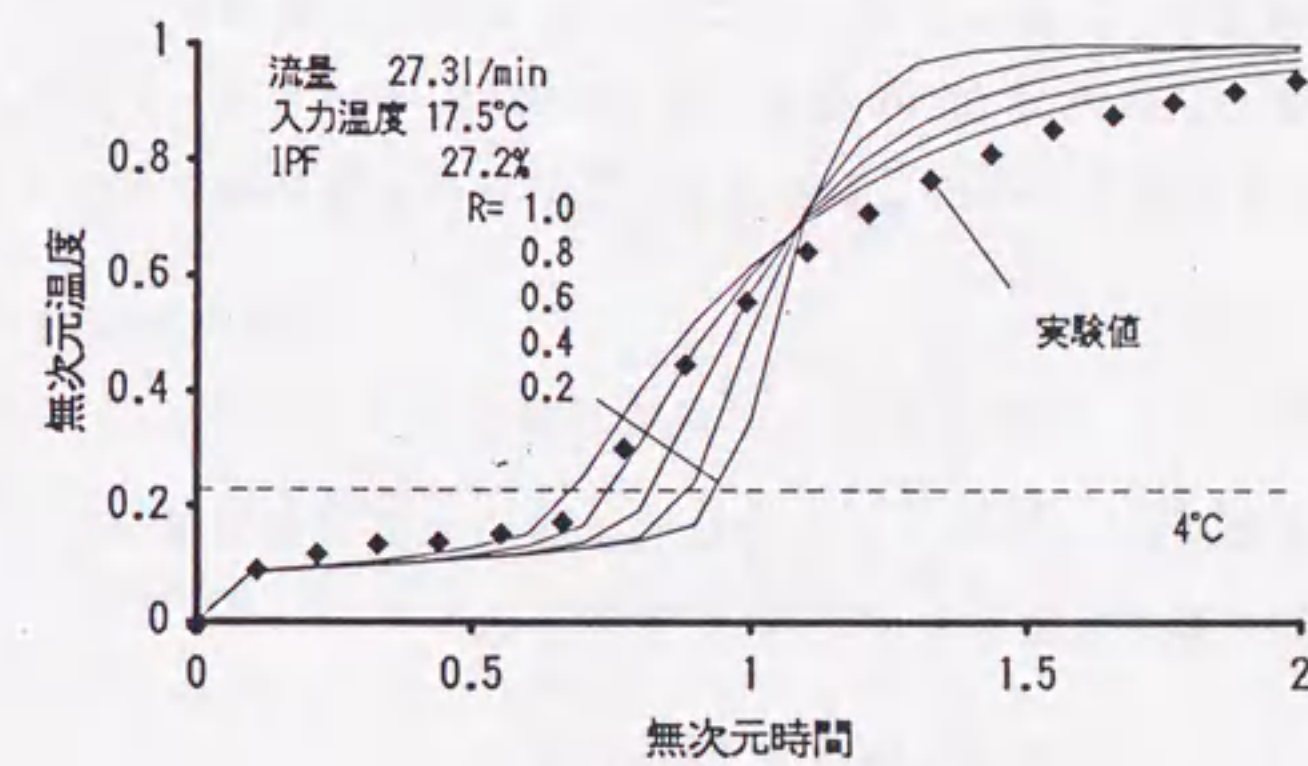


図8.11: R値の影響

なっている。これは、図 6.13, 7.11 に示したように、氷は槽の底部に行くほど密度や氷塊の大きさが小さくなる実状を反映しているためである。パターン 1 では分布を均一とするため、実際よりも早く氷-水界面が上昇するため、氷との伝熱が不十分になるので実験よりも高い温度を示す。パターン 3 では図 8.9 で、上限値を 0.6 と設定したが、IPF が 30%~40% という範囲では、この値の応答に与える影響は小さい。これは、IPF が小さいときには分布を設けても最大密度には達せず、最大密度に達するときでもその部分の全体に占める比率が小さいために、計算値には大きな影響を及ぼさないためである。ところで、前述のようにパターン 2, 3 では後者のほうが現実的であるので、以下ではパターン 3 の分布モデルを使用する。

氷の分布は図 8.8 に示すように仮定する。氷は槽上部では下部の浮力により押し固められるため、IPF が高くなると考えられる。この値の上限を決め、槽全体の IPF を配置し、残りは槽下部まで一定の傾きをもった分布とする。IPF がこの上限値の半分より小さいときは、上限値に達せず一定の傾きを保ったままとなる。このときの、上限値を 0.6 と設定したが、図 8.10 に示すように IPF が 30%~40% という範囲では、この値の応答に与える影響は小さい。これは、IPF が小さいときには分布を設けても最大密度には達せず、最大密度に達するときでもその部分の全体に占める比率が小さいために、計算値には大きな影響を及ぼさないためである。

#### 完全混合域深さの影響

図 8.11 に R 値を変化させた結果を示す。R 値が大きくなると成層化が弱くなり、立ち上がりがなだらかになっている。このシャワー入力実験については実験にもっとも合う R 値は 0.8 である。水蓄熱では  $R > 0.5$  となるような実験は、ほぼ完全混合であった<sup>60)</sup>。この実験の垂直温度分布は図 6.7 で示してあるとおり完全混合である。

パイプ入力の完全混合域深さ 任意の入力条件に関する R 値の予測式は、パイプ入力では温度成層水蓄熱槽で求められた式 (8.20) を用いる。これは、ダイナミック型氷蓄熱槽では、解氷中と解氷後に混合特性を分けることができ、解氷後は水蓄熱槽と考えられるからである。

$$l_0/d_0 = 0.7 Ar_{in}^{-0.5} \quad (8.20)$$

シャワー入力の完全混合域深さ シャワー入力では大部分の実験で完全混合となるが、今回行った温度成層実験に水蓄熱実験も追加し式 (8.21)<sup>35)</sup> を求めた。

$$l_0/d_0 = 1.59 \times 10^{-9} Ar_{in}^{-2.19} \quad (8.21)$$

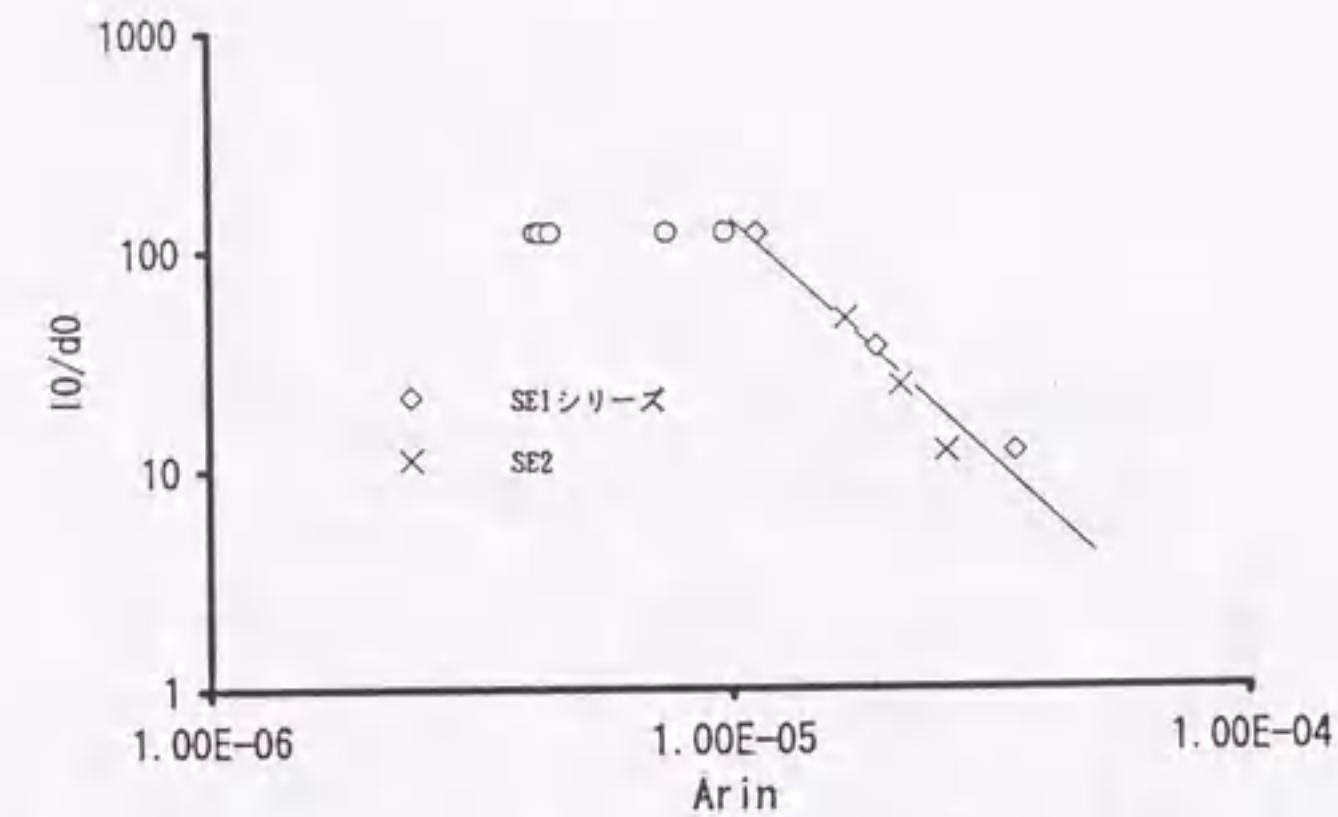


図 8.12: シャワー入力の完全混合域深さと入口アルキメデス数の関係

## 8.4 体積熱伝達率の予測式

図 8.13 に、上記までのモデルによるシミュレーション結果を示す。体積熱伝達率を適当に選定してやることで、実験との良い一致を見ることができる。このように実験毎に適合する体積熱伝達率を求め、これより入力方式ごとに体積熱伝達率を予測する実験式を求めた<sup>70)</sup>。

#### シャワー入力の体積熱伝達率

図 8.14(a) はシャワー入力実験結果について、体積熱伝達率と流量の関係を示す。説明変数としてはレイノルズ数、プラントル数のようなものが考えられるが<sup>21)</sup>、このなかで最も単純でかつ相関のよいものとして、シャワーノズルの拡散状況は流量により変化するので、予測式の説明変数に流量を用いる。実験データを回帰して次式を得た。

$$h_v = 80.9 Q_{in}^{1.11} \quad (8.22)$$

相関係数: 0.768

#### パイプ入力の体積熱伝達率

パイプ入力では、シャワー入力とは入力方法が異なるので、入力水の影響を示すために入口での流速  $u_{in}$  と、温度成層する場合もありその際の槽内の流れを支配する  $Ar_{in}$  を説明変数とする。図 8.14(b) に、パイプ入力の体積熱伝達率の結果を示す。実験データを重回帰して次式を得た。

$$h_v = 167.5 u_{in}^{1.18} Ar_{in}^{0.38} \quad (8.23)$$

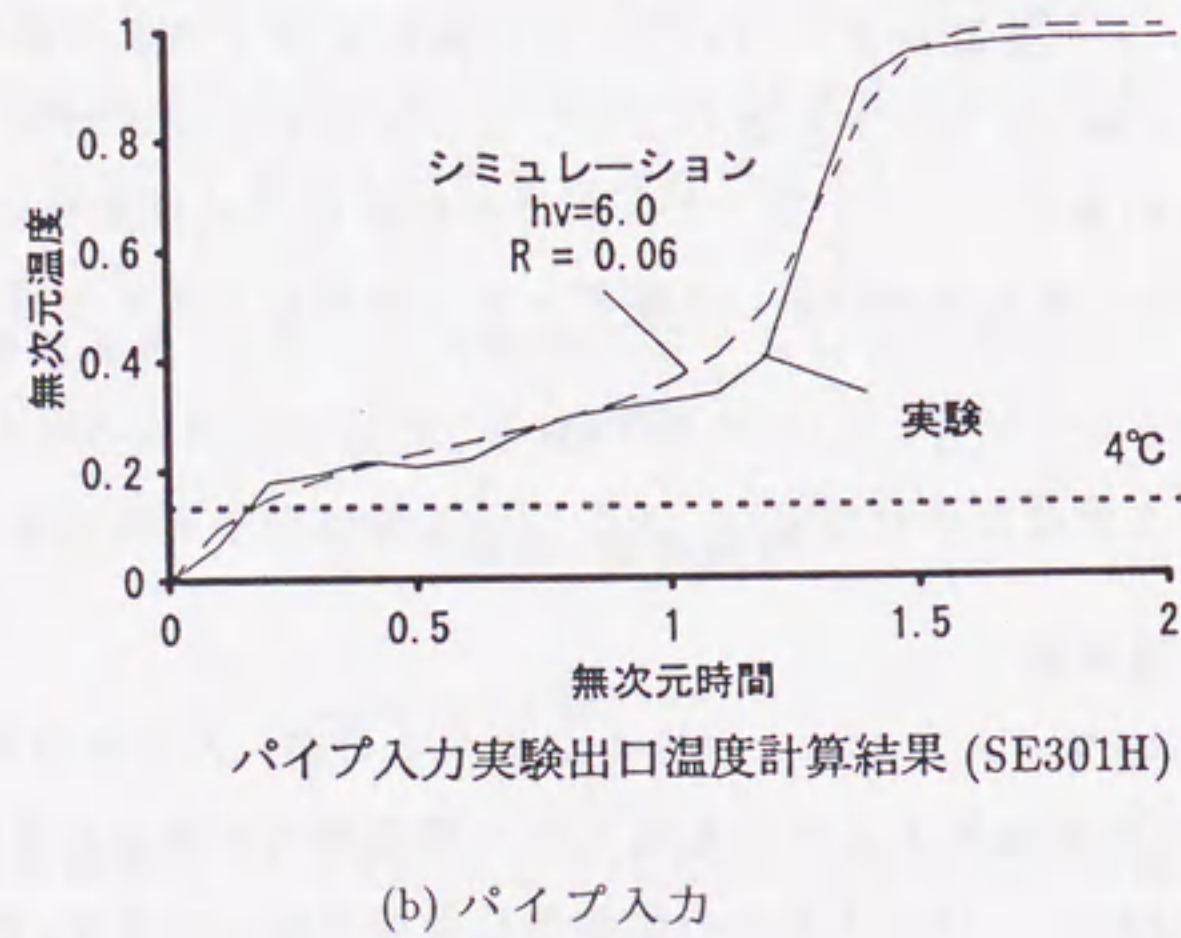
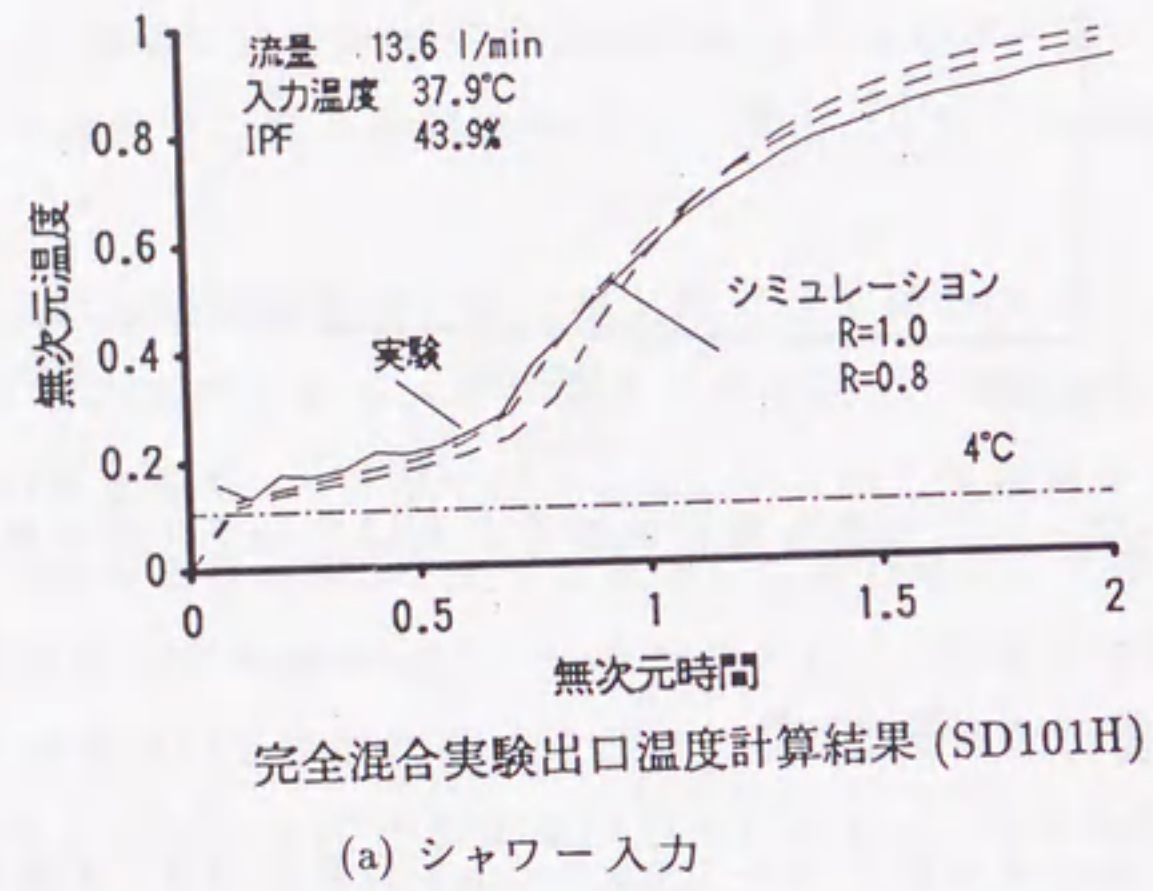


図 8.13: シミュレーション結果

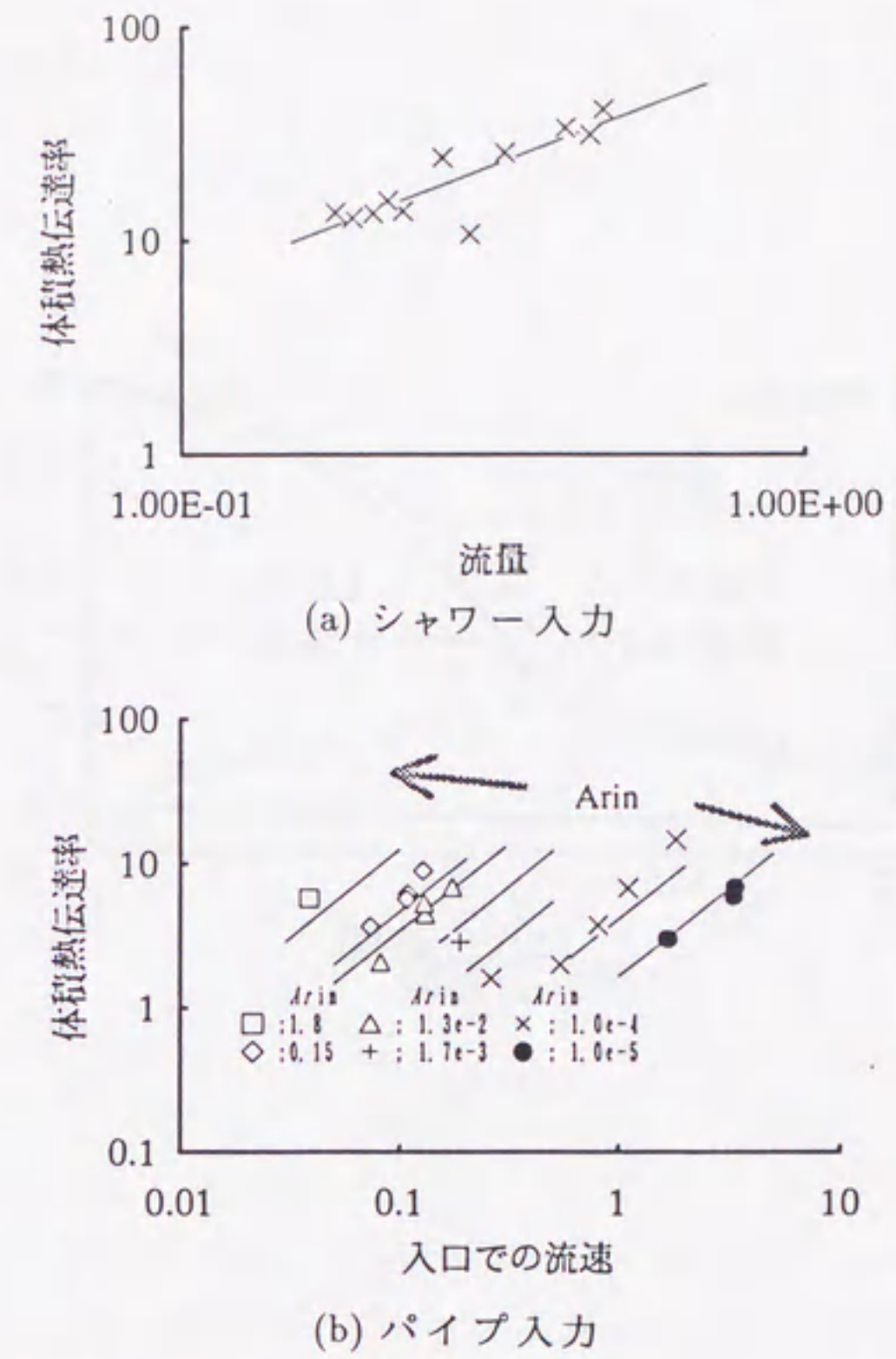


図 8.14: 体積熱伝達率と入力条件の関係

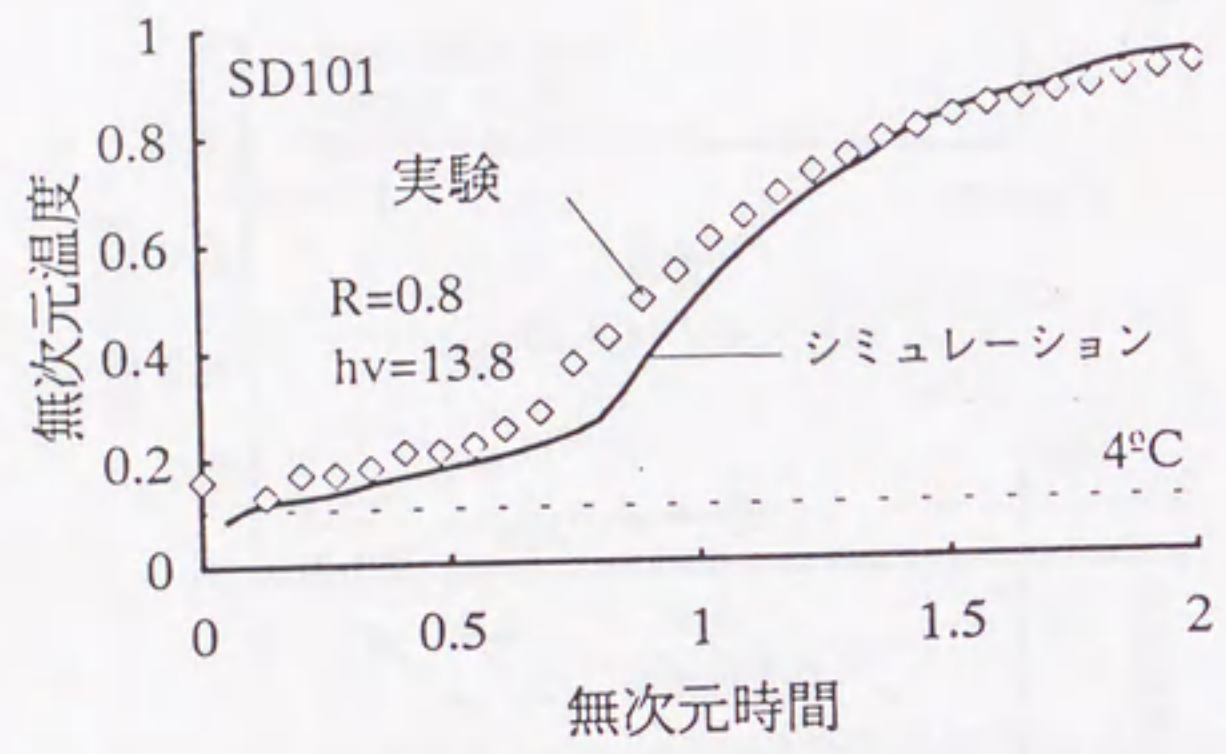
相関係数 : 0.627

8.4.1 実験との照合

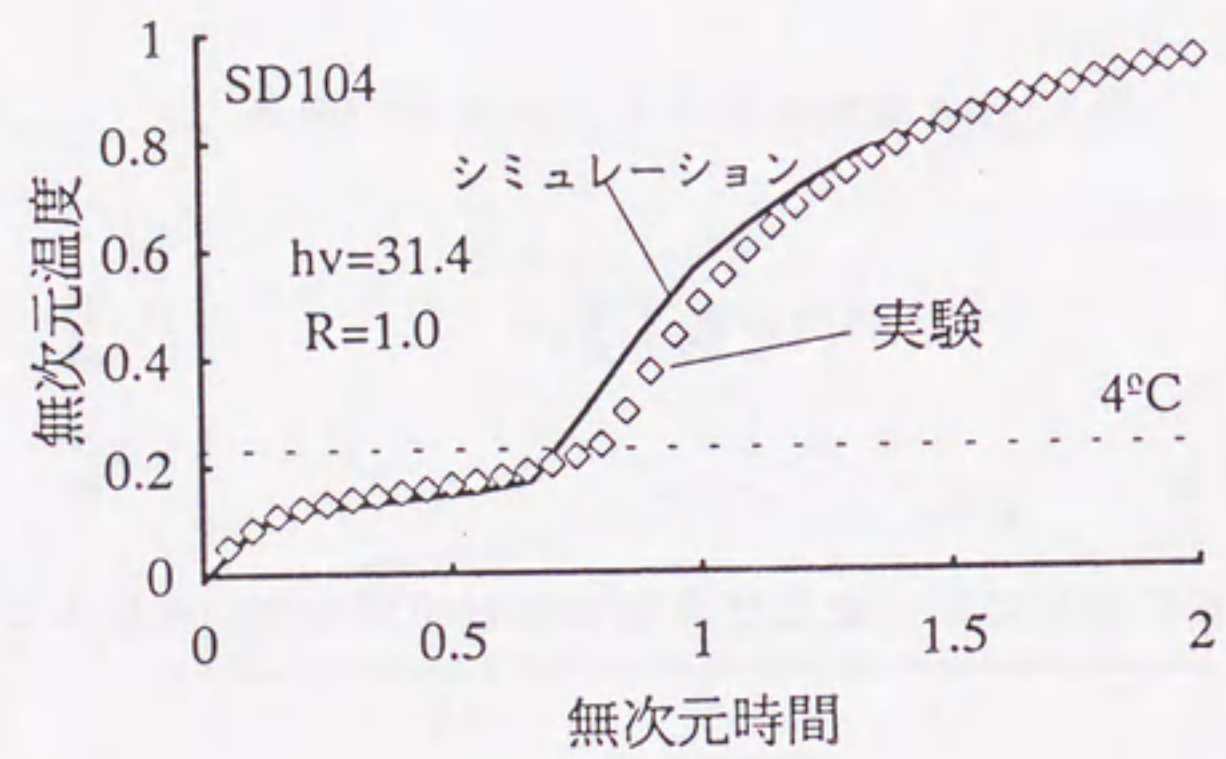
図 8.15, 8.16にこのモデルによる実験と計算値の比較を示すが、実験とよく一致していることがわかる。

8.5 入力切替え方式の検討

第 7章で、スラリーアイス型氷蓄熱槽では、解氷中と解氷後で入力方式を切替えることが有効であると考察した。この効果をシミュレーションで検討した。槽深さに対する完全混合域深さの比率 (R 値) を 0.1 と設定した場合の計算結果を図 8.17に示す<sup>66)</sup>。無次元時間 0.8

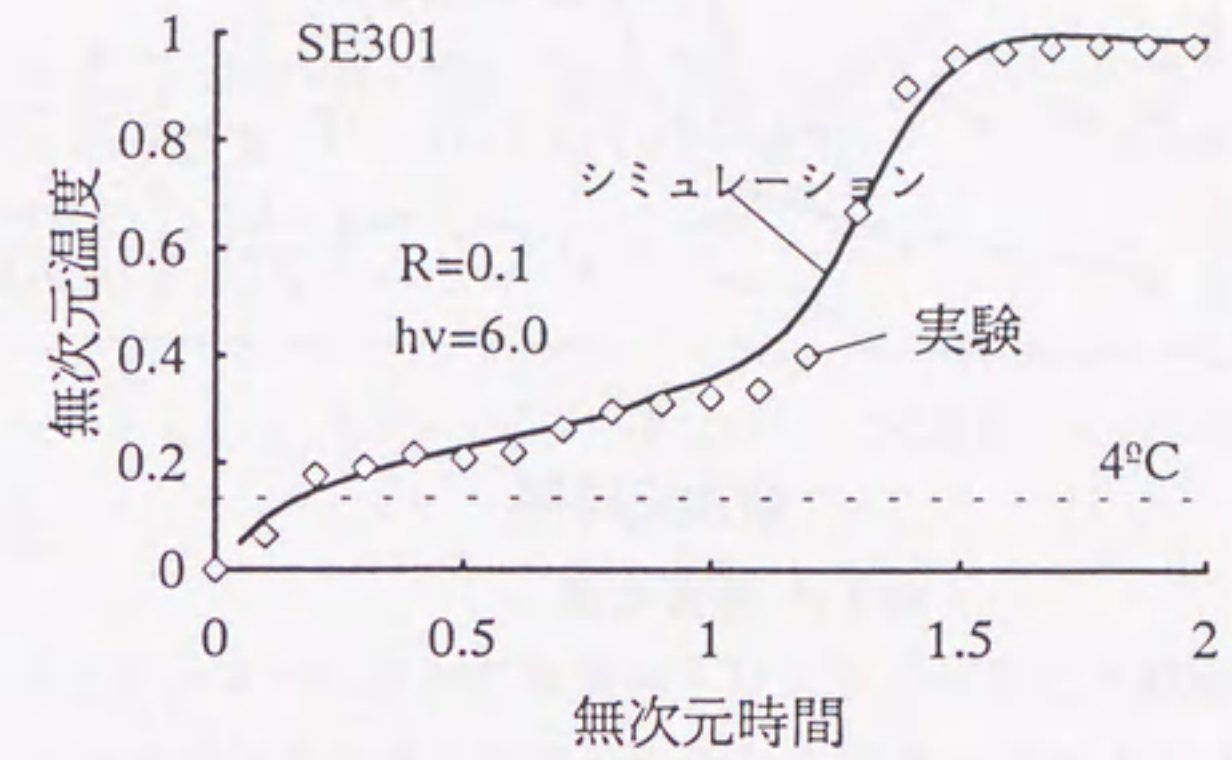


(a)

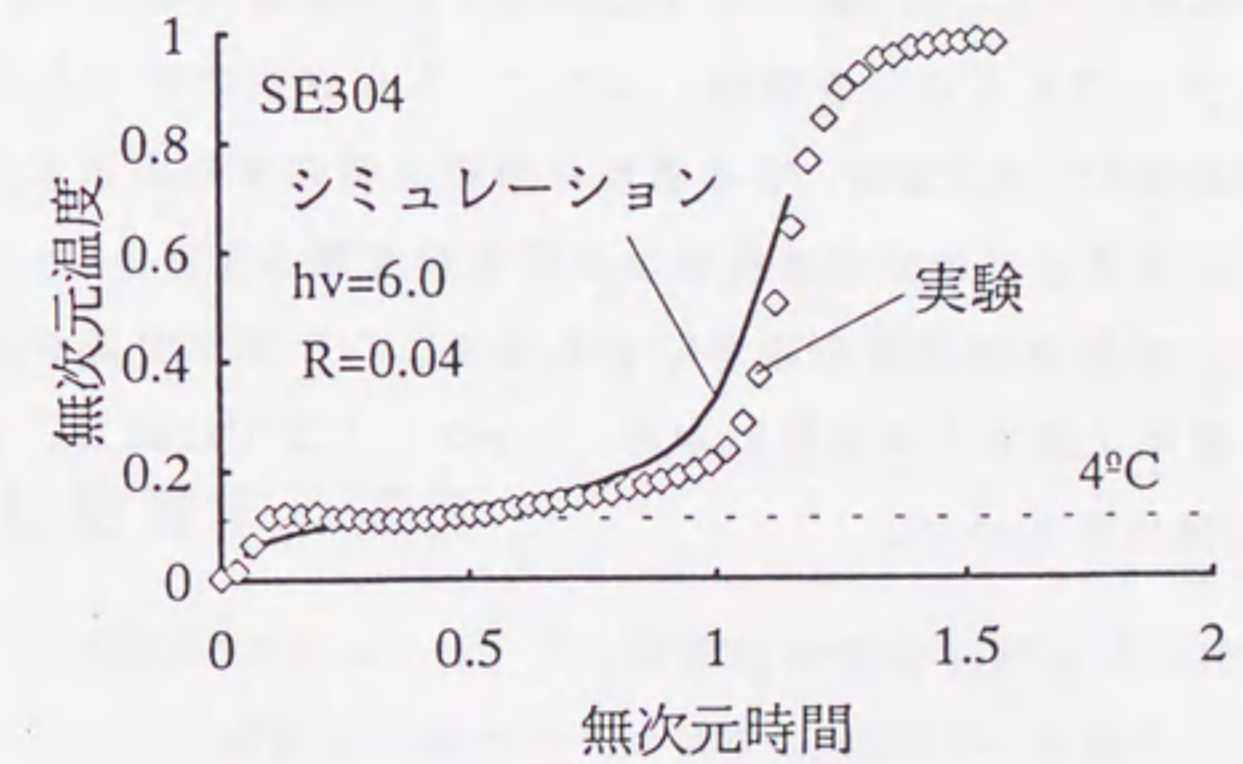


(b)

図 8.15: シャワー入力シミュレーション結果



(a)



(b)

図 8.16: パイプ入力シミュレーション結果

以降の温度立ち上がり後に温度成層の効果が見られ、温度上昇が押さえられていることがわかる。

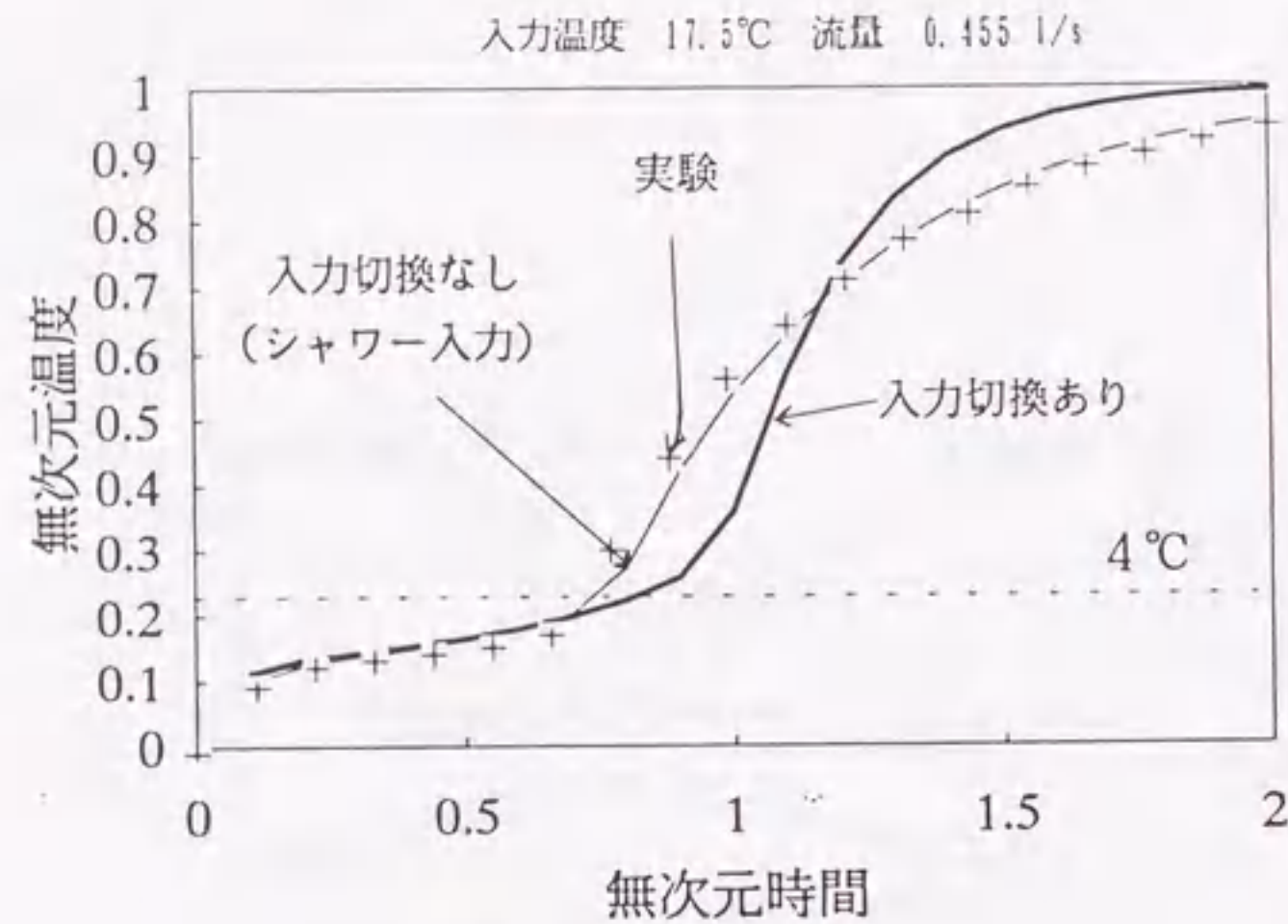


図 8.17: 計算結果

## 8.6 まとめ

体積熱伝達率を用いた、スラリーアイス型氷蓄熱槽のシミュレーションモデルを作成した。はじめに、簡単な混合モデルを用いて、体積熱伝達率導入の妥当性を確認した。さらに化学工学の分野での充てん層の熱伝達から、この扱いを検討した。

モデルの汎用性を高めるために、第5章で用いた混合モデルを導入した。実験結果から、温度成層は氷が解けてからであることを確認したので、氷存在中は氷がある部分までは温度が一様であると仮定を行った。また、氷の密度に分布を持たせることとし、この分布の仕方に3つのパターンを考え、このうち実験と合うものを選んだ。

初期完全混合域深さと体積熱伝達率を適当にすると、このモデルによる計算と実験結果はよく一致した。体積熱伝達率を実験毎に求め、シャワー入力では流量、パイプ入力では  $Ar_{in}$  と入口流速との関係を求めた。

## 第9章

# 様々な要因が蓄熱槽効率へ与える影響と容量設計法について

### 9.1 はじめに

第8, 5章で、アイスオンコイル型氷蓄熱槽およびスラリーアイス型氷蓄熱槽の動的熱特性をシミュレートするモデルを作成、実用的に十分な精度を与えることを確認した。

第1章での設計者へのアンケート調査において、設計マニュアルや設計法の不備に対する回答が多かった。前章までに開発したモデルを用いて設計のための資料作成を試みる。

第2章で考察した、蓄熱槽効率を性能指標として、モデルを用いたシミュレーションにより要因とその影響を調べる。氷蓄熱槽は空調システムに組み込まれて、刻々と変化する条件の中で使用されるものであるため、検討はシステムシミュレーションを行わなければならない。

性能に影響を与える因子を抽出しなければならず、氷蓄熱槽での検討をもとに行う。要因の数は多数になり、各要因の蓄熱槽効率に与える影響と要因の交互作用の有意性を確かめるために、実験計画法に基づいて要因の組み合わせを決めてシミュレーションを行う。

### 9.2 特性値に影響する要因

氷蓄熱槽を用いた空調システムについて、標準的な運転制御方式を考える。一次側に関して、氷蓄熱では入口三方弁制御が標準として用いられるが、氷蓄熱では冷凍機に関してはブラインあるいは冷媒の閉回路が標準となる。

二次側に関しては、氷による低温冷水の利用を考えなければならない。システムによっては、熱交換器を設けているものがあるが、低温利用という点で不利となるので標準システムとは考えない。空調機器の制御方式は、図9.1に示すように変流量二方弁制御と定流量三方弁制御、負荷側定流量・蓄熱槽側変流量入口三方弁制御が標準と考えられる<sup>27)</sup>。こ

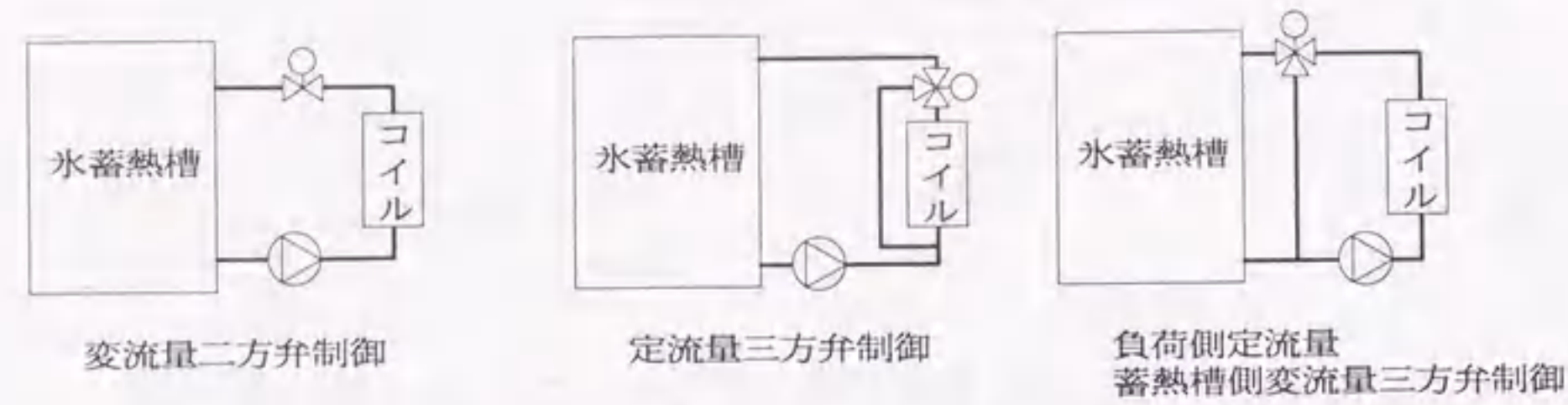


図 9.1: 氷蓄熱システムにおける二次側制御方式

これらのうち最も好ましいのは変流量二方弁制御であるが、すべての系統にこの制御方式が採用されるとは限らないので、これらの混在を想定する。

### 9.2.1 要因の選定

要因選定は氷蓄熱槽の計算結果<sup>27)</sup>をもとにして、有意性の強いものを抽出した。要因を以下に示す。

#### 1) 初期 R 値

氷蓄熱においては、初期 R 値は槽内の混合特性を決定する重要な要因であった。本計算においても、初期 R 値を設定して流速を決定し以降の計算に用いる。

#### 2) 負荷の最大最小比

負荷のパターンは最大負荷と最小負荷の比を設定した。負荷のパターンが平坦になるほど定流量系統で有利になることが考えられる。

#### 3) 定温送水の有無

図 9.1における負荷側定流量・蓄熱槽側変流量入口三方弁制御によって限界温度にて送水する制御の有無であり、変流量系統に対しては限界温度で送水することで、還水温度を高くすることができ効率向上に効果がある。

#### 4) 定流量系日負荷比

二次側負荷に定流量系の占める割合が大きいと、低負荷時に温度差が小さい入力となり槽内で混合が促進し槽内温度分布が乱れ不利となることが考えられる。

#### 5) 熱源運転時間帯

熱源運転時間は負荷時間帯との重複が蓄熱槽効率に影響する。ここでは、深夜に運転するパターンに加えて2つのパターンを設定した。

#### 6) 二次側限界温度差比

二次側限界温度差比は、二次側で受け入れられる限界の温度であり、これが大きくな

れば効率は向上する。氷蓄熱では4°C以下の出力は不安定であり、一方であまり高い限界温度は考えられないので氷蓄熱に比べてその範囲を小さくしている。

#### 7) 氷充てん率

蓄熱槽効率の定義から氷充てん率が大きくなる程効率が向上するので、槽の容量に関係する。

#### 8) 氷厚さ

アイスオンコイル方式では、氷厚さはブラインと槽内水の熱交換に影響することは、コイルの熱伝達を表す式(5.1)から明らかである。

### 9.2.2 性能評価の特性値

性能評価の特性値としては、第2.1.3項にて定義した蓄熱槽効率が第一にあげられる。4つの効率の定義を示したが、氷蓄熱換算全蓄熱槽効率 $\eta_{v1}$ を指標として取り上げる。蓄熱槽効率以外の特性値として、以下のものが考えられる。

#### 1) 蓄熱槽容量

これは蓄熱負荷と蓄熱槽効率より求まるが、諸条件から直接槽容量を求めることができるので便利である。

#### 2) 実効温度差( $\Delta\theta_{eff}$ )

比熱を1[kcal/kg]、密度を1[kg/l]とすれば、

$$V_0 = \frac{H_t}{\eta_v \cdot \Delta\theta} = \frac{H_t}{\Delta\theta_{eff}} \quad [l] \quad (9.1)$$

として槽容量を計算できるので、 $\Delta\theta_e$ は有効な指標となる。

#### 3) コイル長・熱源容量

運転時間内に蓄熱負荷を蓄えるための製氷過程での特性値であり、蓄熱槽設計のために欠くことのできない指標である。スラリーアイスでは、コイルに代わって熱交換器容量なども特性値となるが、これは装置開発に大きくかわるところとなる。空調システムにおける解氷特性を調べるうえでは重要性が少ないので、特性値として選定しない。

### 9.2.3 要因の水準

以上の性能評価指標への要因の影響を調べるためには、いくつかの水準を設けてシミュレーションを行う必要がある。要因数は8つあり、性能評価指標への影響を調べるためには水準は最低2水準でよいことになるが、要因の効果を考察するには3水準程度が必要となる。8要因3水準すべての組み合わせを検討すれば、 $3^8 = 6561$ 回のシミュレーション

を行わなければならない。簡便のために不用意にシミュレーション回数を減らすと、他の因子の影響によりある因子の効果が変化する交互作用を見逃すことがありえる。

シミュレーション回数を減らし、交互作用を見落とすことをなくするために、要因の効果を合理的に判定できる実験計画法を用いる。各要因を直交表に配置して、シミュレーションを行う。

### 9.3 システムシミュレーションについて

#### 9.3.1 システムシミュレーション概要

図 9.2 にシミュレーションに用いたシステム系統図<sup>34)</sup>を示す。システムは、冷凍機、水蓄熱槽、変流量系あるいは定流量系の空調システム、制御弁からなりたっている。シミュレーションでは、空調システムを個別の機器のつながりとして表現し、入出力に水またはブラインを用いている。それぞれの機器は、簡単な演算式あるいはシステムモデルによる計算でモデルの入出力を表現する。

前述したように、熱源側はブラインの閉回路で、三方弁制御は用いておらず、二次側は定流量三方弁制御系統と変流量二方弁制御系統の 2 系統としている。送水温度については、負荷側定流量・蓄熱槽側変流量入口三方弁制御によって限界温度にて送水する制御を行う。

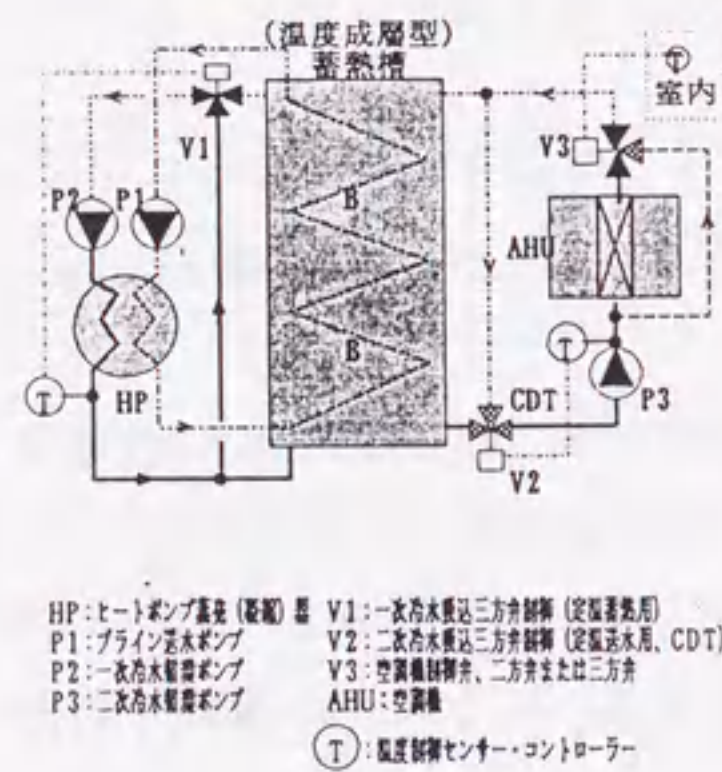


図 9.2: シミュレーションシステム系統図<sup>34)</sup>

#### 9.3.2 システムシミュレーションフロー

図 9.3 にシステムシミュレーションフローシートを示す。適切な IPF を生成する熱源の容量と、与条件による解氷過程で二次側の要求を満足する蓄熱槽の容量を算出する。初期値

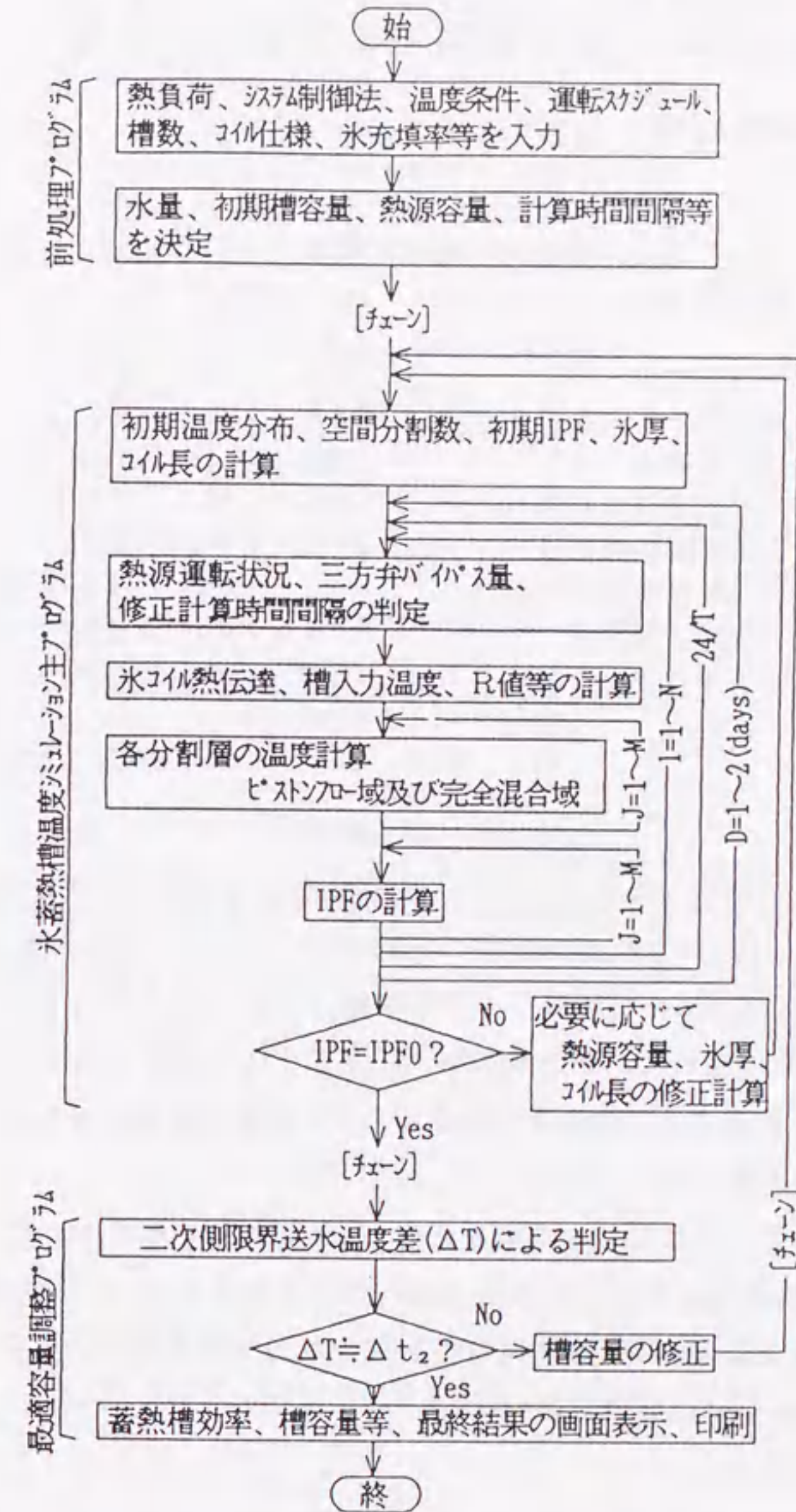


図 9.3: システムシミュレーションフローシート



を設定して、計算を行い最終的な出口温度を限界温度と比べて、その過不足により修正計算を行なう。

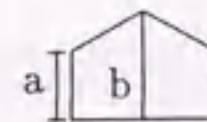
### 9.4 アイスオンコイル型氷蓄熱での各要因の影響

#### 9.4.1 氷蓄熱単独運転<sup>34)</sup>

表 9.1: 要因水準表

要因名	水準		
	1	2	3
A:初期 R 値	0.1	0.3	0.7
B:負荷の最大最小比 (a/b) *	0.8	0.5	0.2
C:定温送水	無	有 (1)	有 (2)
D:定流量系日負荷比	0.2	0.5	0.8
E:熱源運転時間帯	0 - 22	7 - 22	22 - 8
F:二次側限界温度差比	0.3	0.4	0.6
G:氷充てん率	0.1	0.3	0.5
H:氷厚さ [m]	0.02	0.028	0.036

\* a,b は右図による



実験条件を表 9.1 に示す。IPF の設定について、第 3 章にて IPF が 10% と 20% の無次元応答に差が無かったこと、第 5 章で考察したコイルの流れへの影響を示すパラメータ  $\omega$  が 0.8 程度であることから、IPF30% までは同一モデルが適用可能と考えられる。IPF50% 程度の高密度条件ではモデルの適用に不安が残るが、このような密度のシステムも実用化されており、水準の感度を確認するために条件を設定した。水準数は精度を上げるために 3 水準とし、直交表は  $L_{81}$  を用いた。

要因として、9.2.1 で検討したものを取り上げ、それぞれに 3 水準を設定し計算を行った。ここでは、結果のみを記述するが詳細は文献<sup>32, 34)</sup>を参照されたい。表 9.2 に実験結果を分散分析し、5% 以上有意の要因、交互作用を抽出した効果推定表である。以下にそれぞれの特性値に与える各要因の影響を述べる。

##### 1) 蓄熱槽効率 ( $\eta_{v1}$ )

氷充てん率が支配的なのは、蓄熱槽効率の定義においてその分子に直接影響するからである。運転時間帯は氷蓄熱とは異なって分離運転の方が有利となるのは水密度 4°C 最大の影響であろう。氷厚は充てん率と若干の交互作用を有する。その他は氷蓄熱の場合と傾向は似ている。

表 9.2: 蓄熱槽効率分散分析結果

\*日負荷 46,200 MJ あたりの値

要因名	蓄熱槽効率			実効温度差 [°C]			蓄熱槽容量 * [m <sup>3</sup> ]		
平均値 ± 標準偏差	2.43 ± 0.11			36.39 ± 1.60			239 ± 22.73		
B	0.06	-0.00	-0.06	0.90	-0.01	-0.89	-15.32	-3.84	19.16
C	-0.06	0.04	0.02	-0.85	0.60	0.24	9.62	-4.77	-4.84
D	0.08	-0.04	-0.04	1.24	-0.63	-0.60	-10.61	4.78	5.83
E	-0.15	0.06	0.09	-2.27	0.86	1.41	-54.65	-4.65	59.30
F	-0.12	0.03	0.10	-1.81	0.38	1.43	18.07	-5.04	-13.02
G	-1.00	0.02	0.98	-14.93	0.24	14.70	134.73	-39.88	-94.85
H	-0.03	-0.01	0.04	-0.39	-0.22	0.61			
D × E	-0.06	0.04	0.02	-0.93	0.62	0.31			
	0.01	-0.00	-0.01	0.19	-0.07	-0.11			
	0.05	-0.04	-0.01	0.74	-0.55	-0.20			
E × G	-0.05	0.01	0.04	-0.70	0.10	0.60	-17.08	2.79	14.30
	0.04	-0.07	0.03	0.58	-1.01	0.44	-9.86	8.97	0.88
	0.01	0.06	-0.07	0.12	0.91	-1.04	26.94	-11.76	-15.18
G × H	0.01	0.01	-0.02	0.14	0.16	-0.30			
	0.01	0.04	-0.05	0.09	0.59	-0.68			
	-0.01	-0.05	0.07	-0.22	-0.76	0.98			

表 9.3: 熱源容量分散分析結果

\*日負荷 46,200 MJ あたりの値

要因名	コイル長 * [km]			熱源容量 * [RT]		
平均値 ± 標準偏差	12.00 ± 1.12			806 ± 141.7		
B	-0.44	-0.39	0.83			
C	0.49	-0.46	-0.03			
D	-0.36	0.15	0.21	20.08	-3.27	-16.81
E	-3.09	-0.27	3.36	-367.87	-188.43	556.30
F	0.69	-0.20	-0.49	-11.87	-6.73	18.60
G	0.69	-0.20	-0.49	-11.87	-6.73	18.60
H	5.71	-1.30	-4.41	-129.93	-98.60	228.53
D × F	-0.27	0.72	-0.44	-65.94	-121.53	187.47
	0.65	-0.31	0.34	-88.44	172.08	-83.64
	-0.38	-0.41	0.79	154.38	-50.55	-103.83
E × G	1.31	-0.08	-1.23			
	-0.10	0.56	-0.46			
	-1.21	-0.48	1.69			
G × H	-2.01	0.46	1.55			
	-0.05	0.01	0.04			
	2.05	-0.47	-1.58			

## 2) 実効温度差

蓄熱槽効率  $\eta_{v1}$  と設計最大温度差 (15°C) との積であるから、上述の  $\eta_{v1}$  と同じである。

## 3) 蓄熱槽容量

蓄熱負荷と蓄熱槽効率の大きさに依存するから、前者からは運転時間帯が、後者からは氷充てん率がより大きな寄与率をもって影響する。

## 4) コイル長

これは蓄熱負荷と氷充てん率・氷厚に依存する。前者は運転時間帯により、後者は要因そのものであり、充てん率は正の効果を、氷厚は負の効果を有するものも当然である。

## 5) 熱源容量

運転時間帯そのものが影響するのは当然であり、ついで蒸発温度に影響する氷厚が大きな寄与率を有するものも当然の結果である。

9.4.2 氷蓄熱と水蓄熱の併用運転<sup>34)</sup>

以上では、蓄冷運転・放冷運転を別個にシミュレーションしたが、氷蓄熱システムでは、冷凍機により冷水製造運転を併用し、昼間の COP 向上をねらう場合がある。本シミュレーションシステムにおいて、水蓄熱運転を追加して COP 向上、ピークシフトへの効果を調べる。

計算条件は、熱源運転を全日運転として、氷蓄熱運転時間帯を全日の場合と夜間のみの場合の2種類設定した。槽数を1槽と2槽の複数槽とし、その他の要因は9.4.1の結果をもとに効果の小さいものは固定条件とし、主効果の大きいもののみ取り上げた。また、併用運転こ効果を定量的に確認することが目的であるので、本項ではそれぞれの水準は2とし、直交表は  $L_{32}$  を用いた。要因水準を表9.4に示す。2槽の場合は、ブライン流は並列に下から上へ、水流は直列に流すものとしている。9.4.1と同様にここでは、結果のみを記述するので、詳細は文献<sup>34)</sup>を参照されたい。

表9.5に、実験結果を分散分析し、5%以上の有意の要因、交互作用を抽出した蓄熱槽効率推定表を示す。氷充てん率の主効果が大きいのはすでに判っているところであるが、氷蓄熱運転時間帯が強く有意である。これは、水蓄熱熱源運転時間帯の方が冷凍機能力が大きくなるからである。全日運転では、水-氷併用蓄熱が有利であることを示す。

## 9.5 過冷却利用スラリーアイス型氷蓄熱槽での各要因の影響

アイスオンコイル型氷蓄熱槽と同様に、過冷却水利用スラリーアイス氷蓄熱槽について、蓄熱槽効率への要因の効果を分析する。

システムシミュレーションは、氷蓄熱槽については8章でのモデルを用い、二次側では設

表9.4: 水蓄熱併用運転の要因水準表

要因名	水準	
	1	2
B:負荷の最大最小比	0.8	0.2
C:氷蓄熱運転時間帯	0-24	22-8
D:定温送水	有	無
E:定流量系日負荷比	0.2	0.8
F:氷充てん率	0.1	0.3
G:槽数	1	2
H:二次側限界温度差比	0.5	0.7

固定条件

・R = 0.3, 氷厚さ = 25mm

・熱源運転時間帯 0:00 ~ 24:00

表9.5: 氷-水併用型蓄熱の効率推定表

要因名	蓄熱槽効率	
平均値	2.19 ± 0.65	
B *	-0.24	0.24
C **	-0.38	0.38
F **	-0.43	0.43
B × C *	0.23	-0.23
	-0.23	0.23
B × E *	0.22	-0.22
	-0.22	0.22
C × F *	-0.21	0.21
	0.21	-0.21
E × F *	-0.27	0.27
	0.27	-0.27

\*\* 1%有意, \* 5%有意

定された負荷と水温および流量をバランスさせる静的なモデルを用いた。運転開始時に蓄熱槽槽効率を設定し、運転終了時間での出口温度と二次側限界温度を比較し、差があれば蓄熱槽効率を修正する。蓄熱槽効率決定のアルゴリズムには、二分法を用い蓄熱槽効率の初期値を0.5と10とした。

## 9.5.1 要因の選定

表9.6に要因と水準を示す。第9.2節で考察した要因を基礎とし、その解析結果をスラリーアイスモデルの特性と勘案して決定する。製氷方式が異なるので、氷厚さは要因とならな

い。また、熱源容量を求めるための熱源運転時間帯について以下のような理由で要因から省いた。スラリーアイス型製氷は、製氷が進行しても冷凍機の COP が低下しない製氷方式であること、製氷あるいは冷却運転を行うと槽内水を循環するので混合を促進させるので効率向上の観点から好ましくないことが理由である。

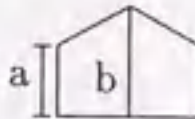
アイスオンコイルと同様に、初期 R 値により入力流速を決定する。スラリーアイス方式では、8.5節で述べたように、途中からパイプ入力に切替えて温度成層の効果により効率を向上させることができる。要因の設定として、水準 1,2 は入力の切替えのある場合で、切替後の槽深さに対する完全混合域深さの比を設定している。水準 3 は切替えを行わない場合である。二次側コイルの温度差は 10°C とした。

### 9.5.2 計算結果と考察

以上の要因の蓄熱槽効率への影響の程度を調べるため、要因と水準を直交表  $L_{81}(3^{40})$  に割り付け計算を行った。

表 9.6: 要因と水準

要因名	水準		
	1	2	3
A: 初期 R 値	0.1	0.3	1.0
B: 日負荷の最小最大比 (a/b) *	0.8	0.5	0.2
C: 定温送水	無	有	無
D: 定流量系負荷比	0.2	0.5	0.8
E: 二次側限界温度差比	0.3	0.4	0.6
F: 氷充てん率	0.1	0.3	0.5

\* a, b は右図による 

分散分析結果を表 9.7 に示す。表 9.8 に、効果推定表を示す。有意な要因として、表 9.6 の A ~ F が抽出され、この中で C の定温送水と F の IPF の寄与が大きく、この組合せの交互作用のみが有意となっている。つぎに影響が大きいものは、B の負荷の最大最小比である。以下に各要因の影響を考察する。

#### 1) 初期 R 値

初期 R 値および入力方式切替えの有無は、各要因のうちで影響が最も小さい。これは、図 8.17 での解氷後の立ち上がりにおいて、応答によっては大きな差にならない場合があることが、この影響を小さくしていると考えられる。

#### 2) 日負荷の最小最大比

日負荷の最大最小比が大きくなると、負荷パターンが平坦になる。負荷の最大最小比は、この値が大きいものすなわち負荷の変化が少ないものが、効率が大きくなる。

表 9.7: 分散分析結果

要因	自由度	変動	不偏分散	F 値
A	2	0.7	0.4	40 *
B	2	2.3	1.2	124.0 **
C	2	5.6	2.8	299.5 **
D	2	0.9	0.44	46.4 *
E	2	0.9	0.46	49.2 *
F	2	64.0	32.0	3411 **
C × F	4	0.6	0.31	32.7 *
誤差	28	0.26	0.01	

\* 5% 有意

\*\* 1% 有意

表 9.8: 蓄熱槽効率推定表

要因	要因効果		
	基準値	2.123 ± 0.198	
	水準 1	水準 2	水準 3
A	0.133	-0.043	-0.090
B	0.210	-0.004	-0.206
C	0.177	-0.372	0.195
D	-0.123	-0.009	0.131
E	-0.116	-0.027	0.142
F	-1.085	-0.009	1.093
C × F	C1	C2	C3
F1	-0.996	-1.242	-1.016
F2	0.175	-0.386	0.186
F3	1.353	0.513	1.414

これは、なるべく一定の流量が槽に入力することが、解氷時の混合を促し効率の向上へつながることを示している。

#### 3) 定温送水の有無

スラリーアイスでは、定温送水があると槽の効率が低下しており、アイスオンコイル型と逆の傾向を示す。第 6 章の実験結果では低温を取出すためには、流量を大きく温度を低くする方がよいことを確認している。定温送水を行うことは、高温水を少量入力することになり、槽の出口温度を早く高めることになることが原因であると考えられる。

#### 4) 定流量負荷比

定流量負荷比の影響が逆になっているの同様の理由で、定流量系統の受け持ち負荷が増えるほど、蓄熱槽効率が向上する。一般に蓄熱槽では、変温度となる定流量系

は、槽の混合を促進させるので不利とされる。スラリーアイスを用いた氷蓄熱槽では、成層型蓄熱槽やアイスオンコイル型で効率が低下するような条件で、逆に効率が向上する。

#### 5) 二次側限界温度差比

二次側への送水限界温度が高くなるほど、槽効率が高くなっており、これは蓄熱槽から取出せる熱量が増えることが当然の傾向である。

#### 6) IPF

IPFは蓄熱槽効率に直接影響するものなので、これが大きくなると蓄熱槽効率も大きく、当然寄与も大きい。

### 9.6 まとめ

アイスオンコイル型氷蓄熱槽およびスラリーアイス型氷蓄熱槽の熱特性モデルにより、蓄熱槽効率に影響を与える要因の影響を調べ、設計のため資料を提案した。

アイスオンコイル型氷蓄熱槽では、要因に初期R値、負荷の最小最大比、低温送水の有無、定流量系日負荷比、熱源運転時間帯、二次側限界温度差比、氷充てん率、氷厚さを選定した。蓄熱槽効率への影響は、氷充てん率と二次側限界温度差比の影響が大きく、これは蓄熱槽効率の定義から妥当である。

スラリーアイス型氷蓄熱槽では、アイスオンコイル型と同様の結果にくわえ、定温送水の有無と定流量系日負荷比の影響がアイスオンコイル型と逆に現れ、氷の存在のしかたの違いが影響している。

## 第10章

### 結言

#### 研究成果のまとめ

本論文は、空気調和における氷蓄熱システムの熱特性を明らかにするとともに容量設計法について提案し、氷蓄熱槽の最適な計画を目指すものである。

第2章において、氷蓄熱システムの評価法および、効率の表し方と熱特性に与える要因を整理した。

第3章では、アイスオンコイル型製氷でIPFの比較的小さいケースを実験した。スケールの異なる模型間で模型実験を行う際に必要となる相似側の検討を簡単な解氷モデルから行った。氷と水の熱伝達を相似とするのは困難であるが、IPFが小さい条件で、これを無視して実験条件を設定しても、相似性が成立することを確認した。

解氷特性と混合特性の考察から、槽の熱特性に影響を与える因子として、 $Ar_{in}$ 、流入熱量、IPFを選定し、これらを変化させて実験を行った。その結果熱特性は、温度成層を形成しながら解氷、完全混合状態で解氷後、温度成層を形成、完全混合状態のまま推移という3つのパターンに分類できた。

氷蓄熱槽でしばしば行われるかくはんの効果について、製氷実験では、製氷時間への影響を分散分析したところ、かくはん量が多いほど、ブライン温度が低いほど、ブライン流量が多いほど、製氷時間を短縮できる。解氷実験では、かくはんにより槽の温度成層が形成されなくなる。したがって、IPFが小さい場合にはかくはんは行わない方がよいという結論を得た。

第4章では、槽内に高密度コイルを側部、中央、上部、下部に偏在して設置して実験を行った。製・解氷を総合的に判断すると、中央配置が優れているとの結論を得た。

中央配置について、第3章と同様に $Ar_{in}$ と流入熱量を変化させて実験を行った。出口応答に $Ar_{in}$ が支配的であり、その傾向はらせんコイル実験と同じであった。

2槽連結しコイルを2つ設置して実験を行ったが、コイルの数と縦横比が出口応答に与

える影響は少なく、中央偏在配置と大きな差はなかった。

単槽にコイルを2つ入れ、IPFを約30%と大きくした実験を行った。この程度の高密度コイルでは、かくはん量を増やすと低温取出しの可能性があることを確認した。かくはんを行わない実験では、熱特性はらせんコイルおよび中央配置と同様の傾向を示した。

以上の実験結果について、槽の熱特性の傾向を定量化するために、第2章で展開した、単位蓄熱槽効率と単位蓄熱率と入口条件との関係を求めた。

第5章において、槽内をかくはんしない場合のアイスオンコイル型氷蓄熱槽は、温度成層水蓄熱槽に類似することから、温度成層型氷蓄熱槽で開発されたモデルを適用した。

槽内にヒートシンクであるコイルについて、表面熱伝達率に実験値を用い、解氷過程ではこれに補正を加えることで、氷と水の熱伝達を求めた。混合モデルは、槽内を完全混合域と押し出し流れに分けるもので、製氷コイルのこれらの領域の大きさに与える影響を補正係数の形で表現し、これを実験との照合より求めた。モデルによる計算は実験値とよい一致を見た。

製氷過程では、ライン温度が変化し、これが冷凍機の出力に影響する。これを、COPの理論式を用いて補正するアルゴリズムを加え、製氷時の冷凍機の挙動をシミュレートできるようにした。

第6章では、水の過冷却現象を利用したスラリーアイス型氷蓄熱槽について、製氷特性を実験により調べた。シャワーによる解氷実験では、氷が存在する間の低温出力期間の温度が、 $4^{\circ}\text{C}$ 以下を保つ場合とそうでない場合があった。 $4^{\circ}\text{C}$ からの上下は流入熱量だけの影響ではなく、流入熱量が大きくても入力温度と流量によっては、 $4^{\circ}\text{C}$ 以下を取出すことができる。低温が取出せるのは入力温度が低く、流量が大きい場合であり、これは浮遊している氷をバイパスする流れによる。

第7章では、温度成層の効果を狙うために、槽側部からのパイプ入力実験を行った。温度成層が形成されるが、解氷中の低温出力期間の温度は $4^{\circ}\text{C}$ を超え、最も成層化する条件でも $4^{\circ}\text{C}$ をやや上回る出力しか得られなかった。

低温が得られないのは、混合が少ないため、 $A_{r_{in}}$ を極端に小さくした実験を行った。流量が極めて大きい場合には、流量が小さい場合よりも低温を取出すことができるが、槽内の混合状態を考えると現実的ではない。

入力口径を小さくして分散させた実験を行い、混合を促進した場合を調べた。シャワー入力に近い応答が得られたが、この場合も流速が大きく槽内は完全混合となる。

第8章では、体積熱伝達率を用いた、スラリーアイス型氷蓄熱槽のシミュレーションモデルを作成した。第5章で用いた混合モデルを導入し、混合域の設定と水の密度に分布モデルを考案し、モデルによる計算と実験結果はよく一致した。体積熱伝達率を実験毎に求

め、シャワー入力では流量、パイプ入力では $A_{r_{in}}$ と入口流速との関係を求めた。

第9章では、熱特性モデルを使って、蓄熱槽効率への各種要因の影響を調べ、容量設計法について考察した。

アイスオンコイル型氷蓄熱槽では、要因に初期R値、負荷の最小最大比、低温送水の有無、定流量系日負荷比、熱源運転時間帯、二次側限界温度差比、氷充てん率、氷厚さを選定した。蓄熱槽効率への影響は、氷充てん率と二次側限界温度差比の影響が大きく、これは蓄熱槽効率の定義から妥当である。

スラリーアイス型氷蓄熱槽では、アイスオンコイル型と同様の結果にくわえ、定流量系日負荷比の影響がアイスオンコイル型と逆に現れ、氷の性質の違いが影響している。

代表的な製氷方式である、アイスオンコイル型とスラリーアイス型について、模型実験による熱特性の把握、シミュレーションモデルの作成、そして設計に用いることのできる蓄熱槽効率推定表を作成した。これにより、アンケート結果から設計法が不十分であった氷蓄熱システムについて、工学的に有用なデータが提供できたと考える。

## 今後の課題

氷蓄熱槽の代表的な製氷方式について、熱特性の把握ができ、容量設計の方法を提案したが、氷蓄熱槽は空気調和システムで用いられるものである。本論文は、槽単体の熱特性に範囲を限定したが、以下のような事項が課題としてあげられる。

- システム設計の最適化方法に関する問題。

時々刻々変化する条件において、氷蓄熱槽を含むシステムがどのように運転されていくのか、どのようなシステムが最適であるのかという問題については、本論文では明確な答えが得られない。この解決には、システムシミュレーションツールによる検討が不可欠であり、本論文のモデルを既存のシミュレーションシステムへ統合するなどの方法が考えられる。

- 氷蓄熱の省エネルギー性の検討

氷蓄熱のデメリットとして、冷凍機成績係数の低下によるエネルギー消費の増大があげられる。低い温度で蓄熱するので、これは避けがたい事実であるが、低温で送水し温度差を十分とるシステムとして取り戻すことができる。これを実現するには、低温吹出し方式の開発、標準システムの提案に加えて、低湿度での温冷感指標の確立も重要な課題である。

- 環境保全効果の推定

人類の活動の発展に伴って、地球温暖化などの環境問題が深刻化している。このような問題の解決方法は、エネルギー消費量を抑えることであるが、蓄熱を用いてピークシフトをするとどのような効果がえられるのか。特に、氷蓄熱の場合には設置に場所をとらないので、数多くの設置が可能である。現実の普及には多くの問題を残すが、広い視点から蓄熱システムを考えることも課題と考える。

## 本論文に関する発表論文

### 審査論文

- 氷蓄熱槽の熱特性に関する研究第1報らせん型アイスオンコイル体積配置方式氷蓄熱槽の熱的応答. 空気調和・衛生工学論文集, No. 46, 1991. 山羽基, 中原信生, 福永和広.
- 氷蓄熱槽の熱特性に関する研究第2報チューブコイル型アイスオンコイル偏在配置方式氷蓄熱槽の熱的応答. 空気調和・衛生工学論文集, No. 48, 1992. 中原信生, 福永和広, 山羽基.
- 氷蓄熱槽の熱特性に関する研究第3報アイスオンコイル型氷蓄熱槽のシミュレーションモデル蓄熱槽効率推定表の作成. 空気調和・衛生工学論文集, No. 56, 1994. 中原信生, 福永和広, 山羽基.
- 氷蓄熱槽の熱特性に関する研究第4報過冷却水製氷式スラリーアイス型氷蓄熱槽の熱特性について. 空気調和・衛生工学論文集(投稿中), No. 99, 1995. 山羽基, 中根理恵, 中原信生.

### 口頭発表

- 氷蓄熱槽の性能予測に関する研究第2報模型実験装置と大小模型による相似側の検討. 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, 1984. 中原信生, 山羽基, 白土弘貴.
- 氷蓄熱槽の性能予測に関する研究第3報模型実験による槽内熱的応答の検討. 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, 1984. 山羽基, 中原信生.
- 氷蓄熱システムに関する研究第18報高氷充てん率アイスオンコイル氷蓄熱槽の熱特性. 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, 1991. 山羽基, 中原信生.
- 氷蓄熱システムに関する研究第20報IPFの大きなアイスオンコイル氷蓄熱槽の放熱温度特性. 日本建築学会東海支部研究報告集, 1992. 山羽基, 中原信生, 中根理恵.

- 蓄熱システムに関するアンケート調査. 日本建築学会大会学術講演会梗概集, 1992. 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会講演論文集, 1992. 中根理恵, 山羽基, 中原信生.
- ダイナミック型氷蓄熱槽の解氷放冷特性に関する研究. 日本建築学会東海支部研究報告集, 1993. 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. 空気調和・衛生工学会講演梗概集, 1993. 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2. 空気調和・衛生工学会講演梗概集, 1993. 山羽基, 中根理恵, 中原信生.
- ダイナミック型氷蓄熱槽のシミュレーションモデルの開発 その2. 日本建築学会大会学術講演会梗概集, 1994. 中根理恵, 山羽基, 中原信生.
- ダイナミック型氷蓄熱槽の熱特性に関する研究その2. 日本建築学会東海支部研究報告集, 1994. 中根理恵, 山羽基, 中原信生.
- ダイナミック型氷蓄熱槽の熱特性に関する研究その3 解氷時の入力方法による応答の比較. 日本建築学会大会学術講演梗概集, 1994. 中根理恵, 山羽基, 中原信生.
- ダイナミック型氷蓄熱槽のシミュレーションモデルの開発 その1. 日本建築学会大会学術講演会梗概集, 1994. 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3 蓄熱槽効率推定表の作成. 空気調和・衛生工学会講演梗概集, 1994. 山羽基, 中根理恵, 中原信生.
- ダイナミック型氷蓄熱槽の熱特性に関する研究その1. 日本建築学会東海支部研究報告集, 1994. 山羽基, 中根理恵, 中原信生.
- ダイナミック型氷蓄熱槽の熱特性に関する研究その4 熱的動特性に影響するパラメータについて. 日本建築学会大会学術講演梗概集, 1994. 山羽基, 中根理恵, 中原信生.

## 参考文献

(筆頭者姓のアルファベット順)

- 1) Van D. Baxter. Ice-maker heat pump harvesting scheme development and ice-packing density. *ASHRAE Transaction CH-81-23*, 1981.
- 2) P. O. Fanger. *Thermal comfort*. Danish Technical Press, 1970.
- 3) 福永和広. 空気調和における氷蓄熱槽の応答性能に関する研究. Master's thesis, 名古屋大学, 1989.
- 4) 福永和広, 中原信生, 奥宮正哉, 川端秀樹. 氷蓄熱システムに関する研究第6報コイル型氷蓄熱における空気かくはんが製氷過程に及ぼす影響について(その2). 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, 1987.
- 5) 福永和広, 奥宮正哉, 中原信生. チューブコイル型氷蓄熱槽の熱的応答に関する予備実験氷蓄熱システムに関する研究第8報. 日本建築学会東海支部研究報告集, 1988.
- 6) 福永和広, 中原信生, 奥宮正哉. 偏在式高密度チューブコイル型氷蓄熱槽の熱的応答(氷蓄熱システムに関する研究第9報). 日本建築学会学術講演梗概集, 1988.
- 7) 福永和広, 中原信生, 奥宮正哉. 氷蓄熱システムに関する研究第11報偏在式高密度チューブコイル型氷蓄熱槽の熱的応答その2. 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, 1988.
- 8) 福永和広, 中原信生, 奥宮正哉. 氷蓄熱システムに関する研究第13報高密度コイル局部配置型氷蓄熱の解氷時の諸特性について. 日本建築学会東海支部研究報告集, 1989.
- 9) A. P. Gagge. Standard effective temperature - a single temperature index of temperature sensation and thermal discomfort. In *Proc. of the CIB Commission W45*, 1973.
- 10) 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, Vol. 64, No. 7, 1990.
- 11) ヒートポンプ蓄熱技術に関する調査委員会編. ヒートポンプ蓄熱技術に関する調査報告書. (社)日本機械工業連合会(財)ヒートポンプ技術開発センター, 1994.

- 12) 高密度蓄熱式ヒートポンプ研究会編. 高密度蓄熱式ヒートポンプ研究会平成5年度蓄熱技術に関する調査報告書. (財)ヒートポンプ技術開発センター, 1994.
- 13) 射場本忠彦, 相楽典泰, 荒井良延, 武田仁, 鈴木宏和. 大型建物を対象とした氷蓄熱方式の研究(その2)蓄冷過程および放冷過程の実験結果. 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, 1983.
- 14) 射場本忠彦. 氷蓄熱空調システム概論. 冷凍, Vol. 62, No. 714, 1987.
- 15) 位上啓一. レブロードアイスバンク氷蓄熱空調システム. 空気調和と冷凍, Vol. 28, No. 11, 1988.
- 16) 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冷媒の自然循環空調システム. 空気調和・衛生工学, Vol. 64, No. 7, 1990.
- 17) 化学工学協会編. 化学工学便覧改訂四版. 丸善, 1978.
- 18) 片山功蔵, 服部賢. 凍結を伴う熱伝導の研究. 機論, Vol. 40, No. 333, 1976.
- 19) 川端秀樹, 中原信生, 相良和伸. 蓄熱槽の特性解析に関する研究-その14-運転シミュレーションのための実用 $\tau$ 値モデル. 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, 1985.
- 20) 川端秀樹, 奥宮正哉, 中原信生. 氷蓄熱システムに関する研究(その4)製氷時における槽内かくはんが及ぼす影響. 日本建築学会東海支部研究報告集, 1987.
- 21) 国井大蔵. 熱的単位操作(上). 丸善, 1976.
- 22) 宮坂明雄. 米国における氷蓄熱システムの動向. 冷凍, Vol. 62, No. 714, 1987.
- 23) 森康夫, 土方邦夫. エンジニアリング・サイエンス講座流れと熱の工学II, pp. 206-209. 共立出版, 1977.
- 24) 中原信生. 蓄熱運転の実際と運転効率の向上. 空気調和・衛生工学, Vol. 50, No. 9, 1976.
- 25) 中原信生. 日本における蓄熱システムの設計と制御のための理論・解析・手法. 空気調和・衛生工学, Vol. 56, No. 5, 1982.
- 26) 中原信生. 詳解ビル・建築設備の省エネルギー. 省エネルギーセンター, 1983.
- 27) 中原信生, 相良和伸, 辻本誠. 蓄熱槽に関する研究第3報運転シミュレーションを用いた実験計画法による連結完全混合型蓄熱槽の蓄熱槽効率の推定. 空気調和・衛生工学会論文集, No. 20, 1982.

- 28) 中原信生. 蓄熱槽の性能評価について. 日本建築学会東海支部研究報告集, 1983.
- 29) 中原信生. 氷蓄熱槽の性能予測に関する研究第1報システムと性能評価に関する考察. 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, 1984.
- 30) 中原信生, 山羽基, 白土弘貴. 氷蓄熱槽の性能予測に関する研究第2報模型実験装置と大小模型による相似側の検討. 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, 1984.
- 31) 中原信生. 氷蓄熱槽のシミュレーション, 実験との照合(氷蓄熱システムに関する研究, 第12報). 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, 1988.
- 32) 中原信生. アイスオンコイル式氷蓄熱槽の蓄熱槽効率の推定. 日本建築学会東海支部研究報告集, 1992.
- 33) 中原信生, 福永和広, 山羽基. 氷蓄熱槽の熱特性に関する研究第2報チューブコイル型アイスオンコイル偏在配置方式氷蓄熱槽の熱的応答. 空気調和・衛生工学論文集, No. 48, 1992.
- 34) 中原信生, 福永和広, 山羽基. 氷蓄熱槽の熱特性に関する研究第3報アイスオンコイル型氷蓄熱槽のシミュレーションモデル蓄熱槽効率推定表の作成. 空気調和・衛生工学論文集, No. 56, 1994.
- 35) 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会講演論文集, 1992.
- 36) 中根理恵, 山羽基, 中原信生. 蓄熱システムに関するアンケート調査. 日本建築学会大会学術講演会梗概集, 1992.
- 37) 中根理恵, 山羽基, 中原信生. ダイナミック型氷蓄熱槽の解氷放冷特性に関する研究. 日本建築学会東海支部研究報告集, 1993.
- 38) 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. 空気調和・衛生工学会講演梗概集, 1993.
- 39) 中根理恵, 山羽基, 中原信生. ダイナミック型氷蓄熱槽のシミュレーションモデルの開発 その2. 日本建築学会大会学術講演会梗概集, 1994.
- 40) 中根理恵, 山羽基, 中原信生. ダイナミック型氷蓄熱槽の熱特性に関する研究その2. 日本建築学会東海支部研究報告集, 1994.
- 41) 中根理恵, 山羽基, 中原信生. ダイナミック型氷蓄熱槽の熱特性に関する研究その3解氷時の入力方法による応答の比較. 日本建築学会大会学術講演梗概集, 1994.



- 42) 日本機械学会. 機械工学便覧. 日本機械学会, 1977.
- 43) 日本機械学会. 伝熱工学資料 改訂4版. 日本機械学会, 1986.
- 44) 西村辰郎. 氷蓄熱システムの応用例と設計ポイント. 冷凍, Vol. 63, No. 734, 1988.
- 45) 尾島俊雄, 中島浩三, 小林隆夫, 田中淑恵. 霜・氷を蓄熱体と考えた実験研究. 空気調和・衛生工学, Vol. 44, No. 7, 1969.
- 46) 岡田孝夫, 小此木時雄, 林利雄. スーパーアイスシステム. 空気調和と冷凍, Vol. 28, No. 11, 1988.
- 47) 相良和伸, 前田茂哉, 浅野勝弘, 中原信生. 蓄熱槽に関する研究第4報幾何学的条件と変流量・変温度入力成層型蓄熱槽の槽内混合機構に与える影響に関する研究. 空気調和・衛生工学会論文集, No. 30, 1986.
- 48) 相楽典泰, 荒井良延, 射場本忠彦, 武田仁, 柳原隆司, 坪田祐二. 空調用氷蓄熱槽の蓄冷および放冷過程の熱的性能把握実験. 日本建築学会計画系論文報告集, No. 390, 1988.
- 49) 斎藤武雄. 数値伝熱学. 養賢堂, 1986.
- 50) 斎藤武雄, 広瀬宏一. 密度反転を伴う水平円管内の2次元凍結の研究. 冷凍, Vol. 54, No. 624, 1979.
- 51) T. Saitoh. Numerical method for multi-dimensional freezing problems in arbitrary domains. *Journal of Heat Transfer Transaction of ASME*, Vol. 100, , 1978.
- 52) S. C. Silver, J. W. Jones, J. L. Peterson, and B. D. Hunn. Cbs/ice: A computer program for simulation of ice storage system. *ASHRAE Transaction CH-89-22*, 1989.
- 53) J. Stefan. Über die theorie der eisbildung. *Sitzber. Wien. Akad. Mat. naturw*, Vol. 11, No. 98, 1889.
- 54) 鈴木, 伊藤編書. エネルギー貯蔵システム. エネルギー・資源学会, 1992.
- 55) 田口玄一. 第3版実験計画法(上). 丸善, 1976.
- 56) 斎藤武雄. 太陽エネルギー利用における伝熱問題. 冷凍, Vol. 57, No. 654, 1987.
- 57) Robert T. Tamblin. Thermal storage: it saves and saves and saves. *ASHRAE Transaction CH-77-10*, 1977.
- 58) 谷野正幸, 菊池栄, 守屋充, 小此木時雄. 過冷却水を利用した氷蓄熱システム(解氷特性について). 空気調和・衛生工学会講演梗概集, 1991.

- 59) 谷野正幸, 守屋守, 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・衛生工学会講演梗概集, 1994.
- 60) 東京電力(株), 射場本忠彦, 鹿島建設(株), 東洋熱工業(株), ダイキン工業(株), (株)日立製作所. 氷蓄熱空調システムに関する一連の研究開発, 1986.
- 61) 富家貞男, 福島正之, 竹本靖. ハーベスト式氷蓄熱空調方式に関する研究その1貯氷槽の模型実験. 空気調和・衛生工学会講演梗概集, 1987.
- 62) 辻本誠, 相良和伸, 中原信生. 蓄熱槽に関する研究(第1報)成層型蓄熱槽の槽内混合特性に関する実験的研究. 空気調和・衛生工学会論文集, No. 16, 1981.
- 63) 梅主洋一郎, 向野元昭, 橋本成, 小池武雄, 市橋隆, 北村剛, 平野功長, 友良久. ユニット式氷蓄熱システムの実用化研究. 空気調和・衛生工学会講演梗概集, 1985.
- 64) 山羽基, 中原信生. 氷蓄熱システムに関する研究第18報高氷充てん率アイスオンコイル氷蓄熱槽の熱特性. 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, 1991.
- 65) 山羽基, 中原信生, 福永和広. 氷蓄熱槽の熱特性に関する研究第1報らせん型アイスオンコイル体積配置方式氷蓄熱槽の熱的応答. 空気調和・衛生工学論文集, No. 46, 1991.
- 66) 山羽基, 中原信生, 中根理恵. 氷蓄熱システムに関する研究第20報IPFの大きなアイスオンコイル氷蓄熱槽の放熱温度特性. 日本建築学会東海支部研究報告集, 1992.
- 67) 山羽基, 中根理恵, 中原信生. ダイナミック型氷蓄熱槽のシミュレーションモデルの開発その1. 日本建築学会大会学術講演会梗概集, 1994.
- 68) 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3蓄熱槽効率推定表の作成. 空気調和・衛生工学会講演梗概集, 1994.
- 69) 山羽基, 中根理恵, 中原信生. ダイナミック型氷蓄熱槽の熱特性に関する研究その1. 日本建築学会東海支部研究報告集, 1994.
- 70) 山羽基, 中根理恵, 中原信生. ダイナミック型氷蓄熱槽の熱特性に関する研究その4熱的動特性に影響するパラメータについて. 日本建築学会大会学術講演梗概集, 1994.
- 71) 山羽基, 中根理恵, 中原信生. 氷蓄熱槽の熱特性に関する研究第4報過冷却水製氷式スラリーアイス型氷蓄熱槽の熱特性について. 空気調和・衛生工学論文集, No. 59, 1995.

## 謝辞

本研究が遂行できましたのは、名古屋大学中原信生教授から研究に取り組む機会を与えていただき、直接ご指導ご鞭撻をたまわったからであります。大学に戻ってきてから、なかなか先生のお考えの通りにいかなかったと思いますが、このような研究がまとまるどころまで辛抱強く指導を頂いたことを、心から感謝いたします。

本論文での温度成層モデルは、名古屋大学辻本誠教授および三重大学相良和伸教授らの水蓄熱槽の研究で開発されたものです。お二人には熱特性モデルあるいは実験について示唆に富んだご意見をいただきました、深く感謝の意を表します。

名古屋大学架谷昌信教授、久野覚助教授には、論文の審査をいただき貴重なご意見をいただき深く感謝の意を表します。

中部大学奥宮正哉助教授には論文の構成に関してあるいは研究の進め方についてアドバイスを戴きました。心より感謝の意を表します。三重大学伊藤尚寛助教授には、名古屋大学在籍中に様々な助言援助を戴き、心より感謝の意を表します。名古屋大学岡田嘉寿男技官には、実験の遂行にあたり多大な援助を受けました。深く感謝の意を表します。

筆者は、名古屋大学大学院の修士課程修了後4年余り民間企業に就職しておりました。本研究テーマは、筆者の修士課程2年から始まったものです。本論文の第3, 4章の大部分は、在学時代の筆者の研究の後を引き継がれた元名古屋大学大学院生の川端秀樹氏、福永和広氏の研究成果に基づくところが多大なものがあります。心から感謝いたします。

大学に戻ってからは、第6, 7, 8章の内容は元名古屋大学大学院生の中根理恵氏との共同研究によるものです。心から感謝いたします。実験の遂行や図表の作成にあたり、元名古屋大学大学院生唐潔氏、元名古屋大学卒論生森英雄氏をはじめ、名古屋大学環境工学講座の方々に援助を受けました。深く感謝します。

本研究は文部省科学研究費補助金一般研究(A)(「研究課題:地球環境保全型建築・都市の環境・エネルギーシステムに関する研究」研究代表者:中原信生)の補助を受けたことを記して感謝の意を表します。

最後に、「気ままな研究生活」はなかなか許してもらえませんでした。日々励まし支えてくれた家族の皆に感謝いたします。

1994年12月

山羽基

（以下は非常に薄い文字で印刷された文章がほとんど読み取れず、不明瞭な状態であります。）

