



HOKKAIDO UNIVERSITY

Title	氷スラリー蓄冷熱のための基礎研究
Author(s)	川南, 剛
Degree Grantor	北海道大学
Degree Name	博士(工学)
Dissertation Number	乙第6131号
Issue Date	2003-09-25
DOI	https://doi.org/10.14943/doctoral.r6131
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/32692
Type	doctoral thesis
File Information	6131.pdf



氷スラリー蓄冷熱のための基礎研究

2003年9月

北海道大学大学院工学研究科機械科学専攻

川南 剛

目 次

第1章 序論	1
第2章 従来の研究および本研究の目的	8
2.1 概説	8
2.2 従来の研究	9
2.2.1 氷蓄冷熱システム・地域熱供給システムに関連する研究	9
2.2.2 氷スラリー層の生成・貯蔵・融解挙動に関連する研究	11
2.2.3 氷スラリーの流動および熱伝達特性に関連する研究	13
2.2.3.1 固液二相流および氷スラリーの流動特性	13
2.2.3.2 固液二相流および氷スラリ一流の熱伝達特性	15
2.2.3.3 曲がり流路における固液二相流の流動・熱伝達特性	17
2.3 本研究の目的	18
第3章 氷スラリー蓄冷熱システムの特性評価	31
3.1 概説	31
3.2 実験装置および実験方法	32
3.2.1 実験装置	32
3.2.1.1 実験装置概説	32
3.2.1.2 氷スラリー製造・貯留部	32
3.2.1.3 氷スラリー輸送部	35
3.2.1.4 熱負荷部	35

3.2.1.5	氷充填率測定部	38
3.2.2	実験方法	40
3.2.3	冷凍機消費電力，冷凍能力，放冷熱量，および成績係数の算 定方法	42
3.2.3.1	冷凍機消費電力の算定方法	42
3.2.3.2	冷凍機冷凍能力の算定方法	43
3.2.3.3	放冷熱量の算定方法	43
3.2.3.4	成績係数の算定方法	43
3.3	数値シミュレーションによる検討	44
3.3.1	数値シミュレーションモデルおよび基礎式	44
3.3.1.1	蓄冷過程	44
3.3.1.2	保持過程	49
3.3.1.3	放冷過程	49
3.4	実験結果および数値シミュレーション結果	52
3.4.1	1 サイクルにおけるシステム特性	52
3.4.1.1	氷充填率の変化	52
3.4.1.2	氷スラリー温度および熱負荷部空気出口温度の変化	54
3.4.1.3	冷凍機消費電力，冷凍能力，および放冷熱量の変化	58
3.4.1.4	運転特性の評価	58
3.4.2	数値シミュレーションによる性能予測	60
3.4.2.1	連続運転	60
3.4.2.2	蓄冷運転開始温度	66
3.5	本章のまとめ	69
第 4 章	水平円筒容器内における静止氷スラリー層の融解熱伝達	74
4.1	概説	74

4.2	実験装置および実験方法	75
4.2.1	実験装置	75
4.2.2	実験方法	79
4.2.3	熱伝達率の算定方法	80
4.2.4	融解量の算定方法	80
4.3	実験結果および考察	81
4.3.1	融解挙動およびそのメカニズム	81
4.3.2	融解挙動および試験槽内温度分布	85
4.3.2.1	熱流束の影響	85
4.3.2.2	初期水溶液濃度の影響	87
4.3.3	氷スラリー層内温度分布	89
4.3.3.1	氷スラリー層内温度の時間経過	89
4.3.3.2	熱流束の影響	89
4.3.3.3	氷スラリー層内平均温度の時間経過	92
4.3.4	局所熱伝達率分布	92
4.3.4.1	一般的挙動	92
4.3.4.2	熱流束の影響	95
4.3.4.3	初期水溶液濃度の影響	95
4.3.5	平均熱伝達率分布	98
4.3.5.1	熱流束の影響	98
4.3.5.2	初期水溶液濃度の影響	98
4.3.6	融解量	101
4.3.6.1	熱流束の影響	101
4.3.6.2	初期水溶液濃度の影響	101
4.4	本章のまとめ	105

第5章	水平加熱平板間を流れる氷スラリーの流動挙動および熱伝達	107
5.1	概説	107
5.2	実験装置および実験方法	108
5.2.1	実験装置	108
5.2.2	実験方法	111
5.2.3	熱伝達率の算定方法	113
5.3	実験結果および考察	113
5.3.1	氷スラリーの流動挙動	113
5.3.2	流動形態の分類	115
5.3.3	流速分布および氷充填率分布	116
5.3.3.1	流入平均速度の影響	116
5.3.3.2	流路断面高さの影響	121
5.3.3.3	流路内氷充填率分布の整理式	124
5.3.4	局所熱伝達率分布	126
5.3.4.1	流入平均速度の影響	126
5.3.4.2	流路断面高さの影響	129
5.3.4.3	熱流束の影響	129
5.3.5	熱伝達率の整理式	132
5.4	本章のまとめ	133
第6章	矩形返しベンド内を流れる氷スラリーの融解熱伝達	137
6.1	概説	137
6.2	実験装置および実験方法	138
6.2.1	実験装置	138
6.2.2	実験方法	141
6.2.3	熱伝達率の算定方法	141

6.3	数値シミュレーション	143
6.3.1	混合体の連続の式	143
6.3.2	混合体の運動量保存式	144
6.3.3	分散相の質量保存式	144
6.3.4	相対速度とドリフト速度の計算	144
6.3.5	計算条件	145
6.4	結果および考察	146
6.4.1	流れ方向断面内の氷充填率分布	146
6.4.2	二次流れと氷粒子分布の挙動	148
6.4.3	熱伝達率特性と流入平均流速の関係	150
6.4.4	熱伝達率特性と氷充填率の関係	153
6.4.5	熱伝達率特性と流路クリアランスの関係	157
6.4.6	横向き流路と縦向き流路の熱伝達特性の比較	159
6.4.7	直行流路と曲がり流路の熱伝達特性の比較	163
6.4.8	熱伝達率の実験整理式	167
6.5	本章のまとめ	169
第7章	結論	172
	謝辞	179

記号

a	: 温度伝導率	m^2/s
C	: 水溶液濃度	$\text{mass}\%$
COP	: 冷凍成績係数	
c_p	: 比熱	$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$
De	: デイーン数	$= (d_h \cdot u_i \cdot \rho_s / \mu_s) \cdot (H/R_c)^{1/2}$
d_e	: 等価直径	m
d_h	: 水力直径	m
E	: 電圧値	V
Fr	: フルード数	$= u_i^2 / [g \cdot d_h \cdot (1 - \rho_p / \rho_l)]$
g	: 重力加速度	m/s^2
H	: 流路高さ, 流路クリアランス	mm
h	: 熱伝達率	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
I	: 電流値	A
IPF	: 氷充填率	$\text{mass}\%$
K	: 熱通過率	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
L	: 潜熱	J/kg
l	: 代表長さ	m
M	: 質量流量	kg/s
Nu	: ヌセルト数	$= l \cdot h / \lambda$
POR	: 放冷成績係数	
Pr	: プラントル数	
Q_{rel}	: 積算放冷熱量	J
Q_{sto}	: 積算冷凍機冷凍能力	J

q	: 熱流束	W/m^2
q_{rel}	: 放冷熱量	W
q_{sto}	: 冷凍機冷凍能力	W
Ra	: レイリー数	$= g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot l^3 / (a \cdot \nu)$
Re	: レイノルズ数	$= l \cdot u_i \cdot \rho_s / \mu_s$
S	: 伝熱面積	m^2
Ste	: ステファン数	$= cp_s (T_0 - T_i) / (L \cdot IPF_i)$
T	: 温度	$^{\circ}\text{C}$
t	: 時間	$\text{sec.}, \text{min.}$
u	: 流速	m/s
V	: 冷媒体積流量	m^3/s
v	: 冷媒比体積	$\text{mass}\%$
W	: 冷凍機積算消費電力	J
W_m	: 融解量	kg
w	: 冷凍機消費電力	W
X	: 流路流れ方向長さ	mm
x	: 流れ方向距離	mm
y	: 高さ方向距離	mm

ギリシャ文字

β	: 体膨張係数	$1/\text{K}$
Δh	: エンタルピー差	$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$
η_v	: 体積効率	
θ	: 角度	deg.
λ	: 熱伝導率	$\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$
μ	: 粘性係数	$\text{Pa} \cdot \text{s}$

ν : 動粘度 m^2/s

ρ : 密度 kg/m^3

ϕ : 固相率 vol%

添字

0 : 基準値

a : 空気

ai : 空気入口

ao : 空気出口

b : 混合

c : 流路中心

cc : 凹面

cv : 凸面

eff : 有効

f : 熱力学的平衡点

i : 初期, 入口

l : 液相, 水溶液

m : 平均

p : 固相, 氷粒子

r : 冷媒, 蒸発器

s : スラリー

w : 加熱壁面

x : 流路流れ方向局所

y : 流路高さ方向局所

θ : θ 方向局所

第1章 序論

1973年に発生した第1次石油危機は、当時エネルギー供給の大半を石油に依存していたOECD（経済協力開発機構）諸国に大きな衝撃を与えた。しかしながらそれを契機として、多大な石油エネルギーを消費していた先進諸国は、石油代替エネルギーの開発・導入、および省エネルギー対策を積極的に進めてきた。わが国においても二度にわたる石油危機の経験から、1980年には内外の経済的社会的環境に応じたエネルギーの安定的かつ適切な供給の確保、および国民経済の健全な発展と国民生活の安定に寄与することを目的とした、「石油代替エネルギーの開発及び導入の促進に関する法律（以下、石油代替エネルギー法）」を制定し非化石燃料への移行を促した。この法律の効果もあり、一度は低い伸びとなった国内でのエネルギー需要であったが、1987年以降はバブル経済などを背景に再び高い伸びとなり、近年の安定したエネルギー情勢の中では、エネルギー問題に対する危機感が人々の心から薄れつつある感は否めない。

また、時を同じくして、石油に代表される化石燃料の大量消費に伴う新たな問題が注目され始めた。いわゆる「地球温暖化」である。現在、環境問題の代名詞とも言える地球温暖化は、化石燃料の大量消費による二酸化炭素等の排出量の増加、および森林破壊による二酸化炭素の吸収源の減少という相乗効果により加速度的に進行しており、何らかの対策を施さなければ地球温暖化傾向の収束または改善は望めない状況となっている。

そのような世界情勢の中、1997年12月に地球温暖化防止京都会議（COP3）が行われ、先進諸国において目標期間までに二酸化炭素、メタン、亜酸化窒素など6種のガスの排出削減目標が決定され、日本は2008年から2012年の二酸化炭素等の温

室効果ガス排出量を 1990 年比 6 %削減することを国際的に約束している。

このようなエネルギー源の脱化石燃料を国家レベルで推進していくため、1997 年 6 月に「新エネルギー利用等の促進に関する特別措置法（以下、新エネルギー法）」が制定された。この法律における「新エネルギー利用等」とは、石油代替エネルギー法に規定する石油代替エネルギー¹を製造・発生・利用することおよび、電気を変換して得られる動力を利用することのうち、経済性の面における制約から普及が十分でないものであって、その促進を図ることが石油代替エネルギーの導入を図るため特に必要なものとして政令で定めるものであり、(1) 太陽光発電、(2) 風力発電、(3) 太陽熱利用、(4) 温度差エネルギー、(5) 廃棄物発電、(6) 廃棄物熱利用、(7) 廃棄物燃料製造、(8) クリーンエネルギー自動車、(9) 天然ガスコージェネレーション、(10) 燃料電池、(11) バイオマス発電²、(12) バイオマス熱利用²、(13) バイオマス燃料製造²、(14) 雪氷熱利用²、の 14 項目を新エネルギーと定義している。

資源エネルギー庁によると [1] これらの新エネルギーは、「二酸化炭素の排出が少ないこと等環境へ与える負荷が小さく、資源制約が少ない国産エネルギー、または石油依存度低下に資する石油代替エネルギーとして、エネルギー安定供給の確保、地球環境問題への対応に資することから、持続可能な経済社会の構築に寄与するとともに、さらに新エネルギーの導入は新規産業・雇用の創出等にも貢献するなど様々

¹石油代替エネルギー法では、以下の 4 項目を石油代替エネルギーとして定義している。

- (1) 石油（原油および揮発油、重油その他の経済産業省令で定める石油製品をいう）に代えて燃焼の用に供される物
- (2) 石油を熱源とする熱に代えて使用される熱（前号に掲げる物の燃焼によるものおよび電気を変換して得られるものを除く）
- (3) 石油を熱源とする熱を変換して得られる動力（以下「石油に係る動力」という）に代えて使用される動力（熱または電気を変換して得られるものを除く）
- (4) 石油に係る動力を変換して得られる電気に代えて使用される電気（動力を変換して得られるものを除く）

²平成 14 年 1 月 25 日政令改正により追加

な意義を有している。」としており、具体的に以下の意義を示している。

- (1) エネルギー安定供給の確保に資する石油代替エネルギー
- (2) 環境に与える負荷が小さいクリーンエネルギー
- (3) 新規産業・雇用創出への寄与
- (4) 分散型エネルギーシステムとしての利点
- (5) 電力の負荷平準化（ピークカット・ピークシフト効果）への寄与

ここに示された意義の中で、既に新エネルギーによる効果が検討されているものに、電力の負荷平準化が挙げられる。わが国の二酸化炭素排出量の構成を見ると、排出量の約9割は石油や石炭などの化石エネルギーの消費によるものであり、その多くはわれわれが日々消費している電力の発電過程で消費されている。電力会社の統計によると夏期に1日の電力需要が最も大きくなるのは14時から15時の間であり、逆に最も需要が減るのは早朝4時から5時の間である。両者の電力需要格差は約2.5倍にもなり、また年間の最大需要と最小需要を比較すると、最大となる8月の日中と最低となる正月の明け方では約3倍程度の差が生じる。このような電力需要格差を是正し、負荷の平準化（ピークカット・ピークシフト）を行うことは、最大消費電力量の低下とともに、発電源構成比の非化石燃料割合の増加をもたらすため、先に述べた二酸化炭素排出削減目標の達成へとつながると考えられる。

この電力需要格差を是正する対策の一つとして、夜間の余剰電力を利用して蓄冷媒体に冷熱を蓄え、その冷熱を昼間の冷房冷媒として利用する、蓄冷熱システムが考案され既に実用化されている [2]。従来の蓄冷熱システムは、低温水を蓄冷媒体として用いるものが主であったが、近年の都市機能の集中化およびビルのインテリジェント化により冷房負荷が急増し、水蓄熱では供給冷熱量が需要熱量に追いつかなくなったため、現在では、潜熱を利用できる氷を蓄冷媒体とした氷蓄熱システムが主流となっている。氷蓄熱によるピークシフトを行った場合、石油燃料の使用比

率の低い夜間電力を用いるため、発電により排出される二酸化炭素量は、昼間の約80%程度に抑制できると見積もられている [3]。また、昼間と比較し外気温が低い夜間に製氷を行うため冷凍機の COP が高くなり、さらなる省エネルギー効果が期待できる。

氷蓄熱システムは、その氷の製氷方法から、氷の成長と融解が静的に繰り返されるスタティック型と、氷に流動性をもたせたダイナミック型とに大別される。ダイナミック型の氷蓄熱システムは、スタティック型よりも氷に流動性があるため配管輸送が可能であり、また、氷の成長に伴う製氷能力の低下および氷同士のブリッジングといった問題が起こらない等の利点を有するため、水または水溶液と微細な氷粒子の混合物である氷スラリーを蓄冷媒体としたダイナミック型氷蓄熱システムが近年注目されている。

現在実用化されているダイナミック型氷蓄冷熱システムの多くは、生成された氷スラリーを用いて水等の二次冷媒を冷却し、それを空気冷却用熱交換器内に流入させるタイプのものであるが、生成した氷スラリーを安定的に直接熱交換器内に流入させることが可能であれば、単位冷熱量当たりのポンプ駆動力の低減および蓄冷熱槽の小型化による設備投資の削減が可能となると考えられる。しかしながら、氷スラリーは密度の異なる固相と液相が混在する固液二相流体であるため、搬送流路や熱交換器の形状および設置姿勢により、流路内における氷粒子の分布状態が変化し、複雑な流動・熱伝達挙動を示すことが予想される。従ってダイナミック型氷蓄冷熱システムの運転特性を把握するためには、氷スラリー搬送流路ならびに採冷熱用熱交換器内を流れる氷スラリーの融解熱伝達特性を詳細に解明することが不可欠であるが、これらの諸問題に対する、伝熱工学的立場からの詳細な検討はほとんどなされていない。

このような現状に基づき、本研究では、ダイナミック型蓄冷熱システムを開発・運転する上での基礎資料を得ること、また、ダイナミック型氷蓄冷熱システムにおける氷スラリー搬送流路および採冷熱用熱交換器の伝熱特性に関する基礎資料を得

ることを目的として、氷スラリーを用いた小型蓄冷熱システム（ダイナミック型氷蓄冷熱システム）を構築し、その運転特性について実験的検討を行うとともに、シミュレーションモデルを構築して数値解析を行い、システムの運転特性および最適運転条件の評価を行った。さらに、静止氷スラリー層の融解熱伝達挙動ならびに、直行流路および下向き曲がり流路内を流れる氷スラリーの流動および熱伝達挙動に及ぼす諸因子の効果に関して実験的検討を行った。なお、本研究で用いた氷スラリーは微細な氷粒子とエチレングリコール水溶液の混合物であり、図 1.1 に示されるように、良好な流動特性を有している。

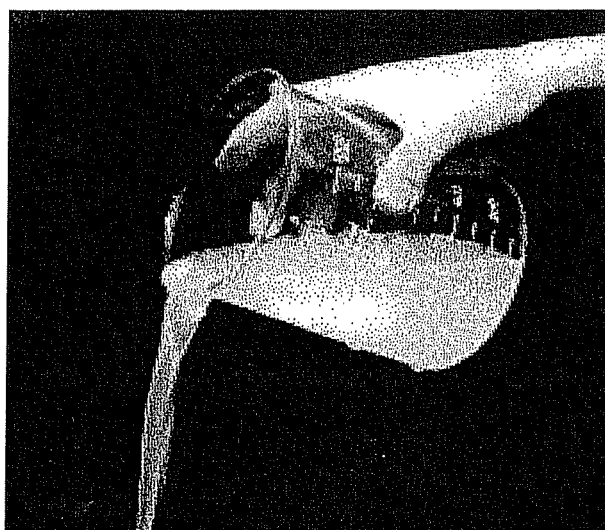


図 1.1 供試氷スラリー

本論文は7章より構成されている。

第1章は序論であり、本研究の着想に至った経緯ならびに研究の意義と概要を述べている。

第2章では、氷スラリーを用いた蓄冷熱システムの採冷熱特性および氷スラリーの流動・熱伝達特性に関する従来の研究について、本研究との関連および問題点を

述べ、本研究の目的および位置づけを明らかにしている。

第3章においては、氷スラリーを用いた小規模なダイナミック型氷蓄冷熱システムを実際に構築し、初期水溶液濃度および運転モードをパラメータとして実験を行うことにより、ダイナミック型氷蓄冷熱システムの運転特性に及ぼす諸因子の影響を明らかにしている。また、ダイナミック型氷蓄冷熱システムのシミュレーションモデルを構築して数値解析を行うことにより、本研究で構築したシステムの運転特性の評価および最適運転条件の指針を示している。

第4章では、等熱流束加熱面を有する水平円筒容器を用いて、静止氷スラリー層の融解挙動および熱伝達に及ぼす加熱面熱流束および初期水溶液濃度の影響について実験的検討を行うことにより、氷スラリー層の詳細な融解パターンを示すとともに、熱拡散および濃度拡散を伴う自然対流の影響が、氷スラリー層の形状ならびにその融解熱伝達特性に与える影響を明らかにしている。

第5章においては、上下に等熱流束条件の加熱面を有する水平矩形ダクトを用い、熱流束、氷スラリー主流速度、および流路断面高さをパラメータとして、流路内の流速分布および氷充填率分布が氷スラリーの融解熱伝達挙動に及ぼす影響を詳細に検討し、流路内における氷充填率分布および流速分布と熱伝達特性の関係について明らかにしている。また、流路内の局所的な氷粒子分布を考慮した、加熱壁面における熱伝達特性に関する実験整理式を示している。

第6章では、凹面壁または凸面壁が等熱流束条件である矩形返しベンドを用い、曲がり流路内を流れる氷スラリーの流動・熱伝達特性に及ぼす氷スラリーの主流速度および氷充填率の影響に関して検討を行っており、浮力による氷粒子の堆積と遠心力に起因するディーン型渦の発生が、加熱壁面の熱伝達特性に及ぼす影響を明らかにしている。

第7章は結論であり、本研究で得られた結果を要約して述べている。

参考文献

- [1] 資源エネルギー庁ホームページ (<http://www.enecho.meti.go.jp/>)
- [2] 例えば, 遠藤正雄, 星野誠, ”クリスタルリキッドアイス蓄熱システム”, 冷凍, 第 62 巻, 第 715 号 (1987), pp.481-486.
- [3] 斉藤彬夫, ”環境負荷低減のための熱エネルギーの貯蔵に関する基礎研究”, 日本学術振興会未来開拓学術研究推進事業「エネルギー利用の高効率化と環境影響低減化」平成 12 年度成果報告書, (2001) .

第2章 従来の研究および本研究の目的

2.1 概説

本章では、スタティック型を含む氷蓄冷熱システムに関する研究開発の現状、およびダイナミック型氷蓄冷熱システムの熱媒体である氷スラリーの流動・熱伝達特性に関する従来の研究について述べ、本研究の目的および位置づけを明らかにする。

氷スラリーを冷熱媒体としたダイナミック型氷蓄冷熱システムは、低温廃熱の積極的活用および夏期昼夜間の電力需要格差の平準化等への効果が大きく、従来よりその蓄冷熱技術および採冷熱特性に関して数多くの基礎的研究がなされている。また、氷蓄冷熱システムの要素技術としての氷層および氷スラリー層の生成・融解特性、流動特性、ならびに強制対流熱伝達特性に関する研究も行われている。

ここでは、氷蓄冷熱システムの運転特性、ならびに要素技術に関する従来の研究の実験手法および解析手法の特徴を示すと同時に、それらの結果に関して述べる。また、氷スラリーの流動・熱伝達挙動を把握するのに不可欠な、固液二相流および二重拡散を伴う融解現象に関する従来の研究についても述べる。最後に、これらの研究の問題点に関して検討するとともに、本研究の意義と位置付けに関して述べる。

2.2 従来の研究

2.2.1 氷蓄冷熱システム・地域熱供給システムに関連する研究

河川やLNGプラント等の低温排熱および夜間電力を利用した氷熱蓄熱システムおよび地域冷熱供給システムは、低温エネルギーの有効利用および電力需要格差の平準化等への寄与が期待されることから、従来よりそのシステムの開発、蓄冷熱特性、および運転特性に関して数多くの研究開発が行われている。特に、スタティック型システムに関しては、その歴史が比較的古いこともあり、技術的にもほぼ確立されている感が強い。

射場本 [1,2] は、氷蓄冷熱システムに関して、経済効果を含めたメリットを解説するとともに、蓄熱方式、採冷熱挙動、および制御方法等、さまざまな種類の氷蓄冷熱システムの特徴、問題点、および将来性を詳細に検討し、明快に述べている。また、平野 [3]、相良 [4]、大塚ら [5] は、ユニット型氷蓄冷熱システムの実用化に先立ち、特に製氷方式の性能面を中心に、スタティック型氷蓄冷熱システムの特性を把握することを目的とした実証実験を行い、時間的な能力の変化および蓄熱利用率等の運転特性を詳細に報告している。

一方、氷スラリーを冷熱媒体としたダイナミック型氷蓄冷熱システムに関しては稲葉 [6,7] が現状におけるシステム全体ならびに各要素技術に関して、課題および将来展望を詳細に解説している。遠藤ら [8] は、過冷却された水溶液中に微細な氷粒子を析出させる方法によるクリスタルリキッドアイス蓄冷システム（CLIS）を開発し、その特徴およびスタティック型システムと比較した優位性を示し、日本で初めての商用実用システムとしての施工例を紹介している。

ダイナミック型氷蓄冷熱システムの研究・開発分野に特徴的なのは、電力負荷平準化対策が急務である、電力各社とメーカーとの共同研究開発が活発であり、比較的規模の大きなプラントを構築しての実証実験および実際の商業ビルに導入した運転性能の評価を行っているという点である。角谷ら [9] は、中部電力株式会社との共研

究により、 $170000Rt$ 、輸送距離 $6km$ 規模の地域冷暖房を念頭に置いた、熱交換器の特性の把握と熱管理用氷充填率調節制御装置の要素試験を行い、氷スラリーを冷熱媒体とした場合には、冷水輸送と比較し約 3.3 倍の冷熱輸送能力があることを確認している。同様に、関西電力株式会社は三井造船株式会社と共同で、エチレングリーコール水溶液に冷媒として R114 を吹き込み、直接接触により $188Rt \cdot h$ ($2380MJ$) の製氷能力を有する氷スラリー生成システムを開発し、パイロットプラントによる 1 週間の連続自動運転を行い、システムの運転特性を報告 [10] している。また、谷野ら [11] は、東京電力株式会社と共同で過冷却水による氷スラリー生成方式を用いた大規模氷蓄冷熱システムに関する基礎研究および $1930Rt \cdot h$ ($24434MJ$) 規模の実証試験を行い、月間冷熱負荷に対する氷蓄熱の冷熱生成量（寄与率）15%以上を達成している。

これまでに述べた研究は全て日本におけるものである。これは日本がエネルギー資源に乏しいという背景から、電力負荷平準化を目的とした、空調用氷蓄冷熱システムの研究・開発が盛んであり、世界的にも非常にレベルの高い研究が行われているためである。Hansen ら [12] によれば、現在、氷蓄冷熱システムが稼働している国は 25 カ国以上と述べているが、その中にあって日本は世界で最も多くの氷蓄冷熱システムを保有している国であり、日本と同様にエネルギー問題への取り組みが盛んなヨーロッパ諸国の約 10 倍である 100 前後のシステムが稼働している。日本国外における氷蓄冷熱システムに関する研究は、Morillon ら [13]、End ら [14]、および Tassou ら [15] の研究に見られるように、スーパーマーケットや冷凍・冷蔵プラントにおける、魚や肉の保冷をターゲットとした研究例が多いが、ヨーロッパの一部の国では電力負荷平準化を目指したダイナミック型氷蓄冷熱システムの研究 [16] も行われている。

2.2.2 氷スラリー層の生成・貯蔵・融解挙動に関連する研究

ダイナミック型氷蓄冷熱システムの設計および効率的な運転のためには、システムを構成する各要素に関する詳細な検討が不可欠である。特に、システムの運転に時間的・空間的制限の多い蓄冷熱システムでは、蓄冷熱槽内における効率的な氷スラリーの生成、貯蔵、および融解挙動を把握することが重要であり、これまでも、様々な研究が行われている。

氷スラリーの生成および蓄冷熱方法に関しては、水溶液の凝固問題として、福迫ら [17-19] がエチレングリコール水溶液の凍結問題に関して、上向き水平冷却面上、強制対流中に置かれた垂直冷却面上、および水平円管まわりの凍結挙動におよぼす水溶液濃度や冷却条件の効果について、また岡田ら [20] が、垂直冷却壁を持つ矩形容器内における水溶液の凝固に関して、初期温度、初期濃度、および冷却温度などの条件が定常の潜熱蓄熱量に与える影響を解析的に検討している。さらに、解析的な研究として Egolf ら [21] は、水溶液系の凝固現象において特徴的な、マッシー領域を考慮した新しい凝固・融解モデル (continuous-properties model) を構築し数値解析を行うことにより、本モデルの各種相変化物質への適用の可能性を検討している。

氷スラリーを連続的に生成することを目的とした研究も行われている。Hirata ら [22-24] は、水平、垂直、および傾斜冷却面において、エチレングリコール水溶液の冷却によりマッシー状の氷層を生成し、その浮力による冷却面からの離脱現象を詳細に検討し、氷層が連続的に生成・離脱を繰り返す熱流束および冷却面温度等の条件を示している。知花ら [25] および Tsuchida ら [26] は、氷スラリーの連続生成を妨げる管内および蓄冷熱槽における閉塞現象に関して、添加剤としてシラン系カップリング剤を添加した水道水とシリコンオイルからなる氷スラリーを生成し、流路および蓄冷熱槽壁面の素材の違いによる、氷スラリーの生成量、壁面への付着の有無、および生成パターンの変化を詳細に検討している。また、冷却面を強制加振することにより、冷却面に生成させた氷層を剥離させ氷スラリーを生成する

方法に関して河部 [27] が、円筒および垂直平板冷却面を用いた往復振動に関する氷スラリーの生成挙動を実験的・解析的に詳細に検討しており、振動周期等の最適条件を述べている。

その他、冷却円筒内壁に生成した氷片を流動層を構成する鋼球またはガラス球により剥離させ、氷スラリーを連続的に生成する研究 [28, 29] や、過冷却させた水または水溶液を過冷却解除することにより、連続的に大量の氷スラリーを生成する方法 [30, 31]，さらには疎水性冷媒を低温度で水中に噴霧して氷スラリーを生成する研究 [32] など、数多くの独創的な研究が行われている。

一方、蓄冷熱槽内における氷スラリーの流動および伝熱現象に関する研究は、氷スラリーの貯蔵および採冷熱特性を把握するうえで重要であり、いくつかの興味深い研究が行われている。金 [33] は、矩形密閉容器内における氷スラリーの融解挙動に関して実験および解析的検討を行い、水溶液系氷スラリーの融解過程で見られる、熱拡散および濃度拡散の二重拡散現象より形成される成層およびその内部流動が、氷スラリーの融解形状および融解量に大きな影響を与えることを明らかにしている。また、Yamada ら [34] は、氷スラリー層内に置かれた水平加熱円管まわりの融解現象に関して、加熱管直径、加熱管熱流束、および初期水溶液濃度をパラメータとした実験を行い、濃度成層の形成による融解形状の時間的变化ならびに融解液の流動挙動を、熱伝達率の変化とともに詳細に述べている。

実際のダイナミック型氷蓄冷熱システムの蓄冷熱槽における熱流動現象としては、谷野ら [35–37] が、蓄冷熱槽内における氷スラリーの流動および伝熱現象の解析モデルを構築し、蓄氷量の予測、浮遊氷層内の水の浸透流、浮遊氷層の変形挙動、および解氷過程における取出水温に関して数値解析を行い、実験との比較から解析モデルの妥当性を示しており、また、岡田ら [38] が、蓄冷熱槽内における氷スラリーの不均質融解現象および、それに伴うバイパスの形成挙動に着目し、氷スラリー層の液相透過率の変化を実験および解析により検討している。さらに、Fukusako ら [39] は、蓄冷熱槽からの効率的な採冷熱を目的として、氷スラリーに空気泡を混入させ

た固気液三相流動層を形成させ、その中に置かれた加熱円管の熱伝達特性に関して実験的検討を行い、固気液三相流動層を形成した場合には、静止氷スラリー層に比べ12～23倍程度熱伝達率が高くなることを示している。

2.2.3 氷スラリーの流動および熱伝達特性に関連する研究

2.2.3.1 固液二相流および氷スラリーの流動特性

ダイナミック型氷蓄冷熱システムにおいて氷スラリー搬送流内の流動・熱伝達特性を把握することは、ポンプ動力および熱損失の低減の観点から重要であり、また、空気冷却用熱交換器内に直接氷スラリーを流動させ採冷熱を行う「ダイレクトイン方式」では、熱交換器内における強制対流熱伝達率の把握はシステムの設計に欠かせないものである。氷スラリーの流動特性に関しては、固液二相流の流動現象としてとらえることが出来、管内における圧力損失、流速分布、および固相率分布等、詳細な研究が数多く行われている。

固液混相流動現象は、石炭などの水力輸送に古くから実用化されているため研究の歴史も古い。初期の研究は圧力損失の低減など、最適輸送条件を把握することを目的としたものが多い。鮎川ら [40] は、球相当直径3～13mmの石炭および碎石粒子と水の固液二相流において、その圧力損失を流速および流路直径をパラメータとして理論解析および実験的検討を行い、固液混相流の圧力損失は流動状態で著しく変化すること、しゅう動流から浮遊流に流れの状態が変化する限界点が、フルード数 F_{Dcr} を用い $F_{Dcr} = 2.9$ となることを述べている。Turianら [41,42] は、粒子径 $31\mu m \sim 4.38mm$ 、粒子密度 $2300 \sim 11300 kg/m^3$ の範囲において、1511点の実験データから、管内スラリー流の管摩擦係数を予測する実験式を導出するとともに、管内におけるスラリーの流動形態が、(1) 固定層を伴う流れ、(2) 堆積流れ、(3) 不均質浮遊流れ、(4) 均質浮遊流れ、の4種類の様式に大別できることを示し、スラリーの流速および粒子径から流れの様式を予測するための実験整理式を提案している。ま

た, Stutz ら [43,44] は, ポリプロピレン粒子を固相とした固液混相流を用いた圧力損失の測定を行い, 圧力損失は浮遊流においては単相流に近い値を示すが, しゅう動流の領域では固相率に依存し大きくなると述べている. さらに, 朝倉ら [45] は, 比較的高濃度のフライアッシュ (微粉石炭灰) スラリーの水力輸送を目的とした実験を行っており, フライアッシュスラリーの見かけの比粘度を表す近似式および管路内の圧力損失を概算するため簡略式の導出を行っている.

一方, 固液混相流の速度分布および固相率分布に関する研究は, 鮎川 [46] が, 水平管路内を浮遊して流れる固液混相流に関して, 平均球相当直径 3.06mm のポリカーボネイトペレットを固体粒子とした可視化実験を行い, 流速分布と固相率分布の関係を明らかにするとともに, 理論解析による固相率分布および速度分布の非対称を考慮した, 流路内の速度分布を求める式を導出している. 都田ら [47] は, 水平および垂直円管流路を用いた固液混相流の実験を行い, 流速分布および圧力分布の詳細な測定を行っており, 加えて, 単一粒子の流速の測定も行い, 粒子と液相の相対速度を表す実験整理式を提案している. 同様な研究として, 古田ら [48] は, 垂直円管流路における固液二相流の粒子濃度分布の測定を, 上昇流および下降流の条件にて行い, 両条件において測定された粒子濃度分布が上下対称にならないレイノルズ数の範囲を示している. また, 媚山ら [49] は, 粒子が流体に与える影響を見かけの粘性としてとらえた連続体理論による解析モデルを構築し, 流速分布および粒子濃度分布を数値解析により求め, 実験との良い一致が得られたことを報告している.

前述までの研究は, 固液二相流の一般的な流動特性に関するものが主であり, 比較的液相と固相の密度差が大きい流れを対象にしている. しかしながら, 氷スラリーの様な液相と固相間の密度差が小さく, 液相の流動に対する固相粒子の追従性がよい固液二相流では, 前述までの研究で扱っている固液相間の密度差が大きい固液二相流とは流れの様子が異なり, 従来の研究結果で示されている実験式等の範囲から外れることが多い.

Kitanovski ら [50] は, 氷粒子径を $0.25\sim 1\text{mm}$, 固相率を $0\sim 25\%$ まで変化させた

氷スラリーを用い、水平および傾斜円管内における氷粒子分布を解析的に求め、堆積流速を算出した。彼らの結果によると、堆積流速はニュートン流体とビンガム流体の遷移固相率である 15% の固相率の条件において最大値を示す結果が得られている。白樫ら [51–53] は、都市部における排除雪および冷熱エネルギーの輸送を目的とした雪の水力輸送に関する研究を詳細に行っている。その結果、固相粒子の付着による流動様式への影響が認められ、その流動様式は、Turian ら [42] が分類した流動様式とは異なった (1) 塊状流れ (Cluster Flow), (2) 不均質浮遊流れ, (3) 均質浮遊流れ, (4) 柱状流れ (Cylindrical Flow) に分類されることを示しており興味深い。一方で、氷粒子同士の付着を防止するために、ある種の添加剤を混入させ、氷スラリーの流動性を高める研究も行われている。Grandum ら [54] は、南極や北極に住む生物の血液中に含まれる不凍化蛋白を混入させた氷スラリーを生成し、氷粒子の再結晶防止効果を確認するとともに、粘性係数および圧力損失の測定を行い、内径 6mm の円管内を 1m/s の流速で流動させた場合に、圧力損失は水の約 2 倍となることを報告している。また、松尾ら [55] および Suzuki ら [56] は、氷スラリーに微量の界面活性剤を添加することにより、動粘度が低下することを確認している。さらに、Guilpart ら [57] は、氷スラリーのレオロジ的な特性に関する研究から、剪断応力とずり速度の関係を示しており、Doetsch [58] も同様にレオグラム（流動曲線）を示し、低固相率の場合（20% 以下）は Newton モデルで、また、液相の粘性が低い場合には Casson モデル、液相の粘性が高い場合には Bingham モデルにより力学的特性が表されると述べている。

2.2.3.2 固液二相流および氷スラリー流の熱伝達特性

固液二相流の熱伝達挙動に関する研究は、前述の流速分布および固相率分布と密接に関係しており、熱伝達挙動と流動挙動を同時に扱った研究が盛んに行われている。

Harada ら [59] および今野ら [60, 61] は、水平および垂直に設置した円管内に、直径 $0.15\sim 1\text{mm}$ のガラス粒子と水の固液混相流を流動させた実験を行い、不均質浮遊

流や固定層を形成する流れにおける流路壁面での伝熱係数を推定する実験式の導出を行っている。さらに原田ら [62] は、上下加熱面を有する水平矩形流路を用いて、流速分布測定および流路内の温度分布測定を行い、不均質浮遊流における壁面熱伝達の無次元整理式ならびに固定層が形成されている場合の平均熱伝達率の算定式を、片面加熱および両面加熱の場合について導いている。

融解を伴う固液二相流の熱伝達現象に関しては、Choi ら [63] が、コンピュータの CPU の冷却を目的として、パラフィンスラリーを用いた高熱流束物体の冷却および流動特性に関する実験を行い、パラフィン粒子の質量固相率 5% の条件が、熱伝達および圧力損失の観点から最も効率的な冷却性能を示す条件であると結論づけている。Goel ら [64] は、n-eicosane マイクロカプセル水系スラリーを用いた等熱流束条件の円管内における流動および融解熱伝達挙動の検討を行い、ステファン数が最も熱伝達に影響を与える因子であると述べている。また、マイクロカプセル相変化スラリーに関する数値解析的検討として、Charunyakorn ら [65] は、固相の凝固・融解による相変化界面を考慮した二次元の伝熱モデルを構築し数値計算を行うことにより、流れ方向のヌセルト数の変化を示し、Goel ら [64] の報告と同様にステファン数の影響を述べている。

一方、氷スラリー流の熱伝達特性に関しては、Choi ら [66] が、ヘキサデカンを添加することによりエマルジョン化した氷スラリーを用い、円管流路内の熱伝達特性に関する実験を行った結果、熱伝達現象を 3 領域に分けた融解モデルにより表現するとともに、それぞれの領域における温度を示す予測式を提示している。稲葉ら [67] および Osa ら [68] は、円管内を流れる氷水スラリーの熱伝達特性を評価することを目的とし、水平二重管式熱交換器を用い、氷スラリーの融解挙動の可視化、伝熱量の算出、および融解熱伝達に関する無次元実験整理式の導出を行っている。さらに、Knodel ら [69] は、乱流域における氷水スラリーの伝熱実験を行い、固相率の増加による乱流から層流への遷移が、熱伝達率および摩擦損失を低下させるという興味深い結論を得ている。

また、理論的なアプローチからの研究も行われている、Egolf ら [70] および Sari ら [71] は、氷スラリーをビンガム流体モデルとして取り扱ったナビエ・ストークス方程式およびエネルギー式を構築し、等熱流束条件により解析を行うことにより、伝熱特性、温度分布、および流速分布を得ると同時に、実験結果と比較し両者の良い一致が得られていることを述べている。

2.2.3.3 曲がり流路における固液二相流の流動・熱伝達特性

曲がり管内を流れる流体には遠心力が作用するため、曲がり部における流動・熱伝達挙動は直行流路における挙動と大きく異なることが予想される。

曲がり流路を流れる固液二相流の流動挙動を解析および実験により詳細に取り扱った研究として、鮎川 [73] の報告が挙げられる。鮎川は、石炭およびポリカーボネートペレットを固相とした固液二相流体を用い、鉛直面内のベンドにおいて、ベンド部の圧力損失に及ぼす固体粒子群の影響を、エネルギー平衡の関係から解析により検討すると同時に、流体運動の変化が圧力損失に及ぼす影響を実験的に検討し、圧力損失を最小にするための実験整理式を提案している。また Toda ら [74,75] は、水平および垂直に置かれたベンド流路内を流れる、ガラスビーズおよびポリスチレン粒子を固相とした固液二相流に関して、圧力損失ならびに粒子速度の変化に及ぼす曲がり部の曲率半径および流速の影響を検討している。

一方、曲がり流路を流れる相変化スラリーの伝熱現象を扱った研究は極めて少ない。Inaba ら [76] らは、テトラデカンを相変化物質とした Oil/Water 型エマルジョンを用い、コイル状に巻かれた二重管式熱交換器内を流れエマルジョンの流動および熱伝達特性に関して実験的検討を行っており、圧力損失および熱伝達特性が非ニュートン流体的性質を考慮した修正ディーン数を用いることにより整理できることを述べている。この Inaba らの研究は、固液混相流の熱伝達を相変化を含めて取り扱った数少ない研究であり、興味深くかつ重要な研究である。

2.3 本研究の目的

前節では、氷蓄冷熱システムの研究開発の現状および実証試験に基づいた運転特性の評価に関する従来の報告をまとめた。また、システムの各要素に関連する研究として、氷スラリーの流動および熱伝達特性に関する検討を取り上げ、各分野の様々な試みやそれにより導かれた興味深い結論を述べた。

前節において述べたように、氷蓄冷熱システムに関しては、システムの要素技術に関する研究および大規模な実証試験による運転特性の把握等、広範囲にわたる検討が行われている。特にダイナミック型システムに関しては、氷スラリーの生成および蓄冷熱方法に関して、また、プラントによる実証試験等さまざまな試みがなされており、その研究成果は比較的最近になって報告されたものが多い。このことは、ダイナミック型氷蓄冷熱システムに関する研究が未だ発展途上であり、新たな蓄冷熱方式の開発およびシステム全体のさらなる小型化・効率化の可能性を示すものである。

スタティック型を含めこれまでの氷蓄冷熱システムに関する研究は、そのほとんどが商業ビル等を対象とした大規模なシステムをターゲットとしたものであり、氷蓄冷熱システムは大きな製氷システムや蓄熱槽を必要とすることに加え、氷スラリーの搬送流路内における閉塞を防ぐため、配管径を大きくとる必要がある等の制約条件から、システムの小型化を念頭に置いた検討は数少ない。しかしながら、全電力消費量の半分以上を一般家庭における電力消費が占めることを考慮すると、一般家庭における省エネルギーおよびピークシフトを目的とした小型蓄冷熱システムの開発は早急に取り組むべき課題の一つである。

ダイナミック型氷蓄熱システムを用いた空調機器による空気冷却方法には、大きく分類して生成された氷スラリーを用いて水等の二次冷媒を冷却し、それを空気冷却用熱交換器内に流入させる「蓄熱槽受入方式」と、得られた氷スラリーを直接空気冷却用熱交換器に流入させる「ダイレクトイン方式」がある。現在実用化されて

いるダイナミック型氷蓄冷熱システムの多くは、安定的な採冷熱が可能である前者の蓄熱槽受入方式を採用しているが、生成した氷スラリーを安定的に直接熱交換器内に流入させ熱交換を行う技術が確立されれば、ダイレクトイン方式を採用することにより、単位冷熱量当たりのポンプ駆動力の低減および蓄冷熱槽の小型化による設備投資の削減が可能となるため、安価で小型な氷蓄冷熱システムの一般家庭への普及を促進させる結果となると予想される。

氷スラリーのように、密度の異なる固相（相変化物質）と液相が混在する固液二相流体においては、熱交換器の形状や熱交換器の設置方向、また、熱交換器に対する空気の流動方向等によって、その採冷熱特性が大きく左右されると考えられる。従って、熱交換器からの安定的な採冷熱方法を確立するには、不均質な流動状態を考慮した、管内を流れる氷スラリーの流動および熱伝達特性を詳細に把握することが重要である。

しかしながら、従来の研究は、流路内を流れる氷スラリーに関して、圧力損失などの流動特性を検討したものがほとんどであり、また、熱伝達を扱ったものにおいても、管路断面周囲方向および流れ方向の局所的な熱伝達率分布、ならびに熱移動のメカニズムを、流路内の局所的な流速分布および固相率分布の影響を考慮して、詳細に検討している例はない。また同様に、熱交換器の重要な構成要素の一つである、曲がり部および返しベンド内を流れる氷スラリーの局所熱伝達特性に関する研究は皆無である。

本研究では、このような現状に基づき、小型氷スラリー蓄冷熱システムを実際に構築し、システムの運転特性に関して、初期水溶液濃度および運転モードなどのパラメーターが蓄冷熱量および採冷熱量に与える影響について実験を行うとともに、ダイナミック型の蓄冷熱システムの運転特性に関するシミュレーションモデルを用いた数値解析により、システムの最適運転条件の評価を行い、小型氷スラリー蓄冷熱システムを開発・運転する上での基礎資料を得ることを目的としている。さらに上記のシステム特性の評価に加え、従来の研究では明らかにされていない、静止氷

スラリー層の詳細な融解メカニズムの解明，ならびに，円管内，直行流路，および曲がり流路内における氷スラリーの流動および熱伝達特性に関して，円管周囲方向および流れ方向の局所熱伝達率分布，ならびに流路内の局所的な固相率分布に及ぼす，水溶液濃度，熱流束，氷スラリーの主流速度，氷充填率，および流路サイズ等の諸因子の影響に関して実験的検討を行い，氷スラリーを冷熱媒体としたダイレクトイン式空気冷却用熱交換器の伝熱特性に関する基礎資料を得ることを目的としている．

参考文献

- [1] 射場本忠彦, ”氷熱空調システム概論”, 冷凍, 第 62 巻, 第 714 号 (1987), pp.351-361.
- [2] 射場本忠彦, ”氷蓄熱空調システムの位置づけとその課題”, 空気調和と冷凍, 28-10 (1988), pp.35-41.
- [3] 平野功, ”氷蓄熱空調システムの構造と機能”, 冷凍, 第 62 巻, 第 714 号 (1987), pp.369-381.
- [4] 相良典泰, ”ICE-ON-COIL 型不凍液循環氷蓄熱システム”, 冷凍, 第 62 巻, 第 714 号 (1987), pp.393-401.
- [5] 大塚高秋, 藤谷誠, 水上春信, ”氷蓄熱パッケージエアコンの開発”, 三菱重工技報, Vol.33, No.2 (1996), pp.106-109.
- [6] 稲葉英男, ”低温微細潜熱スラリーの蓄冷熱システム開発の動向”, 伝熱研究, 第 33 巻, 第 135 号 (1995), pp.46-55.
- [7] 稲葉英男, ”氷蓄熱システムの現状とその新展開”, 冷凍, 第 71 巻, 第 830 号 (1996), pp.1346-1358.
- [8] 遠藤正雄, 星野誠, ”クリスタルリキッドアイス蓄熱システム”, 冷凍, 第 62 巻, 第 715 号 (1987), pp.481-486.

- [9] 角谷修二, 畔蒜鏡一郎, 渡部正治, 川田章廣, 長伸朗, 渡邊激雄, "大容量地域熱供給システムの開発", 三菱重工技報, Vol.33, No.2 (1996), pp.114-117.
- [10] 技術開発本部, "リキッドアイス蓄熱空調システムの開発", 三井造船技報, 第138号 (1989), pp.81-90.
- [11] 谷野正幸, 守屋充, 岡村明彦, 山崎喜久夫, 小此木時雄, 関義輝, 小澤由行, 宮田洋一, 太田守彦, "過冷却水を用いた大規模氷蓄冷熱システムの開発", 空気調和・衛生工学, 第71巻, 第11号 (1997), pp.1011-1021.
- [12] T. M. Hansen, M. Kauffeld, O. Sari, P. Egolf and F. Pasche, "Research, Development and Applications of Ice Slurry in Europe," Proceedings of the 4th Workshop on Ice Slurries of IIR/IIF, (2001), pp.1-12.
- [13] C. Morillon and A. Dincaut, "Primary Refrigerant, Secondary Refrigerant and Ice Slurry : Experimental Evaluation of the Actual Performances on a Vertical Refrigerated Cabinet," Proceedings of the 20th International Congress of Refrigeration, Vol.4, (1999), No.529.
- [14] L. End, H. Eicher and P. W. Egolf, "Ice Slurry Pilot and Demonstration System for Food Refrigeration in Supermarkets," Proceedings of the 3rd Workshop on Ice Slurries of IIR/IIF, (2001), pp.155-165.
- [15] S. A. Tassou, I. Charer, J. Bellas and G. Terzis, "Comparison of the Performance of Ice Slurry and Traditional Primary and Secondary Refrigerants in Refrigerated Food Display Cabinet Cooling Coils," Proceedings of the 4th Workshop on Ice Slurries of IIR/IIF, (2001), pp.87-95.
- [16] K. G. Christensen and Michael Kauffeld, "Ice Slurry Accumulation," Proceedings of Natural Working Fluids '98 - IIR Gustav Lorentzen Conference, (1996), pp.701-711.

- [17] 福迫尚一郎, 山田雅彦, ”エチレングリコール水溶液の凍結挙動”, 日本機械学会論文集 B 編, 第 55 巻, 520 号 (1989), pp.3787-3793.
- [18] 福迫尚一郎, 山田雅彦, 守実寿, ”垂直平板上におけるエチレングリコール水溶液の凍結挙動”, 日本冷凍協会論文集, Vol.7, No.2 (1990), pp.57-65.
- [19] 福迫尚一郎, 山田雅彦, 守実寿, ”水溶液中に置かれた水平円柱周りの凍結挙動”, 第 26 回伝熱シンポジウム講演論文集, (1989), pp.4-6.
- [20] 岡田昌志, 後藤和久, 村上正人, ”垂直冷却壁をもつ矩形容器内における水溶液の凝固”, 日本機械学会論文集 B 編, 第 56 巻, 526 号 (1992), pp.1790-1795.
- [21] P. Egolf and H. Manz, ”Theory and Modeling of Phase Change Materials with and without Mushy Regions,” International Journal Heat and Mass Transfer, Vol. 37, No.18(1994), pp.2917-2924.
- [22] T. Hirata, M. Kato, K. Nagasaka and M. Ishikawa, ”Crystal Ice Formation of Solution and its Removal Phenomena at Cooled Horizontal Solid Surface; Part II: Onset of Ice Removal Condition,” International Journal of Heat and Mass Transfer, Vo.43, No.5(2000), pp.333-339.
- [23] T. Hirata, M. Kato, K. Nagasaka and M. Ishikawa, ”Crystal Ice Formation of Solution and its Removal Phenomena at Cooled Horizontal Solid Surface; Part I: Ice Removal Phenomena,” International Journal of Heat and Mass Transfer, Vo.43, No.5(2000), pp.757-765.
- [24] T. Hirata, M. Ishikawa and K. Yamada, ”Crystal Ice Formation of Solution and its Removal Phenomena on Inclined Cooled Plate,” International Journal of Refrigeration, Vol.25, No.2(2002), pp.190-198.

- [25] 知花一孝, 岡田昌志, カンチェドン, 松本浩二, 川越哲男, ”水-油エマルションの管内流動冷却による連続製氷”, 日本機械学会第10回環境工学シンポジウム 2000 講演論文集, (2000), pp.403-406.
- [26] D. Tsuchida, C. H. Kang, M. Okada, K. Matusmoto and T. Kawagoe, ”Ice Formation Process by Cooling Water-Oil Emulsion with Stirring in a Vessel,” International Journal of Refrigeration, Vol.25, No.2(2002), pp.250-258.
- [27] 河部弘道, ”振動冷却面上における凍結層生成・剥離機構に関する研究”, 北海道大学博士論文, (2000).
- [28] J. W. Meewisse and C. A. Infante Ferreira, ”Ice Slurry Production with a Fluidized Bed Heat Exchanger,” Proceedings of the 2nd Workshop on Ice Slurries of IIR/IIF, (2000), pp.101-108.
- [29] J. W. Meewisse and C. A. Infante Ferreira, ”Experiments on Fluidized Bed Ice Slurry Production,” Proceedings of the 3rd Workshop on Ice Slurries of IIR/IIF, (2001), pp.105-112.
- [30] 稲葉英男, 武谷健吾, 宮原里支, ”流動水溶液による連続製氷”, 日本機械学会第71回全国大会講演論文集, (1993), p.79-81.
- [31] 楠本望, ”クリスタルリキッドアイスによる氷蓄熱および氷搬送”, 日本機械学会第71回全国大会講演論文集, (1993), p.91-93.
- [32] 渡辺裕, ”非水溶性不凍液によるフラジルアイス製造技術”, 伝熱研究, Vol.3, No.135 (1995), pp.73-77.
- [33] 金明煥, ”矩形容器内におけるリキッドアイスの融解熱伝達”, 北海道大学博士論文, (1994).

- [34] M. Yamada, S. Fukusako, H. Morizane and M. H. Kim, "Melting Heat Transfer along a Horizontal Heated Tube Immersed in Liquid Ice," JSME International Journal Series B, Vol.36, No.2(1993), pp.343-350.
- [35] 谷野正幸, 小澤由行, 土方邦夫, 中別府修, "ダイナミック型氷蓄冷熱システムの蓄氷予測", 日本冷凍空調学会論文集, Vol.14, No.1 (1997), pp.87-95.
- [36] 谷野正幸, 小澤由行, 井上剛良, 高木周, "ダイナミック型氷蓄冷熱システムの解氷予測", 日本冷凍空調学会論文集, Vol.15, No.3 (1998), pp.237-248.
- [37] 谷野正幸, 小澤由行, "氷蓄冷熱槽内の熱流動解析", 冷凍, 第73巻, 第844号 (1998), pp.120-128.
- [38] 岡田昌志, カンチェドン, 矢野聡, "微細粒状水の流水による融解", 日本機械学会熱工学講演会講演論文集, (1998), pp.262-264.
- [39] S. Fukusako, M. Yamada, H. Morizane and M. H. Kim, "Melting Heat Transfer along a Horizontal Heated Tube Immersed in a Fluidized Liquid Ice Bed," Experimental Thermal and Fluid Science, Vol.6, (1993), pp.353-359.
- [40] 鮎川恭三, 越智順治, "固体粒子の水平管水力輸送における圧力損失", 日本機械学会論文集 (第2部), 33巻, 254号 (1967), pp.1625-1632.
- [41] R. M. Turian, T. F. Yuan and G. Mauri, "Pressure Drop Correlation for Pipeline Flow of Solid-Liquid Suspensions," AIChE Journal, Vol.17, No. 4(1971), pp.809-817.
- [42] R. M. Turian and T. F. Yuan, "Flow of Slurries in Pipelines," AIChE Journal, Vol.23, No. 3(1977), pp.232-243.

- [43] B. Stutz, P. Reghem and O. Martinez, "Friction Losses of Flow of Concentrated Slurries," Proceedings of the 2nd Workshop on Ice Slurries of IIR/IIF, (2000), pp.29-37.
- [44] B. Stutz and P. Reghem, "Friction Losses of Two-Phase Liquid-Solid," Proceedings of the 3rd Workshop on Ice Slurries of IIR/IIF, (2001), pp.45-52.
- [45] 朝倉国臣, 浪越哲, 渡辺慶輝, "フライアッシュスラリーの流送に関する研究 – 水平管路の圧力損失 (第1報) –", 日本鉱業会誌, 93-1075 (1977), pp.621-625.
- [46] 鮎川恭三, "浮遊状態での固体粒子群の水平管水力輸送固体粒子の水平管水力輸送", 日本機械学会論文集 (第2部), 38巻, 315号 (1972), pp.2863-2872.
- [47] 都田昌之, 今野宏卓, 斉藤正三郎, 前田四郎, "水平, 垂直固液混相流動について", 化学工学, 第33巻, 第1号 (1969), pp.67-73.
- [48] 古田武, 辻本進, 豊島元敬, 岡崎守男, 桐栄良三, "垂直円管内固液混相流中の粒子濃度分布", 化学工学論文集, 第4巻, 第1号 (1978), pp.105-107.
- [49] 媚山政良, 山下植也, 浜岡幸夫, 相沢旬一, 大野泰司, "固液二相流の速度分布と濃度分布の解析 (水平平行2平面間において固体粒子が浮遊状態にある場合での試み)", 日本機械学会論文集 B編, 58巻, 549号 (1992), pp.1580-1586.
- [50] A. Kitanovski and A. Poredoš, "Theory on Concentration Distribution of the Ice Slurry Flow," Proceedings of the 4rth Workshop on Ice Slurries of IIR/IIF, (2001), pp.15-24.
- [51] 白樫正高, 川上郁雄, 佐藤紳二, 脇屋正一, "雪の水力輸送に関する研究 – 第1報, 直管における圧力損失 –", 雪氷, 45巻, 1号 (1983), pp.33-39.

- [52] 白樫正高, 佐藤謙一, 佐藤靖仁, 古塩淳, 梅村晃由, 脇屋正一 ”雪の水力輸送に関する研究 ー第4報, 雪氷二相流の管内流れの観察ー”, 雪氷, 46巻, 4号 (1984), pp.163-170.
- [53] 白樫正高, 佐藤靖仁, 古塩淳, 梅村晃由, 脇屋正一, ”雪の水力輸送に関する研究 ー第5報, 直管における圧力損失に対する諸因子の影響ー”, 雪氷, 46巻, 4号 (1984), pp.171-178.
- [54] S. Grandum, 矢部彰, 中込和哉, 田中誠, 竹本文男, 小林康德, 池本光志, P. E. Frivik, ”不凍化蛋白質を利用する氷のスラリー化と低温蓄熱への応用の研究”, 日本機械学会論文集B編, 63巻, 609号 (1997), pp.1770-1776.
- [55] 松尾昌範, 徳山清美, P. R. Modak, 坂口伸吾, 鈴木洋, 薄井洋基, ”界面活性剤による氷スラリーの氷粒子特性”, 第38回日本伝熱シンポジウム講演論文集, Vol.3, (2001), pp.819-820.
- [56] H. Suzuki, P. R. Modak, H. Usui, ”Rheological Characteristics of Ice/Water Slurry Dispersed with Surfactant Additives,” Proceedings of the 4rth Workshop on Ice Slurries of IIR/IIF, (2001), pp.135-144.
- [57] Guilpart, J., Fournaison, L., Ben Lakhdar, M., A., Flick, D. and Lallemand, A., ”Experimental Study and Calculation Method of Transport Characteristics of Ice Slurries,” Proceedings of the 2nd Workshop on Ice Slurries of IIR/IIF, (2000), pp.74-82.
- [58] C. Doetsch, ”Pressure Drop and Flow Pattern of Ice Slurries,” Proceedings of the 3rd Workshop on Ice Slurries of IIR/IIF, (2001), pp.53-59.
- [59] E. Harada, M. Toda, M. Kuriyama and H. Konno, ”Heat Transfer Between Wall and Solid-Water Suspension Flow in Horizontal Pipes,” Journal of Chemical Engineering of Japan, Vol.18, No.1(1985), pp.33-38.

- [60] 今野宏卓, 原田英二, 都田昌之, 栗山雅文, 猿田真司, "垂直下降固液混相流の熱伝達", 化学工学論文集, 第5巻, 第5号(1979), pp.464-470.
- [61] 今野宏卓, 原田英二, 都田昌之, 栗山雅文, 猿田真司, "上昇固液混相流の熱伝達", 化学工学論文集, 第6巻, 第3号(1980), pp.308-310.
- [62] 原田英二, 栗山雅文, 今野宏卓, "水平矩形流路を流れる固液混相流の伝熱", 化学工学論文集, 第14巻, 第2号(1988), pp.195-202.
- [63] M. Choi and K. Cho, "Liquid cooling for a multichip module using Fluorinert Liquid and Paraffin Slurry," International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.43, No.2(2000), pp.209-218.
- [64] M. Goel, S. K. Roy and S. Sengupta, "Laminar Forced Convection Heat Transfer in Microcapsulated Phase Change Material Suspensions," International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.37, No.4(1994), pp.593-604.
- [65] P. Charunyakorn, S. Sengupta and S. K. Roy, "Forced Convection Heat Transfer in Microencapsulated Phase Change Material Slurries : Flow in Circular Ducts," International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.34, No.3(1991), pp.819-833.
- [66] E. Choi, Y. I. Cho and H. G. Lorsch, "Forced Convection Heat Transfer with Phase-Change-Material Slurries : Turbulent Flow in a Circular Tube," International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.37, No.2(1994), pp.207-215.
- [67] 稲葉英男, 堀部明彦, 尾崎公一, 横田真希, "管内流動氷水スラリーの採冷熱特性に関する研究", 日本冷凍空調学会論文集, Vol.14, No.3(1997), pp.265-276.
- [68] N. Osa, C. Watanabe, Y. Shinno, A. Kawada, S. Kakutani and Y. Otani, "Heat Transfer Characteristics of Forced Convection Flow of Slurry Ice Inside Hori-

- zontal Pipe,” Proceedings of the 5th ASME/JSME Joint Thermal Engineering Conferene, (1999), pp.1-6.
- [69] B. D. Knodel, D. M. France, U. S. Choi and M. W. Wambsganss, ”Heat Transfer and Pressure Drop in Ice-Water Slurrries”, Applied Thermal Engineering, 20(2000), pp.671-685.
- [70] P. Egolf, O. Sari, F. Meili, P. Moser and D. Vuarnoz, ”Heat Transfer of Ice Slurries in Pipes,” Proceedings of the 1st Workshop on Ice Slurries of IIR/IIF, (1999), pp.106-123.
- [71] O. Sari, F. Meili, D. Vuarnoz and P. Egolf, ”Thermodynamics of Moving and Melting Ice Slurries,” Proceedings of the 2nd Workshop on Ice Slurries of IIR/IIF, (2000), pp.140-153.
- [72] E. Stamatiou, M. Kawaji, B. Lee and V. Goldstein, ”Experimental Investigation of Ice-Slurry Flow and Heat Transfer in a Plate-Type Heat Exchanger,” Proceedings of the 3rd Workshop on Ice Slurries of IIR/IIF, (2001), pp.61-68.
- [73] 鮎川恭三, ” 固体粒子群の水力輸送における鉛直面内ベンド部の圧力損失”, 日本機械学会論文集 (第 1 部), 35 巻, 271 号 (1969), pp.563-571.
- [74] M. Toda, N. Komori, S. Saito and S. Maeda, ”Hydraulic Conveying of Solid Through Pipe Bends,” Journal of Chemical Engineering of Japan, Vol.5, No.1(1972), pp.4-13.
- [75] M. Toda, T. Ishikawa, S. Saito and S. Maeda, ”On the Particle Velocities in Solid-Liquid Two-Phase Flow Through Straight Pipes and Bends,” Journal of Chemical Engineering of Japan, Vol.6, No.2(1973), pp.140-146.

- [76] H. Inaba and S. Morita, "Flow and Cold Heat-Storage Characteristics of Phase-Change Emulsion in a Coiled Double-Tube Heat Exchanger," Transactions of the ASME Journal of Heat Transfer, Vol.117, (1995), pp.441-446.

第3章 氷スラリー蓄冷熱システムの特 性評価

3.1 概説

前章において述べたように、現在実用化されているダイナミック型氷蓄冷熱システムの多くは、生成された氷スラリーを用いて水等の二次冷媒を冷却し、それを空気冷却用熱交換器内に流入させるタイプのものであるが、生成した氷スラリーを安定的に直接熱交換器内に流入させることが可能であれば、単位冷熱量当たりのポンプ駆動力の低減および蓄冷熱槽の小型化による設備投資の削減が可能となると考えられる。これは、全電力消費量の約半分を占める一般家庭への氷蓄冷熱システムの普及を促進させる可能性を示すものであり、一般家庭における省エネルギーおよびピークカットを目的とした小型蓄冷熱システムの開発は早急に取り組むべき課題の一つである。また、これらのシステムを構成する各要素機器の問題点を明らかにし、システムの小型化および効率化を推し進めることは、システムを普及させる上で重要である。

このような観点に基づき本章では、次章以降に行う蓄冷熱システムを構成する各要素機器の検討に先立ち、小型氷スラリー蓄冷熱システムを実際に構築し、初期水溶液濃度および運転モードをパラメータとして実験を行うことにより、氷充填率および運転特性に及ぼす諸因子の影響を検討する。また、シミュレーションモデルを構築して数値解析を行い、実験結果と比較することにより、システムの運転特性および最適運転条件を評価し、小型氷スラリー蓄冷熱システムを設計・運転するため

の基礎資料を得ることを目的としている。

3.2 実験装置および実験方法

3.2.1 実験装置

3.2.1.1 実験装置概説

図 3.1 に、本実験で用いた実験装置の系統図を示す。本実験装置は主に、冷凍機、氷スラリー循環系、および空気循環系より構成される。氷スラリー循環系は、氷スラリー製造・貯留部、氷スラリー輸送部、および熱負荷部より構成され、空気循環系は、ブロワー、加熱空気流路、および熱負荷部から構成される。

3.2.1.2 氷スラリー製造・貯留部

氷スラリー製造・貯留部は、氷スラリートタンクおよび氷スラリー生成用蒸発器より構成される。氷スラリートタンクおよび熱交換器の外観を図 3.2 に示す。氷スラリートタンクは、容量 0.215m^3 （幅 935mm，奥行き 482mm，高さ 615mm）の亚克力製矩形容器で、仕切板により氷スラリー生成槽（幅 605mm， 0.141m^3 ）および氷スラリー貯留槽（幅 350mm， 0.074m^3 ）の 2 槽に分けられている。氷スラリー生成槽および貯留槽には、氷スラリーの温度測定のため、0.3mm K 型熱電対を各々 7 箇所および 3 箇所ずつ取り付けした。また、氷スラリー生成用蒸発器は、外径 4mm，ピッチ 65mm，6 段×8 列の銅管製熱交換器であり、冷媒の循環系を 2 系統に分けることで、冷却条件を任意に変化させることが可能な構造となっている。熱交換器銅管の周囲は、氷の付着防止と氷スラリーの連続生成を目的として、テフロン製熱収縮チューブにて被覆されている。

なお、図 3.3(a) に、本実験において生成された氷スラリーの顕微鏡写真を、また、比較のため (b) に、氷削器を用いて削りだした氷粒を、0.5mm のふるいにより選別

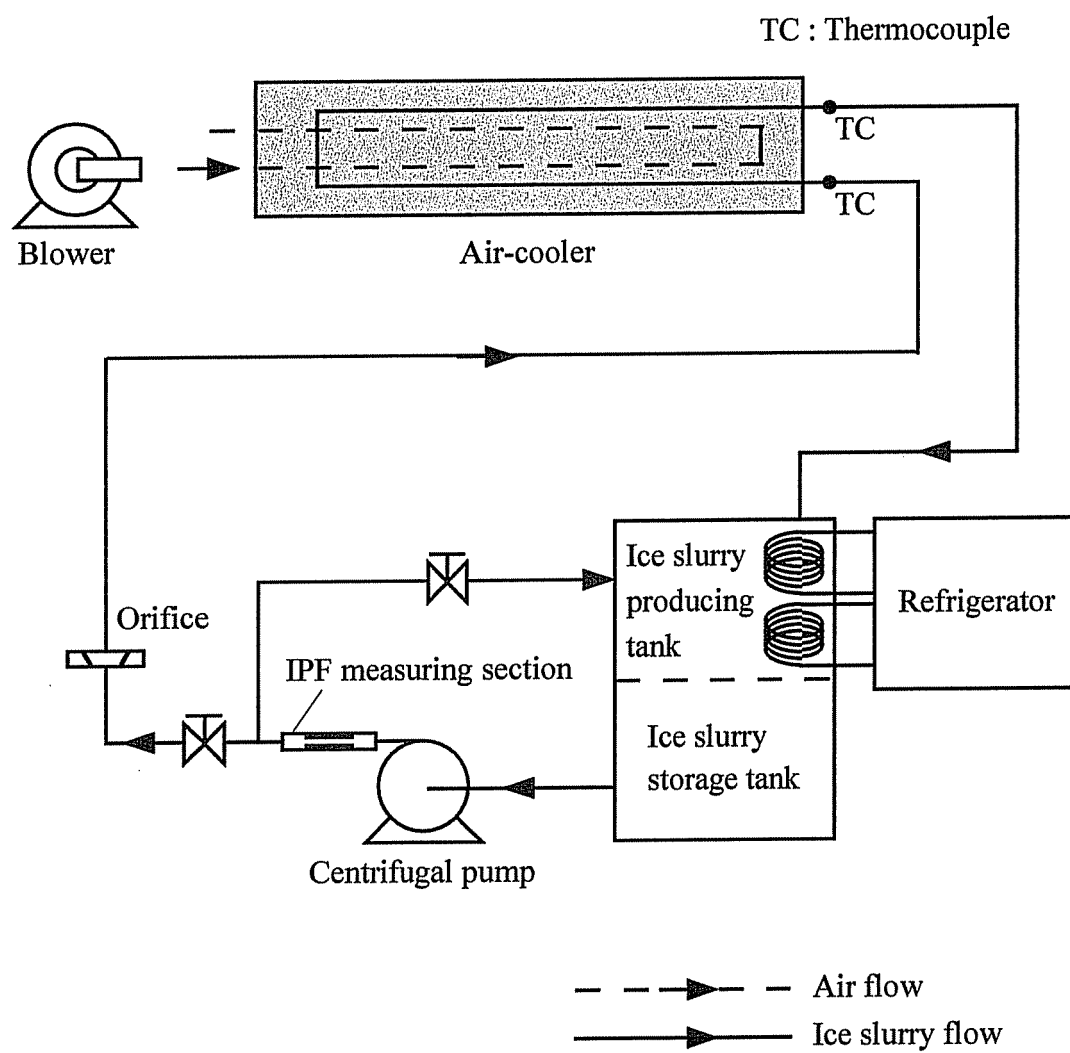
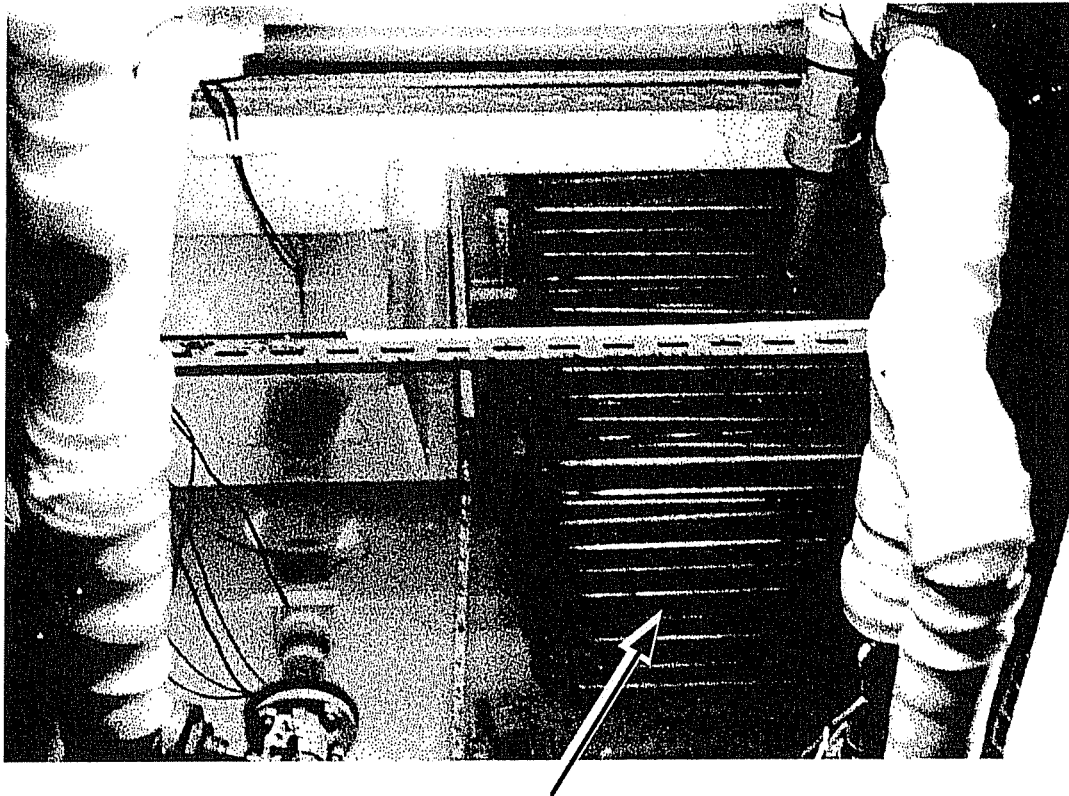


図 3.1 実験装置系統図



Evaporator

図 3.2 氷スラリータンク

し、エチレングリコール水溶液と混合させることにより生成した氷スラリーの顕微鏡写真をそれぞれ示す。これらの図を比較すると、実験により生成された氷スラリー中の氷粒子は非常に微細であることがわかる。これは、氷粒子間に存在するエチレングリコール水溶液が氷粒子同士の固着・成長を妨げるため、氷粒子が微細なまま水溶液中に存在するためと考えられる。

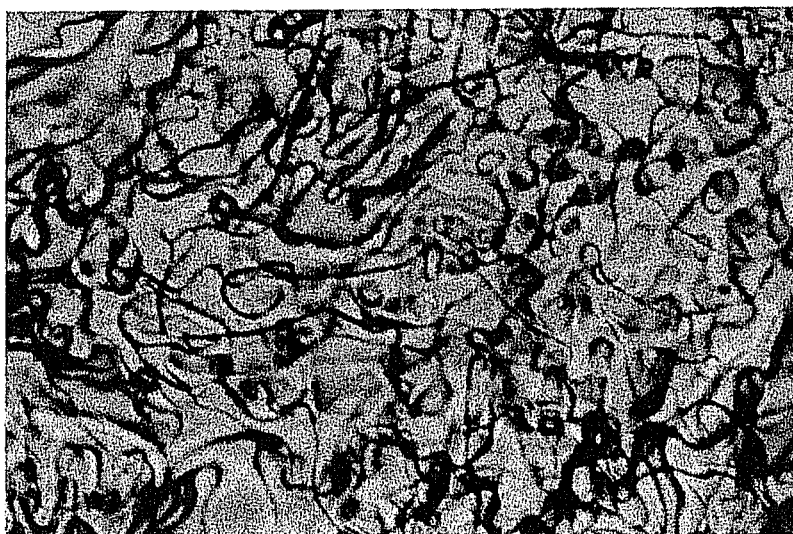
本実験に用いた冷凍機は、冷凍機冷媒蒸発温度が、冷凍機制御盤で設定された値となるように、サーモスタットにより ON/OFF 制御される。冷凍機冷媒凝縮温度は、管表面に 0.3mm K 型熱電対を取り付けることにより測定し、冷凍機冷媒低圧圧力および冷凍機消費電力は、それぞれ変換器により電圧信号に変換された値を測定した。

3.2.1.3 氷スラリー輸送部

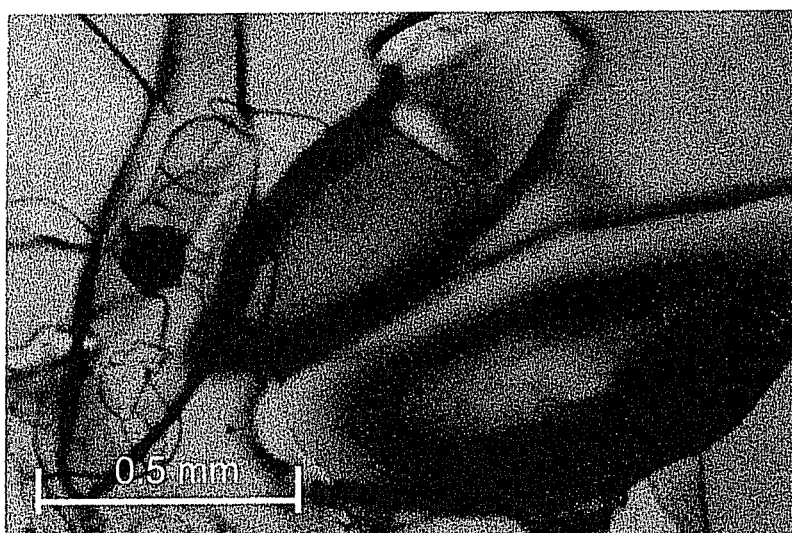
氷スラリー輸送部は、内径 40mm の塩化ビニールパイプにより、実システムを想定して全長 20m にわたり設置されている。また、管路を流れる氷スラリーの流動状態および融解挙動が観察できるように、管路中の 4 箇所には長さ 0.9m の透明アクリルパイプを使用している。氷スラリー流路中の熱負荷部入口および出口に、0.3mm K 型熱電対を 1 箇所ずつ取り付けることにより、熱交換器通過前後の氷スラリー温度を測定する構造となっている。なお、氷スラリー流量は、あらかじめ検定されたオリフィスおよびマノメータにより測定している。

3.2.1.4 熱負荷部

図 3.4 に熱負荷部の外観および詳細を示す。熱負荷部は幅 240mm、高さ 170mm、長さ 1030mm の矩形断面流路であり、中央に仕切板を設け空気流路とし、その内部に採冷熱のための熱交換器が設置されている。熱交換器は外径 25.4mm の銅管製で、ピッチ 30mm、2 列 30 段の千鳥型配列に配置されている。また、空気流路入口およ



(a) 実験により生成された氷スラリー



(b) 氷粒子（平均径 0.5mm）と水溶液の混合

図 3.3 氷スラリーの性状

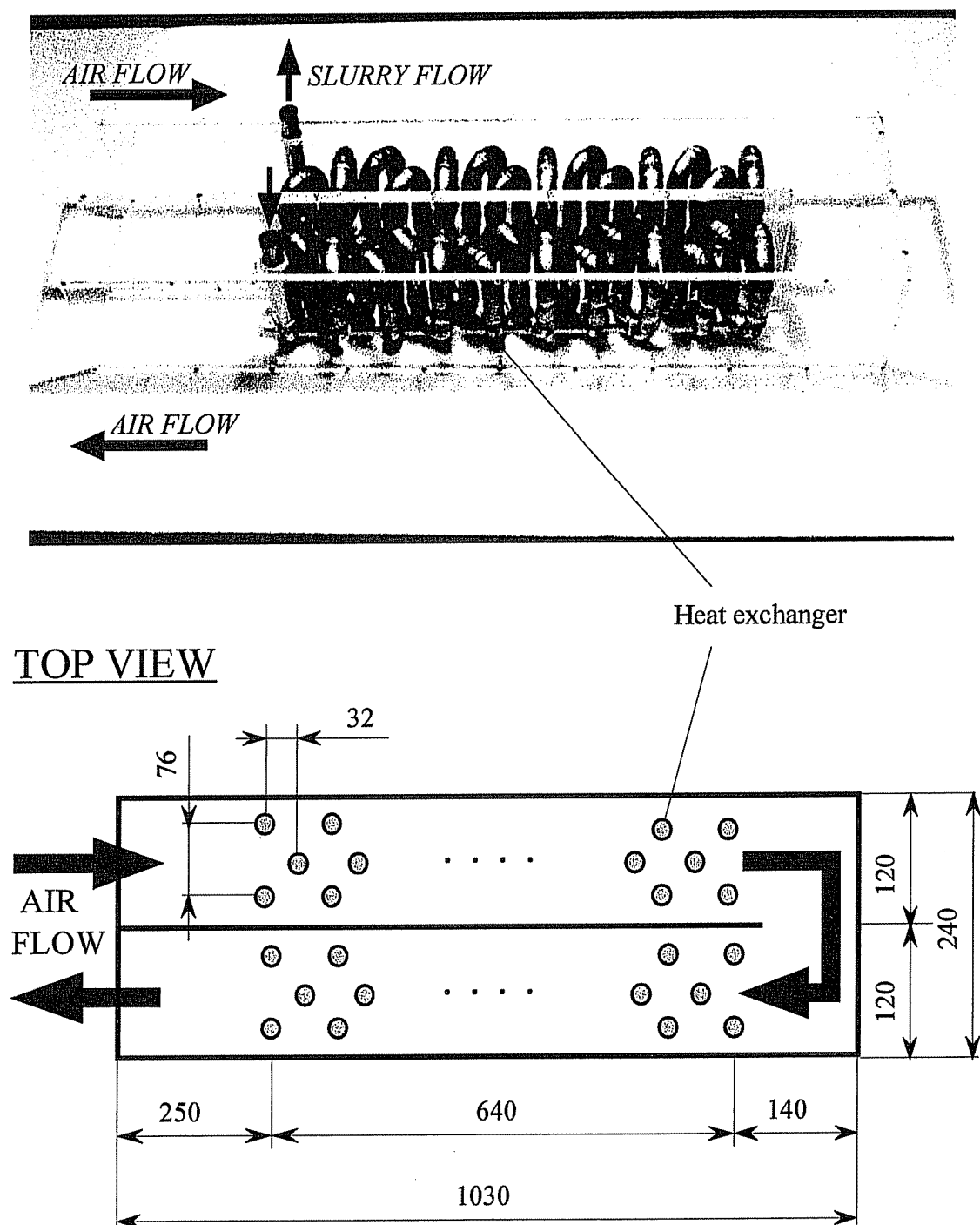


図 3.4 熱負荷部

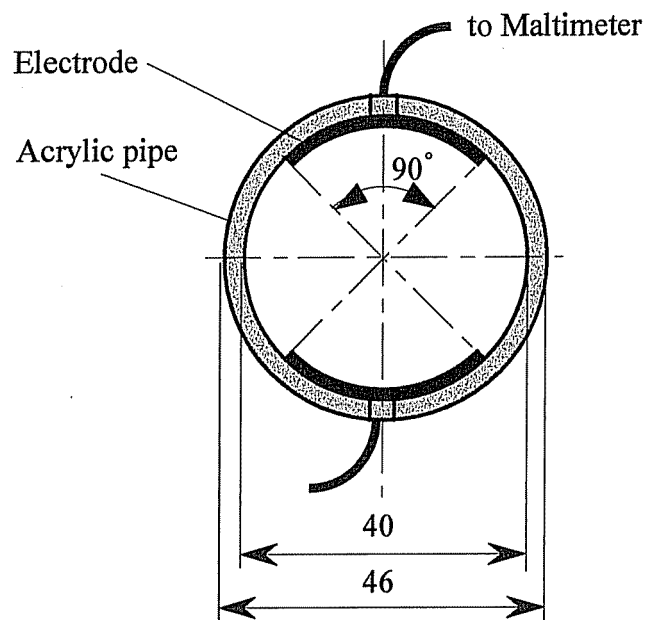
び出口には、空気の乾球温度および湿球温度を測定するため、0.3mm K 型熱電対が 4箇所ずつ取り付けられている。

3.2.1.5 氷充填率測定部

蓄冷熱槽および流路内における IPF の変化を把握することは、氷スラリー蓄冷熱システムの制御および性能の評価を行うに当たり重要な要素の一つである。静止状態における氷スラリーの IPF は、液相の水溶液濃度と平衡凍結温度の相関関係に基づき、熱力学的に求めることが可能であるが、本実験のように氷スラリーが循環し流動状態にある場合には、氷スラリーの固相率分布が均一ではなく、温度にも分布が存在すると考えられ、熱力学的な平衡条件から IPF を決定することは困難である。白樫ら [1] は、雪水二相流における雪分率の測定法に関して、水力勾配から分率を測定する方法について検討を行っているが、測定の度に試料のサンプリングが必要なため連続的な計測は不可能である。一方、北原ら [2] および稲葉ら [3] は、液相と固相の電気伝導度の差に着目し、流路に設けた電極間の電気伝導度を測定することにより、雪水二相流または氷スラリーの固相率を精度良く測定している。本実験においても、 IPF と水溶液の電気伝導度の関係に基づいた電気伝導度法によって、流路内を流れる氷スラリーの IPF をリアルタイムで連続的に計測するための装置を構築した。電気伝導度法とは、電気伝導度の異なる 2 種類の物質が混合されている場合に、混合体の見かけの電気伝導度が、その混合比に依存した値となることを利用するものであり、混合体の電気伝導度を測定すれば、構成物質の体積比を求めることが出来る。つまり、本実験において氷スラリーの電気伝導度法と IPF の相関関係を予め検定しておけば、インピーダンスの測定により IPF を算出することが可能となる。

流路内を流れる氷スラリーの、液相中に含まれる氷の質量割合を表わす氷充填率 (Ice Packing Factor : IPF) 測定部の詳細を図 3.5 に示す。氷充填率測定部は、内径 40mm、長さ 300mm の透明アクリルパイプの内壁に、電極として厚さ 0.3mm、幅

Front View



Side View

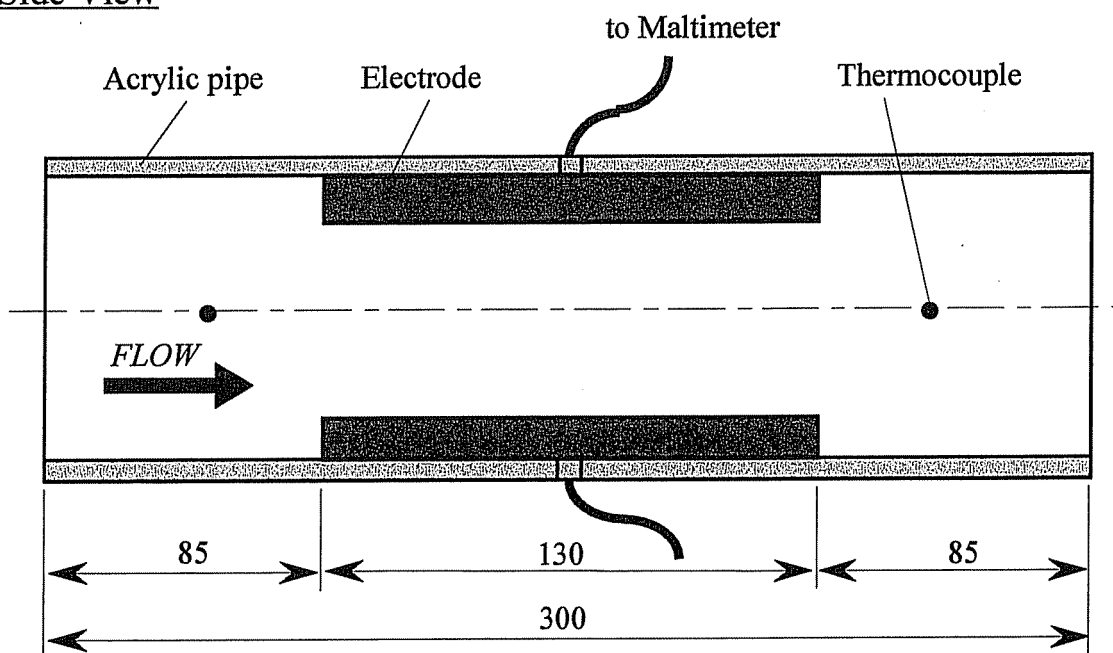


図 3.5 氷充填率測定部

32mm, 長さ 130mm のステンレス箔 2 枚を互いに対向させて接着させた構造になっている。それぞれの電極の中央には, リード線が取り付けられており, 電圧計および電流計により, 電極間のインピーダンスを測定する。また, 電極の前後に, 0.3mm K 型熱電対を各々 2 箇所ずつ, 計 4 箇所取り付けることにより, 氷スラリー温度を測定できる構造となっている。

なお, 本測定系における不確かさは, 任意の測定値 $IPF=4.60\text{mass}\%$ (sampleA) および $IPF=15.18\text{mass}\%$ (sampleB) に対して, 95%包括度で以下のように見積もられる () 内は相対誤差)。

$$\begin{aligned}\text{SampleA} & : \quad IPF = 4.60 \pm 1.57\text{mass}\%(\pm 34.1\%) \\ \text{SampleB} & : \quad IPF = 15.18 \pm 2.05\text{mass}\%(\pm 13.5\%) \end{aligned} \tag{3.1}$$

3.2.2 実験方法

本実験の手順は次の通りである。蓄冷運転では, 実験開始とともに予め所定の温度および濃度に設定されたエチレングリコール水溶液を氷スラリートank内にて冷却し, 蓄冷運転終了時刻までポンプによりバイパス経路を循環させながら連続的に氷スラリーを生成する。蓄冷運転終了後, 冷凍機およびポンプを停止し, 保持時間開始とする。保持時間中は, 氷スラリーの冷却および循環を停止し, 氷スラリートank全面を 50mm の断熱材で覆い静かに保持する。保持時間終了後, 氷スラリーを所定の流量で氷スラリー輸送部に供給し, 放冷運転開始とする。放冷運転開始と同時に, 保持時間中に予め温度および湿度を設定した空気を, ブロワーにより所定の流量で熱負荷部に供給し, 氷スラリーからの採冷熱を行った。なお, 冷凍機消費電力, 冷凍機冷媒低圧圧力, 冷凍機膨張弁直前温度, および圧縮機出口温度は, 蓄冷運転開始時とともに測定を開始し, 蓄冷運転終了時まで 1 時間毎に測定を行った。また, 氷スラリートank内温度および室温は, 実験開始時刻から実験終了時刻まで 1 時間毎に測定し, 熱負荷部入口および出口における空気の乾球および湿球温度, 熱交換器入口, 出口における氷スラリー温度は, 放冷運転開始時とともに測定を始め,

放冷運転終了時まで1時間毎に測定を行った。一方、 IPF は蓄冷運転時間および放冷運転時間中30分毎に測定した。

表3.1に、本実験における実験条件を示す。本実験では、氷スラリーを生成する蓄冷運転時間、生成した氷スラリーを蓄冷運転終了時から放冷運転開始時まで保持する保持時間、および空気冷却用熱交換器で採冷熱を行う放冷運転時間の組み合わせである運転モード、ならびにエチレングリコール水溶液初期濃度をパラメータとして設定した。蓄冷運転時間は、一般的な深夜電力の適用時間帯である23:00から7:00までの8時間以内に設定しており、保持時間は、蓄冷運転が終了する7:00からピークカット開始時刻である13:00までの6時間に、放冷時間は4時間に固定して実験を行っている。また、エチレングリコール水溶液初期濃度 C_i は10mass%, 15mass%, および20mass%の3種類に設定している。さらに、これらの一日における運転特性に加え、 $C_i=10\text{mass}\%$ 、蓄冷運転時間8時間の条件で、1週間連続運転を行うことにより、本システムにおける長期連続運転における特性評価を行った。

なお、氷スラリー輸送流量、空気流量、熱負荷部温度、および氷スラリータンク内水溶液の初期温度は、それぞれ $0.00059\text{m}^3/\text{s}$ 、 $0.00201\text{m}^3/\text{s}$ 、 30°C 、および 0°C として実験を行った。

表 3.1 実験条件

C_i mass%	運転モード	蓄冷運転時間 hours	保持時間 hours	放冷運転時間 hours
10	A	4	6	4
	B	6	6	4
	C	8	6	4
15	A	4	6	4
	B	6	6	4
	C	8	6	4
20	A	4	6	4
	B	6	6	4
	C	8	6	4

3.2.3 冷凍機消費電力，冷凍能力，放冷熱量，および成績係数の算 定方法

3.2.3.1 冷凍機消費電力の算定方法

冷凍機消費電力 w は，レコーダーにより記録された冷凍機電源電流 I および定格電圧 E （実効値）より，式 (3.2) を用いて算出した．なお，実験中 I は冷凍機の ON/OFF 制御により，蓄冷運転時間内で時々刻々変化するため，蓄冷運転時間内で積分平均した値を用いた．

$$w = I \cdot E \quad (3.2)$$

3.2.3.2 冷凍機冷凍能力の算定方法

冷凍機冷凍能力 q_{sto} は，冷媒の蒸発過程のエンタルピー変化と比体積を求め，冷凍機の仕様表にある冷媒体積流量 V_r および体積効率 η_v から，式 (3.3) および式 (3.4) を用いて算定した．なお，蒸発過程における冷媒エンタルピー変化 Δh_r および冷媒比体積 v はモリエル線図より，また，冷凍機冷媒低圧圧力，冷凍機膨張弁直前温度，および冷凍機圧縮機出口温度は蓄冷運転時間内での平均値として求め，各値から冷凍サイクルを決定することにより求めた．本実験では，体積効率 η_v を 0.7 と仮定して計算を行った．

$$q_{sto} = M_r \cdot \Delta h_r \quad (3.3)$$

$$M_r = (V_r \cdot \eta_v) / v \quad (3.4)$$

ここで M_r は冷媒質量流量である．

3.2.3.3 放冷熱量の算定方法

熱負荷部における氷スラリーの放冷熱量 q_{rel} は，熱負荷部を通過する間の空気のエンタルピー差 Δh_a および空気質量流量 M_a より，式 (3.5) を用いて算出した．なお，入口および出口における空気のエンタルピーは，空気の乾球および湿球温度より湿り空気線図を用いて求め，空気流量はオリフィスおよびマノメータにより測定した．

$$q_{rel} = M_a \cdot \Delta h_a \quad (3.5)$$

3.2.3.4 成績係数の算定方法

本実験におけるシステムの蓄冷能力および放冷熱量を評価するため，冷凍機の消費電力量と冷凍機冷凍能力の比である冷凍成績係数 COP (Coefficient Of Performance)，および冷凍機の消費電力量と放冷熱量の比である放冷成績係数 POR (Performance

Of Release mode) を下式のように定義した.

$$COP = Q_{sto}/W \quad (3.6)$$

$$POR = Q_{rel}/W \quad (3.7)$$

ここで Q_{sto} , Q_{rel} , および W は, それぞれ式 (3.3) より算出した q_{sto} の蓄冷運転時間中の積算値である積算冷凍量, 式 (3.5) で算出した q_{rel} の放冷運転時間中の積算値である積算放冷量, および式 (3.2) で算出した w の蓄冷運転時間中の積算値である冷凍機積算消費電力である.

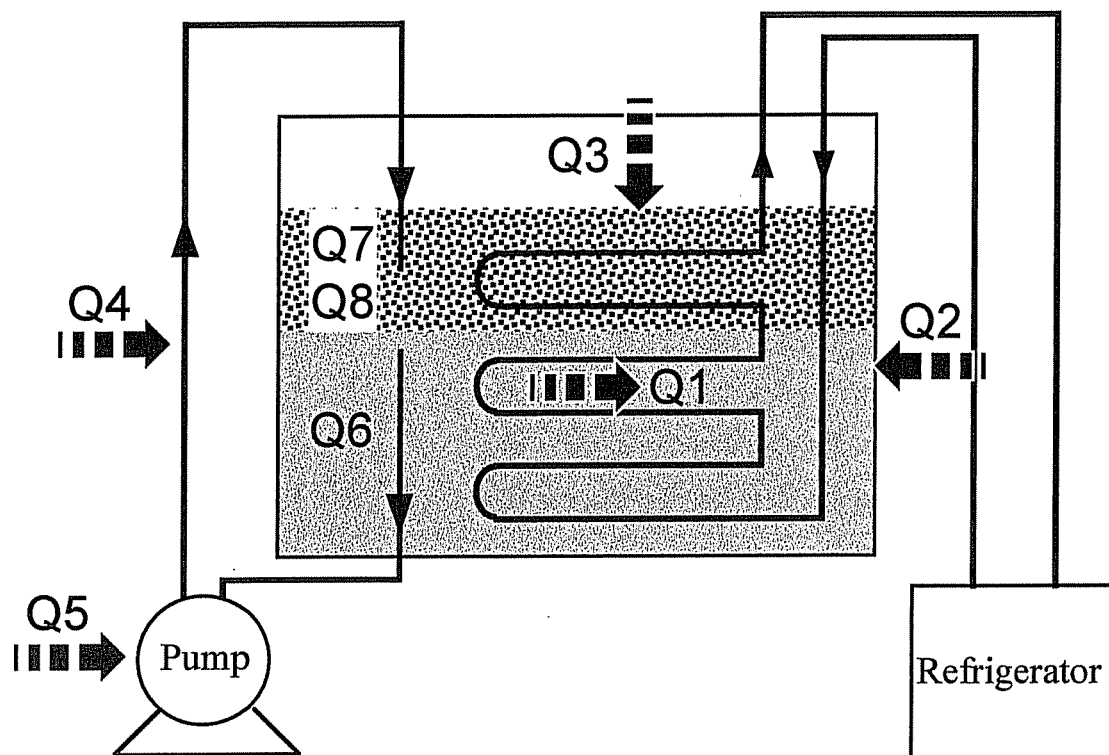
3.3 数値シミュレーションによる検討

3.3.1 数値シミュレーションモデルおよび基礎式

3.3.1.1 蓄冷過程

本シミュレーションでは, 氷スラリーは均一に攪拌され平衡状態にあり, システムの各要素において全ての時間で熱バランスが保たれているという仮定に基づいてシミュレーションモデルを構築した. 図 3.6 に, 蓄冷過程における熱バランスのモデル図を示す. 蓄冷過程では, 冷熱として蓄冷タンク内のエチレングリコール水溶液から冷凍機蒸発器への吸熱 $Q1$, また熱損失として, タンク壁面, 水溶液液面, およびバイパス経路からの熱の流入をそれぞれ $Q2$, $Q3$, および $Q4$, さらにポンプの発熱 $Q5$ を考慮している.

蓄冷過程では, まず $Q1$ を決定し, $Q1$ から全ての損失を除いた残りの冷熱量が氷を生成する冷熱量 (潜熱) $Q8$ に使用されると仮定し, 生成される氷の量を決定する. 氷が生成されることにより, エチレングリコール水溶液濃度が高くなり, 平衡凍結温度が低下するのに伴い, エチレングリコール水溶液および氷の温度も低下する. その際, 温度低下分に相当する水溶液の顕熱 $Q6$ および氷の顕熱 $Q7$ が発生する.



氷粒子

水溶液

Q1 : エチレングリコール水溶液から
冷凍機蒸発器への吸熱

Q2 : タンク壁面からの熱流入

Q3 : 水溶液液面からの熱流入

Q4 : バイパス経路からの熱流入

Q5 : ポンプの発熱

Q6 : 水溶液の顕熱

Q7 : 氷の顕熱

Q8 : 氷を生成する潜熱

図 3.6 熱バランスモデル（蓄冷過程）

一方、本解析では全ての冷熱を氷を生成する潜熱に用いると仮定しているため、計算上 Q_6 および Q_7 に相当する量の氷が余分に生成されることになり、水溶液の濃度が上昇し、タンク内の平衡温度は平衡点よりわずかに低い値を示すことになる。そこで最初に仮定した氷の生成量を減らし、同様に Q_6 , Q_7 , および Q_8 について繰り返し計算を行い、式 (3.8) が成り立つ温度 T_s までタンク内温度が降下するとして各熱量を求めた。図 3.7 に、氷生成量を決定する過程の模式図を示す。

$$Q_1 - (Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5) = Q_6 + Q_7 + Q_8 \quad (3.8)$$

Q_1 は、冷凍機の仕様表に示されている冷凍能力と冷凍機冷媒蒸発温度 T_e との関係式 (3.9) より求めた Q_1' と、蒸発器とタンク内水溶液との熱通過率を与え、式 (3.10) より求めた Q_1'' を等しいとおいて、繰り返し計算により T_e を決定し算出した。

$$Q_1' = 0.6504T_e^2 + 76.05T_e + 2543.0 \quad (3.9)$$

$$Q_1'' = K_r \cdot S_r(T_s - T_e) \quad (3.10)$$

ここで K_r は、蒸発器とタンク内水溶液との熱通過率、 S_r は蒸発器伝熱面積である。また K_r は、円管群の熱伝達を表した以下の Grimson の式を用いて算出した。

$$Nu_m = c \cdot Re_d^n \cdot Pr^{1/3} \quad (3.11)$$

ここで c および n は、基盤目配列 10 列以上の管群の熱伝達整理式における定数であり、本条件では $c = 0.317$ および $n = 0.608$ として計算を行った。

Q_2 は、タンク壁面をアクリル板と断熱材の複層板とみなし、複層板の熱通過率 K_t 、タンク壁伝熱面積 S_t 、および水溶液と外気の温度差より式 (3.12) を用いて求めた。複層板の熱通過率は、タンク内壁では平板上の乱流熱伝達、また、タンク外壁では垂直平板の自然対流熱伝達としてそれぞれ式 (3.13) および式 (3.14) を用いて求めたヌセルト数から熱伝達率を算出し、式 (3.15) に代入することにより求めた。なお、

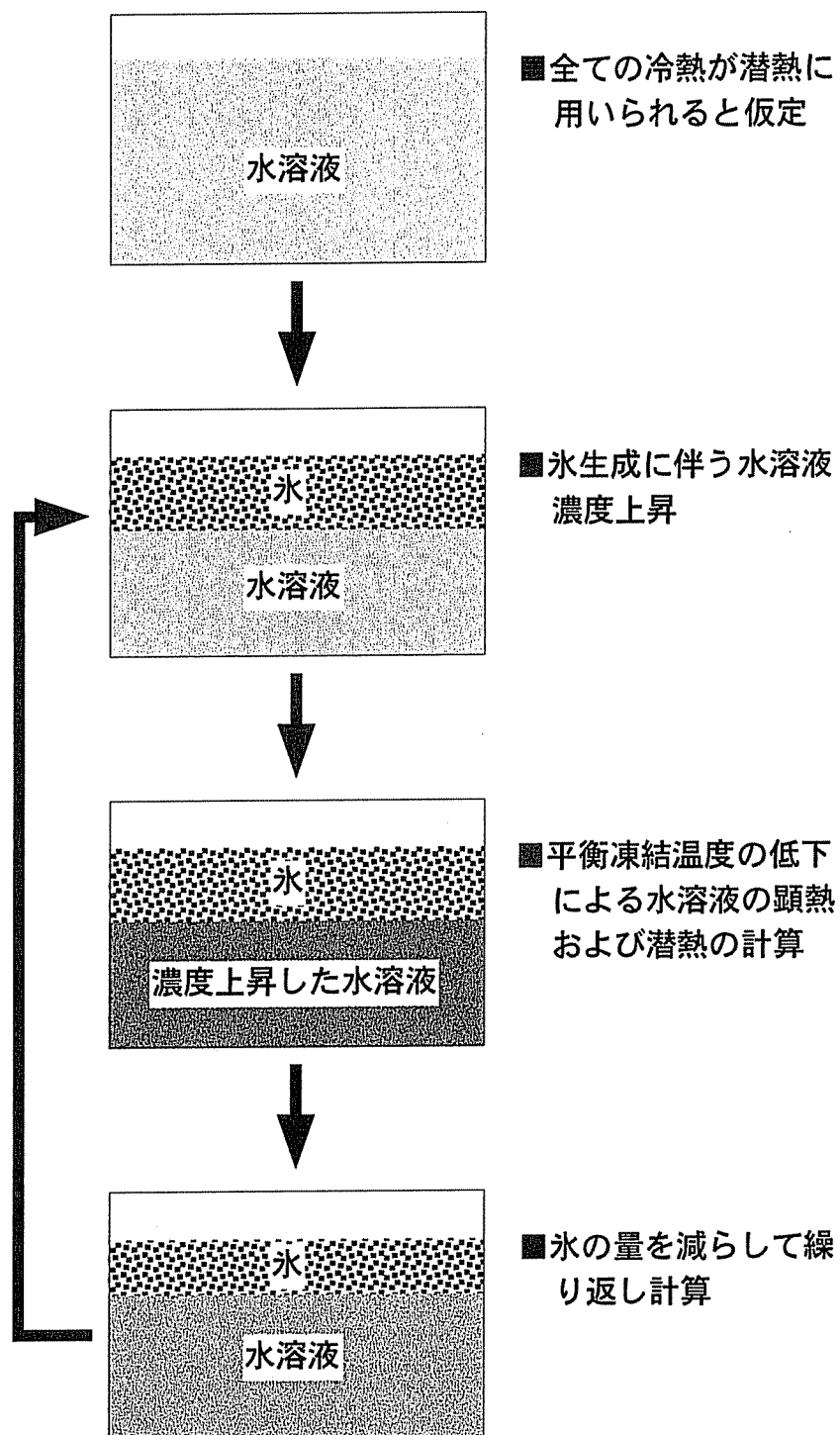


図 3.7 氷生成量の決定方法

タンク内の流速は、バイパス経路においてオリフィスにより計測した氷スラリー流量をタンク断面積で除した値を用いた。

$$Q2 = K_t \cdot S_t \cdot \Delta T \quad (3.12)$$

$$Nu_m = 0.037 \cdot Re_L^{4/5} \cdot Pr^{1/3} \quad (3.13)$$

$$Nu_m = 0.59 \cdot Ra^{1/5} \quad (3.14)$$

$$K_t = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{b_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (3.15)$$

ここで、 α_1 、 α_2 、 b_n 、および n は、それぞれタンク内壁とエチレングリコール水溶液との熱伝達率、タンク外壁と空気との熱伝達率、タンク壁および断熱材の厚さ、およびタンク壁および断熱材の熱伝導率である。

$Q3$ は、タンク内水溶液液面からの自然対流による熱損失であり、下式 (3.16) により算出される。

$$Q3 = \alpha_s \cdot S_s \cdot \Delta T \quad (3.16)$$

ここで、 S_s は蓄冷熱タンク自由液面の伝熱面積である。また α_s は、タンク内水溶液液面での自然対流熱伝達率であり、下式 (3.17) の McAdams の式から導かれる。

$$Nu_L = 0.27 \cdot Ra^{1/4} \quad (3.17)$$

バイパス経路からの熱損失である $Q4$ は、バイパス経路を塩化ビニールパイプと断熱材の複層円管とみなし、複層円管の熱通過率 K_p 、円管伝熱面積 S_p 、および水溶液と外気の温度差より式 (3.16) から求めた。なお、複層円管の熱通過率 K_p は、バイパス経路内壁では円管内の乱流熱伝達として、またバイパス経路外壁では水平円柱周りの自然対流熱伝達として、それぞれ式 (3.19) および式 (3.20) に示す、Colburn の式を用いて各熱伝達率を算出し、得られた熱伝達率を式 (3.21) に代入することにより求めた。

$$Q4 = K_p \cdot S_p \cdot \Delta T \quad (3.18)$$

$$Nu_m = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{1/3} \quad (3.19)$$

$$Nu_m = 0.53 \cdot Ra^{1/4} \quad (3.20)$$

$$\frac{1}{k_t \cdot r_x} = \frac{1}{\alpha_1 \cdot r_1} + \frac{1}{\lambda} \sum \ln \frac{r_1}{r_2} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot r_2} \quad (3.21)$$

ここで、 α_1 、 α_2 、 r_1 、および r_2 は、それぞれ塩化ビニールパイプ内壁とエチレングリコール水溶液との熱伝達率、塩化ビニールパイプ外壁と外気との熱伝達率、塩化ビニールパイプの厚さおよび断熱材の厚さである。

また Q_5 は、ポンプの仕様表から抜粋したポンプ効率を用いて、ポンプにおける損失が全て入熱になると仮定して求めた。

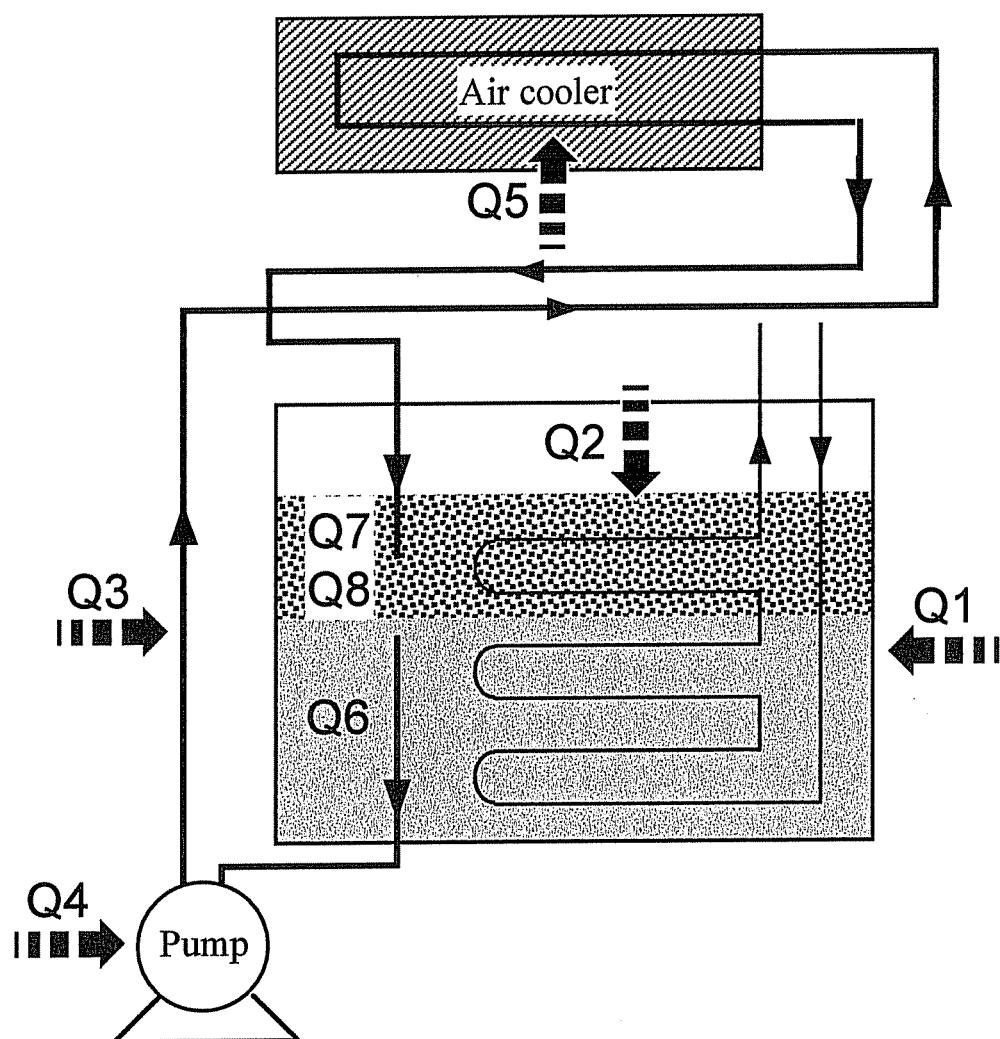
3.3.1.2 保持過程

保持過程では冷凍機による冷熱は無く、損失としてタンク壁面からの熱流入 Q_1 、タンク液面からの熱流入 Q_2 が考えられる。保持過程では、 Q_1 と Q_2 をあわせた損失熱量が全て氷を融解する潜熱量 Q_5 に吸収されると仮定し、氷の融解量を決定する。また、氷粒子の融解に伴いエチレングリコール水溶液濃度が低くなるため、タンク内の平衡凍結温度が上昇する。その結果、エチレングリコール水溶液および氷の温度が上昇し、温度上昇分に相当するの水溶液の顕熱量 Q_3 、および氷の顕熱量 Q_4 が発生する。しかしながら、本シミュレーションでは全ての熱損失が氷の融解に使われると仮定しているので、 Q_3 、 Q_4 に相当する熱量分だけ氷の融解量が過剰となり、タンク内の平衡凍結温度が平衡点よりわずかに高い値を示す。そこで最初に仮定した氷の融解量を減らし、同様に Q_3 、 Q_4 、および Q_5 について繰り返し計算を行い、下式 (3.22) が成り立つ温度 T_s までタンク内温度が上昇するとして計算を行った。

$$Q_1 + Q_2 = Q_3 + Q_4 + Q_5 \quad (3.22)$$

3.3.1.3 放冷過程

図 3.8 に、放冷過程における熱バランスのモデル図を示す。放冷過程においても



⬜⬜⬜⬜ : 氷粒子

▨▨▨▨ : 水溶液

Q1 : タンク壁面からの熱流入

Q2 : 水溶液液面からの熱流入

Q3 : バイパス経路からの熱流入

Q4 : ポンプの発熱

Q5 : 熱負荷部への熱流入

Q6 : 水溶液の顕熱

Q7 : 氷の顕熱

Q8 : 氷を生成する潜熱

図 3.8 熱バランスモデル（放冷過程）

保持過程と同様に冷熱は無く、熱損失としてタンク壁面からの熱流入 Q_1 、タンク液面からの熱流入 Q_2 、バイパス経路からの熱流入 Q_3 、ポンプにおける熱損失 Q_4 、および熱負荷部における放熱量 Q_5 が考えられる。放冷過程では、これらをあわせた全ての熱量が、氷の融解潜熱量 Q_8 に吸収されると仮定し、氷粒子の融解量を決定する。また、氷の融解に伴うエチレングリコール水溶液濃度の低下により、水溶液の顕熱量 Q_6 および氷の顕熱量 Q_7 が発生するが、保持過程の計算と同様に繰り返し計算を行うことにより、下式 (3.23) の熱バランス式を満足させた。

$$Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 = Q_6 + Q_7 + Q_8 \quad (3.23)$$

熱負荷部における放熱量 Q_5 は、予め適当な値に仮定した出口温度 T_{ao} を用いて、式 (3.24) に示す、熱交換量から計算した Q_5' と、式 (3.25) に示す、空気の温度上昇から計算した Q_5'' とを等しいと置いて繰り返し計算を行うことにより、等式を満足する T_{ao} を改めて決定し、その時計算された Q_5' および Q_5'' の値を用いた。

$$Q_5' = K_a \cdot S_a \cdot \Delta t_m \quad (3.24)$$

$$Q_5'' = M_a \cdot c_{pa}(T_{ai} - T_{ao}) \quad (3.25)$$

ここで、 S_a 、 Δt_m 、 M_a 、 C_{pa} 、および T_{ai} はそれぞれ、熱負荷部熱交換器伝熱面積、熱負荷部における対数平均温度差、加熱空気質量流量、加熱空気比熱、および熱負荷部空気入口温度である。また K_a は、熱負荷部熱交換器と加熱空気との熱通過率であり、蓄冷過程と同様に Grimson の式を用いて算出した。なお、放冷過程終了後、計算開始より 24 時間経過時まで保持過程を継続し、1 サイクル 24 時間のシミュレーションとした。

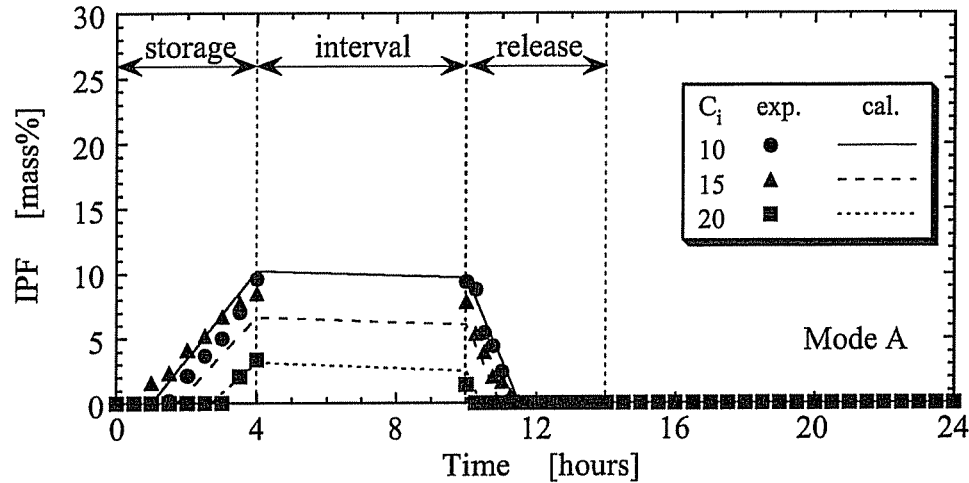
3.4 実験結果および数値シミュレーション結果

3.4.1 1 サイクルにおけるシステム特性

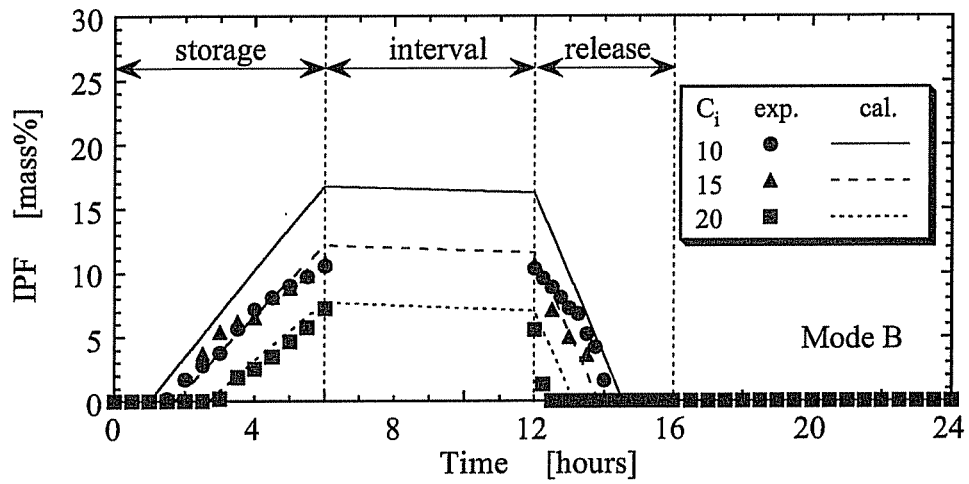
3.4.1.1 氷充填率の変化

図 3.9 に、運転モード A, B, および C における氷充填率の時間変化に及ぼす初期水溶液濃度 C_i の影響を示す。図中、シンボルが実験結果を、線が解析結果をそれぞれ示しており、図の横軸は実験開始からの経過時間である。図より実験結果および解析結果ともに、 IPF は氷生成開始とともに増加するも、保持時間では時間経過とともに減少し、その後の放冷運転では、 IPF は氷融解とともに減少する傾向が認められる。また、 C_i が低い条件ほど高い IPF を示すことがわかる。これは、 C_i が低いほど平衡凍結温度が高く、初期水溶液温度と平衡凍結温度との差が小さくなることにより、氷生成が開始されるまでの時間が短く、積算冷凍能力に対する潜熱量の割合が大きくなるため、蓄冷運転終了時の IPF が高くなるものと考えられる。

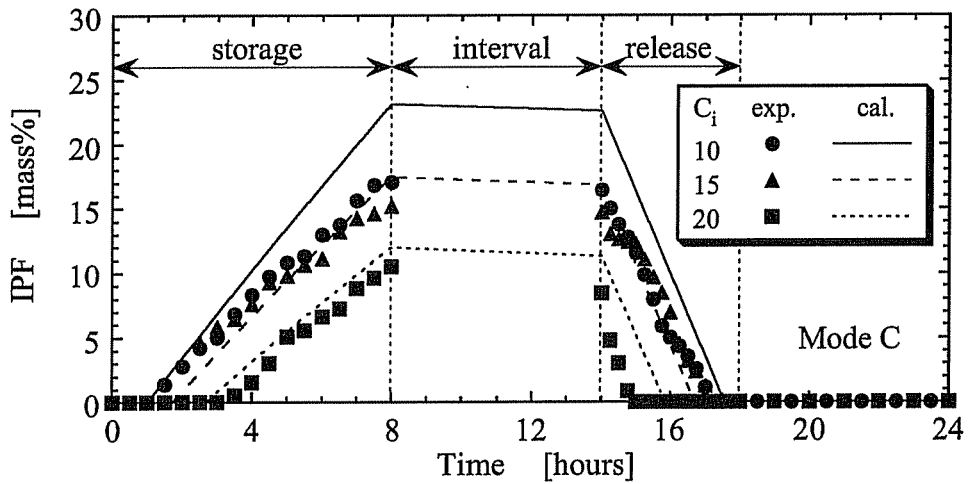
また、モード A（蓄冷運転時間 4 時間）に比べ、モード B（蓄冷運転時間 6 時間）、モード C（蓄冷運転時間 8 時間）と蓄冷運転時間が長くなるに従い、実験結果および解析結果ともに高い IPF の値を示すことがわかる。また、特に C_i が低い条件において、蓄冷運転時間経過に伴い解析結果が実験結果に比べて大きな IPF を示す傾向が見られる。これは、解析では氷スラリーがタンク内で均一に攪拌され分布していると仮定しているのに対し、実験では C_i が低いほど時間経過とともに氷の生成量が増加し、浮力によりタンク上部に氷が堆積した状態となるため、タンク垂直方向に IPF の分布が生じ、タンク内全体の平均的な IPF とバイパス経路で計測される IPF との間に差が生じることによるものと考えられる。一方、 $C_i=20\text{mass}\%$ においては各モードで実験結果と解析結果がよく一致しているが、これは最も高い IPF の値を示すモード C においても、 IPF の値が $10\text{mass}\%$ 程度であるため、先に述べた、氷がタンク上部に堆積する影響が相対的に小さくなるためと考えられる。



(a) モード A



(b) モード B



(c) モード C

図 3.9 氷充填率の変化

3.4.1.2 氷スラリー温度および熱負荷部空気出口温度の変化

図 3.10 に、運転モード A における氷スラリー温度 T_s および熱負荷部空気出口温度 T_{ao} に及ぼす各初期水溶液濃度 C_i の影響を実験結果と解析結果を併せて示す。図より、いずれの C_i の条件においても、 T_s は蓄冷運転時間経過に伴い低下し、保持期間ではほぼ一定温度で推移した後、放冷運転時間で上昇する傾向が認められる。また、実験における T_{ao} は、いずれの C_i においても放冷運転開始時に、解析結果に比べ高い温度を示した後、徐々に低下し、再び上昇することがわかる。これは、実験では保持期間中に加熱空気により空気冷却用熱交換器が暖められているため、放冷運転開始直後は熱交換器伝熱面が十分冷却されておらず、熱伝達が促進されないためと考えられる。さらに、その後に見られる温度上昇は、氷スラリー中の氷粒子が全て融解し、水溶液の温度が徐々に上昇したためと考えられる。なお、 T_s は C_i が高いほど低くなる傾向が認められるが、これは C_i が高いほど平衡凍結温度が低くなり、氷生成開始温度が下がるためと考えられる。

一方、氷スラリー温度 T_s は実験結果と解析結果がよく一致していることがわかるが、 T_{ao} は放冷運転開始直後において解析結果が実験結果に比べ低い温度を示していることがわかる。これは実験においては、先に述べたように熱負荷部の熱容量分に氷スラリーの冷熱が用いられるため放冷運転開始直後に高い温度を示すが、解析においては熱負荷部の熱容量を考慮しておらず、氷スラリーの冷熱が全て熱負荷部を通過する空気の冷却に用いられるためと考えられる。

図 3.11 および図 3.12 に、モード B およびモード C での各 C_i における T_s 、 T_{ai} 、および T_{ao} の変化の実験結果と解析結果を併せて示す。これらの図より、 T_s および T_{ao} に関して先に述べたモード A の結果と同様の傾向が見られることがわかるが、 C_i が低くなるに従い、 T_{ao} は長時間低温を維持していることがわかる。これは C_i が低いほど氷の生成量が多く、 IPF が高くなり、タンク内に氷が長時間存在するためと考えられる。また、 T_s に関しても同様に、 C_i が低い条件において放冷運転終了時の T_s が低い温度を保つ傾向が見られる。

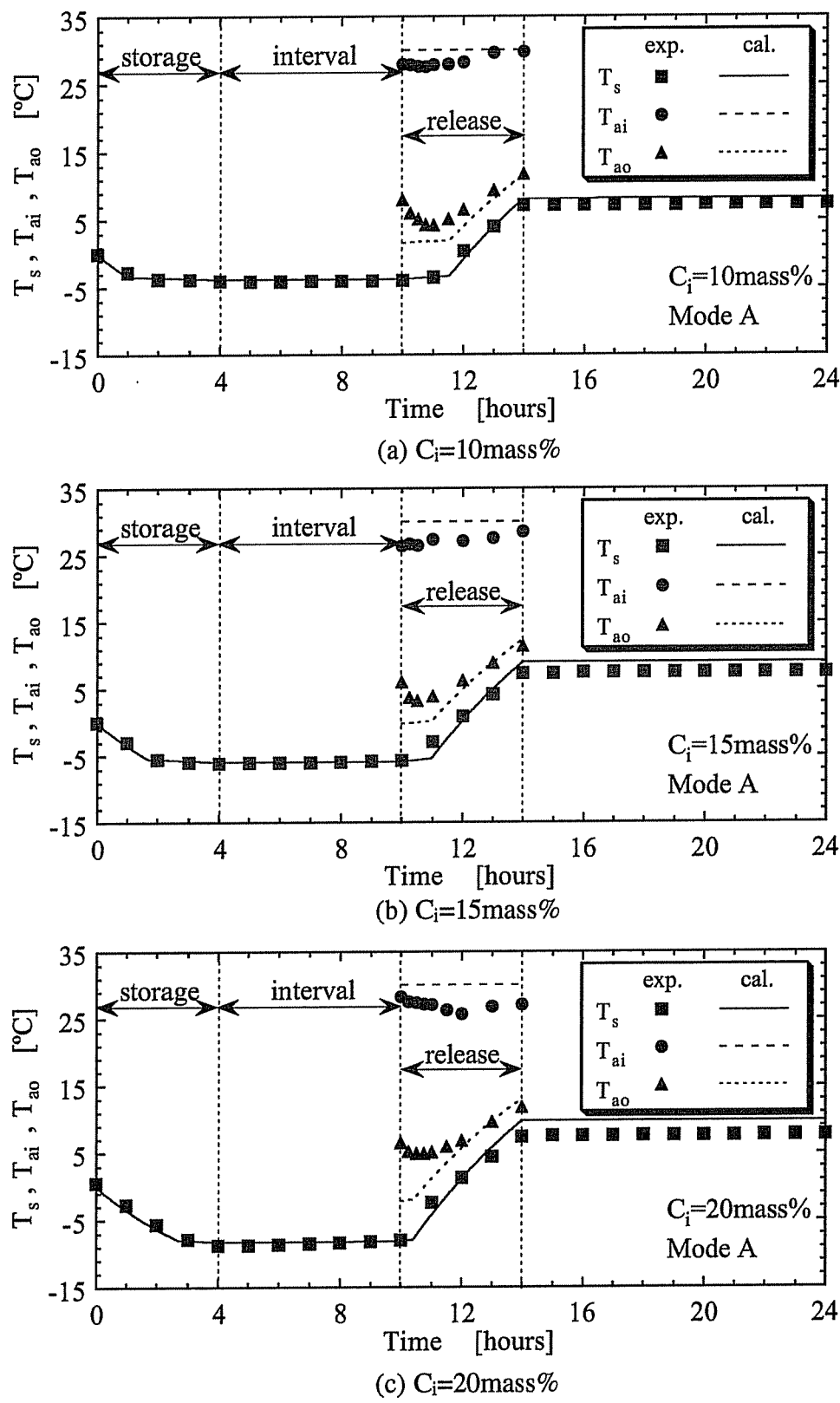


図 3.10 氷スラリー温度および熱負荷部空気出口温度の変化（モード A）

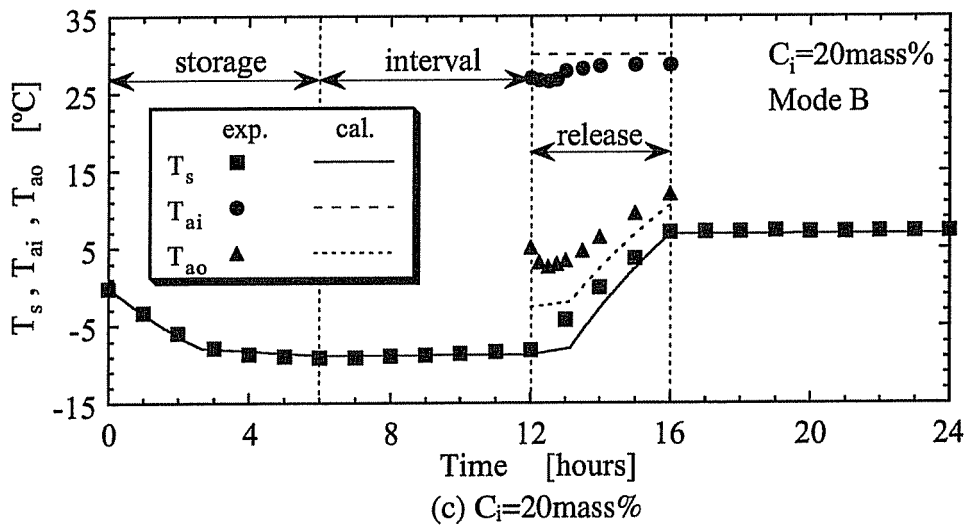
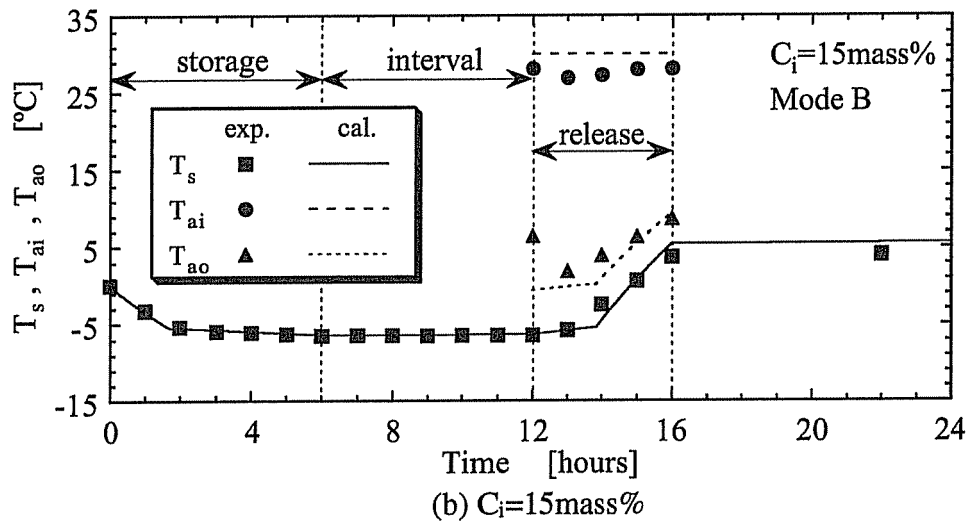
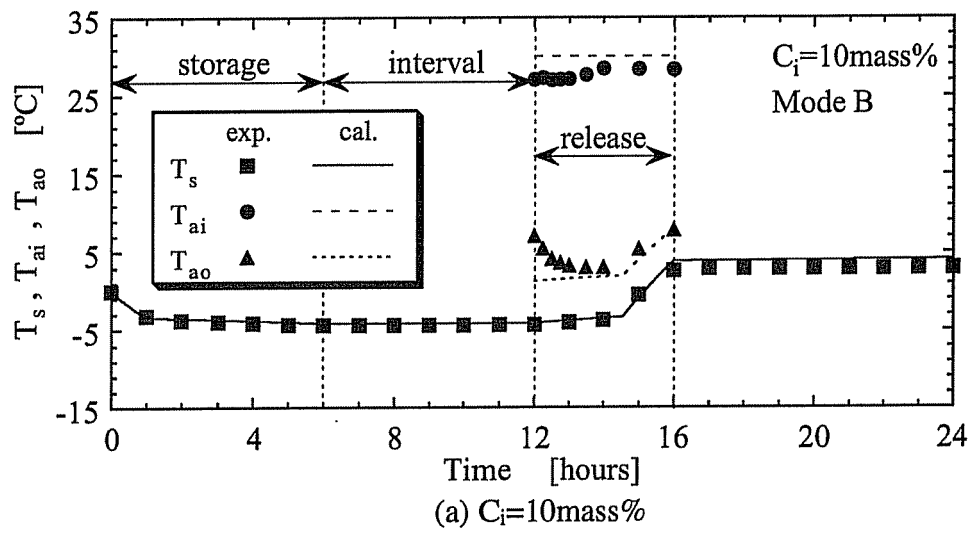


図 3.11 氷スラリー温度および熱負荷部空気出口温度の変化（モード B）

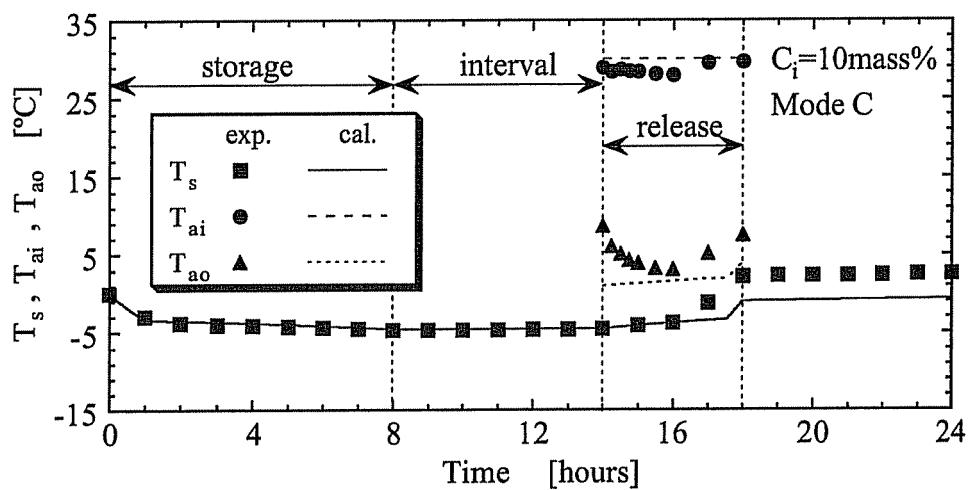
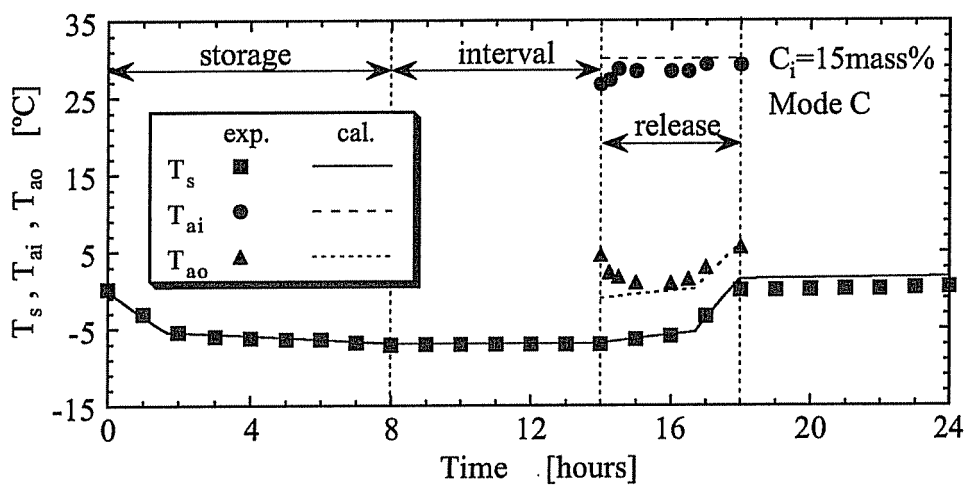
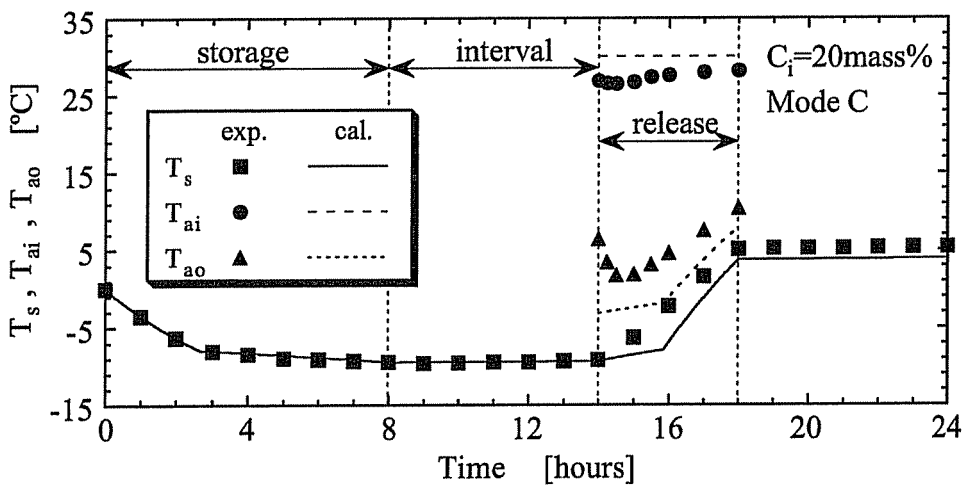
(a) $C_i=10\text{mass\%}$ (b) $C_i=15\text{mass\%}$ (c) $C_i=20\text{mass\%}$

図 3.12 氷スラリー温度および熱負荷部空気出口温度の変化 (モード C)

3.4.1.3 冷凍機消費電力，冷凍能力，および放冷熱量の変化

図 3.13 に，運転モード A における冷凍機消費電力 w ，冷凍能力 q_{sto} ，および放冷熱量 q_{rel} に及ぼす初期水溶液濃度 C_i の影響を示す．図より C_i が高いほど q_{sto} は低い値を示すことがわかる．これは C_i が高いほど氷スラリーの氷生成開始温度（平衡凍結温度 T_f ）が低下するため，冷凍機冷媒蒸発温度が低くなることにより，冷凍サイクルから求められるエンタルピー差が小さくなるためと考えられる．また，いずれの C_i においても時間経過とともに q_{sto} が減少する傾向が見られるが，これは時間経過とともにタンク内の氷スラリー温度が低下するためと考えられる． q_{rel} に関しては，放冷運転開始直後は低く，一度上昇した後徐々に減少する傾向を示すが，これは T_{ao} の変化の影響が q_{rel} の変化にも現われているためと考えられる．つまり， q_{rel} は T_{ai} と T_{ao} の差を用いて算出することから， T_{ao} が低いほど高い値を示すためと考えられる．

w および q_{sto} は，いずれの C_i においても実験結果と解析結果がよく一致することがわかるが，一方で， q_{rel} はいずれの C_i についても放冷運転開始直後に解析結果が実験結果よりも大きな値を示す．これは前項で示したように，解析において氷スラリーの冷熱が熱負荷部の熱容量分に用いられることを考慮していないため，氷スラリーの冷熱が放冷運転開始直後からすべて放冷熱量として用いられるため，放冷運転開始直後に最も高い値を示すと考えられる．

3.4.1.4 運転特性の評価

前項までに示した結果より，システムの運転特性に運転モードが大きな影響を及ぼすことが実験結果および解析結果において認められた．そこで本項では，運転モードに対する運転特性の評価を実験結果および解析結果を用いて比較検討する．

図 3.14 に， $C_i=10\text{mass}\%$ における冷凍機積算消費電力 W ，積算冷凍量 Q_{sto} ，積算放冷量 Q_{rel} ，蓄冷成績係数 COP ，および放冷成績係数 POR に及ぼす運転モードの

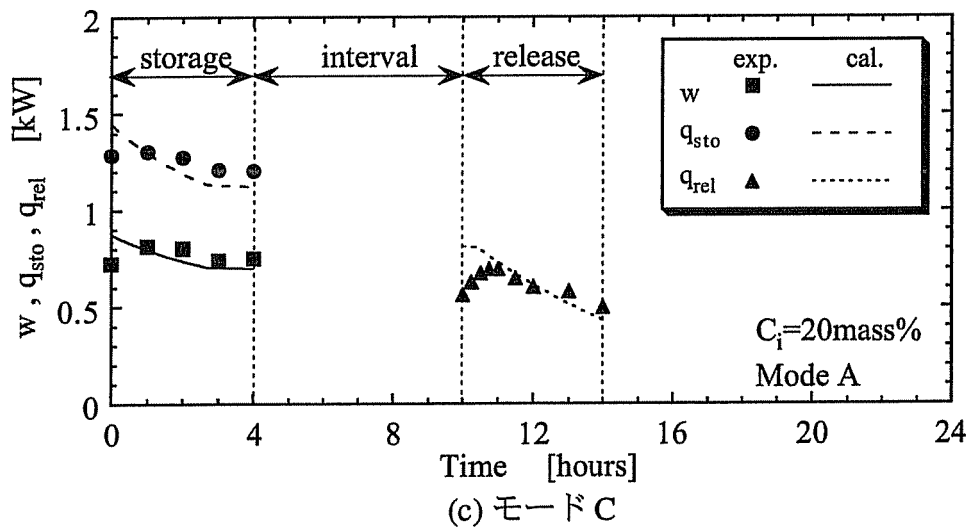
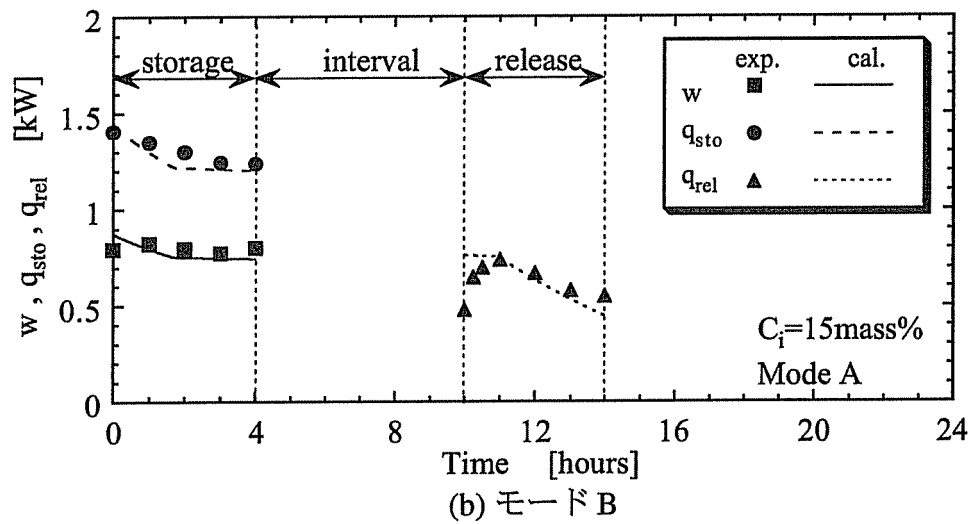
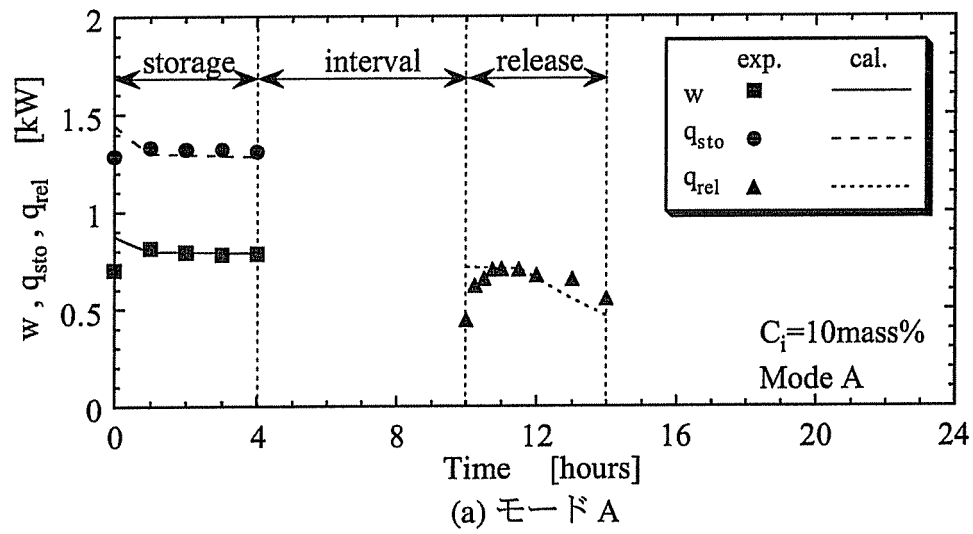


図 3.13 冷凍機消費電力，冷凍能力，および放冷熱量の変化

影響を示す。図の横軸は運転モードである。図より、 W および Q_{sto} は実験結果および解析結果ともに蓄冷運転時間に比例して増加することがわかる。これは、前項で示した冷凍機消費電力 w および冷凍能力 q_{sto} が時間経過に対しほぼ一定の値であるため、その積算値として算出される W 、 Q_{sto} は蓄冷運転時間が長いほど大きくなるためと思われる。また、 POR は蓄冷時間が長いモードほど減少するが、これは、 Q_{rel} は放冷運転時間が4時間で一定であるのに対し、 W は蓄冷運転時間に比例して増加するためと考えられる。

図 3.15 および図 3.16 に、 $C_i=15\text{mass}\%$ および $C_i=20\text{mass}\%$ における結果を示す。これらの図より、実験結果および解析結果ともに $C_i=10\text{mass}\%$ と同様の傾向が見られるが、実験結果および解析結果ともに、 C_i が低いほど Q が高い値を示すことがわかる。これは C_i が低くなるに従い、平衡凍結温度 T_f が高くなり、冷凍機冷媒蒸発温度が高くなるためと考えられる。また、 W は解析結果において C_i が低いほどわずかに高い値を示す傾向が見られるが、いずれの C_i においても実験結果および解析結果ともにほぼ一定の値を示すことがわかった。一方、 COP は C_i が低いほど高い値を示す傾向が見られるが、運転モード A においては蓄冷運転時間が短いため、氷の生成量が少ないことから C_i による運転性能の差は、実験結果および解析結果のどちらからもほとんど見られない。

3.4.2 数値シミュレーションによる性能予測

3.4.2.1 連続運転

前項までに、 IPF 、各温度、およびシステムの各能力に及ぼす、運転モードおよび初期水溶液濃度の影響について、実験結果および解析結果の比較検討を行った。その結果、初期水溶液濃度 C_i の変化に対し、蓄冷運転時間の長いモードにおいて実験による氷充填率の結果と解析による結果で差が見られるものの、氷スラリー温度および熱負荷部出口温度の変化、および冷凍機消費電力、冷凍能力、および放冷熱量

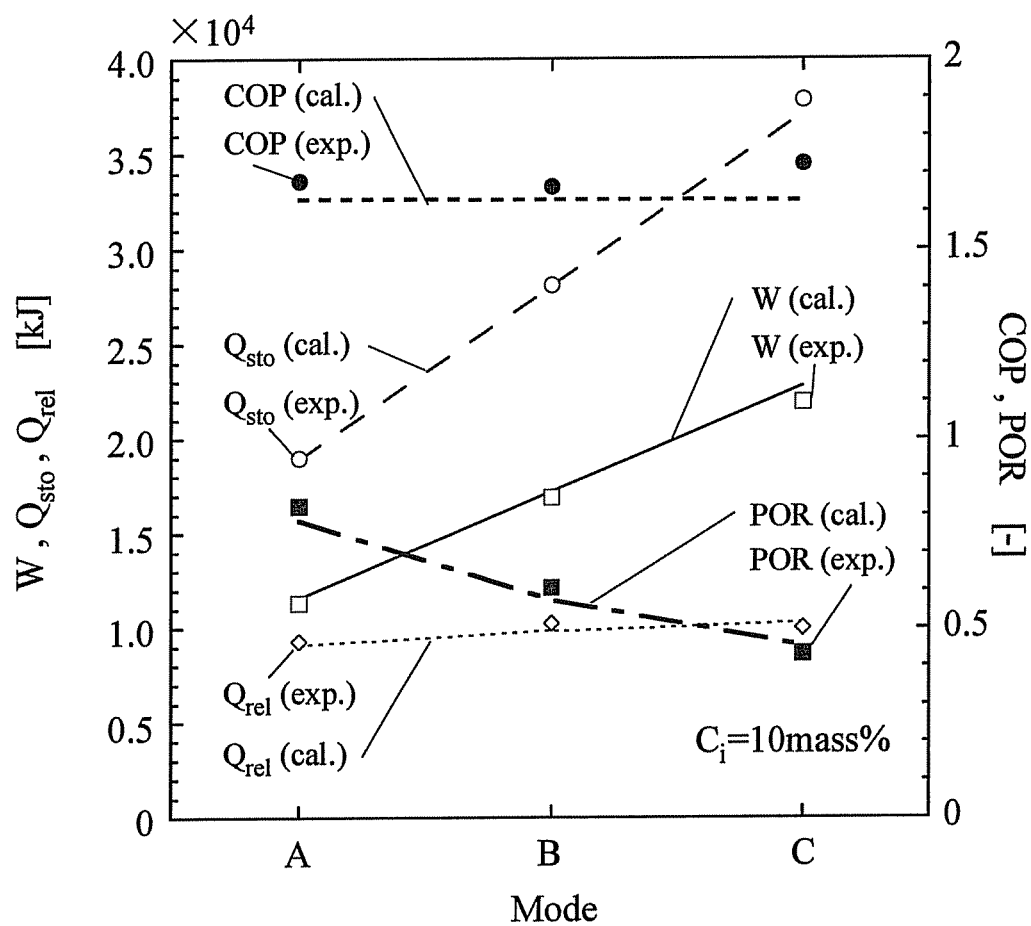


図 3.14 運転特性の変化 ($C_i = 10 \text{ mass\%}$)

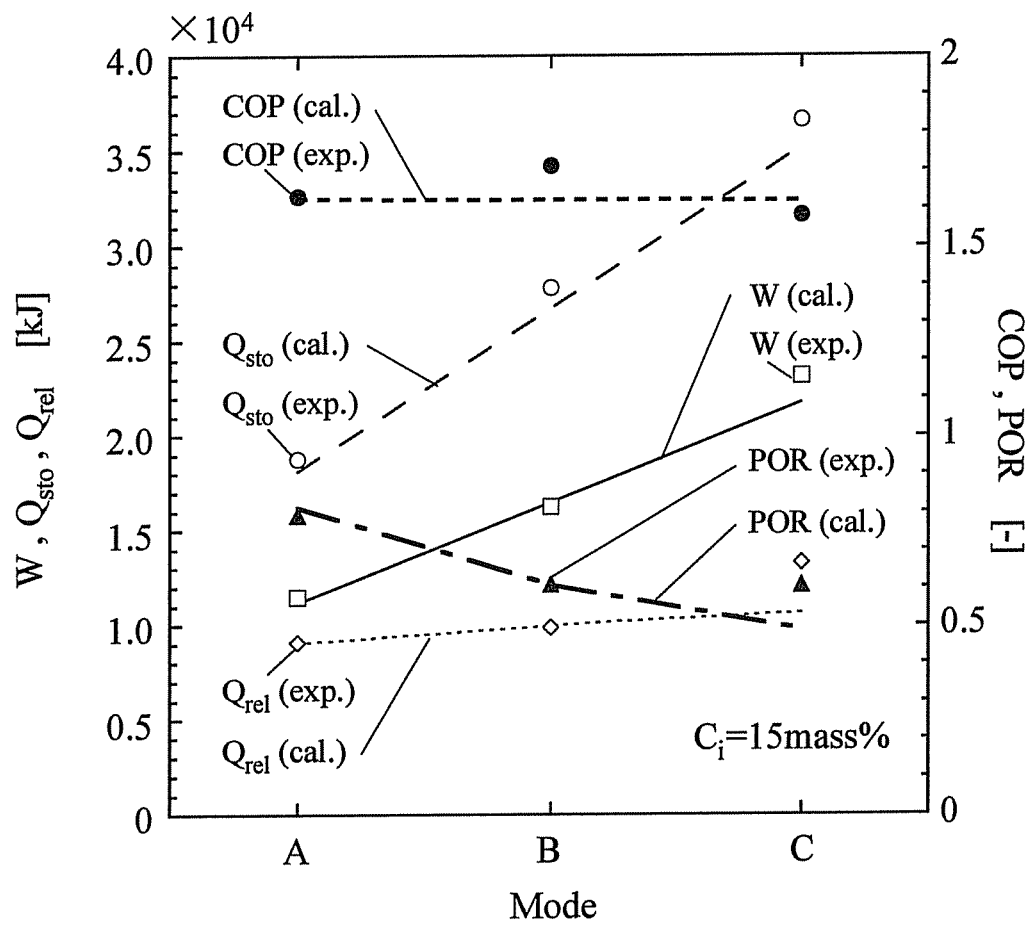


図 3.15 運転特性の変化 ($C_i=15\text{mass}\%$)

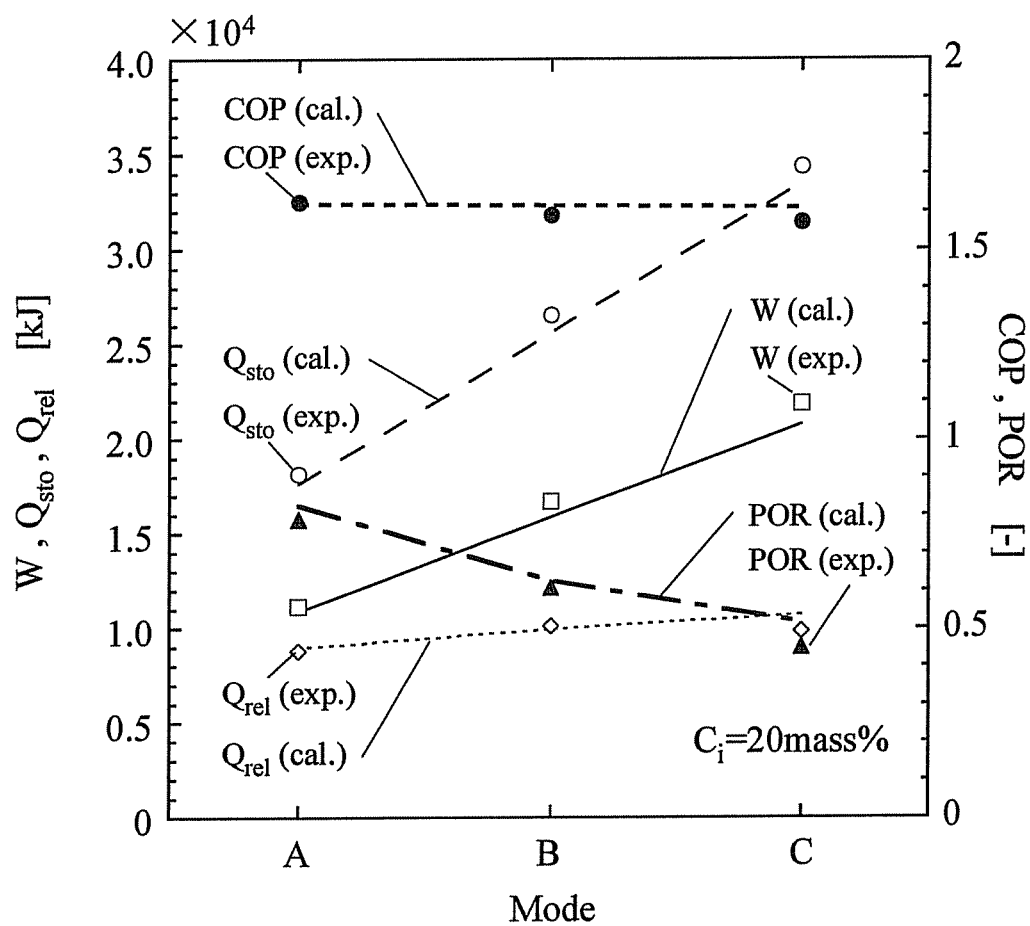
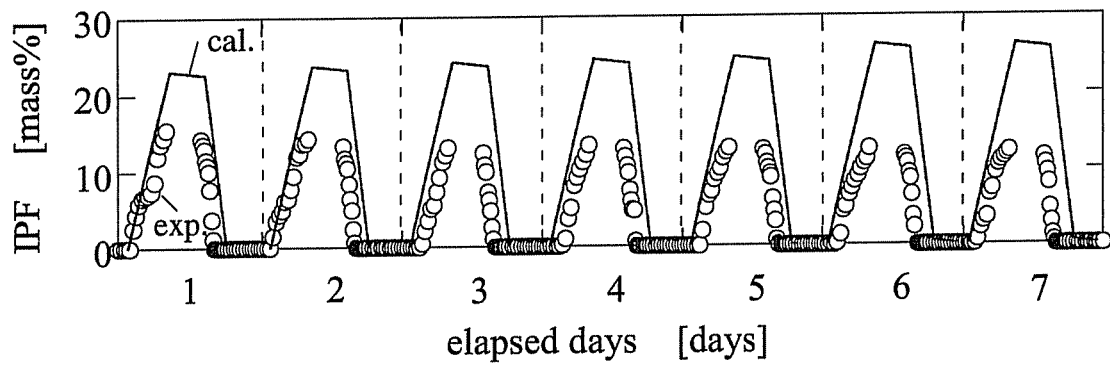


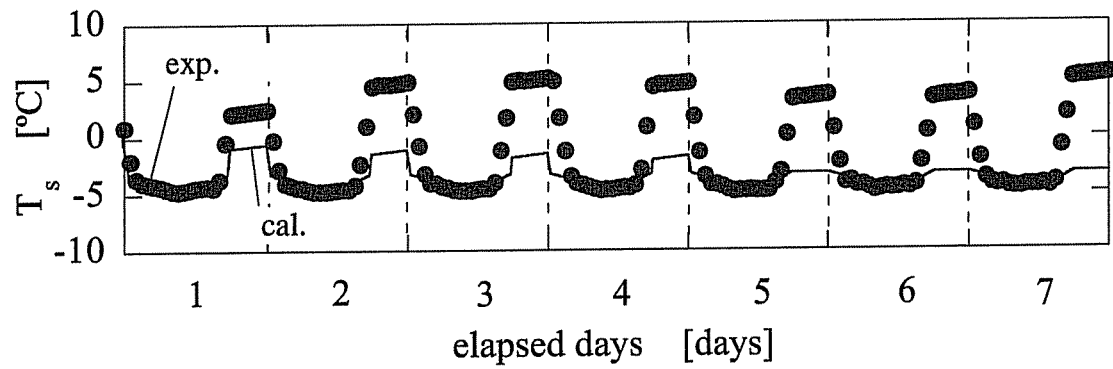
図 3.16 運転特性の変化 ($C_i=20\text{mass}\%$)

の変化に対しては実験結果と解析結果がよい一致を示すことがわかった。また、初期水溶液濃度 C_i の変化に対し、氷充填率の変化で実験結果と解析結果で差が見られるものの、実験結果と解析結果がよく一致するという結果が得られた。以上の結果から、本研究において構築した数値シミュレーションモデルを本解析条件の範囲内で用いて氷スラリー蓄冷熱システムの性能予測を行うことが十分可能であると考えられる。

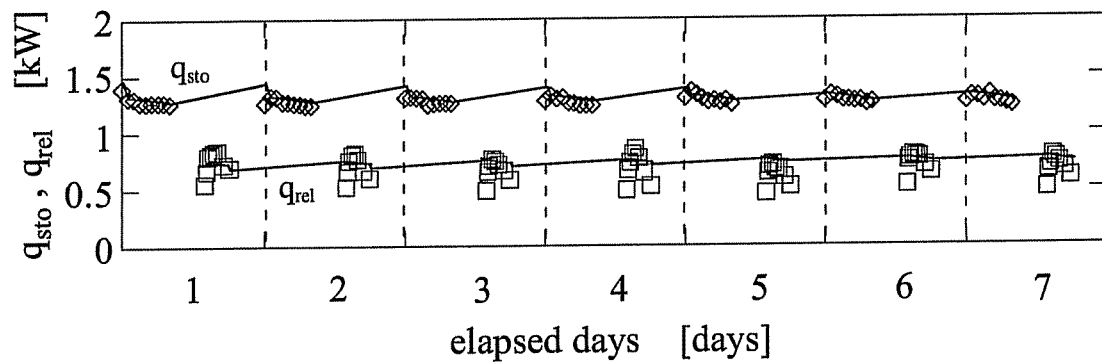
実際のシステムの運転を考慮した場合、夏期には数日間にわたり連続使用することが考えられるが、ダイナミック型氷蓄冷熱システムの連続運転に関する報告は数少なく [4,5]、連続運転についての検討は必要不可欠であると思われる。そこで、本節では本研究で構築したシステムの連続運転に関する特性について検討を行う。連続運転の評価は、前節までの実験条件の中から代表的な条件として $C_i=10\text{mass}\%$, モード C について、一週間連続運転を行うことにより実施した。図 3.17 に、 IPF , T_s , q_{sto} , および q_{rel} の変化について実験結果と解析結果を併せて示す。図の横軸は経過日数を示す。図より、 IPF は実験結果では 3 日後までは減少し、その後ほぼ一定値に安定する傾向が見られる。これは最初に 0°C に設定してある蓄冷運転開始時の T_s が、2 日目の蓄冷運転開始時に 0°C 以上となり平衡凍結温度まで T_s を低下させるための顕熱量および氷生成開始までの時間が増加するためと考えられる。また、3 日目以降 IPF の値が安定してくるのは、運転開始時の T_s の値が徐々に上昇し、運転終了時の温度に近づくためと考えられる。一方、解析結果では日数の経過とともに IPF が徐々に増加する傾向が見られるが、これは、実験とは逆に 2 日目の運転開始時の T_s が、最初に設定した 0°C よりも低い温度となるため、 IPF が増加することによるものと考えられる。また、日数が経過するに従い、実験結果と解析結果の T_s に大きな差が生じてくるが、これは、実験では 1 日の運転終了時に T_s が連続運転開始時の温度 (0°C) より高くなり、水溶液の顕熱まで使うため、日を追うごとに蓄冷運転開始温度が高くなるのに対し、解析では連続運転開始時温度より低い温度で 1 日の運転を終了するため、日数が経過するとともに蓄冷運転開始温度が低下するこ



(a) 氷充填率の変化



(b) 氷スラリー温度の変化



(c) システム特性の変化

図 3.17 連続運転の特性

とによるものと考えられる。また、解析結果では、日数が経過するに従い、 IPF の増加の割合が減少しているが、これは前述の考察と同様に、蓄冷運転開始時の T_s が日数が経過するに従い低くなることにより、冷凍機冷媒蒸発温度も低くなり、その結果、積算冷凍能力 q_{sto} が徐々に減少するためと考えられる。なお、 q_{sto} および q_{rel} は、実験結果および解析結果ともに全体的にほぼ一定の傾向を示し、大きな変化は認められない。

以上の結果から、連続運転における IPF 変化の傾向に対して、1日の終了時温度、すなわちその日の運転開始温度が前日の運転開始温度に比べて高いか、低いかがその推移を決める重要な要因となっていると考えられる。従って、前日に比べて T_s が高温であれば日数の経過とともに IPF が安定してくる傾向を示し、前日に比べて T_s が低温であれば徐々に IPF は減少する傾向を示すものと考えられる。

3.4.2.2 蓄冷運転開始温度

前項において、連続運転の検討から、蓄冷運転開始時の T_s がシステムの性能を評価する重要な要因となることが予測され、蓄冷運転開始時の T_s が最初に設定した温度よりも低い温度である場合、1サイクルの終了時において水溶液の顕熱も含めた冷熱を有効に使いきることなく運転を終了し、 IPF が日数の経過とともに増加する傾向が見られた。そこで、蓄冷運転開始温度に対する影響を見るため、 $C_i=10\text{mass}\%$ 、モードCにおいて、パラメータとして蓄冷運転開始温度を T_f (-3.2°C)、 0°C 、 5°C 、および 10°C と変化させ、 IPF 、各温度、および各能力に対する影響の予測をシミュレーションにより行った。図3.18に、 IPF の時間変化に対する蓄冷運転開始温度の変化の影響を示す。図より蓄冷運転開始温度が低くなるほど IPF の値が大きくなることがわかる。これは蓄冷運転開始温度が低いほど、氷が生成され始めるまでの時間が短くなるためと考えられる。また、 T_f を蓄冷運転開始温度とした条件においては、放冷運転終了後においても IPF が0となっていないことがわかる。

図3.19に運転開始温度の変化に対する T_s および T_{ao} への影響を示す。図より、 T_s

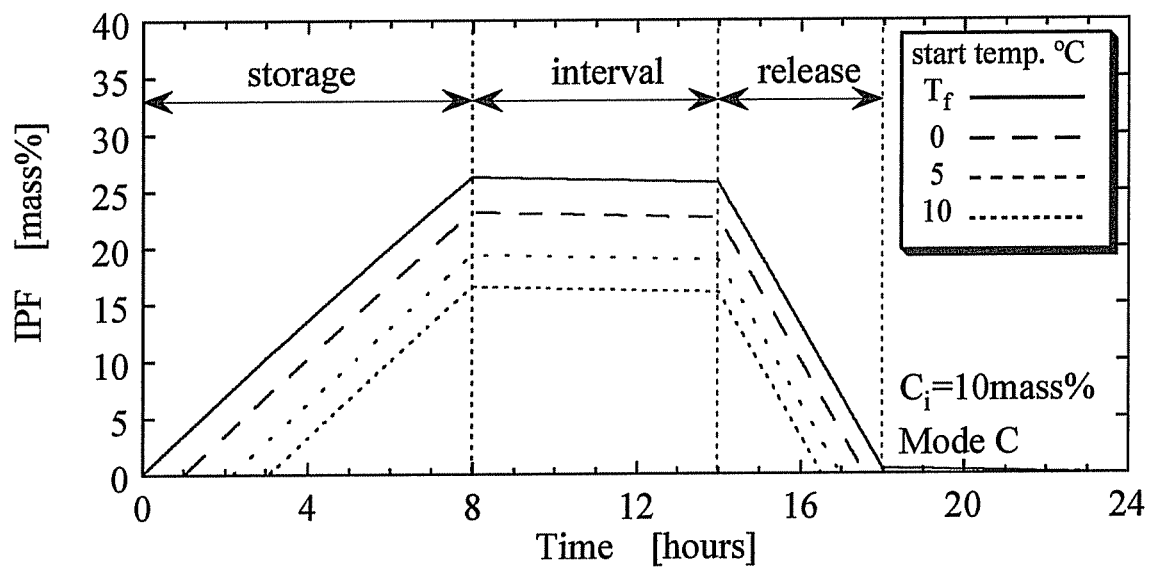


図 3.18 IPF の変化に対する蓄冷運転開始温度の影響

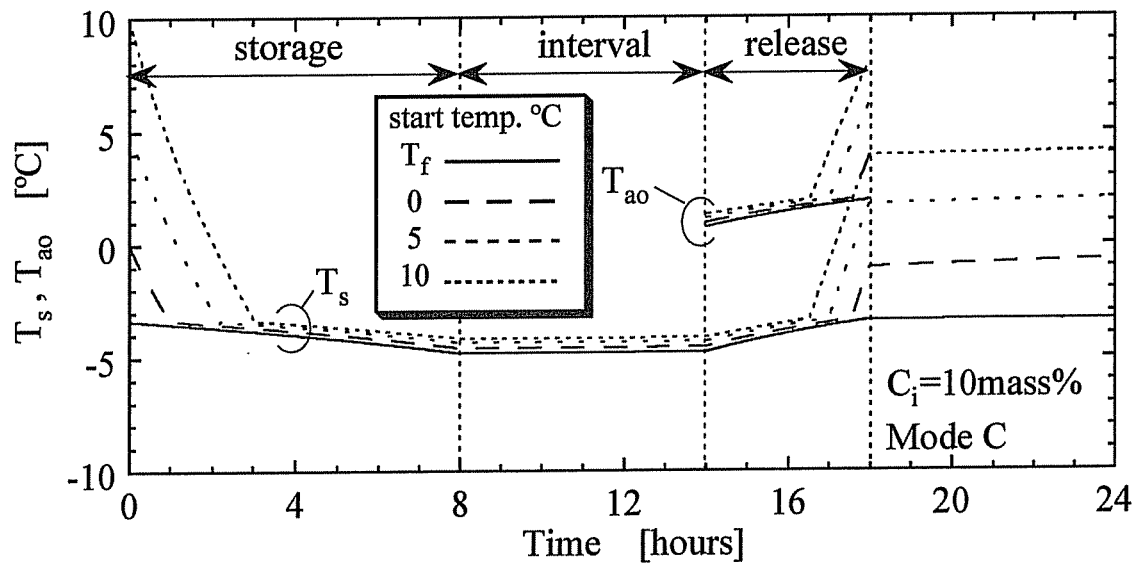


図 3.19 温度変化に対する蓄冷運転開始温度の影響

は蓄冷運転開始温度が低いほど低い値を示し、結果として1日の終了時の温度も低くなることがわかる。また、 T_{ao} については蓄冷運転開始温度が低いほど温度の低い時間が長く、蓄冷運転開始温度が T_f である場合は、放冷運転終了時まで氷が存在するため、 T_{ao} は緩やかに上昇するが、他の条件に関しては放冷運転途中で氷がなくなり、潜熱利用から顕熱利用による採冷熱となるため、急激に温度が上昇することがわかる。一方、連続運転を考慮して蓄冷運転開始温度と1日の終了時の温度を各蓄冷運転開始温度に対して比較すると、いずれの蓄冷運転開始温度においても1日の終了時温度が蓄冷運転開始温度よりも低い値を示していることがわかるが、蓄冷運転開始温度が低くなるほど蓄冷運転開始温度と1日の終了時温度の差が小さくなる傾向が見られる。従って、 $C_i=10\text{mass}\%$ 、モードCの条件では、蓄冷運転開始温度を平衡凍結温度よりわずかに低い温度とした条件で連続運転を行うと、1日の間に蓄冷熱を過不足なく消費し、安定した結果が得られると予測することが出来る。

また、図3.20に w 、 q_{sto} 、および q_{rel} に及ぼす運転開始温度の変化の影響を示す。図より、 w および q_{sto} は蓄冷運転開始温度が低いほど低い値を示すことがわかる。これは蓄冷運転開始温度が低いほど運転開始温度から平衡凍結温度まで冷却するための冷却熱量（顕熱量）が減少するためと考えられる。また、 q_{rel} は蓄冷運転開始温度が低いほど放冷運転時間中に高い値を継続して示すことがわかるが、これは蓄冷運転開始温度が低いほど IPF が高くなるため、氷の潜熱利用の期間が長く維持できることによるものと考えられる。この結果から、蓄冷運転開始温度が低いほど同じ蓄冷運転時間に対し多くの放冷熱量を得られることがわかる。

3.5 本章のまとめ

氷スラリーを用いた小型蓄冷熱システムを構築し実験的に検討を行うとともに、システム性能に関する数値シミュレーションを行うことにより、エチレングリコール水溶液初期濃度および運転モードが氷充填率および成績係数等に及ぼす影響を検

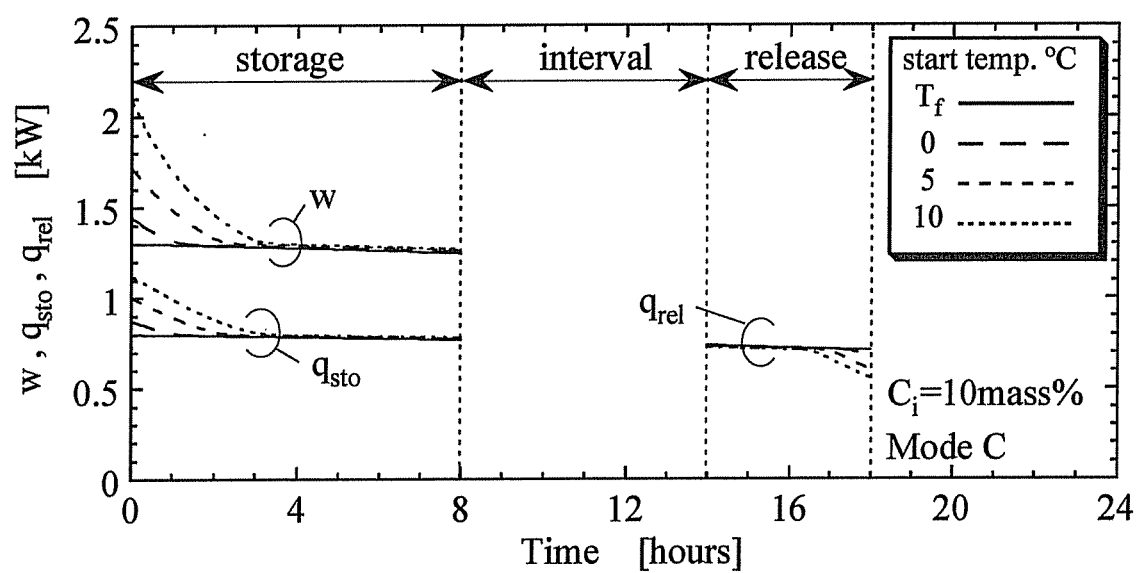


図 3.20 システム特性に対する蓄冷運転開始温度の影響

討した。また、シミュレーションモデルを用いて運転開始温度が運転終了時温度に及ぼす影響を予測することにより、長期連続運転における運転特性を検討した。その結果、本研究の範囲内で以下のことが明らかとなった。

- (1) 初期水溶液濃度が低いほど平衡凍結温度が高いため、 IPF が高い値を示し、氷スラリー温度も高い温度で維持されることから、冷凍機冷媒蒸発温度が高く、結果として冷凍機冷凍能力が高い値を示す。
- (2) 蓄冷時間が長いほど積算冷凍量が増えるため、 IPF が高い値を示すが、氷スラリー温度が時間経過とともに低下することにより冷凍機冷媒蒸発温度が低くなり、冷凍機冷凍能力が低い値を示す。
- (3) 初期水溶液濃度が低いほど、また、蓄冷時間が長いほど IPF が高くなり、潜熱としての蓄冷熱量が増加するため、熱負荷部出口空気温度は放冷運転終了時に低い温度を示す。
- (4) 実験結果および解析結果において、 IPF の変化、氷スラリー温度、熱負荷部出口空気温度の変化、冷凍機消費電力、冷凍能力、および放冷熱量の変化に対してよく一致することから、本研究において構築した熱バランスに基づくシミュレーションモデルを用いることにより、氷スラリー蓄冷熱システムの性能予測を行うことが可能である。
- (5) 本シミュレーションモデルを使用して、氷スラリー蓄冷熱システムの設計・運転に際して性能評価を行うことが可能である。
- (6) 実際の蓄冷熱システムにおいては、氷スラリーの固液間に働く浮力の影響のため、氷スラリーの流速、熱交換器の形状および設置姿勢によって、流れが不均質となり、熱交換器の熱伝達特性に大きな影響を及ぼすことが予想される。従って、実際に小型・高効率な熱交換器を設計し、その設置姿勢を決定するた

めには，氷スラリーの流動および熱伝達特性に及ぼす諸因子の効果を，詳細に把握することが不可欠である．

参考文献

- [1] 白樫 正高, 古塩 淳, 脇屋 正一, “雪水二相流における雪分率の測定法”, 日本機械学会論文集 B 編, 第 51 巻, 第 471 号 (1985), pp.3782-3785.
- [2] 北原 拓夫, 白樫 正高, “雪水の水力輸送に関する研究 –雪水分率測定方法の開発–”, 雪氷, 55 巻, 4 号 (1993), pp.307-316.
- [3] 稲葉英男, 堀部明彦, 尾崎公一, 横田真希, “管内流動氷水スラリーの採冷熱特性に関する研究”, 日本冷凍空調学会論文集, Vol.14, No.3 (1997), pp.265-276.
- [4] 技術開発本部, “リキッドアイス蓄熱空調システムの開発”, 三井造船技報, 第 138 号 (1989), pp.81-90.
- [5] 谷野正幸, 守屋充, 岡村明彦, 山崎喜久夫, 小此木時雄, 関義輝, 小澤由行, 宮田洋一, 太田守彦, “過冷却水を用いた大規模氷蓄冷熱システムの開発”, 空気調和・衛生工学, 第 71 巻, 第 11 号 (1997), pp.1011-1021.

第4章 水平円筒容器内における静止氷スラリー層の融解熱伝達

4.1 概説

前章において、ダイナミック型氷蓄冷熱システムの運転特性に関する実験的・解析的検討を行った結果、システム特性の定量的な評価および最適設計に関する指標の確立を目指すためには、システムを構成する個々の要素の蓄冷熱および採冷熱特性に関して詳細な検討が必要であると結論づけた。実システムにおいて氷スラリーを管路輸送する場合には、システムの小型化および搬送動力の低減等の観点から、可能な限り低流速条件で搬送するのが望ましいと考えられる。従って、採冷熱および熱損失を把握するための搬送流路および熱交換器からの熱伝達、さらには管路内部における氷スラリーの融解問題を検討する場合には、低流速条件で流動する、または滞留状態における氷スラリーに関する、管内の熱伝達とそれに伴う氷スラリーの融解挙動を詳細に把握することが重要である。

本研究で用いた氷スラリーは、エチレングリコール水溶液と氷粒子との混合物であるため、一成分系の融解現象とは異なり、融解の際には温度拡散に加え、濃度拡散を伴う複雑な熱移動挙動を示すと考えられる。これまで、氷スラリーの生成および融解挙動については、第2章でも述べたように多くの研究がなされているが、二重拡散を伴う氷スラリーの基本的な融解メカニズムおよび壁面における熱伝達特性を詳細に扱ったものはなく、氷スラリー搬送管路および採冷熱用熱交換器における熱移動量の評価が十分に行われていないようである。

このような現状を鑑み、本章では、低流速搬送によるシステムの搬送動力の低減、および採冷熱の効率化の観点から重要であり、また、氷スラリーの融解熱伝達現象を把握する上で最も基礎的な部分である、水平円管内における静止氷スラリー層の融解メカニズム、および融解熱伝達特性に及ぼす加熱面熱流束ならびに初期水溶液濃度の影響について、実験的に検討を行うことにより、氷スラリーの管輸送時における管内融解挙動および熱伝達機構を解明するための基礎資料を得ることを目的としている。

4.2 実験装置および実験方法

4.2.1 実験装置

本実験で用いた実験装置は、試験部、電力供給部、可視化用光学系、および測定系より構成されている。図 4.1 に実験装置の試験部を示す。試験槽は、内径 100mm、奥行 69mm のアクリル製円管で、内壁面が加熱壁となっており、外部からの熱的影響を受けないよう恒温室内に設置されている。試験槽の下部には、氷スラリーの融解による体積減少分を補償するための補償液供給口が設けられており、試料と同条件のエチレングリコール水溶液を注入出来る構造になっている。円管両端面には断熱および試験槽内部を明瞭に観察するため、ペアガラスを使用した。また、観察側のペアガラスは、取り外しが可能であり、サーモグラフィーにより試験槽内温度分布を測定する際には、厚さ 1mm のアクリル板と交換が出来る構造となっている。

図 4.2 に、加熱面の詳細を模式的に示す。加熱面は等熱流束条件であり、円管の内外両壁面に厚さ $25\mu\text{m}$ のステンレス箔を接着し、それぞれメインヒーターおよびガードヒーターとした。メインヒーターおよびガードヒーターの表面には、絶縁のためエポキシ塗料を薄く均一に塗布した。また、メインヒーターの表面温度測定のため、円管内壁とメインヒーター用ステンレス箔との間に 0.1mmK 型熱電対を 15

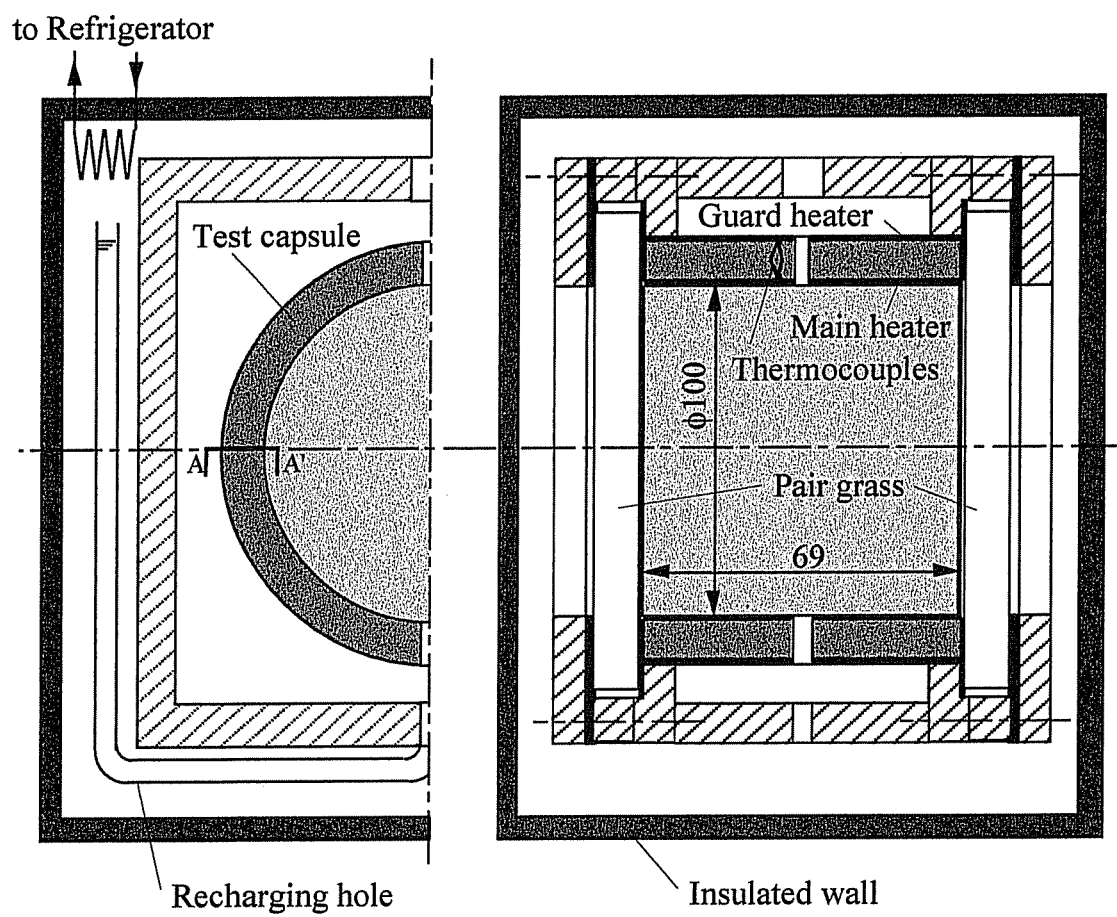


图 4.1 実験装置系統図

Cross section A-A'

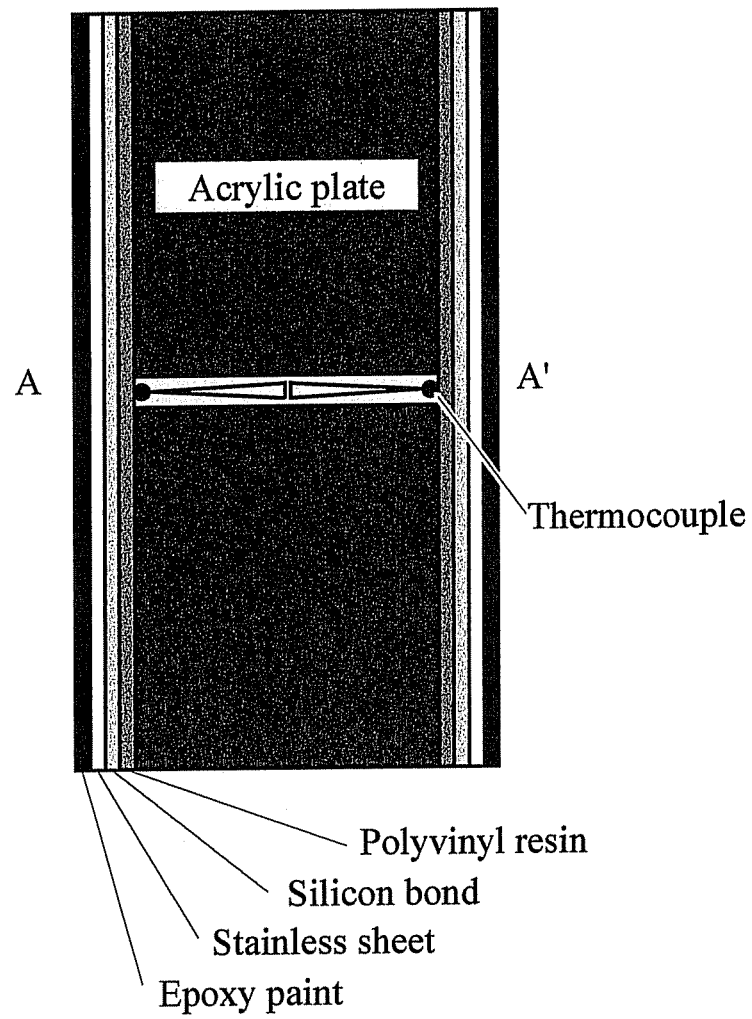


図 4.2 加熱面詳細図

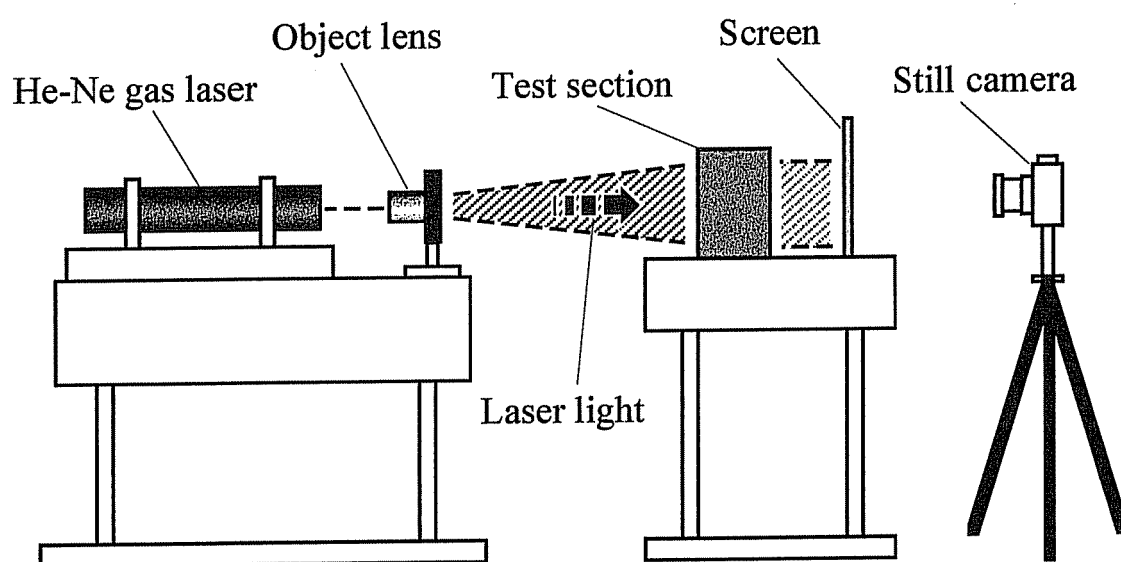


图 4.3 可視化系

度間隔で 24 箇所、さらに、ガードヒーター温度測定のため、円管外壁とガードヒーター用ステンレス箔との間に、同熱電対を 20 箇所取り付け付けた。氷スラリー内温度は、熱電対を外径 0.81mm のステンレスパイプに挿入し、感温部を先端より出したものを、試験槽上部より挿入し、リニアドモーターを用いて氷スラリー内を上下に移動させて測定した。なお、試験槽内温度分布の計測は、サーモグラフィを用いて行った。

融解挙動の可視化系を図 4.3 に表す。可視化系は、光源である He-Ne ガスレーザー、レーザー光の拡散のためのコリメータレンズ、および融解挙動投影のためのスクリーンから構成されている。

4.2.2 実験方法

本実験では、所定の初期条件の氷スラリーを製作するため、氷塊から削りだし、ふるいにより大きさをそろえた氷粒子（平均粒子径 $500\mu\text{m}$ ）を、所定の温度、濃度設定したエチレングリコール水溶液と混合し、十分攪拌したものを供試氷スラリーとして用いた。実験開始前においては、試験槽と氷スラリーとの温度差による氷スラリーの初期融解を防ぐため、試験槽内外を十分冷却する。その後、氷スラリーを試験槽内に充填し、所定の熱流束で加熱を開始する。その際、加熱を開始した時刻を実験開始時刻とした。また、加熱においては、メインヒーターとガードヒーターとの表面温度が等しくなるように、分割して設けた各ガードヒーターの電圧を調整し、加熱面外周面よりの熱損失を防いでいる。

氷スラリーの融解挙動および流れ模様の観察には、シャドウグラフ法を用いた。光源には He-Ne ガスレーザーを用い、対物レンズにより拡光したレーザー光を試験槽背面から照射し、試験槽前面においたスクリーンに試験槽内の影を投影した像を写真撮影した。

また、融解における体積減少分の補償および融解量の計算のため、補償液供給口

より，一定の液位を保つように補償液を供給し，その供給量を所定の時間間隔ごとに測定した．その際，氷スラリーの融解挙動に極力影響を及ぼさないようにするため，補償液として氷スラリー製作時におけるエチレングリコール水溶液と同濃度の水溶液を用いた．

本実験では，氷スラリーの氷充填率 IPF_i はすべて 40mass% とし，初期水溶液濃度 C_i は，5，10，20，および 30mass% の 4 種類，また，熱流束 q は，800，1600，および 2400W/m² の 3 種類とした．

4.2.3 熱伝達率の算定方法

局所熱伝達率 h_θ および平均熱伝達率 h_m は，加熱面と氷スラリーの温度差およびメインヒーターへの供給電力量より算出した熱流束 q に基づき，次式により算定した．

$$h_\theta = \frac{q}{T_{w\theta} - T_b} \quad (4.1)$$

$$h_m = \frac{1}{\pi} \int_0^\pi h_\theta d\theta \quad (4.2)$$

なお，氷スラリーの温度 T_b として，氷スラリー層内垂直方向の温度分布の平均値を採用した．

4.2.4 融解量の算定方法

実験開始からの氷スラリーの融解量は，氷スラリーの融解に伴う体積減少分を補うため，所定の液位を保つように供給された補償液の量から，体積減少量 ΔV を測定し，次式により算出した．

$$W_m = \frac{(|\Delta V + \Delta V'|) \cdot (\rho_l \times \rho_p)}{\rho_l - \rho_p} \quad (4.3)$$

ここで， $\Delta V'$ は，融解液の温度上昇による体積増加量である．

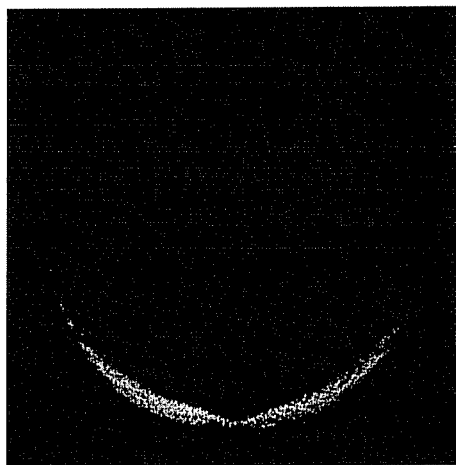
4.3 実験結果および考察

4.3.1 融解挙動およびそのメカニズム

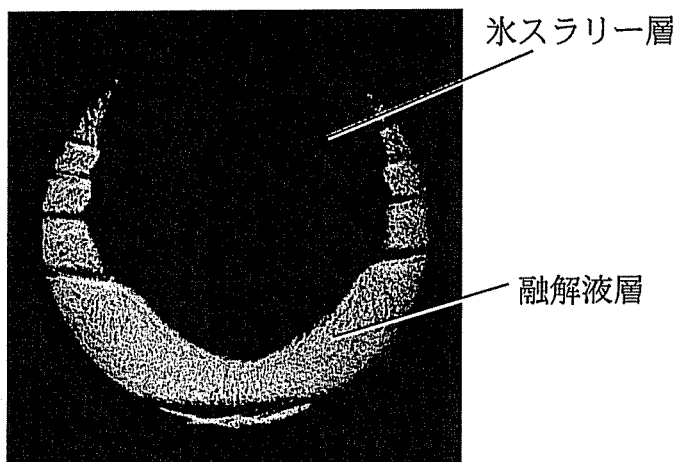
図 4.4 に、シャドウグラフ法を用いて可視化した、氷スラリー融解挙動の時間経過を示す。図の円周部が加熱面、中央部の黒い部分が氷スラリー層、その下部の白い部分が融解液相部を表している。融解液相部の水平方向の黒い線は、温度および濃度の平衡点の存在により形成される成層を表している。図からわかるように、成層間のセル中には自然対流による流動が観察され、また、氷スラリー下部頂点より、高濃度水溶液の流下が認められる。このような成層は、単成分系物質の融解には見られず、水溶液等の二成分系における相変化時に見られる特有の現象 [1,2] である。

このような成層の形成と成長を伴う氷スラリーの融解挙動は、次のようなメカニズムによって進行するものと考えられる。図 4.5 に、融解メカニズムの模式図を示す。

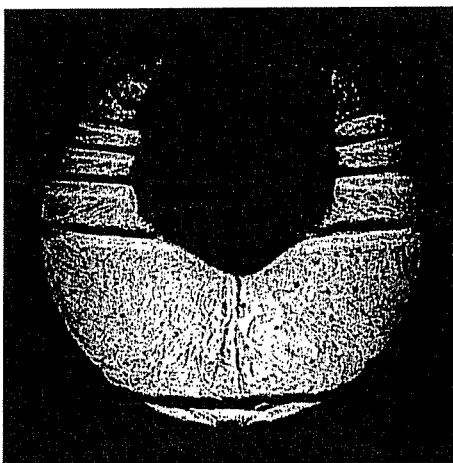
- (1) 氷スラリーは融解開始とともに、周囲融解液との密度差のために上昇し、上部において加熱面と常に接触を保ちながら融解する。従って、加熱面と上部融解界面との間の融解液は、連続的に押し出され、加熱面と上部融解界面との間には、極めて薄い液層が形成される。このため、上部での熱移動は、熱伝導が支配的となる [図 4.5(a)]。
- (2) 融解初期において、融解界面からの融解液と、エチレングリコール水溶液との間の濃度不安定による自然対流により、濃度の低い融解液は試験槽上部へ、また、濃度の高い水溶液は試験槽下部へと、周囲流体との間に濃度拡散を生じながら移動する。このため、融解液相部には上部へ行くほど濃度が減少するような濃度分布が形成される [図 4.5(b)]。
- (3) 時間経過に伴い、加熱面および加熱面近傍の融解液の温度が上昇し、温度差に基づく自然対流が生じる。加熱面近傍の融解液は、温度上昇による密度の減少



(a) $t = 5\text{min.}$



(b) $t = 15\text{min.}$



(c) $t = 25\text{min.}$

図 4.4 融解挙動

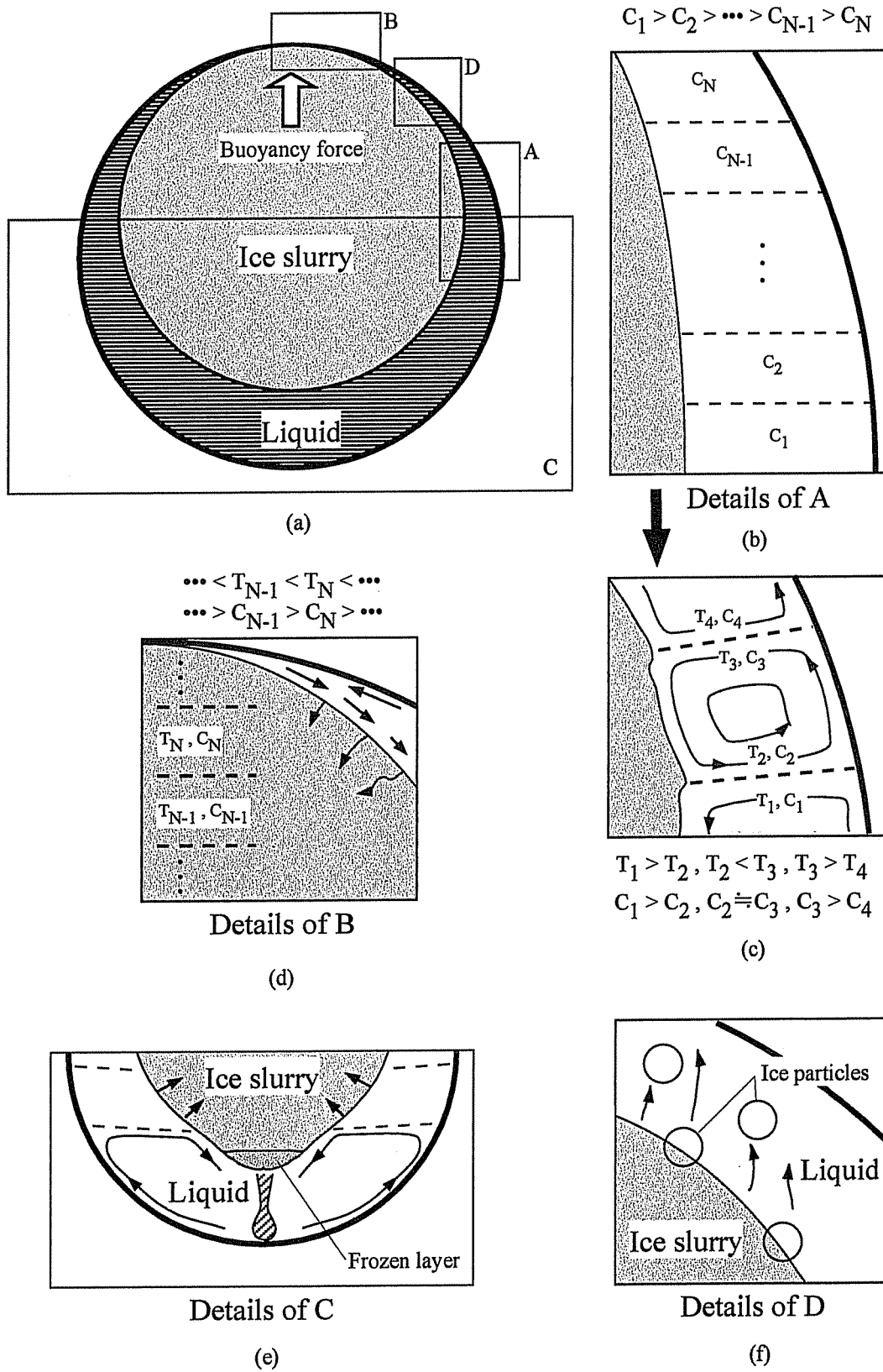


図 4.5 融解メカニズム

により、加熱面に沿って上昇するが、周囲融解液の濃度が上部へ行くに従い減少するため、加熱面に沿って上昇する融解液の浮力が減少する。そして、温度差に基づく浮力と濃度差に基づく浮力の平衡点、すなわち温度上昇によって減少する上向き流れの密度と、垂直方向の濃度勾配によって減少する周囲流体の密度との平衡点近傍から融解液は加熱面を離れ、水平方向に移動する。この結果、濃度成層が形成され、シャドウグラフ法により観察される横方向の線（図 4.4 参照）として現れるようになる。水平方向に移動し、融解界面に達した融解液は、氷スラリーを融解させると同時に、加熱面からの熱を伝達し融解液自身の温度を低下させる。この温度低下により密度が増加し、融解液は融解界面に沿って下降するが、周囲融解液濃度は下部へ行くに従い上昇するため、下降する融解液に働く浮力が増加し、ある高さにおいて平衡点に達する。その平衡点より、融解液は融解界面を離れ、横方向に移動するようになる [図 4.5(c)]。このようにして、成層間のセル内においては、セル上部に高温融解液、セル下部に低温融解液が存在する。このため、成層上下においては、成層上側に低温融解液、成層下側に高温融解液が存在する対向流となっている。また、成層間のセル内の濃度分布は、セル内においてはほぼ同濃度であるが、上部のセルへ行くほどセル内の濃度は減少する。

- (4) 成層間のセル内には、加熱面で上昇し融解界面で下降するような自然対流が生じるが、これにより氷スラリーの融解界面は、凹凸の形状を呈するようになる。この凹凸はセル上部の融解界面において凹状になり、セル下部の融解界面において凸状になる [図 4.5(c)]。これは、セル上部においては、加熱面からの温度の高い融解液が融解界面に衝突することより融解が促進されること、および融解界面に沿ってセル下部へ行くほど融解液の温度が減少し、融解界面における融解が徐々に緩慢になるためと考えられる。
- (5) 融解の進行に伴い、融解液が氷スラリー内部に浸透するため [図 4.5(d)]、氷ス

ラリー下部頂点より，氷スラリー内の高濃度水溶液が流下するようになる（図 4.4(b),(c) 参照）．このため，氷スラリー内の水溶液濃度は徐々に低くなり，上部へ行くほど減少するような濃度分布が形成される．氷スラリーの周囲には，氷スラリー下部頂点より流下する高濃度水溶液温度よりも平衡凍結温度の高い，極めて低濃度の融解液層が存在する．そのため，高濃度水溶液流下点において低濃度融解液が凍結し，氷スラリー下部頂点において，樹枝状の凍結層が生じるようになる [図 4.5(e)]．また，試験槽下部の自然対流により，氷スラリー下部両側融解界面の融解が促進される．したがって，融解が進行するにつれ，氷スラリーの下部は，逆三角形の形状となる．さらに，氷スラリー周囲を取り囲む融解液が氷スラリー内に浸透することにより [図 4.5(e)]，氷スラリー内周囲温度は，外側へ行くほど徐々に上昇するようになる．しかし，氷スラリー下部頂点においては，高濃度水溶液の流下により，温度は低く維持される．

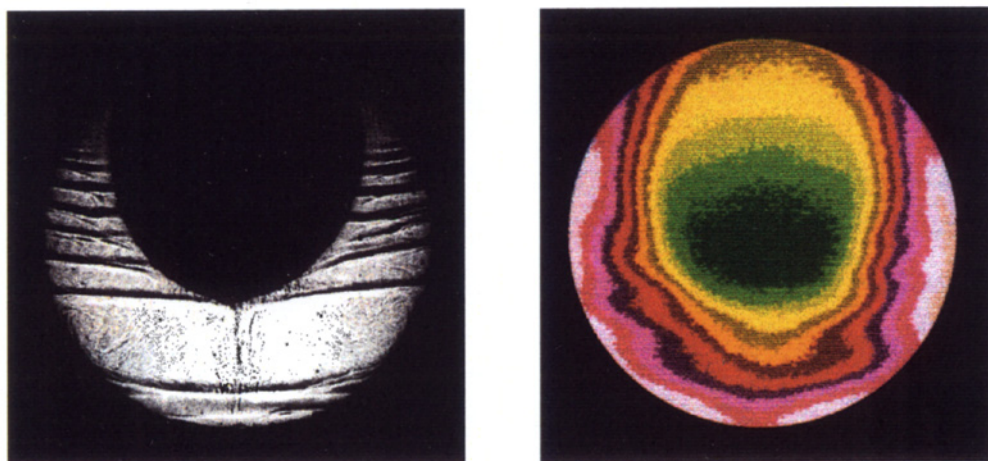
- (6) 氷スラリー上部側面融解界面においては，周囲融解液との密度差による浮力によって，多少の氷粒が上昇するのが認められた [図 4.5(f)]．

4.3.2 融解挙動および試験槽内温度分布

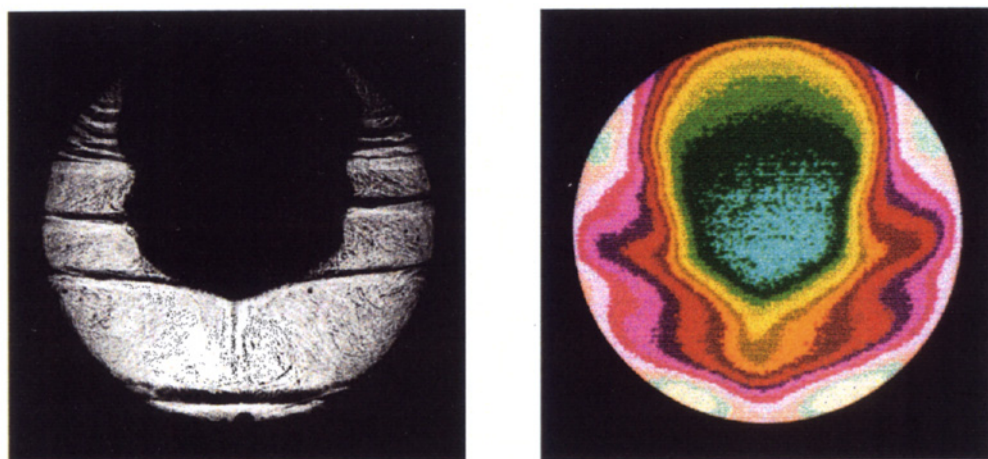
4.3.2.1 熱流束の影響

図 4.6 に，総加熱量 $q \times t = 2.88 \times 10^6 \text{ J/m}^2$ および $C_i = 20 \text{ mass\%}$ の条件における，融解挙動および試験槽内温度分布に及ぼす加熱面熱流束 q の影響を示す．融解挙動はシャドウグラフ法，温度分布はサーモグラフィーにより得られたものである．温度分布における等温線（色）間の温度差は 1°C である．

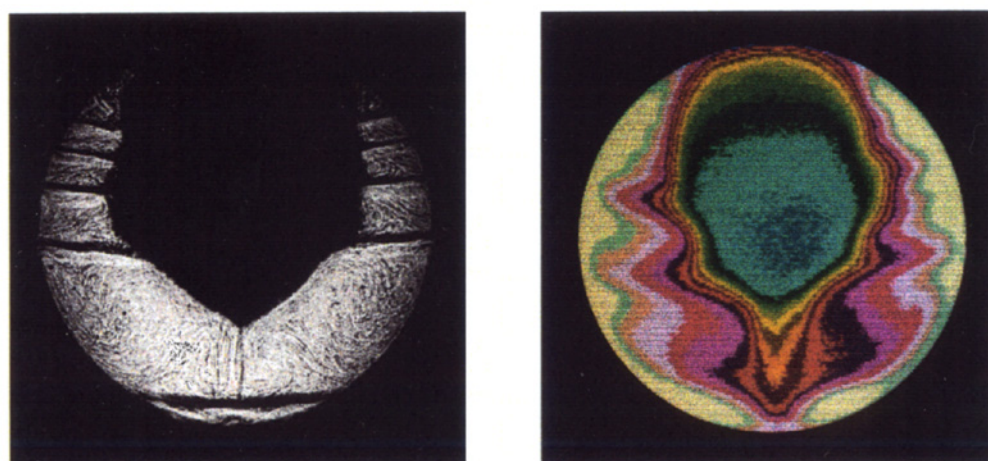
図より， q の増加と共に，融解液相部の成層の数が減少し，それに伴い融解界面の形状が大きく異なっていることがわかる．これは， q の増加に従って加熱面および加熱面近傍の融解液の温度が上昇することにより，加熱面に沿って上昇している融解液の密度が減少し，周囲融解液との密度差による平衡点が上部に移動すること，



(a) $q = 800\text{W/m}^2$



(b) $q = 1600\text{W/m}^2$



(c) $q = 2400\text{W/m}^2$

図 4.6 融解挙動と温度分布（熱流束の影響）

および成層の数が減少（成層間の距離が増加）し、自然対流の強さに差が生じるためと考えられる。また、氷スラリ一下部頂点より流下する高濃度水溶液の流下量および氷スラリ一下部頂点における樹枝状凍結層の生成量が、 q が大きくなるに従い増加する傾向が認められるが、これは、氷スラリー内に浸透する単位時間当たりの融解液の量が、 q の増加に伴い多くなるためと考えられる。

一方、試験槽内温度分布から、 q の増加に伴い、融解液相部の温度変化が大きくなっていることがわかる。これは、 q の増加により成層数が減少すること、および加熱面温度の上昇により自然対流の強さが増すためと考えられる。また、氷スラリー内の温度は、 q が大きくなるに従い低下していることがわかるが、これは、 q の増加に伴い短時間に融解が進行するため、氷スラリー内の濃度拡散が緩慢になり、氷スラリー内水溶液濃度の減少の割合が、 q が大きくなるに従い小さくなることによるものと考えられる。さらに、 q の増加に伴い、氷スラリ一下部頂点よりの高濃度水溶液の流下が顕著になることが観察された。

4.3.2.2 初期水溶液濃度の影響

図4.7に、 $q = 2400 \text{ W/m}^2$ および $t=15 \text{ min.}$ の条件における、融解挙動におよぼす初期水溶液濃度 C_i の影響を示す。可視化写真より、 C_i が増加するに伴い成層の数が増加し、融解界面の形状が大きく変化していることがわかる。これは、 C_i が大きくなるに従い、融解液内の濃度勾配が増加し、浮力の平衡点が多く存在するためと考えられる。また、試験槽内温度分布については、 C_i の増加に従い、融解液相部における温度変化が減少することがわかる。これは、 C_i が増加するに伴い、成層の数が多くなること、および融解液の粘性の増加により、成層間の自然対流が妨げられるためと考えられる。さらに、加熱面と融解界面との温度勾配が、 C_i の増加に伴い大きくなっているが、これは、 C_i の増加にもかかわらず、 q が等しい場合には加熱面の温度にはほとんど差がないのに対し、氷スラリー内の温度は、 C_i の増加に伴い大きく減少するためと思われる。

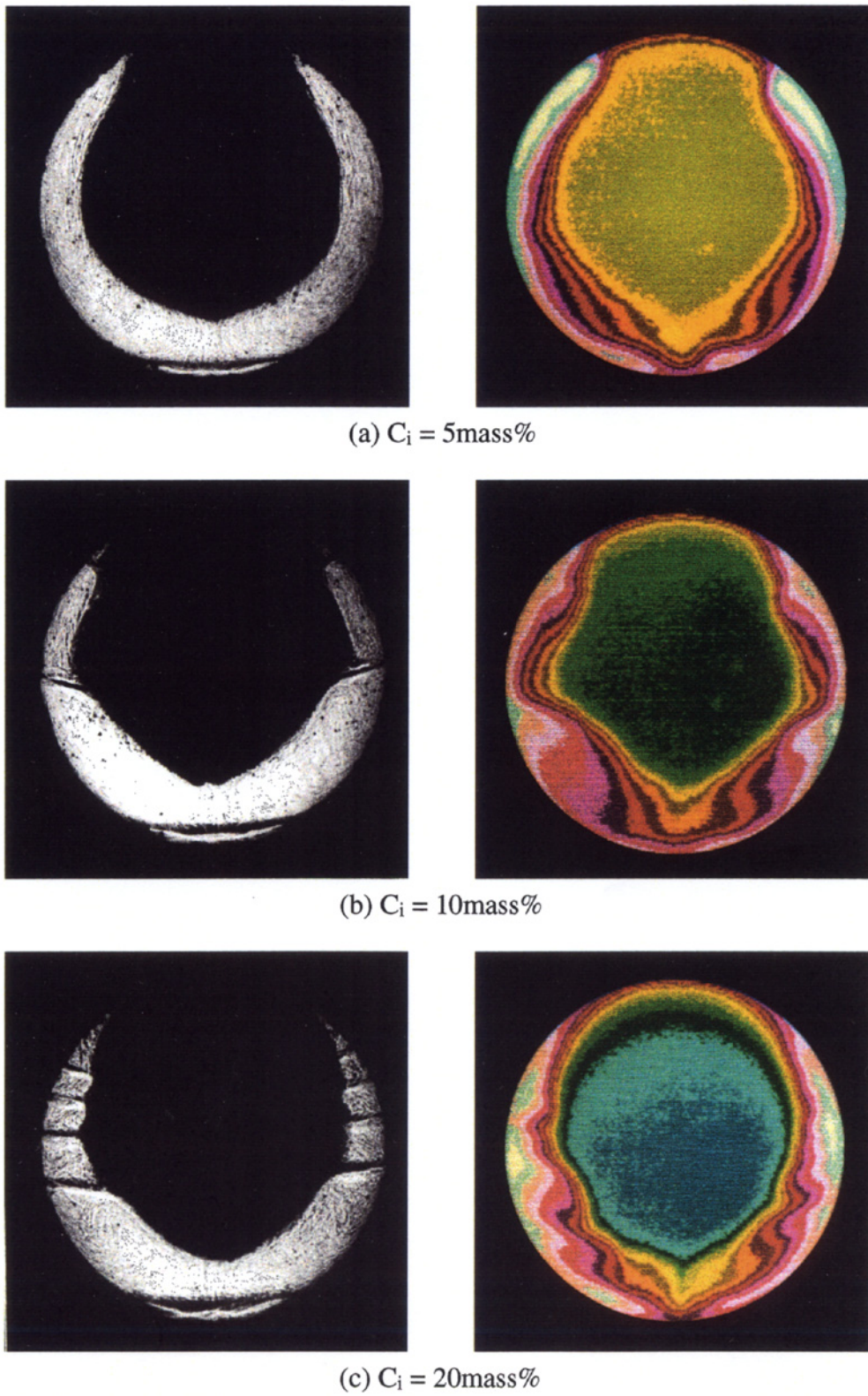


図 4.7 融解挙動と温度分布（初期水溶液濃度の影響）

4.3.3 氷スラリー層内温度分布

4.3.3.1 氷スラリー層内温度の時間経過

図 4.8 に、 $q = 800 \text{ W/m}^2$ 、および $C_i = 20 \text{ mass\%}$ の条件における、氷スラリー内の温度分布の時間経過を示す。図の横軸は、試験部頂点を基準とした、高さ方向の無次元距離である。図より、氷スラリー層内温度分布は、氷スラリー上部および下部において、氷スラリー中心部に比べて急激に上昇していることがわかる。この氷スラリー上部における温度上昇は、試験槽上部で融解した低濃度の融解液が氷スラリー内に浸透すること、氷スラリー下部頂点よりの高濃度水溶液の流下により氷スラリー内の水溶液濃度が上部へ行くほど減少すること、また、上部では氷スラリーが加熱面に直接接触していることなどの理由によるものと考えられる。

一方、下部における温度上昇は、氷スラリー下部周囲の融解液が、氷スラリー内に浸透するためと考えられるが、氷スラリー上部に比べて、下部の温度上昇率が小さいのは、氷スラリー下部頂点から低温高濃度水溶液が流下し、温度上昇が抑えられるためと考えられる。また、時間経過と共に、氷スラリー内温度は上昇していることがわかるが、これは、低濃度の融解液が氷スラリー内に浸透すること、および氷スラリー下部頂点より高濃度水溶液の流下により、氷スラリー内の水溶液濃度が時間経過と共に減少することに起因するものと考えられる。

4.3.3.2 熱流束の影響

図 4.9 に、 $q \times t = 2.4 \times 10^6 \text{ J/m}^2$ および $C_i = 30 \text{ mass\%}$ の条件における、氷スラリー内温度分布におよぼす熱流束 q の影響を示す。図より q が減少するに伴い、氷スラリー上部の温度勾配が小さくなり、氷スラリー内温度が増加していることがわかる。これは、 q の減少と共に、融解時間が長くなるため、低濃度融解液が氷スラリー内に浸透する量が増加することに加え、氷スラリー下部頂点よりの高濃度水溶液の流下量が多くなり、氷スラリー内水溶液濃度の減少率が、 q の減少に伴い増加するこ

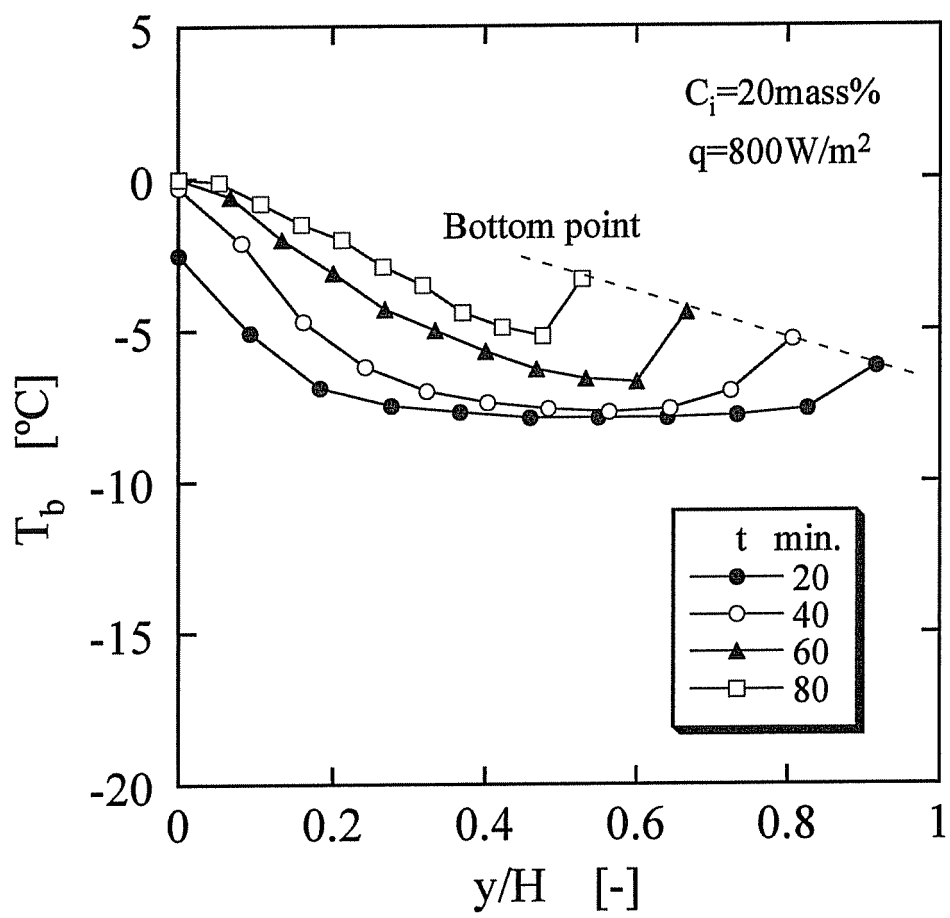


図 4.8 氷スラリー層内温度分布の変化

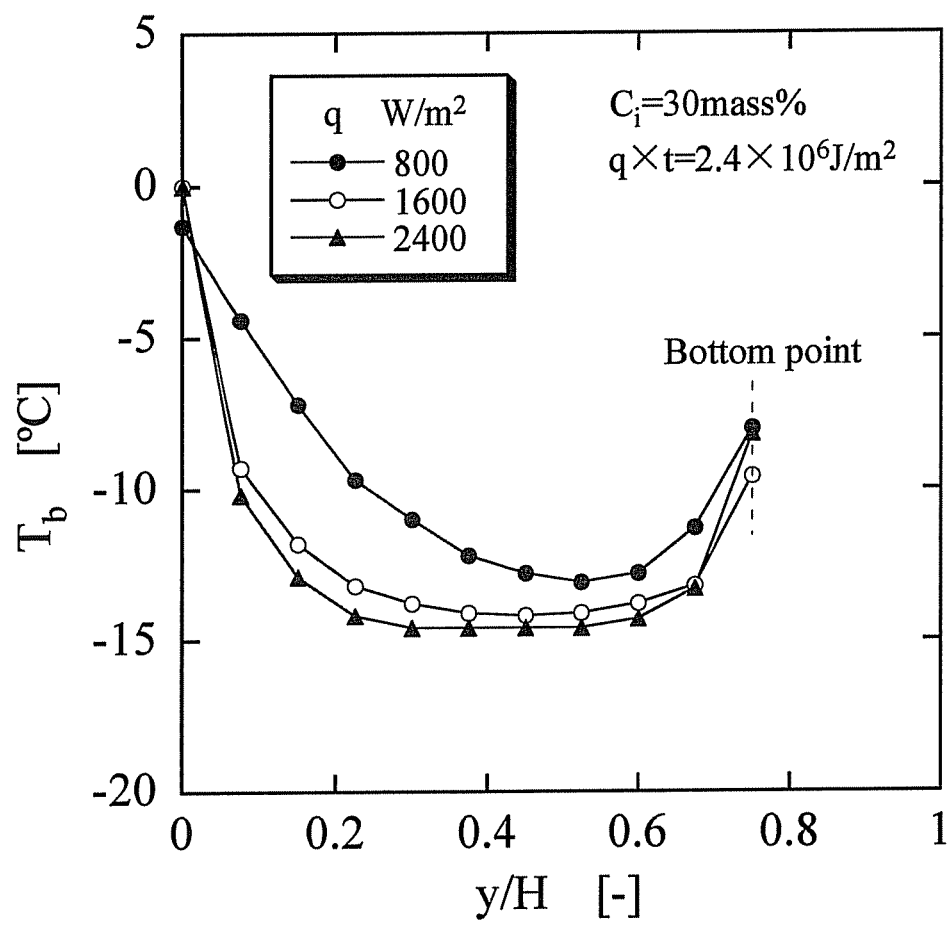


図 4.9 氷スラリー層内温度分布（熱流束の影響）

とによるものと思われる。

4.3.3.3 氷スラリー層内平均温度の時間経過

図 4.10 に、氷スラリー平均温度の時間経過を示す。なお、氷スラリー平均温度は、氷スラリー層内中心部の垂直方向の温度分布の平均値である。図より、時間経過と共に、氷スラリー内平均温度は増加し、また、 C_i が増加するに伴い、初期温度に対して大きく上昇していることがわかる。これは、氷スラリー下部頂点よりの高濃度水溶液の流下量が C_i の増加に伴い大きくなり、氷スラリー内部の水溶液濃度の低下率が増加し、水溶液濃度の平衡凍結温度である氷スラリー内温度の上昇率が大きくなるためと考えられる。さらに、 q が減少するほど、すなわち融解時間が長くなるほど、氷スラリー内平均温度が上昇していることがわかるが、これは、融解時間が長くなるほど、氷スラリー内での濃度拡散が進行し、氷スラリー内部の水溶液濃度が低下するためと推察される。

4.3.4 局所熱伝達率分布

4.3.4.1 一般的挙動

図 4.11 に、 $q = 1600 \text{ W/m}^2$ 、 $t = 25 \text{ min.}$ 、および $C_i = 20 \text{ mass\%}$ の条件における、氷スラリーの融解挙動と局所熱伝達率分布を示す。図の横軸は試験部上部頂点を 0 rad. とした円周方向の角度 θ である。図より、局所熱伝達率は、試験槽上部近傍の接触融解部分で高い値を示し、下部 ($\theta = 0 \sim \frac{\pi}{3}$) に行くに従い、融解液相部が発達することにより急激に減少することがわかる。また、局所熱伝達率は、成層部において極小値、および成層間で極大値を持つことがわかる。これは、加熱面近傍の成層下部においては高温の融解液が存在し、加熱面温度が局所的に上昇すること、および成層間セル内においては、自然対流が発達し熱伝達が促進されるためと考えられる。

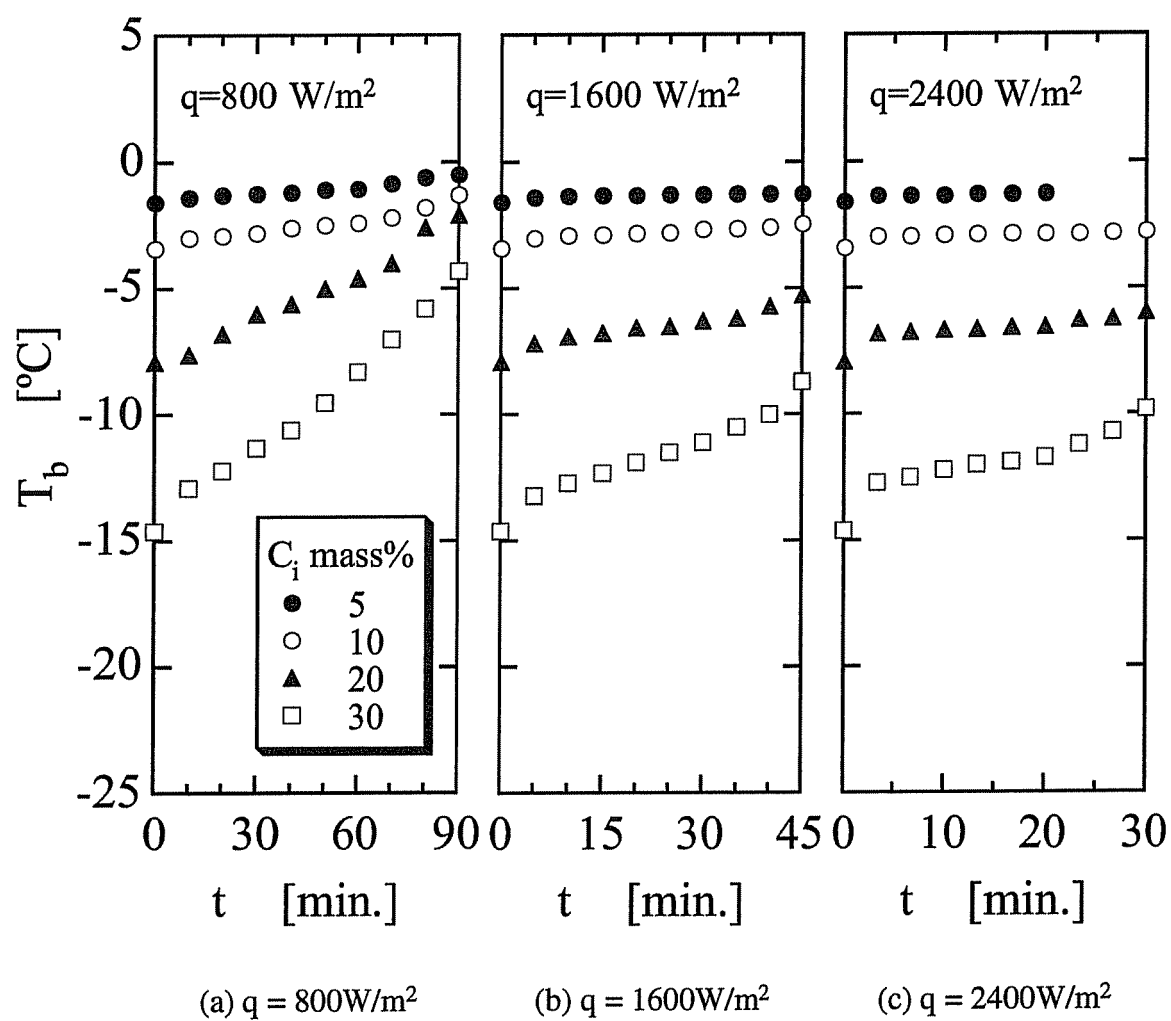


図 4.10 氷スラリー層内平均温度の時間経過

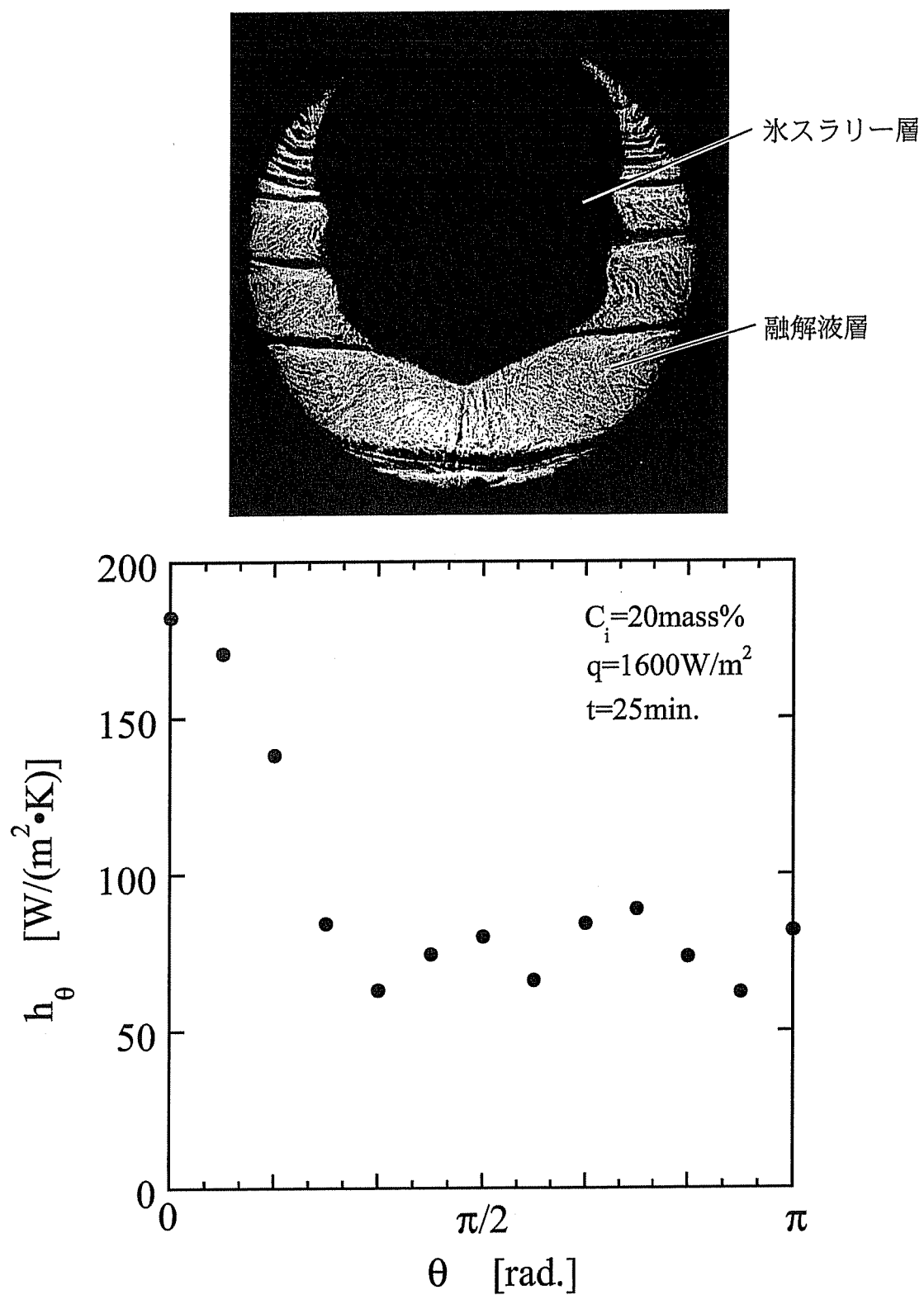


図 4.11 融解挙動と局所熱伝達率分布

4.3.4.2 熱流束の影響

図 4.12 に、 $q \times t = 2.4 \times 10^6 \text{ J/m}^2$ および $C_i = 10 \text{ mass\%}$ の条件における、局所熱伝達率におよぼす熱流束 q の影響を示す。図における 3 通りのデータは、総加熱量 ($q \times t$) を等しく設定してある。図より、局所熱伝達率は、 $\theta = 0 \sim \frac{\pi}{4}$ の試験槽上部において急激に減少し、下部に行くに従い多少の増減を繰り返し推移することがわかる。この $\theta = 0 \sim \frac{\pi}{4}$ の領域における局所熱伝達率の減少は、融解液相部の厚さが下部へ行くほど増加し、熱抵抗が大きくなることによるものと考えられる。また、 $\theta = \frac{\pi}{4}$ 以降において局所熱伝達率が増減を繰り返すのは、融解液相部に生じる成層および成層間の自然対流の影響のためと考えられる。また、各熱流束における試験槽頂点の熱伝達率の差は、相変化の際の水粒子の融解潜熱により、 q の増加に伴う加熱面の温度上昇が抑えられるためであると考えられる。一方、 q の増加に伴い熱伝達率が大きくなる傾向が認められるが、これは、融解液相部に生ずる成層の数が q が大きくなるほど少なくなり、自然対流が妨げられる効果が減少するためと推察される。

4.3.4.3 初期水溶液濃度の影響

図 4.13 に、 $q = 800 \text{ W/m}^2$ および $t = 60 \text{ min.}$ の条件における、局所熱伝達率におよぼす初期水溶液濃度 C_i の影響を示す。図より、局所熱伝達率は、熱流束の影響の場合と同様に、試験槽上部において急激に減少し、下部に行くにしたがい多少の増減を繰り返し推移することがわかる。また、試験槽上部 $\theta = 0 \sim \frac{\pi}{3}$ において、 C_i が減少するにつれ、局所熱伝達率は増加していることがわかるが、これは、試験槽上部においては接触融解の形態となっているため、初期水溶液濃度の差異により、加熱面の温度はあまり変化しないにもかかわらず、氷スラリー内温度が、初期水溶液濃度の増加に伴い減少することによるものと思われる。

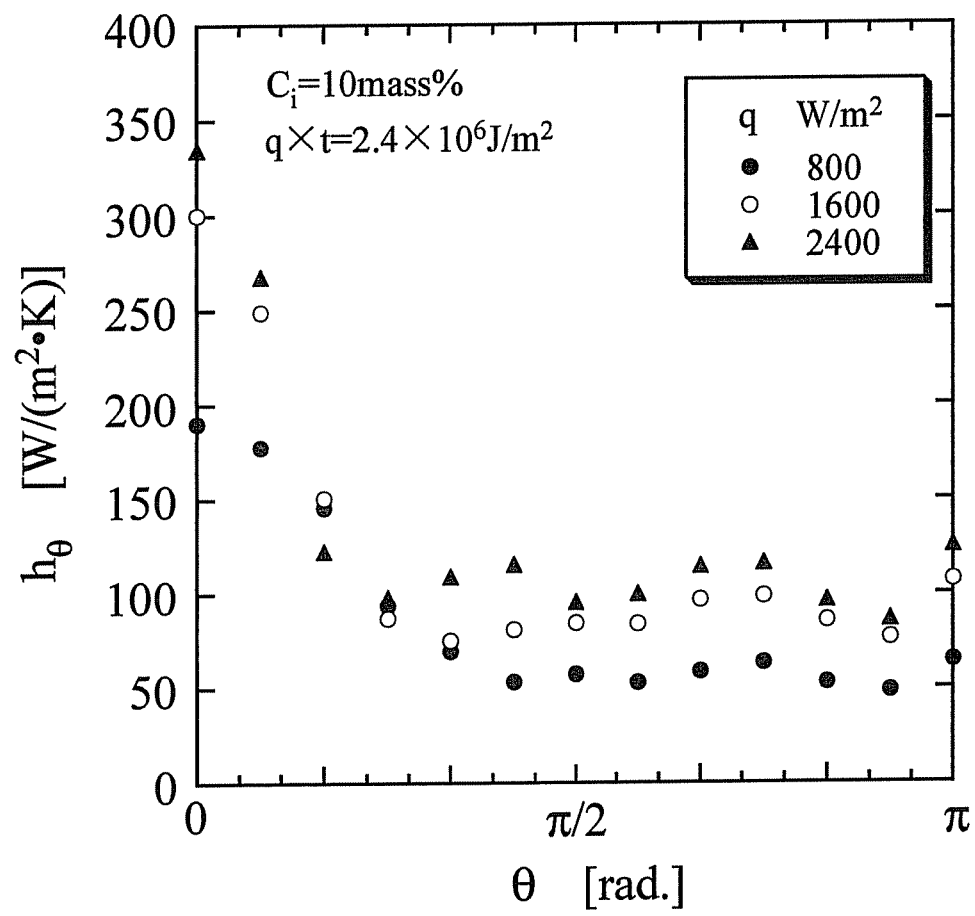


図 4.12 局所熱伝達率分布（熱流束の影響）

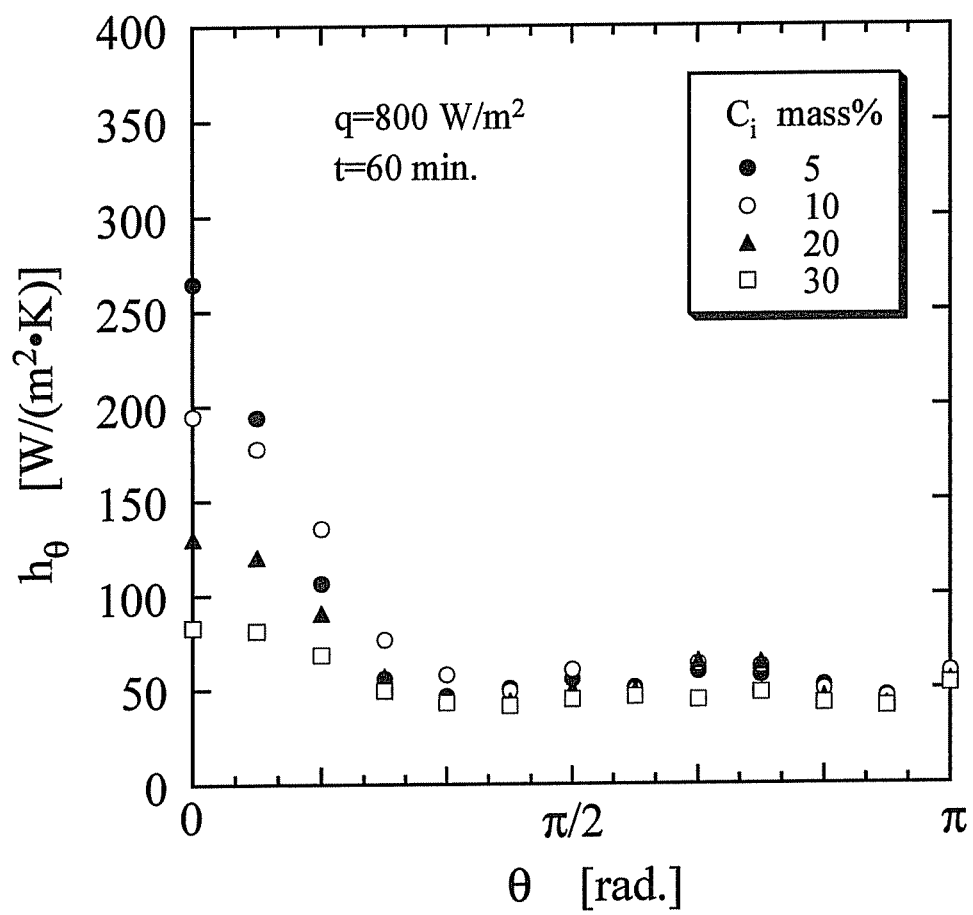


図 4.13 局所熱伝達率分布（初期水溶液濃度の影響）

4.3.5 平均熱伝達率分布

4.3.5.1 熱流束の影響

図 4.14 に、 $C_i=20\text{mass}\%$ の条件における、平均熱伝達率に及ぼす熱流束 q の影響を示す。図の横軸は総加熱量 $q \times t$ である。図より、融解初期において平均熱伝達率は急激に減少し、その後緩やかに減少もしくはほぼ一定の値を示し、融解終了前において再び減少する傾向が認められる。実験初期段階における平均熱伝達率の急激な減少は、加熱面と融解界面との間において融解液相が発達することにより熱抵抗が増加し、加熱面の温度が上昇するためと考えられる。その後、融解液相部において自然対流が生じ、熱伝達が促進されるため減少の割合が小さくなる。融解終了前における熱伝達率の減少は、氷スラリーに働く浮力が減少すること、および円筒上部加熱面での氷スラリーと加熱面の接触面積が減少することにより、円筒上部加熱面の温度がさらに上昇するためと考えられる。

一方、 q が増加するに伴い、平均熱伝達率は増加しているが、これは、円筒上部で接触融解をしていること、および q が増加するほど自然対流の流れが強くなることにより、 q の増加にもかかわらず、加熱面の温度上昇が抑えられるためと考えられる。

4.3.5.2 初期水溶液濃度の影響

図 4.15 は、 $q = 800\text{W/m}^2$ の条件における、加熱面平均熱伝達率におよぼす初期水溶液濃度 C_i の影響を示したものである。いずれの初期水溶液濃度においても、平均熱伝達率は、融解初期において急激に減少し、その後緩やかに減少もしくはほぼ一定の値を示し、融解終了前において再び減少する傾向が認められる。 C_i が増加するに伴い、その融解終了前の低下の傾向が認められなくなるが、これは、 C_i が高いほど、時間経過に伴う氷スラリー内温度の上昇傾向が大きくなるためと考えられる。また、 C_i が増加するに伴い、平均熱伝達率の値は減少する傾向を示しているが、これ

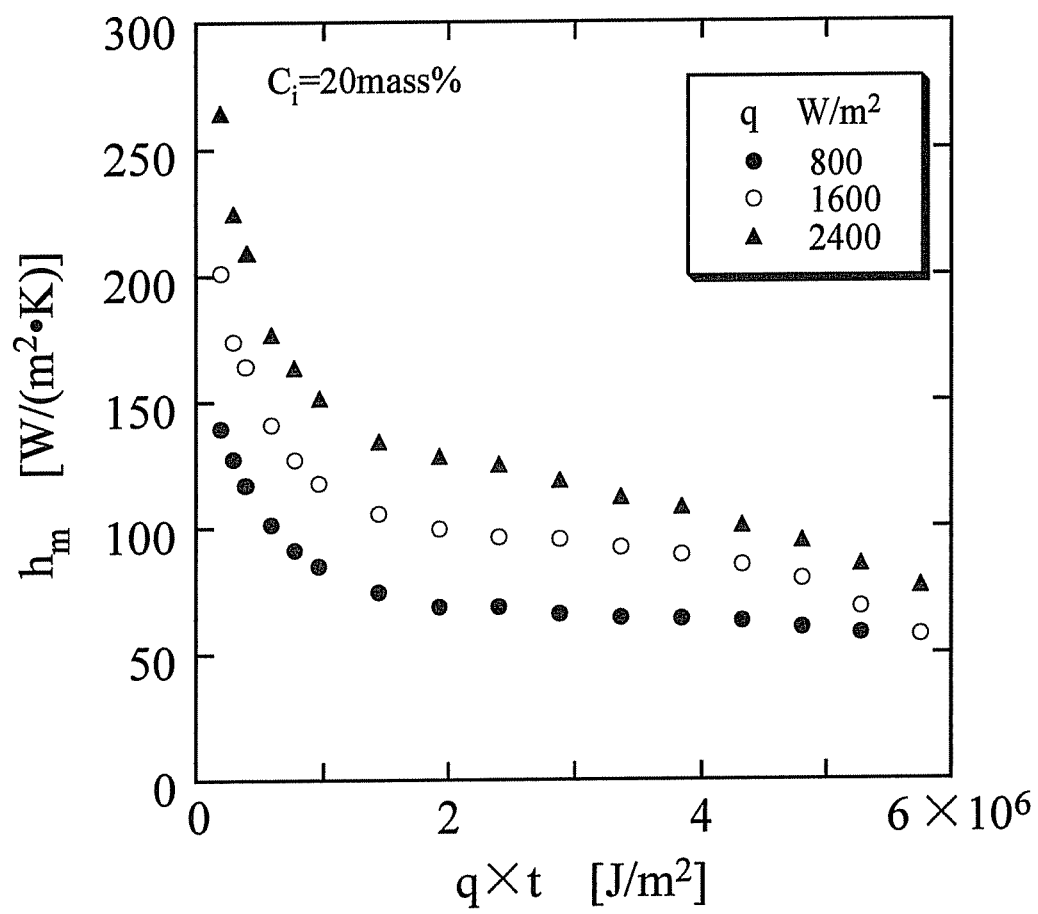


図 4.14 平均熱伝達率分布（熱流束の影響）

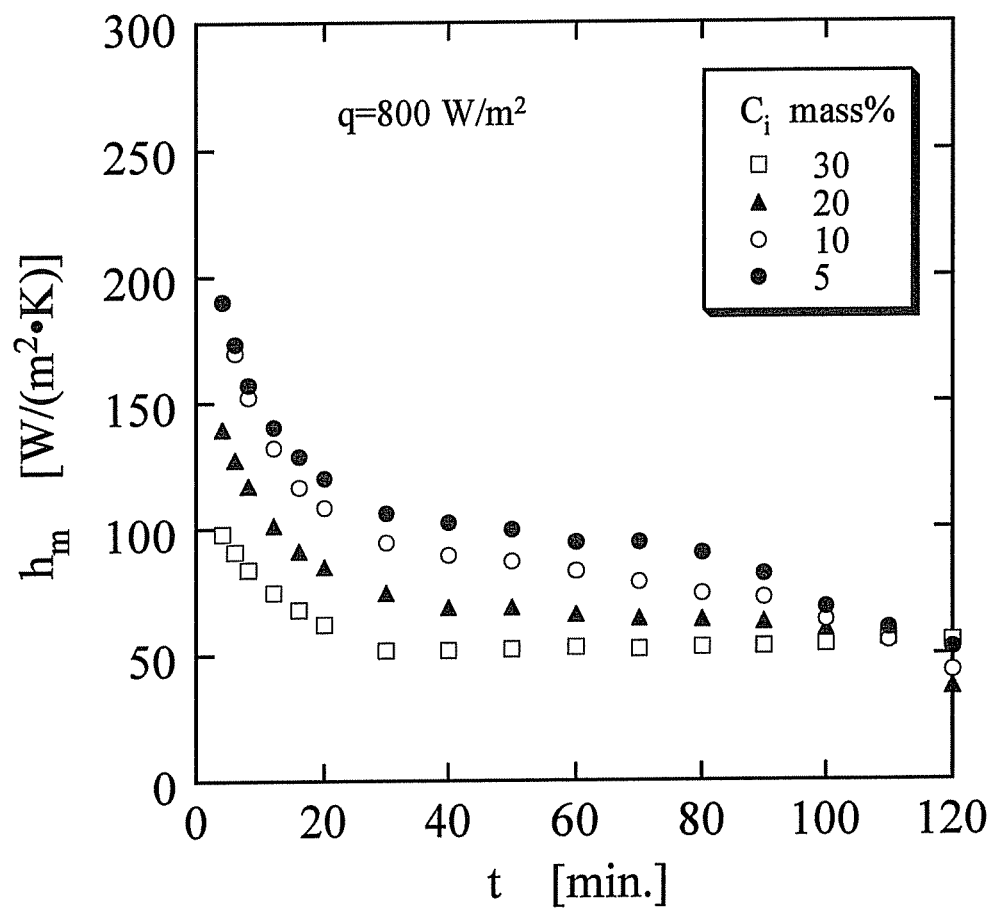


図 4.15 平均熱伝達率分布（初期水溶液濃度の影響）

は、 C_i が増加すると共に、融解液相部に生じる成層の数および融解液の粘性の増加により自然対流が妨げられることに加え、 C_i の差異にかかわらず、接触融解をしている上部加熱面温度がほぼ一定であるのに対し、 C_i が増加するに伴い、氷スラリー内の平均温度が低下するためと考えられる。

4.3.6 融解量

4.3.6.1 熱流束の影響

図 4.16 は、 $C_i=20\text{mass}\%$ の条件における、氷スラリーの融解量におよぼす熱流束 q の影響を示したものである。縦軸は、初期充填氷質量と融解氷質量の比である。図より、融解量は総加熱量の増加に伴い、わずかに融解量を減少させながら推移することがわかる。これは、融解が進行すると共に、円筒上部における加熱面と氷スラリーとの接触面積が、徐々に減少するためであると考えられる。また、融解量は q の影響をほとんど受けていないが、これは、図 4.14 にも見られるように、ヒーターからの入熱が、融解液の温度上昇に伴う顕熱としてではなく、氷スラリーの融解に伴う潜熱として使われるためと考えられる。

4.3.6.2 初期水溶液濃度の影響

図 4.17 に、氷スラリーの融解量に及ぼす、初期水溶液濃度 C_i の影響を示す。図より、融解量は、前述した熱流束の影響と同様に、 C_i の変化にほとんど影響されないことがわかる。これは、 C_i の増加による氷スラリーの融解温度の低下に伴って、融解潜熱量が減少し（図 4.18 参照）、融解し易くなる一方、 C_i の増加と共に、融解液相部に生ずる成層の数が増加すること、および融解液の粘性の増加により、自然対流が妨げられる効果が大きくなり、融解界面における熱伝達が低下するためと考えられる。

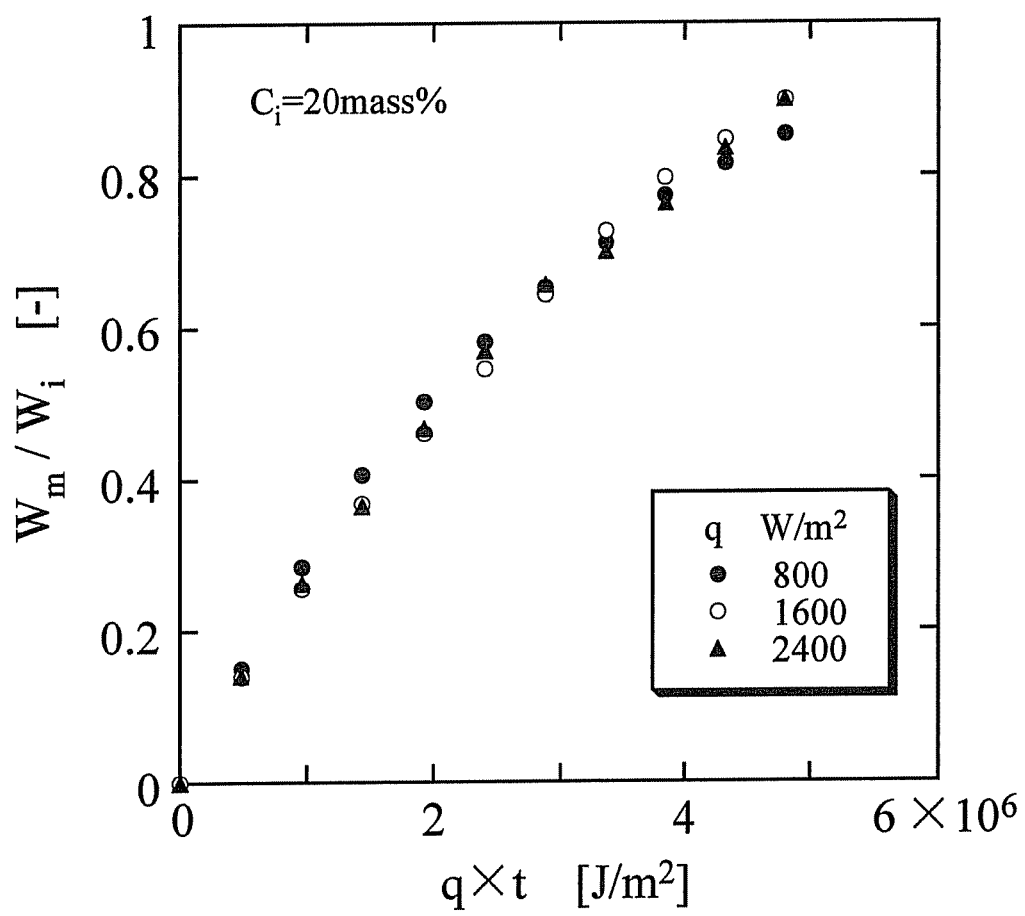


図 4.16 融解量（熱流束の影響）

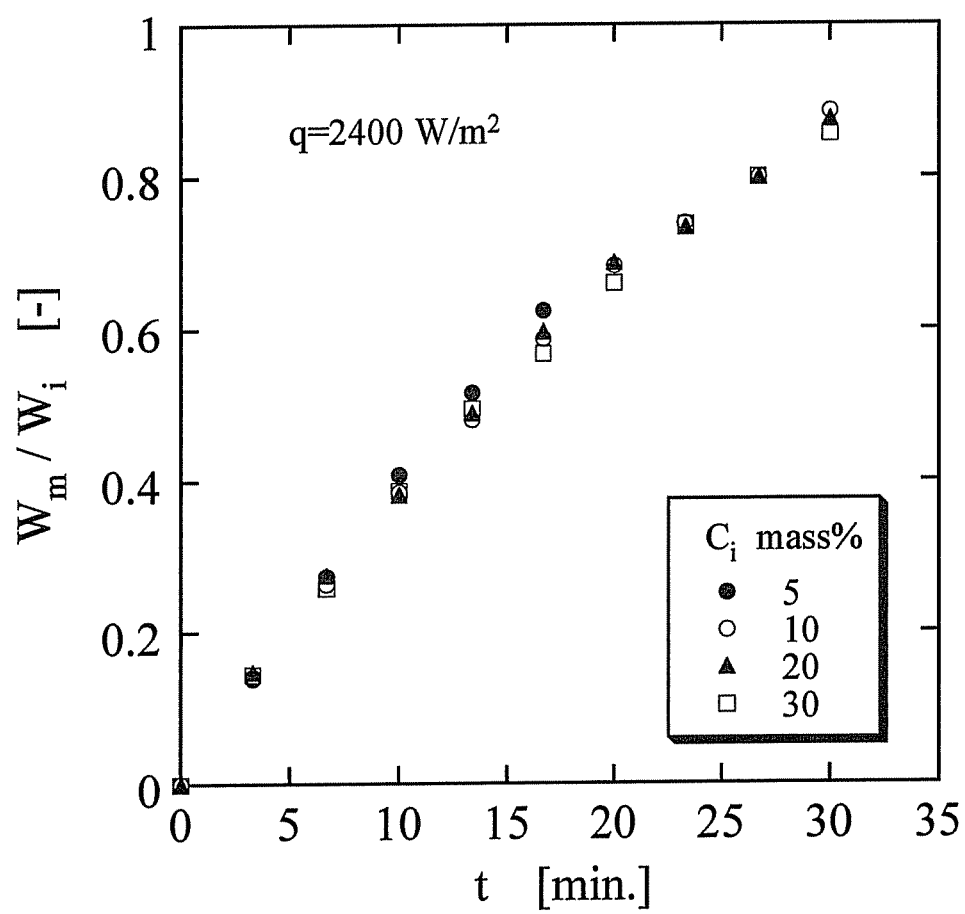


図 4.17 融解量（初期水溶液濃度の影響）

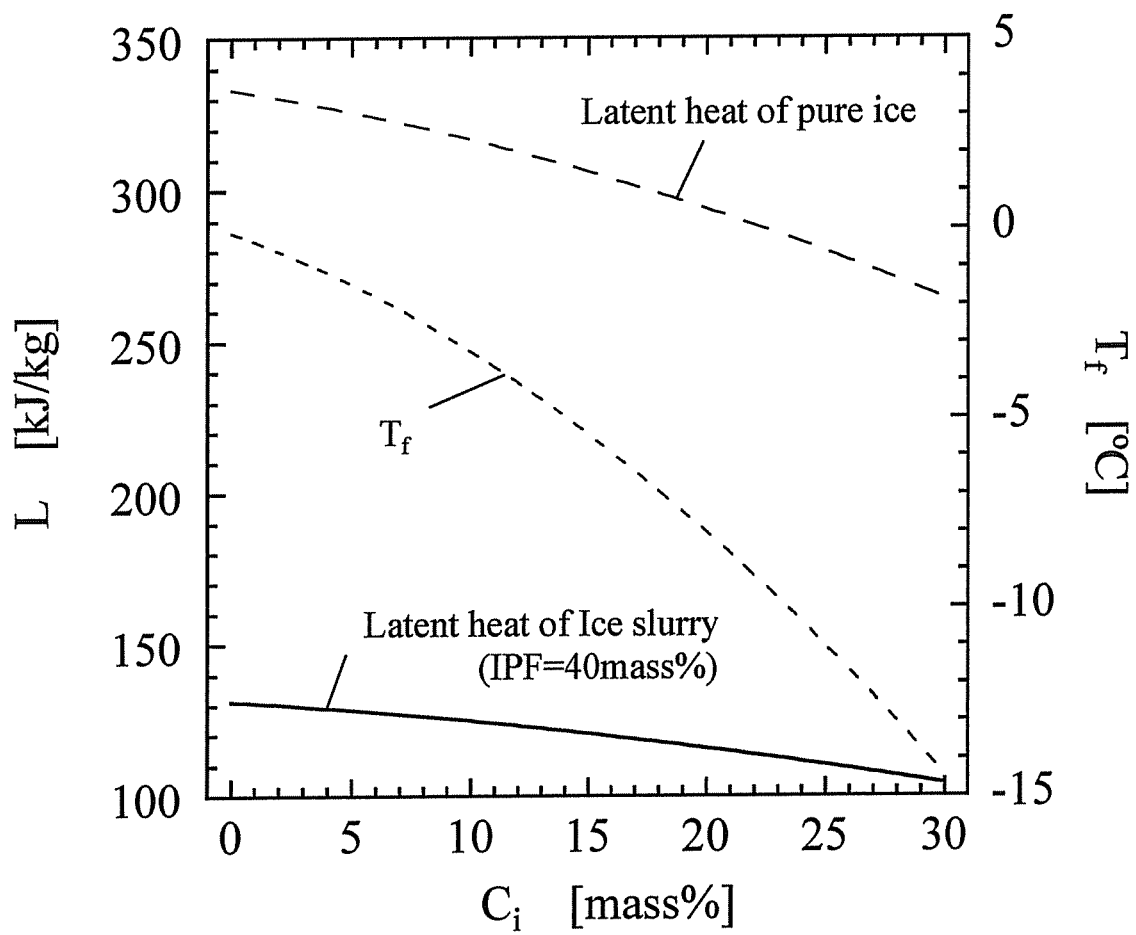


図 4.18 初期水溶液濃度と融解潜熱の関係

4.4 本章のまとめ

水平円筒容器内における静止氷スラリー層の融解挙動および熱伝達特性に関して、二重拡散を伴う融解メカニズムを詳細に検討し、熱伝達率分布との関連を明らかにした。また、加熱面熱流束および初期水溶液濃度が融解挙動および熱伝達率分布に与える影響に関して検討を行った。その結果、本研究の範囲内において以下のことが明らかとなった。

- (1) 氷スラリーは浮力のため上昇し、上部加熱面で接触融解を行うようになり、上部加熱面と上部融解界面との間には極めて薄い液層が形成される。また、試験槽下部の融解液相部においては自然対流が発生する。
- (2) 融解液相部には、融解液の温度上昇および濃度による平衡点が存在し、そのため成層が形成され、成層間には自然対流が発生する。また、成層の数は、初期水溶液濃度の減少および熱流束の増加に伴い減少する。
- (3) 試験槽内温度分布は、融解液相部に生じる成層、および氷スラリー内の高濃度水溶液の流下により大きな影響を受ける。
- (4) 加熱面の局所熱伝達率は、試験槽上部において最大を示し、試験槽下部に行くに従い、成層および自然対流の影響により多少の増減を繰り返しながら推移する。
- (5) 加熱面の平均熱伝達率は、熱流束の増加と共に増加する。また、初期水溶液濃度の増加に伴い加熱面の平均熱伝達率は減少する。
- (6) 氷スラリーの融解量は、時間の経過と共に、ほぼ直線的に増加する。また、加熱面熱流束および初期水溶液濃度は、融解量に対してほとんど影響を及ぼさない。

参考文献

- [1] C. J. Poplawsky, F. P. Incropera and R. Viskanta, "Mixed Layer Development in a Double-Diffusive, Thermohaline System," Transaction of the ASME Journal of Solar Energy Engineering, Vol.103, (1981), pp.351-359.
- [2] M. S. Christenson and F. P. Incropera, "Solidification of an Aqueous Ammonium Chloride Solution in a Rectangular Cavity - . Experimental Study," International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.32, No.1(1989), pp.47-68.

第5章 水平加熱平板間を流れる氷スラリーの流動挙動および熱伝達

5.1 概説

第3章においても述べたように、一般家庭への小型氷蓄冷熱システムの普及を目的とした場合、空調用熱交換器内に直接氷スラリーを流動させ採冷熱を行う方法が、システムの小型化、設備費の低減、および効率的な採冷熱の面からも有効であると考えられるが、氷スラリーのように、流体中に不均質に相変化物質が堆積・浮遊し、管内を流動しているような系においては、熱交換器に対する空気の流動方向や熱交換器の設置方向によって、その採冷熱特性が大きく左右されと考えられるため、管内を流れる氷スラリーからの熱伝達特性を詳細に把握することが重要である。

流動する氷スラリーの熱伝達特性に関しては、従来より数多くの研究がなされており、また、氷スラリーからの採冷熱に関しては、その融解熱伝達特性に及ぼす様々な因子の効果に関して実験的および解析的に検討がなされている。しかしながら、これまでの研究の多くが、流路内における融解量の測定から、伝熱壁全体の平均的な熱伝達特性を評価したものであり、加熱壁面の熱伝達特性に及ぼす流路内の流速分布および固相率分布の影響に関する詳細な検討はほとんどなされていない。

前章では、静止氷スラリー層の融解熱伝達挙動に関して実験的検討を行い、二重拡散現象を伴う氷スラリーの詳細な融解メカニズムの解明、熱伝達率の算定、および融解量に関する考察を行った。本章では、広範囲な流速条件において流路内を流動する氷スラリーの、熱伝達挙動ならびに流路内の流速分布および氷充填率分布に

関して、諸因子の変化が伝熱および流動挙動に与える影響を詳細にかつ明確に把握するため、矩形断面を有する水平流路を用いて実験的検討を行うことにより、管路内を流動する氷スラリーの融解および流動特性に関する基礎資料を得ることを目的としている。

5.2 実験装置および実験方法

5.2.1 実験装置

図 5.1 に、本実験で用いた実験装置系統図を示す。本実験装置は、主に冷却用ブライン循環系、氷スラリーを製造・貯留するための氷スラリートank、試験部を含む氷スラリー循環系および各測定系より構成されている。

氷スラリートankは、容量が 0.2m^3 のアクリル製矩形容器であり、仕切板により氷スラリー生成槽および貯留槽に分割されている。また、氷スラリー生成槽には、氷粒の剥離性を考慮してシリコンチューブにて製作したブライン循環用熱交換器を設置し、エチレングリコール水溶液の冷却を行った。

生成された氷スラリーは、バイパス流路により生成槽から貯留槽へ流入し、十分に攪拌しながら所定の氷充填率になった後、試験部へ供給される。試験部の前後には、それぞれ長さ 450mm の入口助走部および出口助走部が設けられており、出口助走部の上面には、流路内流速分布および氷充填率分布を測定する際に用いるピトー管およびサンプリング管を挿入するため直径 5mm の孔が開けられている。

図 5.2 に、試験部の詳細図を示す。試験部は、幅 60mm、流れ方向長さ 1000mm の水平矩形流路であり、その上下面は等熱流束条件の加熱面となっている。また、試験部の側板を交換することにより、流路断面高さを、20, 40, および 60mm に変化させることが可能な構造となっている。加熱面の裏側には、図 5.2 に示すように加熱面温度測定のため 0.1mmK 型熱電対を流路入口より 50mm 間隔で 4 箇所、その後

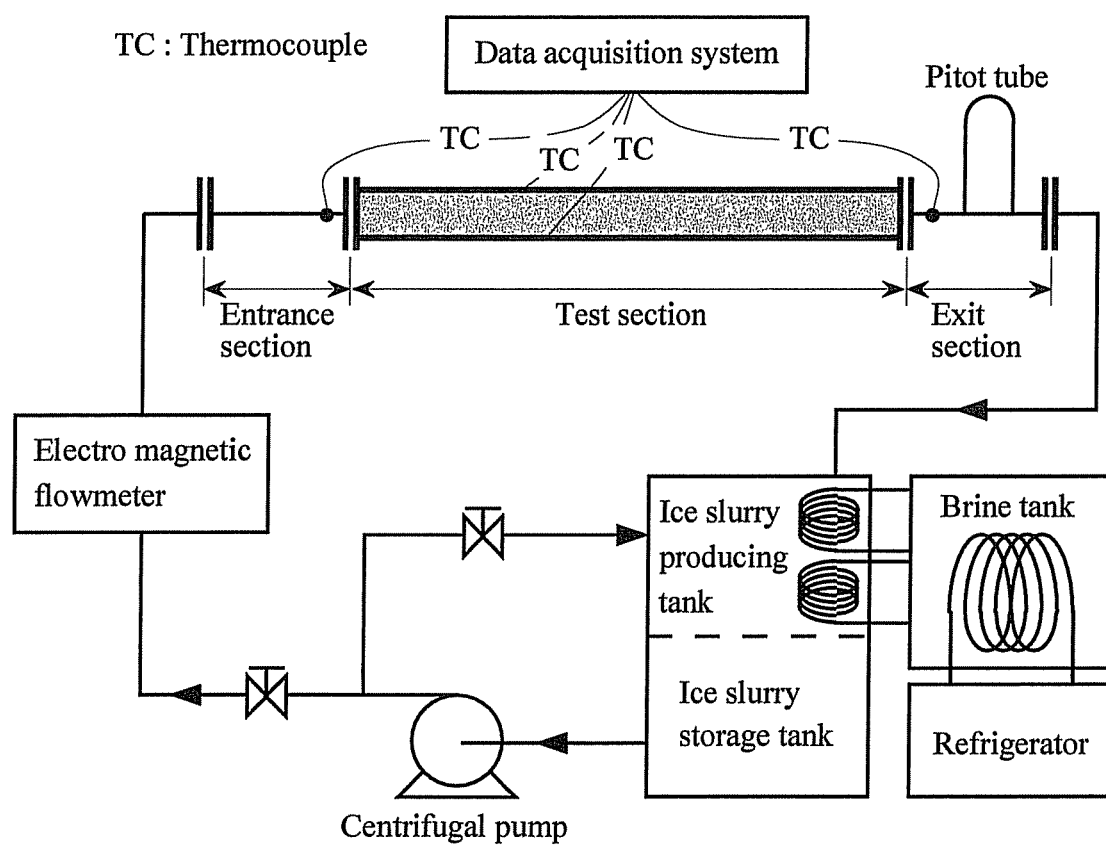
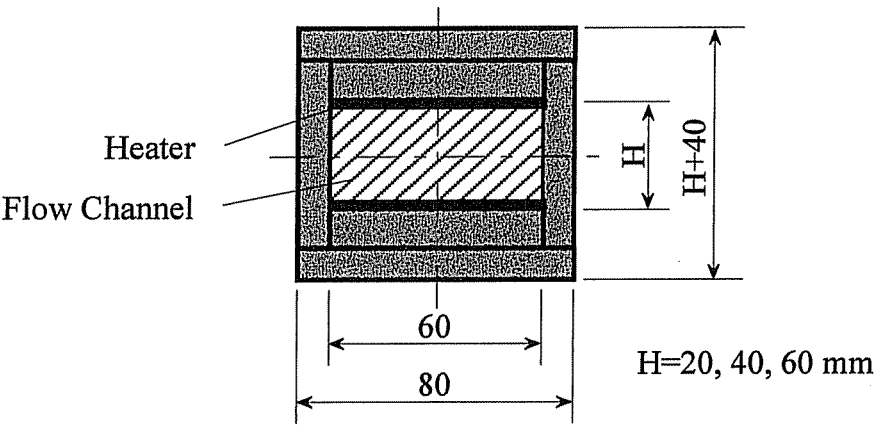
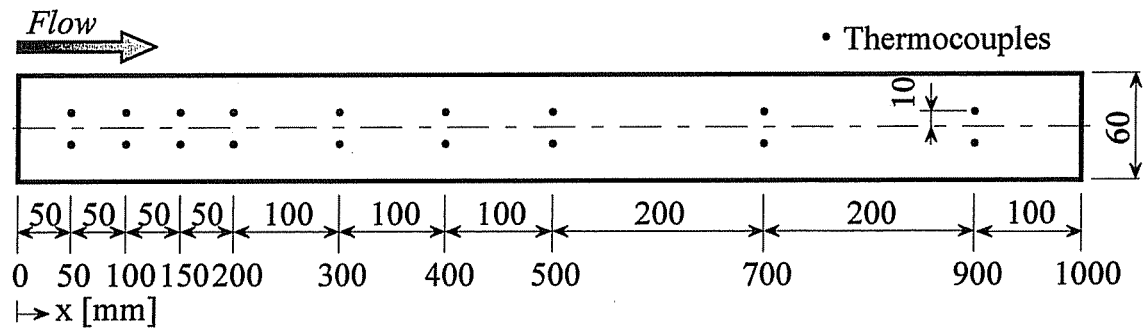


図 5.1 実験装置系統図



(a) 試験部詳細



(b) 熱電対位置

図 5.2 試験部詳細図

100mm 間隔で 3 箇所、さらに 200mm 間隔で 2 箇所、計 9 箇所取り付けられている。さらに、試験部入口部および出口部には氷スラリー温度測定のため、それぞれ 2 箇所ずつ熱電対が取り付けられている。

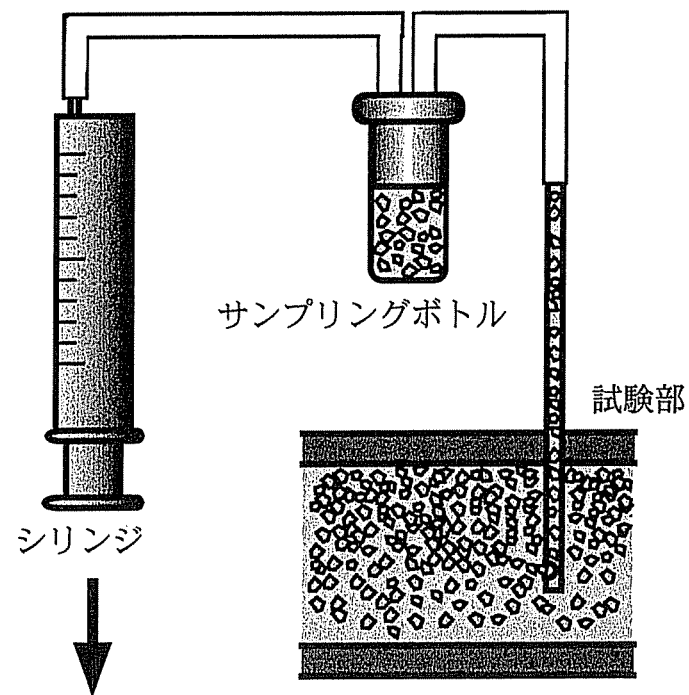
5.2.2 実験方法

実験では、初めに氷スラリータンク内にて予め設定された濃度のエチレングリコール水溶液を冷却し、所定の水溶液濃度（20mass%）および氷充填率となるまで氷スラリータンク内を攪拌しながら、氷スラリーを連続的に生成する。その後、生成された氷スラリーをポンプにより試験部へ供給し、流量を設定した後、等熱流束条件で加熱を行った。また、氷スラリーの流入平均速度は、電磁流量計で測定した体積流量を流路断面積で除したものとして定義した。

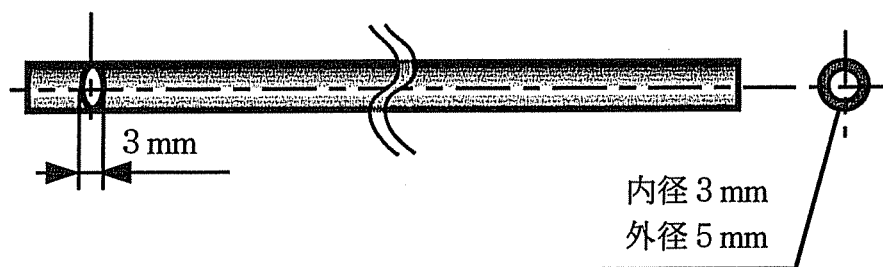
本実験により生成された氷スラリーの温度は、液相すなわち 20mass%エチレングリコール水溶液の平衡凍結温度 -7.9°C に設定されており、実験終了まで一定に保たれている。また、氷スラリー中に浮遊する氷粒子は、平均径約 0.2mm 程度と微細であり、水系の氷スラリーの場合にみられる、氷粒子同士の付着による粗大粒子の発生は認められなかった。

流路内の流速分布は、ピトー管により測定された全圧と静圧の差から求め、温度分布は、先端に K 型熱電対を取り付けたプローブを流路内に挿入することにより測定した。また、流路内の氷充填率分布は、各断面高さにおいてサンプリングした氷スラリーを完全に融解させ、その密度および温度を振動式密度計を用いて測定し、濃度換算した値と融解前の濃度との差から算出した。サンプリング装置の概略を図 5.3 に示す。

本研究では、熱流束 q を 2000, 4000, 6000, 8000 W/m² の 4 条件、氷スラリー流入平均速度 u_i を 0.1, 0.2, 0.4, 0.8 m/s の 4 条件、流路断面高さ H を 20, 40, 60 mm の 3 条件、また、初期氷充填率 IPF_i を 10 および 20 mass% に設定して実験を行った。



(a) サンプリング装置概略図



(b) サンプリング管詳細

図 5.3 サンプリング装置概略図

5.2.3 熱伝達率の算定方法

局所熱伝達率 h_x および平均熱伝達率 h_m は，加熱面温度 T_x と氷スラリー温度 T_s の差およびメインヒーターへの供給電力より算出した熱流束 q に基づき，次式により算出した．

$$h_x = \frac{q}{T_x - T_s} \quad (5.1)$$

$$h_m = \frac{1}{X} \int_0^X h_x dx \quad (5.2)$$

5.3 実験結果および考察

5.3.1 氷スラリーの流動挙動

図5.4に，流路断面高さ $H=60\text{mm}$ ，熱流束 $q=8000\text{W/m}^2$ ，入口からの距離 $x=500\text{mm}$ ，初期氷充填率 $IPF_i=10\text{mass \%}$ および $20\text{mass\%}$ の条件において，氷スラリーの流入平均速度を変化させた場合の流路内における流動状態の可視化写真を示す．なお，図の写真は，透過光により撮影しており，色の濃い部分が局所的な氷充填率の高い状態を，色の薄い部分が氷充填率の低い状態を表している．図より，いずれの IPF_i の条件においても，流入平均速度 $u_i=0.2\text{m/s}$ の条件において，流路上下に氷充填率の分布が生じ，流路下部に氷充填率の低い領域が存在していることがわかる．これは，氷粒子と液相（エチレングリコール水溶液）との密度差に基づく浮力により，試験部において氷粒子に対して上向きに力が働き，流路中流から次第に氷粒子が上部加熱面側に集まるためと考えられる．一方， $u_i=0.8\text{m/s}$ の条件においては，流路内において氷粒子が均一に分布していることが認められる．これは，流入平均速度の増加に伴い慣性力の増加に伴う乱れの影響が強くなるため，流路内の攪拌効果が強まるためと考えられる．

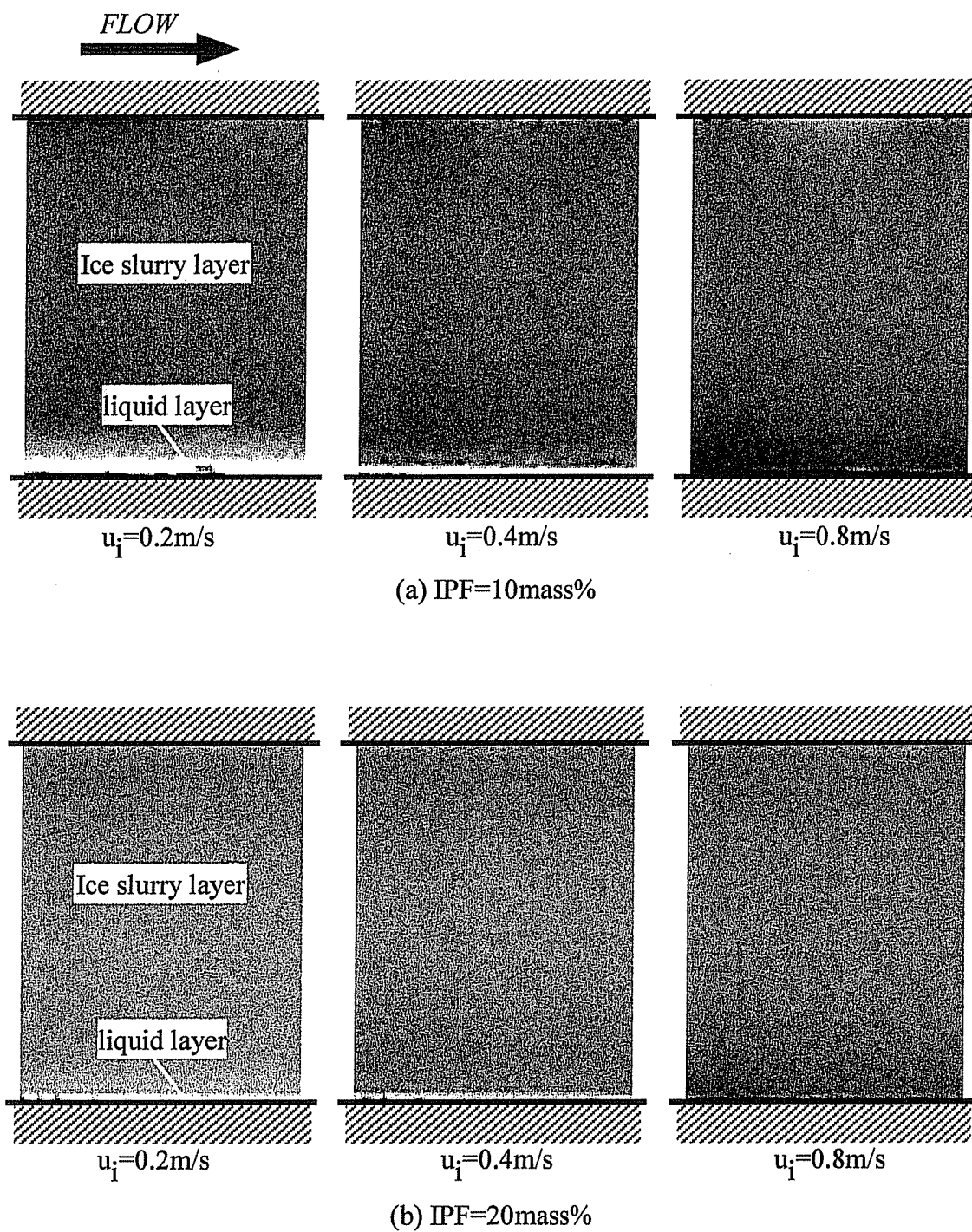


図 5.4 氷粒子分布の可視化写真

5.3.2 流動形態の分類

本項では、流路内を流れる氷スラリー流動形態と熱伝達特性の関係を把握するための第1段階として、初期氷充填率を変化させた場合における氷スラリーの流動形態を領域分けすることを試みる。Turian ら [1] は、固液二相流の流動形態を固相率、流速、粒子径等の条件により (1) 固定層を伴う流れ、(2) 堆積流れ、(3) 不均質浮遊流れ、(4) 均質浮遊流れ、の4種類の様式に分類し、水平円管におけるその境界の判定に下式を用いて検討を行っている。

$$R_{01} = \frac{u_i^2}{31.93\phi^{1.083} \cdot f_w^{1.064} \cdot C_D^{-0.06160} \cdot Dg(s-1)} \quad (5.3)$$

$$R_{12} = \frac{u_i^2}{2.411\phi^{0.02263} \cdot f_w^{-0.2334} \cdot C_D^{-0.3840} \cdot Dg(s-1)} \quad (5.4)$$

$$R_{23} = \frac{u_i^2}{0.2859\phi^{1.075} \cdot f_w^{-0.6700} \cdot C_D^{-0.9375} \cdot Dg(s-1)} \quad (5.5)$$

$$R_{13} = \frac{u_i^2}{1.167\phi^{0.5153} \cdot f_w^{-0.3820} \cdot C_D^{-0.5724} \cdot Dg(s-1)} \quad (5.6)$$

$$R_{02} = \frac{u_i^2}{0.4608\phi^{0.3225} \cdot f_w^{-1.065} \cdot C_D^{-0.5906} \cdot Dg(s-1)} \quad (5.7)$$

$$R_{03} = \frac{u_i^2}{0.3703\phi^{0.3183} \cdot f_w^{-0.8837} \cdot C_D^{-0.7496} \cdot Dg(s-1)} \quad (5.8)$$

ここで、 ϕ は粒子充填率 [vol%]、 f_w は流体と流路壁面との摩擦係数、 C_D は抗力係数、 D は円管の内径 [m]、 g は重力加速度 [m/s²]、 s は固相と液相の密度比 $\frac{\rho_p}{\rho_l}$ であり、添字の数字はそれぞれ以下に示す流れの形態を表す。

0 : 固定層を伴う流れ

1 : 堆積流れ

2 : 不均質浮遊流れ

3 : 均質浮遊流れ

R は流動形態の変化する境界との位置関係を表しており、 $R_{ab}=1$ ならば、流動形態 a および流動形態 b との境界線上に存在し、また、 $R_{ab} < 1$ ならば境界線の左側、

$R_{ab} > 1$ ならば境界線の右側に存在していることを表している。従って、 R_{ab} の符号関係により流動形態を判定することが可能である。この判定方法を、本実験条件に適用し、初期氷充填率の違いによるそれぞれの形態の領域を示したものが図5.5、図5.6、および図5.7のグラフである。なお、本実験で用いた流路は矩形であるため、判定式中の円管径 D には、等価直径を代入して計算を行っている。また、縦軸の H はその計算に用いた流路クリアランス H を示している。これらの図より、氷充填率が高くなるに従い、不均質な領域が広い流速条件において存在することがわかる。これらの結果は、氷充填率の増加により、流路内の流動状態が不均質化の傾向が強くなることを示しているものと考えられる。

5.3.3 流速分布および氷充填率分布

5.3.3.1 流入平均速度の影響

図5.8に、流路断面高さ $H=60\text{mm}$ 、熱流束 $q=8000\text{W/m}^2$ 、入口からの距離 $x=900\text{mm}$ 、初期氷充填率 $IPF_i=10\text{mass\%}$ および $20\text{mass\%}$ の条件における、流路内氷充填率分布 IPF_y ならびに流速分布 u_y に及ぼす流入平均速度 u_i の影響を示す。図中の黒丸 (●) および白丸 (○) が、それぞれ IPF_y および u_y を示している。図より、いずれの IPF_i においても u_i が増加するに伴い、各流路高さにおける局所的な氷充填率の差が小さくなり、 $u_i=0.8\text{m/s}$ の条件においては、氷充填率分布はほぼ一様の分布となっている。これは、 u_i の増加に伴い、流路内が攪拌され、氷粒子が均一に浮遊している状態を示しているものと思われる。また、流路内における氷粒子数の多い $IPF_i=20\text{mass\%}$ の結果では、 $u_i=0.2\text{m/s}$ の低流速条件において、下面近傍にて観察からもほとんど氷粒子の存在が認められない領域が存在することがわかる。一方、その領域から上部では、急激に氷充填率が増加し、上面までほぼ一定の氷充填率となる領域が見られる。この様な、氷粒子が堆積した状態から、流速を増加させると ($u_i=0.4\text{m/s}$)、氷充填率が一定の領域は小さくなり、未だ氷充填率が低い領域と氷

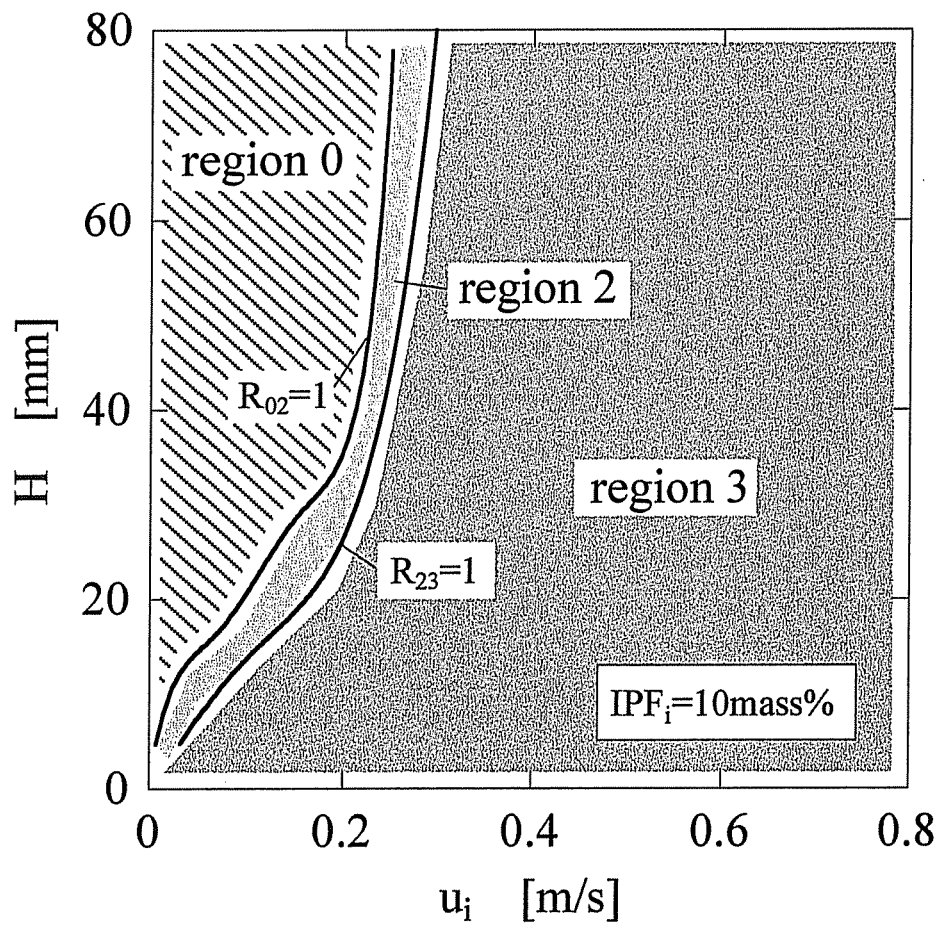


図 5.5 流動形態の分類 ($IPF_i=10\text{mass}\%$)

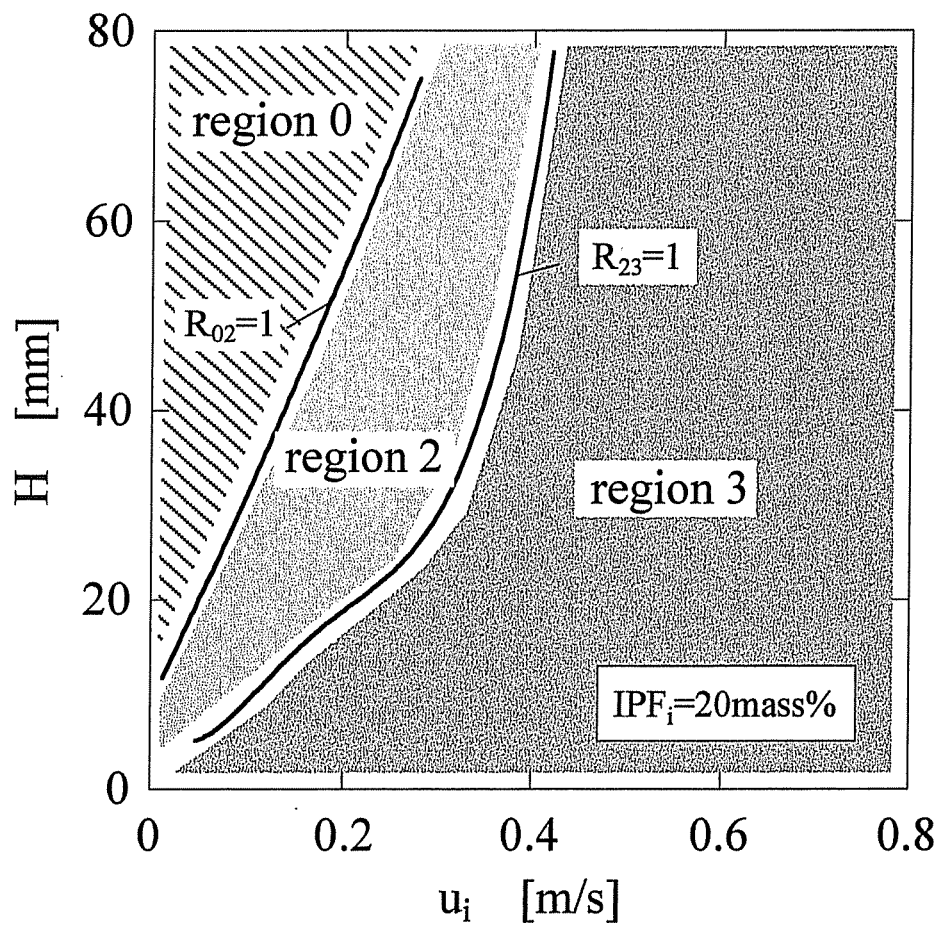


図 5.6 流動形態の分類 ($IPF_i=20\text{mass\%}$)

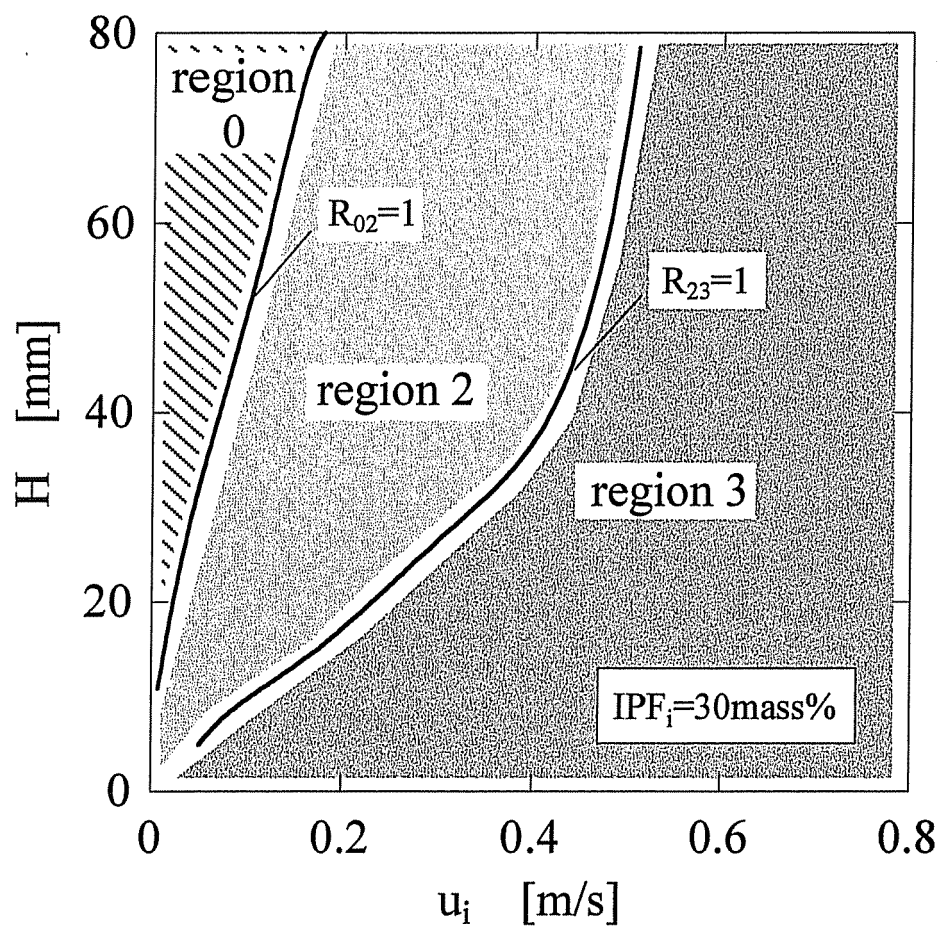


図 5.7 流動形態の分類 ($IPF_i = 30\text{mass}\%$)

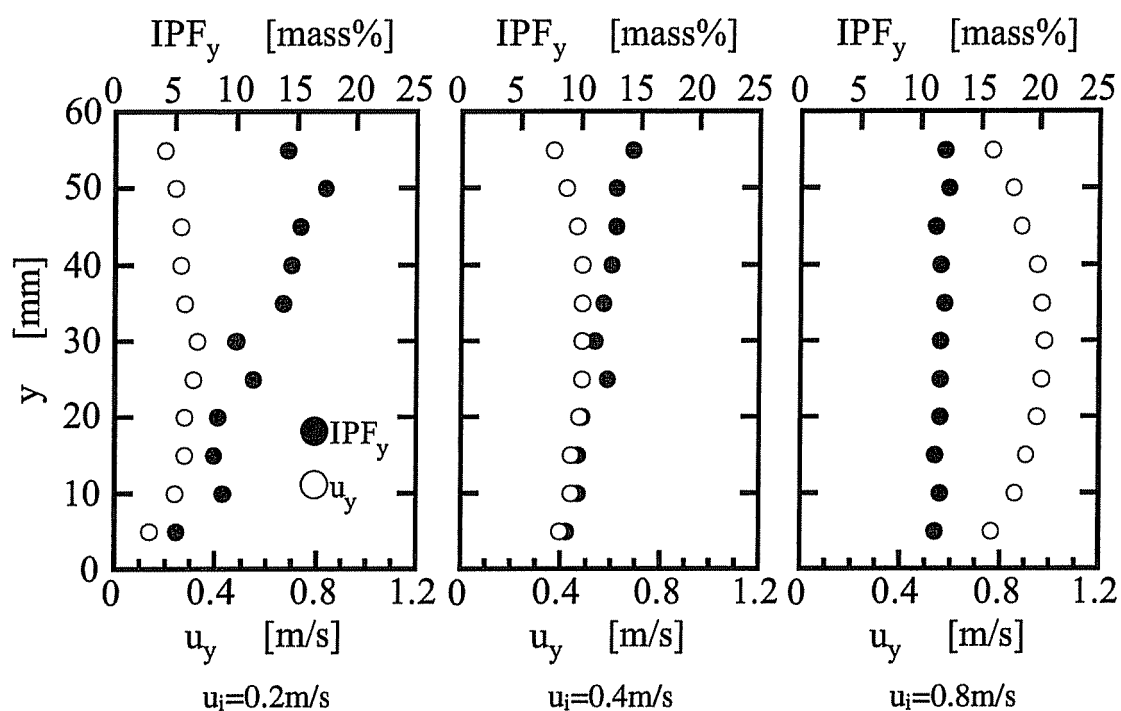
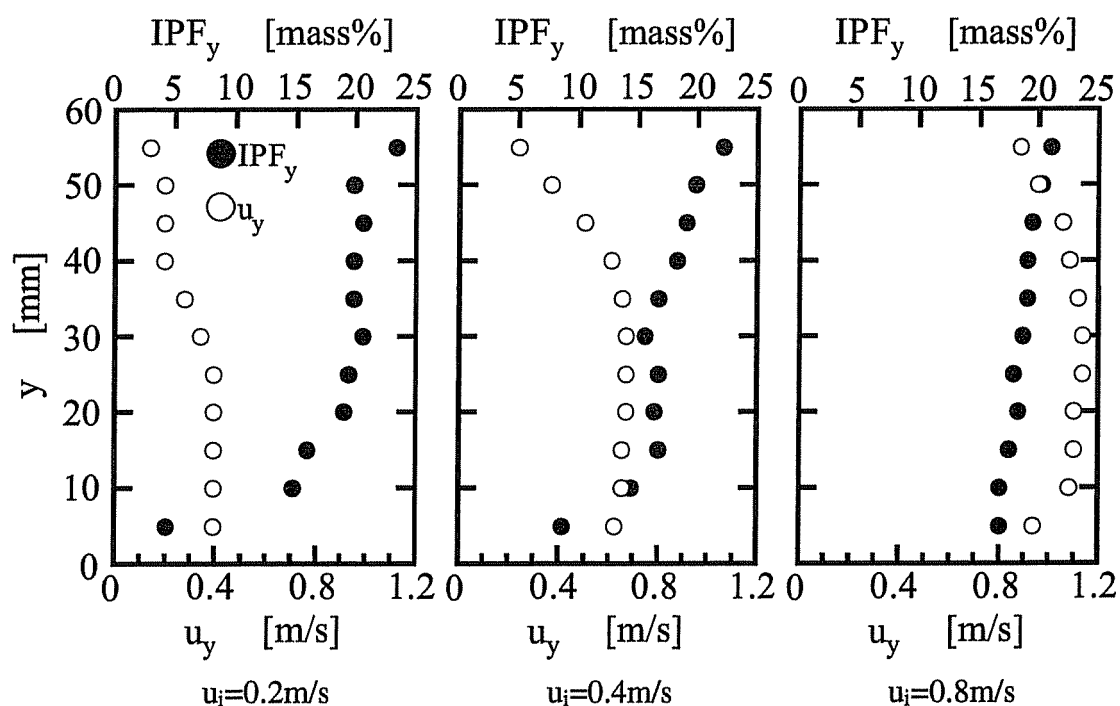
(a) $IPF_i = 10 \text{ mass\%}$ (b) $IPF_i = 20 \text{ mass\%}$

図 5.8 流速および氷充填率分布（流入平均速度の影響）

充填率が高い領域は存在するものの、流路下面へゆくに従い、徐々に氷充填率が低下する傾向が認められる。これは、堆積状態にあった氷粒子群が、 u_i の増加により液相に浮遊し、液相の運動に追従する傾向を示すためと思われる。また、このような氷充填率分布の影響を受けて、 $u_i=0.2$ m/s の条件においては流路内の流速分布は上下非対称の分布となっているが、 u_i の増加に伴い、その分布はほぼ上下対称の形となっている。これは、氷充填率分布と同様に、氷粒子に働く慣性力、浮力、および摩擦力のバランスから、 u_i が低い場合には堆積摺動流、また、 u_i が増加するに従い不均質浮遊流、均質浮遊流と内部の流動状態が変化するためと思われる。

一方、 $IPF_i=10\text{mass}\%$ の条件における流速分布は、 $u_i=0.2\text{m/s}$ の低流速条件においてもほぼ上下対称となっているが、これは、氷粒子数が少なく氷粒子間の相互作用が小さいため、低流速条件から均質浮遊流の流動状態になるためと考えられる。

5.3.3.2 流路断面高さの影響

図 5.9 に、 $IPF_i=10\text{mass}\%$ 、 $q=8000\text{W/m}^2$ 、 $x=900\text{mm}$ 、 $H=40\text{mm}$ および 20mm の条件における流路内氷充填率分布 IPF_y ならびに流速分布 u_y を示す。また図 5.10 に、氷充填率分布ならびに流速分布の模式図を示す。図より、図 5.8 で示した $H=60\text{mm}$ の条件も含めて、流入平均速度の大きい $u_i=0.8\text{m/s}$ の条件においては、 H によらず IPF_y および u_y とほぼ同様の分布を示しており、均質浮遊流となっていることが認められる。

一方、 $u_i=0.2\text{m/s}$ の条件においては、 H の変化に伴い、流路内の氷充填率分布および流速分布に差異が見られる。氷充填率分布に関しては、 H が高い場合には、その高さ方向の変化率が小さくなるのに対し、 H が低くなるに従い、氷充填率分布の高さ方向の変化率が大きくなり、流路内の上下方向に明らかな氷充填率の分布が生じていることがわかる。また、流速分布は氷充填率分布と強く関連しているが、 H が低くなるに従い、壁面近傍の速度勾配が大きくなるため、下面近傍で流速が速くなる分布を示す。

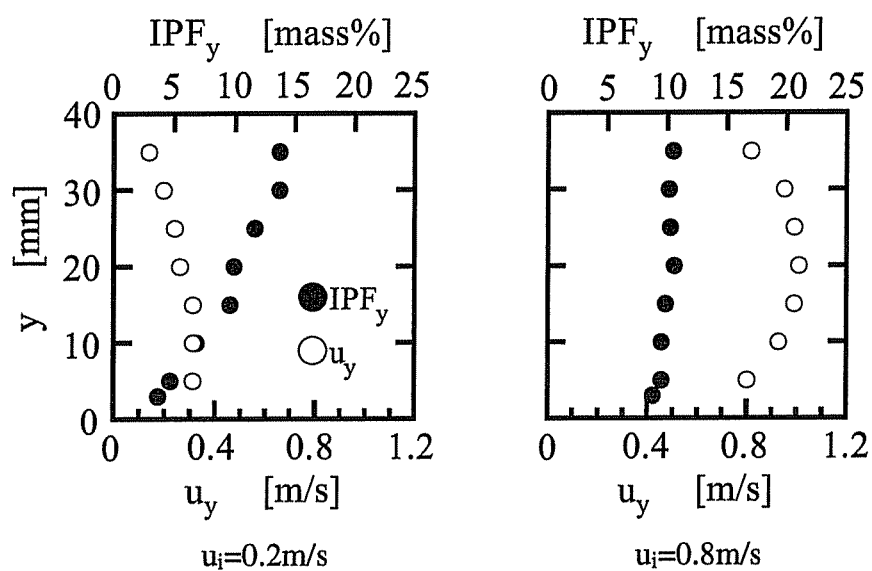
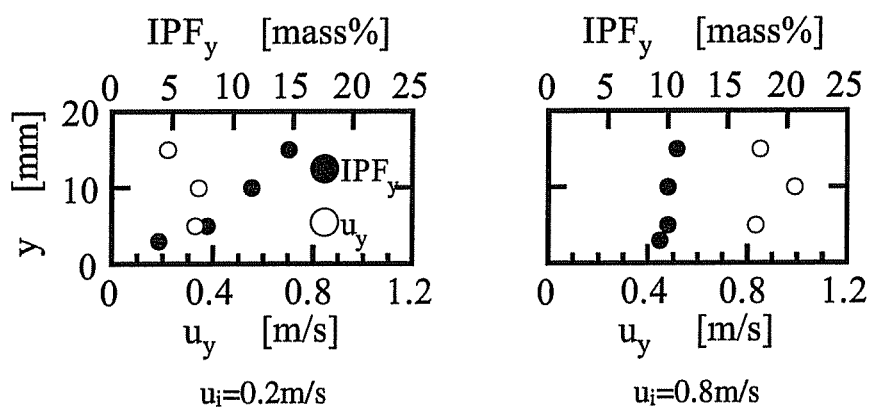
(a) $H=40\text{mm}$ (b) $H=20\text{mm}$

図 5.9 流速および氷充填率分布（流路断面高さの影響）

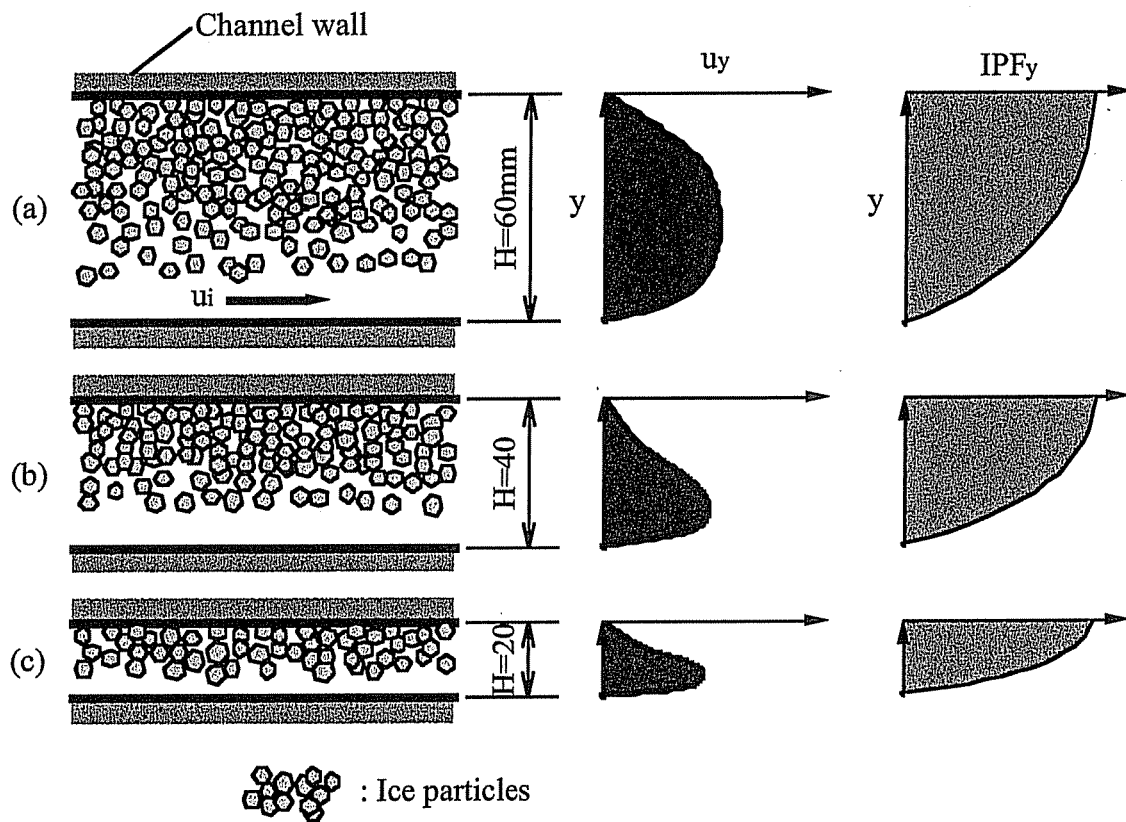


図 5.10 流動模式図

図 5.11 に、同条件における流路内の温度分布を、それぞれの H について示す。この図より、加熱面近傍での温度勾配は、 H が低いほど急になっており、また、加熱面に最も近い点（加熱面上 1mm）における温度も、 $H=20\text{mm}$ の条件が最も低くなっていることがわかる。これは、 H が低くなるに従い、氷充填率分布の傾きが急になり、加熱面近傍に存在する氷粒子数が増加するため、加熱面における熱伝達に及ぼす氷の融解潜熱の影響が、 H が低いほど大きく現れ、その結果、温度境界層の発達が妨げられるためと考えられる。

5.3.3.3 流路内氷充填率分布の整理式

前項までの結果から明らかなように、流路内における氷充填率分布は、氷スラリー流入平均速度、流路断面高さ、および初期氷充填率の影響を受けると考えられる。また、氷スラリーの熱伝達特性は、加熱面近傍における局所的な氷充填率に強く依存すると考えられるため、氷スラリーの流動・熱伝達特性を評価するためには流路内の局所的な氷充填率分布を知ることが重要と考えられる。そこで、本項では加熱面近傍の局所的な氷充填率分布を予測するための実験整理式の導出を行う。

固液混相流における粒子の濃度分布は、粒子の平均濃度が低く流速が比較的遅い場合に、流路高さに対して指数関数の形として表されることが知られている [2]。一方、濃度ならびに流速の増加に伴い、特に壁面近傍においてその分布は指数関数形から大きく異なってくる。そこで、本研究では実際に測定された氷充填率分布を検討し、その分布が流路高さに対して以下のようなべき乗の関数で表されると仮定した。

$$IPF_y = a \left(\frac{y}{H} \right)^b \quad (5.9)$$

ここで、係数 a および b は、次元解析により得られたフルード数 Fr ならびに初期氷充填率 IPF_i から次式により求められる。

$$a = 0.609 \cdot Fr^{-0.09} \cdot IPF_i^{0.67} \quad (5.10)$$

$$b = 0.034 \cdot Fr^{-0.77} \cdot IPF_i^{-0.87} \quad (5.11)$$

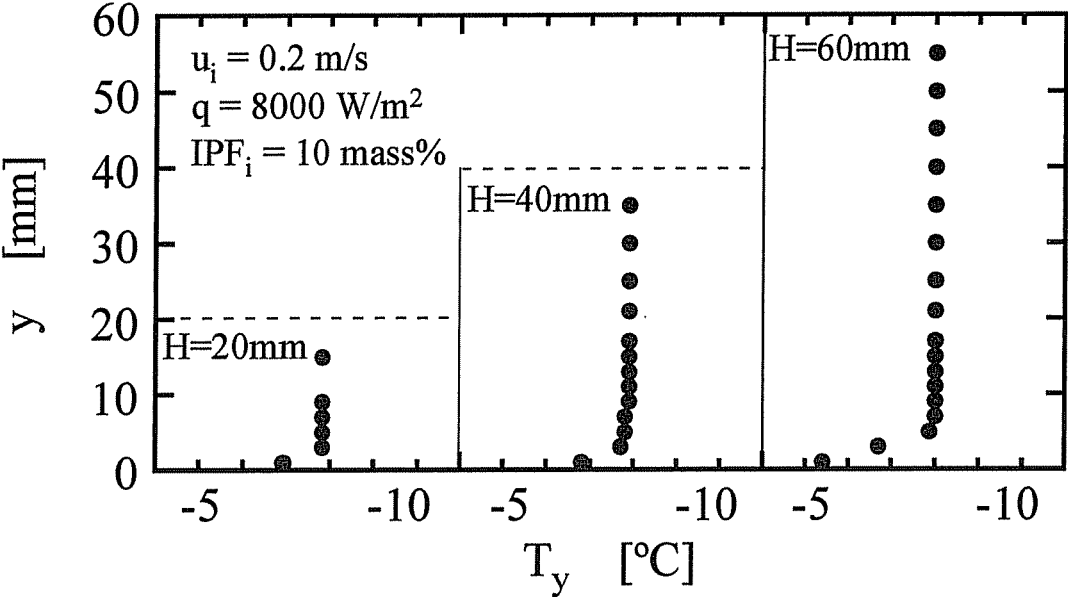


图 5.11 流路内温度分布

図 5.12 に、 $H=60\text{mm}$ 、 $IPF_i=10\text{mass}\%$ 、および $q=8000\text{W/m}^2$ における実験結果ならびに、計算により求められた氷充填率分布の比較を示す。図より、本研究により得られた氷充填率分布の整理式は、実験結果とよい一致を示していることがわかる。

5.3.4 局所熱伝達率分布

5.3.4.1 流入平均速度の影響

図 5.13 に、初期氷充填率 $IPF_i=10\text{mass}\%$ 、熱流束 $q=8000\text{W/m}^2$ 、および流路断面高さ $H=60\text{mm}$ における、局所熱伝達率に及ぼす流入平均速度 u_i の影響を示す。図の横軸は、流路入口からの距離である。図より、上部加熱面の結果に比べ、下部加熱面の結果において、局所熱伝達率に及ぼす u_i の影響が顕著に現れ、流速が増加するに伴い、局所熱伝達率が増加していることがわかる。これは、下部加熱面近傍においては、氷粒子が少ないため液層を介した対流熱伝達の形態となり、流速の増加に伴い、温度境界層厚さが薄くなるためであると考えられる。また、流路下流に行くに従い熱伝達率が低下する傾向がみられるが、これは温度境界層の発達により加熱面温度が上昇するためであると思われる。なお、試験部を通過する間の平均氷充填率の低下は、本実験範囲内において最大でも $0.002\text{mass}\%$ と極めて少ないため、その影響は測定上無視できるものと考えられる。

一方、上部加熱面においては u_i の影響が小さいことが認められるが、これは氷粒子の堆積により見かけの粘性が増し摺動流となるため、 u_i の増加に伴う加熱面近傍での局所的な流速の増加が小さいこと、さらに接触融解により、温度境界層が発達しにくいこと等の理由によるものと考えられる。また、 u_i が増加するに伴い、上面と下面の局所熱伝達率の差が小さくなっているが、これは、 u_i の増加に伴う攪拌効果により、流路内の流れが均一浮遊流となり、流路内の氷充填率分布が均一化されるためと考えられる。

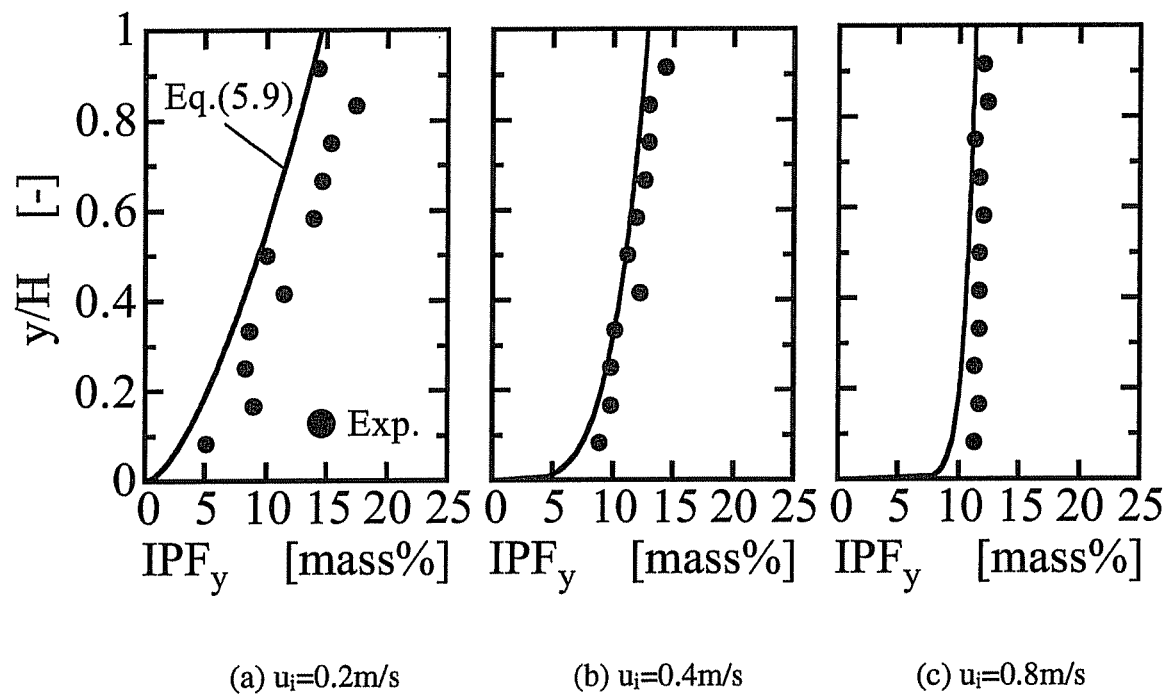


図 5.12 氷充填率の整理式

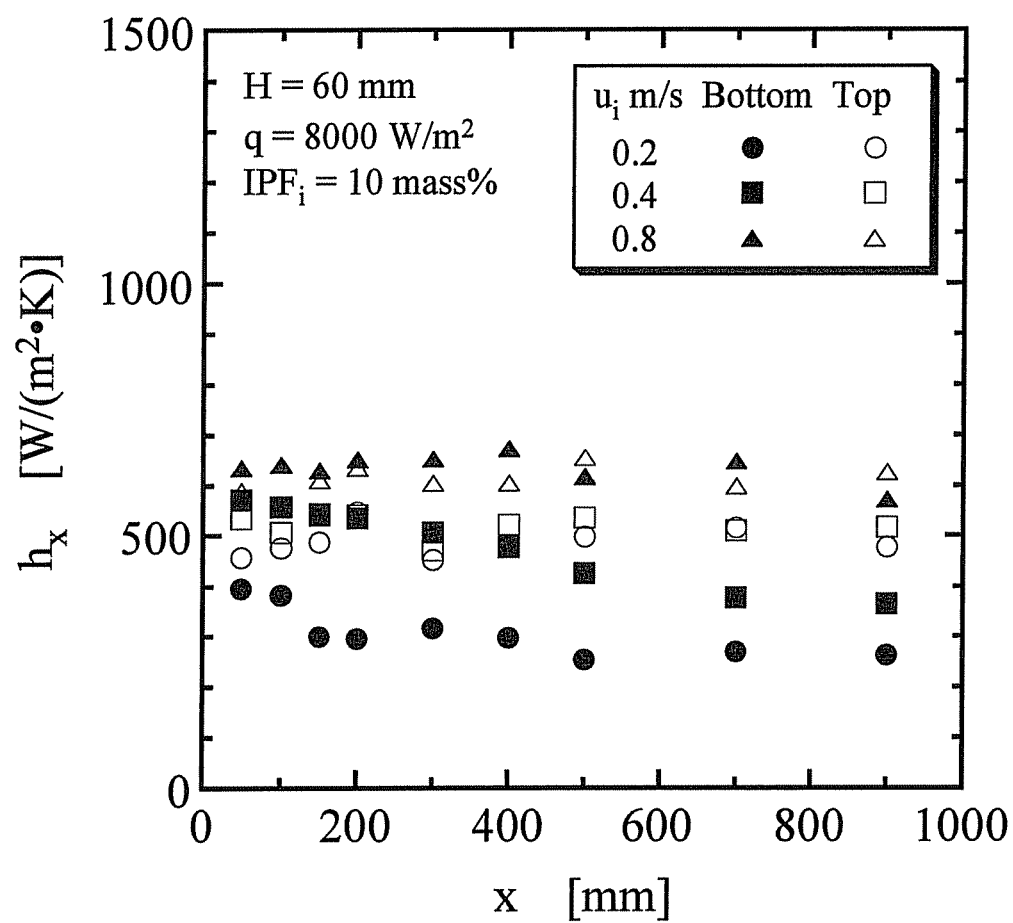


図 5.13 局所熱伝達率分布（流入平均速度の影響）

5.3.4.2 流路断面高さの影響

図 5.14 に、 $IPF_i=10\text{mass \%}$ 、 $q=8000\text{W/m}^2$ 、および $u_i=0.2\text{m/s}$ における、局所熱伝達率に及ぼす流路断面高さ H の影響を示す。図より、いずれの加熱面においても H が低いほど、局所熱伝達率が高くなる傾向が認められ、また、その傾向は下部加熱面において顕著に認められる。これは、加熱面近傍における氷充填率分布および流速分布が大きく影響しているものと思われる。今、下部加熱面に着目すると、図 5.9 に示されるように、 H が低くなるに従い、氷充填率分布の垂直方向の変化が大きくなり、加熱面近傍における局所的な氷充填率の値が大きくなる。つまり、 H が低くなるに従い、加熱面の熱伝達に及ぼす氷粒子の潜熱の影響が大きくなるものと考えられる。また同時に、 H が低くなることにより、壁面近傍の速度勾配が急になり、対流による熱伝達の促進効果が大きくなる。これに対し H が大きくなると、下部加熱面近傍における局所的な氷充填率が低くなることに加え、速度勾配も H が低い条件に比べ緩やかになると考えられる。これらの複合的な理由により、下部加熱面においては、加熱面近傍における局所的な氷充填率が高く、かつ、壁面近傍の速度勾配が急である $H=20\text{mm}$ の条件において、最も局所熱伝達率が高くなるものと思われる。

一方、上部加熱面においては、熱伝達の形態が接触融解が支配的となっているため、 H の違いによる熱伝達率の差は、下部加熱面と比較して顕著に見られないが、壁面近傍の速度勾配が緩やかで、対流による攪拌効果が小さいと思われる $H=60\text{mm}$ の条件において、最も局所熱伝達率が低くなる傾向が認められた。

5.3.4.3 熱流束の影響

図 5.15 に、 $IPF_i=20\text{mass \%}$ 、 $u_i=0.1\text{m/s}$ 、および $H=60\text{mm}$ における、局所熱伝達率に及ぼす熱流束 q の影響を示す。図より、黒シンボルで表される下部加熱面においては、 q の変化によらず、局所熱伝達率はほぼ等しい値を示していることがわ

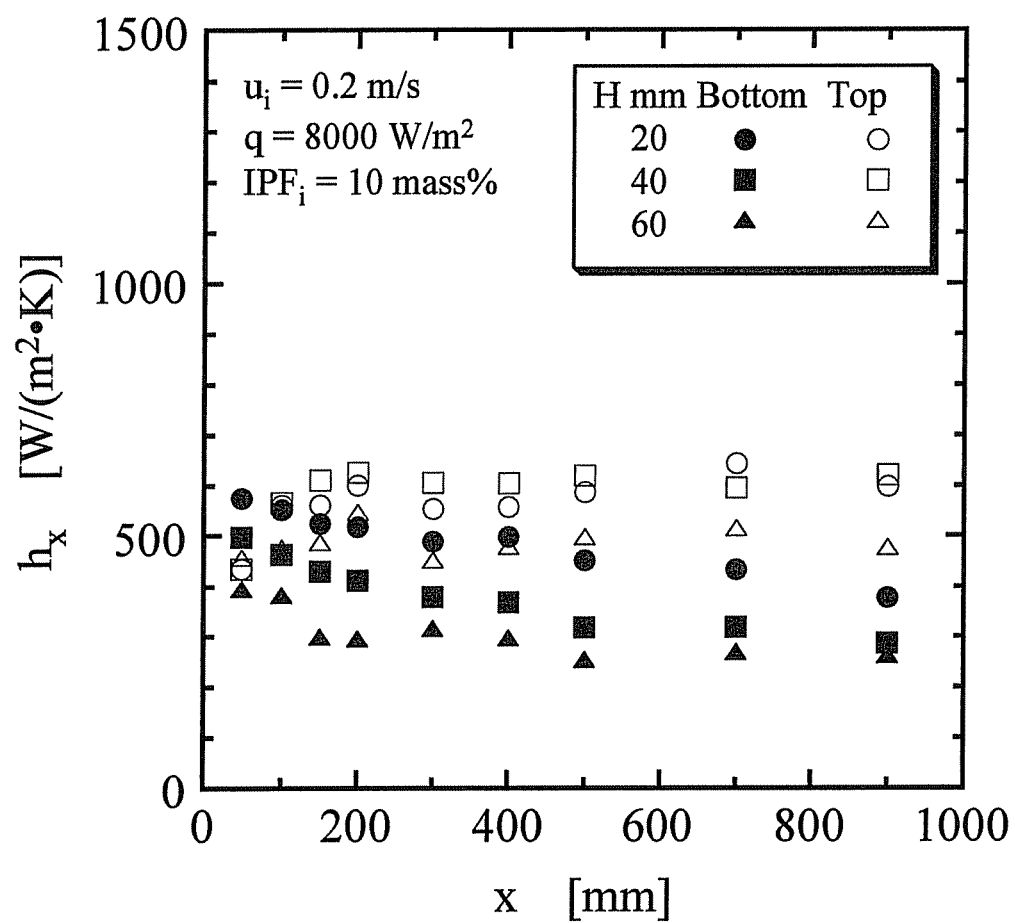


図 5.14 局所熱伝達率分布（流路断面高さの影響）

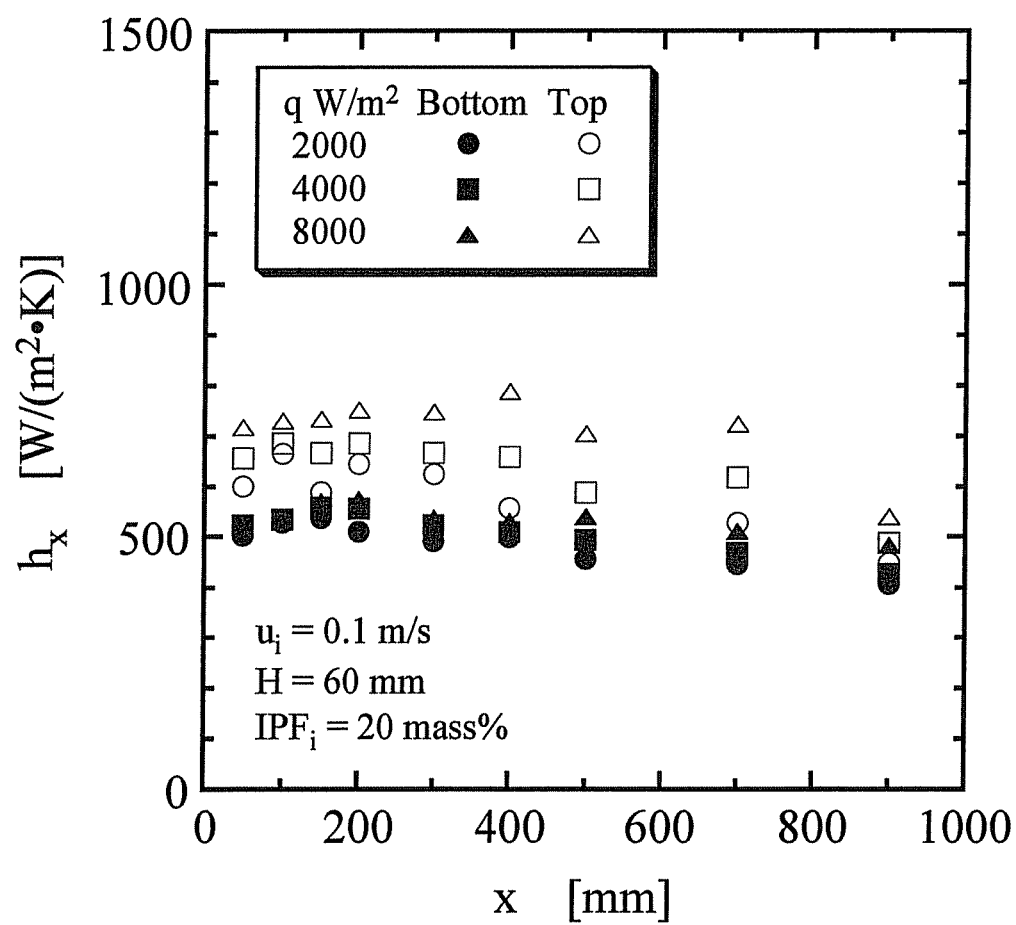


図 5.15 局所熱伝達率分布（熱流束の影響）

かる。これは、下部加熱面近傍においては、液層を介した対流熱伝達の形態となっているため、温度境界層が発達し、 q の増加に伴い加熱面温度も上昇するためであると考えられる。

一方、上部加熱面においては、 q の増加に伴い、局所熱伝達率も増加していることがわかる。これは、氷粒子に働く浮力の影響により、上部加熱面においては常に氷粒子が加熱面に接触する、いわゆる接触融解熱伝達の形態となっているためであると考えられる。すなわち、氷粒子の融解潜熱の影響により、加熱面の温度上昇が抑えられ、結果として、 q が増加するにもかかわらず、熱伝達率算定の際の温度差が大きくならないためであると考えられる。

5.3.5 熱伝達率の整理式

先に述べたように、熱伝達特性は、氷スラリー流入平均速度、流路断面高さ、熱流束、融解潜熱、および氷充填率によって影響を受けることが明らかとなった。本項では、これらのパラメータを無次元化することにより、熱伝達特性を評価する実験整理式の導出を試みた。

熱伝達を支配する物理量を抽出し、次元解析を行うと、熱伝達率は次式の形に整理される。

$$Nu_x = f(Re_x, L^*, \frac{x}{H}) \quad (5.12)$$

ここで、 L^* は潜熱の分散の状態を示す無次元量であり、以下のように定義される。

$$L^* = \frac{L \cdot IPF_m}{u_i^2} \quad (5.13)$$

式(5.13)における $L \cdot IPF_m$ は、流路内の氷充填率分布を考慮した、加熱面近傍における見かけの潜熱量を意味しており、 IPF_m は式(5.9)を、流路中心からそれぞれの加熱面までの区間で積分平均した値とした。なお、これらの計算に用いた熱物性値には、20mass %エチレングリコール水溶液の平衡凍結温度（-7.9℃）における値

を用いている。また、氷スラリーの密度 ρ_s および熱伝導率 λ_s は、下式により算出した。

$$\rho_s = \phi \cdot \rho_p + (1 - \phi) \cdot \rho_l \quad (5.14)$$

$$\lambda_s = \frac{\lambda_l[2\lambda_l + \lambda_p - 2\phi(\lambda_l - \lambda_p)]}{2\lambda_l + \lambda_p + \phi(\lambda_l - \lambda_p)} \quad (5.15)$$

ここで、 ϕ は固相の体積率、また、添字 l および p はそれぞれ、液相および固相の値を示している。

全実験データを最小二乗法により整理すると、図 5.16 に示す結果が得られる。図より、 Nu_x は $\pm 20\%$ の範囲内において、以下に示す式で整理できることがわかる。

$$Nu_x = 6.44 \times 10^{-4} \cdot Re_x^{0.80} \cdot L^{*0.36} \cdot \left(\frac{x}{H}\right)^{0.17} \quad (5.16)$$

$$(1.29 \times 10^3 \leq Re_x \leq 1.87 \times 10^5,$$

$$4.68 \times 10^4 \leq L^* \leq 6.42 \times 10^6,$$

$$8.33 \times 10^{-1} \leq \frac{x}{H} \leq 4.50 \times 10^1)$$

5.4 本章のまとめ

水平矩形流路内を流れる氷スラリーの融解を伴う熱伝達に関して、氷スラリー流入平均速度、熱流束、および流路断面高さが流路内の局所的な流速分布および IPF 分布に及ぼす影響を検討した。また、流路内の流速分布および IPF 分布と加熱壁面の熱伝達率分布の関係を明らかにし、熱伝達率に関する実験整理式を導出した。その結果、本実験の範囲内で以下の結論を得た。

- (1) 下部加熱面では、液層を介した対流熱伝達が支配的であり、上部加熱面では、氷粒子による接触融解熱伝達の形態となる。
- (2) 熱伝達挙動は、氷粒子の融解潜熱の影響を強く受け、流路内の氷充填率の均一性が、上下加熱面の熱伝達特性に大きな影響を及ぼす。

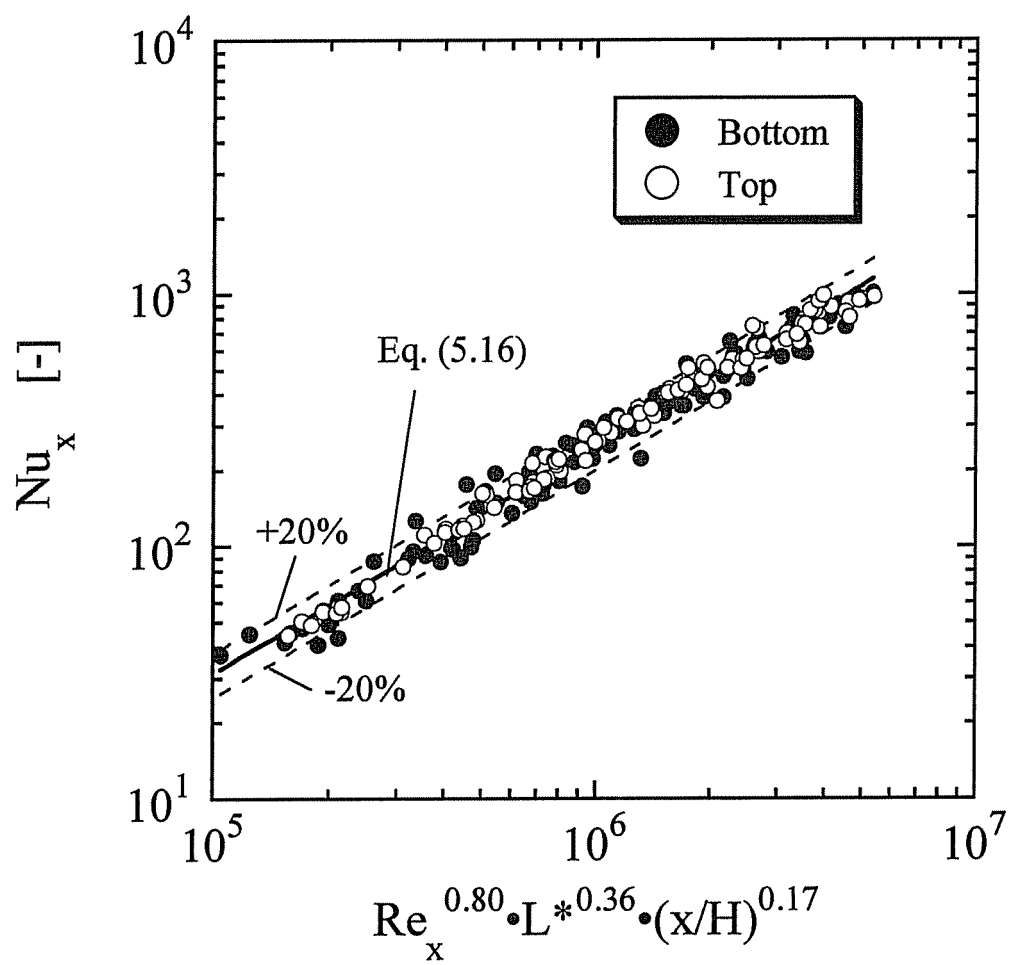


図 5.16 ヌセルト数の整理式

- (3) 局所熱伝達率は，熱流束の増加に伴い増加する．また，流速の変化は氷充填率の均一性に影響を及ぼし，熱伝達特性が大きく影響を受ける．
- (4) 流路断面高さは，流路内氷充填率分布および熱伝達特性に影響を及ぼす．その結果，流路断面高さが低いほど，熱伝達率が高くなる．
- (5) 熱伝達率は以下に示す式で整理できる．

$$Nu_x = 6.44 \times 10^{-4} \cdot Re_x^{0.80} \cdot L^{*0.36} \cdot \left(\frac{x}{H}\right)^{0.17}$$

$$(1.29 \times 10^3 \leq Re_x \leq 1.87 \times 10^5,$$

$$4.68 \times 10^4 \leq L^* \leq 6.42 \times 10^6,$$

$$8.33 \times 10^{-1} \leq \frac{x}{H} \leq 4.50 \times 10^1)$$

- (6) 本章で得られた結果は，搬送動力の小さい低流速領域においても高い熱伝達特性が得られる条件が存在することを示しており，熱交換器の設計および氷蓄冷熱システムの高効率運転を行う上での有意な資料となるものと考えられる．

参考文献

- [1] R. M. Turian and T. F. Yuan, "Flow of Slurries in Pipelines," AIChE Journal, Vol.23, No. 3(1977), pp.232-243.
- [2] 関根正人, 吉川秀夫, "浮流砂理論の再検討", 土木学会論文集, 第369号, (1986), pp.109-118.

第6章 矩形返しベンド内を流れる氷スラリーの融解熱伝達

6.1 概説

前章では、直行水平矩形流路内を流れる氷スラリーの流動および熱伝達特性に関して実験的検討を行い、氷スラリーの入口平均流入速度、初期氷充填率、および流路高さが流路内の局所的な流速分布および氷充填率分布に影響を与えることが明らかとなった。また、これらの局所的な流速分布および氷充填率分布が生じる理由を、氷粒子に働く浮力および慣性力のバランスから議論し、熱伝達促進との関連を定性的に述べた。

一方、流路内における流速分布および氷充填率分布は、氷スラリーの入口平均流入速度、初期氷充填率、および流路高さのみならず、熱交換器の形状によっても大きく変化することが予想され、その結果、熱伝達特性に影響を与えるものと思われる。特に、熱交換器を構成する重要な要素の一つであるベンド部においては、単相流の場合において一般的に知られている二次渦の発生 [1] が予想されるとともに、固相および液相に働く遠心力の影響も考慮する必要がある。その流動および熱伝達挙動は直行流路の場合と異なるものと予想される。

本章では、このような観点から、返しベンド内を流れる氷スラリーの流動ならびに熱伝達挙動に関して、直行流路と同様のパラメーターに加え、曲がり流路の曲率半径の変化が諸特性に与える影響に関して実験的検討をするとともに、汎用流体解析ソフトである FLUENT を用いた内部流動の解析的検討を行うことにより、氷ス

ラリーを冷熱媒体とした空気冷却用熱交換器曲がり部の流動・熱伝達特性に関する基礎資料を得ることを目的としている。

6.2 実験装置および実験方法

6.2.1 実験装置

図 6.1 に、本実験で用いた実験装置系統図を示す。本実験装置の基本構成は、前章で使用したものと同一であるため、ここでは試験部の詳細についてのみ述べる。

図 6.2 に、試験部詳細を示す。試験部は流動状態の観察および写真撮影が可能な、流路断面幅 80mm の透明アクリル製矩形返し流路であり、実験ではその凹面 (CONCAVE) または凸面 (CONVEX) のいずれかを等熱流束条件の加熱面としている。加熱面は、所定の抵抗値になるように成型されたステンレス箔 (厚さ 0.02mm) を、絶縁のための塩化ビニール樹脂製粘着シート (厚さ 0.15mm) で挟んだ構造となっており、試験部の流路側表面にシリコンボンドで接着されている。また、加熱面の裏面には温度測定のため K 型熱電対が、流れ方向の中心軸から 6mm の対称位置に、試験部入口から出口まで 15 度間隔で 11 箇所、さらに、試験部に流入する氷スラリーの温度測定のため、試験部入口部および出口部に同熱電対を 1 箇所ずつ取り付けている。本研究においては、流路クリアランス H をパラメータとして変化させるため 3 種類の試験部を用いた。なお、図 6.3 に熱電対取り付け位置を、表 6.1 に本研究で用いた試験部の諸元をそれぞれ示す。

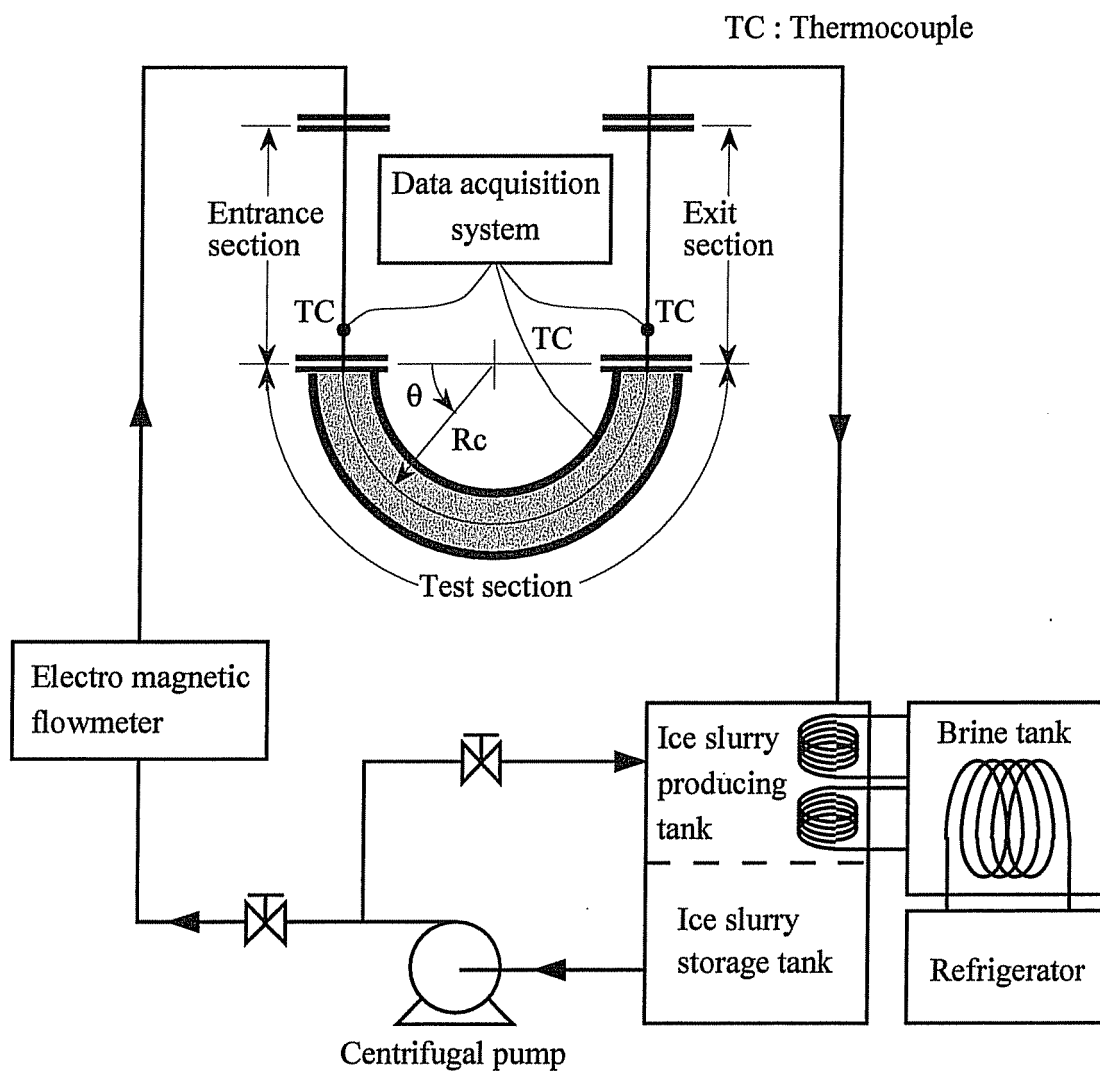


図 6.1 実験装置系統図

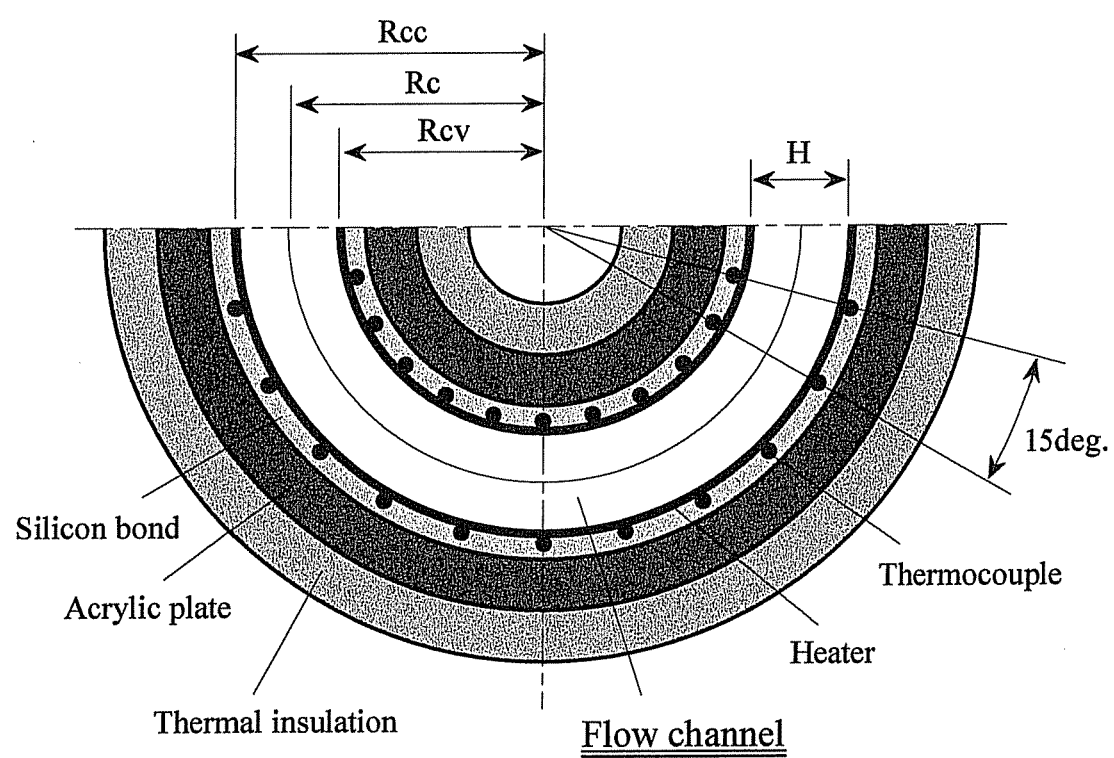


図 6.2 試験部詳細図

表 6.1 実験条件

H	R_c	R_{cc}	R_{cv}	H/R_c
20	190	200	180	0.11
40	180	200	160	0.22
60	170	200	140	0.35

6.2.2 実験方法

本実験では、熱流束 q を 8000W/m^2 に設定し、初期氷充填率 IPF_i を 0（单相）、10、および 20mass% に、また、氷スラリーの試験部入口平均速度 u_i を 0.1, 0.2, 0.3, 0.4, および 0.8m/s に変化させて加熱面温度の測定および内部流動の可視化実験を行った。

6.2.3 熱伝達率の算定方法

局所熱伝達率 h_θ は、局所加熱面温度 T_θ と曲がり部入口における氷スラリー温度 T_s の差、およびメインヒーターへの供給電力より算出した熱流束 q を用い、次式により算出した。

$$h_\theta = \frac{q}{T_\theta - T_s} \quad (6.1)$$

また、平均熱伝達率 h_m は、各点における h_θ を積分平均することにより、次式を用いて定義した。

$$h_m = \frac{1}{\pi} \int_0^\pi h_\theta d\theta \quad (6.2)$$

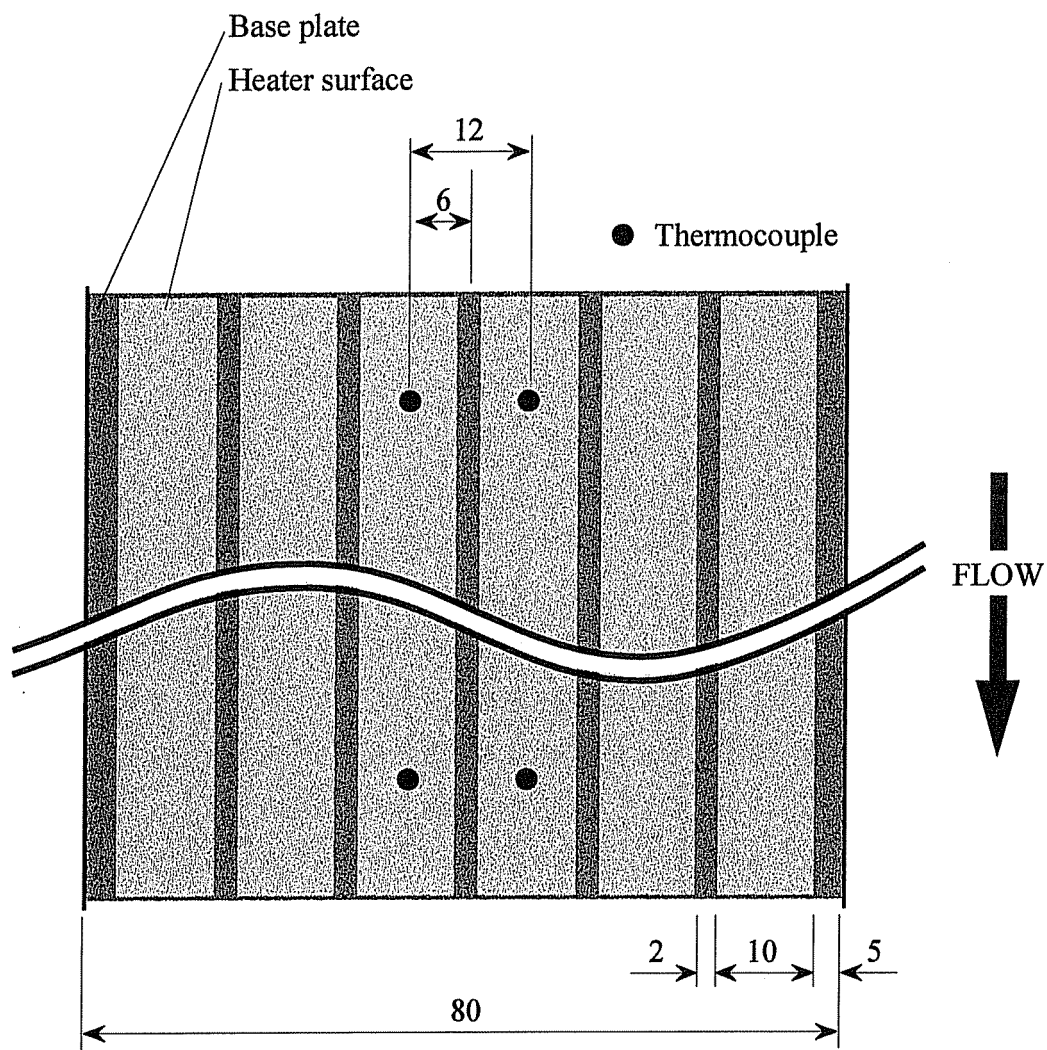


図 6.3 熱電対取り付け位置

6.3 数値シミュレーション

曲がり流路内を流れる氷スラリーには、慣性力、浮力、および遠心力が作用し、その流れ模様は3次元の複雑なものとなるため、流路内部の流動挙動を実験的に検討することは困難である。そこで、本研究においては流体解析汎用コードである FLUENT (version 5.5) を用いて、流路内の氷充填率分布および速度分布の数値シミュレーションを行った。解析には固液二相流の有効なモデルである代数的スリップ混合モデル (Algebraic Slip Mixture Model) を適用した。本モデルは、混相流の解析において一般的な二流体モデルとは異なり、固体粒子と液相間のスリップ速度を、密度差に基づく浮力と粒子に働く抗力の釣り合いから代数的に与えることにより、混合体に対する支配方程式のみで混相流をモデル化したものである。なお、本モデルを用いた氷スラリーの数値解析的検討は、既に Kawaji ら [2] が、氷スラリー攪拌槽内の氷充填率分布を得ることを目的として行っており、その結果は、本モデルの妥当性をよく示しているものと思われる。

本解析における支配方程式は、以下に示す混合体の連続の式、運動量保存式、および分散相の質量保存式である。なお、本解析においては、温度分布および氷粒子の融解、ならびに乱流モデルを考慮した計算は行っていない。

6.3.1 混合体の連続の式

混合体に対する連続の式は下式により表される。

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho_m) + \nabla \cdot (\rho_m \vec{v}_m) = 0 \quad (6.3)$$

ここで、 $\vec{v}_m$ および ρ_m はそれぞれ、質量平均流速および混合体の密度であり、以下のように定義される。

$$\vec{v}_m = \frac{\sum_{k=1}^n \phi_k \rho_k \vec{v}_k}{\rho_m} \quad (6.4)$$

$$\rho_m = \sum_{k=1}^n \phi_k \rho_k \quad (6.5)$$

式中の ϕ および n はそれぞれ、固相率および相数である。

6.3.2 混合体の運動量保存式

混合体の運動量保存式は、個々の相に対する運動量保存式から、以下のように示される。

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho_m \vec{v}_m) + \nabla \cdot (\rho_m \vec{v}_m \vec{v}_m) \\ = -\nabla p + \nabla \cdot \tau_m + \rho_m \vec{g} + \vec{F} + \nabla \cdot \left(\sum_{k=1}^n \phi_k \rho_k \vec{v}_{dr,k} \vec{v}_{dr,k} \right) \end{aligned} \quad (6.6)$$

ここで、 $\vec{v}_{dr,k}$ は、分散相 k のドリフト速度であり、以下の式で定義される。

$$\vec{v}_{dr,k} = \vec{v}_k - \vec{v}_m \quad (6.7)$$

6.3.3 分散相の質量保存式

分散相の体積分率は、以下に示す質量保存式から計算される。

$$\frac{\partial}{\partial t} (\phi_p \rho_p) + \nabla \cdot (\phi_p \rho_p \vec{v}_m) = -\nabla \cdot (\phi_p \rho_p \vec{v}_{dr,p}) \quad (6.8)$$

6.3.4 相対速度とドリフト速度の計算

相間の相対速度（スリップ速度に相当する） $\vec{v}_{lp}$ は、本研究における液相と固相の速度をそれぞれ $\vec{v}_l$ および $\vec{v}_p$ とおくと、以下のように表される。

$$\vec{v}_{lp} = \vec{v}_l - \vec{v}_p \quad (6.9)$$

従って、この相対速度の式をドリフト速度の式 (6.7) に代入し整理すると、以下に示す関係が得られる。

$$\vec{v}_{dr,p} = \sum_{k=1}^n \frac{\phi_k \rho_k \vec{v}_{qk}}{\rho_m} \quad (6.10)$$

本解析で適用した代数的スリップ混合モデルでは、(1) 相対速度の計算に代数的な関係を用いること、(2) 相間の局所平衡が微小な空間スケールを越えて考慮されること、を基本的な仮定として計算を行っている。今、式 (6.9) を流体抗力のバランスから導出した方程式により書き直すと以下のように表される。

$$\vec{v}_{lp} = \tau_{lp} \vec{a} \quad (6.11)$$

ここで、 $\vec{a}$ および τ_{lp} はそれぞれ、固相粒子の加速度および粒子の緩和時間であり、Manninen ら [3] により、下式のように定義されている。

$$\vec{a} = \vec{g} - (\vec{v}_m \cdot \nabla) - \frac{\partial \vec{v}_m}{\partial t} \quad (6.12)$$

$$\tau_{lp} = \frac{(\rho_m - \rho_p) d_p^2}{18\mu_l C_D} \quad (6.13)$$

ここで、 d_p および C_D はそれぞれ、固相粒子径および抗力係数である。

6.3.5 計算条件

本解析では、流路クリアランス方向に 4mm、流路奥行き方向に 4mm、および流れ方向に 200 分割の等間隔メッシュを採用し、氷スラリー流入平均速度および氷充填率を入り口境界条件として与え計算を行った。表 6.2 に本解析における解析条件および主なパラメーターを示す。

表 6.2 解析条件

H	Cells	Nodes	IPF_i	u_i	Re	De
20	20000	25326	10	0.1	586	190
				0.8	4690	1520
40	40000	46431	0	0.1	1410	663
			10		977	460
			20		640	302
60	60000	67536	10	0.1	1260	746

表中の Cells および Nodes はそれぞれ、計算メッシュの要素数および節点数を表している。本解析では、試験流路を実験と同じ大きさとし、氷粒子および 20mass% エチレングリコール水溶液の密度はそれぞれ 917kg/m^3 および 1034kg/m^3 、また、氷粒子径は顕微鏡による測定から得られた球相当直径の平均値である 0.2mm とした。

6.4 結果および考察

6.4.1 流れ方向断面内の氷充填率分布

図 6.4 に、流路クリアランス $H=40\text{mm}$ 、初期氷充填率 $IPF_i=10\text{mass}\%$ および氷スラリーの流入平均速度 $u_i=0.1\text{m/s}$ の条件における、流路内流動可視化写真を示す。なお、図の可視化写真は透過光で撮影しており、色の濃い部分が局所的な氷充填率の高い状態を、色の薄い部分が氷充填率の低い状態を表している。図より、流路中流から下流領域 ($\theta = 90 \sim 180\text{deg.}$) において、流路半径方向に氷充填率の分布が生じ、凹面側に氷充填率の低い領域が存在していることがわかる。流路内を流れる氷スラリー中の氷粒子には、主流方向に働く慣性力、液相との密度差による浮力、および曲がりに起因する半径方向への遠心力が働くが、流速が低い条件においては、

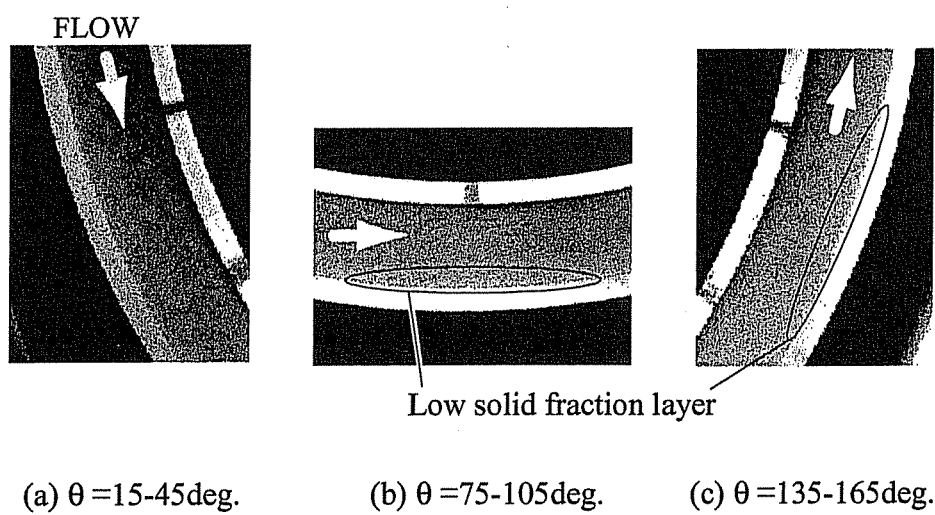


図 6.4 流動可視化写真

慣性力および遠心力の影響に比べ、相対的に浮力の影響が強く作用するため、氷粒子は上方に堆積し摺動流となるものと考えられる。従って、本条件における図の結果は、氷粒子と液相（エチレングリコール水溶液）との密度差に基づく浮力により、試験部において氷粒子に上向き、すなわち凸面方向に力が働き、流路中流から次第に氷粒子が凸面側に集まる傾向を示しているものと推察される。

6.4.2 二次流れと氷粒子分布の挙動

図 6.5 に、解析によって得られた、定常後の流路内の氷粒子の分布状態を、流速および入口初期氷充填率をそれぞれ、 $u_i=0.1\text{m/s}$ および $IPF_i=10\text{mass\%}$ とし、流路クリアランスを (a) $H=60\text{mm}$, (b) $H=40\text{mm}$, および (c) $H=20\text{mm}$ と変化させて示す。この図は、流路入口における初期氷充填率 $IPF_i=10\text{mass\%}$ を境界値とし、それより高い氷充填率を示す場所およびその値、つまり入口からの氷粒子の分布状態を示したものである。これらの図より、すべての流路クリアランス H の条件において、流路入口で平均的に分散していた氷粒子が、流路中流から出口部に行くに従い流路中央部に集まる傾向が認められ、さらに流路凸面の中心部近傍において、氷充填率の値が高くなっていることがわかる。これは、上向きに働く浮力の影響により、氷粒子が凸面方向に移動し流路内に不均質な氷充填率の分布が生じることに加え、遠心力に起因し発生する二次流れ（ディーン型渦）の影響により、浮力により凸面に堆積した氷粒子がさらに壁面中心部に寄せられるためと考えられる。

一方、 H が小さくなるに従い、凸面近傍の氷充填率の高い領域が、壁面全域に広がっていることがわかる。これは、 H が小さくなるに従い、曲率半径とクリアランスの比である H/R_c の値およびディーン数が小さくなり、見かけ上流路が直線の形状に近づくため、氷粒子を凸壁面中央部に寄せる流れである、流路断面内における二次流れが弱くなることによるものと考えられる。

また、図 6.6 に、 $H=40\text{mm}$ および $u_i=0.1\text{m/s}$ の条件において、 $IPF_i=0\text{mass\%}$ （単

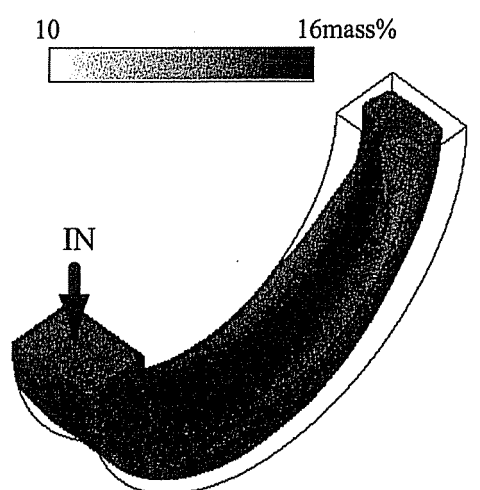
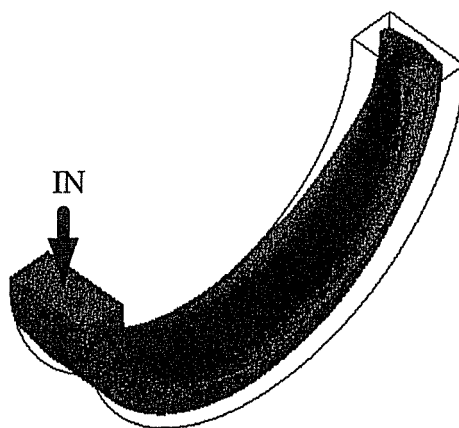
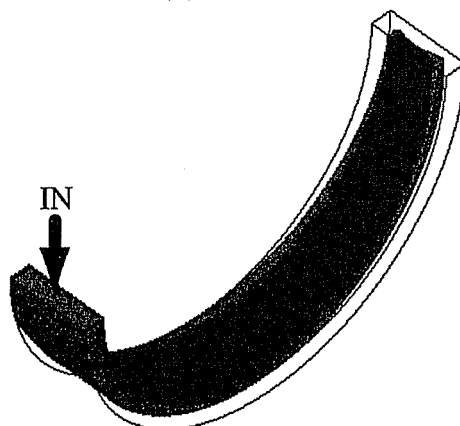
(a) $H=60\text{mm}$ (b) $H=40\text{mm}$ (c) $H=20\text{mm}$

図 6.5 氷充填率の解析結果

相), $IPF_i=10\text{mass}\%$, および $IPF_i=20\text{mass}\%$ と変化させた場合の, $\theta=90\text{deg}$. (最下点) 断面における氷充填率分布 (等数値線) および二次流れに対する流速分布 (ベクトル線) の定常後の解析結果を示す. 図より, いずれの IPF_i の条件においても断面内にディーン型渦による二次流れが生じているが, IPF_i が高くなるに従いその流速が低くなっていることがわかる. これは, 氷充填率の増加に伴う粘性抵抗の増加に加え, 氷粒子に働く浮力の影響により上下壁面付近における上下方向への流速が大きくなるためと考えられる. また, 二次流れにより氷粒子が凸面中央部に集められるため, 凸面では流路両端壁より流路中央部において局所的な氷充填率が高い奥行き方向への氷充填率分布も見られ, その結果, 浮力による上方向への流速が中心部のみで高くなっていることがわかる.

6.4.3 熱伝達率特性と流入平均流速の関係

図 6.7 に, $H=20\text{mm}$ および $IPF_i=10\text{mass}\%$ の条件において, 氷スラリーの流入平均速度 u_i を 0.1m/s , 0.2m/s , 0.4m/s , および 0.8m/s と変化させた場合の実験により得られた凸面の局所熱伝達率 $h_{\theta_{cv}}$ の分布を示す. 図の横軸は, 試験部入口 (0deg .) を基準とした流れ方向への角度 q である. 図より, いずれの流速条件においても, 流路下流に行くに従い, 流路上流においては熱伝達率が減少し, 流路下流では上昇していることがわかる. これは, 上流域では, 氷粒子に働く浮力が流体に働く慣性力の抵抗力として働くため, 加熱面近傍の局所流速が低下するのに対し, 下流域では氷粒子の浮力が流体を加速させる力として働くため, 加熱面近傍の局所流速が増加することに加え, 図 6.4 の可視化写真からもわかるように入口では均一に分散していた氷粒子が, 中流域から下流域にかけては, 凸加熱面近傍の氷粒子数が増加し, 融解潜熱の影響を強く受けるためと考えられる. また, 流路下流域において, 流入平均速度の変化による熱伝達率の差が上流域ほど顕著に見られないが, これは, 流速の遅い条件では氷粒子に働く浮力により, 加熱面近傍における氷粒子数が増加する

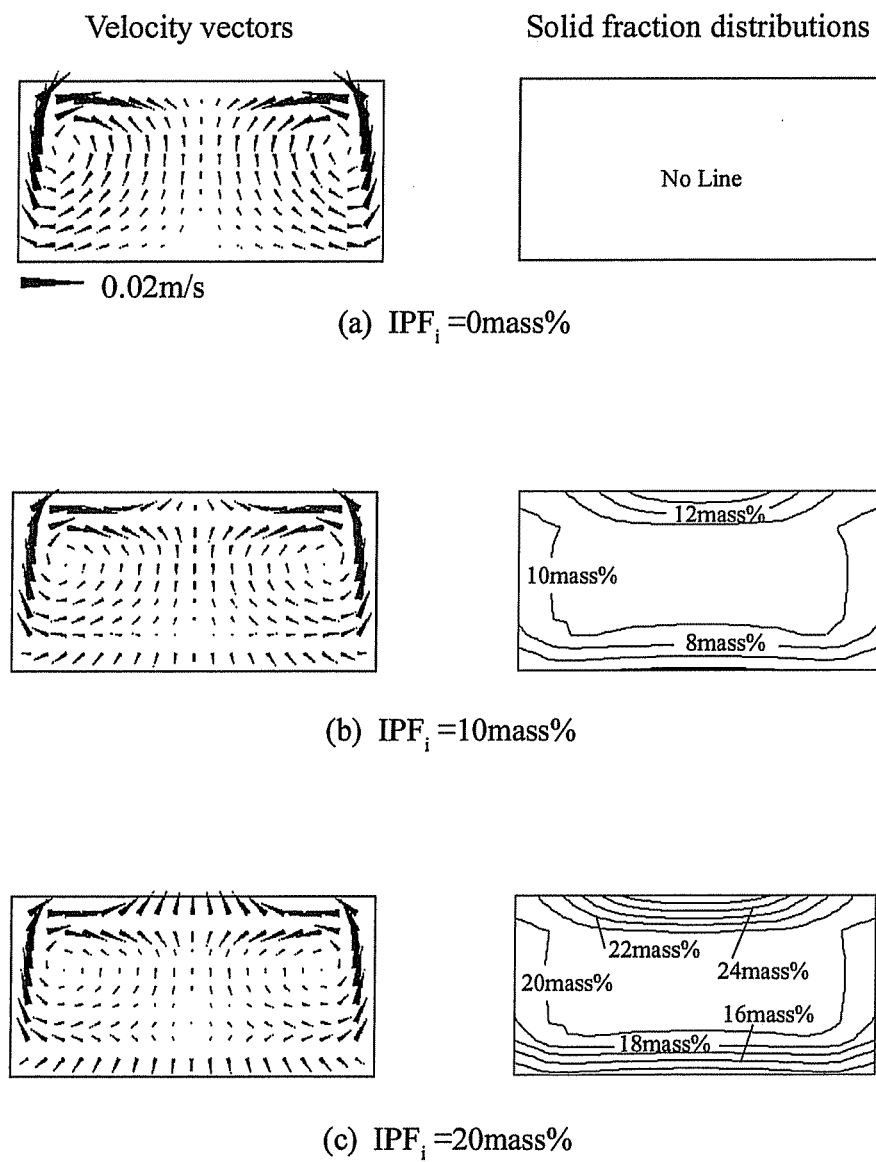


図 6.6 氷充填率分布と二次流れの解析結果

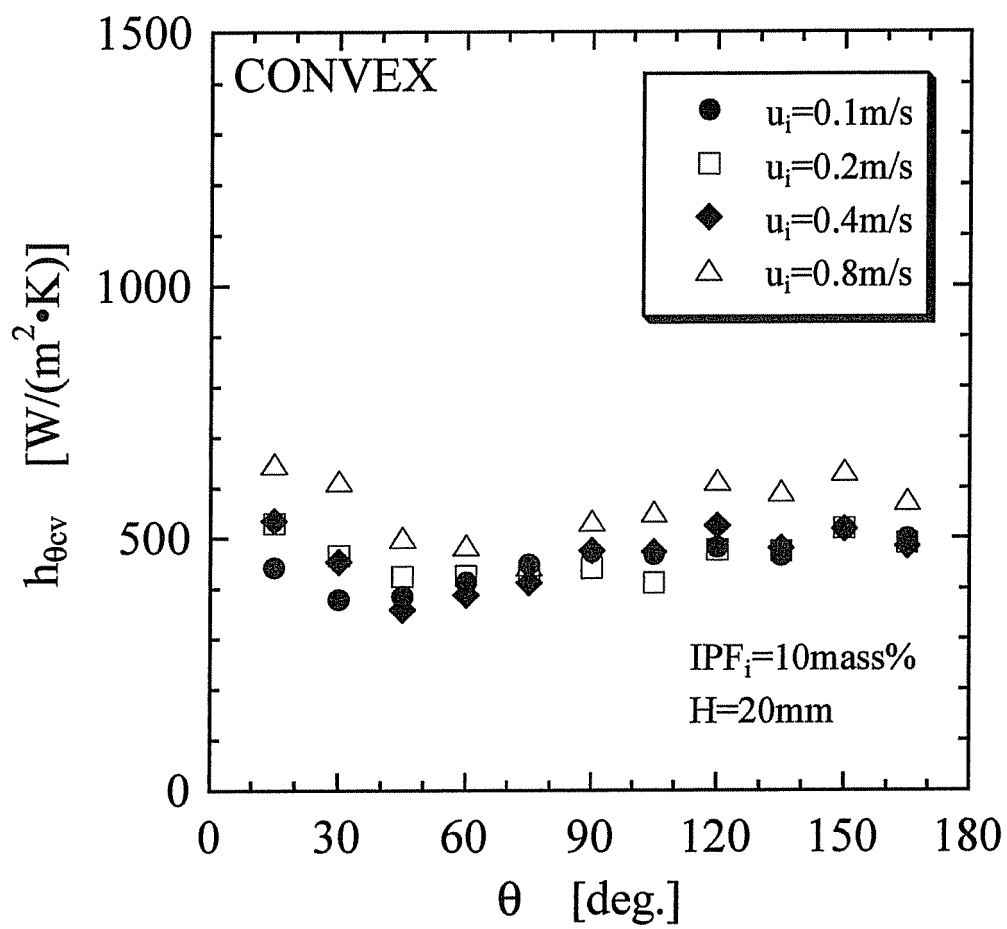


図 6.7 局所熱伝達率分布に及ぼす流入平均速度の影響（凸面）

ため、流速の増加に伴う氷粒子の分散効果の影響を強く受ける $u_i=0.8\text{m/s}$ の条件に比べ、氷粒子の融解潜熱の影響により伝熱が促進されるためと考えられる。

図 6.8 に、同条件における凹面の局所熱伝達率 $h_{\theta cc}$ の分布を示す。この図からわかるように、 $u_i=0.1\text{m/s}$ の条件において、流路下流に向かうに従い熱伝達率が減少する傾向が見られる。これは、流速が小さい条件では流れ方向の慣性力が小さく、氷粒子に働く浮力の影響が相対的に強くなるため、氷粒子が凸面側に堆積し、流路下流において凹面近傍の氷粒子数が少なくなり、対流熱伝達による温度境界層が厚く発達するためと考えられる。一方、流入平均速度が速い条件においては、流路下流において熱伝達率が減少していないが、これは、流速の増加により流路内の攪拌効果が強まり、凹面においても加熱面近傍の氷粒子数が多くなるためと考えられる。

6.4.4 熱伝達率特性と氷充填率の関係

図 6.9 に、 $H=40\text{mm}$ および $u_i=0.1\text{m/s}$ の条件において、 IPF_i を 0mass% (単相)、10mass%、および 20mass% と変化させた場合の凸面の局所熱伝達率 $h_{\theta cv}$ を示す。図より、 $IPF_i=20\text{mass\%}$ の条件において他の条件と比較して、流路全域にわたり熱伝達率が高いことがわかる。これは、 IPF_i の増加に伴い、流路全域にわたり加熱面近傍における氷粒子数が増加し、その結果熱伝達機構に及ぼす氷粒子の融解潜熱の影響が強くなるためと考えられる。また、単相流に比べ氷スラリ一流においては、流路下流に行くに従い熱伝達率が上昇傾向にあることがわかる。これは、図 6.5 の結果からもわかるように、凸面においては流路下流に行くに従い加熱面近傍の局所的な氷充填率が増加し、氷粒子の融解潜熱による伝熱促進の効果が強く現れるためと考えられる。

図 6.10 に、 $H=20\text{mm}$ および $u_i=0.1\text{m/s}$ の条件において、 IPF_i を 0mass% (単相)、10mass%、および 20mass% と変化させた場合の凹面と凸面の局所熱伝達率の比 $h_{\theta cc}/h_{\theta cv}$ を表す。図より、 $IPF_i=0\text{mass\%}$ (単相) の条件において流路全域で、熱

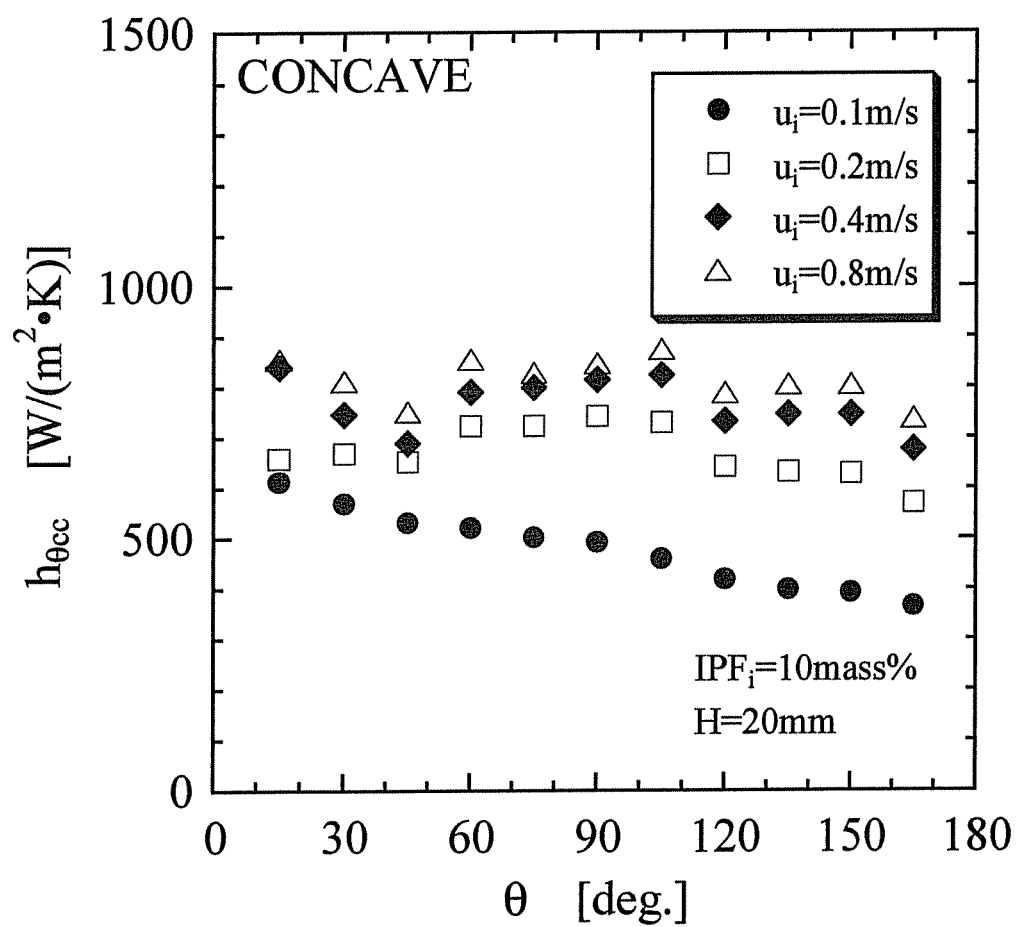


図 6.8 局所熱伝達率分布に及ぼす流入平均速度の影響（凹面）

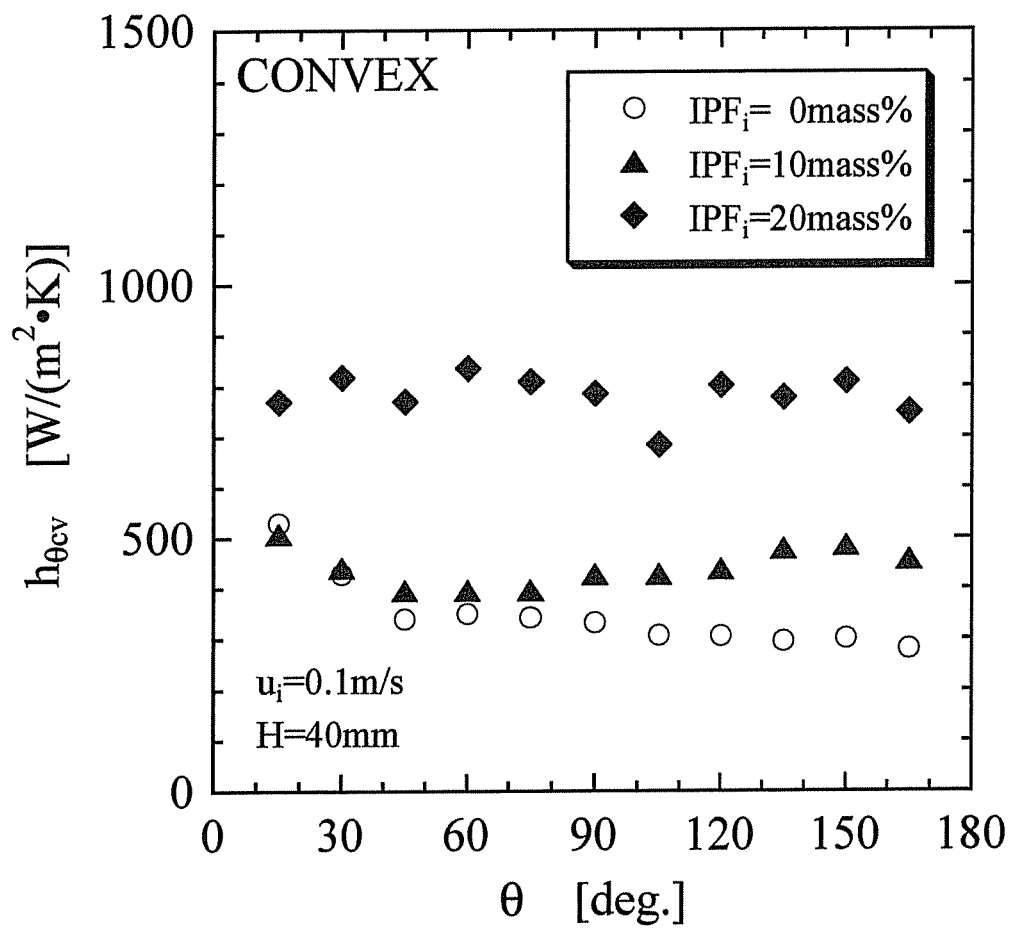


図 6.9 局所熱伝達率分布に及ぼす初期氷充填率の影響（凸面）

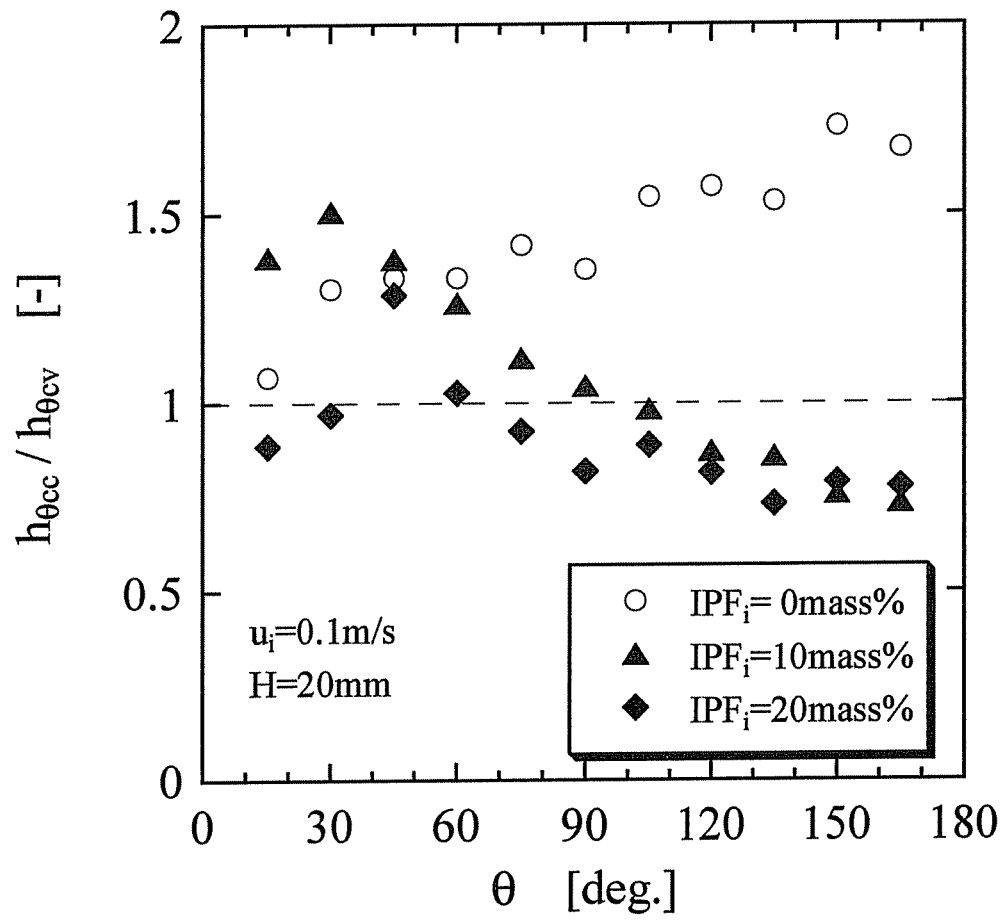


図 6.10 局所熱伝達率比

伝達率比が1を超えていることがわかる。一般的に、単相流において凸面と凹面における熱伝達率を比較した場合、遠心力による流れの不安定から、凸面に比べ凹面における乱れ強さが強くなり、その結果、流路全域で凹面の熱伝達率が高くなることが知られている [4]。一方、 $IPF_i=10\text{mass}\%$ および $IPF_i=20\text{mass}\%$ の条件においては、流路下流で熱伝達率の比が1より小さくなっていることがわかる。これは、氷粒子に働く浮力の影響により、流路中流域より加熱面近傍の氷粒子数が多くなる凸面では、融解潜熱の影響により熱伝達が促進されるため、凸面における熱伝達率が凹面に比べ高くなるためと考えられる。また、 $IPF_i=20\text{mass}\%$ の結果と $IPF_i=10\text{mass}\%$ の結果を比較すると、流路入口領域において大きな差が認められ、 $IPF_i=10\text{mass}\%$ の値が高くなっていることがわかる。これは $IPF_i=20\text{mass}\%$ の条件においては、流路内の氷粒子数が多いため凸面および凹面のどちらの加熱面においても氷粒子の潜熱の影響が強く働き、両面の熱伝達率が高く、さらに両面間の相対的な熱伝達率の差が小さくなるのに対し、 $IPF_i=10\text{mass}\%$ の条件においては、液相の対流熱伝達の影響が強く現れるため、凹面での熱伝達率が凸面の熱伝達率より高くなったものと考えられる。

6.4.5 熱伝達率特性と流路クリアランスの関係

図6.11に、 $u_i=0.4\text{m/s}$ の条件において IPF_i を $0\text{mass}\%$ （単相）、 $10\text{mass}\%$ 、および $20\text{mass}\%$ と変化させた場合の凹面の平均熱伝達率 h_{mcc} の分布を示す。図の横軸は、流路クリアランス H である。図より、 H が大きくなるに従い、平均熱伝達率が低下している傾向が、特に $IPF_i = 0\text{mass}\%$ および $10\text{mass}\%$ の条件において顕著に見られる。これは、 H が大きいほど流路高さ方向の速度勾配が緩やかになるため、氷粒子は流路凸面側に堆積する傾向が強くなり、その結果凹面の熱伝達特性に及ぼす氷粒子の潜熱の効果が小さくなったものと考えられる。また、 H の増加による h_{mcc} の低下傾向は、 IPF_i が高くなるほど小さくなっていることがわかるが、これは IPF_i

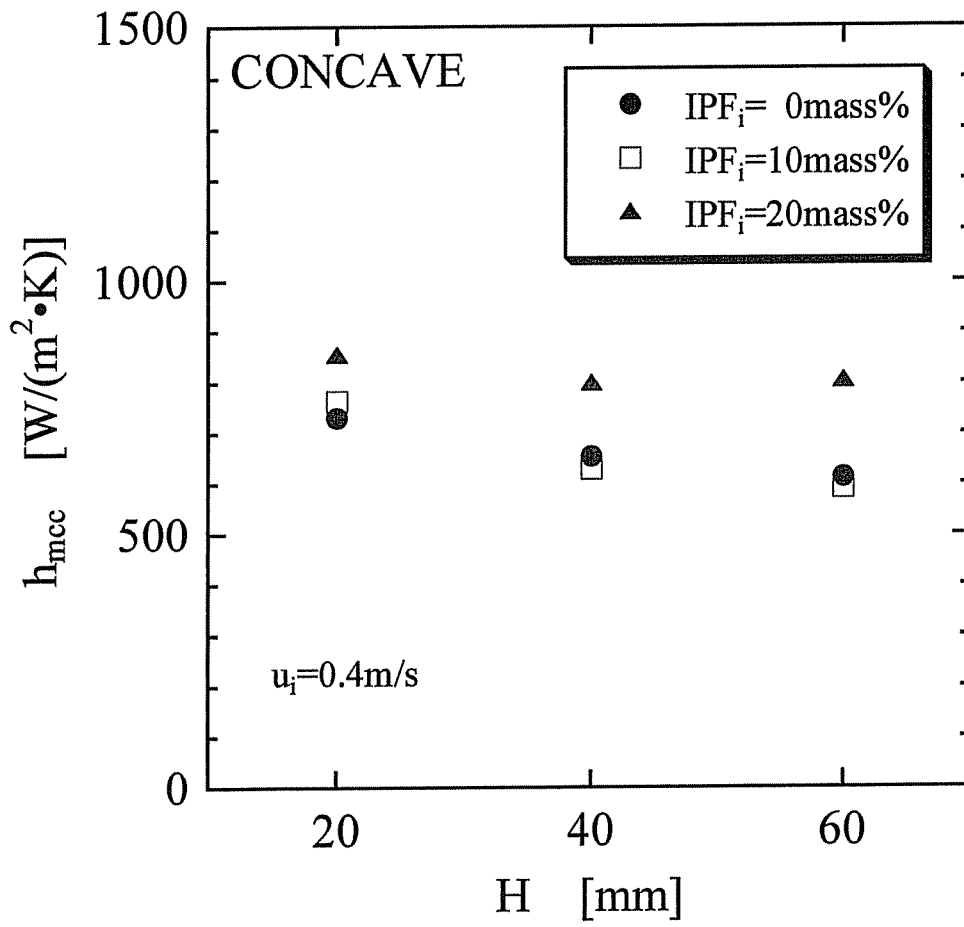


図 6.11 平均熱伝達率分布に及ぼす流路クリアランスの影響（凹面）

が高くなることにより、 IPF_i が 10mass% の条件に見られるような局所的な低 IPF 領域が薄くなるため、クリアランスが大きな条件においても凹面に対する氷粒子の潜熱の影響が低下しないことによるものと考えられる。

6.4.6 横向き流路と縦向き流路の熱伝達特性の比較

曲がり流路を流れる氷スラリー中の氷粒子には、それぞれ作用方向の異なる、慣性力、浮力、および遠心力が働く。従って、流路の設置姿勢や入口の方向により、流動および熱伝達特性も大きく異なってくることが予想される。そこで本項では、図 6.12 に示すように、試験部を横向きに設置した場合における熱伝達特性と、前項までの縦向き曲がり部との比較を行い、試験部の設置姿勢および氷スラリーの流動方向が熱伝達特性に及ぼす影響を検討した。なお本研究では、図 6.1 に示す、左側入口および右側出口条件の試験部設置姿勢を縦向き (Vertical) 条件、また、図 6.12 に示す、下側入口および上側出口条件の試験部設置姿勢を横向き (Horizontal) 条件と定義した。

図 6.13 に、 $u_i=0.1\text{m/s}$ 、 $H=20\text{mm}$ および $IPF_i=10\text{mass\%}$ の条件における、局所熱伝達率に及ぼす試験部の設置姿勢の影響を示す。また、図 6.14 に、 $u_i=0.8\text{m/s}$ における局所熱伝達率の分布を示す。図 6.13 より、横向き試験部 (Horizontal) の $u_i=0.1\text{m/s}$ の条件においては、流路入口から $\theta=120\text{deg.}$ 付近まで凸面における熱伝達率が高くなっていることがわかる。これは、流速が低い条件においては、氷粒子に働く浮力の影響により、氷粒子が流路上部に堆積しながら流動する摺動流となるため、加熱面に氷粒子が接している凸面の流路上流域では、氷粒子の融解潜熱の影響により加熱面の温度上昇が抑えられることによるものと思われる。しかしながら、流路下流域 ($\theta=120\text{deg.}$ 以降) においては、凸面の熱伝達率が急激に低下し、若干の増加傾向が認められる凹面の熱伝達率と同程度となることがわかる。これは、浮力により凸面に堆積していた氷粒子が、流路後流部で凸面を離れ上昇し、流路出口部近傍で

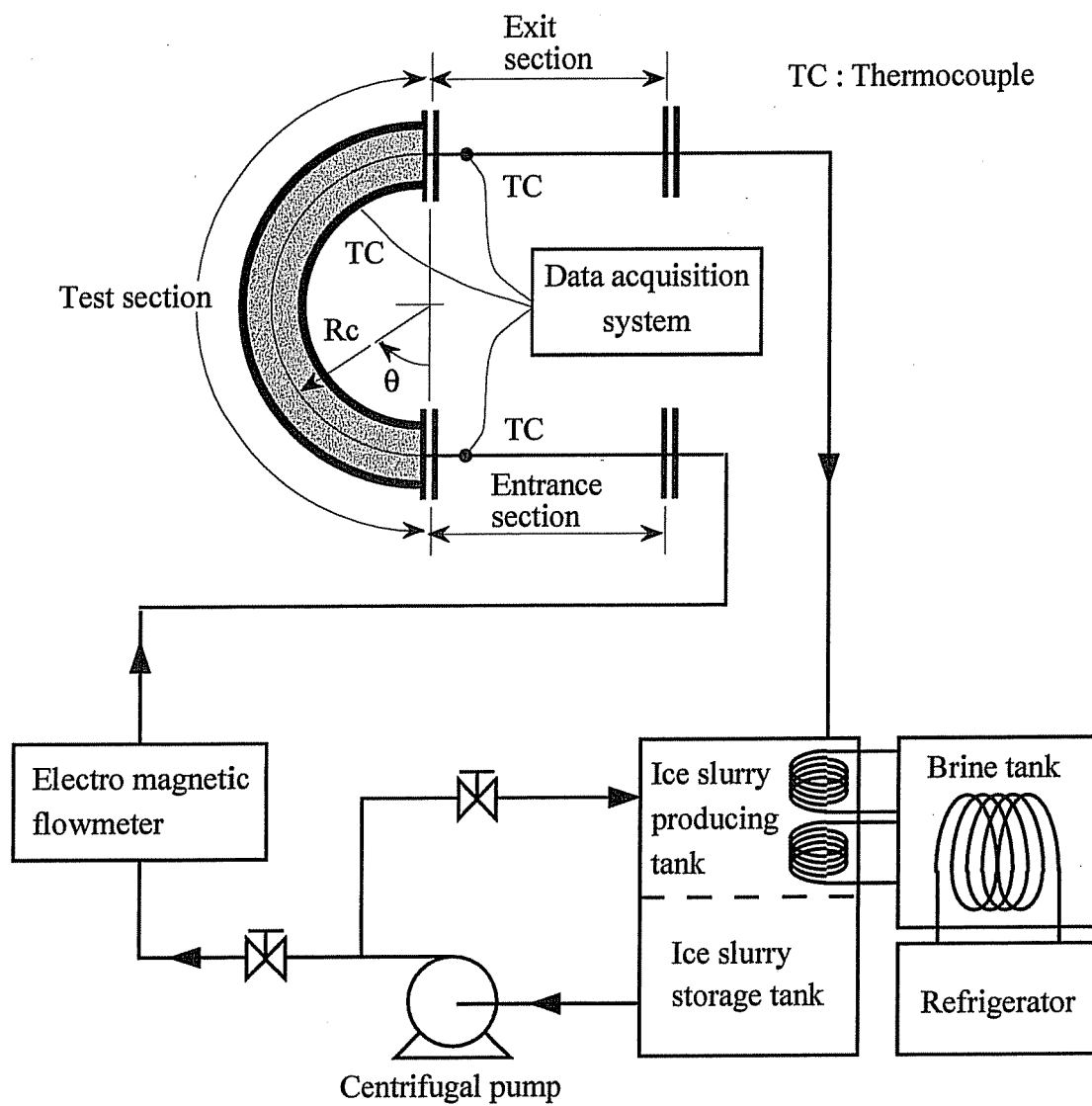


図 6.12 横向き試験部の設置姿勢

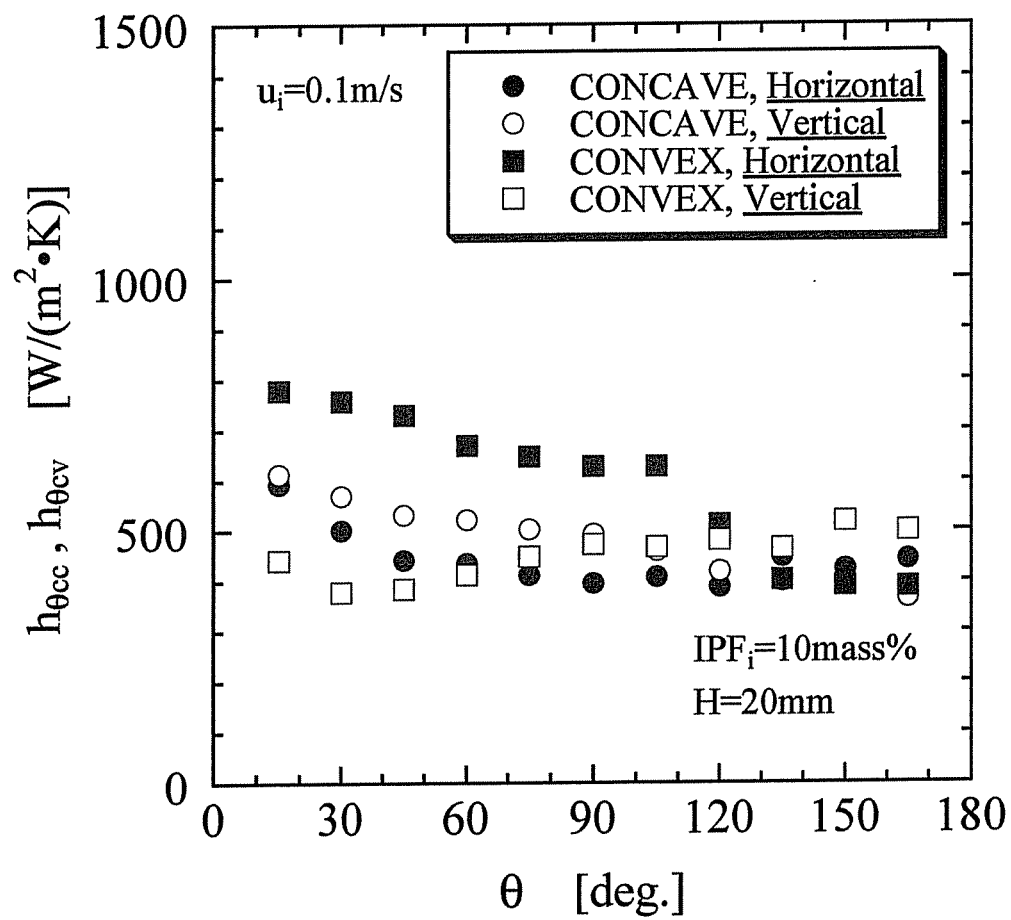


図 6.13 局所熱伝達率分布に及ぼす試験部設置姿勢の影響 ($u_i = 0.1 \text{ m/s}$)

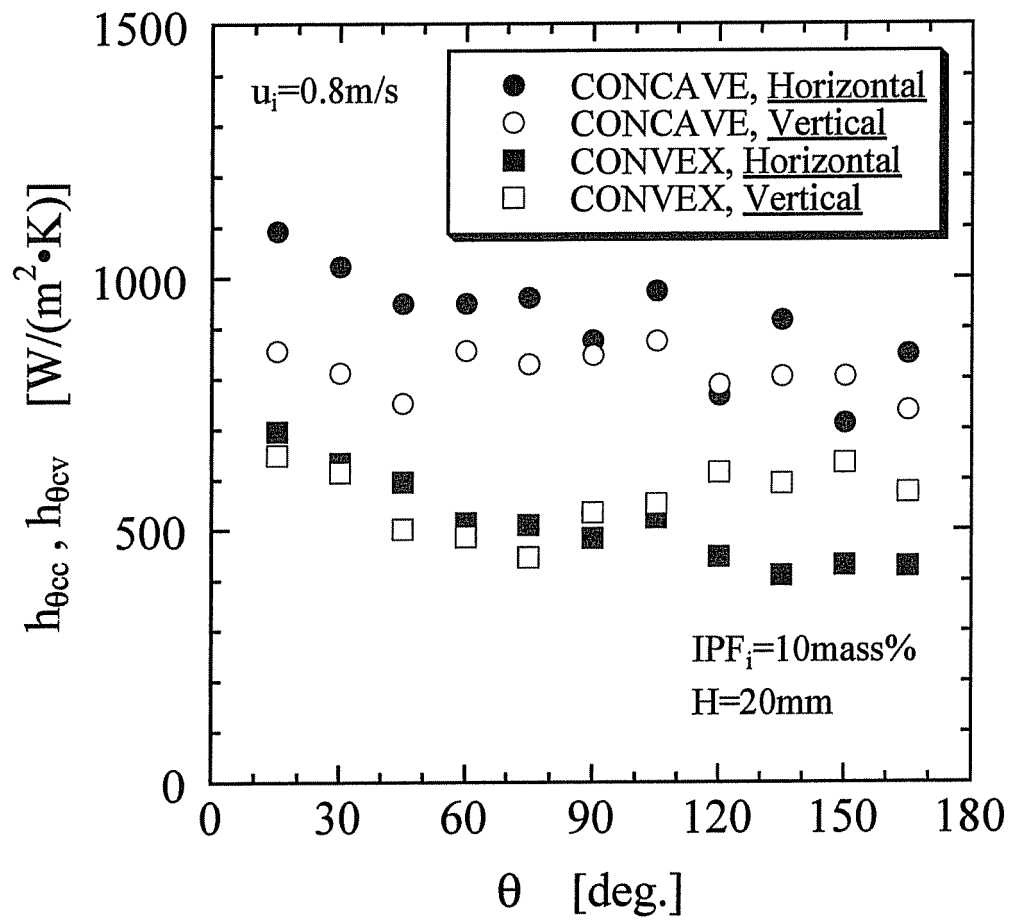


図 6.14 局所熱伝達率分布に及ぼす試験部設置姿勢の影響 ($u_i = 0.8 m/s$)

凹面に接触するため、凸面後流部において温度境界層が厚く発達するためと考えられる。また、凸面における横向き試験部と縦向き試験部の熱伝達率に大きな差が見られるが、これは、縦向き試験部では助走区間における流れが下向きのため、入口助走部における流れが均質流となるのに対し、横向き試験部では、流路入口までの助走区間において既に摺動流となるため、入口近傍における凸面の局所的な氷充填率が高くなり、その結果、熱伝達が促進されるものと考えられる。

一方、図 6.14 に示す、 $u_i=0.8\text{m/s}$ の凸面に着目すると、縦向き流路は 6.4.3 に述べたように、流路後半部において熱伝達率が上昇しているのに対し、横向き流路は流路下流に行くに従い、熱伝達率が減少していることがわかる。また、横向き流路凸面の全体的な熱伝達率の値は、 $u_i=0.1\text{m/s}$ の条件に比べ低くなっていることがわかる。これらの傾向は、熱伝達の促進効果が、流路の姿勢および流速の変化に基づく、加熱面近傍の局所的な氷充填率の変化に大きく影響されていることを示すものであり、ポンプ動力の小さい低流速条件においても高い熱伝達率が得られる領域が存在することを意味するものである。従って、本実験結果の熱交換器への適用を考えると、氷粒子が壁面に接触しながら流れる低流速・高氷充填率領域を、熱負荷が最大となる伝熱面に対するように熱交換器を設計または設置すると、小さなポンプ動力でより効率的な採冷熱を実現することが可能であると考えられる。

6.4.7 直行流路と曲がり流路の熱伝達特性の比較

本項では、流路曲がり部と水平流路における熱伝達特性を検討するため、第 5 章において検討した上下加熱面を有する水平矩形流路における熱伝達挙動の結果と本章で検討した曲がり部における熱伝達挙動との比較を行う。

本実験で得られた返しベンド内を流れる氷スラリーの熱伝達特性と、上下加熱面を有する直線流路における氷スラリーの熱伝達特性を比較するため、有効局所ヌセ

ルト数 Nu_{eff} を下式に示すように定義する.

$$Nu_{eff} = \frac{Nu_{xcc} + Nu_{xcv}}{2} \quad (6.14)$$

ここで, Nu_{xcc} および Nu_{xcv} はそれぞれ, 角度 θ に対応する流路中心半径 R_c 上の入口からの距離 x における, 凹面および凸面の局所ヌセルト数である.

図 6.15 に, 流路クリアランス $H=20\text{mm}$ (直線流路高さ 20mm), 流入平均速度 $u_i=0.2\text{m/s}$, および初期氷充填率 $IPF_i=10\text{mass\%}$ の条件における直行流路 (Straight), 横向き曲がり流路 (Horizontal), および縦向き曲がり流路 (Vertical) の有効局所ヌセルト数 Nu_{eff} を示す. 図の横軸は, 直行流路入口または曲がり流路における R_c 上の流路入口から距離 x を, 流路を平行平板と仮定した等価直径 d_e で除した無次元距離 x/d_e である. 図より, $u_i=0.2\text{m/s}$ の条件においては, 流路全域にわたり直行流路に比べ, 曲がり流路の Nu_{eff} が低くなっていることがわかる. また, その傾向は流路下流に行くに従い顕著に認められる. 単相流の場合には, 二次渦の発生に伴う乱れの影響により, 直行流路に比べ曲がり流路において, 熱伝達特性が向上することが報告 [4] されているが, 前項までの結果から氷スラリー流では, 乱れによる熱伝達促進効果に比べ, 氷粒子の融解潜熱の影響が大きいと考えられるため, 結果的に, 流路下流部において堆積・摺動流とならない曲がり流路の有効ヌセルト数が, 直行流路における値よりも低くなるものと考えられる.

一方, 図 6.16 に, 流入平均速度 $u_i=0.8\text{m/s}$ の条件における有効局所ヌセルト数 Nu_{eff} を示す. 図より, 流速が大きい $u_i=0.8\text{m/s}$ の条件においては, その流れが直行流路および曲がり流路とも, 入口から均質流れになっているため, 単相流の場合と同様に, 曲がりに起因する乱れが強い曲がり流路において, Nu_{eff} が直行流路に比べ大きくなる傾向が認められる.

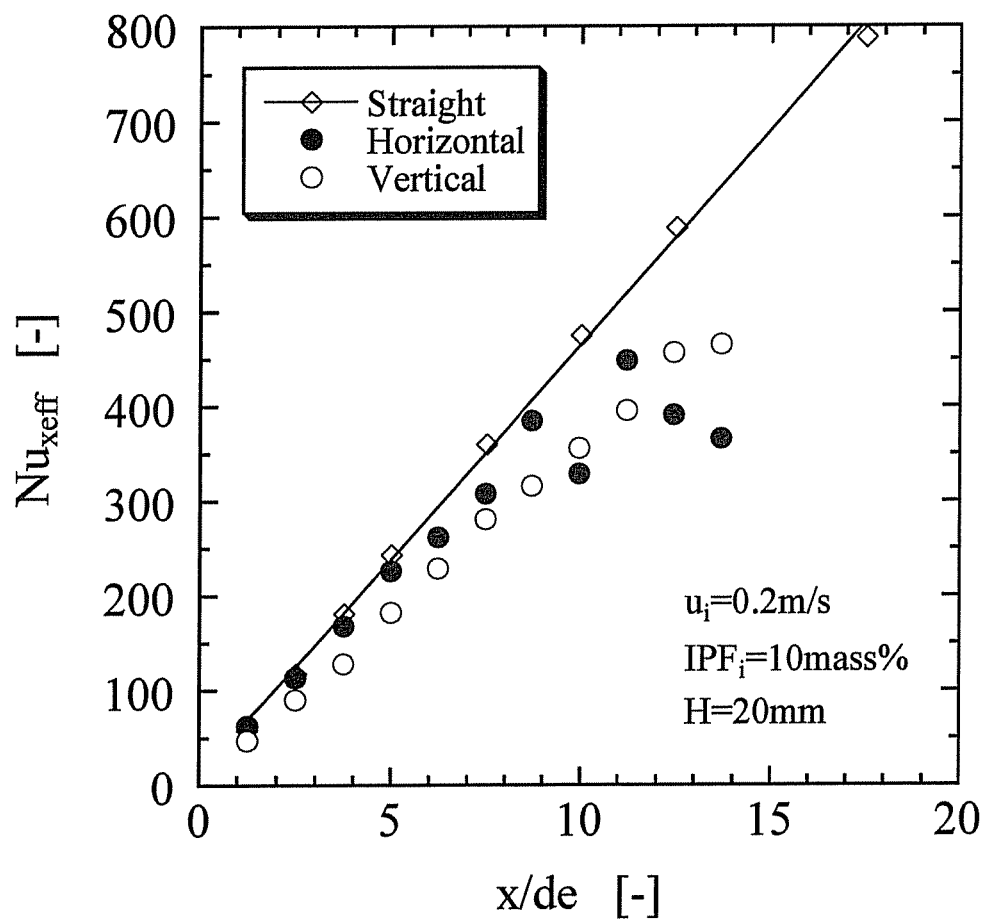


図 6.15 直行流路と曲がり流路における熱伝達率の比較 ($u_i=0.2\text{m/s}$)

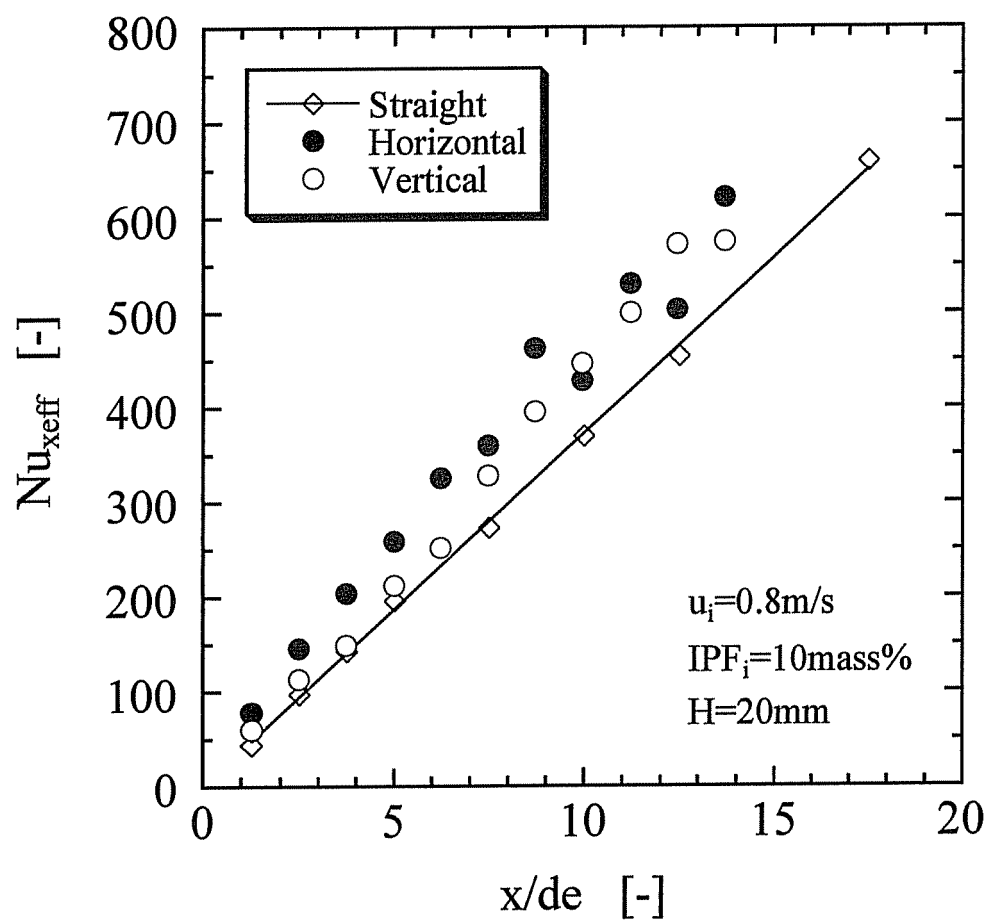


図 6.16 直行流路と曲がり流路における熱伝達率の比較 ($u_i = 0.8 \text{ m/s}$)

6.4.8 熱伝達率の実験整理式

前項までの結果より，曲がり流路内を流れる氷スラリーの熱伝達特性は，氷スラリーの流速，氷充填率，流路クリアランス，および諸物性値によって影響を受けることが明らかとなった．本項では，これらのパラメーターを無次元化することにより，熱伝達に関する実験整理式の導出を行った．

本研究において，氷スラリーの熱伝達特性を支配する物理量を抽出し，次元解析を行うと，次式に示す無次元数に整理される．

$$Nu_m = f(De, Fr, Ste) \quad (6.15)$$

ここで， De ， Fr ，および Ste はそれぞれ，ディーン数，フルード数，およびステファン数であり，以下のように定義される．

$$De = \frac{d_h \cdot u_i \cdot \rho_s}{\mu_s} \cdot \left(\frac{H}{R_c} \right)^{1/2} \quad (6.16)$$

$$Fr = \frac{u_i^2}{g \cdot d_h \cdot (1 - \rho_p / \rho_l)} \quad (6.17)$$

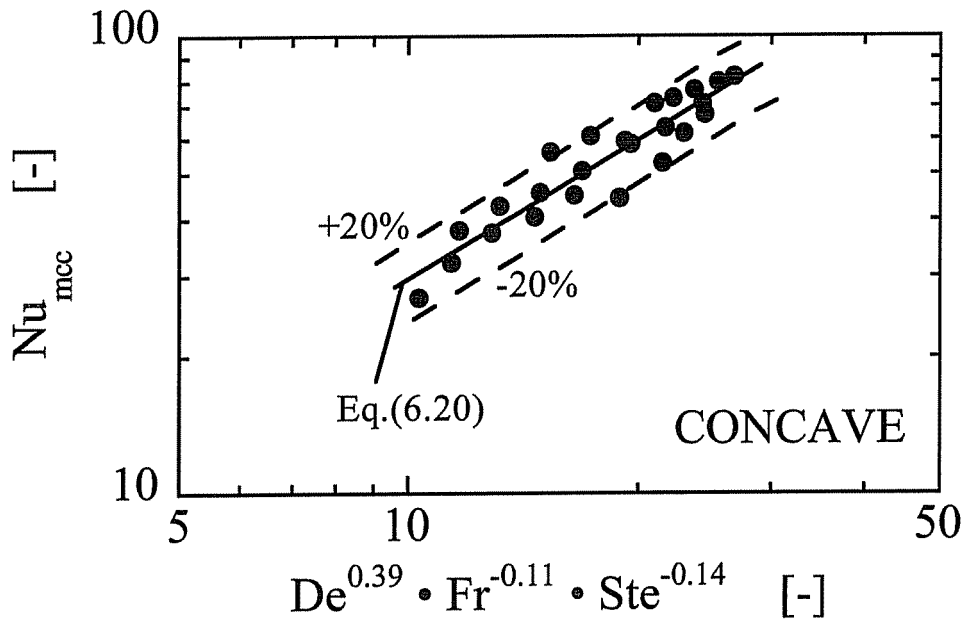
$$Ste = \frac{c_{ps}(T_0 - T_i)}{L \cdot IPF_i} \quad (6.18)$$

式 (6.18) の T_0 は，基準温度として定義した $C_i=0\text{mass\%}$ の氷スラリーの温度であり， $L \cdot IPF_i$ は，氷スラリー単位質量当たりの潜熱量を表している．また，式 (6.16) で定義される De の計算に用いられる氷スラリーの粘性係数 μ_s は，以下に示す Thomas の式 [5] を用いて計算した．

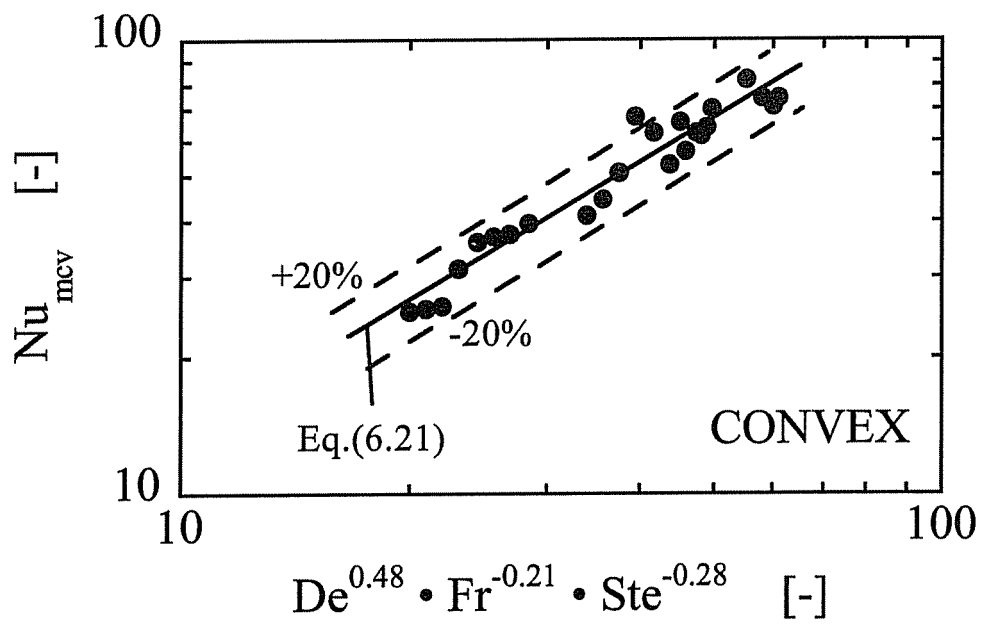
$$\mu_s = \mu_l [1 + 2.5\phi + 10.05\phi^2 + 0.00273 \cdot \exp(16.6\phi)] \quad (6.19)$$

ここで， μ_l および ϕ はそれぞれ，液相の粘性係数および固相の体積分率である．

本研究により得られた，縦向きおよび横向き曲がり流路の実験データを最小二乗法により整理すると，凹面および凸面それぞれの加熱面に対して，図 6.17 に示す結果が得られる．図より， Nu_{mcc} および Nu_{mccv} は $\pm 20\%$ の範囲内において，以下の式



(a) 凹面



(b) 凸面

図 6.17 ヌセルト数の整理式

で整理できることがわかる.

$$Nu_{mcc} = 2.99 \cdot De^{0.39} \cdot Fr^{-0.11} \cdot Ste^{-0.14} \quad (6.20)$$

$$Nu_{mcv} = 1.34 \cdot De^{0.48} \cdot Fr^{-0.21} \cdot Ste^{-0.28} \quad (6.21)$$

$$\begin{aligned} (2.67 \times 10^2 \leq De \leq 5.17 \times 10^3, \\ 1.30 \times 10^{-1} \leq Fr \leq 1.78 \times 10^1, \\ 4.47 \times 10^{-1} \leq Ste \leq 9.40 \times 10^{-1}) \end{aligned}$$

6.5 本章のまとめ

矩形断面返しベンド流路内を流れる氷スラリーの融解を伴う熱伝達に関して，流路サイズ，氷スラリーの流入平均速度，および初期氷充填率が流路内の局所的な流速分布および氷充填率分布に及ぼす影響を検討し，流路内の流速分布および氷充填率分布と加熱壁面の熱伝達率分布の関係を明らかにした．また，内部流動のシミュレーションを行うことにより，実験では観察が困難なディーン型渦を伴う3次元的な流動挙動を明らかにした．その結果，本実験の範囲内で以下の結論を得た．

- (1) 曲がり流路内の氷スラリーの流動は，遠心力に起因するディーン型渦の形成により，3次元の複雑な流動状態を示す．
- (2) 流路内の局所的な氷充填率分布（氷粒子分布）は，氷粒子に働く浮力および二次流れの影響により，流路中心付近が高くなる傾向を示す．
- (3) 低流速域においては，氷粒子は浮力により流路上方へ堆積するため，氷粒子の融解潜熱が熱伝達特性に大きな影響を及ぼし，氷粒子が堆積・摺動して流れる壁面において熱伝達率が高くなる．
- (4) 氷充填率が高くなるに従い，遠心力による二次流れが弱くなり，氷粒子の浮力による上方向への流動が強く現れる．

- (5) 凸面においては流路下流に行くに従い、縦向き曲がり流路では熱伝達特性は上昇し、横向き曲がり流路では低下する傾向を示す。
- (6) 曲がり流路では水平流路に比べ低流速条件では有効ヌセルト数が低くなり、逆に流速が高い条件では有効ヌセルト数が高くなる傾向を示す。
- (7) 本研究における氷スラリーの熱伝達率は、以下の整理式によって表すことができる。

$$Nu_{mcc} = 2.99 \cdot De^{0.39} \cdot Fr^{-0.11} \cdot Ste^{-0.14}$$

$$Nu_{mccv} = 1.34 \cdot De^{0.48} \cdot Fr^{-0.21} \cdot Ste^{-0.28}$$

$$(2.67 \times 10^2 \leq De \leq 5.17 \times 10^3,$$

$$1.30 \times 10^{-1} \leq Fr \leq 1.78 \times 10^1,$$

$$4.47 \times 10^{-1} \leq Ste \leq 9.40 \times 10^{-1})$$

- (8) 本章で得られた結果より、実システムにおいては、熱交換器および搬送流路の配管姿勢を適切に選ぶことにより、蓄冷熱、搬送、および採冷熱における熱移動量を、能動的に制御することが可能であると考えられる。

参考文献

- [1] 例えば, 森康夫, 中山恒, "曲円管内強制対流熱伝達に関する研究 (第1報, 層流域)", 日本機械学会論文集 (第2部), 第30巻, 216号 (1964), pp.977-988.
- [2] M. Kawaji, E. Stamatiou, R. Hong and V. Goldstein, "Ice-Slurry Flow and Heat Transfer Characteristics in Vertical Rectangular Channels and Simulation of Mixing in a Storage Tank," Proceedings of the 4th Workshop on Ice Slurries of IIR/IIF, (2001), pp.153-164.
- [3] M. Manninen, V. Taivassalo and S. Kallio, "On the Mixture Model for Multi-phase Flow," VTT Publications 288, (1996).
- [4] 関信弘, 福迫尚一郎, 米田昌司, "2平行曲り板返しベンドにおける局所乱流熱伝達", 日本機械学会論文集B編, 第49巻, 445号 (1983), pp.2029-2034.
- [5] J. Guilpart, L. Fournaison and M. A. Ben Lakhdar, "Calculation Method of Thermophysical Properties for Ice Slurries Application to Water/Ethanol Mixture," Proceedings of the 20th International Congress of Refrigeration IIR/IIF, Vol.2, (1999), on CD-ROM (Paper No.342).

第7章 結論

前章までに述べたように，本論文においてはダイナミック型氷スラリー蓄冷熱システムを実際に構築し，初期水溶液濃度および運転モードをパラメータとして実験を行うことにより，氷充填率および運転特性に及ぼす諸因子の影響を検討した．また，ダイナミック型氷蓄冷熱システムについては，氷生成機構に不確定な要素が多いことからシミュレーションによる検討がほとんどなされていないため，シミュレーションモデルを構築して数値解析を行い，実験との比較によりシステムの運転特性および最適運転条件の検討を行った．

一方，氷スラリーの管輸送時における管内融解挙動および熱伝達機構を解明することを目的とし，水平円管内における静止氷スラリー層の融解挙動および融解熱伝達特性に関して，静止氷スラリー層の融解挙動および融解熱伝達特性に及ぼす加熱面熱流束および初期水溶液濃度の影響について，実験的に検討を行った．また，流路内を流れる氷スラリーに関しては，氷スラリー蓄冷熱システムの熱交換器からの効率的な採冷熱に関する基礎資料を得ることを目的として，直行水平矩形流路および流路曲がり部を流れる氷スラリーの融解を伴う熱伝達に関して，諸因子の変化が流路内の局所的な流速分布および *IPF* 分布に及ぼす影響を検討した．さらに，流路内の局所的な流速分布および *IPF* 分布と加熱壁面の熱伝達率分布の関係を明らかにし，熱伝達率に関する実験整理式を導出した．

以下，本論文において明らかにした結果について要約して述べる．

第1章においては，序論としてエネルギーおよび環境問題に関する現在までの経過を述べ，氷蓄冷熱および冷熱供給システムの現状と本研究の意義を述べた．

第2章では，氷蓄冷熱システム全般および氷スラリーを用いたダイナミック型シ

システムの研究開発動向，ならびに氷スラリーの流動，熱伝達，融解挙動に関する従来の研究について述べるとともに，従来の研究では明らかにされていない，二重拡散を伴う静止氷スラリー層の詳細な融解メカニズムの解明の重要性，および流路内を流れる氷スラリーの内部流動と融解を伴う熱伝達特性等の検討課題を示し，本研究の位置づけおよび本研究の目的を明確にした．

第3章においては，氷スラリー蓄冷熱装置を実際に構築し，小型システム構築の際の諸データの採取およびシステム各構成要素の諸特性の把握を行うことにより，氷スラリーを冷熱媒体としたダイレクトイン型氷蓄冷熱システムの性能および効率向上の可能性に関して検討を行った．具体的には，氷スラリーを冷熱媒体としたダイナミック型氷蓄冷熱システムの運転特性およびシステムを構成する各要素機器の熱移動挙動を明らかにするために，実際の蓄冷熱システムを構築し特性評価を行うことに加え，システム性能に関する数値シミュレーションを行った．これにより，エチレングリコール水溶液初期濃度および運転モードが氷充填率および成績係数等に及ぼす影響を検討し，ダイナミック型氷蓄冷熱システムの設計および運転評価をする際の指針を示した．以下に，第3章にて得られた結果の要旨をまとめて述べる．

- (1) 初期水溶液濃度が低いほど平衡凍結温度が高いため， IPF が高い値を示し，氷スラリー温度も高い温度で維持されることから，冷凍機冷媒蒸発温度が高く，結果として冷凍機冷凍能力が高い値を示す．
- (2) 蓄冷時間が長いほど積算冷凍量が増えるため， IPF が高い値を示すが，氷スラリー温度が時間経過とともに低下することにより冷凍機冷媒蒸発温度が低くなり，冷凍機冷凍能力が低い値を示す．
- (3) 初期水溶液濃度が低いほど，また，蓄冷時間が長いほど IPF が高くなり，潜熱としての蓄冷熱量が増加するため，熱負荷部出口空気温度は放冷運転終了時に低い温度を示す．
- (4) 実験結果および解析結果において， IPF の変化，氷スラリー温度，熱負荷部

出口空気温度の変化，冷凍機消費電力，冷凍能力，および放冷熱量の変化に対してよく一致することから，本研究において構築した熱バランスに基づくシミュレーションモデルを用いることにより，氷スラリー蓄冷熱システムの性能予測を行うことが可能である．

- (5) 本シミュレーションモデルを使用して，氷スラリー蓄冷熱システムの設計・運転に際して性能評価を行うことが可能である．
- (6) 実際の蓄冷熱システムにおいては，氷スラリーの固液間に働く浮力の影響のため，氷スラリーの流速，熱交換器の形状および設置姿勢によって，流れが不均質となり，熱交換器の熱伝達特性に大きな影響を及ぼすことが予想される．従って，実際に小型・高効率な熱交換器を設計し，その設置姿勢を決定するためには，氷スラリーの流動および熱伝達特性に及ぼす諸因子の効果を，詳細に把握することが不可欠である．

第4章では，低流速条件または滞留状態における氷スラリーの詳細な融解メカニズムおよび熱移動挙動を把握することを目的として，水平円筒容器内における静止氷スラリー層の融解挙動および熱伝達特性に関して，二重拡散を伴う融解メカニズムを詳細に検討した．また，融解挙動と流路壁面における熱伝達率分布との関連を明らかにし，加熱面熱流束および初期水溶液濃度が融解挙動および熱伝達率分布に与える影響に関して検討を行った．以下，第4章における主要な結果を要約して述べる．

- (1) 氷スラリーは浮力のため上昇し，上部加熱面で接触融解を行うようになり，上部加熱面と上部融解界面との間には極めて薄い液層が形成される．また，試験槽下部の融解液相部においては自然対流が発生する．
- (2) 融解液相部には，融解液の温度上昇および濃度による平衡点が存在し，そのため成層が形成され，成層間には自然対流が発生する．また，成層の数は，初期水溶液濃度の減少および熱流束の増加に伴い減少する．

- (3) 試験槽内温度分布は，融解液相部に生じる成層，および氷スラリー内の高濃度水溶液の流下により大きな影響を受ける。
- (4) 加熱面の局所熱伝達率は，試験槽上部において最大を示し，試験槽下部に行くに従い，成層および自然対流の影響により多少の増減を繰り返しながら推移する。
- (5) 加熱面の平均熱伝達率は，熱流束の増加と共に増加する。また，初期水溶液濃度の増加に伴い加熱面の平均熱伝達率は減少する。
- (6) 氷スラリーの融解量は，時間の経過と共に，ほぼ直線的に増加する。また，加熱面熱流束および初期水溶液濃度は，融解量に対してほとんど影響を及ぼさない。

第5章では，氷スラリー蓄冷熱システムの氷スラリー搬送流路における熱損失，および空気冷却用熱交換器からの効率的な採冷熱に関する基礎資料を得ることを目的として，水平矩形流路内を流れる氷スラリーの融解を伴う熱伝達に関して，氷スラリー流入平均速度，熱流束，および流路断面高さ等の諸因子が，流路内の局所的な流速分布および IPF 分布に及ぼす影響を検討した。また，流路内の流速分布および IPF 分布と加熱壁面の熱伝達率分布の関係を明らかにし，熱伝達率に関する実験整理式を導出した。以下に，第5章で得られた主要な結果を要約して述べる。

- (1) 下部加熱面では，液層を介した対流熱伝達が支配的であり，上部加熱面では，氷粒子による接触融解熱伝達の形態となる。
- (2) 熱伝達挙動は，氷粒子の融解潜熱の影響を強く受け，流路内の氷充填率の均一性が，上下加熱面の熱伝達特性に大きな影響を及ぼす。
- (3) 局所熱伝達率は，熱流束の増加に伴い増加する。また，流速の変化は氷充填率の均一性に影響を及ぼし，熱伝達特性が大きく影響を受ける。

(4) 流路断面高さは、流路内氷充填率分布および熱伝達特性に影響を及ぼす。その結果、流路断面高さが低いほど、熱伝達率が高くなる。

(5) 熱伝達率は以下に示す式で整理できる。

$$Nu_x = 6.44 \times 10^{-4} \cdot Re_x^{0.80} \cdot L^{*0.36} \cdot \left(\frac{x}{H}\right)^{0.17}$$

$$(1.29 \times 10^3 \leq Re_x \leq 1.87 \times 10^5,$$

$$4.68 \times 10^4 \leq L^* \leq 6.42 \times 10^6,$$

$$8.33 \times 10^{-1} \leq \frac{x}{H} \leq 4.50 \times 10^1)$$

(6) 本章で得られた結果は、搬送動力の小さい低流速領域においても高い熱伝達特性が得られる条件が存在することを示しており、熱交換器の設計および氷蓄冷熱システムの高効率運転を行う上での有意な資料となるものと考えられる。

第6章では、氷スラリー搬送流路および熱交換器を構成する主要な要素の一つである、返しベンド流路内を流れる氷スラリーの融解を伴う熱伝達に関して、流路サイズ、氷スラリーの流入平均速度、および初期氷充填率が流路内の局所的な流速分布および氷充填率分布に及ぼす影響を検討し、流路内の流速分布および氷充填率分布と加熱壁面の熱伝達率分布の関係を明らかにした。また、内部流動のシミュレーションを行うことにより、実験では観察が困難なディーン型渦を伴う3次元的な流動挙動を明らかにした。第6章にて得られた結果の要旨を、以下にまとめて述べる。

- (1) 曲がり流路内の氷スラリーの流動は、遠心力に起因するディーン型渦の形成により、3次元の複雑な流動状態を示す。
- (2) 流路内の局所的な氷充填率分布（氷粒子分布）は、氷粒子に働く浮力および二次流れの影響により、流路中心付近が高くなる傾向を示す。
- (3) 低流速域においては、氷粒子は浮力により流路上方へ堆積するため、氷粒子の融解潜熱が熱伝達特性に大きな影響を及ぼし、氷粒子が堆積・摺動して流れる壁面において熱伝達率が高くなる。

- (4) 氷充填率が高くなるに従い，遠心力による二次流れが弱くなり，氷粒子の浮力による上方向への流動が強く現れる．
- (5) 凸面においては流路下流に行くに従い，縦向き曲がり流路では熱伝達特性は上昇し，横向き曲がり流路では低下する傾向を示す．
- (6) 曲がり流路では水平流路に比べ低流速条件では有効ヌセルト数が低くなり，逆に流速が高い条件では有効ヌセルト数が高くなる傾向を示す．
- (7) 本研究における氷スラリーの熱伝達率は，以下の整理式によって表すことができる．

$$Nu_{mcc} = 2.99 \cdot De^{0.39} \cdot Fr^{-0.11} \cdot Ste^{-0.14}$$

$$Nu_{mcv} = 1.34 \cdot De^{0.48} \cdot Fr^{-0.21} \cdot Ste^{-0.28}$$

$$(2.67 \times 10^2 \leq De \leq 5.17 \times 10^3,$$

$$1.30 \times 10^{-1} \leq Fr \leq 1.78 \times 10^1,$$

$$4.47 \times 10^{-1} \leq Ste \leq 9.40 \times 10^{-1})$$

- (8) 本章で得られた結果より，実システムにおいては，熱交換器および搬送流路の配管姿勢を適切に選ぶことにより，蓄冷熱，搬送，および採冷熱における熱移動量を，能動的に制御することが可能であると考えられる．

以上，要約して述べたように，本論文では，氷スラリーを冷熱媒体としたダイレクトイン方式小型氷蓄冷熱システムを構築し，その運転特性を把握することに加え，これまで検討がなされていなかった，氷スラリーの融解メカニズム，融解熱伝達，および流動特性に関して，実験的，解析的検討を行った．

第3章において得られた，システム性能および解析モデルによる運転特性に関する結果は，従来の報告例がなく，ダイナミック型氷蓄冷熱システムの運転性能を予測し，冷熱需要に見合った最適なシステムを構築する上で，重要な基礎資料を提供

するものと考えられる。また、第4章は、静止氷スラリー層の二重拡散を伴う融解メカニズムおよび融解挙動と壁面の熱伝達挙動との関係を明らかにしたもので、ダイナミック氷蓄冷熱システムのみならず、スタティック型氷蓄冷熱システム、さらには多成分系の融解挙動全般の分野において重要かつ有益な成果であると考えられる。

第5章および第6章で得られた、流路内を流れる氷スラリーの流動および局所熱伝達特性に関する結果は、ダイナミック型氷蓄冷熱システムの空気冷却用熱交換器の伝熱促進および氷スラリー搬送流路における熱損失の低減に対して重要な設計指針を与えると同時に、低流速域においても高い熱伝達特性が得られる条件が存在することを示しており、氷スラリーの搬送動力低減を含めた、システムの効率化および小型化に関する重要な資料になるものと考えられる。また、熱交換器を含めた氷スラリー搬送流路内における局所熱伝達率が明らかにされたことにより、外部からの熱負荷を含めた蓄冷熱系、搬送系、および採冷熱系の熱移動量を、正確かつ簡便に見積もることが可能になるものと考えられる。

以上のように、本論文で扱った氷スラリーの融解挙動、熱伝達特性、および流動特性に関する実験的、解析的検討は、ダイナミック型氷蓄冷熱システムの運転特性を予測・評価すると同時に、システムの高効率化および小型化に重要な指針を与えるものと考えられる。

謝辞

本研究を行うにあたり、多くの方々に御指導、御協力を頂きました。限られた紙面の中で全てを表すことは到底できませんが、ここに感謝の意を表させていただきます。

本研究は、1995 年より 2003 年にわたり、北海道大学大学院工学研究科機械科学専攻熱エネルギー工学講座伝熱制御工学分野において行われたものであり、本論文の執筆にあたっては北海道大学大学院工学研究科・池川昌弘教授のご指導のもと完成に至りました。

池川昌弘教授には、本論文の主査を快くお引き受けいただいたとともに、本論文の構成ならびに検討内容に対して多大なるご指導をいただきました。また、本論文に関する研究計画、研究遂行、結果の検討、および論文の作成に至るまで、ご多忙の職務にありながらも終始温かい励ましのお言葉をかけて頂きました。池川教授のこれまでの懇切な御教授、公私にわたる御尽力に対しまして、心より感謝申し上げます次第です。

本論文の作成に際しましては、北海道大学大学院工学研究科機械科学専攻の宮本登教授、工藤一彦教授、近久武美教授、工藤勲教授、藤田修教授、藤川重雄教授、武田靖教授、井上良紀教授、但野茂教授、山田雅彦助教授、量子エネルギー工学専攻の杉山憲一郎教授より多くの有益な御指導を頂きました。また、宮本登教授、工藤一彦教授、近久武美教授には、本論文の副査として論文の細部にわたり詳細なご検討およびご指導を賜りました。ここに、諸先生に厚く御礼申し上げます。

北海道大学大学院工学研究科・山田雅彦助教授には、私が学生のころから数多くのご助言、ご指導、ならびに激励をいただきました。特に研究や教育に対する心構

えや取り組み方に始まり、情報収集や論文の書き方など、私の研究者としての基礎はすべて山田先生から教わったものと言っても過言ではありません。心から感謝いたしております。

本研究の遂行にあたり、伝熱制御工学分野の元技官であります井上亘氏には、実験装置の製作から日常生活に至まで数々の御協力ならびにご援助をいただきました。厚く御礼申し上げます。また、ともに汗を流しながら昼夜を問わず本研究の遂行にご協力頂いた、当時伝熱制御工学分野学生の伊藤健司氏、長谷川拓也氏、中嶋快雄氏、篠原義弘氏、柳田弘毅氏、吉岡拓氏、長田秀信氏、河崎好史氏、岩瀬義直氏、石塚浩史氏、田邊亘氏に深く感謝申し上げるとともに、今後の御活躍を切に期待する次第です。

本研究の遂行ならびに本論文の執筆に当たり、忘れることの出来ない2名の先生に、ここで改めて感謝の意を述べさせていただきます。

まずは、東京農工大学・望月貞成教授です。望月先生は学部学生であった私をよく教官室に招いていただき、お酒を飲みながら伝熱工学の魅力をいつも熱く語っておられました。そして、時には優しく、時には厳しく、伝熱工学の基礎を実験を通して学ぶ機会を与えてくださいました。また、北海道大学大学院に進学を希望した私を快く送り出してくださいました。望月先生との巡り合いがなければ、今の私は無かったかもしれません。心から感謝いたしております。

そして次に、北海道大学大学院工学研究科・福迫尚一郎名誉教授です。本論文は、1995年から2003年までの成果をまとめたものでありますが、その大部分は当時北海道大学大学院工学研究科教授の福迫先生ご指導のもとで行われたものです。福迫先生は、私が修士課程の学生時代には指導教官として、また先生のご助力で私を北海道大学助手に採用してくださってからは、非常に強いリーダーシップを持った上司として、私を研究者として導いてくださいました。先生は、研究結果に一喜一憂する私をいつも丁寧で柔らかな言葉で励ましてくださり、そして新たな解決策を時間を惜しまず私とともに考えてくださいました。また、北海道大学工学研究科長の

要職に着任され、非常にご多忙の中にあっても、研究の進捗状況や投稿論文の校正等について、徹底的な議論をいただきました。先生のような研究や教育に対する姿勢は、いつまでも私の心の中に焼き付いております。限られた紙面では感謝の言葉を言い尽くすことはできませんが、心から感謝いたしております。

最後に、研究成果のまとめとして本論文の完成を見る事ができたのは、家族ならびに両親の理解と支援があったからにほかなりません。ここに心から感謝の言葉を述べる次第であります。

北海道大学大学院工学研究科機械科学専攻

川南 剛