

地域冷暖房プラントにおける氷蓄熱システムのシミュレーション解析

Simulation Analysis of Ice-Cold Storage System for DHC Plant

大久保 忠 義⁽¹⁾ 福 島 岳 夫⁽²⁾
 Tadayoshi OOKUBO Takeo FUKUSHIMA

抄 録

近年、地域冷暖房プラントに氷蓄熱システムを導入する事例が見受けられる。氷蓄熱システムは夜間の低負荷時に製水を行い、その蓄えた水を昼間に解氷して冷房需要に供給するものである。本システムを有効に活用するには夜間時間帯である10時間以内に所定の製水量を確保すること、及び昼間時間帯で完全解氷を行うことが必要となる。製水量及び解氷量を定量的に把握するためのシミュレーションモデルを考案し、これらに関する検討を行った結果について報告した。

Abstract

In recent years, the ice cold storage system has found application in DHC (District Heating and Cooling) plants. In the ice cold storage system, the ice manufactured and stored by utilizing the electric power in the night time zone, when the load is lower, is thawed and used for air conditioning in the daytime. For the effective utilization of this system, the required amount of ice must be manufactured within 10 hours in the night and the stored ice must be completely thawed in the daytime. A simulation model for quantitatively determining the amount of ice manufactured and thawed has been developed. The results of analysis by this model are described.

1. 緒 言

氷蓄熱システムとは、冷房需要の低下する夜間に製水を行い、その蓄えた水を昼間に解氷して冷房需要に供給するものである。電力会社は、夏期における昼間の電力消費を夜間に移行させることによる電力需要の昼夜平準化を目的として夜間蓄熱システムを推奨し、夜間蓄熱電力に対して安い電力単価を設定している。又、夜間蓄熱システムを持つことにより昼間需要に対応する冷凍機等の熱源設備容量を低減できること、更に氷蓄熱の場合、水の顕熱の約80倍である氷の潜熱を利用するため、氷蓄熱に比べて蓄熱槽の省スペース化が図れること等が背景となり、近年地域冷暖房プラントに氷蓄熱システムを採用する事例が見受けられる。

本論文は、スタティック型の氷蓄熱システムにおける製氷及び解氷現象を数式によってモデル化し、シミュレーション解析を行った結果について報告する。

2. 氷蓄熱システムの概要

2.1 氷蓄熱システムの分類

現在、氷蓄熱システムには製氷方式に応じて図1の形式がある。静水中で製氷コイルに着氷させて貯蔵するスタティック型、連続的又は間接的に氷を製氷面から離脱させて貯蔵するダイナミック型が

ある。表1にこれらの特徴を示す。

又、製氷のための冷却方法には図2の方式がある。冷凍機の作動冷媒を直接供給する直接膨張方式と、エチレングリコール等の不凍液を冷凍機で冷却して供給する不凍液循環方式である。直接膨張方式の中には乾式と湿式（冷媒液循環式）があり、表2にこれらの特

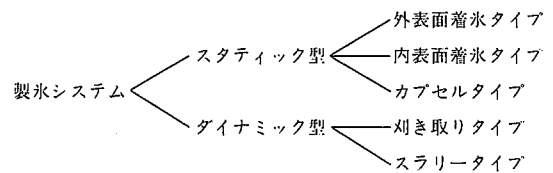


図 1 製氷方式による分類

表 1 各製氷システムの特徴

製氷システム	特 徴
スタティック型	<ul style="list-style-type: none"> 銅、鋼管やポリエチレン管の製氷コイルの外、内表面に製氷する 着氷に伴い伝熱性が低下するため、冷凍機の消費電力が増加する
ダイナミック型	<ul style="list-style-type: none"> 伝熱面に氷が付着しないため、冷凍サイクルが高効率である シャーベット状や板状の氷を生成する

⁽¹⁾ 鉄構海洋事業部 エネルギーエンジニアリング部

⁽²⁾ 鉄構海洋事業部 エネルギーエンジニアリング部 掛長

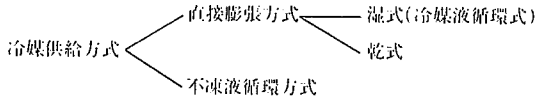


図2 冷却方法による分類

表2 各種冷却方法の特徴

直接膨張方式	乾式	<ul style="list-style-type: none"> ・沸騰伝熱により伝熱性がよい ・余分な動力を必要としない ・コイル下流側の着氷が悪い ・膨張弁の制御が複雑で高価
	湿式	<ul style="list-style-type: none"> ・沸騰伝熱により伝熱性がよい ・コイルに沿って均一な製氷が可能 ・大規模システムに適用可能 ・冷媒液循環ポンプの動力が必要
不凍液循環方式		<ul style="list-style-type: none"> ・冷凍機と水蓄熱槽を個別に設計できるためシステムの自由度が高い ・直接膨張方式に比べ伝熱性が悪い ・不凍液循環ポンプが必要

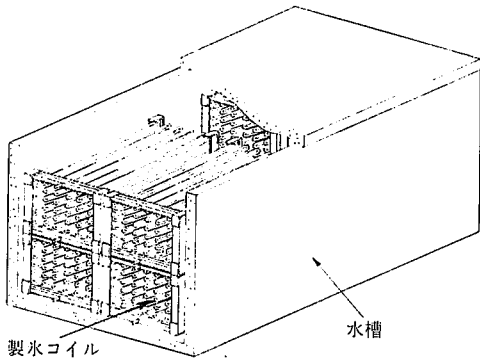


図3 水蓄熱槽及び製氷コイル

徴を示す。図3にスタティック型水蓄熱槽の代表的例を示す。

3. 製氷シミュレーション

スタティック型の水蓄熱システムを使用する場合、製氷コイル表面に熱伝導率の小さい氷を生成するため、氷厚の増加と共に氷の生成速度が遅くなる。特に氷充填率(アイスパッキングファクター: IPF)を50%以上に設計した場合、夜間時間帯(22時~8時)である10時間以内に所定の製氷量を確保できない恐れがあり、製氷に要する時間を正確に把握することが必要になる。以下に検討例を示す。

3.1 前提条件

図4に製氷シミュレーションのモデルとした製氷システムフローを示す。ここで、水蓄熱槽の仕様は以下の通りである。

目標製氷量: 55t/槽 目標IPF: 52% 最大氷厚: 42.5mm

槽外形寸法: 18.0m長×4.2m幅×2.1m高

製氷コイル: 外径27.2mm×400m×16セット/槽

水蓄熱システムは直接膨張方式のスタティック型とし、製氷のための冷却方法は冷凍機の作動冷媒をポンプで直接製氷コイルに圧送する湿式とする。冷凍機1台に対して5槽の水蓄熱槽でシステムは構成される。製氷運転開始により、冷媒は各製氷コイルへ均等に供給されるものとし、冷媒の供給温度は製氷開始より終了まで-10.0°C一定とする。

3.2 数式モデル

製氷シミュレーションに用いた数式モデルを以下に示す。

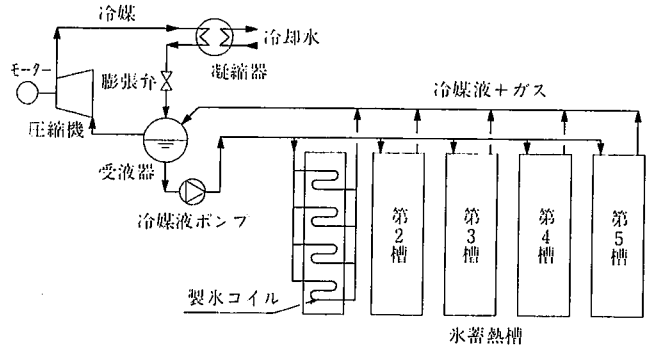


図4 製氷システムフロー

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{\pi \cdot L \cdot (T - T_r)}{R} - Q_w \quad \dots(1)$$

$$R = \frac{1}{d_i \cdot h_r} + \frac{\ln(d_o/d_i)}{2 \cdot \lambda_{re}} + \frac{1}{d_o \cdot h} \quad (\text{製氷前})$$

$$R = \frac{1}{d_i \cdot h_r} + \frac{\ln(d_o/d_i)}{2 \cdot \lambda_{re}} + \frac{\ln(D/d_o)}{2 \cdot \lambda_{ic}} + \frac{1}{D \cdot h} \quad (\text{製氷中})$$

$$V_w \cdot g_w \cdot C_p \cdot \frac{dT}{dt} = \frac{dQ}{dt} \quad (\text{製氷前}) \quad \dots(2)$$

$$I \cdot g_{ic} \cdot \frac{dV_{ic}}{dt} = \frac{dQ}{dt} \quad (\text{製氷中}) \quad \dots(3)$$

$$\frac{\pi \cdot (D^2 - d_o^2) \cdot L}{4} = V_{ic} \quad (\text{製氷中}) \quad \dots(4)$$

ここで、T: 槽内水温、D: 氷外径、d_o: コイル外径、L: コイル長さ、T_r: 冷媒温度、d_i: コイル内径、C_p: 水比熱、Q: 伝熱量、V_w: 水容積、V_{ic}: 氷体積、I: 氷融解熱、Q_w: 外界放熱量、g_w: 水密度、g_{ic}: 氷密度、R: 熱抵抗、h: コイル外面熱伝達率、h_r: コイル内面熱伝達率、λ_{ic}: 氷熱伝導率、λ_{re}: コイル熱伝導率、t: 時間。

3.3 製氷シミュレーションの結果

槽内水温が3°C均一で、製氷コイルに着氷の無い状態から製氷運転を行った場合の結果を図5、図6に示す。蓄熱槽は5槽あるが結果は全て同じであるため1槽分の結果を示す。製氷シミュレーション

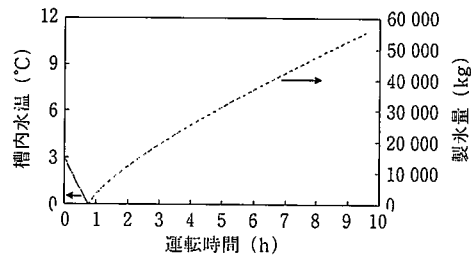


図5 製氷シミュレーション結果(製氷量)

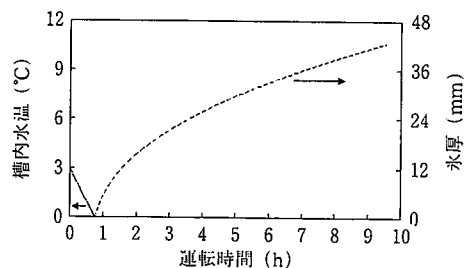


図6 製氷シミュレーション結果(氷厚)

ンの結果から、夜間蓄熱時間である10時間以内で目標の製氷量に達することが分かる。この図から分かるように、冷媒供給開始後約40分間は冷媒からの伝熱は製氷ではなく、槽内の水を冷却するために使われる。そして、槽内水温が0°Cに達した後着氷を開始する。製氷量が一次直線的に増加しない理由に次のことが挙げられる。氷の熱伝導率が小さいため、製氷が進むに伴い氷厚が増加すると冷媒からの伝熱量は氷厚に比例して減少する。

4. 解氷シミュレーション

解氷運転では昼間時間帯の冷房負荷で完全に解氷を終了する必要がある。製氷コイルに残氷を生じた状態で翌日のための夜間製氷運転を行うと、隣接している製氷コイル上の氷が密着してしまい（ブリッジング現象）、解氷のための伝熱面積が減少して解氷不能となる場合があるからである。そこで残氷量を定量的に把握し、残氷を最小限とする運用方法を検討する必要がある。以下に検討例を示す。

4.1 前提条件

図7に解氷シミュレーションのモデルとした解氷システムフローを示す。

ここで、冷水熱交換器の仕様は以下の通りである。

交換熱量 : 4500Mcal/h
 温度条件 蓄熱槽側 : 3.0→9.0°C, 温度差 : 6.0°C, 流量 : 750m³/h
 需要家側 : 13.5→6.5°C, 温度差 : 7.0°C, 流量 : 643m³/h
 需要家へ冷熱を供給する冷水熱交換器1台に対して5槽の水蓄熱槽でシステムは構成される。需要家への冷熱供給量は、終始冷水熱交換器の能力最大で運転した場合を想定する。

解氷による冷水供給方法は次の通りである。解氷用循環ポンプによって氷蓄熱システム系内の水を循環させ、5槽の蓄熱槽へ並列に通水する。各槽内で循環する水は氷との熱交換によって冷却され、氷は融解する。そして、冷却された水は冷水熱交換器で熱交換を行い、ここで発生する冷水を冷水供給ポンプで需要家に供給する。解氷が進行し、残氷量の減少に伴い槽出口水温が0°Cから徐々に上昇し、冷水熱交換器の入口温度条件の3.0°Cに達した時点で槽前後に設けられた遮断弁を閉とし、その槽への通水を停止する。

シミュレーションは槽への通水量を変えた次の3ケースについて行った。

- ケース-1 5槽均一に通水された場合（理想ケース）。
- ケース-2 ヘッダーによる偏流を考慮した場合。この時、各槽への通水量に偏りが生じるため各槽の解氷終了時刻にずれが生じる。従って、1槽遮断毎に残りの槽への通水量は逐次増加することになる。

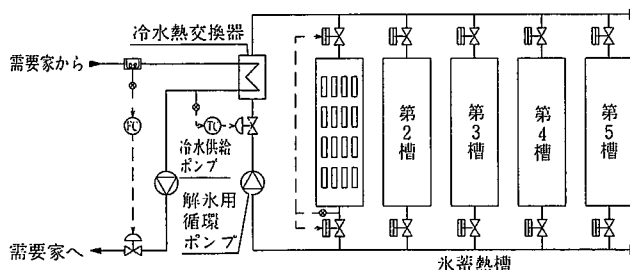


図7 解氷システムフロー

ケース-3 ヘッダーによる偏流を考慮し、かつ、槽を停止する毎に蓄熱槽側循環量を1槽相当量ずつ絞った場合。この時、ケース-2同様各槽への通水量に偏りが生じるが、槽を停止する毎に蓄熱槽側循環量を絞るため、各槽への通水量は終始安定した状態となる。

4.2 数式モデル

(1) 解氷量及び槽出口水温の計算

解氷量及び槽出口水温の計算に用いた数式モデルを以下に示す。水はコイルに同心円上に着氷しているものとし、槽長手方向に水温の温度分布が生じることが予想されるため、蓄熱槽及び製氷コイルを流れ方向に10分割し、各ブロックについての熱量変化を求めた。

$$V_w \cdot g_w \cdot C_p \cdot \frac{dT}{dt} = F \cdot C_p \cdot (T_{in} - T) - \frac{dQ}{dt} \quad (T_{in} = T_{out} + 6^\circ\text{C}) \dots (5)$$

$$\frac{dQ}{dt} = \pi \cdot D \cdot L \cdot h_{ic} \cdot (T - 0) \dots (6)$$

$$I \cdot g_{ic} \cdot \frac{dV_{ic}}{dt} = \frac{dQ}{dt} \dots (7)$$

$$\frac{\pi \cdot (D^2 - d_0^2) \cdot L}{4} = V_{ic} \dots (8)$$

ここで、 T_{in} : 槽入口水温, T_{out} : 槽出口水温, F : 槽内通水量, h_{ic} : 氷表面熱伝達率

(2) 偏流量の計算

図8に示すようなヘッダーによる偏流は隣合った枝管の流量比 (Q_{n-1}/Q_n) を X_n とし、次式によって求める。

$$a \cdot X_n^2 + b \cdot X_n + c = 0 \quad (X_n > 0) \dots (9)$$

$$\left. \begin{aligned} a &= \{1.5 + \beta_n + 0.5 \cdot (A_b/A_d)^2\} \\ b &= 1.6 \cdot (A_b/A_d)^2 \cdot (Q_{dn-1}/Q_{bn}) \\ c &= -\{1.5 + \beta_n + \beta_{dn-1} \cdot (A_b/A_d)^2 \cdot (Q_{dn-1}/Q_{bn})^2\} \end{aligned} \right\} \dots (10)$$

$$\beta_b = f_b \cdot \frac{1}{D_b} \quad \beta_d = f_d \cdot \frac{L_D}{D_d} \dots (11)$$

ここで、 D_d : 本管管径, β_d : 本管内摩擦, Q_d : 本管流量, A_d : 本管断面積, D_b : 枝管管径, β_b : 枝管内摩擦, Q_b : 枝管流量, A_b : 枝管断面積, f_d : 本管内摩擦係数, L_D : 枝管間隔, f_b : 枝管内摩擦係数, l : 枝管相当長, a, b, c : 係数。

4.3 解氷シミュレーションの結果

(1) ケース-1の結果

シミュレーションの結果を図9に示す。時間と共に氷が融解し、槽出口水温は徐々に上昇し、解氷運転開始から約5時間で槽出口水温が3.0°Cに達し、全槽同時に解氷運転を終了する。10分割した各ブロックの残氷は、最終ブロック（10番目）が約50%、以下33%、16%、1%をそれぞれ9、8、7番目のブロックが占めており、槽出口付近に残氷が集中することが分かった。

(2) ケース-2の結果

偏流を考慮したときの槽出口水温と残氷の経時変化を図10に示す。ヘッダーによる偏流により、通水量は冷水熱交換器から1番遠い第

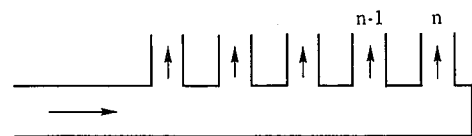


図8 分流用ヘッダー

5槽が最も多くなり、冷水熱交換器に1番近い第1槽が最も少なくなる。最も通水量の多い第5槽が最初に槽出口水温が3.0°Cになり、槽への通水が遮断される。そして、冷水熱交換器から遠い槽から次々と槽出口水温3.0°Cにより槽への通水が遮断される。最初の槽(第5槽)が遮断されてから最後の槽(第1槽)が遮断されるまでの時間差は約5分である。各槽の残氷は第5槽が最も少なく、約10%であり、最も残氷の多い第1槽は約19%となる。全残氷量としては約14.3%となった。

これらは次のように説明できる。蓄熱槽側循環量を終始一定とした場合、1槽遮断する毎に残りの槽への通水量は増加することになる。一方、氷と水との交換熱量はこれらの接触面積、つまり氷の表面積によって決まっている。交換熱量が決まっているにもかかわらず通水量が増加した場合、氷は十分に冷却されることがなく槽から排出されることになり、槽出口水温は短時間に3.0°Cに達してしまう。解氷がある程度進んだ状態、つまり氷の表面積が減少した状態の時にはこの現象が顕著に現れる。

(3)ケース-3の結果

槽出口水温と残氷の経時変化を図11に示す。各槽が遮断される様子はケース-2と同様に、槽出口水温3.0°Cにより冷水熱交換器から、最遠の第5槽から第1槽へと逐次遮断されていく。最初の槽(第5槽)が遮断されてから最後の槽(第1槽)が遮断されるまでの時間差は約40分となる。1槽遮断毎に循環量を絞るため、最初の槽が遮断されてから最後の槽が遮断されるまでに時間を要するが、ケース-2と比べ1槽当たりの通水量の変化がほとんどないため、各槽の残氷量のばらつきは少なく、各槽とも約10%となる。全残氷量としては約11.1%となった。

5. 残氷解消運転シミュレーション

解氷運転で残氷を生じた場合、先に述べたブリッジングを防止するため、残氷をその日のうちに解消することが必要になる。残氷の解消方法には様々な方法があるが、ここでは解氷運転終了後需要家

への冷熱供給は行わず、蓄熱槽側のみ解氷運転とは逆向きに通水する“逆サイクル運転”を行って残氷の解消を行うものとする。

5.1 前提条件

解氷運転を行った結果(残氷量、槽内水温)を、残氷解消運転の初期値に用いる。

5.2 数式モデル

残氷解消運転に用いる数式は解氷運転に用いたものと同じとする。

5.3 残氷解消運転シミュレーションの結果

シミュレーションの結果を図12、図13に示す。残氷量の1番多い第1槽は、残氷解消運転開始後約2時間で、1番少ない第5槽は約1時間40分で残氷“0”となる。つまり、解氷運転を終了した後“逆サイクル運転”を行った場合、蓄熱槽内に残留している温かい水によって全ての残氷は解消される。このとき、槽内水温は2.0~3.0°Cの間で全槽均一温度となり、翌日の製氷運転時に均一な製氷ができることになる。

6. 結 言

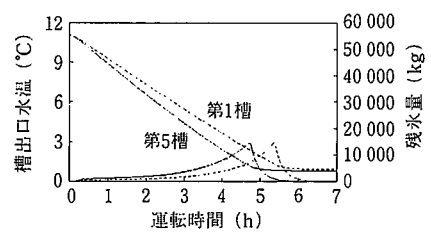
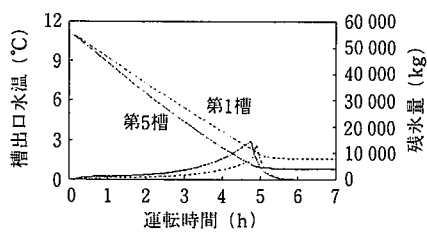
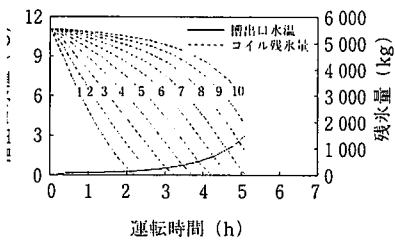
地域冷暖房プラントに用いられる水蓄熱システムにおける、製氷及び解氷現象を定量評価できる数値シミュレーションモデルを考案した。これにより得られた知見は以下の通りである。

- (1)製氷における熱移動は氷の熱伝導率が支配的因子となる。
- (2)槽への通水量が解氷運転終了時に生じる残氷量に影響を与える。
- (3)解氷運転時とは逆向きに通水する“逆サイクル運転”は残氷の解消に有効である。

今後は、実際の運転データと照合し、本シミュレーションモデルの有効性を検証して行きたい。

参 照 文 献

- 1) 一色尚次 ほか：伝熱工学、改訂版、東京、森北出版、1984、p.160
- 2) 日本機械学会：伝熱工学資料、第4版、東京、日本機械学会、1986、p.365



ケース-1による解氷シミュレーション結果 図 10 ケース-2による解氷シミュレーション結果 図 11 ケース-3による解氷シミュレーション結果

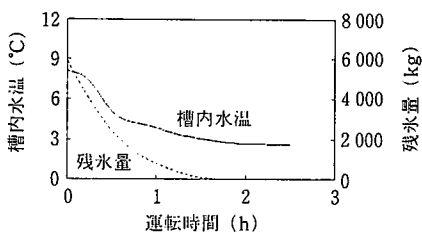


図 12 残氷解消運転シミュレーション結果(第5槽)

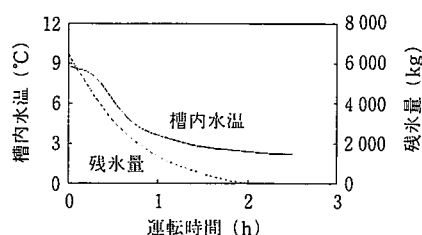


図 13 残氷解消運転シミュレーション結果(第1槽)