

過冷却水利用ダイナミック型氷蓄熱システムの研究

三浦直勝¹・橋本晃²・池本幸信³・伊藤定祐¹

¹ システムデザイン工学科

² 機械システム工学専攻前期課程(現在,新日本空調(株))

³ 菱熱工業(株)

Studies of a Dynamic Type Ice Storage System Using Supercooled Water

Naokatsu MIURA¹, Akira HASIMOTO², Yukinobu IKEMOTO³, Sadasuke ITO¹

An ice storage system using supercooled water for ice making slurry-ice was constructed in this research to find conditions of stable and efficient operation. The system was consisted of a storage tank with the volume of 1.5 m³, a spiral double-tube heat exchanger 22 m long, cold and hot brine tanks, a heater and refrigerating machine of the rated capacity of 2.2 kW. Stability of ice making was realized by improvement of water-exit part of the heat exchanger, proper arrangement of the heater and the water pump, and use of extended region of the water path between the outlet of the heater and the inlet of the heat exchanger for melting ice particles in the circulating water. A method to calculate an instantaneous ice-packing factor from the measurements of temperatures of water was easy and proper. Two control methods for operating the system steadily were applied to the system. The method which controls the temperature of the supercooled water at the exit of the heat exchanger showed better performance in producing ice than the method which controls the temperature of the brine at the inlet of the heat exchanger. A COP of about 1.5 based on the power consumption of the refrigerating machine was attained.

Key Words: Ice Storage System, Supercooled Water, Ice Making, Slurry-ice, IPF

1. はじめに

近年,我が国の電力需要は年々増加するとともに,電力需要の季節間,および昼夜間の格差が増大している。特に,夏期における電力需要のピーク時間帯(13~16時)における負荷の大部分は冷房による負荷で占められている。この冷房負荷のピークを引き下げるのに有効と考えられるものに夜間の余剰電力を利用して冷熱を蓄える方式がある。なかでも,氷蓄熱が注目されている。又,食品分野において,加工食品の品質保持の面から,食品を急速に冷却するために,氷蓄熱システムの需要が高まっている。

氷蓄熱システムによる蓄熱方式は経済面からみても,冷熱を必要としない時間帯に冷凍機を延長運転することにより,安価な深夜電力で蓄熱を行い,かつ,冷熱の需要ピークを押さえることができるので設備容量を引き下げることができる。氷蓄熱システムの方式は種々実用化されているが,比較的簡単な方式のアイスオンコイル型のものについては著者らも研究を行い,その結果を報告¹⁾

した。最近では蓄熱槽の中に配管を必要としない過冷却利用ダイナミック型^{2)~5)}のものが注目されている。過冷却器としてはシェルアンドチューブ式のもの一般的に利用されている。二重管式のものでは直膨タイプのもがあり,すでに市販されている。過冷却利用の方式は準安定状態にある過冷却水を取扱うので,凍結の問題が起きやすい。

本研究では,既製品を組み合わせることで,二重らせん管式熱交換器(以下,過冷却器という)を用いた,実規模のダイナミック型氷蓄熱システムを製作し,準安定状態である過冷却現象を利用した製氷方式において,長時間連続製氷運転を実現するために,実験に基づき種々の検討を行った。特に過冷却器内で氷が凍結を起こさないようにするための過冷却器への蓄熱材(水道水)流入条件及び蓄熱材の過冷却器出口部分の構造について検討した。また,運転を行うにあたり,当初の設計段階では過冷却器ブライン入口温度を一定にする制御方式を採用したが,過冷却器循環水出口温度を一定にする制御方式を考案し,二つの制御方式の特性を比較し,安定した運転

を行うと同時に、より高い効率と能力で運転するための制御方式についても検討を行った。

2. 装置概要

図1に氷生成システムの概念図を示す。蓄熱媒体である水を過冷却器においてブラインで冷却し、過冷却状態にする。この準安定状態である過冷却水は、過冷却器を出たあと、機械的または電氣的衝撃等により、その過冷却度に応じた割合で氷と水とに相変化する。生成した氷は蓄熱槽内に蓄え、水のみを再び過冷却器に戻す。これを繰り返すことにより氷を連続して生成することができる。なお、生成されるシャーベット状の氷は冷水と一緒に既存の冷却システムに送り込むこともできる。その場合にはこれまで冷水のみを蓄熱媒体とする既存の冷却システムの熱負荷容量を増やすことができる。

図2に製作した実験装置の概略図を示す。実験装置は大別すると冷ブラインを作り出す冷凍機回路、製氷関係の冷ブライン槽、蓄熱槽、過冷却器を含む製氷回路、温ブライン槽を含む解氷回路に分けられる。ここでは、主に、製氷回路について説明する。過冷却器は内径50mm、全長22mのビニールチューブの内側にステンレス製のフレキシブルチューブ(以下、ブライン管という)を挿入した二重管式のものであり、このビニールチューブを直径約0.9mのコイル状にして用いた。過冷却水の出口部はコイル状の上部に設けた。また、ブライン管内に熱媒体としてブラインを、ビニールチューブとブライン管の間には蓄熱用循環水を流し、内側を流れるブラインと対向流になるようにした。この過冷却器は内容積1.5m³の蓄熱槽の上部に設置されている。また、蓄熱槽内の水面上部には過冷却器から流れ出した過冷却水に衝撃を加えて過冷却状態を解除するための衝撃板が取り付けられている。

次に蓄熱用循環水回路および製氷用のブライン回路について説明する。蓄熱槽から流出する水は、氷核を含んでいる可能性があり、それが過冷却器内に入ると凍結が起こるので、ヒータにより0.5℃に昇温し、循環水ポンプで攪拌した後、長さ10mの助走管(Inlet region)を通し、氷核を消滅させるようにしてある。助走管を流出した水は過冷却器に入り、過冷却器内を流れる冷ブラインにより冷やされて、過冷却状態になりノズルより流出する。過冷却水は蓄熱槽内の衝撃板に当たることにより過冷却分に相当する氷が生成される。製氷用のブライン温度を過冷却器入口で一定とする制御方式では、冷ブライン槽を出たブラインと、過冷却器から戻るブラインの一部を三方弁で混合させ、常に一定温度で過冷却器に流入させるように三方弁(電動バルブ)の開度を自動的に調節するようにしてある。また、過冷却器出口水温が一定となるようにした制御方式ではノズル出口部に設けた测温抵抗体で水温を検知し、水の流量を調節してポンプ回転数をインバータ制御するようにしてある。なお、過冷却器内で凍結が起こった場合には、水圧の上昇を検知する

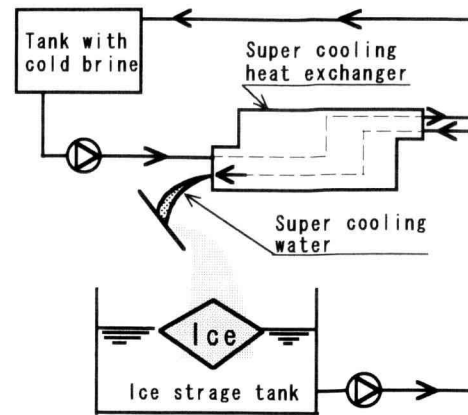


Fig.1 Ice making process of ice storage system using supercooled water.

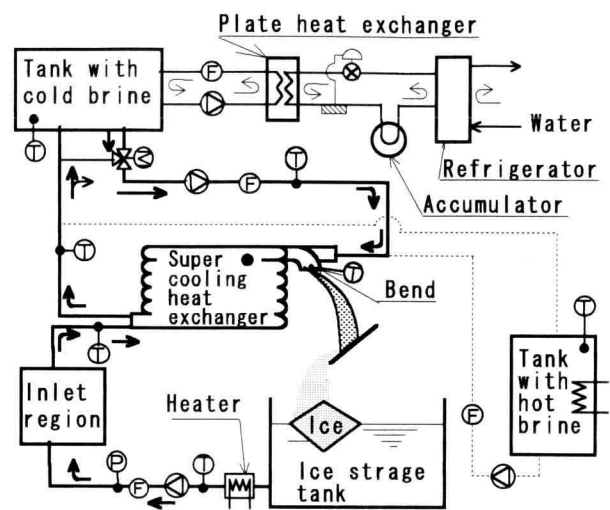


Fig.2 Schematic diagram of experimental apparatus.

ことにより、自動的に、ただちに、蓄熱用循環水ポンプが停止するとともに、温ブライン槽に用意された20℃の温ブラインが過冷却器内のブライン管に流れるように流路が切替わるようにしてある。凍結が解除されると、蓄熱用循環水が過冷却器に流入後、冷ブラインがブライン管に流れ、蓄熱を再開するようになっている。

3. 実験方法

実験は蓄熱槽の水量 $V_{s,w}$ を 614L、蓄熱槽初期水温 $t_{s,w,0}$ を 5℃、冷ブライン流量 F_b を 40L/min、蓄熱用循環水の過冷却器入口温度 $t_{su,w,1}$ を 0.5℃、冷ブライン過冷却器入口温度 $t_{su,b,1}$ を -2.5、-3、または -3.5℃、蓄熱用循環水流量 F_w を 5、10、15L/min 一定、運転時間 τ を 5時間とし、製氷率を調べた。製氷率 IPF_v は蓄熱槽に設けたデジタルポイントゲージにより水位の上昇量から算出した。また、水の過冷却器出口部および昇温器(ヒータ)出口部の水温を計測し、槽内の熱の収支からも任意の時間における製氷率 IPF_t を算出した。さらに、過冷却器出口部の形状がそこでの凍結に及ぼす影響を調べるために

ノズルをバンド部に取り付けたり、ヒータによる昇温条件を変えて実験を行った。

4. 成績係数および製氷率の算出

成績係数 (COP) の定義は蓄熱された冷熱量 Q_s と消費電力の比と定義し、冷凍機の消費電力 W_r を基準とする成績係数を COP_r 、総消費電力 W_{val} を基準とする成績係数を COP_{val} とすれば、 COP_r および COP_{val} はそれぞれ式(1)及び式(2)で示される。

$$COP_r = Q_s / W_r \quad (1)$$

$$COP_{val} = Q_s / W_{val} \quad (2)$$

製氷率(IPF)を製氷された水の体積 V_{ice} と実験開始時の蓄熱槽内の水の体積 $V_{w,o}$ との比と定義し、相変化による体積変化から求まる製氷率を IPF_v とすれば、 IPF_v は次式で求まる。

$$IPF_v = \Delta H / \{H_o(1 - \rho_{ice} / \rho_w)\} \quad (3)$$

ここに、 ΔH 、 H_o はそれぞれ水位増加量、実験開始時の水位であり、 ρ_{ice} 、 ρ_w はそれぞれ氷及び水の密度で $\rho_{ice} = 917 \text{ kg/m}^3$ 、 $\rho_w = 999.8 \text{ kg/m}^3$ である。実際の計測の際には、水面より浮き出た氷を板で押さえ、水面より下に押し下げて水位を計測した。この方法では、気泡がフレーク状の氷の内に閉じこめられたままになることがあるので注意が必要である。また、製氷率は槽内の熱収支からも求めることができ、それを IPF_t の記号で示す。

IPF_t は次式で求めた。

$$IPF_t = \frac{V_{ice}}{V_{s,w,o}} = \frac{1}{\rho_{ice} V_{s,w,o} L} \left\{ \rho_w c_p F_w \int_0^\tau (t_{s,w,2} - t_{su,w,2}) d\tau - \rho_w V_{s,w,o} c_p (t_{s,w,o} - t_{w,sat}) + \int_0^\tau Q_{loss} d\tau \right\} \quad (4)$$

上式において、 c_p は水の比熱、 F_w は循環水流量、 L は融解熱(又は凝固熱)、 Q_{loss} は槽から外部へ逃げた熱量、 $t_{s,w,2}$ は槽出口水温、 $t_{su,w,2}$ は過冷却器出口水温、 $t_{s,w,o}$ は槽内初期水温、 $t_{s,w,sat}$ は飽和温度で 0°C 、 V_{ice} は氷の容積、 $V_{s,w,o}$ は蓄冷槽初期の水の容積である。右辺の括弧の中の第2項は槽内の水が 0°C になるまでの顕熱を示している。

5. 実験結果及び考察

5.1 過冷却器出口部(バンド)の構造

図3(a)および(b)に過冷却器出口部に使用したバンドの構造を示す。図3(a)のタイプは過冷却器を製作した当初のものである。このときバンドとして使用していたのは市販されている鋳物製のチーズであり、バンド内で凍結が起りやすかった。その理由として、以下のことが考えられる。

- (1) 過冷却器出口部に相当する部分にはネジが切つてあるために流れに乱れを生じ、衝撃を与えたと同じ効

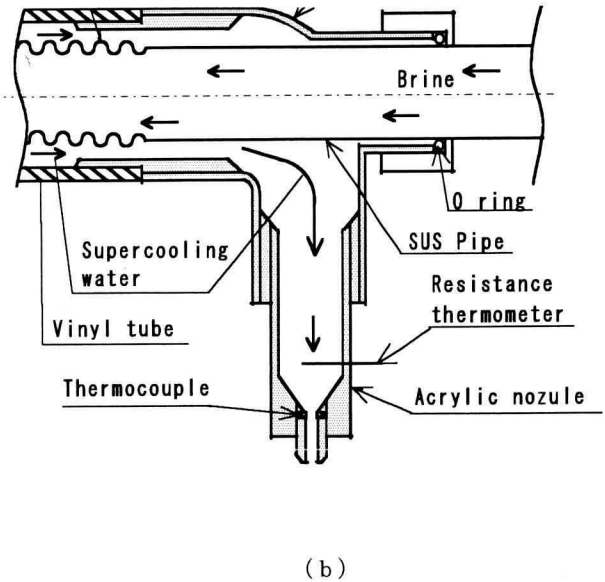
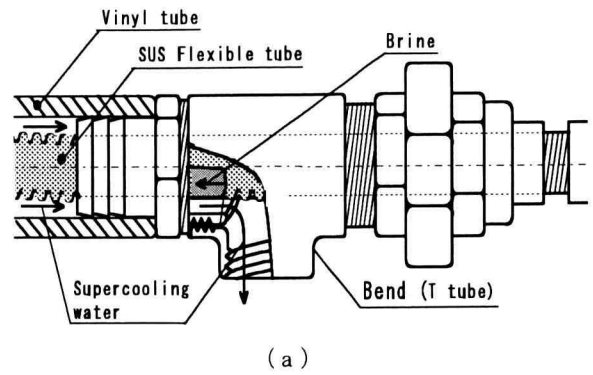
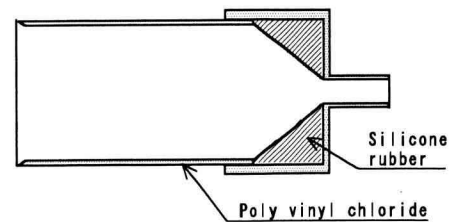
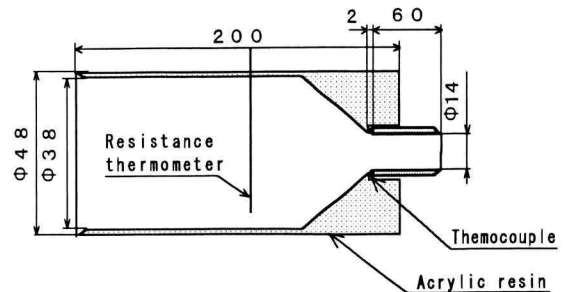


Fig.3 Bend part of supercooling heat exchanger.



(a) Nozzle A



(b) Nozzle B

Fig.4 Exit part of supercooling heat exchanger.

果を与えてしまい、凍結が起こる。

- (2) 過冷却器出口部の流路が広いので、過冷却器内の流路には空気が抜けきれずに残り、そのため、水の流路に変動が生じた。
- (3) ベンド内のブライン管はステンレス製のフレキシブル管のため、凹凸があり、しかも、フレキシブル管の一部分は水に接触したり、しなかったりするために、その部分から凍結が起こる。

そこで、フレキシブル管の凹部にシリコンを充填したり、電線状のヒータをシリコン内に埋め込んだりしたが凍結は防げなかった。このため、図3(b)に示すベンドを製作し、ベンド部のブライン管はフレキシブル管ではなく直管にした。このベンドは塩化ビニール製で内部は滑らかに仕上げられている。また、ベンド内が常に水で充満するように、ベンド出口部に図4(a)に示すようなノズルを取り付けた。ノズル部を取り付けることにより、流量の変動もなくなり、かつ流速が増すため、壁面に氷核が付着することもなく、ベンド部での凍結はほとんど起きなくなった。また、図4(b)に示すように、ノズル内に熱電対を取り付けた銅リングを埋め込み、過冷却器出口水温の測定も行なえるようにした。なお、ノズルBの中央部に取り付けられている測温抵抗体は、蓄熱用循環水ポンプをインバータ制御するときに入力信号として使用するものであり、温度が設定温度より高くなると流量を増し、低くなると流量を減少して過冷却器出口部の蓄熱用循環水出口温度を一定に保つためのものである。

5. 2 助走管の効果について

蓄熱槽から出た蓄熱用循環水をヒータで 0.7℃まで昇温させてから過冷却器に流入させても、氷核が残っていて過冷却器内で凍結を起こす原因になる場合があった。そこで、昇温後の蓄熱用循環水と氷核との接触時間を長く保つために長さ 20m、内径 32mm のビニール管をコイル状に巻き、助走管とした。なお、助走管は断熱材で被い

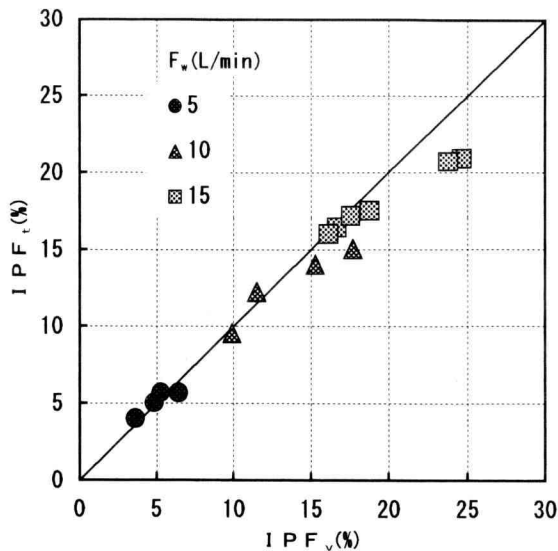


Fig.5 Relation between IPF_v and IPF_t.

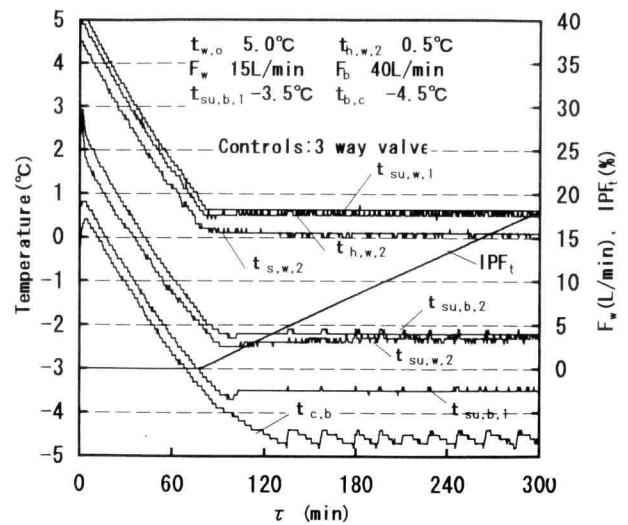


Fig.6 Variation of IPF_t and temperatures at various locations with time.

木箱に納められている。助走管を使用することにより過冷却器内に氷核が流入することもなくなった。このため、ヒータによる昇温を 0.5℃に下げることができた。

5. 3 熱収支による IPF 算出の有効性

図5に製氷による体積増加量から求めた製氷率 IPF_v と過冷却器循環水出口と蓄熱槽出口での熱収支から求めた製氷率 IPF_t の関係を示す。循環水流量 F_w は 5, 10 および 15L/min とした。IPF_v は IPF_t に比べ多少大きい値を示している。これは生成される氷がシャーベット状で空気を含みやすいためと考えられる。式(1)より判るように空気を含んで、見かけの氷の密度が 1% 少なくなると、IPF_v は 10% 増加することが判る。この二つの方法により製氷率を計測したが、IPF_t は任意の時点での IPF を算出できるため、IPF の算出にはこの方法を用いた。ただし、実験中に凍結した場合にはこの方法は使用できないので、その場合は体積の変化量から IPF を求めた。

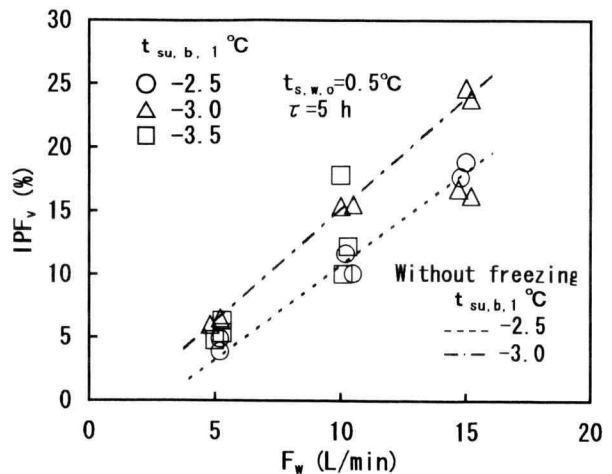


Fig.7 Influence of water flow rate on IPF_v at τ = 5h.

5. 4 運転状況について

図6に三方弁を用いて過冷却器ブライン入口温度を一定にして実験を行った場合の蓄熱運転状況を示す。実験条件は初期蓄熱槽水温 $t_{s,w,0}$ が 5.0°C 、蓄熱槽水量が 614L 、蓄熱用循環水流量 F_w が $15\text{L}/\text{min}$ 、ブライン流量 F_b が $40\text{L}/\text{min}$ である。実験開始後の時間 τ が 70 分頃から蓄熱槽出口水温 $t_{s,w,2}$ が 0°C になり、製氷が始まっている。以後 IPF_t は単純に増加している。冷ブライン槽のブライン温度 $t_{c,b}$ を見ると 130 分以降、冷ブライン槽のブライン設定温度 $t_{c,b,0}$ の -4.5°C に達したため、これ以後、冷凍機が ON-OFF を繰り返している。そのため、槽内ブライン温度も $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$ 程度の範囲で変動している。その他の温度はいずれも変動が少なく安定した運転状態を示している。5時間後の製氷率は 18% 程になっている。図7に過冷却器ブライン入口温度 $t_{su,b,1}$ と蓄熱用循環水流量を変化させた場合の製氷率を示した。なお、実験条件は図6と同じとした。図7に示した点は凍結を起こした場合も含んだ5時間の製氷実験の結果を示している。また、直線は凍結しなかった場合の実験点から得られた近似直線を示したものである。過冷却器ブライン入口温度が -2.5°C では凍結は起きないが、 -3.0°C では F_w が $15\text{L}/\text{min}$ のとき凍結を起す場合があった。これは F_w を増やせば解消すると思われる。

図8に過冷却器ブライン出口温度の設定がない以外は図6で示した三方弁制御による実験とほぼ同じ実験条件で、蓄熱用循環水ポンプをインバータ制御することにより過冷却器循環水出口温度を -2.4°C 一定で行った実験の結果を示す。なお、このときは三方弁による過冷却器入口冷ブライン温度の制御は行っていない。蓄熱用循環水は初め $10\text{L}/\text{min}$ の流量で循環させておき、製氷が始まると、インバータ制御に切り替えた。インバータ制御に切り替えた直後は流量が $20\text{L}/\text{min}$ を越すがすぐに $18\text{L}/\text{min}$ 程度に落ち着き、冷ブライン槽内温度も -4°C 程度で安定している。これは過冷却器循環水出口温度を一定に保つようにしているために、冷凍機で供給される冷熱量と過冷却器で熱交換される冷熱量がほぼ等しく、冷凍機の能力一杯のところまで運転しているためである。冷ブライン槽のブライン温度も -3.5°C と三方弁制御による実験より約 1°C 程高くなっており、運転時間 τ が5時間の製氷率も 23% と高くなっている。

図9および図10にそれぞれ三方弁制御およびインバータ制御により、5時間の蓄熱実験を行ったときの IPF_t 、 COP 及び消費電力 W を示す。図9の循環水流量が $15\text{L}/\text{min}$ の場合の三方弁制御による実験では横軸に過冷却器入口ブライン温度 $t_{su,b,1}$ を採っている。 $t_{su,b,1}$ が低いほど製氷率は高くなるが、 $t_{su,b,1}$ が -3.5°C のときでも製氷率は 18% である。図10は横軸に過冷却器循環水出口温度 $t_{su,w,2}$ を採っている。 $t_{su,w,2}$ に関係なく製氷率はほぼ一定値 20% なのにいずれの成績係数も $t_{su,w,2}$ が高いときに低い値を示している。これは、 $t_{su,w,2}$ が高いと蓄熱槽を出た循環水を予熱する熱量が増えるためである。過冷却器循環水出口温度が低いと

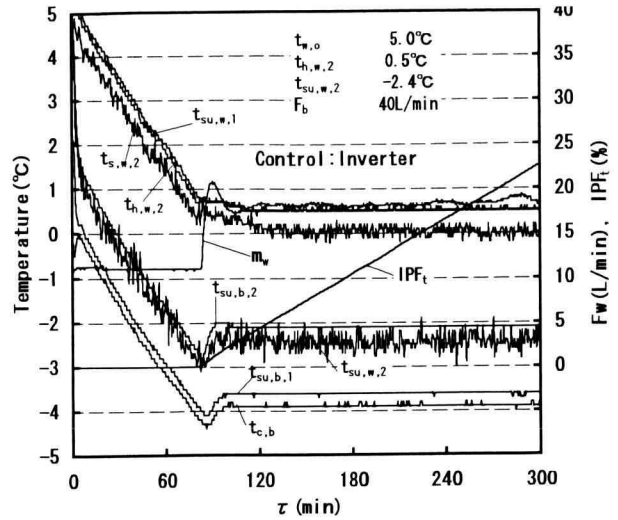


Fig.8 Variation of IPF_t and temperatures at various locations along time.

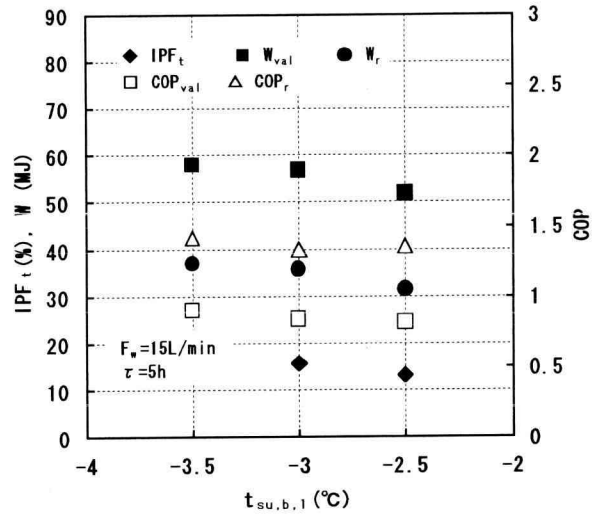


Fig.9 Influence of water flow rate on IPF_t , W and COP at $\tau=5\text{h}$.

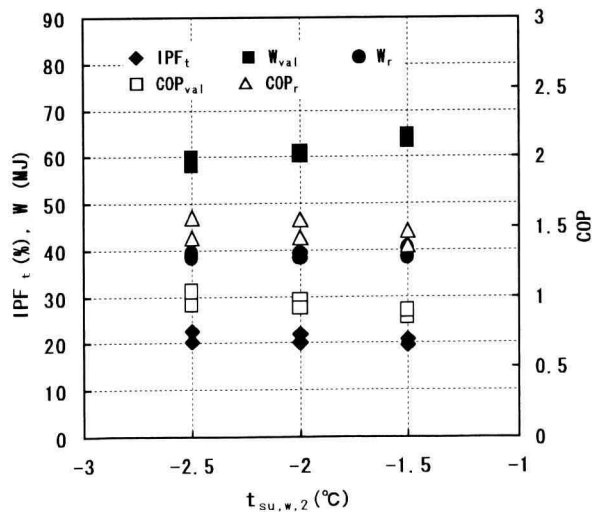


Fig.10 Influence of water flow rate on IPF_t , W and COP at $\tau=5\text{h}$.

きは循環水流量が少なく、循環水用ポンプの消費電力が減るので W_{val} は少なくなる。したがって、 COP_{val} は高くなっている。

(5) 吉村・他 3 名, エネルギー資源学会第 15 回研究発表会講演論文集, (1996), pp.1.

5. 5 過冷却解除装置

過冷却状態を解除する方法として、一般的に用いられているのは、過冷却水を板などに衝突させ、その衝撃で過冷却状態を解除して過冷却分に相当する熱量を氷に相変化させるものである。本実験でもアクリル板を用いて過冷却水に衝撃を与える方法で実験を行ったところ、次のようなことが判った。過冷却水が垂線方向に流れる場合、衝撃板を水平面に対して 30~45 度に取り付けると、過冷却状態を解除するにはよいが、過冷却水の衝撃板上での落下点に氷柱ができ、徐々に成長して過冷却器出口部にまで達してしまい、凍結を起こすことがある。氷柱の成長を防ぐには衝撃板の取り付け角度を大きくすればよいが、過冷却水に対する衝撃力が弱まり過冷却状態を十分解除することができなくなる。また、生成された氷は衝撃板の下の水面に山状に積もってしまうため、対策が必要である。

6. おわりに

二重管式過冷却器において、過冷却器出口部の構造は図 3 (b) に示すベンド部と図 4 (b) に示すノズル B を用いることにより過冷却器出口部での凍結は起こりにくくなった。循環水ポンプを昇温器の後流に設置することにより、また、予熱器と過冷却器の間に助走管を設けることで、過冷却器内への氷核流入を防止でき、過冷却器内での凍結をほぼ防ぐことができた。製氷率の計測は、蓄熱槽出入口部の水温から算出するのが簡便であった。過冷却器循環水出口温度を一定とするポンプの回転数をインバータ制御する方式は、過冷却器ブライン入口温度を一定にする三方弁方式に比べ、冷凍機を ON-OFF することなく、最高能力で運転することが可能であり、成績係数も高い値を示した。冷凍機消費電力基準の成績係数は 1.5 程度、総消費電力基準のものは 1 程度の値が得られた。

本実験では 5℃の水を 5 時間で製氷する実験しか行っていないが、実際の蓄熱では深夜電力を利用すると考えられるので、10 時間蓄熱するものとする 10℃の水を製氷率 40% 程度まで、蓄熱できるものと考えられる。

7. 参考文献

- (1) 伊藤・三浦, 日本機械学会第 6 回環境工学総合シンポジウム講演論文集, (1996), pp.386.
- (2) 守屋・他 5 名, 日本冷凍協会論文集, (1995), p.253-262.
- (3) 吉田・他 5 名, 空気調和・衛生工学会講演論文集, (1994), pp.897.
- (4) 松田徹, 篠原信一郎, 空気調和・衛生工学会講演論文集, (1994), pp.917.