

地域冷房用氷水搬送システムの開発（その2）

——トータルシステムとしての実証——

武元 和 治 小野島 一
土井 暁 宮川 保 之

Development of Ice/Water Transportation System for District Cooling (Part 2)

——Actual Proof of Reliability of Total System——

Kazuharu Takemoto Hajime Onojima
Satoru Doi Yasuyuki Miyagawa

Abstract

A proving test plant was planned and constructed so that the Ice/Water Transportation System might be applied to district cooling. This plant is a total system with a series of functions. The functions consist of harvest-type ice manufacturing and heat storage, cold heat supply to the air conditioner load using ice/water transportation, and lowtemperature air conditioning. The purpose of this study is to confirm the reliability of this system through practical operation and to propose the most suitable method of control.

In this report, the effects of ice/water transportation were confirmed by experiments, and the characteristics of heat transfer in ice/water transportation were grasped through calculations. Further, it was made clear that low-temperature air conditioning using ice/water could be used safely according to the results of indoor environmental experiments, and would be effective on the energy cost calculated by a system simulation program.

概 要

地域冷房への氷水搬送システムの適用を実現させるために、実証プラントを設計・建設した。これは、ハーベスト式製氷機による氷の生成から蓄熱、氷水搬送による二次側負荷への冷熱供給および低温吹き出し空調までの一連の機能を備えたトータルシステムである。本研究では、プラントの実際運転を通してシステムの実用性を確認するとともに、運転制御方式の最適化を図ることを目的とする。

今回の所報では、実験により氷水搬送の効果を確認し、数値計算により氷水の熱特性を把握した。また、室内環境評価を行い低温吹き出し空調の適用性を明らかにした。さらに、システムシミュレーションにより室内環境、エネルギー消費量を予測し氷水搬送を利用した空調システムの有効性を確認した。

1. はじめに

ここ数年、ビル機能のインテリジェント化、高密度化による室内発熱量の増大、負荷形態の多様化などに伴い空調用冷熱需要は増大する一方にある。その対応策として、当社ではこれまで、「ハーベスト式氷蓄熱システム」、「氷水搬送システム」と氷の潜熱利用に関する要素技術の開発に取り組み一連の成果を納めてきた。その後の展開として、実施物件に向けての実用性をより確実なものとするために、実大規模に近い条件にて開発を進めていく必要があった。特に、個別に開発した要素技術を統合したトータルシステムにおける運転方式の最適化を図ることが重要な課題となった。そのため今回、当技術研究所内ハイテク R&D センターにて従来のハーベスト式製氷機による氷の生成から蓄熱、氷水搬送による二次側負荷への潜熱供給および低温吹き出し空調までの一連の機能を備えた実証プラントを設計、建設した。

従来の冷水空調方式に比べ冷熱媒体に氷水を利用する場合、二次側需要家への冷熱供給は水を配管内に混入することにより行われるが、それを実現させるためには実用性のある氷混入システムの開発が不可欠である。また、地域配管のように長距離輸送を行う場合には、熱損失による氷の融解分も大きいことが予測され、混入水量を最適に制御する上で、水とは異なる氷水における伝熱特性を把握しておくことが必要である。また、二次側における氷水の利用法に低温吹き出し空調による省エネ化が挙げられるが、これに関しては室内環境について検討を行い、その適用性を確認しておく必要がある。

今回の所報では、実証プラントのシステム概要について説明するとともに、以下の項目について実験および計算を行った結果について検討する。

- ① 実験と数値計算による氷水搬送の熱特性の把握
- ② 低温吹き出し空調の室内環境評価
- ③ システムシミュレーションによる氷水方式の評価

2. 実証プラントのシステム概要

2.1 構成要素

プラントは、ハーベスト式製氷機、蓄水槽、氷水搬送配管、空調機、疑似負荷発生室(約20 m²)から構成されている(図-1, 表-1参照)。蓄水槽には、水槽内の水を必要時に自動的に取り出してクラッシュャにて粉碎した後配管内に混入するシステム(以下、氷混入システムと呼ぶ)を備えている。配管により搬送される氷水は空調に利用されるが、その供給方式は氷水配管から冷水のみを分離させて直接空調機に送るものとした。空調機のコイル内を0~4℃の低温冷水が通過するために、結果として低温度吹き出し空調が実現できる。疑似負荷発生室の熱負荷は、基本的には内部発熱と外気によるもので日射の影響は付加されない。実験的に必要な熱負荷はパネルヒータにて任意に発生できる。

2.2 氷混入システム

このシステムは、回転羽根型氷取り出し装置¹⁾により水面の水をかき出してクラッシュャにて25 mm角(氷厚5

mm)程度に粉碎された後、縦型スクリーコンベアにて配管内に混入する仕組みになっている(写真-1参照)。

取り出す水量の設定は計量器のおもりの位置を変えて行すが、その構造は比較的単純なものでバケット上に集まった氷の重量とおもりとの平衡バランスが崩れたら氷がクラッシュャ側に落とし込まれる仕組みになっている。ここで、図-2に自動運転時の氷混入量を実験的に把握した結果を示すが、これは始めに4.0 kgfの水をバケットに投入し0.5 kgfずつ加えて行き感知した時の重量を示している。これによると5.0~5.5 kgfの水を非常に多く感知しており、この精度からすると混入装置からは比較的安定した水量が得られるものと判断できる。

縦型スクリーコンベアに氷が送り込まれると氷の体積分だけ混入部の水位が上昇し、スクリーの回転だけでは氷を攪拌するだけで浮力に逆らって押し込むことができない。そのため、管内に増えた体積分の水を自動的に水槽に戻す工夫を取り入れることにより水位を一定に保つようにしている。

水中に蓄えられた氷は必ず凝集化により氷塊を形成し

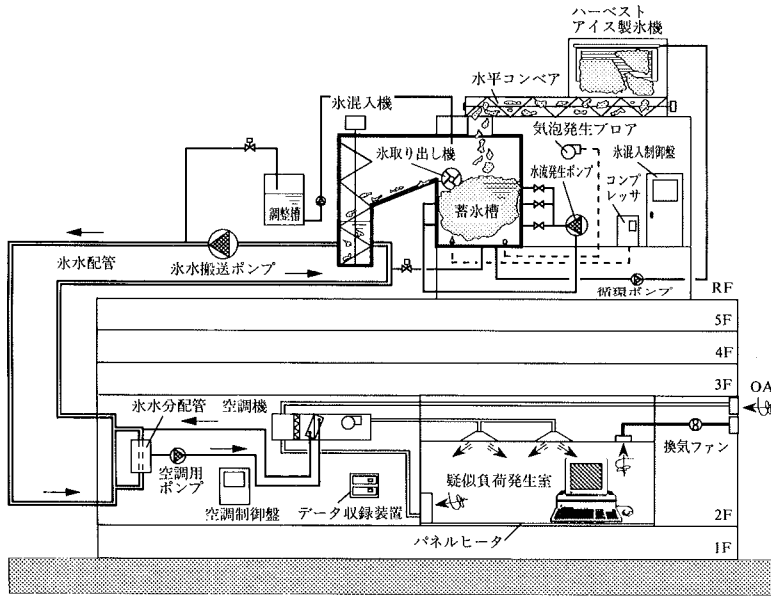


図-1 実証プラントの系統図

表-1 実証プラント仕様

名称	仕様
ハーベスト式製氷機	・製氷能力: 23,500 kcal/h ・冷水生成能力: 33,200 kcal/h
蓄水槽	・マクロポード製 2,000×2,000×2,200 ⁴⁾ 有効5.8 tf
氷混入システム	・氷取り出し装置: 回転羽根径450 mm, 回転数: 30 rpm ・クラッシュャ: 75~300 rpm ・スクリーコンベア: スクリュー径250 mm ・気泡+水流発生装置: プロワ0.55 kW, ベピコン04 kW, ラインポンプ2.2 kW ・氷混入制御盤: シーケンサコントローラによるプログラム制御
氷水配管	・口径, 材質: 65 mm, H1VP・ボルテックスポンプ: 3201/min×20 m×2.2 kW
空調機	・インバータ組込シロッコファン: 0.75 kW ・クロスフィンコイル: 列数6, Af=0.254 m ²
疑似負荷発生室	・室寸法: 5,400 ⁴⁾ ×3,600 ⁴⁾ ×2,700 ⁴⁾ ・断熱仕様: グラスウール50 mm ・疑似負荷用パネルヒータ: 0.37 kW×12枚, スライドダック共

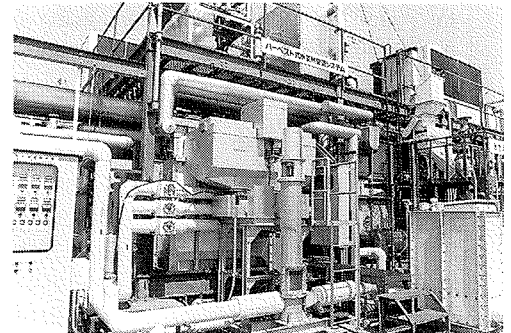


写真-1 氷混入システムの全景

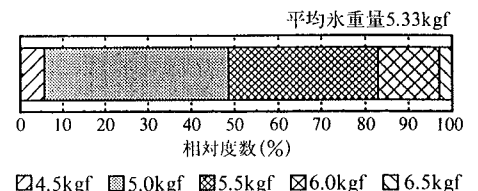


図-2 計量器の感知氷重量

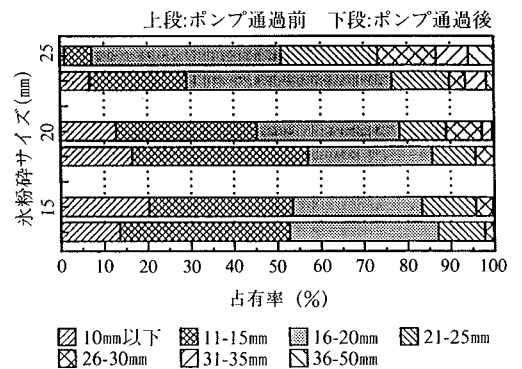


図-3 ポンプ通過前後の水サイズ

ながら槽内に積層され浮遊状態から固着へと発展して行く。一度固着してしまうと流動性がかなり低下するため、回転羽根型の装置だけでは周囲の水しか取り出せない。そこで、気泡と水流を発生させることにより常時取り出し装置の周囲に氷を集める装置²⁾を開発し、蓄氷槽の付帯設備として加えた。この装置の運転は、蓄氷形状の経時変化を予測した上でそれに見合った気泡と水流の発生状況をあらかじめスケジュール的に組み込んだプログラムにより行うものである。これまでの実際運転の結果では定量的な氷取り出しが可能になっている。

図-3に粉碎水のポンプ通過前後のサイズ変化を示すが、これによると25mm角以上の氷はポンプ通過後20mm角以下になり、20mm角以下の氷は通過前後の差は余り見られない。当プラントの氷水配管内の氷は20mm角以下のサイズが常時流れていることになる。ここで、氷搬送による配管への摩耗の影響(表-2参照)が考えられるが、氷の場合は配管より硬度が小さく(表-3参照)また比重も小さいため、搬送時の流速(1.0m/s前後)では衝突や運動エネルギーの増加による影響は少なく、摩耗の促進は非常に少ないと考えられる。

2.3 空調システム

設置した空調機にはクロスフィンが用いられ、コイル列数は6列である。室内温度(16~28℃まで設定可能)はファンのインバータ制御により風量を可変させ調整しているが、実験に合わせた任意設定(最大1,800CMH)も可能である。コイルの流量は必要量に応じてインバータポンプにて設定(最大50l/min)できる。

3. 氷水搬送の熱特性

3.1 実験による氷水搬送の効果

図-4に外気温度、空調負荷がよく似た条件での氷水方式と冷水方式の水温と風量の実測値の比較を示す。また、表-4に両方式の実験条件を示す。これによると、氷水方式の水温は冷水方式より1.5℃前後低く、吹き出し風量は約10%少ない。また、氷水方式の水温は小刻みに変動してはいるが振幅が小さい、そのため空調側の風量変動に特別な影響がない。氷混入システムにより氷が定

量的に混入されているため、氷水搬送による温度降下を伴った安定した水温が供給されていることが確認される。

3.2 数値計算による氷水搬送の熱損失特性の把握

氷水のようなスラリー流体では、濃度(IPF)の違いにより清水とは異なる伝熱特性が考えられる。地域配管のような長距離輸送を行う場合には配管内流体の熱損失分も大きいので、氷供給量を制御する上で重要な要因の一つになる。そこで、氷水配管内の温度変化を理論式から求めることにより通常の水配管との違いを把握し、氷水が熱損失に与える影響について検討を行うことにする。

管内温度の変化を求めるにあたって、外気温度、管内初期温度、管内流速、管内氷量を計算条件として与えることにした。なお、温度変化は無次元化した管内温度を熱通過有効度とした次式により求めた。

$$\theta_x = \theta_i - \{1 - \exp(-KX/Cs\rho Q)\}(\theta_i - \theta_o) \dots\dots(1)$$

ここに、 θ_x : X(m)地点の管内温度、 θ_i : 管内初期温度、 θ_o : 外気温度

(1)式のKは熱貫流率であるが、これを求めるには氷水の管内熱伝達率を算出する必要がある。本報では、氷水のようなスラリー流体は非ニュートン流体(ビンガム流体)として取り扱い、計算に必要な物性値は表-5に示す式により求めるものとした。

図-5にIPF濃度別に管内熱伝達率を算出し比較した結果を示す。これによると、管内の熱伝達率はIPF濃度が高まるにつれて増大しており、IPF40%では清水に比べ30%程増大していることが分かる。また、図-6にこの時の熱伝達率を用いて求めた管内温度変化を示す。ただし、ここでは濃度の違いが流体の温度に与える影響のみをみるため、氷の潜熱による流体の温度低下を計算から除いている。これによると、IPF濃度が高いほど温

表-2 配管摩耗の要因

摩耗機構	摩耗の要因
・衝突による表面破壊	→ 硬さ(スラリー) → もろさ → 形状 → 硬さ(配管)
・流体の運動エネルギーの増加	→ 比重 → 濃度 → 流速

表-3 物質の硬度

物質	ブリネル硬度(H _B)
水	9.9
硬質塩ビ	約15
炭素鋼	315~450
ガラス	約470
アルミニウム	20

表-4 実験条件

名称	実験方法	共通条件
冷水方式	蓄氷槽より60(l/min)の冷水を供給	管内流量220(l/min) 内部発熱4.0(kW) 平均外気13.0(℃)
氷水方式	冷水方式+10分ごとに5.33(kgf)の水を供給	

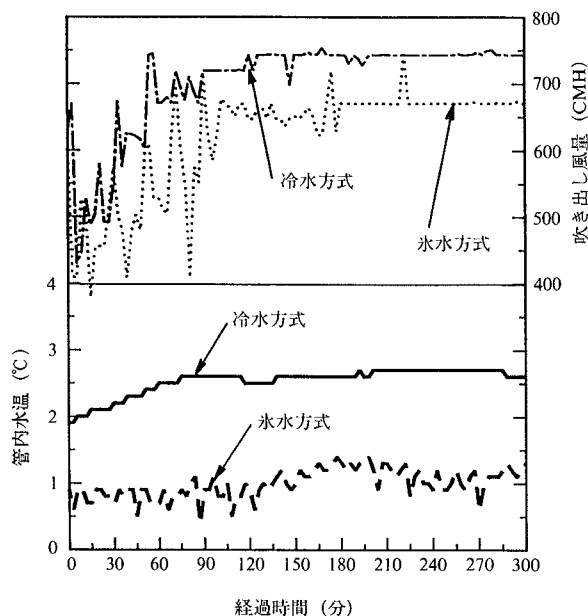


図-4 氷水方式と冷水方式における水温と風量の比較

度の上昇が大きいことが分かる。これらの結果は計算により得られたものではあるが、一般的な傾向として、管内 IPF 濃度が高まるにつれて熱損失量が増大することが予測される。

ここで、図-7 にこれらの式を用いた計算値と当プラントにおける実験値との比較を示す。実験値は水を6分ごとに5.0 kgf ずつ10回投入した時の経時変化である。計算値は実験値と同じ初期温度だけを与えて順次求めた経時の値である。また管内流体が循環しているため、計算にはポンプの発熱量も加えている。氷搬送時の温度は、はじめに氷混入量から算出した管内 IPF と同じ濃度で

氷潜熱がない仮想のスラリー流体から求められる温度変化を熱量に換算し、次にその値から管内に保有される氷潜熱量を差し引いて求めたものである。計算結果を実験値と比較するとよく合っており、式が有用であることが確認できる。

4. 低温空調の室内環境

氷水から得られる低温度冷水 (0~4°C) の二次側空調システムにおける利用法に低温度吹き出し空調が注目されている。吹き出し温度が低温であれば、その分吹き出し風量が少なくて済み、ファンの搬送動力の低減とダ

表-5 物性値の計算式

種類	計算式	単位
氷充填率 IPF, IPFm	$IPF = (G/\rho_i)/(Q \cdot t), IPFm = G/(Q \cdot t \cdot \rho_w)$	m ³ /m ³ , kg/kg
氷水密度 ρs	$IPF \cdot \rho_i + (1 - IPF) \cdot \rho_w$	(kg/m ³)
氷水比熱 Cs	$IPFm \cdot C_i + (1 - IPFm) \cdot C_w$	(kcal/kg·°C)
氷水熱伝導率 λs	$\lambda_w \cdot \frac{2 \cdot \lambda_w + \lambda_i - 2 \cdot IPF \cdot (\lambda_w - \lambda_i)^{0.9}}{2 \cdot \lambda_w + \lambda_i + IPF \cdot (\lambda_w - \lambda_i)}$	(kcal/m·h·°C) Maxwell の式
ビンガム粘度 μb	$(1 - c \cdot IPF)^{-2.5} \cdot \mu_w^{(1)}$	(kg/m·s)
レイノルズ数 Re	$D \cdot v \cdot \rho_s / \mu_b$	
プラントル数 Pr	$C_s \cdot \mu_b / \lambda_s$	
ヌセルト数 Nu	$0.027 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{1/3} \cdot (\mu_b / \mu_w)^{0.14 \cdot 5}$	Thomas の式
氷水熱伝達率 αs	$Nu \cdot \lambda_s / D$	(kcal/m ² ·h·°C)
熱貫流率 K (=1/R)	$R = 1/(\pi \cdot \alpha_s \cdot D) + 1/(\pi \cdot \alpha_o \cdot D_{n+1}) + \sum \{1/(2\pi \cdot \lambda_n \ln(D_{n+1}/D_n))\}$	(kcal/m·h·°C)

[記号]
 D: 配管径 (m), Q: 流量 (m³/h), v: 流速 (m/s), G: 氷重量 (kgf)
 t: 時間 (h), ρi: 氷密度 (=916.8 kg/m³), ρw: 水密度 (=999.8 kg/m³)
 Ci: 氷比熱 (=0.487 kcal/kg°C), Cw: 水比熱 (=1.008 kcal/kg°C)
 λi: 氷熱伝導率 (=1.9 kcal/mh°C), λw: 水熱伝導率 (=0.476 kcal/mh°C), μw: 水の粘度 (=1.79 × 10⁻³ kg/ms)

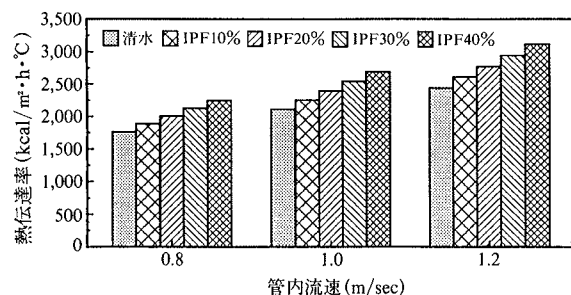


図-5 IPF 濃度別管内熱伝達率の比較

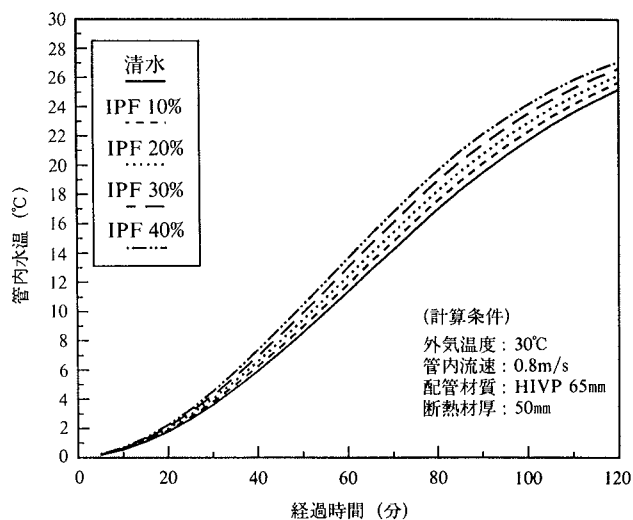


図-6 IPF 濃度別管内温度変化の比較

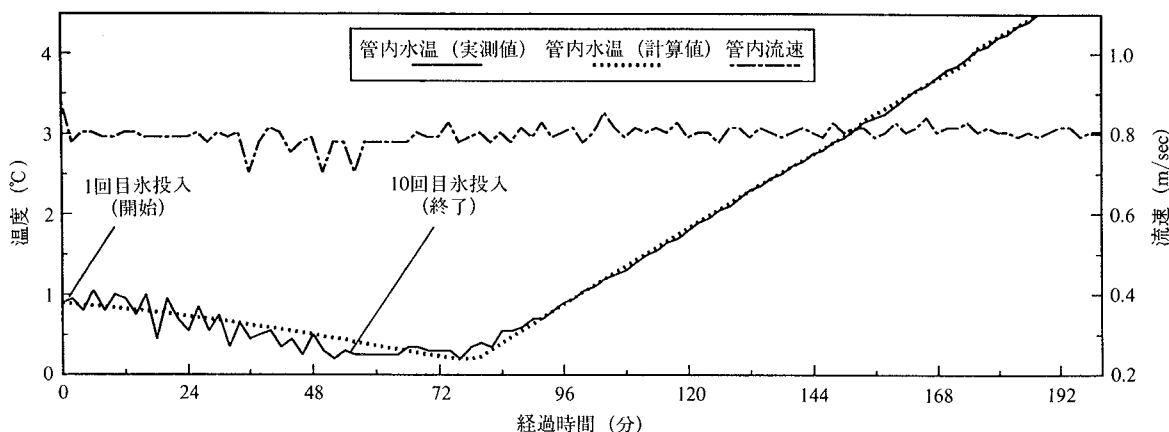


図-7 氷水配管内水温の計算値と実測値との比較

クト断面の縮小によるコストダウンが期待される。しかしながら、従来空調と比べ室内環境上に問題があるとされている。以下、実験に基づき評価した結果について述べる。

4.1 室内温度分布

図-8に疑似負荷発生室において吹き出し温度が8.2°Cと14.4°Cの時の室断面垂直温度分布の比較を示す。この時のそれぞれの疑似発熱量は同じ値(4.0kw)である。吹き出し風量は8.2°C(290CMH)の場合が14.4°C(450CHM)より約35%少ない値になっている。両者を比較すると、8.2°Cの場合には低温領域の広がりや水平方向に小さく垂直方向に大きい。また、図-9に示す8.2°Cの室断面等温分布から、空気拡散半径が小さいことが分かる。低風量でしかも室温と吹き出し温度との差が大きいため、密度差の影響により吹き出し空気が下降しているようである。しかしながら、居住域(高さ1.5m以下)の温度分布は均一な状態であるため、室内環境に対する悪影響はないものと考えられる。

次に、ドラフトの評価に有効ドラフト温度⁶⁾(EDT, Effective Draft Temperature)を指標として用い検討を行うことにする。これは温度差と風速によるもので、以下の式で算出される。

$$\theta = (Tx - Tc) - 8 \cdot (Vx - 0.15) \dots\dots\dots(2)$$

ここに、Tx:局所気温 Tc:平均室温 Vx:局所風速

このEDTが-1.7°Cから1.1°Cかつ風速0.35 m/s以下の領域を快適域としている。実験は、アネモの吹き出し方向が天井面に対し水平な場合(輻流式)と垂直な場合(軸流式)に分けて、高さ1.1m(椅座を想定)の地点において行った。

図-10に吹き出し温度別の輻流時のEDTを示す。これによれば、風速はほとんどが0.35 m/s以下にあるため、温度差の領域に差異がでていいる。吹き出し温度8~12°Cでは12°C以上と同様に半分以上が快適域内にあることが分かる。

次に、図-11に示す軸流時のEDTをみれば、12°C未満では温度差は快適域外の割合が多いが、風速は0.35 m/s付近に多くある。それに対し12°C以上では温度差、風速ともほとんどが快適域外にある。

以上のことから、低温吹き出しの場合、測定点まで風が到達しなくても密度差により吹き出し空気が下降しており、特に軸流式では吹き出し口直下で寒さを感じると考えられる。しかし、輻流式では8°C程度の吹き出しならば、居住域の温度分布が均一であり、またドラフトによる不快感はないものとみなせるため、空調方式として問題はないと言える。

5. システムシミュレーション

実証プラントの実際運転により、水混入システムによ

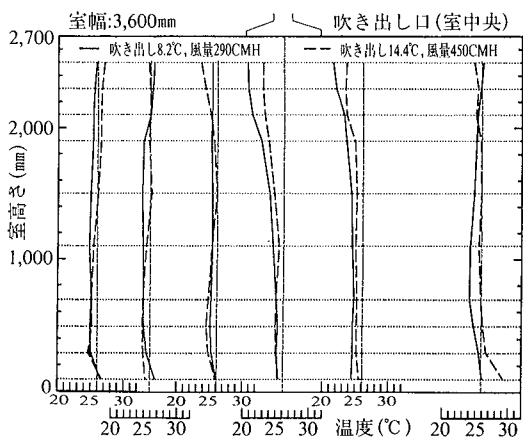


図-8 吹き出し温度別室断面垂直温度分布の比較

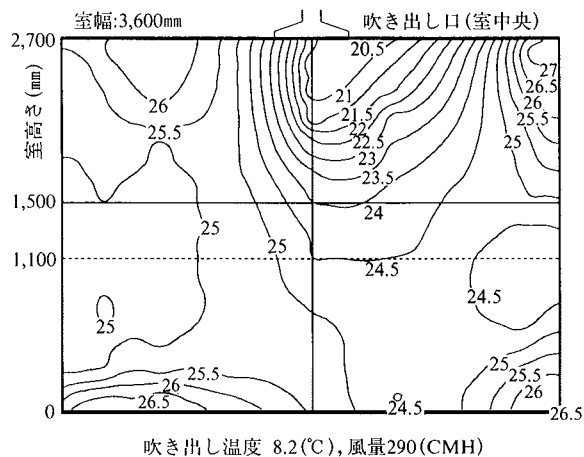


図-9 吹き出し温度8.2°Cの場合の室断面等温分布

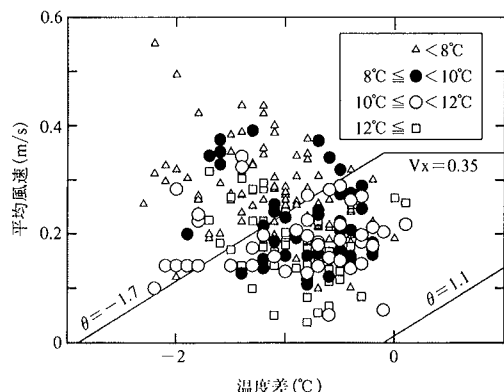


図-10 輻流時の吹き出し温度別 EDT の比較

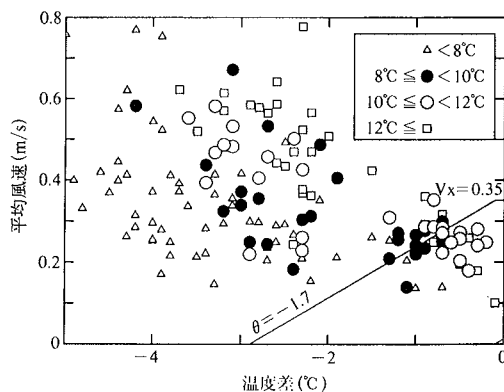


図-11 軸流時の吹き出し温度別 EDT の比較

表-6 シミュレーション条件

室内規模	10,800×14,400×2,700 ^m (実証プラントの疑似負荷室の8倍を想定)			
内部発熱	・機器: 28(kW)(電算端末室程度を想定) ・人体: 102(kcal/h・人)×24人			
導入外気	30(m ³ /h・人)×24人=720(m ³ /h)			
設定温度 (°C)	方式名称	空調吹き出し	コイル入口	室内 26.0
	氷水方式	8.0	2.0	
	従来方式	14.0	7.0	

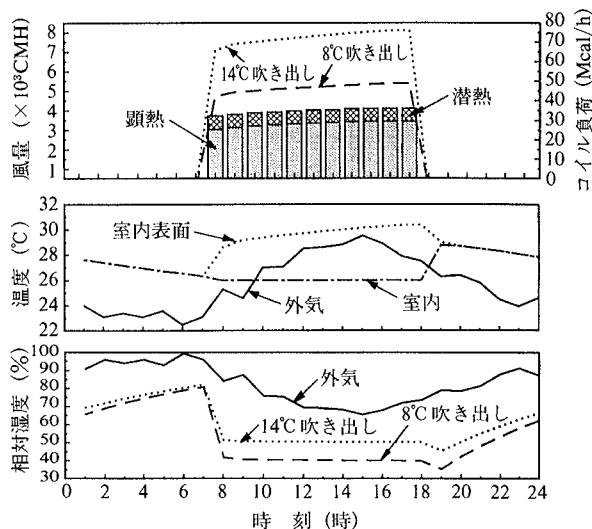


図-12 コイル負荷, 風量, 室内温・湿度 (8月の計算値)

り氷水搬送からの安定した冷熱供給が実現可能になり, また吹き出し温度8°C程度の空調方式では室内環境上問題がないことが確認できた。

そこで, 実際の執務空間を想定して, 当プラントのシステムを適用した場合(氷水方式)と従来の冷水方式(従来方式)とにおける室内環境, エネルギー消費量をシステムシミュレーションにより予測してみる。

5.1 シミュレーション条件

シミュレーションは各月ごとについて行った。計算対象となる執務空間の設定条件は表-6に示すが, 吹き出し温度, コイル入口温度を比較パラメータとしている。算出される熱負荷, 室内温・湿度は, 同じ気象データで数日間反復計算して得られた収束値で周期定常状態にある。

5.2 室内環境

図-12に8月のコイル負荷, 空調風量, 室内温・湿度の計算結果を示す。これにより従来方式と比較すると, 氷水方式の風量が約35%少なく, 相対湿度が約10%少ない40%を示していることが分かる。しかし, 風量の低減する割合がこの程度であれば実証プラントでの実験結果から温度分布上の問題はなく, 湿度についても低湿度ではあるが不快感を与える値ではないと言える。

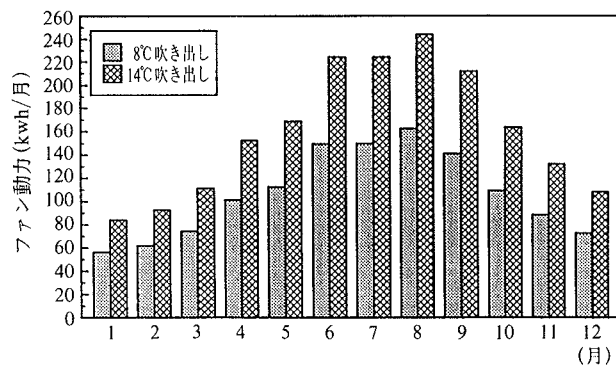


図-13 空調用ファン動力の比較 (計算値)

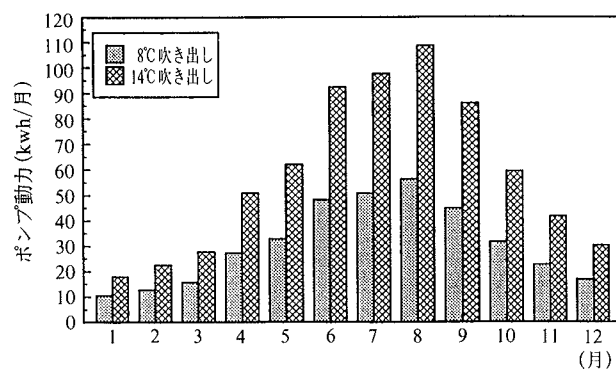


図-14 搬送用ポンプ動力の比較 (計算値)

5.3 エネルギー消費量

図-13に示す空調用ファンの各月の使用動力の比較によれば, 氷水方式が従来方式より30~35%も低減しており, また図-14に示す搬送ポンプの各月の使用動力においても, 45~50%も低減していることが分かる。

6. おわりに

実証プラントの実際運転から, 氷水搬送を取り入れたトータルシステムとしての実用性が確認でき, 今後の実施物件へ向けての適用が十分可能であると考えられる。

参考文献

- 1) 武元, 他: 氷の水搬送に関する研究 その8, 日本建築学会大会学術講演梗概集, p. 1063~1064, (1991. 9)
- 2) 武元, 他: 氷の水搬送に関する研究 その9, 日本建築学会大会学術講演梗概集, p. 1637~1638, (1992. 8)
- 3) 化学工学協会編: 化学工学便覧 改訂四版, 丸善, p. 301, (1978)
- 4) 後藤, 他: レオロジーとその応用, 共立出版, p. 207~221, (1962)
- 5) 日本機軸学会: 伝熱工学資料 改訂第3版, p. 78, (1975)
- 6) R. G. Nevins: ASHRAE Transactions, Vol. 74-1, No. 2072, (1968)