

空気と熱交換する冷房用潜熱蓄熱装置の試作器の性能評価

藤田 尚志 富家 貞男
小宮 英孝

Performance Evaluation of Thermal Storage Unit Prototype with Phase Change Material Exchanging Heat with Air for Space Cooling

Hisashi Fujita Sadao Tomiie
Hidetaka Komiya

Abstract

A thermal storage unit prototype has been developed utilizing a phase change material (PCM) for exchanging heat with air for space cooling. Flat plates of PCM made of paraffin wax, whose phase change temperature is 15 to 16 Celsius, are placed in parallel, and air flows between them. The temperatures of the flat plate surfaces and the air were measured after the supply air temperature was instantly changed from one value to another. Simulation was carried out for the prototype and considered accurate enough, as the simulated leaving-air temperature was close to the measured value. Simulation was extended for an air-conditioning system with PCM thermal storage units for a standard office room, incorporating the measured thermal and air pressure characteristics. The simulated running cost was significantly affected by the AHU fan power, which increased with the PCM units added. In the most economical case, the annual running cost was decreased by 68 yen per kilogram of PCM, compared with the case without PCM units.

概要

空気と熱交換する冷房用の潜熱蓄熱装置を試作した。潜熱蓄熱装置内に潜熱蓄熱材（パラフィン系、相変化温度15～16℃）が平行平板状に配置され、その間を空気が流れる。供給空気温度をステップ状に変化させて、潜熱蓄熱材表面と空気の温度の時間変化を測定した。測定結果をシミュレーションにて再現することを試みたところ、出口空気温度は良く再現され、シミュレーションの妥当性を確認できた。次に、測定から得られた潜熱蓄熱装置の蓄放熱特性と空気圧力損失特性を組み入れた潜熱蓄熱空調システムシミュレーションにより、標準的な事務室について潜熱蓄熱装置の経済的効果を試算した。非蓄熱の場合と比べたランニングコストの計算結果では、潜熱蓄熱装置の圧力損失増加に伴う空調機ファンの動力増加が比較的大きく影響した。算出された潜熱蓄熱材重量当たりのランニングコスト低減額の内、最も経済的な値は68円/(kg・年)であった。

1. はじめに

空気と熱交換する冷房用の潜熱蓄熱装置を試作し、その熱的特性を測定するとともに、測定された結果をシミュレーションにて再現することを試みた。さらに潜熱蓄熱装置を空調システムに組み込むことによって生じるランニングコスト差を試算した。

Fig.1に示すように、潜熱蓄熱装置は空調機とダクト接続する使い方を想定している。建物空調用に普及しつつある氷蓄熱と比較して、この潜熱蓄熱装置には次の利点が期待できる。比較的高い温度で蓄熱することによる冷凍機成績係数(COP)の向上、そして空調システムの空気側で蓄熱することによる空調機の容量低減と水の不使用である。

2. 潜熱蓄熱材

利用した潜熱蓄熱材はパラフィン系であり、ポリマー

を添加して、約800×250×20mmの平板状にアルミラミネートフィルムで包まれている（「潜熱蓄熱ボード」と称する）。添加されたポリマーにより、潜熱蓄熱材は融解後も寒天状に形状を保持する。Fig.2に潜熱蓄熱材の比熱を示す。図中、10℃以下または19℃以上のデータは、試料20mgをDSC(示差走査熱量)法で測定したもの、また11～18℃のデータは、280×280×20mmの試料を電気床暖房工業会の熱流板法で測定した結果から求めた。潜熱蓄熱材の熱伝導率は、レーザーフラッシュ法によって8℃において0.12W/(K・m)、20℃において0.13W/(K・m)と測定された。潜熱蓄熱材の相変化温度は15～16℃、密度は800kg/m³である。

3. 潜熱蓄熱装置

Fig.3に、試作した潜熱蓄熱装置の概略図を示す。潜熱蓄熱装置は下から順に、空気分配部、熱交換部、空気合流部に区分でき、その順に空気が流れる。空気分配部

には、できるだけ均等な流量分布で熱交換部へ空気を送るためにガイドペーンを取付けた。熱交換部は潜熱蓄熱材を保持し、空気と熱交換する。空気合流部は、熱交換部から出てきた空気が合流するチャンバーである。潜熱蓄熱装置の外表面をゴム系断熱材13mm厚(熱伝導率0.036W/(K・m))で覆った。熱交換部内には0.8m幅×1.5m高さ×20mm厚さの潜熱蓄熱材が1.5mm厚さのアルミ板に仕切られて平行平板状に19列並び、列の間の10mm(「流路」と称する)を空気が流れる。流路の横断面積の合計は0.172m²である。潜熱蓄熱材1列は潜熱蓄熱ボード6枚

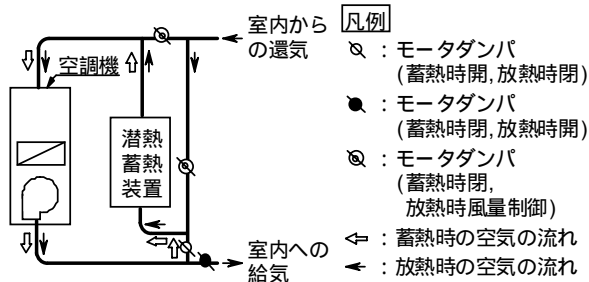


Fig.1 潜熱蓄熱空調システム図
Schematic Diagram of Air-Conditioning System with PCM Thermal Storage Unit

から成り、潜熱蓄熱装置全体では114枚(365kg)となる。潜熱蓄熱材温度が17 から14 へ低下したとすると約140J/gの蓄熱量に相当するので、潜熱蓄熱装置全体では約51MJとなる。

4. 潜熱蓄熱装置の熱的特性

潜熱蓄熱装置の熱的特性を測定するとともに、測定さ

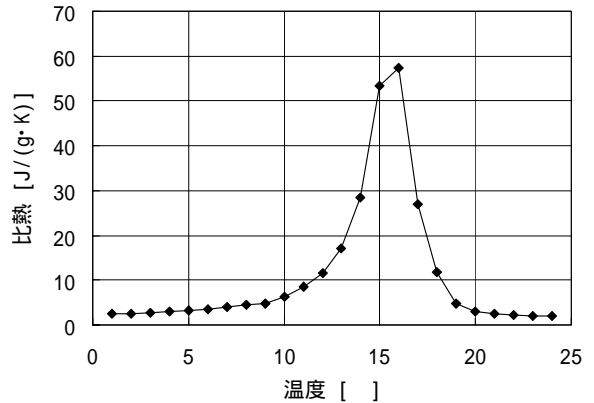


Fig.2 潜熱蓄熱材の比熱
Specific Heat of PCM

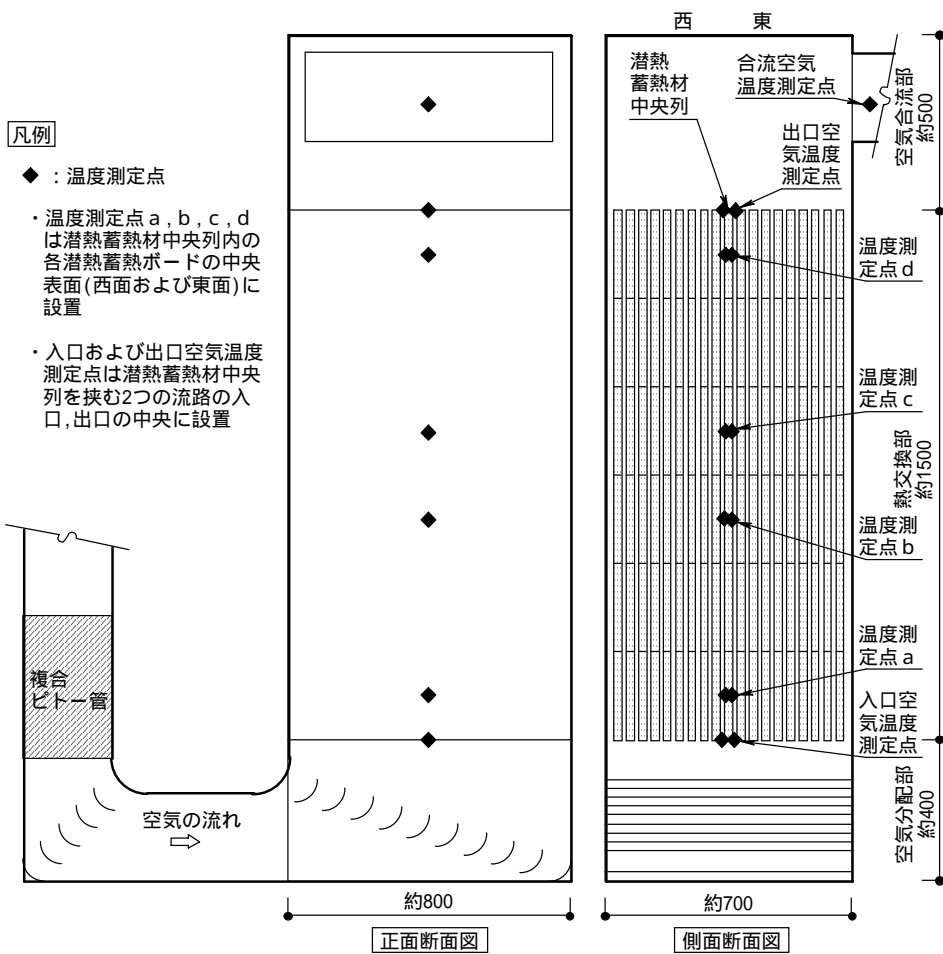


Fig.3 潜熱蓄熱装置の断面図
Section of Prototype of PCM Thermal Storage Unit

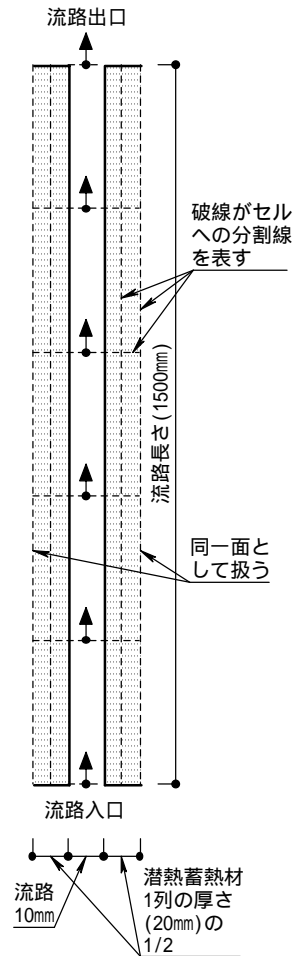


Fig.4 シミュレーションの
模式図
Simulation Model

れた結果をシミュレーションにて再現することを試みた。

4.1 測定方法

潜熱蓄熱装置に一定温度の空気を継続して流して潜熱蓄熱材をなるべく均一な温度にした後、供給空気の温度をステップ状に変化させて他の一定温度に保ち、時間経過に伴う各部の温度変化を測定した。Fig.3に示すように、温度測定点(Cu-Co熱電対)を潜熱蓄熱材の中央列に集中させた。潜熱蓄熱ボードのアルミラミネートフィルムの密閉性を保つため、温度測定点を潜熱蓄熱材の内部ではなく、表面に設けた。潜熱蓄熱装置に接続される上流ダクトに複合ピトー管を設置し、精密微差圧計を介して供給空気量を測定した。装置内の各流路へほぼ均等に空気が流れていることを予め確認した。流路内風速の設定条件は、2.7, 4.9, 7.2m/sの3通り、供給空気の温度については12 から26 への上昇、その逆に下降の2通りである。測定データを2分間隔でデータロガーに自動収録した。

4.2 シミュレーションの方法

Fig.4に示すように、平行平板状配置の潜熱蓄熱材の1列を取り出し、2次元的に模式化した。潜熱蓄熱材と流路とを仕切るアルミ板を無視した。流路長さ方向に5等分、厚さ方向には流路を除いた潜熱蓄熱材部分を4等分した。各区切りをセルと呼ぶ。厚さ方向にはFig.5に表される熱移動を設定し、長さ方向には流路内空気が流れ

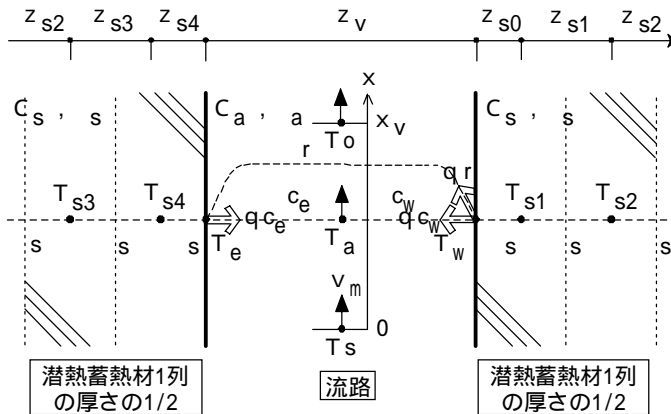


Fig.5 熱移動模式図
Schematic Diagram of Heat Transfer

Table 2 熱移動基本方程式
Fundamental Equations of Heat Transfer

部位	基本方程式
潜熱蓄熱材内	$\frac{\partial T_s}{\partial t} = \frac{\lambda_s}{C_s \rho_s} \cdot \frac{\partial^2 T_s}{\partial z_s^2}$
潜熱蓄熱材西面	$\frac{\lambda_s}{z_{s0}} (T_w - T_{s1}) = \alpha_w (T_a - T_w) + \alpha_r (T_e - T_w)$
流路内	$C_a \rho_a z_v v_m \frac{\partial T_a}{\partial x} = \alpha_w (T_w - T_a) + \alpha_e (T_e - T_a)$
潜熱蓄熱材東面	$\frac{\lambda_s}{z_{s4}} (T_e - T_{s4}) = \alpha_e (T_a - T_e) + \alpha_r (T_w - T_e)$

ることによる熱移動のみを組み入れる(記号の説明はTable 1参照)。潜熱蓄熱材部分の各セル内にはそれぞれ温度定義点があり、それぞれの熱容量が対応するが、面上の温度定義点には、対応する熱容量はない。流路の各セルにおいて空気の流入から流出までの温度変化を計算する¹⁾。Table 2に熱移動基本方程式を示す。

潜熱蓄熱材表面の対流熱伝達率は、次のユルゲスの実験式で算出した。

$$c = 3.95 v + 5.8 \quad (v \leq 5\text{m/s}) \quad (1)$$

$$c = 7.14 v^{0.78} \quad (v > 5\text{m/s}) \quad (2)$$

潜熱蓄熱材の比熱はFig.2に示されるが、25 以上では比熱2J/(g·K)一定と仮定した。潜熱蓄熱材の熱伝導率を0.125W/(K·m)一定とした。測定結果の再現シミュレーションでは、供給空気温度を変化させる直前に測定された温度状態をシミュレーションの初期値とし、供給空気温度変化後に測定された供給空気量と供給空気温度を2分間隔で与えてシミュレーションを進めた。

4.3 測定結果とシミュレーション結果との照合

Fig.6, Fig.7でそれぞれ温度、空気熱量変化の積算について、測定結果とシミュレーション計算結果を照合した。流路内風速4.9m/s設定で、供給空気温度の上昇と下降の2ケースである。空気熱量変化の積算は、正負を逆にして潜熱蓄熱材の熱量変化と読み替えることができる。

Fig.6において、潜熱蓄熱材表面の温度測定点bでは測定と計算の温度で差が比較的大きいものの、出口空気の温度では差が小さく、特に供給空気温度下降のケースでは計算結果は測定結果を良く再現している。Fig.7の

Table 1 記号の説明
Nomenclature

添字の説明	
a	: 空気
e	: 東面
m	: 流路内平均
s	: 潜熱蓄熱材
v	: 流路内
w	: 西面

記号の説明	
C	: 定圧比熱 [J/(kg·K)] 【C _a = 1008】
q _c	: 対流熱流束 [W/m ²]
q _r	: 潜熱蓄熱材西面 東面の放射熱流束 [W/m ²]
T	: 温度 []
T _o	: 代表流出温度 []
T _s	: 代表流入温度 []
t	: 時間 [s]
v	: (流路内) 風速 [m/s]
x	: 距離 [m]
x _v	: 流路内空気温度がT _s からT _o になるまでに流路内空気が流れる距離 [m]
z	: 厚さ [m] 【z _{s0} = z _{s4} = 0.0025, z _{s1} = z _{s2} = z _{s3} = 0.005, z _v = 0.01】
c	: 対流熱伝達率 [W/(K·m ²)]
r	: 放射熱伝達率 [W/(K·m ²)]
	: 熱伝導率 [W/(K·m)] 【λ _s = 0.125】
	: 密度 [kg/m ³] 【ρ _a = 1.2, ρ _s = 800】
註:【 】内はシミュレーションで使用した値を示す	

空気熱量変化の積算についても、供給空気温度下降のケースで測定結果と計算結果が良く一致するが、供給空気温度上昇のケースでは計算結果の方が絶対値が約1割大きい。空気熱量変化の測定結果を計算でほぼ再現できたことで、シミュレーションが妥当であると判断した。

温度測定点bで測定と計算の温度に差が生じる原因は、測定では潜熱蓄熱材表面の仕切りアルミ板のために表面温度分布が均一化されたことと推測する。また空気熱量変化の積算について、供給空気温度上昇のケースで測定結果と計算結果に違いがあるのは、潜熱蓄熱材の比熱が実際には昇温時と降温時で若干異なることが一因と考える。

5. 空調システムシミュレーション

潜熱蓄熱装置を空調システムに組み込むことによって生じるランニングコスト差を試算した。

5.1 シミュレーションの設定条件

複数階を持つ建物の基準階に存する1室を計算対象として、標準的な室仕様・空調運転条件を設定した。対象室はFig.8の平面図中の南事務室である。

対象室を2台の空調機で空調することとし、潜熱蓄熱装置を組み込まない場合(非蓄熱ケース)と、組み込んだ場合(潜熱蓄熱ケース)を計算した。潜熱蓄熱ケースを、空調機1台につき潜熱蓄熱装置を1台組み込んだ場合、2

台の場合の2通りとした。それぞれの空調システム図をFig.9に示す。蓄熱運転時の潜熱蓄熱装置への給気温度、蓄熱運転時間の設定値も各2通りを与えた。設定値の組み合わせとそれらのCASE名をTable 3に示す。表中、空調機ファン静圧の算出には、潜熱蓄熱装置の圧力損失を除いた必要機外圧力損失が非蓄熱ケースで100Pa、潜熱蓄熱ケースでは追加されるダクト長さやダンパーを含んで200Paとし、その上で測定された潜熱蓄熱装置の圧力損失特性と実際のファン特性線図を用いた。

5.2 冷房負荷と空調機負荷

冷房負荷計算の結果、11月~4月は冷房負荷(外気負荷を含んだ全熱負荷)が大きくないので、潜熱蓄熱利用の対象外とした。設定室温を5月と10月の中間期には24、6~9月の夏期には26とした。非蓄熱ケースの冷房ピーク日の冷房負荷ピーク値は16時に発生し、 34.1kW ($=113\text{W}/\text{m}^2=97.0\text{kcal}/(\text{h}\cdot\text{m}^2)$)である。

算出された冷房負荷を受けて空調システムシミュレーションでは、潜熱蓄熱材の蓄放熱温度変化が周期定常状態に収束するまで計算を繰り返し、空調機負荷を算出した。

代表としてCASE-2Bについて、冷房ピーク日の時刻ごと空調機負荷をFig.10に示す。ピーク時間調整契約を適用するために潜熱蓄熱装置の放熱時間帯を13~16時としたので、16時に発生するピーク負荷の低減に至らず、選定した空調機は、すべてのCASEで同一となった。空冷

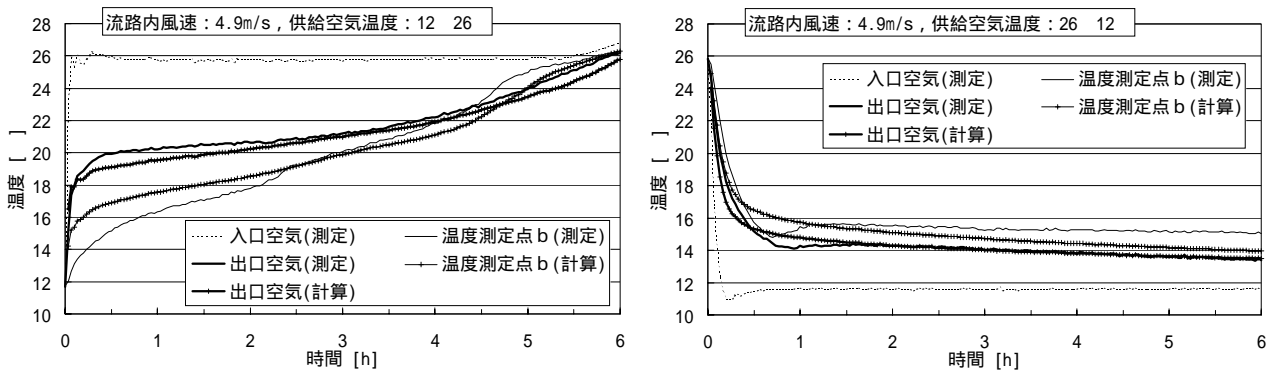


Fig.6 温度についての測定結果とシミュレーション結果との照合
Comparison between Measured and Simulated Temperatures

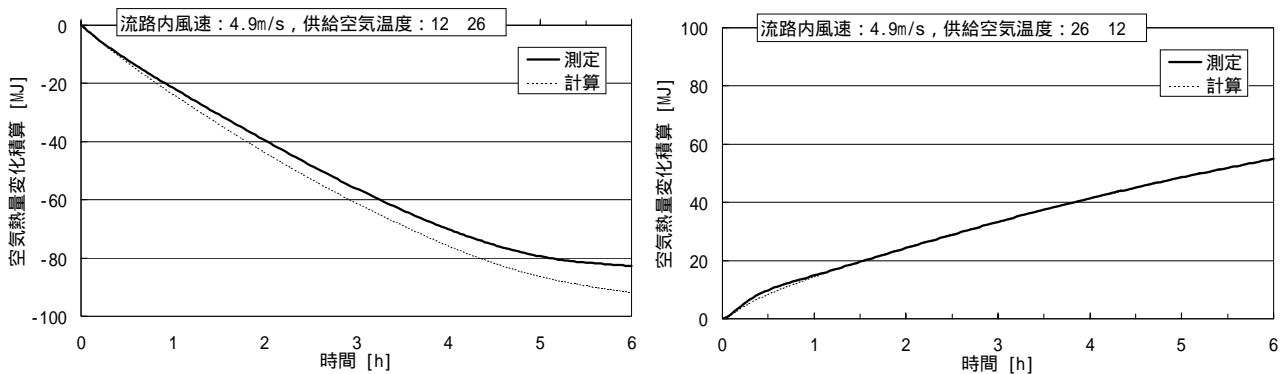


Fig.7 空気熱量変化の積算についての測定結果とシミュレーション結果との照合
Comparison between Measured and Simulated Integration Values of Heat Change in Airflow

パッケージ型空調機で定格冷房能力18.0kW、圧縮機5.5kWである。

5.3 空調システムシミュレーションの結果

Table 4に放熱開始時および蓄熱開始時の潜熱蓄熱材温度(蓄熱材内部で均一と仮定)と、その温度変化に対応する潜熱蓄熱材の熱量差(「蓄熱量」または「放熱量」と同値)を示す。潜熱蓄熱装置の設計では潜熱蓄熱材の蓄熱量を147J/gと想定していたが、CASE-1Bがその値を超え、CASE-1Aに近い。他のCASEにおける蓄熱量は147J/gよりかなり小さい。

ランニングコスト(年間電気料金)について、潜熱蓄熱ケースと非蓄熱ケースとの差をFig.11に示す。計算結果から空調機ファンの消費電力量が年間の電気料金に大きく効くことがわかったので、図では次の2通りの計算条件における結果を示している。

- a) 空調機ファンの回転数を制御せず、運転時には常に一定回転数と仮定する。従って蓄熱・放熱運転時以外の空調運転時においても、空調機ファンの消費電力は年間を通して蓄熱・放熱運転時と同じ。
- b) 空調機ファンの回転数を可変制御すると仮定し、蓄熱・放熱運転時以外の空調運転時には、空調機ファンの消費電力は非蓄熱ケースと差が無いとする。

以下に、Fig.11から得られた知見を記す。

- 1) CASE-1AとCASE-1Bにおいて、上記a)の計算条件では、空調機ファンの消費電力量が大きく、潜熱蓄熱による基本料金・従量料金の減額を相殺してしまう。b)では、空調機ファンによる従量料金がa)より約150円/(m²・年)少ない。

- 2) CASE-2A ~ CASE-3Bにおいては、CASE-1A ~ CASE-1Bに比べると上記a)とb)の差が小さい。それでもb)では空調機ファンによる従量料金がa)より約85円/(m²・年)少なく、ファン回転数制御の効果は大きい。
- 3) 蓄熱運転時間を5時間から7.5時間に延ばすと、熱源の基本料金・従量料金共、低減するものの、空調機ファンの従量料金が増すため、さほど差がつかない。
- 4) 蓄熱運転時の潜熱蓄熱装置への給気温度が10℃のCASEと12℃のCASEを比較すると、給気温度低下に伴う熱源COPの低下を考慮しても、10℃のCASEの電気料金が安くなる。

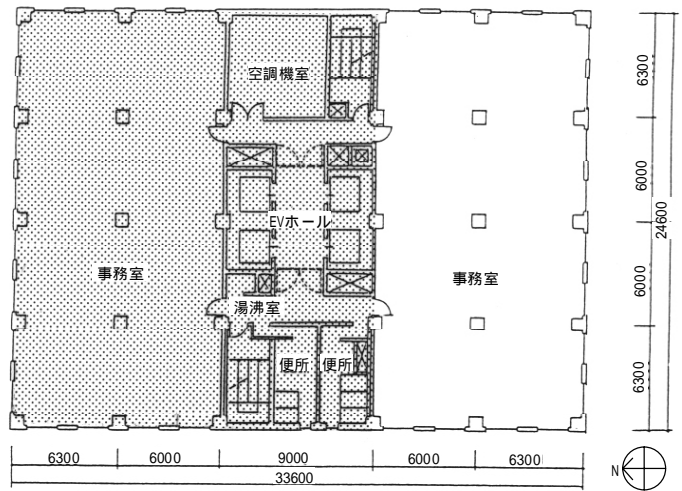


Fig.8 計算対象室(南事務室)の平面図
Plan of South Office Room to Be Simulated

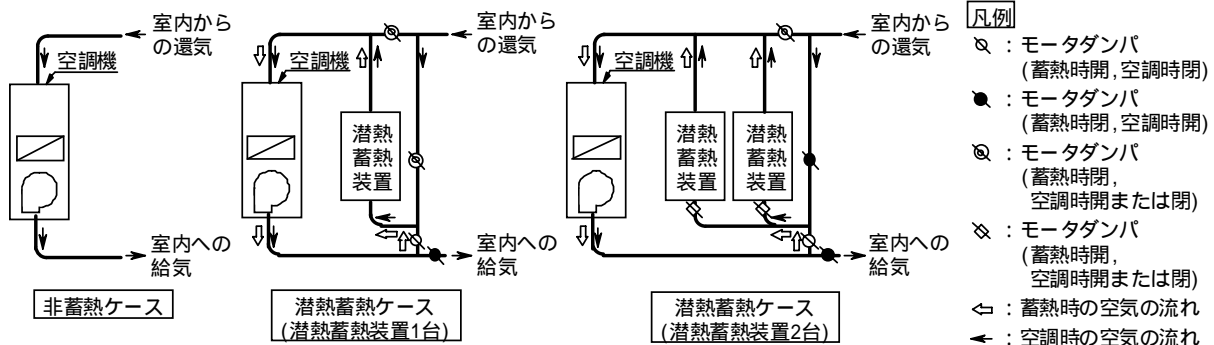


Fig.9 非蓄熱ケースと潜熱蓄熱ケースの空調システム図
Schematic Diagrams of Air-Conditioning with/without PCM Thermal Storage Unit

Table 3 設定値の組合わせとCASE名
Combination of Set Values and Naming

項目 \ CASE名	非蓄熱ケース	潜熱蓄熱ケース					
		CASE-1A	CASE-1B	CASE-2A	CASE-2B	CASE-3A	CASE-3B
計算対象室を空調する空調機台数 [台]	2	2	2	2	2	2	2
空調機1台当たりの潜熱蓄熱装置台数 [台]	0	1	1	2	2	2	2
潜熱蓄熱装置への蓄熱時給気温度 [℃]	-	10	10	10	10	12	12
蓄熱運転時間 [h]	-	5	7.5	5	7.5	5	7.5
蓄熱運転時刻 [時]	-	3~8	0.5~8	3~8	0.5~8	3~8	0.5~8
空調機1台当たり風量 [m ³ /h]	4080	4080	4080	4080	4080	4080	4080
潜熱蓄熱装置1台当たり風量 [m ³ /h]	-	4080	4080	2040	2040	2040	2040
潜熱蓄熱装置の圧力損失 [Pa]	-	159	159	55	55	55	55
潜熱蓄熱装置通過の平均風速 [m/s]	-	6.6	6.6	3.3	3.3	3.3	3.3
必要機外静圧(潜熱蓄熱装置分を除く) [Pa]	100	200	200	200	200	200	200
空調機ファン静圧 [Pa]	250	500	500	400	400	400	400
空調機ファン所要動力 [kW]	0.57	1.09	1.09	0.86	0.86	0.86	0.86

Table 4 放熱開始時と蓄熱開始時の潜熱蓄熱材温度と熱量差
PCM Temperatures and Heat Differentials at Starting Time of Discharge and Charge

設定室温	項目 \ CASE名	CASE-1A	CASE-1B	CASE-2A	CASE-2B	CASE-3A	CASE-3B
24	放熱開始時の潜熱蓄熱材温度 [°C]	13.8	11.16	14.55	12.54	15.64	14.72
	蓄熱開始時の潜熱蓄熱材温度 [°C]	16.7	16.19	16.31	15.53	17.56	16.43
	上記温度に対応する潜熱蓄熱材の熱量差 [J/g]	131	150	87	100	73	85
26	放熱開始時の潜熱蓄熱材温度 [°C]	14.34	11.55	14.88	12.97	15.75	14.94
	蓄熱開始時の潜熱蓄熱材温度 [°C]	17.99	16.79	16.93	15.93	19.22	16.97
	上記温度に対応する潜熱蓄熱材の熱量差 [J/g]	144	171	100	116	85	99

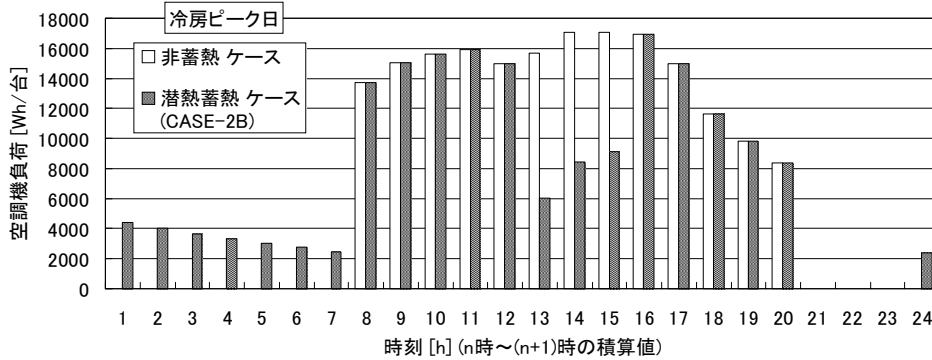


Fig.10 冷房ピーク日の時刻ごと空調機負荷
Hourly AHU Cooling Loads in Maximum Cooling Load Day

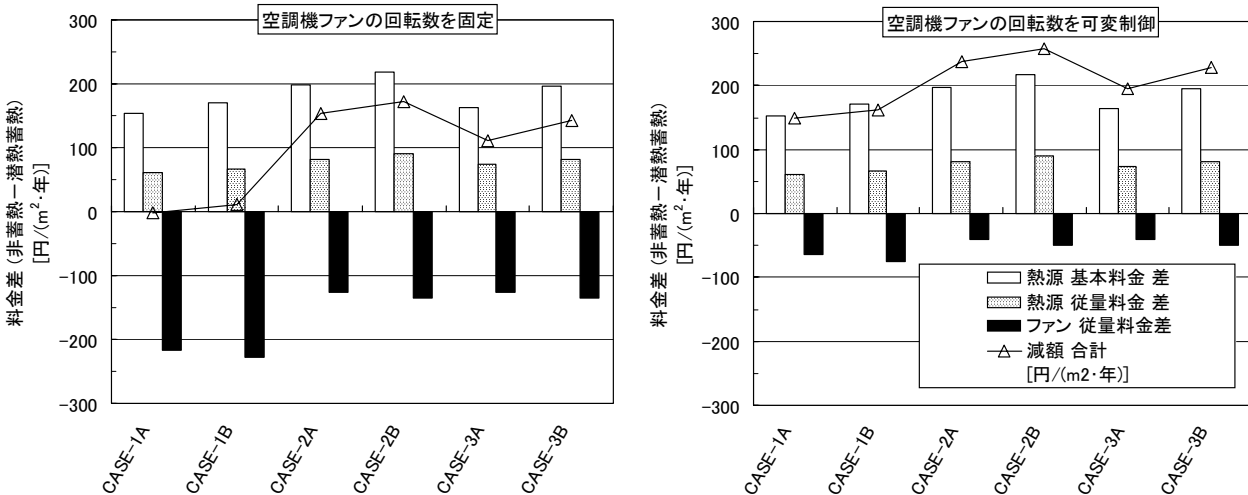


Fig.11 ランニングコスト(年間電気料金)差額(非蓄熱ケースの対して)
Running Cost (Annual Electricity Charge) Differentials Relative to Case without Thermal Storage

Table 5 潜熱蓄熱材重量当たりのランニングコスト差額(非蓄熱ケースの対して)
Running Cost Differentials per PCM Weight Relative to Case without Thermal Storage

項目 \ CASE名	CASE-1A	CASE-1B	CASE-2A	CASE-2B	CASE-3A	CASE-3B	
潜熱蓄熱材重量当たりのランニングコスト差額 [円/(kg・年)]	空調機ファンの回転数を固定	1	-4.3	-31.7	-35.9	-22.9	-29.5
	空調機ファンの回転数を可変制御	-62.2	-67.5	-49.4	-53.5	-40.5	-47.1

非蓄熱ケースを基準として、各CASEの潜熱蓄熱材重量当たりのランニングコスト差額をTable 5に示す。表中、最も重量当たりランニングコストの小さいのは、CASE-1Bで空調機ファン回転数を可変制御した場合で、非蓄熱ケースよりも67.5円/(kg・年)低額である。潜熱蓄熱装置の経済性向上のためには、潜熱蓄熱装置への通過風速を確保した上で、ファンの回転数制御等によって潜熱蓄熱装置に空気を流通しない時にファン動力を増加させない工夫が有効であることがわかる。なお潜熱蓄熱ボードの価格は、注文数量にもよるが、約1,500円/kgである。

謝 辞

本論文の内容は、三菱電線工業(株)および関西電力(株)との共同研究で得られた成果の一部である。関係各位に感謝の意を表します。

参考文献

- 藤田,他:床下チャンバー加圧型の床吹き出し空調方式における床下チャンバーの特性 その5 1次元モデルによる熱移動シミュレーション,空気調和・衛生工学会 学術講演会講演論文集, B-43, pp.721 ~ 724, 1998.8