

# 簡易予測制御を適用した高断熱建物の躯体蓄熱システムに関する研究

## A STUDY ON THERMAL STORAGE SYSTEMS FOR HIGHLY INSULATED BUILDINGS BASED ON SIMPLIFIED PREDICTIVE CONTROL

菊田 弘輝\*, 絵内 正道\*\*, 羽山 広文\*\*\*, 森 太郎\*\*\*\*  
Koki KIKUTA, Masamichi ENAI, Hirofumi HAYAMA  
and Taro MORI

The aims of this study are to verify the optimum operation methods and the indoor comfort about thermal storage heating and cooling systems consisting of piping laid inside the floor for highly insulated buildings based on simplified predictive control. Principally, We consider the usefulness of continuous and nighttime operations on the basis of energy consumption for heating and cooling systems and indoor environment. As a result, the operation methods of equivalent for continuity like continuous and nighttime operations were effective for the problem of stopping operations on Saturday and Sunday in heating season. But stopping operations on Saturday and Sunday & continuous operations on weekdays was irrational. The operation methods of equivalent for intermittence like intermittent and nighttime operations were effective for the problem of rising room temperature during daytime in cooling season.

**Keywords:** *Highly insulated building, Thermal storage systems, Simplified predictive control, Operation methods, Numerical simulation*

高断熱建物, 躯体蓄熱システム, 簡易予測制御, 運転方法, 数値シミュレーション

### 1. はじめに

#### 1.1 研究の背景と目的

寒冷地では, 省エネルギー関連法案の施行や改正等に伴い, 断熱厚さ 100 [mm] 程度の外断熱工法や Low-E 仕様の複層ガラス等が採用されて, 事務所建物の高断熱化は進んできた。更に, 高断熱建物における新しい熱負荷計算法として, 空気調和・衛生工学会北海道支部が提案した平均負荷計算法を用い, 熱源機器容量を計画・設計する事例も増えてきた。

高断熱建物では, 間欠運転と連続運転におけるピーク負荷の差は小さくなるため, 従前よりも暖冷房の運転方法の選択に対する自由度が増してくる。このことから, 建築設備のインシヤルコストやランニングコストの削減が期待される。しかし, 現状を鑑みると, RC造外断熱事務所建物であっても, 土日の運転停止の問題や日中の室温上昇の問題等が必ずしも解決された訳ではない。今後, 建物の高断熱効果や躯体の蓄熱・蓄冷効果を的確に理解した上で, 高断熱建物に相応しい暖冷房システムや制御手法の提案が重要となってくる。

その1つとして, 水方式による搬送動力が少なく直接熱伝導が可能な配管埋設型の躯体蓄熱暖冷房システム(以下, 躯体蓄熱システム)が挙げられる。既往の研究として, 床暖房方式の予熱特性や吸放熱応答の簡易推定法に関する文献<sup>1)2)</sup>がある。しかし, 高断熱建物との関連や制御手法等においては, 未だ明らかにされていない部分が多い。

本論の目的は, 簡易予測制御を適用した高断熱建物の躯体蓄熱システムに関して, 最適な運転方法と室内の快適性を検証することである。連続運転にすると, 機器稼働時間は増加するが, 熱源機器容量の縮小に繋がる。また, 夜間運転にすると, 昼間電力が夜間にシフトすることによって, 電力負荷平準化に繋がる可能性がある<sup>3)4)</sup>。このことを踏まえ, 暖冷房エネルギー消費量や室内温熱環境の特性を基に, 簡易予測制御を適用した暖冷房システムとして, 連続運転と夜間運転の有用性について検討する。

#### 1.2 簡易予測制御と室温変動の許容

本論で新しく提案する簡易予測制御とは, HASP気象データの日平均値を用いて算定した負荷を予測負荷とし, その負荷に基づいた設定水温の季節変動を近似化し, その補完した水温を予め躯体蓄熱システムの設定水温として用いる制御手法のことである。

従前の執務時間帯における時間毎対応に準拠した一定制御ではなく, 季節毎対応に準拠した簡易予測制御であるため, 1日の必要熱量に過剰・適合・不足が生じる。しかし, 執務者が快適範囲内となる室温変動であるならば, 不都合は生じない。従って, 室温変動の放任ではなく, 室温変動の許容を前提とした高断熱建物にとって簡易的な予測制御となる。本解析では, PMV(予想平均申告)とPPD(予想不満足者率)を用い, 季節変動に対応した着衣量の調整を加味した上で, 室温変動の許容を含めた室内温熱環境の特性を評価する。

\* 北海道大学大学院工学研究科 博士後期課程

\*\* 北海道大学大学院工学研究科 教授・工博

\*\*\* 北海道大学大学院工学研究科 助教授・博士(工学)

\*\*\*\* 国立釧路工業高等専門学校 助教授・博士(工学)

Graduate Student, Graduate School of Eng., Hokkaido Univ.

Prof., Graduate School of Eng., Hokkaido Univ., Dr. Eng.

Assoc. Prof., Graduate School of Eng., Hokkaido Univ., Dr. Eng.

Assoc. Prof., Kushiro National College of Technology, Dr. Eng.

2. 解析手法とモデル化の概要

2.1 有限体積法

数値シミュレーションでは、連続した構造体や空間を有限個の格子領域に分割する離散化の手法が取られる。本解析では、既報の研究<sup>5)</sup>と同様に、躯体蓄熱型の暖冷房システムであることから、構造体の内部温度を直接与えることが可能で、取り扱いが容易な有限体積法<sup>6)</sup>を解析手法として採用した。建物モデルは高断熱の事務所建物を想定しており、住宅に比べて延べ床面積は大きく、2次元化するにあたって複数のコントロール・ボリューム(CV)が存在することになる。そのため、非定常2次元熱伝導方程式に対して、時間刻み $\Delta t$ が大きく取れる完全陰解法( $\Delta t = 60$  [s])を採用し、未知温度 $T_P$ を算定する。生成項 $S = S_c + S_p T_P$  [W/m<sup>3</sup>]を含めると、計算式は以下のようになる。

$$a_p T_P = \sum a_N T_N + b \quad (1)$$

$$a_N = \sum \frac{\lambda_n \Delta y \Delta z}{(\Delta x)_n}, \quad a_N = \sum \frac{\lambda_n \Delta x \Delta z}{(\Delta y)_n}, \quad a_p = \frac{\rho CV}{\Delta t}$$

$$b = S_c V + a_p T_p^0, \quad a_p = \sum a_N + a_p^0 + S_p V$$

N: CV点Pの隣接点, 添え字0:  $\Delta t$  [s]前の状態量,  $\rho$ : 比重 [kg/m<sup>3</sup>]  
 c: 比熱 [J/kg·K], V: 体積 [m<sup>3</sup>],  $\lambda$ : 熱伝導率 [W/m·K], x·y·z: 距離 [m]

ただし、完全陰解法であるため、ガウス・ザイデル法を用いて収束計算する必要がある。未知温度 $T_P$ とその隣接点の未知温度 $T_N$ に、仮の値 $T_N$ (最初: 初期値, その他: 最新値)を式(1)に代入すると、計算値 $T_P$ が求まる。当然、計算値 $T_P$ と仮の値 $T_P$ には残差 $\Delta d$ (=計算値 $T_P$  - 仮の値 $T_P$ )が生じる。しかし、逐次反映させながら反復計算することによって、残差 $\Delta d$ が指定した条件( $\Delta d < 0.1$ )に達した場合、その未知温度 $T_P$ は収束したものと判断する。

2.2 建物モデル

3000 [m<sup>2</sup>]標準庁舎モデルの2階平面図を図1に示す。4階建ての延べ床面積3168 [m<sup>2</sup>] (東西方向: 45.0 [m], 南北方向: 17.6 [m])のRC造外

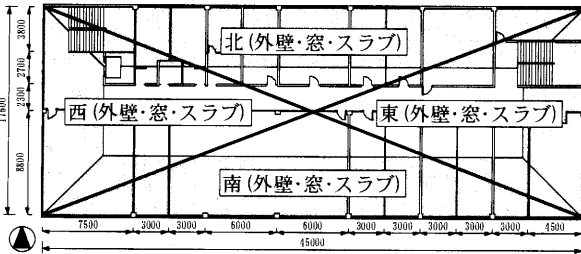


図1 3000 [m<sup>2</sup>]標準庁舎モデルの2階平面図

表1 建物モデルの外壁・窓面積

	外壁面積 [m <sup>2</sup> ]				窓面積 [m <sup>2</sup> ]			
	東	南	西	北	東	南	西	北
各階	66.9	104.8	66.9	124.9	0.0	66.2	0.0	46.2
1~4階	267.5	419.2	267.5	499.4	0.0	264.8	0.0	184.6
計	1453.6				449.4			

表2 構成部材の仕様・厚さ・物性値

構成部材	仕様	厚さ [mm]	比重 [kg/m <sup>3</sup> ]	比熱 [J/kg·K]	熱伝導率 [W/m·K]	熱容量 [kJ/m <sup>2</sup> ·K]	日射 侵入率 [%]
外壁	タイル	17	2400	840	1.3		
	EPS	100	30	1250	0.037	0.338	0.01
	PCコンクリート	120	2400	790	1.3		
窓	透明フロート板ガラス	5	2540	770	0.78		
	中空層	12	1.3	1000	0.031	1.8	0.4
	低放射ガラス	5	2540	770	0.78		
屋根	押えコンクリート	80	2400	790	1.3		
	EPS	150	30	1250	0.037	0.228	0.01
	PCコンクリート	150	2400	790	1.3		
床	床用プラスチック	3	1500	1000	0.19		
	PCコンクリート	200 [80]	2400	790	1.3		
	[EPS]	[150]	[30]	[1250]	[0.037]		
	[PCコンクリート]	[150]	[2400]	[790]	[1.3]		

各構成部材の仕様は、上から順に屋外から室内へ向けて表記  
 窓の熱貫流率(断熱性能)と明色ブラインド(遮熱性能)を考慮して、(相当)熱伝導率と日射侵入率を設定

断熱事務所建物を想定した。既報の研究<sup>5)</sup>と同様に、3000 [m<sup>2</sup>]標準庁舎モデルを対角線で4分割(東西南北)し、方位毎に断面方向の2次元化(x-y)モデルを作成した。その際に、躯体の蓄熱・蓄冷効果を再現しなければならないため、区切られた3角形の面積に相当する外壁・スラブのコンクリート容積を、2次元化(x-y)モデルの奥行き方向 $\Delta z$ の距離を調整して合致させた。

建物モデルの基本形を図2、建物モデルの外壁・窓面積を表1、構成部材の仕様・厚さ・物性値<sup>7)8)9)</sup>を表2に示す。屋根面を外皮面積に含まない場合、建物モデルの外皮面積/床面積は60.1%、窓面積/外皮面積は23.6%であった。断熱に関わるものとして、外壁は100 [mm]で屋根スラブは150 [mm]のEPS(ビーズ法ポリエチレンフォーム)、窓はLow-E仕様の複層ガラスとした。また、地盤との影響を軽減させるため、1階床スラブは150 [mm]のEPSをコンクリート下部に施し、地盤面の境界条件は断熱条件とした。

建物モデルの断熱性能を把握するため、PAL(年間熱負荷係数)を計算した<sup>8)</sup>。PALで定めるB地域(札幌)の事務所を想定した場合、PAL=201 [MJ/m<sup>2</sup>·year] (暖房PAL: 74 [MJ/m<sup>2</sup>·year], 冷房PAL: 127 [MJ/m<sup>2</sup>·year])となった。この値は、「建築物に係るエネルギーの使用の合理化に関する建築主の判断の基準」(平成11年3月告示改正)の3割削減に相当しており、非常に高断熱の建物モデルであることが分かった。

2.3 配管周辺モデル

配管周辺モデルの設定条件を表3に示す。13Aの架橋ポリエチレン管を床スラブ内に埋設する方式を採用し、配管埋設深さ70 [mm]の位置に配管ピッチ150 [mm]で設置した。既報の研究<sup>5)</sup>と同様に、配管内の流水の熱が直接床スラブに伝わる簡易的な配管周辺モデルとした。

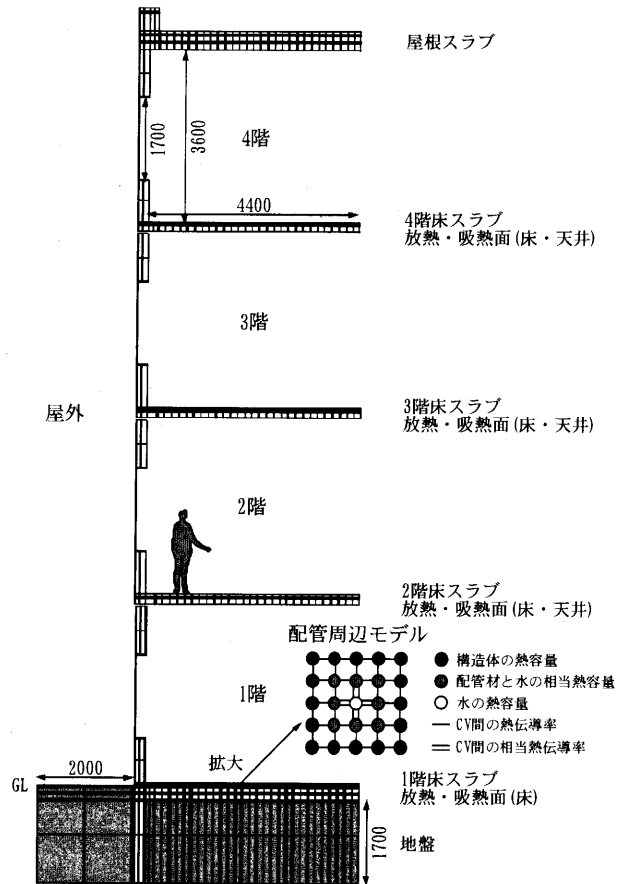


図2 建物モデルの基本形 ( $\Delta z$ : 4.4 [m])

図2に示した配管周辺モデルの中で、配管材と水の相当熱容量を持つCVと水の熱容量を持つCVとの間に、流水を考慮した相当熱伝導率を定めた。CV間の相当熱伝導率は、円管内の強制対流熱伝達率にCV間の距離(0.0065[m])を乗じて得られる。発達した流れの乱流の場合、かつ流体が水の場合(1.0[atm], 20~100℃), 円管内の強制対流熱伝達率は、 $a = (1663 + 24 \times t) \times v^{0.8} / d^{0.2}$ で近似できる<sup>9)</sup>。その結果、CV間の相当熱伝導率は、27.3[W/m·K]となった。

2.4 計算条件

外界条件はHASP気象データ(札幌)を使用した。屋根面、外壁面、窓面、地盤面への日射取得熱は、日射量に日射吸収率(窓面:0.3, 他面:0.7)を乗じた値とした。室内への日射取得熱は、窓面からの透過日射量に窓面積と遮蔽係数0.46を乗じた値[W]とした。更に、床・天井面積で除した値[W/m<sup>2</sup>]を、その面に相当する各CVに全て吸収されるものとして照射させた。

室内発生熱と外気導入は、延べ床面積の2/3を対象に、平日の執務時間帯(9:00~17:00)の8時間とした。室内発生熱量は、41.6[W/m<sup>2</sup>](照明+機器)+人体=30.0[W/m<sup>2</sup>]+(58.0[W/人]×0.2[人/m<sup>2</sup>])と想定した。外気導入量は、1人当りの必要換気量を30.0[m<sup>3</sup>/人·h]と想定したところ、換気回数(再循環は除く)は1.1[回/h]となった。

3. 熱源機器容量と制御手法の概要

3.1 平均負荷計算法と熱源機器容量

熱源機器容量の算定は平均負荷計算法<sup>10)11)</sup>で行った。気象条件として日平均値を用いて計算した定常熱負荷を基に、熱源機器容量を算定する方法が平均負荷計算法の基本的な考え方である。

平均負荷計算法の概念図を図3に示す。熱源機器容量は(日必要室内負荷/運転時間)と(日必要外気負荷/執務時間)との和で表される。外気負荷(8時間)を別途に手立てすると、10時間間欠運転の場合、 $Q_1 (= 24 \times Q_0 / 10)$ の一定熱供給を継続することになり、日積算の熱損失と熱供給が一致する(積分的平衡)になる。しかし、熱損失が連続して熱供給は集中することから、時間積算の熱損失と熱供給のバランスは大きく崩れる。従って、僅かな室温変動(温度スイング)は発生するが、そ

表3 配管周辺モデルの設定条件

基本単位	1軸4.4[m]×2軸4.4[m]=19.36[m <sup>2</sup> ](12畳タイプ相当)
配管長さ	123.2[m](全体:20217.6[m])
配管ピッチ内径	150[mm](基本単位:28列,13[mm](外径:17[mm]))
配管埋設深さ	70[mm](配管埋設厚:1階80[mm](下部に断熱材),2階~4階:200[mm])
流量	6.0[L/min](全体:981.8[L/min])
水の比重・比熱	1000[kg/m <sup>3</sup> ], 4200[J/kg·K]
水の熱伝導率	0.6[W/m·K](CV間の相当熱伝導率:27.3[W/m·K])

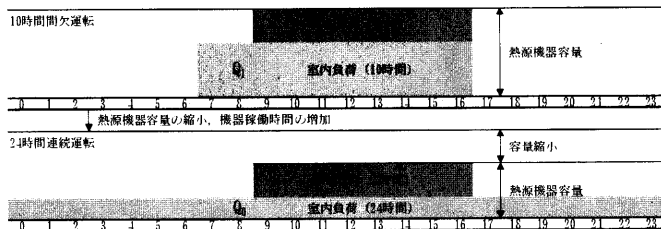


図3 平均負荷計算法の概念図

表4 平均負荷計算法で算定した熱源機器容量

	暖房期(設計室温:22℃)				冷房期(設計室温:26℃)			
	室内負荷 [Wh/day]	外気負荷 [Wh/day]	暖房容量 [kW]	24時間	室内負荷 [Wh/day]	外気負荷 [Wh/day]	冷房容量 [kW]	24時間
4階	163910	259370	48.8	39.3	353022	49978	41.5	21.0
3階	34751	259370	35.9	33.9	304046	49978	36.7	18.9
2階	34751	259370	35.9	33.9	304046	49978	36.7	18.9
1階	34751	259370	35.9	33.9	304046	49978	36.7	18.9
全体	268162	1037482	156.5	140.9	1265159	199913	151.5	77.7

のスイング幅が快適範囲内に留まれば差し支えない。更に、24時間連続運転の場合、 $Q_0 (= 24 \times Q_0 / 24)$ の一定熱供給を継続することになり、積分的平衡は満たされると同時にスイング幅は10時間間欠運転に比べて小さくなる。

平均負荷計算法で算定した熱源機器容量を表4に示す。本解析では、全て顕熱成分のみを扱っており、最大で10時間間欠運転の場合、暖房容量は156.5[kW]で冷房容量は151.5[kW]、24時間連続運転の場合、暖房容量は140.9[kW]で冷房容量は77.7[kW]となった。

3.2 総合熱伝導率を変数とした感度解析

建物モデルの高断熱効果や蓄熱・蓄冷効果を把握する上で、特に放熱・吸熱面である床・天井の総合熱伝導率の動静は、熱容量に対して過大評価を与えかねないため、感度解析を行った。

執務時間帯の平均温度と温度差を図4に示す。図4に示した室温(5.0)または室温(9.0)とは、床・天井の総合熱伝導率を5.0[W/m<sup>2</sup>·K]または9.0[W/m<sup>2</sup>·K]とした場合の1~4階かつ執務時間帯(9:00~17:00)の室温を全平均したものである。温度差とは、室温(5.0)から室温(9.0)を差し引いたものである。因みに、床・天井以外の総合熱伝導率は屋外側で23.0[W/m<sup>2</sup>·K]、室内側で9.0[W/m<sup>2</sup>·K]一定とした。

運転停止の場合、年間を通じて温度差は約0.8℃であった。間欠運転と連続運転(2次側入口温度:22℃)の場合、10時間と24時間の異なる運転時間の違いによる温度差は軽微であったが、暖房期と冷房期のような運転時期の違いによる温度差(暖房期:約0.5℃,冷房期:約1.0℃)は顕著であった。既往の研究<sup>12)</sup>と同様に、冷房期の過大評価が確認されたことから、内部取得熱の大きい事務所建物が抱える日中の室温上昇の問題を踏まえると、躯体の蓄冷効果が小さくなる危険側での検討が必要となる。そのため、実際の対流・輻射成分は時間毎に変化するが、床・天井の総合熱伝導率を5.0[W/m<sup>2</sup>·K]一定とした。

更に感度解析によって、外気温と自然室温との間に3週間程度の時間的な遅れが明らかになった。これは、熱容量の大きい建物であったことに加えて、南窓面からの透過日射の増大する時期とも重なったことが大きく関係しているものと考えられる。この時間的な遅れを理解した上で、自然温度が22~26℃に収まった期間を中間期と定めた。

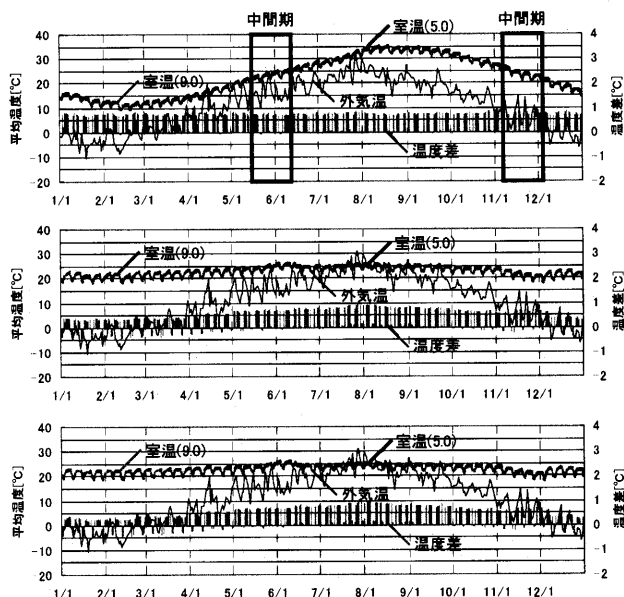


図4 執務時間帯の平均温度と温度差  
(上:運転停止,中:間欠運転,下:連続運転)

3.3 簡易予測制御の手順①～⑤

1) 予測負荷の算定①

予測負荷の算定式を表5、年間の予測負荷を図5に示す。HASP気象データの日平均値を用いて予測負荷を算定しており、2005年カレンダーの土日祝日の中から、土日のみ室内負荷と外気負荷をゼロとした。その結果、ピーク時の予測暖房負荷は約1292000 [Wh/day] (1/20 (木))、予測冷房負荷は約1475000 [Wh/day] (7/27 (水))となった。

2) 熱源機器容量の算定②、平均負荷計算法との整合③

予測負荷に基づいた10時間間欠運転と24時間連続運転における熱源機器容量を算定した。必要な熱源機器容量と設定水温を図6に示す。間欠運転の場合、最大で暖房容量は153.3 [kW]で冷房容量は151.9 [kW]、連続運転の場合、最大で暖房容量は143.1 [kW]で冷房容量は76.2 [kW]となった。この値は表4に示した平均負荷計算法で算定した熱源機器容量とほぼ同容量であった。従って、予測負荷で算定した熱源機器容量であっても、平均負荷計算法との整合性に問題ないことが確認された。

3) 設定水温の算定④、設定水温の補完⑤

暖冷房の放熱・吸熱面を床(3168 [m<sup>2</sup>])・天井(2376 [m<sup>2</sup>])と仮定し、配管中心から床・天井面までの熱抵抗を基に、予測負荷を賄える設定水温を算定した。躯体蓄熱システムは定流量制御であるため、本来、設定水温は予測負荷に対応して日変動することになる。しかし、高断熱建物の特性を考慮した簡易的な予測制御とするため、設定水温の季節変動を近似化したものを近似設定水温と定めた。

ただし、1次側入口温度(=2次側出口温度)の温冷水に平均負荷計算法で算定した熱源機器容量で加熱・冷却しても、1次側出口温度(=2次側入口温度)が近似設定水温に到達しない場合がある。しかし、熱源機器容量の不足として捉えるのではなく、室温変動が快適範囲内に留まれば差し支えない。特に、外気負荷が大きくなる厳寒期の2次側入口温度は、近似設定水温よりも低目となる可能性がある。

表5 予測負荷の算定式

算定式	
予測暖房負荷 [Wh/day]	= 構造体負荷 - 日射負荷 - 室内発生負荷 + 隙間風負荷 + 外気負荷
予測冷房負荷 [Wh/day]	= -構造体負荷 + 日射負荷 + 室内発生負荷 - 隙間風負荷 - 外気負荷
構造体負荷 [Wh/day]	= $\Sigma (\Delta K_n \times S_n \times (T_i - T_o))$ 、日射負荷 [Wh/day] = $\Sigma (\Delta S_n \times J_n \times SC)$
室内発生負荷 [Wh/day]	= 87859.2 [W] × 8 [h/day]、隙間風負荷 [Wh/day] = 0
外気負荷 [Wh/day]	= 0.34 × 12672.0 [m <sup>3</sup> /h] × (T <sub>i</sub> - T <sub>oa</sub> ) × 8 [h/day]
備考	
K <sub>n</sub> : nの熱貫流率 [W/m <sup>2</sup> ·K]、S <sub>n</sub> : nの面積 [m <sup>2</sup> ]、J <sub>n</sub> : nの日射量 (HASP, 0:00~24:00) [W/m <sup>2</sup> ]	
SC: 遮蔽係数 (0.46)、T <sub>i</sub> : 設計室温 (暖房期: 22℃、冷房期: 26℃)	
T <sub>o</sub> : 日平均外気温 (HASP, 0:00~24:00)、T <sub>oa</sub> : 日中平均外気温 (HASP, 9:00~17:00)	
構造体負荷、日射負荷、室内発生負荷、隙間風負荷の積算値を室内負荷とした。	
冷房期の構造体負荷は、日平均外気温T <sub>o</sub> ではなく実効温度差を加味した相当外気温T <sub>eq17</sub> とした。	

4. 解析 CASE と結果

4.1 解析 CASE

解析 CASE を表6に示す。簡易予測制御を行った間欠運転 (CASE1)、連続運転 (CASE2)、夜間運転 (CASE3) を代表的な解析 CASE とした。一方、2次側入口温度を近似設定水温ではなく、22℃一定制御を行った間欠運転 (CASE4)、連続運転 (CASE5) を参考的な解析 CASE とした。運転期間は、暖房期を12/4~翌5/14 (162日間)、中間期を5/15~6/11、11/6~12/3 (56日間)、冷房期を6/12~11/5 (147日間)と定めた。本解析では、計算開始時の影響を抑えるため、年間の非定常計算の前に、半年間の助走期間を設けた。

4.2 暖冷房エネルギー消費量の特性

1) 時間積算のエネルギー消費特性

CASE1~3における暖房エネルギー消費量と2次側温水温度を図7、冷房エネルギー消費量と2次側冷水温度を図8に示す。暖房期は1/16 (日)~1/22 (土)の外気温の最も低い時期、冷房期は7/24 (日)~7/30 (土)の外気温の最も高い時期を代表的な1週間として例示した。1時間の室内負荷 [Wh/h] は、(比重 [kg/m<sup>3</sup>] × 比熱 [J/kg·K] × 流量 [m<sup>3</sup>/s] × [入口温度 - 出口温度]) で算出した。また、新鮮外気を逐次算定される室温に加温して送風する外調機制御を行い、1時間の外気負荷 [Wh/h] は、(比重 [kg/m<sup>3</sup>] × 比熱 [J/kg·K] × 外気導入量 [m<sup>3</sup>/s] × [室温 - 外気温]) で算出した。

暖房期のCASE1では、躯体蓄熱時(室内負荷)と外気導入時(外気負荷)が重なったため、熱源機器容量の不足から近似設定水温に達しなかった。執務時間帯は常にピーク運転状況となっており、室温保持に多少影響するものと推測される。CASE2では、1/17 (月)の0:00~9:00の室内負荷が他の曜日に比べて非常に大きくなっており、土日の運転停止+平日の連続運転の不合理性が確認された。従って、平日の連続運転による運用が可能であるならば、土日休日であっても、運転期間中は連続運転であることが望ましい。また、多少のエネルギー消費の

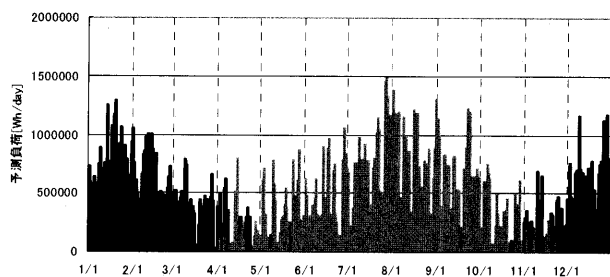


図5 年間の予測負荷

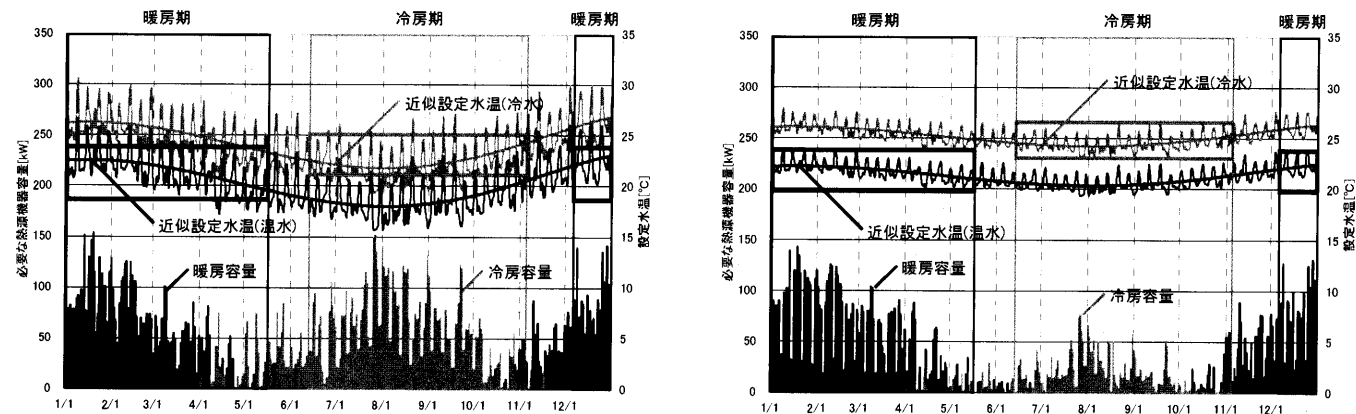


図6 必要な熱源機器容量と設定水温(左:間欠運転, 右:連続運転)

増大はあっても、熱源機器容量の縮小に繋がることが分かった。CASE3では、夜間に運転をシフトしたことから、近似設定水温による適切な簡易予測制御が行われた。9:00～10:00の1時間は、躯体蓄熱時と外気導入時が重なったため、一時的にピーク運転状況となった。

冷房期のCASE1では、冷房容量の2/3程度(80～100[kW])で運転しており、十分に余力を残した状況であった。外気負荷は予測負荷と対応しており、室内負荷がやや少な目であったと判断できる。CASE2では、1/17(月)の外気負荷は大きかったが、躯体蓄熱システムにおける入口温度と出口温度に温度差はほとんど生じておらず、室内負荷が周期的な波形のエネルギー消費傾向を示した。CASE3では、0:00～9:00に右下がりのエネルギー消費傾向を示しており、CASE1に比べて執務時間帯における昼間電力のエネルギー消費を大幅に下げた。

2) 日積算と年積算のエネルギー消費特性

CASE1～3における各曜日の暖冷房エネルギー消費量を図9、年間の暖冷房エネルギー消費量を図10に示す。日積算値と比較したところ、1/17(月)のエネルギー消費が運転方法に大きく左右されており、CASE2はCASE1の1.5倍でCASE3はCASE1の1.3倍に達した。しかし、年積

算値と比較したところ、24時間連続運転(CASE2・5)の方が10時間間欠運転(CASE1・3・4)よりもエネルギー消費は大きかったが、その差は5%程度に留まった。従って、搬送動力が少ない躯体蓄熱システムを導入した高断熱建物においては、間欠運転以外に、平日夜間や土日の運用次第では、連続運転や夜間運転といった暖冷房の運転方法の選択に対する自由度が増すことを示した。

4.3 室内熱環境の特性

1) 各階の温度特性

CASE1における執務時間帯の各階の温度特性を表7に示す。躯体蓄熱システムの放熱・吸熱面積(床・天井)や各階の外皮面積(屋根・外壁)は異なる。このことから、暖房期では、最上階である4階の方が1～3階よりも室温で約1.5℃、床表面温度で約0.5℃低く現われたが、中間期と冷房期では、各階の差は更に小さくなった。更に、標準偏差に着目すると、各階の差は0.2程度であり、冷房期<暖房期<中間期の順で約0.4～1.2の範囲に収まった。これは、暖房期が長い運転期間であることや中間期が自然室温であることを考慮すると、建物の高断熱効果や躯体の蓄熱・蓄冷効果の現われによるものと考えられる。

表6 解析CASE

解析CASE	運転方法(制御)	1日の運転時間	運転時間		熱源機器容量[kW]	2次側入口温度[℃] (y: 送風設定水温, x=184(1/17)-242(2/3))	
			開始	終了		暖房期	冷房期
CASE1	間欠運転(予測)	10時間	7:00	17:00	暖房期	156.5	$y = 2.6E-15x^6 - 1.5E-11x^5 + 1.9E-08x^4 - 8.9E-06x^3 + 1.7E-03x^2 - 9.8E-02x + 19.3$
					冷房期	151.5	$y = 3.8E-15x^6 - 1.7E-11x^5 + 2.0E-08x^4 - 9.2E-06x^3 + 1.8E-03x^2 - 1.0E-01x + 23.1$
CASE2	連続運転(予測)	24時間	0:00	翌0:00	暖房期	140.9	$y = 1.1E-15x^6 - 6.2E-12x^5 + 7.7E-09x^4 - 3.7E-06x^3 + 7.2E-04x^2 - 4.1E-02x + 20.9$
					冷房期	77.7	$y = 1.6E-15x^6 - 6.9E-12x^5 + 8.2E-09x^4 - 3.9E-06x^3 + 7.4E-04x^2 - 4.2E-02x + 24.8$
CASE3	夜間運転(予測)	10時間	0:00	10:00	暖房期	156.5	$y = 2.6E-15x^6 - 1.5E-11x^5 + 1.9E-08x^4 - 8.9E-06x^3 + 1.7E-03x^2 - 9.8E-02x + 19.3$
					冷房期	151.5	$y = 3.8E-15x^6 - 1.7E-11x^5 + 2.0E-08x^4 - 9.2E-06x^3 + 1.8E-03x^2 - 1.0E-01x + 23.1$
CASE4	間欠運転(一定)	10時間	7:00	17:00	暖房期	156.5	22
					冷房期	151.5	22
CASE5	連続運転(一定)	24時間	0:00	翌0:00	暖房期	140.9	22
					冷房期	77.7	22

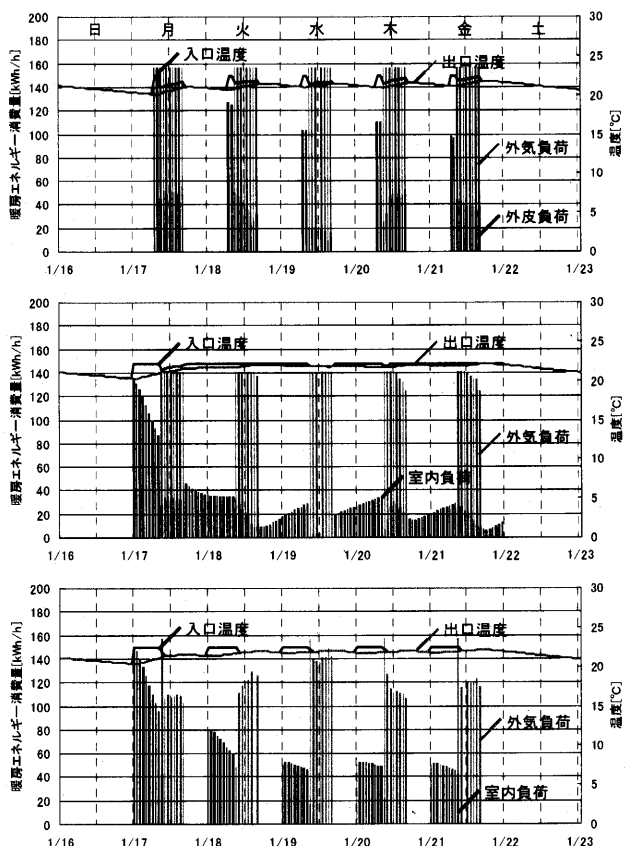


図7 CASE1～3における暖房エネルギー消費量と2次側温水温度 (上: CASE1, 中: CASE2, 下: CASE3)

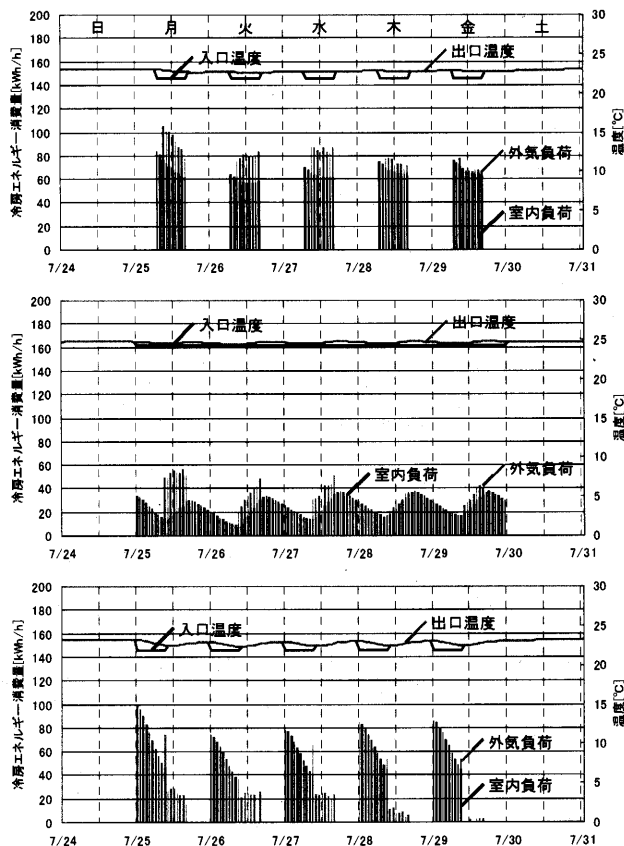


図8 CASE1～3における冷房エネルギー消費量と2次側冷水温度 (上: CASE1, 中: CASE2, 下: CASE3)

CASE1～3における1～4階の平均室温の推移を図11に示す。執務時間帯と比較したところ、暖房期はCASE1のみ約1.0℃低く、冷房期はCASE2のみ約2.0℃高かった。更に、時間毎対応に準拠した一定制御ではないので、執務時間帯に約1.0℃の温度スイングが生じた。このスイング幅は、土日の運転停止の問題や日中の室温上昇の問題に直結することから、適確に室内の快適性を評価し、暖房期や冷房期のような運転時期に応じた制御手法の必要性について検討する必要がある。

2) 快適性評価

CASE1～3における執務時間帯の室温とPPDの散布図を図12に示す。ISO-7730では、快適範囲として、 $-0.5 < PMV < +0.5$ と $PPD < 10\%$ を推奨している<sup>9)</sup>。図12に示した①～④(③と④は暖房期、中間期、冷房期で異なる)と逐次算定される温度(⑤空気温度、⑥平均輻射温度)の6要素を基にしてPMVを算出し、 $PPD (= 100 - 95 \times EXP(- (0.03353 \times PMV^4 + 0.2179 \times PMV^2)))$ を推定した。

CASE1では、中間期と冷房期共に $PPD < 10\%$ を満たしており、暖房期のみ $PPD > 10\%$ ( $PMV < -0.5$ )となった【土日の運転停止の問題】。逆に、CASE2では、中間期・暖房期共に $PPD < 10\%$ をほぼ満たしており、冷房期のみ $PPD > 10\%$ ( $PMV > +0.5$ )となった【日中の室温上昇の問題】。26.5℃以上になると急激にPPDが増加しており、PPDの最大

値は約20%に達した。CASE3では、年間を通じてPPDは推奨値以下となっており、土日の運転停止の問題や日中の室温上昇の問題に対して、非常に効果的な暖冷房の運転方法となった。従って、季節毎対応に準拠した簡易予測制御であっても、暖冷房の運転方法によって、快適な室内温熱環境が得られることが明らかになった。

執務時間帯のPPDの比率と最大値を表8に示す。CASE間を比較するため、暖房期・中間期・冷房期毎に頻度分布でまとめた。暖房期では、CASE1(日中: 躯体蓄熱+内部取得熱→間欠相当)の場合、翌朝の室温保持に影響を及ぼしており、PMVは-0.5以下でPPDの最大値は13.5[%]となった。しかし、CASE2(日中: 躯体蓄熱+内部取得熱、夜間: 躯体蓄熱→連続相当)やCASE3(日中: 内部取得熱、夜間: 躯体蓄熱→間欠相当+連続相当)の場合、特に月曜朝における室温低下が抑制されたため、 $PPD \leq 7\%$ は約98%に達した。このことから、暖房期においては、CASE2・3・5のような連続相当の運転方法が効果的であることが分かった。

冷房期では、日中や夜間に適度な躯体蓄冷で床スラブを冷却しておけば、OA化の顕著な事務所建物であっても、執務時間帯の熱除去が可能であった。このことから、暖房期とは対照的にCASE1・3のような間欠相当の運転方法が効果的であることが分かった。

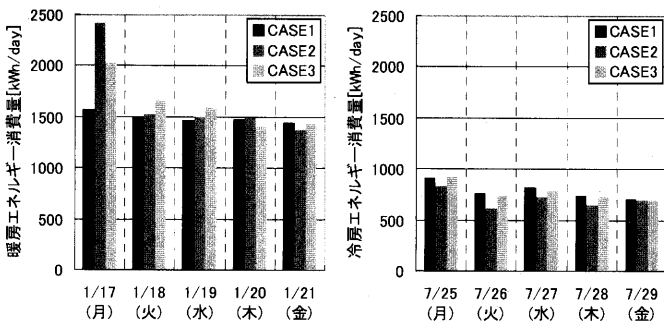


図9 CASE1～3における各曜日の暖冷房エネルギー消費量

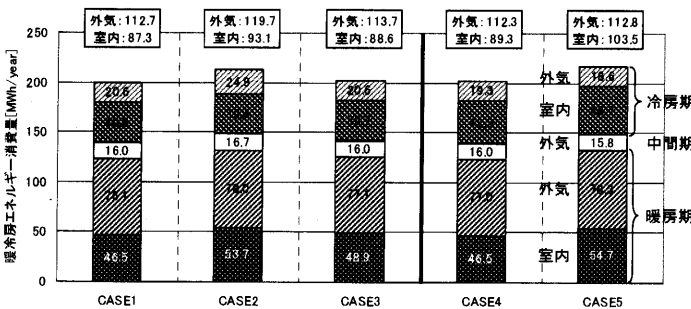


図10 年間の暖冷房エネルギー消費量

表7 CASE1における執務時間帯の各階の温度特性

		暖房期		中間期		冷房期	
		空気温度	床表面温度	空気温度	床表面温度	空気温度	床表面温度
4階	平均値	21.0	20.8	23.0	21.9	25.3	23.4
	標準偏差	0.9	0.6	1.3	1.2	0.6	0.3
3階	平均値	22.6	21.4	23.8	22.2	25.4	23.4
	標準偏差	0.7	0.7	1.2	1.1	0.4	0.4
2階	平均値	22.7	21.4	23.8	22.2	25.4	23.4
	標準偏差	0.7	0.7	1.2	1.1	0.4	0.4
1階	平均値	22.7	21.4	23.8	22.2	25.3	23.4
	標準偏差	0.7	0.7	1.2	1.1	0.4	0.4
1～4階	平均値	22.2		23.6		25.3	
	標準偏差	1.0		1.3		0.5	
室外	平均値	2.7		11.8		20.0	
	標準偏差	6.8		6.0		5.0	

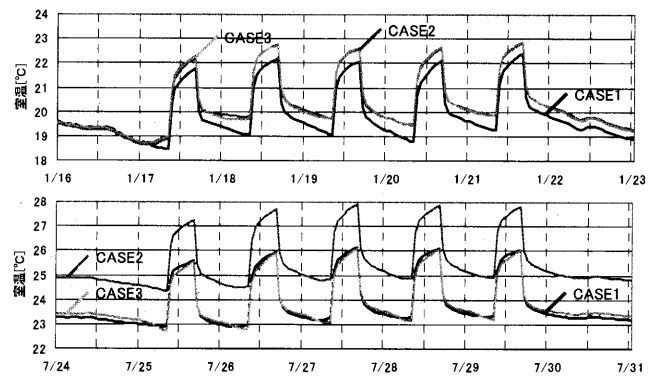


図11 CASE1～3における1～4階の平均室温の推移 (上: 暖房期, 下: 冷房期)

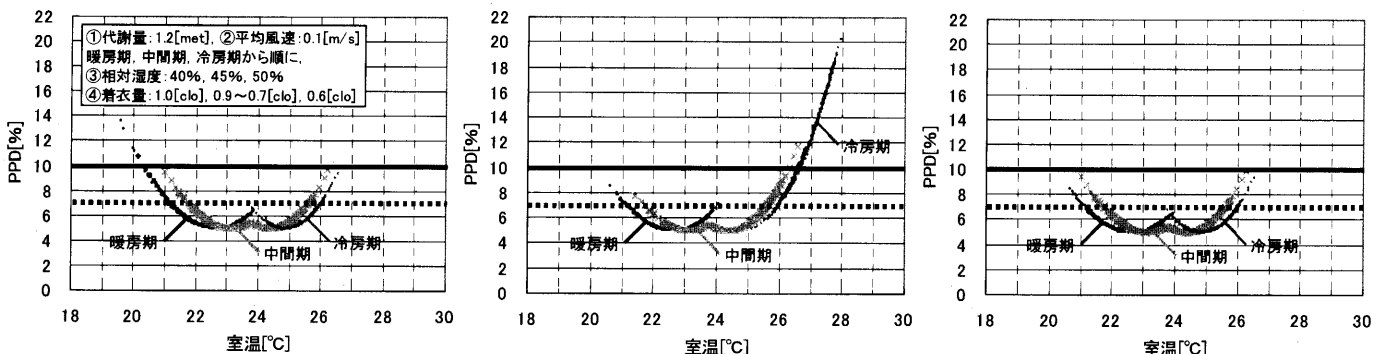


図12 CASE1～3における執務時間帯の室温とPPDの散布図(左: CASE1, 中: CASE2, 右: CASE3)

中間期では、暖房期や冷房期からの移り変わり直後に、躯体の蓄熱・蓄冷効果の影響を受けることが予想される。しかし、2次側入口温度を22℃一定制御(CASE4・5)でなくても、近似設定水温(CASE1~3)と季節変動に対応した着衣量の調整(0.9~0.7[clo])をすることによって、PPDが推奨値以下となった。適度な躯体蓄熱・蓄冷が為されれば、中間期においても室温変動の許容が可能であると考えられる。

4.4 躯体の温度特性

1) 結露の問題

ISO-7730では、通常の室内の床表面温度は19℃から26℃、最大暖房負荷時でも29℃以下を推奨している<sup>9)</sup>。執務時間帯の床表面温度はその条件を満たしたが、効果的な運転方法の1つであったCASE3では、夜間の室温低下と躯体蓄冷が相まって、床冷却で指摘される結露の問題が懸念される。

CASE3における露点温度の推移を図13に示す。時系列に露点温度を算出し、床表面温度(躯体表面)や2次側冷水温度(躯体内)との関係を検証した。室内湿度は吸放湿を無視すれば、屋外湿度、外気導入量及び水蒸気発生量で決まる。除湿を行わず、室内湿度が屋外湿度と同条件になったと仮定した場合、特に湿度が高かった7/27(水)では、8:00の室温が23.1℃、相対湿度が77.0%、絶対湿度が13.6[kg/kg']となった。夜間運転によって、躯体が最も冷える時間帯であったにも関わらず、床表面温度(22.6℃)は露点温度(18.8℃)を上回った。本来、「建築物における衛生的環境の確保に関する法律」(通称:ビル衛生管理法)における相対湿度の基準値は、40%以上70%以下である。あえて危険側となる高湿度条件を想定したが、時系列の評価をしても、結露の危険性は極めて低いことが確認された。従って、外気導入時に適切な除湿を施せば、夜間に運転をシフトしても結露は発生せず、その際のシステムとして、冷凍機やヒートポンプからの低温の冷水を外気処理に一度使用し、その後、中温の冷水を近似設定水温に制御した上で、床冷却に再度使用する冷水のカスケード的な利用が考えられる。

表8 執務時間帯のPPDの比率と最大値

	CASE1	CASE2	CASE3	CASE4	CASE5	
暖房期	PPD≤7%	91.7%	98.0%	98.2%	90.5%	79.8%
	7%<PPD≤10%	7.4%	2.0%	1.8%	9.2%	17.6%
	10%<PPD	0.9%	0.0%	0.0%	0.2%	2.6%
	PPD最大値	13.5	10.0	10.0	15.1	11.7
中間期	PPD≤7%	92.5%	85.0%	91.9%	53.8%	54.7%
	7%<PPD≤10%	7.5%	14.1%	8.1%	34.7%	33.8%
	10%<PPD	0.0%	0.9%	0.0%	11.6%	11.6%
	PPD最大値	9.7	11.8	9.9	14.7	14.6
冷房期	PPD≤7%	96.5%	4.4%	97.5%	87.7%	91.0%
	7%<PPD≤10%	3.5%	23.7%	2.5%	11.3%	7.6%
	10%<PPD	0.0%	71.9%	0.0%	1.0%	1.4%
	PPD最大値	9.4	20.3	9.4	13.5	13.5

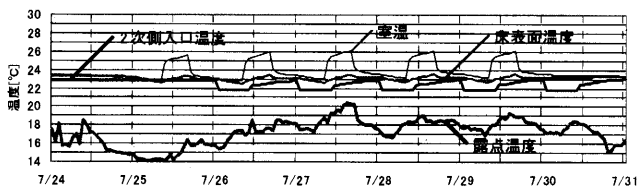


図13 CASE3における露点温度の推移

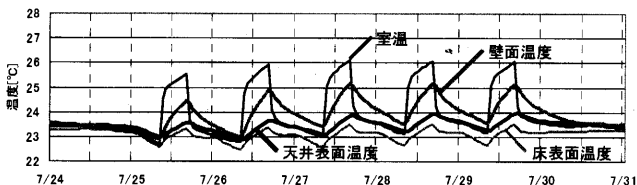
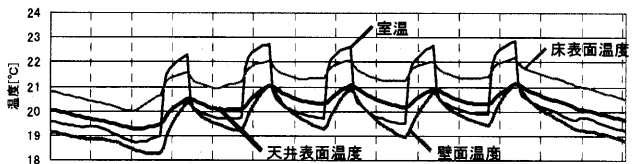


図14 CASE3における躯体温度の推移(上:暖房期,下:冷房期)

危険性は極めて低いことが確認された。従って、外気導入時に適切な除湿を施せば、夜間に運転をシフトしても結露は発生せず、その際のシステムとして、冷凍機やヒートポンプからの低温の冷水を外気処理に一度使用し、その後、中温の冷水を近似設定水温に制御した上で、床冷却に再度使用する冷水のカスケード的な利用が考えられる。

2) 躯体の吸放熱特性と躯体内温度分布

CASE3における躯体温度の推移を図14に示す。壁面温度と床表面温度に着目すると、暖房期の壁面温度は常に室温を下回っており、室温低下時でも外壁躯体から室内への放熱は見込めなかった。対照的に床表面温度は執務時間帯に室温を下回り、執務時間外に室温を上回ったため、床スラブ全体で吸放熱を繰り返していたと判断できる。また、冷房期の床表面温度は常に室温を下回っており、躯体の蓄熱・蓄冷効果は外壁よりも床スラブの方がより有効に機能することが分かった。

CASE3における躯体内温度分布を図15、16に示す。南壁の断面を視覚化したもので、代表的な1週間の中日である水曜日(1/19, 7/27)の執務時間帯(9:00, 13:00)を取り上げた。屋根スラブは断熱材を境に温度分布が際立っており、特に冷房期では、日中の外気温や日射による屋根面、外壁面、地盤面の温度上昇が確認された。しかし、外断熱にすると、暖房期と冷房期共にヒート・コールドブリッジの原因となる断熱欠損は解消されるため、室温に近い躯体内温度分布となっており、全体に渡って均一な温度分布が形成されていた。また、朝方から日中まで(9:00~13:00)の時間変動に対して、躯体内温度分布は非常に安定しており、夜間運転による躯体蓄熱・蓄冷の有用性が明らかになった。

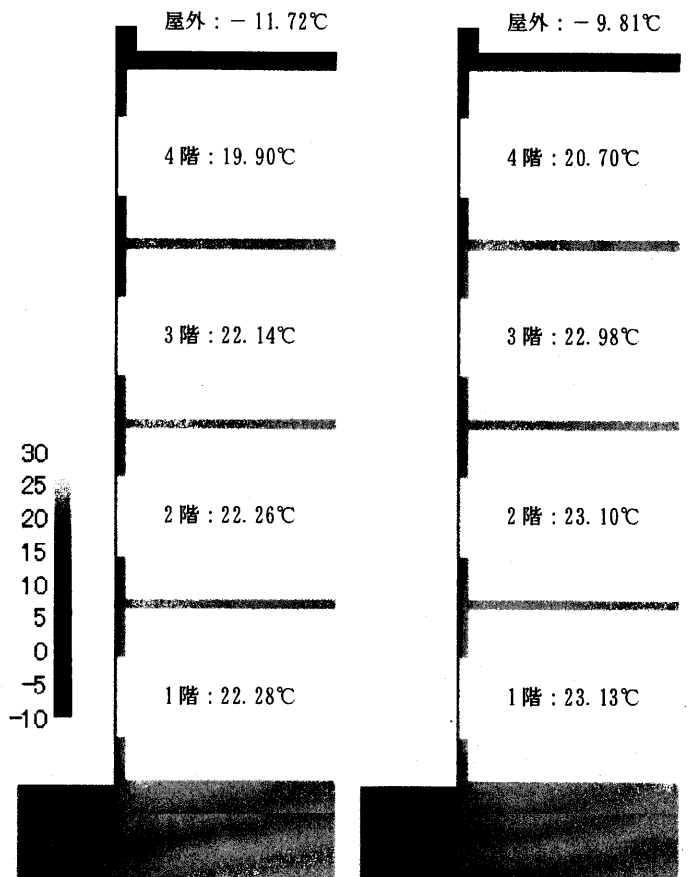


図15 CASE3における1/19(水)の躯体内温度分布(左:9:00(朝方),右13:00(日中))

## 5. まとめ

本論では、簡易予測制御を適用した高断熱建物の躯体蓄熱システムに関して、最適な運転方法と室内の快適性を検証し、本数値シミュレーションの条件下で、以下の知見が得られた。

- 1) 建物モデルの高断熱効果や蓄熱・蓄冷効果を把握するため、総合熱伝達率を変数とした感度解析を行った。その結果、躯体蓄熱システムにおける冷房期の過大評価が確認された。一方、外気温と自然室温との間に3週間程度の時間的な遅れが明らかになった。
- 2) 簡易予測制御の手順を示し、予測負荷で算定した熱源機器容量と平均負荷計算法で算定した熱源機器容量を比較した。その結果、ほぼ同容量であることが確認されたため、両者の整合性に問題ないことが確認された。また、外気負荷が大きくなる厳寒期の2次側入口温度は、近似設定水温に到達しない場合があった。
- 3) 時間積算のエネルギー消費を検証した結果、土日の運転停止+平日の連続運転の不合理性が確認された。従って、平日の連続運転による運用が可能であるならば、土日休日であっても、運転期間中は連続運転であることが望ましい。また、多少のエネルギー消費の増大はあっても、熱源機器容量の縮小に繋がることが分かった。
- 4) 日積算と年積算のエネルギー消費を検証した結果、日積算値は運転方法に大きく左右されたが、年積算値はCASE間で5%程度の差に留まった。従って、搬送動力が少ない躯体蓄熱システムを導入した高断熱建物においては、間欠運転以外に、平日夜間や土日の運用次第では、連続運転や夜間運転といった暖冷房の運転方法の選択に対する自由度が増すことを示した。

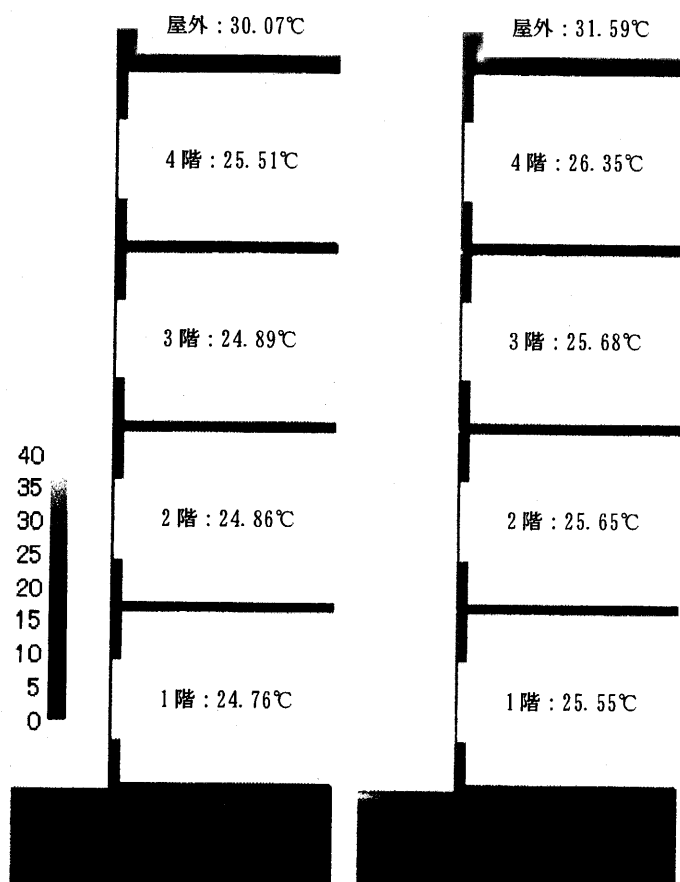


図16 CASE3における1/27(水)の躯体内温度分布  
(左:9:00(朝方), 右13:00(日中))

5) 室内温熱環境の特性を検証した結果、季節毎対応に準拠した簡易予測制御であっても、暖冷房の運転方法によって、快適な室内温熱環境が得られることが明らかになった。暖房期においては、連続運転と夜間運転のような連続相当の運転方法が効果的で、対照的に冷房期においては、間欠運転や夜間運転のような間欠相当の運転方法が効果的であることが分かった。

6) 夜間運転における結露の問題を検証した結果、あえて危険側となる高湿度条件を想定したが、時系列評価をしても、結露の危険性は極めて低いことが確認された。一方、躯体の吸放熱特性や躯体内温度分布を検証した結果、躯体の蓄熱・蓄冷効果は外壁よりも床スラブの方がより有効に機能し、時間変動に対して、躯体内温度分布は非常に安定しており、夜間運転の有用性が明らかになった。

今後、外気冷房を含めた外調機制御と躯体蓄熱システムとの併用(時間毎対応と季節毎対応との併用)による制御手法の検討、寒冷地と温暖地による地域性の検討、水方式と空気方式の躯体蓄熱システムによる検討等について報告する予定である。

## 【謝辞】

本調査は、2003年度住友財団環境研究助成、課題研究「積雪寒冷都市における環境共生と適正な資源循環のためのシステム技術に関する研究」(代表:絵内正道)の一環として行われたものである。

## 【参考文献】

- 1) 石野久彌, 郡公子; 輻射暖冷房設計法のための評価研究(1)床暖房方式の予熱特性, 日本建築学会計画系論文集, No. 470, pp. 11-17, 1995. 4
- 2) 小林愛子, 郡公子; 配管埋設型床暖房のある建物の熱的快適性・熱負荷シミュレーション法, IBPSA-Japan講演論文集, pp. 125-133, 2005. 1
- 3) 三浦寿幸, 小池浄一, 荒谷登; 外断熱の熱特性を生かした躯体蓄熱空調システムに関する研究 天井チャンバーを利用した躯体蓄熱方式, 日本建築学会計画系論文集, No. 526, pp. 25-30, 1999. 12
- 4) サデギアン タギ, 荒谷登, 絵内正道, 鈴木憲三; 外断熱建物の冷房負荷計算法と低負荷冷房, 日本建築学会計画系論文集, No. 557, pp. 25-31, 2002. 7
- 5) 菊田弘輝, 絵内正道, 羽山広文, 森太郎, 宮坂敏一; 外断熱住宅の躯体蓄熱型暖房システムに関する研究, 日本建築学会環境系論文集, No. 589, pp. 37-42, 2005. 3
- 6) S-V・バタンカー原著, 水谷幸夫・香月正司共訳: コンピュータによる熱移動と流れの数値解析, 森北出版株式会社
- 7) 熱物性ハンドブック編集委員会: 熱物性ハンドブック 日本熱物性学会編, 株式会社養賢堂
- 8) 財団法人住宅・建築省エネルギー機構編集: H11 建築物の省エネルギー基準と計算の手引, 財団法人住宅・建築省エネルギー機構
- 9) 社団法人 空気調和・衛生工学会: 空気調和・衛生工学便覧[第13版] 1基礎篇, 社団法人 空気調和・衛生工学会
- 10) 空気調和・衛生工学会北海道支部・設備技術研究会「実用レベルの外断熱建物の熱負荷計算法の策定」小委員会: 実用レベルの外断熱建物の熱負荷計算法, 1998年度~1999年度版
- 11) 社団法人公共建築協会編集: 国土交通省北海道開発局営繕部監修 外断熱建物に関する性能基準及び同解説 平成15年版, 社団法人公共建築協会
- 12) 絵内正道, 白鳥泰宏, 荒谷登; 熱伝達を変数とした熱環境解析 その2 非常数値解析への適用結果, 日本建築学会北海道支部研究報告集 計画系 No. 54, pp. 45-48, 1981. 3
- 13) Henze, G. P., D. Kalz, C. Felsmann, and G. Knabe: Impact of Forecasting Accuracy on Predictive Optimal Control of Active and Passive Building Thermal Storage Inventory, International Journal of HVAC&R Research, Vol. 10, No. 2, pp. 153-178, 2004
- 14) Henze, G. P., D. Kalz, S. Liu, and C. Felsmann: Experimental Analysis of Model-Based Predictive Optimal Control for Active and Passive Building Thermal Storage Inventory, International Journal of HVAC&R Research, Vol. 11, No. 2, pp. 189-214, 2005
- 15) 菊田弘輝, 絵内正道, 羽山広文, 森太郎; 高断熱建物における床暖冷房システムと室温変動の許容に関する研究, IBPSA-Japan講演論文集, pp. 11-17, 2005. 1

(2005年7月7日原稿受理, 2005年9月29日採用決定)