九州大学学術情報リポジトリ Kyushu University Institutional Repository

# 蓄熱方式を複合した空調システムの効率的運用に関 する研究 : 運転データの解析とシミュレーションに よる運転方法の検討

明智, 一晃

九州大学大学院人間環境学府空間システム専攻修士課程

**赤司, 泰義** 九州大学大学院人間環境学研究院都市・建築学部門

住吉,大輔 九州大学大学院人間環境学研究院都市·建築学部門

吉田, 治典 岡山理科大学工学部

他

https://doi.org/10.15017/26774

出版情報:都市・建築学研究. 22, pp.97-105, 2012-07-15. Faculty of Human-Environment Studies, Kyushu University バージョン: 権利関係:

## 蓄熱方式を複合した空調システムの効率的運用に関する研究 - 運転データの解析とシミュレーションによる運転方法の検討-

Efficient Operation of Air-Conditioning System with Plural Types of Thermal Storage — Analysis of Operation Data and Examinations of Operating Method by Simulation —

> 明智一晃<sup>\*1</sup>,赤司泰義<sup>\*2</sup>,住吉大輔<sup>\*2</sup>,吉田治典<sup>\*3</sup>,葛 隆生<sup>\*4</sup>, 天野雄一朗<sup>\*5</sup>,小野坂充央<sup>\*6</sup>,名倉義行<sup>\*6</sup>

Kazuaki AKECHI, Yasunori AKASHI, Daisuke SUMIYOSHI, Harunori YOSHIDA, Takao KATSURA, Yuichiro AMANO, Mitsuhiro ONOSAKA and Yoshiyuki NAGURA

This research aims at establishing the technique of combining thermal storages by examining the combination and the efficient operating method making use of each advantage of several thermal storage air-conditioning systems that have operated individually until now. In this paper, we analyzed the measurement data, and performed the quality assessment of thermal storage air-conditioning systems. And, we developed the simulation model that reproduced the performance of the current air-conditioning system. In addition, we examined the operating method of the water and soil heat storage systems using the simulation.

Keywords: Commissioning, Air-conditioning system, Simulation, Several Thermal Storage Systems コミッショニング,空調システム,シミュレーション,複合蓄熱方式

#### 1. はじめに

蓄熱空調システムには、水蓄熱方式、氷蓄熱方式、 躯体蓄熱方式、土壌蓄熱方式等がある.通常これらの 蓄熱方式が一つの建物の中に複数導入されることは稀 であり、多くはこれまで個別に運用されてきた.しか し、複数の蓄熱方式を組み合わせ、適切な運用を行う ことによって、省エネルギー効果やピークカット効果 がより高い空調システムの構築が可能となる.

そこで本研究では、各蓄熱システムの利点を生かし た組み合わせとその効率的な運転方法を提案し、その 効果を明らかにすることを目的とする.

本報では、実測データの分析を行い、蓄熱空調シス テムの運用実態に関する考察を行った.また、現状の 空調システムの性能を再現するシステムシミュレーシ ョンモデルを構築し、水蓄熱システムと土壌蓄熱シス テムの効率的運用方法について検討を行った.

#### 2. 対象システム概要

対象とする建物の概要を表 1 に,建物外観を写真 1 に,空調システム図を図1に,空調一次側・二次側シ

- \*1 空間システム専攻修士課程
- \*2 都市・建築学部門
- \*3 岡山理科大学工学部
- \*4 北九州市立大学国際環境工学部
- \*5 四国電力株式会社
- \*6 株式会社四電技術コンサルタント

ステムの機器仕様を表2にそれぞれ示す.対象システムは冷温水系と年間冷水系に系統が分かれており,冷 温水系には蓄熱容積約1,000m<sup>3</sup>の水蓄熱システム,年 間冷水系には蓄熱容積約10,000m<sup>3</sup>の土壌蓄熱システム, 建物の4階~6階には躯体蓄熱システムがそれぞれ採 用されている.また,対象建物には熱源機器はなく, 地域熱供給(以下,DHC)によって供給される冷温水を 用いて空調を行っている.なお,本研究では蓄熱槽や 熱交換器等を一次側,ヘッダー以降のポンプやファン コイル等を二次側と定義する.

表1 建物概要

香川県高松市
事務所ビル
13,922m <sup>2</sup>
地下1階、地上7階、塔屋1階
S造、一部SRC造
2004年3月



写真1 建物外観





#### 3. 実運転データの分析

現状の各蓄熱システムの運転状況や問題点を把握す るため、実測データからそれぞれの性能を評価する.

#### 3.1 水蓄熱システム

対象システムの水蓄熱槽は、夜間に槽内に蓄熱した 冷温水を昼間の空調に用いている.また、蓄熱槽は冷 水蓄熱槽(700m<sup>3</sup>)と冷温水蓄熱槽(300m<sup>3</sup>)に分かれてお り、夏期は冷水槽と冷温水槽を合わせて冷水蓄熱を行 い、冬期は冷温水槽のみで温水蓄熱を行っている.

#### 3.1.1 性能評価

2009 年 10 月~2011 年 9 月の月別水蓄熱槽の蓄・放 熱量と蓄熱効率の推移を図 2 に示す. 2009 年 10 月~ 2010 年 9 月の年間の蓄熱効率は 64%, 2010 年 10 月~ 2011 年 9 月の年間の蓄熱効率は 60%と,対象システム の水蓄熱システムは低効率な運用が行われていること が分かる. 2009 年 10 月~2011 年 9 月の月別水蓄熱槽 の夜間移行率を図 3 に示す. 2009 年 10 月~2010 年 9 月における冷水夜間移行率は最大で約 41%,温水夜間 移行率は最大で約 34%, 2010 年 10 月~2011 年 9 月に おける冷水夜間移行率は最大で約 29%,温水夜間移行 率は最大で約 33%であった.

#### 3.1.2 蓄熱効率に関する分析

対象システムの水蓄熱の蓄熱効率が低下している原 因を分析するため、まず蓄熱槽の槽内温度から算出し た蓄放熱量と熱交換器の熱交換熱量を比較する.2010 年8月2日の冷水蓄熱量の推移を図4に、蓄放熱量と 熱交換熱量の比較を表3に示す.「熱交換熱量」は HEX-1(蓄熱時)とHEX-2(放熱時)の熱交換熱量の積算値,

「蓄熱量」は蓄熱槽の槽内温度と槽の容量から算出した蓄熱量である.これらを見ると,蓄熱時に熱交換器 HEX-1 で熱交換した熱量のうち 14.6%は蓄熱量に反映 されておらず,蓄熱運転時に失われる熱量が大きいこ とが分かる.

次に、蓄熱槽内に槽の壁面から熱が入ってきていな

表2 空調一次側・二次側システムの機器仕様

機器名	記号	仕様
NA +0.14*	CT 1	冷却能力:498.8kW
行却哈	01-1	冷却水出入口温度差:5.5℃(37.5 → 32℃)
		交換熱量:1000kW
	HEX-1	一次側冷水出入口温度差・流量:7℃(6→13℃),122.9m <sup>3</sup> /h
		二次侧冷水出入口温度差·流量:7℃(14→7℃),122.9m <sup>3</sup> /h
		交換熱量:1000kW
	HEX-2	一次側冷水出入口温度差·流量:7℃(7 → 14℃),122.9m <sup>3</sup> /h
动大场吗		二次側冷水出入口温度差・流量:10℃(18→8℃),86.0m <sup>3</sup> /h
和父换奋	HEX-3	交換熱量:1000kW
		一次側冷水出入口温度差・流量:7℃(6→13℃),122.9m <sup>3</sup> /h
		二次側冷水出入口温度差・流量:10℃(17→7℃),86.0m <sup>3</sup> /h
		交換熱量:350kW
	HEX-4	一次側冷水出入口温度差・流量:7℃(6→13℃),43.0m <sup>3</sup> /h
		二次側冷水出入口温度差・流量:10℃(17→7℃),30.1m <sup>3</sup> /h
冷温水一次ポンプ	PCH-1,2	定格流量 66.0m <sup>3</sup> /h、定格消費電力 11kW、定格楊程 20kPa
冷温水一次ポンプ	PCH-3,4	定格流量 90.0m <sup>3</sup> /h、定格消費電力 15kW、定格楊程 30kPa
冷水ポンプ	PC-1	定格流量 90.0m <sup>3</sup> /h、定格消費電力 15kW、定格楊程 30kPa
冷水二次ポンプ	PC-2,3	定格流量 24.0m <sup>3</sup> /h、定格消費電力 5.5kW、定格楊程 30kPa
冷水ポンプ	PC-4	定格流量 5.4m <sup>3</sup> /h、定格消費電力 0.4kW、定格楊程 10kPa







表3 蓄熱量と熱交換熱量の比較(8月2日)

00.1p.	(1	蓄熱 9:05-4:25)		放熱 (7:45-18:00)		
	熱量 [MJ]	投入に対する 蓄熱の割合[%]	熱量 [MJ]	蓄熱に対する 取出しの割合[%]	熱量 [MJ]	
熱交換熱量	19326.2	-	14586.7	96.4	-	
蓄熱量	16507.5	85.4	15136.0	-	130.0	



いかを熱流計の測定データを用いて分析する.測定に おいては、冷水槽と冷温水槽各 1 槽ずつの上部と下部、 計 4 箇所に熱流計を設置した.2011 年 6 月 20 日~26 日における槽上部の熱流を図 5 に、槽下部の熱流を図 6 に示す.これらのグラフを見比べると、槽の下部よ りも上部の熱流の方が大きいことが分かる.また、放 熱運転を行っていない時間帯においても徐々に蓄熱量 が減少しており、蓄熱効率が低下している原因の一つ として、蓄熱槽の熱損失による影響が考えられる.

熱流計の測定データから算出した熱損失の割合を表 4 に示す. 蓄熱量から算出した総熱損失は 1 日の間に 減少した蓄熱量を示しており,熱流から算出した熱損 失は熱流計の測定値の 1 日の平均値を出し,その値に 蓄熱槽の上部・下部・側面の面積と時間を乗じて算出 した. これを見ると,熱流計から算出した熱損失は総 熱損失のうち 35~65%を占めていることが分かる.

2011 年 6 月 20 日~26 日における蓄熱量に対する熱 損失の割合を図 7 に示す. 蓄熱量と放熱量は各熱交換 器の熱交換熱量,終始の差分は期間の最初と最後の時 点での蓄熱量の差分を示している. これを見ると,蓄 熱量に対して約 15%が不明分の熱損失として失われて おり,熱流計で測定された熱損失と共に蓄熱効率低下 の要因となっている.

#### 3.2 躯体蓄熱システム

対象システムの躯体蓄熱は、これまで運用されてい ない状態が続いていた. 今後運転を再開するに当たり, 躯体蓄熱の適切な運転方法を検討するため、2011 年夏 期に表5のように躯体蓄熱の開始時間を3パターンに 分けて試験運転を行った. 各試験運転期間における時 刻別平均空調負荷を図8に示す. これを見ると、各パ ターンの躯体蓄熱運転開始時に負荷が大きくなってい るが、それぞれ空調時間帯の負荷を低減できている. パターン1 は躯体蓄熱を行わない場合と比較して全体 の空調負荷が約4.9%増加するが、負荷がピークとなる 9時において約74.3%、13時において約9.3%低減した. 同様に、パターン2 は全体の空調負荷が約20.4%増加 するが、9時において約72.7%、13時において約 12.4%低減し、パターン3は全体の空調負荷が約2.2%





	総熱損失		まる			
	(蓄熱量から算出)	槽上部	槽下部	槽側面	合計	11.0.
-	[MJ]	[MJ]	[MJ]	[MJ]	[MJ]	[%]
6月 16日	443.8	126.5	135.7	34.3	296.5	66.8
6月 20日	1460.7	332.2	158.6	40.1	530.9	36.3
6月 22日	1772.3	437.8	208.4	52.7	698.9	39.4



図7 熱損失の割合(6月20日~6月26日)

表 5 躯体蓄熱試験運転概要

測定期間	2011年8月7日~9月9日			
測定点	躯体表面温度、室内温湿度(上下方向分布10点) OA內温湿度、空調機消費電力			
	8月 7日~: 躯体蓄熱運転無し			
	8月22日~:パターン1/躯体蓄熱5時開始			
運転設定	8月29日~:パターン2/躯体蓄熱3時開始			
	9月 5日~:パターン3/躯体蓄熱1時開始			
空調方式	床吹出し⇒天井吸込み			



増加するが、9時において約83.4%、13時において約 62.7%低減した.パターン3の昼間の負荷低減効果が 大きいのは、試験運転期間の平均外気温度が他の期間 と比較して低かった影響もある.次に各試験運転期間



において外気温度が同程度である 1 日ずつで比較する. 各パターン代表日の日積算空調負荷を図 9 に,日積算 電力消費量を図 10 に示す.図 10 の DHC の電力消費 量は,熱源機器の COP を 3.20 と仮定して,受入熱量 の実測データから算出している.これらを見ると,外 気温度の影響もあるが,躯体蓄熱運転を行う時間が長 いほど,全体の負荷と電力消費量は増加し,空調時間 帯の負荷と電力消費量は削減されるという傾向が見ら れる.ただし,パターン 3 は外気温度が低いため,負 荷と電力消費量が他のパターンより小さくなっている.

#### 3.3 土壌蓄熱システム

対象システムの土壌蓄熱は、冬期夜間に土壌に蓄熱 した冷熱を夏期昼間の空調に利用する季節間蓄熱を行 っている. 2009 年 10 月~2011 年 9 月までの月別土壌 蓄・採熱量を図 11 に示す. 2009 年 10 月~2010 年 9 月の積算土壌蓄熱量は 288.9GJ, 積算土壌採熱量は 233.3GJ で年間の蓄熱効率は 81%, 2010 年 10 月~2011 年9月の積算土壌蓄熱量は320.2GJ,積算土壌採熱量 は 234.4GJ で年間の蓄熱効率は 73%と, 土壌蓄熱は過 去に行ったコミッショニング 1)の効果もあり、効率の よい運用を行っている.また、ポンプや冷却塔ファン の電力消費量,土壌採熱量から算出した 2010 年 10 月 ~2011 年 9 月における土壌蓄熱のシステム COP は 6.9 だった. 2011 年の月別冷房負荷ピーク日における土壌 蓄熱利用率を図 12 に示す.二次側冷房負荷と土壌採 熱量は各月の冷房負荷ピーク日の日積算値を示してい る.これを見ると、二次側冷房負荷に対して 10%前後 を土壌から採熱利用しており、特に採熱期間が始まる 6月や7月において利用率が高くなっている.

#### 4. システムシミュレーションの構築

各蓄熱システムの運転方法をシミュレーションによ り検討するため、まず現状の性能を再現するシステム シミュレーションを構築する.

#### 4.1 シミュレーション概要

対象建物の機器モデル,制御ロジックモデルを組み 合わせて,システムシミュレーションを構築した.シ



図 13 システムシミュレーション系統図

ステムシミュレーション系統図を図 13 に示す.機器 モデルはメーカー提供の仕様書を基に作成し、モデル の推定精度を高めるために、実測値を用いてモデルパ ラメータの補正を行った.制御ロジックモデルは制御 仕様書を基に作成した.また、本シミュレーションで は、夏期昼間の土壌採熱利用時において、建物全体の 二次側負荷と土壌の送水温度から土壌採熱で賄う負荷 を決定し、残りの負荷を冷温水系の負荷として DHC からの受入熱量や水蓄熱槽からの放熱で賄うようにな っている.シミュレーションの入力は、外気温湿度、 DHC からの受入水温度、二次側負荷、二次側流量、水 蓄熱槽目標蓄熱量、本館使用熱量であり、出力はポン プ、冷却塔ファン、冷却水ポンプの電力消費量、土壌 蓄・採熱量、DHC からの受入熱量である.計算時間間 隔は5分とし、入力には2010年10月1日~2011年9 月 30日の実測データを用いた.

本システムに導入されている制御を以下に示す. 1) 冷温水系熱交換器台数制御

冷温水系二次側負荷が熱量デマンド値(DHC からの 受入熱量の上限値)を超える場合,2 台目の熱交換器が 運転されるように制御する.

2) 熱交換器出口温度制御

熱交換器の二次側出口温度が設定値になるように一 次側二方弁の比例制御を行う.

#### 3) 土壤蓄熱制御

冬期夜間,冷却塔で冷却した冷水を土壌内に埋設されたポリエチレン配管に通して土壌蓄熱を行い,夏期 に土壌内に蓄えた冷熱を取り出して空調に利用する.

#### 4.2 水蓄熱槽のモデル化

水蓄熱槽モデルは連結完全混合槽型蓄熱槽モデルで あり,前時刻における各槽の温度分布,当該時刻に流 入する流量と水温を入力として,当該時刻の各槽の温 度を出力する.また,出力した各槽の温度と外気温度 の差,蓄熱槽の表面積等から熱損失を求め,各槽の温 度に反映している.冷水槽槽内温度の実測値と計算値 の比較を図 14 に,冷水蓄熱量の実測値と計算値の比 較を図 15 にそれぞれ示す.図 14 を見ると,実測値の 槽内温度には大きな乱れが見られる.この槽内温度の 乱れは今後改善すべき課題であるが,図 15 の計算値 と実測値の蓄熱量はほぼ一致しているため,本研究で はこのモデルを用いて今後の検討を行う.

#### 4.3 土壌蓄熱のモデル化

対象システムの土壤蓄熱を無限円筒理論の空間内温 度場の重ね合わせを利用した地中温度計算<sup>2)</sup>を応用し てモデル化した.本プログラムは,地中熱交換器冷水 入口温度と循環流量を入力値として与え,地中熱交換 器冷水出口温度と地中温度の計算を行う.熱交換器と して使用される基礎杭は図 16 左側に示されるように スパイラル型のコイルを用いているが,計算を簡略化 するため,図 16 右側に示す通りパイプの長さや表面 積の等しいU字管型地中熱交換器に置き換えて計算し



た. 設置される U 字管の深さ方向の長さは 7m と設定 し, U 字管の対数はスパイラル配管長 80m から U 字管 1 対当たりの配管長 14m を除して, 6 対と設定した.

土壌蓄熱システムにおける冷水出口温度の計算値と 実測値の比較を図 17 に、土壌温度の計算値と実測値 の比較を図 18 にそれぞれ示す.図 17 を見ると、計算 値と実測値の傾向としては良く一致していると言える が、特に夏期の冷水利用開始時に 4℃近い誤差が生じ ている.また、図 18 の土壌温度についても、冬期の 蓄熱開始時と夏期の冷水利用開始時に 3℃程度の誤差 が生じている.誤差が生じる原因としては、冬場の蓄 熱の影響が残っていることの他に、冷水が基礎杭に達 する間の横引き配管での熱損失や、地下ピットに設置 している蓄熱槽からの熱移動等も考えられるため、こ れらの影響については今後の検討課題である.

#### 5. 運転方法の検討

各蓄熱システムの現状の性能を踏まえ、構築したシ ステムシミュレーションを用いて、水蓄熱と土壌蓄熱 のより効率的な運転方法を検討する.

### 5.1 水蓄熱運転方法の検討

#### 5.1.1 目標蓄熱量の変更

水蓄熱槽を多く利用すると、蓄放熱時に使用するポ ンプの電力消費量の増加や蓄熱槽の熱損失等により、 エネルギー消費量が増加する.そこで、エネルギー消 費量の削減を目的として、水蓄熱槽の目標蓄熱量を変 更することによる効果を検討した.なお、目標蓄熱量 を変更する際には、実測データから蓄熱量が多く余っ ていると判断した、温水蓄熱期間の2月~4月、冷水



蓄熱期間の 7 月~9 月を対象とした.水蓄熱槽の目標 蓄熱量を表6のように CASE A~CASE Fの6つのケー スに分けてシミュレーションを行った. 各ケースの内 容は、目標蓄熱量に実測データを用いた CASE A を基 準とし、CASE B から CASE F まで 10% ずつ目標蓄熱 量を減らしている.各ケースの冷水蓄熱量の推移を図 19 に示す. これを見ると、CASE F は空調時間帯に蓄 熱量が 0 となり、負荷を処理できなくなっている、各 ケースの年積算蓄・放熱量を図 20 に示す. これを見 ると、蓄熱量は目標蓄熱量が少ないケースほど少なく なっており、放熱量は CASE E と CASE F において少 なくなっている.水蓄熱槽の目標蓄熱量に関するケー ススタディの結果を表 7 に示す.これを見ると, CASE D までは目標蓄熱量が少ないケースほど蓄熱効 率が向上しているが、CASE E と CASE F では蓄熱効 率が低下している. その原因としては, CASE E と CASE F においては空調時間帯に蓄熱不足が発生して おり、放熱量が減少していることが挙げられる、建物 全体のエネルギー消費量を見ると、目標蓄熱量が少な いケースほど多くなっている.これは、目標蓄熱量が 少ないと、蓄熱槽の槽内温度が高くなる分、放熱時の 流量が多くなるためである.しかし,目標蓄熱量が少 ないと、DHC からの受入熱量が少なくなるため、シス

表6 検討ケース

	内容
CASE A	従来運転を行うケース(目標蓄熱量→実測データ)
CASE B	目標蓄熱量 実測データ×90%
CASE C	目標蓄熱量 実測データ×80%
CASE D	目標蓄熱量 実測データ×70%
CASE E	目標蓄熱量 実測データ×60%
CASEF	目標蓄熱量 実測データ×50%



表7 ケーススタディの結果

	運転条件		梨	·量		蓄熱	不足	т	システム		
	目標蓄熱量	蓄熱量 [GJ]	放熱量 [GJ]	蓄熱効率 [%]	DHC 受入熱量 [GJ]	不足蓄熱量 [GJ]	蓄熱不足 運転時間 [h]	建物 合計	DHC	システム 合計	СОР [-]
CASE A	100%	733.2	426.2	58.1	3608.5	0.0	0.0	139.0	1127.6	1266.6	2.80
CASE B	90%	727.8	425.2	58.4	3599.0	0.0	0.0	139.3	1124.7	1264.0	2.81
CASE C	80%	720.3	423.6	58.8	3593.1	0.0	0.0	139.8	1122.8	1262.7	2.81
CASE D	70%	712.5	421.8	59.2	3587.2	0.0	0.0	140.3	1121.0	1261.3	2.82
CASE E	60%	697.0	412.0	59.1	3581.6	0.6	0.9	140.4	1119.2	1259.6	2.82
CASE F	50%	675.1	397.0	58.8	3574.5	2.7	4.8	140.6	1117.0	1257.6	2.83

テム全体で見ると省エネルギーとなっている. 蓄熱不 足にならないケースで見ると,目標蓄熱量が実測デー タの 70%である CASE D が最も省エネルギーとなる.

#### 5.1.2 熱量デマンド値の変更

夜間の電力を使用して蓄熱槽に冷温熱を蓄え、昼間 の空調に利用する水蓄熱システムの最大の目的は負荷 平準化効果である.対象システムにおいても、空調時 間帯に積極的に放熱運転を行うことで、負荷平準化効 果が向上すると考えられる.対象システムの冷温水系 (図1左側)の運転方法は、ベースは DHC からの受入熱 量によって負荷を処理し、二次側負荷が熱量デマンド 値を超える場合に水蓄熱槽放熱運転を行うように制御 されている. なお, 熱量デマンド値とは, 隣接する本 館建物と合わせて DHC から受入れることのできる熱 量の上限値のことである.よって,熱量デマンド値を 変更することで、水蓄熱槽の利用頻度も大きく変わる と考えられる. そこで、負荷平準化効果の向上を目的 として,熱量デマンド値を変更することによる効果を 検討した.なお、熱量デマンド値を変更する際には、 前節と同様に、温水蓄熱期間の2月~4月、冷水蓄熱 期間の7月~9月を対象とした.現在,熱量デマンド 値は冷水が 7.2GJ/h, 温水が 3.9GJ/h に設定されており, 表8のように熱量デマンド値を5%ずつ小さくした6 つのケースに分けてシミュレーションを行った.

各ケースの冷温水系二次側負荷に対する直送系 (HEX-3)と放熱系(HEX-2)の割合を図 21 に示す.これ を見ると,熱量デマンド値が小さいほど放熱運転を行 う頻度が高くなるため,二次側負荷に対する直送系の 割合が小さく,放熱系の割合が大きくなっている.各



図 21 直送系と放熱系の割合

ケースの負荷平準化効果を表9に、水蓄熱槽の熱量デ マンド値に関するケーススタディの結果を表 10 に示 す. なお、表9の負荷平準化効果の比較に関しては、 夏期の8月、冬期の2月を代表に取り上げている.表 9 を見ると、夏期・冬期ともに熱量デマンド値が小さ いほど、積算電力消費量と蓄熱運転時の平均消費電力 は多くなっているが、空調運転時の平均消費電力を削 減している.特に,夏期における空調運転時の平均消 費電力削減量が多くなっており、冷水熱量デマンド値 を下げることによる昼間の負荷低減効果が大きいこと が分かる.表 10 を見ると、熱量デマンド値を小さく することで、 蓄熱量・ 採熱量がともに増加しているが、 放熱量の増加率の方が高いため蓄熱効率は向上してい る. また、熱量デマンド値を 75%以下にすると蓄熱不 足が発生することが分かる.エネルギー消費量を見る と、対象建物と DHC のどちらにおいても、熱量デマ ンド値を小さくするほど、エネルギー消費量が増加し ている.そのため、システム全体のエネルギー消費量 も増加しており、システム COP は低下している.本検 討の目的である負荷平準化効果で見ると、熱量デマン ド値を現状の 80%とした CASE e が、蓄熱不足になら ないケースの中で最も効果が大きかったが、システム COPは2.80から2.77に低下する結果となった.

表8 検討ケース

	内容
CASE a	従来運転(熱量デマンド値→冷水:7.2GJ/h、温水:3.9GJ/h)
CASE b	熱量デマンド値 CASE a×95%
CASE c	熱量デマンド値 CASE a×90%
CASE d	熱量デマンド値 CASE a×85%
CASE e	熱量デマンド値 CASE a×80%
CASE f	熱量デマンド値 CASE a×75%

表 9 負荷平準化効果

		夏期(8月)		冬期(2月)			
	月積算 電力消費量 [GJ]	蓄熱運転時 平均消費電力 [GJ/h]	空調運転時 平均消費電力 [GJ/h]	月積算 電力消費量 [GJ]	蓄熱運転時 平均消費電力 [GJ/h]	空調運転時 平均消費電力 [GJ/h]	
CASE a	193.0	0.60	0.43	96.7	0.17	0.34	
CASE b	193.1	0.60	0.40	98.5	0.17	0.34	
CASE c	194.3	0.60	0.36	97.9	0.17	0.33	
CASE d	195.2	0.61	0.32	98.6	0.17	0.32	
CASE e	196.0	0.63	0.27	98.7	0.17	0.31	
CASE f	195.9	0.64	0.23	99.5	0.18	0.30	

表	10	ケー	スス	タ	デ	1	Ø	結果	R
---	----	----	----	---	---	---	---	----	---

	運転条件			量		蓄熱		I.	システム		
	熱量デマンド値	蓄熱量 [GJ]	放熱量 [GJ]	蓄熱効率 [%]	DHC 受入熱量 [GJ]	不足蓄熱量 [GJ]	蓄熱不足 運転時間 [h]	建物 合計	DHC	システム 合計	COP [-]
CASE a	100%	733.2	426.2	58.1	3608.5	0.0	0.0	139.0	1127.6	1266.6	2.80
CASE b	95%	788.9	483.2	61.3	3610.9	0.0	0.0	140.3	1128.4	1268.7	2.80
CASE c	90%	879.6	576.7	65.6	3622.6	0.0	0.0	142.3	1132.0	1274.4	2.79
CASE d	85%	978.8	675.8	69.0	3624.9	0.0	0.0	144.2	1132.8	1277.0	2.78
CASE e	80%	1079.3	777.9	72.1	3629.0	0.0	0.0	146.3	1134.0	1280.4	2.77
CASE f	75%	1191.6	892.7	74.9	3627.3	0.3	0.8	149.0	1133.5	1282.5	2.77

#### 5.2 土壌蓄熱運転方法の検討

土壌蓄熱期間、採熱期間、採熱運転時間を変更する ことによる効果を検討する. 蓄熱期間, 採熱期間, 採 熱運転時間を表 11 のように 8 つのケースに分けてシ ミュレーションを行った. なお、現状の運転条件は蓄 熱期間が 12 月~3 月(4 ヶ月)、採熱期間が 6 月~10 月 (5 ヶ月), 採熱運転時間が 8:30~17:30(9 時間)の CASE 1である.各ケースの土壌蓄・採熱量を図22に、各ケ ースの DHC 以外の電力消費量を図 23 に示す. 図 22 を見ると、 蓄熱期間・採熱期間を 1 ヶ月短くすること で、蓄熱量、採熱量がそれぞれ 30~40GJ 程度減少し ている.また,採熱運転時間を長くすることで採熱量 が増加し、 蕃採熱比も向上している. 図 23 を見ると、 蓄熱期間・採熱期間が短く、採熱運転時間が短いケー スほど建物全体の電力消費量が減少している. 土壌採 熱量と DHC 受入熱量の割合を図 24 に、土壌蓄熱の運 転期間・運転時間に関するケーススタディの結果を表 12 に示す. なお、DHC のエネルギー消費量は、DHC の熱源機器の COP を 3.20 と仮定して受入熱量から算

	蓄熱期間	採熱期間	採熱運転時間
CASE1		6月~10月	8:30~17:30 (9h)
CASE2	12月~3月	(5ヶ月)	8:00~19:00 (11h)
CASE3	(4ヶ月)	7月~10月	8:30~17:30 (9h)
CASE4	1	(4ヶ月)	8:00~19:00 (11h)
CASE5	1	6月~10月	8:30~17:30 (9h)
CASE6	1月~3月	(5ヶ月) 7月~10月	8:00~19:00 (11h)
CASE7	(3ヶ月)		8:30~17:30 (9h)
CASE8	1	(4ヶ月)	8:00~19:00 (11h)

表 11 検討ケース



出している. これらを見ると, 採熱運転時間を長くし たケースは, DHC から受入れる熱量が少なくなってお り,全体の負荷に対する採熱量の割合が高くなってい る. また, 採熱量が多いケースは建物全体の電力消費 量が多くなる傾向が見られるが,それ以上に DHC の エネルギー消費量を削減しているため,システム全体 で見ると省エネルギーとなっている. 検討したケース の中では, 蓄熱期間を短くし, 採熱運転時間を長くし た CASE6 が最も省エネルギーとなり, 土壌蓄熱 COP は現状の 6.16 から 7.27 ~, システム COP は 2.80 から 2.82 へそれぞれ向上した.

5.3 水蓄熱と土壌蓄熱を組み合わせた運転方法の検討

水蓄熱に関する 2 つの検討と土壌蓄熱に関する検討 において、それぞれ最も効果が大きかったケースを組 み合わせて検討を行う.検討ケースは**表 13** に示すよ うに、水蓄熱槽の目標蓄熱量を 70%にした CASE D, 熱量デマンド値を 80%にした CASE e それぞれを、土 壌蓄熱期間を1月~3月(3ヶ月)、土壌採熱運転時間を 8:00~19:00(11時間)にした CASE 6 と組み合わせた 3



図 24 土壌採熱量と DHC 受入熱量の割合

表 12 ケーススタディの結果

	運転条件			熱量				エネルギー消費量[G]						十座装数	システム			
	装物地用	」 採熱期間	採熱運転 時間	蕃熱量 [GJ]	採熱量 [GJ]	蓄採熱比 [%]	DHC 受入熱量 [GJ]	冷温水系		土壤蓄熱		土壤採熱	建物		システム	COP	COP	
	音照期间							PCH-1,2	РСН-3,4	ポンプ	CTファン	CTポンプ	ポンプ	合計	DHC	合計	[-]	[-]
CASE1	1 2 3 4 12月~3月 7月~1	6 H~10 H	8:30~17:30	327.9	236.2	72.1	3608.5	6.5	94.2	6.0	14.2	8.3	9.8	139.0	1127.6	1266.6	6.16	2.80
CASE2		B 0/3 - 10/3	8:00~19:00	332.0	267.0	80.4	3579.6	6.7	95.7	6.1	14.3	8.3	10.3	141.4	1118.6	1260.0	6.84	2.82
CASE3		7月~10月	8:30~17:30	323.3	197.4	61.0	3646.6	6.4	93.1	6.0	14.1	8.2	9.4	137.3	1139.6	1276.8	5.23	2.78
CASE4			8:00~19:00	327.1	224.9	68.8	3621.0	6.6	94.6	6.0	14.2	8.3	9.9	139.5	1131.6	1271.1	5.87	2.80
CASE5		6月~10月	8:30~17:30	292.7	223.9	76.5	3620.1	6.5	94.1	5.1	12.1	7.1	9.8	134.8	1131.3	1266.1	6.56	2.81
CASE6	1月~3月		8:00~19:00	295.6	252.7	85.5	3593.3	6.7	95.5	5.2	12.1	7.1	10.3	136.9	1122.9	1259.8	7.27	2.82
CASE7		7 B~10 B	8:30~17:30	289.2	187.2	64.7	3656.6	6.5	93.2	5.1	12.0	7.0	9.4	133,3	1142.7	1276.0	5.57	2.78
CASE8		75 - 105	8:00~19:00	292.0	213.0	72.9	3632.3	6.6	94.6	5.1	12.1	7.1	9.9	135.4	1135.1	1270.5	6.23	2.80

表 13 検討ケース

	水蓄熱槽 目標蓄熱量	熱量 デマンド値	土壤蓄熱 期間	土壤採熱 運転時間
CASE A+a+l (従来運転)	実測データ ×100%	現状 ( <sup>冷水:7.2GJ/h</sup> <sub>温水</sub> :3.9GJ/h)	12月~3月 (4ヶ月)	8:30~17:30 (9h)
CASE D+a+6	実測データ ×70%	現状	1月~3月 (3ヶ月)	8:00~19:00 (11h)
CASE A+e+6	実測データ ×100%	現状 × 80%	1月~3月 (3ヶ月)	8:00~19:00 (11h)

表 14 熱量の比較

	水蓄熱			D	HC受入熟	量	土壤蓄熱		
	蓄熱量 [GJ]	放熱量 [GJ]	蓄熱効率 [%]	冷水 [GJ]	温水 [GJ]	合計 [GJ]	蓄熱量 [GJ]	放熱量 [GJ]	蓄熱効率 [%]
CASE A+a+1 (従来運転)	733.2	426.2	58.1	2377.7	1230.8	3608.5	327.9	236.2	72.1
CASE D+a+6	718.8	428.1	59.6	2350.2	1221.9	3572.1	295.6	252.7	85.5
CASE A+e+6	1091.5	790.2	72.4	2355.2	1258.6	3613.8	295.6	252.7	85.5

つのケースでシミュレーションを行った. 各ケースの 熱量の比較を表 14 に示す. 各ケースにおいて水蓄熱 と土壌蓄熱それぞれの蓄熱効率は向上しており、特に CASE A+e+6 ではどちらも 10%以上向上している. ま た、CASE D+a+6 にすることで、単体で検討した結果 よりもより多く DHC 受入熱量が減少しており、CASE A+e+6 においても熱量デマンド値を小さくすることで 増加した受入熱量の増加量を、土壌蓄熱の運転方法を 合わせて変更することで抑えている. 各ケースの負荷 平準化効果の比較を表 15 に、システム COP の比較を 表 16 に示す. CASE D+a+6 では積算電力消費量や蓄熱 時の消費電力は減少しているが、空調時の消費電力は 削減できておらず,負荷平準化のためには CASE A+e+6 のような水蓄熱の積極的な利用が必要であるこ とが分かる. また, CASE D+a+6 の電力消費量を見る と,水蓄熱槽の目標蓄熱量を小さくしただけでは建物 の電力消費量が増加していたが、土壌蓄熱の運転方法 を合わせて変更することで、建物・DHC ともに電力消 費量が減少している. CASE A+e+6 では、システムの 電力消費量は増加しているものの,2 つの蓄熱システ ムを合わせて運転方法を変更することで、電力消費量 の増加量を極力抑えつつ一定の負荷平準化効果をあげ ていると言える. また,システム COP は CASE D+a+6 にすることで 2.80 から 2.83 に向上し, CASE A+e+6 に することで2.79に若干低下する結果となった.

#### 6. おわりに

本報では、実測データの分析により各蓄熱システム の現状の性能を評価した.また、現状の空調システム の性能を再現するシステムシミュレーションを構築し、 水蓄熱システムと土壌蓄熱システムの効率的運用方法 について検討を行った.

対象システムの水蓄熱は年間の蓄熱効率が約 60%と 低効率な運用を行っていることが明らかになった. そ

#### 表 15 負荷平準化効果の比較

		夏期(8月)		冬期(2月)				
	月積算 電力消費量 [GJ]	蓄熱運転時 平均消費電力 [GJ/h]	空調運転時 平均消費電力 [GJ/h]	月積算 電力消費量 [GJ]	蓄熱運転時 平均消費電力 [GJ/h]	空調運転時 平均消費電力 [GJ/h]		
CASE A+a+1 (従来運転)	193.0	0,60	0.43	96.7	0.17	0.34		
CASE D+a+6	192.4	0.45	0.43	93.2	0.06	0.35		
CASE A+e+6	195.4	0.64	0.27	98.9	0.18	0.31		

表 16 システム COP の比較

		電力消費量			システムCOP [-]	
	建物電力消費量 [GJ]	DHC電力消費量 [GJ]	総電力消費量 [GJ]	二次側負荷 [GJ]		
CASE A+a+1 (従来運転)	139.0	1127.6	1266.6	3552.8	2.80	
CASE D+a+6	138.3	1116.3	1254.6	3552.8	2.83	
CASE A+e+6	144.5	1129.3	1273.8	3552.8	2.79	

の原因として,全体の熱損失のうち 35~65%を占める 蓄熱槽の壁面からの熱損失と不明分の熱損失があり, 今後原因の究明及び改善が必要である.これまで運用 していなかった躯体蓄熱については,運転することで 全体の空調負荷は増加するが,昼間の空調時間帯の負 荷を削減でき,大きなピークカット効果があることが 分かった.また,対象システムの土壌蓄熱は,年間の 蓄熱効率が 70~80%と効率の良い運用を続けていた.

シミュレーションにより,各蓄熱システムの運転方 法を変更することによる効果を明らかにした.水蓄熱 槽は蓄熱する際の目標蓄熱量を少なく設定することで, 無駄な蓄熱が減少し,蓄熱効率の向上や省エネルギー につながることが分かった.また,水蓄熱槽の積極的 な利用が負荷平準化につながることを確認した.土壌 蓄熱は比較的効率の良い運用を行っているため,蓄熱 時のエネルギー消費を削減し,より積極的に採熱運転 を行うことによって,システム全体の更なる省エネル ギーにつながる結果となった.さらに,各蓄熱システ ムを組み合わせて適切な運転を行うことで,その効果 はより大きくなることが分かった.

今後は,各蓄熱システムを組み合わせた際に,それ ぞれの利点を最大限に生かし,より適切な運転方法を 検討していくことで,複数の蓄熱システムを持つ空調 システムの最適な運転手法を確立していきたい.

#### 【参考文献】

1) 宮田征門,他:杭基礎を利用した自然エネルギーに よる土壌蓄熱空調システムの分析 その 5 シミュレ ーションによる採熱運転法の最適化とその効果の検証, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp.857-860,2008 年 8 月

2) 葛隆生,長野克則,他:土壌熱源ヒートポンプシステム設計・性能予測ツールに関する研究(第1報~第3報),空気調和・衛生工学会論文集