

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*¹, 赤司泰義*², 住吉大輔*², 吉田治典*³, 葛 隆生*⁴,
天野雄一郎*⁵, 小野坂充央*⁶, 名倉義行*⁶

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
コミッションング, 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。

シ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 1,000m³ の水蓄熱システム、年間冷水系には蓄熱容積約 10,000m³ 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

所在地	香川県高松市
用途	事務所ビル
延床面積	13,922m ²
階数	地下1階、地上7階、塔屋1階
構造	S造、一部SRC造
竣工	2004年3月



写真 1 建物外観

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

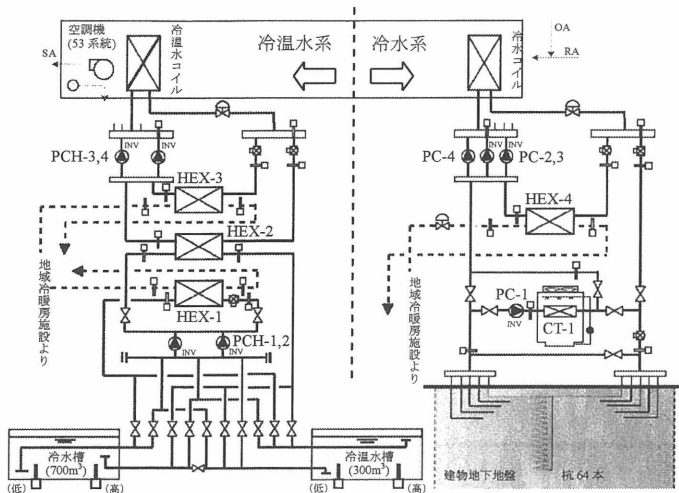


図1 空調システム図

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
冷却塔	CT-1	冷却能力：498.8kW 冷却水出入口温度差：5.5℃ (37.5 → 32℃)
	HEX-1	交換熱量：1000kW 一次側冷水出入口温度差・流量：7℃ (6 → 13℃), 122.9m ³ /h 二次側冷水出入口温度差・流量：7℃ (14 → 7℃), 122.9m ³ /h
熱交換器	HEX-2	交換熱量：1000kW 一次側冷水出入口温度差・流量：7℃ (7 → 14℃), 122.9m ³ /h 二次側冷水出入口温度差・流量：10℃ (18 → 8℃), 86.0m ³ /h
	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 ³ /h 二次側冷水出入口温度差・流量：10℃ (17 → 7℃), 86.0m ³ /h
	HEX-4	交換熱量：350kW 一次側冷水出入口温度差・流量：7℃ (6 → 13℃), 43.0m ³ /h 二次側冷水出入口温度差・流量：10℃ (17 → 7℃), 30.1m ³ /h
	冷温水一次ポンプ	PCH-1,2
冷温水一次ポンプ	PCH-3,4	定格流量 90.0m ³ /h、定格消費電力 15kW、定格揚程 30kPa
冷水ポンプ	PC-1	定格流量 90.0m ³ /h、定格消費電力 15kW、定格揚程 30kPa
冷水二次ポンプ	PC-2,3	定格流量 24.0m ³ /h、定格消費電力 5.5kW、定格揚程 30kPa
冷水ポンプ	PC-4	定格流量 5.4m ³ /h、定格消費電力 0.4kW、定格揚程 10kPa

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(700m³)と冷温水蓄熱槽(300m³)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

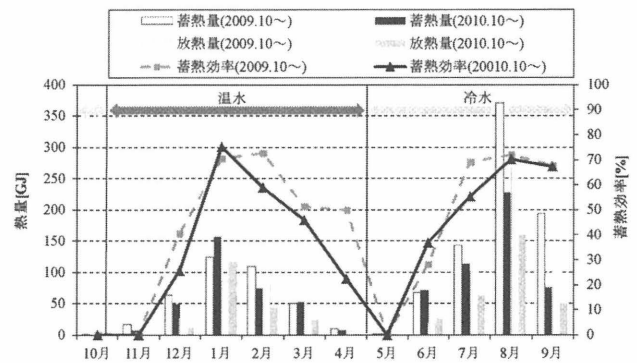


図2 水蓄熱槽蓄・放熱量

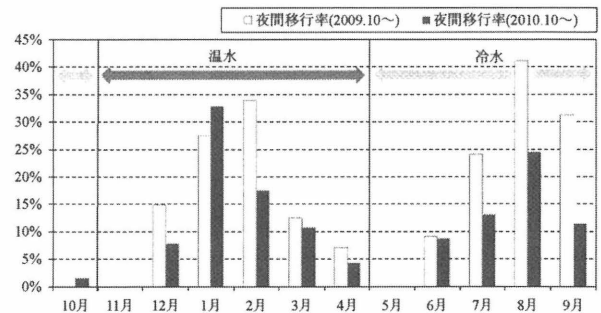


図3 夜間移行率

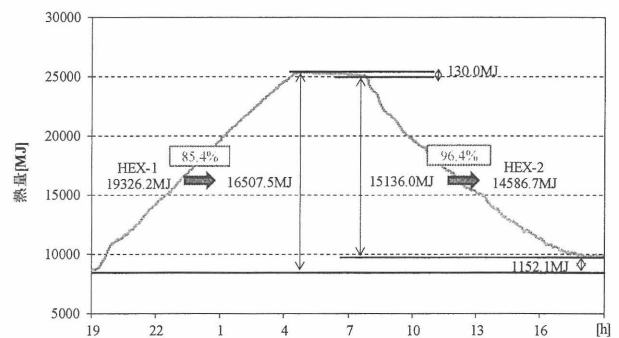


図4 冷水蓄熱量の推移(8月2日)

表3 蓄熱量と熱交換熱量の比較(8月2日)

	蓄熱 (19:05-4:25)		放熱 (7:45-18:00)		熱ロス (4:25-7:45)
	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

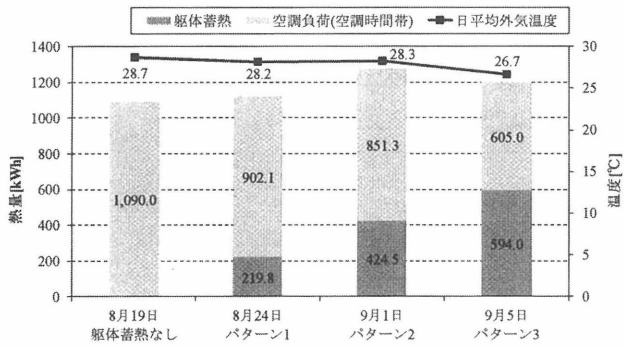


図9 日積算空調負荷

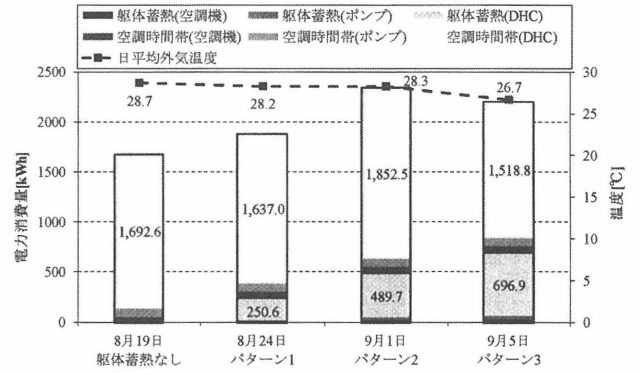


図10 日積算電力消費量

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。

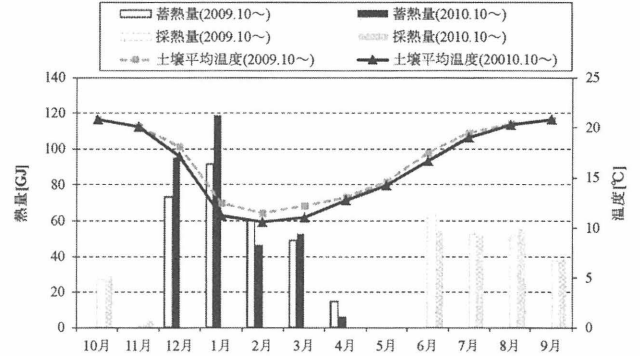


図11 土壌蓄・採熱量

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ンング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。

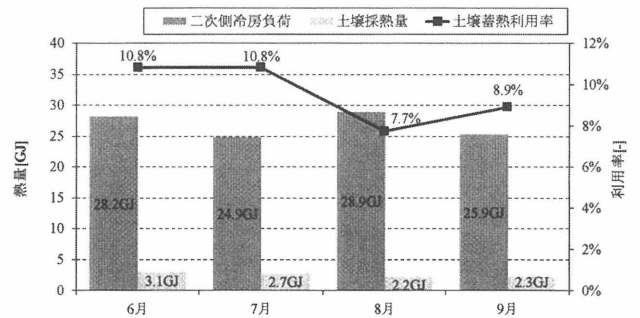


図12 冷房負荷ピーク日における土壌蓄熱利用率

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

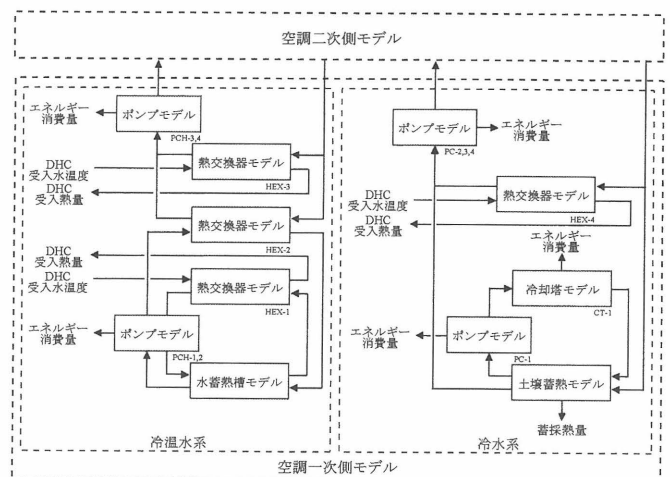


図13 システムシミュレーション系統図

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) 土壌蓄熱制御

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を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

対象システムの土壌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²⁾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

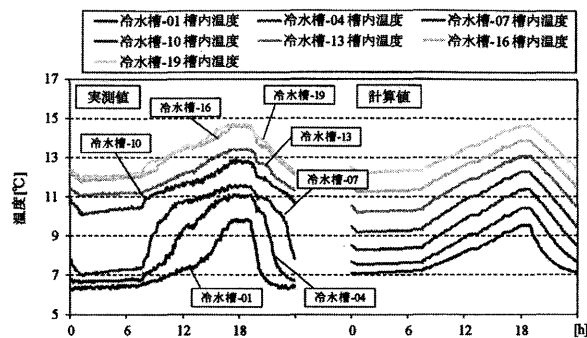


図 14 槽内温度の比較

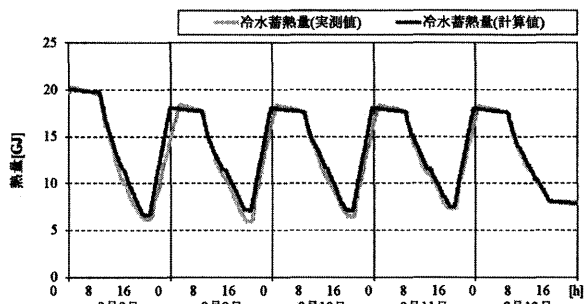


図 15 冷水蓄熱量の比較

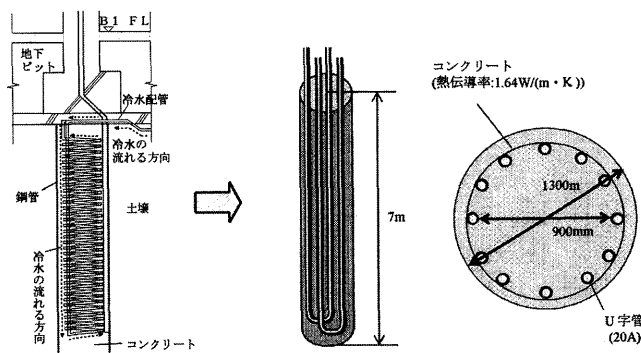


図 16 基礎杭の条件とモデル化

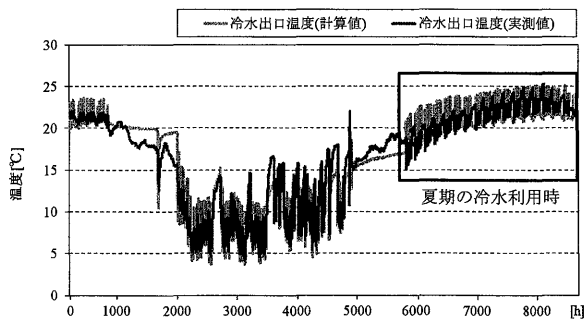


図 17 冷水出口温度の比較

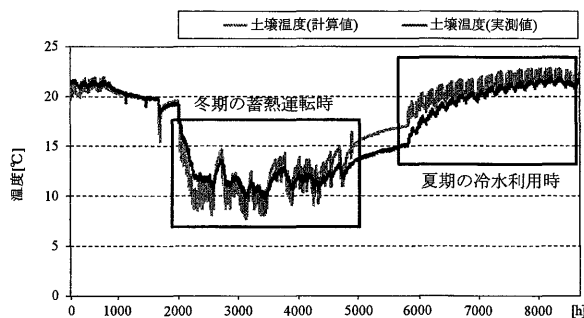


図 18 土壌温度の比較

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に加え、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%
CASE F	目標蓄熱量 実測データ×50%

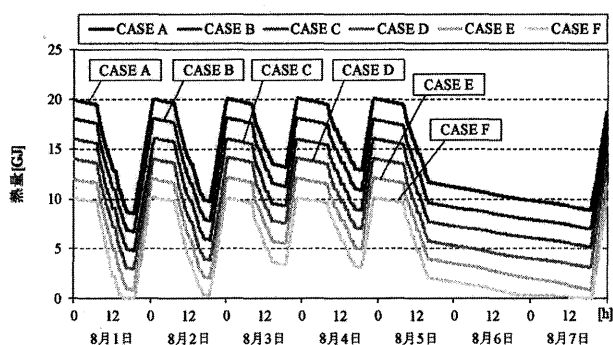


図 19 冷水蓄熱量の推移

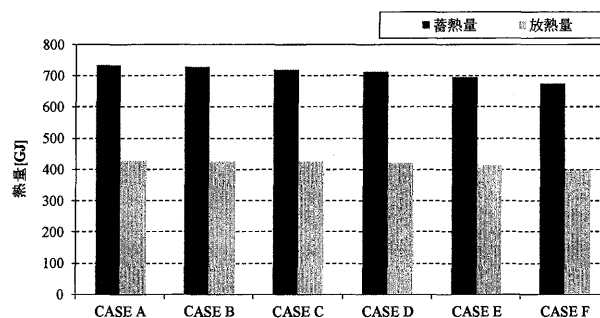


図 20 各ケースの積算蓄・放熱量

表 7 ケーススタディの結果

	運転条件	熱量				蓄熱不足		エネルギー消費量[GJ]			システム COP [-]
		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	
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

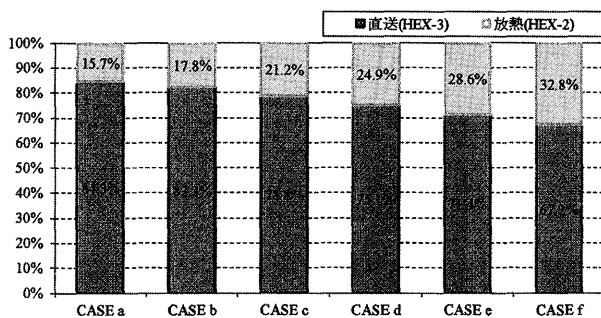


図21 直送系と放熱系の割合

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 ケーススタディの結果

	運転条件 熱量デマンド値	熱量				蓄熱不足		エネルギー消費量[GJ]			システムCOP [-]
		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	
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、蓄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

表 11 検討ケース

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

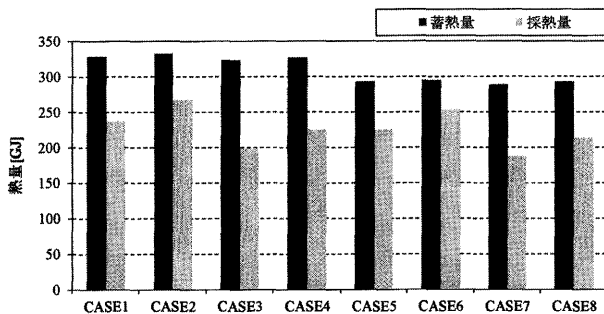


図 22 各ケースの土壌蓄・採熱量

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 へ、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

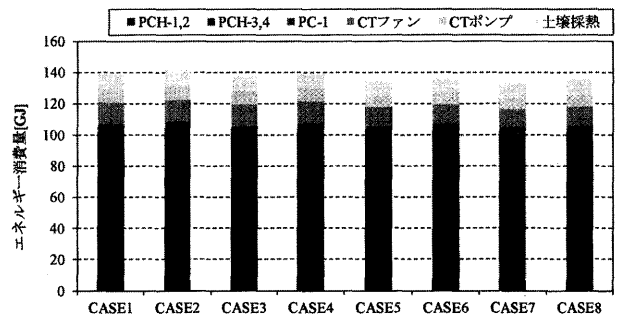


図 23 各ケースの電力消費量(DHC を除く)

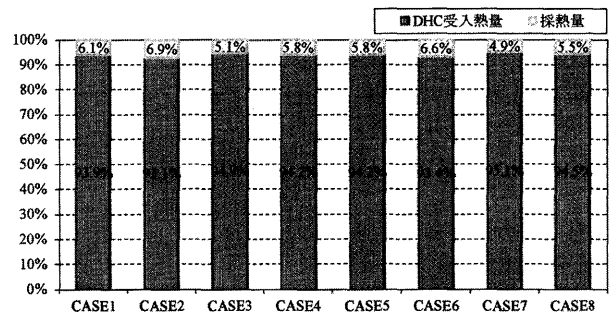


図 24 土壌採熱量と DHC 受入熱量の割合

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[GJ]										土壌蓄熱 COP [-]	システム COP [-]
	蓄熱期間	採熱期間	採熱運転時間	蓄熱量 [GJ]	採熱量 [GJ]	蓄採熱比 [%]	DHC 受入熱量 [GJ]	冷温水系		土壌蓄熱			建物合計	DHC	システム合計				
								PCH-1,2	PCH-3,4	ポンプ	CTファン	CTポンプ				土壌採熱ポンプ			
CASE1	12月～3月	6月～10月	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			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	1月～3月	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			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月～10月	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			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	土壌蓄熱 期間	土壌採熱 運転時間
CASE A+a+1 (従来運転)	実測データ ×100%	現状 (冷水7.2GJ/h 温水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			DHC受入熱量			土壌蓄熱		
	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			二次側負荷 [GJ]	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]		
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事が分かった。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事が分かった。

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

(受理: 平成24年6月7日)