

## 水蓄熱システムと帯水層蓄熱システムの運転性能比較

呉, 濟元  
九州大学大学院人間環境学府空間システム専攻 : 博士課程

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

<https://doi.org/10.15017/4354924>

---

出版情報 : 都市・建築学研究. 38, pp.27-35, 2020-07-15. 九州大学大学院人間環境学研究院都市・建築学部門  
バージョン :  
権利関係 :

## 水蓄熱システムと帯水層蓄熱システムの運転性能比較

# Operation Performance Comparison of Water Thermal Storage System and Aquifer Thermal Storage System

呉 濟元\*, 住吉大輔\*\*

Jewon OH, Daisuke SUMIYOSHI

Aquifer thermal storage system (ATSS) is widely used mainly in Europe and USA. Recently, it is being introduced in Japan. In this paper, we examined the efficient operation method of ATSS by comparing it with the water thermal storage system using simulation. As a result, it was found that it is effective to operate ATSS in combination with a precooling coil. When ATSS is combined with a pre-cooling coil and the thermal storage temperature is raised to 14 °C, power consumption is reduced by about 20% compared to the water thermal storage system.

*Keywords : Aquifer, Thermal storage system, Simulation, Operation method, Pre-cooling coil*

帯水層, 蓄熱システム, シミュレーション, 運転方法, 予冷コイル

### 1. 序論

近年, 太陽光発電パネルの普及が進み, 中間期の晴れた日中などには発電された電力を使い切れない状況も発生している。そのため, 余った電力を熱として一時的に蓄え, 必要な時に利用できる蓄熱システムが改めて注目されている<sup>1)</sup>。中でも水蓄熱システムは, 最も普及が進んでおり, 電力の調整機能を果たすものとして期待されている。一方, 欧米を中心に地中の透水性が比較的高い砂層などの地下水で囲まれた地層に熱を貯める帯水層蓄熱システムが普及しはじめている<sup>2),3)</sup>。このシステムは, 従来の水蓄熱システムと同様に夜間に冷温水を蓄熱し, 昼間に放熱運転を行う日間蓄放熱運転に加え, 夏に温熱を蓄熱し, 冬に利用する季節間の蓄放熱運転も可能である。また, 帯水層の地下水を直接利用することも考えられる。そのため, 省エネルギー対策ならびに電力需給の調整装置として期待される。

海外での事例として, ドイツでは帯水層蓄熱システムと太陽熱を組み合わせた空調システムを集合住宅に適用して省エネルギーな運転手法を検討した事例がある<sup>4)</sup>。オランダでは, 病院に帯水層蓄熱システムを導入し, 既

存空調システムに比べて一次エネルギー消費量を71%削減できたことが報告されている<sup>5)</sup>。アメリカでは, 太陽熱と帯水層蓄熱システムを組み合わせ, 注水温度を高温にすることで熱回収率を向上できることが報告されている<sup>6)</sup>。他にも商業施設, 大学, オフィスビルなどに帯水層蓄熱システムを導入して冷房運転時のエネルギーを60~80%, 電力ピークを80~90%, 暖房運転時の一次エネルギーを20~30%削減できたことが報告されている<sup>7)</sup>。

日本においては, 中村ら<sup>8),9)</sup>は, 地中に止水壁を設置し, 蓄熱井戸の熱回収率を90%まで向上させている。梅宮ら<sup>10),11)</sup>は, 揚水配管に断熱材を施すことで揚水時の熱回収率を23%から60%に向上させている。中曾ら<sup>12),13)</sup>は, 地下水の流れなどを計算するプログラム FEFLOW<sup>14)</sup>の基礎式を用いて円筒形の簡易集中定数モデルを構築し, 実験値と比較してモデルの精度を検証している。北岡ら<sup>15)</sup>, 落藤ら<sup>16)</sup>は, 3次元浸透・圧密連成解析シミュレーション, および3本の蓄熱井戸を用いた実測調査によって, 短期・長期における帯水層蓄熱システムの特性を分析している。これらの既往研究では, 主に帯水層蓄熱システムの性能やポテンシャルの検証がなされている。しかし, 帯水層蓄熱システムの稼働条件に応じた運転方法や制御手法に関する研究は行われていない。

本研究では, 現在最も普及している水蓄熱システムと

\* 空間システム専攻博士後期課程

\*\* 都市・建築学部門

の性能比較を通して、今後普及が期待される帯水層蓄熱システムの運転性能を明らかにし、効率的な運転方法を示すことを目的とする。そのため、実際に帯水層蓄熱システムが導入されたオフィスビルにおける運転結果から熱性能値等のパラメータを同定し、測定値を再現するシミュレーションモデルを構築する。構築したシミュレーションモデルを用いて水蓄熱システムと帯水層蓄熱システムの運転性能を比較し、帯水層蓄熱システムに適した運転方法についてケーススタディを行う。

## 2. 対象建物と負荷推移

本研究では帯水層蓄熱システムを導入したオフィスビルを対象として検討を行う<sup>17)</sup>。表1に対象建物外観と建物概要を、図1に対象建物の冷房時の負荷推移を示す。対象建物の冷房負荷は、8月が最も大きく、午前中にピーク負荷が発生している。

帯水層蓄熱システムの系統図を図2に示す。帯水層蓄熱システムは、汲み上げ井戸から地下水を汲み上げ蓄熱用の熱交換器を介して熱源機器で製造された冷水と熱交換を行い、蓄熱井戸に冷水を注水する。蓄熱井戸に注水した冷水は冷熱が必要な時間帯に蓄熱井戸から汲み上げ、放熱用の熱交換器を介して二次側へ送る。汲み上げた水は熱交換した後、蓄熱井戸の温度に影響を与えないように還元井戸に戻す。蓄熱井戸は地中22~32mに位置しており、帯水層の上部は不透水層ではなく、透水層の砂礫層に囲まれている。蓄熱井戸の径は450mmで、ストレーナーは地中22~30mに設置し、水中ポンプは地中20mに位置している。

## 3. シミュレーションモデル

シミュレーションモデルは Visual Basic2019 を用いて開発した。熱源機器、帯水層蓄熱システム、熱交換器、空気調和機(以下、AHU)などのモデルをそれぞれ作成し、制御ロジックと組み合わせて全体のシミュレーションを構築する。それぞれのモデルは既往研究等で開発されたものやメーカーが公表している機器特性を利用したものである。なお、本報で作成するシミュレーションモデルは対象建物の空調システムをそのまま再現するものではなく、水蓄熱システムと帯水層蓄熱システムの比較を行うために蓄熱容量や熱源機器の構成、性能などを変更している。

### 3.1 熱源機器モデル

熱源機器モデルは図3に示すメーカーから提供された水冷HPチャラーの能力特性を用いて構築した。モデルの入力値は冷却水温度、熱源機器の出口設定温度、冷水入口温度、冷水流量である。熱源機器モデルは冷却水温度に応じて最大能力を算出した上で、式1により負荷率を求め、能力特性から負荷率に応じたCOPを読み取って消

表1 対象建物外観および概要

所在地	高松市	
敷地面積[m <sup>2</sup> ]	14,058	
延床面積[m <sup>2</sup> ]	11,613	
建築面積[m <sup>2</sup> ]	4,278	
用途	事務所	
階数	地上5階 塔屋1階	

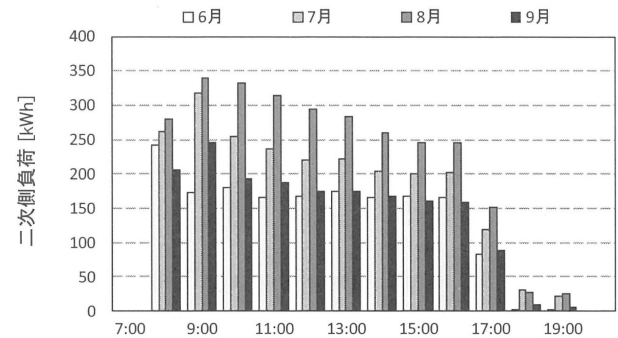


図1 対象建物の冷房負荷推移

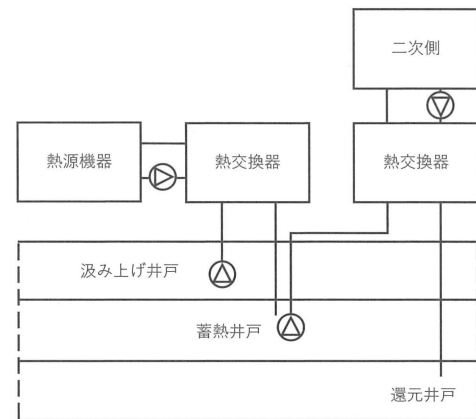


図2 帯水層蓄熱システムの系統図

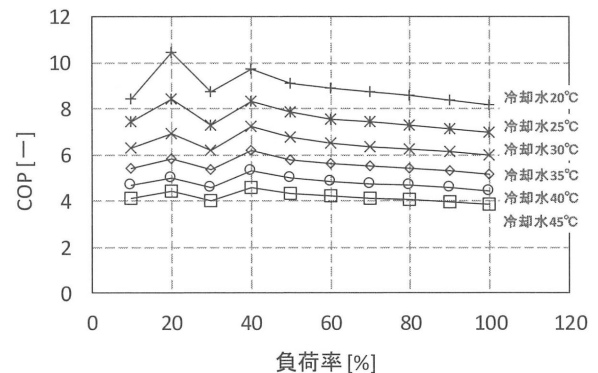


図3 熱源機器の能力特性(冷房時)

費電力を計算する。熱源機器の処理熱量は、出口設定温度が実現されると仮定した際の必要熱量としている。ただし、処理熱量が最大能力を超える場合は最大能力分の熱を処理したものととして出口温度を計算する。

$$\eta_{Machine} = \frac{Q_{Machine}}{Q_{Rmax}} \quad (式1)$$

ここで、 $\eta_{Machine}$  : 熱源機器の負荷率[-]、 $Q_{Machine}$  : 熱源機器の処理熱量[kW]、 $Q_{Rmax}$  : 熱源機器の最大能力[kW]

熱源機器モデルの精度検証結果を図4に示す。精度検証は2016年7月4日～5日の実測値を用いて行った。熱源機器運転開始直後に電力消費量の差が見られるが、他の時間帯は実測値と計算値が一致していることが確認できる。モデルの精度を表す二乗平均平方根誤差(RMSE)は0.71kWhとなった。

### 3.2 帯水層蓄熱システムモデル

帯水層蓄熱システムモデルには既往研究の中曾ら<sup>12,13)</sup>の集中定数系の円筒モデルを用いた。図5にモデルの概念図を示す。モデルは、上下を不透水層に挟まれた水平な被圧帯水層を想定したもので、円筒の同心円状に複数の層を設定し、層間の地下水移動による熱の移動を計算するものである。各層内で熱対流はなく、同一層内の水温と土粒子温度は直ちに平衡するものとしている。注水・揚水以外による地下水の移動は想定していない。帯水層の円筒外縁部(境界)は開放されており注水によって外縁部から外側に流出した地下水は失われる。揚水の際には、外縁部から地中温度(19.1℃)の地下水が流入する。帯水層の上下には断熱層として作用する不透水層を挟んで地中温度(19.1℃)の地層があるものとしている。

モデルでは、表2に示す条件値を入力値とし、熱物性値の計算式<sup>注1)</sup>におけるパラメータとして与えている。本モデルでは、近似分散長の設定値によって帯水層の熱伝導率が変わる。また、帯水層厚さや不透水層厚さで帯水層の熱抵抗が計算される。これらのパラメータは実測値を用いて同定している。ただし、対象建物の帯水層は上方が明確に不透水層で区切られておらず、近似分散長のパラメータ調整だけで実システムを再現することが難しかった。そこで、近似分散長に加えてモデル上下の不透水層厚さを実測値により同定することで再現を試みた。その結果、近似分散長は0.05m、不透水層厚さは0.002mとなった。なお、不透水層厚さは帯水層の断熱性能を表す数値となっており、小さいほど周囲からの熱の流入出が増加する。実際にはこれほど薄い不透水層が存在するとは考えられないが、明確な不透水層を持たない対象の帯水層を再現するため、この値を採った。モデルでは、設定したパラメータから算出される熱物性値を用いて熱収支の基礎式<sup>注2)</sup>により帯水層の各層の温度を算出する。

帯水層モデルの精度検証は、2016年4月26日～27日に実施した実験データを用いて行った<sup>注3)</sup>。図6に帯水層蓄熱システムモデルの精度検証結果を示す。モデルの二乗平均平方根誤差(RMSE)は注水時が0.13℃、揚水時が0.77℃であった。実測では揚水運転開始からしばらくは配管内に残った高温の水が汲み上げられるため、この時間帯の揚水温度は実測値と計算値で一致していないが、それ以外の時間帯は概ね一致している。また、注水熱量、揚水熱量とも概ね実測値を再現できている。実測値の注水熱量、揚水熱量はそれぞれ84.3MJ/日、44.6MJ/日で、

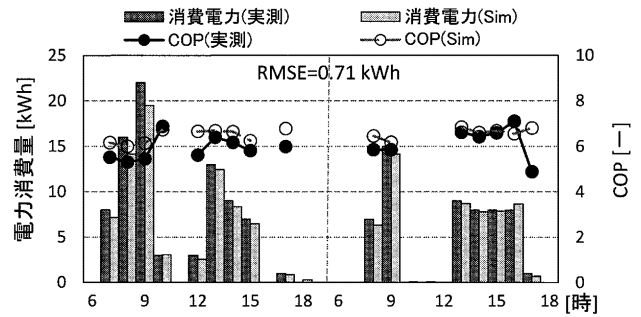


図4 熱源機器モデルの精度検証

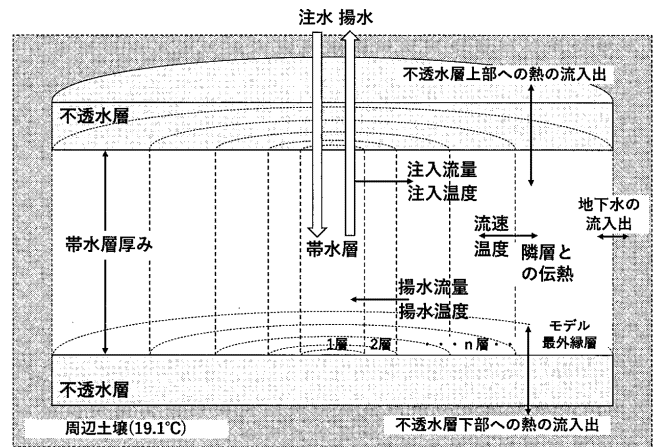


図5 帯水層蓄熱システムモデル

表2 帯水層の物性値及び入力値

計算半径 [m]	20	
初期分割幅 [m]	0.03	
公比 [-]	1.10	
帯水層	容積比熱 [MJ/m <sup>3</sup> K]	3.18
	熱伝導率 [W/mK]	1.6
	間隙率 [-]	0.3
粘土	容積比熱 [MJ/m <sup>3</sup> K]	3.06
	熱伝導率 [W/mK]	1.2
	間隙率 [-]	0.3
水	容積比熱 [MJ/m <sup>3</sup> K]	4.18
	熱伝導率 [W/mK]	0.59
帯水層厚さ [m]	8	
分散長 [m]	変化	
不透水層厚さ(上部+下部) [m]	変化	
地中温度 [℃]	19.1	

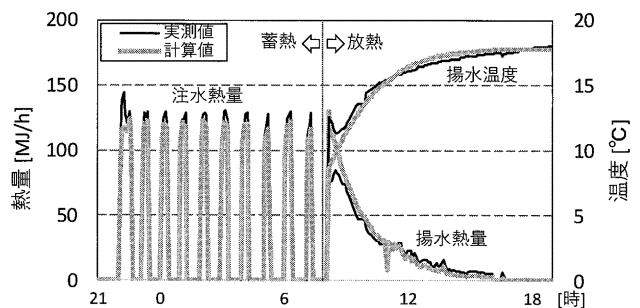


図6 帯水層蓄熱システムモデルの精度検証

計算値は79.1MJ/日、47.5MJ/日である。

### 3.3 水蓄熱システムモデル

水蓄熱システムには、丹羽ら<sup>18)</sup>、相良ら<sup>19)</sup>の温度成層型蓄熱槽のモデルを用いた。水蓄熱システムモデルの概

念図を図7に示す。モデルは、蓄熱槽全体を等容量でN層に分割し、層間の熱の移動を解くものである<sup>注4)</sup>。

#### 4. 水蓄熱システムと帯水層蓄熱システムの比較

##### 4.1 ケース設定

ケース設定を表3に、各ケースにおけるシステム系統図を図8に示す。ケース0は、一般的な水蓄熱システムの運転を再現するケースである。ケース1は帯水層蓄熱システムを水蓄熱システムと同様の使い方で運転するケースとなっている。ケース2では、帯水層蓄熱システムにより適した運転方法を模索するため、AHUに予冷コイルを設け(図9)、帯水層蓄熱システムからの冷水は予冷に用いる運転をする。ケース2は、蓄熱する冷水の温度レベルによってケース2-1とケース2-2に分かれる。

各ケースの空調システムを構成する熱源機器・熱交換器の仕様は表4の通りである。いずれのケースでも熱源機器は、夜間に蓄熱用熱交換器 HEX1 を介して蓄熱槽への蓄熱を行う。熱源機器の冷却水には温度が19.1℃で安定した地下水の利用を想定している。昼間の放熱時間帯には、蓄熱槽から一定量の水を汲み上げ放熱用熱交換器 HEX2 を介して放熱する。HEX2 の二次側流量が設定温度となるように調整される。ただし、HEX2 の二次側流量には下限値を設けており、

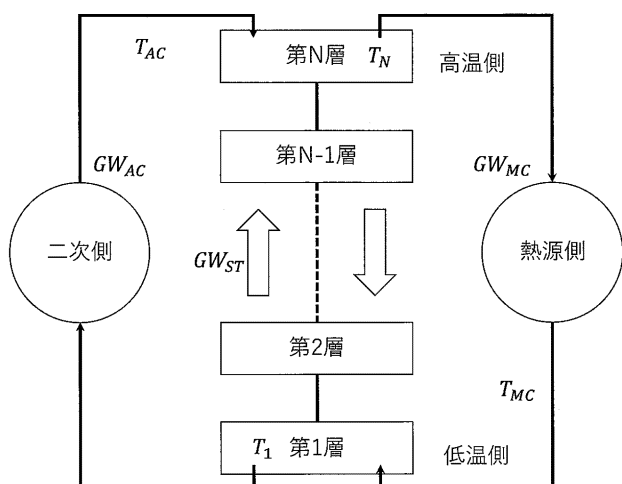


図7 水蓄熱システムモデルの概念図

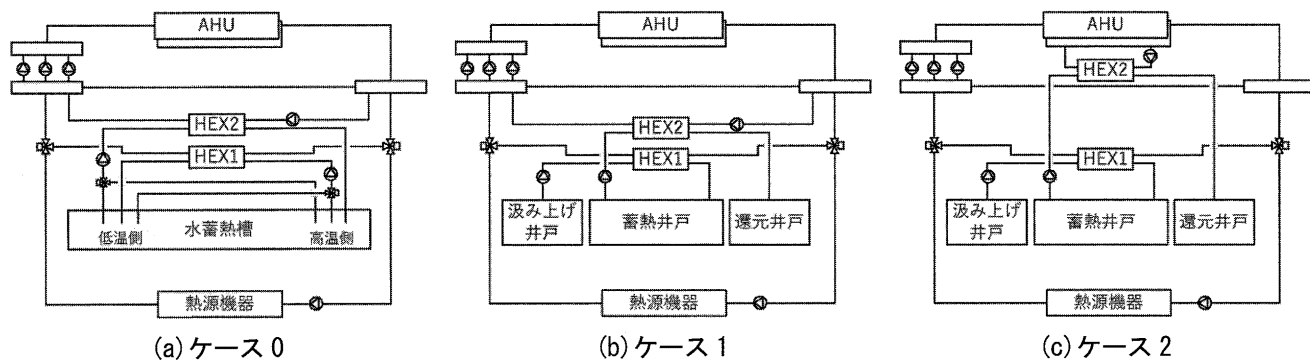


図8 各ケースのシステム系統図

設定温度が実現できない場合には下限流量に制御される。また、放熱時間帯には熱源機器も稼働して追掛運転する。熱源機器の流量は一定で、いずれのケースでも出口温度設定値は7℃である。AHUの制御は二次側負荷に応じてファンの風量を調整し、給気温度が設定温度である16℃に近づくよう冷水流量を調整する。

ケース0の水蓄熱システムの計算では、表5の設定値を用いる。蓄熱運転は22時に第9層の温度が10℃以上の場合に開始する。水蓄熱槽の低温層と高温層から三方弁制御により温度調整した冷水を熱交換器 HEX2 に送水し、熱源機器で冷やされた冷水と熱交換して7℃近くまで冷やして、水蓄熱槽の低温層に返す。三方弁制御の目

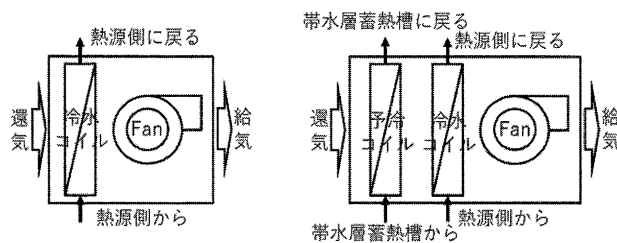
表3 ケース設定

ケース0	水蓄熱システム運転 (冷水運転, 7℃蓄熱)
ケース1	帯水層蓄熱システム運転 (冷水運転, 7℃蓄熱)
ケース2-1	帯水層蓄熱システム運転 (予冷運転, 7℃蓄熱)
ケース2-2	帯水層蓄熱システム運転 (予冷運転, 14℃蓄熱)

蓄熱運転時間: 22:00~8:00(10時間)

放熱運転時間: 8:00~18:00(10時間)

帯水層蓄熱流量: 20 m<sup>3</sup>/h



(a) ケース0, ケース1

(b) ケース2

図9 AHUの構成

表4 熱源機器・熱交換器の仕様

機器	定格能力		台数
熱源機器 (水冷 HP)	冷房能力[kW]	365.4	1
蓄熱用熱交換器 HEX1	交換熱量[kW]	292.0	1
放熱用熱交換器 HEX2	交換熱量[kW]	210.0	1

標温度は12℃である。蓄熱運転は第8層の温度が8℃になるまで継続する。放熱運転は、負荷が発生した時に第8層の温度が11℃以上になるまで継続し、11℃になると熱交換器 HEX2 への送水を停止する。

ケース1とケース2-1, ケース2-2では22:00~8:00(10時間)に蓄熱運転を行う。熱源機器の出口温度はケース1とケース2-1は7℃, ケース2-2は14℃である。蓄熱運転では、汲み上げ井戸から汲み上げた地下水を熱交換器 HEX1 を介して熱源機器で冷やした冷水と熱交換し、蓄熱井戸に注水する。放熱運転では、蓄熱井戸に蓄熱された冷水を汲み上げ、熱交換器 HEX2 を介して二次側からの冷水と熱交換し、蓄熱井戸に影響を与えないように還元井戸に戻す。放熱運転は負荷があるときに行い、蓄熱井戸から汲み上げた水温が、ケース1では10℃, ケース2-1, ケース2-2では19℃以上となるか、HEX2の二次側入口温度以上となった時に停止する。また、帯水層蓄熱システムの注水流量と揚水流量は同じとしている。

2016年7月1日~9月31日の実測負荷, 外気温などを入力値として, シミュレーションを行う。

#### 4.2 代表日の計算結果

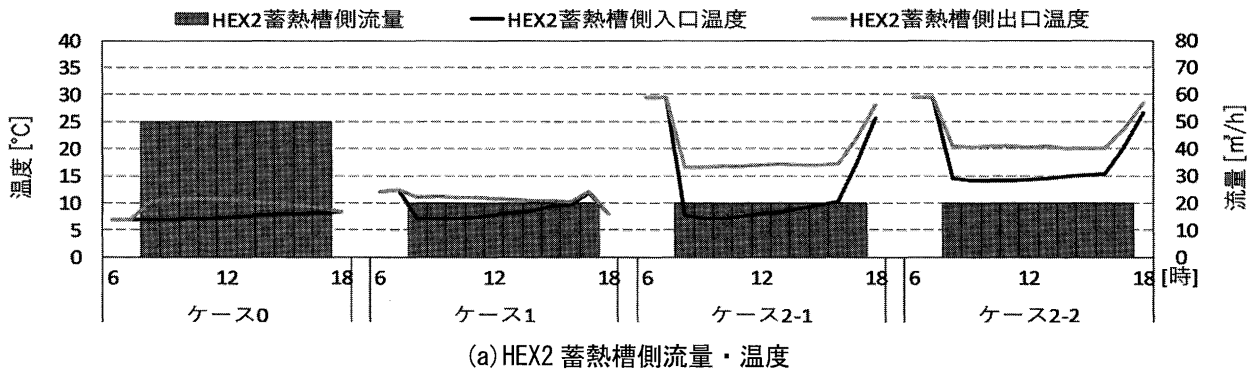
二次側負荷が最も大きい8月9日を代表日として運転結果を図10に示す。図10(a)のHEX2蓄熱槽側出入口温度推移を見ると, 水蓄熱システムであるケース0では7℃~9℃程度の冷水を蓄熱槽から送水できているのに対して, 帯水層蓄熱システムであるケース1では13時以降から蓄熱井戸の汲み上げ温度が上昇し, 16時頃から熱交

換ができていない。帯水層は容量が大きく, また帯水層から水を汲み上げたときに周囲から流入してくる地下水温度が19.1℃であることから, 帯水層内で熱が拡散し, 帯水層内の温度を低く維持し続けることが難しい。そのため, 水蓄熱システムと同様の使い方では帯水層蓄熱システムを用いることは適さない。図10(b)の蓄放熱量を見ても, ケース1はケース0より蓄熱量が多いにもかかわらず, ケース0ほど放熱量を確保できていないことが分かる。

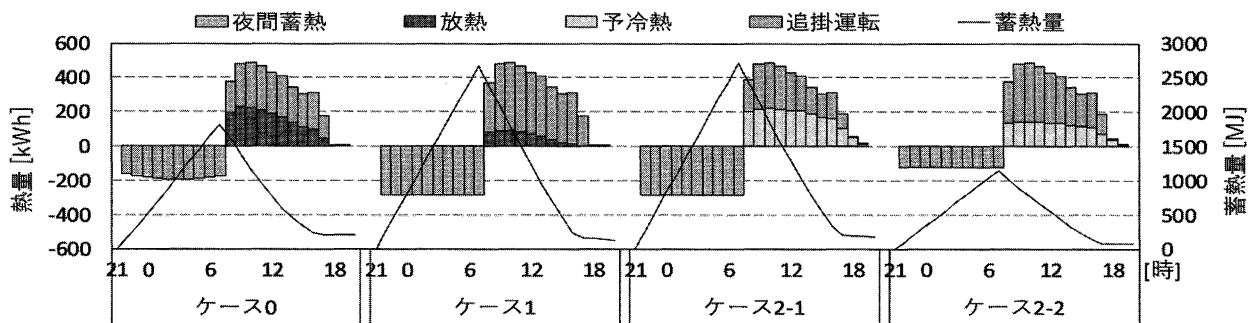
帯水層蓄熱システムの熱を予冷運転に用いるケース2-1では7℃で蓄熱して放熱時に予冷コイルに熱を供給する。この場合には, HEX2蓄熱槽側入口温度はケース1と同程度だが, HEX2蓄熱槽側出口温度は高く保たれており, 出入口温度差が確保できている。図10(b)の放熱量を見てもケース0と同程度の放熱量が確保できている。ただし, 蓄熱量はケース0よりも大きい。ケース2-2では, 蓄

表5 水蓄熱システムモデルの設定値

蓄熱槽容量 [m <sup>3</sup> ]		100
層数 [-]		10
流入流量 [m <sup>3</sup> /h]		50
流入温度 [°C]		7
蓄熱槽内の初期温度 [°C]		15
蓄熱運転	開始	第9層 10°C
	停止	第8層 8°C
放熱運転	開始	第3層 8°C
	停止	第8層 11°C



(a) HEX2蓄熱槽側流量・温度



(b) 蓄放熱量と蓄熱量推移

図10 代表日における運転推移(8月9日)

熱する温度レベルを14℃まで上げ、予冷用として冷熱を供給することに特化している。HEX2蓄熱側入口温度は14～15℃で安定しており、HEX2蓄熱側出口温度との温度差も確保できている。HEX2蓄熱側出口温度は20℃程度となっており、帯水層に元々ある地下水温度の19.1℃よりも高くなっている。そのため、地下水の持つ熱も利用して空調できている状況である。図10(b)からケース2-1の放熱量は、ケース0よりは少ないもののある程度確保されており、蓄熱量はケース0よりも抑えられていることが分かる。ケース2-2の蓄熱量の推移を見ると18時には貯めた熱をほぼ使い切れている状況である。

図11にケース2-2におけるAHUの予冷コイルおよび冷水コイル前後の空気温湿度を示す。冷水コイル空気出口湿度は100%近くとなっており、冷水コイルにおいて除湿できていることが分かる。予冷コイル空気出口温度は22℃程度であり、このときの空気湿度は運転開始直後を除けば60～80%で推移している。このことから予冷コイルの出口では除湿状態となっておらず、顕熱のみを処理している状況である。予冷コイルを設置して、20℃強までの空気冷却に帯水層の熱を使う運転方法であれば、帯水層の蓄熱温度レベルを上げることができ、地下水の持つ熱の有効利用にも繋がる。

#### 4.3 蓄放熱量と電力消費量の比較

図12に計算期間の月別の蓄放熱量と蓄熱効率を示す。蓄熱効率は式2で求めている。

$$\eta_H = \frac{c_p \sum m_{out} \times (t_{HEX2,in} - t_{HEX2,out})}{c_p \sum m_{in} \times (t_{HEX1,in} - t_{HEX1,out})} \times 100 \quad (式2)$$

ここで、 $\eta_H$ :蓄熱効率[%]、 $c_p$ :水の容積比熱[kJ/m<sup>3</sup>K]、 $m_{out}$ :揚水流量[m<sup>3</sup>/s]、 $t_{HEX2,in}$ :HEX2蓄熱槽側入口温度[℃]、 $t_{HEX2,out}$ :HEX2蓄熱槽側出口温度[℃]、 $m_{in}$ :注水流量[m<sup>3</sup>/s]、 $t_{HEX1,in}$ :HEX1蓄熱槽側入口温度[℃]、 $t_{HEX1,out}$ :HEX1蓄熱槽側出口温度[℃]

代表日の計算結果でも示したとおり、ケース1とケース2-1の夜間蓄熱量はケース0より大きく、ケース2-2は小さい。放熱量はケース2-1とケース0が同程度であり、ケース2-2はケース0よりもやや少なく、ケース1はかなり少ない。その結果、蓄熱効率はケース0の水蓄熱システムでは80%以上となっているが、同様の使い方を帯水層蓄熱システムで行ったケース1では20%程度と低くなっている。ケース2-1は蓄熱効率が60～80%程度であり、ケース0よりは低い。ケース2-2は蓄熱効率が最も高く8月には100%を越えている。前述の通り、熱源機器によって蓄熱した熱のみでなく地下水の持つ熱も使って空調できているためであり、負荷が大きい8月にその傾向がより顕著になっている。

図13に計算期間の月別の電力消費量を示す。図中の“増加率”はケース0の同月と比較した各ケースの電力

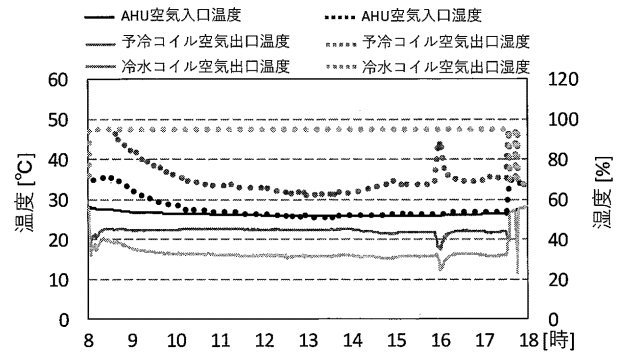


図11 AHUコイル前後の空気温湿度(ケース2-2)

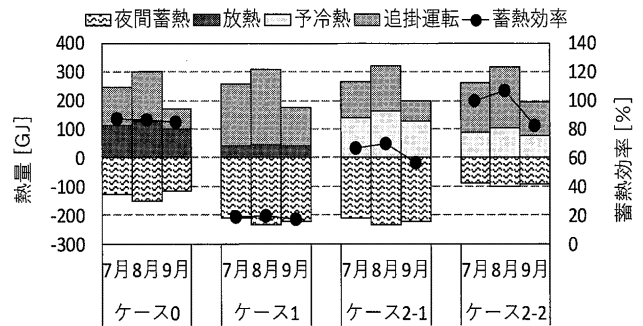


図12 蓄放熱量と蓄熱効率

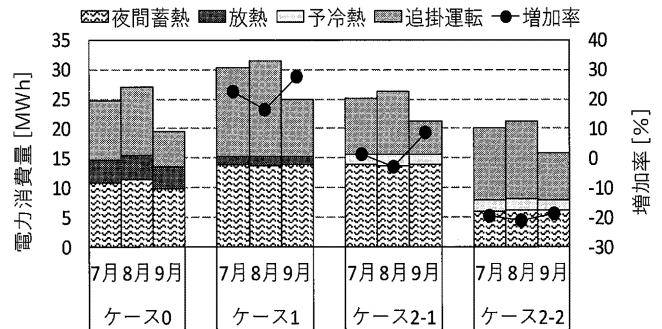


図13 電力消費量

消費量の増加率を表している。蓄熱効率が低く、追掛運転によってより多くの熱を製造する必要があるケース1では、ケース0に比べて20～30%電力消費量が多い。ケース2-1の電力消費量はケース0に比べやや多くなっており、ケース2-2では20%程度削減されている。そのためケース2-2は帯水層蓄熱システムを用いた省エネルギーな運転方法と言える。ただし、追掛運転の電力消費量を比較するとケース2-2よりもケース0の方がやや少ない。蓄熱システム導入の目的の一つである昼間のピーク電力の低減という点では、水蓄熱システムの方がやや有利である。

図14に追掛運転の処理熱量比率と総電力消費量の増加率の散布図を示す。各ケースとも月ごとにプロットしている。ケース0とケース2-1は追掛運転の処理熱量比率が低く、昼間の電力消費を抑えられるケースであるといえる。それに比べケース2-2は10～20%程度追掛運転の処理熱量比率が高く、その分昼間の電力消費量が多い。

以上より帯水層蓄熱システムを用いる場合、予冷コイルを導入した上で、省エネルギー性を重視するのであれば高めの温度で蓄熱し、昼間のピーク電力の低下を重視するのであれば低めの温度で蓄熱するのが良い。

## 5. 結論

本研究は、水蓄熱システムとの性能比較を通して、帯水層蓄熱システムの運転性能を明らかにし、帯水層蓄熱システムに適した運転方法を示すことを目的とするものである。本報では、シミュレーションモデルを構築して、帯水層蓄熱システムの蓄放熱運転の方法についてケーススタディを行った。得られた知見を以下に示す。

- 帯水層蓄熱システムでは、水蓄熱システムと同様の運転方法を行うと蓄熱効率が低下し、エネルギー消費量が増加する。
- 帯水層蓄熱システムを用いる場合、帯水層に投入した冷熱の拡散が速く、汲み上げ温度が高くなることから、ある程度高温となっても熱を利用できる予冷コイルを導入することが適している。
- 帯水層蓄熱システムを用いる場合、予冷コイルを導入した上で、省エネルギー性を重視するのであれば、地中温度に近い高めの温度で蓄熱し、地中の熱も利用する運転を行うと良い。また、昼間のピーク電力の低下を重視するのであれば、低めの温度で蓄熱し、予冷コイルで貯めた熱をできるだけ使い切れるように運転するのが良い。
- 本報のケースでは、14℃で予冷用の熱を貯める帯水層蓄熱システムによって、水蓄熱システムに比べ総電力消費量を20%程度削減できる結果となった。

今後は、帯水層蓄熱システムを季節蓄熱システムとして用いた場合の効果や、中間期に多く発生する太陽光発電の余剰電力を吸収するために上げデマンドレスポンスに活用した場合の効果などについて検討していく。

## 謝辞

本研究を進めるにあたり、四国電力株式会社、株式会社四電技術コンサルタントの関係の方々にご協力を頂きました。記して謝意を表します。

## 注

注1) 本研究では、既往研究<sup>12, 13)</sup>における集中定数系の円筒モデルを用いて帯水層蓄熱システムの計算を行った。帯水層蓄熱システムの熱物性値の計算式を以下に示す。

$$\lambda_{e_s} = \varepsilon \cdot \lambda_w + (1 - \varepsilon) \cdot \lambda_s$$

$$\lambda_{e_c} = \varepsilon \cdot \lambda_w + (1 - \varepsilon) \cdot \lambda_c$$

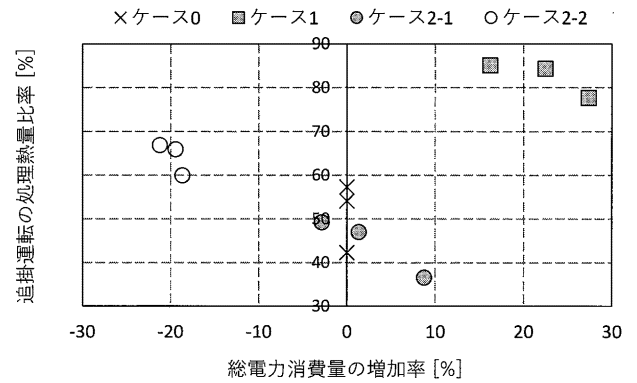


図14 追掛運転の処理熱量比率と総電力消費量の増加率

$$D_i = \alpha \cdot u_i \cdot (C_p)_w$$

$$\lambda_{a,i} = \lambda_{e_s} + D_i$$

$$R_{a,i} = \frac{1}{2 \cdot \lambda_{a,i} \cdot \pi \cdot H_a} \cdot \ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right) \quad (i = 1, 2, \dots, n)$$

$$R_{c,i} = \frac{H_c}{\lambda_{e_c} \cdot S_i} \quad (i = 1, 2, \dots, n)$$

ここで、 $\lambda_{e_s}$ ：帯水層の合成熱伝導率[kW/mK]、 $\varepsilon$ ：間隙率[-]、 $\lambda_w$ ：水の熱伝導率[kW/mK]、 $\lambda_s$ ：土壌の熱伝導率[kW/mK]、 $\lambda_{e_c}$ ：不透水層の合成熱伝導率[kW/mK]、 $\lambda_c$ ：粘土の熱伝導率[kW/mK]、 $D_i$ ：第*i*層の熱分散率[kW/mK]、 $\alpha$ ：近似分散長[m]、 $u_i$ ：第*i*層の断面流速[m/s]、 $(C_p)_w$ ：水の容積比熱[kJ/m<sup>3</sup>K]、 $\lambda_{a,i}$ ：熱分散を考慮した帯水層の熱伝導率[kW/mK]、 $R_{a,i}$ ：第*i*層の熱抵抗[K/kW]、 $H_a$ ：帯水層厚さ[m]、 $r_i$ ：中心軸からの半径[m]、 $R_{c,i}$ ：第*i*層から不透水層への熱抵抗[K/kW]、 $H_c$ ：不透水層厚さ[m]、 $S_i$ ：層底面積[m<sup>2</sup>]

注2) 本研究では、既往研究<sup>12, 13)</sup>における集中定数系の円筒モデルを用いて帯水層蓄熱システムの計算を行った。帯水層蓄熱システムの熱収支の基礎式を以下に示す。

注水時(i=1)

$$(c\rho)_e \cdot V_i \cdot \frac{d\theta_i}{dt} = (c\rho)_w \cdot m_{in}(\theta_r - \theta_i) + \frac{1}{R_{a,1}}(\theta_{i+1} - \theta_i) + \frac{1}{R_{c,1}}(\theta_s - \theta_i)$$

注水時(i=2~n)

$$(c\rho)_e \cdot V_i \cdot \frac{d\theta_i}{dt} = (c\rho)_w \cdot m_{in}(\theta_{i-1} - \theta_i) + \frac{1}{R_{a,i-1}}(\theta_{i-1} - \theta_i) + \frac{1}{R_{a,i}}(\theta_{i+1} - \theta_i) + \frac{1}{R_{c,i}}(\theta_s - \theta_i)$$



揚水時(i=1)

$$(cp)_e \cdot V_i \cdot \frac{d\theta_i}{dt} = (cp)_w \cdot m_{out}(\theta_{i+1} - \theta_i) + \frac{1}{R_{a,1}}(\theta_{i+1} - \theta_i) + \frac{1}{R_{c,1}}(\theta_s - \theta_i)$$

揚水時(i=2~n)

$$(cp)_e \cdot V_i \cdot \frac{d\theta_i}{dt} = (cp)_w \cdot m_{out}(\theta_{i+1} - \theta_i) + \frac{1}{R_{a,i-1}}(\theta_{i-1} - \theta_i) + \frac{1}{R_{a,i}}(\theta_{i+1} - \theta_i) + \frac{1}{R_{c,i}}(\theta_s - \theta_i)$$

ここで、 $(cp)_e$  : 土壌の等価体積熱容量[kJ/m<sup>3</sup>K],  $V_i$  : 第 i 槽の体積[m<sup>3</sup>],  $m_{in}$  : 注水流量[m<sup>3</sup>],  $m_{out}$  : 揚水流量[m<sup>3</sup>],  $\theta_r$  : 注水温度[K],  $\theta_i$  : 第 i 槽の温度[K],  $\theta_s$  : 地中温度(=19.1) [K],  $\theta_{i+1}$  : 第 i+1 槽の温度[K],  $\theta_{i-1}$  : 第 i-1 槽の温度[K]

注3) 対象建物では、不具合により日常的な運用において帯水層蓄熱システムを利用できておらず、検証に用いることができるデータが 2 日分の実験データのみであった。

注4) 本研究では、既往研究<sup>18, 19)</sup>における温度成層型蓄熱層の計算モデルを用いて水蓄熱システムの計算を行った。用いた計算式を以下に示す。

放熱時

$$\text{第 } N \text{ 層: } V \frac{dT_N}{dt} = GW_{AC}(T_{AC} - T_N)$$

$$\text{第 } i \text{ 層: } V \frac{dT_i}{dt} = GW_{ST}(T_{i+1} - T_i)$$

$$\text{第 } 1 \text{ 層: } V \frac{dT_1}{dt} = GW_{ST}(T_2 - T_1) + GW_{MC}(T_{MC} - T_1)$$

蓄熱時

$$\text{第 } 1 \text{ 層: } V \frac{dT_1}{dt} = GW_{MC}(T_{MC} - T_1)$$

$$\text{第 } i \text{ 層: } V \frac{dT_i}{dt} = GW_{ST}(T_{i-1} - T_i)$$

$$\text{第 } N \text{ 層: } V \frac{dT_N}{dt} = GW_{ST}(T_{N-1} - T_N) + GW_{AC}(T_{AC} - T_N)$$

ここで、 $V$  : 各層容量[m<sup>3</sup>],  $t$  : 時間[min],  $GW_{AC}$  : 空調機からの流量[m<sup>3</sup>/h],  $GW_{MC}$  : 熱源からの流量[m<sup>3</sup>/h],  $GW_{ST}$  : 各層間の流量[m<sup>3</sup>/h],  $T_{AC}$  : 空調機からの流入温度[K],  $T_{MC}$  : 熱源からの流入温度[K],  $T_i$  : 第 i 層の温度[K],  $T_N$  : 第 N 層の温度[K]

## 参考文献

- 1) M.S. Godschalk, et al : 20,000 ATEs Systems in the Netherlands in 2020 - Major step towards a sustainable energy supply, [https://iftech.co.uk/files/ATES\\_in\\_NL\\_in\\_2020\\_\(1\)-UoFimB.pdf](https://iftech.co.uk/files/ATES_in_NL_in_2020_(1)-UoFimB.pdf)(参照 2020.4.30)
- 2) Burkhard Sannera, et al : Current status of ground source heat pumps and underground thermal energy storage in Europe, *Geothermics*, No.32, PP.579-588, 2003.5
- 3) Martin Bloemendal, et al : How to achieve optimal and sustainable use of the subsurface for Aquifer Thermal Energy Storage, *Energy Policy*, No.66, pp.104-114, 2013.11
- 4) Peter Seibt, et al : Aquifer Thermal Energy Storage in Germany, <https://orkustofnun.is/gogn/flytja/JHS-Skjol/UNU%20Visiting%20Lecturers/PSLecture03.pdf> (参照 2020.5.1)
- 5) D. Vanhoudt, et al : An aquifer thermal storage system in a Belgian hospital: Long-term experimental evaluation of energy and cost savings, *Energy and Buildings*, No.43, pp.3657-3665, 2011.9
- 6) John Bershaw, et al : An Integrated Feasibility Study of Reservoir Thermal Energy Storage in Portland, Oregon, USA, 45th Workshop on Geothermal Reservoir Engineering, pp.1-14, 2020.2
- 7) Aart L. Snijders : Aquifer Thermal Energy Storage (ATES) Technology Development and Major Applications in Europe, <http://www.trca.on.ca/dotAsset/16551.pdf> (参照 2020.5.1)
- 8) 中村慎, 他 : システム概念と熱的基本性能の確認, 敷地内帯水層蓄熱システムに関する研究(その 1), 日本建築学会計画系論文集, No.546, pp.69-74, 2001.8
- 9) 中村慎, 他 : モデルビルにおける省エネルギー効果と経済性, 敷地内帯水層蓄熱システムに関する研究(その 2), 日本建築学会計画系論文集, No.554, pp.41-46, 2002.4
- 10) 梅宮弘道, 他 : 地下帯水層蓄熱法の野外実験(熱回収率向上と経済評価), 日本機械学会論文集(B 編), 54 巻 497 号, pp.178-184, 1988.1
- 11) 梅宮弘道, 他 : 地下帯水層蓄熱法の基礎研究(蓄熱帯水層における鉄コロイドダムの検証), 日本機械学会論文集(B 編), 57 巻 542 号, pp.229-236, 1991.10
- 12) 中曾康壽, 他 : 閉鎖性帯水層の昼夜間蓄熱利用, 第 1 報-帯水層蓄熱モデルの実験検証, 空気調和・衛生工学論文集, No.190, pp.11-20, 2013.1
- 13) 中曾康壽, 他 : 閉鎖性帯水層の昼夜間蓄熱利用, 第 2 報-簡易集中定数モデルの作成と検証, 空気調和・衛生工学論文集, No.195, pp.11-18, 2013.6

- 14)DHI-WASY 社 : DHI-WASY GmbH, <http://www.wasy.de>  
(参照 2020.5.1)
- 15)北岡貴文, 他 : 地下水を利用した環境共生型蓄熱システムの構築に関する浸透, 圧密, 熱移動のシミュレーション解析, 地盤工学ジャーナル, Vol.8, No.2, pp.361-368, 2013.5
- 16)落藤澄, 他 : 帯水層の蓄熱効果に関する長期測定とその考察, 空気調和・衛生工学論文集, No.50, pp.53-61, 1992.10
- 17)呉濟元, 他 : 複合蓄熱システムの運転方策の研究 — 氷蓄熱システムのシミュレーション構築及び運転方法の検討 —, 都市・建築学研究(九州大学大学院人間環境学研究院紀要), 第 35 号, pp.31-39, 2019.1
- 18)丹羽英治, 他 : 複合蓄熱システムの運転方策の研究 : 温度成層型蓄熱槽の蓄熱性能最適化に関する研究, 空気調和・衛生工学論文集, No.56, pp.57-68, 1994.10
- 19)相良和伸, 他 : 蓄熱槽に関する研究 : 第 5 報-運転シミュレーションを用いた実験計画法による温度成層型蓄熱槽の蓄熱槽効率の推定, 空気調和・衛生工学論文集, No.35, pp.15-26, 1987.10

(受理 : 令和 2 年 6 月 2 日)