

空調利用を目的とした帯水層蓄熱の研究

(第4報)夏期・冬期の蓄熱量・流量を平衡させる運用方法の検討

**Study on Aquifer Thermal Storage System for Space Cooling and Heating
(Part4)-Investigation of operation method to balance heat storage and flow rate during summer
and winter-**

○竹口 智也 (大阪市立大学) 西岡 真稔 (大阪市立大学)
鍋島 美奈子 (大阪市立大学) 中尾 正喜 (大阪市立大学)
中曾 康壽 (大阪市立大学)

Tomoya TAKEGUCHI*¹ Masatoshi NISHIOKA*¹ Minako NABESHIMA*¹
Masaki NAKAO*¹ Yasuhisa NAKASO*¹

*¹ Osaka City University

Thermal energy storage air conditioning system utilizing aquifer can contribute to energy conservation by using ground thermal energy and waste heat from buildings. In order to continuously operate the aquifer storage system, it is important to keep the heat storage amount and accumulated water flow rate to the aquifer in equilibrium in summer and winter. In this research, by utilizing the dimensionless temperature, we established a method to decide the control method of the following year that can improve the equilibrium state from the operation record of the previous year.

1. 研究背景・目的**1.1 研究背景**

震災による電力供給不足を背景にエネルギー政策の見直しがされており、省エネルギーの社会の推進、再生可能エネルギー、未利用エネルギーの活用などが重要視されている。また、エネルギーの需要密度の高い大都市域は、その大部分が沖積平野に位置しており、その足元に広がる地下水で満たされた帯水層は熱的な利用価値が高い。そこで、2本の熱源井戸を構築する事で、帯水層を低価格・大容量の蓄熱槽とし、効率的に熱エネルギーを冷暖房の熱源として利用する帯水層蓄熱空調システムに着目し、研究を行う。

1.2 帯水層蓄熱空調システム

帯水層蓄熱空調システムは、地下水を冷暖房の熱源として利用するとともに、冷暖房時に発生する冷温排熱を地下水に与え、地下の帯水層に蓄熱し季節を跨いで利用することにより大幅なCO₂削減、省エネルギー効果が期待できる。また夏期においては、温排熱を地下水に与えることで、大気中に排出しないことからヒートアイランド現象の緩和策としても期待ができる。

1.3 研究目的

これまで2016年には兵庫県高砂製作所内にある井戸を対象に実用を想定した大規模な蓄熱実験を行い、2017年には大阪市うめきた地区において同様に蓄熱

実験を行った。実験の結果、実用を想定した大規模な蓄熱でも70%以上の熱回収率が得られる事を確認した。また、大東⁽¹⁾らはModelica言語を用いたシミュレーションツールを用いて設備側を含めたモデルを構築し、省エネ効果の把握、運転制御、運転スケジュールの確立を行った。これらの事から、帯水層蓄熱空調システムは実用化の段階まで発展してきており、今後の課題としてシステムを持続的に安定して運用していく手法を確立していくことが挙げられる。持続的に蓄熱利用を行うには、帯水層の年間地中蓄熱量と各冷房・暖房期の積算還水流量を平衡させ続ける事が必要となる。この課題に対して本研究では、帯水層への年間熱収支、季節ごとの積算揚水量を予測しつつ、運用制御条件を毎年逐次変更するような運用手法について数値シミュレーションを用いて検討する。前年の運転実績より帯水層の年間地中蓄熱量、各井戸の冷暖房期の積算流量の不均衡を調べ、翌年の運用制御を決定する。つまり、年間サイクルで前年の運用結果を翌年の運用方法にフィードバックする手法である。

2. シミュレーションモデル、運用制御**2.1 帯水層円筒形モデル**

本研究では、伊藤ら⁽²⁾が作成した帯水層円筒形モデルによって、帯水層の温度応答を計算する。帯水層円筒形モデルは、7点の前提条件があり、その中で重要

な点を 2 点示す。Table 1 に帯水層円筒形モデルに設定したパラメータを示す。

- ① 帯水層の広域的な自然地下水流速は 0 m/s とする。
- ② 上下の不透水層への水の浸透はないが、熱伝導による不透水層への熱損失は考慮する。

2.2 建物負荷

本研究では、建物で発生する負荷うち稼働時間の長いベース部分を本システムで処理すると仮定した。そのため、設定した冷凍機の冷却能力 700kW の約 3 倍の負荷が発生する延床面積 24000m² の業務施設を想定した。ベース部分以外の負荷は他の熱源システムで処理する。文献⁽³⁾の負荷原単位を参考に設定した夏期(6月~9月)の冷房負荷を Figure 1 に示す。また暖房負荷(12月~3月)についても、文献を参考に同面積の業務施設で発生する負荷を Figure 2 のように設定した。本検討では、暖房負荷も冷凍機により処理するため、冷凍機の暖房能力である 850kW までを本システムで処理する。本研究では、Figure 1、Figure 2 の月ごとの負荷が毎日繰り返し続くと仮定してシミュレーションを行う。

2.3 運転スケジュール、運転制御

運転スケジュールを Figure 3 に示す。12月~3月を冬期、6月~9月を夏期とし、他は停止期間とする。運転パターンは以下に示す 3 つである。揚水量の上限は 100t/h とし、それを超える場合は還水温度を成り行きとする。

①冬期暖房+冷水蓄熱(Figure 4)

暖房負荷の発生する 12月~3月に、負荷を冷凍機で処理し、地下水を熱源水として利用すると同時に冷排熱を地下水に与え、冷水を蓄熱する運転である。還水揚水温度差一定になるように流量を制御する。

②冬期冷却塔蓄熱(Figure 5)

暖房負荷のない時間帯および冬期夜間の外気温度が低い時、冷却塔を使って冷水を製造し、冷水井戸に地下水を還水する運転である。アプローチ温度は 5℃と設定する。日本の気象条件は一般的に冷房負荷に比べ、暖房負荷は小さいため、負荷のバランスを平衡させる目的の運転である。

③夏期熱源水利用(Figure 6)

冷房負荷の発生する 6月~9月に、冬期の冷水蓄熱分により冷却水を冷却すると同時に温排熱を帯水層に蓄熱する運転である。還水温度一定となるように流量を制御する。

Table 1 Initial condition of aquifer cylindrical model

Parameters		Unit	Input value
Common	Initial ground temperature	[°C]	18.1
	Calculation range	[m]	200
	Porosity	[-]	0.35
	Approximate dispersion length	[m]	0.1
Aquifer	Thickness	[m]	9
	Specific heat	[J/kgK]	3180
	Thermal conductivity	[W/mK]	3.5
Impermeable layer	Thickness	[m]	4
	Thermal conductivity	[W/mK]	1.28
water	Specific heat	[J/kgK]	4180
	Thermal conductivity	[W/mK]	0.59

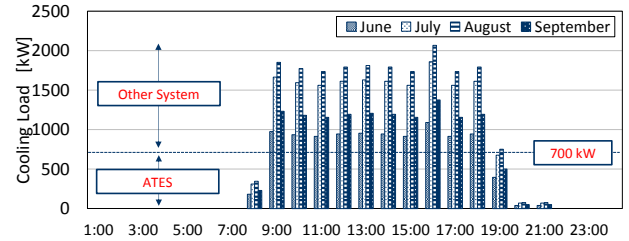


Figure 1 Cooling load in Summer

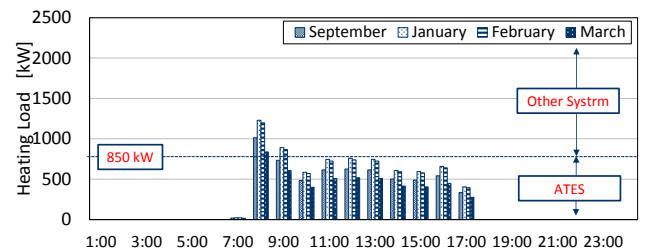


Figure 2 Heating Load in Winter

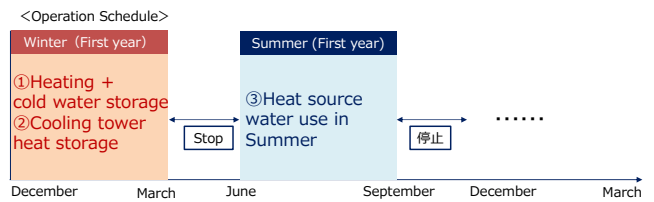


Figure 3 Annual operation

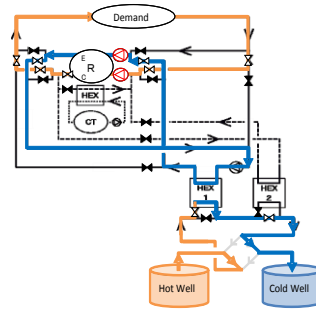


Figure 4 Heating + coldwater storage

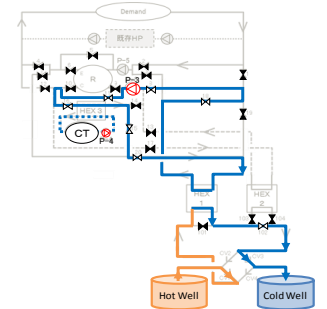


Figure 5 Coolingtower heat storage

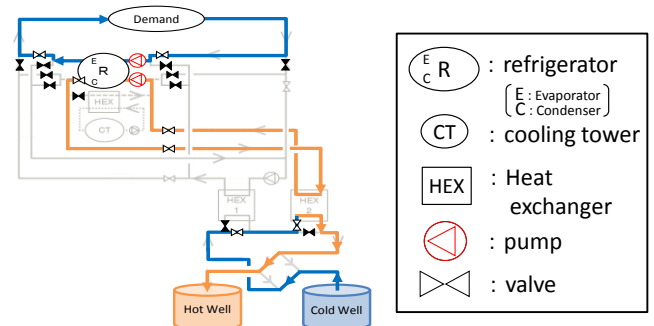


Figure 6 Heat source water use in Summer

Legend for Figure 6:

- (E, R, C) : refrigerant (E: Evaporator, C: Condenser)
- (CT) : cooling tower
- (HEX) : Heat exchanger
- (Pump symbol) : pump
- (Valve symbol) : valve

2.4 流量を平衡させる運用方法の検討

本研究で与条件とした暖房負荷と冷房負荷は釣り合っており、従って温熱と冷熱の蓄熱量も釣り合わない。そこで温熱蓄熱量の不足分を冷却塔蓄熱により補い平衡させる。一方、積算流量は平衡しないので、翌年度以降に平衡させることにする。以下では、前年の積算流量実績値から翌年の流量の目標値 $Q_{well,w}^n$ と $Q_{well,s}^n$ を決めて、翌年の流量の制御パラメータ(冬期還水温度 $T_{i,cold}^n$ と夏期還水温度 $T_{i,hot}^n$)を決定する手法について検討する。

前提条件として、前年の運転実績から、熱源機の平均COP、夏期還水温度 $T_{i,hot}$ が分かっているとす。熱交換器(井戸側)と冷凍機(負荷側)との熱収支より式(1)、式(2)に整理し、還水揚水温度差 $\Delta T_{well,w}^n$ と $\Delta T_{well,s}^n$ を決定する。同様に、前年の運転実績から式(4)により、無次元揚水温度 T_p' を求める。

ところで、揚水温度 $T_{p,hot}$ 、 $T_{p,cold}$ は揚水が進むにつれて温度が変化し初期地下水温度へ徐々に近づく。また揚水温度は、その前シーズンの還水温度によっても変わる。そこで、既往研究⁽⁴⁾に倣って、式(3)に示す無次元温度 T_p' を用いることとし、その平均値 $\overline{T_p'}$ を期間代表値とする。次に、式(5)と式(7)より、期間平均揚水温度 $\overline{T_{p,hot}}$ 、 $\overline{T_{p,cold}}$ (平均揚水温度)を得て、最終的に、翌年に設定すべき還水温度 $T_{i,cold}^n$ と $T_{i,hot}^n$ が決定される。以上の手順を Figure 9 にまとめる。

期間積算流量を6万t~15万tと変えて、還水温度13°Cの固定条件で運転した場合の T_p' を Figure 7 (左図)に、また積算流量を10万t固定として、還水温度6°C~23°Cで変えた場合の T_p' を Figure 7 (右図)に示す。シミュレーションは地下水流動解析ソフトであ FEFLOW を用いて、Table 2、Table 3 に示す初期条件、地盤モデルで4ヵ月(121日)の還水揚水を行った。その結果、積算流量による T_p' の変化は僅かであり、また還水温度の影響も無く、前年度の実績をもとに翌年度の還水温度を決定する際に用いるパラメータとしては十分な精度であるといえよう。以上より、本研究では平均無次元揚水温度 $\overline{T_p'}$ を0.7とした。

2.5 運用のケーススタディ

前述の運用方法を用いて、前年度の運用結果を用い、翌年度の運用を決定し、流量平衡を実現する事を確認する。1年目は初期地下水温を揚水するため特殊である事から、2年目以降の結果に対し平衡状態を維持していく事とする。Table 4 の基本運転条件で1年目を運転すると、地中蓄熱量と積算流量は Figure 8 になる。冬期夏期で地中蓄熱量はバランスしたが、積算流量は夏期が冬期に比べ小さくなった。翌年の積算流量を決めるにあたり、①積算流量の大きい冬期に夏期の積算流量を合わせる、②積算流量の少ない夏期に冬期の積

算流量を合わせる、③冬期夏期の平均値で合わせるなどが考えられる。①②の場合、サイクルを重ねるごとに積算流量が冬期夏期共に大きくなり続ける、もしくは小さくなり続ける事が考えられるため、本研究では③冬期と夏期の平均値で合わせる事とし、冬期、夏期共に平均の83813tにする。その場合、前述の手法を用いて制御パラメータである冬期還水温度 $T_{i,cold}^n$ 、夏期還水温度 $T_{i,hot}^n$ を計算するとそれぞれ14.9°C、は22.2°Cとなった。

Table 2 Initial condition of FEFLOW

Parameters	Unit	Input value
Initial groundwater level	[m]	-1.6
Initial ground temperature	[°C]	18.1
Groundwater flow velocity	[m/year]	0
Dispersion length	[m]	1
Porosity	[-]	0.3

Table 3 Ground model

Depth[m]	Layer thickness[m]	Classification	Permeability coefficient[m/s]	Thermal conductivity[W/mK]	specific heat[J/kgK]
0					
	48.5	Clay layer	1.0×10^{-8}	1.28	3060
-48.5					
	9	Aquifer	5.0×10^{-4}	3.5	3182
-57.5					
	15	Clay layer	1.0×10^{-8}	1.28	3060
-72.5					

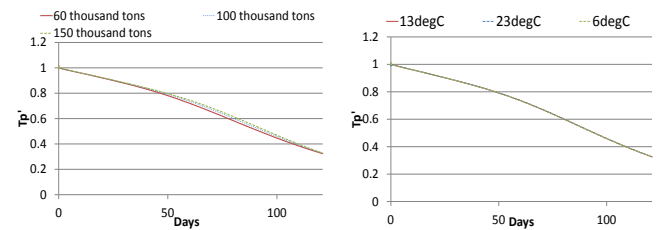


Figure 7 Relation between accumulated flow rate and return water temperature and T_p'

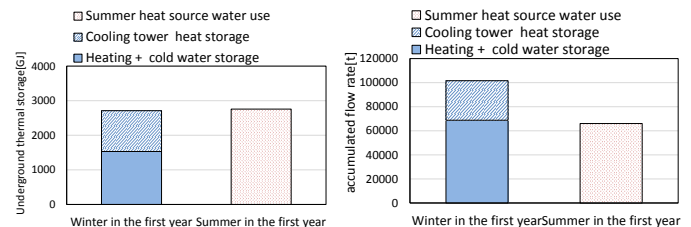


Figure 8 Annual thermal storage and integrated flow rate

Table 4 Basic operating condition

Operation pattern	Control method
Heating + cold water storage	Hot well 18°C→cold well13°C $\Delta t = 5^\circ\text{C}$
Cooling tower heat storage	Driving at less than 8°C of outdoor air wet bulb temperature
Summer heat source water use	Coldwell 13°C→Hotwell 23°C

$$\Delta T_{well,w}^n = (Demand_w - \frac{Demand_w}{COP_w}) / (c\rho_w Q_{well,w}^n) \quad (1)$$

$$\Delta T_{well,s}^n = (Demand_s + \frac{Demand_s}{COP_s}) / (c\rho_w Q_{well,s}^n) \quad (2)$$

$$T_p' = \frac{(T_p - T_0)}{(T_i - T_0)} \quad (3)$$

$$\overline{T_p'} = \frac{1}{N} \sum_k \frac{T_{p,k} - T_0}{T_{i,k} - T_0} \quad (4)$$

$$\overline{T_{p,hot}} = \overline{T_p'} (T_{i,hot} - T_0) + T_0 \quad (5)$$

$$\overline{T_{i,cold}}^n = \overline{T_{p,hot}} - \Delta T_{well,w} \quad (6)$$

$$\overline{T_{p,cold}} = \overline{T_p'} (\overline{T_{i,cold}} - T_0) + T_0 \quad (7)$$

$$\overline{T_{i,hot}}^n = \overline{T_{p,cold}} + \Delta T_{well,s} \quad (8)$$

ΔT_{well} : Refrigerated pumping water temperature difference (°C),
Demand: Accumulated period Demand (kW), COP: Average COP, $c\rho_w$: Specific heat of water (J/g · K), Q_{well} : Accumulated period injection water flow rate (t), T_p' : Dimensionless pumping water temperature, T_i : Injection temperature (°C), T_0 : Initial ground temperature (°C), T_p : Pumping temperature (°C), P : Heat source equipment power consumption (kW), $T_{i,hot,last}$: Injection temperature in last summer (°C), $\overline{T_{i,CT}}$: The average temperature during storage of the cooling tower (°C)

Subscript i : injection, p : pumping, w : winter, s : summer, $cold$: cold well, hot : hot well Superscript n : next year

シミュレーションを行った結果を Figure 10 に示す。冬期に対する夏期の積算流量の割合が1年目に-35%であるのに対し、2年目は+3%と不均衡は大きく改善する事が出来た。2年目の冬期積算流量は 77880t、夏期積算流量は 80413t となり、目標とした積算流量 83813t に対し冬期 7%、夏期 4%の誤差であった。2年目冬期の冷却塔蓄熱量が減少している理由として、1年目に初期地下水温である地下水をくみ上げているのに対し、2年目は1年目の夏期に蓄熱された温水をくみ上げている事から、還水揚水温度差が大きくなる事で減少したと考えられる。

3. まとめ

本研究で検討した手法により、数%の誤差はあるものの、前年度の積算流量の不均衡を解消する方向に翌年の積算流量を操作できた。また、本研究では、翌年の積算流量を決定する際、前年の冬期と夏期の積算還水流量の平均値で合わせる事としたが、省エネ効果、井戸間の干渉に関しては考慮していない。よって、積算流量、地中蓄熱量をバランスさせつつ、さらに省エネ効果、井戸間の干渉を考慮し、より省エネとなる翌年の制御を決定していく手を検討していく事が今後の課題となる。

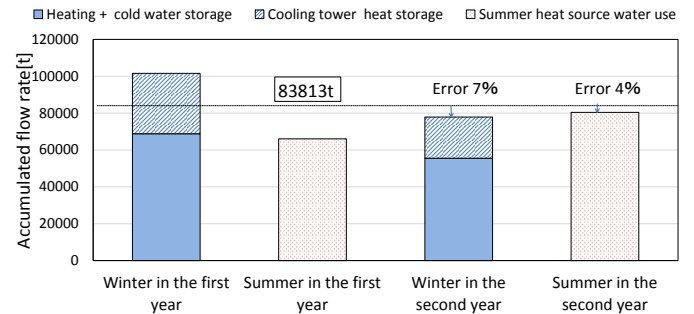


Figure 10 Accumulated flow rate in each period

【謝辞】

本研究は、環境省の平成 28 年度 CO2 排出削減対策強化誘導型技術開発・実証事業「帯水層蓄熱のための低コスト高性能熱源井とヒートポンプのシステム化に関する技術開発」の一環で行ったものであり、研究を行うにあたり協力賜った皆さまに感謝の意を表します。

【参考文献】

- (1)大東ら:空調利用を目的とした帯水層蓄熱の研究 (第3報) 季節間蓄熱における冬期冷却塔蓄熱と夏期冷水予冷の検討, 空気調和衛生工学会論文集,2018年3月
- (2)伊藤ら:帯水層を利用した昼夜間蓄熱システムの研究 - 帯水層の温度応答を予測する集中定数モデルの構築 -, 空気調和・衛生工学会近畿支部発表論文集,2011年,3月
- (3)社) 空気調和・衛生工学会, CGS 設計に関する研究
- (4)Christine doughty, Goran hellstrom, and chin fu tsang : A Dimensionless Parameter Approach to the Thermal Behavior of an Aquifer Thermal Energy Storage System. WATER RESOURCES RESEARCH, VOL. 18, NO.3, PAGES 571-587, JUNE 1982

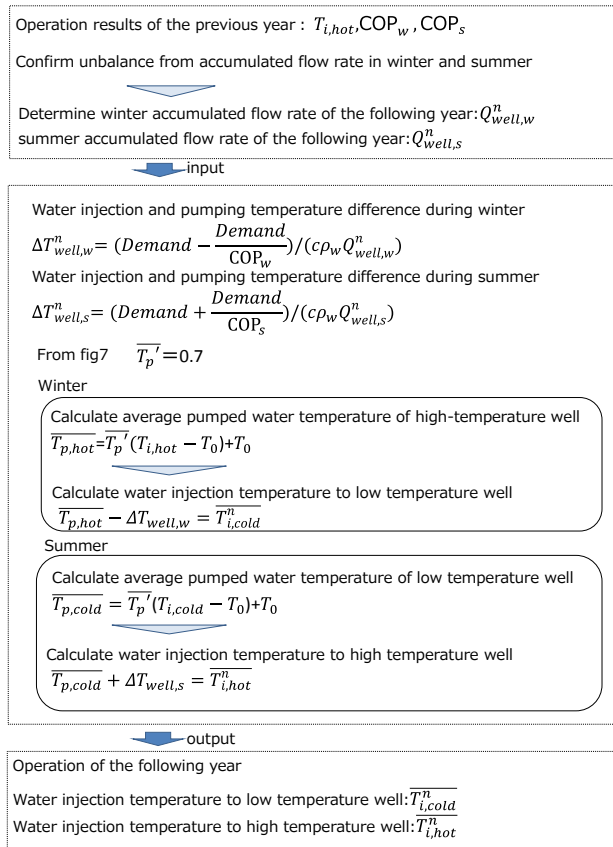


Figure 9 Procedure of prediction method