

帯水層を利用した蓄熱空調システムの研究

—持続的蓄熱利用を目的とした季節間蓄熱の運用方法の検討—

STUDY ON THERMAL ENERGY STORAGE AIR CONDITIONING SYSTEM UTILIZING AQUIFER -INVESTIGATION ON OPERATION METHOD OF SEASONAL THERMAL STORAGE FOR SUSTAINABLE THERMAL STORAGE USAGE-

地域環境計画分野 竹口 智也

Division of Regional Environmental Planning Tomoya TAKEGUCHI

帯水層を利用した蓄熱空調システムは、地下水を利用して建物で発生する排熱を帯水層に蓄熱して利用することで省エネルギー効果が期待できる。システムを実際に導入し、持続的に蓄熱利用していくためには、高温井戸と低温井戸への蓄熱量と積算還水流量がそれぞれ平衡している事が必要である。本研究では、シミュレーションにより、蓄熱量・積算還水流量を平衡させ続ける設備側を含めた運転方法の効果を明らかにし、本システムが熱回収率の低下なく運用できる井戸間距離を検討した。

In the thermal storage air conditioning system using the aquifer, energy saving effect can be expected by using the groundwater to accumulate the exhaust heat generated in the building to the aquifer. In order to introduce the system and use the heat storage continuously, it is necessary that the heat storage amount and the cumulative injection water flow amount to the high-temperature well and the low-temperature well are in equilibrium. In this study, the effect of the operation method including the equipment side which keeps equilibrium of the heat storage amount and the cumulative injection water flow amount is clarified by simulation, and the distance between the wells which this system can operate without lowering the heat recovery rate was examined.

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。そこで、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。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た。

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、建物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。

1.2 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・暖房期の積算流量を平衡させ続ける事が必要となる。本研究では、これまで確立されてきた運用方法を紹介し、①年間地中蓄熱量と各冷房・暖房期の積算流量を平衡させる運用方法の検討、②本システムが熱回収率の低下なく成立する井戸間距離の検討を目的とする。

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。表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。

表1 帯水層円筒形モデル 初期条件

パラメータ		単位	入力値
共通	初期地中温	[°C]	18.1
	計算範囲	[m]	200
	間隙率	[-]	0.35
	近似分散長	[m]	0.1
帯水層	厚さ	[m]	9
	比熱	[J/kgK]	3180
	熱伝導率	[W/mK]	3.5
不透水層	厚さ	[m]	4
	熱伝導率	[W/mK]	1.28
水	比熱	[J/kgK]	4180
	熱伝導率	[W/mK]	0.59

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)の冷房負荷を図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図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、図1、図2の月ごとの負荷が毎日繰り返すことと仮定してシミュレーションを行う。

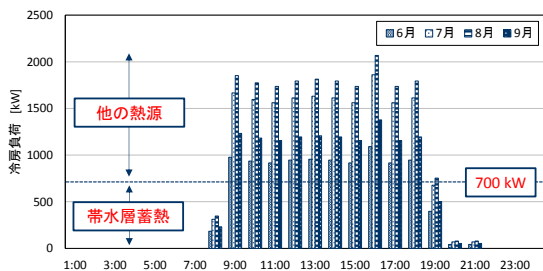


図1 夏期暖房負荷

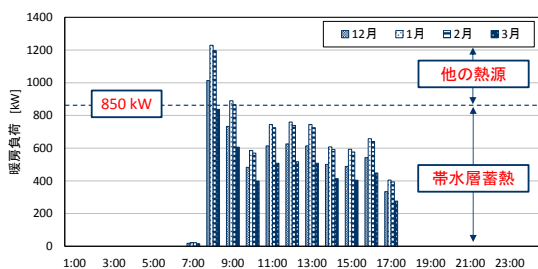


図2 冬期暖房負荷

2.3 運転スケジュール、運転制御

運転スケジュールを図3に示す。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(図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(図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°Cと設定する。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(図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。

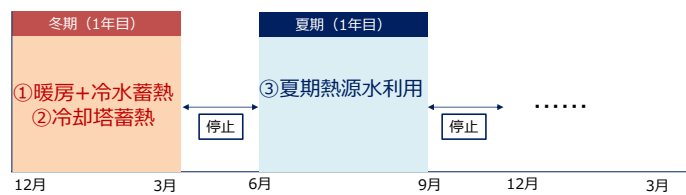


図3 年間運転スケジュール

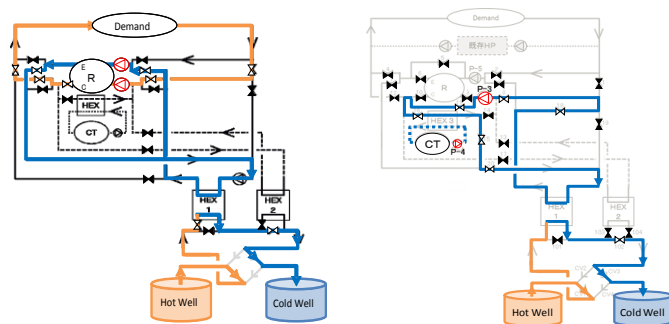


図4 冬期暖房+冷水蓄熱 図5 冬期冷却塔蓄熱

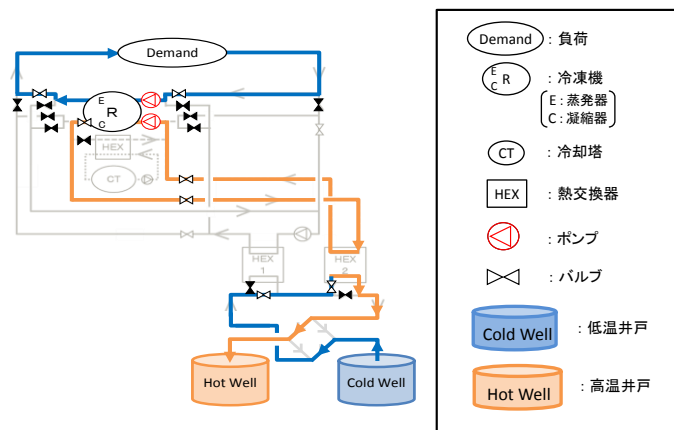


図6 夏期熱源水利用

3. 持続的蓄熱利用方法の検討

3.1 各制御パラメータが与える影響

持続的に蓄熱利用を行うにあたって、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、運用制御条件を逐次変更することが望ましい。しかし、現在その予測技術が確立されていないため、年間サイクル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が考えられる。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、翌年の積算流量に影響する要素を操作する。その積算流量、熱平衡に影響を与えるパラメータとして、夏期還水温度、冬期還水温度、冷却塔蓄熱の外気湿球温度設定値がある。表 2 に示す運転条件を基準とし、各パラメータを変更した場合の積算還水流量、地中蓄熱量に与える影響を把握する。地中蓄熱量は式 1 で表す。

3.1.1 夏期還水温度変更

基本運転条件に対し、夏期還水温度を 18℃、20℃に変更しシミュレーションを行った。(図 7)結果として、夏期還水温度と積算流量は負の比例関係にある。地中蓄熱量には影響を殆ど与えなかった。

3.1.2 冬期還水温度変更

基本運転条件に対し、冬期還水温度を 6℃、15℃に変更しシミュレーションを行った。(図 8)結果として、冬期還水温度と積算流量は正の比例関係にある。地中蓄熱量には影響を殆ど与えなかった。

3.1.3 外気湿球温度設定値変更

基本運転条件に対し、外気湿球温度設定値をを 8℃、11℃に変更しシミュレーションを行った。(図 9)結果として、外気湿球温度設定値と積算流量、地中蓄熱量は共に正の比例関係にある。

表 2 基本運転条件

運転パターン	制御方法
冬期暖房+冷水蓄熱	高温井戸 18℃→低温井戸 13℃ Δt = 5℃で還水
冬期冷却塔蓄熱	外気湿球温度 8℃以下で運転
夏期熱源水利用	低温井戸 13℃→高温井戸 23℃ 23℃一定で還水

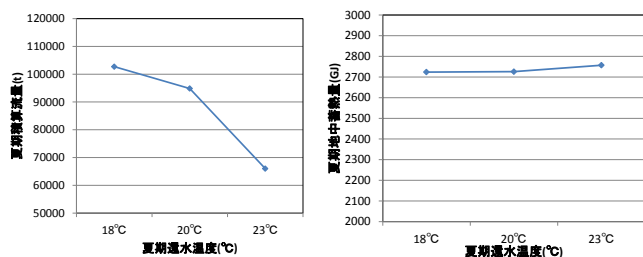


図 7 夏期還水温度と積算流量・地中蓄熱量の関係

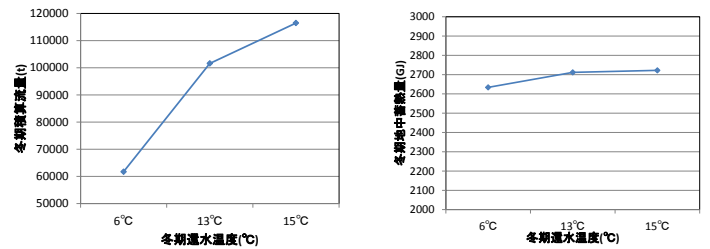


図 8 冬期還水温度と積算流量・地中蓄熱量の関係

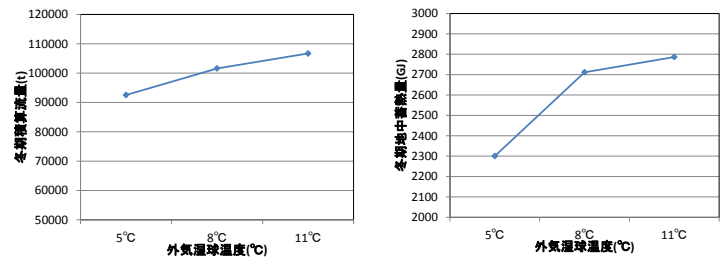


図 9 外気湿球温度設定値と積算流量・地中蓄熱量の関係

3.2 翌年の積算流量予測手法の確立

設備側との交換熱量を一定にするように、還水温度、流量を制御している事から、地中蓄熱量は一定となる。この事から、前年の積算流量の平衡状態から翌年の流量を予測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積算流量の平衡状態、各期間の熱源機平均 COP、夏期還水温度 $T_{i,hot,last}$ 、冷却塔蓄熱による平均還水温度 $T_{i,cool}$ が分かっているとす。設備側との熱収支から式 2、式 3 が成立し、期間積算流量は還水揚水温度差で決定される。揚水温度は初期地下水温度へ戻るように推移するため、平均揚水温度で代用する。平均揚水温度の予測は還水温度によって異なるため難しい。そこで、既往研究⁽⁴⁾で用いられている式 4 に示す無次元揚水温度を活用する。これにより、還水温度に関係なく、平均無次元揚水温度から平均揚水温度を算出できる。本システムで想定される期間積算流量 6 万 t~15 万 t を還水温度 13℃固定で運転、また想定される還水温度 6℃~23℃を積算流量 10 万 t 固定で運転するシミュレーションを行い、揚水温度を算出する事で T_p' の変化を確認する。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、表 3、表 4 に示す初期条件、地盤モデルで 4 ヶ月(121 日)の還水揚水を行った。結果を図 10 に示す。積算流量による T_p' の変化は小さく、また還水温度の影響はない。全てのケースで平均無次元揚水温度 T_p' は 0.7 となった。よって冬期は高温井戸からの平均揚水温度を式 5 で算出し、式 6 で低温井戸への還水温度を算出する。また、冷却塔蓄熱の期間は暖房運転の 1/3 であり、期間の重みづけ平均により表した還水温度を式 7 で表される。夏期も同様に式 8 から平均揚水温度、式 9 から高温井戸への還水温度を算出できる。手順を図 12 にまとめる。

表 3 FEFLOW 初期条件

パラメータ	単位	入力値
初期地下水位	[m]	-1.6
初期地下水温	[°C]	18.1
地下水流速	[m/year]	0
分散長	[m]	1
間隙率	[-]	0.3

表 4 地盤モデル

深度[m]	層厚[m]	区分	透水係数[m/s]	熱伝導率[W/mK]	比熱[J/kgK]
0					
	48.5	粘土層	1.0×10^{-8}	1.28	3060
-48.5					
	9	帯水層	5.0×10^{-4}	3.5	3182
-57.5					
	15	粘土層	1.0×10^{-8}	1.28	3060
-72.5					

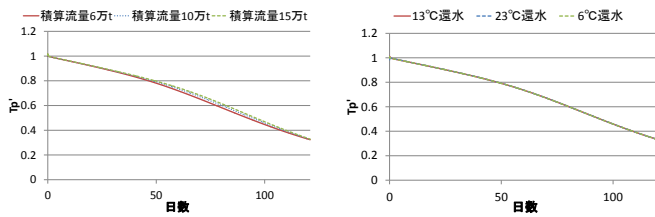


図 10 積算流量・還水温度と T_p' の関係

3.3 予測手法の実践

1年目の運転をシミュレーションで行い、2年目の運用方法を確立した手法を用いて予測する。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。表2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図11のようになる。結果として、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。この結果に対し、次年度に平衡させていく方法として、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冬期夏期の中間点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と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冬期夏期の中間点で合わせる方法で検討する。よって結果から、2年目にバランスさせるためには冬期、夏期共に中間の83813tにする必要がある。その場合の冬期還水温度 $T_{i,cold}$ は14.9°C、夏期還水温度 $T_{i,hot}$ は22.2°Cとなった。

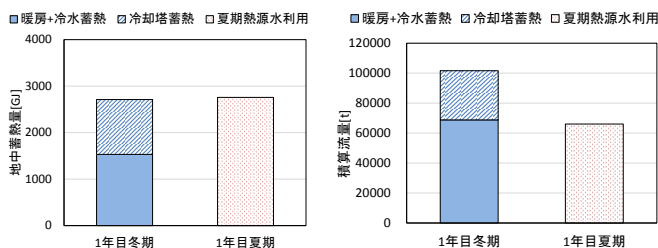


図 11 期間地中蓄熱量・積算流量のバランス

$c\rho_w \Delta T_{well} Q_{well}$ 式1

$\Delta T_{well,w} = (Demand_w - \frac{Demand_w}{COP_w}) / (c\rho_w Q_{well,w})$ 式2

$\Delta T_{well,s} = (Demand_s + \frac{Demand_s}{COP_s}) / (c\rho_w Q_{well,s})$ 式3

$T_p' = \frac{(T_p - T_0)}{(T_i - T_0)}$ 式4

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

$T_{i,cold} = \overline{T_{p,hot}} - \Delta T_{well,w}$ 式6

$\overline{T_{i,cold}} = \frac{1}{3} * \overline{T_{i,cold}} + \frac{2}{3} * T_{i,cold}$ 式7

$\overline{T_{p,cold}} = \overline{T_p'} (\overline{T_{i,cold}} - T_0) + T_0$ 式8

$T_{i,hot} = \overline{T_{p,cold}} + \Delta T_{well,s}$ 式9

ΔT_{well}	還水揚水温度差(°C)
Demand	総負荷(kW)
COP	平均 COP
$c\rho_w$	水の比熱(J/g・K)
Q_{well}	積算還水流量(t)
T_p'	無次元揚水温度
T_i	還水温度(°C)
T_0	初期地中温度(°C)
T_p	揚水温度(°C)
P	熱源機消費電力(kW)
$T_{i,hot,last}$	前年度の夏期還水温度(°C)
$\overline{T_{i,cold}}$	冷却塔蓄熱時の平均還水温度(°C)

添字 i : 還水, p : 揚水, w : 冬期, s : 夏期, cold : 低温井戸, hot : 高温井戸, last : 前年度, cool : 冷却塔蓄熱

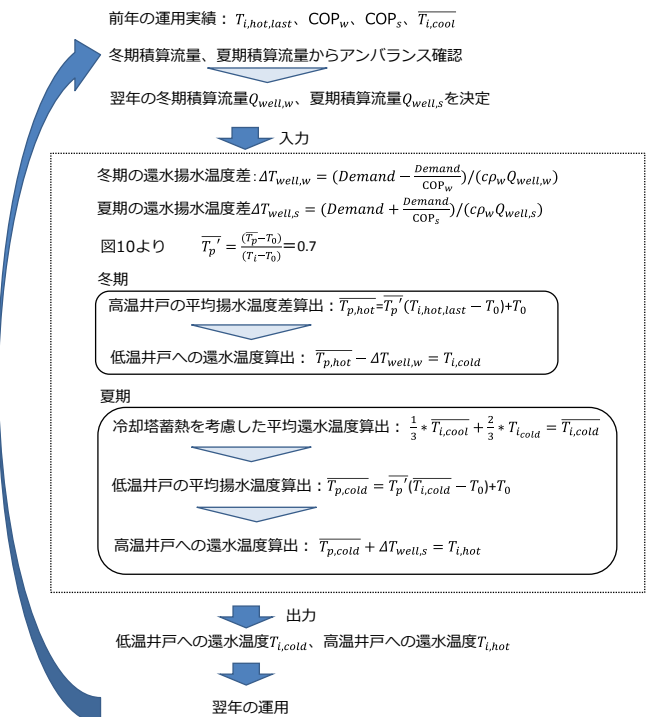


図 12 予測手法の手順

3.4 予測手法の実践 結果

冬期還水温度を 14.9℃、夏期還水温度を 22.2℃と設定し、シミュレーションを行った結果を図 13 に示す。2 年目冬期積算流量は 77880t、夏期積算流量は 80413t となり、図 13 に示す様に想定した積算流量 83813t と冬期 7%、夏期 4%の誤差であった。2 年目冬期の冷却塔蓄熱量が温熱をくみ上げている事から、井戸側の温度差が大きくなり減少した事で差が大きくなっている。表 5 に 1 年目、2 年目の積算流量の冬期に対する夏期の割合を示す。1 年目が-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。この手法により、制御パラメータを変更する事で、前年度の不均衡を解消する方向に操作でき、無次元温度の有用性を示す事が出来た。

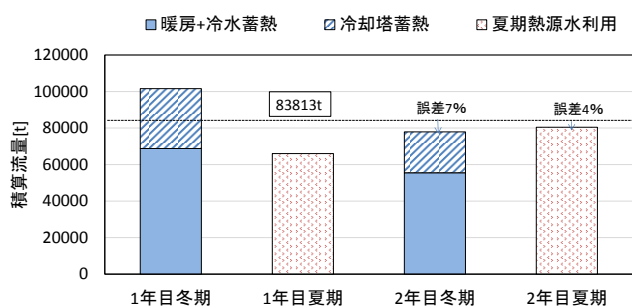


図 13 各期間の積算流量

表 5 各期間の積算流量と不均衡の割合

1 年目冬期積算流量(t)	101595
1 年目夏期積算流量(t)	66031
冬期に対する夏期の割合(%)	-35.0
2 年目冬期積算流量(t)	77880
2 年目夏期積算流量(t)	80413
冬期に対する夏期の割合(%)	3.3

4. 井戸間距離を変えたケーススタディ

前章で検討した帯水層円筒形モデルを用いたシミュレーションでは、井戸間の熱の干渉は考慮されていない。帯水層蓄熱空調システムを構築する上で、運転条件から熱の広がり方を正確に把握できれば、井戸間距離を最適に設計できる。本システムが熱回収率の低下なく成立させる事が出来る井戸間距離をケーススタディにより検討する。システムで想定される積算還水揚水流量を 10 万 t とし、低温井戸へ 13℃を蓄熱後、揚水し高温井戸へ 23℃を蓄熱する運転を井戸間距離を変更して行う。帯水層に投入された水が到達する半径を還水半径 R_h (式 10) とし、熱が到達する半径を蓄熱半径 R_{th} (式 11) とする。運転条件から、還水半径 R_h は 110m、蓄熱半径 R_{th} は 72m となった。また、横山ら⁽⁵⁾は還水した熱が揚水井へ到達する事を熱汚染とし、熱汚染の無い条件は式 12 に示す無次元時間が 3 以下となる事であると述べおり本条件では井戸間距離が 140m 以上であった。これらの指標から、ケーススタディ①～⑤で検

討し、低温井戸の熱回収率(式 13)で評価する。

- ①低温井戸の R_{th} に高温井戸が接する 72m
- ②低温井戸の R_h と R_{th} 間に高温井戸が接する 94m
- ③低温井戸の R_h に高温井戸が接する 110m
- ④③と⑤の間に高温井戸が存在する 120m
- ⑤横山ら 無次元時間が 3 になる 140m

シミュレーションは FEFLOW を用いて表 3、表 4 の条件で行った。地下水流速は 0m/s とする。比較の基準とするため、熱の干渉の全くない 1 本の井戸で低温井戸のみのシミュレーションを行ったところ熱回収率は 76% となった。井戸間距離 72m の低温井戸からの揚水終了時の結果を図 14、井戸中心を通る x 軸方向の温度分布を図 16 に示す。投入した温熱が揚水井まで到達し、熱汚染が起きている。井戸間距離 120m の結果を同様に図 15、図 17 に示す。熱は揚水井までには到達しておらず、残った冷熱と投入した温熱が打ち消し合う状態であり、これを熱干渉とする。井戸間距離 120m より大きく取ると、1 本井戸と同じ 76% となる事が分かった。

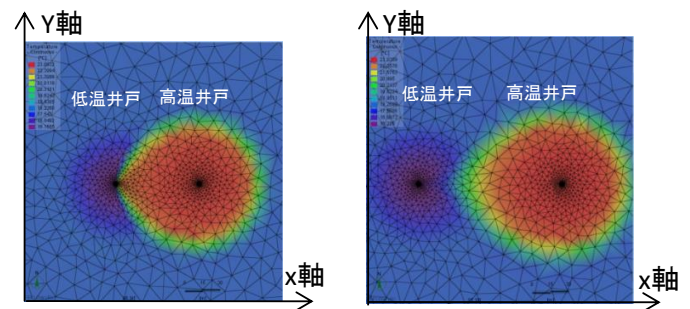


図 14 井戸間距離 72m 揚水終了時 温度分布

図 15 井戸間距離 120m 揚水終了時 温度分布

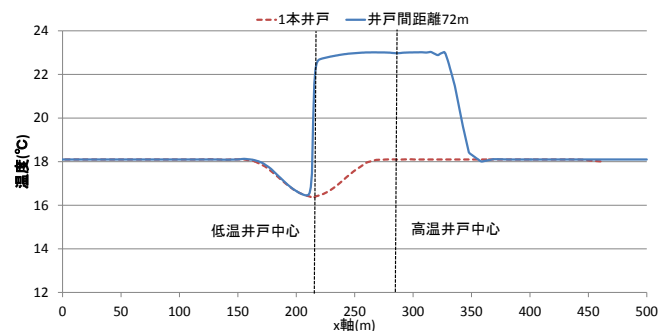


図 16 井戸間距離 72m 揚水終了時 温度分布

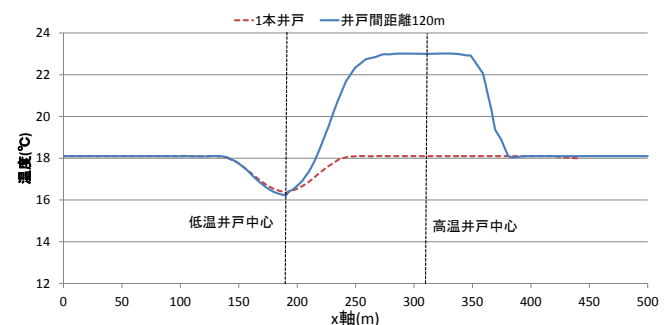


図 17 井戸間距離 120m 揚水終了時 温度分布

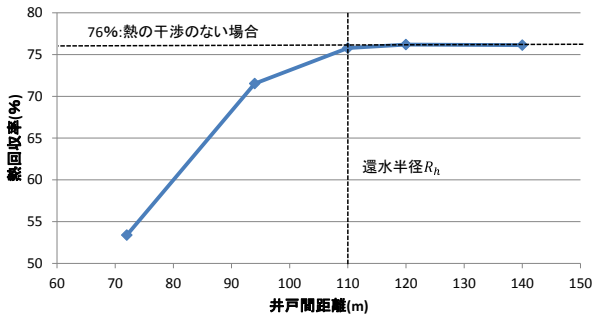


図 18 井戸間距離と熱回収率の関係

4.1 熱干渉、熱汚染の影響

サイクルを重ねた場合の熱干渉、熱汚染による影響を分析する。熱汚染が起きるケース①、熱干渉が起きるケース④で4サイクル運転した場合の熱回収率の変化、低温井戸からの揚水終了時の帯水層内、不透水層内の未回収熱量の変化を図 19、図 20 に示す。熱汚染が起きると、帯水層と不透水層内の未回収熱量が温熱によって消えるため、熱回収率の上昇率が1本井戸と比べ4%減少した。熱干渉が起きると、帯水層内と不透水層内の未回収熱量は減少するが、サイクルを重ねるごとに上昇しており、1本井戸と変わらない熱回収率となっている。4サイクルでは1本井戸と熱回収率の差は生まれなかったが、帯水層と不透水層内の未回収熱量は1本井戸と比べ減少しているため、サイクルをより重ねる事で1本井戸との差は開いてくると考えられる。帯水層蓄熱空調システムを構築する上で、熱汚染は防ぐのは必須であるが、熱干渉は多少考慮しても井戸間距離を短く設計する、もしくは還水揚水流量を大きくするなどして運用していくことが可能であると考える。

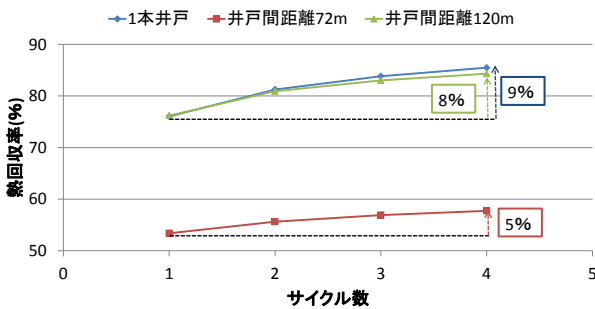


図 19 サイクルを重ねた時の熱回収率

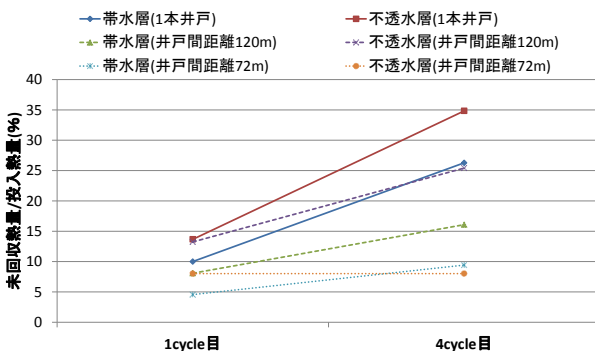


図 20 帯水層、不透水層の未回収熱量

$$R_h = \sqrt{\frac{Q_{in}}{n\pi L}} \quad \text{式 10}$$

$$R_{th} = \sqrt{\frac{c_w Q_{in}}{c_{aq}\pi L}} = \sqrt{\frac{nc_w}{c_{aq}}} R_h \quad \text{式 11}$$

$$\sum t Q c_p / a^2 b c \rho_a \quad \text{式 12}$$

$$\eta_{cold} = \frac{c \rho_w \sum Q_{p,cold} (T_0 - T_{p,cold})}{c \rho_w \sum Q_{i,cold} (T_0 - T_{i,cold})} \quad \text{式 13}$$

n	間隙率
L	帯水層厚さ(m)
c_{aq}	帯水層等価熱容量(MJ/m ³ K)
Q	揚水流量(t/h)
a	井戸間距離の 1/2
b	ストレーナ長
η_{cold}	低温井戸熱回収率(%)

5. まとめ

本研究では、帯水層蓄熱空調システムを持続的に運用していくために必要な積算流量の予測手法を確立した。また、本システムが熱回収率の低下なく運用できる井戸間距離を明らかにした。以下に得られた知見をまとめる。

- (1) 夏期還水温度、冬期還水温度は積算流量に影響を与えるパラメータ、外気湿球温度設定値は、地中蓄熱量、積算流量両方に影響を与えるパラメータである。
- (2) 無次元揚水温度を用いて平均揚水温度を算出する事で、翌年の積算流量が予測可能になる。シミュレーションにより1年目の冬に対する夏の積算流量の割合が-35%であったのに対して、予測手法を用いる事で2年目は+3%まで改善する事が出来た。
- (3) 本システムの積算流量が各期間で10万tであるとし、井戸間距離を還水半径 R_h よりも大きい120m以上取ると、熱回収率の低下はなかった。
- (4) 熱汚染により熱回収率は23%低下、サイクルを重ねた時の熱回収率上昇率も半分となった。4サイクルでは、熱干渉による熱回収率への影響は1%であった。

【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
- (5) 横山 孝男・梅宮 弘道・寺岡 達夫: 帯水層を用いた季節的蓄熱利用, 日本機械学会論文集 B 編, 1980年2月