

長期蓄冷・蓄熱システムの研究開発（その2）

—— 帯水層蓄熱の省エネルギー評価および経済性評価 ——

三小田 憲 司 酒 井 寛 二
藤 田 尚 志

概 要

季節間蓄熱を想定した帯水層蓄熱では、地下水流の影響も含め、蓄熱予測評価の開発が重要な課題である。特に、一般空調方式と比較して帯水層蓄熱方式の総合的評価を下す場合には、電力消費など二次エネルギーを基準にした評価が必要となる。本研究では、帯水層蓄熱のシミュレーションプログラムを開発し、冷房用エネルギー需要の大きな温暖な地域における、中規模事務所ビルを対象にケーススタディを行った。そして、ヒートポンプによる電力消費をもとに省エネルギー効果を算定し、さらに経済的な観点から見た最適手法について検討した。

1. はじめに

前報では、筆者らが作成した帯水層3次元熱移動シミュレーションプログラムについて検証を行い、帯水層蓄熱の熱回収評価について考察した。省エネルギー効果や経済性評価について予測するためには、ヒートポンプ等のエネルギー消費を基準に評価する必要がある。そこで、地下帯水層の熱流体解析と、ヒートポンプのサイクルシミュレーションを組合せたプログラムを開発した。本報では、新たに開発したプログラムをもとに、帯水層蓄熱の省エネルギー効果と経済性評価を、温暖な地方を対象とした冷水蓄熱に焦点をあてて検討する。

2. シミュレーションモデル

2.1 帯水層モデル

3次元直交モデルによる地下帯水層の熱移動シミュレーションモデルで、前報に提示したモデル¹⁾を用いる。すなわち、地下水の運動方程式（ダルシーの法則）、連続の式、熱移動方程式、状態方程式を連立して、収束計算によって地下帯水層の地下水温度と流速を求める。入力値として、注入井戸の注入温度と注入量、揚水井戸の揚水量、自然状態における地下水流速を与えて計算を行う。

2.2 ヒートポンプモデル

水熱源ヒートポンプを対象にサイクルシミュレーションモデル²⁾を作成した。帯水層の熱移動計算から求めた揚

水温度と井戸の揚水量を入力値として与え、計算の仮定や条件は以下の通りである。

- a) ヒートポンプは蒸気圧縮方式とする。
- b) 冷媒はHCFC22とする。
- c) 理想的な蒸気圧縮サイクルとして扱い、過熱および過冷却は無視する。
- d) 圧縮機では断熱圧縮を、凝縮器、蒸発器では等圧変化を仮定する。
- e) 揚水ポンプの動力算定にあたっては、ポンプ効率を考慮し、ポンプの発熱が水温に与える影響は無視する。

Fig. 1のモリエル線図に、ヒートポンプ各部の冷媒の状態を示す。ここで、 i はエントロピーを表し、添字の1~4は順に、圧縮器入口、凝縮器入口、凝縮器出口、蒸発器入口である。各エンタルピーは、冷媒凝縮温度 θ_c と冷媒蒸発温度 θ_e に関する多重線形回帰によって近似した。冷凍能力 Q_1 、凝縮熱量 Q_2 をそれぞれ(1)、(2)式に表す。ここで、 G は冷媒流量である。

$$Q_1 = G(i_2 - i_3) \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$Q_2 = G(i_1 - i_4) \quad \dots\dots\dots (2)$$

(1)、(2)式にエンタルピー近似式を代入すれば、冷凍能力および凝縮熱量は(3)、(4)式のように θ_c と θ_e の関数で表わされる。

$$Q_1 = F_1(\theta_c, \theta_e) \quad \dots\dots\dots (3)$$

$$Q_2 = F_2(\theta_c, \theta_e) \quad \dots\dots\dots (4)$$

冷凍サイクルの蒸発器である水熱交換器の対数平均温度差 $\Delta\theta_e$ を(5)式に、交換熱量 Q_{ex} を(6)式に示す。

$$\Delta\theta_e = (\theta_i - \theta_o) / \ln \frac{\theta_e - \theta_i}{\theta_e - \theta_o} \quad \dots\dots\dots (5)$$

$$Q_{ex} = K A \Delta\theta_e = c_w G_w (\theta_i - \theta_o) \quad \dots\dots\dots (6)$$

ここで、 θ_i 、 θ_o はそれぞれ水熱交換器の入口、出口水温を表し、 K は熱通過率、 A は水熱交換器水側表面積、 c_w は水の定圧比熱、 G_w は水流量である。(5)式に(6)式を代入すれば、次式となる。

$$Q_{ex} = (1 - \beta) c_w G_w (\theta_i - \theta_e) \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$\frac{\theta_e - \theta_i}{\theta_e - \theta_o} = \exp \frac{K A}{c_w G_w} = \beta^{-1} \quad \dots\dots\dots (8)$$

以上の計算式を用いて、 θ_c 、 θ_o 、 G を未知数として(3)、(4)、(7)式を連立して収束計算を行う。ヒートポンプ消費電力量は、冷凍サイクルにおける理論圧縮仕事に体積効率を乗じ、断熱圧縮効率と機械効率で割った値とし、これに揚水ポンプの消費電力を加算して、システムの消費電力量を算定した。ヒートポンプシステムの消費電力量を(9)式に、揚水ポンプの消費電力量を(10)式に表す。

$$W = \frac{G \times (i_2 - i_1) \times \eta_v}{860 \times \eta_m \times \eta_c} + W_p \quad \dots\dots\dots (9)$$

$$W_p = \frac{0.163 \times G_w \times H_w}{\eta_p} \quad \dots\dots\dots (10)$$

ここで、 η_v は体積効率、 η_m は断熱圧縮効率、 η_c は機械効率、 H_w は揚水ポンプの全揚程、 η_p はポンプ効率である。

3. 計算対象

3.1 計算条件

気象データには、東京標準気象データを用い、中規模の一般的な事務所ビルを対象にした。Table 1に計算条件を示す。期間熱負荷、揚水量から分かるように冷熱利用が中心となる。地表の熱的影響を受けない被圧帯水層(厚さ10m)を蓄熱対象とし、自然地下水温は15.7℃(東京)とした。2本井戸方式を採用し、井戸の限界揚水能力は700ℓ/分とした。冷水井戸と温水井戸の距離は十分に離れていて、相互の熱干渉はないものと仮定した。

3.2 運転スケジュール

3.2.1 夏季の運転 Fig. 2に夏季の蓄熱サイクルを示す。冬季に蓄冷しておいた6℃の冷水を帯水層から汲み上げ、水熱源ヒートポンプの冷却水として利用する。夏季冷房期間は、6~9月とした。井戸の稼働率を上げて、効率的に蓄熱利用を図ることを考え、高負荷日には蓄熱対応の水熱源ヒートポンプを主力に、空気熱源ヒートポンプ追いかけ運転で補助する方式とした。ヒートポンプ運転後は、熱回収をして、35℃の温水を再注入するように設定した。

3.2.2 冬季の運転 Fig. 3に冬季の蓄熱サイクルを示す。夏季に蓄熱しておいた温水を帯水層から汲み上げ、水

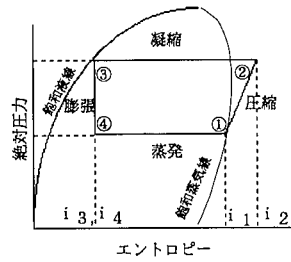


Fig. 1 モリエル線図 Mollier Diagram

Table 1 計算条件 Condition on Calculation

項目	夏季	冬季
帯水層深さ	50~60m	50~60m
地下水温	15.7℃	15.7℃
注入温度	35℃	6℃
期間熱負荷	56.4Mcal/trh	20.5Mcal/trh
ピーク負荷	95kcal/trh	90kcal/trh

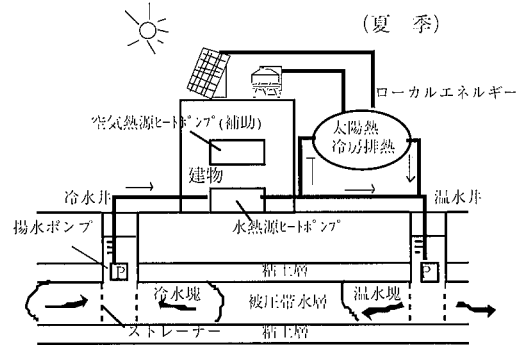


Fig. 2 夏季の蓄熱サイクル Storage Cycle of Summer Term

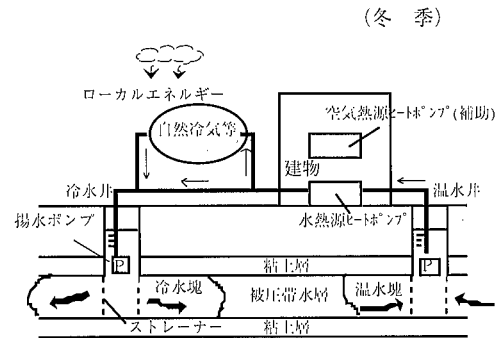


Fig. 3 冬季の蓄熱サイクル Storage Cycle of Winter Term

熱源ヒートポンプの熱源水として利用する。冬季冷房期間は、12~3月とした。残りの4~5月と10~11月は放置し、蓄熱期間とする。ヒートポンプ運転後は、冷却した地下水を6℃で再注入するものと設定した。

3.3 変数

本報では、蓄熱効果に影響の大きな地下水流速とインシヤルコストに影響の大きな井戸本数をパラメータにケーススタディを行う。

4. 帯水層蓄熱システムの省エネルギー評価

4.1 地下水流に関する考察

地下水流速を変数にとり、シミュレーション解析を行った。蓄熱式ヒートポンプのみ用いるものとし、対象建築物の規模は10,000m²とした。地下水流と揚水温度の関係に

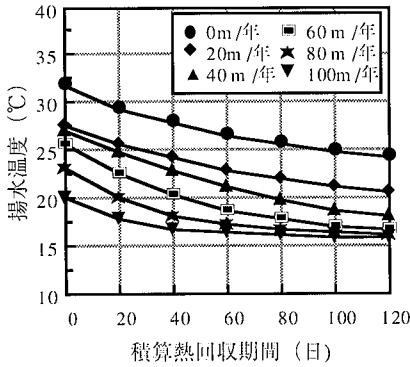


Fig. 4 地下水流と温水揚水温度の関係
Relationship between Underground Flow and Temperature of Warm-well

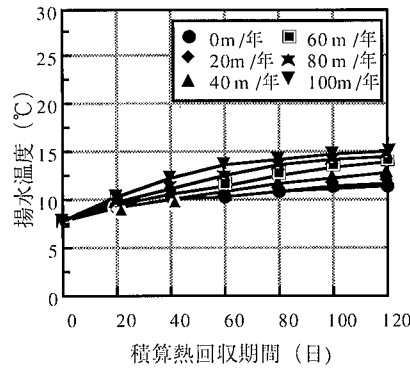


Fig. 5 地下水流と冷水揚水温度の関係
Relationship between Underground Flow and Temperature of Cold-well

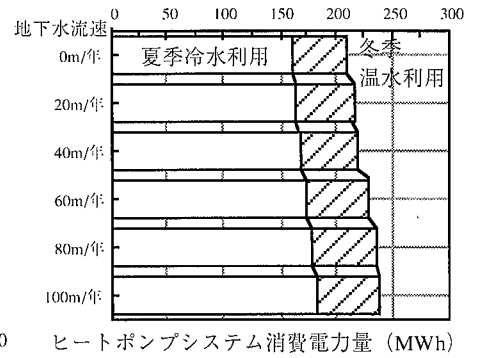


Fig. 6 地下水流と年間消費電力量の関係
Relationship between Underground Flow and Annual Electric Energy Consumption

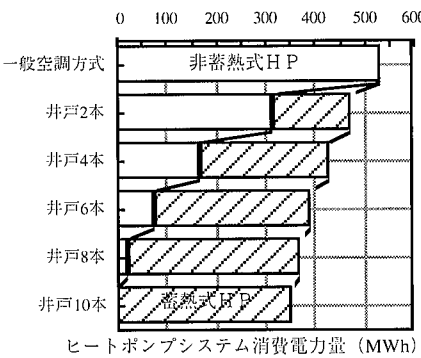


Fig. 7 井戸本数と年間消費電力量の関係
Relationship between Number of Well and Annual Electric Energy Consumption

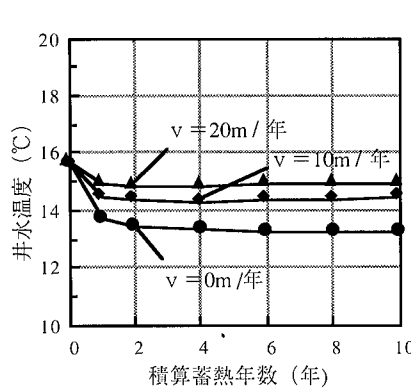


Fig. 8 冷水井の地下水温度の経年変化
Aging Change of Underground Temperature of Cold-well

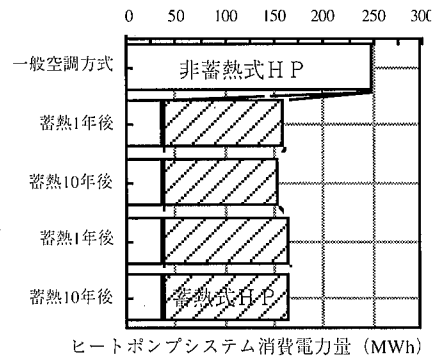


Fig. 9 夏季消費電力量の経年変化
Aging Change of Electric Energy Consumption in Summer Term

ついて、温水の経時変化を Fig. 4 に、冷水の経時変化を Fig. 5 に示す。地下水流速が年間 100 m を超えると、蓄熱効果が非常に小さくなる。Fig. 6 に地下水流と年間ヒートポンプ消費電力量の関係を示す。地下水流がないケースと比較して、年間 100m の地下水流があるケースでは、冬季暖房時に 18.7%、夏季冷房時に 10.6% のエネルギー損失となる。もともとの地下水がヒートポンプ熱源として利用価値が高いため、年間約 16% のエネルギー損失にとどまったが、注入温度レベルを上げて地下水温との温度差を大きくとった場合には、損失は大きくなるであろう。

4.2 蓄熱比に関する考察

井戸 2 本 (冷水井, 温水井各 1 本) の最大揚水能力で、ピーク負荷の約 20% の蓄熱式ヒートポンプ容量を割り当て、井戸本数を変えてシミュレーションを行った。地下水流はないものとし、対象建築物の規模は 20,000m² とした。Fig. 7 に井戸本数と年間ヒートポンプシステム消費電力量の関係を示す。年間消費電力量は、井戸本数の増加につれて減少し、蓄熱式ヒートポンプ能力がピーク負荷 60% である井戸 6 本のケース (60% 蓄熱, 40% 非蓄熱) では 26%, 井戸 10 本のケース (100% 蓄熱) では 33% の省エネ

ルギーが可能であると推定された。蓄熱式ヒートポンプの消費電力量は、井戸 6 本を超えると変化量が小さくなり、井戸の稼働率の低下を招いていることが分かる。

4.3 繰返し蓄熱に関する考察

蓄熱効果を初年度の結果で判断すると、過小評価する可能性がある。そこで、蓄熱を繰り返すうちに生じる前年度の残存熱量の影響について、対象建築物の規模を 10,000m²、ヒートポンプ容量を (50% 蓄熱, 50% 非蓄熱) として、シミュレーションを行った。Fig. 8 には、蓄熱サイクル終了時の冷水井の地下水温度経年変化を示す。地下水流速が小さな場合には、繰返し蓄熱による効果が認められ、定常化するまでの期間おおよそ 5 年前後であった。Fig. 9 に夏季ヒートポンプシステム消費電力量の経年変化を示す。蓄熱式ヒートポンプの消費電力に限れば、地下水流速なしのケースと地下水流速 20 m/年のケースの間には、初年度で 4.8% の消費電力量の差が生じているが、10 年後にはその差は 8.2% に広がっている。Fig. 10 に地下水流速 20m/年のときの冷水井まわりの鉛直面温度分布を示す。蓄熱を繰返すことで、地下水流の下流を中心に蓄熱塊が残存し、地下水温が変化していることが分かる。

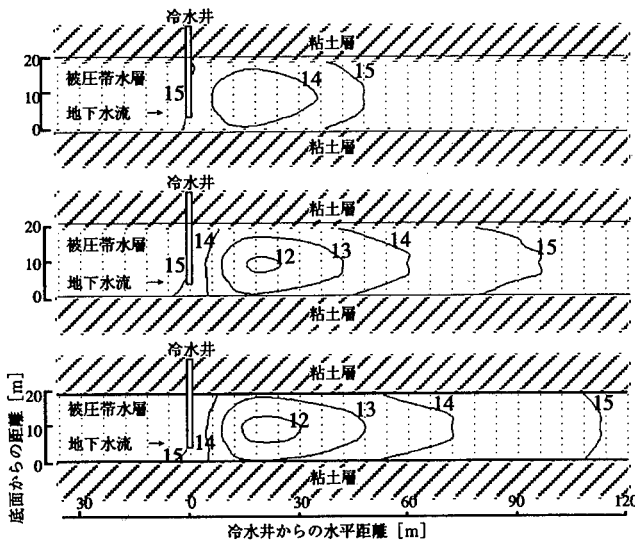


Fig. 10 冷水井周辺の鉛直面温度分布
Temperature Profile of Cross Section around Cold-well

5. 帯水層蓄熱システムの経済性評価

5.1 ランニングコスト

4.2節の条件でコスト試算を行った。Fig. 11に帯水層蓄熱方式の年間ランニングコストを示す。契約電力料金は、共通電力を差し引いた熱源対象分のみ試算対象とした。電力量料金は、夏季料金を7~9月、それ以外の月をその他季とした。

5.2 経済性評価

Fig. 12に帯水層蓄熱方式の回収年数を示す。回収年数の基準は非蓄熱方式とする。イニシャルコストについては、空調設備費と井戸建設費を試算対象とした。蓄熱対象となる帯水層が深いケースや、井戸の揚水限界量が小さなケースでは注意が必要であるが、本計算例のように蓄熱に適した帯水層が得られた場合には、経済的にも成立することが分かった。井戸4本(40%蓄熱)のケースが、回収年数5.1年でもっとも経済的であり、このときの年間省エネルギー効果は、約20%であった(Fig. 7)。回収年数の変化から、蓄熱の負担分を大きく取りすぎると、井戸稼働率の低下を招き、経済的に不利になるとの傾向が明らかになった。

6. まとめ

蓄熱に適した帯水層が得られたときには、帯水層蓄熱方式が省エネルギーに役立つだけでなく、経済的にも成立することを確認した。本試算のケースで得られた結果

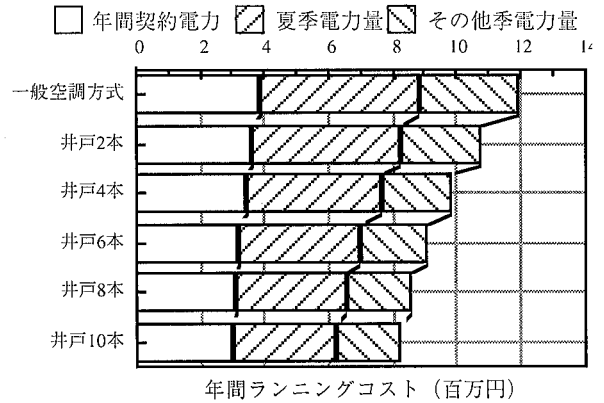


Fig. 11 帯水層蓄熱方式の年間ランニングコスト
Annual Running Cost of Aquifer Thermal Energy Storage System

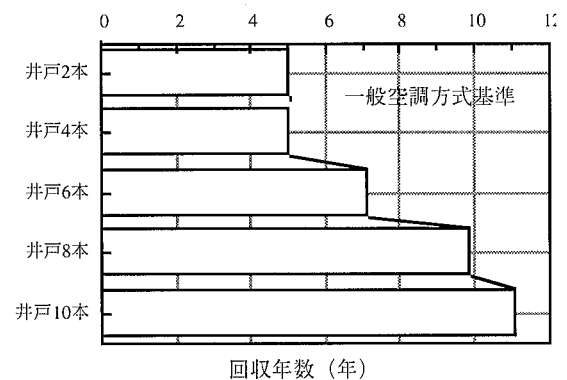


Fig. 12 帯水層蓄熱方式の回収年数
Recovery Time of Aquifer Thermal Energy Storage System

は、以下の通りである。

- a) 蓄熱比100% (井戸5本) のケースだと、年間33%の省エネルギーが可能であるが、経済的に見た採算分岐点は蓄熱比40% (井戸2本) のケースで、そのときの回収年数は5.1年、省エネルギー効果は年間約20%である。
- b) 地下水流速が年間100mを超えると蓄熱効果がほとんどなく、そのときのエネルギー損失は、約20%である。
- c) 複数年の試算によれば、地下水流速の小さな場合、繰返し蓄熱による蓄熱効果の増加が認められる。

参考文献

- 1) 三小田, 酒井, 藤田: 長期蓄冷・蓄熱システムの研究開発(その1) 帯水層蓄熱のシミュレーション解析による熱回収評価, 大林組技術研究所報No.52, (1996)
- 2) 龍, 浦野, 他: シミュレーションによる太陽・空気熱源ヒートポンプシステムの性能予測, 日本建築学会九州支部研究報告, (1988)