

地中熱を利用した空調システムに関する研究

Heating Ventilation Air Conditioning Systems Using Ground Source Heat

清水 賢* 舟木秀尊* 茂木正史*

要 旨

地球温暖化対策やゼロ・エネルギー・ビルディング（以下、ZEB と称す）を実現するためには、建築や設備の省エネルギー性能の向上に加え、再生可能エネルギーの活用を拡大することが必要である。本研究では、再生可能エネルギーである地中熱に着目し、技術研究所研究管理棟の1階に地中熱利用空調システムを導入し実証試験を行った。冷房運転および暖房運転について、運転条件を変えて計測し、消費電力、システム効率や地中温度などのデータを蓄積している。本報告では導入した地中熱利用空調システムの概要と、実測データから導いた地中温度と機器効率やシステム効率との関係、および空気熱源ヒートポンプと比較した省エネルギー効果について報告する。

キーワード：地中熱、ボアホール、ヒートポンプ、再生可能エネルギー

1. まえがき

地球温暖化対策の強化が求められる中、我が国は2020年までに温室効果ガスを1990年比で25%削減するとの目標を掲げている¹⁾。また、経済産業省ではZEB（年間の一次エネルギー消費量が正味（ネット）でゼロとなる建築物）を2030年までに新築ビル全体で実現する目標を設定した²⁾。

ZEBを実現するためには、省エネルギー技術の追求が必要であり、低炭素かつ省エネルギー効果の高い再生可能エネルギー利用技術の活用が注目されている。その一つに、空調に使われるエネルギーを削減する技術として地中熱の利用がある。地中熱を空調の熱源とする技術は、国内でも利用が進みつつあるが、さらに普及を拡大するためには、導入コストの低減、信頼性の高いシステムの設計方法や運用手法の確立など、解決すべき課題が残っている³⁾。また、地中熱を利用することで地中温度が変化し、省エネルギー効果が小さくなることも予想されるため、実運転データを取得し、検証する必要がある。

そこで、実建物に地中熱空調システムを導入し実証実験を行った。実験結果から熱交換器からの採熱率、連続運転による地中温度の変化とそれがシステムの成績係数に与える影響、一次側循環流量と成績係数の関係など、設計方法や運用手法の向上に繋がるデータの取得、地中熱利用空調システムの省エネルギー効果を把握した。

本報告ではこれらについて述べ、地中熱利用空調の技術向上に資する成果について示す。

2. 地中熱の利用方法

2.1 地中熱利用について

一般的に普及している空気熱源の空調機は外気を熱源としたヒートポンプを用い、外気に対して放熱または採熱を行っている。その場合、冷房運転では外気温度が高くなると空気へ放熱し難くなり、暖房運転では外気温度が低くなると採熱が難しくなるほか、除霜運転に至ることもある。一方、地中熱を熱源として利用する場合、外気温度に比べて安定した地中の温度をヒートポンプの熱源として活用でき、除霜運転の懸念も解消される。実証試験で観測した地中温度と外気温度の変化を図-1に示す。地中の温度は通年16°C程度で安定している。

2.2 地中熱の利用方式

地中熱エネルギーを利用する方法は大きく分類すると、クローズドループ方式とオープンループ方式に分けられ

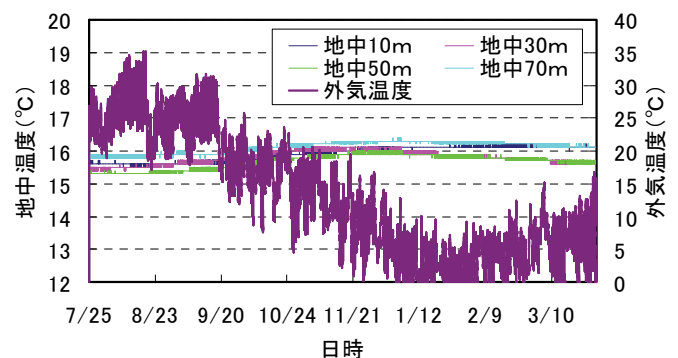


図-1 外気温度及び地中温度変化

* 技術研究所

る。図-2にクローズドループ方式の概略図を示す。この方式の特徴は熱交換器とヒートポンプの間を循環する流体が閉鎖回路の配管で計画されていることである。閉鎖回路であるため揚水規制などに制限されずに利用でき、汎用性のある方式である。循環させる流体には不凍液もしくは水を用いることが一般的である。

地中熱交換器には、垂直型、水平型、傾斜型、螺旋型がある。日本では垂直型が多く使われており、掘削孔を利用するボアホール方式と杭（基礎杭・採熱専用杭）を利用する杭方式がある。最近では、Uチューブと呼ばれる採放熱するための配管を挿入し、流体を循環させる方式が多く用いられている⁴⁾。

図-3にオープンループ方式の概略図を示す。この方式は地下水を利用することで、安定した温度で流れ、土よりも熱容量の大きい地下水の熱エネルギーを活用できるので、クローズドループ方式よりも高い熱効率が得られる。地下水を揚水し、ヒートポンプの熱源とする場合や直接放射パネルなどに地下水を送る場合もある。揚水し熱を利用した地下水は同じ帯水層に戻す方法のほか、別の帯水層に注入する方法もある。運転時には採水部の目詰まりを防止するために、逆洗浄が可能なシステムが必要である。また、水質によっては設備を保護するための水処理設備が必要になる場合もある。地域によっては揚水規制があるため、諸官庁と打合せを十分にする必要がある。

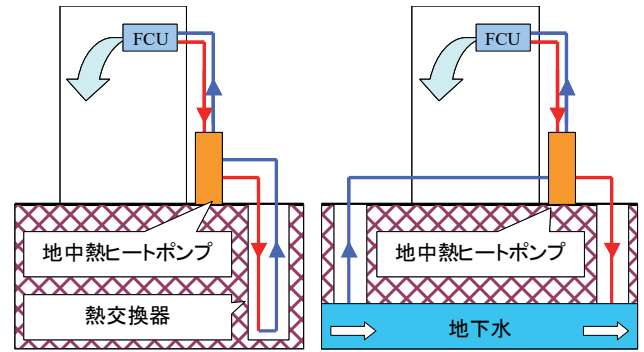


図-2 クローズドループ方式 図-3 オープンループ方式

表-1 地中熱利用空調システム主要機器

地中熱ヒートポンプユニット	冷/暖房能力	10.0/10.0	kW
	定格消費電力	2.73/3.13	kW
	定格冷房COP	3.2	-
	定格暖房COP	3.7	-
	一次側定格水量	30	L/min
ファンコイルユニット	冷/暖房能力	10.4/15.6	kW
	定格消費電力	0.4	kW
一次側循環ポンプ	定格消費電力	0.4	kW
二次側循環ポンプ	定格消費電力	0.75	kW

※定格暖房運転条件：採熱戻り温度0℃、暖房往温度35℃、一次側流量30L/min、二次側流量25L/min
 ※定格冷房運転条件：採熱戻り温度30℃、暖房往温度7℃、一次側流量30L/min、二次側流量25L/min

3. 地中熱利用空調の実証

3.1 導入システム概要

地中熱利用空調システムを技術研究所研究管理棟の1階に導入した。建物概要はRC造4階建てで、空調設備は氷蓄熱槽を有したマルチ型パッケージエアコン（以下EHPとする）が設置されている。室外機の冷暖房能力は30kWで、室内機は冷暖房能力10kWのものが3台設置されている。室内機からの給気は壁面に設置してある吹出口から送られ、室内機への還気は天井面に設置された吸込口から還るルートとなっている。

導入した地中熱利用空調システムの主要機器を表-1に示す。導入したシステムの空調対象領域はEHP室内機1台が設置されている範囲（約60m²）とした。既存のEHPとエネルギー比較をする為に、地中熱利用空調システムの冷暖房能力を既存のEHP室内機1台の能力と同等の機器とした。二次側の機器は天井裏に設置するタイプのファンコイルユニットを選定し、壁面にある吹出口にダクトで接続した。図-4に地中熱利用空調システムの概要を示す。

熱源となる地中熱利用の方式は地下水の採水が困難なため、クローズドループ方式を採用した。熱交換器の設

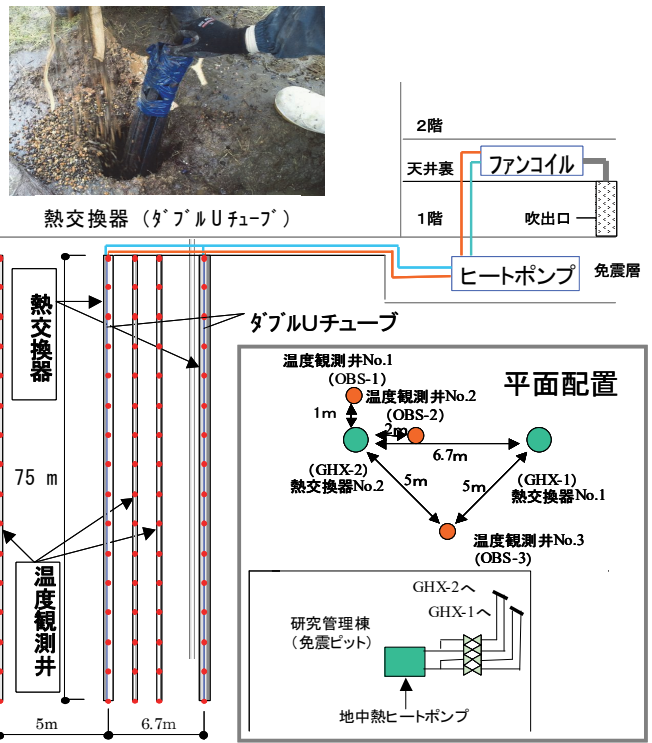


図-4 地中熱利用空調システム概要

置費用を抑え、熱交換器1本当たりの採放熱量を大きくするため熱交換器内に配管呼径25Aのポリエチレン製Uチューブを2組設置した。この方法の深さ方向1m当たりの採放熱率は既往の研究や調査報告書等から30W/m²~100W/m²と幅がある。今回選定した地中熱

ヒートポンプの一次側定格送水量が 30L/min であるため、同様の流量を採用した武田ら⁸⁾の研究より採熱率 60W/m²~80W/m² 程度を想定した。このことから 75m×2 本のボアホールを掘削し熱交換器を埋設し、最大熱源能力は 9.0kW~12.0kW が確保できると想定した。熱交換器の設置場所は熱損失を少なくするために可能な限り配管長さが最短となる場所とした。2 本の熱交換器は熱干渉を防ぐため 5m 以上の間隔を確保した。また、地中の温度変化を計測する目的で熱交換器 No.2 から 1.0m、2.0m、5.0m の位置に深さ 75m の温度観測井を設置し、深さ方向 5m 間隔で地中温度を観測できるようにした。設置場所では冬季は氷点下となるため、配管内には一次側（熱交換器-ヒートポンプ間）および二次側（ヒートポンプ-ファンコイルユニット間）ともに凍結防止対策として不凍液を充填した。

3.2 計測点概要

計測点を図-5 に示す。流量と温度差から地中への採放熱量とファンコイルユニットが処理する熱負荷を算出するため、一次側および二次側配管のヒートポンプユニット近傍に流量計と不凍液温度を計測する温度計を設置した。また、ヒートポンプユニット、ファンコイルユニット、一次側および二次側循環ポンプそれぞれの電力を計測し、システム全体の成績係数が算出できるようにした。

4. 地中熱ヒートポンプ性能特性検証

4.1 性能検証方法

実験は事務所での利用を想定して平日 5 日間を 1 サイクルとした。実験要因を運転時間、熱交換器の本数、一次側流量とし、1 日 8 時間（9 時-17 時間）運転、24 時間運転、2 本の熱交換器を 1 本に減らした運転、一次側の流量を変更させた運転等を行った。

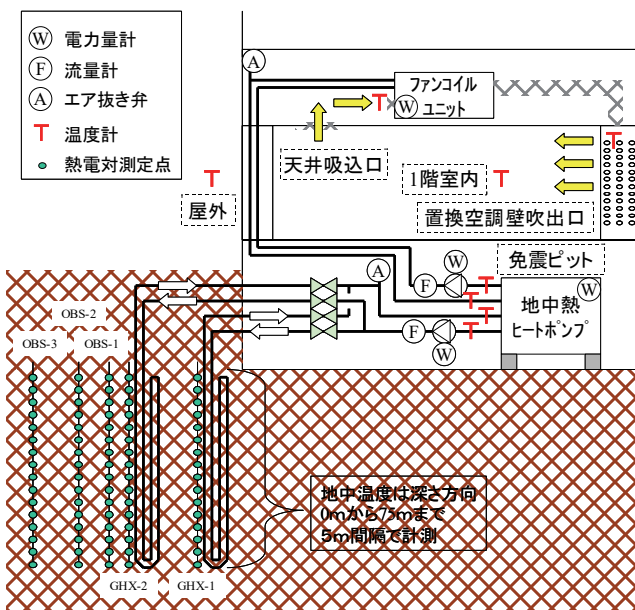


図-5 計測点

本研究では熱交換器からの採放熱量 (kW) と電力 (kW)、室内機が処理した空調負荷 (kW) を 10 分毎に計測した。それらの値からヒートポンプの成績係数（以下 HPCOP とする）とシステム全体の成績係数（以下 SCOP とする）を算出した。HPCOP は空調負荷をヒートポンプ単体の消費電力で除した。SCOP は地中熱利用空調システム全体の消費電力（ヒートポンプ、ファンコイルユニット、一次・二次循環ポンプの消費電力合計値）で空調負荷を除した値である。計測日毎の 9 時から 17 時の間の採放熱、消費電力、空調負荷、HPCOP、SCOP の平均を算出した値と地中温度推移を確認した。なお、地中熱の温度推移は熱交換器 GHX-2（図-5）での測定データを用いて評価した。

4.2 試験結果

a. 冷房時 8 時間運転

図-6 に冷房時の 8 時間運転を 1 サイクル行った結果を示す。HPCOP と SCOP 共に 1 日目から徐々に低下する傾向がみられた。これは図-7 に示す地中温度変化から、地中平均温度が初日から徐々に上昇し地中への放熱を妨げていることが原因と考えられる。

b. 冷房時 24 時間運転

図-8 に冷房時の 24 時間運転を 1 サイクル行った結果を示す。HPCOP と SCOP 共に 3 日目まで低下した後、4 日目で上昇し 5 日目で再度低下した。図-9 に示す地中温度変化は 4 日目に 30℃程度まで上昇し、その後は約 30℃であった。

c. 熱交換器 1 本のみ使用した冷房時 8 時間運転

図-10 に使用する熱交換器を 2 本から 1 本に減らして 8 時間運転を 1 サイクル行った結果を示す。なお、2 日目の開始から 3 日目の停止までは連続して運転し、2 日間連続して運転した場合のデータも取得した。熱交換器を 2 本使用している場合と比較すると HPCOP および

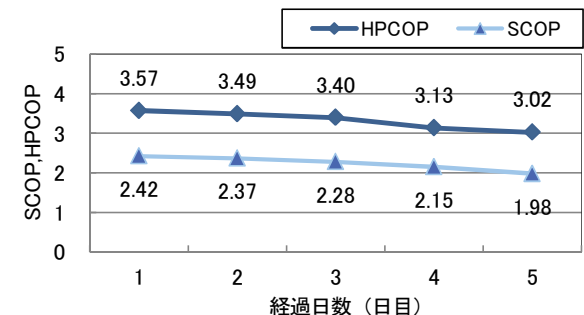


図-6 冷房時 8 時間運転日別平均値

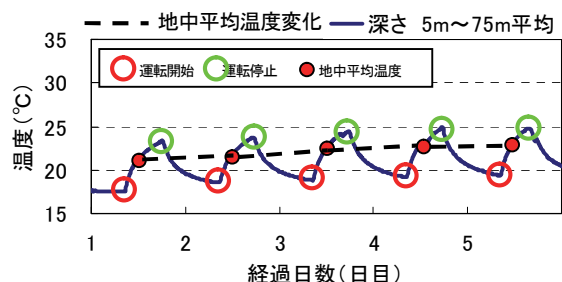


図-7 冷房時 8 時間運転地中温度推移

SCOP が大きく下がっている。これは図-11 の地中温度推移をみると 1 日目の地中平均温度で 7℃程度高くなり、運転終了時点で 30℃を超えた。4 日目で各 COP が回復したのは地中の平均温度が低下したことによると考えられる。地中平均温度が上昇すると各 COP が低下する傾向が見られる。

d. 熱交換器 1 本のみ冷房時 24 時間運転

図-12 に熱交換器を 1 本のみ使用して 24 時間運転を 1 サイクル行った結果を示す。各 COP 共に低下し続け、5 日目には定格 COP (3.2) の半分程度まで下がり、冷房時計測期間中の最も低い値を示した。図-13 の地中の温度推移に示すとおり、地中温度が上昇し続けており、これに対応して各 COP が低下し続けた。各 COP が最も低い値を示した 5 日目には、冷房時の計測期間中、地中温度は最も高くなった。

e. 地中温度と成績係数の関係

地中温度と成績係数の関係を図-14 に示す。横軸に 9 時から 17 時の平均値の地中平均温度を、縦軸に HPCOP および SCOP の平均値を示している。この図から特に冷房時の HPCOP が地中温度に関係し、地中温度が高くなると HPCOP が下がることが分かった。選定したヒートポンプの冷房時定格 COP は 3.2 であるが、定格の能力を発揮させるためには地中平均温度は 23℃程度以下でなければならない。24 時間運転のように地中へ常時放熱し続ける運転を行うと地中温度が上昇し成績係数が悪くなることが予想でき、検証結果からもそのことが確認できた。暖房時の場合は地中平均温度が 10℃程度以上になると定格 COP3.7 を上回りはじめた。

HPCOP が高い運転をしているときに SCOP との差が大きくなる原因は、システム全体の消費電力に対してポ

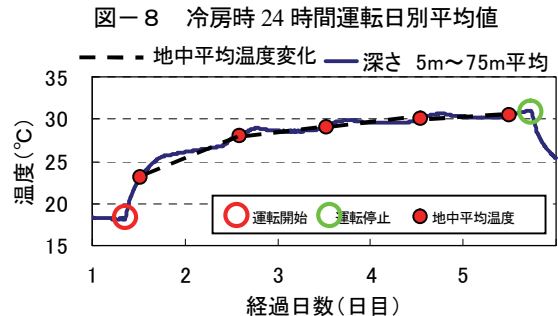
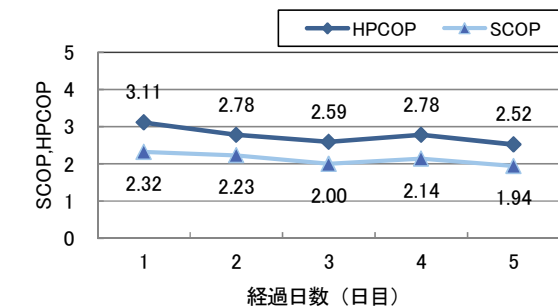


図-9 冷房時 24 時間運転地中温度推移

ンプやファンコイルユニットの消費電力の占める割合が大きくなるためであり、最適設計や運転制御により改善ができると考えられる。

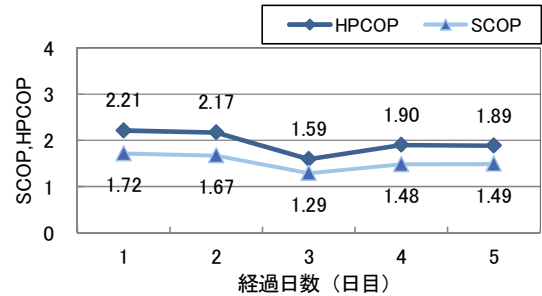


図-10 熱交換器 1 本 冷房時 8 時間運転日別平均値

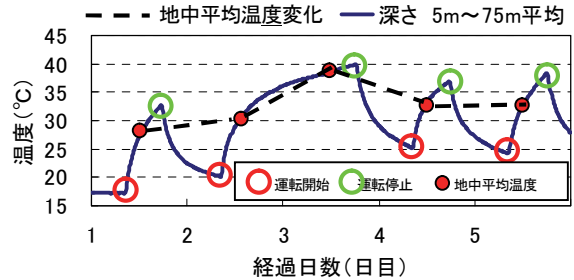


図-11 熱交換器 1 本 冷房時 8 時間運転地中温度推移

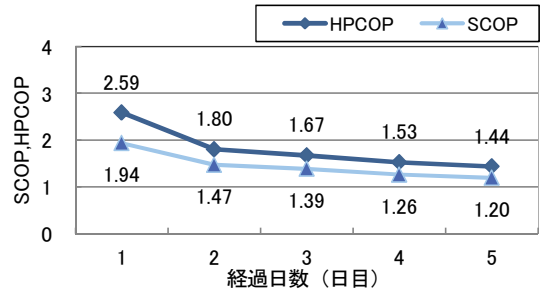


図-12 熱交換器 1 本 冷房時 24 時間運転日別平均値

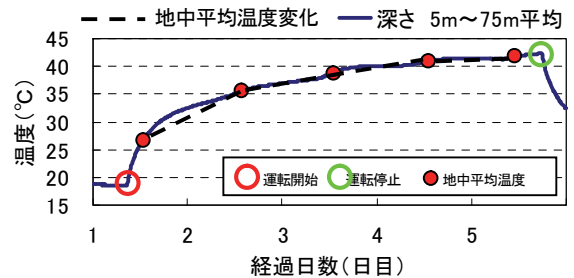


図-13 熱交換器 1 本 冷房時 24 時間運転地中温度推移

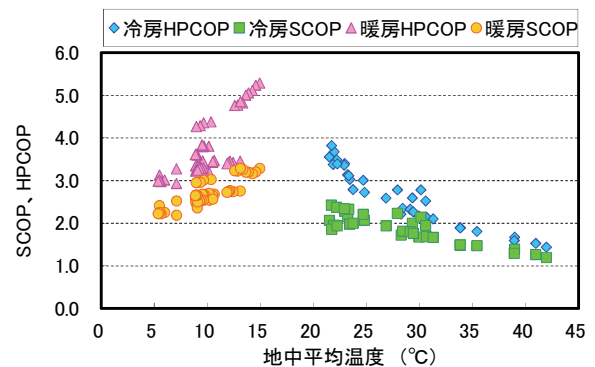


図-14 地中熱平均温度と各 COP の相関グラフ

また、地中へ熱を送り続ける 24 時間運転のような運用状況下では、HPCOP が低下し省エネルギー効果が失われてしまう恐れが高い。このような場合は地中熱の利用と合わせて従来の空気熱源（もしくは別の熱源）を利用する方式に切り替えられるシステムとすることが望ましい。

f. 一次側流量における性能比較

一次側の循環水量による各 COP の変化を確認するため、一次側循環水量を 10L/min、15L/min、20L/min、25L/min、30L/min と一日毎に変化させて運転したデータを図-15 に示す。この時、一次側のパラメータに対する変化を明確にするため、二次側の流量は一定とした。機器の定格水量 30L/min に対して 10L/min であっても各 COP の変化は小さく、定格流量時と同等の効率での運転が可能であることが分かった。この結果から一次側の流量を抑えれば、搬送エネルギーの抑制ができることに繋るので、今後の設計に反映したい。

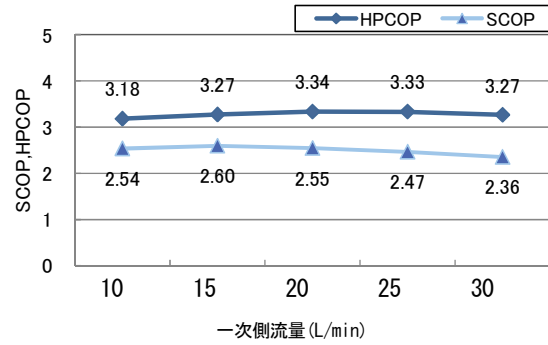


図-15 一次側流量変更時の日別平均値

g. EHP との消費電力比較

省エネルギー効果を検証するために、冷房運転時の地中熱利用空調システムと既存 EHP の消費電力を比較する。

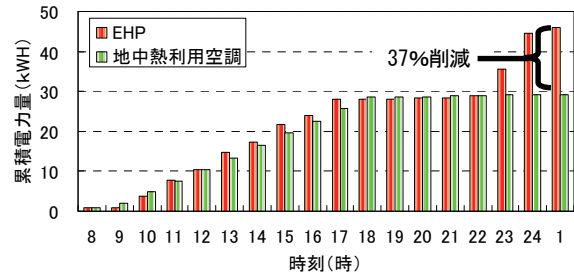


図-16 夏季消費電力比較

冷房運転時の比較結果を図-16 に示す。2010 年と 2011 年で、外気の温度変化が類似した 1 日で比較した。既存 EHP は夜間に氷蓄熱を行っているため、それを考慮した 1 日の累積消費電力量で比較すると消費電力は EHP に対して 37%少なかった。

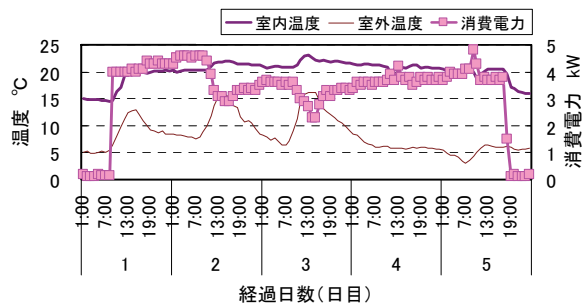


図-17 暖房時 EHP 消費電力

暖房運転時に既存 EHP と地中熱利用空調システムとで 5 日間 24 時間運転を行った結果を図-17、18 に示す。既存 EHP の消費電力量は外気温度変化の影響を受けているが、地中熱利用空調システムでは概ね一定であることがわかる。消費電力量は 5 日間の平均で EHP に対して地中熱利用空調システムが 42%少なく、冷暖時、房時共省エネルギーの効果を確認した。

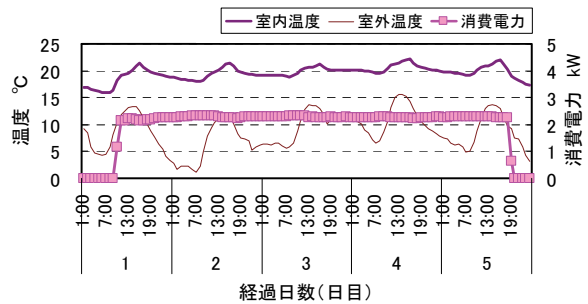


図-18 暖房時 地中熱利用空調システム消費電力

h. 採熱率の確認

表-2 に採熱量が最大となった計測日近辺の 9 時から 17 時間の平均値を示す。この期間の運転条件は冷房運転時に熱交換器を 2 本使用して 8 時間運転を行ったものである。最も採熱量が大きくなったのは 8 月 25 日であり、10.38kW となった。この値を熱交換器の深さ方向の合計長さ (150m) で除して採熱率を算出すると、約 70W/m となり、当初の計画に近い採熱率が得られた。

表-2 最大採熱量計測日前後の各パラメータ

i. 熱交換器間の温度干渉確認

地中温度が成績係数に影響を与えるので、他の熱交換器からの放熱により当熱交換器周辺の地中温度が変化するとエネルギー効率が悪くなる。そこで、熱交換器周辺の温度変化を確認するため、図-20 に熱交換器 No.2 と熱交換器からの離隔 1m、2m、5m の位置に設置された温度観測井内の観測開始日 H23 年 7 月から H24 年 3 月末までの温度推移を示す。熱交換器近傍では空調運転に

日月	地中温度	HPCOP	SCOP	採熱	電力	処理負荷
	°C	—	—	kW	kW	kW
8月23日	22.9	3.36	2.34	8.37	2.38	5.57
8月24日	23.7	2.79	2.00	9.09	2.60	5.19
8月25日	24.8	2.72	2.07	10.38	3.08	6.36
8月26日	24.7	3.00	2.21	9.45	2.75	6.07

合わせて地中温度が大きく変化していることが分かる。冷房運転開始時から地中温度も上昇し暖房運転に切り替わると徐々に温度が低下し、暖房運転終了時には冷房運転開始時とほぼ同じ温度を示した。離隔が 1m、2m の地点では熱交換器近傍の変化からやや遅れて温度の影響が伝わってきている。熱交換器近傍の温度変化が大きいとその影響を受けやすいことが分かる。離隔 5m 地点の温度変化は非常に緩やかであり、設置した 2 本の熱交換器が互いに熱干渉していないことがここから推測できる。

5. まとめ

本研究より地中熱利用空調設計と運転手法の確立に資する以下の成果が得られた。

- i. 地中熱利用空調システムを導入し、稼動状況毎の地中温度変化と、それらが成績係数に及ぼす影響を把握し熱交換器周辺の地中温度と HPCOP および SCOP の間には関係があることが分かった
- ii. 長時間運転により、冷房時は地中温度が高くなると各 COP は低下し、暖房時は地中温度が低くなると各 COP は低下する傾向が見られたことから、建物使用時の運転時間を考慮した設計が必要である
- iii. 一次側流量を機器定格流量以下に抑えた場合においても、各 COP に大きな変化は見られず、低流量での省エネルギー運用が可能である
- iv. 既設 EHP と地中熱利用空調システムの消費電力を比較し、地中熱利用空調システムの省エネルギー効果(約 40%の省エネ)を確認した
- v. 計測期間中の最大採熱率は、冷房運転において約 70W/m となり計画時に予測した採熱率であることを確認した
- vi. 温度観測井の温度変化から、熱交換器から 1m、2m の離隔では熱干渉が起こるが、5m の離隔では熱干渉がないことが確認できた

6. あとがき

本研究の成果を設計方法と運転手法の向上に繋げ、地中熱利用空調の普及を図っていきたい。また、当システムは、地中熱に限らず、下水の熱、工場排水熱、太陽熱の利用などにも拡張して適用することができる。他の再生エネルギーと組み合わせたハイブリッド方式への展開も可能であり、再生エネルギーを利用するシステムの高度化につなげていきたい。

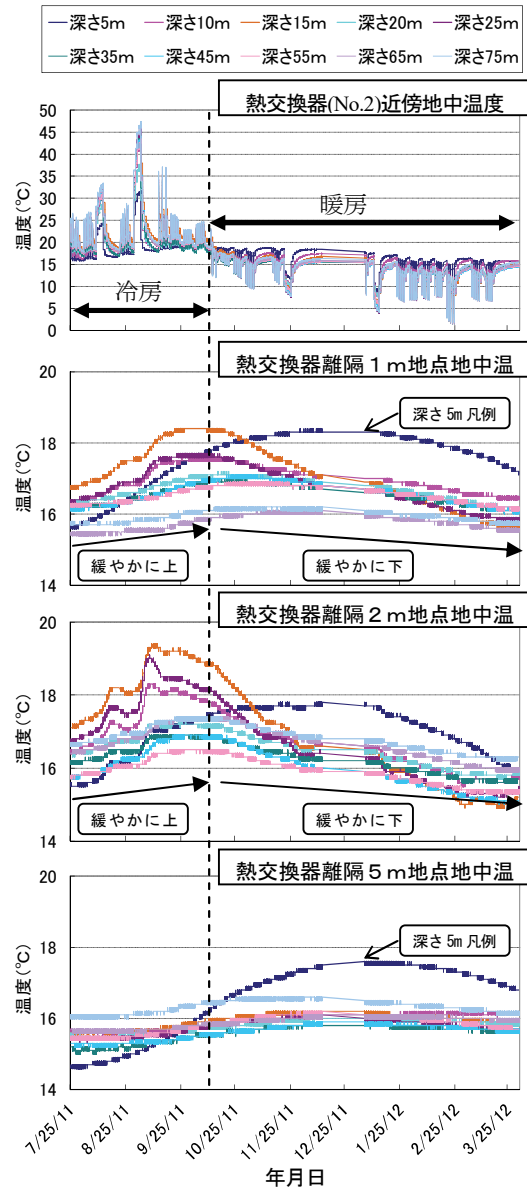


図-20 計測期間中の地中温度変化

【参考文献】

- 1) 国連気候変動首脳会合 COP3、1997.3
- 2) 経済産業省 エネルギー基本計画、2010.6
- 3) 葛流他、「地中熱ヒートポンプシステムにおける地中熱交換機仕様の設計方法」、日本建築学会大会学術講演梗概集、2010.9
- 4) 環境省水・大気環境局 地中熱利用にあたってのガイドライン
- 5) 濱田靖弘他、「垂直埋設 U 字管を用いた地中蓄熱型冷暖房システムの実験と解析」、空気調和・衛生工学会論文集 No.61、1996
- 6) 平成 22 年度群馬県緑の分権改革推進事業(地中熱利用)調査報告書
- 7) 平成 21 年度長野県緑の分権改革推進事業 再生可能エネルギー導入可能性調査(地下熱利用)調査報告書
- 8) 武田能拓他、浅層地中熱の採熱試験結果と消雪時の採熱量の比較検討、全地連「技術 e-フォーラム 2003」さいたま