第3章 地中熱利用の実証実験

3.1 目的

第2章の文献調査から、建築物の敷地内における主要な再生可能エネルギーとして太陽 光と地中熱が実用化されており、太陽光に関しては標準化に向けた検討が進められている ことが示された。地中熱利用に関しては、国交省が「官庁施設における 地中熱利用システ ム導入ガイドライン(案)」³⁶⁾を作成しているが、地中温度の挙動やヒートポンプの稼働時 のエネルギー効率などが不明なため、実態把握が急務である。第3章では、地中熱利用の 実証実験を行うことにより、地中熱ヒートポンプのエネルギー消費に関わるデータ取得を 行うこととする。本章で実施した検討内容について以下に概要を示す。

(1) 地盤のサーマルレスポンス試験

実証実験を行うにあたり、現地においてサーマルレスポンス試験等の地盤調査を行い、 地盤の基本的状況や地盤の熱応答特性に関してデータを整理した。

(2) 地中熱利用の実証実験

建屋2棟を現地に設置し、空気熱源ヒートポンプ、地中熱源ヒートポンプによる空調実 験を同時に実施することにより、室温及び地中温度、電力消費量等のデータ取得を行った。

3.2 地盤のサーマルレスポンス試験

(1) 調査概要

①ボアホール掘削及び地層分布の推定

実証実験を行うにあたり、地盤の状況を把握するため、国立研究開発法人建築研究所(茨 城県つくば市)の実験棟敷地においてボーリング(boring)を行った。ボーリングの実施 場所の周辺地図を図3.1に示す。掘削作業は、高速バイブロによって発生させた特殊振 動を直接ビットに伝達させ、ロータリー方式と併用して掘進する特殊振動工法で実施した。 掘削状況を写真3.1に示す。掘削中はスライム、掘削状況より地層分布を推定した。掘 削時のスライム・濁水は産業廃棄物(建設汚泥)として搬出・処理した。

②地中埋設管の設置

地中熱交換を行う地中埋設管を、①で掘削したボアホール内に挿入・設置した。地中埋 設管はUチューブ(仕様:ダブル方式、材質:ポリエチレン管、外径:34.0mm、内径: 27.0mm)である。写真3.2はUチューブの設置作業の状況を示したものである。ボア ホールにはケーシング管が設置してあり、Uチューブをその中へ挿入するに当たっては、 鉄筋でサポートしながら、双方向から2本のUチューブを熱電対とともに地中に設置した。 熱電対は、事前に受感部をエポキシ樹脂で被覆したT型(φ0.65mm)を用い、測温点は





写真3.1 地盤の掘削状況



写真3.2 Uチューブの設置作業



写真3.3 熱電対の測温点 (計温点の位置を図中矢印で示す)

写真3.3で示すようにUチューブ及び鉄筋サポートの外側に配置し、かつ、Uチューブの送水復水の中間点に配置した。熱電対の設置深度は、地下1m~10mまでは1m間隔、地下12m~深度50mまでは2m間隔の計30地点とした。地中温度センサの設置後、ケーシングを引き抜き、ボアホール内のUチューブ周辺を1号珪砂で充填した。

③サーマルレスポンス試験

サーマルレスポンス試験(Thermal Response Test)は、ボアホール型地中熱交換井内 に熱負荷を与えた熱媒体を循環して得られる熱媒体温度、循環流量、地中温度の経時変化 より、地盤の熱物性を推定する試験である。サーマルレスポンス試験の実施手順を以下に 示す。実施時期は、2012年3月8日~3月14日である。

 1)地中温度センサにデータロガーを接続し、自然状態における初期地温分布を測定した。
 2)データロガーの測定項目はUチューブ出入口温度、地中温度(全 30 深度)、循環流量、 外気温とし、記録間隔は1分毎とした。

3) ダブル U チューブ内を清水で満たし、エア抜きを兼ねて数時間程度循環を行った。その際、U チューブ入口出口温度、循環流量を確認し、安定した入口出口温度を平均地中温度 T₀とした。また、エア抜き終了後に配管には断熱材を巻くと共に日射による影響を避けるためにアルミテープで被覆した。

4) 電気ヒーター(3kW)により、60時間の加熱循環を行った。

5)加熱循環 60 時間経過後、循環・加熱を停止し、地中温度の回復状況を 81.7 時間測定した。

④自然地中温度の計測

サーマルレスポンス試験後、自然地中温度の年間挙動を調べるため、地中温度及び気象 条件(気温、風速、日射量)の計測を実施した。自然地中温度は、サーマルレスポンス試 験時に設置した熱電対を用いて計測した。

(2) ボアホール掘削による調査結果

ボアホールは掘削口径 φ 179mm で深度 50.95m まで掘進した。掘削スライム、掘削状 況より地質構成を推定した。サーマルレスポンス試験を行う前の初期状態における地中温 度センサ(熱電対)による地中温度分布を地質構成とともに図3.2に示す。

地下 5m 以深では地中温度はほぼ均一となっており、年間平均気温と同程度となっている。冬季の観測であるので地表面近傍は温度が低い。

今回掘削した地質は全体に粘土・シルトの細粒土主体で、深度 10~20m は埋木等の腐 植物の混入が見られた。掘削時の状況より、深度 14~20m では砂層、深度 44~48m に砂 礫層の分布が推定される。上記区間に加え、それ以外の深度でも掘削循環水の著しい逸水 が断続的に見られ、全体的に地下水が豊富で地下水流速も比較的速いものと推察される。





図3.3 サーマルレスポンス試験時の地中温度分布(2012年3月8日~3月14日)

(3) サーマルレスポンス試験の結果

①地中温度分布

加熱循環時、回復時の地中温度分布について図3.3に示す。深度3m~20mでは加熱 循環時の温度上昇は緩慢であり、加熱停止後の温度回復は非常に速やかである。この傾向 は深度が浅いと顕著で、深度3mの温度はほとんど変化しなかった。また、深度20m以深 は温度応答に差があまり見られなかった。地質構成の深度2~3mにおいて粘土層の色調が 茶色(酸化帯)であることから、地下水面が存在すると推察され、温度の挙動に地下水の 流動が影響している可能性が考えられる。

②加熱循環時のデータの解析結果

加熱循環時では、経過時間 t とその時の熱媒体温度 T (入口温度と出口温度の平均値) 及び初期時の地中温度 T_iより、以下の関係式が得られる³⁷⁾。

$$T - T_i = m \log t + b$$

式(3.1)

式(3.1)中のmは、データより片対数グラフを作図し、十分時間経過した後のデータの傾 きより求める。加熱循環時のデータを用いた解析図の例を図3.4に示す。また、この解 析図から得られた傾きm及び地中熱交換量 q[W/m]を用いて、地盤の平均見かけ熱伝導率λ 。を、次式から算出する。

 $\lambda_s = 0.183 q/m$

式(3.2)

U チューブ内の熱媒体から U チューブの管及びボアホール内における U チューブ外周部 の充填材による平均熱抵抗 R_b[mK/W]は、式(3.2)から得られた地盤平均の有効熱伝導率λ。 を用いて以下の式より算出する。

$$R_b = \frac{\overline{T_f - \left(T_0 + \frac{q}{4\pi\lambda_s}\left(-\gamma + \ln(4a_s t/r_b^2)\right)\right)}}{\overline{q}}$$

式 (3.3)

ここで、 T_f :各時刻の入口及び出口の平均水温[\mathbb{C}]、 T_0 :初期地中温度[\mathbb{C}]、 r_b :ボアホ ール半径[m]、 a_s :地盤の温度伝導率[m²/s]である。

$$a_s = \frac{\lambda_s}{c_{ps}\rho_s}$$

式 (3.4)

c_{ps}: 地盤の比熱[J/(kg・K)]、ρ_s: 地盤の密度[kg/m³]

加熱循環時のデータの解析結果を**表3**. 1に示す。地盤の平均見かけ熱伝導率λ。は 8.17[W/(m・K)]、ボアホール内壁の平均熱抵抗 R_bは 0.1[(m・K)/W]と算出された。 ③回復時のデータの解析結果

回復時は、加熱媒体の総循環時間 t、加熱循環終了後からの経過時間 t とその時の地層 温度 Ts との関係は、以下の式で表される³⁸⁾。

$$T_{s} - T_{i} = m \log \left(t + t_{p}\right) / t \qquad \qquad \vec{x} (3.5)$$

式中のmは、ホーナー時間(t+t_p)/t と温度の片対数グラフにデータをプロットした時の 傾きである。回復時のデータを用いた解析図の例を図3.5に示す。各地層の見かけ熱伝 導率は、式(3.2)により算出する。本解析では日射による影響を含む部分のデータを除外し て直線近似を行った。地盤の見かけ熱伝導率λsの深度分布を図3.6に示す。温度回復 が早い区間は地盤の見かけ熱伝導率が大きい傾向にあり、温度応答履歴からも定性的にう かがい知ることができる。これらの現象は、単純熱伝導では説明がつかず、水分の流入な どの外的要因が作用している可能性が考えられる。

項目		設定値/算定値	備考	
直線近似区間		12h後~60h後	加熱循環12h後~加熱 循環終了時	
熱交換器長さ	H (m)	50.70	ダブルUチューブ長	
単位対数時間当たり の循環液の温度変化	m (K)	1. 3509	(=0.5897(図3.4より) × ln(10))	
循環液の比熱	C [J/(kg·K)]	4, 181	25℃の水の比熱より	
循環液の密度	ρ (kg/m ³)	997.04	25℃の水の密度より	
熱交換量	Q _h (W)	3, 058	$Q_h = C \cdot \Delta T \cdot \rho \cdot Q$	
単位長さ当たりの熱 交換量	q (W/m)	60.3	q=Q _h /H	
平均地中温度	T ₀ (°C)	15.9	加熱開始前の入口出口 平均温度	
地盤の比熱※	$c_{Ps} [J/(kg \cdot K)]$	1, 200	砂+粘土の値を引用※	
地盤の密度※	$\rho_{\rm s}~(\rm kg/m^3)$	1, 960	砂+粘土の値を引用※	
温度上昇近似直線の 切片	T _i (°C)	21.663	図3.4より	
ボアホールロ径	rb (m)	0.090	掘削口径179mm	
地盤の温度伝導率	a _s (m²/s)	3. 47E-06	式(3.4)より	
地盤の平均見かけ熱 伝導率	λ_{s} [W/(m·K)]	8.17	式(3.2)より	
ボアホール内壁の平 均熱抵抗	R _b (mK/W)	0. 083	式 (3.3)より	

表3.1 解析結果一覧(加熱循環時)

※地盤の比熱・密度は砂+粘土の値を引用(伝熱工学資料改訂第5版-日本機械学会(2009), P289より引用)



図3.6 地盤の見かけ熱伝導率の深度分布 図3.8 各深さの年間温度振幅比の対数

(4) 自然地中温度の計測

自然地中温度の年間挙動を調べるため、地中温度及び気象条件(気温、風速、日射量)の計測を実施した。自然地中温度の計測は、サーマルレスポンス試験後の約1年間(2012年7月~2013年6月)に渡って実施した。図3.7は、地中温度及び気温、日射を旬毎に平均化し、年間の挙動を表したものである。深さ1m、2mと比較して、深さ3m以深の振幅が小さくなっている。

深さ 1m を基準として、各深さにおける年間の温度振幅比の対数をとり、その鉛直分布 を、表したのが図3.8である。図中には熱伝導理論で、地盤の温度伝導率ごとに温度振 幅比の対数を点線で示してある。例えば、深さ 20~30m における温度振幅比の対数は、 温度伝導率としては 1×10⁻⁵ [m²/s]に近い傾きを示している。観測では温度振幅比は深さ とともに減衰しているが、鉛直分布の傾きは深さにより異なる。深さ 3~14m においては、 温度振幅比はほぼ一定になっており、それに対応する温度伝導率の値は大きくなる。



図3.7 地中温度及び気温、日射の挙動(旬平均、2012年7月~2013年6月)

3.3 地中熱利用の実証実験

(1) 実証実験の計測システム

実証実験の目的は、地中熱を熱源とするヒートポンプ空調によるエネルギー電力消費量 の実態や地中温度の挙動を把握することである。地中熱利用は、熱源となる地中温度の安 定性により省エネルギーに有効であると一般に言われているが、ヒートポンプの場合、稼 働状態により成績係数が複雑に変化することが知られている。そこで、空気熱ヒートポン プとの関係を知るためには、比較実験を行う必要があると考え、ユニットハウス2棟を用 いた基礎的な検討を行うことにした。

ユニットハウス 2 棟は、国立研究開発法人建築研究所の実験棟1階の屋上に設置した。 ユニットハウス2棟の設置状況を**写真3**.4に示す。便宜上、地中熱ヒートポンプ空調を 行うユニットハウスを「地中熱室」、空気熱ヒートポンプ空調を行うユニットハウスを「空 気熱室」と称する。ユニットハウスの仕様を**表3**.2に示す。



写真3.4 ユニットハウス2棟の設置状況

写真3.5 システム外観

表3.	2	ユニッ	トハウスの仕様	(地中熱室と空気熱室で共通)
-----	---	-----	---------	----------------

形式等	形 式:プレハブユニットハウス
	寸 法:幅 3.04m×奥行 3.04m×高さ 2.44m
	床面積: 9.24 m ²
外壁	外壁:複合版外壁(U値0.77W/m ² ・K)
	硬質ウレタンフォーム+ロックウール断熱材 30mm
	屋根:折板屋根天井付(U 値 0.92W/㎡・K)
	硬質ウレタンフォーム断熱材 20mm
	床 : 合板床 (U 値 0.67W/m ・K)
	ビーズ法ポリスチレン断熱材 45mm
窓(南面)	フロート板ガラス 3mm シングル(アルミサッシ)
	$1.68\mathrm{m} imes 0.98\mathrm{m}$

ボアホールからユニットハウスまでの地中熱配管の状況を**写真3.5**に示す。実験に使用するヒートポンプは、同一メーカー同タイプの市販品を用いた。ヒートポンプの能力は、地中熱、空気熱ともに冷房時4.0kW、暖房時5.0kWである。

室内機は、地中熱、空気熱ともに今回は直膨式であるので、室内熱負荷の挙動を把握す るため、空気エンタルピー法³⁹⁾を適用する。ファイバーセンサにより室内機のファン回転 数を計測してエアコンからの吹出風量に換算し、吸込・吹出の温度差を乗じることで熱量 換算することができる。圧力補償法によるエアコンの吹出風量の検量線をあらかじめ現地 で作成しておく必要がある。今回作成した検量線を図3.9に示す。回転数と風量は、直 線的な比例関係にある。写真3.6は、検量線の作成風景である。





図3.9 エアコン吹出風量の検量線



(2) 実証実験のスケジュール

エアコンの装置容量が過大となる場合、稼働率が小さくなり、エネルギー消費効率に影響を与える可能性がある。また、エアコンのエネルギー消費性能を総合的に把握するには、 様々な部分負荷率でデータ取得がのぞましい。そこで、室内熱負荷計算による以下の検討 を実施した。

まず、数値計算が現地の室温を再現するかについて確認するため、2012年冬期の観測値 と数値計算の比較を行うことにした。数値計算ツールは TRNSYS を用いた。計算期間は、11 月2日から1月31日である。なお、この期間は、各室は空調を行っておらず、自然室温の 状態である。2週間分の結果を抽出し、

時系列で表したのが図3.10である。 地中熱室と空気熱室の室温の観測値は、 同様の数値で推移しており、冬の期間 ではあるものの、日中は南面窓からの 日射により室温が 30℃以上になる日 が見られ、夜間は放射冷却により外気 温より室温が低くなる傾向がある。2 週間分の結果では、数値計算による室 温の挙動は観測と良く合致している。

図3.11は、自然室温について、数値計算と観測(地中熱室)の1時間値を11月1日から1月31日の3ヶ月間のデータを用いて比較したものである。この場合も、両者は良く合致している。



図3.11 TRNSYSによる自然室温の計算
 結果と地中熱室の自然室温の観測結果の比較
 2012年11月1日~2013年1月31日



自然室温について数値計算の再現性が得られたので、次に、ユニットハウスにおいて、 様々な空調負荷の調整を行った場合の効果を検討した。負荷調整の手段として、調整なし を「現状ケース」、窓面を断熱材で遮蔽する「低負荷ケース」、窓面遮蔽に加えて強制換気 360m³/h を終日行う「中負荷ケース」、さらに換気量を 720m³/h に倍増させた「高負荷ケー ス」の4 種類を設定した。計算期間は、11 月 1 日から 1 月 31 日とし、気象条件は、拡張 アメダス気象データ(下妻)を用いた。室温 20℃の連続運転の条件で、各ケースの熱負荷 計算を実施し、計算結果を頻度で表したのが図3. 12である。(a)現状ケースの場合、 南面の窓からの日射により昼間の室温上昇が大きく、暖房負荷が発生しない時間帯が生じ、 中・高負荷のデータ取得が困難であることが分かる。(b)低負荷ケースは、窓面の日射遮 蔽により日中でも暖房負荷が発生するようになるが、部分負荷率は全体的に 20%以下にな っている。(c)中負荷ケースでは、換気も行うことで 20~70%の負荷発生が見込める。さ らに、(d)高負荷ケースでは、換気も行うことで 20~70%の負荷発生が見込める。さ らに、(d)高負荷ケースでは、換気し行うことで 20~70%の負荷発生が見込める。さ とができる。また、室温 24℃の連続運転の計算も別途実施し、室温 20℃の連続運転と比較 して、負荷率が 10%程度増加する傾向を確認した。計算結果を踏まえ、実証実験を様々な 条件で実施した。実際に行われた実証実験のスケジュールを**表3.3**に示す。

主な計測項目を以下に示す。計測点は全部で 74 か所あり、これらを1秒間隔でデータ ロガーに収録した。各種計測状況を**写真3.7~3.10**に示す。実証実験の実施時期は、 2013年11月27日から2014年1月31日である。

【主な計測項目】

- ・室温:各室の中央における室温(床面高さ:100mm、1100mm、1700mm、天井下 100m)
- ・グローブ温度:各室の中央におけるグローブ温度(床面高さ: 1100mm)
- ・室内機:各室内機のファン回転数、ボディサーモ温度(制御用温度検知機付近にセンサ

を貼り付けて測った温度)、吸込・吹出温度

- ・電力消費量:各ヒートポンプの電力消費量(地中熱は循環ポンプを含む)
- ・地中熱システムの循環水:流量、往温度、復温度
- ・地中温度:地中温度 15 点 (深さ 1~10m は 1m ピッチ、14m、20m、30m、40m、50m)
- · 気象条件:外気温、相対湿度、全天日射量、風速等



図3.12 ユニットハウスを対象にした暖房負荷の頻度分布に関する数値計算結果
 (地域:下妻、時期:11/1-1/31、運転条件:室温 20℃連続運転)

名称	時期	負荷対策	運転条件
LC24a	2013年11月27日	低負荷ケース:窓面遮蔽	室温 24℃、連続運転
	~2013年12月4日		
MC20a	2013年12月6日	中負荷ケース:窓面遮蔽+換気	室温 20℃、連続運転
	~2013年12月17日	360m ³ /h	
LC24b	2013年12月19日	低負荷ケース:窓面遮蔽	室温 24℃、連続運転
	~2013年12月25日		
MC20b	2013年12月27日	中負荷ケース:窓面遮蔽+換気	室温 20℃、連続運転
	~2014年1月8日	360m ³ /h	
MI20	2014年1月10日	中負荷ケース:窓面遮蔽+換気	室温 20℃、間欠運転
	~2014年1月15日	360m³/h	(3:00-9:00)
HI24	2014年1月17日	高負荷ケース:窓面遮蔽+換気	室温 24℃、間欠運転
	~2014年1月31日	720m³/h	(3:00-9:00)

表3.3 実証実験のスケジュール



写真3.7 室内環境の計測



(a)ファン回転数



(b)ボディサーモ

写真3.8 室内機の計測



写真3.9 地中システムの計測

(3) 地中熱計測機器精度の現地確認

地中熱利用設備の評価を行うに当たり、計測機器の精度確認は重要な視点である。現地の地中採熱管に設置した流量計の精度確認及びブライン濃度の現地計測を行った。作業の 実施日は、2015年3月24日である。

ブライン濃度については現地において地中採熱管からブラインを取り出し、ブライン濃度計を使って目視で判定した。**写真3.11**はブライン濃度計の表示であり、四角で囲った部分の数値が濃度となる。現地観測ではブライン濃度は30%(ブライン温度14℃)であった。

地中採熱管内の流量については、暫定的に循環ポンプと電磁流量計を地中採熱管に取り 付けて、既存の流量計の計測値の精度を検証した。検証の様子を**写真3**.**12**に示す。



写真3.11 ブライン濃度



写真3.12 地中採熱管内流量の検証

写真3.10 外界気象の計測

現地で得られたブライン濃度 30%におけ る各種物性値を表3.4に示す。これらは、 プロピレングリコールの物性値から推定した ものである。

図3.13は流量計の精度について既設の 流量計(羽根車式:媒体は水を基本とする) と暫定的に取り付けた流量計(電磁流量計: 媒体は問わない)の計測値を比較したもので ある。既設の流量計が流量を過大に評価して いることが分かる。今回は安価で取り扱いし やすい羽根車式を選択したが、1次側の熱量 評価において流量計の選択は重要な課題であ ると言える。

現地計測結果を踏まえ、以降の分析ではブ ラインについては**表3**.4に示す濃度 30%の 物性値を用い、流量計の観測値は図中(図3. 13)に示す係数(0.6861)で補正する。

(4) 外気温度及び室内熱環境の計測結果

外気温度の日統計量として、日平均、日最高、日最低及び標準偏差について各日の挙動 を表したのが図3.14である。実証実験の開始当初は日平均気温が10℃前後であったの が、日を追うとともに低下し、MI20(1/10-1/15)では日平均気温が氷点下を記録した後、 HI24(1/17-1/31)では日平均気温5℃程度まで上昇に転じている。

室温については、室中央において高さ方向に 4 点 (床上 100mm、1100mm、1700mm、天井下 100mm)の同時計測を行っているので、これらを加重平均し、地中熱室、空気熱室について同様の手順で日統計量の経時変化を図3.15に示した。まず、(a)地中熱室についてLC24a、LC24bでは目標値24℃を日平均室温でほぼ再現するのに対し、MC20a、MC20bでは目標値20℃より高めの 23~24℃の日平均室温となっている。これは、日中の温度上昇に伴い、比較的低い制御温度を室温が上回るためである。間欠空調時(MI21、HI24)の室温は大きく変動していることがわかる。(b)空気熱室でも全体的には同様の結果が得られている。ただし、日最低気温が地中熱室の場合よりも大きく落ち込む日が散見される(図中、丸で囲んだ部分)。これは、デフロストによる影響と考えられ、制御室温が低い MC20a、MC20bにおいて顕著に現れる現象である。また、同一の室温条件を課したにも関わらず、全体的に空気室の室温は、地中熱の室温よりもわずかに低い。

表3.4 ブラインの物性

項	30%(15°C)	
密度	kg/m^3	1030
比熱	J/kgK	3870
粘性	mPa∙s	4.0
熱伝導率	W∕mK	0.44



図3.13 流量計の精度比較



図3.14 外気温度の日統計量の推移(2013年11月27日~2014年1月31日)

グローブ温度(室中央、床上1100mm)について、同様に図3.16に示す。グローブ温 度の日統計量は、室温のものと似ている。ただし、(a)地中熱室、(b)空気熱室ともに、 グローブ温度の日平均値が室温のそれよりもわずかに低く、日最低温度では逆にグローブ 温度が室温より高い。また、グローブ温度に関しても全体的に空気室の温度は、地中熱の 温度よりもわずかに低い。

(5)2次側の計測結果

図3.17はエアコンの電力消費量の日積算値の挙動を示したものである。総じて、地 中熱室の電力消費量が、空気熱室のそれよりも低い値で推移していることがわかる。なお、 地中熱ヒートポンプの場合、電力消費量は地中熱交換器(1次側)の循環ポンプの駆動電 力を含む。



(b) 空気熱室

図3.15 室温の日統計量の推移(2013年11月27日~2014年1月31日)



(b) 空気熱室

図3.16 グローブ温度の日統計量の推移(2013年11月27日~2014年1月31日)





図3.18 日積算空調熱負荷量の推移(2013年11月27日~2014年1月31日)



2013.11.27~

~2014.1.31



期間名称	地中熱室			空気熱室			電力削
	電力消	空調熱	システム	電力消	空調熱	システム	減率[%]
	費量	負荷量	COP	費量	負荷量	COP	
	[kWh/day]		[-]	[kWh/day]		[-]	
LC24a	6.28	19.66	3.14	7.49	19.09	2.56	16.18
MC20a	17.21	51.89	3.02	17.85	48.84	2.75	3.63
LC24b	8.76	25.87	2.95	10.36	23.54	2.27	15.42
MC20b	20.32	59.07	2.91	21.76	53.65	2.47	6.60
MI20	7.06	19.96	2.83	8.30	17.90	2.19	14.92
HI24	8.09	22.18	2.74	10.35	20.37	1.97	21.86

表3.5 日積算電力消費量、システム COP の期間平均値

図3.18は、空気エンタルピー法に基づき、エアコンの風量に吹出・吸込温度の差を 乗じてエアコンから室内に投入された日積算熱量(暖房熱負荷量)に換算したものである。 エアコンの風量はファン回転数の計測値より求めた。空調熱負荷は、全体的に空気熱室の 方が地中熱室より低めになっていることが分かる。これは、空気熱室の室温制御が地中熱 室よりわずかに低く行われたことが起因している。 システム COP の挙動を図3.19に示す。全体的に、地中熱室のシステム COP が、空気 熱室の値を上回っている。

各実験期間で電力消費量、空調熱負荷量の日積算値を期間平均し、空気熱室の電力消費 量を基準とした電力削減率、各室のシステム COP とともに**表3**.5に一覧で示す。電力削 減率は 3.63~21.86%となり、地中熱ヒートポンプシステムが空気熱ヒートポンプシステ ムに対して省電力となる結果が得られた。また、地中熱室のシステム COP 値は、空気熱室 のそれと比べて高く、0.3~0.8の差が表れている。したがって、同一メーカー、同一タイ プの冬期比較において、電力消費量の少なさや成績係数の面で空気熱システムに対して地 中熱システムの優位性が認められたと言える。

(6) システム COP の特性

室内熱負荷量、電力消費量の1秒計測値を1時間値に積算し、室内熱負荷とシステム COP の頻度分布とともに地中熱室、空気熱室のシステム COP の部分負荷特性を図3.20の(a)、 (b)にそれぞれ表す。(a)、(b)ともに、部分負荷率0.2の辺りでシステム COP の値が 高くなっており、部分負荷率の発生頻度は部分負荷率0.2前後のものが多く、システム COP の発生頻度はシステム COP が3前後で高い値を示す。システム COP と部分負荷率の関係に おいて、各数値のばらつき具合や特性カーブの形状などで両者に相違が見られることから、 地中と空気の熱源温度の違いが予想される。

図3.21は外気温度を横軸にとり、各室のシステム COP との関係を示したものである。 外気温度が低下するにつれて、空気熱室に対して地中熱室のシステム性能が有利になる様 子が分かる。地中熱室にとっては、地中熱交換器からの環水が熱源であるが、温度範囲が 狭いため良好な相関図を得ることはできなかった。

図3.22に各室の熱源温度として、実証実験期間における採熱管の環水温度と室外機の吸込空気温度の頻度分布を示す。環水温度は、吸込空気温度より10℃程度高く、15℃前後に頻度が集中していることが分かる。

このように熱源温度として地中熱は空気 熱より冬期において有利となる。

部分負荷率と電力消費量の関係を図3. 23に示す。図中にはシステム COP も斜 め線で記載してある。部分負荷率が大き くなると、空気熱室のシステム COP が低 下して電力消費量の増加が加速され、地 中熱室の電力消費量と乖離する様子が分 かる。



図3.22 熱源温度の頻度分布(2013年 11月27日~2014年1月31日)



図3.20 部分負荷率とシステム COP の関係 (2013年11月27日~2014年1月31日)



(2013年11月27日~2014年1月31日)



図3.23 部分負荷率と電力消費量の関係(2013年11月27日~2014年1月31日)

(7)代表日における日変化

日挙動の検討を行うため、代表日を以下のように選定する。1秒計測値を15分平均値 に積算したものを分析に用いる。

・代表日1(LC20b):2013年12月25日

- ・代表日2(MC20b):2014年1月6日
- ・代表日3(MI20):2014年1月12日
- ・代表日4(HI24):2014年1月22日



各代表日における外気温及び日射量の日変化を図3.24に示す。外気温度は夜間にお いて氷点下まで下降し、日中には10℃程度に上昇する。日射量は400~500W/m²であり、冬 期としては好天の部類に入る。

図3.25は地中熱室における室温及び空調熱負荷量の日挙動を示したものである。室 温は、室中央、床面1,100mm高さの計測値、空調熱負荷量は空気エンタルピー法に基づく 観測値である。代表日1、2は連続空調の場合であり、室温は目標値にほぼ保たれている



ことが分かる。空調熱負荷量(暖房)は、日中より夜間に大きく、負荷対策に対応して代表日1<代表日2となっている。代表日3、4では間欠空調(3~9時)を行っており、両者の負荷対策は異なるが、空調熱負荷には大きな差違は見られない。

同様のデータ整理を空気熱室について行い、図3.26に経時変化を示す。代表日3、4 では、間欠空調時にデフロストに伴う断続的な運転が行われるため、地中熱室のものより 室温の変動が大きくなっている。そのため、結果的に空調熱負荷量は減少するが、室温の



図3.26 室温及び空調熱負荷量の日変動(空気熱室)(代表日1,2,3,4)

目標値を達成できない場合が見られ、熱環境の面から課題を残す。

図3.27は、地中熱室のシステム COP 及び電力消費量の日挙動を表したものである。 目標値を達成できない場合があるので熱環境の面から課題を残す。連続空調については、 代表日1に対して代表日2の電力消費量が増加する一方、日中のシステム COP は、代表日 1より代表日2の数値が大きい。これは低負荷運転の代表日1に対して、中負荷運転の代 表日2では部分負荷率が高まったためである。間欠空調時のシステム COP、電力消費量は、



図3.27 システム COP 及び電力消費量の日変動(地中熱室)(代表日1,2,3,4)

両日似た挙動を示している。

図3.28は、空気熱室について同様に表したものである。連続空調における傾向は地 中熱室の場合とあまり変わらない。間欠空調時には、代表日3、4ともにシステム COP 及び 電力消費量が大きく変動している。両日の電力消費量は、地中熱室のものより大きくなっ ており、理由としてデフロスト運転による損失が考えられる。また、システム COP の値は、 両日ともに地中熱の場合より低く現れている。このように、特に厳寒時期において、両シ



図3.28 システム COP 及び電力消費量の日変動(空気熱室)(代表日1,2,3,4)

ステムの差は顕著になると言え、安定した熱源を背景とした地中熱システムは、空気熱シ ステムと比較してエネルギー性能や熱環境形成において効果を発揮することが示された。

エアコンからの吹出空気温度及び風量の日変動を、まず地中熱室について図3.29に 示す。ファンの回転数をパルス計測し、事前に作成した検量線からエアコンの風量を推定 した。エアコンの風量は一定ではなく、代表日1、2では、夜間において風量も大きくな っている。また、吹出空気温度においても同様の挙動を示しており、日中は30~35℃、夜 間40~53℃を示している。一方、間欠運転時には吹出空気温度は、代表日3、4ともに60℃



前後で頭打ちとなる。風量については、代表日4>代表日3となって、風量の調整により室 内熱負荷を賄っている。

空気熱室について同様に図3.30に示す。代表日1、2のエアコンの風量、吹出空気 温度の挙動は地中熱室と似ている。代表日3、4のエアコンの風量は大きく変動しており、 図3.28で示した電力消費量の変動と対応している。吹出空気温度も変動が大きく現れ ており、地中室の場合より温度レベルが低く、45~53℃程度で推移している。



次に、地盤側の計測結果を述べる。したがって、以降は地中熱室の場合となる。まず、

採熱管の環水温度及び流量の経時変化を図3.31に示す。まず代表日1、2の場合、 流量は負荷に追随して、日中に低く、夜間に高く現れている。環水温度はほぼ一定である。 間欠運転では、代表日3、4ともに流量が時間とともに増加、環水温度は時間とともに減少 する傾向が見られる。非空調時間では流量の計測値はゼロになり、環水温度は外界気象の 影響を受けながらなりゆき状態で推移している。



図3.31 吹出空気温度及び風量の日変動(地中熱室)(代表日1,2,3,4)

次に、地盤側の計測結果を述べる。したがって、以降は地中熱室の場合となる。各日の 採熱量及び地中温度分布について、それぞれ図3.32~図3.35に示す。(a)の日変 動を見ると、採熱に伴い地中温度が低下し、採熱量の低下又は運転停止後は地中温度が回 復していることが分かる。(b)地中温度分布では、地盤において、採熱量の多寡に対して 深さ1mから深さ50mまでの地中温度の全体的な上昇、下降が見られる。ただし、深さ 3mでは温度変化があまり見られず、その他の要因(地下水など)の影響が考えられる。

室内機のボディサーモと吸込空気温度について、各日の平均をとり、システムごとに図 3.36に示す。全体的な傾向として吸込空気温度よりボディサーモの値が高く、吸込空 気とボディサーモの間に 0.3~1.5℃の温度差が生じている。地中熱室より空気熱室で温度 差がついており、地中熱室の4日間の平均温度差 0.4℃に対して、空気熱室 1.1℃となる。 このようなボディーサーモの検知温度の差が、各室の室温制御に影響を及ぼした可能性が 考えられる。



図3.36 室内機のボディサーモ及び吸込空気温度の日平均値(代表日1,2,3,4)



(a) 地中温度(深さ5m) 及び採熱量の日変動







(a) 地中温度(深さ5m) 及び採熱量の日変動

(a) 地中温度(深さ5m) 及び採熱量の日変動

(a) 地中温度(深さ5m) 及び採熱量の日変動

(8) 1次、2次の熱量比較

地中熱採熱管の循環ポンプは熱負荷と連動し ており、流量が変化する。メーカーより流量と 循環ポンプの電力消費量のデータを取り寄せ、 図化したのが図3.37である。

1次側の熱量として室内空調負荷量、2次側 の熱量として、採熱量+システムの電力消費量 一循環ポンプの電力消費量の関係を表したのが 図3.38である。両者は良く合致しており、 計測精度の妥当性を確認することができた。

図3.37 循環ポンプの電力消費量

図3.38 1次、2次の熱量比較(2013年11月27日~2014年1月31日)

3.4 まとめ

地中埋設管 50m を設置し、地中熱ヒートポンプと空気熱ヒートポンプによる建築物の空 調を行う実証実験から以下の結果を得た。

- 1) 冬季の暖房に要する電力消費量は地中熱室の方が空気熱室より低く、電力消費削減率 で見ると3.6~21.9%であった。
- 2)地中熱システムの場合、熱源温度が有利となり、システム COP が、空気熱源に比べて
 0.3~0.8向上した。
- 3)室内空調負荷は地中熱室の方が空気熱室よりわずかに高く、外気温度の低下に伴うデ フロスト運転の影響やボディーサーモの個体感度の相違などが原因として考えられる。
- 4) 地中からの採熱量と室内空調負荷の熱量バランスを調べ、十分な精度で合致すること を確かめた。