

ローエネルギーハウスにおける暖房・換気性能および室内温熱環境の実測

Actual inspection of Heating and Ventilation Performance and Indoor Thermal Environment in a Low Energy House

正会員 長野 克則 (北海道大学) 堀 彰吾 (北海道大学)
正会員 武田 清香 (北海道大学) 正会員 中村 真人 (北海道大学)
正会員 射場本 忠彦 (北海道大学) 正会員 成田 樹昭 (北海道大学)
正会員 葛 隆生 (藤原環境科学研究所) 正会員 柴田 和夫 (日伸テクノ)
真賀 幸八 (サンポット)

Katsunori NAGANO*¹ Shogo HORI*¹ Sayaka TAKEDA*¹ Makoto NAKAMURA*¹
Tadahiko IBAMOTO*¹ Shigeaki NARITA*¹ Takao KATSURA*² Kazuo SHIBATA*³
Kohachi MAGA*⁴

*¹ Hokkaido University *² Fujiwara Environmental Science Institute Ltd. *³ Nissin Techno Incorporated
*⁴ SUNPOT Corporation

The objective of this paper is to describe the performance of Ground Source Heat Pump (GSHP) system for heating and ventilation applied in a low energy house. Recently, in Japan, GSHP systems have been introduced, however only few of them have been demonstrated their efficiency. Firstly we investigated the performance of GSHP system by actual inspection. Secondly, ventilation system with earth tube was observed its efficiency. Finally, total energy flows from inlet to outlet of the system including building physics were calculated. From the inspection, the system showed satisfied performance in terms of energy conservation.

1. はじめに

居住空間を快適に保つためには、暖房・断熱・気密・換気の4つの要素を総合して考える必要がある。筆者らは高性能住宅における、暖房・換気性能の検証およびそのときの室内温熱環境の測定を行った。本物件において、暖房設備には地中熱を熱源として利用する地中熱源ヒートポンプ (Ground Source Heat Pump; 以下 GSHP とする) システムを使用している。GSHP システムの導入物件の数は徐々に増えてきたが、実際に GSHP システムが理想的に導入された建物はほとんどなく、GSHP システムが本来持つポテンシャルが実証された例もない。そこで、実測による GSHP システムの有意性と環境性能の検証を行った。また、換気については、アースチューブを伴う熱交換換気の実験を行った。これらの機器と住宅性能において、「入」から「出」までのエネルギーフローを明確にすることにより、ローエネルギーハウス全体の性能検証を実施した。

2. 実測調査先の概要

今回の実測調査先は、様々な要素を取り入れたローエネルギーハウスである。概要とローエネルギーハウスの

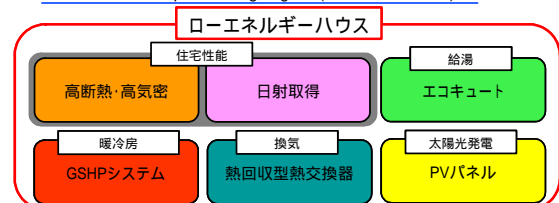


図 1 概要とコンセプト

コンセプトを図 1 に示す。住宅性能は、高断熱・高気密な仕様となっている。屋根・壁の断熱材厚さはそれぞれ 240 mm、186 mm である。さらに、厚さ 300mm の床スラブの蓄熱効果により、温暖な環境を保持することが可能である。また、日射をより多く取り入れるために家全体の窓面積 83 m² の 63% は南面に配置されている。窓ガラスには Low-E トリプル・ガラスを採用しており、K 値は 1.1 ~ 1.3 W/m²/K である。夏の場合は、日射による室内温度の上昇を抑えるため、全ての窓にブラインドが

備えられている。なお、可視光線透過率は73%、日射熱取得率は68%である。Q値は0.96 W/m²/Kであり、地域における次世代省エネ基準値 1.6 W/m²/K を大きく下回った高性能住宅ということを示している。暖冷房にはGSHPシステムを採用しており、冬は全室床暖房を行い、夏はファンコイルユニットを用いた冷房を行う。換気にはアースチューブを伴う第一種換気を採用している。

3. GSHP システム

3.1 GSHP ユニットの概要

本物件の暖房設備は、GSHP システムによる床暖房である。使用しているGSHPユニットの仕様と性能曲線を表1、図2に示す。最大出力は0-35で約10kWであり、その時のCOPは3.7程度を示す。仮に同温度条件で出力を5kWで運転した場合にはCOPは4.4程度となる。なお、このGSHPユニットはインバータにより出力を制御できる。熱媒には、1次側にエチレン30%、2次側にプロピレン20%を使用している。図3に地質柱状図を示す。本物件では100mのボアホールを2本備えている。地下水位は14.6mで水温は10.8℃、熱伝導率は1.4W/m/Kである。

表 1 GSHP1001仕様表

定格電圧	100V (制御回路) 200V (圧縮機・循環ポンプ)	
定格消費電力	100V	6 [W]
	200V	3.05 [kW]
暖房能力	10.0 [kW]	
COP	3.7	
圧縮機	インバーター駆動ロータリー式	
ポンプ流量	1次側	24 [L/min]、136.2 [W]
	2次側	17 [L/min]、84 [W]

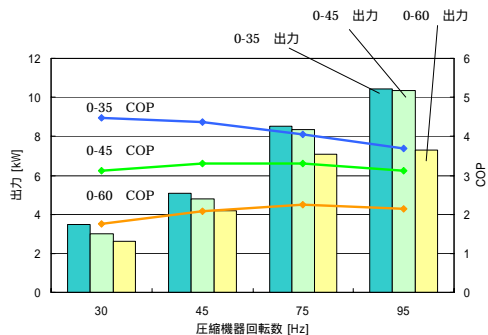


図 2 GSHP ユニットの性能曲線

サンポット(株)提供データ

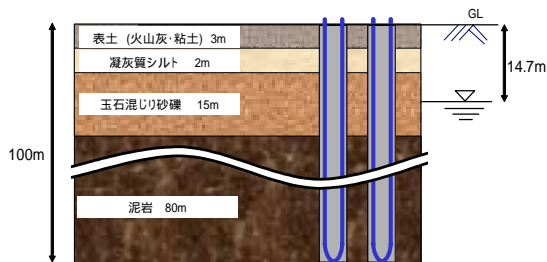


図 3 地質柱状図

3.2 実測結果

3.2.1 GSHP システムと室内環境

GSHP の運転は融雪電量契約のため 16~17 時、20~21 時は停止しているが、その他の時間帯は連続運転である。図4に床暖房送水温度を35℃としたときの1日の各温度と出力の変動を示す。このとき出力は6kW程度で運転している。図5に床暖房送水温度を30℃としたときの1日の各温度と出力の変動を示す。午後に数回発停を繰り返しているが、これは日射の影響で暖房負荷が小さくなり、インバータ制御によりGSHPの運転が停止したものと考えられる。表2に床暖房送水温度が35℃(2006/12/12)と30℃(2007/1/20)の場合の1日の実測結果を示す。SCOPは、1次側・2次側循環ポンプの消費電力を考慮した値である。COP・SCOPは35℃では4.39、3.81、30℃では5.46、4.25であった。特に床暖房送水温度30℃の場合は、図5より出力が4kW程度で、部分負荷運転であることにより高い値を示した。この時の垂直温度分布を図6に示す。同条件で室温は均等に保たれている。低温暖房の効果がでており、室内環境も満足されている。

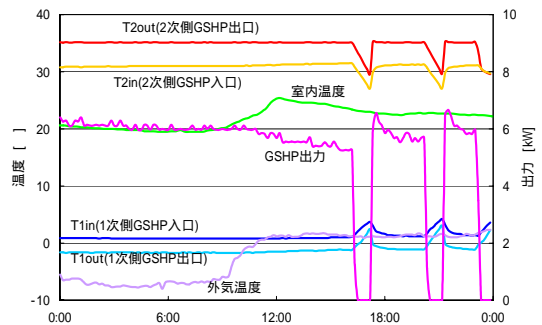


図 4 床暖房送水温度 35℃ の時の出力と熱媒温度

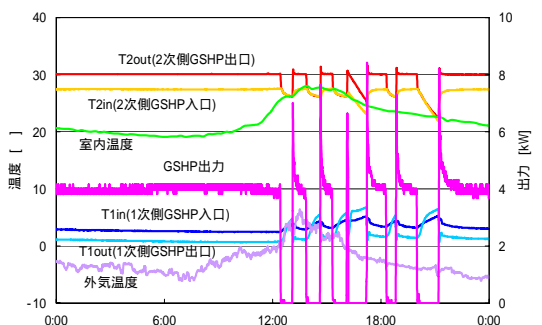


図 5 床暖房送水温度 30℃ の時の出力と熱媒温度

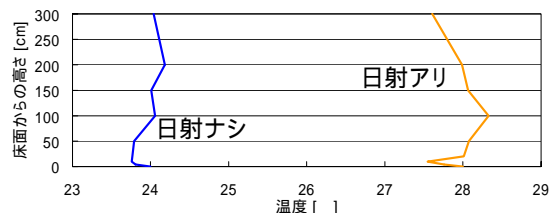


図 6 床暖房送水温度 30℃ のときの垂直温度分布

表 2 実測結果

2次側 送水温度	GSHP出力 積算値 [kWh]	GSHP消費 電力量 [kWh]	ポンプ消費 電力量 [kWh]	COP	SCOP
35 (2006/12/12)	126.1	28.7	4.4	4.39	3.81
30 (2007/1/20)	77.4	14.2	4.0	5.46	4.25

3.2.2 地中温度の変化

GSHP システムの COP・SCOP は熱源となる地中温度の状態に左右される。2006/12/1~2007/1/24 のポアホール 50m 地点の温度、送水温度、COP・SCOP の変化を図 7 示す。ポアホール 50m 地点の温度はこの期間で約 2 度低下している。急激な温度変化を示す箇所が見られるが、これは床暖房送水温度に関係していると思われる。ポアホール 50m 地点の温度の測定結果は、GSHP 出力の変化と連動して変化する GSHP から地中へ送水される熱媒温度に左右されることが原因として考えられる。12 月の床暖房送水温度は、数日毎に 30、35、40 と変更して運転していたため、負荷が大きいときには地中熱温度が下がることが確認できる。2007/1/19 以降は床暖房送水温度を 30 に固定して運転しているため、ポアホール 50m 地点の温度は 5 程度で安定しており、GSHP ユニットの性能を十分に発揮できる熱源温度となっている。

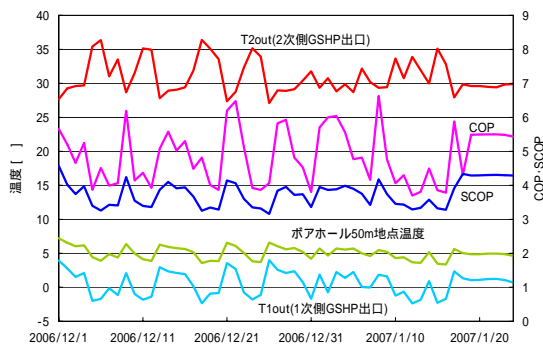


図 7 地中温度、送水温度、COP・SCOP の変化

3.3 環境性能・ランニングコスト

表 3 に GSHP システムによる床暖房と、灯油ボイラ、ガスボイラを用いた場合の床暖房との CO₂ 排出量とランニングコストの比較を示す。数値の横の括弧内の数値は、灯油ボイラを 100 としたときの割合である。GSHP システムと灯油ボイラを比較すると、床暖房送水温度を 35 とした時、CO₂ 排出量は約 49%、ランニングコストは約 72% の削減となる。床暖房送水温度を 30 とすると、CO₂ 排出量は約 55%、ランニングコストは約 75% の削減となり、前者よりも GSHP システムの有用性が強く現れる結果となるが、どちらの場合も GSHP システムの環境性能とコストパフォーマンスの高さが示される結果となった。

表 3 環境性能・ランニングコスト

2次側 送水温度	35		30	
	CO2排出量 [kg-CO2]	コスト [円]	CO2排出量 [kg-CO2]	コスト [円]
灯油ボイラ	36.2 (100)	1041 (100)	22.2 (100)	639 (100)
ガスボイラ	27.0 (75)	1482 (142)	16.6 (75)	910 (142)
GSHP	18.4 (51)	288 (28)	10.1 (45)	159 (25)

*地球温暖化対策推進法施行令(H18.3.29 政令第 88 号)による原単位を使用

4. 換気システム

4.1 換気システムの概要

本物件では、第一種換気を採用している。本物件の換気装置はクロスカウンターフロー熱交換式で、熱交換率は 90% という非常に高効率な値を示す。また本物件では、換気装置による外気導入の際の熱損失の低減を図るため、外気を地中に埋めた管に通してから導入することによって給気温度の上昇を図るアースチューブを採用している。本物件のアースチューブは全長が 50m で、地表から 1.55m の地点に埋設されている。また、アースチューブの配管表面積を大きくするためリブ状になっている。さらに、アースチューブには傾斜がつけられており、最下部には結露水の排出のためのドレーンが備えられている。図 8 に換気システムとアースチューブの概要図を示す。

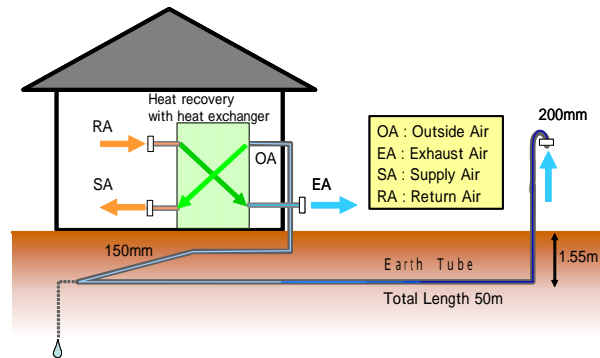


図 8 換気システムの概要

4.2 実測結果

4.2.1 アースチューブによる給気温度の変化

本物件のアースチューブでは、給気口から 0m、4.6m、25m、34m、46m の 5 点で温度測定を行っている。また、換気装置の OA・EA・SA・RA においても温度測定を行った。2006/12/12 と 2007/1/20 の換気空気各測定点における温度変化を図 9 に示す。なお、46m 地点から OA において温度低下が見られるが、これは配管が地中から地上へ出た後に換気装置に接続されるためである。連続して地中熱を使用していることにより、2007/1/20 の温度上昇の割合は 2006/12/12 と比べて低下が見られる。アースチューブによる給気温度の上昇の割合も GSHP シス

テムと同様に、アースチューブ内の温度に左右される。2006/12/1～2007/1/24の入口から46m地点と、外気温度の日温度変化を図10に示す。この期間でアースチューブ内の温度は徐々に低下してきたが、5程度で安定してきている。アースチューブ内の温度が回復しない理由としては、24時間外気を導入しているため、常に冷やされている状態であることと、深度が浅いため、地表の外気温度の影響を受けやすいこと、さらには地下水などの影響を受けにくいこと、ポアホールほどの回復状況が見込めないということが考えられる。

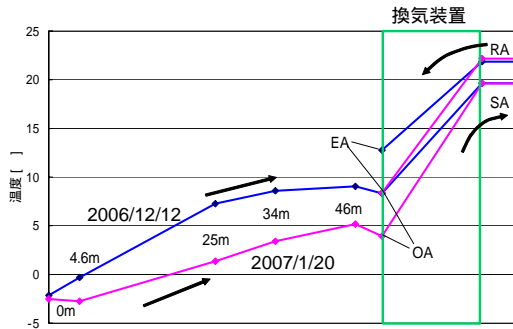


図9 アースチューブ内の温度変化

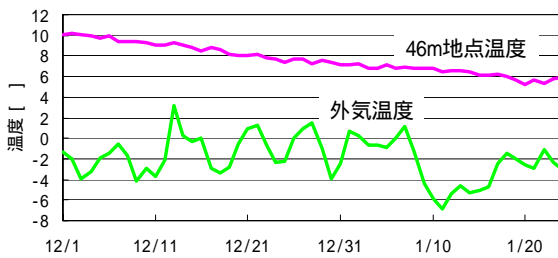


図10 46m地点の温度変化

4.2.2 換気量

現在建築基準法では0.5回/hの換気が義務付けられている。本物件において前述の換気による熱損失の低減を行った際の換気量の測定を行った。本物件では、平均天井高さが2.9m以上ある部屋が複数あり、天井高による緩和措置により、0.4回/hが最低換気回数となる部屋もある。本物件の気積は約487m³で、最低換気量は緩和措置を加味すると約222m³である。全体の換気の流れと、各点における換気量を図11に示す。全体の給気量は231.3m³/h、排気量は224m³/hであり、適正な換気量を保持していることを確認した。

表4 1月20日の温度・日射条件およびQ'・Q''

外気温度	室内温度	日射取得熱	Q'	Q''
[]	[]	[kWh]	[W/m ² /K]	[W/m ² /K]
-2.5	22.2	71.4	0.65	1.25

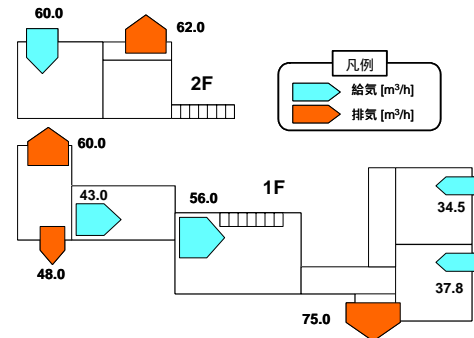


図11 換気空気の流れ

5. 1/20のエネルギーフローの検討

床暖房送水温度が30の場合のエネルギーフローの検討を行った。エネルギーフローの概要図を図12に示す。1次側のエネルギーとして、地中からの採熱が66.0kWh、電力として14.2kWh、2次側へはGSHPからの放熱が77.4kWh、日射取得熱が71.4kWh、熱損失は、換気による熱損失が4.2kWh、換気分以外の熱損失は計算値ではあるが、113.3kWhである。このとき、平均室内温度は22.2、平均外気温度は-2.5であった。加えて、代表日2007/1/20の温度条件・日射取得熱、Q'、Q''を表4に示す。ここでQ'は床暖房送水温度30で運転させた場合のGSHP出力による熱取得量を単位面積当たり換算し、熱損失係数と同じ単位で表したものを、Q''はQ'の熱取得量に日射取得熱を加味した場合の熱取得量である。設計上のQ値はQ'とQ''の間にあることが確認できた。

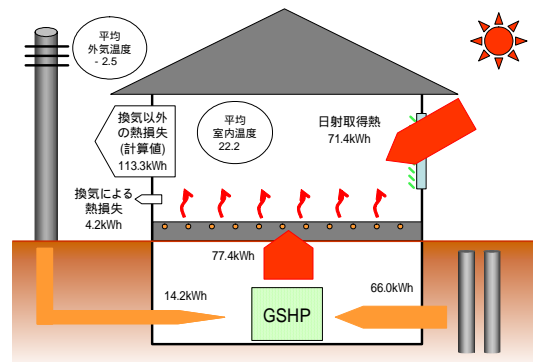


図12 エネルギーフロー

6. 総括

今回の実測調査先においてGSHPシステムは運転初年度であるため、今後実際に夏期・冬期運転を繰り返した際の地中温度状況を鑑みた検証が必要となる。特に、地中温度が最も低い場合の暖房・換気性能の検証が重要である。さらに、窓面が大きく、日射熱をパッシブに利用する場合には、昼間の余剰熱の蓄熱や再利用についても検討していくことが今後の課題となる。特に、低温暖房の設計に際しては、建物性能を含めた2次側設備の設計が重要となる。