

地中熱源と空気熱源のハイブリッド利用による空調システムの設計・運用に関する研究  
その1 処理負荷按分(熱負荷大きさ別)とシステム性能評価

Study on design and operation for hybrid heat pump applying air-source and ground source  
Part 1. Heat load proportional division and system efficiency

C. 環境工学 4. 環境工学

地中熱源 ハイブリッド  
空気熱源 システム設計  
ヒートポンプ

正会員

○ 尹 奎英\*  
松永 夏季\*\*

Gyuyoung YOON  
Natsuki MATSUNAGA

1. はじめに

地球温暖化対策に関する「パリ協定」が発効し、2020年以後の温暖化対策が急がれている。我が国は、2030年のCO2排出量を13年比26%削減する約束素案を提出し、その実現にむけて取組みを強化していく。その中で徹底的な省エネが求められており、とりわけ民生部門では2030年までに約4割の省エネ達成目標を突き付けられている<sup>1)</sup>。また、国は2020年までに新築公共建築物でZEBを達成し、2030年までに新築建築物平均でZEBを達成する目標を設定した<sup>2)</sup>。

このような背景のもと、民生部門において省エネのみならず、創エネにも目的をおいた対策が注目されている。地中熱利用ヒートポンプシステムは注目を集めるそのひとつの対策であり、コストダウンや設計・運用に関する技術はまだ途上段階にあるといえる。

本研究では、地中熱利用ヒートポンプの適切な容量設定および運用方法を提示することを目的とする。また、システムのインシヤルコスト抑制、敷地条件による設置上の制約克服をはかる、空気熱源機器と併用するハイブリッド型の地中熱利用ヒートポンプシステムに着目し、設計の考え方を検討して整理する。

本報では、ハイブリッド型の地中熱利用ヒートポンプシステムにおける設計の考え方を示し、モデル建物を対象に設計の試行を行ったので、報告する。

2. 地中熱利用ヒートポンプの最大導入比率検討

ボアホール型地中熱交換器を用いるヒートポンプシステムを採用することを前提に、異なる建物の規模と敷地条件下で導入可能な最大の容量を検討した。

まず敷地内に設置可能なボアホールの本数から採放熱量を推定し、設置可能なヒートポンプ容量を算定する(式

1)。また、対象建物の熱源容量概算値は建物規模と最大熱負荷の標準値を用いて算定し(式2)、地中熱源利用ヒートポンプの最大導入比率を算定できる(式3)。

$$HP_c = (1 - X) \cdot d \cdot l \cdot q \times \frac{COP_c}{1 + COP_c} \quad (式1)$$

$$E = L \times Y \times S \quad (式2)$$

$$\lambda_c = \frac{HP_c}{E} = \frac{(1 - X) \cdot d \cdot l \cdot q \cdot COP_c}{Y \cdot L \cdot (COP_c + 1)} \quad (式3)$$

式3に示すとおり、GSHPの最大導入比率は、ヒートポンプのCOPなどシステム設置の諸条件を固定すれば、対象建物の建ぺい率と容積率の関数となる。

図1に地中熱利用ヒートポンプ(以下、GSHPと記す)の最大導入容量比率を示す。なお、システム設置の諸条件は図中に示す通りである。建ぺい率40%、容積率300%のとき、最大導入容量比率は約20%となり、都心における一般的な敷地や建物規模下では地中熱を利用する熱源容量比の上限となる可能性がある。このように、都心においてボアホールなど地中熱交換器の設置スペースに制約をうける立地条件下では、GSHPと合わせて既存の熱源機器とハイブリッドでシステムの構築を検討することは不可欠である。

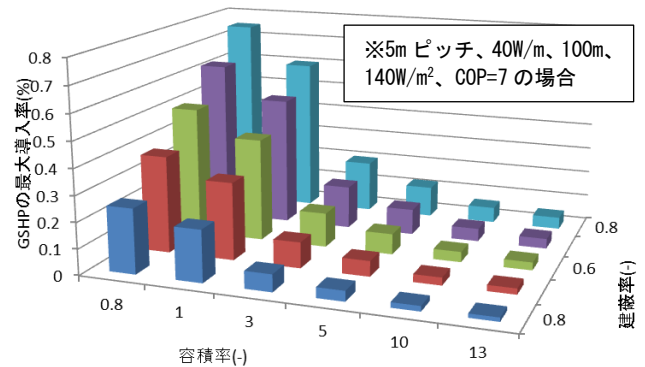


図1 地中熱利用ヒートポンプの導入可能な最大熱源比率

\* 名古屋市立大学 芸術工学研究科 准教授・博士(工学)

\*\* 名古屋市立大学 芸術工学部

Nagoya City University, Graduate School of Design and Architecture  
Associate Professor Dr. Eng.  
Nagoya City University, School of Design and Architecture

### 3. ハイブリッド熱源空調システム設計の考え方

GSHP と既存熱源機器とのハイブリッドシステムを構築する際、熱源機器の選定は、従前とおり空調熱負荷の積み上げにより熱源装置容量を算定しそれに見合う熱源機器を選定する方法による。なお、敷地条件や建物規模より定まる、GSHP の導入可能容量の上限を参考に GSHP の機器選定を行ったのちに既存の熱源機器選定を行う手順が一般的と考えられる。

ここで、GSHP は地盤をそのヒートソース・シンクとしているため、機器の能力や運転効率は地盤の動的なふる舞いに大きく影響される。このことから地盤の影響も十分考慮に入れたうえでピーク負荷時におけるシステムの信頼性確認が必要とされる。また、費用対効果の観点から GSHP の導入容量に対する適正化も重要課題であり、運用時のシステム効率に関しても検討が行われるべきである。さらには地盤への採放熱量バランスを考慮し長期的な視点から機器選定の妥当性を検討することも必要とされる。

具体的な検討内容としては、年間の空調熱負荷に対して、いつ、どれだけの負荷を地中熱原機器で処理させるかの按分計画を立案し、システム信頼性と運転効率の両面から機器選定を行うことが考えられる。

年間空調熱負荷における処理先熱源の案分方法は、熱負荷の大きさ別、空調運転期間別、空調系統別に分解してそれぞれの熱源機器に配分させる方法が考えられる。

### 4. ハイブリッド熱源空調システム設計の試行

ここでは、モデル建物を想定しハイブリッド熱源空調システムの設計を行う。なお、前述の検討内容を試行し、GSHP の処理負荷の按分方法によるピーク時のシステム信頼性と期間運転性能を評価する。

#### 4.1 モデル建物概要と空調システムの設計

図 2 にモデル建物の基準階平面図兼敷地図を示す。モデル建物は東京所在の事務所ビルであり、地上 10 階、延床面積 5734m<sup>2</sup>、56m×30m (=1680m<sup>2</sup>) の敷地を有すると想定した。なお、建ぺい率は 34%、容積率は 340%である。冷房期間は 6 月～10 月、暖房期間は 12 月～翌年 3 月までであり、中間期は空調なしとした。冷房と暖房運転期間中の設定温湿度はそれぞれ 26°C/50%、22°C/40%とし、ほかの条件は一般的事務所ビルに準じて設定した。図 3 にモデル建物の年間装置負荷 (Micro-HASP TESver.2.6 による) を示す。なお、冷房期間中の負荷は冷却負荷であり、暖房期間中の負荷は加熱負荷である。これにより、モデル建物の最大熱源負荷は冷却負荷で 812.2kW、加熱負荷で 118.6kW とした。

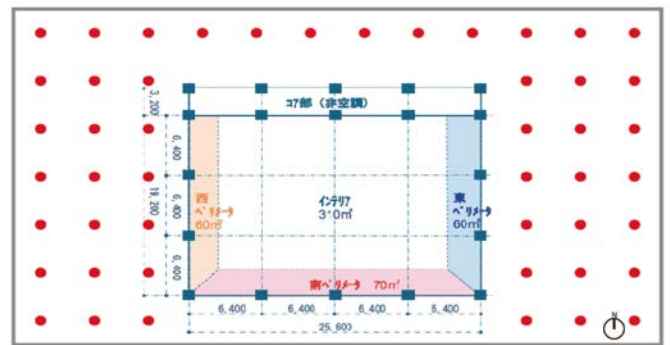


図 2 モデル建物の敷地平面図  
(図中の点はボアホール位置を示す)

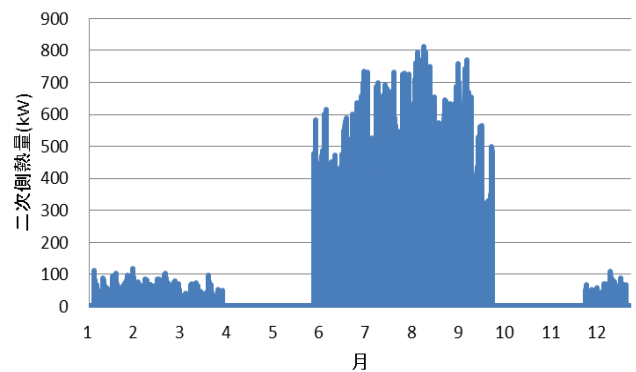


図 3 モデル建物の年間装置負荷

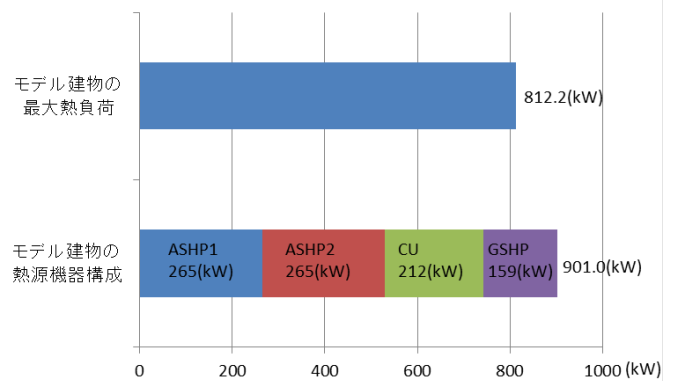


図 4 熱源負荷と熱源装置容量

また、敷地内に設置可能なボアホール数は 48 カ所であり、式 1 より接続可能な GSHP 容量は 172.9kW となる。

以上の条件下で、モデル建物の熱源機器選定を行った。なお、冷却熱源負荷をもとに選定した。その結果を図 4 に示す。GSHP の装置容量は 159kW とし、従来の熱源機器は空気熱源ヒートポンプ 2 台と空気熱源チラー (冷房専用機) 1 台とした (表 1 参照)。図 5 にシステム系統図を示す。空調一次側システムは単式ポンプ方式採用し、空調二次側システムは単一ダクト変风量+FCU とした。

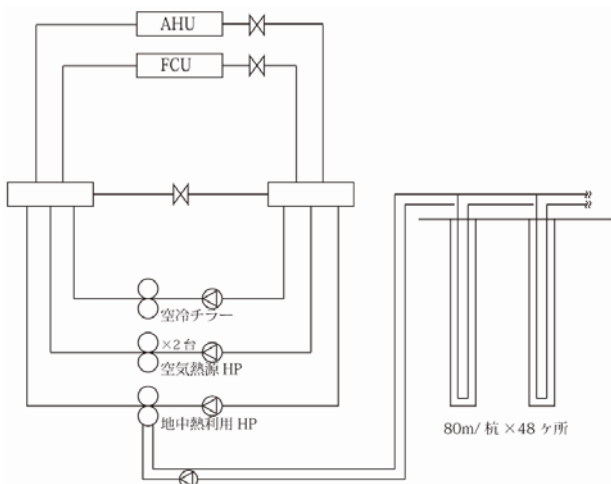


図5 システム系統図

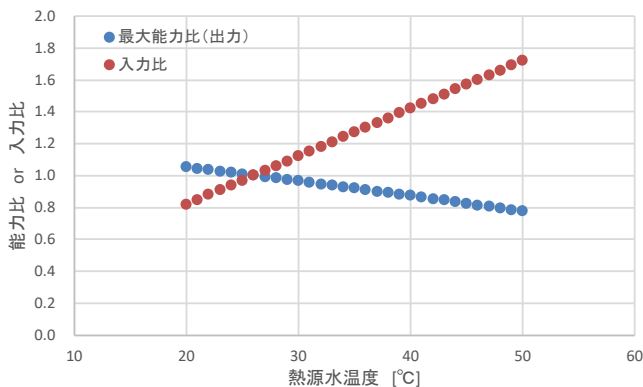


図6 GSHPの熱源水温度による能力比・入力比特性

表1 主要機器リスト（熱源システムのみ）

空冷ヒートポンプチャ- ASHP1, 2	冷却能力：265 kW 加熱能力：300kW	消費電力量 91.0kW 消費電力量 94.0kW	2台
空冷チラー CU	冷却能力：212kW 冷水水量 608 ㍓/min (7-12°C)	消費電力量 75.7kW	1台
地中熱利用ヒート ポンプ GSHP	冷却能力：159kW 加熱能力：183kW	消費電力量 32.4kW 消費電力量 45.6kW	1台
冷温水ポンプ	860 ㍓/min×470kPa 608 ㍓/min×470kPa 459 ㍓/min×167kPa		2台 1台 1台
熱源水ポンプ	549 ㍓/min×278kPa		1台

表2 検討ケース

ケース	GSHPを運転させるときの装置負荷の大きさ	熱源機器運転順位
Case-1	742kW以上	ASHP1→ ASHP2→ CU → GSHP
Case-2	530kW以上 689kW未満	ASHP1→ ASHP2→ GSHP → CU
Case-3	265kW以上 424kW未満	ASHP1→ GSHP → ASHP2→ CU
Case-4	159kW以下	GSHP → ASHP1→ ASHP2→ CU
Case-5		冷房運転時 Case-2 同様 暖房運転時 Case-4 同様

## 4.2 処理負荷の按分（熱負荷大きさ別）とケースステディ概要

図3に示した年間装置負荷に対して、4台の熱源機器への処理負荷を按分し配分させる。今回は、熱負荷の

大きさ別に按分する場合を対象とし、ケースステディを行う。熱負荷の大きさ別に按分し配分するは、熱源機器の運転優先順位を変えることで可能である。よって、表2に示すように、熱源機器の運転優先順位を変化させて、地中熱ヒートポンプを運転させる熱負荷の大きさを設定した。

## 4.3 システムの信頼性と運転性能評価

システムの信頼性及び運転性能を評価するため、年間のシステムシミュレーションを行った。なお、LCEM ツール ver3.10 を用いて、地中熱交換器を含む空調システム全体をモデル化してシミュレーションした。GSHP のオブジェクトは、熱源水温度による能力特性・入力特性を考慮できる仕様となっている（図6）。詳細については参考文献を参照されたい<sup>3)</sup>。シミュレーション期間は2年間とし、2年目の計算結果を本検討に用いた。

表3に各ケースのGSHP 運転時間と期間積算の採放熱量を示す。GSHP の運転順位を上げていくにつれ運転時間は長くなるのがわかる。GSHP の運転時間はケース1～3でそれぞれ16時間、335時間、1,083時間となり、冷房運転時のみ稼働した。暖房運転期間中においてGSHP の運転優先順位を一位としたケース4とケース5は暖房運転時も稼働した。また、期間積算の採放熱量はGSHP の運転時間に比例して増大した。

表中の各ケースにおける期間積算採放熱量を見ると、熱負荷冷暖比のゆえに、採熱量と放熱量とのバランスをとることは難しいことがわかる。採熱量に対する放熱量の比がもっとも小さいのはケース5であり、約3倍となった。よって、長期的な熱源水推移とシステム挙動について検討が必要である。

システムの信頼性を検討するために、各ケースにおける冷房ピーク時（8月14日9時）の熱源機器製造熱量合計値を確認した。その結果、いずれのケースにおいて熱源水上昇（降下）による熱源機器の能力不足は生じておらず、システムの信頼性は確保されていることが確認できた。また、年間を通して熱源機器の能力不足による未処理負荷の発生は見受けられなかった。

表3 各ケースにおけるシミュレーション結果

ケース	GSHP 運転時間[h]		期間積算採放熱量[MWh]	
	冷房	暖房	放熱	採熱
Case-1	16	0	2,770	0
Case-2	335	0	51,178	0
Case-3	1,083	0	165,879	0
Case-4	1,190	1,049	178,164	17,943
Case-5	335	1,049	52,412	17,916

図7に各ケースにおける年間一次エネルギー消費量比較を示す。ケース1の一次エネルギー消費量は約268MWh、ケース2では約261MWhとなりケース1に比して約2.6%減となった。これは、ほかの熱源機器より運転効率の高いGSHPの稼働時間が長くなったためといえる。これに対して、ケース3においては、GSHPの稼働時間がさらに長くなったにもかかわらず、一次エネルギー消費量はわずかに増えた。これは、地中への放熱量増大に伴い熱源水温度が上昇し(図8)、地中熱ヒートポンプの運転効率が低下したことが原因と考えられる。図9からもわかるように、ケース2におけるGSHPのCOPは比較的高く推移し冷房運転期間平均で約6.5となった。これに対してケース3のGSHPのCOPは同期間平均で約4.3となった。ケース4では、一次エネルギー消費量は約234MWhとなり、ケース1に比べて12.6%と大幅に低減された。これは、GSHPの運転優先順位がもっとも高く、暖房運転期間中においても稼働することとなったためである。ケース5は、冷房運転期間中はケース2と同様の運転順位で、暖房運転期間中にはケース4の条件で稼働させたケースであり、検討ケースの中で最も小さい一次エネルギー消費量となった。

各ケースにおけるシステムCOP(図7参照)はケース1の0.78に対して、GSHP運転時間が増えるケース2、3の順に効率向上がみられた。また、GSHPの暖房時運転が加わるケース4、5ではより大きい効率向上が期待できる結果となった。ケース5のシステムCOPは0.90と最も高い運転効率となった。

## 5. まとめ

本報では、空気熱源と地中熱源を併用するハイブリッド型地中熱利用ヒートポンプシステムに着目し、その設計の考え方を検討した。空気熱源と地中熱源の処理負荷における按分計画を立案し、システムの信頼性及び運転性能を確認した。今後は、同様な考え方にもとづいて適正な地中熱源機器の導入容量を検討する予定である。

### 【参考文献】

1. 地球温暖化対策推進本部日本の約束素案、2015.7.17
2. 「低炭素社会に向けた住まいと住まい方」の推進方策について中間とりまとめ、「低炭素社会に向けた住まいと住まい方」の推進会議、2012.7
3. 田口、尹ほか、地中熱利用ヒートポンプシステムシミュレーションのためのモデル開発(第1報)円筒座標系を用いた地中熱交換器のマイクロモデル開発、空気調和・衛生工学会大会、2010.9

### 【記号】

λ: 導入可能なGSHP容量[%],HP: 接続可能なGSHP容量[W],E: 建物の熱源機器総容量[W],X: 建蔽率[%],Y: 容積率[%],d: 1㎡当たりの地中熱交換器本数(0.016[本/㎡]: 8mピッチの場合、0.04[本/㎡]: 5mピッチの場合),l: 地中熱交換器長さ[m],q: 地中熱交換器1m当たりの採放熱量[30~40W/m],COP: ヒートポンプの成績係数(5~7),L: 単位床面積当たりの冷暖房負荷(冷房:140~170[W/㎡]暖房:110~150[W/㎡])

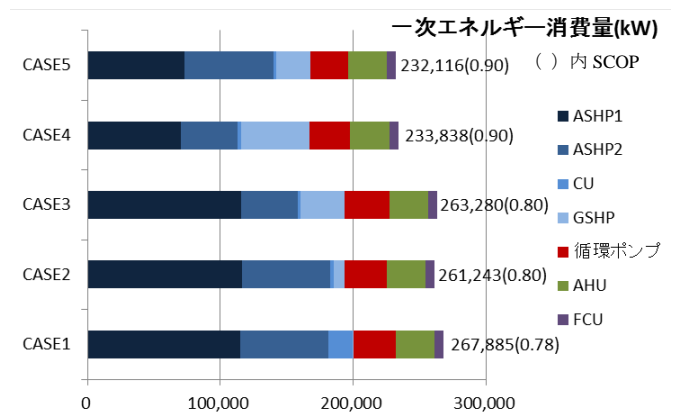


図7 各ケースにおける年間一次エネルギー消費量

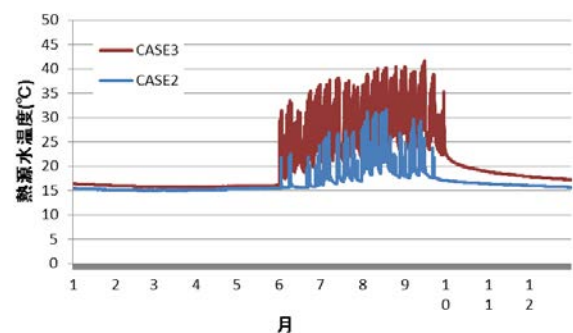
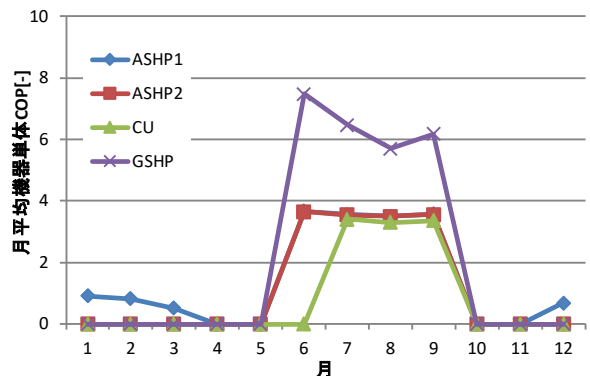
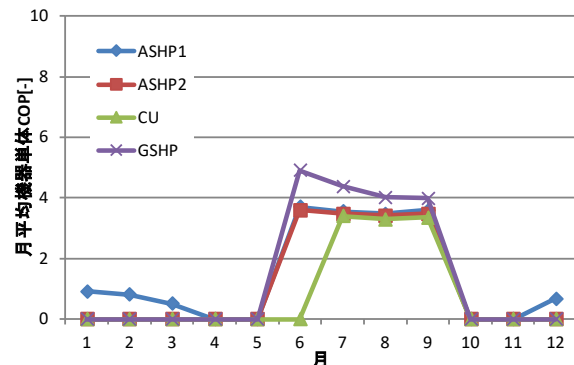


図8 ケース2, 3における熱源水温度経時変化



(a) ケース2



(b) ケース3

図9 ケース2, 3における月平均の機器単体COP