

# 鋼管杭を有効利用した 地中熱利用システムの開発

～システムを高速かつ的確に評価し得る設計支援ツールの実用化～

Development of the ground thermal energy system using steel foundation piles  
～Practical application of a design tool～

中村 靖\* Yasushi Nakamura  
建築・鋼構造事業部 総合建築部  
シニアマネージャー

## 抄 録

高効率な暖冷房運転が可能である地中熱ヒートポンプシステムの地中熱交換器に鋼管基礎杭を用いることにより、設置コストの削減が可能なシステムの開発を行った。その開発の一環として、実務者が地中熱ヒートポンプシステムの導入の際に必要なシステムを高速かつ的確に評価しうる設計支援ツールを実用化した。本報告では、まず、設計支援ツールの計算概要について述べた。さらには、札幌市立大学桑園キャンパスの鋼管基礎杭を使用した地中熱ヒートポンプシステムを設計の事例として取り上げ、運転シミュレーションを行った。その結果、地中からの採熱量が放熱量を大幅に上回っていても、長期的な温度低下が起こらず、システムの運転が行えることを確認できた。また、ヒートポンプ単体の冬期暖房時の平均 COP は3.9、ガス焚きの温水発生機と比較した暖房時の CO<sub>2</sub> 排出量削減効果は約40%となり、従来の暖房システムと比較して高効率な運転が行えることが示された。

## Abstract

The authors have been applied steel foundation piles to the ground heat exchangers of the ground source heat pump(GSHP)system and reduced the installation cost. As one part of this research, a design tool for the GSHP system was put into practical use. By using the design tool, the engineer who design the GSHP system can promptly and adequately simulate the system performance. In this paper, the calculation method of design tool was described. In addition, a design of GSHP system installed in Soen campus of Sapporo City University was introduced as the actual example. The result shows that the GSHP system can operate long term although heat extraction from the ground is more than heat injection. The average COP during heating period and effect of CO<sub>2</sub> reduction compared to the gas system are calculated as 3.9 and 40%, respectively. These indicate that the GSHP system can operate with higher efficiency.

## 1 緒言

近年、CO<sub>2</sub>などの温室効果ガスによる地球温暖化を防止することが、環境問題の最重要課題の一つとして挙げられている。しかしながら、我が国において建物の暖冷房給湯が大きな割合を占める民生部門のCO<sub>2</sub>排出量は、2003年度時点で1990年と比較して3割以上増大しており、これに対応することが急務となっている。

地中熱ヒートポンプ(Ground Source Heat Pump: 以下GSHPとする)システムは高効率な暖冷房運転が可能で熱源システムとして、そのCO<sub>2</sub>排出量の削減に有効な手段の一つとして考えられているが、地中熱交換器の設置コストが高価であることなどの理由により、2001年時点で我が国での導入件数は50程度にとどまっていた。設置コストの削減には建物の基礎杭を地中熱交換器として用いる方法が効果的であると1960年代から考えられており、さらに鋼管基礎杭については、内部が中空であるため、U字管などの設置が容易であること、内部に水を充填することで自然対流により地中との熱交換を促進できるなどといった長所を有している。従って、設置コストなどの経済性や施工性、採熱性能の点から鋼管基礎杭を用いたGSHPシステムは今後導入が有望であるといえる。

GSHPシステムを導入するにあたって、設計を行うことになるが、GSHPシステムは地中の温度変化を予測することが難しいといわれており、実務者が建物側の熱負荷に対して、地中温度変化やGSHPシステムの性能を予測することができる設計支援ツールが必要となっている。しかしながら、国内では本格的にGSHPシステムの普及に至っておらず、このようなツールは開発されていなかった。また、GSHPシステムが日本より普及している欧米においても、建物基礎杭を地中熱交換器として用いるようになったのは最近であることから、基礎杭に対応できるものはない。

そこで本研究では、実務者が扱うことが可能であり、かつ繰り返し計算などが行える計算速度と設計条件を反映できる正確性を有するGSHPシステムの設計支援ツールの開発を行った。本報では設計支援ツールの計算概要と、ツールを用いたGSHPシ

ステム設計の事例などについて紹介する。

## 記号

$A$ : 面積	[m <sup>2</sup> ]
$a$ : 温度伝播率	[m <sup>2</sup> /s]
$c_p$ : 定圧比熱	[kJ/(kg·K)]
$E$ : 消費電力	[W]
$G$ : 体積流量	[m <sup>3</sup> /s]
$G_r$ : グラスホフ数	[-]
$g$ : 重力加速度	[m/s <sup>2</sup> ]
$h_H$ : 放熱器性能(室温と温水温度の差 $\Delta T$ あたりの放熱量)	[W/K]
$J_x$ : $x$ 次の第一種ベッセル関数	
$K$ : 熱貫流率	[W/(m <sup>2</sup> ·K)]
$L$ : 長さ	[m]
$N_u$ : ヌセルト数	[-]
$Q$ : (採)熱量	[W]
$q$ : 熱流	[W/m <sup>2</sup> ]
$q_0$ : 単位熱流(=1)	[W/m <sup>2</sup> ]
$q'$ : 単位長さあたりの熱量	[W/m]
$q^*$ : 無次元化した熱流(= $q/q_0$ )	[-]
$Re$ : レイノルズ数	[-]
$Ra$ : レイリー数	[-]
$r$ : 径方向距離、半径	[m]
$r^*$ : 無次元距離(= $r/r_{p-out}$ )	[-]
$T$ : 温度	[°C]
$T^*$ : 無次元温度(= $\lambda \Delta T/r/q$ )	[-]
$t$ : 時間	[s]
$t^*$ : フーリエ数(= $at/r^2$ )	[-]
$V$ : 体積	[m <sup>3</sup> ]
$x$ : 固有値	
$Y_x$ : $x$ 次の第二種ベッセル関数	
$\alpha$ : 対流熱伝達率	[W/(m <sup>2</sup> ·K)]
$\beta$ : 体膨張係数	[K <sup>-1</sup> ]
$\lambda$ : 熱伝導率	[W/(m·K)]
$\rho$ : 密度	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\tau$ : 時間に関する変数	
$\tau^*$ : 無次元化した時間に関する変数(= $at/r^2$ )	[-]
$\nu$ : 動粘性係数	[m <sup>2</sup> /s]
添え字	
$ave$ : 平均値	
$d$ : 埋設管間隔	

$f$  : 熱媒(水または不凍液)

$fw$  : 熱媒流体から水

$p$  : 地中熱交換器(埋設管)

$s$  : 土壌

$in$  : 入口

$out$  : 出口

$U$  : U字管

$U_p$  : U字管表面から地中熱交換器表面

$U_w$  : U字管表面から水

$pw$  : 地中熱交換器表面から水

$w$  : 水

$-out$  : 外側

$-C$  : 円筒熱源に対する温度応答

$-L$  : 線熱源に対する温度応答

$1$  : 一次側(採熱側)

$2$  : 二次側(建物側)

## 2 地中温度の計算方法

### 2.1. 単独埋設の地中熱交換器の採放熱に対する地中温度計算

本ツールでは土壌を等方均質な固体として扱う。また、地中熱交換器(ボアホールまたは基礎杭)はその地中に埋設された無限長さの中空円筒とみなす。これにより、地中熱交換器周囲の地中熱移動は円筒座標系の軸対称二次元の非定常熱移動問題として取り扱うことができる。また、GSHP システムの運転を想定した場合には、地中熱交換器の採放熱量、すなわち表面熱流が変動するが、それについては重ね合わせの原理を適用し対応する。以上より、採放熱量が時刻毎に変動する場合の地中熱交換器  $\Delta T_s(r_{p-out}, t)$  は次式によって計算できる。

$$\Delta T_s(r_{p-out}, t) = \frac{2Q_p}{\pi A_{p-out} \lambda_s} I(r_{p-out}, t) \quad (1)$$

ここで、

$$I(r, t) = \int_0^{\infty} (1 - e^{-asx^2t}) \frac{J_0(xr) Y_1(xr_{p-out}) - Y_0(xr) J_1(xr_{p-out})}{x^2 [J_1^2(xr_{p-out}) + Y_1^2(xr_{p-out})]} dx$$

である。また、本ツールではこの計算を高速化させるため、無次元数としてフーリエ数  $t^* = ast/r_{p-out}^2$  と無次元温度  $T_s^* = \lambda_s \Delta T_s / r_{p-out} / q'_p$  を導入し、図1

に示される  $t^*$  の変化に対する  $T_s^*$  の変化の近似式を作成した。さらに、これを時間毎の熱流に対して重ね合わせることにした。この近似式から得られる  $T_s^*$  を用いることによって、埋設管の表面温度  $\Delta T_s(r_{p-out}, t)$  は次式により計算できる。

$$\Delta T_s(r_{p-out}, t) = \frac{r_{p-out} q_0 \Delta T_s^*(1, t^*)}{\lambda_s} \quad (2)$$

ただし、

$$\Delta T_s^*(1, t^*) = \sum_{\tau^*=0}^{t^*} q^*(t^* - \tau^*) \frac{\partial T_s^*(1, \tau^*)}{\partial \tau^*}$$

である。また、 $q^*(t^*) = q(t)/q_0$  である。

### 2.2. 複数埋設した地中熱交換器の採放熱に対する地中温度計算

地中に埋設した地中熱交換器を無限固体内中に存在する中空円筒としてみなした場合、複数管問題のように埋設管半径  $r_{p-out}$  に対して、埋設管同士の距離  $r_d$  が十分に大きい場合には、周囲の埋設管の採熱による影響を、無限線熱源に対する温度応答とみなすことにより、空間内温度場の重ね合わせを適用することが可能であると考えられる。図2に示される通り、注目する半径  $r_{p-out}$  の埋設管を  $i$  として、埋設管  $i$  を含めて半径  $r_{p-out}$  の埋設管を  $h$  本任意に地中に埋設したとする。このとき、埋設管  $i$  の管表面温度変化  $\Delta T_{si}(r_{p-out}, t)$  は全ての埋設管の温度応答を足し合わせた式(3)によって表すことができる。

$$\Delta T_{si}(r_{p-out}, t) = \sum_{j=1}^h \Delta T_{s-L}(r_{dij}, t) + \Delta T_{s-C}(r_{p-out}, t) \quad (3)$$

ここで、 $i$  は注目する埋設管、 $j$  は周囲の埋設管である。また、 $j \neq i$  である。さらに、埋設管表面の熱流  $q$  (線源の場合には単位長さあたりの熱量  $q'$ ) が経過時間  $t$  に対して変動する場合、 $\Delta T_{s-C}(r_{p-out}, t)$ 、 $\Delta T_{s-L}(r, t)$  はそれぞれ次式によって計算できる。

$$\Delta T_{s-C}(r_{p-out}, t) = \frac{r_{p-out} q_0 \Delta T_{s-C}^*(1, t^*)}{\lambda_s} \quad (4)$$

$$\Delta T_{s-L}(r, t) = \frac{r_{p-out} q_0 \Delta T_{s-L}^*(r^*, t^*)}{\lambda_{es}} \quad (5)$$

ここで、

$$\Delta T_{s-C}^*(1, t^*) \cong \sum_{\tau^*=0}^{t^*} q^*(t^* - \tau^*) \frac{\partial T_{s-C}^*(1, \tau^*)}{\partial \tau^*}$$

また、

$$\Delta T_{s-L}^*(r^*, t^*) \cong 0 \quad (t^* < 0.05)$$

$$\Delta T_{s-L}^*(r^*, t^*) \cong \sum_{i=1}^m \Delta T_{s-L_i}^* \quad (0.05 \leq t^* < 1.0)$$

$$\Delta T_{s-L}^*(r^*, t^*) \cong \sum_{i=1}^k \Delta T_{s-L_i}^* + \sum_{\tau^*=1}^{t^*} q^*(t^* - \tau^*) \frac{\partial T_{s-C}^*(1, \tau^* r^{*2})}{\partial (\tau^* r^{*2})}$$

( $t^* \geq 1.0$ ,  $k$  は任意の定数)

ただし、

$$\Delta T_{s-L_i}^* \cong \sum_{\tau^*=t_{i-1}^*}^{t_i^*} q^*(t^* - \tau^*) \frac{\partial T_{s-L}^*(r^*, \tau^*)}{\partial \tau^*}$$

$$\cong \bar{q}_i^*(T_{s-L}^*(r^*, t_i^*) - T_{s-L}^*(r^*, t_{i-1}^*))$$

また、 $q^*(t^*) = q(t)/q_0$ である。以上の計算手法を用いることで複数埋設管の採放熱に対する地中温度変化が高速で計算できるようになる。

### 3 地中熱ヒートポンプシステム運転シミュレーション計算

前述した地中温度計算方法を用いて、GSHP システムの年間運転シミュレーション計算を行う。GSHP システムの構成は図3に示す通りであり、主に二次側(室内側)、ヒートポンプ、地中熱交換器の三部分で構成される。以下にシミュレーション中で用いられる各要素の計算式を示す。

#### (1) 二次側(室内側)

室内側の熱負荷 $Q_2$ は予め時刻毎に計算したものを与える。また、二次側の放熱器がファンコイルユニットのような冷温水を送水する機器を想定した場合、ヒートポンプ二次側の出口温度は下式を満たすように計算する。

$$\Delta T = \frac{Q_2}{\sum_i h_{Hi}} \left( \Delta T = \frac{T_{2out} + T_{2in}}{2} - T_r \right) \quad (6)$$

$$Q_2 = c_{p2f} \rho_{2f} G_{2f} (T_{2out} - T_{2in}) \quad (7)$$

一方で、 $T_{2out}$ は一定に制御されることもあるため、この場合は一定とする。

#### (2) ヒートポンプ

ヒートポンプの成績係数(COP)はヒートポンプ一次側入口温度 $T_{1in}$ と二次側の出口温度 $T_{2out}$ によって決定されるとすれば、

$$\eta = f(T_{1in}, T_{2out}) \quad (8)$$

と表せる。さらに、ヒートポンプ消費電力 $E$ は以下の式で求めることができる。

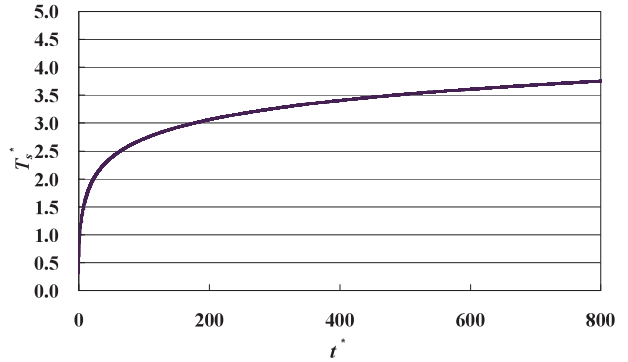


図1 無限円筒表面熱流の温度応答  
Fig. 1 Surface temperature of the follow cylinder in the infinite solid with constant heat flux at the surface

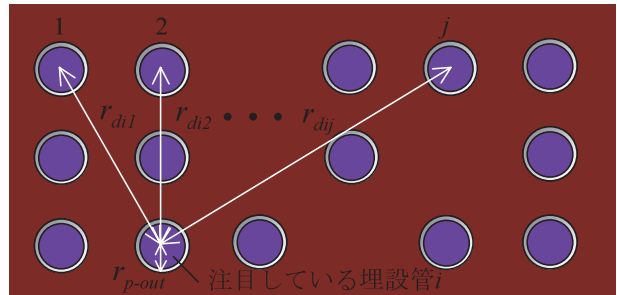


図2 地中に埋設された複数管と埋設管間隔 $r_{dij}$   
Fig. 2 Multiple ground heat exchangers buried in a random layout

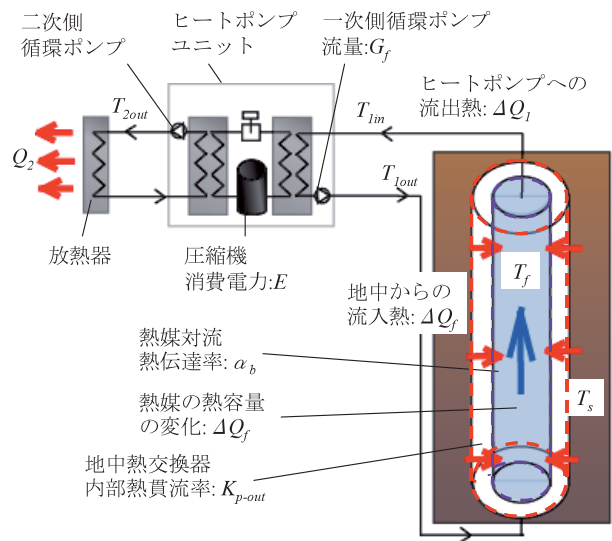


図3 GSHP システム運転シミュレーションの系統図  
Fig. 3 Calculation diagram of a typical GSHP system

$$E = \frac{Q_2}{\eta} \quad (9)$$

次に、暖房時のヒートポンプ一次側蒸発器における採熱量(交換熱量) $Q_1$ は $Q_2$ と $E$ を用いることで次式により計算することができる。

$$Q_1 = Q_2 - E \quad (10)$$

となる。一方、冷房時の場合、ヒートポンプ一次側凝縮器における放熱量(交換熱量) $Q_1$ は、

$$Q_1 = Q_2 + E \quad (11)$$

となる。さらに、 $Q_1$ は、

$$Q_1 = c_{p1f}\rho_{1f}G_{1f}(T_{1in} - T_{1out}) \quad (12)$$

と表すこともできるので、ヒートポンプ1次側出口温度 $T_{1out}$ は、次式により計算できる。

$$T_{1out} = T_{1in} - \frac{Q_1}{c_{p1f}\rho_{1f}G_{1f}} = T_{1in} - \frac{Q_2 + E}{c_{p1f}\rho_{1f}G_{1f}} \quad (13)$$

### (3) 地中熱交換器

地中熱交換器内の熱媒を図3にあるように集中定数系とみなして、微小時間 $\Delta t$ 内の熱収支を考えた。

地中熱交換器内部熱媒の熱容量の変化 $\Delta Q_f$ は、ヒートポンプへの流出熱量 $-\Delta Q_1$ と、地中からの熱流量 $\Delta Q_p$ との和となる。

$$\Delta Q_f = -\Delta Q_1 + \Delta Q_p \quad (14)$$

ただし、

$$\Delta Q_1 = Q_1 \times \Delta t$$

ここで、 $\Delta Q_f$ は地中熱交換器の熱媒の温度変化によるものなので、次式が得られる。

$$\Delta Q_f = c_{p1f}\rho_{1f}V_f\Delta T_f \quad (15)$$

一方、地中熱交換器の熱媒の温度 $T_f$ を一様と考えて熱収支をとると、地中から熱交換器への流入または、流出する熱量 $\Delta Q_p$ は次式となる。

$$\begin{aligned} \Delta Q_p &= \{K_{p-out}A_{p-out}(T_s(t, r_{p-out}) - T_f)\} \times \Delta t \\ &= Q_p \times \Delta t \end{aligned} \quad (16)$$

式に微分概念を取り入れ、式を変形させると次の微分方程式が得られる。

$$\begin{aligned} c_{p1f}\rho_{1f}V_f\frac{dT_f}{dt} &= -c_{p1f}\rho_{1f}G_{1f}(T_{1in} - T_{1out}) \\ &\quad + K_{p-out}A_{p-out}(T_s(r_{p-out}, t) - T_f) \end{aligned} \quad (17)$$

このとき地中熱交換器外表面温度 $T_s(r_{p-out}, t)$ は式(1)から求めることができるが、ここで、暖房時の長さあたり採熱量を $q_p$ とすれば、 $q'_p = -q_p$ となる。従って、式中の $q'_p$ は $q'_p = -q_p = -Q_p/A_{p-out}$ として計算が可能である。これらの結果としてGSHPシステム全体の運転評価が可能になる。

また、複数埋設管の場合については、地中に埋設される地中熱交換器の仕様・長さ・口径が全て同様であると仮定し、図4に示す通り、地中熱交換器を並列、直列にそれぞれ $u$ 本、 $v$ 本配列した場合を想定する。並列回路については、回路数に応じて流量

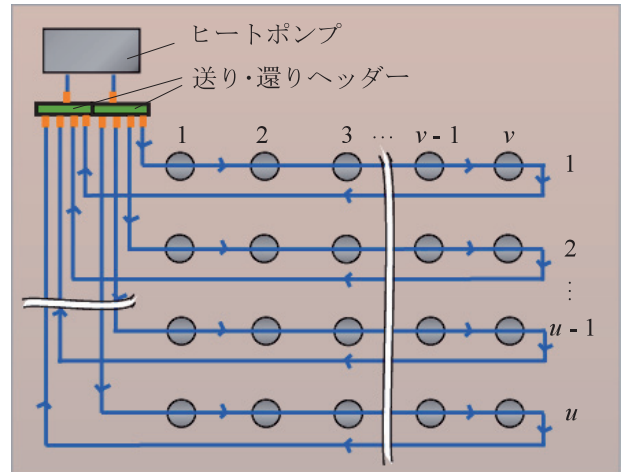


図4  $u \times v$ 本の並列・直列回路を有する複数埋設管  
Fig. 4 Multiple ground heat exchangers with parallel and series circuits

を分割する。すなわち、総流量が $G_{1f}$ であるならば、一回路あたりの流量は $G_{1f}/u$ となる。一方、直列回路の場合には、直列に配管した $v$ 本の地中熱交換器を合計長さの等しい一本の地中熱交換器とみなして、その内部熱媒の熱容量の変化を考える。また、地中熱交換器の仕様・長さ・口径が同様であるという仮定から、 $V_f = V_{f,1} = \dots = V_{f,w} = \dots = V_{f,v}$ 、 $A_{p-out} = A_{p-out,1} = \dots = A_{p-out,w} = \dots = A_{p-out,v}$ となる( $0 \leq w \leq v$ )。これらのことから、全ての回路において、次式が成り立つ。

$$\begin{aligned} c_{p1f}\rho_{1f}V_{fv}\frac{dT_f}{dt} &= -c_{p1f}\rho_{1f}\frac{G_{1f}}{u}(T_{1in} - T_{1out}) \\ &\quad + K_{p-out}A_{p-outv}(T_s(r_{p-out}, t) - T_f) \end{aligned} \quad (18)$$

地中温度については、式右辺第2項より求められる $q_p$ を式(3)~(5)に与えることによって、算出可能となる。また、式(18)の $T_s(r_{p-out}, t)$ については、それぞれの埋設管について式(3)で算出した $\Delta T_{s,i}(r_{p-out}, t)$ を平均して求める。

$$T_s(r_{p-out}, t) = T_{s0} + \frac{\sum_{i=1}^{u \cdot v} \Delta T_{s,i}(r_{p-out}, t)}{u \cdot v} \quad (19)$$

ここで、 $T_{s0}$ は初期地中温度である。

## 4 鋼管杭間接熱交換型熱交換器の内部熱移動計算

鋼管杭を地中熱交換器として用いた場合、U字管を挿入し、水を充填する間接熱交換型地中熱交換器が、密閉回路で水質管理が行い易いという利点を

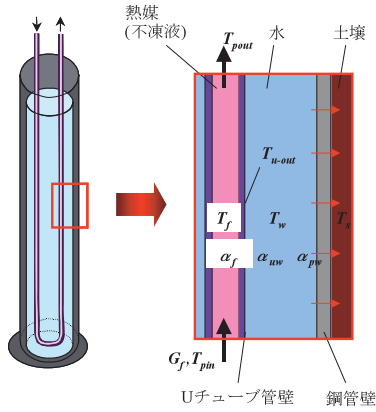


図5 間接熱交換型地中熱交換器計算概要図  
Fig. 5 Calculation diagram of indirect type ground heat exchanger

持っているため、今後採用する可能性が最も高い方式となる。しかしながら間接熱交換型熱交換器においても、鋼管杭口径が大きくなるほど、内部に充填した水の熱容量が無視できなくなる。そこで内部に充填した水の熱容量を加味した内部熱移動の計算手法を構築する。

間接熱交換型熱交換器の計算概念図を図5に示す。間接型の場合、内部充填水の縦方向の温度分布が非常に小さいことが試験結果より示されているため、計算では充填水温度は一樣(集中定数系)として扱った。また、上下方向の熱移動は考えず、水平方向のみの熱移動を考慮した。これより、各部において以下の熱収支式が成り立つ。

Uチューブ内では内部熱媒を集中定数系とみなす事で、熱媒熱容量の変化は下式の通りとなる。

$$c_{pf} \rho_f V_f \frac{dT_s}{dt} = c_{pf} \rho_f G_f (T_{pin} - T_{pout}) + K_{u-out} A_{u-out} (T_w - T_f) \quad (20)$$

鋼管内も同様に内部充填水を集中定数系として扱う事により、充填水の熱容量の変化を次式で表す事が可能となる。

$$c_{pw} \rho_w V_w \frac{dT_w}{dt} = K_{u-out} A_{u-out} (T_f - T_w) + K_{p-out} A_{p-out} (T_{p-out} - T_w) \quad (21)$$

なお、式(20)中の  $K_{p-out} A_{p-out} (T_{p-out} - T_w)$  が、上記の地中温度計算手法の、無限円筒表面に与えられる熱流となる。

また、U字管外表面と充填水、鋼管杭内表面と充填水の間が発生する自然対流は、鋼管杭の口径が大

きい場合にはそれぞれが干渉することはないため、独立して対流熱伝達率を求めればよいことが明らかとなっている。対流熱伝達率は以下の式により求められる。

$$\alpha_{Uw} = N_{uUw} \lambda_w / L_p \quad (22)$$

$$N_{uUw} = 0.13 (Pr_w Gr_{Uw})^{1/3} \quad (23)$$

$$Pr_w = V_w / a_w \quad (24)$$

$$Gr = L_p^3 g_w \beta_w |T_w - T_{U-out}| / \nu_w^2 \quad (25)$$

$$\alpha_{pw} = N_{upw} \lambda_w / L_p \quad (26)$$

$$N_{upw} = 0.13 (Pr_w Gr_{pw})^{1/3} \quad (27)$$

$$Gr = L_p^3 g_w \beta_w |T_{p-in} - T_w| / \nu_w^2 \quad (28)$$

一方、 $K_{u-out}$ を算出する際には、Uチューブ表面温度  $T_{u-out}$ を算出する必要がある。Uチューブ内外の熱収支  $Q_{fw}$  が、

$$Q_{fw} = K_{u-out} A_{u-out} (T_w - T_b) = \frac{1}{\left\{ r_{u-out} \left( \frac{1}{\lambda_u} \ln \frac{r_{u-out}}{r_{u-in}} + \frac{1}{r_{u-in} \alpha_f} \right) \right\} A_{u-out} (T_{u-out} - T_f)} \quad (1)$$

$$= \alpha_{uw} A_{u-out} (T_w - T_{u-out}) \quad (2) \quad (29)$$

と表されるが、上式において①と②が等しくならなければならない。そこで繰り返し計算によって上の等式が成り立つような  $T_{u-out}$  を導出する。

## 5 地下水流れを有する場合の地中温度計算

地盤において地下水流れが存在する場合、地下水による移流の効果で地中温度の変化が抑制されることが明らかとなっている。一方、地下水流れを水平方向に平行な定常流れと想定できる場合には、地中温度は温度応答を重ね合わせる手法によって計算できると考えられる。しかしながら、地下水流れが存在する場合の円筒周囲の温度応答については、理論解析で求めることは困難となっており、また、数値解析は温度応答を再現することは可能であるものの、計算時間の観点からツール内で応用することは難しい。そこで、本研究では理論解析で計算した温度応答と、数値解析により計算した地下水流れを有する円筒熱源周囲の温度応答を予め比較し、補正係数を各種パラメータに対する近似式として算出しておき、これをツール内で使用することによって、地下水流れの存在する場合の温度応答を再現することとした。

まず、単独埋設管を想定した場合、埋設管表面の一定加熱時における温度応答については、図6に示されるように、地下水流れが無い場合は無限円筒理論、地下水流れを有する場合には数値計算によって計算することが可能である。このように数値計算によって得られる地下水流れを有する場合の温度応答から、地下水流れの無い場合の温度応答を除すことによって補正係数を求め、近似式として算出し、ツール内で与えることにした。

また、複数埋設管を用いる場合には、周囲の埋設管の採放熱の影響については、全ての影響、すなわち温度応答を足し合わせる式(3)によって計算する。しかし、周囲の温度応答についても地下水流動の影響が現れるため、これについては図7で示されるような移動線熱源の温度応答と、数値計算によって得られる円筒熱源周囲の温度応答を比較することによって補正係数を求め、ツール内で計算される移動線熱源の温度応答に補正係数を与えることによって

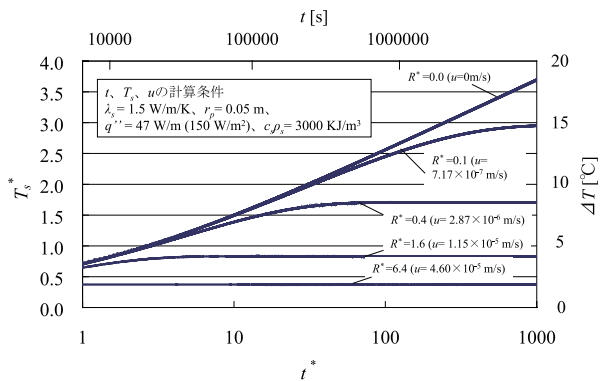


図6 地下水流速に対する、一定加熱時の地中熱交換器周囲の温度応答

Fig. 6 Surface temperature of the follow cylinder with constant heat flux at the surface according to ground water velocity

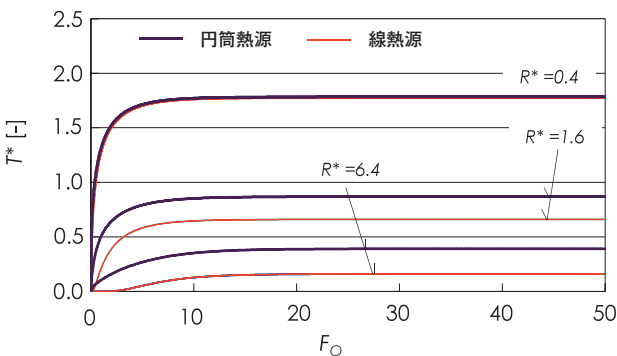


図7 無次元数F0に対する無次元温度T\*swflとT\*swfc変化  
Fig. 7 Variation of Non-dimensional temperatures T\*swfl and T\*swfc according to Non-dimensional time F0

算出した。

## 6 地中熱ヒートポンプシステム設計事例

### 6.1. 実施物件概要

図8に示される札幌市立大学桑園キャンパス教官棟は、鋼管基礎杭を地中熱交換器として用いたGSHPシステムが導入された最初の事例であり、この物件のGSHPシステムの設計は、開発したツールによる基本設計に基づき行われている。以下に、その設計概要について紹介する。

### 6.2. 地中熱ヒートポンプシステムおよび設計概要

建築概要を表1に、平面図を図9に示す。新築となる教官棟は2階建ての低層部と4階建ての高層部からなり、高層部に51本の鋼管基礎杭が使用された。鋼管基礎杭の杭伏図を図10に示す。札幌市立大学桑園キャンパス構内の地質柱状図を図11に示す。図11に示すように鋼管基礎杭は深さ4m地点から埋設された。鋼管杭の口径はφ600~800mmである。図11に示す通り、地層は深さ10mまで礫混じり砂層で、それ以下は礫層となっている。そのため鋼管杭の平均長さは6.2mとなり、それにコンクリート充填を行う杭頭部1mと先端羽根部0.5mを除いた部分が地中熱交換器として使用する有効長さ



図8 札幌市立大学桑園キャンパス外観  
Fig. 8 Appearance of new building in Soen campus of Sapporo City University

表1 建築概要  
Table 1 Outline of new building in Soen campus

建築名称	札幌市立大学桑園キャンパス教官棟
竣工	2006年3月31日
所在地	札幌市中央区北11条西13丁目
敷地面積	53,009m <sup>2</sup>
建築面積	1,858m <sup>2</sup>
延床面積	4,862m <sup>2</sup>
階数	地上4階

となった。有効長さは平均4.7mであり、全杭についてそれを合計した総有効長さは239.7mとなった。鋼管杭の仕様は水質管理が容易な間接型を採用し、Uチューブの本数については、Uチューブを2組挿入すれば直接型と比較してもさほど遜色のない採熱量が得られることから、2組を挿入することとした。

地盤条件については、有効熱伝導率と地下水流速は熱応答試験の結果をもとにそれぞれ2.1W/(m·

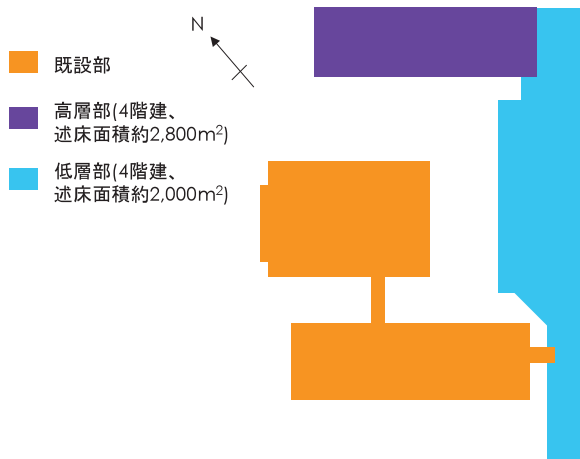


図9 札幌市立大学桑園キャンパス平面図  
Fig. 9 Plane view in Soen campus

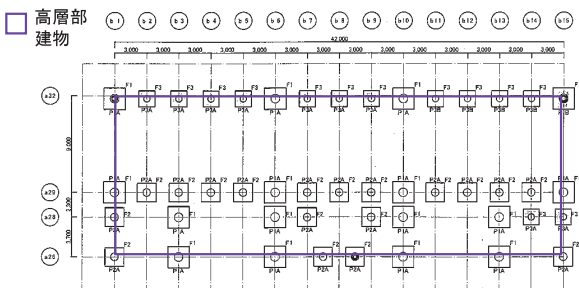


図10 鋼管基礎杭杭伏図  
Fig. 10 Arrangement of steel foundation piles

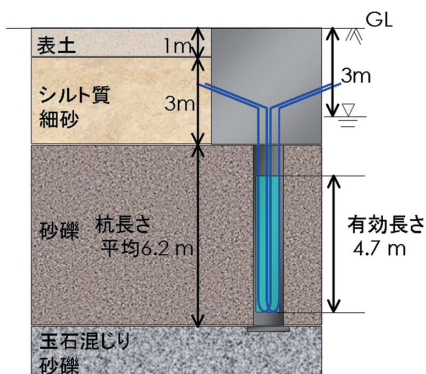


図11 構内の地質柱状図  
Fig. 11 Geological condition in Soen campus

K)と40m/年と推測された。また、地中の熱容量は地質より3000kJ/m<sup>3</sup>/K程度と推測され、地中温度は観測孔の水温から12.1℃と推測された。

これらをもとにGSHPシステム基本設計を行った。本建物の暖房システムでは、二次側放熱器にパネルラジエータを用いており、冬期のピーク暖房負荷を賄うためには約80℃の送水温度が必要であった。また、全有効杭長から、鋼管杭を用いた地中熱ヒートポンプシステムだけでは建物全体の暖房負荷を賄うことは困難であると予想された。これらの理由から、地中熱ヒートポンプシステムは外調機のベース負荷処理に対応させることし、GSHPシステム設計・性能予測ツールにより処理可能な負荷の算定とそのときの年間運転性能の予測を行った。このとき、鋼管杭内部に充填した水が過度に凍結を起こさないよう、ヒートポンプユニットからの採熱側送水温度は-2℃を下回らないことを条件とした。計算より、処理可能なベース負荷は40kWと予測された。しかしここで、補助金の対象となる設備条件を満たすためにはヒートポンプ出力50kWが必要であったため、ベース負荷を40kWから50kWに引き上げ、ボアホール地中熱交換器を追加することとした。追加するボアホール地中熱交換器についてはある程度余裕を持たせて、75mのシングルUチューブ型熱交換器を3本とした。

### 6.3. 地中熱ヒートポンプシステムの性能予測シミュレーション

ここでは、最終的にGSHPシステムの仕様を決定した際の、GSHPシステム設計・性能予測ツールを用いた性能予測シミュレーションについて紹介する。

図12、図13に暖房期間・冷房期間それぞれのシステムの系統図を、表2に計算条件を示す。暖房期間は10月1日～5月1日で、冷房期間は6月1日～9月30日である。運転時間は土曜、日曜を除く9時～17時である。外調機負荷は、全熱交換器(熱交換効率を60%とする)によって室内空気と熱交換し加温された外気を22℃とするための熱量として計算した。また、暖房期間のヒートポンプ二次側送水温度は40℃一定とした。

次に、一次側還水温度に対するヒートポンプの出



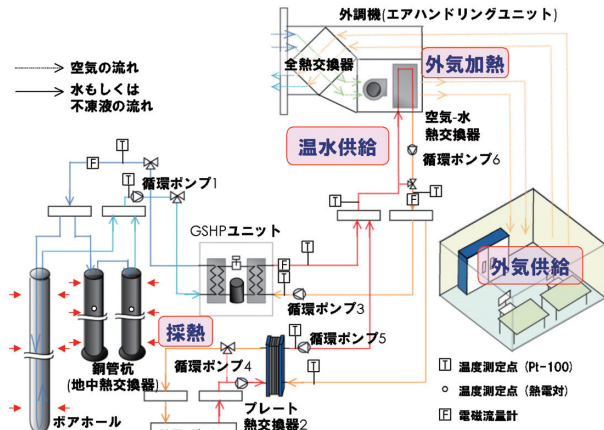


図12 GSHP システム暖房運転時系統図  
Fig. 12 Diagram of ground source heat pump system during heating operation

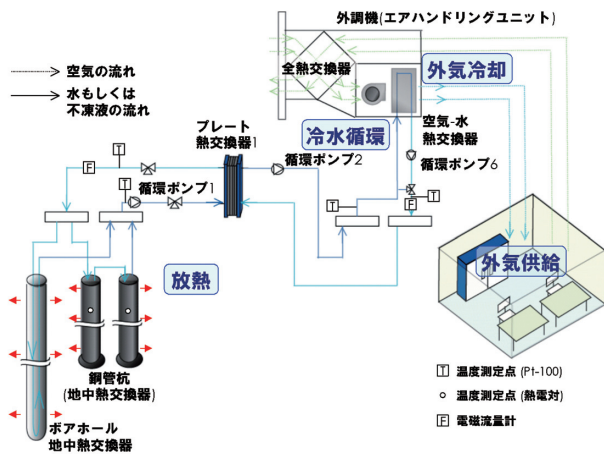


図13 GSHP システム冷房運転(フリークーリング)時系統図  
Fig. 13 Diagram of ground source heat pump system during cooling operation

力と COP の関係を図14に示す。ツールにはこの関係を与えて出力と COP の計算を行っている。なお、循環ポンプはヒートポンプの運転時のみ運転するものとした。もし、時間毎に計算した出力が負荷よりも大きい場合には、ヒートポンプの出力は負荷と等しいものとした。

実際には51本の基礎杭が使用されたが、4本の基礎杭が他の杭と接触している2本杭となっているため、計算ではこれらを除いて、合計の本数は47本とした。鋼管杭の口径は全て  $\phi 600\text{mm}$  とした。循環流量は並列回路の本数に応じて均等分配した。

図15に運転2年目における  $T_{2out}$ 、 $T_{1out}$ 、 $T_{1in}$  および鋼管杭 A、B の表面温度  $T_{p-outA}$ 、 $T_{p-outB}$  の変化を示す。採熱側の熱媒最低温度は  $-0.8^\circ\text{C}$  で、2年目の運転開始時と運転終了時において温度差が見ら

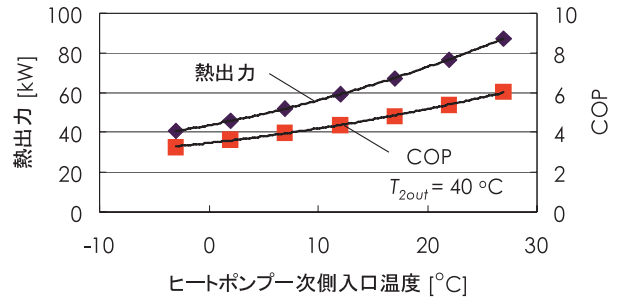


図14 ヒートポンプ熱出力と COP の変化 ( $T_{2out} = 40^\circ\text{C}$ )  
Fig. 14 Heating output and COP of heat pump unit according to inlet temperature in primary side ( $T_{2out} = 40^\circ\text{C}$ )

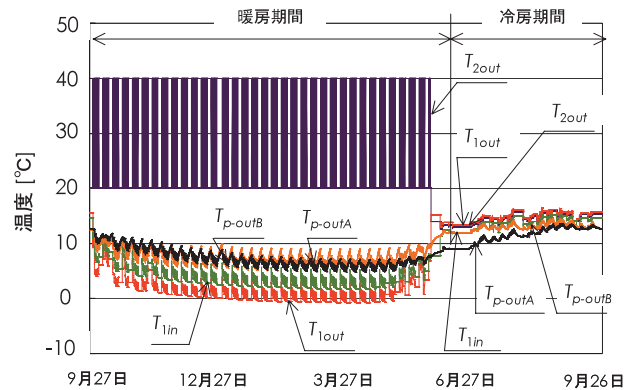


図15 運転2年目における  $T_{2out}$ 、 $T_{1out}$ 、 $T_{1in}$ 、 $T_{p-outA}$ 、 $T_{p-outB}$  の変化  
Fig. 15 Variations of  $T_{2out}$ 、 $T_{1out}$ 、 $T_{1in}$ 、 $T_{p-outA}$ 、and  $T_{p-outB}$  in the GSHP system during second year operation

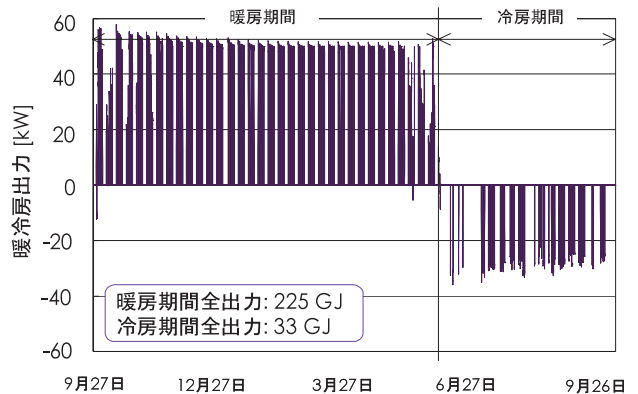


図16 運転2年目における暖冷房出力の変化  
Fig. 16 Variations of heating and cooling output from the GSHP system during second year operation

れないことから、地中熱ヒートポンプシステムは長期的な運転が可能であると予測された。

図16は冬期暖房時のヒートポンプの出力と、夏期のフリークーリングによる放熱出力を示している。GSHP システムは建物全体の外調機負荷の53%を賄うことができることが確認された。また、表2に年間運転の結果を示す。地中からの採熱量は放熱量を

表2 GSHP システムの年間運転性能評価予測値  
Table2 Simulated performance of the GSHP system

冬期 暖房時	合計採熱量 [GJ]	ヒートポンプ 消費電力量 [kWh]	一次側循環 ポンプ消費 電力量(kWh)	平均 COP	平均 SCOP
	167	16,070	4,769	3.9	3.1
夏期 冷房時	合計放熱量 [GJ]	ヒートポンプ 消費電力量 [kWh]	一次側循環 ポンプ消費 電力量(kWh)	平均 COP	平均 SCOP
	33	0	1,411	—	6.5

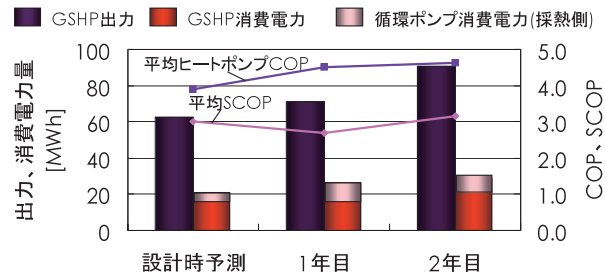


図17 冬期暖房時性能の設計時予測値と実測値の比較  
Fig.17 Seasonal system performances of measurement and simulation

大幅に上回っているものの、長期的な温度低下が見られないのは、地下水流れの影響によるものである。このときヒートポンプの平均COPは3.9であった。また、夏期冷房時の放熱量は33GJであり、熱媒を循環させるために必要とした循環ポンプの動力は1.4MWhであった。夏期冷房時の平均SCOPは6.5となった。

なお、GSHPシステムは2006年4月より稼動しており、1年目と2年目の性能評価および設計・性能予測の検証が既に実施されている。図17に冬期暖房時の設計時の暖房出力、消費電力などの予測値と運転1年目、2年目の実測値の比較を示す。また、設計時の予測値からCO<sub>2</sub>排出量削減効果を算出し、ガス焚き真空温水機、灯油ボイラそれぞれと比較すると6.3t-CO<sub>2</sub>(38.7%)、11.1t-CO<sub>2</sub>(52.5%)となり、実測値と比較すると出力が小さいため削減量は小さいものの、削減割合についてはほぼ同等の値が示された。これらの結果よりGSHPシステム設計支援ツールの有効性が確認できたとともに、鋼管基礎杭を使用したGSHPシステムは寒冷地において、高効率で暖房運転を行うことが可能であり、従来の暖房システムと比較してCO<sub>2</sub>排出量削減効果の大きいシステムであることが示された。

## 7 結言

以下に、本報告のまとめを示す。

- 1) 設計支援ツール内で地中熱交換器を単独・複数埋設した場合それぞれについて地中温度を高速に計算する手法を示した。さらに、地中温度計算を応用し、地中熱ヒートポンプシステム全体を時々刻々の暖冷房負荷に応じて運転させたときの、システム全体の性能予測を行う方法について述べた。
- 2) 大口径の鋼管基礎杭を地中熱交換器として用いた場合の、内部充填水の熱容量や自然対流を考慮できる熱移動計算手法について示した。
- 3) 地下水流動が存在する場合の、地中温度計算手法について述べた。
- 4) ツールを用いたGSHPシステムの設計として、札幌市立大学桑園キャンパスのGSHPシステムの事例を示した。その結果、地中からの採熱量が放熱量を大幅に上回っていても、長期的な温度低下が起こらず、システムの運転が行えることを確認できた。また、ヒートポンプ単体の冬期暖房時の平均COPは3.9となり、高効率な運転が行えることが示された。

### 参考文献

- 1) 北海道大学地中熱利用システム工学講座著：地中熱ヒートポンプシステム，オーム社(2007)
- 2) 高志勤：熱ポンプ熱源としての地下熱利用，冷凍，Vol. 37, No. 419(1962)，pp. 1-10
- 3) 葛隆生：地中熱利用システム設計・性能予測ツールの開発とその応用に関する研究，博士論文，第2章(2006)
- 4) 長野克則，葛隆生：土壌熱源ヒートポンプシステム設計・性能予測ツールに関する研究(第1報)単独垂直型地中熱交換器の設計・性能予測ツールの開発，空気調和・衛生工学会論文集，No. 101, pp. 11-20(2005)
- 5) 葛隆生，長野克則，武田清香：土壌熱源ヒートポンプシステム設計・性能予測ツールに関する研究(第2報)複数埋設管への設計・性能予測ツールの拡張，空気調和・衛生工学会論文集，No. 111, pp. 48-56(2006)
- 6) 葛隆生，長野克則，金田一清香，中村靖：土壌熱源ヒートポンプシステム設計・性能予測ツールに関する研究(第3報)地中熱交換器の配管仕様に応じた温度計算手法とその応用，空気調和・衛生工学会論文集，No. 134, pp. 1-10(2008)
- 7) 長野克則，葛隆生，武田清香，中村靖：鋼管基礎杭を地中熱交換器として用いた採熱実証試験とその応用，空気調和・衛生工学会論文集，No. 108, pp. 11-20(2006)

- 8) 葛隆生, 長野克則, 武田清香, 中村靖:サーマルプローブ法による地下水流速と温度応答の関係に関する考察, 空気調和・衛生工学会論文集, No. 112(2006)
- 9) 葛隆生, 長野克則, 武田清香, 中村靖:地下水流れを有する地中温度の計算手法とその応用, 空気調和・衛生工学会論文集, No. 115, pp. 9-18(2006)