

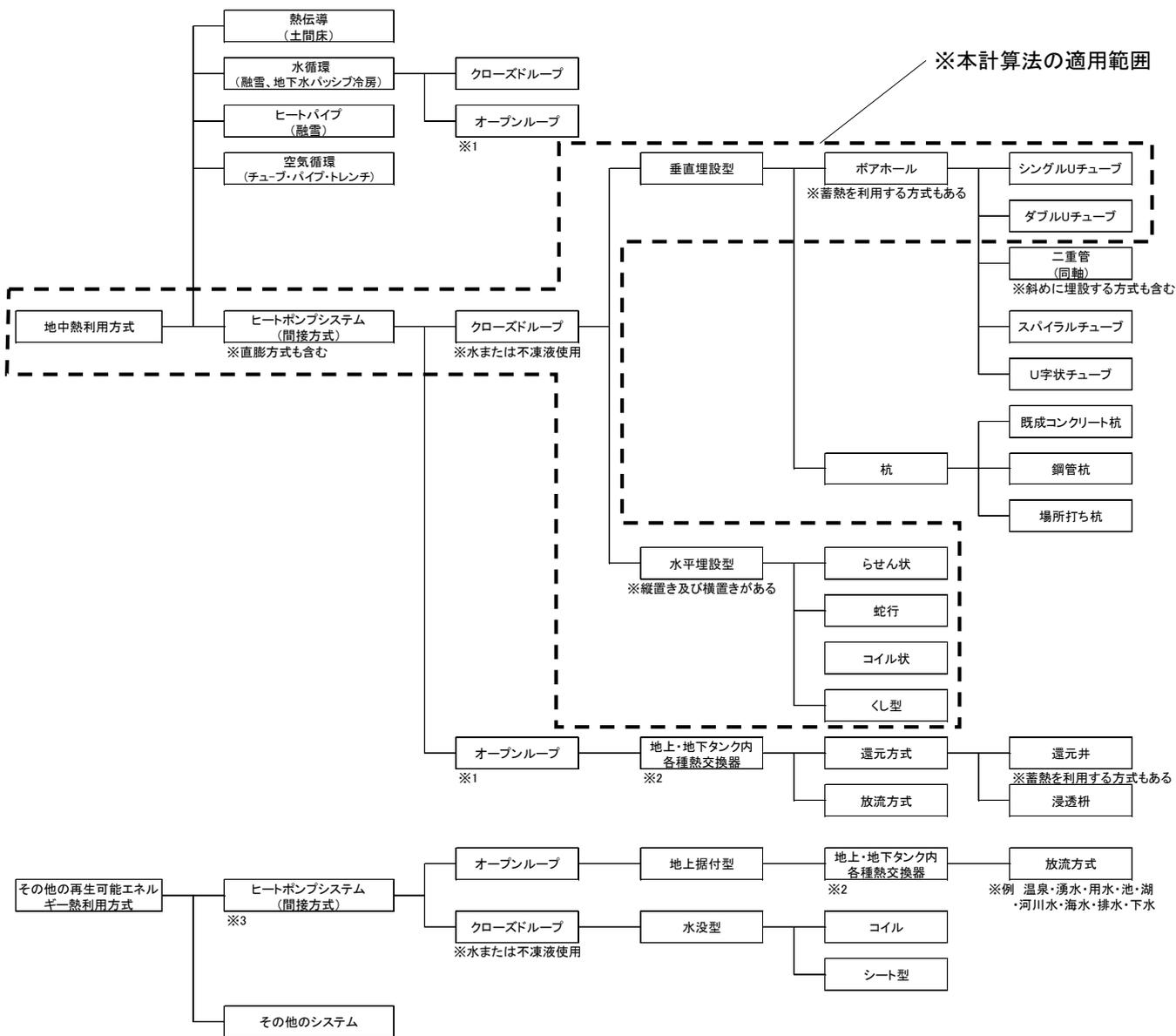
## 地中熱ヒートポンプシステムの熱源水温度計算方法

5

## 1. 適用範囲

本計算方法は、以下に示す地中熱利用システムの一次エネルギー消費量を算定するにあたって必要となる、地中熱交換器から戻ってくる熱源水温度の計算について適用する。

- 10
- ・空調のみに利用するシステムを対象とする。給湯、融雪、もしくはそれらの複合用途で使用されるシステムは対象外とする。
  - ・間接方式のヒートポンプシステムを対象とする(図1)。
  - ・クローズドループ型を対象とする(図1)。オープンループ型は対象外とする。
  - ・地中熱交換器が、垂直埋設型ボアホール方式のシングルUチューブ、または、ダブルUチューブである
- 15
- ・地中熱ヒートポンプシステムの熱媒体は、地盤側が水(不凍液を含む)、需要側が空気(直膨式)もしくは水であること。



※1 クローズドループとオープンループを複合した方式は、オープンループの改良方式とみなし、本計算法では対象範囲外とする。  
 ※2 フレート式、シェルアンドチューブ、コイル、シート型などの熱交換器がある。  
 水質が良い場合、定期的な洗浄を行う場合には間接熱交換器を利用しないシステムもある。  
 ※3 河川水、池、ため池など地表水のヒートポンプを利用したエネルギー利用(現状では、温度差エネルギーに分類)

図1 地中熱利用システムの分類 (作成：特定非営利活動法人地中熱利用促進協会)

2. 引用規格

- 5 [1] JIS B 8616:2015 パッケージエアコンディショナ
- [2] JIS B 8613:1994 ウォーターチリングユニット
- [3] JRA 4066:2014 ウォーターチリングユニット

10 3. 用語の定義

3.1 地中熱利用システム

地中の熱エネルギーを、建築物の空調、給湯等に利用するシステム。

### 3.2 地中熱交換井

地中熱交換器を挿入するために、数十～百数十mに掘削した垂直孔(井戸)。

5

### 3.3 地中熱交換器の分類

クローズドループ型とオープンループ型に分類される。また、クローズドループ型は、垂直埋設型と水平埋設型に大別される。分類についての詳細を図2、3に示す。

方式	ボアホール					杭		
名称	シングルUチューブ	ダブルUチューブ	二重管	スパイラルチューブ	U字状チューブ	既製コンクリート	鋼管杭	場所打ち杭
断面図(例)								
立面図(例)								
材質 孔径(例)	高密度ポリエチレン(Uチューブ) 孔径約200mm以下	高密度ポリエチレン(Uチューブ) 孔径約200mm以下	外管:スチール 内管:ポリエチレン、塩ビなど 孔径約200mm以下	高密度ポリエチレン 孔径約500mm以上	架橋ポリエチレン管 孔径約300mm以上	杭: コンクリート 内管: 高密度ポリエチレン(Uチューブ) 孔径約500mm以上	杭:スチール 内管: 高密度ポリエチレン(Uチューブ) 孔径約200mm以上	杭:鉄筋コンクリート 内管: 高密度ポリエチレン(Uチューブ) 孔径約500mm以上
充填	珪砂、豆砂利、コンクリート	珪砂、豆砂利、コンクリート	水	珪砂、豆砂利	珪砂、豆砂利、コンクリート	珪砂、水	珪砂、水	コンクリート
流体	水・不凍液							

10

図2 クローズドループ 垂直埋設型  
(作成：特定非営利活動法人地中熱利用促進協会)

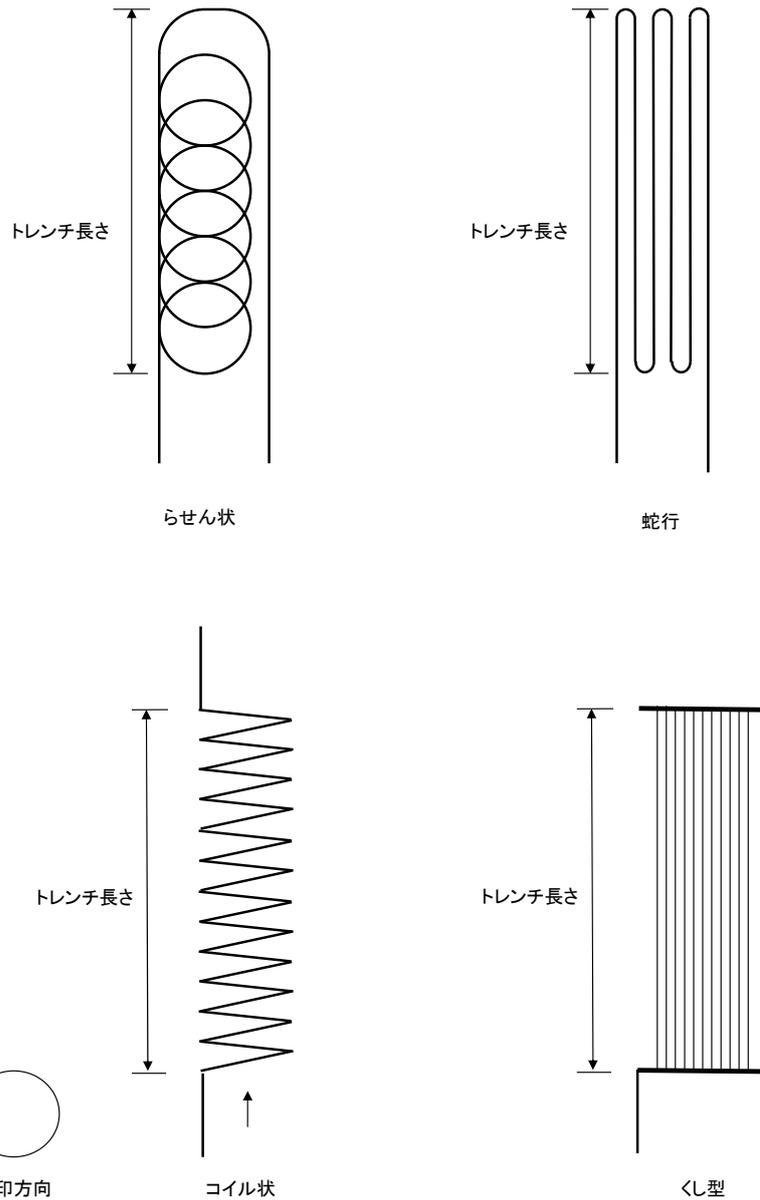


図3 クローズドループ 水平埋設型の4方式

5

### 3.4 地中熱交換器の形状

「公共建築工事標準仕様書(機械設備工事編) 第7編 さく井設備工事 第3章 地中熱交換井設備 第1節 機材及び施工 3. 1. 2 地中熱交換器」による。

### 10 3.5 クローズドループ型

熱媒を閉鎖された配管系に循環させ、間接的に熱交換する方式をいう。

### 3.6 ボアホール方式

地中熱交換井に地中熱交換器を挿入し、地中から採熱または地中へ放熱する方式をいう。

15

### 3.7 オープンループ型

井戸により地下水をくみ上げ、その地下水を直接または間接的に熱交換した水をヒートポンプの熱源水として利用する方式。

## 5 3.8 熱応答試験

サーマルレスポンステスト(TRT)ともいう。地中熱交換井に地中熱交換器を挿入して熱媒(水)を循環させ、熱媒の温度や地中温度の推移によって地盤の熱特性や熱交換能力を予測する試験をいう。

### 3.9 有効熱伝導率

10 地盤を構成する種々の地層の熱伝導率と地層中の帯水層を流れる地下水等の影響を含めた地中熱交換器全体の熱伝導率。

### 3.10 地中熱ヒートポンプ

15 地中熱対応の水冷式ヒートポンプをいう。ヒートポンプサイクル中の熱交換器で水と熱交換して冷温水を供給する水-水ヒートポンプと、空気と熱交換して冷風・温風を供給する水-空気ヒートポンプに分けられる。

### 3.11 熱源水温度

採放熱を行う地中熱交換器から地中熱ヒートポンプに戻ってくる熱源水(不凍液を含む)の温度。

#### 4. 記号及び単位

##### 4.1 記号

この計算で用いる記号及び単位は表1による。

5

表1 記号及び単位

記号	意味	単位
$A$	シングルUチューブの熱交換器長をダブルUチューブ相当に変換する係数	—
$B$	水平埋設型の熱交換器長をシングルUチューブ相当に変換する係数	—
$a_C, a_H$	$R_Q$ から $\theta'_{w,C}$ , $\theta'_{w,H}$ を求める式における係数	(°C)
$b_C, b_H$	$R_Q$ から $\theta'_{w,C}$ , $\theta'_{w,H}$ を求める式における係数	(°C)
$c_C, c_H$	$R_Q$ から $k_C, k_H$ を求める式における係数	—
$d_C, d_H$	$R_Q$ から $k_C, k_H$ を求める式における係数	—
$e_C$	地中熱ヒートポンプの暖房定格消費電力	kW
$e_H$	地中熱ヒートポンプの冷房定格消費電力	kW
$H_C'$	地中熱交換器における冷房時の最大熱交換量	kW
$H_H'$	地中熱交換器における暖房時の最大熱交換量	kW
$H$	設計最大熱交換量	W
$k_C, k_H$	冷房機、暖房器の熱源水温度予測式における係数	—
$R_Q$	日積算空調負荷の期間最大値と、冷房期の日積算空調負荷の期間最大値からなる比	—
$l$	地中熱交換器の相当熱交換器長と実長の比	—
$L$	地中熱交換器長	m
$L'$	地中熱交換器の相当熱交換器長	m
$q_C$	地中熱ヒートポンプの冷房定格能力	kW
$q_H$	地中熱ヒートポンプの暖房定格能力	kW
$Q'$	単位長さあたりの地中熱交換器の相当最大熱交換能力	W/m
$Q_{AC,ahu,c,i,d}^{MAX}$	冷房期の日積算空調負荷の期間最大値	kWh
$Q_{AC,ahu,h,i,d}^{MAX}$	暖房期の日積算空調負荷の期間最大値	kWh
$\lambda$	地盤の有効熱伝導率	W/(mK)
$\theta_{oa,d}$	日平均外気温	°C
$\theta_{oa,ave}$	年間平均外気温	°C
$\theta_{oa,C,ave}$	冷房期平均外気温	°C
$\theta_{oa,H,ave}$	暖房期平均外気温	°C
$\theta_{w,C,d}$	地中熱交換器から戻ってくる冷房時熱源水温度の日平均値	°C
$\theta_{w,H,d}$	地中熱交換器から戻ってくる暖房時熱源水温度の日平均値	°C
$\theta'_{w,C}$	冷房期の期間平均熱源水温度と年間平均外気温の差	°C
$\theta'_{w,H}$	暖房期の期間平均熱源水温度と年間平均外気温の差	°C

## 5. 評価の流れ

評価の流れを図4に示す。

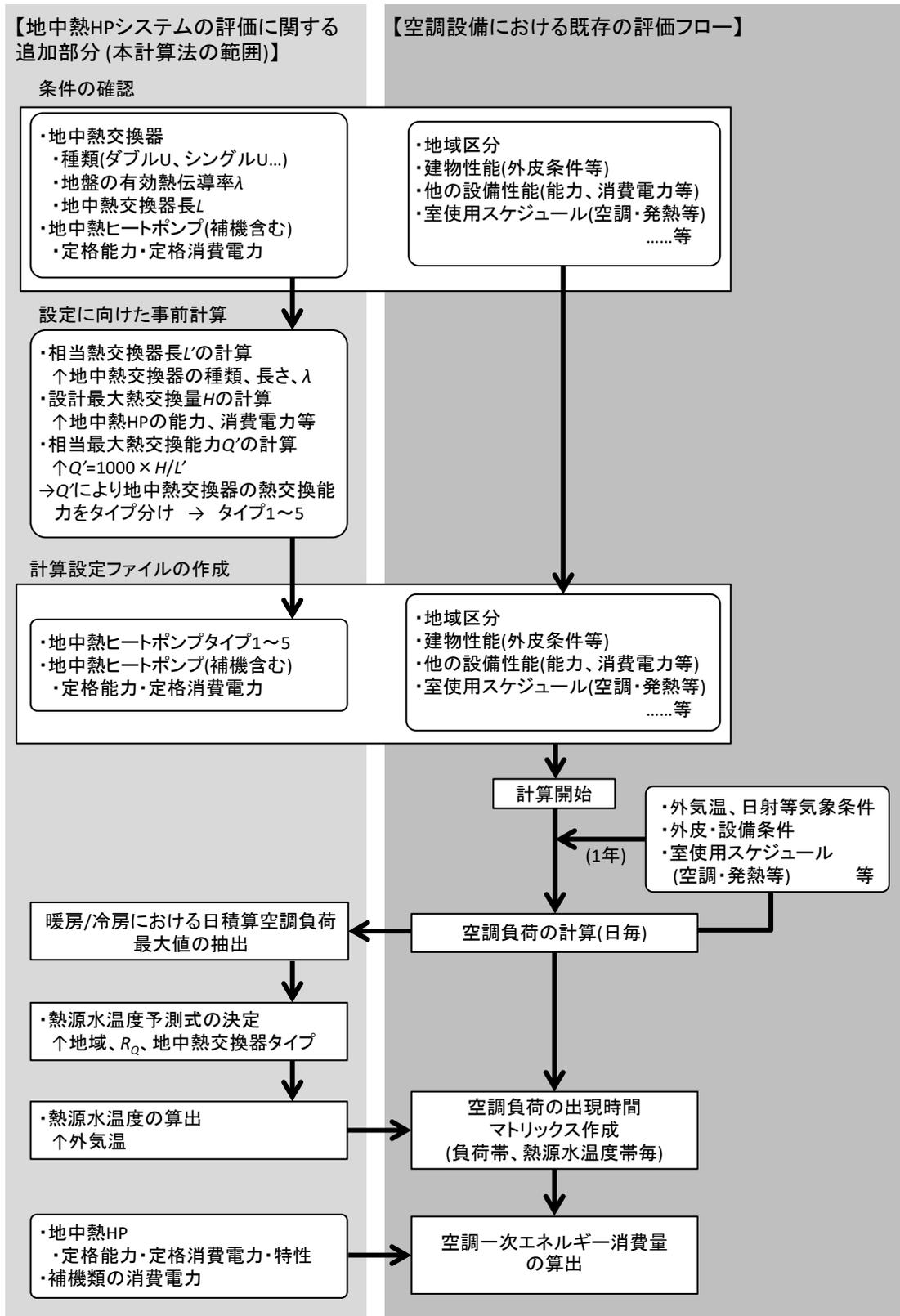


図4 評価の流れ

図4は空調設備の一次エネルギー消費量評価のフローを示しており、右側に空調設備に既存の評価フローを、左側に本計算方法で追加する地中熱ヒートポンプ評価に関する部分を示している。地中熱ヒートポンプを評価するにあたっては、次章で示した地中熱交換器の種類、地盤の有効熱伝導率、地中熱交換器長、地中熱ヒートポンプの性能の地中熱交換器の熱交換能力に関する条件を整理し、その条件から地中熱交換器のタイプ分けを行い、計算条件として設定ファイルに入力を行う。計算プログラム中では、熱交換器の熱交換能力に応じて、地中熱交換器からの熱源水温度を計算し、その熱源水温度に対応した性能値を用いて、地中熱ヒートポンプ使用時における一次エネルギー消費量の算出が行われることになる。

10

## 6. 評価のために必要な情報

地中熱ヒートポンプシステムの評価にあたり、次の情報を整理する必要がある。

### 1) 地中熱交換器の種類

15 地中熱交換器の種類を、以下から確認する。

- ・ダブルUチューブ
- ・シングルUチューブ
- ・水平埋設型

### 2) 地盤の有効熱伝導率

決定方法は、付属書Aによること。

### 3) 地中熱交換器長 $L$

垂直埋設型の場合は、地中熱交換器(ボアホール)の垂直方向の長さの合計を地中熱交換器長とする。

25 水平埋設型の場合は地中熱交換器を埋設するトレンチの水平方向長さの合計を地中熱交換器長とする(図3)。

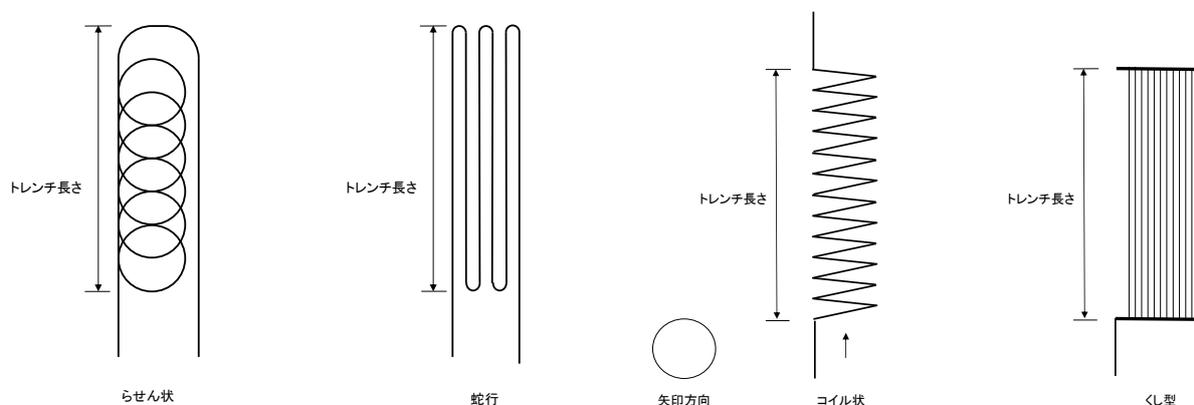


図3 クローズドループ 水平埋設型の4方式(再掲)

30

#### 4) 地中熱ヒートポンプの定格能力、定格消費電力

水-空気ヒートポンプについては、「JIS B 8616:2015パッケージエアコンディショナ」における定格条件(冷却時：空気入口温度27°CDB、19°CWB、冷却水入口温度30°C、出口温度35°C、加熱時：空気入口温度20°CDB、冷却水(熱源水)入口温度20°C)における定格能力(暖房時、冷房時)、定格消費電力(暖房時、冷房時)が必要である。

水-水ヒートポンプについては、「JIS B 8613:1994ウォーターチリングユニット」、または、「JRA 4066:2014 ウォーターチリングユニット」における定格条件(冷却時：冷水入口温度12°C、出口温度7°C、冷却水入口温度30°C、出口温度35°C、加熱時：温水入口温度40°C、出口温度45°C、冷却水(熱源水)入口温度15°C、出口温度7°C)における定格能力(暖房時、冷房時)、定格消費電力(暖房時、冷房時)が必要である。

なお、循環ポンプを内蔵している機種については、ポンプ動力を除いた消費電力を定格消費電力として用い、循環ポンプ動力は補機または一次ポンプとして別に扱うこととする。

### 7. 熱源機種(熱交換器タイプ)の判断方法

地中熱交換器の種類、地盤の有効熱伝導率 $\lambda$ 、地中熱交換器長 $L$ 、地中熱ヒートポンプの定格能力、定格消費電力から、次に示す手順に基づき、熱交換器タイプ(タイプ1~5)を決定する。

#### (1) 相当熱交換器長 $L'$ [m]の算出

$\lambda=2.0\text{W}/(\text{mK})$ の場合のダブルUチューブに相当する熱交換器長 $L'$ を式(1)により算出する。

$$L' = L / l \quad (1)$$

長さの比 $l$ は、熱交換器の種類および地盤の有効熱伝導率 $\lambda$ に応じて次式(2a)~(2c)で求める。

・ ダブルUチューブ： $l = 1.3957\lambda^{-0.481}$  (2a)

・ シングルUチューブ： $l = 1.3957A\lambda^{-0.481}$  (2b)

・ 水平埋設型： $l = 1.0023AB\lambda^{-0.439}$  (2c)

ここで、

$A$ ：シングルUチューブの熱交換器長をダブルUチューブ相当に変換する係数( $A=1.3$ )

$B$ ：水平埋設型の熱交換器長をシングルUチューブ相当に変換する係数( $B=1.3$ )

である。

ただし、一台(一群)の地中熱ヒートポンプに属する地中熱交換器が、複数の種類(ダブルUチューブと水平埋設型の複合利用等)、複数の $\lambda$ (有効熱伝導率が異なる地盤に埋設する状況を想定)の地盤で構成される等、異なる複数の熱交換部位で構成されている場合には、それぞれの部位 $i$ の熱交換器長 $L_i$ とそれぞれについて式(2a)~(2c)を適用して求めた長さの比 $l_i$ から求めた相当熱交換器長 $L_i'$ を合算して、 $L'$ を求めることができるものとする(式(1'))。

$$L' = \sum L_i' = \sum L_i / l_i \quad (1')$$

#### (2) 設計最大熱交換量 $H$ [W] の算出

地中熱ヒートポンプの暖房定格能力 $q_H$ [kW]、暖房定格消費電力 $e_H$ [kW]、冷房定格能力 $q_C$ [kW]、冷房定格消費電力 $e_C$ [kW]から、暖房時の最大熱交換量 $H_H'$ [kW]、冷房時の最大熱交換量 $H_C'$ [kW]を、式(3)、(4)で求める。

$$H_H' = q_H - e_H \tag{3}$$

$$H_C' = q_C + e_C \tag{4}$$

ここで、 $H_H'$ 、 $H_C'$ のうち、大きな値を設計最大熱交換量(地中熱交換器で処理する熱量の最大値)  $H$  [kW]とする(式(5a))。ただし、地域区分が1～3地域の場合には、一般に暖房期の熱交換量が冷房期を上回ることを鑑みて、設計最大熱交換量 $H$ は、暖房時の最大熱交換量 $H_H'$ で決まるものとする(式(5b))。

$$H = \text{MAX}[H_H', H_C'] \quad (4\sim 8\text{地域に適用}) \tag{5a}$$

$$H = H_H' \quad (1\sim 3\text{地域に適用}) \tag{5b}$$

(3) 相当最大熱交換能力 $Q'$ の算出

式(6)より、地中熱交換器の相当最大熱交換能力 $Q'$ [W/m]を算定する。

$$Q' = 1000 \times H / L' \tag{6}$$

(4) 熱交換器タイプの決定

$Q'$ から、熱交換器のタイプ(熱交換能力)についてタイプ1～5のいずれに該当するかを判断する(表2)。また、タイプ1～5における $Q'$ の代表値は表2のとおりとする。

表2 地中熱交換器の熱交換能力の段階

タイプ	$Q'$ [W/m]の値の範囲	$Q'$ [W/m]の代表値
1	30未満	20
2	30以上50未満	40
3	50以上70未満	60
4	70以上90未満	80
5	90以上	100

8. 地中熱交換器からの熱源水温度の計算方法

暖房運転時の地中熱交換器からの日平均熱源水温度 $\theta_{w,H,d}$ [°C]、および冷房時の地中熱交換器からの日平均熱源水温度 $\theta_{w,C,d}$ [°C]を式(7)、(8)で求める。

$$\theta_{w,H,d} = k_H (\theta_{oa,d} - \theta_{oa,H,ave}) + (\theta_{oa,ave} + \theta'_{w,H}) \tag{7}$$

$$\theta_{w,C,d} = k_C (\theta_{oa,d} - \theta_{oa,C,ave}) + (\theta_{oa,ave} + \theta'_{w,C}) \tag{8}$$

ここで、 $\theta_{oa,d}$  は日平均外気温[°C]である。また、 $\theta_{oa,H,ave}$ 、 $\theta_{oa,C,ave}$ 、 $\theta_{oa,ave}$  は暖房期、冷房期、年間の平均外気温[°C]であり、地域毎に定まる値とする(表3)。

表3 年間、暖房期、冷房期平均外気温

地域区分	1地域	2地域	3地域	4地域	5地域	6地域	7地域	8地域
年間平均外気温 $\theta_{oa,ave}$ [°C]	5.8	7.5	10.2	11.6	13.3	15.7	17.4	22.7
暖房期平均外気温 $\theta_{oa,H,ave}$ [°C]	-3.0	-0.8	0.0	1.1	3.6	6.0	9.3	17.5
冷房期平均外気温 $\theta_{oa,C,ave}$ [°C]	16.8	17.0	18.9	19.6	20.5	22.4	22.1	24.6

また、 $\theta'_{w,H}$ 、 $\theta'_{w,C}$  は暖房期および冷房期の期間平均熱源水温度と年間平均外気温の差であり、係数 $k_H$ 、 $k_C$ とともに、地中熱交換器のタイプ(タイプ1~5)、暖房期と冷房期の日積算空調負荷の期間最大値からなる比 $R_Q$ から求まる係数である(式(9)~(12))。

$$\theta'_{w,H} = a_H R_Q + b_H \quad (9)$$

$$\theta'_{w,C} = a_C R_Q + b_C \quad (10)$$

$$k_H = c_H R_Q + d_H \quad (11)$$

$$k_C = c_C R_Q + d_C \quad (12)$$

ここで、式13~16の $a_H$ 、 $b_H$ 、 $c_H$ 、 $d_H$ 、 $a_C$ 、 $b_C$ 、 $c_C$ 、 $d_C$  は地中熱交換器のタイプ(タイプ1~5)に応じて定まる定数であり、表4の値を用いる。

$R_Q$ は暖房期の日積算空調負荷の期間最大値 $Q_{AC,ahu,h,i,d}^{MAX}$  と、冷房期の日積算空調負荷の期間最大値 $Q_{AC,ahu,c,i,d}^{MAX}$  からなる比であり、式(13)で求める。

$$R_Q = \frac{\left| \frac{Q_{AC,ahu,c,i,d}^{MAX}}{Q_{AC,ahu,c,i,d}^{MAX}} - \frac{Q_{AC,ahu,h,i,d}^{MAX}}{Q_{AC,ahu,h,i,d}^{MAX}} \right|}{\left| \frac{Q_{AC,ahu,c,i,d}^{MAX}}{Q_{AC,ahu,c,i,d}^{MAX}} + \frac{Q_{AC,ahu,h,i,d}^{MAX}}{Q_{AC,ahu,h,i,d}^{MAX}} \right|} = \frac{Q_{AC,ahu,c,i,d}^{MAX} + Q_{AC,ahu,h,i,d}^{MAX}}{Q_{AC,ahu,c,i,d}^{MAX} - Q_{AC,ahu,h,i,d}^{MAX}} \quad (13)$$

表4 係数 $a_H$ 、 $b_H$ 、 $c_H$ 、 $d_H$ 、 $a_C$ 、 $b_C$ 、 $c_C$ 、 $d_C$

タイプ	1	2	3	4	5	
暖房時	$a_H$	8.0278	13.0253	16.7424	19.3145	21.2833
	$b_H$	-1.1462	-1.8689	-2.4651	-3.0910	-3.8325
	$c_H$	-0.1128	-0.1846	-0.2643	-0.2926	-0.3474
	$d_H$	0.1256	0.2023	0.2623	0.3085	0.3629
冷房時	$a_C$	8.0633	12.6226	16.1703	19.6565	21.8702
	$b_C$	2.9083	4.7711	6.3128	7.8071	9.1480
	$c_C$	0.0613	0.0568	0.1027	0.1984	0.2490
	$d_C$	0.2178	0.3509	0.4697	0.5903	0.7154

## 付属書A 地盤の有効熱伝導率の決定方法

5

地盤の有効熱伝導率 $\lambda$ については、以下の3つの方法のどれかで確認した値を用いるものとする。

- (1) サーマルレスポンス試験による計測値を使う方法
- (2) 敷地内の地盤調査により得られた土質柱状図から算定する方法
- (3) デフォルト値を使う方法

10

- (1) サーマルレスポンス試験による計測値を使う方法

NPO法人地中熱利用促進協会が規定している「一定加熱・温水循環方式熱応答試験 (TRT) 技術書(特定非営利活動法人地中熱利用促進協会Webサイト (<http://www.geohpaj.org>) 内で公開)」に従って試験をした結果を使用する。なお、申請の際には「一定加熱・温水循環方式熱応答試験 (TRT) 結果報告書」の添付が必要となる。

15

- (2) 敷地内の地盤調査により得られた土質柱状図から算定する方法

敷地内で行った地盤調査によって得られた土質柱状図から、以下の方法で有効熱伝導率 $\lambda$ を算定する。

算定に使用する柱状図(例として図A1)の土質区分から層厚、地下水位を読み取るとともに、表A1記載の選択例を参考に、以下の記述に従って、地中熱交換器を設置した最深部までの土質を選択し、熱伝導率を、表A2(「地中熱ヒートポンプシステム(オーム社)」記載の有効熱伝導率による)を参考に整理する。

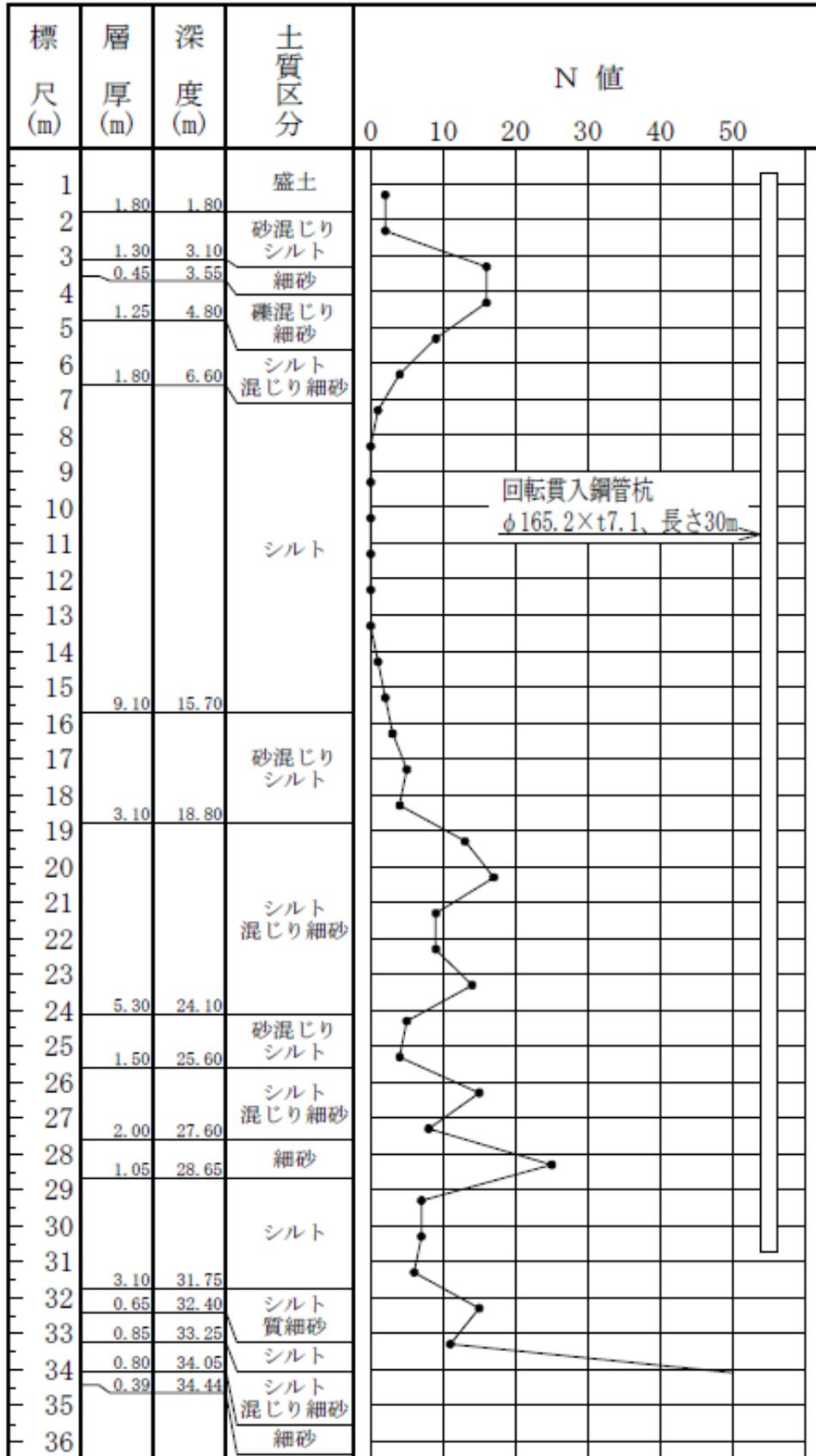
20

- ・ 土質の選択にあたっては、地下水位より深い位置については「飽和」を適用し、地下水位より浅い位置については、「不飽和」を適用する。柱状図に地下水位が示されていない場合は、地下10mより深い位置には「飽和」を、それより浅い位置には「不飽和」を適用する。
- ・ 柱状図記載の最深部より深い位置については、最深部の支持層が連続しているものとみなすことができる。

25

以上で整理した、層厚、熱伝導率から、層厚で重み付け平均した熱伝導率を算出し、その値を有効熱伝導率 $\lambda$ とする。

30



図A1 土質柱状図の例

表A1 有効熱伝導率算出表の例

件名

土壌データ

層No.	標高 [m]	層厚 d[m]	深度 [m]	孔内水位 [m]	土質区分	土質データ選択	熱伝導率 K [W/m・K]	有効層厚d[m]	d・K [W/K]
孔口	0.0		0.0						
1	-2.0	2.0	2.0		ローム	07B ローム層(不飽和)	0.7	2.00	1.4
2	-10.0	8.0	10.0		粘土	04B 粘土(不飽和)	0.9	8.00	7.2
3	-14.0	4.0	14.0		粘土	04A 粘土(飽和)	1.2	4.00	4.8
4	-22.0	8.0	22.0		貝殻混じり砂質土	01A 砂(飽和)	1.5	8.00	12.0
5	-24.0	2.0	24.0		砂利	02A 砂礫(飽和)	2.0	2.00	4.0
6	-29.0	5.0	29.0		砂利	02A 砂礫(飽和)	2.0	5.00	10.0
7	-34.0	5.0	34.0		粘土	04A 粘土(飽和)	1.2	5.00	6.0
8	-46.0	12.0	46.0		シルト	03A シルト(飽和)	1.4	12.00	16.8
9	-51.0	5.0	51.0		粘土	04A 粘土(飽和)	1.2	5.00	6.0
10	-57.0	6.0	57.0		礫混じり砂	01A 砂(飽和)	1.5	6.00	9.0
11	-70.0	13.0	70.0		粘土	04A 粘土(飽和)	1.2	13.00	15.6
12	-90.0	20.0	90.0		細砂	01A 砂(飽和)	1.5	20.00	30.0
13	-98.0	8.0	98.0		砂	01A 砂(飽和)	1.5	8.00	12.0
14	-105.0	7.0	105.0		粘土	04A 粘土(飽和)	1.2	2.00	2.4
15									
16									
17									
18									
19									
20									
21									
22									
23									
24									
25									
26									
27									
28									
29									
30									
31									
32									
33									
34									
35									
36									
37									
38									
39									
40									
41									
42									
43									
44									
45									
46									
47									
48									
49									
50									
							合計	100.0	137.2

地中熱交換器

項目	記号	数値	単位	備考
総掘進長		105.00	m	
地中熱交換器上端位置		0	(-GL)m	
地中熱交換器下端位置		100	(-GL)m	
地中熱交換器長さ	L	100	m	
計算による平均有効熱伝導率	$\lambda_s$	1.37	W/m・K	( $\sum d \cdot K$ )/L

表A2 土質の選択例と有効熱伝導率

選択	熱伝導率 [W/(mK)]	選択例
砂(飽和)	1.5	細砂、シルト質細砂、赤粘土砂、粘土砂、粘土混じり砂、小砂、細砂、シルト質細砂、粗砂、シルト混じり砂、中砂、礫混じり砂、腐植土質砂、固結粗砂、粘性土、中～粗砂などの～砂
砂(不飽和)	1.1	
砂礫(飽和)	2.0	砂礫、シルト混じり砂礫などの～砂礫、砂利、粘土混じり砂利などの～砂利
砂礫(不飽和)	1.1※	
シルト(飽和)	1.4	粘土質シルト、礫混じりシルト、シルト、有機質シルト、腐植土混じりシルト、砂混じり固結シルト、砂混じりシルト、固結シルトなどの～シルト
シルト(不飽和)	1.1※	
粘土(飽和)	1.2	赤粘土、青粘土、黒粘土、白粘土、茶粘土、シルト質粘土、砂混じり粘土、有機質粘土などの～粘土
粘土(不飽和)	0.9	
火山灰(飽和)	1.1	火山灰、軽石
火山灰(不飽和)	0.9	
泥炭(飽和)	1.2	泥炭
泥炭(不飽和)	0.8	
ローム層(飽和)	1.0	埋木、腐植土、盛土、埋土、旧表土、腐葉土、砂質土、粘性土などの～土
ローム層(不飽和)	0.7	
岩(重量)(飽和)	3.1	花崗岩、閃緑岩、斑れい岩、カンラン岩、流紋岩、安山岩、玄武岩、蛇紋岩、その他 JISA0204:2012 の火成岩に属する～岩、大理石
岩(軽量)(飽和)	1.4	
その他(飽和)	1.0	上記以外
その他(不飽和)	0.7	

出典：地中熱ヒートポンプシステム(オーム社 北海道大学 地中熱利用システム工学講座 著)

- 5 ※不飽和の砂礫とシルトの熱伝導率は出典では明記されていなかったが砂(不飽和)と同等とした。  
 ※その他(飽和、不飽和)は最も熱伝導率の低いローム層と同等とした  
 ※出典では小数点以下第2位まで示されているものがあるが、小数点以下第1位(切り捨て)の表記とした。

10 (3) デフォルト値を使う方法

以下の値を使用する。

- 垂直埋設型： $\lambda = 1.2\text{W}/(\text{mK})$
- 水平埋設型： $\lambda = 0.7\text{W}/(\text{mK})$

(4) 「敷地内の地盤調査により得られた土質柱状図から算定する方法」の妥当性の確認

環境省 環境時術実証事業(ETV) ヒートアイランド対策技術分野(地中熱・下水等を利用したヒートポンプ空調システム)の「実証単位(A)地中熱利用システム全体」において公開されているデータを元に、近隣の地盤調査結果を利用して検証を行った。結果を表A3に示す。TRTで得られた有効熱伝導率は、地下水流がある場合には移流効果により算定法による値より大きくなる傾向にある。これは、算定法による値を用いる方が省エネ効果を評価する上で安全側になることを意味し、算定法の値を用いることは妥当であると考えられる。

表A3 ETV実証によるTRT結果と柱状図による推定法による有効熱伝導率の比較

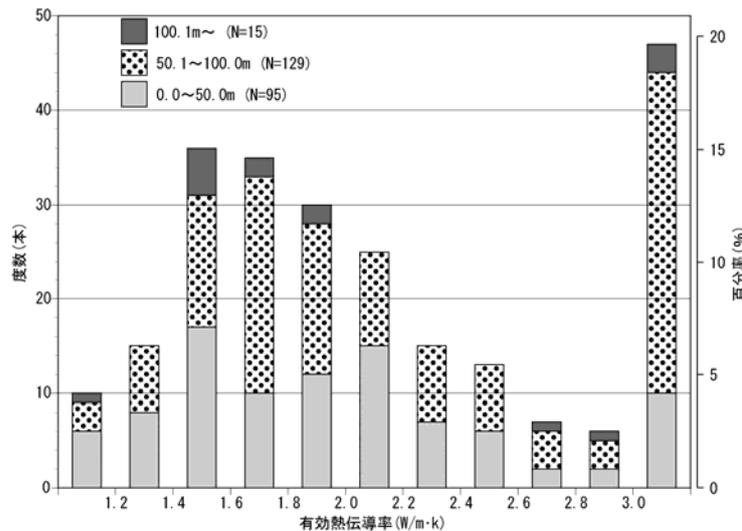
ETV 件名	TRT による値	柱状図からの算定値
ヒロセ株式会社東京工場	1.82	1.22
積水化学工業株式会社群馬工場	1.66	1.67
さいたま市大宮区の桜花保育園	1.73	1.41
さいたま市見沼区のきらめき保育園	1.65	1.37
株式会社福島地下開発本社事務所	2.73	1.45
川崎市南河原こども文化センター	1.7	1.30
東京都港区高輪福社会館において掘削された地中熱交換器	1.85	1.32

10

(5) 「デフォルト値を使う方法」のデフォルト値設定の確認

TRTで得られた有効熱伝導率 $\lambda$ について国内の試験実施企業にアンケート調査を行った結果(N=239, 図A1)を確認すると、 $\lambda=1.6W/(mK)$ 程度の出現頻度が高く、 $\lambda=1.2W/(mK)$ を下回る結果は全体の5%に満たない結果となっている。従って垂直埋設型における $\lambda$ のデフォルト値を $1.2W/(mK)$ とすることは妥当であると考えられる。

15



図A1 有効熱伝導率分布(出典：非営利特定法人 地中熱利用促進協会)

水平埋設型については、国内の施工が少ないこともあり、図A1のような確認を行えていないが、表A2に記載されている熱伝導率の最小値がローム層(不飽和)の0.7W/(mK)であること、'2011 ASHRAE Handbook – HVAC Applications (SI)'の34.24記載の表(表B1)において、水平埋設型のλの下限値が0.7W/(mK)であることから、水平埋設型のλのデフォルト値として0.7W/(mK)を採用した。

5

#### 参考文献

- 1) 国土交通省: 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),  
10 <http://www.mlit.go.jp/common/001016159.pdf>, 2013.10
- 2) 環境省: 地中熱利用にあたってのガイドライン改訂版, <http://www.env.go.jp/press/files/jp/26796.pdf>,  
2015.4
- 3) 特定非営利活動法人地中熱利用促進協会編: 一定加熱・温水循環方式熱応答試験(TRT)技術書(案)  
Ver.3.2, [http://www.geohpaj.org/wp/wp-content/uploads/trt\\_draft\\_v3\\_2.pdf](http://www.geohpaj.org/wp/wp-content/uploads/trt_draft_v3_2.pdf), 2016.3
- 15 4) 北海道大学地中熱利用システム工学講座: 地中熱ヒートポンプシステム, オーム社, 2007.9
- 5) 特定非営利活動法人地中熱利用促進協会編: 地中熱ヒートポンプシステム施工管理マニュアル, オーム社, 2014.12
- 6) 2011 ASHRAE Handbook - HVAC Applications (SI), ASHRAE, 2011.6
- 7) VDI 4640 Blatt 1 "Thermal use of the underground - Fundamentals, approvals, environmental aspects",  
20 2010.06
- 8) VDI 4640 Blatt 1 Berichtigung "Thermal use of the underground - Fundamentals, approvals, environmental aspects, Corrigendum concerning guideline VDI 4640 Blatt 1:2010-06", 2011.12
- 9) VDI 4640 Blatt 2 "Thermal use of the underground - Ground source heat pump systems", 2001.09

25

付属書B 相当熱交換器長 $L'$ に換算する方法と相当最大熱交換能力 $Q'$ の算定式の導出

5 本計算方法では、地中熱交換器の種類、地盤の有効熱伝導率 $\lambda$ から地中熱交換器長 $L$ を相当熱交換器長 $L'$ に換算し、 $L'$ 、地中熱ヒートポンプの定格能力、定格消費電力から算定した設計最大熱交換量 $H$ をもとに地中熱交換器の熱交換能力を5段階の「タイプ」として反映させている。本付属書は、本文に示した式(1)～(6)を導出した際の検討内容について示す。

10 (1) 地盤の有効熱伝導率 $\lambda$ を相当熱交換器長 $L'$ で換算する方法について

本計算方法では、地盤の有効熱伝導率 $\lambda$ の違いが熱源水温度に及ぼす影響を、熱交換器長 $L$ を、 $\lambda=2.0\text{W}/(\text{mK})$ における熱交換器長 $L'$ に補正して扱っている。以下に検討の経緯を示す。

15 '2011 ASHRAE Handbook – HVAC Applications (SI)'の34.24記載の表では、水平埋設型と垂直埋設型のそれぞれについて、有効熱伝導率による必要熱交換器長の補正係数が示されている。表B1に和訳して引用する。

表B1 熱伝導率による補正係数(2011 ASHRAE Handbook – HVAC Applications (SI)より)

	有効熱伝導率[W/(mK)]								
	0.7	1.0	1.4	1.7	2.1	2.4	2.8	3.1	3.5
水平ループ	1.22	1.0	0.89	0.82					
垂直ループ			1.23	1.1	1	0.93	0.87	0.83	0.79

20

表B1では、水平埋設型については $\lambda=1.0\text{W}/(\text{mK})$ を基準とし、垂直埋設型については $\lambda=2.1$ を基準とした、必要となる熱交換器の長さについての増減の比率を示している。

まず、垂直埋設型について、補正係数を有効熱伝導率の関数として累乗近似式で求めると、式(1)を得る(図B1)。

25 
$$e_v' = 1.4306 \times \lambda^{-0.481} \tag{1}$$

式(1)の補正係数 $e_v'$ は $\lambda=2.1$ で1となることから、 $\lambda=2.0$ で1をとるように変換すると、式(2)を得る。

$$e_v = 1.3957 \times \lambda^{-0.481} \tag{2}$$

この式(2)を熱交換器長の補正に用いたのが本文7.(1)で示した式(2a)、(2b)となる。

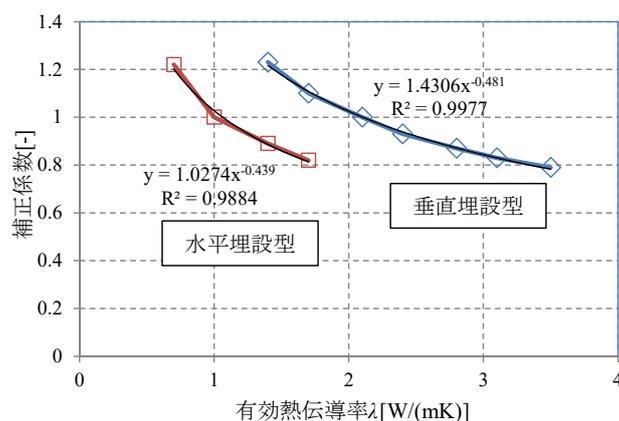
また、水平埋設型について、補正係数を有効熱伝導率の関数として累乗近似式で求めると、式(3)を得る(図B1)。

30 
$$e_h' = 1.0274 \times \lambda^{-0.439} \tag{3}$$

式(3)の補正係数 $e_h'$ は、 $\lambda=1.0$ で1となるが、水平埋設型の基準が $\lambda=1.0$ で垂直埋設型の基準が $\lambda=2.1$ であること、7(1)の相当熱交換器長 $L'$ の式が $\lambda=2.0$ における熱交換器長を基点としていることから変換すると、式(4)を得る。

35 
$$e_h = 1.0023 \times \lambda^{-0.439} \tag{4}$$

この式(4)を熱交換器長の補正に用いたのが本文7.(1)で示した式(2c)となる。



図B1 補正係数の近似式

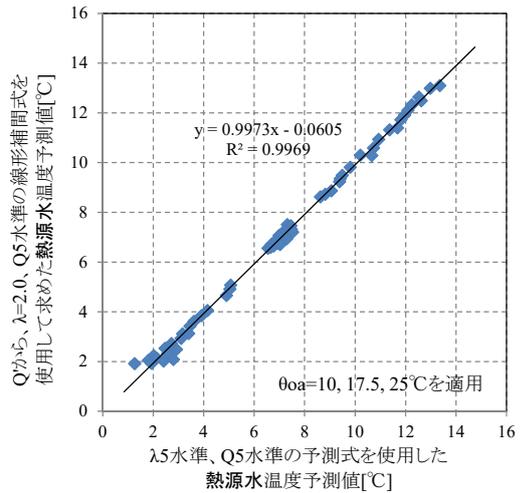
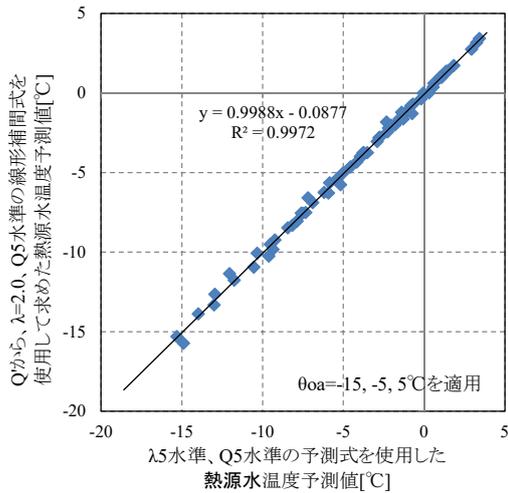
5 式(2)から派生した相当熱交換器長 $L'$ の式(本文7.(1)で示した式(2a))を用いた場合の妥当性について、以下に検討した結果を示す。

地中熱ヒートポンプシステム性能予測プログラムGround Clubを使用して、ダブルUチューブについて、以下の条件で計算を行った。なお、計算の詳細については付属書Cを参照されたい。

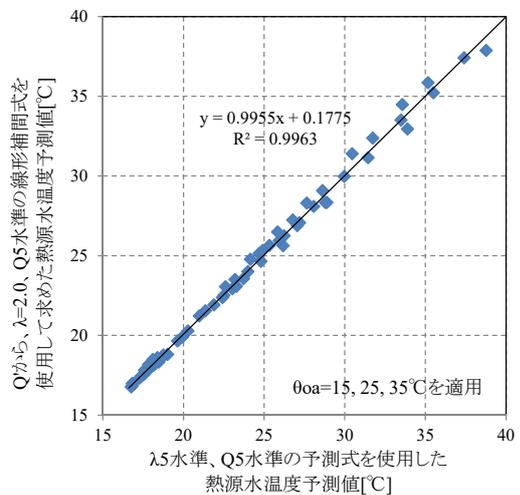
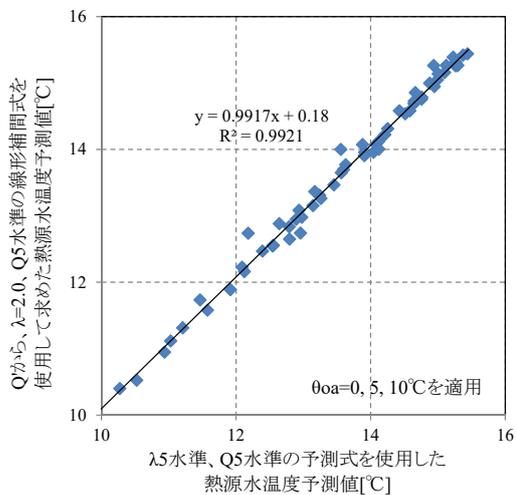
- 10
- ・ 地域区分は2地域、6地域、8地域
  - ・ 事務所建物モデルの室負荷を使用
  - ・ 地盤の有効熱伝導率 $\lambda$ は、1.2、1.6、2.0、2.4、2.8W/(mK)の5段階で設定
  - ・  $Q=20、40、60、80、100$ W/mの5段階の最大熱交換能力において、熱交換器長を決定
  - ・ 計算結果から日平均熱源水温度予測式を作成

15 以上の計算をもとに、本文7.(1)で示した式(2a)、(6)を用い、 $\lambda=2.0$ W/(mK)、 $Q=20、40、60、80、100$ W/mの日平均熱源水温度予測式を $Q$ について線形補完して適用して求めた熱源水温度と、5水準の $\lambda$ 、5水準の $Q$ における日平均熱源水温度予測式をそのまま用いて求めた熱源水温度を比較した(図B2~B4)ところ、良好な対応をみせることが確認できる。以上から、地盤の有効熱伝導率を反映した相当熱交換器長 $L'$ を用いることで、熱源水温度の予測が可能と考えた。

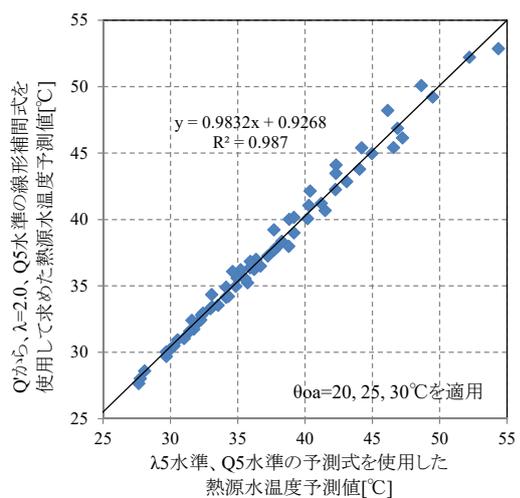
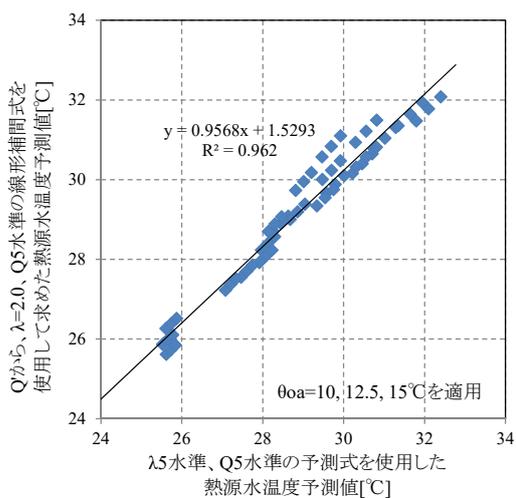
20



図B2 本文7.(1)で示した式(2a)を用いた熱源水温度予測(2地域事務所、左：暖房、右：冷房)



図B3 本文7.(1)で示した式(2a)を用いた熱源水温度予測(6地域事務所、左：暖房、右：冷房)



図B4 本文7.(1)で示した式(2a)を用いた熱源水温度予測(8地域事務所、左：暖房、右：冷房)

(2) シングルUチューブの熱交換器長をダブルUチューブ相当に換算する係数Aについて

シングルUチューブの熱交換器長をダブルUチューブ相当に換算する係数Aには1.3の値を採用している。以下に検討の経緯を示す。

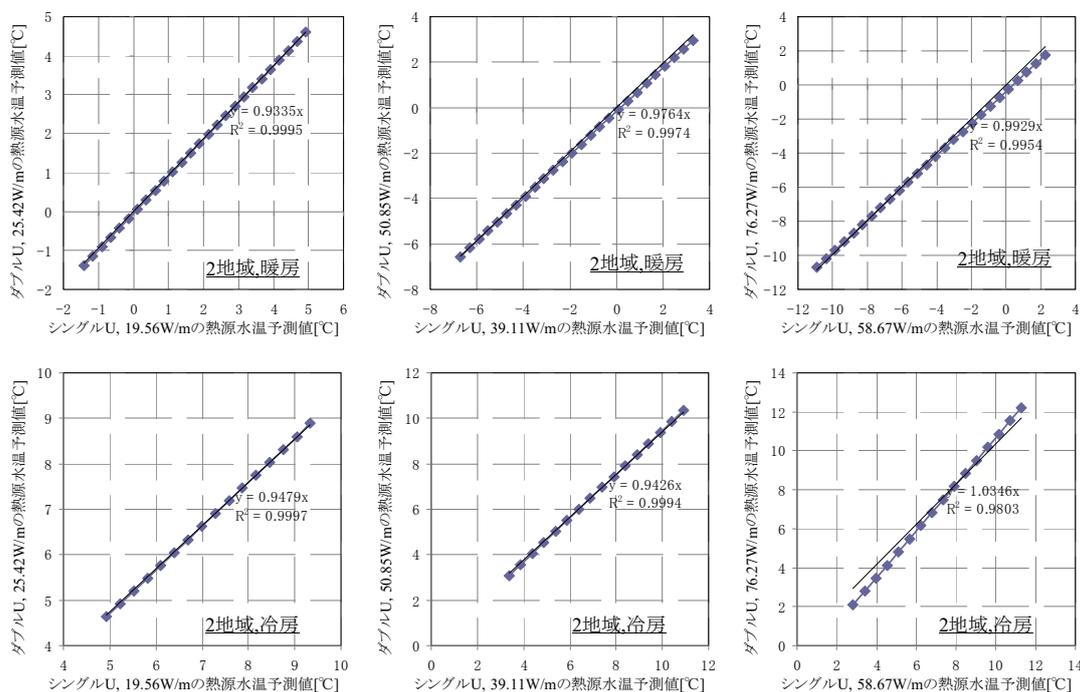
5 地中熱ヒートポンプシステム性能予測プログラムGround Clubを使用して、地中熱交換器をシングルUチューブとダブルUチューブとしたときの計算を行った。なお、計算の詳細については付属書Cを参照されたい。

- ・地域区分は2地域、6地域、8地域
- ・事務所建物モデルの室負荷を使用

10 ・地盤の有効熱伝導率 $\lambda$ は2.0W/(mK)固定

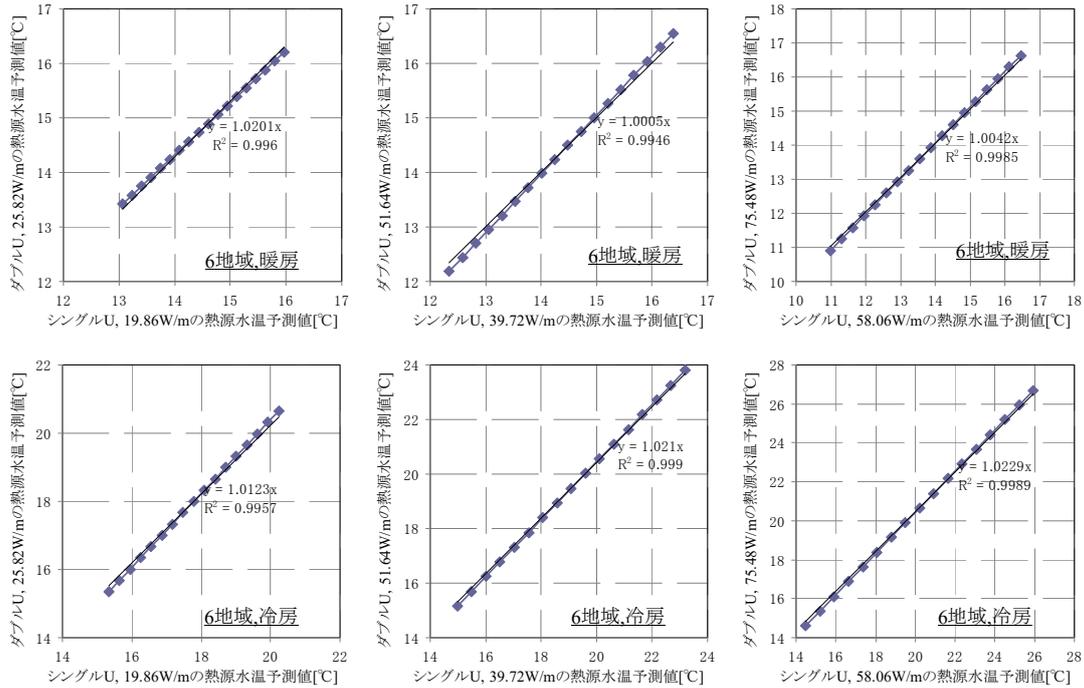
- ・20、40、60、80、100W/mの5段階の最大熱交換能力において、熱交換器長を決定

計算結果から、日平均熱源水温度予測式を作成し、シングルUチューブとダブルUチューブの熱源水温度予測値が同等となる熱交換器長について検討したところ、2地域、6地域では、ダブルUチューブの熱交換器長をシングルUチューブの1/1.3倍にした場合に同等となることが確認された(図B5、B6)。なお、8地域においては、同様にダブルUチューブの熱交換器長をシングルUチューブの1/1.3倍にした場合には、熱源水温度予測値に若干の乖離が見られる結果となっている(図B7)が、評価式を簡便にすることを優先し、全地域においてA=1.3と同一の数値を採用することとしている。

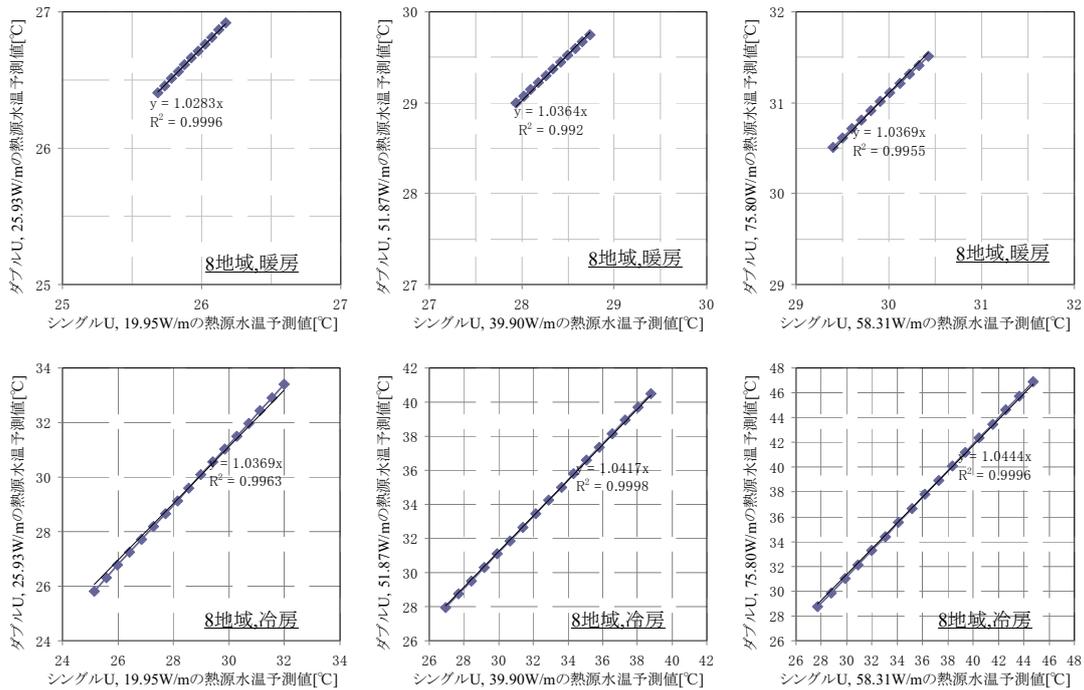


20

図B5 A=1.3としたときの熱源水温度の比較(2地域)



図B6  $A=1.3$ としたときの熱源水温度の比較(6地域)



図B7  $A=1.3$ としたときの熱源水温度の比較(8地域)

(3) 水平埋設型の熱交換器長をシングルUチューブ相当に換算する係数Bに関する検討

水平埋設型の熱交換器長をシングルUチューブ相当に換算する係数Bには1.3の値を採用している。以下に検討の経緯を示す。

5 '2011 ASHRAE Handbook - HVAC Applications (SI)'の34.24記載の表では、水平埋設型(トレンチ内の本数、巻数で3種類)とシングルUチューブ(管径で3種類)について、熱交換器のタイプ別、地中平均温度帯別に、1kWあたりの推奨長さの記載されている。ただし、この推奨長さは水平埋設型については、有効熱伝導率 $\lambda=1.0W/(mK)$ における値であり、垂直埋設型については、 $\lambda=2.1W/(mK)$ における値である点に注意が必要である(この $\lambda$ の違いに対応した変換については、本付属書(1)で検討している)。表B2に和訳して引用する。

表B2 地中熱交換器のkWあたりの推奨長さ  
(2011 ASHRAE Handbook – HVAC Applications (SI)記載の表に付記)

熱交換器の形式	ピッチ		地中温度[°C]						
	単位トレンチ・ボアホール長さあたりの管数		7~8	8~11	11~13	13~15	15~17	17~19	19~21
水平	6管/6巻	6	16	14	13	14	16	17	20
	4管/4巻	4	19	17	17	17	19	22	26
	2管	2	26	24	22	24	26	30	35
Uチューブ	管径19mm	2	16	15	14	15	16	17	20
	管径25mm	2	15	14	13	14	15	16	19
	管径32mm	2	14	13	12.5	13	14	15	17
該当する地域区分			2地域	3地域	4地域	5地域	6地域	7地域	
水平4管/4巻とUチューブ管径25mmの比			1.27	1.21	1.31	1.21	1.27	1.38	1.37

10

表B2には、水平埋設型について「2管」「4管/4巻」「6管/6巻」の3ケースが示されているが、本計算方法では、「4管/4巻」をもって水平埋設型を代表させている。これは、熱交換器長が長くなり設置面積や施工費の面から不利になる「2管」を選択する状況は多くないと考えられること、「6管/6巻」をもって水平埋設型を代表させると「4巻/4巻」採用時に対して過剰に熱交換能力を見込むこと、から「4管/4巻」をもって水平埋設型を代表させるとしている。トレンチ1mにおける管数4本(4巻)の場合と、シングルUチューブの代表として管径25mmの場合について推奨される長さの比をとると、地中温度に応じて若干の差があるが、水平埋設型の熱交換器長はシングルUチューブの1.2~1.4倍程度となっていることが分かる(表B2)。水平埋設型で必要となる地中熱交換器長をシングルUチューブに換算して考える場合には、比の値が大きい方が水平埋設型では安全側となること、地中熱ヒートポンプシステムがより積極的に導入されると想定される寒冷な地域では、比が1.3をほぼ下回ることを考慮し、水平埋設型の熱交換器長をシングルUチューブ相当に換算する係数 $B$ については1.3の値を採用することとした。

15

20

#### (4) 相当最大熱交換能力 $Q'$ の算定式の導出

25

国土交通省「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)」では、地中熱交換器長 $L$ を設計するにあたり、冷房負荷 $q_m[W]$ 、暖房負荷 $q_h[W]$ 、地中熱ヒートポンプのCOP、単位長さあたりの熱交換量 $q_l[W/m]$ (一般事務庁舎：50~70、それ以外：30~40)から、

$$L = \text{MAX} \left[ \frac{q_h(\text{COP} - 1/\text{COP})}{q_l}, \frac{q_m(\text{COP} + 1/\text{COP})}{q_l} \right] \quad (5)$$

として求めている。本計算方法では、式(5)における地中熱交換器長の設計の考え方を基本に置いて熱

交換能力を評価することとし、申請・審査における確認方法を考慮して以下の改変を行っている。

①暖冷房負荷から地中熱ヒートポンプの性能(定格能力、定格消費電力)への変更

式(5)中の分子は暖冷房負荷から求めた採熱量、放熱量となっているが、暖冷房負荷を用いると申請・審査において負荷計算過程の確認が必要となり、申請側の書類作成、審査側の確認に要する労力が膨大になるおそれがある。そのため、申請・審査において確認が容易な地中熱ヒートポンプの性能(定格能力、定格消費電力)に置き換えて採熱量、放熱量の計算を行うこととした。

$$q_h(\text{COP}-1/\text{COP}) \rightarrow 1000 \times H_H' = 1000 \times (q_H - e_H) \quad (6a)$$

$$q_m(\text{COP}+1/\text{COP}) \rightarrow 1000 \times H_C' = 1000 \times (q_C + e_C) \quad (6b)$$

ここで、地中熱ヒートポンプの暖房定格能力 $q_H$ [kW]、暖房定格消費電力 $e_H$ [kW]、冷房定格能力 $q_C$ [kW]、冷房定格消費電力 $e_C$ [kW]、暖房時の最大熱交換量 $H_H'$ [kW]、冷房時の最大熱交換量 $H_C'$ [kW]である。

②相当熱交換器長 $L'$ への置換

地中熱交換器長 $L$ は、地中熱交換器の種類と地盤の有効熱伝導率 $\lambda$ を反映した相当熱交換器長 $L'$ (本付属書(1)~(3)で検討)に置き換えた。

以上の①②を式(5)に反映させると、

$$Q' = 1000 \times \text{MAX}[q_H - e_H, q_C + e_C] / L' = 1000 \times H / L' \quad (7)$$

となる。ここで、式(5)における単位長さあたりの熱交換量 $q_l$ は、主に①の置き換えにより意味合いが変化することから、地中熱交換器の相当最大熱交換能力 $Q'$ [W/m]として別の変数としている。以上の式(7)は、本文の式(3)、(4)、(5a)、(6)をあわせた表式となっている。

式(7)の導出にあたっては、上記①で申請・審査における確認の容易さの点から、使用する数値を地中熱ヒートポンプの性能値に置き換えたことにより、元来の暖冷房負荷を用いた場合と比べて以下の点で差異が生じる。

1) 地中熱ヒートポンプの性能から $Q'$ を求めると、暖冷房負荷から式(5)で求めた $q_l$ と比べて大きな値となる。地中熱ヒートポンプの能力に過大な余裕がある(暖冷房負荷より極端に大きい)場合には、その差異は顕著となり、熱交換器の「タイプ」が大きくなる(処理すべき熱量が大きいと評価される)場合も生じる。

2) 暖房負荷が大きい場合に $Q'$ が大きくなる。これは地中熱ヒートポンプの性能値から式(6a)、(6b)より採熱量、放熱量を求める場合、一般的な地中熱ヒートポンプでは冷房側で決定されることになることによる。そのため、暖房負荷が大きな建物では $Q'$ の過大な算定につながり、寒冷地ではより顕著となる。

上記の1)については、地中熱ヒートポンプの性能値を用いる前提では、本質的に含まれる差異であり避けられず、一次エネルギー消費量の評価では安全側となることから、申請・審査における容易さを優先して許容できるものとしている。2)については、寒冷地において暖房期の処理熱量で設計を行った場合に、冷房側で $Q'$ を算定すると乖離が大きくなることが予想されたことから、以下の検討を行った。

付属書C (1)で行っている8地域区分、室用途5用途における負荷計算結果、ならびに空調負荷から設定したGround Clubでの計算条件(熱交換器長、機器容量等)をもとに、本計算方法で採用した地中熱ヒート

ポンプの性能値による $Q'$ と、元来の暖冷房負荷から求める $Q$ の比較を行った。

暖冷房負荷から求める $Q$ (ここでは $Q_{HC}$ とする)は、以下の式(8o)で求める。

$$Q_{HC} = \text{MAX}[q_h(\text{COP} - 1/\text{COP}), q_m(\text{COP} + 1/\text{COP})]/L' \quad (8o)$$

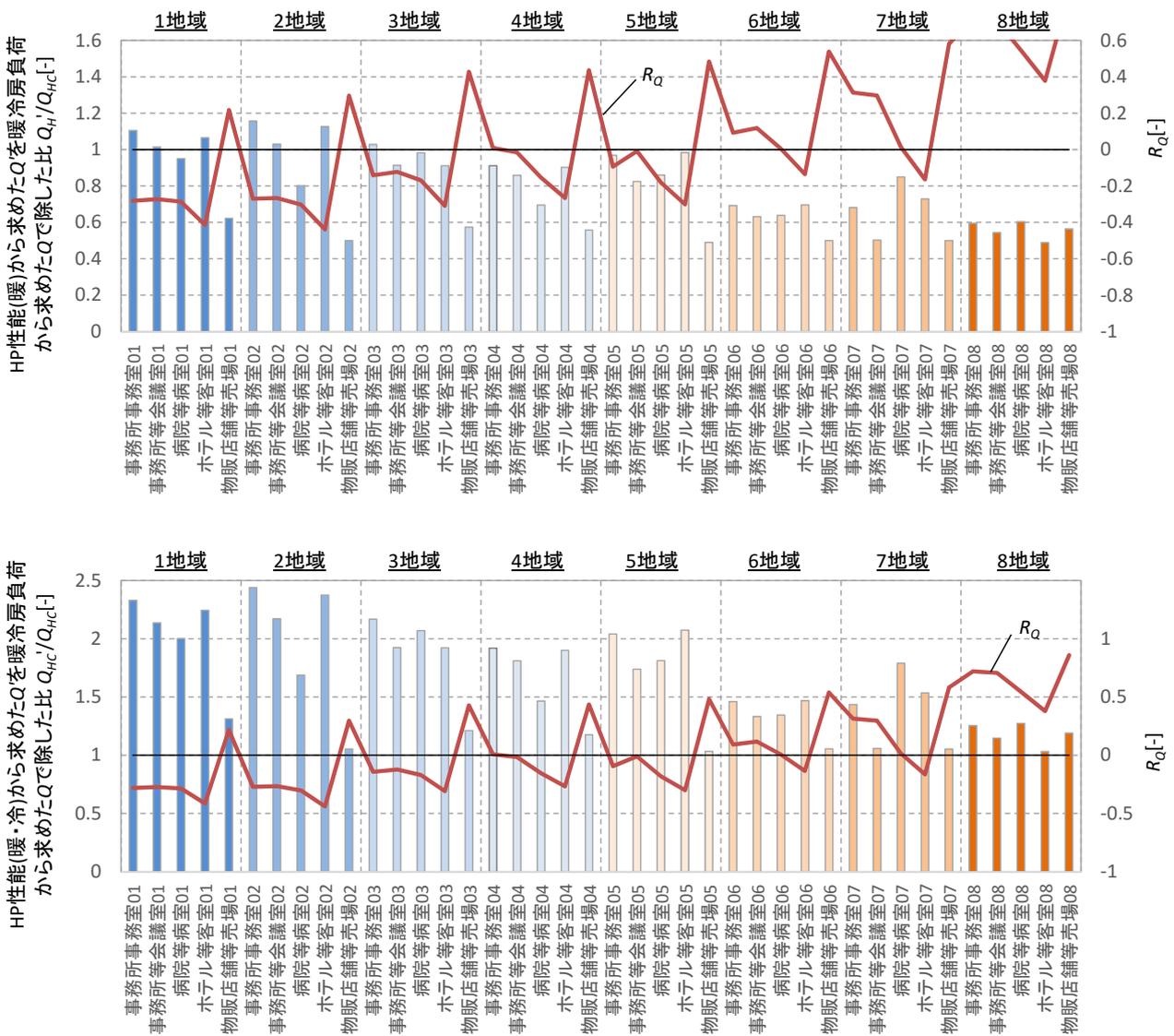
ここで、 $q_m$ は冷房負荷[W]、 $q_h$ は暖房負荷[W]、 $L'$ は(ポアホール本数を整数値に調整済みの)地中熱交換器長[m]である。また、COPには付属書C(1)の計算において設定した4.0(暖冷房とも)を使用している。

地中熱ヒートポンプの性能値による $Q'$ については、暖房冷房の双方の性能値から求める場合(ここでは $Q_{HC}'$ とする)は式(8a)式(7)と同じを、暖房の性能値のみから求める場合(ここでは $Q_H'$ とする)は式(8b)を使用する。

$$Q_{HC}' = 1000 \times \text{MAX}[q_H - e_H, q_C + e_C]/L' \quad (8a)$$

$$Q_H' = 1000 \times (q_H - e_H)/L' \quad (8b)$$

以上で求めた $Q_{HC}'$ 、 $Q_H'$ を、 $Q_{HC}$ で除した値で8地域区分、5用途について、それぞれの $R_Q$ (本文式(13))とともに示したのが図B8である。



図B8 地域区分、室用途毎の $Q_H'/Q_{HC}$ (上図)、 $Q_{HC}'/Q_{HC}$ (下図)

図B8では、 $Q'/Q$ の比が1になるのが望ましく、1を超えると地中熱交換器の熱交換能力を安全側に見ることになり、1を下回ると熱交換能力を過大に見積もることを示している。1地域では、冷房負荷の方が大きい( $R_Q$ が正の値をとる)物販店舗等売場を除いた4用途で、暖房の性能値のみから求めた $Q_H'$ が $Q_{HC}$ とほぼ等しくなり、暖房側のみで $Q'$ を計算する方が妥当な評価につながるといえる。2地域、3地域でも、物販店舗等売場と一部(2地域の病院等病室)を除いて、暖房側のみで $Q'$ を計算する方が妥当と言える。4地域以南になると、5用途すべてにおいて、暖房の性能値のみから求めた $Q_H'$ が $Q_{HC}$ を下回るようになり、暖房側のみで $Q'$ を計算する妥当性が薄れることが分かる。

1~3地域においても、物販店舗等売場に代表される冷房負荷が大きく、 $R_Q$ が正になる室用途については、暖房の性能値のみから求めた $Q_H'$ を使用することは熱交換能力を過大に見積もることにつながる。しかし、暖房冷房の双方の性能値から求める $Q_{HC}'$ を使うと、1~3地域では $Q_{HC}$ の2倍を超える室用途が散見され、簡単に妥当な評価につなげるための何らかの判断が必要と考えられた。そこで、本計算方法では、1~3地域は暖房の性能値のみから、4~8地域は暖冷両方の性能値から $Q'$ を求めることとして計算方法を構築した(本文式(5a)、(5b))。

本来であれば、暖冷房負荷による $Q$ の算定や、あるいは $R_Q$ 等の冷暖房負荷のアンバランスを示す指標に考慮した算定が必要となるところではあるが、申請・審査における容易さを優先したこと、一次エネルギー消費量計算プログラムの処理フローの簡便さ(一度の空調負荷計算で終わらせる。本文図4参照)と計算時間の短縮を優先したことから、上記の実装を行うに至った。本文式(5a)、(5b)により、 $R_Q$ の違いや地域区分間(3地域と4地域)のギャップが解消されたわけではないことから、今後の評価ロジックの改良が課題となる。

#### 参考文献

- 1) 国土交通省: 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),  
25 <http://www.mlit.go.jp/common/001016159.pdf>, 2013.10
- 2) 2011 ASHRAE Handbook - HVAC Applications (SI), ASHRAE, 2011.6
- 3) 地中熱源ヒートポンプシステム性能予測プログラムGround Club,  
[http://www.zeneral.co.jp/download/pdf\\_data/catalog\\_gc.pdf](http://www.zeneral.co.jp/download/pdf_data/catalog_gc.pdf), ゼネラルヒートポンプ工業株式会社
- 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  
30 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,  
2005.8
- 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.43-51,  
2006.6
- 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  
35 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, 2008.5

## 付属書C 日平均熱源水温度予測式の作成根拠と検証

5

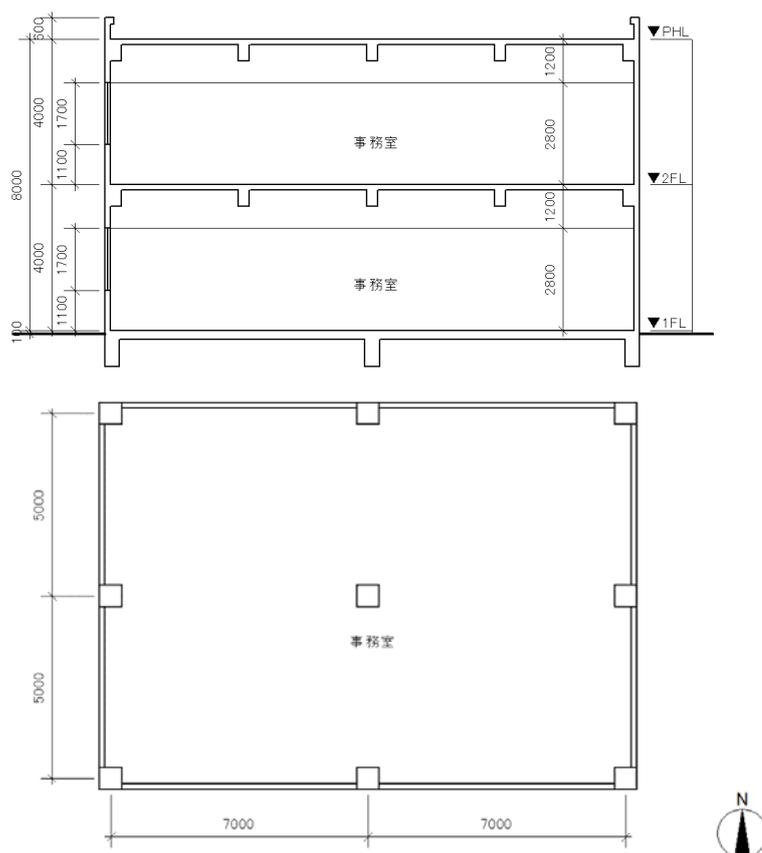
本計算方法では、地中熱交換器からの日平均熱源水温度を、日平均外気温、年平均外気温から算定するモデル化を行っている。本付属書では、モデル化の際の検討の経緯を示す。

### (1) 計算の概要

10 動的負荷計算プログラムNewHASPにより計算した空調負荷をもとに、地中熱源ヒートポンプシステム性能予測プログラムGround Clubを使用して、有効熱伝導率 $\lambda$ 、最大熱交換能力 $Q$ をパラメータとして、地中熱交換器から戻ってくる熱源水温度の計算を行った。計算の概要は以下の通りである。

- ・地域区分：1地域～8地域
- ・建物モデル：RC造2階建、延べ面積280m<sup>2</sup>、窓面積率約30%(図C1)

15



図C1 建物モデル(上：断面図、下：平面図)

20 建物モデルの屋根、外壁の仕様は事務所等の基準設定仕様(平成25年省エネルギー基準に準拠した算定・判断の方法及び解説 I 非住宅建築物(第二版)p.340)とする。1階床の仕様は事務所モデルの算定事例を参考とし(図C2)、2階床の仕様は1階床仕様と屋根の基準設定仕様を参考に設定した(表C1)。



出典：平成25年省エネルギー基準 非住宅建築物 一次エネルギー消費量算定事例～事例に学ぶ設備仕様入力シート～の作成ポイント～  
 (一般財団法人建築環境・省エネルギー機構 編集・発行)

図C2 1階床の仕様

表C1 2階床の仕様

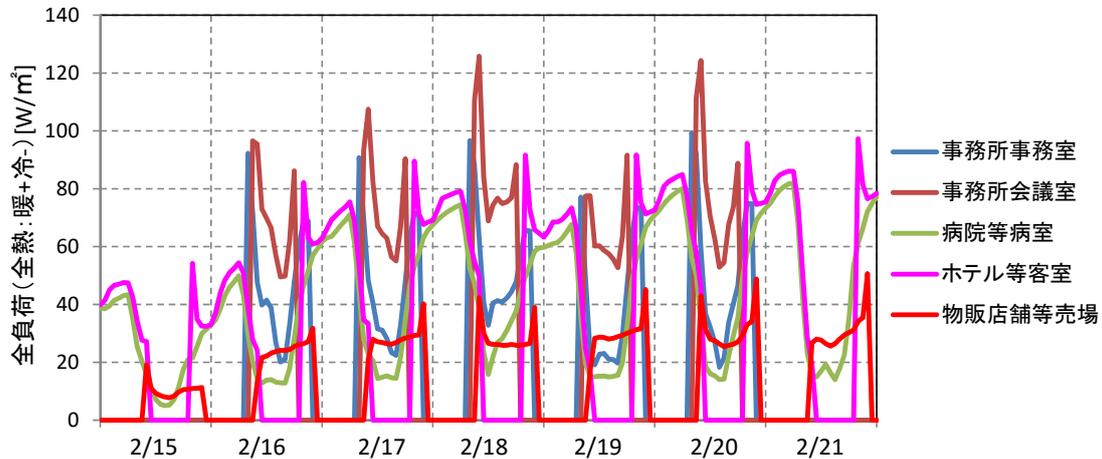
部位名称	H25年 省エネ基準 建材番号	建材名称	厚さ [mm]
2F 床		2F 室側	
	107	カーペット類	5
	2	アルミニウム(OAフロア)	10
	302	非密閉空気層	150
	41	コンクリート	150
	302	非密閉中空層	863
	62	せっこうボード	10
	70	ロックウール化粧吸音板	12
		1F 室側	

- 10
- ・物性値等には「平成25年省エネルギー基準に準拠した算定・判断の方法及び解説」の値を使用している。ただし、一部の物性値については、NewHASP所収の材料データの値を使用している。
  - ・その他、空調条件等については、「平成25年省エネルギー基準に準拠した算定・判断の方法及び解説」に準じて設定した。
- 15
- ・事務所等事務室、事務所等会議室、病院等病室、ホテル等客室、物販店舗売場の5つの室用途についてNewHASPにより空調負荷を計算した。
  - ・Ground Clubを使用して、地中熱交換器から戻ってくる熱源水温度の計算を行った。7月1日から計算を開始し、約6年半の計算を行い、最終年(7年目)の結果を分析した。
  - ・1.2、1.6、2.0、2.4、2.8W/(mK)の5段階の地盤の有効熱伝導率λについて事前検討を行った(付属書B(1))

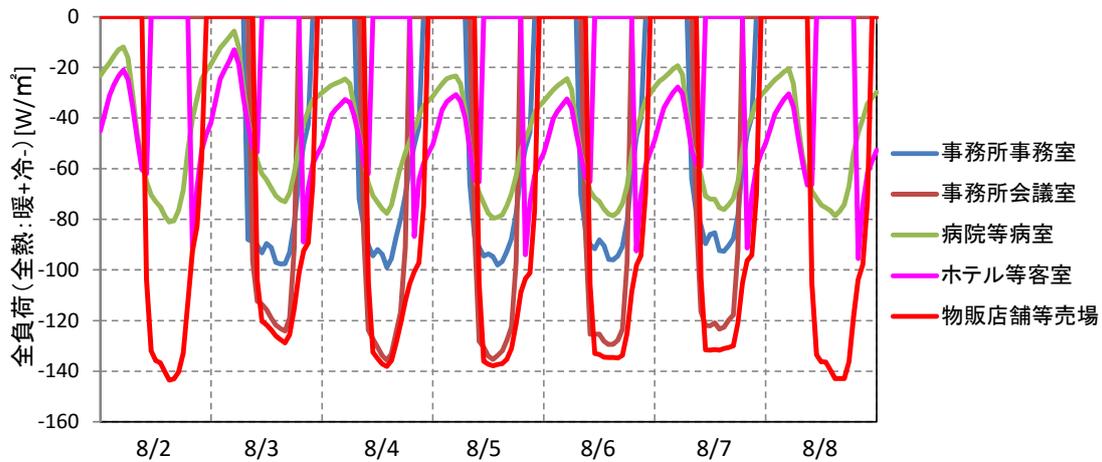
後に、 $\lambda=2.0\text{W}/(\text{mK})$ について日平均熱源水温度予測式を作成した。

- $Q'=20、40、60、80、100\text{W}/\text{m}$ の5段階の最大熱交換能力に対して熱交換器長を決定。
- 地中熱交換器はダブルUチューブとし、熱交換器1本の長さは75mとする。

5 以上により算定した空調負荷のうち、例として6地域の暖冷房負荷を、図C3、C4に示す



図C3 暖房負荷(6地域, 2/15~21)



図C4 冷房負荷(6地域, 8/2~8)

10

(2) 熱源水温度予測モデルの検討

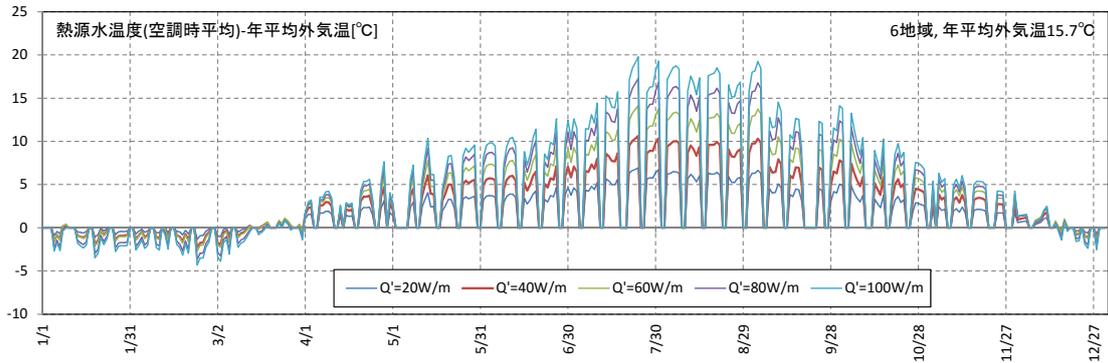
図C5~C7に6地域、 $\lambda=2.0\text{W}/(\text{mK})$ における事務所等事務室の、図C8~C10に物販店舗売場の結果を示す。図C5、C8は、Ground Clubで計算した空調時の熱源水温度平均値 $\theta_{w,d}$ と年平均外気温 $\theta_{oa,ave}$ の差の推移を示しており、この空調時熱源水温度平均値 $\theta_{w,d}$ と年平均外気温 $\theta_{oa,ave}$ の差と、日平均外気温 $\theta_{oa,d}$ と年平均外気温 $\theta_{oa,ave}$ の差の関係を示した図が図C6、C9となる。地中熱交換器から戻ってくる熱源水温度の予測モデルとして、日平均空調時熱源水温度 $\theta_{w,d}$ と年平均外気温 $\theta_{oa,ave}$ の差が、日平均外気温 $\theta_{oa,d}$ と年平均外気温 $\theta_{oa,ave}$ の差に比例すると仮定し、

15

$$\theta_{w,d} - \theta_{oa,ave} = k(\theta_{oa,d} - \theta_{oa,ave}) + p \tag{1}$$

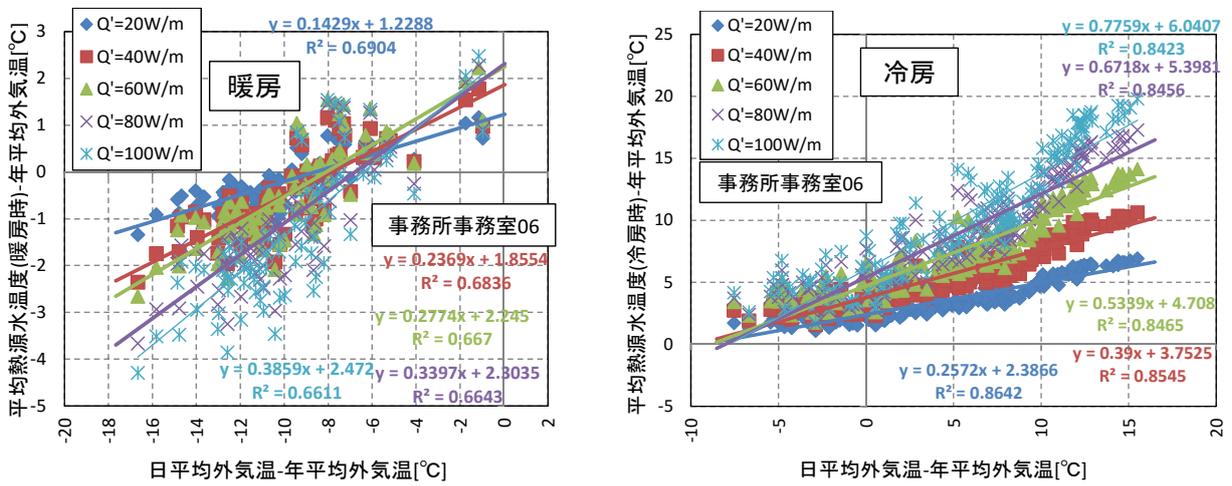
でモデル化することを考えると、図C6、C9においてそれぞれの $Q'$ について線形として近似することで、式(1)における $k$ と $p$ を求めることができる(表C2、C3に、地域区分、室用途、熱交換器タイプ毎に求めた式(1)における $k$ と $p$ を示す)。以上で求めた式(1)より空調時熱源水温度平均値の予測値を求め、Ground Clubで求めた値との差異について推移を図C7、C10に示したところ、地中熱交換器長が短い大きな $Q'$ において特に差異が大きくなっており、式(1)による予測値とGround Clubの値の間に最大4°C程度の差があることが分かる。また、季節により偏って差異が出現する(冷房期間の前半に予測値が高く、後半に低くなっている)点も見られ、式(1)では季節間の熱源水温度の推移までは十分に表せていない状況も確認できる。

10 以上のような差異が式(1)による予測値に含まれることになるが、地中熱ヒートポンプシステム利用時の熱源水温度について、簡便に計算プログラムで扱うことができることから、式(1)を予測式の基本として考えることとした。

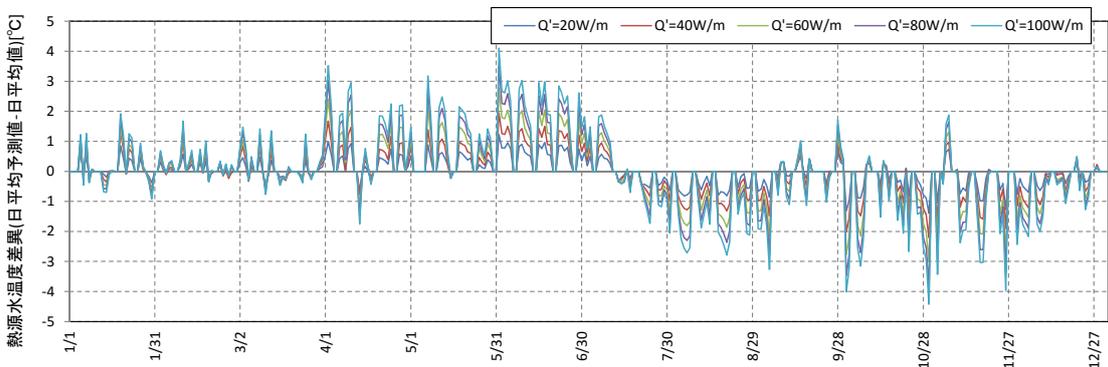


図C5 日平均熱源水温度(空調時)の推移(6地域, 事務所等事務室,  $\lambda = 2.0\text{W}/(\text{mK})$ )

5

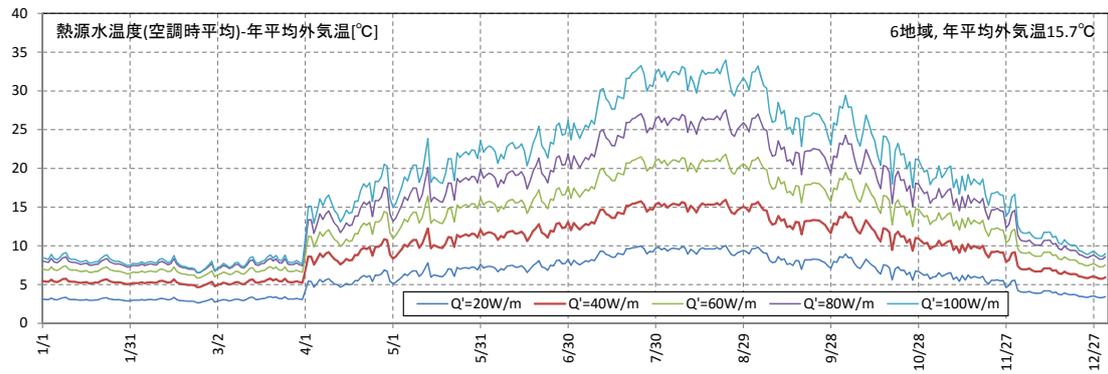


図C6 日平均外気温と日平均熱源水温度の相関(6地域, 事務所等事務室,  $\lambda = 2.0\text{W}/(\text{mK})$ )



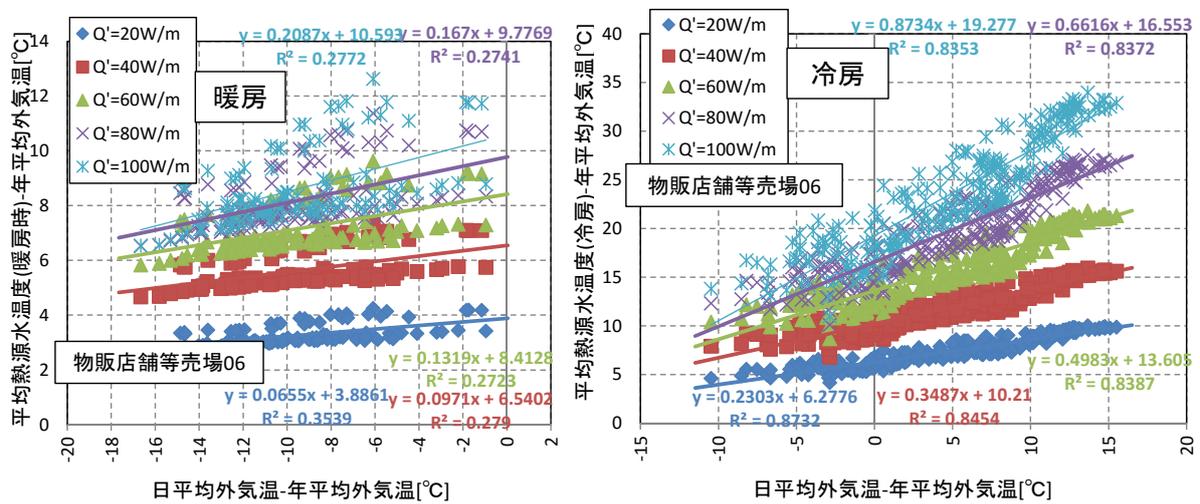
図C7 日平均熱源水温度予測値の差異(6地域, 事務所等事務室,  $\lambda = 2.0\text{W}/(\text{mK})$ )

10

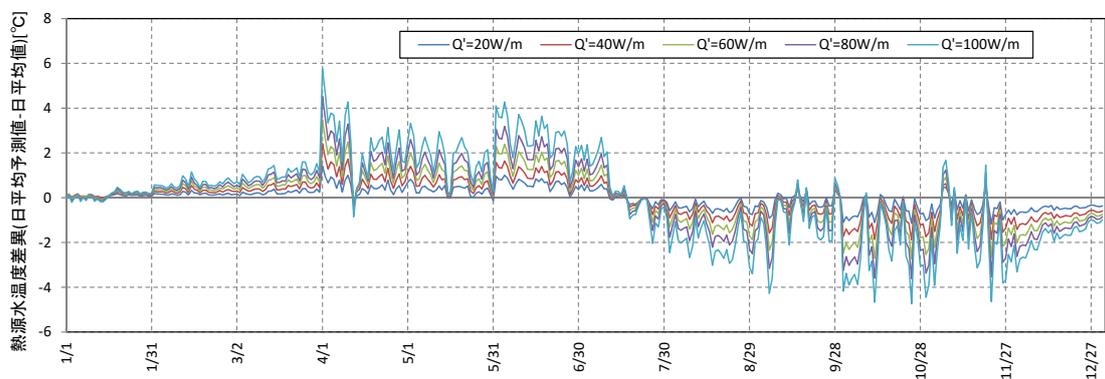


図C8 日平均熱源水温度(空調時)の推移(6地域, 物販店舗売場,  $\lambda = 2.0\text{W}/(\text{mK})$ )

5



図C9 日平均外気温と日平均熱源水温度の相関(6地域, 物販店舗売場,  $\lambda = 2.0\text{W}/(\text{mK})$ )



図C10 日平均熱源水温度予測値の差異(6地域, 物販店舗売場,  $\lambda = 2.0\text{W}/(\text{mK})$ )

10

表C2 係数 $k, p$  (1~4地域)

地域区分		1					
タイプ		1	2	3	4	5	
$Q'$		20	40	60	80	100	
事務所等 事務室	暖房	$k_H$	0.1143	0.1840	0.2373	0.3198	0.3497
	暖房	$p_H$	-1.2454	-2.0355	-2.5700	-3.1869	-3.2831
	冷房	$k_C$	0.1642	0.2722	0.3599	0.4245	0.4853
	冷房	$p_C$	-0.4583	-0.7060	-0.8192	-0.8429	-0.9128
事務所等 会議室	暖房	$k_H$	0.1238	0.1915	0.2561	0.3166	0.3737
	暖房	$p_H$	-1.7177	-2.7426	-3.6423	-4.4342	-4.6453
	冷房	$k_C$	0.1766	0.2819	0.3885	0.4242	0.5250
	冷房	$p_C$	-0.8549	-1.3717	-1.7409	-1.8686	-2.0675
病院等 病室	暖房	$k_H$	0.1309	0.2116	0.2780	0.3608	0.4273
	暖房	$p_H$	-3.4763	-5.2289	-6.4172	-7.6808	-8.1638
	冷房	$k_C$	0.1508	0.2571	0.3316	0.4365	0.5435
	冷房	$p_C$	-1.9669	-2.6918	-2.8161	-3.1450	-3.0520
ホテル等 客室	暖房	$k_H$	0.1415	0.2207	0.3055	0.3382	0.3848
	暖房	$p_H$	-3.9773	-5.9900	-7.6476	-8.4078	-9.1829
	冷房	$k_C$	0.1253	0.2001	0.2904	0.2896	0.3387
	冷房	$p_C$	-2.9355	-4.2395	-5.0635	-5.1377	-5.5055
物販店舗 売場	暖房	$k_H$	0.0579	0.0973	0.1312	0.1546	0.1756
	暖房	$p_H$	1.1191	1.7374	2.0495	2.0354	2.1147
	冷房	$k_C$	0.1923	0.3334	0.3907	0.5393	0.6238
	冷房	$p_C$	3.2646	5.4931	6.5345	8.2287	9.2503

地域区分		2					
タイプ		1	2	3	4	5	
$Q'$		20	40	60	80	100	
事務所等 事務室	暖房	$k_H$	0.1422	0.2244	0.3063	0.3831	0.4528
	暖房	$p_H$	-0.9425	-1.5258	-2.0811	-2.6283	-2.8768
	冷房	$k_C$	0.1935	0.3182	0.4506	0.4965	0.5970
	冷房	$p_C$	0.1486	0.2367	0.3748	0.6306	0.5530
事務所等 会議室	暖房	$k_H$	0.1498	0.2378	0.3200	0.3780	0.4836
	暖房	$p_H$	-1.5699	-2.5734	-3.4320	-4.0510	-4.6949
	冷房	$k_C$	0.2242	0.3691	0.5160	0.5445	0.6818
	冷房	$p_C$	-0.6311	-1.0200	-1.2829	-1.0971	-1.4961
病院等 病室	暖房	$k_H$	0.1595	0.2590	0.3562	0.4097	0.4872
	暖房	$p_H$	-2.8319	-4.3003	-5.5105	-6.1440	-6.9053
	冷房	$k_C$	0.1729	0.2993	0.4358	0.4629	0.5915
	冷房	$p_C$	-1.1704	-1.5521	-1.6019	-1.3995	-1.4582
ホテル等 客室	暖房	$k_H$	0.1668	0.2694	0.3502	0.4437	0.5177
	暖房	$p_H$	-3.4073	-5.2525	-6.4245	-7.8341	-8.7201
	冷房	$k_C$	0.1489	0.2535	0.3439	0.4613	0.4985
	冷房	$p_C$	-2.4167	-3.6084	-4.2279	-4.9126	-4.8675
物販店舗 売場	暖房	$k_H$	0.0615	0.1011	0.1456	0.1620	0.1842
	暖房	$p_H$	1.6652	2.5217	2.9501	3.1509	3.3477
	冷房	$k_C$	0.1897	0.3213	0.4124	0.5232	0.6070
	冷房	$p_C$	4.4302	7.1810	9.2012	10.6618	11.9717

地域区分		3					
タイプ		1	2	3	4	5	
$Q'$		20	40	60	80	100	
事務所等 事務室	暖房	$k_H$	0.1466	0.2407	0.3219	0.3432	0.3953
	暖房	$p_H$	-0.4166	-0.8115	-0.9400	-1.3324	-1.6702
	冷房	$k_C$	0.2366	0.4078	0.4700	0.6046	0.7158
	冷房	$p_C$	0.6287	0.9985	1.1555	1.3639	1.5184
事務所等 会議室	暖房	$k_H$	0.1511	0.2387	0.3282	0.3365	0.4187
	暖房	$p_H$	-0.7614	-1.2765	-1.2852	-1.9262	-2.5543
	冷房	$k_C$	0.2075	0.3398	0.4094	0.4936	0.6388
	冷房	$p_C$	0.6296	1.0358	1.2843	1.5200	1.9068
病院等 病室	暖房	$k_H$	0.1548	0.2626	0.3846	0.3874	0.4580
	暖房	$p_H$	-1.7289	-2.9752	-3.8171	-4.4241	-5.3224
	冷房	$k_C$	0.2124	0.3851	0.5096	0.6065	0.7579
	冷房	$p_C$	-0.1537	-0.1519	-0.0941	-0.0380	0.1260
ホテル等 客室	暖房	$k_H$	0.1624	0.2661	0.3498	0.4044	0.4756
	暖房	$p_H$	-2.6523	-4.3009	-5.4548	-6.4452	-7.4003
	冷房	$k_C$	0.1843	0.3167	0.3809	0.5106	0.6307
	冷房	$p_C$	-1.7045	-2.5764	-2.8992	-3.4458	-3.7139
物販店舗 売場	暖房	$k_H$	0.0631	0.1004	0.1169	0.1488	0.1673
	暖房	$p_H$	2.4325	3.8255	4.7702	5.3401	5.3586
	冷房	$k_C$	0.2070	0.3223	0.4280	0.5743	0.6560
	冷房	$p_C$	4.6327	7.5899	9.4414	11.5792	12.4336

地域区分		4					
タイプ		1	2	3	4	5	
$Q'$		20	40	60	80	100	
事務所等 事務室	暖房	$k_H$	0.1637	0.2698	0.3255	0.4078	0.4735
	暖房	$p_H$	0.7020	0.9686	1.0998	1.0972	1.0452
	冷房	$k_C$	0.2276	0.3718	0.4913	0.6378	0.7600
	冷房	$p_C$	1.4851	2.4120	2.9122	3.4837	3.8906
事務所等 会議室	暖房	$k_H$	0.1727	0.2754	0.3187	0.4049	0.4501
	暖房	$p_H$	0.3059	0.4369	0.5108	0.4359	0.3303
	冷房	$k_C$	0.2258	0.3723	0.4370	0.5741	0.6492
	冷房	$p_C$	1.2666	2.0627	2.5033	3.0953	3.3508
病院等 病室	暖房	$k_H$	0.1631	0.2679	0.3871	0.4304	0.5185
	暖房	$p_H$	-0.3155	-0.7442	-0.7563	-1.6509	-2.2800
	冷房	$k_C$	0.2195	0.3792	0.4813	0.6640	0.8354
	冷房	$p_C$	1.1015	1.7209	2.0647	2.6233	3.0432
ホテル等 客室	暖房	$k_H$	0.1812	0.3005	0.4182	0.4597	0.5481
	暖房	$p_H$	-1.5537	-2.5993	-3.0653	-4.0786	-4.7851
	冷房	$k_C$	0.2196	0.3791	0.4568	0.6159	0.7620
	冷房	$p_C$	-0.9490	-1.4466	-1.6191	-1.9517	-2.1249
物販店舗 売場	暖房	$k_H$	0.0709	0.1183	0.1399	0.1780	0.1989
	暖房	$p_H$	3.2132	5.2460	6.5701	7.5137	7.6561
	冷房	$k_C$	0.2058	0.3149	0.4392	0.5944	0.6819
	冷房	$p_C$	5.5294	8.9923	11.6036	14.2838	15.3650

表C3 係数 $k, p$  (5~8地域)

地域区分		5					
タイプ		1	2	3	4	5	
$Q'$		20	40	60	80	100	
事務所等 事務室	暖房	$k_H$	0.1058	0.1645	0.1925	0.2378	0.2745
	暖房	$p_H$	-0.4384	-0.8760	-1.2029	-1.7487	-2.2122
	冷房	$k_C$	0.2697	0.4413	0.5539	0.7160	0.8504
	冷房	$p_C$	0.9025	1.4132	1.6922	1.9912	2.1938
事務所等 会議室	暖房	$k_H$	0.0989	0.1580	0.1773	0.2243	0.2489
	暖房	$p_H$	-0.4430	-0.8479	-0.9942	-1.5010	-1.8318
	冷房	$k_C$	0.2381	0.3726	0.4702	0.6192	0.7000
	冷房	$p_C$	1.0803	1.7985	2.1791	2.6691	2.8767
病院等 病室	暖房	$k_H$	0.1398	0.2207	0.3066	0.3067	0.3533
	暖房	$p_H$	-1.6785	-2.9157	-3.8971	-4.6840	-5.4642
	冷房	$k_C$	0.2228	0.3848	0.5278	0.6087	0.7275
	冷房	$p_C$	0.0677	0.1740	0.3182	0.4044	0.5637
ホテル等 客室	暖房	$k_H$	0.1535	0.2383	0.3386	0.3442	0.3930
	暖房	$p_H$	-2.7791	-4.5389	-5.7539	-7.0369	-7.9731
	冷房	$k_C$	0.1883	0.3138	0.3945	0.5093	0.6027
	冷房	$p_C$	-1.4942	-2.2922	-2.7022	-3.0971	-3.3221
物販店舗 売場	暖房	$k_H$	0.0529	0.0835	0.0930	0.1138	0.1230
	暖房	$p_H$	2.6143	4.3792	5.5419	6.2685	6.4518
	冷房	$k_C$	0.2051	0.3162	0.4477	0.5869	0.6597
	冷房	$p_C$	4.5512	7.5218	9.9661	12.0379	12.9208

地域区分		6					
タイプ		1	2	3	4	5	
$Q'$		20	40	60	80	100	
事務所等 事務室	暖房	$k_H$	0.1429	0.2369	0.2774	0.3397	0.3859
	暖房	$p_H$	1.2288	1.8554	2.2450	2.3035	2.4720
	冷房	$k_C$	0.2572	0.3900	0.5339	0.6718	0.7759
	冷房	$p_C$	2.3866	3.7525	4.7080	5.3981	6.0407
事務所等 会議室	暖房	$k_H$	0.1380	0.2211	0.2626	0.3289	0.4046
	暖房	$p_H$	0.8966	1.4457	1.8630	2.0527	2.0431
	冷房	$k_C$	0.2601	0.3760	0.5185	0.6668	0.8449
	冷房	$p_C$	1.9948	3.2374	4.1366	4.9868	5.7533
病院等 病室	暖房	$k_H$	0.1819	0.3001	0.3925	0.4445	0.5187
	暖房	$p_H$	0.6695	0.7415	0.5658	0.5021	0.2545
	冷房	$k_C$	0.2665	0.4181	0.6422	0.7447	0.8973
	冷房	$p_C$	2.1868	3.3915	4.3140	4.8364	5.4328
ホテル等 客室	暖房	$k_H$	0.1725	0.2791	0.3295	0.4027	0.5281
	暖房	$p_H$	-0.9189	-1.6279	-2.0314	-2.5324	-3.4071
	冷房	$k_C$	0.2310	0.3668	0.4758	0.5983	0.8224
	冷房	$p_C$	-0.2076	-0.2836	-0.3743	-0.4182	-0.4911
物販店舗 売場	暖房	$k_H$	0.0655	0.0971	0.1319	0.1670	0.2087
	暖房	$p_H$	3.8861	6.5402	8.4128	9.7769	10.5928
	冷房	$k_C$	0.2303	0.3487	0.4983	0.6616	0.8734
	冷房	$p_C$	6.2776	10.2102	13.6046	16.5526	19.2772

地域区分		7					
タイプ		1	2	3	4	5	
$Q'$		20	40	60	80	100	
事務所等 事務室	暖房	$k_H$	0.0940	0.1400	0.1826	0.2238	0.2545
	暖房	$p_H$	1.8084	2.8597	3.4535	3.6168	3.9208
	冷房	$k_C$	0.2712	0.4138	0.5642	0.7126	0.8261
	冷房	$p_C$	3.5313	5.5065	7.0508	8.1370	9.1287
事務所等 会議室	暖房	$k_H$	0.0948	0.1533	0.1816	0.2285	0.2820
	暖房	$p_H$	1.4317	2.4969	3.0880	3.5051	3.6480
	冷房	$k_C$	0.2857	0.4118	0.5702	0.7360	0.9369
	冷房	$p_C$	3.0646	4.8415	6.4044	7.7648	9.0252
病院等 病室	暖房	$k_H$	0.1543	0.2539	0.3249	0.3686	0.4315
	暖房	$p_H$	2.1548	3.0317	3.3071	3.5259	3.5255
	冷房	$k_C$	0.2759	0.4361	0.6662	0.7748	0.9382
	冷房	$p_C$	4.0382	6.1212	7.9879	8.9533	10.0299
ホテル等 客室	暖房	$k_H$	0.1621	0.2702	0.3228	0.4075	0.4751
	暖房	$p_H$	0.1277	0.0462	-0.1481	-0.4572	-0.7463
	冷房	$k_C$	0.2491	0.3889	0.5494	0.7169	0.8547
	冷房	$p_C$	1.0517	1.6718	2.1380	2.5579	2.8594
物販店舗 売場	暖房	$k_H$	0.0474	0.0683	0.0916	0.1153	0.1437
	暖房	$p_H$	4.5109	7.6476	9.8924	11.5764	12.6645
	冷房	$k_C$	0.2411	0.3642	0.5253	0.7068	0.9578
	冷房	$p_C$	7.4726	12.1986	16.3556	20.0476	23.5960

地域区分		8					
タイプ		1	2	3	4	5	
$Q'$		20	40	60	80	100	
事務所等 事務室	暖房	$k_H$	0.0531	0.0790	0.1080	0.1323	0.1690
	暖房	$p_H$	3.1819	5.3141	6.5691	7.4591	8.5300
	冷房	$k_C$	0.3709	0.5640	0.8057	0.9997	1.3596
	冷房	$p_C$	5.6776	9.1314	11.9231	13.9936	17.1953
事務所等 会議室	暖房	$k_H$	0.0609	0.0901	0.1188	0.1571	0.1902
	暖房	$p_H$	2.6760	4.7089	6.0008	7.1948	8.2058
	冷房	$k_C$	0.3662	0.5391	0.7264	0.9958	1.2545
	冷房	$p_C$	5.1210	8.3542	10.8535	13.7144	16.2628
病院等 病室	暖房	$k_H$	0.0881	0.1242	0.1580	0.1989	
	暖房	$p_H$	6.1054	9.5536	11.2317	12.9660	※計算完了 せず
	冷房	$k_C$	0.4501	0.7513	1.0389	1.4744	
	冷房	$p_C$	9.1712	14.7110	18.1914	22.4484	
ホテル等 客室	暖房	$k_H$	0.1070	0.1445	0.2012	0.2502	0.2827
	暖房	$p_H$	2.9829	4.6324	5.8722	6.2901	6.8659
	冷房	$k_C$	0.3470	0.5230	0.7717	0.9847	1.1487
	冷房	$p_C$	4.5642	7.1416	9.5442	10.9238	12.2586
物販店舗 売場	暖房	$k_H$	0.0317	0.0457	0.0613	0.0785	
	暖房	$p_H$	5.8581	10.1855	13.6777	16.2413	※計算完了 せず
	冷房	$k_C$	0.3239	0.4955	0.7612	1.0665	
	冷房	$p_C$	9.6482	16.0552	22.3444	27.6654	

※8地域における病院等病室、物販店舗売場の2用途については、タイプ5( $Q'=100W/m$ )においてGround Clubによる計算が完了しなかったため、予測式の同定を行っていない。

(3) 年次による熱源水温度の推移状況の確認

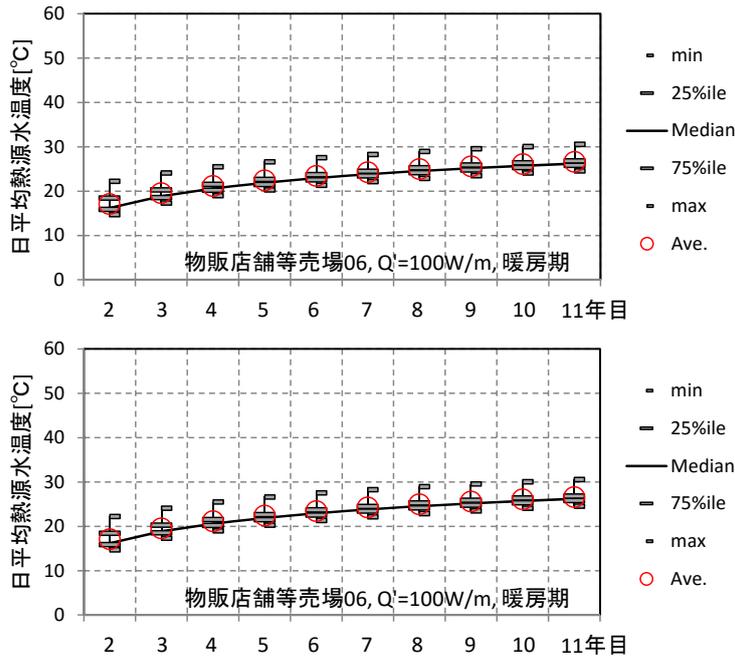
ここでは、前節で確認された熱源水温度予測モデルに関する課題として、計算された熱源水温度が年次毎に推移する状況を検討した結果について示す。

6地域における5用途の空調負荷の状況と空調時間について表C4に示す。そもそもこの5用途を選定して検討を開始したのは、空調停止時間の長さにより地中温度の回復スピードが異なり、熱源水温度に影響が及ぶことが予想されたためである。そのため、終日空調する病院等病室から空調時間の短い事務所等会議室まで空調時間の段階をおって5用途を選定した経緯がある。しかし検討の結果、空調時間の長短よりも、暖冷房負荷のバランスの方が大きな影響を及ぼすことが判明した(後述)。これは、地中熱交換器からの採熱量及び放熱量のバランスが取れている場合には、熱源水温度は年平均外気温を中心とした変動の範囲に収まるものの、採熱量と放熱量のバランスが大きく崩れている場合には、年間の熱源水温度の変動が年平均外気温から大きくシフトすることによる。6地域の物販店舗売場を例としてあげると、冷房負荷が過多であり期間積算負荷では暖房は冷房の15%しかない(表C4)。そのため、熱源水温度は冷房時に大きく上昇することとなり、暖房期でも採熱量が小さいことから通年を通して高温の地中温度が解消されず、年平均外気温を上回る状況が現れることになる(図C8)。

表C4 6地域における5用途の負荷と空調時間の状況

	事務所事務室	事務所会議室	病院等病室	ホテル等客室	物販店舗等売場
最大暖房負荷[kW]	33.1	39.7	25.8	31.6	17
最大冷房負荷[kW]	30.1	41.3	24.5	30	41.7
最大暖房負荷/冷房負荷	1.098	0.963	1.05	1.056	0.408
年間暖房負荷積算値[GJ]	44.9	48.2	111.6	104.2	35.3
年間冷房負荷積算値[GJ]	84.8	89.2	118.3	62.6	225.4
年間暖房負荷/冷房負荷	0.53	0.54	0.943	1.665	0.156
年間空調時間[h/年]	3374	2410	8760	5475	4745

以上の採熱量と放熱量のアンバランスが熱源水温度をシフトさせる状況は、年を経るにつれ顕著になる懸念があり、その点について確認を行った。図C11はGround Clubでの計算の進行につれて熱源水温度がシフトする状況が最も顕著に表れる物販店舗売場について、 $Q' = 100W/m$  (6地域)とした場合でGround Clubの設定の上限まで計算年数を増やして(Ground Clubで計算が実施できる上限の計算年数設定が「10年」で、ここで示した11年目にあたる)計算した結果である。計算年数が増えるにつれ、熱源水温度が高くシフトしていき、11年目では冷房期間中の平均が41.7°Cに達している。11年目になっても熱源水温度のシフトは収まっていないが、徐々に上昇は緩和されており収束に向かっていく状況が見られる。本検討で予測式を検討する条件として設定としている計算時間は7年目としており、その時の冷房期平均は39.2°Cである。11年目より2.5°C、収束すると予想される温度より3°C程度は低くなっているが、これは極端なケースにおける差異であり、大多数のケースでは7年目で問題ない範囲に収まることから、当初の想定通り7年目の熱源水温度をもとに予測式を構築することとしている。



図C11 Ground Clubでの計算年数と熱源水温度の推移(6地域, 物販店舗売場,  $Q'=100\text{W/m}$ )

5 (4) 熱源水温度予測モデルの拡張

表C2、C3の係数 $k$ と $p$ を用いることで、5用途の室用途については熱源水温度の予測が可能となるが、その他の室用途については表C2、C3の係数を直接適用することはできない。5用途以外の室用途および系統中に複数の室用途がある場合であっても地中熱ヒートポンプシステムの評価を適用できるように、熱源水温度予測モデルの拡張を行った。

10 図C12に例として示した日平均外気温と日平均熱源水温度の関係において、

- ①重心位置のX座標(=暖房/冷房稼働時の日平均外気温の平均値と年平均外気温の差)
- ②重心位置のY座標(=暖房/冷房稼働時の日平均熱源水温度の平均値と年平均外気温の差)
- ③熱源水温度予測式の傾き(=日平均外気温 $1^\circ\text{C}$ の変化に対する熱源水温度の感度)

を、それぞれの地域、室用途、 $Q'$ に応じて算定し、モデル拡張の検討を行ったところ、①の暖房時平均外気温、冷房時平均外気温については、地域区分に応じて設定できることを確認した。また、②、③については、暖房期の日積算空調負荷の期間最大値 $Q_{AC,ahu,h,i,d}^{MAX}$ と冷房期の日積算空調負荷の期間最大値 $Q_{AC,ahu,c,i,d}^{MAX}$ から式(2)で表される比 $R_Q$ により、説明できることを確認した。

$$R_Q = \frac{\left| Q_{AC,ahu,c,i,d}^{MAX} \right| - \left| Q_{AC,ahu,h,i,d}^{MAX} \right|}{\left| Q_{AC,ahu,c,i,d}^{MAX} \right| + \left| Q_{AC,ahu,h,i,d}^{MAX} \right|} = \frac{Q_{AC,ahu,c,i,d}^{MAX} + Q_{AC,ahu,h,i,d}^{MAX}}{Q_{AC,ahu,c,i,d}^{MAX} - Q_{AC,ahu,h,i,d}^{MAX}} \quad (2)$$

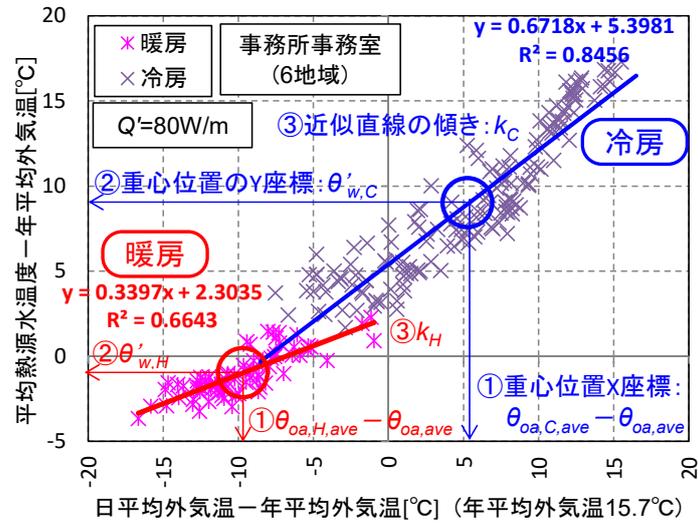
以上の整理により、式(1)は、

$$20 \quad \theta_{w,H,d} = k_H (\theta_{oa,d} - \theta_{oa,H,ave}) + (\theta_{oa,ave} + \theta'_{w,H}) \quad (3)$$

$$\theta_{w,C,d} = k_C (\theta_{oa,d} - \theta_{oa,C,ave}) + (\theta_{oa,ave} + \theta'_{w,C}) \quad (4)$$

となる。 $\theta_{oa,H,ave}$ 、 $\theta_{oa,C,ave}$ は暖房期、冷房期の平均外気温 $[\text{C}]$ であり、①が反映されている。 $\theta'_{w,H}$ 、 $\theta'_{w,C}$ は

暖房期および冷房期の期間平均熱源水温度と年間平均外気温の差で②に該当し、係数 $k_H$ 、 $k_C$ は③にあたる。



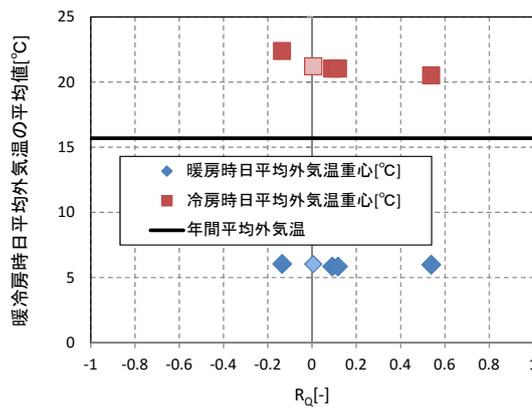
図C12 熱源水温度予測モデルの拡張に向けたパラメータの整理

5

①暖房／冷房稼働時の日平均外気温の平均値について

6地域の5用途について、暖房／冷房稼働時の日平均外気温の平均値を $R_Q$ との関係で図C13に示す。室用途によっては空調を稼働しない日がスケジュールにあること(事務所の土日等)、また、負荷が発生せず空調を稼働しない日があることから、空調稼働時の日平均外気温について期間平均値を求めると多少のばらつきが生じている。しかし、大きな違いがあるわけではないことから、簡単のために冷房期、暖房期全体の平均外気温を使用することとする(表C5)。

10



図C13 日平均外気温の期間平均値と $R_Q$ の関係(6地域)

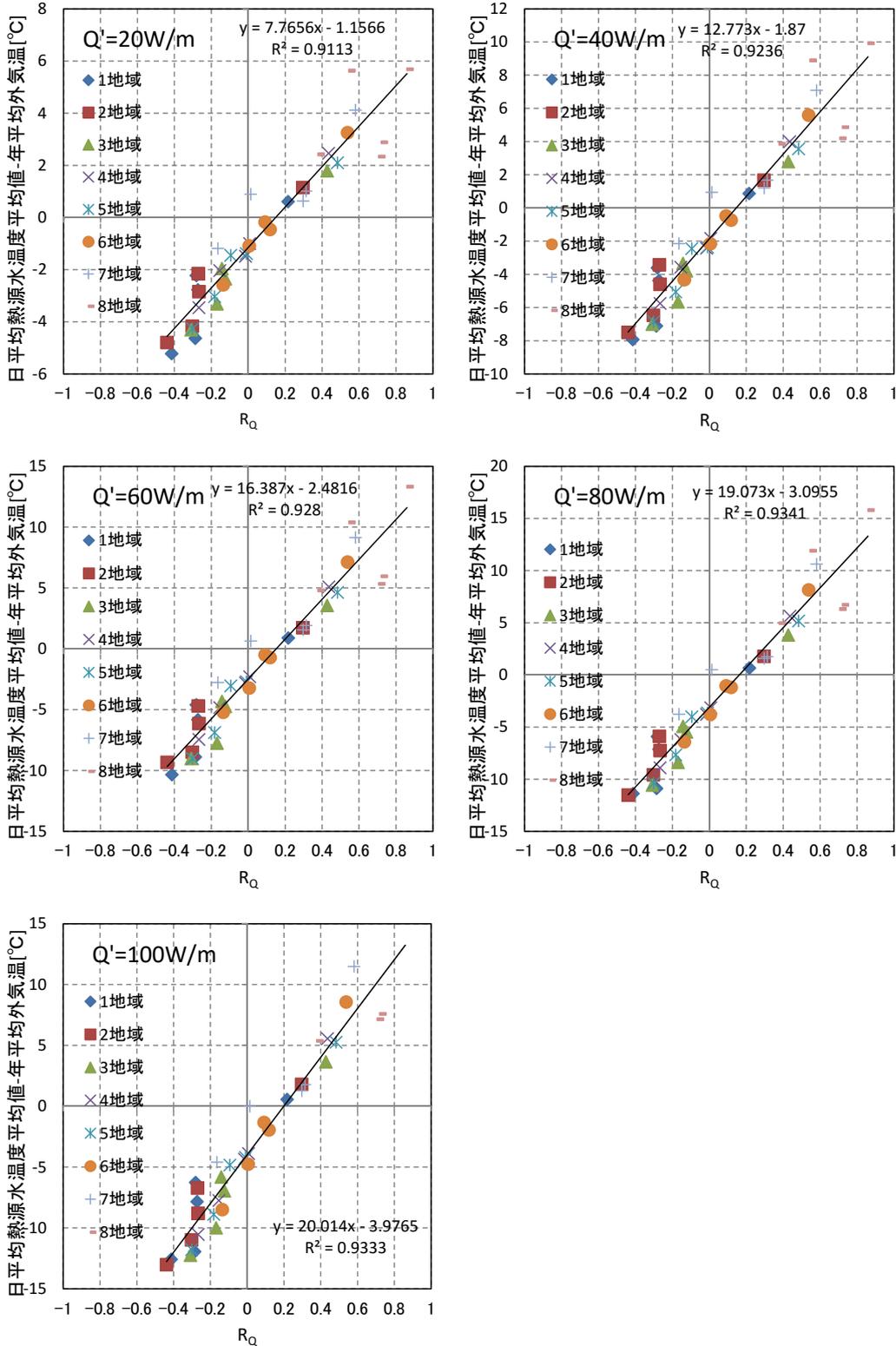
15

表C5 年間、暖房期、冷房期平均外気温(本文8.中の表2)

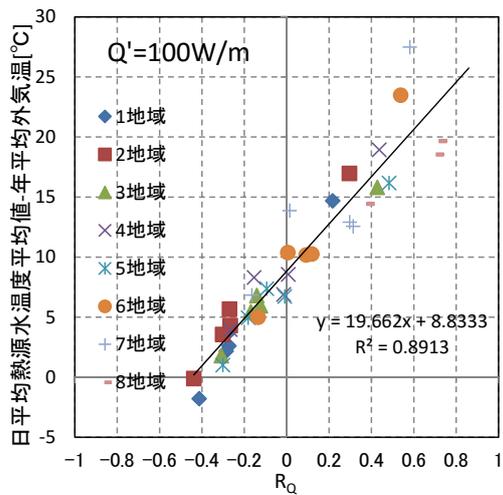
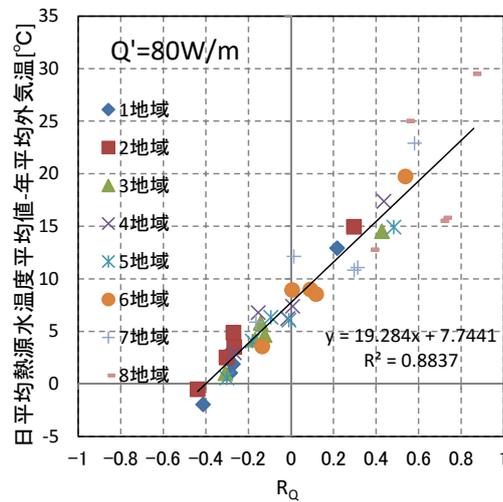
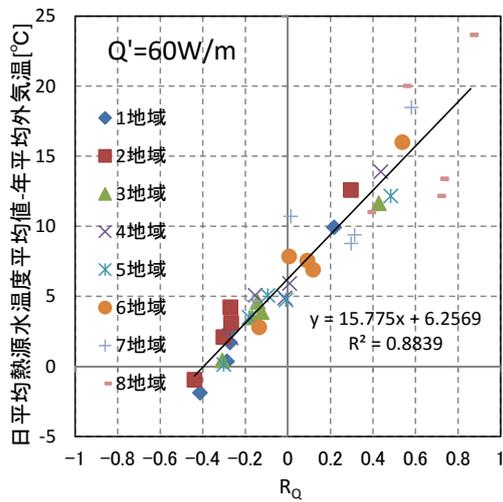
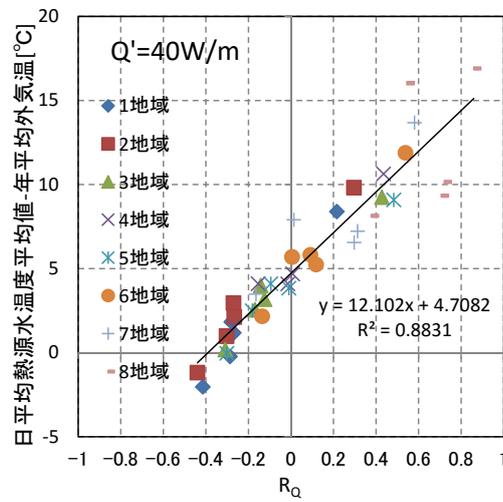
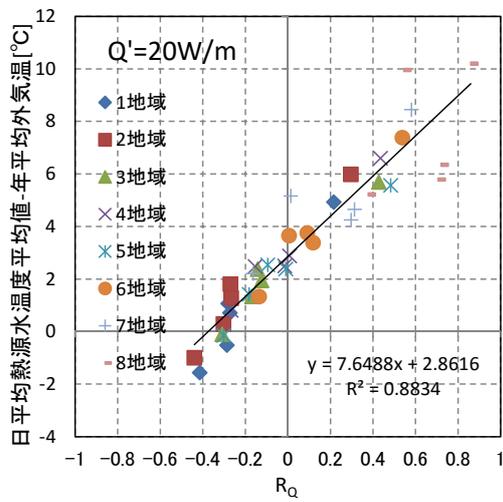
地域区分	1地域	2地域	3地域	4地域	5地域	6地域	7地域	8地域
年間平均外気温 $\theta_{0a,ave}$ [°C]	5.8	7.5	10.2	11.6	13.3	15.7	17.4	22.7
暖房期平均外気温 $\theta_{0a,H,ave}$ [°C]	-3.0	-0.8	0.0	1.1	3.6	6.0	9.3	17.5
冷房期平均外気温 $\theta_{0a,C,ave}$ [°C]	16.8	17.0	18.9	19.6	20.5	22.4	22.1	24.6

②空調時熱源水温度平均値に関する検討

1～8地域、5用途の室用途における空調時の熱源水温度平均値と年平均外気温の差を、 $R_Q$ との関係で、地中熱交換器のタイプ毎に図C14、C15に示す。



図C14  $R_Q$ と暖房稼働時の日平均熱源水温度の期間平均値と年平均外気温の差の関係



5

図C15  $R_Q$ と冷房稼働時の日平均熱源水温度の期間平均値と年平均外気温の差の関係

図C14、C15より、空調時の熱源水温度平均値と年間平均外気温の差 $\theta'_{w,H}$ 、 $\theta'_{w,C}$ は、地域区分に大きく影響されずに、 $R_Q$ と線形の関係を示すことが分かる。ここで、 $\theta'_{w,H}$ 、 $\theta'_{w,C}$ を

$$\theta'_{w,H} = a_H R_Q + b_H \tag{5}$$

$$\theta'_{w,C} = a_C R_Q + b_C \tag{6}$$

5 とすると、地中熱交換器のタイプ毎に係数 $a_H$ 、 $b_H$ 、 $a_C$ 、 $b_C$ を求めることができ、表C6を得る。ただし、表C6の係数 $a_H$ 、 $b_H$ 、 $a_C$ 、 $b_C$ を求めるにあたっては、8地域のデータを除外して求めているため、図C14、C15中の係数値とは異なる値となっている。これは、図C14、C15において $R_Q$ に対するばらつきが他地域に比べて大きくなっており、地中熱ヒートポンプ導入が少ないことも考慮して、8地域のデータを除外したものである。

10

表C6 係数 $a_H$ 、 $b_H$ 、 $a_C$ 、 $b_C$  (本文8.中の表3)

タイプ		1	2	3	4	5
暖房時	$a_H$	8.0278	13.0253	16.7424	19.3145	21.2833
	$b_H$	-1.1462	-1.8689	-2.4651	-3.0910	-3.8325
冷房時	$a_C$	8.0633	12.6226	16.1703	19.6565	21.8702
	$b_C$	2.9083	4.7711	6.3128	7.8071	9.1480

15 ③回帰直線の傾きに関する検討

1~8地域、5用途の室用途における熱源水温度予測式の傾きを、 $R_Q$ との関係で、地中熱交換器のタイプ毎に図C16、C17に示す。図C14、C15に示した $\theta'_{w,H}$ 、 $\theta'_{w,C}$ と比べて $R_Q$ との相関は強くないが、線形の関係を見て取れる。熱源水温度予測式の傾き $k_H$ 、 $k_C$ を、

$$k_H = c_H R_Q + d_H \tag{7}$$

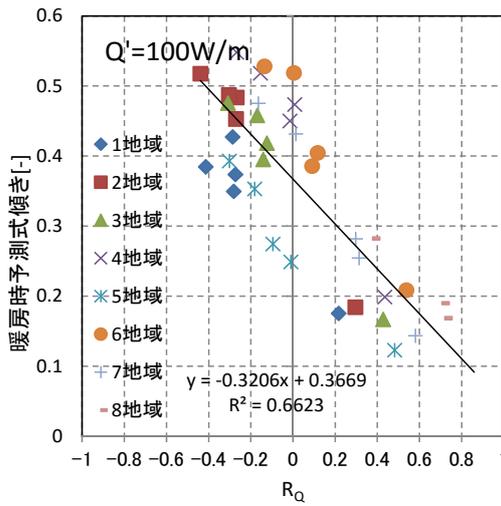
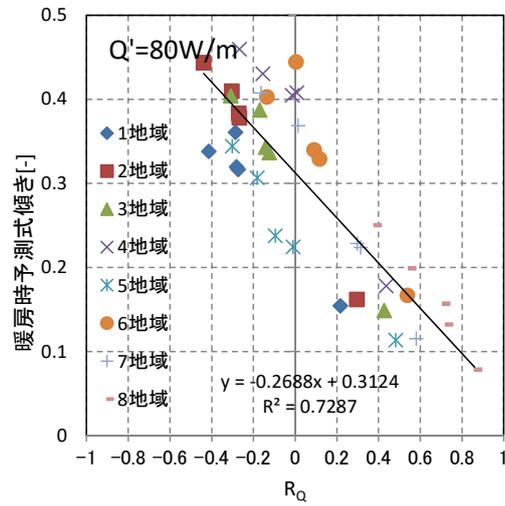
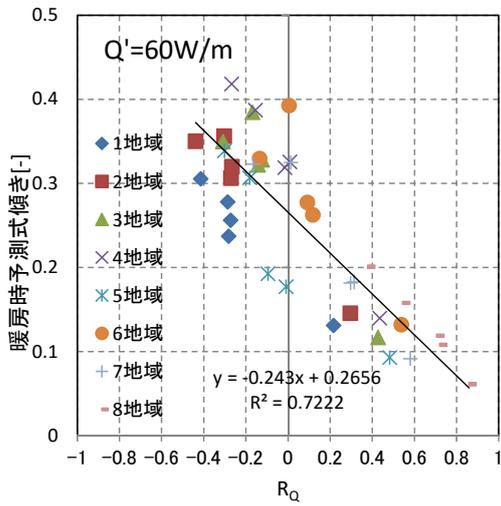
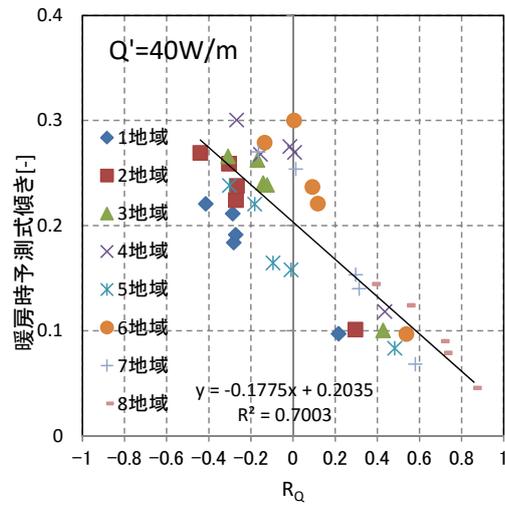
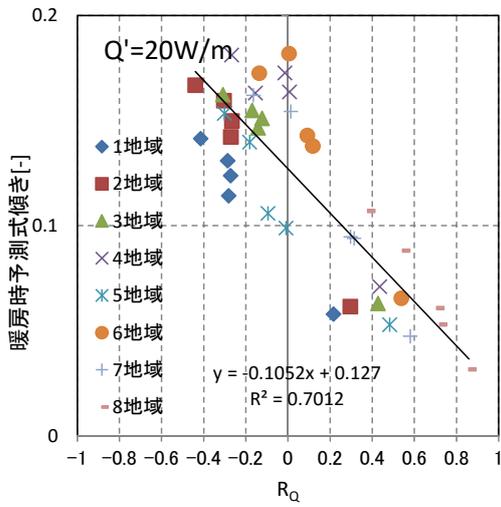
20  $k_C = c_C R_Q + d_C \tag{8}$

と表すと、地中熱交換器のタイプ毎に係数 $c_H$ 、 $d_H$ 、 $c_C$ 、 $d_C$ を求めることができ、表C7を得る。これも8地域を除外したデータから作成していることについては、②と同様である。

表C7 係数 $c_H$ 、 $d_H$ 、 $c_C$ 、 $d_C$  (本文8.中の表3)

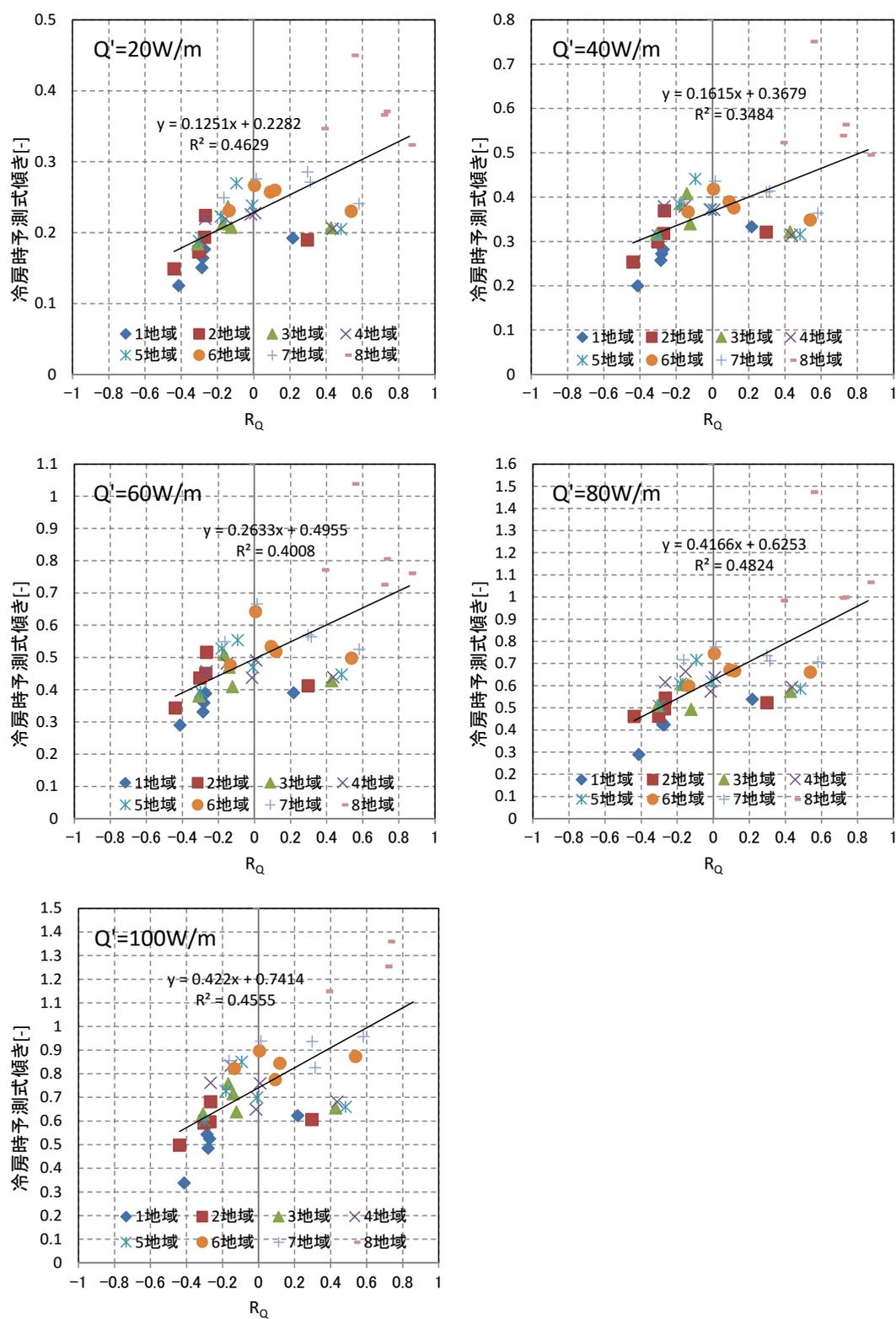
タイプ		1	2	3	4	5
暖房時	$c_H$	-0.1128	-0.1846	-0.2643	-0.2926	-0.3474
	$d_H$	0.1256	0.2023	0.2623	0.3085	0.3629
冷房時	$c_C$	0.0613	0.0568	0.1027	0.1984	0.2490
	$d_C$	0.2178	0.3509	0.4697	0.5903	0.7154

25



5

図C16  $R_Q$ と暖房期の熱源水温度予測式の傾きの関係



5

図C17  $R_Q$ と冷房期の熱源水温度予測式の傾きの関係

## (5) 実測値との比較検証

実測データを使用して、熱源水温度予測モデルの検証を行った。

### ①計測概要

5 実測の概要は以下の通りである。

- ・建物：Sビル(東京都千代田区)
- ・地中熱ヒートポンプ：20馬力空水冷ビル用マルチ(10馬力+10馬力の連結)
- ・地中熱交換器：ダブルUチューブ、熱交換器長  $L = 600\text{m}$  (75m×8本)、配置：2mピッチ、「田の字型」の中央位置欠損
- 10 ・計測期間：2013年11月1日～2014年10月31日
- ・地盤の有効熱伝導率  $\lambda = 1.7\text{W}/(\text{mK})$  (TRT試験による)

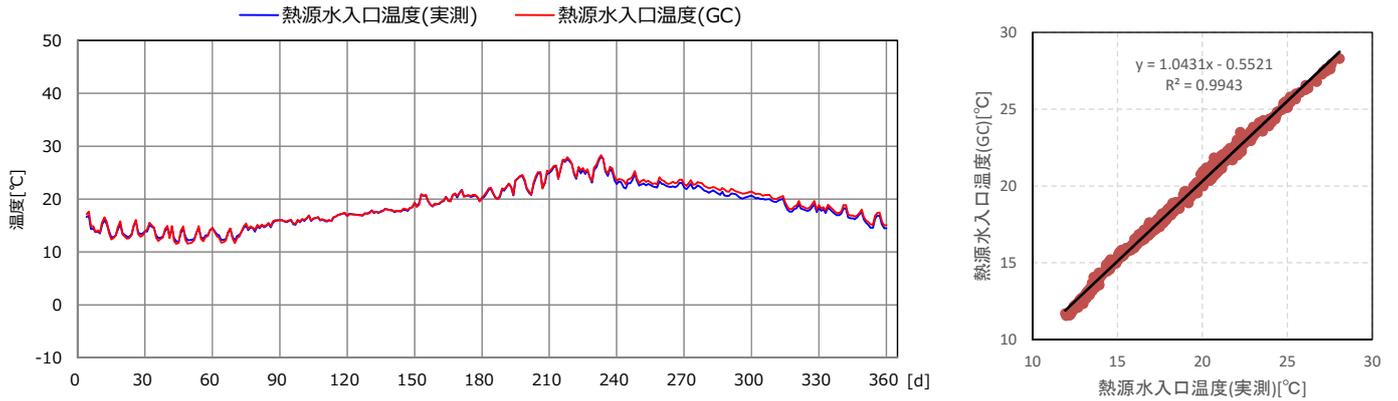
### ②Ground Clubによる熱源水温度計算値との比較検証

15 熱源水温度予測モデルの検証を行う前に、まず、熱源水温度予測モデル作成にあたり使用した地中熱源ヒートポンプシステム性能予測プログラムGround Clubで実測した熱源水温度をどの程度予測できるかを検証した。

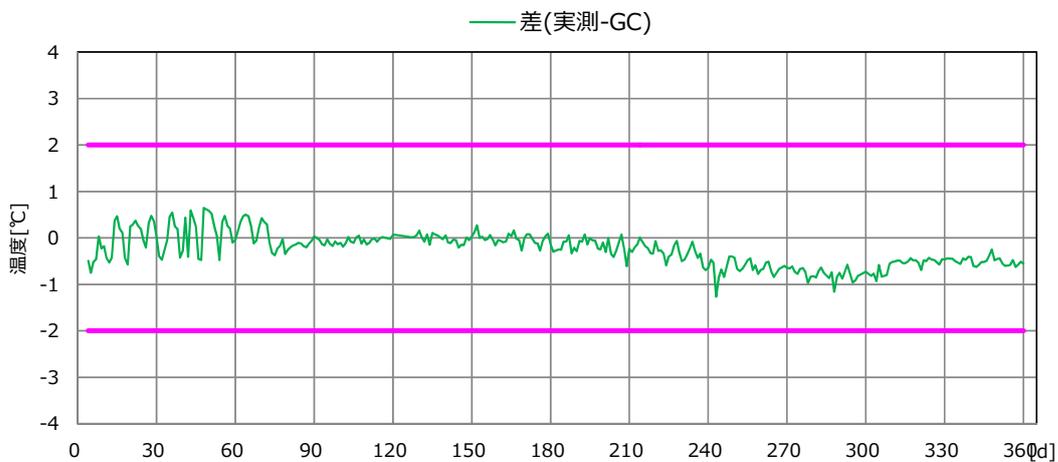
計算の概要は以下の通りである。

- ・土壌データ：密度、比熱についてはデフォルト値を使用(密度： $1,500\text{kg}/\text{m}^3$ 、比熱： $2.0\text{kJ}/(\text{kgK})$ )。有効熱伝導率はTRT試験による値を使用( $\lambda=1.7\text{W}/(\text{mK})$ )。
- 20 ・不易層温度： $19.7^\circ\text{C}$ (外気温計測値の年平均値)に設定。
- ・一次ポンプ設計温度差：実測流量とあわせるために、 $6.7^\circ\text{C}$ に設定。
- ・計測データを、2014年1月1日～2014年10月31日、2013年11月1日～2013年12月31日の順につないで年間データとして使用。
- 25 ・空調負荷データ：採熱量および放熱量が実測値と同一となるように、実測した採熱量および放熱量データからGround Clubで使用されているCOP特性を考慮して空調負荷を計算し、Ground Clubの入力負荷データとした。

30 図C18に熱源水温度実測値とGround Clubによる計算値を、図C19にその差を示す。熱源水温度実測値とGround Clubによる計算値の差は、平均で $0.35^\circ\text{C}$ 、最大でも $1.27^\circ\text{C}$ となった。Ground Clubの計算により年間を通して熱源水温度を再現できる結果となった。



図C18 熱源水温度実測値とGround Clubによる計算値の推移と相関



図C19 熱源水温度実測値とGround Club計算値の差分

5

### ③熱源水温度予測モデルの検証

熱源水温度実測値と比較を行った。熱交換器のタイプの確認にあたり、以下については実測状況を反映させた。

- ・熱交換器の種類：ダブルUチューブ
- ・熱交換器長： $L = 600\text{m}$
- ・有効熱伝導率： $\lambda = 1.7\text{W}/(\text{mK})$  (TRTによる)

10

設計最大熱交換量 $H$ の算出にあたっては、本文7.(2)にあるように、地中熱ヒートポンプの暖房定格能力 $q_H[\text{kW}]$ 、暖房定格消費電力 $e_H[\text{kW}]$ 、冷房定格能力 $q_C[\text{kW}]$ 、冷房定格消費電力 $e_C[\text{kW}]$ を使用することになる。実測における地中熱ヒートポンプは、 $q_H=63\text{kW}$ 、 $e_H=9.8\text{kW}$ 、 $q_C=56\text{kW}$ 、 $e_C=12.7\text{kW}$ であり、ここから

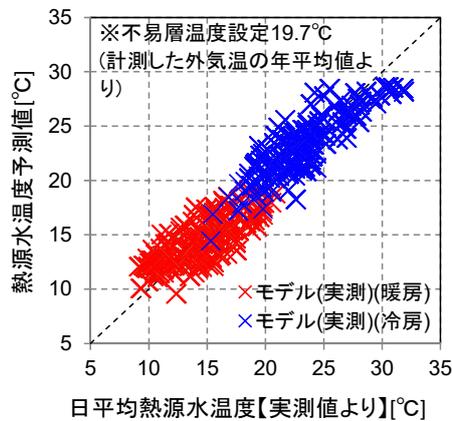
15 計算すると $H=68.7\text{kW}$ 、 $Q=123.8\text{W}/\text{m}$ となることから、「タイプ5」にあたることになる。しかし、本文7.(2)の式(3)~(5)は、元来は採熱量・放熱量をベースにした式となっており(国土交通省「官庁施設における地中熱利用システム導入ガイドライン(案)」)、本計算方法を作成するにあたり申請側、確認側が共に容易に確認できる地中熱ヒートポンプの定格性能を援用した経緯がある(付属書B(4))。そのため、実測値との

20 比較においては、実際に地中熱交換器に投入した熱量の最大値(暖房時 $27.0\text{kW}$ 、冷房時 $46.3\text{kW}$ )を使う方が本来の主旨に合致することになる。 $H=46.3\text{kW}$ を使用すると $Q=83.4\text{W}/\text{m}$ となり、これは「タイプ4」に

あたる。ここでは、タイプ4として検証をすすめることとする。

また、本付属書式(3)、(4)の熱源水温度予測式においては、暖房期、冷房期、年間の平均外気温 $\theta_{oa,H,ave}$ 、 $\theta_{oa,C,ave}$ 、 $\theta_{oa,ave}$  に表C5の値を用いるのではなく、実測から求めた値を使用する ( $\theta_{oa,H,ave}=12.5^{\circ}\text{C}$ 、 $\theta_{oa,C,ave}=27.4^{\circ}\text{C}$ 、 $\theta_{oa,ave}=19.7^{\circ}\text{C}$ )。  $\theta'_{w,H}$ 、 $\theta'_{w,C}$ 、 $k_H$ 、 $k_C$  については、暖房期と冷房期の日積算空調負荷の期間最大値を計測値から求めたところ、暖房期の日積算空調負荷の期間最大値  $Q_{AC,ahu,h,i,d}^{MAX} = -472.1\text{kWh}$ 、冷房期の日積算空調負荷の期間最大値  $Q_{AC,ahu,c,i,d}^{MAX} = 367.6\text{kWh}$  となったことから、それらから求まる  $R_Q = -0.12$  を用いて本付属書式(5)~(8)を使用して算出した ( $\theta'_{w,H} = -5.5^{\circ}\text{C}$ 、 $\theta'_{w,C} = 5.4^{\circ}\text{C}$ 、 $k_H = 0.345$ 、 $k_C = 0.566$ )。

以上から、本付属書式(3)、(4)の熱源水温度予測式を用いて、熱源水温度の計算を行った。図C20に実測値と比較した結果を示す。予測モデルを用いて求めた熱源水温度は、実測値と最大 $5^{\circ}\text{C}$ 程度の差が生じる結果となっていることが分かる。



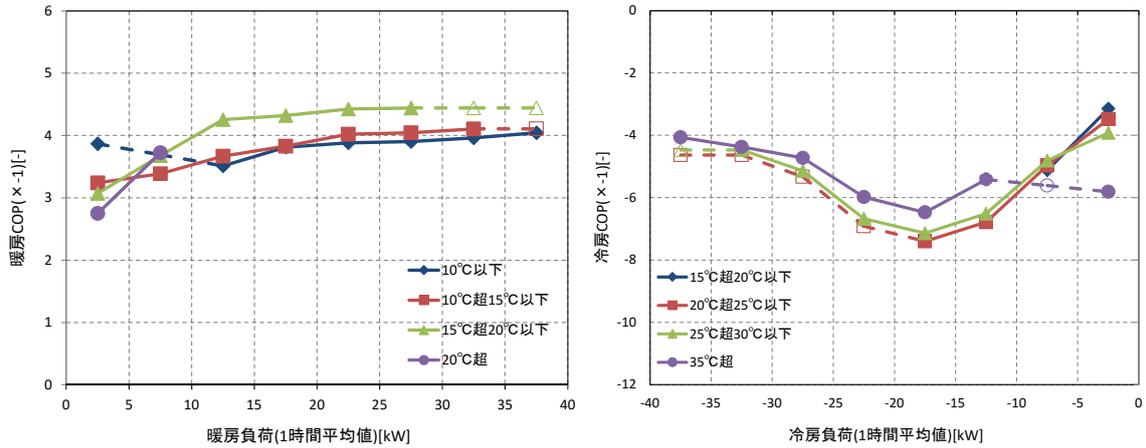
図C20 熱源水温度実測値との比較

続けて、熱源水温度予測モデルから求めた熱源水温度予測値を用いて求めた電力消費量について検討を行った結果を示す。

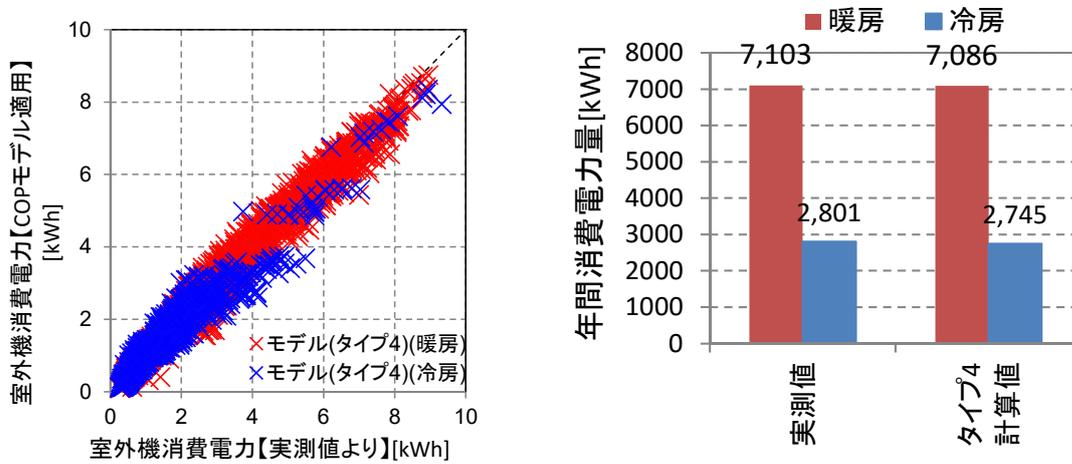
まず、実測データから実測に用いた地中熱ヒートポンプのCOP特性のモデル化を行った。計測した処理熱量、電力消費量の1時間値をもとに、熱源水温度帯、負荷帯別にCOPの値を集約した。熱源水温度帯については $5^{\circ}\text{C}$ 刻みの、負荷帯については実際の負荷で $5\text{kW}$ 刻みの区分とし、区分毎にCOPを平均して各区分のCOPとしている。実機をモデル化したCOP特性を図C21に示す。ただし、図中点線で示した箇所は、実測では出現しなかった区分に推定して追加した部分であり、予測モデルでの計算の際に必要なことから、線形補間や隣接する区分の傾向を参照して設定した部分となる。

実測した空調処理熱量に、図C20に示した熱源水温度予測値と図C21のCOP特性を適用して、電力消費量を算出した。図C22に1時間毎の電力消費量実測値と計算値の比較と期間積算値の比較を示す。

1時間値においては、多少のばらつきは見られるものの、図C20の熱源水温度予測値に比べると実測値とよく一致しているといえる。また、期間積算値では、暖房、冷房ともによく一致している。以上の検討から、本付属書で示した予測モデルを用いて算出した熱源水温度は、熱源水温度自体についてはある程度の差異が残る結果となっているものの、地中熱ヒートポンプシステムの消費電力量を求める目的での使用には耐える結果となっているといえる。



図C21 COP特性のモデル(左：暖房、右：冷房)



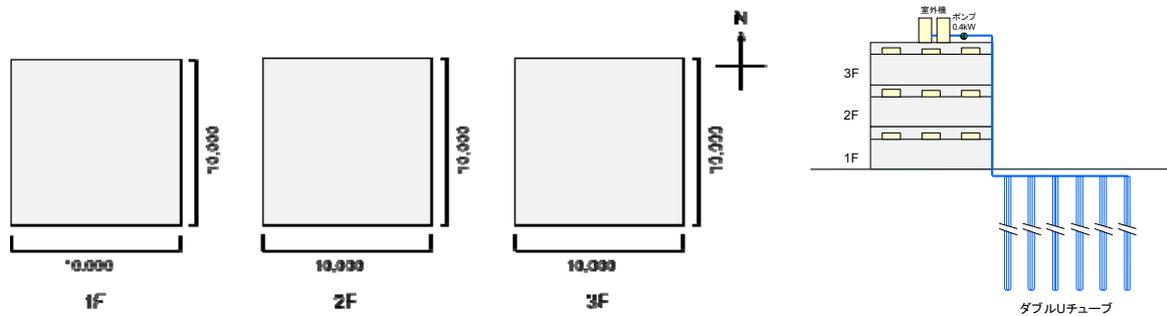
図C22 消費電力量実測値との比較(左：1時間値、右：期間積算値)

5

(6) ケーススタディ

図C23に示す事務所ビル(鉄筋コンクリート造、地上3階、延べ面積300m<sup>2</sup>)を対象に、空冷ヒートポンプと地中熱ヒートポンプをそれぞれ導入した場合について試算を行った。外皮仕様は平成25年基準の基準設定仕様とし、階高は3.5m、天井高は2.5m、窓面積は30%とした。

10



図C23 試算対象事務所ビル(左：平面図、右：立面図)

表C8に示すケース1～6までを想定して試算を行った。地域は省エネルギー基準における2地域(寒冷地)、

6地域(温暖地)、8地域(蒸暑地)について試算をした。実際の設計では地域によって室外機、室内機の容量は変えることになるが、ここでは簡単のため全ての地域で同じ容量の室外機、室内機が設置されるとして計算している。

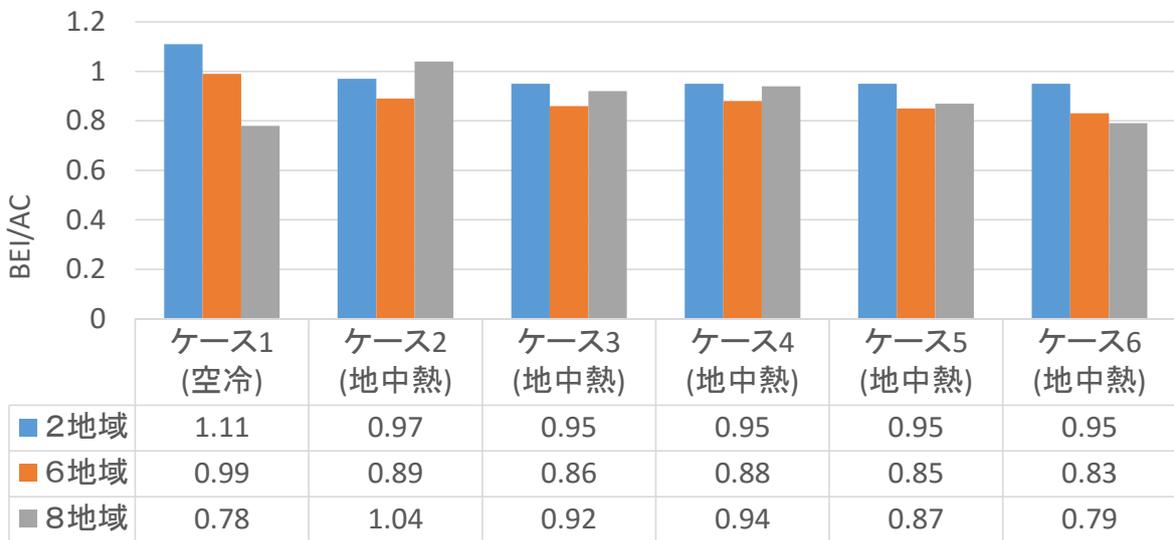
5 表C8 試算ケース一覧

ケース	熱源種類	室外機	室内機	地中熱交換器タイプ	有効熱伝導率	地中熱交換器長	
						2地域	6地域, 8地域
ケース1	空冷ヒートポンプ	冷房 67kW, 消費電力21.00kW 暖房 75kW, 消費電力19.70kW	冷房 5.6kW, 消費電力0.04kW 暖房 6.3kW, 消費電力0.04kW × 9台	—	—	—	—
ケース2	地中熱ヒートポンプ	冷房 28kW, 消費電力6.97kW 暖房 31.5kW, 消費電力7.42kW	冷房 2.8kW, 消費電力0.03kW 暖房 3.2kW, 消費電力0.03kW × 9台	タイプ5	1.7	500m	600m
ケース3				タイプ3		500m	600m
ケース4				タイプ4		300m	500m
ケース5				タイプ2		800m	
ケース6				タイプ1		1,300m	

結果を図C24に示す。図の縦軸はBEI/AC(算出された空調一次エネルギー消費量を省エネ基準の基準一次エネルギー消費量で除した値)である。図より、寒冷地、温暖地においては、地中熱ヒートポンプのBEI/ACは空冷ヒートポンプよりも1割ほど小さくなる(省エネであると評価される)ことが分かる。蒸暑地においては、熱交換チューブを長くすれば、空冷ヒートポンプと同等の性能が得られることが分かる。

この評価結果は一例であり、建物の負荷の想定や地盤の熱伝導率、他の省エネ技術との組み合わせによって結果は変わるため、それぞれの建物の条件に応じて評価をすることが重要となる。

10



図C24 試算結果(BEI/AC)

参考文献

- 20 1) 国土交通省: 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), <http://www.mlit.go.jp/common/001016159.pdf>, 2013.10

- 2) 地中熱源ヒートポンプシステム性能予測プログラムGround Club,  
[http://www.zeneral.co.jp/download/pdf\\_data/catalog\\_gc.pdf](http://www.zeneral.co.jp/download/pdf_data/catalog_gc.pdf), ゼネラルヒートポンプ工業株式会社
- 3) 長野克則, 葛隆生: 土壤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,  
5 2005.8
- 4) 葛隆生, 長野克則, 武田清香: 土壤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.43-51,  
2006.6
- 10 5) 葛隆生, 長野克則, 金田一清香, 中村靖: 土壤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, 2008.5

## 付属書D 地中熱交換器タイプ確認シート

5

本文7の「熱源機種(熱交換器タイプ)の判断方法」に示した計算方法に従って作成した「地中熱交換器タイプ確認シート」を図D1に示す。シートの入力欄に地中熱交換器の種類、地盤の有効熱伝導率 $\lambda$ 、地中熱交換器長 $L$ 、地中熱ヒートポンプの定格能力、定格消費電力等を記入することで、簡便に熱交換器のタイプを判定することができる構成としている。本シートは、Webサイト「建築物のエネルギー消費性能に関する技術情報(<http://www.kenken.go.jp/becc/>)」内で公開されている。今後、計算方法の変更等に伴い確認シートが修正されることがあるため、最新の確認シートを上記サイト内からダウンロードの上、シート上に記載された注意事項ならびに使用に関する最新の説明資料を確認して使用されたい。

10

建物(等)の名前:	熱源・空調系統名:
〇〇事務所	1階事務室空調

●入力情報

項目	入力(選択)			入力(選択)にあたっての注意事項	
0) 地域区分	(選択)	6地域			※建設地の地域区分を入力(H算定に使用)
地中熱交換器の構成:	構成1	構成2	構成3	※複数の異なる熱交換部位で構成されている地中熱交換器については、構成単位毎に「種類」「有効熱伝導率」「長さ」を入力してください	
1) 地中熱交換器の種類	(選択)	ダブルUチューブ	水平埋設型	※「ダブルUチューブ」「シングルUチューブ」「水平埋設型」から地中熱交換器の種類を選択する	
2) 地盤の有効熱伝導率	決定方法: (選択)	(1) サーマレスポンス試験による計測値を使う方法	(3) デフォルト値を使う方法	※地盤の有効熱伝導率を決定した方法を選択し、四捨五入して小数点以下1桁とした有効熱伝導率を入力する。 ※「構成2」「水平埋設型」において、デフォルト値のλを使う場合は、λ=0.7とする	
	$\lambda_i$ [W/(mK)]=	1.7	0.7		
3) 地中熱交換器長	$L_i$ [m]=	800	240	※「ダブルUチューブ」では地中熱交換器の長さの合計とする。 ※「水平埋設型」では地中熱交換器を埋設するトレンチの水平方向長さの合計とする。 地中熱交換器長は四捨五入して整数とした値で入力するものとする。	
4-1) 地中熱ヒートポンプの定格能力	冷房時: $q_c$ [kW]=	56		※地中熱ヒートポンプの定格性能を入力する。入力値は水-空気ヒートポンプについては、「JIS B 8616:2015 パッケージエアコンディショナ」の定格条件における値を、水-水ヒートポンプについては、「JIS B 8613:1994 ウォーターチリングユニット」または「JRA 4066:2014 ウォーターチリングユニット」の定格条件における値を入力する。ただし、循環ポンプを内蔵した機種では、ポンプ動力を除外した値を入力する。	
	暖房時: $q_h$ [kW]=	63			
4-2) 地中熱ヒートポンプの定格消費電力	冷房時: $e_c$ [kW]=	12.7			
	暖房時: $e_h$ [kW]=	9.8			

●地中熱交換器のタイプ確認

	計算値			計算式
(1) 相当熱交換器長 $L$ [m]の算出	$l_i$ [-]=	1.08	1.98	$l_1 = 1.3957 \times 1.7^{(-0.481)}$ $l_2 = 1.0023 \times 1.3 \times 1.3 \times 0.7^{(-0.439)}$ ※ $l_i$ は小数点以下2桁とする
	$L'_i$ [m]=	741	121	$L'_1 = L_1 / l_1 = 800 / 1.08$ $L'_2 = L_2 / l_2 = 240 / 1.98$ ※ $L'_i$ は整数とする
	$L'$ [m]=	862		$L' = \sum L'_i = 741 + 121$
(2) 設計最大熱交換量 $H$ [W]の算出	$H_c'$ [kW]=	68.7		= 56 + 12.7
	$H_h'$ [kW]=	53.2		= 63 - 9.8
	$H$ [kW]=	68.7		← $H = 68.7 \geq 53.2$
(3) 相当最大熱交換能力 $Q'$ [W/m]の算出	$Q'$ [W/m]=	79.7		$Q' = 1000 \times H / L' = 1000 \times 68.7 / 862$ ※ $Q'$ は小数点以下1桁とする
(4) 熱交換器タイプ	<b>タイプ4</b>			← $70 \leq Q' < 90$ [W/m]

【本シートの使用にあたっては、以下の注意事項を確認し、承諾したものとみなします】

- ※「二重枠」に囲まれたセルに地中熱ヒートポンプシステムの諸元を入力することで、自動計算により地中熱交換器の採熱・放熱能力を反映した「タイプ」を確認することができます。
- ※本シートは、地中熱ヒートポンプシステムの諸元を確認できる図面資料等と揃えてまとめて提出することで、審査の簡略化を図ることを意図して作成しています。算定結果の正しさを保証するものではありませんので、使用者の責任において使用してください。
- ※本シートは、「3種類」までの異なる熱交換部位で構成された地中熱交換器まで扱うことができます。「4種類」以上の場合は本シートを複数枚使用する等に対応してください。
- ※入力する数値の桁数は、右側の注意事項を確認して入力してください。指定の桁数以下を記入しても、表示および計算式には反映されません。
- ※本シートの使用にあたり操作が不要なセルについては、誤操作を防止するために「ロック」をかけています。ロックは「gshp2016」で解除できます。解除後にセル内の数式を変更しやすくと正しい計算ができなくなることがありますので、ご注意ください。

図D1 「地中熱交換器タイプ確認シート」における記入例