

博士論文

地中熱利用ヒートポンプシステム  
における水平型地中熱交換器の  
性能向上に関する研究

秋田大学大学院国際資源学研究科  
資源学専攻  
エネルギー資源工学研究室

津谷 駿介

## 目次

	頁
第 1 章 序論 .....	1
1-1 はじめに .....	1
1-2 地中熱利用ヒートポンプシステムとは .....	2
1-3 地中熱利用ヒートポンプシステムに関する従来研究 .....	18
1-4 本研究の目的 .....	22
1-5 本研究の流れ .....	23
第 2 章 地表面被覆を考慮した水平型地中熱交換器におけるフィールド試験と 数値シミュレーション .....	26
2-1 はじめに .....	26
2-2 フィールド試験の概要 .....	26
2-3 長期 1m 深地温モニタリング .....	28
2-4 熱応答試験 .....	30
2-5 数値モデルによる冷暖房シミュレーションおよび感度計算 .....	38
2-6 まとめ .....	49
第 3 章 非開削工法を用いて設置した U 字管および単管式水平型地中熱交換器 のフィールド試験 .....	50
3-1 はじめに .....	50
3-2 フィールド試験の概要 .....	50
3-3 熱応答試験 .....	51
3-4 まとめ .....	56
第 4 章 数値シミュレーションモデルの構築と感度計算 .....	57
4-1 はじめに .....	57
4-2 単管式地中熱交換器および周辺土壌の数値モデルの構築 .....	57

4-3	感度計算 .....	61
4-4	単管式地中熱交換器の経済性評価 .....	68
4-5	単管式地中熱交換器の最適設置深度の決定 .....	71
4-6	単管式と U 字管式地中熱交換器の比較 .....	83
4-7	まとめ .....	85
第 5 章	複数条件下における単管式地中熱交換器のフィールド試験と数値シミュレーション .....	87
5-1	はじめに .....	87
5-2	フィールド試験の概要 .....	87
5-3	熱応答試験 .....	88
5-4	温度一定循環試験 .....	92
5-5	数値シミュレーション .....	100
5-6	まとめ .....	103
第 6 章	総括 .....	105
6-1	各章のまとめ .....	105
6-2	本論文の総括 .....	109
謝辞	.....	111
参考文献	.....	113

# 第 1 章 序論

## 1-1 はじめに

今日の気候変動は世界共通の解決しなければならない地球規模の課題にまで発展した。気候変動が起こる理由は、温室効果ガスによって高温化する地球環境にあると考えられる<sup>1)</sup>。地球環境の衰退の表れとして、異常気象の一つである熱帯低気圧による大雨・洪水・土砂災害などの自然災害が挙げられる。最近の自然災害では平成 29 年 7 月九州北部豪雨や平成 30 年 7 月豪雨などがあり、特に令和元年東日本台風（令和元年台風 19 号）は東日本の太平洋側を中心に甚大な被害をもたらし、福島県と長野県の一部地域では河川の氾濫により壊滅的な被害を受けた<sup>2)</sup>。このような異常気象の猛威は気候変動がもたらす 1 つの影響であると考えられる。今後発生する熱帯低気圧は降水量及び最大風速がさらに増加する可能性が高いと指摘されており<sup>3)</sup>、気候変動が人間生活に与える影響は増すばかりである。

気候変動問題は国際政治上でも重大な課題として挙げられており、その原因とされる温室効果ガスの排出量を抑制するために、国連気候変動枠組条約（United Nations Framework on Climate Change, UNFCCC）のもとで 1997 年に京都議定書が採択された<sup>4)</sup>。しかし、京都議定書では当時の先進国のみを対象としたものであり、中国をはじめとする新興国の経済活動の著しい発展が考慮されていなかった。国連環境計画（United Nations Environment Program, UNEP）が報告した Gap Report<sup>5)</sup>により、世界全体の二酸化炭素の排出量の約半分が新興国や発展途上国であることが示された。そこで、2020 年以降の温室効果ガスの削減に向けた新たな国際枠組みの議論が必要となり、UNFCCC に締結した全ての国が温室効果ガスの削減を目標に掲げるパリ協定の合意に至った<sup>6)</sup>。

パリ協定は第 21 回気候変動枠組条約締約国会議（COP21）で採択され、産業革命前からの世界平均気温の上昇量を 2℃以下に抑制することが目標とされた。最終的には温室効果ガスの排出量をコントロールし、エネルギー、農業、森林などのすべてのセクターで温室効果ガスの排出量を実質的になくすゼロエミッションが目的とされた。

温室効果ガスの排出量が著しく多いエネルギー分野においてはとりわけ大きな変革が求められている。環境省・地球温暖化対策推進本部が発表した日本の約束草案<sup>7)</sup>によると、温室効果ガスの排出量削減および吸着量の確保により、

2030 年度の温室効果ガス排出量を 2013 年度比で 26.0%減とすること目標としている。温室効果ガスの一つであるエネルギー起源二酸化炭素の排出量においてはエネルギーセクター全体で 2013 年度比 25.0%減の目標が設定された。エネルギーセクターは、産業部門、業務その他部門、家庭部門、運輸部門、エネルギー転換部門の 5 つで構成され、各部門の削減量の目標は、2013 年度比でそれぞれ 7.0%減、40.0%減、40.0%減、28.0%減、28.0%減である。業務その他部門および家庭部門、いわゆる民生部門における温室効果ガス排出量の削減目標の目安水準が高く設定されている。民生部門における温室効果ガス削減目標の具体的な対策・施策は、新築住宅における省エネ基準適合の推進、建築物の省エネ化などが挙げられている。すなわち ZEH（ネット・ゼロ・エネルギー・ハウス）および ZEB（ネット・ゼロ・エネルギー・ビル）の実現・普及である。ZEH および ZEB とは、自然エネルギーの利用や高断熱化などの省エネルギー技術や太陽光などの再生可能エネルギーを導入することで年間を通じてのエネルギー収支をゼロにする最新の建築形式である<sup>8)</sup>。ZEH の導入により民生部門におけるエネルギー需給構造を抜本的に改善することが可能である。ZEH・ZEB には、多種多様な省エネルギー技術・再生可能エネルギーが導入されている。そのうちの一つに、再生可能エネルギーである地中熱を用いた高効率な地中熱利用ヒートポンプシステム（Ground Source Heat Pump System, 以下 GSHP システムと称する）を活用する例がある。GSHP システムは地中を熱源とした冷暖房、給湯、または融雪を高効率で行うシステムである。その詳細については次節で述べるが、GSHP システムは冷房時に生じる排熱を地中に放熱するため都市部におけるヒートアイランド現象の抑制にも効果的なシステムであり、実際に国内で ZEH・ZEB に GSHP システムを導入した事例は 2019 年時点で 23 件である<sup>9)</sup>。日本国内における導入実績は少ないものの、環境省は地中熱利用のガイドラインを公表するなどして地中熱の認知度向上に努めており<sup>10)</sup>、GSHP システムは今後の ZEH・ZEB の導入における大きな力となることが考えられる。

## 1-2 地中熱利用ヒートポンプシステムとは

本節では、地中や地下水を熱源とする GSHP システムを理解するために、はじめに地中熱利用の概要について述べる。そして、GSHP システムを構成するヒートポンプユニット、ファンコイルユニットと地中熱交換器（Ground Heat Exchanger, 以下 GHE と称する）の 3 つの要素についての概要を述べた後、GSHP

システムの概要について説明する。

地中熱利用とは、地表面下から地下 200m 程度までの地中に賦存する熱エネルギー、すなわち地中熱を用いた技術の総称である。地中熱では、以下のような 5 つの利用方式がある。

- ・ヒートポンプ
- ・水循環
- ・空気循環
- ・熱伝導
- ・ヒートパイプ

ヒートポンプ方式は、GSHP システムと呼ばれるのが一般である。いずれの利用方式においても、再生可能エネルギーとして分類される。しかし、他の再生可能エネルギーである太陽光、風力が発電利用および熱利用として活用される一方で、地中熱は熱利用のみで発電利用に用いられることはない。しかし、民生部門における家庭部門の消費エネルギーにおいて、全体の消費エネルギーのおよそ 6 割が熱利用によるものである。したがって、石油・ガスを消費して生成する熱エネルギーを用いた熱利用と代替する上で地中熱の導入意義は非常に大きいと考えられている。第 5 次エネルギー基本計画では、日本が長期的に安定した持続的かつ自立的なエネルギー供給を確保する上で、地中熱による熱利用の導入拡大を目指すことを経済産業省が明記している<sup>11)</sup>。

地中熱が熱利用のみに活用されるのは、地中熱が地殻深部に由来する高温の熱エネルギーとは異なり、太陽からの熱エネルギーに由来する低温の熱エネルギーであるためである<sup>12)</sup>。地表以下の地中温度は、昼夜間および季節間における気象条件の変化によりその温度が変化するが、地下深部方向にしたがって気象条件の影響が徐々に小さくなるため地中温度の変化が安定化し、地下 10m 程度以深からその地中温度が恒温性を示す<sup>12)</sup> (Fig.1-1)。地中温度が恒温性を示す層は恒温層と呼ばれ、恒温層の地中温度は年平均気温と等しく、また年平均気温は緯度と密接な関係にある。すなわち恒温層の地中温度は、緯度によって変化するとはいえる<sup>13) 14)</sup>。地中熱利用の本質は、その恒温性を利用することにある。

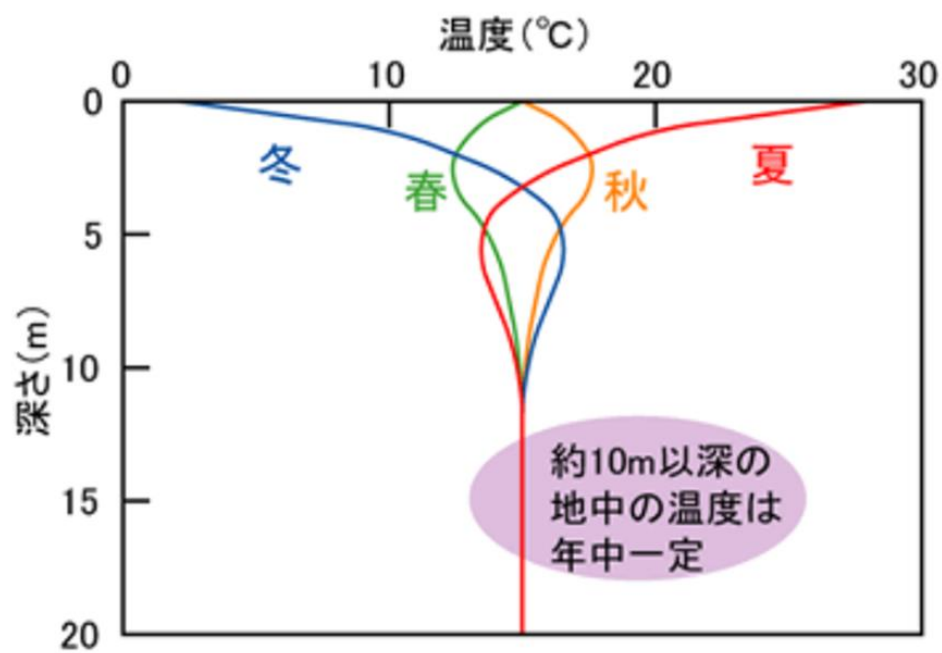


Fig.1-1 Ground temperature profile in each season (NPO 法人地中熱利用促進協会), 2018)

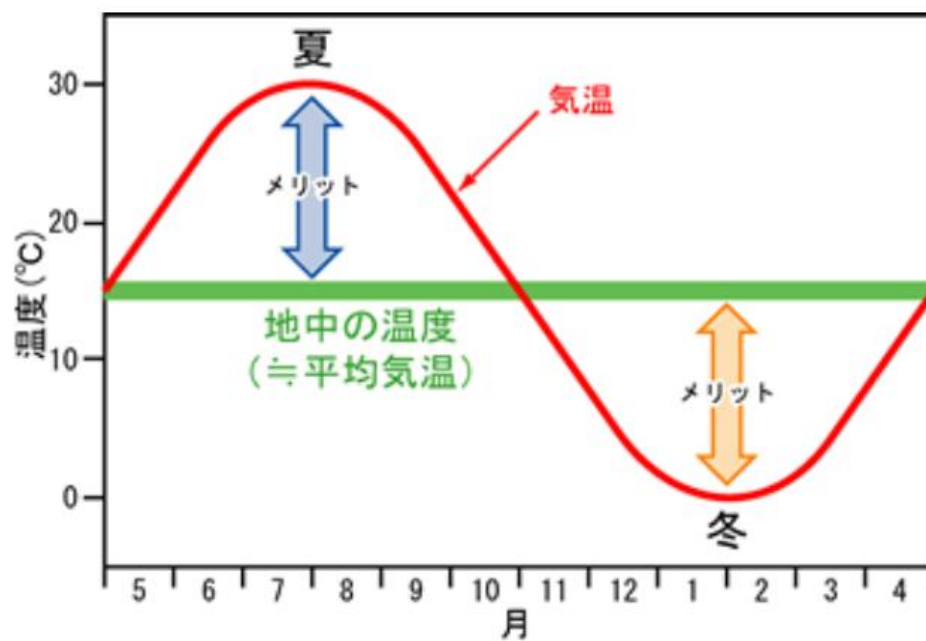


Fig.1-2 Temperature differences between ground and ambient. (NPO 法人地中熱利用促進協会), 2018)

Table1- 1 Comparison of the character of renewable energy.

	地中熱	地熱	太陽熱	雪氷熱	太陽光	風力	水力	バイオマス
場所の 制約	なし	あり	なし	積雪地域	なし	強風地域	落差のある 河川	なし (要搬送)
時間の 制約	なし	なし	あり (日中)	あり (要搬送)	あり (日中)	あり	あり	なし (要搬送)
発電	不可能	可能	不可能	不可能	可能	可能	可能	可能
利用形態	冷暖房 給湯 融雪	冷暖房 給湯 融雪	暖房 給湯 融雪	冷房 冷蔵	-	-	-	暖房 給湯 融雪

地中温度は、夏は外気温より低く、冬は外気温より高いため、地中熱を冷熱としても温熱としても利用することができる（Fig.1-2）。たとえば、高緯度に位置し亜寒帯気候に属する北海道では、恒温層の地中温度はおよそ 10℃程度であるが、冬期の外気温は氷点下に達する。したがって、地上と地中間の温度差は 10℃以上あることから、温熱源として地中の熱利用が可能となる。また、地中、もしくは地盤は普遍性に富む熱源である<sup>15)</sup>。Table 1-1 に示すように、地中熱は他の再生可能エネルギーと比較すると、熱利用における時間の制約を受けないことが分かる。したがって、地中熱は、いつでも、どこでも利用できる優れた熱源となることから、地中熱が将来的に熱利用により活用されることは自明であろう。

次に、ヒートポンプについて説明する。ヒートポンプの基本的理論、すなわちカルノーサイクル理論は、1824 年にフランスのカルノー氏によって説かれた。その後 1852 年のイギリスのケルビン卿によって、カルノーサイクル理論に基づきヒートポンプが発明された。一方で、我が国においては 1890 年代に冷凍機としてヒートポンプが実用化され、1926 年には京都帝國大学の大塚氏がヒートポンプの省エネルギー性に着目し、カルノーサイクル理論に基づき、冷房はもとより暖房機としてのヒートポンプを活用する理論を説いた論文を発表した。この理論は当時の高砂暖房工事株式会社（現、高砂熱学工業株式会社）の初代社長・柳町氏によって実用化され、1932 年には我が国初の冷暖房が可能なヒートポンプが兵庫県の木造住宅に設置された。それ以後はヒートポンプが冷暖房機器として市場に出回り、1960 年代以降には、ルームエアコンを中心にヒートポンプが急速に普及し、今日では国内におけるルームエアコンの世帯当たりの保有台数は 2.5 を越える<sup>16) 17) 18) 19)</sup>。



ヒートポンプの原理は「熱は温度の高いところから低いところへ移動する」と表現される熱力学第 2 法則を利用したものである。ヒートポンプは、水や不凍液などの冷媒を圧縮させることで冷媒の温度を上げる、もしくは冷媒を膨張させることで冷媒の温度を下げ、見掛け上温度の低いところから高いところへ熱移動を可能とする<sup>20)</sup>。さらに、ヒートポンプ内を循環する冷媒を液体から気体に蒸発、もしくは気体から液体に凝縮させること、すなわち冷媒の潜熱を利用することで、ヒートポンプのサイクル外に存在する冷熱源、もしくは温熱源から熱エネルギーを運搬することが可能となる。したがって、熱源から任意の場所へ熱エネルギーを安定的に供給することができる。たとえば、暖房時ではヒートポンプ内の冷媒を圧縮させることで高温高压状態にし、室内に設置した熱交換器を通じて熱エネルギーを供給する。その後、冷媒を膨張させることで、低压低温状態にすることで、室外に設置した熱交換器を通じて熱エネルギーを補給する。この一連のプロセスを繰り返すことで室内温度を上げることができる。冷房時では暖房時のプロセスを逆転させることで室内から室外へと熱エネルギーが放出され、室内温度を下げることもできる。

ヒートポンプは、Fig.1-3 に示すように主に圧縮機、蒸発機、凝縮機、膨張弁の 4 つの要素で構成され、四方弁により冷暖房運転を切り替えることが可能である。以下に各要素についての説明を示す。

- (a) 圧縮機 羽根車、ロータ、もしくはピストン機構によって気体を圧送する機械であり、冷媒を高温高压状態の気体にする。
- (b) 凝縮器 圧縮機により高温高压状態の気体となった冷媒を冷却させることで、凝縮させ液化させる機器である。冷媒が気体から液体に相変化するとき、ヒートポンプのサイクル外に存在する熱交換器を通じて温熱が供給される。
- (c) 膨張弁 凝縮器によって液化した冷媒を減圧、膨張させることで冷媒を低压低温の湿り気体（気体と液体が混在する状態）にする。
- (d) 蒸発器 膨張弁により湿り気体となった冷媒を加熱させることで、蒸発させ気化させる機器である。冷媒が湿り気体から気体に相変化するとき、ヒートポンプのサイクル外に存在する熱交換に冷熱が供給される。
- (e) 四方弁 ヒートポンプのサイクル方向を反転させるバルブであり、サイクル方向の反転時に凝縮器と蒸発器の役割が逆転することで、室内外に存在する熱交換器の位置を変えずに室内の冷房および暖房運転の切り替えを可

能とする。

以上のヒートポンプの要素を踏まえると、ヒートポンプの特徴は、四方弁によりヒートポンプ 1 台で冷暖房運転が行えることである。そのため機械自体がコンパクトであり、設置スペースが小さくて済むことである。また、ヒートポンプを用いることで空調や給湯で生じる排熱を利用できるなど、熱回収も可能である。そして、ヒートポンプは全電気式システムであり、直接的に温室効果ガスの排出することがない。最後に、ヒートポンプが室内に供給する冷熱および温熱は

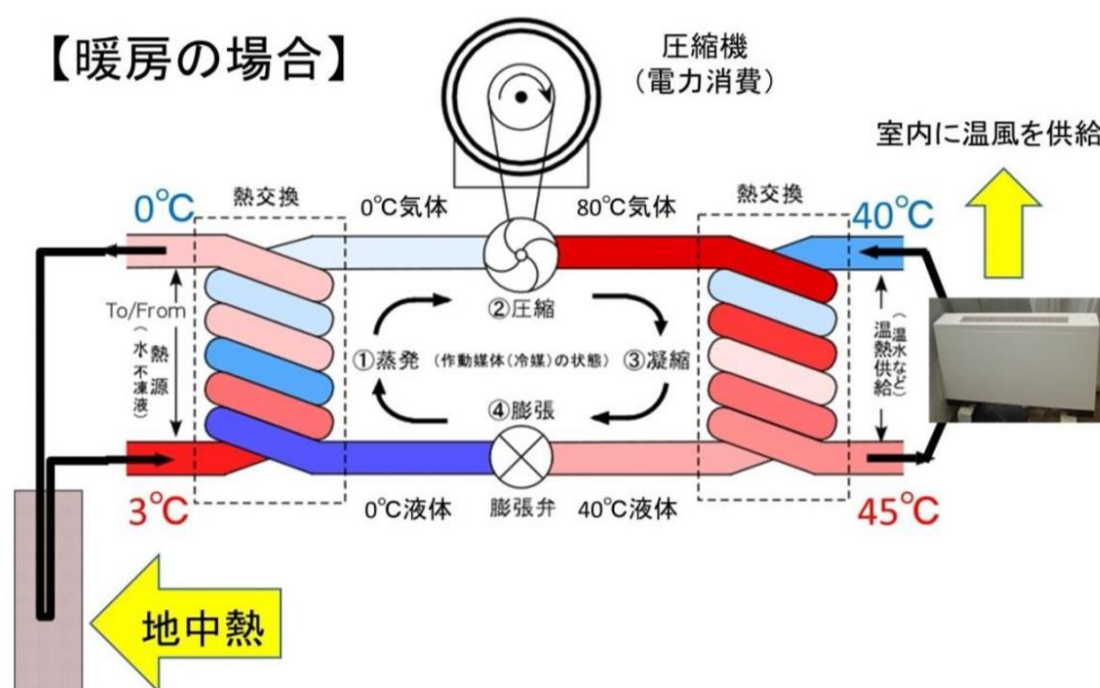


Fig.1-3 Schematic view of the heat pump cycle.

ヒートポンプのサイクル外からくみ出されるものであり、室内に供給する熱エネルギーに対して消費電力が少なく、省エネルギー性に優れることである。

ヒートポンプの省エネルギー性が優れることは、ヒートポンプの効率を算出する過程で明らかである。ヒートポンプの効率は、一般に成績係数 (Coefficient Of Performance, 以下 COP と称する。) によって評価され、次式で定義されるように、ヒートポンプが消費した消費電力に対する供給した熱エネルギー量の比である。

$$COP = Q/E \quad (1-1)$$

ただし、

COP	： 成績係数	[-]
Q	： 熱供給量	[W (J/s)]
E	： 消費電力	[W (J/s)]

ヒートポンプの COP が 4 を示したとき、消費電力の電気エネルギー 1kW に対して、4 倍の熱エネルギーを生成したことを意味する。たとえば、電気ヒーターの場合、1kW の電気エネルギーを消費することで生成する熱エネルギーは 1kW であり、その COP は 1 である。それに対して、ヒートポンプの COP は機種やシステム方式によって多少異なるが、おおよそ 3 から 5 を示し、電気ヒーターと比較して 3 倍効率が上がることが分かる。さらに、ヒートポンプが熱回収型の場合、つまりヒートポンプのサイクル外の優れた熱源から熱エネルギーを搬送できる場合、そのヒートポンプの COP はおおよそ 6 を示す<sup>17)</sup>。ヒートポンプは、室内に供給する熱エネルギーをヒートポンプのサイクル外、たとえば、地中熱などの熱エネルギーから見掛け上直接賄う場合、ヒートポンプが消費した電気エネルギーに対して何倍にも増幅した熱エネルギーを生成することができる。ヒートポンプのサイクル外の熱源として地中熱を活用するヒートポンプが GSHP システムである。地中温度が年間を通じて安定しており、地中熱がヒートポンプの熱源として安定した優れた熱エネルギーであることから、GSHP システムの COP は高い値が期待できる。

ヒートポンプが消費する電力に生じる熱エネルギーは、暖房時では室内側に供給される熱エネルギーとして上乗せできる。一方で、冷房時には消費電力分を供給される熱エネルギーから差し引きする必要がある。冷暖房時における COP をそれぞれ冷房 COP、暖房 COP としてとき、各 COP は次式で表現される。

$$COP_{cooling} = (Q - E)/E \quad (1-2)$$

$$COP_{heating} = (Q + E)/E \quad (1-3)$$

ただし、

$COP_{cooling}$	： 冷房時の成績係数	[-]
$COP_{heating}$	： 暖房時の成績係数	[-]

地中熱ヒートポンプの COP は、ヒートポンプ製造メーカーによってカタログ値が公表されている。たとえば、サンポット株式会社が販売する GSHP-1001 は、冷房能力が 5.6kW に対する冷房 COP は 4.5 であり、暖房能力が 5.5kW に対する暖房 COP は 4.3 である<sup>21)</sup>。これらの COP は定格条件上における値である。定格条件ではヒートポンプから室内側へ送水される温度、熱源側（地中熱源）からヒートポンプへ送水される温度、それぞれの循環流量の 4 つの運転条件が定められている。これは運転条件によってヒートポンプの消費電力が異なることから、実際に COP を算出する上では運転条件を明記する必要がある。

ヒートポンプで生成される室内側の送水温度は通常冷房時で 5℃から 15℃、暖房時で 40℃から 50℃程度である。ヒートポンプのサイクル内の冷媒の蒸発温度が高いほど、もしくは凝縮温度が低いほど、圧縮機の出力を抑えることができるため、ヒートポンプの COP が高くなる。したがって、室内側への送水温度は、室内環境の快適性が損なわない範囲内で、冷媒の温度変化を小さくするために、冷房時は高く、暖房時は低く設定することが望ましい<sup>22)</sup>。ちなみに、COP と同様の指標で APF（Annual Performance Factor, 通年エネルギー消費効率）もしくは SPF（Seasonal Performance Factor, 季節間エネルギー消費）がある。いずれも、一定期間におけるヒートポンプの冷暖房出力の総和に対する期間消費電力の比であるが、COP が一定の条件下におけるヒートポンプの効率を示すのに対して APF および SPF は実際の運転を考慮した期間中の平均的なヒートポンプの効率を示すため、APF と SPF の方が消費者目線では実用的とされる。

次に GHE について説明する。GHE とは地中熱源側の熱交換器であり、GHE を通じて地中から冷熱・温熱をヒートポンプに搬送させる。GHE は、垂直型 GHE と水平型 GHE がある。以下に垂直型 GHE と水平 GHE の概要について説明する。

#### (a)垂直型 GHE

垂直型 GHE は地中熱交換井と呼ばれる GHE 埋設用の井戸に垂直方向に設置され、珪砂や豆砂利などの固体充填材（グラウド材）、もしくは水がアニュラス部分を満たすことで仕上げられる。土地の面積利用の制約が大きい場合、設置面積が小さいことから、垂直型 GHE が採用される。垂直型 GHE は一般的に高密度ポリエチレン管が用いられる。室内側の空調負荷によって、垂直型 GHE の長さは変化するが、その長さは深くても単一の熱交換井で 150m 程度である。Fig.1-4 に垂直型 GHE の種類を示すように、垂直型 GHE は大きくわけてボアホール方

式と杭基礎方式がある。ボアホール方式は垂直型 GHE を専用井戸，すなわち地中熱交換井に設置する形式である。ボアホール方式には，地中熱交換井の底部で高密度ポリエチレン管が U 字状に折り返すように形成された，すなわちシングル U 字管 GHE およびダブル U 字管 GHE がある。次に，地中熱交換井の底部までの行き管をヘルカル状，地中熱交換井底部から地上までの還り管を直線状に形成した高密度ポリエチレン，すなわちスパイラル型 GHE がある。そして，スチールなどの熱伝導性の高い素材を外管として挿入した後，外管の内側にポリエチレン管，もしくは塩化ビニル管を内管として挿入し二重管にする，すなわち同軸管型 GHE がある。杭基礎方式は，軟弱な地盤における構造物の建築時に打ち込まれるコンクリート杭や鋼杭などの杭基礎の内側に U 字管 GHE を設置する形式である。杭基礎が大口径の場合，U 字管 GHE が杭基礎の壁面に複数設置される。

#### (b)水平型 GHE

水平型 GHE は，一般に恒温層より浅い深さ 1-2m 程度の地盤に水平方向に敷設されるため，設置には十分に広い土地を確保する必要がある。水平型 GHE には，高密度ポリエチレン管などの樹脂管が GHE として用いられる。水平型 GHE の敷設面積は一般的には室内側の空調面積と同等の面積が必要である<sup>23)</sup>。Fig.1-5 に水平型 GHE の種類を示すように，熱交換チューブの形状によってその名称が異なる。らせん状水平型 GHE は，Slinky-Coil 式水平型 GHE とも呼ばれる<sup>24)</sup>。また，蛇行状水平型 GHE は直管式水平型 GHE と呼ばれ，従来式の水平型 GHE とされる<sup>25)</sup>。コイル状水平型 GHE は，トレンチに対して平行方向にヘリカル状に形成されたものである。シート状水平型 GHE は，フラットパネル型 GHE<sup>26)</sup> やカーペット状熱交換器 GHE<sup>27)</sup> をトレンチ，もしくは水中に設置されたものである。一般にはシート状水平型 GHE は，トレンチに対して，垂直方向に立てかけられる。

垂直型 GHE および水平型 GHE の効率は，GHE の長さ当たり，もしくはトレンチの長さ当たりの熱交換量で評価されることが多い。熱交換量 $q$ は，次式より算出することができる。

名称	シングルUチューブ	ダブルUチューブ	スパイラルチューブ	U字状チューブ	既成コンクリート杭 (固体充填)	鋼管杭 (固体充填)	場所打ち杭	既成コンクリート杭 (水充填)	鋼管杭 (水充填)	二重管 (同軸)
方式	ボアホール	ボアホール	ボアホール	ボアホール	杭	杭	杭	杭	杭	ボアホール
水平断面図 (例)										
垂直断面図 (例)										
材質 孔経・杭径 (例)	高密度ポリエチレン (Uチューブ) 孔経100～200mm	高密度ポリエチレン (Uチューブ) 孔経110～200mm	高密度ポリエチレン 孔経500mm以上	架橋ポリエチレン管 孔経約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) 孔経約500mm以上	杭:スチール 内管:高密度ポリエチレン(Uチューブ) 孔経約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) 孔経:約500mm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) 孔経約500mm以上	杭:スチール 内管:高密度ポリエチレン(Uチューブ) 孔経約200mm以上	外管:スチール 内管:ポリエチレン、 塩ビなど 孔経約200mm以下
充填	珪砂、豆砂利、 コンクリート	珪砂、豆砂利、 コンクリート	珪砂、豆砂利	珪砂、豆砂利、 コンクリート	珪砂	珪砂	コンクリート	水	水	水
熱媒	水・不凍液	水・不凍液	水・不凍液	水・不凍液	水・不凍液	水・不凍液	水・不凍液	水・不凍液	水・不凍液	水

Fig.1-4 Classification of the vertical GHE (環境省『地中熱利用にあたってのガイドライン 改訂増補版』,2018) .

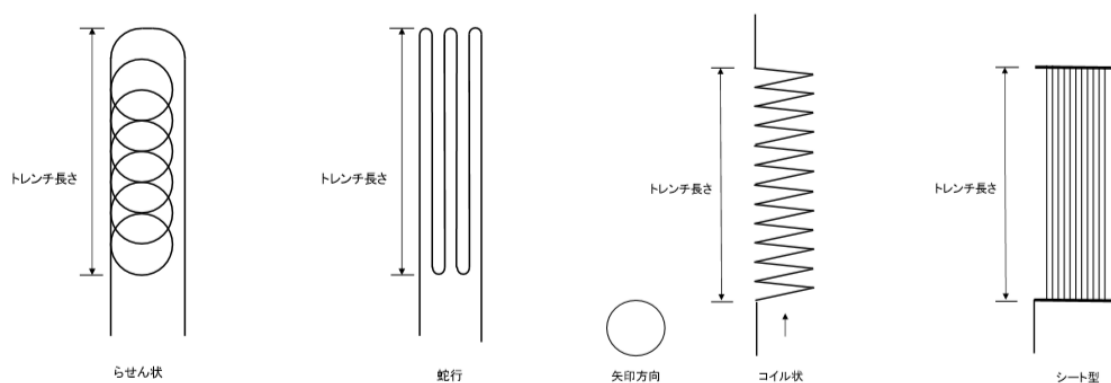


Fig.1-5 Classification of the horizontal GHE. (環境省『地中熱利用にあたってのガイドライン 改訂増補版』,2018) .

$$q = C_p v (T_{in} - T_{out}) \quad (1-4)$$

ただし、

$C_p$	: 熱媒体の熱容量	[MJ/m <sup>3</sup> /K]
$v$	: 熱媒体の循環流量	[m <sup>3</sup> /s]
$T_{in}$	: GHE 入口温度	[°C]
$T_{out}$	: GHE 出口温度	[°C]

GHE の長さ当たりの熱交換量は、計算に必要なパラメータが熱媒体の熱物性値、GHE の入口出口の熱媒体温度、循環流量と GHE 長さで計算される。より実用的に GHE の効率を評価するには GHE からヒートポンプに送水される熱媒体温度の変化量を考慮に入れる必要があり、次式に示すように GHE の単位熱交換

量当たりの熱媒体温度変化量<sup>25)</sup>を算出する。

$$\Delta T/\dot{q} = (T - T_{ff})/(q/L) \quad (1-5)$$

ただし、

$\Delta T/\dot{q}$  : GHE の単位熱交換量当たりの熱媒体温度変化量  
[°C/(W/m)]

$T$  : GHE の熱媒体温度 [°C]

$T_{ff}$  : GHE 周辺地盤の初期温度 [°C]

$L$  : GHE 長さ [m]

GHE の熱交換能力は、式(1-5)に示すように、初期地中温度と GHE の熱媒体温度の温度差から長さ当たりの熱交換量を除すことで得られる。たとえば、暖房時において、式(1-5)で算出される単位熱交換量当たりの温度変化量が小さいほど、地中から搬送される熱交換量に対して熱媒体の温度低下量が小さくなることから、ヒートポンプ内の冷媒温度と GHE 内の熱媒体温度の差を小さく保つことを意味し、ヒートポンプ内の圧縮機の負荷が小さくなる。GHE の熱交換能力に影響を与える要素は、GHE の熱媒体温度、GHE 内部を循環する熱媒体の循環流量、GHE 周辺地盤の温度、GHE 周辺地盤の構成、GHE の仕様などがある。式(1-7)では計算上これら全ての要素が考慮されており、任意の地盤、任意の GHE に対する熱交換能力を示す値として用いることが可能である。

最後に GSHP システムについて説明する。GSHP システムは、GHE、ヒートポンプ、ファンコイルユニットの 3 つで構成される。Fig.1-6 に GSHP システムの模式図と分類を示す。GSHP システムは、オープンループシステム（もしくはオープン型）、クローズドループシステム（もしくはクローズド型）に大別される。オープンループシステムとは、揚水ポンプを用いて地下水を汲み上げ、地下水に存在する熱エネルギーをヒートポンプサイクル外の熱源として直接利用するシステムである。オープンループシステムにおいては、地下水を介する熱源の直接利用により熱交換効率が極めて高いことが特徴である。その一方で、ヒートポンプのサイクルが完全に独立したループであり、ヒートポンプのサイクル外の熱源を間接的に利用する方法をクローズドループシステムと呼ぶ。クローズドループシステムでは、GHE を埋設し、その GHE 内部に満たされた水や不凍液などの

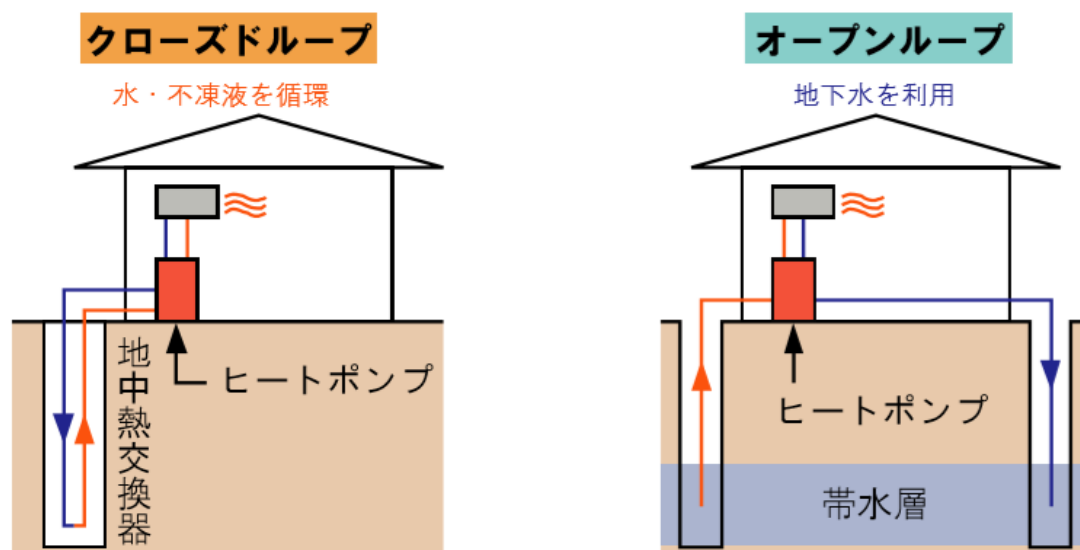


Fig.1- 6 Classification and schematic of the GSHP system. (環境省『地中熱利用にあたってのガイドライン 改訂増補版』,2018) .

熱媒体を循環させることで、GHE を通じて地中熱をヒートポンプへ間接的に搬送させる。熱媒体としてヒートポンプのサイクル内の冷媒を GHE に直接循環させる直膨システムがある。

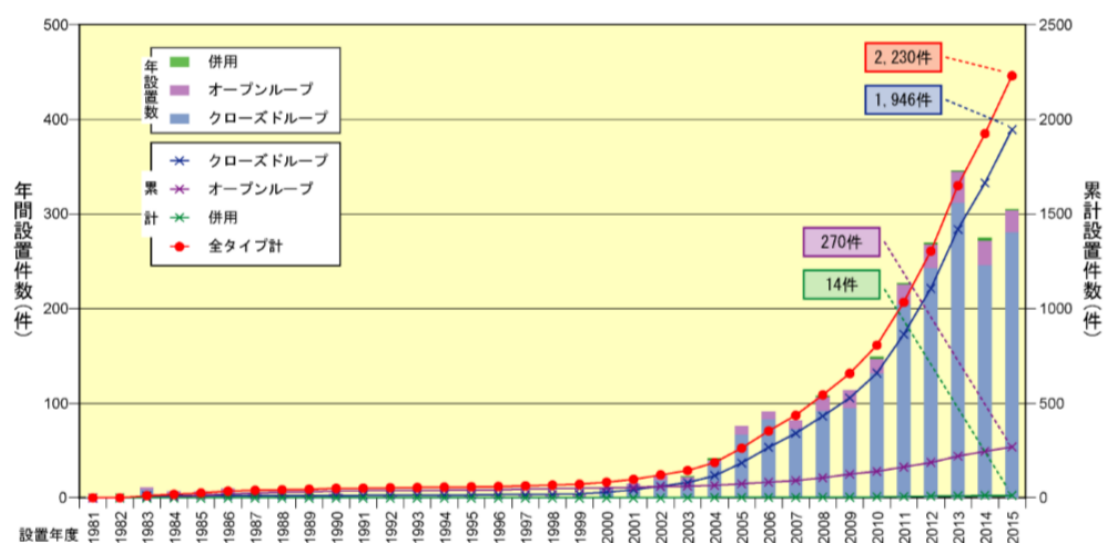
以上に示したように、GSHP システムでは大きく分けて 2 種類の方式があり、最も一般的なシステムがクローズドループシステムである。クローズドループシステムでは、GHE からヒートポンプまでのループを一次側、空調器からヒートポンプまでのループを二次側と呼ぶ。GSHP システムは、一次側と二次側に用いられる熱媒体の種類によって、水-水システム、直膨-水システムなどと分類される。なお、オープンループシステムでは、一次側は地下水を直接利用するため、二次側のみで分類される。

いずれにせよ、GSHP システムにおけるヒートポンプは水冷チラーであることが一般的であり、寒冷地における除霜（デフロスト）によるヒートポンプの効率低下がない分、GSHP システムは高効率である。そして、GSHP システムでは、GHE が放熱用室外機と同等の役割を担うことから、GSHP システムの稼働時の騒音が小さい。また、前述したように、GSHP システムは、地中に熱を排熱するため大都市圏におけるヒートアイランド現象の抑制が期待できる。以上を踏まえた上で、GSHP システムの長所を整理すると、以下の事が挙げられる。



- ・省エネルギー性が高い
- ・二酸化炭素をはじめとする温室効果ガスの排出量の抑制
- ・利用可能な場所に関する制約条件が少ない
- ・冷房・暖房運転が可能
- ・寒冷地における除霜が不要
- ・稼働時の騒音が小さい
- ・大都市圏におけるヒートアイランド現象の抑制

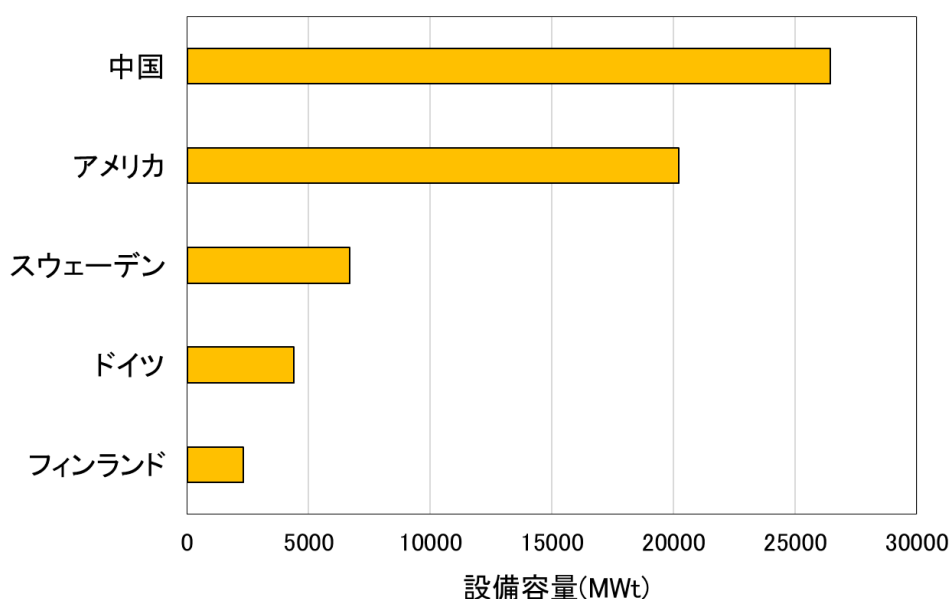
その一方で、GSHP システムの短所は、初期投資費用の高さである。これは、ボアホール方式における垂直型 GHE の設置には高額な掘削費用が必要なためである。杭基礎方式における垂直型 GHE は、基礎杭に設置することでその設置費用を安く抑えることができるが、杭基礎上に建設される構造物の工事と相乗りする形になり、構造物全体の施工の工程を複雑にさせる。また、水平型 GHE は地中熱交換井の掘削が不要であることから、その設置費用がボアホール方式における垂直型 GHE と比較して大幅に安くなるが、水平型 GHE の設置用地が広大であり、その確保が難しいことから、設置コストのポテンシャル的な高さがある。また、水平型 GHE は設置深度の浅さから気象条件の影響を受けやすいため、GHE の熱交換能力の推定がやや困難である。いずれにしても、GSHP システムにおける GHE の設置コストの高さは、第一に挙げられるデメリットとして考えられる。しかしながら、前述したように GSHP システムは再生可能エネルギーを利用した熱利用システムとして国に認知されている。国および自治体は民間や地方公共団体向けに対して GSHP システムの導入を支援するために、CO<sub>2</sub> の排出削減量などの国および各自治体が定める一定の条件を満たすことで得られる補助金の制度が拡充している<sup>28)</sup>。最大で 1/2 の補助金が受けられるため、GSHP システムの導入時に前もって補助金受給の条件を満たすように設計・施工を行うことで、初期投資費用の問題は回避することができる。もう一つの GSHP システムの短所は認知度の低さである<sup>29)</sup>。実際に GSHP システムの認知度を定量的に調査した例はないが、著者の経験では秋田大学の 2016 年、17 年、18 年次の夏のオープンキャンパスに参加した高校生に関して、地中熱という単語自体があまり知られておらず、地熱と混同されることが多かった。世間一般的に見ても GSHP



**Fig.1-7 Installation number of the GSHP system in Japan.** (NPO 法人地中熱利用促進協会および環境省『地中熱利用にあたってのガイドライン 改訂増補版』,2018) .

システムがあまり知られていないと考えられるのが妥当であろう。GSHP システムの性能が向上しても、世間一般に認知されなければ、GSHP システムの導入に至るまでの機会に恵まれず、GSHP システムに関する企業や市場の成長が鈍化すると考えられる。つまるところ、世間一般に認知されるためには、GSHP システムの運転データの公表を積み重ねることが非常に重要であると考えられる。

次に、GSHP システムの日本における普及件数について説明する。Fig.1-7 に示すように、GSHP システムの普及件数が全体で 2,230 件あり、そのうちクローズドループシステムの普及件数が 1,946 件を占める<sup>30) 31)</sup>。クローズドループシステムにおいては、設置件数が年々増加の傾向にあり、この背景にはクローズドループシステムの導入に係る制約条件の少なさや施工技術の熟練度の向上、GSHP システムの設計ツールの充実などが挙げられる。その一方で、オープンループシステムの普及件数が 270 件であり、クローズドループシステムの普及件数と比較すると伸び悩んでいるように見える。先述したように、オープンループシステムは、地下水を熱源として直接的に利用できるため、その運転効率は高いと考えられる。しかしながらオープンループシステムの普及件数が少ない背景



**Fig.1-8 Comparison of the installation capacity of the GSHP system. (Modified from Laud et al. (2020))**

として、揚水量の規制などの地下水利用に対する制限によりオープンループシステムの導入に適した地域が少ないことが第一の原因であると考えられる。以上のように、我が国の GSHP システムの普及状況に関しては、クローズドループシステムの導入実績が顕著に伸びていることがわかる。

しかし、Fig.1-8 に示すように、世界各国における GSHP システムの設備容量<sup>32) 33) 34) 35) 36) 37)</sup>に着目すると、アメリカでは、ヒートポンプの容量を 12kW と仮定したとき、既に約 167 万台以上のヒートポンプが導入されていると考えられ、日本と比較して普及がはるかに進んでいる。

世界の GSHP システムの導入件数は指数関数に伸びており、スイスに関して言及すると、2000 年から 2010 年の設備容量における平均年間成長率は 20% となっている<sup>38)</sup>。スイスは GSHP システムの導入に関しては先進国といえる。その成功の背景には、1970 年代後半からスイス連邦エネルギー庁が GSHP システムに関する基礎研究および応用研究の支援をしたことにある。GSHP システムの運転条件が詳細に分析されたことで、長期的な運転における GSHP システムの省エネルギー性が証明された。結果としてスイス国内における GSHP システムの標準化および品質保証の手順が確立された。また、GSHP システムの導入支援における法的環境と補助金制度も、スイス国内における普及促進を底上げした大きな要因である。そして、スイス国内における GSHP システムの市場の形成に

最も重要だったことが顧客からの信頼である。スイスでは顧客から高い信頼性を得るために GSHP システムの高効率性を実証し続けた。こうした海外の GSHP システム普及の状況に対して、日本の設備容量の増加割合は、欧米および中国と比較すると著しく小さい。前述したように、GSHP システムのコストの課題は国や自治体の補助金制度によりある程度は緩和されているが、認知度の低さから国内における GSHP システムの市場の形成が未熟であると考えられる。また GSHP システムの標準化に関しては、環境省が地中熱利用の普及促進を目的とした GSHP システムの導入に関するガイドライン<sup>10)</sup>を公表するなどしているが、長期的な GSHP システムの効率を保証するような前提条件を記した標準化が確立されていない。これは日本国内における地域や気象条件の違いが大きいためであり、地域毎の GSHP システムの最適な運転条件が異なり、国内共通の GSHP システムの標準化が難しいと考えられる。しかしながら、GSHP システムの標準化は、顧客が GSHP システムの導入における一つの参考資料成り得るため今後の普及促進には必要であろう。GSHP システム導入における法的環境の整備に関しては、ライセンス形式で NPO 法人地中熱利用促進協会により地中熱施工管理技術者の資格制度<sup>39)</sup>が整備されている。同資格制度では、地中熱利用の技術水準の向上と国内における地中熱利用に関わる技術者の地位向上を図ることを目的とし、同資格を通じて地中熱利用の普及と環境負荷の軽減を目標としている。そして、実際に GSHP システムを導入するときに必要な GSHP システムの設計ツールに関しては、北海道大学の Ground Club<sup>40)</sup>や国土交通省の LCEM<sup>41)</sup>などが開発され、既に販売および公開されている。Ground Club（ゼネラルヒートポンプ工業株式会社によって販売<sup>42)</sup>）は実務上で使いやすいように設計された GSHP システムの性能予測ツールであり、GSHP システムの品質保証をする上で強力なツールである。以上を踏まえると、日本国内における GSHP システムの普及拡大に向けた環境は、十分に整備されていると考えられる。繰り返しになるが、GSHP システムの普及には地道に実績の積み重ねが必要であり、それに伴い GSHP システムの技術の改善を常に推し進めることが極めて重要である。今現在では GSHP システムの導入時には国や自治体から補助金制度を受けることができるが、今後 GSHP システムの普及拡大を成したとき、補助金制度が終わることによって外部資金の確保による費用の削減が困難になると考えられる。再びコストの問題が突き付けられることを回避するためにも初期投資費用の削減に向けて GSHP システムの技術の改善に挑み続けなければならない。GSHP システムの技

術の改善内容は、ハード面とソフト面で分類したとき、以下の内容が挙げられる  
43) 44) 45)。

#### ハード面

- 1, 坑井掘削費用の削減
- 2, 高い熱交換能力をもつ GHE およびヒートポンプの開発

#### ソフト面

- 1, 国内における GSHP システム導入における適地評価データの蓄積
- 2, GSHP システム設計ツールの拡充

ハード面では、削減初期投資費用の多くを占める坑井掘削費用の削減のための新たな掘削方法の開発、坑井掘削技術の水準の向上、もしくは掘削機材の高性能化が必要不可欠である。また、高い熱交換能力をもつ GHE とは、例えば、垂直型 GHE であれば、単位長さ当たりの熱交換量の増加により、室内空調側が必要とする熱エネルギー量に対する必要な垂直型 GHE が小さくなり、その結果、坑井掘削費用の縮小に伴い、最終的に初期投資費用の削減に繋がる。ソフト面に関しては、GSHP システムの適地評価の高度化である。既に全国各地で GSHP システムの適地評価<sup>46) 47)</sup>もしくは、地中熱利用ポテンシャルマップ<sup>48) 49)</sup>の作成が進められており、その成果が公開されている。今後は、GSHP システムの実績データが増加することが考えられ、それらのデータが反映することで、適地評価・ポテンシャルマップの精度向上を目指すことが重要であろう。高度な適地評価・ポテンシャルマップは、GSHP システムの導入時におけるユーザー向けの販売資料もしくは、実用的な設計資料と成り得る。最後に、GSHP システムの設計ツールの拡充は、GSHP システムに関する技術が改良される度に、それらに対応した設計ツールのプログラムが必要となる。以上の内容は、日本国内における GSHP システムに関する解決すべき課題であり、研究方針ともいえる。

### 1-3 地中熱利用ヒートポンプシステムに関する従来の研究

本研究の意義を説明するために、GSHP システムに関する従来の研究を遡り、それらを踏まえた上での本研究の立ち位置を明確にし、本研究の重要性を示す。

はじめに水平型 GHE の研究について説明する。水平型 GHE は、汎用性の高

いパワーショベルなどを使用して熱交換チューブを設置するため垂直型 GHE における坑井掘削作業が不要であり，GSHP システムの初期投資費用の大幅な削減が可能である。しかし，水平型 GHE は広い設置用地を要求するため，日本のように利用可能な土地に制限がある地域では農業用地，工業用地や学校での設置に制限される。最近では同地中熱交換器を鉄道トンネル下床版下に設置するなど，水平型 GHE の敷設面積の確保に都市インフラを活用した例があり，同システムでは小さい初期投資費用で新たな設置面積を確保した（たとえば，藤井ら<sup>50)</sup>）。設置用地の確保以外にも水平型 GHE の敷設単位面積当たりの熱交換量を増加させることで相対的に必要な設置面積を減らす試みがある。Jones<sup>51)</sup>によって作成方法が指南された Slinky-coil 式水平型地中熱交換器は，敷設面積当たりのパイプ設置密度が大きいことから，従来の直管式水平型 GHE より単位面積当たりの熱交換量が多い GHE として報告されている。藤井ら<sup>52)</sup>は，Slinky-coil 式水平型 GHE を用いた長期のフィールド試験により熱交換器設置単位面積当たりの熱交換量が改善することを明らかにした。また Fujii et al.<sup>53)</sup>は，二層構造の Slinky-coil 式水平型 GHE を用いた農業用ビニールハウスの長期冷暖房試験及び強制排熱試験の結果を通じて，二層化により敷地面積当たりの熱交換量を大きく改善できることを示した。また，Fujii et al.<sup>54)</sup>は，3 次元地下水流動・熱輸送シミュレーションソフト FEFLOW を使用して Slinky-coil 式水平型 GHE モデルの構築を行った。この中で，数値モデル上では複雑な形状の Slinky-coil を平板状に変換することで数値計算の精度を保ちつつ，同熱交換器の熱交換器挙動を再現した。また，Nam et al.<sup>55)</sup>は FEFLOW を用いて構築した数値モデル上で気象条件が地中温度に及ぼす影響を忠実に再現するために地表面上の熱収支式を用いて正味の地中に流入する熱フラックスの計算値を数値モデルに入力した。地表面上における日射量，顕熱量，潜熱量，地表面および大気から放射される熱フラックスの和を数値モデルにおける地表面の境界条件に与えることで，より正確に表現した浅部地中温度挙動の下で杭基礎方式の垂直型 GHE の冷暖房シミュレーションを行った。上記の熱収支式は，日射反射率アルベド，蒸発効率のような地表面被覆の種類で異なる特性を考慮することが可能であり，地表面被覆が地中温度に与える影響を網羅する上で熱収支式の導入は有効的である。一方で，Fujii et al.<sup>54)</sup>は地中温度挙動における気象条件の影響を考慮するために相当外気温 (Solar air temperature ; 以下 SAT と略す) を用いた。SAT は本来外気温や日射量などの気象条件を考慮した建物の壁面温度の計算値として室内熱負荷を検討

するために用いられる。その SAT を地表面上に適用し、気象条件を考慮した地表面温度として用いることで、数値モデル上において簡易的に気象条件が地中温度に及ぼす影響を表現した。上記の熱収支式と SAT のいずれも計算式上、地表面被覆特性が考慮されており、地表面被覆特性は地中温度挙動に対する気象条件の影響を左右する要素の一つであるため、水平型 GHE を評価する上でも必要な不可欠な諸条件の一つといえる。

地表面被覆特性の影響に関しては、水平型 GHE の熱媒体温度挙動に及ぼす影響を評価するためにフィールド試験を実施した先行研究がある。Philippe et al.<sup>56)</sup> は地表面被覆の影響を評価するために 4 系統の水平型 GHE 上の地表面をアスファルトおよび芝生で整備し、各系統地表面の日当たりの程度や施工時の条件を明記した上で熱媒体温度の推移を考察し、異なる地表面被覆と環境下では熱媒体温度推移に変化が生じることを明らかにした。他にも地表面被覆の影響に関する研究としては、Fujii et al.<sup>54)</sup> は熱収支式を組み込んだ数値モデルを用いて実際の気象条件に基づいて地表面特性の一つである日射反射率アルベドを感度計算のパラメータとして設定し、同一の運転条件下で冷暖房シミュレーションを行った。その結果、冷暖房運転の両方でアルベドと熱媒体平均温度は反比例の関係が示され、地表面被覆の違いが、長期冷暖房時の熱媒体温度に影響を及ぼすことを推測した。以上の研究により、地表面の被覆状況の違いが、地中熱交換器における熱交換量に対して影響することが予想されるが、こうした地表面の被覆状況の違いによる影響について、日本の気象条件下において実フィールドで実証した例は無いようである。したがって、国内の気象条件下における地表面被覆の影響を明らかにすることは GSHP システムの更なる最適設計における一つの重要な要素となると考えられる。また、その最適設計のためには地表面被覆の影響を考慮する手法の開発と妥当性の検討が必要不可欠である。

次に、非開削工法(Horizontal directional drilling method, 以下 HDD 工法と称す)を用いて設置する水平型 GHE に関する研究について述べる。HDD 工法とは、土壌を開削することなくパイプを埋設する技術であり、水道管やガス管の埋設などのインフラ工事に用いられる。埋設管の設置に関して、専用の掘削機械を用いて掘削管を地上から地下へ、地下から地上へ掘り進めた後、掘削管の先端に埋設管を取り付け、引き込むように設置する。工法上、埋設するパイプは、耐久性と可とう性がある材質であるポリエチレン管などに限定されるが、GSHP システムでは一般に GHE として高密度ポリエチレン管が使用されることから、掘削コス

トと GHE の耐久性の面で HDD 工法と GSHP システムの相性は良好であると考えられる。また、HDD 工法は専用の坑井掘削機械のドリルの先端に接続された検知機器により掘削方向をコントロールすることで任意の方向に掘削ができるため、地上部に道路や構造物などがあっても土壌を開削することなくパイプを設置することが可能である。以上より日本のように従来の掘削では土地の利用に制限がある国において、実用的な掘削方法として、HDD 工法が有用な一つの手段となり得ると考えられる。

日本国内の HDD 工法に係る研究事例において、Hamada et al.<sup>57)</sup>は、HDD 工法でヘリカル状に重層で設置した GHE を用いて、冷暖房試験を実施後、運転挙動の評価を行う計算プログラムを開発し、計算結果より同システムが空気熱源ヒートポンプシステムより一次消費エネルギー量を削減できることを推定した。その他にも、柴田らは HDD 工法を用いて北海道大学の構内に全長約 45m の水平型 GHE としてポリエチレン管（内径 52 mm，肉厚 4 mm）を深度 3m に単層のループ状で設置した。その結果、HDD 工法を用いることで水平型 GHE の敷設にかかる工期が従来の設置形式と比較して短縮できることを示した。また、Fujii et al.<sup>58)</sup>は、HDD 工法を用いて直線状に設置した単管式 GHE の数値モデルを構築後、ケーススタディにより GHE の呼び径の大きさ、長さなどの単管式 GHE の諸特性が熱交換量に与える影響について推測した。Hamada et al.<sup>57)</sup>と Fujii et al.<sup>58)</sup>の両者の研究では、GHE の設置形式が異なっているが、これは HDD 工法を用いることで、GHE を垂直方向でも水平方向でも自由に設置が可能であるためであり、様々な設置形式に基づいた研究の余地が非常に大きいと考えられる。

しかし、世界的に見ると HDD 工法の本来の用途である水道管やガス管の埋設に対する工事の円滑化を目的に行われる研究が多い（たとえば、Walsh<sup>59)</sup>や Zhu<sup>60)</sup>）。国内においても同様であり、水道管・ガス管埋設における HDD 工法の使用、そのものに関する研究が進んでいる。たとえば、掘削後パイプを引き込んで埋設することから、埋設するパイプはポリエチレン管、銅管、ライニング鋼管など引張強度が十分にあるものと限定されるが、樋口ら<sup>62)</sup>によると、引き込みの際に埋設管の最も傷が付きやすい礫層にポリエチレン管を設置後に回収し、熱間内圧クリープ試験の実施により管寿命を評価した結果、埋設管の設置で発生する傷程度では管寿命の低下に影響しないことが分かっている。また、パイプの設置形式に関しては、坑井掘削機械の仕様や埋設するパイプの種類によって制限があるが、埋設管をループ状にも直線状にも自由に設置することが可能であ



る。さらに、近年の HDD 工法の技術改良により従来困難であった帯水層中の砂層や礫層への掘削が可能となった（たとえば、パイプロ HDD 工法研究会<sup>63)</sup>）。また、田村ら<sup>64)</sup>は HDD 工法における油圧パイプロで発生する弾性波をドリルビットの位置測定に用いる新たな手法について検討した。本手法は従来の電磁波による推定法と比較して降水などによる地盤の含水率の大きな変化や電波塔などの周辺環境の影響を受けないため、実用化が検討されている。以上のように、HDD 工法は近年技術改良が進んでおり、GSHP システムにおける水平型 GHE の埋設に適用することが可能であると考えられる。また、HDD 工法の特性を活かすことで水平型 GHE を熱伝導率が高い層や地下水流れが存在する層に選択的に設置することができれば、水平型 GHE の単位長さ当たり熱交換能力は従来の垂直型 GHE を十分に上回ることが考えられる。しかしながら、世界的には HDD 工法に基づく GSHP システムに関する代表的な研究例が見当らず、HDD 工法に関する研究データ量が乏しいのが現状である。また、国内での先行研究は唯一前述した研究のみであり、国内における GSHP システムの HDD 工法の実用化には程遠いのが現状である。

## 1-4 本研究の目的

国内における GSHP システムの導入が北海道・東北を中心に進んでいるなどして、GSHP システムの市場が徐々に形成されつつある。今後は、国内各地で既に導入された GSHP システムの運転実績からフィードバックされたデータに沿った研究が多くなるであろう。しかし、現状においての GSHP システムの初期費用は依然として高額であり、今後の普及の展開次第ではこれまでのように補助金などの外部資金を初期費用に充てることができなくなる日は必ず来る。したがって、補助金など国の政策によって GSHP システムの導入が支援されている間は特に革新的アプローチを試みることを日々怠ってはならないといえる。革新的なアプローチとして、たとえば、1-2 節で述べた GSHP システムに関するハード面・ソフト面での研究目的がそれにあたる。本研究では、前述した GSHP システムの課題において、ハード面における高い熱交換能力をもつ GHE および HDD 工法に基づいた GHE について 2 つの研究を行う。本研究で対象とした GHE はいずれも水平型 GHE である。水平型 GHE は、垂直型 GHE と比較して坑井掘削工程が不要であることからその設置コストが安い。しかし、設置用地が限られている場合が多い国内では、GSHP システムの導入には垂直型 GHE が採用され

ることが多い。もし、水平型 GHE の単位面積当たりの熱交換量が増進できれば、敷設に必要な設置面積が減り、GSHP システムの初期投資費用を削減する有効的な手段になり得る。国内において設置用地の制限により水平型 GHE の優位性が打ち消されがちであるが、今後 GSHP システムの普及件数が増加に伴い、農業用ハウス、学校やスタジアムなどの広大なスペースを要する建造物への導入事例が増えていくことが考えられ、十分な設置用地を確保できる場合において垂直型 GHE の設置分を水平型 GHE で代替することが可能となる。もしくは、垂直型 GHE が適するような設置用地が限られた都市部およびその周辺地域でも、垂直型 GHE と水平型 GHE を併用することで、垂直型 GHE の幾分の設置コストを縮小し、その GSHP システムの初期投資費用を削減することができると考えられる。いずれにせよ、水平型 GHE の熱交換能力を向上させ、設置コストを減少させることが GSHP システムのコスト削減の手段のバリエーションを広げることになり、GSHP システムの普及を促進させる。

本論文では、はじめに水平型 GHE の熱交換能力の増進のために地表面被覆を考慮した水平型 GHE のフィールド試験および数値計算を通じて、その熱交換能力を定量的に評価し、地表面被覆が GSHP システムの効率に及ぼす影響までを推測した。この成果は、水平型 GHE に基づく GSHP システムの導入時において、その設置エリアの空調負荷を考慮した上での最適な地表面被覆を決定に役立つと考えられる。そして、新たな掘削方法として HDD 工法により設置した水平型 GHE の熱交換能力をフィールド試験および数値計算を通じて定量的に評価し、経済性評価を行うことで GSHP システムに対する HDD 工法の適用性について検討する。

## 1-5 本研究の流れ

本論文は全 6 章で構成され、各章の概要は以下の通りである。

第 1 章「序論」では、気候変動などの影響を及ぼす地球温暖化が国際的に重大な環境問題にまで発展し、その原因とされる二酸化炭素などの温室効果ガスの排出抑制に GSHP システムが非常に有効であることを説明する。その後、地中熱の概要から GSHP システムの概要までを詳細に述べる。次に、過去に行われた GSHP に関する研究事例を紹介した後に、これらを踏まえた上での本研究の目的および本論文の構成について説明する。

第 2 章「水平型 GHE における地表面被覆と熱交換能力の関係」では、はじめ

にフィールド試験施設の概要について述べる。Slinky-Coil 式水平型 GHE の仕様、熱応答試験（Thermal Response Test, 以下 TRT と称す）装置の仕様、フィールド試験施設に整備した 3 つの地表面被覆、アスファルト面、裸地面、芝生面の様子について示す。次に、各地表面被覆をもつ水平型 GHE を対象とする TRT を行い、それらの結果より各地表面被覆下の水平型 GHE の単位熱交換量当たりの温度変化量を算出し、比較した結果を示す。

第 3 章「非開削工法を用いて設置した U 字管および単管式水平型地中熱交換器のフィールド試験」では、佐賀県佐賀市において HDD 工法を用いて 40 m の U 字管 GHE および 63 m の単管式水平型 GHE を設置し、TRT を実施することで、両 GHE の熱交換能力を比較する。

第 4 章「数値シミュレーションモデルの構築と感度計算」では、FEFLOW を用いて単管式 GHE と周辺土壌の数値モデルを構築し、TRT の結果に基づいたヒストリーマッチングより数値モデルの妥当性を確認する。次に、数値モデルを用いた感度計算を通じて GHE の呼び径の大きさや循環流量の違い、GHE 長さなどの諸条件が単管式 GHE の熱交換能力に及ぼす影響について評価する。さらにケーススタディを通じて地下水流れの流速や流れ方向が単管式 GHE の熱交換能力に及ぼす影響について明らかにする。また、HDD 工法にて埋設される単管式 GHE の経済的実用性について検討するためにシングル U 字管などの従来式 GHE の数値モデリング後、採熱シミュレーションを通じて各 GHE の設置コストを評価する。次に、単管式 GHE の設置深度の違いが単管式 GHE の熱交換能力に及ぼす影響について明らかにする。また、任意の設置深度において、単管式 GHE に与える熱負荷量の違いが熱媒体温度に与える影響についても調べる。最後に、熱伝導の微分方程式の解析解を用いた最適設置深度の推定方法について検討し、本試験フィールドの最適設置深度を明らかにする。

第 5 章「複数条件下における単管式水平型地中熱交換器のフィールド試験および数値シミュレーション」では、HDD 工法で設置した単管式 GHE における TRT の適用性、熱交換能力および水平坑のサイズに応じた最適な循環流量について実用化を考慮した検討を行う。はじめに、計 3 回の TRT を通じて、同 TRT で推定される見かけの熱伝導率と数値モデルを用いたヒストリーマッチング法で推定される見かけの熱交換伝導率を比較することで、TRT の実用性の意義について検討する。次に、循環流量別の温度一定循環試験を通じて循環流量および循環方向の反転が GHE の熱交換能力に及ぼす影響について評価する。そして、

温度一定循環試験を通じて 50A の単管式 GHE に内管を内挿することで熱交換能力が改善を試みる。最後に感度計算を通じて，単管式 GHE の熱交換能力における GHE の呼び径および循環流量の関係を推定することで，本試験フィールドにおける最適な循環流量および呼び径の大きさを明らかにする。

第 6 章「総括」では，本論文における各章の結果を総括し，今後の研究の課題について述べる。

## 第 2 章 地表面被覆を考慮した水平型 GHE におけるフィールド試験および数値シミュレーション

### 2-1 はじめに

本章では秋田大学手形キャンパス内にて、それぞれ異なった状況の地表面被覆下で 1m 深の地中温度の長期間モニタリングを実施し、地表面の被覆状態の違いが地中温度に及ぼす影響について検討する。次に、それぞれ異なった状況に被覆された地表面下 1m 深に設置した Slinky-coil 式水平型 GHE を用いた TRT を計 6 回実施する。TRT の結果に基づき、単位熱交換器量当たりの熱媒体の温度上昇量を算出することで、地表面の被覆状況の違いが熱交換器の熱媒体温度変化に及ぼす影響について検討する。また、TRT の結果に基づいて構築した水平型 GHE の数値モデルを用いて東京都における気象条件のもと、冷暖房シミュレーションを行う。地表面被覆の状態が GSHP システムのヒートポンプの運転効率に及ぼす影響について評価する。最後に感度計算を実施し、地表面の被覆特性である日射反射量と蒸発効率を変化させたときの熱交換量を算出し、地表面被覆を考慮した GSHP システムの最適化の重要性を提案する。

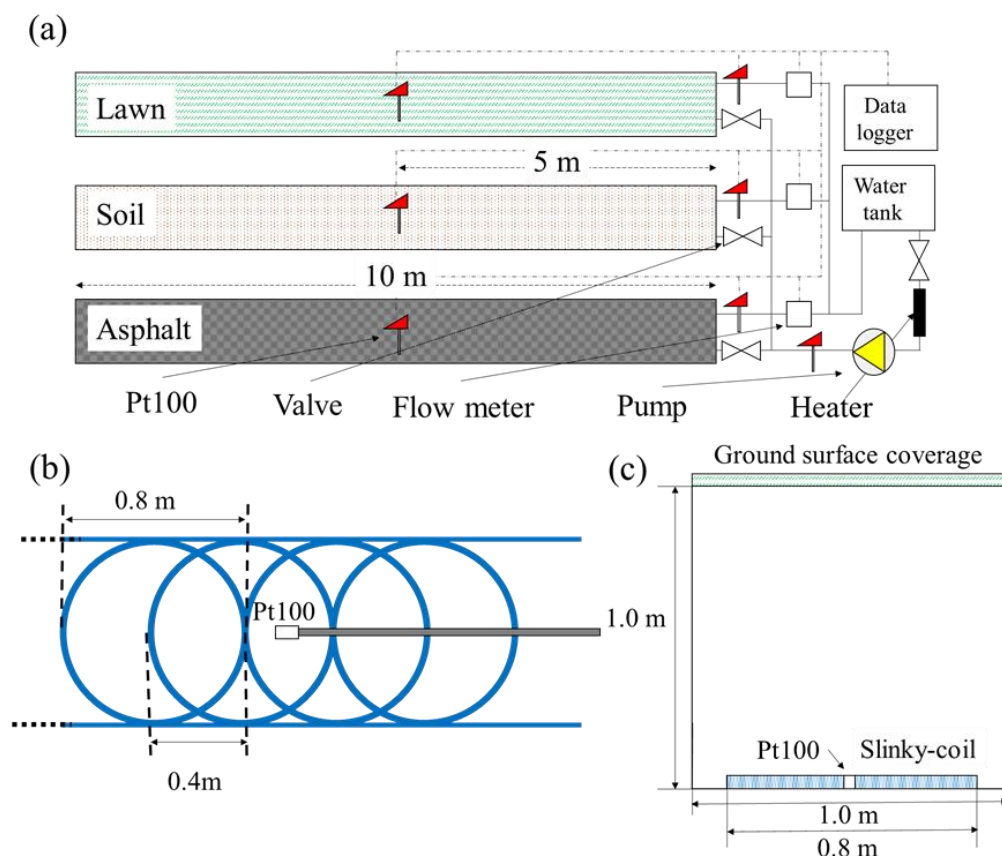
### 2-2 フィールド試験の概要

本研究におけるフィールド試験施設は、秋田市手形学園町に位置する秋田大学手形キャンパス内の国際資源学 2 号館中庭に 2016 年 9 月に設置された。Fig.2-1 に示すように施設内には 3 系統の Slinky-coil 式水平型 GHE を 1 m 深に埋設し、秋田大学が所有する TRT 装置（出力：3kW）に各系統をそれぞれ並列に接続した。各系統の地表面の被覆状況はアスファルト、裸地、芝生の敷設、となっている。TRT 及び地温の長期モニタリングの計測機器に関しては、温度測定に白金測温抵抗体を使用し、各温度を 1 分間隔に測定した。熱媒体の循環流量はクランプオン式流量計を用いて 1 分間隔に測定した。熱交換器内の循環熱媒体は冬期間における熱媒体の凍結を避けるためにエチレングリコール濃度 40wt% を用いた。

Fig.2-1 に示すように、地表面が芝生、裸地、アスファルトでそれぞれ被覆さ

れた 3 つの系統の中心の位置には、各地表面被覆の地中温度挙動の違いを検証するために白金測温抵抗体を 1m 深地点に設置し、1 時間毎に地温を長期測定した。温度計の位置は水平型 GHE のパイプ部分と重ならないように配慮した。TRT 及び長期地温モニタリング中の外気温、相対湿度及び日射量等の気象データはフィールド試験区内に設置した Davis 社製気象観測システム VantagePro2 を用いて 1 時間毎に測定した。また裸地面における長期間の TRT でのみ、Decagon 社製土壌水分センサー 10HS を用いて芝生と裸地面直下の土壌内含水率の測定を 1 日毎に行った。

各系統の Slinky-coil はパイプ長さが約 110m、ループピッチは 0.4m、ループ長は約 10m である。本研究で設置した Slinky-coil 式水平型 GHE は行き管がコイル状で、折り返しの還り管が直管になるように作成した。パイプは熱伝導率が  $0.32\text{W/m/K}$ 、内径および外径がそれぞれ  $0.027\text{mm}$ 、 $0.034\text{mm}$  の高密度ポリエチレン管 PE100 を採用した。



**Fig.2-1 Schematic diagram of field test site installed three Slinky-coil type horizontal ground heat exchanger under different ground surface coverage. (a): Field test site (b): Slinky-coil and Pt100 (c): Cross section of field test site.**

フィールド試験施設の表層地質は粘性土がやや混じった砂質土壌で構成されており、フィールドの地表面の土壌は排水性が悪く、1時間の降水量が20mmを超えるような大雨の日に、試験施設の一部が浸水する状況が度々発生した。溝掘削時に Decagon 社製プローブ式迅速熱伝導率計 KD2Pro により測定した各系統の1m深地点の土壌の平均熱伝導率および熱容量はそれぞれ 1.16 [W/m/K], 2.15 [MJ/m<sup>3</sup>K]であった。

### 2-3 長期 1m 深地温モニタリング

地表面被覆の1m深地中温度挙動への影響を検討するために2016年9月から2018年1月までの約1年4ヶ月間の地温の長期モニタリングを行った。この期間においてTRTを実施した期間は、地中温度挙動にTRTによる熱負荷の影響が生じているため、TRT開始時からTRT終了後に自然状態を回復するまでの期間のデータは除外した。また、地中温度挙動の振幅や位相の傾向を抽出するため、測定した1m深地温の日平均値を求め、さらに、その10日間の中間日のデータを用いた。地中温度と試験フィールドで測定された外気温度及びその近似曲線を Fig.2-2 に示す。外気温度は式 2-1 で近似され、最高外気温度に達する時期は9月1日であることを示した。また、外気温度に対する1m深地温の変化は、およそ7日間の遅れがあることが分かる。

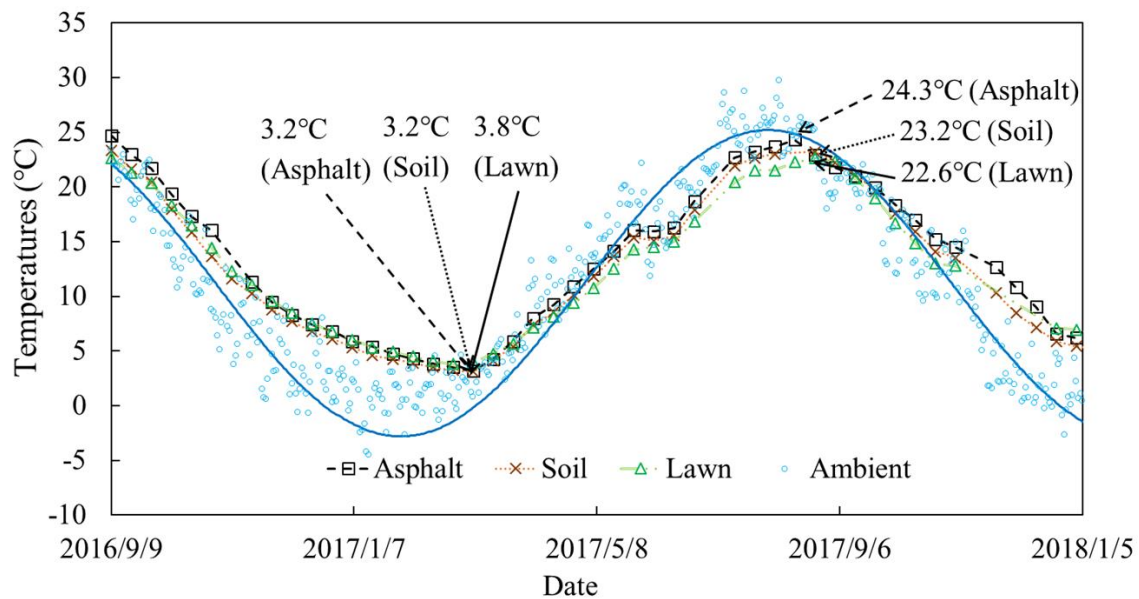
$$T_a = 11.2 + 14.0 \sin 2\pi \left( \frac{t + 242.9}{365.25} \right) \quad (2-1)$$

ただし、

$T_a$  : 日平均外気温度 [°C]

$t$  : 1月1日からの経過日数 [day]

2016年の冬期間では、秋田県に位置する本フィールド試験施設は、12月中旬から3月上旬にかけて確認された積雪により、1m深地温挙動に及ぼす地表面被覆特性の影響は小さくなっているため、冬期間の最低地中温度は各系統で大きな差が見られなかった。この期間の地中温度変化が積雪に影響されていることを考えると、その地中温度変化は線形に減少していることが分かり、外気温に対してその地中温度の減少率は比較的緩やかである。これは積雪が一般に熱伝導



**Fig.2-2 Variation of ambient temperature and ground temperature at depth under each ground surface coverage.**

率が小さいことから高温側の地中から低温側の大気への熱の移動が抑制されるためと考えられる（たとえば，常林ら<sup>1)</sup>）。積雪が GSHP システムに及ぼす影響について，Fujii et al.<sup>2)</sup>は，積雪の効果を考慮した水平型 GHE の数値モデルを用いた暖房シミュレーションより，積雪した場合の水平型 GHE の熱交換能力の向上したことを推測した。

2017 年の夏期間の 1m 深地温挙動は，地表面をアスファルトで被覆した所の 1m 深地温が 24.3°C と最も高い温度を示した。これはアスファルトの熱特性として日射吸収量が大きく，地中温度が高温化したためと考えられる。また本研究で使用したアスファルト舗装は保水性加工されておらず，気化熱により外気に放出する潜熱量が制限され，土壌温度がより高温化したことが推測される（たとえば，徳本ら<sup>3)</sup>）。GSHP システムが外気温と地温の温度差を利用するシステムであることを考慮すると，アスファルト面は地温が高温であることから，冷房効率を考えた場合には，水平型 GHE 上の地表面被覆には不適であると考えられる。芝生で地表面を被覆した箇所の 1m 深地温挙動は，他の種類で地表面を被覆した箇所の 1m 深地温と比較して最も低い温度である 22.6°C を示した。これは植物特有の蒸発散により地中から大気へ放出する熱量フラックスの増加に寄与したためと考えられる（たとえば，尹ら<sup>4)</sup>）。また芝生自体が地表面上の遮蔽物になることで，日射による土壌温度高温化の影響が小さかったことも考えられる。他系



統と比較して、地中温度挙動が最も安定したことから、3種類の地表面被覆状態で冷房時における最も良い地表面被覆であることが推測される。

## 2-4 熱応答試験

TRT は本来垂直型 GHE を用いて地盤の見かけ熱伝導率を推定するために行われるが、水平型 GHE においてはその熱交換能力、あるいは採放熱係数を算出するために行われる。TRT で推定される熱交換能力は、水平型 GHE の形状や土壌の状態、土壌の温度など周辺の熱的環境条件を全て考慮した値である。本研究における TRT の目的は、地表面被覆の状態による土壌の温度や含水率などの変化が水平型 GHE の熱交換能力に及ぼす影響について評価するために行う。そこで本節では、これらを目的に実施した短期、長期間の TRT の実施条件と結果について述べる。

短期間の TRT は、それぞれ 2017 年 11 月に実施し、長期間の TRT は 2018 年 5 月から同年 7 月にかけて実施した。試験時間は、短期間および長期間の TRT についてそれぞれ 24 時間、360 時間とした。水平溝の長さ当たりの熱負荷は短期間 TRT と長期間 TRT でそれぞれ 60W/m, 30W/m とした。熱媒体の循環流量は 15L/min にした場合、呼び径 25A の水平型 GHE ではレイノルズ数が 10,000 を超えて乱流状態となる。よって、循環流量を 15L/min に保つことで地中熱交換器における熱媒体の流動形態が常に乱流状態となり、熱媒体側の熱移動を熱伝達で支配的にさせ、GHE の熱交換能力を高めた。したがってこれら TRT における試験条件は実際の GSHP システムの運転に準ずるものであると考えられる。本研究にて実施した短期及び長期間の TRT の詳細について、Table 2-1 に示す。裸地面と芝生とアスファルトで行う TRT について、短期間では TRT-1S, TRT-1L, TRT-1A とし、長期間では TRT-2S, TRT-2L, TRT-2A と称する。

短期間の TRT-1A, TRT-1S, TRT-1L の実施によって得られた各系統の水平型 GHE 入口出口温度、循環流量および熱交換量を Fig.2-3 に示す。Table 2-1 が示すように、各系統における熱交換量に関しては、すべての系統で与えた熱負荷（600W）に対しておよそ 500W の熱交換量となり、TRT 装置中の水タンクやパイプ回りの不十分な断熱により大気中へ熱量損失が存在した。しかし熱負荷量はほぼ 500W と一定に与えられたことから、次式を用いて単位熱交換量当たりの温度変化量  $\Delta T / \dot{q} [^{\circ}\text{C}/(\text{W}/\text{m})]$  を計算し、各系統の熱交換能力を評価した。

Table 2-1 TRT conditions.

TRT No.	Start	Duration time	Circulation rate	Heat load
		day	L/min	W/m
TRT-1A	2017/11/21	1	15.0	46.5
TRT-1S	2017/11/20		14.8	51.2
TRT-1L	2017/11/22		14.5	50.7
TRT-2A	2018/5/28	15	14.8	31.8
TRT-2S	2018/5/7		15.0	20.7
TRT-2L	2018/6/18		14.9	32.4

$$\Delta T / \dot{q} = |T - T_i| / (q / L) \quad (2-2)$$

ただし、

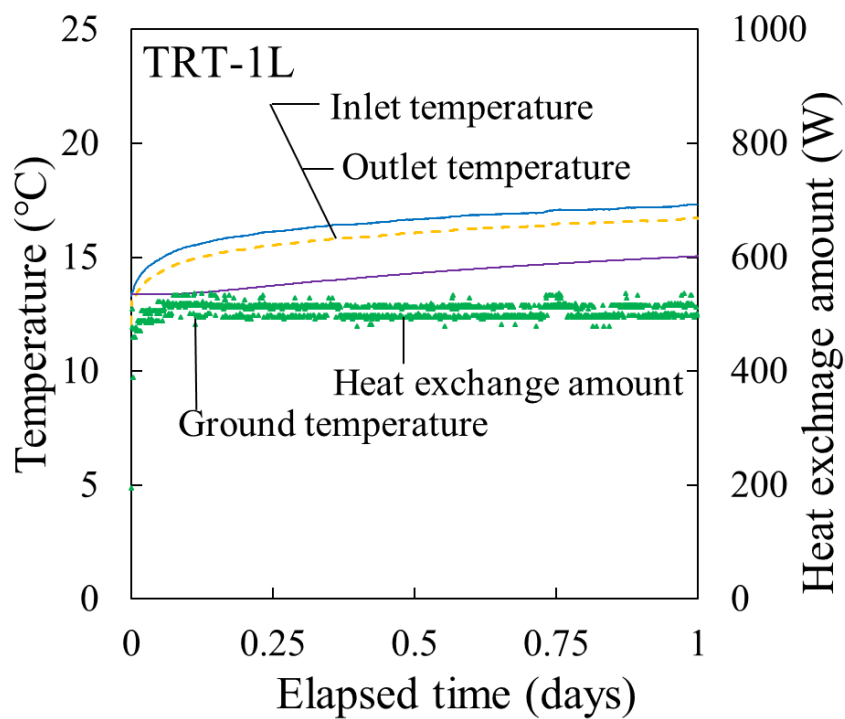
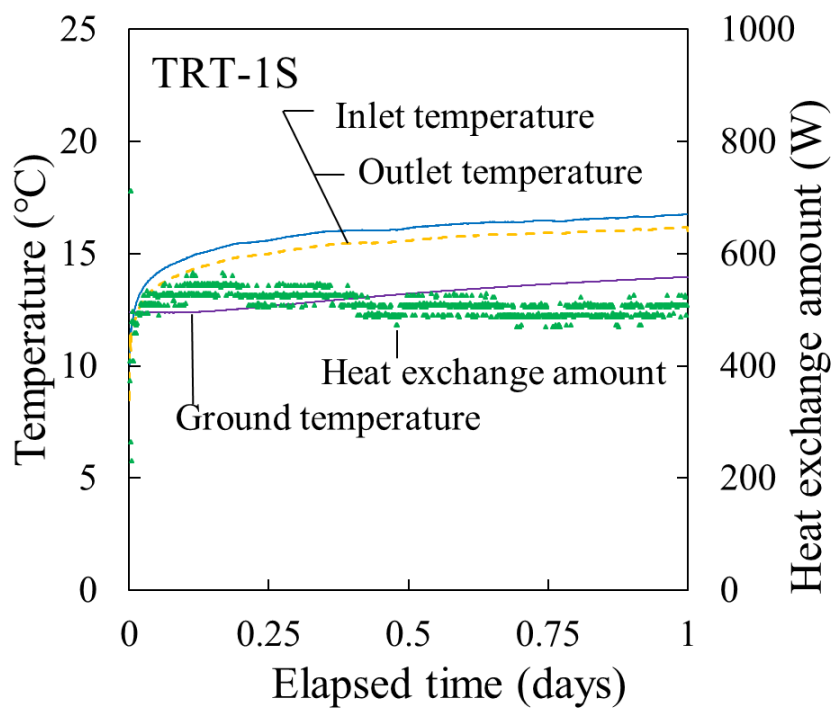
$T$  : 平均熱媒体温度 (= (熱交換器入口温度 + 出口温度水温) / 2) [°C]

$T_i$  : TRT 開始時の 1m 深さ初期地温 [°C]

$q$  : 熱交換量 [W]

$L$  : 水平溝長さ [m]

各系統の短期間の TRT における  $\Delta T / \dot{q}$  の変化を Fig.2-4 に示す。試験終了時において各系統で最も高い  $\Delta T / \dot{q}$  を示したのはアスファルト系統 (TRT-1A) であり、その値は 0.083 [°C/(W/m)] である。これは他系統と比較して単位熱交換に対して熱媒体温度の増加速度が大きいことが考えられる。裸地面系統 (TRT-ではアスファルトより 0.003 [°C/(W/m)] 小さい値 (0.080 [°C/(W/m)]) を示したが、全体の傾向としてはアスファルト系統より 0.001 [°C/(W/m)] 低い値で推移しており、ほぼ同じ挙動であることが分かった。それに対して、芝生系統 (TRT-1L) では最も小さい 0.073 [°C/(W/m)] を示しており、芝生を地表面被覆にした場合、水平型地中熱交換器は高い熱交換能力を有することが推定された。全体の挙動傾向に関しては、芝生系統 (TRT-1L) では他系統よりおよそ 0.01 [°C/(W/m)] 低い値で推移しており、その差は試験開始から 6 時間後には明瞭に表れている。この初期段階に生じた差は、Fig.2-2 より、外気温の変化が 1m 深地温に影響するまでに 7 日間程



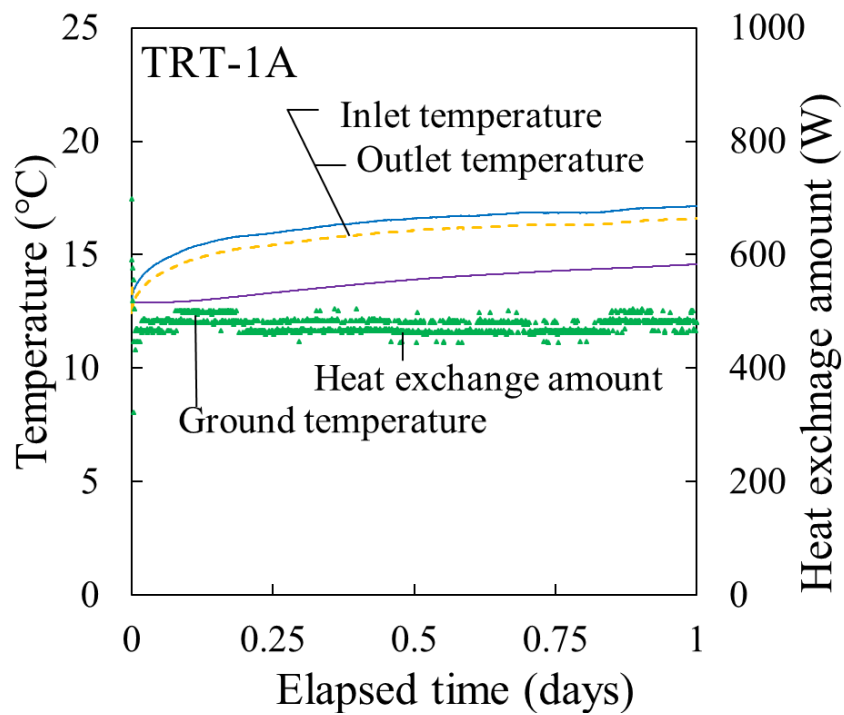


Fig.2-3 Results of short-term TRT in each ground surface coverage.

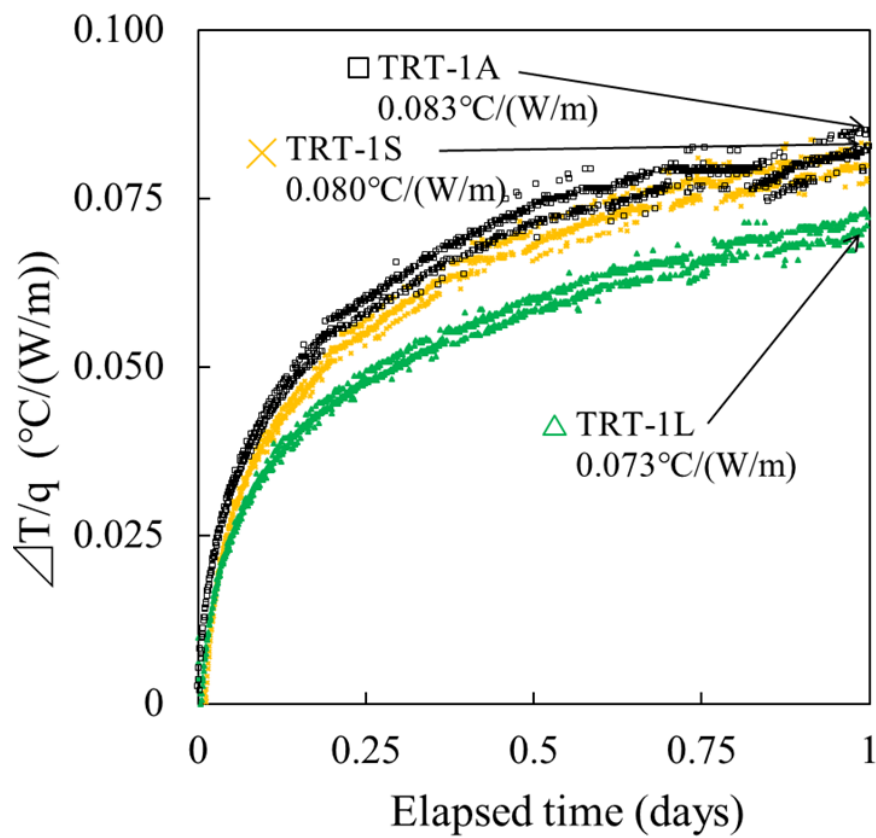


Fig.2-4 Variation of temperature increment per unit heat exchange amount in each ground surface coverage in short-term TRT results.

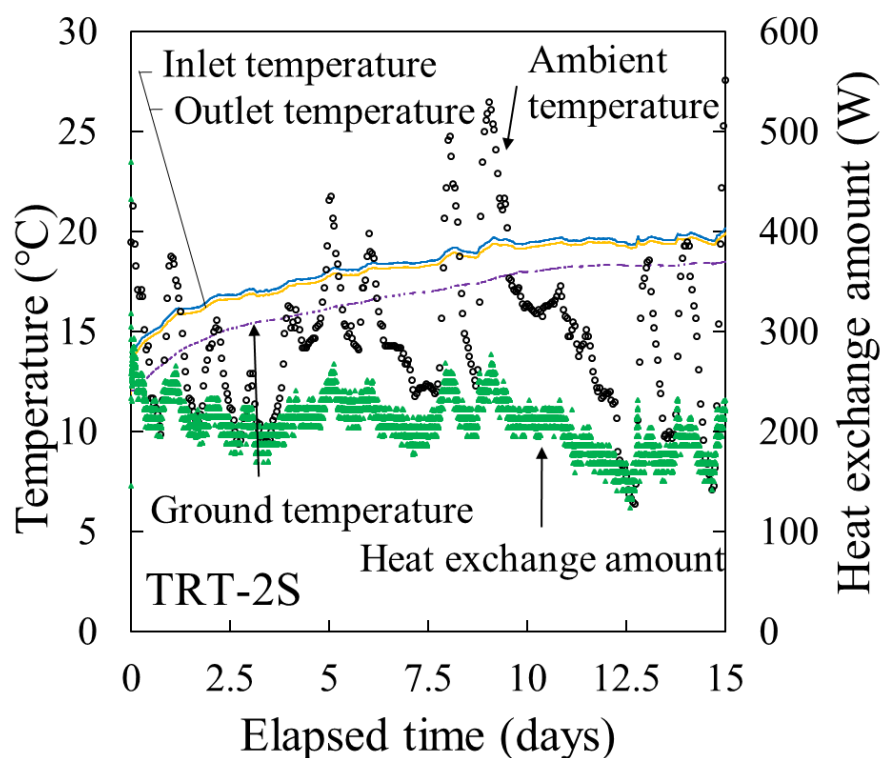
度かかることから、試験期間中の気象変化など、地中以外の外部からの影響によるものとは考えにくい。したがって、地表面の被覆状況の違いによって生じる地中温度の違いや土壌の含水率の違いが及ぼす短期的な現象であると推測される。短期間 TRT の開始時期は 2017 年 11 月であり、フィールド試験施設の施工が完了した 2016 年 9 月からすでに約 1 年が経過しているため、裸地面で既に安定していた含水率は他の地表面被覆状態に変化することで含水率も変化したと推測される。つまりは芝生面被覆下の土壌内の含水率が他系統よりも高い値であり、高い含水率により、土壌の見かけの熱伝導率が増加したことが考えられる。以上のことを言い換えると、地表面被覆は含水率を決定する要素の一つであり、その変化が熱交換挙動にも影響を与えたことが推測された。芝生面の土壌内含水率による見かけの熱伝導率の増大に関しては、芝生系統の長期 TRT-2L 中に測定した芝生面と裸地面の地表面直下の土壌含水率の推移と合わせて後述する。

次に長期間の TRT-2A, TRT-2S, TRT-2L の実施によって得られた各系統の地中熱交換器入口出口温度、循環流量、熱交換量及び外気温の変化を Fig.2-5 に示す。ここで、芝生とアスファルト面では安定した熱交換が行われたが、裸地面系統 (TRT-2S) においては地上配管の断熱材の劣化により、平均 100W 程度の熱損失があった。また、断熱の不良により熱媒体温度が気象条件の影響を直接的に受けることを考慮し、芝生とアスファルト面の熱交換効率の違いについて検討を行った。長期の TRT より  $\Delta T/\dot{q}$  を計算した結果を Fig.2-6 に示す。全体の各系統の  $\Delta T/\dot{q}$  の比較において、試験終了時には芝生系統 (TRT-2L) が最も低い 0.248[°C/(W/m)] を示しており、アスファルト系統 (TRT-2A) が比較して (0.262[°C/(W/m)]) となり、芝生がアスファルトより 0.014[°C/(W/m)] 低い値となった。全体の芝生の  $\Delta T/\dot{q}$  の挙動は経過時間 10 日付近を除き全体を通じて低い値で推移しているが、これは地表面から流入する熱量フラックスの少なさと土壌内含水率の高さがもたらす見かけの熱伝導率の増大が熱交換能力を高めたと推測される。また、試験実施期間に着目すると、芝生は比較対象であるアスファルトより 2 週間以上夏に近い時期に行った TRT であり、経過時間 10 日付近においてはアスファルト面を温度差が上回った。しかし、全体を通じて芝生が低い値で推移したことは、アスファルト系統 (TRT-2A) と比較して地下に流入する熱量フラックスが小さく、芝生が冷房時における理想的な地表面被覆であると推測される。

次に、芝生系統の長期 TRT-2L に測定した芝生表面及び裸地面表面直下の 5cm

深の土壌内含水率の推移を Fig.2-7 に示す。なお、本研究で測定した土壌内含水率は土壌内の含水率分布を示すものではないが、地中に流入した降水量を示すパラメータとして土壌全体の含水率の推定に用いた。芝生系統の含水率の推移に着目すると、その値は常に裸地面系統を上回っており高い保水性が推測された。また、2018 年 5 月 31 日には日量 28mm の降水があったが、裸地面系統では土壌含水率の変化が早く、芝生系統では一日遅れて含水率が上昇し、またその変動幅は裸地面系統より小さかった。これらの理由として、芝生には被覆直下の土壌からの蒸発を抑制し土壌含水量を保持する作用（たとえば、香川ら<sup>5)</sup>）があるためであると推測される。したがって、芝生被覆下では高い含水率により土壌の熱伝導率及び熱容量が増加するため水平型 GHE の設置に最適な地表面被覆であると考えられる。

以上より、水平型 GHE における地表面被覆の影響は、熱交換能力にも及ぶことが明らかとなり、その影響は土壌含水率の変化および地表面における熱流量の総量の変化によるものであると推測された。高効率な GSHP システムの運転には地表面被覆の状態を考慮することが重要であり、夏季における冷房運転では芝生面を活用することで単位面積当たりの排熱量増進が期待できることが分かった。



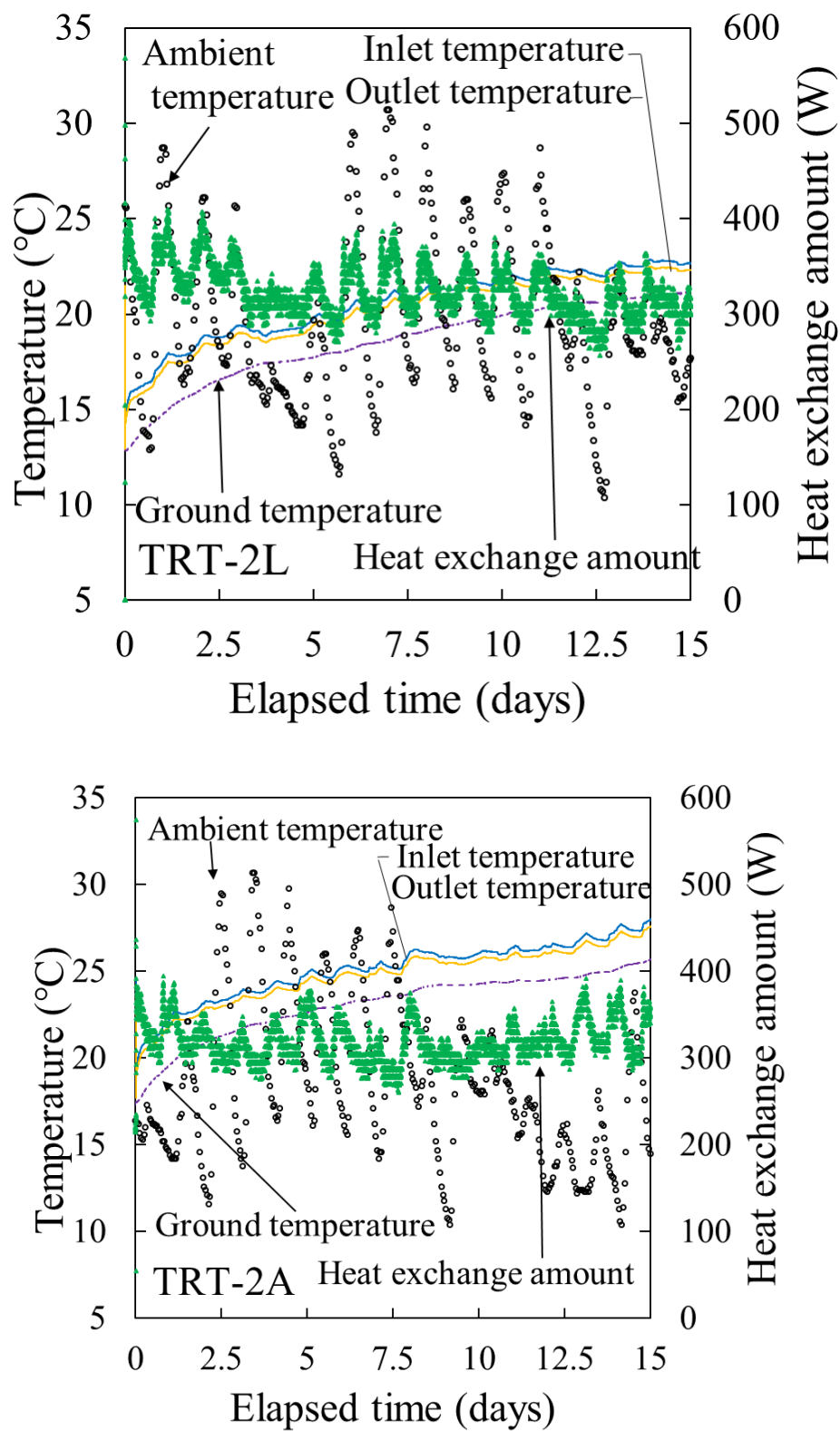


Fig.2-5 Results of long-term TRT in each ground surface coverage.

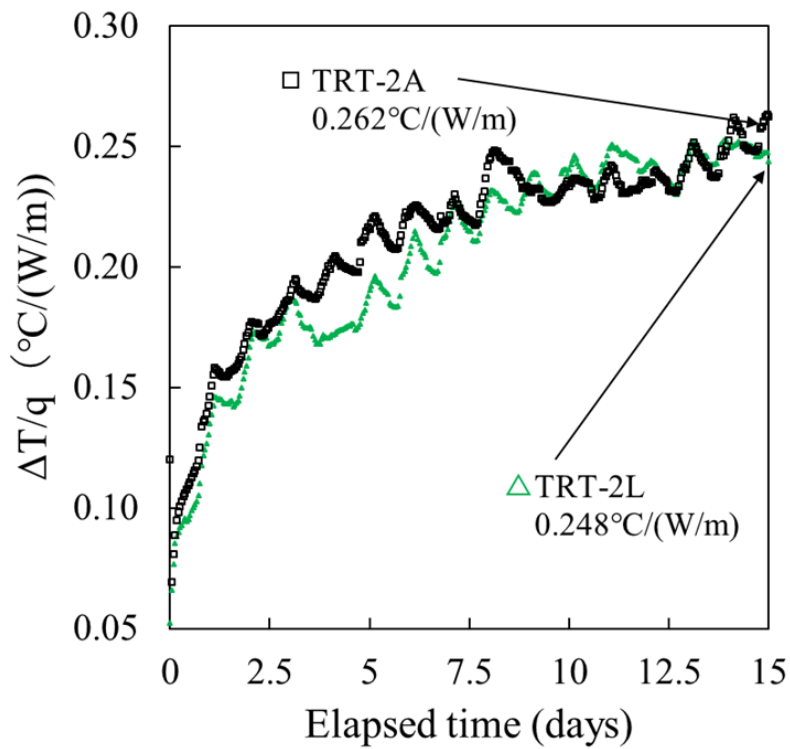


Fig.2-6 Variation of temperature increment per unit heat exchange rate in each ground surface coverage in long-term TRT results.

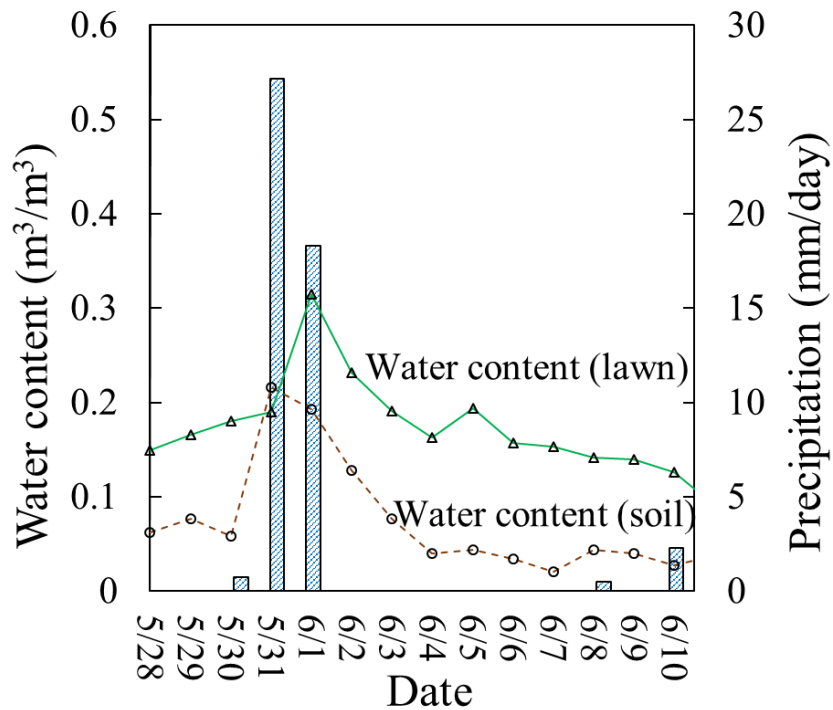


Fig.2-7 Variation of daily water content under soil and lawn and daily precipitation in period of TRT-2S.



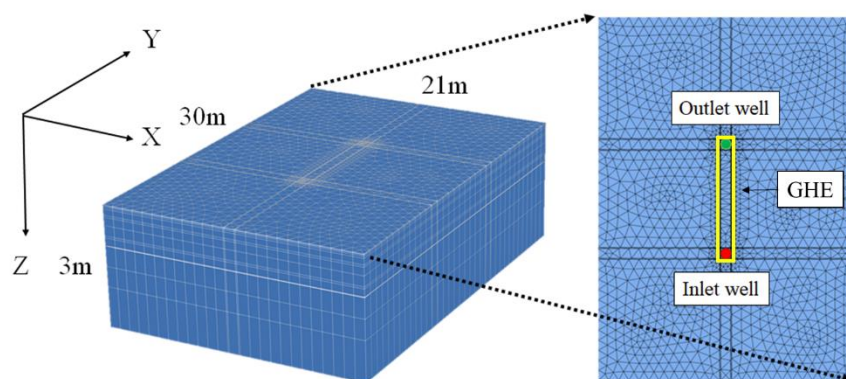
## 2-5 数値モデルによる冷暖房シミュレーションおよび感度計算

本節では地表面被覆の特性を考慮した水平型 GHE モデルの構築を行い，冷暖房シミュレーションを実施することで地表面被覆が GSHP システムの長期的な運転効率，すなわち COP へ与える影響に関して検討を行う。

数値モデルの構築には，独 DHI-WASY 社製の FEFLOWver7.1 を用いた。構築した 3 次元の水平型 GHE モデルを Fig.2-8 に示す。構築した水平型 GHE モデルの大きさは， $x$ ， $y$ ， $z$  方向でそれぞれ 21m，30m，3m とした。数値モデル上では Slinky-coil 式水平型 GHE を平板とすることでモデルの容易な構築と計算時間の短縮が可能となる手法（たとえば，Fujii et al. <sup>6)</sup>）に基づいて数値モデルの構築を行った。この手法は，コイル状の熱交換器を，その体積と等価になるように換算した平板状の熱交換器として数値モデル上で表現するものである。換算するための計算式を式(2-3)に示す。数値モデルに入力した物性値について Table 2-2 に示す。

**Table 2-2 Properties of numerical model.**

	Thermal conductivity W/m/K	Volumetric heat capacity MJ/m <sup>3</sup> /K
Soil	1.163	2.149
Pipe	0.045	2.149
Flow path	0.045	3.027



**Fig.2-8 Developed numerical model of horizontal ground heat exchanger in FEFLOW.**

$$WhL_v = L_{pipe}A \quad (2-3)$$

ただし、

$W$	: 平板状に換算した水平型 GHE の厚さ	[m]
$h$	: 水平型 GHE を埋設した溝の幅	[m]
$L_v$	: 水平型 GHE を埋設した溝の長さ	[m]
$L_{pipe}$	: 水平型 GHE の総延長	[m]
$A$	: 水平型 GHE の流路部分断面積	[m <sup>2</sup> ]

熱交換器部分に対応するパイプ部分と流路部分の熱伝導率は、0.045 [W/m/K] と非常に小さい値とした。パイプ部分の熱容量は、その厚さが非常に薄いために無視できるものとして、土壌の熱容量と同じ値を設定し、流路部分の熱容量は、エチレングリコール濃度 40wt% 水溶液に基づき設定した。数値モデルに入力した土壌の熱伝導及び熱容量はフィールドで測定された値で設定した。

数値モデルの温度境界条件において、モデルの底面には、検層データ (Fujii et al., 2015) に基づいて、秋田市の年平均気温 (12°C) より 2°C 高い値 (14°C) を入力し、垂直地中温度分布を考慮した。また、モデル上面の温度には、地表面温度と熱収支式に基づき熱フラックスを計算するプログラムを外付けモジュールとして作成後、FEFLOW とカップリングさせることでモデルの上面に地表面から流出入する 1 時間毎の熱量フラックスを反映させた。地表面から流出入する熱量の計算に用いた熱収支式を以下に示す。

$$Q = R_{sol} + R_{sky} - R_{surf} - H_{surf} - L_{surf} \quad (2-4)$$

$$R_{sol} = (1 - \alpha_s) J \quad (2-5)$$

$$R_{sky} = \sigma (273.16 + T_a)^4 (0.526 + 0.076 p^{1/2}) (1 - 0.062 c) \quad (2-6)$$

$$R_{surf} = \sigma (273.16 + T_s)^4 (1 - 0.062 c) \quad (2-7)$$

$$H_{surf} = \alpha_c (T_s - T_a) \quad (2-8)$$

$$\alpha_c = 5.8 + 3.9v \quad (v < 5 \text{ m/s}) \quad (2-9)$$

$$\alpha_c = 7.1v^{0.78} \quad (v > 5 \text{ m/s}) \quad (2-10)$$

$$L_{surf} = 0.932\beta\alpha_c(f_{sat}(T_s) - f(T)) \quad (2-11)$$

ただし,

$Q$  : 熱フラックス [W/m<sup>2</sup>]

$R_{sol}$  : 地表面への全日射量 [W/m<sup>2</sup>]

$R_{sky}$  : 大気から地表面への長波長放射量 [W/m<sup>2</sup>]

$R_{surf}$  : 地表面から大気への長波長放射量 [W/m<sup>2</sup>]

$H_{surf}$  : 顕熱フラックス [W/m<sup>2</sup>]

$L_{surf}$  : 潜熱フラックス [W/m<sup>2</sup>]

$\alpha_s$  : 地表面の日射反射率 [-]

$J$  : 水平面に入射する日射量 [W/m<sup>2</sup>]

$\sigma$  : シュテファン-ボルツマン定数 (=5.67×10<sup>-8</sup>[W/m<sup>2</sup>K<sup>4</sup>])

$T_a$  : 外気温度 [K]

$p$  : 大気圧 [hPa]

$T_s$  : 地表面温度 [K]

$c$  : 雲量 [-]

$\alpha_c$  : 地表面の対流熱伝達率 [W/m<sup>2</sup>K]

$v$  : 風速 [m/s]

$T_s$  : 地表面温度 [K]

$\beta$	: 地表面の蒸発効率	[-]
$f_{sat}(T_s)$	: 地表面温度 $T_s$ に対する飽和比湿	[kg/kg]
$f(T)$	: 飽和比湿	[kg/kg]

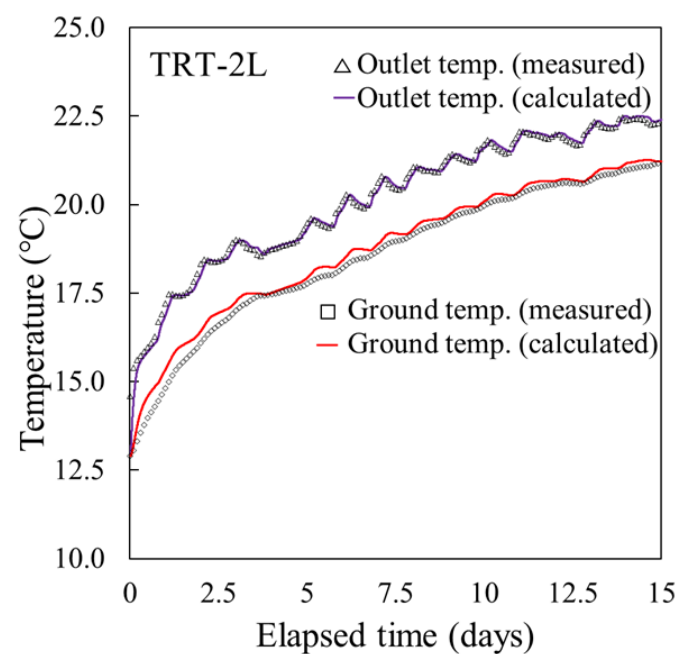
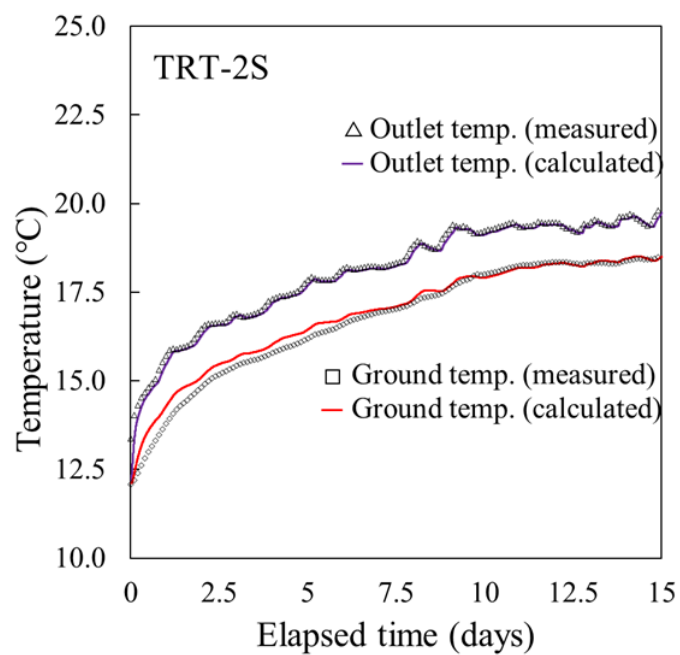
この式で表された日射反射率アルベド及び蒸発効率に各地表面被覆の値を入力することで、地表面被覆の特性を数値モデルで表現した。各地表面被覆の特性はアスファルト、裸地面、芝生面でアルベドがそれぞれ 0.01, 0.30, 0.23 であり、蒸発効率がそれぞれ 0.01, 0.10, 0.30 である。なお、これら値は文献値（たとえば、近藤<sup>7)</sup>）を参考とした値である。

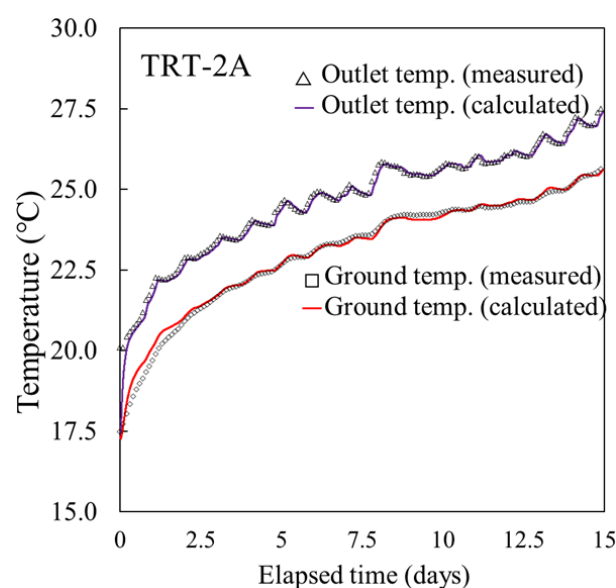
本数値モデルの妥当性は、前述した長期 TRT の結果に基づいてヒストリーマッチングを行い検証した。系統毎に行ったヒストリーマッチングでは、測定された毎分の入口温度と循環流量を水平型 GHE モデルに入力し、出口温度と 1m 深地温の計算値と実測値の比較を行った。実際にフィールドエリアで測定された気象データは熱収支式より計算された熱フラックスとして数値モデルに反映した。なお、数値シミュレーション開始時の初期地層温度は長期 TRT 開始日から 730 日間さかのぼってシミュレーションを行うことで、その計算結果を初期地層温度として設定した。

Fig.2-9 に各系統のヒストリーマッチング結果を示す。各系統で出口温度と 1m 深地温の実測値と計算値は良く一致しており、数値モデル上で熱交換器の熱交換挙動および周辺土壌の温度変化を再現できたと考えられる。以上より構築した水平型 GHE モデルは各系統で実施した長期 TRT における熱交換挙動を再現し、数値モデルとしての妥当性が確認された。

次に構築した数値モデルを用いて冷暖房シミュレーションを行い、地表面被覆が運転効率に及ぼす影響について検討した。冷暖房シミュレーションの条件は、冬季における地表面被覆の影響を把握するために、積雪がほぼ見られない地域である東京都の気象条件下でシミュレーションを行った。これに対応して、モデルの底面の温度境界条件を東京都の年平均とほぼ等しい 16℃に設定した。また、採排熱量は冷房および暖房共に 30W/m と設定した。運転時間は、午前 9 時から午後 6 時まで（9 時間）の連続運転とし、過度な熱交換で起こる地中温度の極端な上昇及び低下による GSHP システムの運転性能の低下を避けた。シミュレ

ーション期間は、2017 年 4 月から 2018 年 3 月までとし、冷房期間と暖房期間は、それぞれ 2017 年 6 月から 9 月（4 ヶ月間）と 2017 年 12 月から 2018 年 3 月（4 ヶ月間）までとした。それ以外の期間では地温回復に充てるための休止期間と設定した。本研究では、さらに同様の条件下で水平型 GHE を 2m 深に設置した場合の冷暖房運転シミュレーションを行った。





**Fig.2-9 History matching of calculated outlet temperature and ground temperature with their measured values.**

冷暖房運転シミュレーションの結果を Fig.2-10 に示す。冷房期間に関しては、熱媒体平均温度の挙動は 1m 深での各系統下で差が明瞭に表れており、特に芝生系統ではアスファルト系統と比較して冷房期間中に最大 3.1℃の差が生じた。これは芝生系統の地表面被覆の影響により熱フラックス量が他系統と比較して少ないことが熱媒体温度に反映された結果となった。

暖房期間に関しては、アスファルト系統が最も高い温度を示しており、最低の温度を記録した芝生系統と比較して最大 1.8℃の差が生じた。これは、アスファルトが日射から多くの熱量を吸収し、暖房運転による採熱で低温化した地中温度の回復に大きく寄与したためと考えられる。水平型 GHE を 2m 深に設置したケースでは、芝生面とアスファルト面における熱媒体平均温度の差は冷房期間と暖房期間でそれぞれ最大で約 1.7℃と 0.6℃であり、1m 深に設置したケースと比較して明瞭な差は生じなかった。これは、2m 深は 1m 深より気温の影響が小さく温度が安定しており、地表面被覆の効果が小さいためであると考えられる。次に冷暖房シミュレーションの結果に基づいてサンポット社製の GSHP-1001 の性能曲線の近似式より、熱交換器の出口温度を用いて各地表面被覆下で冷暖房期間の成績係数 COP を計算した。GSHP-1001 の性能曲線の近似式を以下に示す。COP の計算条件におけるインバータ周波数と 2 次側ヒートポンプ入口温度は冷暖房時でそれぞれ 35Hz, 28℃, 35Hz, 12℃である。

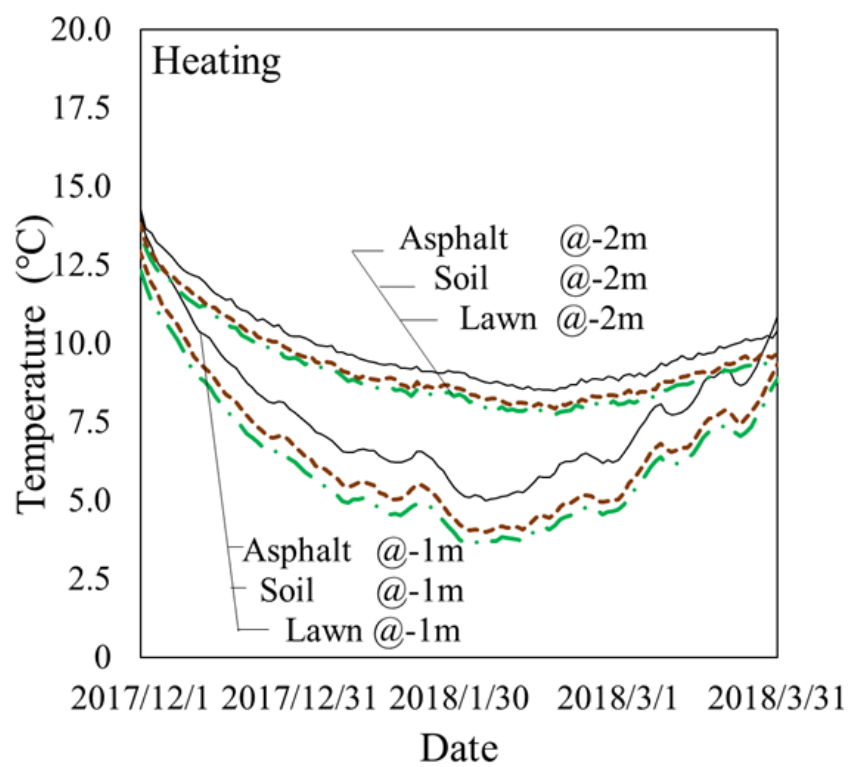
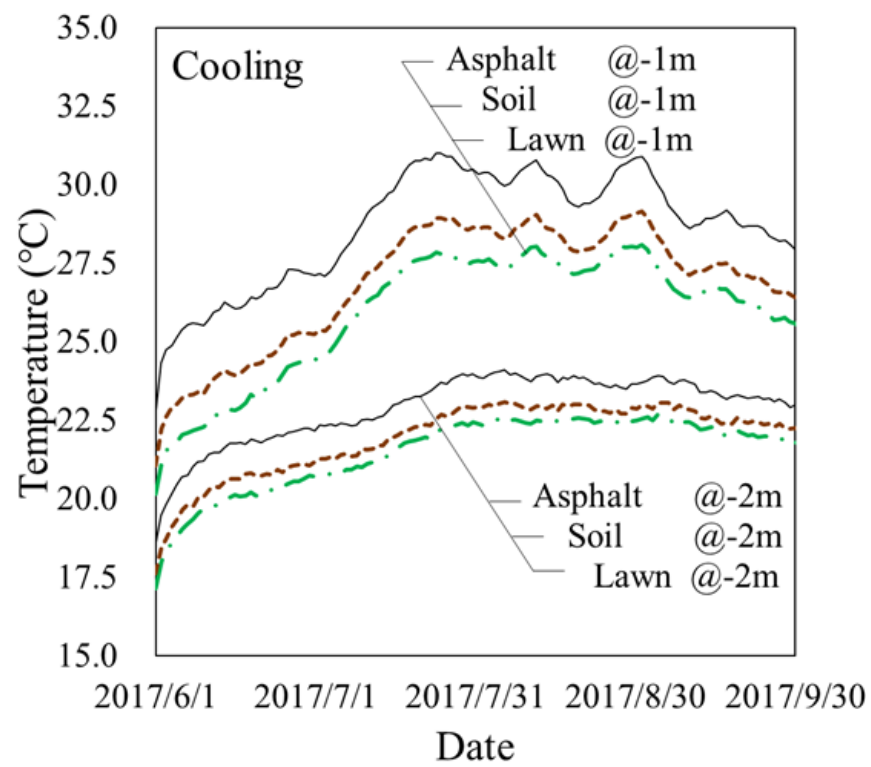


Fig.2-10 Long-term simulation results of cooling and heating.

$$COP_{cooling} = -0.23 \times T_{out} + 14.0 \quad (2-12)$$

$$COP_{heating} = 0.14 \times T_{out} + 4.60 \quad (2-13)$$

ただし,

$$T_{out} : \text{熱媒体の熱交換器出口温度} \quad [^{\circ}\text{C}]$$

各地表面被覆で計算した平均 COP を Fig.2-11 に示す。冷房期間における 1m 深地点でアスファルト、裸地面、芝生面の平均 COP はそれぞれ 7.41, 7.85, 8.08 であり、芝生面下の COP は、アスファルトと比較して約 1.1 倍の違いが生じた。暖房時の各地表面下の COP は、アスファルト面、裸地面、芝生面下において 5.66, 5.50, 5.44 であった。それに対して水平型地中熱交換器を 2m 深に設置した場合は各系統で COP の差が非常に小さく、アスファルト面、裸面、芝生面において、冷房時は 8.71, 8.93, 9.04 で、暖房時は 5.94, 5.86, 5.83 である。したがって、GSHP システムの運転効率に及ぼす地表面被覆の影響は深度方向で小さくなると考えられる。以上より、1m 深に水平型 GHE を設置した場合、地表面被覆は GSHP システムの運転効率に多少の影響を与えるため、長期間の GSHP システムの運転を想定した場合、地表面被覆の影響を必ず考慮する必要があると推測される。また、空調対象の建物の冷暖房需要を把握したうえで地表面被覆を整備することが水平型 GHE の熱交換能力の向上に重要であると考えられる。

感度計算では地表面被覆の特性として、日射反射率アルベドと蒸発効率を変化させて熱交換量を計算し、日射反射率アルベドおよび蒸発効率と熱交換量との関係を求めた。数値モデルの入力物性値は裸地面系統と同様の値であり、地表面被覆の特性は裸地面(アルベド：0.3, 蒸発効率：0.1)をベースとした。地表面被覆の特性が熱交換効率に及ぼす影響は地中から採熱するか地中へ排熱するかによって影響の性質が異なるため、感度計算は各冷暖房シミュレーションにおいて行った。

計算条件に関しては、計算期間は 10 日間とし、冷房期間は 2017 年 8 月 1 日から 11 日、暖房期間は 2017 年 12 月 1 日から 11 日までの期間とした。気象条件は東京都で設定した。入口温度は冷房時、暖房時のそれぞれで 35℃, 0℃とし、循環流量は 15ℓ/min とした。感度計算のパラメータは、地表面被覆の特性と



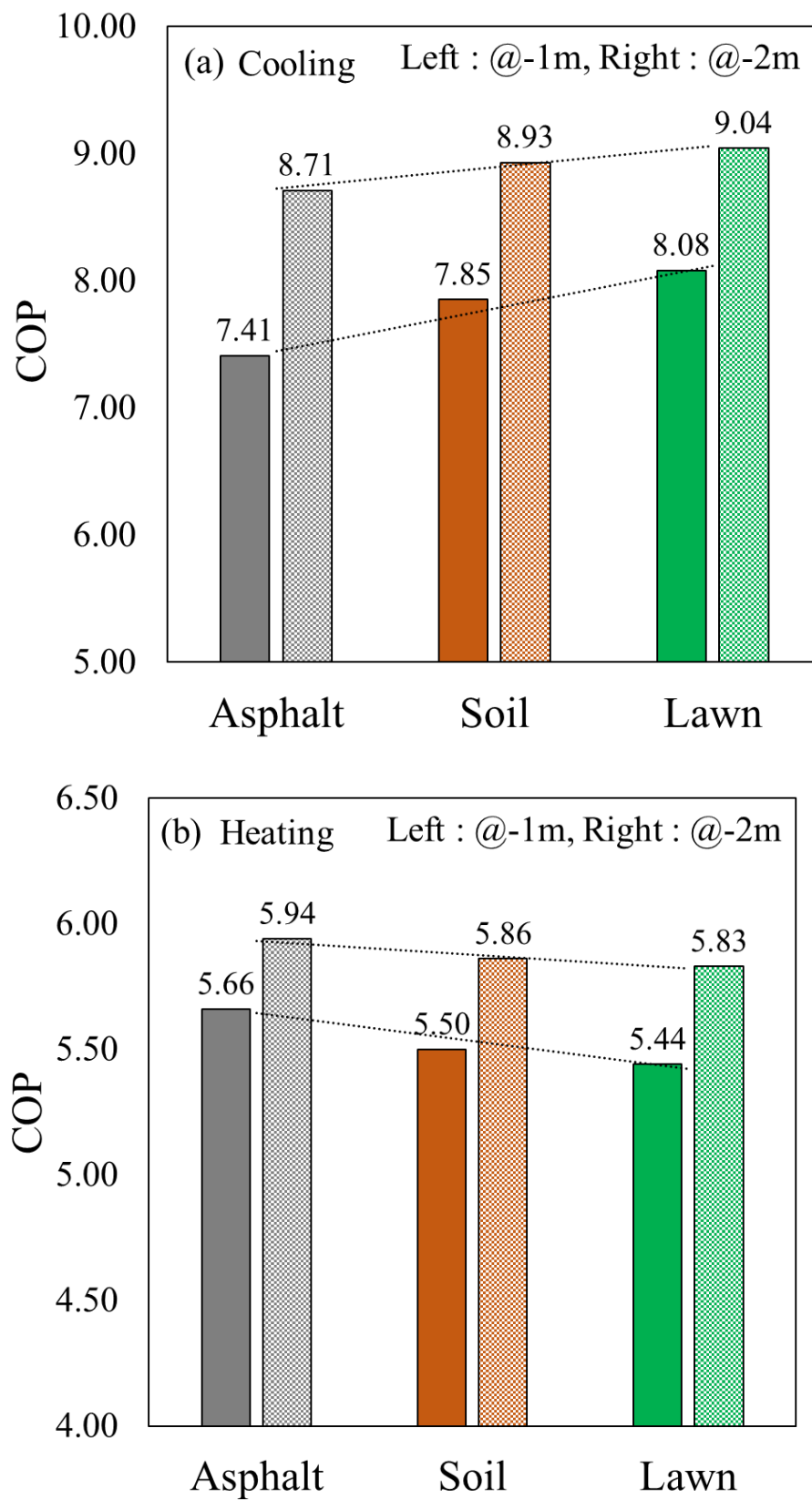


Fig.2-11 Comparison of COP for different ground surface coverage. (a): cooling  
(b): heating.

してアルベドと蒸発効率で決定し、これらの値を 0.0, 0.5, 1.0 と変化させたときの熱交換量の平均値を計算した。初期地中温度は、予め各地表面被覆のパラメータを数値モデルに入力し数値計算期間の 730 日前からシミュレーションを行うことで設定した。

シミュレーション結果より冷暖房時におけるアルベド及び蒸発効率と熱交換器単位長さ当たりの熱交換量の関係を Fig.2-12 に示す。アルベドに関しては冷房時において日射反射量が全量反射した場合、熱交換量は、日射を全量吸収した場合と比較しておよそ 23.8W/m と大きいことが分かる。それに対して暖房時における日射量は直接的に熱源となることから効率的に取り込むべき要素であり、もし日射量が全量吸収された場合、熱交換量は全反射した場合と比較して 15W/m 増加する。したがってアルベドの改善は採排熱量の増加に有効であることが推測される。

蒸発効率に関しては、排熱時における熱交換量は蒸発効率が高いほど増加することがわかる。これは蒸発効率が高いことで潜熱量の増加に寄与し、地中に流入する熱フラックスが少なくなることから地中温度を低く保つためであると推測される。蒸発効率が最大の場合の熱交換量は 71.4W/m であり、蒸発効率が 0 の場合 (43.4W/m) と比較して 28.0W/m と大きく増加する。蒸発効率を高くするには地表面を湿らせること、また風通しを良くすることが必要であり、どの種類の地表面被覆に対しても直接的な改善が可能であると考えられる。一方で採熱時には蒸発効率が低いほど潜熱量が低下し、地中温度が下がりにくいことから、熱交換量が増加することが分かるが、東京都の気象条件下においては、暖房期間に当たる冬季は一般的に空気が乾燥していること、また地表面被覆が植物の場合は植生活動が低下していることから、蒸発効率は冬季を通じて低いことが考えられる。以上より地表面被覆はその特性に依存して地中熱交換量ポテンシャルが異なることが推定される。したがって、GSHP システムの導入地域の冷暖房需要に対応した地表面被覆を利用することで初期設置費用及び運転費用の削減の可能性が考えられる。

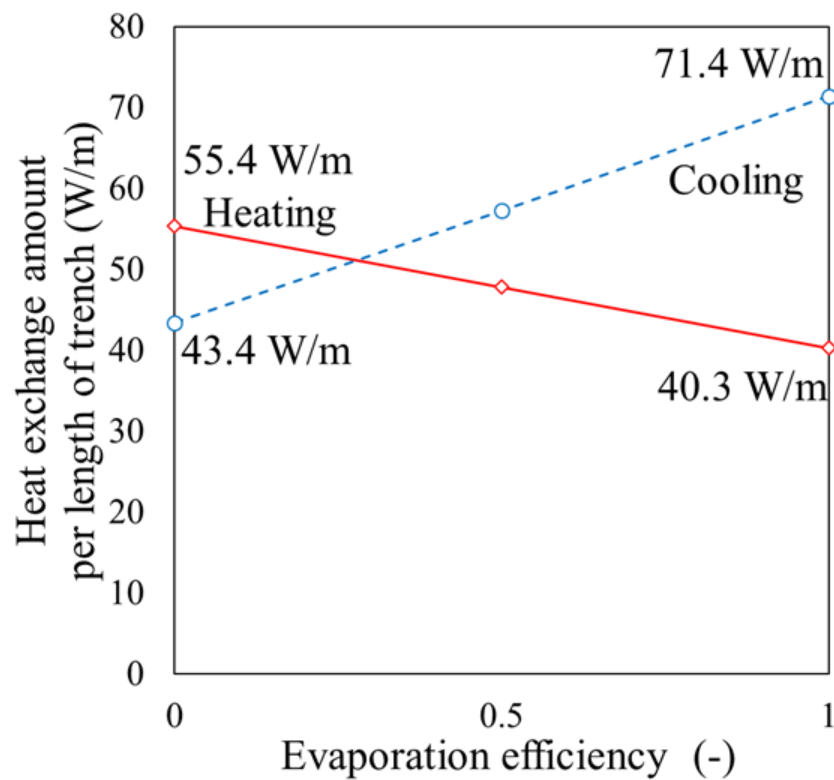
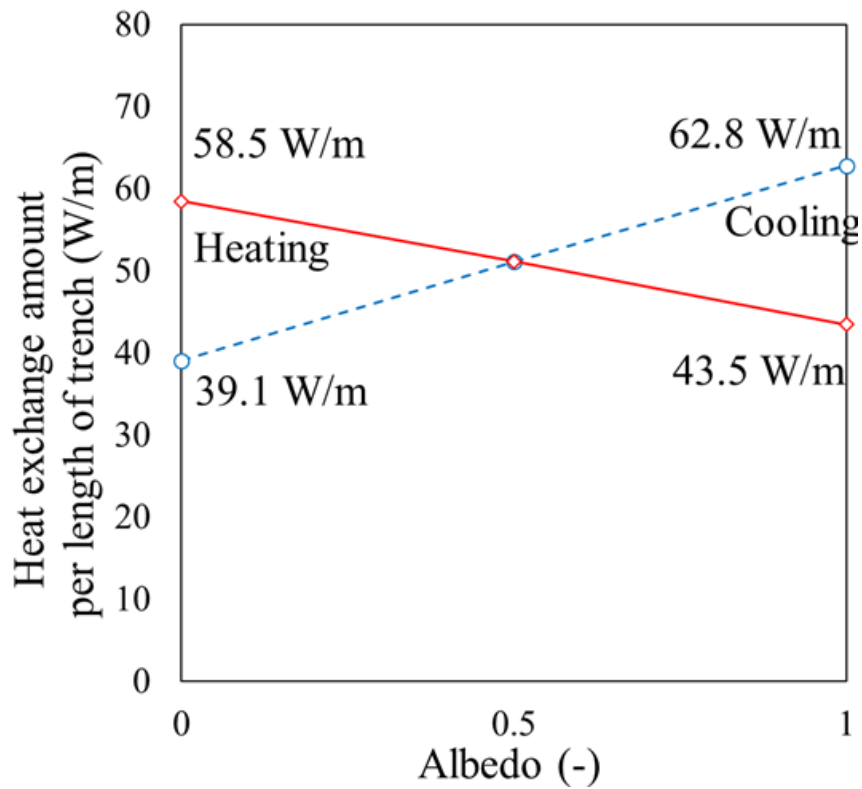


Fig.2-12 Variation of heat exchange rate with (a): albedo and (b): evaporation efficiency.

## 2-6 まとめ

本章では Slinky-coil 式水平型 GHE における地表面被覆の影響を評価するために秋田市手形学園町の秋田大学手形キャンパスにおいてフィールド試験を実施した。フィールド試験に関しては、全 3 系統の水平溝の深さ 1.0m、幅 1.0m、長さ 10m に敷設した Slinky-coil 式水平型 GHE を用いて、各系統の地表面被覆をアスファルト面、裸地面、芝生面として整備し、長期の 1m 深地温モニタリングと TRT を行った。1m 深地温モニタリングでは、芝生系統が夏期及び冬期を通じて他系統と比較して地温変化の振幅が小さく、最も安定した挙動を示した。それに対してアスファルト面では最も高い地温が測定され、各地表面被覆が地温挙動に影響することが確認された。短期間の TRT では、芝生が土壌の含水率を高めたことにより芝生系統の単位熱交換量当たりの熱媒体温度変化が試験期間を通じて最小であった。また長期間の TRT では、短期間の TRT と同様に芝生面における水平型 GHE の単位熱交換量当たりの熱媒体温度上昇が小さく、植生活動による蒸発散は地中温度を低下させることで、芝生面下の水平型地中熱交換器に高い熱交換効率を与える結果となり、地表面被覆が熱交換効率に影響を及ぼしたことが明らかとなった。

数値モデルの構築では、地表面における熱収支を反映させた数値モデルで長期間 TRT の結果を用いて各地表面下の熱交換挙動及び地中温度挙動のヒストリーマッチングを行った。その結果、熱媒体温度及び地温の実測値と計算値は良く一致しており、数値モデルの妥当性が確認できた。構築した水平型 GHE モデルを用いた長期の冷暖房シミュレーションでは夏季期間中の芝生系統の熱媒体温度は全系統で最も低い値で推移し、簡易的に計算した芝生面の COP ではアスファルト面と比較して、およそ 1.1 倍のエネルギー効率を示した。また感度計算では、地表面被覆の特性の違いにより採排熱量のポテンシャルは異なることが推定され、地表面被覆を考慮した GSHP システムの最適化により初期設置費用の削減の可能性を示した。

## 第 3 章 非開削工法を用いて設置した U 字管および単管式 GHE 水平型地中熱交換器のフィールド試験

### 3-1 はじめに

第 3 章から第 5 章を通じて HDD 工法を GSHP システムの普及における革新的なアプローチとして、HDD 工法で設置する単管式 GHE についての研究を行う。はじめに、佐賀県佐賀市に位置する株式会社バイオテックス敷地内にて、HDD 工法を用いて単管式 GHE と U 字管式 GHE を設置し、TRT を実施することで、HDD 工法に適する GHE の種類を検討する。

### 3-2 フィールド試験の概要

本研究の対象フィールドは佐賀県佐賀市に位置する株式会社バイオテックスの敷地内であり、本研究で対象とした GHE には、高密度ポリエチレン管の呼び径 50A の単管および呼び径 25A の U 字管熱交を使用し、同社敷地内に HDD 工法を用いて 179mm の坑径に GHE をそれぞれ設置した。本研究では HDD 工法で設置した GHE を水平型 GHE と定義し、2 本の GHE を区別するために 50A の単管と 25A の U 字管をそれぞれ単管式 GHE, U 字管式 GHE と称する。単管式 GHE

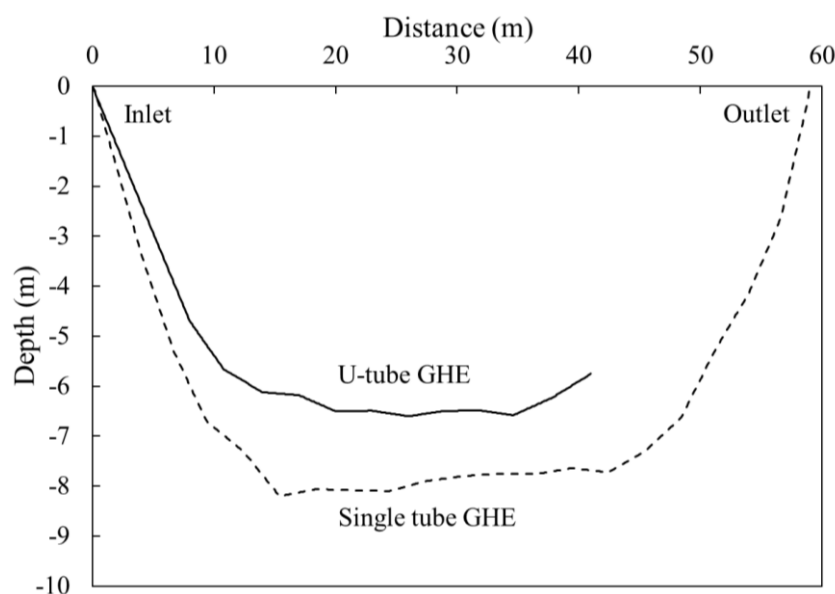


Fig.3-1 Drilling path of single tube GHE and U-tube GHE.

の外径および内径はそれぞれ 60mm, 52mm, 熱伝導率は 0.42 W/m/K, U 字管式 GHE の外径および内径はそれぞれ 34mm, 27mm, 熱伝導率は 0.42W/m/K である。Fig.3-1 に示すように, 単管式 GHE 入口から出口までの水平方向距離は 59m であり, 垂直深度は最大 8m である。また, 循環熱媒体を GHE 出口から入口まで戻すための地上配管は熱交換器のほぼ直上に位置し, 配管回りに断熱材を巻くことで, 大気への熱損失を最小限に止めた。U 字管式 GHE の坑井経路に関しては水平方向距離が 41m であり, 垂直深度が最大 6m である。それぞれの GHE を TRT 装置 (出力: 3kW) に接続した。

フィールド試験場近傍の地下水面は GL-2m であることから, フィールド試験場の土壌は飽和していることが推定された。また, フィールド試験場の地層は, 掘削時のカッティングスより, 主に粘性土混じりの砂層で構成されることがわかっている。

### 3-3 熱応答試験

単管式 GHE の熱媒体温度挙動を分析し, 熱交換能力を評価するために, 2018 年 2 月から 2019 年 11 月にかけて計 3 回の TRT を実施した。試験の概要を Table 3-1 に示す。熱媒体温度の計測には, TRT 装置内の白金測温抵抗体を用いて GHE 入口温度を測定した。また単管式 GHE においては, GHE 出口温度の測定は地上配管から大気への熱損失の影響を考慮し, GHE 出口に白金測温抵抗を設置して行った。TRT-2 においては, 単管式 GHE に光ファイバー温度計を内挿することで GHE 内温度プロファイルを測定した。GHE 内の熱媒体には, 試験場が温暖な気候条件下にあり, 凍結の心配がないことから水道水を用いた。

Fig.3-2 に各 TRT の GHE 入口温度, 出口温度, 熱交換量, 循環流量と外気温度の経時変化を示す。なお, 外気温度は気象庁が公開している佐賀地方気象台のデータを用いた。結果より, GHE の入口, 出口温度挙動は外気温度挙動との相関を示し, 地上配管での熱損失が外気温の影響を受けていることが分かる。熱交換量に着目すると, TRT-1 において 48 時間における平均の熱交換量はおよそ 2.44kW である。これは, 設定した熱負荷 3kW に対して, 0.56kW の熱が地上配管部分で大気に放出したことが推測された。しかし, 土壌に与えた熱負荷量を GHE 長さ (63m) で割ると, 長さ当たりの熱負荷量は約 38.8W/m であり, 熱媒体温度挙動を分析する上で十分な熱負荷量であると判断された。TRT-2 に関して, 24 時間における平均の熱交換量はおよそ 1.49kW であり, 設定した熱負荷とは

Table 3-1 Conditions of TRTs

Date	Test	Time (Hours)	Heat load (kW)	Flow rate (L/min)	Note
2018/2	TRT-1	48	3.0	20	Single tube
2019/2	TRT-2	24	1.5	15	U-tube
2019/11	TRT-3	24	3.0	20	Single tube

ほぼ同じ値となり，GHE 長さ（40m）あたりの熱交換量は，37.3W/m と十分な熱負荷を与えることができた。TRT-3 においては断熱材を追加で設置したことで熱損失が抑えられ，24 時間における熱交換量が 2.73kW となった。

次に，TRT-1 で得られた結果を用いてフィールド試験場の地盤の熱伝導率 $\lambda_s$ の推定を行った。地盤の熱伝導率を推定するにあたって用いた式を示す。

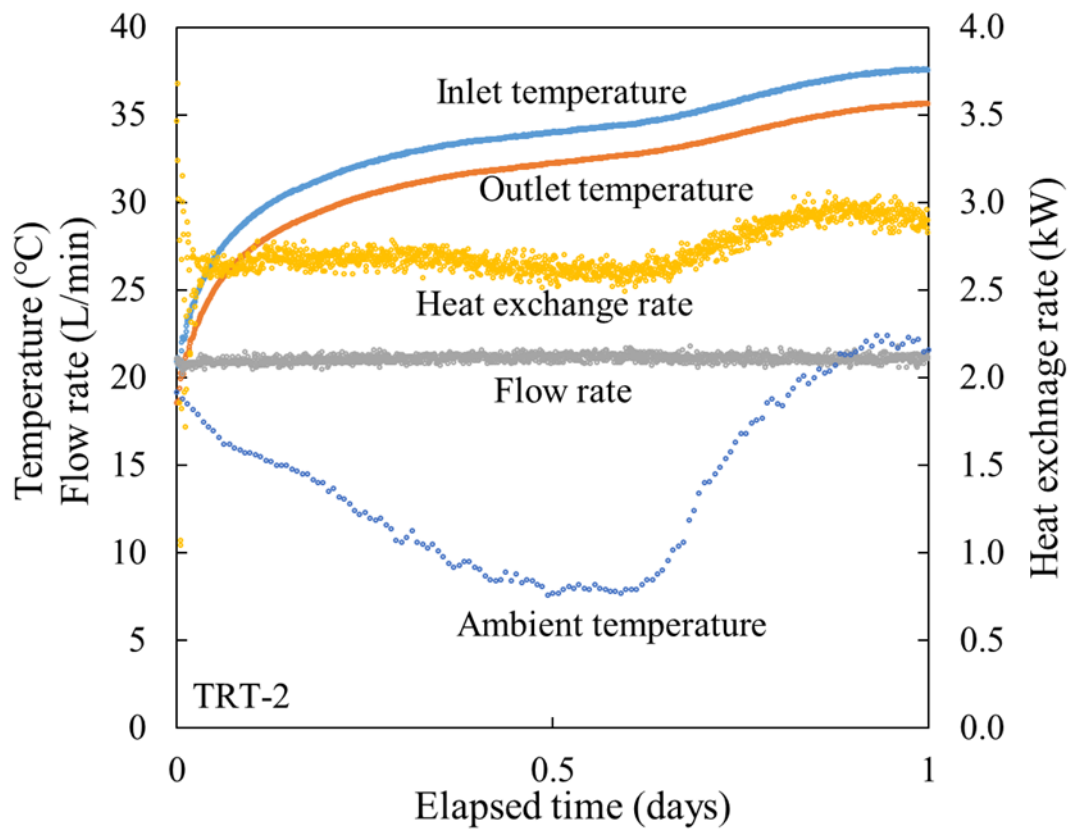
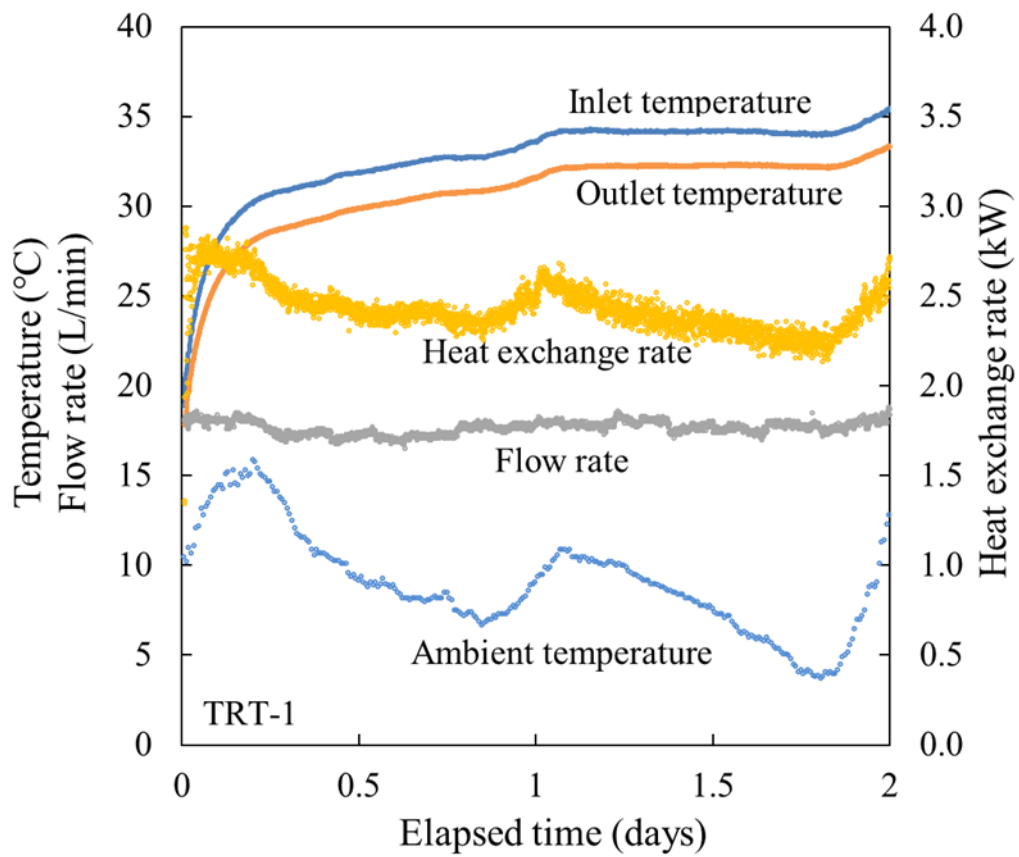
$$\lambda_s = 0.183q/m \quad (3-1)$$

ただし，

$\lambda_s$	： 地盤の熱伝導率	[W/m/K]
$q$	： GHE 単位長さ当たりの熱交換量	[W/m]
$m$	： 対数時間における TRT 期間中の熱媒体温度上昇量	[-]

TRT の解析に関して，ケルビンの線源理論の適用条件では厳密には熱源が直線状である必要があり，熱源が曲線である場合に推定された見かけ熱伝導率は誤差を含むと考えられる。そこで，本研究では TRT の解析により推定した熱伝導率を数値モデルに物性値を試行錯誤的に入力する際の参考値として使用した。GHE 近傍土壌の見かけ熱伝導率は，TRT で 0.90W/m/K と低い値を示したことから地下水流れが非常に遅い，もしくはないものと考えられる。また，推定された値はカッティングスで検出された粘性土混じりの砂層の熱物性値と調和的な値であると考えられる。

そして，単管式 GHE と U 字管式の熱交換能力を比較するために単位熱交換量当たりの温度変化量を計算した。TRT-2，TRT-3 におけるの変化 $\Delta T/\dot{q}$ を Fig.3-3 に示す。試験期間を通じて単管式 GHE（TRT-1）の $\Delta T/\dot{q}$ は，U 字管式 GHE と比較して低い値で推移していることが分かる。試験終了時の $\Delta T/\dot{q}$ は，TRT-1 と





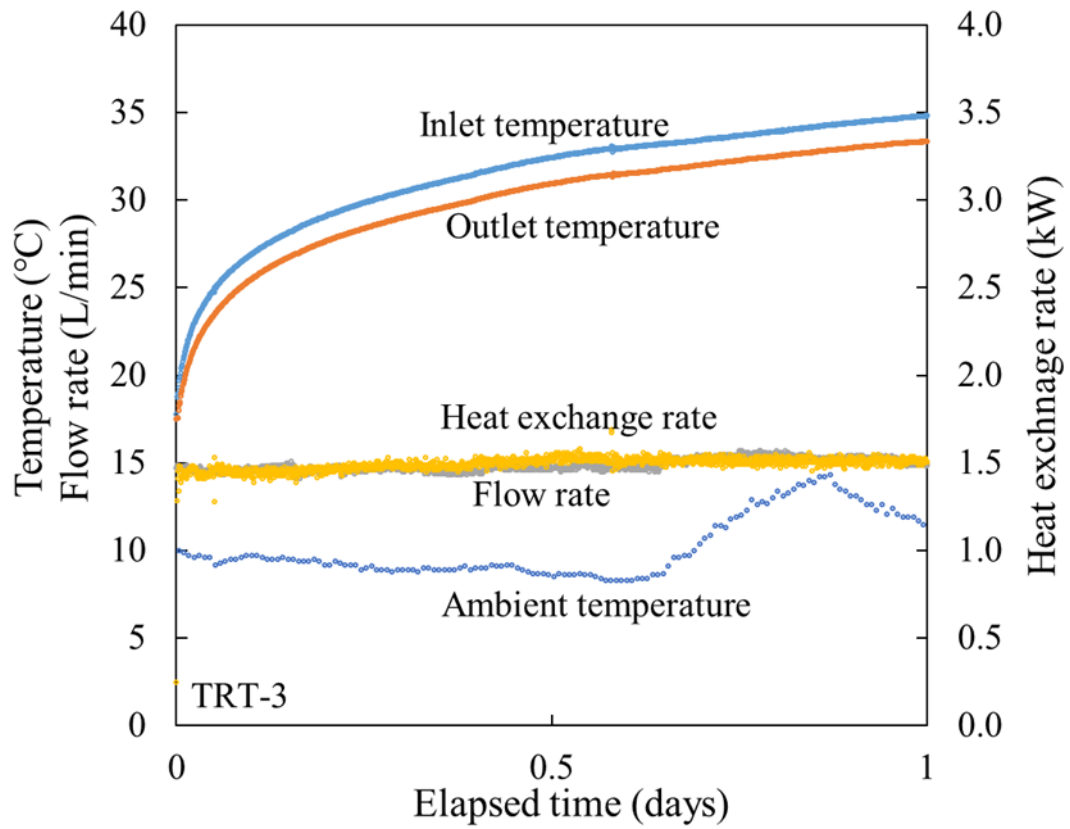


Fig.3-2 Recorded parameters during TRTs.

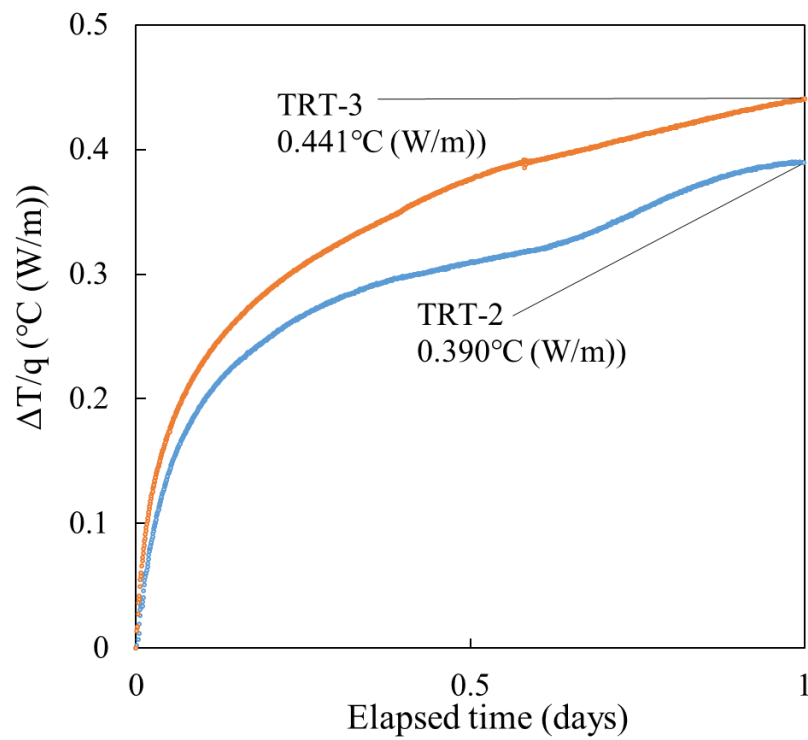
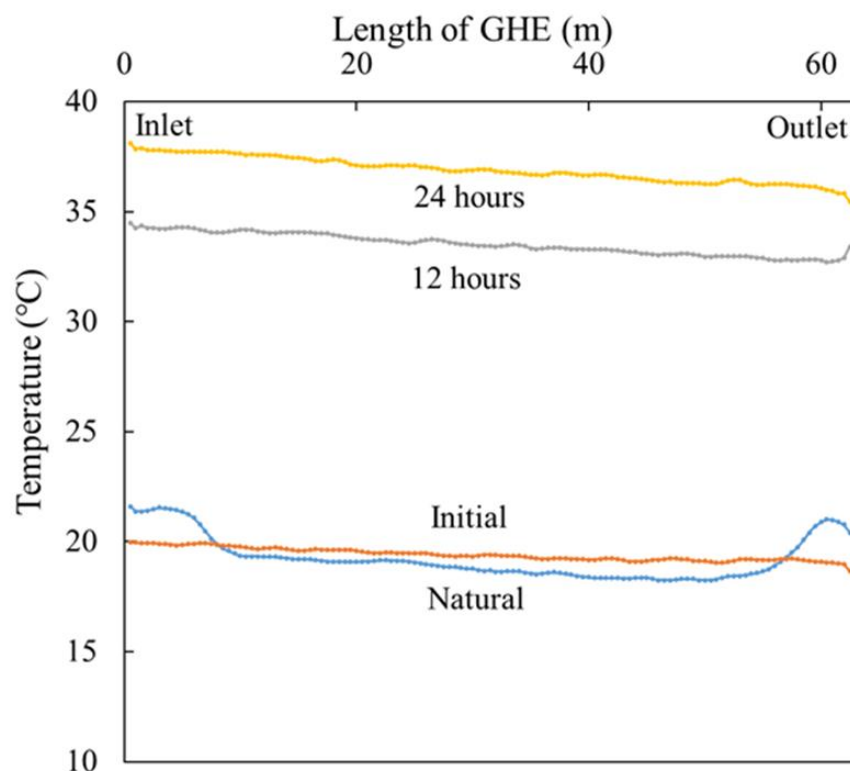


Fig.3-3 Variations of temperature increment per unit heat exchange amount in TRT-2 and TRT-3.



**Fig.3-4 Temperature profile of the GHE in TRT-2.**

TRT-2 でそれぞれ  $0.390^{\circ}\text{C}/(\text{W}/\text{m})$ 、 $0.441^{\circ}\text{C}/(\text{W}/\text{m})$  であり、単管式 GHE が単位熱交換量に対する熱媒体温度の増加速度が小さく、高い熱交換能力を有することが分かる。これは、単管式 GHE の表面積が大きいこと、また熱媒体の循環流れ方向が一方であり、U 字管式 GHE のように GHE 同士の熱干渉の影響がないためと考えられる。以上のことから、単管式 GHE は、熱交換能力を最大限発揮する上で HDD 工法に適した種類であると考えられる。次章にて数値シミュレーションの結果と合わせて熱干渉の影響についてより詳細に検討する。

Fig.3-4 より TRT-2 における自然状態の GHE 内温度プロファイルを見ると、GHE の入口、出口付近の熱媒体温度が  $20^{\circ}\text{C}$  を超えており、水平距離 10-50m に位置する GHE 熱媒体温度と比較しておよそ  $3^{\circ}\text{C}$  高いことが分かる。これは GHE 入口、出口付近の地中温度挙動は気象条件の影響を受けており、TRT を実施した 11 月の地中温度が同夏の気象条件の影響により高温化するためと考えられる。試験開始時から 12 時間および 24 時間後の温度プロファイルは、GHE 入口から出口に向かって線形に熱媒体温度が減少することが示された。12 時間後と 24 時間後の温度プロファイルの熱媒体温度減少量は異なっているが、Fig.3-2 に示すように TRT 開始から 12 時間後と 24 時間後の熱交換量に相関し、比例している

ことがわかる。

### 3-4 第 3 章のまとめ

本章では，佐賀県佐賀市において HDD 工法を用いて 63m の単管式 GHE および U 字管 GHE を設置し，TRT を実施した。TRT の解析により推定された見かけの熱伝導率は  $0.9\text{W/m/K}$  と推定され，GHE 設置時におけるカッティングスより推測された地質情報と整合性のある結果となった。そして単管式および U 字管を用いた TRT では，単管式 GHE がその熱交換面積の大きさと熱干渉の小ささにより熱媒体温度の温度変化量が小さいことを示した。

## 第4章 数値シミュレーションモデルの構築と感度計算

### 4-1 はじめに

本章では、FEFLOWver7.2 を用いて単管式 GHE および周辺土壌の数値モデルを構築し TRT の結果を用いてヒストリーマッチングを実施後、数値モデルの妥当性について検証する。妥当性を確認後、ケーススタディを通じて HDD 工法で設置された単管式 GHE における循環流量や呼び径の大きさなどの諸条件が熱交換量に及ぼす影響について検討する。また、シングル U 字管やダブル U 字管のような従来式 GHE を数値モデリングした後に、採熱シミュレーションを通じて各 GHE の設置コストを概算し、HDD 工法における単管式 GHE の経済性について評価する。次に、HDD 工法における単管式 GHE の最適設置深度について検討する。冷暖房シミュレーションを通じて GHE 設置深度の違いが GHE の熱交換能力に及ぼす影響について検討し、熱伝導微分方程式より、地盤の熱拡散率を用いて GHE の最適設置深度の推定を行う。最後に、U 字管 GHE の数値モデルを構築し、ヒストリーマッチングにてモデルの妥当性を確認後、排熱シミュレーションを実施することで熱干渉の影響について検討する。

### 4-2 単管式地中熱交換器および周辺土壌の数値モデルの構築

本研究では、FEFLOW ver. 7.1 を用いて HDD 工法で設置された単管式 GHE および周辺土壌モデルの構築を行った。構築した数値モデルの 3D 図と断面図を Fig.4-1 に示す。数値モデルの大きさは、x, y, z 方向でそれぞれ 69m, 10m, 15m であり、数値モデルの中心部分に位置する単管式 GHE からそれぞれの方向に 5m 以上の周辺土壌を設けることで、外部境界が単管式 GHE の熱交換挙動に影響を与えないようにした。GHE がカーブした部分を再現するために、数値モデルは三角錐の要素で構成された非構造メッシュとし、GHE の熱交換挙動をより正確に表現するために、三角錐の要素の体積を  $0.1\text{m}^3$  と非常に小さくした。数値モデルの物性値は、TRT の結果で推定した見かけ熱伝導率  $0.9\text{W/m/K}$  をモデル全体に入力した。

境界条件に関して、数値モデルの上面には相当外気温度（Solar Air Temperature, 以下 SAT と略す）を入力した。SAT の計算式（たとえば、田中ら

1) を以下に示す。

$$SAT = \theta_0 + 1/\alpha_0 [(1 - \alpha_s)J - \varepsilon J_{eh}] \quad (4-1)$$

ただし、

$\theta_0$	: 外気温度	[°C]
$\alpha_0$	: 総合対流熱伝達率	[W/m <sup>2</sup> /K]
$\alpha_s$	: アルベド	[-]
$J$	: 日射量	[W/m <sup>2</sup> ]
$\varepsilon$	: 長波放射率	[-]
$J_{eh}$	: 実効放射量	[W/m <sup>2</sup> ]

なおアルベドは、フィールド試験場の地層表面が裸地面であることから、参考文献より 0.3 とした（たとえば、近藤<sup>2)</sup>）。数値モデルの側面は、熱の流入出がないように断熱とし、数値モデルの底面は TRT 開始時初期熱媒体温度に基づいて 19.5 で固定した。初期地層温度は、上記の境界条件を用いて、TRT を実施した 2018 年 2 月から遡って 3 年前から行ったシミュレーション結果に基づき設定した。

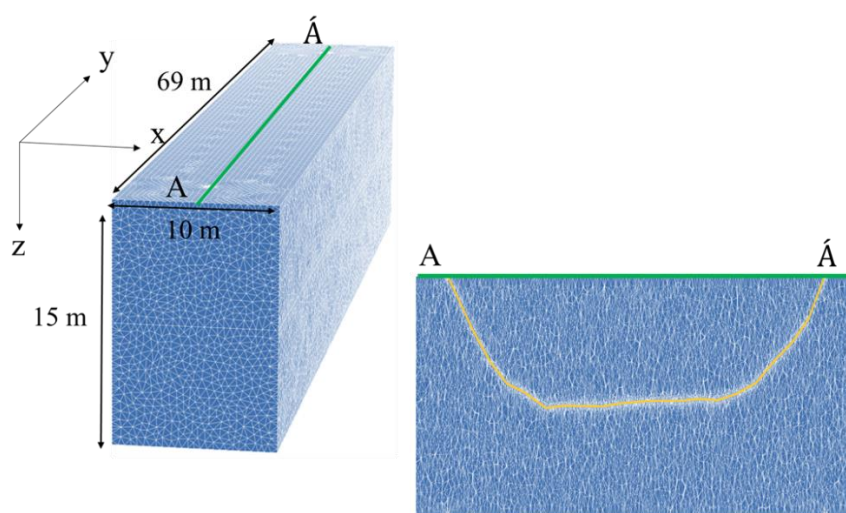
GHE の熱交換挙動の計算に関して、FEFLOW は内部機能として以下のような GHE の計算モジュールが組み込まれている。

- ・シングル U 字管式 GHE
- ・ダブル U 字管式 GHE
- ・同軸管型 GHE（入口：アニュラス部分，出口：センター部分）
- ・同軸管型 GHE（入口：センター部分，出口：アニュラス部分）

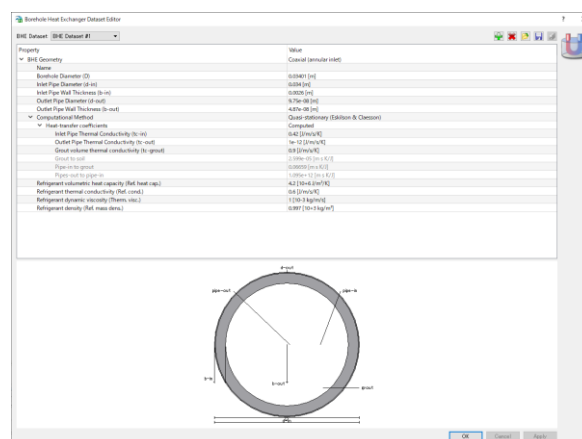
しかし、単管式 GHE については考慮されていないため、同軸管型 GHE の計算モジュールを用いて、数値モデル上で単管式 GHE を考慮した。同軸管型 GHE の計算モジュールにおいて、ユーザーは同軸管型 GHE の内管および外管の形状と熱物性値を入力することが可能である(Fig.4-2)。同軸管型 GHE の内管を戻り管としたとき、内管の外径と内径を 0 に近い値で設定することで、外管における熱媒体流動の挙動が単管の場合と同様になるように考慮した。また、熱交換挙動において内管内の熱媒体が外管の熱媒体に対して熱干渉しないように、内管の

熱伝導率を非常に小さい値で設定した。

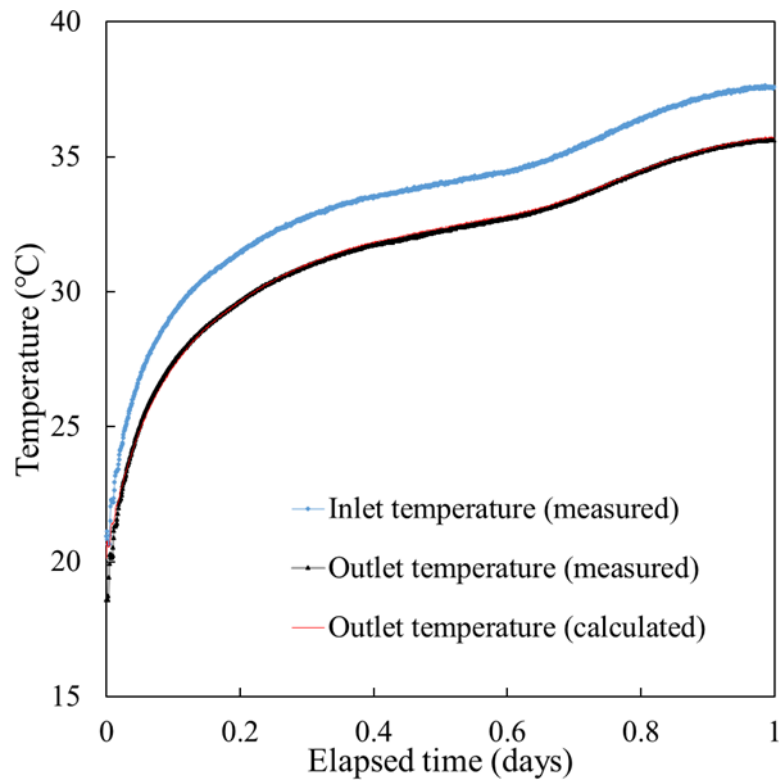
次に、数値モデルの妥当性を検証するために、TRT-2 で測定された GHE 入口温度と循環流量を数値モデルに入力して、GHE 出口温度の計算値と実測値を比較することで、ヒストリーマッチングを行った。結果を Fig.4-3 に示すように、TRT 中の GHE 出口温度の計算値と実測値に非常に良好な一致を得た。また、光ファイバー温度計で測定した GHE 内熱媒体温度データを用いたヒストリーマッチング結果を Fig.4-4 に示す。TRT 開始から 12 時間後および 24 時間後の GHE 内の熱媒体温度分布の計算値と実測値は良好に一致していることから、GHE 内における温度に関しても、数値モデルの妥当性を確認した。



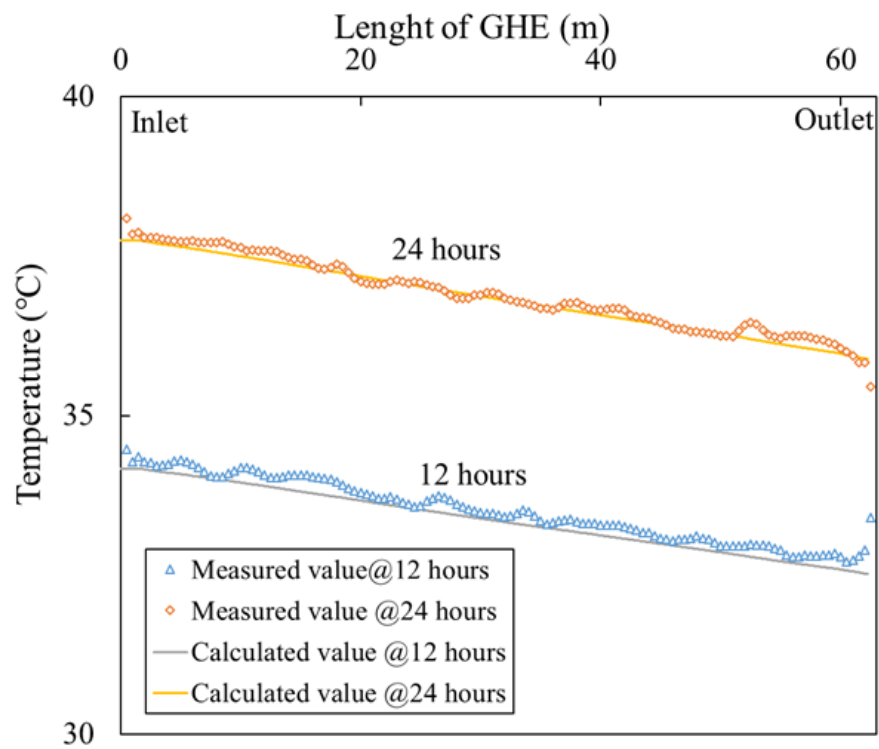
**Fig.4-1 3D and cross sectional view of the simulation grid of the horizontal GHE model.**



**Fig.4-2 Setting window of BHE in FEFLOW.**



**Fig.4-3 Result of history matching using TRT data.**



**Fig.4-4 Result of history matching using temperature profile data.**

### 4-3 感度計算

本節では、構築した数値モデルを用いて単管式 GHE における基礎的な諸条件が熱交換能力に及ぼす影響を調べるために感度計算を行った。各諸条件を以下に示す。

- ・ GHE 呼び径
- ・ GHE 水平方向の長さ
- ・ 地下水流れの流速
- ・ 地下水流れの方向

はじめに、GHE 呼び径の違いが熱交換量および熱媒体温度に与える影響について検討するために、GHE の呼び径を感度パラメータとした感度計算を行った。GHE 呼び径が 25A, 50A, 75A, 100A の 4 つの単管式 GHE の GHE に基づき入口温度を一定とした場合の 10 日間の平均熱交換量を計算した。各 GHE を GHE-呼び径と称し、その外径および内径を以下に示す。

- ・ GHE-25A ID/OD = 28 mm/34 mm
- ・ GHE-50A ID/OD = 50 mm/60 mm
- ・ GHE-75A ID/OD = 78 mm/89 mm
- ・ GHE-100A ID/OD = 102 mm/114 mm

地層温度の初期条件に関して、数値モデル全体でフィールド試験場の地層温度とほぼ等しい 19.5℃で設定した。地層温度の境界条件については計算期間中が 10 日間と短いことから、上面の気象条件の影響を考慮せず、下面の恒温層の影響を考慮し 19.5℃を設定した。GHE の計算条件に関して、GHE 入口温度を 35℃、循環流量を 30L/min で設定した。

以上の条件に基づき、求められた GHE 出口温度より各 GHE の熱交換量を計算した。その結果を Fig.4-5 に示す。結果より、GHE 呼び径の大きさに比例して熱交換量が増加していることが分かる。これは GHE 呼び径が増加すること、すなわち GHE の熱交換表面積が増加するためであると考えられる。

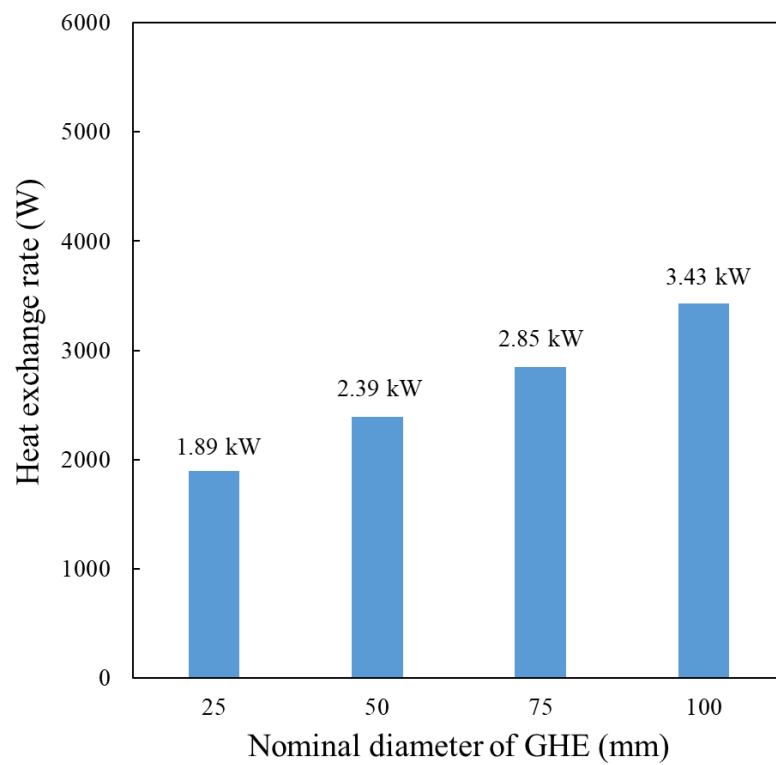
次に、各条件において冷房シミュレーションを行った。地層温度の初期条件に関しては、入口温度一定で行ったシミュレーションと同様であり、GHE の計



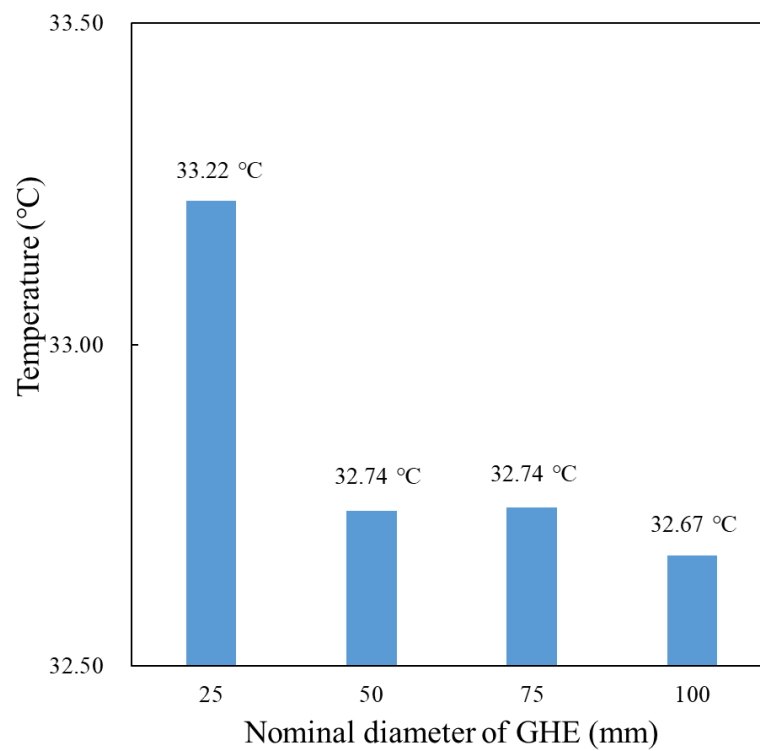
算条件に関して、循環流量を 30L/min した上で排熱量を 30W/m とし、シミュレーション時間を 10 日とした。その結果を Fig.4-6 に示すように、熱媒体温度においても大口径の GHE は最も低い熱媒体温度を示した。

次に、GHE 水平方向の違いが熱交換量に与える影響について検討するために、GHE の水平方向の長さを感度パラメータとした感度計算を行った。Fig.4-7 に本シミュレーションで用いた数値モデルの断面図を示すように、フィールド試験場と同様に GHE の最大設置深度を 8m 深に維持しながら、GHE の長さは、その深度で水平方向の長さを 15m, 30m, 45m, 60m, 200m に設定した。各 GHE を GHE-長さと呼ぶ。地層温度の初期条件に関して、数値モデル全体でフィールド試験場の地層温度とほぼ等しい 19.5℃で設定した。地層温度の境界条件については計算期間中が 10 日間と短いことから、下面のみ 19.5℃を設定した。GHE の計算条件に関して、GHE 入口温度を 35℃、循環流量を 30L/min で設定した。以上の条件に基づき、求められた GHE 出口温度より各 GHE の 10 日間の平均熱交換量を計算した。その結果を Fig.4-8 に示す。結果より、GHE の熱交換量は水平方向の長さが大きくなるほど増加する一方で GHE の長さ当たりの熱交換量が減少することが分かる。これは、GHE の長さが大きくなるとその分 GHE 内を循環する熱媒体の滞留時間が長くなることで、GHE の後半部分で既に熱媒体温度が低下し、地中温度との温度差が小さくなり、排熱挙動が停滞するためである。しかし、本シミュレーションの条件では GHE の水平方向の長さの増加に伴う GHE の長さ当たりの熱交換量の減少量はやや小さく、また HDD 工法で設置できる GHE の最長距離が 200mであることを考慮すると、GHE の水平方向の長さが熱交換能力に与える影響は小さいものと判断される。ただし、本シミュレーション条件では地盤の熱伝導率が低く、また GHE 入口への送水温度が 35℃と高めであったため、地盤の条件が良く、かつ GHE 入口温度の送水温度がより低い場合に水平方向の長さが GHE の熱交換能力に与える影響が大きくなると考えられる。

そこで、新たに GHE の入口温度を 25℃、45℃としたときの熱交換量を計算した。その結果を Fig.4-9 に示す。その結果、GHE の入口温度が地中温度に近いほど、単位長さ当たりの熱交換量の減少量は小さくなることが分かった。これは、熱負荷よりも地中温度の回復の程度が大きいためと考えられる。しかし、各 GHE の熱交換量の違いは小さかったことから、前述したように実用的には GHE の長さが熱交換能力に及ぼす影響は小さいと推測された。

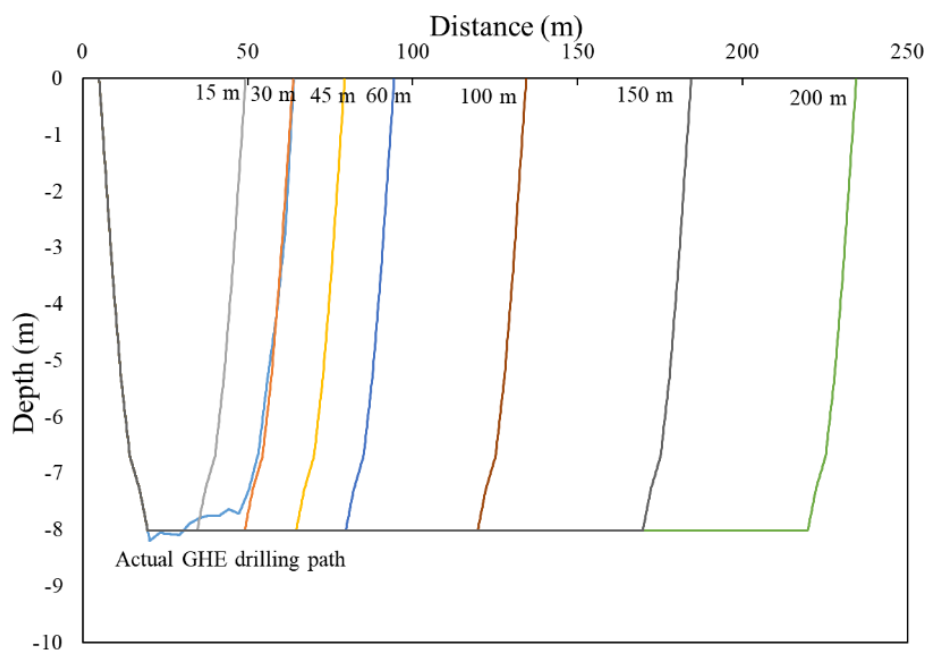


**Fig.4-5 Relationship between pipe diameter and heat exchange rate.**



**Fig.4-6 Relationship between pipe diameter and heat medium temperature.**

次に、地下水の存在が GHE の熱交換量に与える影響について検討するために、地下水流速を感度パラメータとした感度計算を行った。本シミュレーションでは、実際のフィールド試験場に基づき構築した数値モデルを使用しており、初期条件および境界条件はヒストリーマッチングの条件と同様である。地下水流速に関して、数値モデル上面の両端に水頭を固定することで地下水流速を 0 m/s, 0.01 m/s, 0.1 m/s, 1 m/s に設定した。地下水流速の方向は、GHE に対して直行するように設定した。GHE の計算条件に関して、GHE 入口温度を 35°C, 循環流量を 30L/min で設定した。



**Fig.4-7 Schematic of GHE path cross section in different cases.**

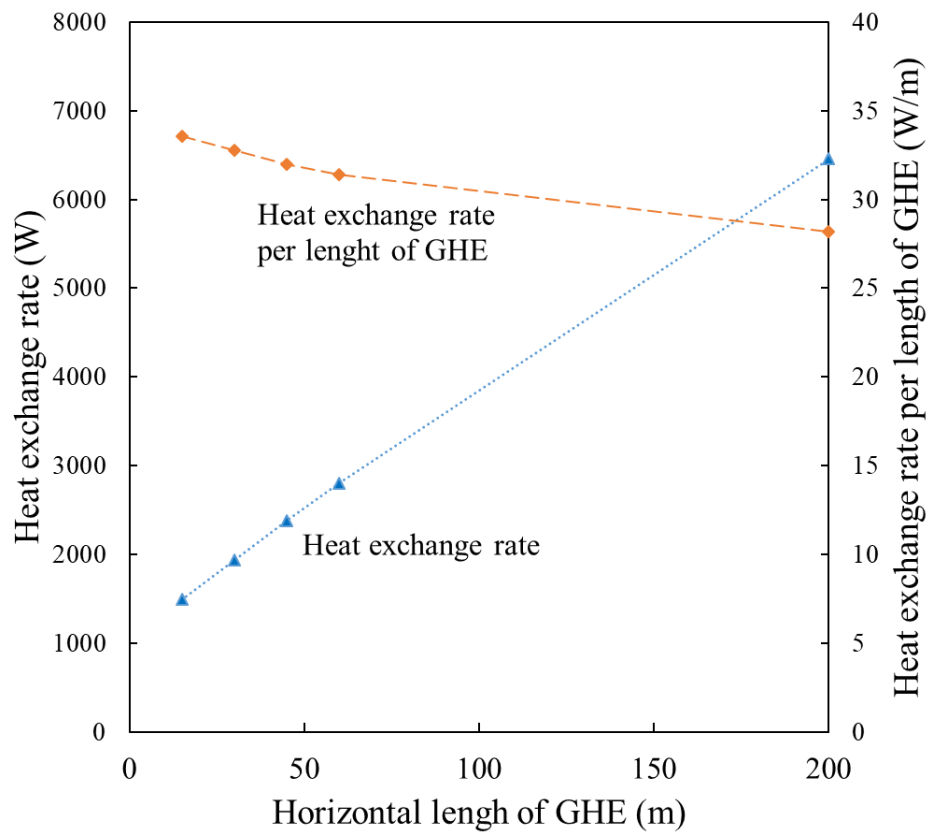
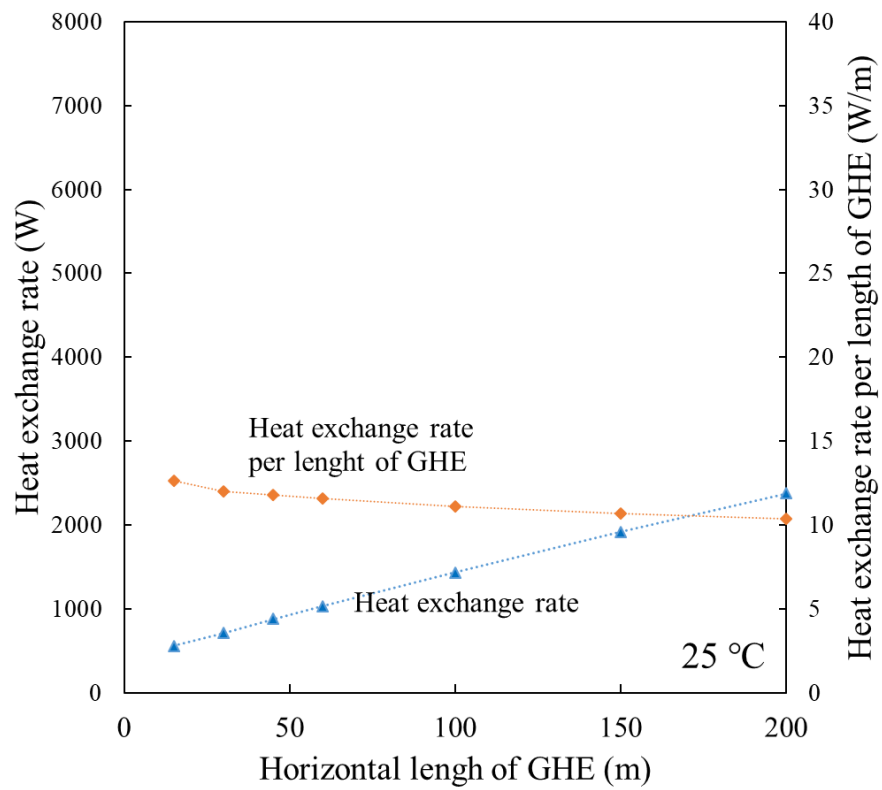
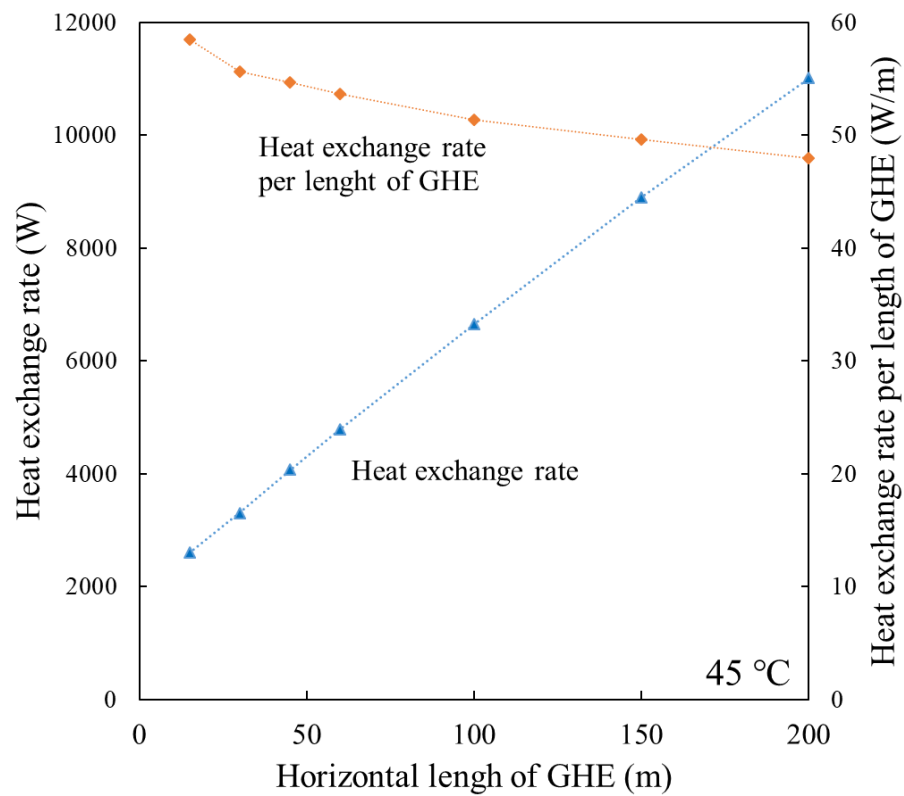
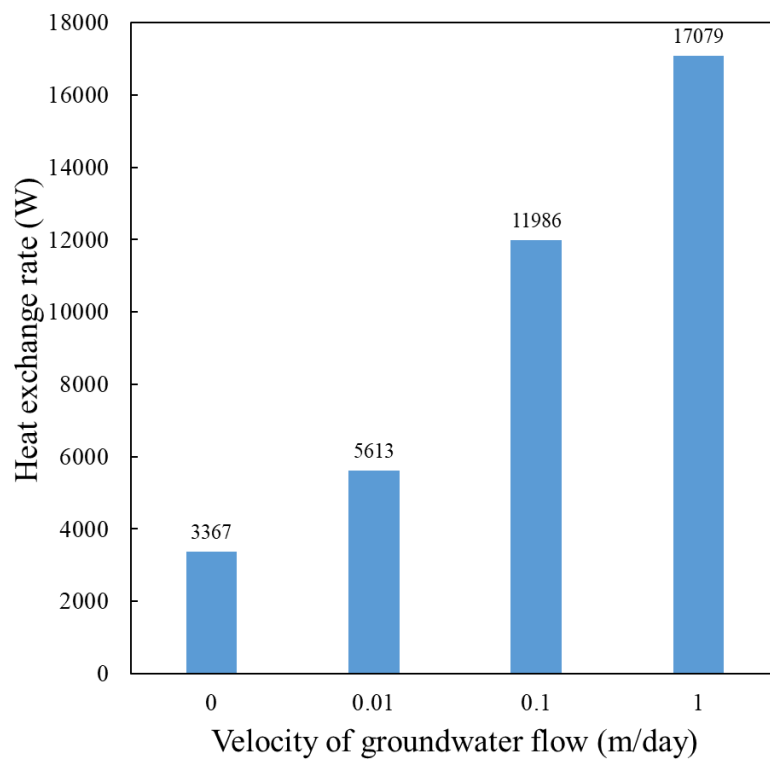


Fig.4-8 Relationship between GHE length and heat exchange rate in case of 35°C.





**Fig.4-9 Relationship between GHE length and heat exchange rate in cases of 25°C and 45°C.**

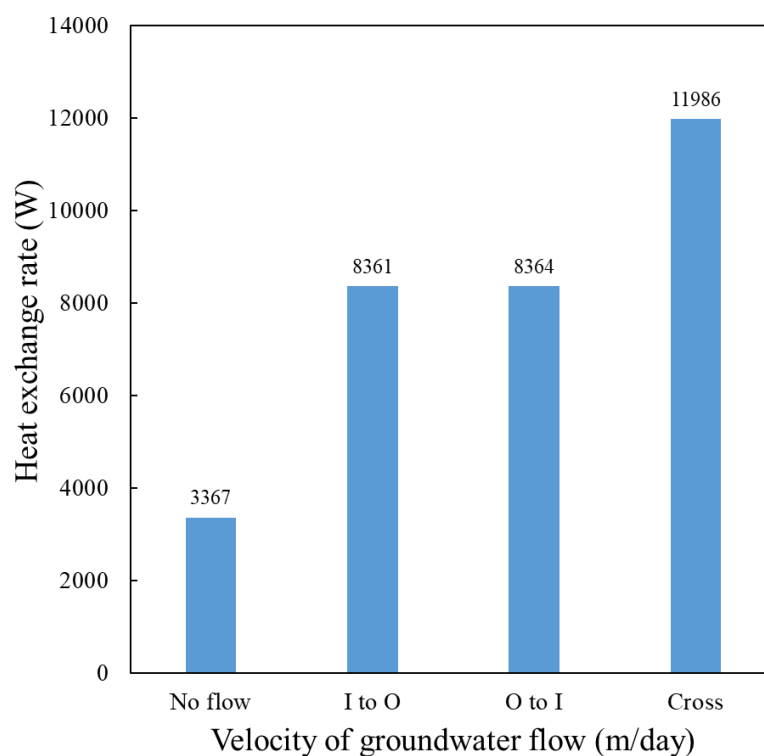


**Fig.4-10 Variation of heat exchange rate for various groundwater velocities.**

以上の計算条件に基づき、計算された GHE 出口温度より各 GHE の 10 日間の平均熱交換量を計算した。その結果を Fig.4-10 に示すように、地下水流速が速くなると熱交換量が顕著に増加することがわかる。これは地下水流速により熱の移動が熱伝導と対流熱伝達の両方の作用により容易となるためであり、さらに地下水流速が速い場合は熱の移動が対流熱伝達で支配的となり、熱移動がより促されると考えられる。

次に、地下水の流れ方向が GHE の熱交換量に与える影響について検討するために、地下水流れ方向をパラメータとしたケーススタディを行った。本シミュレーションでは、実際のフィールド試験場に基づき構築した数値モデルを使用しており、初期条件および境界条件はヒストリーマッチングの条件と同様である。地下水流れ方向に関して、以下の 3 つのケースを用意した。

- ・ GHE に対して直行する地下水流れ
- ・ GHE 入口から出口に向かって並行の地下水流れ
- ・ GHE 出口から入口に向かって並行の地下水流れ



**Fig.4-11 Effects of groundwater in heat exchange rate of the GHE.**

いずれのケースも地下水流速が 0.1 m/s とし、地下水流れがないケースと合わせて計 4 つのケーススタディを行った。GHE の計算条件に関して、GHE 入口温度を 35°C、循環流量を 30L/min で設定した。

以上の計算条件に基づき、計算された GHE 出口温度より各 GHE の 10 日間の平均熱交換量を計算した。その結果を Fig.4-11 に示すように、地下水流れが直行する場合は最も熱交換量が大きいくことがわかる。地下水流れが並行する場合においても熱交換量が顕著に増加した。直行する場合と並行する場合の熱交換量はおよそ 4kW と大きく異なり、地下水流れ方向が GHE の熱交換能力に及ぼす影響は極めて大きいことがわかった。以上より、HDD 工法により地下水流れが存在する帯水層蓄内に GHE を設置できる場合、新たに地下水流れ方向の事前調査が GHE の熱交換能力の大幅な向上に必要不可欠であると考えられる。

#### 4-4 単管式地中熱交換器の経済性評価

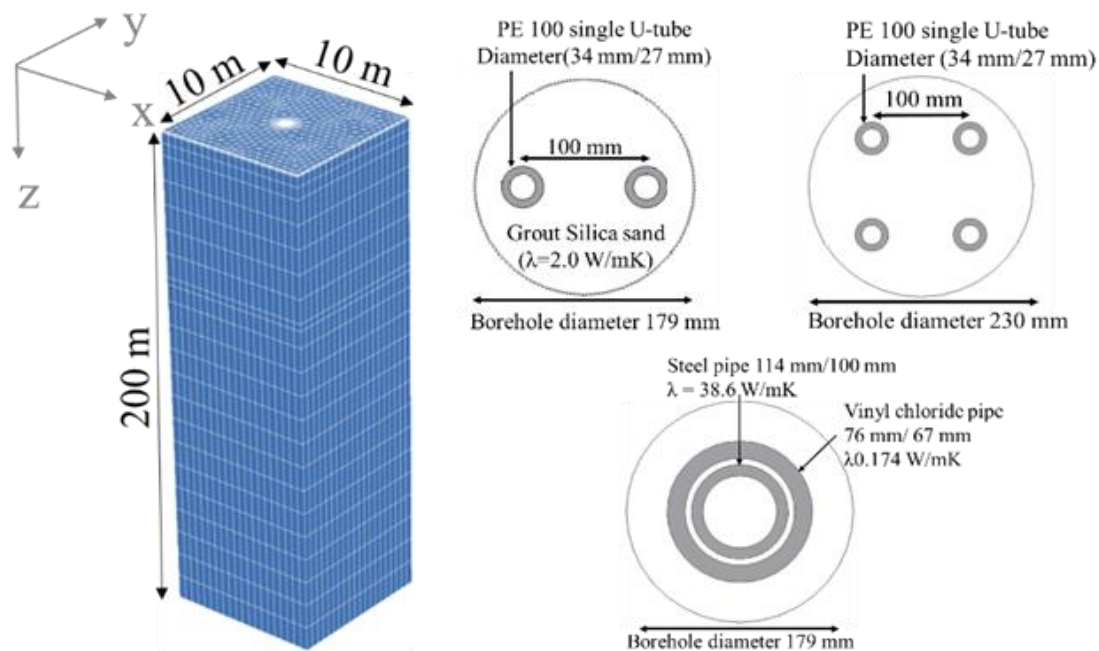
坑井掘削費用は GSHP システムの初期投資費用を最も高額にさせる要因の一つであり、GHE を設置するための坑井掘削の距離の長さに応じてその費用が大きくなる。坑井掘削距離は、空調の対象となる建物の必要熱負荷に基づいて地盤の見かけの熱伝導率や GHE の熱交換能力などの諸条件によって変化するが、掘削距離に対する設置コストの計算を行った例は過去になく、GSHP システム設置における HDD 工法の経済的な実用性が明らかになっていない。そこで、本節ではフィールド試験場に設置された単管式 GHE の設置コストを計算し、シングル U 字管、ダブル U 字管、同軸管型や Slinky-Coil 式水平型 GHE の設置コストと比較を行った。

HDD 工法にて埋設した単管式 GHE の設置コストの優位性を明らかにするために、比較対象として以下の GHE を想定した。

- ・ シングル U 字管 GHE
- ・ ダブル U 字管 GHE
- ・ 同軸管型 GHE
- ・ Slinky-Coil 式水平型 GHE

FEFLOWver.7.1 を用いて、以上の GHE の数値モデリングを行った。Fig.4-12 に垂直型 GHE の数値モデルおよびその形状を示す。シングル U 字管、ダブル U

字管，同軸管型 GHE の数値モデルの形状は， $x$ ， $y$ ， $z$  方向にそれぞれ 10m，10m，200m である。シングル U 字管およびダブル U 字管の仕様に関して，充填材は珪砂（ $\lambda=2.0$  W/m/K）を想定した。U 字管には，25A の高密度ポリエチレン管を想定した。同軸管型 GHE の仕様に関して，外管を鋼管（ $\lambda=38.6$  W/m/K），内管を塩化ビニル管（ $\lambda=0.174$  W/m/K）とした。U 字管および同軸管型 GHE は，いずれも孔径 179 mm の井戸に設置される。Slinky-Coil 式水平型 GHE の仕様に関して，設置用のトレンチは幅が 1m，設置深度を -1m にした。Slinky-Coil のループの径は 0.8m で，ループピッチが 0.4m とした。なお，パイプは高密度ポリエチレン管（ $\lambda=0.48$  W/m/K）を想定した。なお，いずれの GHE もその長さはフィールド試験に設置された単管式 GHE（63m）と同様である。Slinky-Coil 式水平型 GHE においては，GHE の長さをトレンチ長さとする。以上の GHE モデルにおける初期条件，境界条件は，前章で構築した単管式 GHE および周辺土壌のモデルに入力されたものと同様であり，モデルの上面は SAT，下面は  $19.5^{\circ}\text{C}$  を入力した。熱物性値に関して，土壌の熱物性値などは本試験フィールドに基づき設定した。熱媒体に関して，単管式 GHE モデルでは GHE 内の熱媒体として水を考慮していたが，本節では実際の GSHP システムで一般的に使用される不凍液（エチ



**Fig.4-12 Numerical model and schematic of cross section of GHE.**

レングリコール 40wt% 水溶液）を想定した。計算条件に関しては，GHE の入口温度を  $0^{\circ}\text{C}$ ，循環流量を 30L/min とし，佐賀市の気象条件下で 2018 年 10 月から



2019年2月の4か月間における採熱シミュレーションを行うことで、各 GHE モデルのシミュレーション期間における平均熱交換量を計算した。Fig.4-13 に採熱シミュレーションの結果を示す。単管式 GHE では平均熱交換量が 1.28kW, GHE の単位長さ当たりの熱交換量が 20.3W/m と推定される。

採熱シミュレーションの結果を用いて、他の GHE における単管式 GHE の熱交換能力に相当する GHE 長さを決定した。たとえば、シングル U 字管においては、その相当長さは、単管式 GHE の単位長さ当たりの熱交換量をシングル U 字管の平均熱交換量で除すことで求められ、その結果が約 82m である。以上の手順で、全ての GHE において相当長さを計算後、各 GHE の相当長さに基づく坑井掘削の総費用を算出した。なお、各 GHE の坑井掘削費用は過去に秋田大学・エネルギー資源工学研究室が携わった GSHP システムに関する研究プロジェクトの結果より推定した概ねのコストを用いた。Table 4-1 に各 GHE の相当長さおよび坑井掘削の総費用を示す。結果より、HDD 工法による単管式 GHE の設置コストは、他の GHE と比較してその費用が安価であることが推定された。次に、埋設管の費用としてポリエチレン管を 3,000 円/m, 鋼管を 50,000 円/m とし、さらに不凍液の費用として 764 円/L とした上で、埋設管および不凍液の費用を追加で考慮した GHE 設置の総費用を計算した。その結果を Table 4-2 に示すように、HDD 工法による単管式 GHE の総費用が 50 万円以下に抑えられることが推定された。まとめると、HDD 工法による単管式 GHE の経済的な実用性は明らかであ

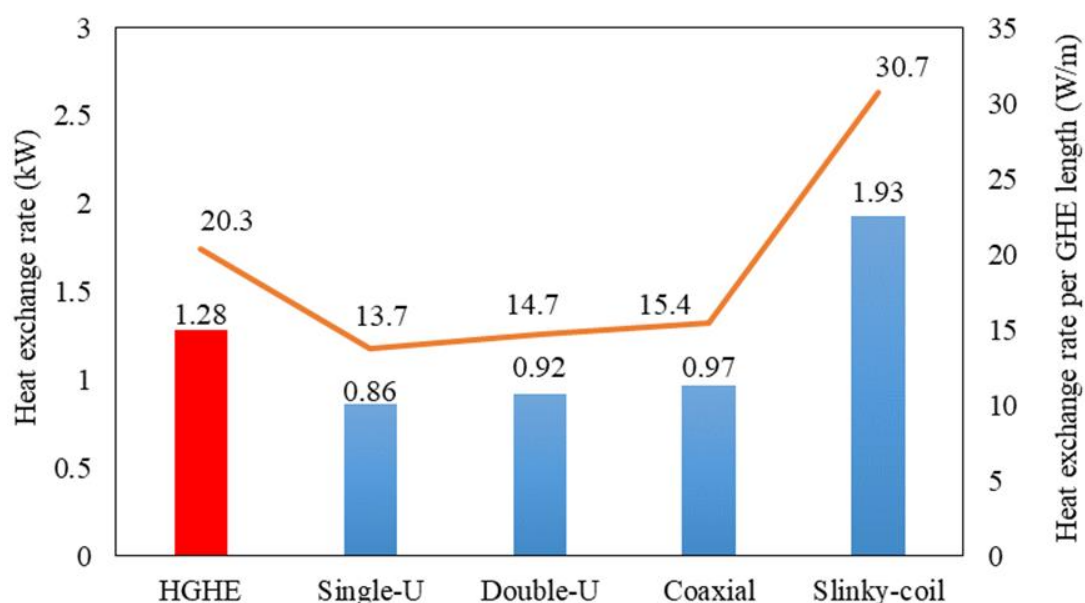


Fig.4-13 Heat exchange rate of each GHE.

り，一般的な GHE であるシングル U 字管およびダブル U 字管と比較しても，その設置コストに係る総費用は低価格であることが推測される。

**Table 4-1 Drilling cost of each GHE**

	HGHE	Single U-tube	Double U-tube	Coaxial	Slinky-coil
GHE length for 1.28 kW	63 m	93 m	87 m	83 m	42 m (42 m*1 m*1 m)
Drilling method /cost	HDD/ 5,000(¥/m)	Conventional/ 15,000(¥/m)	Conventional/ 15,000(¥/m)	Conventional/ 15,000(¥/m)	Excavation/ 7,000(¥/m)
Total cost	¥315,000	¥1,395,000	¥1,305,000	¥1,245,000	¥294,000

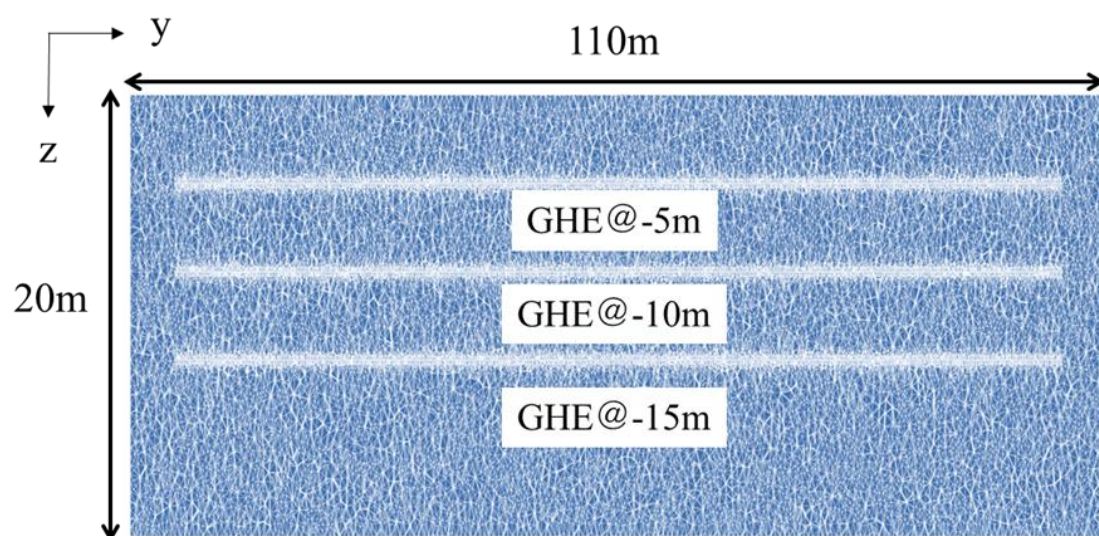
**Table 4-2 Drilling cost of each GHE**

GSHP system	Drilling cost (Yen)	GHE cost (U-tube or HDPE pipe)	Total cost (Yen)
HGHE	315,000	189,000	333,900
Single U-tube	1,395,000	558,000*	1,953,000
Double U-tube	1,305,000	1,044,000**	2,349,000
Coaxial	1,245,000	664,000***	1,909,000
Slinky-coil	294,000	1,200,000	1,494,000

#### 4-5 水平型地中熱交換器の最適設置深度の決定

GHE の埋設深度が熱媒体温度挙動に与える影響について検討するために，Fig.4-14 に示すように，新たに深度 5m，10m，15m に長さ 100m の GHE を水平方向に埋設したケースを考慮したモデルを構築し，冷暖房シミュレーションを実施した。なお，数値モデルに入力した物性値，初期条件および境界条件は，前章で構築したモデルと同様に設定した。冷暖房シミュレーションの条件に関して，採排熱量は 20W/m とし，暖房期間と冷房期間は，それぞれ 2016 年 12 月から 2017 年 2 月（3 か月），2017 年 6 月から 9 月（4 か月）までとし，運転時間は 24 時間連続とした。以上の条件で，それぞれの深度に GHE を埋設した場合の熱媒体温度挙動を計算した。

冷暖房シミュレーションの結果を Fig.4-15 に示す。地中温度挙動が安定した恒温層に位置する 10m，15m 深度に埋設した GHE は，冷暖房時のそれぞれで近似した熱媒体温度挙動を示した。一方で，深度 5m に設置した GHE は，恒温層に設置した GHE と比較して，熱媒体温度の変化量が小さいことを示した。これ



**Fig.4-14 Schematic of GHE path cross section in different depth cases.**

は、気象条件の影響を受ける 5m 深の地中温度が、恒温層と比較して、地中温度変化の位相差により夏がより低く、冬がより高いためであると推測される。そこで、GHE を運転せずに各深度の地中温度の変化を計算した。Fig.4-16 に示す計算結果より、5m 深の地中温度は、恒温層と比較して 6 月下旬で約 0.8℃低く、2 月上旬で約 1.2℃高かった。また、5m 深の地中温度と外気温度の変化の位相差は約 150 日あり、冷暖房シーズンに対して地中温度のピークが逆転する現象が推定された。

次に、サンポット社製 GSHP-1001 の性能曲線<sup>3)</sup>の近似式より、5m 深と 15m 深ケースで計算した冷暖房時の出口温度を用いて冷暖房期間の成績係数 (Coefficient Of Performance, 以降 COP と略す) を計算した。GSHP-1001 の性能曲線の近似式を以下に示す。COP の計算条件におけるインバータ周波数と 2 次側ヒートポンプ入口温度は、冷暖房時でそれぞれ 35Hz, 28℃, 35Hz, 12℃である。

$$COP_{cooling} = -0.23 \times T_{out} + 14.0 \quad (4-2)$$

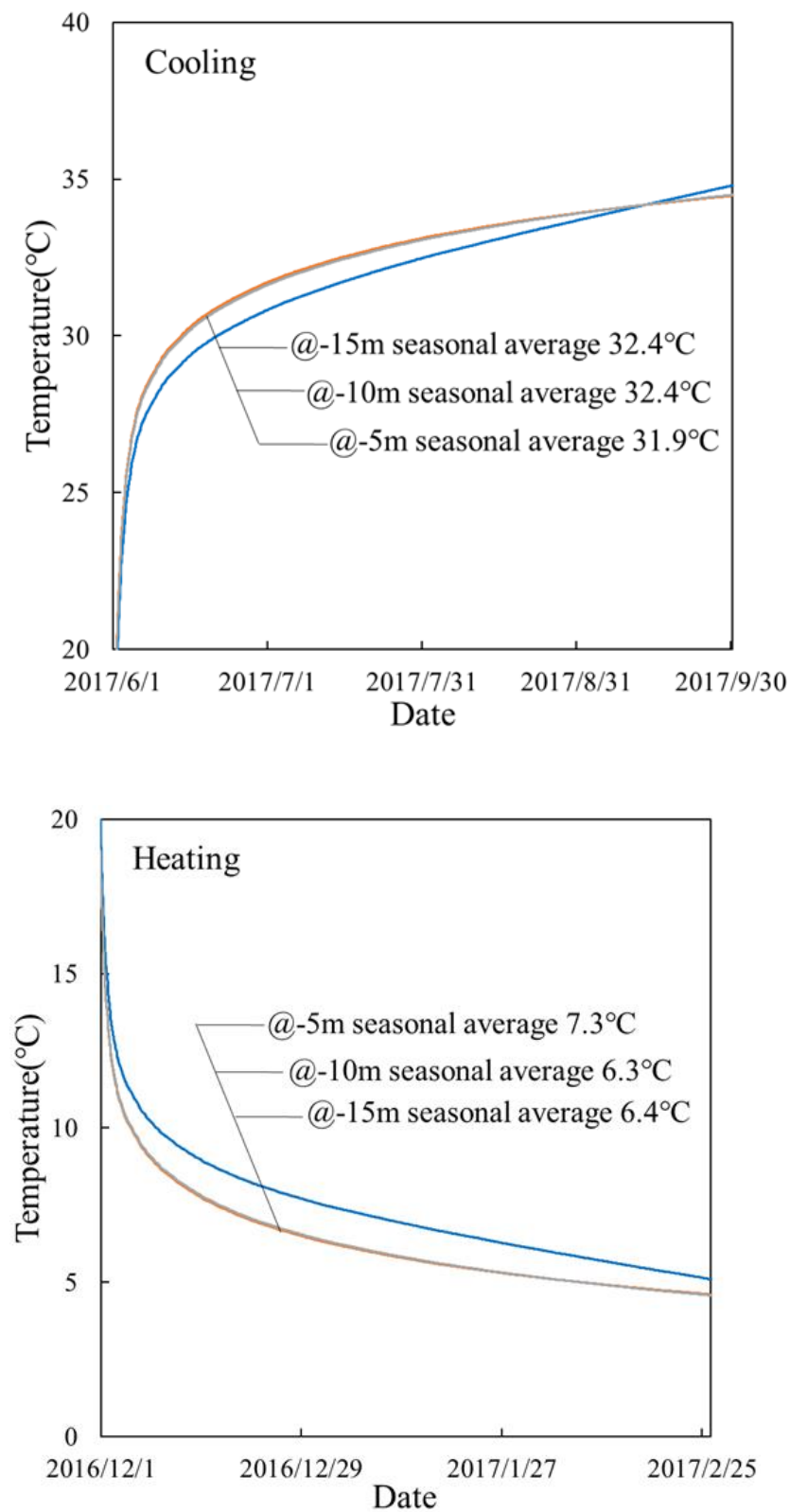
$$COP_{heating} = 0.14 \times T_{out} + 4.60 \quad (4-3)$$

ただし、

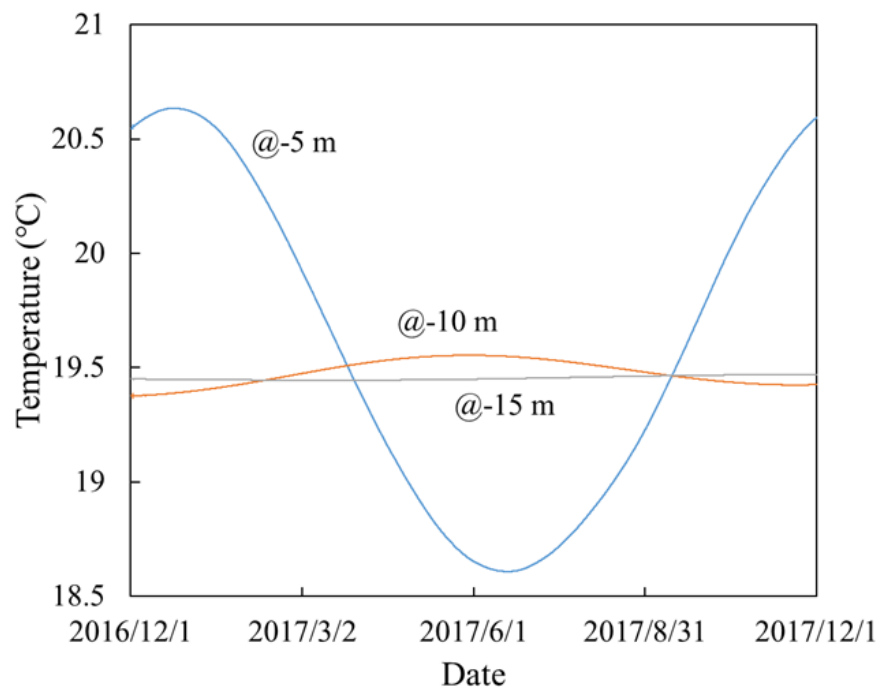
$T_{out}$  : 熱媒体の熱交換器出口温度 [°C]

算出した COP は、冷房時では 5m 深 GHE が 5.62, 15m 深 GHE が 5.50 を示し、暖房時では、5m 深 GHE が 6.66, 15m 深 GHE が 6.55 を示した。いずれも GHE を 5m 深に設置することで、恒温層と比較して、COP が 1-2% 向上することが推定された。

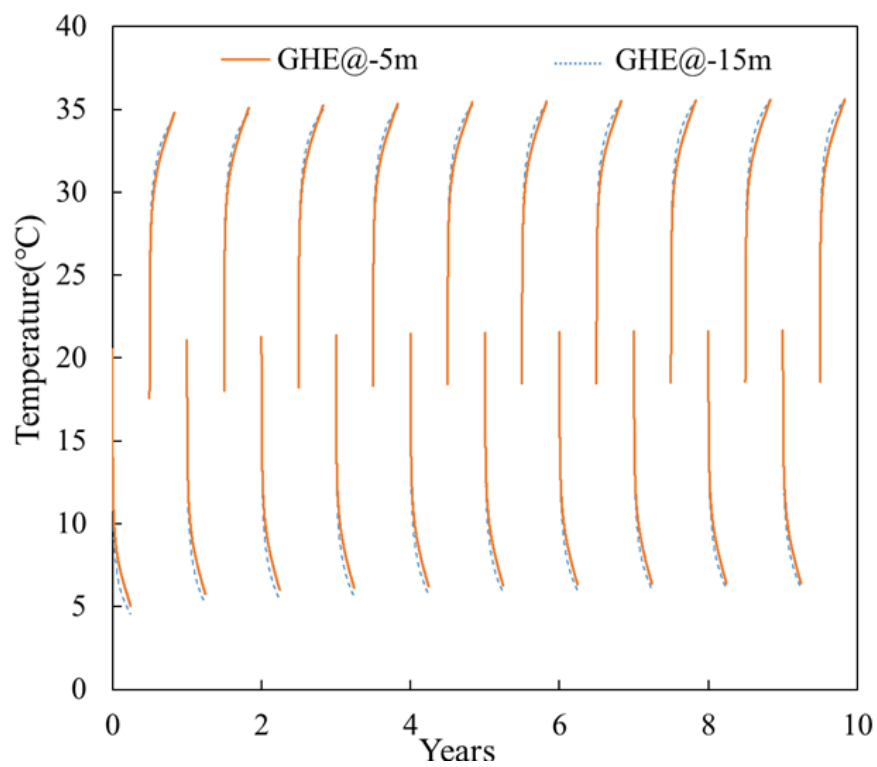
次に、5m 深と恒温層（15m 深）に GHE を設置したケースで、前述した冷暖房シミュレーションと同様の条件下で 10 年間 GHE を稼働した場合の熱媒体温度挙動を計算した。なお、気象条件に関して、2010 年から 2019 年までの佐賀市の年平均気温の上昇傾向に最も相関した気象データを示す 2016 年 12 月から 2017 年 11 月までの期間を佐賀市の平均的な気象データとして 10 年間繰り返し使用した。平均熱媒体温度の挙動を Fig.4-17 に示す。両ケースで、熱媒体温度は、冷暖房時共に上昇傾向を示したが、これは冷房期間が長く、排熱量（20.91 GJ/年）が採熱量（15.38 GJ/年）より大きいことによる蓄熱の影響である。蓄熱に関して 10 年間の温度上昇量に着目すると、5m 深ケースの熱媒体温度上昇量（1 年目暖房終了時の熱媒体温度と 10 年目暖房終了時の熱媒体温度の差）は 1.3 と恒温層ケース（1.5°C）と比較して低かった。これは、5m 深は冬の気象条件の影響により地中温度が下がることで相対的に蓄熱量が小さくなるためであり、外気温の影響下にある深度の地盤は蓄熱に向かないことが推測された。蓄熱効果の大きさに違いがあったとしても、5m 深に設置した GHE は、恒温層に設置した GHE と比較して、熱媒体温度が夏はより低く、冬はより高いことが示された。最後に、5m 深と恒温層（15m 深）に GHE を設置したケースで、熱負荷と冷暖房時の熱媒体平均温度の関係を推定するために、1 年間の冷暖房シミュレーションを行った。各熱負荷に対する平均熱媒体温度の関係を Fig.4-18 に示す。5m 深に設置した GHE は、たとえ熱負荷が増加しても恒温層に設置したケースと比較して、冷暖房の両方で熱媒体温度の変化量が小さいことが示された。以上のことから、位相差が 150 日を示す 5m 深に GHE を設置することで熱交換能力の向上により COP が改善されること、また深度 10m 以深に GHE を設置する必要がなく、掘削コストがさらに低価すると考えられた。



**Fig.4-15 Relationship between GHE depth and heat exchange rate for different installation depth.**



**Fig.4-16 Temperature distribution in the ground at -5 m, -10 and -15 m.**



**Fig.4-17 Temperature behavior of the heat medium at -5 m and -15 m for the long-term cooling and heating simulations.**

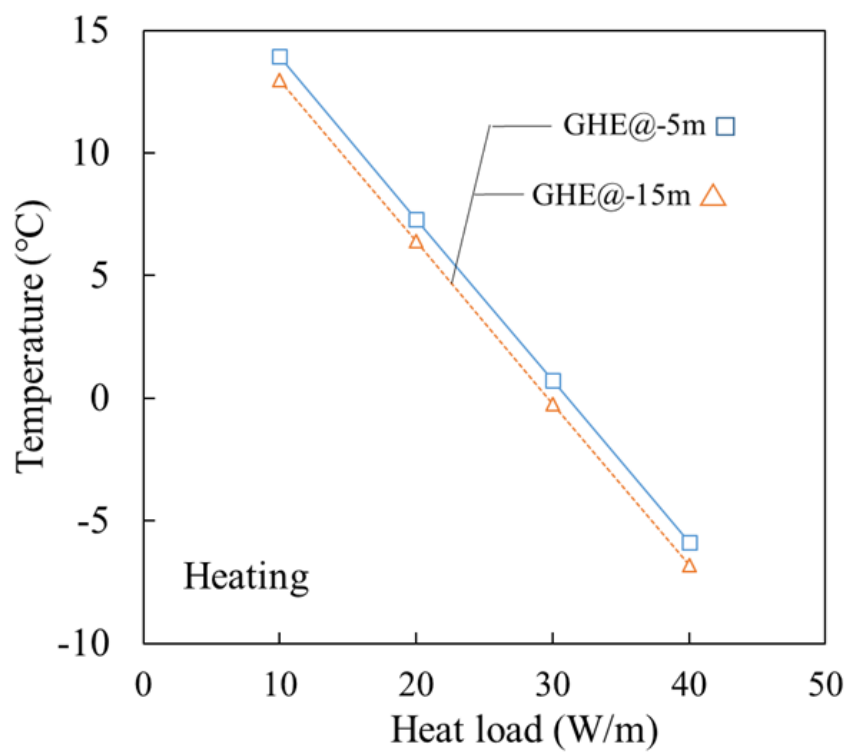
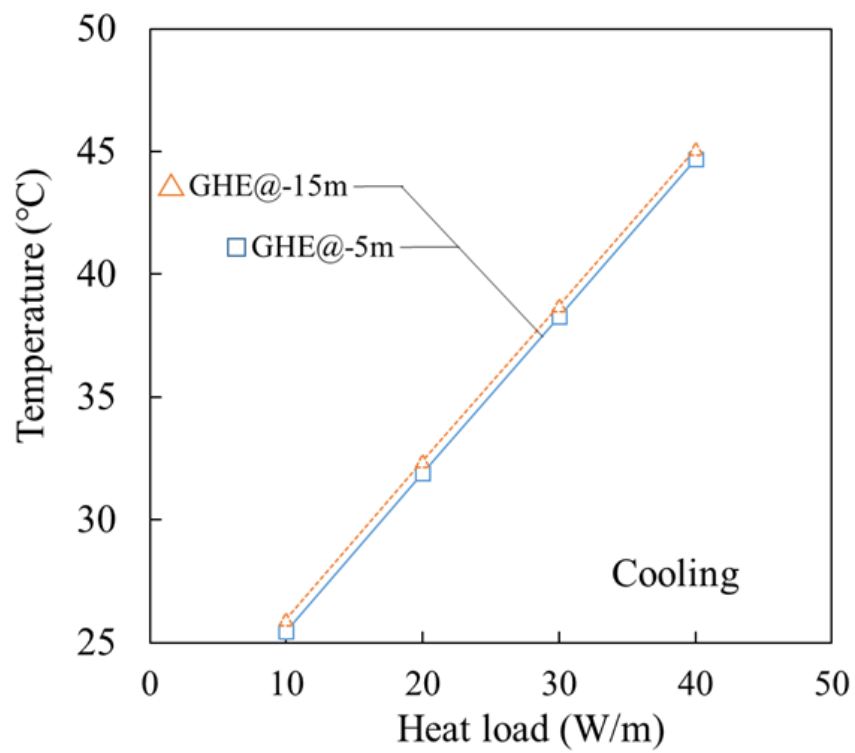


Fig.4-18 Relationship between the heat load and the average heat medium temperature in the cooling and heating simulations.

以上の結果より，地中温度挙動が 150 日程度の位相差を示す深度に GHE を設置することは，熱交換能力の向上に繋がることが示された。しかし，地中温度挙動が任意の位相差を示す深度は地中温度分布によって変化し，さらには地域毎の地盤の熱拡散率によって異なると考えられる。また，位相差の違いが GHE の熱交換能力に与える影響については不明である。実際の地中温度が鉛直一次元の熱伝導方程式の解析解と近似できることを前提とし，熱交換能力が向上する深度を最適設置深度とした場合，この最適設置深度を決定するために地中温度の熱伝導微分方程式を解くことで得られる解析解（近藤<sup>4)</sup>より，熱拡散率から任意の位相差を示す深度を推定した。次に，位相差の違いが GHE の熱媒体温度に及ぼす影響について冷暖房シミュレーションを行うことにより評価し，最適設置深度について検討した。解析解に関して，地中温度  $T_g$  の熱伝導微分方程式を，境界条件として振幅  $A_1$ ，位相  $\phi$  をもつ周期  $\tau$  の余弦関数で変化する地表温度  $T_s$  を与えたとき，以下の式が得られる。

$$\frac{\partial T_g}{\partial t} = \alpha \frac{\partial^2 T_g}{\partial z^2} \quad (4-4)$$

$$\alpha = \frac{\lambda_g}{c_g \rho_g} \quad (4-5)$$

$$T_s = A_1 \cos(\omega t - \phi) \quad (4-6)$$

$$\omega = \frac{2\pi}{\tau} \quad (4-7)$$

$$T_g = A \cos(\omega t - \varepsilon - \phi) \quad (4-8)$$

$$A = A_1 \exp\left[-z(\omega/2\alpha)^{1/2}\right] \quad (4-9)$$

$$\varepsilon = z(\omega/2\alpha)^{1/2} \quad (4-10)$$



ただし,

$\alpha$	: 熱拡散率	[m <sup>2</sup> /s]
$\lambda_g$	: 熱伝導率	[W/m/K]
$c_g\rho_g$	: 熱容量	[J/m <sup>3</sup> /K]
$t$	: 時間	[s]
$z$	: 地表面からの深さ	[m]
$A_g$	: 深度 $z$ における振幅	[°C]
$\varepsilon$	: 位相差	[day]

式 (4-10) を用いることで、たとえば、地盤の熱拡散率から位相差が 150 日を示す深度を求めることができる。本研究が対象とした佐賀市の試験フィールドの場合、地盤の熱伝導率が 0.9 W/m/K, 粘性土混じりの砂層質地盤の熱容量が 2.5 MJ/m<sup>3</sup>/K (文献値, たとえば, 日本熱物学会<sup>5)</sup>) である。以上の熱物性値から算出した熱拡散率より位相差 150 日を示す深度は, 4.9m となり, Fig.4-16 に示した地中温度挙動の計算結果と近似した結果となった。

次に、位相差の違いが GHE の熱媒体温度変化に及ぼす影響について調べるために新たに深度 4 m, 5 m, 6 m に長さ 100m の GHE を水平方向に埋設したケースを考慮したモデルを構築し、前章で述べた条件で冷暖房シミュレーションを行った。結果を Fig.4-19 に示すように、設置深度の 1m の違いは、熱媒体温度挙動をやや大きく変化させるが、各深度の平均熱媒体温度の差はおよそ 0.15°C と非常に小さかった。設置深度の 1m の違いは、位相差に換算するとおよそ 30 日であり、位相差が 150 日から±30 日程度の範囲であれば GHE の熱交換能力が向上する設置深度として問題にならないことが分かる。また、深度 4m に設置した GHE は、熱交換能力が向上する設置深度の範囲内で熱媒体温度変化が最も小さいことを示しており、位相差 120 日を示す深度は GHE の最適設置深度であることが推測される。以上より、上記の関係式は、最適設置深度を簡便に推定できるものと判断した。

最後に、5m 深 (位相差 150 日) の地中温度挙動の振幅が、GHE の平均熱媒体温度に与える影響について調べるために冷暖房シミュレーションを行った。また、式 (4-9) を用いてこれら地中温度の振幅に相当する地表面温度の振幅を計算した。冷暖房シミュレーションでは、数値モデル上面に地表面温度変化の計算式を入力することで、5m 深の地中温度挙動の振幅  $A_g$  の大きさを 0.5K, 1.0K,

1.5K, 2.0K の 4 ケースに設定した。地表面温度変化の近似式 を以下に示す。式に示す年平均外気温（佐賀市 17℃）に対応して数値モデルの下面を 17℃に修正した。

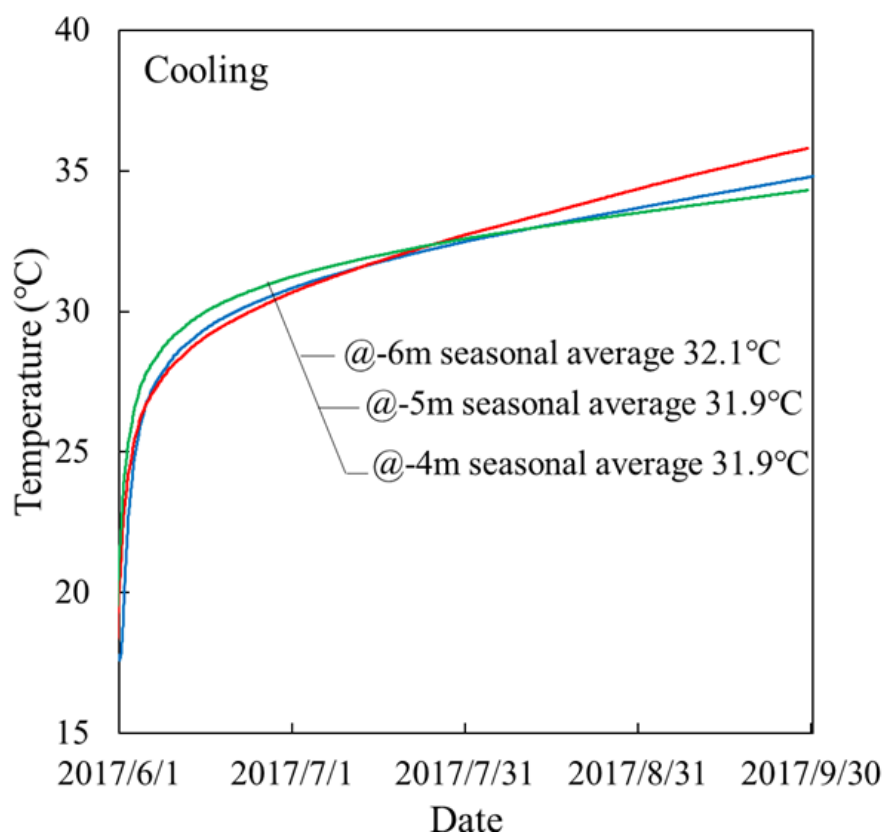
$$T_s = T_{ave} + A \sin 2\pi \left( \frac{t + 240.00}{365.25} \right) \quad (4-11)$$

ただし,

$T_{ave}$  : 年平均外気温度 [°C]

$t$  : 12 月 1 日からの経過日数 [day]

以上の条件で 3 年間のシミュレーションを行うことで、初期地層温度を設定した。入力した地表面温度と地中温度の計算結果を Fig.4-20 に示すように、各ケースの 5m 深の地中温度の振幅を任意の値に調整することができた。また、これらのケースと比較するために数値モデル全体の初期地中温度は 17℃、数値モデルの境界条件はモデル上面が 17℃一定とした恒温層のケースも用意した。



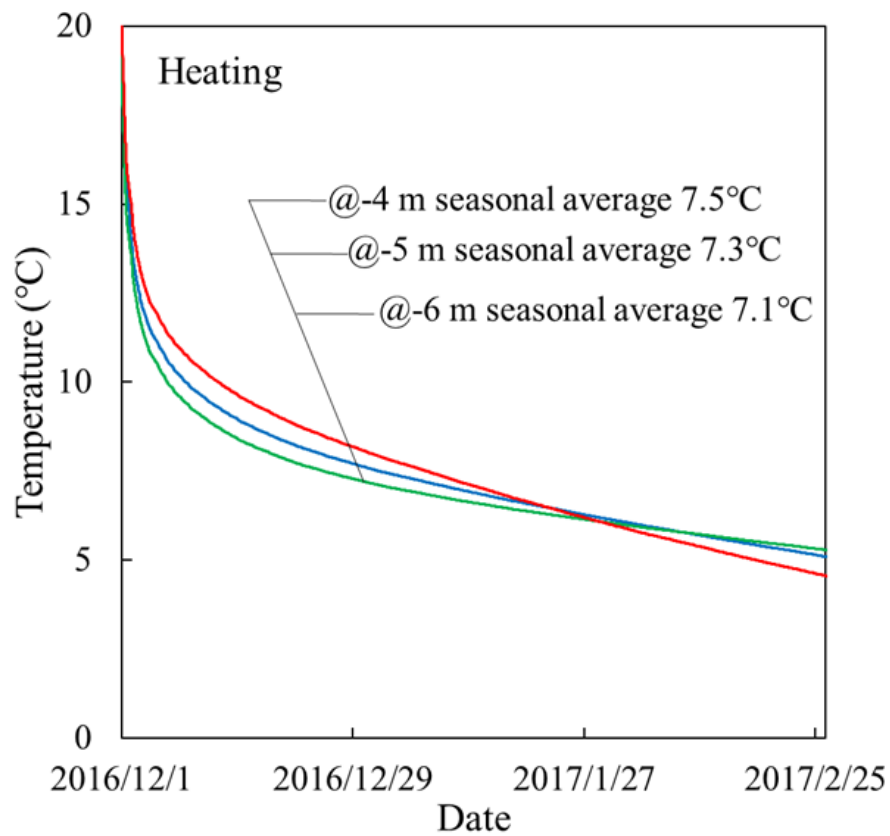
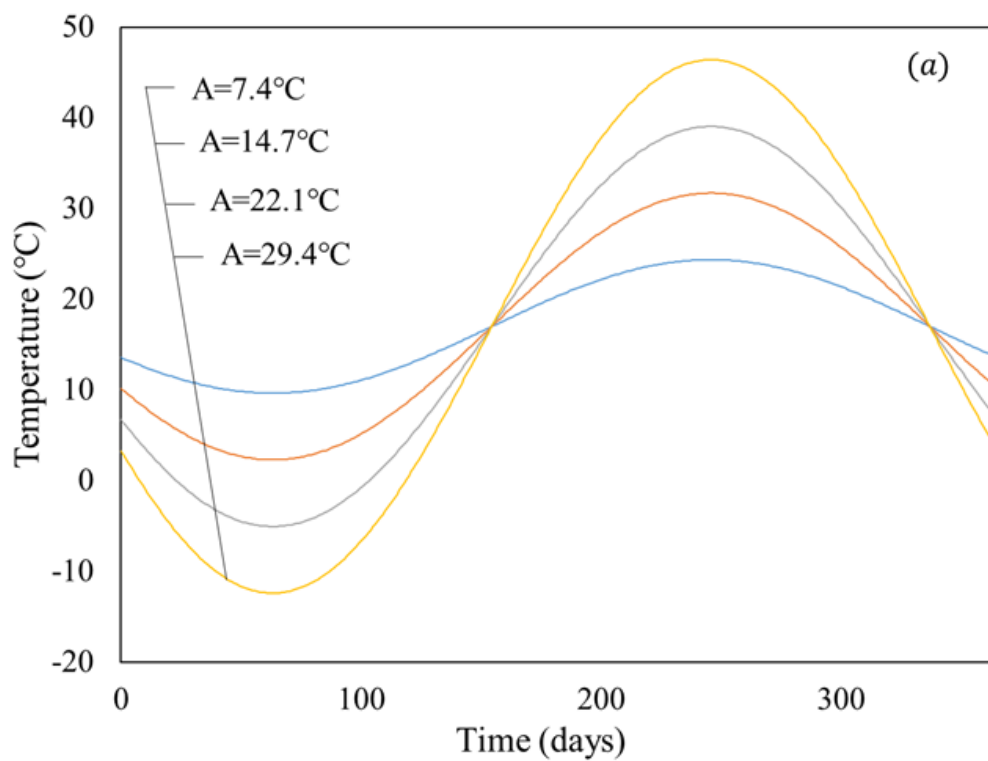


Fig.4-19 Average heat medium temperature at installation depth (4 m, 5 m, 6 m) in the cooling and heating simulations.



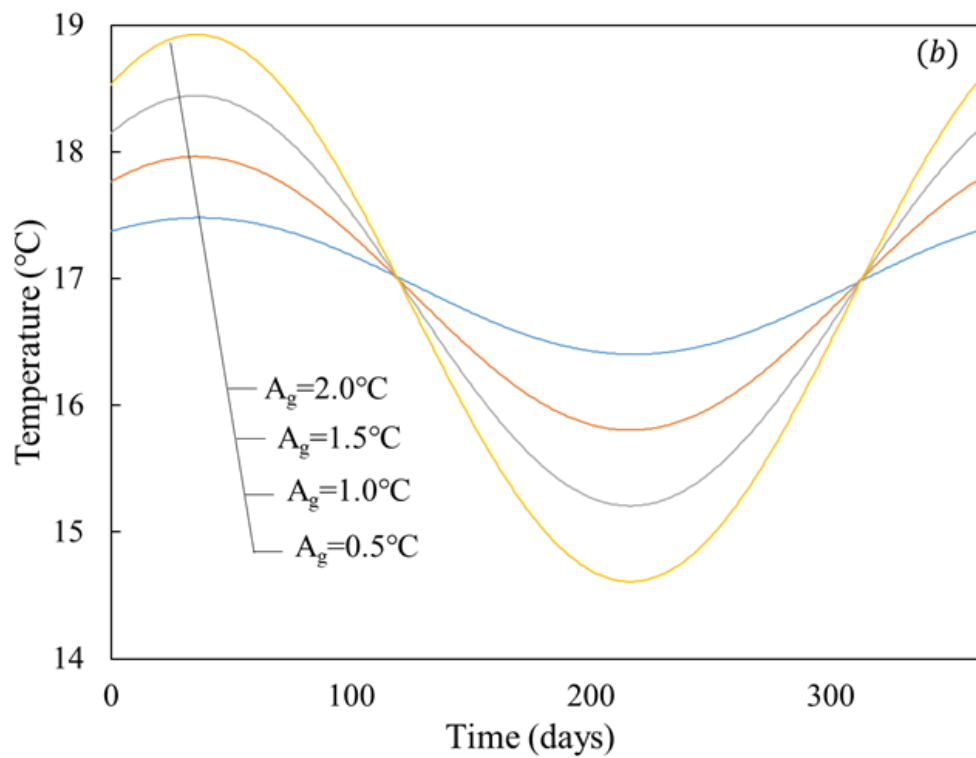


Fig.4-20 Change of calculated ground surface temperature (a) and the computed ground temperature (b) .

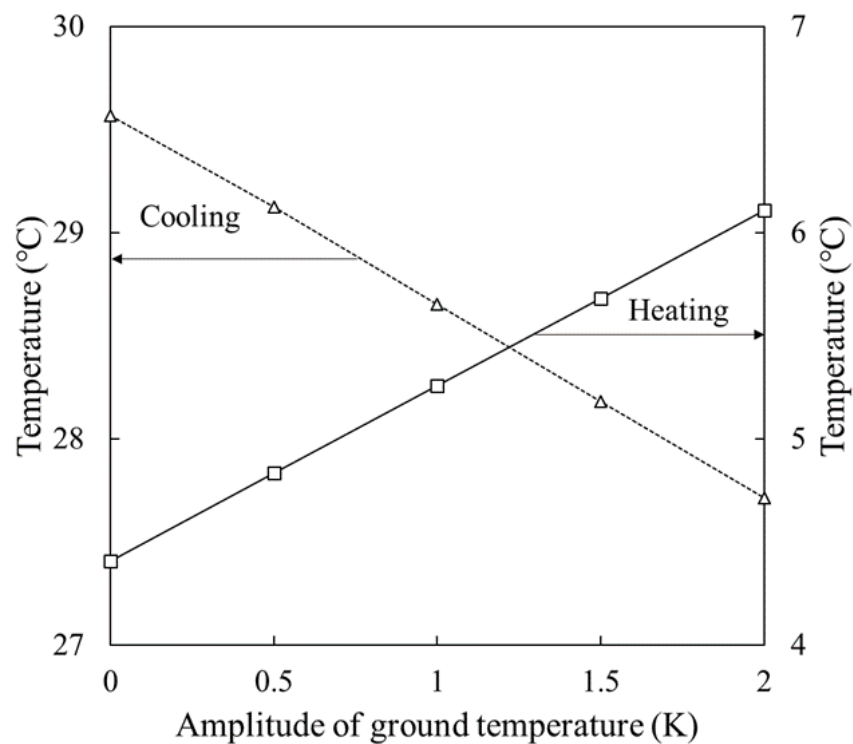
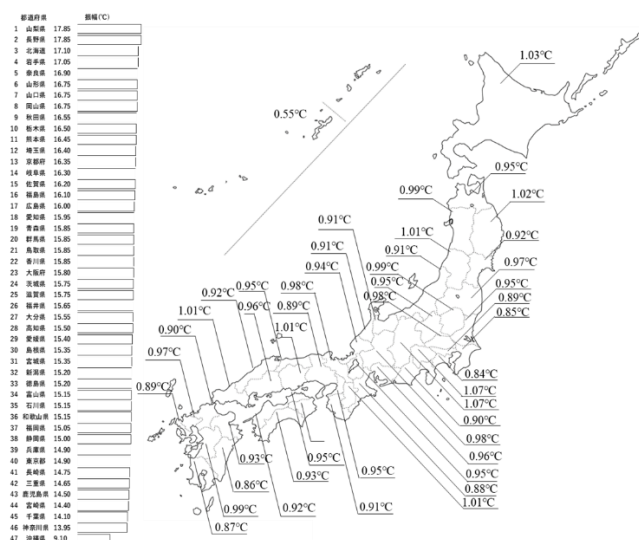


Fig.4-21 Relationship between the amplitude of ground temperature vs. the average heat medium temperature in the cooling and heating simulations.

次に、各ケースで冷暖房シミュレーションを行った。Fig.4-21 に地中温度の振幅と熱媒体平均温度の関係を示すように、振幅が増加することで熱媒体平均温度は冷房時で低く、暖房時で高くなる事が分かる。また、振幅が最も小さい  $0.5^{\circ}\text{C}$  のケースでも恒温層のケースと比較して熱媒体温度が優れる結果となった。また式 (4-9) より、これら地中温度の振幅の大きさから外気温度の振幅の大きさを計算すると、 $0.5\text{K}$ ,  $1.0\text{K}$ ,  $1.5\text{K}$ ,  $2.0\text{K}$  は、それぞれ  $7.4^{\circ}\text{C}$ ,  $14.7^{\circ}\text{C}$ ,  $22.1^{\circ}\text{C}$ ,  $29.4^{\circ}\text{C}$  である。そして、外気温度の振幅の大きさの変化量 ( $\text{K}$ ) に対する恒温層ケースと各振幅ケースの熱媒体平均温度の変化量 ( $^{\circ}\text{C}$ ) の比を浅部地盤設置効果とすると、その効果の大きさがおよそ  $0.06^{\circ}\text{C}/\text{K}$  であり、外気温度の振幅の大きさが  $1\text{K}$  増加すると、浅部地盤設置効果により冷暖房時の熱媒体温度がおよそ  $0.06^{\circ}\text{C}$  改善することが分かる。つまり、年間を通じた外気温度変動の振幅が大きい地域ほど、浅部地層に GHE を埋設するメリットが大きいことが示された。総務省により公開された統計データ (総務省 <sup>6)</sup>) より、2016 年の各都道府県の外気温の振幅 ((最高気温 - 最低気温) / 2) と浅部地盤設置効果による熱媒体温度変化量を Fig.4-22 にまとめた。最も高い振幅を示した地域が山梨県でその振幅が  $17.9\text{K}$  であり、浅部地盤設置効果により熱媒体温度変化量が  $1.07^{\circ}\text{C}$  と見込まれる。一方で、外気温度の振幅が最も低い沖縄県 ( $9.1\text{K}$ ) では温度変化量がおよそ  $0.55^{\circ}\text{C}$  と低いですが、式 (4-2) より冷房時の COP が約  $0.13$  増加することが推定された。以上より、日本全国の浅部地盤内に GHE の熱交換能力の向上に効果的な設置深度が存在することが推測される。



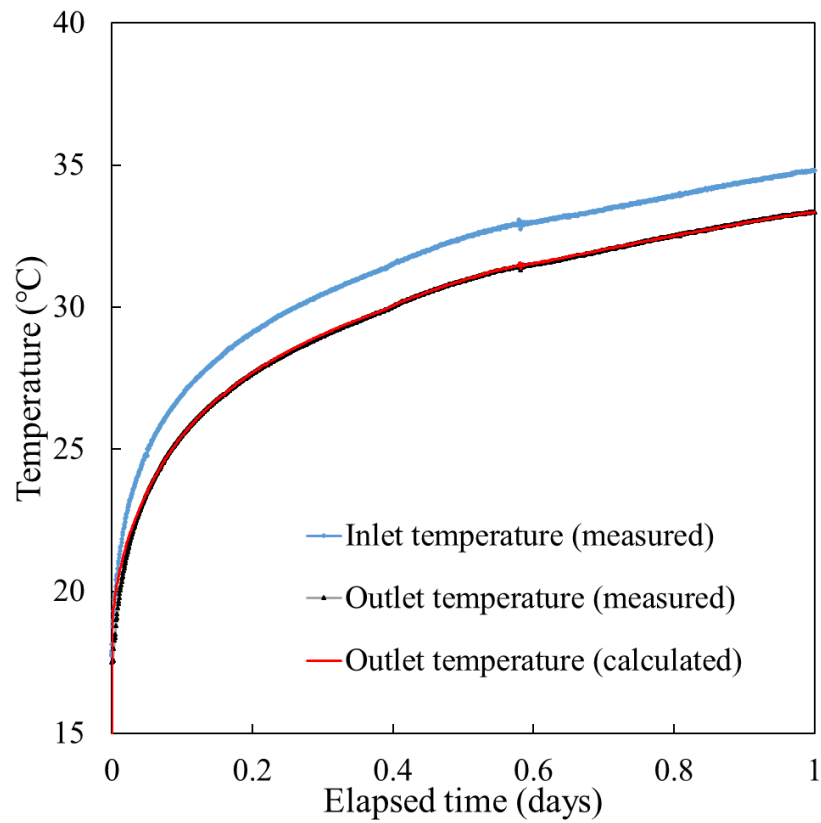
**Fig.4-22 Calculated amplitude of the ambient temperature and the capacity of variation of the average heat medium temperature in Japanese prefectures.**

#### 4-6 単管式と U 字管式地中熱交換器の熱干渉の比較

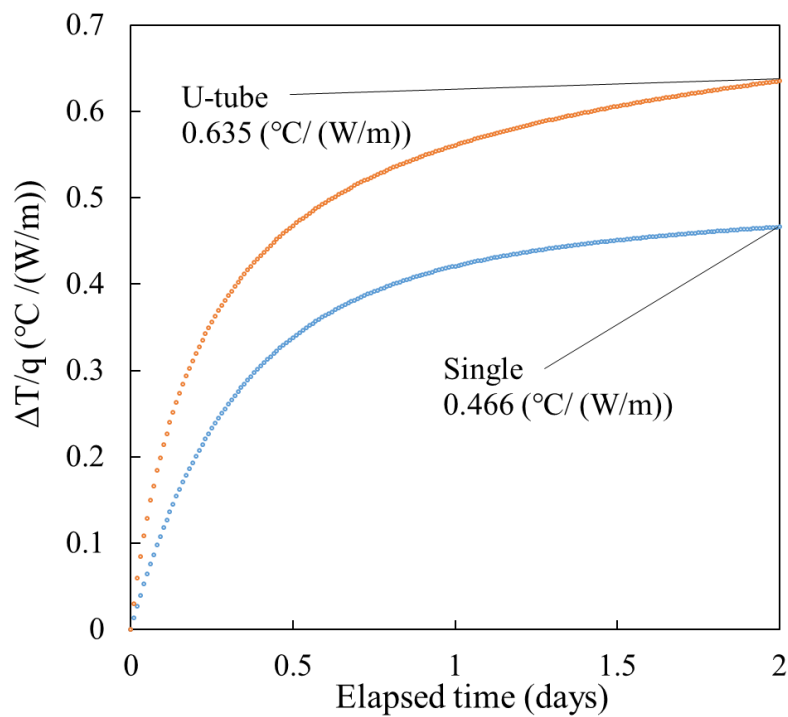
前章ではフィールド試験の結果より、単管式の性能は U 字管式と比較して高く、その理由として U 字管の往管と還管の間で発生する熱干渉であると推測された。しかし、2 種類の GHE を対象としたフィールド試験において、試験実施時期、循環流量および熱負荷の違いが異なるため、性能評価が定量的ではないと考えられた。そこで、数値シミュレーション上で同等の条件下の TRT を想定した排熱シミュレーションを行うことで、その結果に基づき単管式と U 字管の比較を行った。

はじめに、前章にてフィールド試験場に設置された U 字管および周辺地盤の数値モデルの構築を行った。数値モデルの初期条件、境界条件および地盤の物性値は単管式と同様である。GHE の設定に関しては、FEFLOW に内蔵されたモジュールにおけるシングル U 字管計算コードを用いて設定した。なお、U 字管同士の間隔は密着しているものとする。以上の設定に基づき、TRT-3 の結果を用いたヒストリーマッチングを実施した。その結果を Fig.4-22 に示すように、U 字管出口温度の計算値および実測値は非常に良好に一定しており、数値モデルの妥当性が確認された。

次に、構築した単管式と U 字管の数値モデルのそれぞれで排熱シミュレーションを行った。シミュレーション条件は、各 GHE の排熱条件が等価となるように、地盤の初期温度が全体で  $19.5^{\circ}\text{C}$ 、GHE 熱媒体の循環流速が  $0.23\text{m/s}$ 、熱交換量が  $30\text{W/m}$  と設定した。以上の条件のもとで、シミュレーション時間を 2 日間とし、単位熱交換量当たりの温度変化量の推移を計算した結果を Fig.4-23 に示す。シミュレーション終了時における単管式の温度変化量は  $0.466^{\circ}\text{C}/(\text{W/m})$  であり、U 字管 ( $0.635^{\circ}\text{C}/(\text{W/m})$ ) と比較して低いことが示された。これは U 字管の熱干渉の影響を明瞭に示す結果であり、HDD 工法においては熱干渉を無視できる単管式が優位であると推測された。



**Fig.4- 23 Result of history matching using TRT data.**



**Fig.4- 14 Variations of temperature increment per unit heat exchange amount in single-tube and u-tube.**

## 4-7 まとめ

本章では、FEFLOW を用いて単管式 GHE と周辺土壌の数値モデルを構築し、TRT の結果に基づいたヒストリーマッチングより数値モデルの妥当性を確認した。最後に数値モデルを用いた感度計算およびケーススタディを通じて、単管式 GHE の熱交換能力における諸条件が及ぼす影響について検討した。感度計算およびケーススタディの結果、GHE の入口温度が 30℃で一定、かつ循環流量が 30L/min において GHE の呼び径が大きいほど熱交換量が大きくなることが分かった。そして、GHE の長さにおいては GHE の長さが長くなるほど熱交換量が増加するが、その一方で単位長さ当たりの熱交換量が徐々に低下することが分かった。次に、地下水流れに関しては、その地下水流速が速くなるほど GHE の熱交換能力が大きく増加することが考えられ、地下水流れの流れ方向に関しては、地下水流れが GHE に対して直交する場合において熱交換量が劇的に増加することが推測される。

次に、単管式 GHE の経済性評価を行った。採熱シミュレーションより単管式 GHE と同程度の熱交換能力をもつ従来式の GHE の長さを決定後、各 GHE の設置コストを計算した結果、単管式 GHE の設置に係る総費用が最も安価であり、経済的な実用性が推測される。

さらに、HDD 工法で設置した GHE の最適設置深度について検討した。構築した数値モデルを用いた冷暖房シミュレーションでは、5m 深に水平方向に設置した GHE が恒温層に設置するよりも熱媒体温度の変化量が小さいことを示した。また、簡易的に計算した 5m 深ケースの COP では、恒温層ケースの COP と比較して、およそ 1.5%の改善が示された。10 年間の冷暖房シミュレーションでは、5m 深に設置した GHE が熱媒体温度に関して、長期間でも恒温層ケースと比較して優れる結果を示した。そして、熱負荷量の違いが与える熱媒体温度への影響について調べ、GHE の熱負荷量が大きくても、GHE を浅部地層に設置することは、有効であることが考えられる。最後に、熱伝導の微分方程式の解析解を用いた最適設置深度の推定方法について検討した。その結果、本研究が対象としたフィールド現場の最適設置深度が 4m と推定された。また、地中温度の振幅を変化させた冷暖房シミュレーションより、外気温度の振幅が大きい地域ほどエネルギー効率が上昇することが推測される。

最後に、U 字管の数値モデルを構築し、TRT の結果に基づきヒストリーマッチングを実施した結果、数値モデルの妥当性を確認した。単管式と U 字管式のそ



れぞれで排熱シミュレーションを実施し，単位熱交換量当たりの温度上昇量を計算した結果，単管式の温度上昇量は，U字管と比較して低い値を示したことから，HDD工法において単管式が有用であることが推測される。

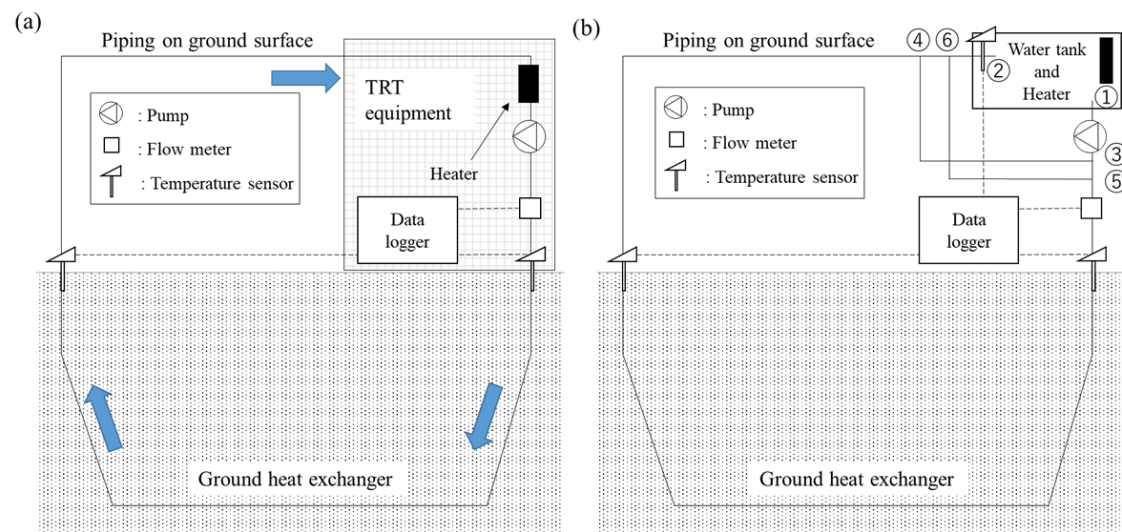
## 第5章 複数条件下における単管式地中熱交換器 のフィールド試験および数値シミュレーション

### 5-1 はじめに

本章では、HDD 工法を用いて設置された単管式 GHE において様々な TRT を実施する。はじめに、異なる循環流量下で計 3 回の TRT を行い、HDD 工法により設置した単管式 GHE における TRT の適用性および水平型 GHE の熱抵抗値への影響について検討する。次に、地上設備にて加温した熱交換器入口温度一定の熱媒体を循環させる試験（以降、温度一定循環試験とする）を異なる循環流量下で計 3 回行い、最適な循環流量について検討する。また、温度一定循環試験開始から一定時間後に循環方向を逆側に切り替えた場合の試験を行うことで、逆循環が水平型 GHE の熱交換挙動に与える影響について調査する。次に、水平型 GHE の内側に内管を挿入した場合の温度一定循環試験を異なる循環下で計 3 回実施し、内管挿入による循環速度の増加が単管式 GHE の熱交換挙動に及ぼす影響について議論する。最後に、数値シミュレーションより、水平型 GHE における入口温度一定および熱負荷一定とした 2 つの感度計算を実施し、水平型 GHE の熱交換能力および最適な循環流量について検討する。

### 5-2 フィールド試験の概要

本研究のフィールド試験は前章と同様に佐賀県佐賀市に位置する株式会社バイオテックスの敷地内で行った。本節で対象とする GHE は単管式 GHE50A（外径／内径：60mm/52mm）の高密度ポリエチレン管である。TRT を実施する際は Fig.5-1(a)に示すように、単管式 GHE を秋田大学が所有する TRT 装置（出力：6kW）に地上配管を経由して接続した。次に熱交換器入口温度一定循環試験の模式図を Fig.5-1(b)に示す。容量 500L の水タンク内にサーモスタットユニットと連結した加熱用ヒーター（出力：6kW）を設置して、水タンク内の熱媒体温度を一定になるように調整した。また、ヒーターによる温度調整を安定させるために水タンク周りに断熱材を取り付けるとともに、直射日光などの気象条件の影響を小さくするために遮光を目的としたテントを水タンク上に設置した。



**Fig.5-1 Schematics of experiment TRT (a) and temperature constant circulation test (b).**

温度一定循環試験における循環方向に関して、熱媒体は①から単管式 GHE・地上配管を経由して②の方向に循環する。循環方向を反転させるときは、熱媒体は①から③・④・地上配管・単管式 GHE・⑤・⑥を経由して②の方向に循環できるように配管した。また、いくつかのケースでは単管式 GHE 内に内管を挿入して実施したが、使用した内管は 25A 高密度ポリエチレン管（外径/内径：34mm/27mm）であり、内管の内部は非充填（内部には空気が存在）とし、挿入した内管が単管式 GHE の熱交換挙動に与える影響を小さくするように配慮した。なお試験場が温暖な気候条件下にあり、凍結の心配がないことから全ての試験で熱媒体には水道水を用いた。

### 5-3 熱応答試験

HDD 工法で設置した GHE に対する TRT の適用性について検討するために、異なる循環流量下で試験時間 24 時間、熱負荷 3.0kW の TRT を計 3 回実施した。各 TRT の循環流量は 5L/min, 10L/min, 20L/min とし、それぞれ TRT-5, TRT-10, TRT-20 と称し、いずれも 2019 年 11 月に実施した。なお、データの記録間隔は 1 分とした。各 TRT の結果を用いて作図法により見かけの熱伝導率を推定した。Fig.5-2-1, Fig.5-2-2, Fig.5-2-3 に各 TRT の循環期間中の平均熱媒体温度推移の片対数プロットを示す。全ての TRT で試験開始から 0.05 日程度で温度増加傾向に明瞭な直線部が見られる。垂直型 GHE に対して TRT を適用した場合と比

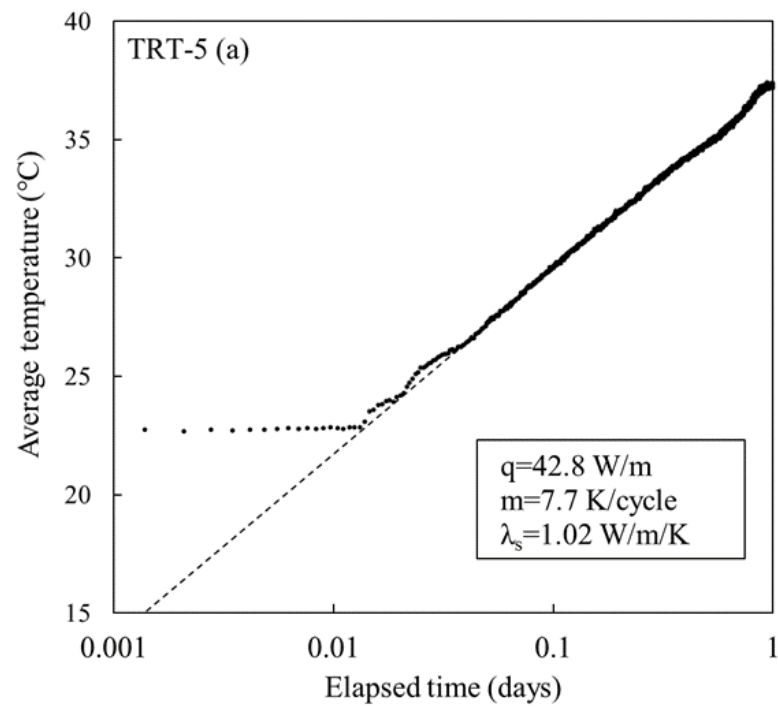


Fig.5-2-1 Graphical interpretation of thermal conductivity in TRT-5.

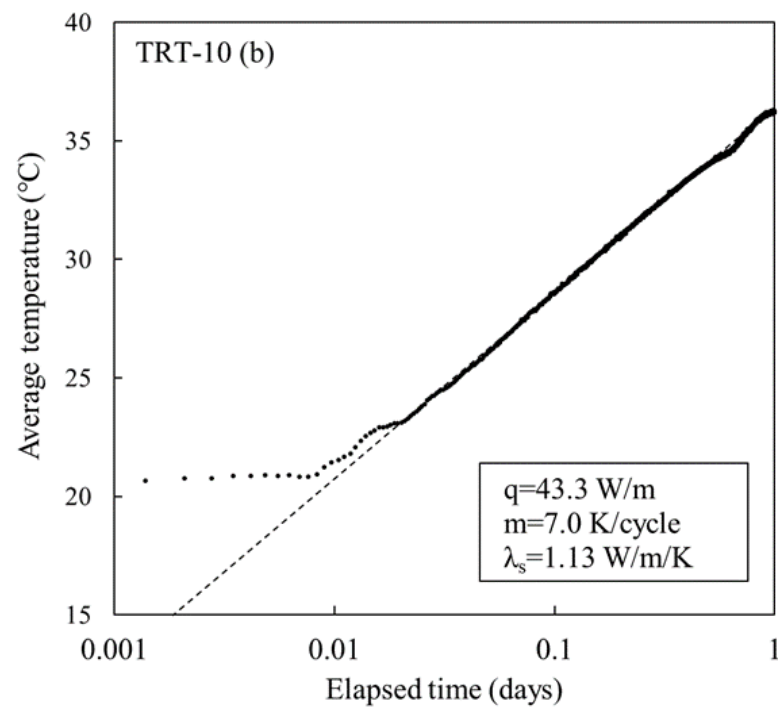
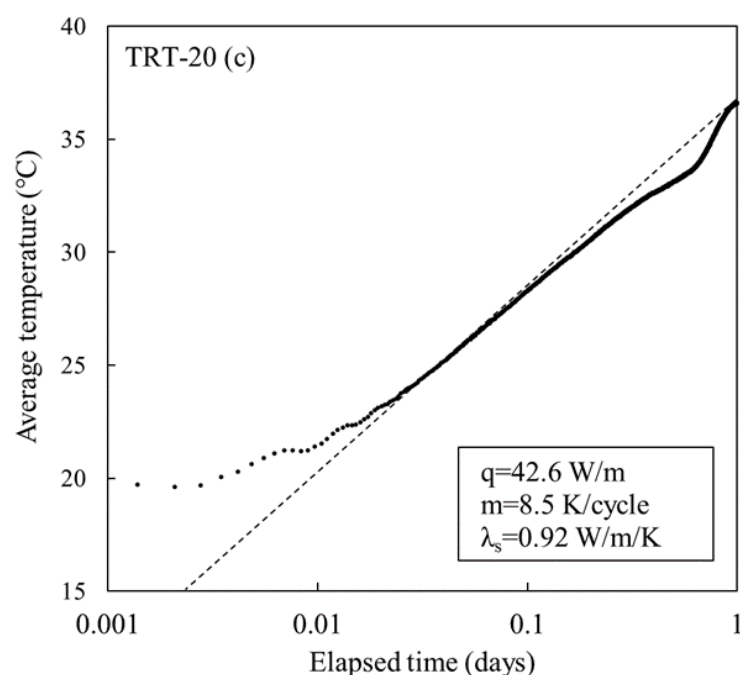


Fig.5-2-2 Graphical interpretation of thermal conductivity in TRT-10.



**Fig.5-2-3 Graphical interpretation of thermal conductivity in TRT-20.**

較すると、温度増加傾向が直線状になるまで 0.5 日程度要したのに対して HDD 工法による単管式 GHE が非常に早い段階で単調な温度増加傾向となったことが分かる。垂直型 GHE の TRT で直線部の出現に長い時間を要する現象は地中熱交換井内部のグラウト材の影響により地中熱交換井内の GHE 内の熱媒体温度挙動が安定化するまで時間がかかることで説明できる（たとえば、藤井ら<sup>1)</sup>）。一方、単管式 GHE では地盤との距離が近いため、GHE 内の熱媒体温度挙動の安定化が早く、地中と GHE 間の熱移動が支配的となる状態に素早く移行したと考えられる。次に、Fig.5-2 より得られた直線部の傾きから求めた地盤の見かけの熱伝導率は、TRT-5, TRT-10, TRT-20 でそれぞれ 1.02 W/(mK), 1.13 W/(mK), 0.92 W/(mK) となった。前章により熱伝導のみを有効とした単管式 GHE および周辺地盤の数値モデルにおいて地盤の熱伝導率をマッチングパラメータとしたヒストリーマッチング法から得られた本研究フィールド試験場の地盤の見かけの熱伝導率は 0.90 W/(mK) と推定されており、いずれの TRT も概ね近似していることが分かる。TRT の解析に関して、ケルビンの線源理論の適用条件により熱源は直線状である必要があり、厳密には曲線部を伴う地中熱交換井には適用できないため、推定される見かけの熱伝導率は誤差を含むことが考えられる。したがって、現状では

見かけの熱伝導率を推定するにあたり、HDD 工法における TRT は推定値に対して補正を行うためにヒストリーマッチング法などの追加の解析が必要となるが、参考値としての質が高いため TRT 実施の意義は十分にあると考えられる。

次に各 TRT の結果を用いて計算した熱抵抗値の推移を Fig.5-3 に示す。なお、熱抵抗値の計算は以下の式 (5-1) を用いており、式中の地盤の熱伝導率は  $0.9\text{W}/(\text{mK})$  とし、地盤の熱容量はフィールド試験場の地質を考慮して湿潤土壌の代表的な値である  $3.010^6\text{MJ}/(\text{m}^3\text{K})$  とした。

$$T_{ave} - T_i = \frac{\dot{q}}{4\pi\lambda_s} \left( -\ln \frac{r_o^2}{4\alpha_s t} - 0.5772 \right) + \dot{q}R \quad (5-1)$$

ただし、

$T_{ave}$	: 熱媒体の GHE 入口出口温度の平均値	[°C]
$T_i$	: 初期地層温度	[°C]
$\dot{q}$	: GHE 有効長さ当たりの熱交換量	[W/m]
$\lambda_s$	: 地盤の熱伝導率	[W/(mK)]
$r_o$	: GHE 半径	[m]
$\alpha_s$	: 地盤の熱拡散率 (=熱伝導率/地盤の熱容量)	[m <sup>2</sup> /s]
$t$	: 時間	[s]
$R$	: 熱抵抗値	[(mK)/W]

Fig.5-3 を見ると、TRT-5 と TRT-10 では熱抵抗値の挙動は 0.6 日以降に安定化の傾向にあり、その後は地上配管からの熱損失の影響により挙動の乱れが見られ、TRT-20 に関しては挙動が大きく乱れている。そこで、安定した熱抵抗値として TRT 開始から 0.6 日時点での値を抽出すると、TRT-5、TRT-10、TRT-20 それぞれの熱抵抗値は  $0.046\text{ (mK)}/\text{W}$ 、 $0.021\text{ (mK)}/\text{W}$ 、 $0.011\text{ (mK)}/\text{W}$  となり、循環流量に対して反比例する結果となった。循環流量を増加させることで熱抵抗値が減少するが、その改善率に着目すると  $5\text{L}/\text{min}$  から  $10\text{L}/\text{min}$  に循環流量を増加させたときが最も大きく 46% の熱抵抗値の改善が見込まれた。これは熱媒体循環流量の増加に伴い熱媒体の流体が乱流状態と移行することで対流熱伝達率が向上するためと考えられるが、後述の温度一定循環試験の結果および数値シミュレーションの結果と合わせて原因を詳細に考察する。

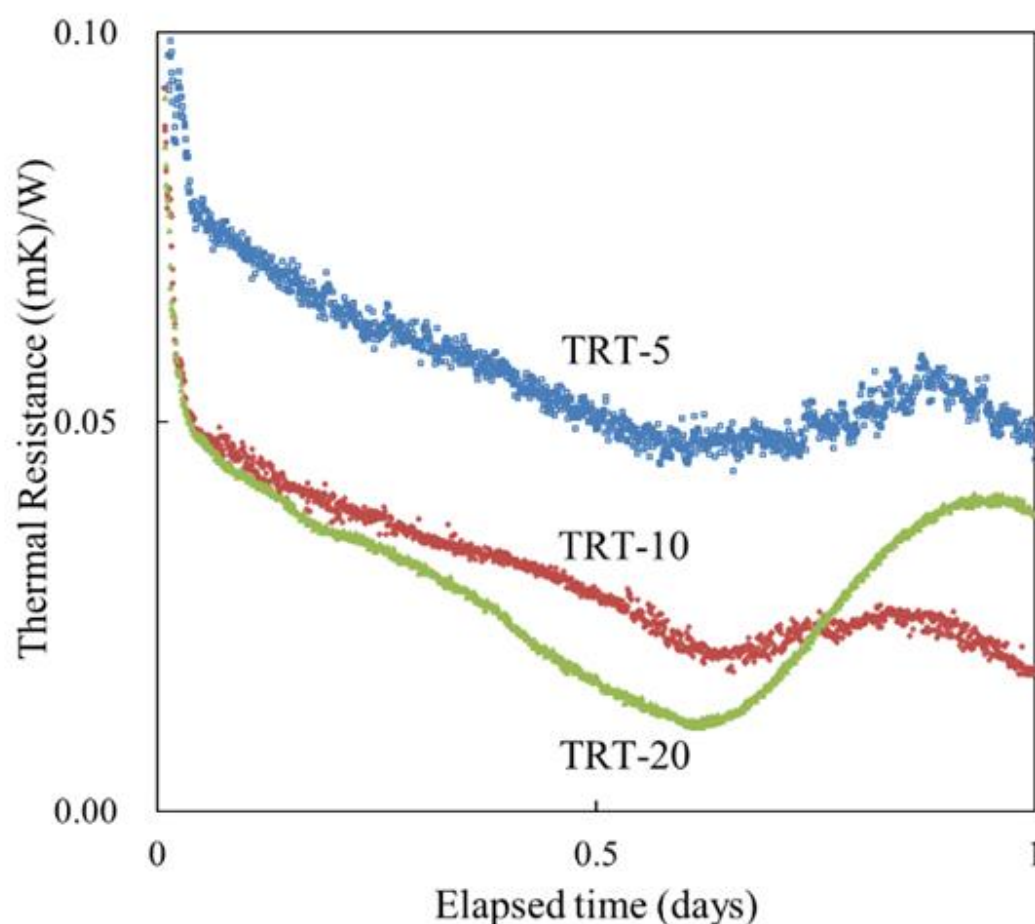


Fig.5-3 Comparison of thermal resistance in TRT-5, TRT-10 and TRT-20.

#### 5-4 温度一定循環試験

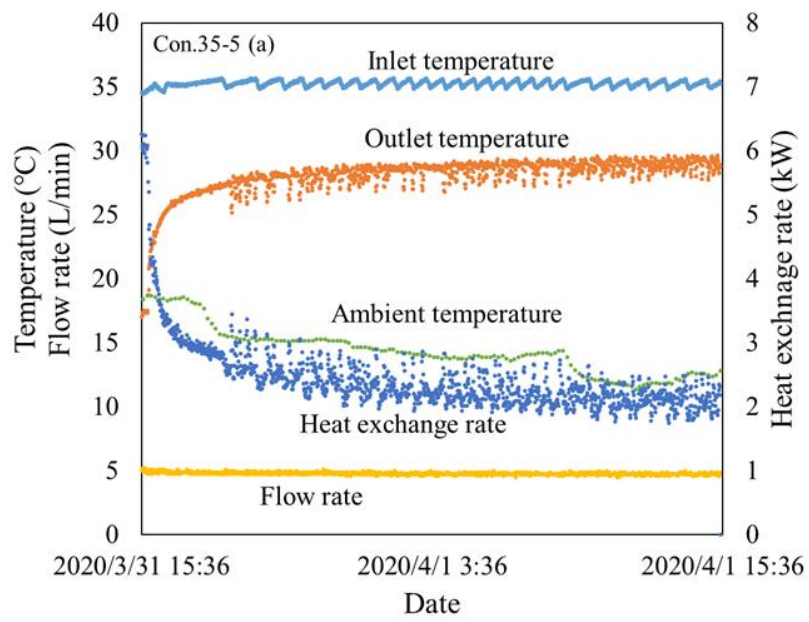
サーモスタットに接続した加熱用ヒーターで水タンク内の温度を  $35^{\circ}\text{C}$ 一定になるように調整し、24 時間の温度一定循環試験を実施した。Table 5-1 に試験の概要一覧を示す。はじめに、異なる循環流量が与える単管式 GHE の熱交換挙動に与える影響について調べるために、 $5\text{L/min}$ 、 $10\text{L/min}$ 、 $20\text{L/min}$  一定で熱媒体を循環させた。次に、循環方向が熱交換挙動に与える影響について検討するために、試験開始から 12 時間後、循環方向を逆方向に切り替えて試験を行った。最後に、単管式 GHE の流路を制限して、循環流速を上げることで対流熱伝達率の改善に伴う単管式 GHE の熱交換量増進を検証するために、単管式 GHE の内側に  $25\text{A}$  のポリエチレン管を内管として挿入した上で、 $5\text{L/min}$ 、 $10\text{L/min}$ 、 $20\text{L/min}$  一定で熱媒体を循環させた。

**Table 5-1 Conditions of seven temperature constant circulation tests applying constant inlet fluid temperature.**

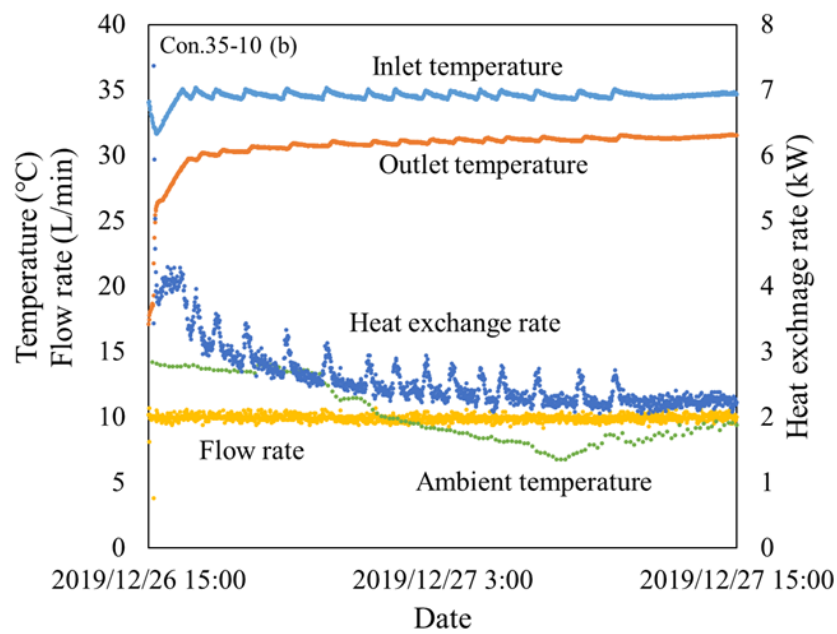
Date	Test	Flow rate (L/min)	Note
2019/12/9~12/10	Con.35-20	20	
2019/12/26~12/27	Con.35-10	10	Change flow rate
2020/3/31~4/1	Con.35-5	5	
2020/4/20~4/21	Cha.Con.35-20	20	Change of flow direction at elapsed 12 hours
2020/5/5~5/6	Ins.Con.35-20	20	
2020/5/9~5/10	Ins.Con.35-10	10	Change flow rate with insertion
2020/5/14~5/15	Ins.Con.35-5	5	

GHE 中の熱媒体の循環流量を 5L/min, 10L/min, 20L/min にしたときの各温度一定循環試験を Con.35-5, Con.35-10, Con.35-20 と称し, 各試験の入口温度, 出口温度, 循環流量, 熱交換量および外気温の変化を Fig.5-4-1, Fig.5-4-2, Fig.5-4-3 に示す。試験開始時の入口温度に着目すると, 入口温度が 35℃より低い値を示しているが, これは地中に埋設した単管式 GHE 内部の水が循環開始と共に水タンクに流入し, 循環流量に比例して水タンク内の温度が急激に下がるためである。しかし, 循環流量が最も大きい Con.35-20 でも試験開始から約 2 時間で水タンク内の温度が 35℃付近で安定した。熱交換挙動に関して, 全ての試験でサーモスタットの温度調整により入口温度と出口温度の温度差が一時的に大きくなることで熱交換挙動が所々乱れているように見えるが, これは入口温度の変化に対する出口温度の応答の遅さによるものであり, 熱交換量を評価する上で瞬間的な現象であることから無視できるものと考えられる。次に各試験結果より計算した熱交換挙動の比較を Fig.5-5 に示す。Fig.5-5 より循環流量の増加に比例して熱交換量が向上しており, 前章で述べた熱抵抗値が循環流量に反比例して改善した結果と相関性がある。しかし, 循環流量を 5L/min から 10L/min に増加させたときの熱抵抗値の改善率の大きさは熱交換挙動から明瞭な傾向が表れなかった。これは, 試験の実施日によって気象条件の違いにより水タンクに与える影響が異なったこと, そして試験を実施した季節の違いにより単管式 GHE の周辺地中温度が異なったことが熱交換量挙動に変化を与えたためと考えられる。

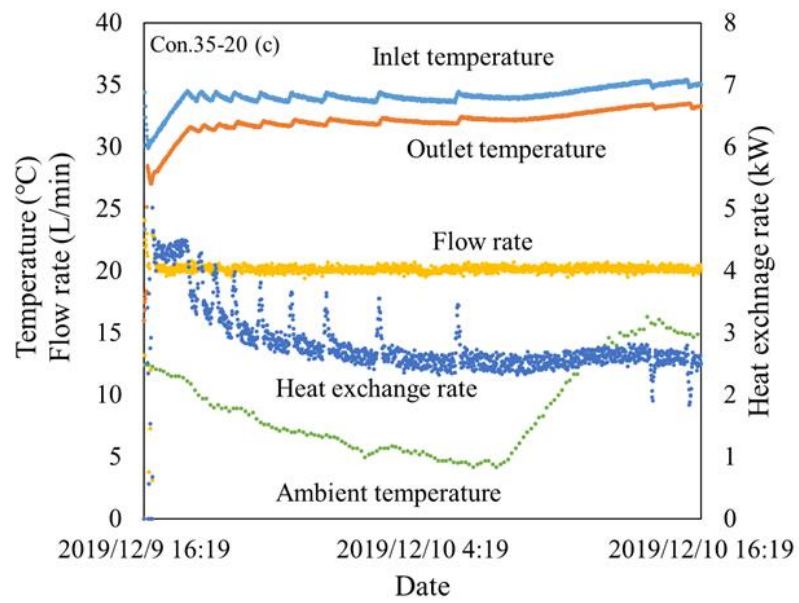




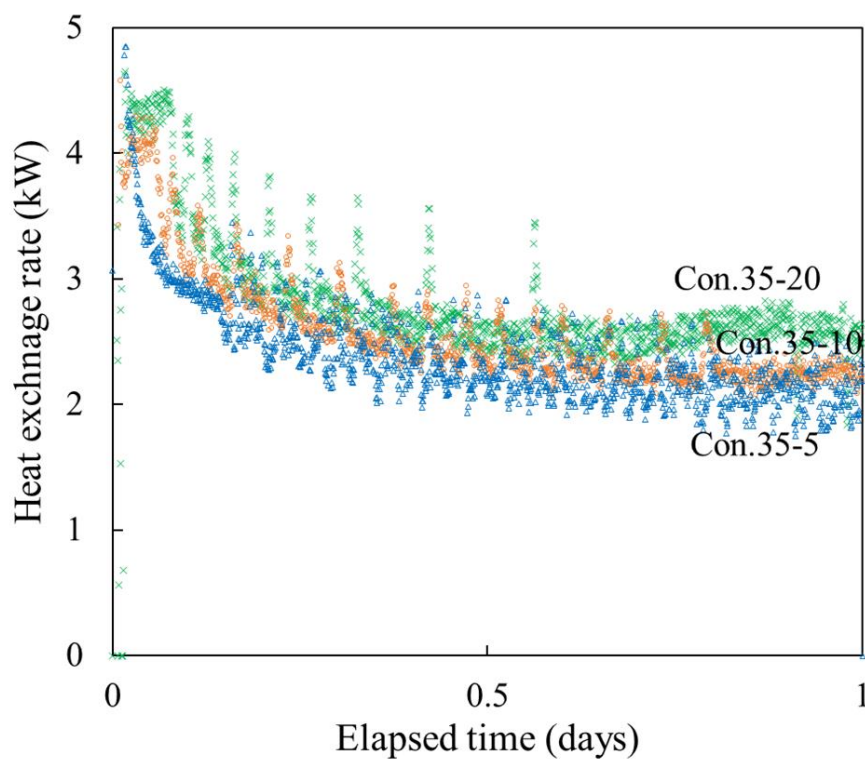
**Fig.5-4-1 Heat medium temperature, flow rate, heat exchange rate and ambient temperature in Con.35-5.**



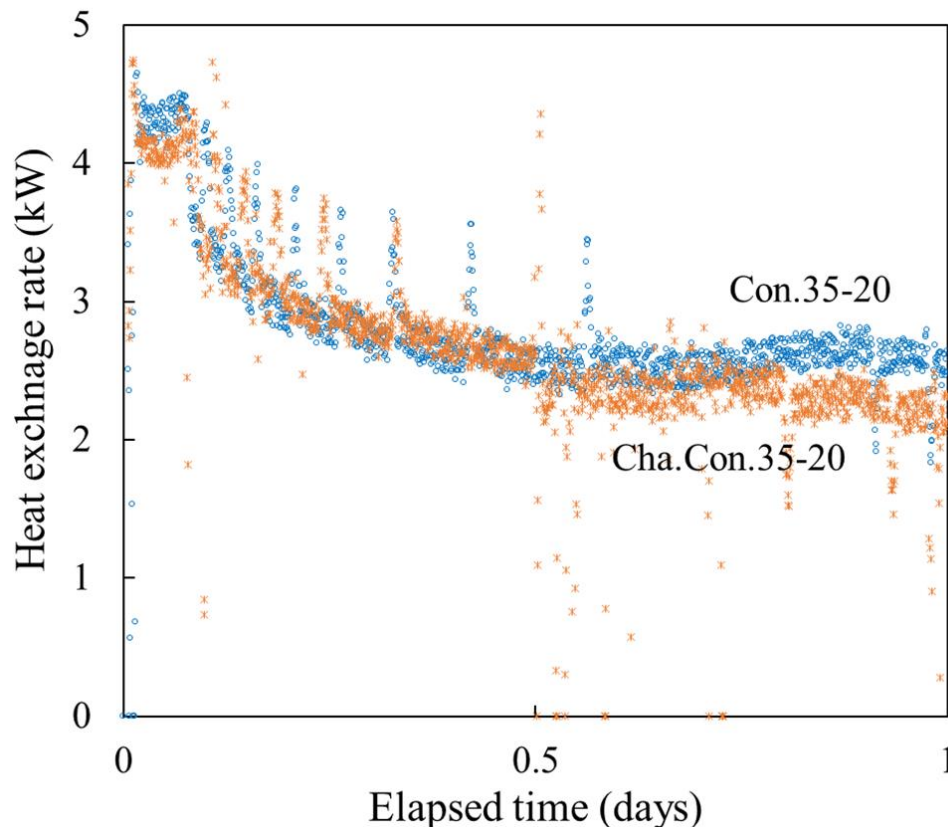
**Fig.5-4-2 Heat medium temperature, flow rate, heat exchange rate and ambient temperature in Con.35-10.**



**Fig.5-4-3 Heat medium temperature, flow rate, heat exchange rate and ambient temperature in Con.35-20.**



**Fig.5-5 Comparison of heat exchange rate in Con.35-5, Con.35-10 and Con.35-20.**



**Fig.5-6 Comparison of heat exchange rate in Con.35-20 and Cha.Con.35-20.**

GHE 熱媒体の循環流量を 20L/min とし、試験開始から 12 時間後に循環方向を反転させた試験を Cha.Con.35-20 と称し、循環方向が反転しないケースとして Con.35-20 と比較した熱交換挙動を Fig.5-6 に示す。循環反転前を正循環、循環反転後を逆循環と称すると、Cha.Con.35-20 における正循環時の熱交換挙動は Con.35-20 と同様な挙動を示したが、逆循環時の熱交換挙動は Con.35-20 と比較して低い水準で推移していることが分かる。原因として以下の理由が考えられる。正循環終了時の GHE 入口付近の地中温度は最も高くなる一方で、地中温度の変化量は GHE 出口に向かって徐々に小さくなる。すなわち熱媒体温度と地中温度の温度差は、循環時において常にほぼ一定の値で維持される。しかし逆循環時には正循環時とは地中温度の条件が逆転するため単管式 GHE 出口に近づくに従って温度差が徐々に小さくなり GHE の後半部分に向かって熱交換量が減少したことから、逆循環により熱交換能力の水準が下がったと考えられる。同様の現象が他の研究でも指摘されている。たとえば、Fujii et al.<sup>2)</sup>は二層構造（上層：-1.5m，下層：-2.0m）に敷設した Slinky-coil 式水平型 GHE における最適な循環方向について暖房シミュレーションを通じて検討した。その結果、下層から上層に

向かって循環したケースが最も効率的な熱媒体温度挙動を示し、熱媒体温度と地中温度の温度差が大きい層から小さい層に向かう流れを最適な循環方向とした。したがって、上記の研究結果を考慮すると、単管式 GHE における短期間の循環方向の反転は熱交換能力向上において効果的ではないが、温度差の観点から冷暖房運転切り替え時には循環方向の反転が単管式 GHE の熱交換能力改善に有効であると推定される。

単管式 GHE に 25A のポリエチレン管を挿入した上で、GHE 熱媒体の循環流量を 5L/min, 10L/min, 20L/min にしたときの各温度一定循環試験を Ins.Con.35-5, Ins.Con.35-10, Ins.Con.35-20 と称し、内管を挿入しないケースとして Con.35-5, Con.35-10, Con.35-20 でそれぞれ比較した熱交換挙動を Fig.5-7-1, Fig.5-7-2, Fig.5-7-3 に示す。なお、内管の設置に際してセンターリングは行っていない。Ins.Con.35-10, Ins.Con.35-20 に関しては、内管を挿入しないケースとほぼ同様の熱交換挙動が観測された。Ins.Con.35-5 では熱交換挙動が温水タンクの温度調整の乱れにより熱交換挙動が小刻みに上下しているが、試験開始時からの熱交換量推移に着目すると、乱れの下振れは温度調整による温度応答の影響であることが考えられる。したがって、いずれの試験でも熱交換量挙動は内管を挿入しないケースとほぼ同様の挙動を示しており、内管を挿入による熱交換量増進が認められなかった。

次に、熱媒体の流れの状態に着目し、以下に示す式(5-2)よりレイノルズ数を計算した。なお、計算の際には動粘性係数の温度依存性を考慮した。

$$Re = \frac{vD_h}{\nu} = \frac{QD_h}{\nu A} \quad (5-2)$$

ただし、

$v$ : 熱媒体の平均流速	[m/s]
$D_h$ : 水力直径 (円管の場合, GHE の内径)	[m]
$\nu$ : 熱媒体の動粘性係数	[m <sup>2</sup> /s]
$Q$ : 熱媒体の体積流量	[m <sup>3</sup> /s]
$A$ : GHE の流路断面積	[m <sup>2</sup> ]
$Re$ : レイノルズ数	[-]

その結果、内管無しのケースにおけるレイノルズ数は、Con.35-5, Con.35-10,

Con.35-20 でそれぞれ 2,664, 5,327, 10,655 である。一方で、内管有のケースにおけるレイノルズ数の計算に関しては、挿入した内管の内部は空気で満たされているため、内管が単管式 GHE 内部で上方方向に偏心していると考えられ、水力直径を決定することが困難である。そこで、内管無しのケースと同程度の熱交換能力を示したことを考慮し、逆算的に水力直径を求めた結果、内管挿入時の水力直径がおよそ 30.4mm と推定された。これは内管挿入無し（水力直径 52.4mm）と比較して、水力直径がおよそ 58% と大きく減少し、流速が増加しても流れの状態が遷移しにくいことを示している。結果として、内管挿入による熱交換量増進が認められなかった原因は、内管を挿入することで流路断面積の減少により流速がおよそ 73% 増加するが、流路断面積の形状の変化により流れの状態を決定する要素の一つである水力直径が減少するためと推測される。

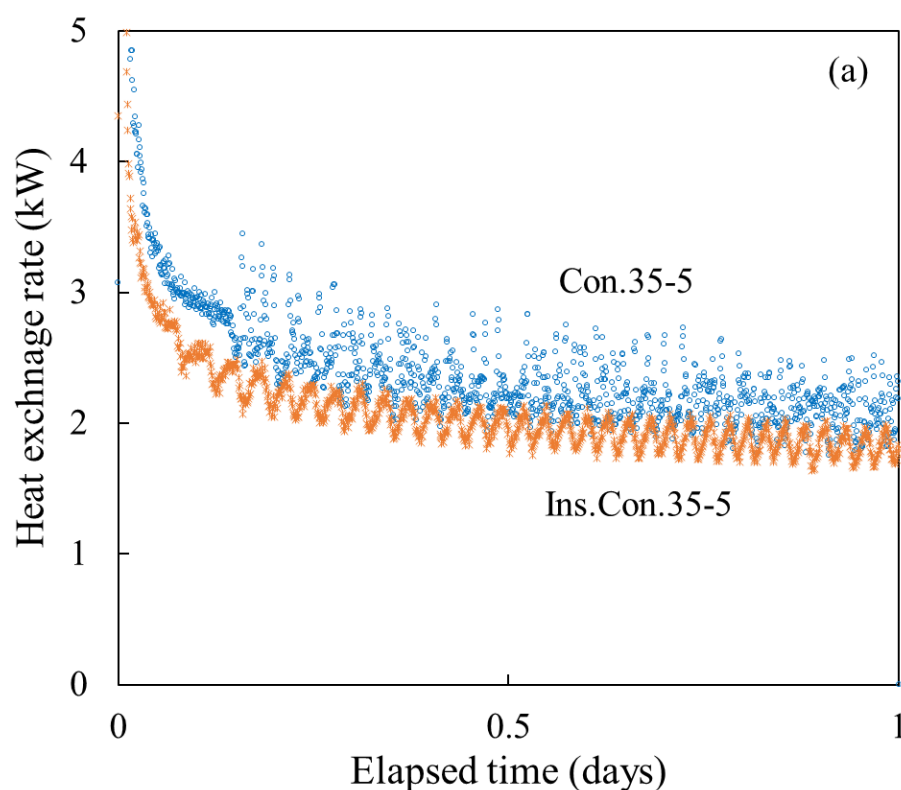


Fig.5-7-1 Comparison of heat exchange rate in Con.35-5 and Ins.Con.35-5.

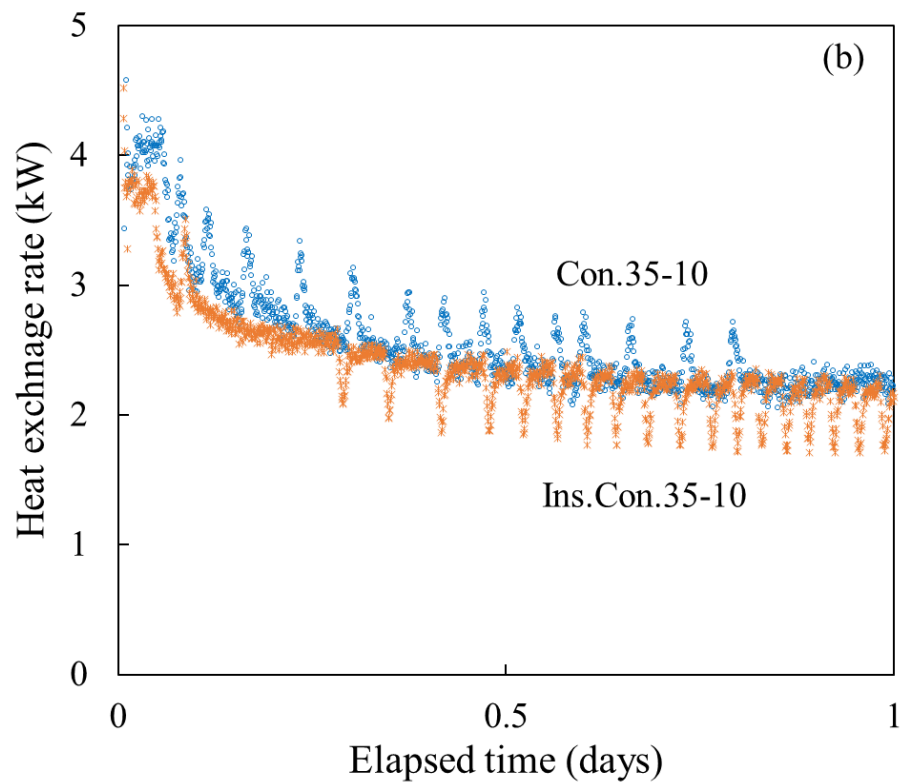


Fig.5-7-2 Comparison of heat exchange rate in Con.35-5 and Ins.Con.35-10.

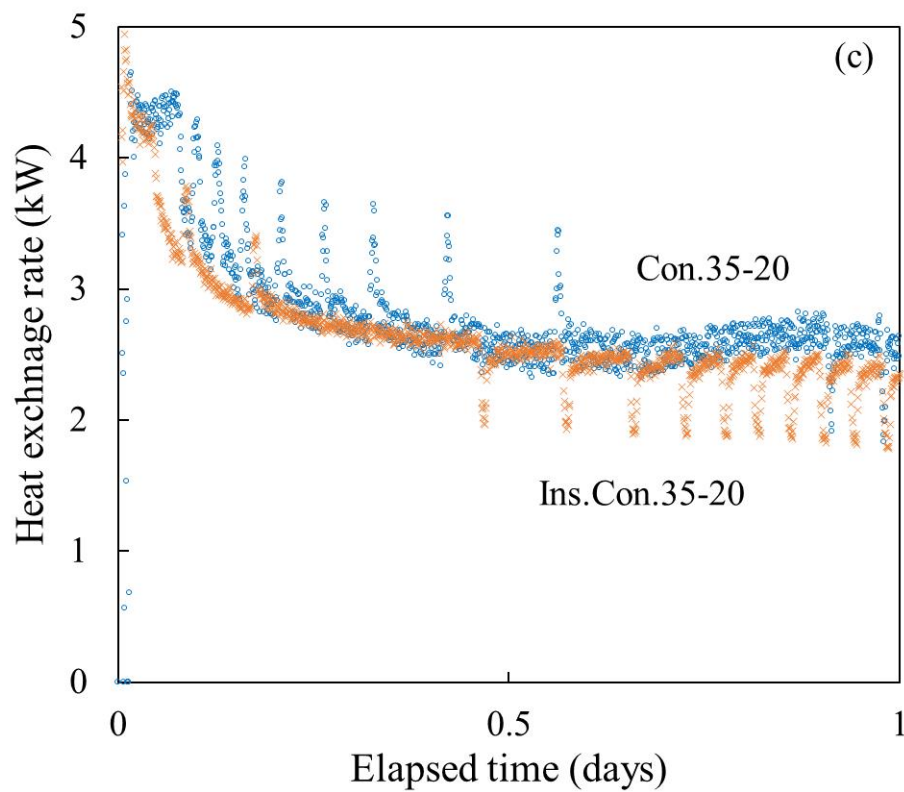


Fig.5-7-3 Comparison of heat exchange rate in Con.35-5 and Ins.Con.35-20.

## 5-5 数値シミュレーション

単管式 GHE の熱交換能力および最適な循環流量について検討するために単管式 GHE および周辺地盤の数値モデルを用いて、温度一定循環試験をベースにした感度計算と TRT をベースにした感度計算の 2 つを実施した。本節では、前章で構築した単管式 GHE および周辺地盤の数値モデルを使用した。

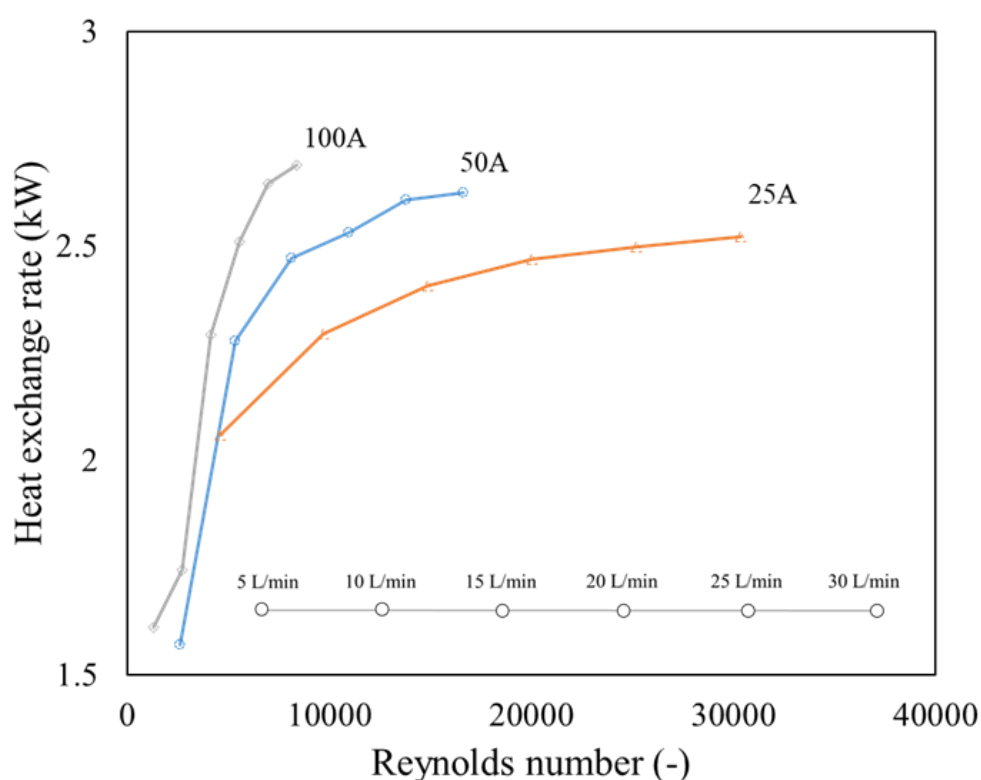
感度計算を通じて単管式 GHE の熱交換能力について検討するために循環流量および GHE 呼び径の 2 つをパラメータとし、各 GHE 呼び径における循環流量と熱交換量の関係について検討した。感度計算の条件は本研究で実施した温度一定循環試験と同一とし、計算条件を以下に示す。

- ・ 入口温度 : 35℃
- ・ 計算期間 : 1 日
- ・ パラメータ 1 (循環流量) : 5, 10, 15, 20, 25, 30L/min
- ・ パラメータ 2 (呼び径) : 25A, 50A, 100A

なお、各呼び径の内径および外径は 25A が ID/OD:28.3mm/34.0mm, 50A が ID/OD:52.4mm/60.0mm, 100A が ID/OD:102.2mm/114.0mm である。数値モデルの初期地層温度に関しては、年間を通じて地表面付近浅層から恒温層への垂直方向の温度分布が比較的線形を示す春(4月)の浅部地中温度で設定した。温度の境界条件に関しては、気象条件の影響を考慮して数値モデル上面に相当外気温度 (Sol-Air Temperature (SAT)) を入力した。SAT は日射, 風速などを考慮した地表面の実温度に相当する温度の計算値である。数値モデルの下面には本試験フィールドである佐賀市の年平均気温を考慮して 19.5℃を入力した。以上の条件下で感度計算を実施し、出力した単管式 GHE の出口温度からシミュレーション終了時間における熱交換量を算出した。

各 GHE 呼び径における循環流量で換算したレイノルズ数と熱交換量の関係を Fig.5-8 に示す。なお、図中のバーは各 GHE のプロットに対応して流量を示している。いずれの GHE もレイノルズ数に比例して熱交換量が増加するが、その増加率が徐々に横ばい状態になった。最終的な最大熱交換量は各 GHE 呼び径の熱交換表面積に比例して増加するがそのために必要な循環流量も増加すると考えられる。





**Fig.5-8 Relationship between Reynolds number and heat exchange rate.**

次に、熱交換量の増加率が最も高いときのレイノルズ数の変化域に着目すると、それらの変化域は 25A, 50A, 100A でそれぞれ 4,603～9,712 (5L/min から 10L/min), 2,599～5,329 (5L/min から 10L/min), 2,732～4,123 (10L/min から 15L/min) であった。熱媒体の流れが層流状態から乱流状態に遷移するレイノルズ数の変化域で熱交換量が急激に増加しており、前述の TRT 解析結果における GHE 呼び径 50A の熱抵抗値が循環流量を 5L/min から 10L/min の変化で大幅に改善した結果と相関性がある結果となった。

最後に円管内の熱媒体の流れが層流状態から完全な乱流状態に遷移しない場合に注目すると、100A における 5L/min から 10L/min に変化したときの熱交換量の増加率は 8% であり、そのレイノルズ数の変化域が 1,309～2,732 であった。この増加率の値は層流から乱流状態に変化する 10L/min から 15L/min 変化の増加率 32% と比較して非常に小さく、層流状態における循環流量の増加は熱交換量の増進に大きく影響しないことが推測される。以上の結果をまとめると、GHE 呼び径が大きいほど熱交換表面積が増加することから、径の大きい GHE の設置は熱交換量の増進に有効ではあるが、熱媒体の流れを層流状態から乱流状態にす



る必要があり，それに要する循環流量も比例して増加することが示された。

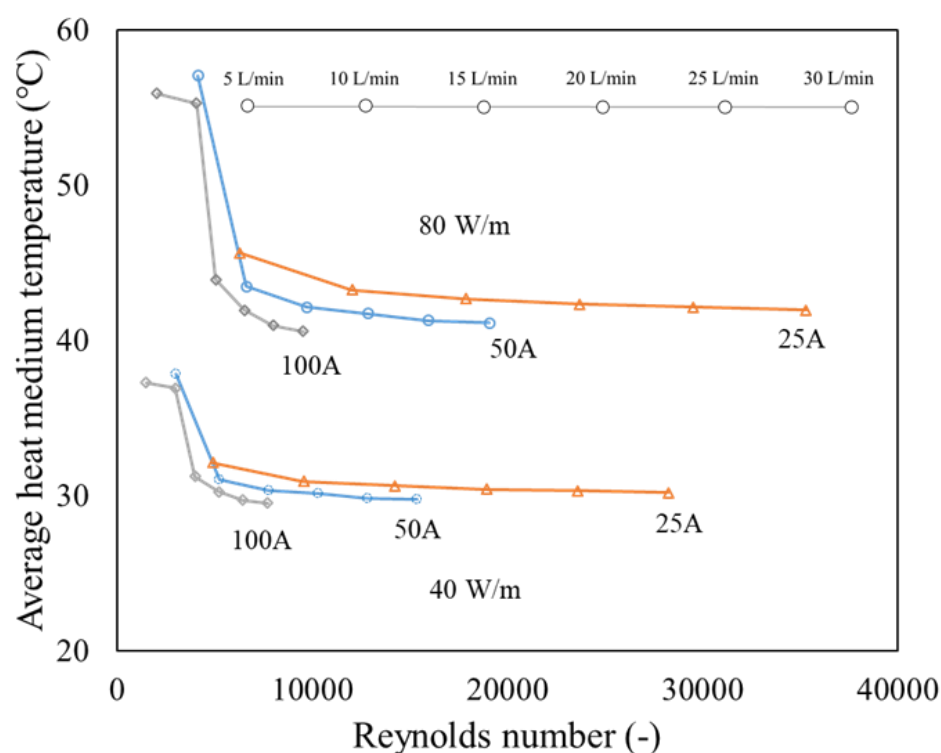
次に，感度計算を通じて単管式 GHE における最適な循環流量を評価するために熱負荷，循環流量および GHE 呼び径の 3 つをパラメータとし，各 GHE 呼び径における循環流量と熱媒体温度の関係を求めた。感度計算の条件は本研究で対象とした TRT をベースにし，感度計算の条件を以下に示す。

・ 計算期間	: 1 日
・ パラメータ 1 (熱負荷)	: 40, 80W/m
・ パラメータ 2 (循環流量)	: 5, 10, 15, 20, 25, 30L/min
・ パラメータ 3 (呼び径)	: 25A, 50A, 100A

なお，数値モデルは 6-5-(1)節で使用したモデルと同一であり，温度の初期条件および境界条件も同様である。以上の条件下で，GHE 平均熱媒体温度（入口温度＋出口温度／2）を出力し，シミュレーション開始から終了までの GHE 平均熱媒体温度の平均値を算出した。

各 GHE 呼び径における循環流量で換算したレイノルズ数と GHE 平均熱媒体温度の関係は，Fig.5-9 に示すように Fig.5-8 に示した熱交換量の結果と相関性をもつ結果となった。はじめに熱負荷の違いに着目すると，熱負荷が 80W/m のケースでは，各 GHE の平均熱媒体温度は 40W/m のケースと比較して呼び径の違いによる熱媒体温度差が大きくなった。これは径の大きい GHE ほど熱媒体の熱容量が増加するため，熱媒体温度の上昇がより緩やかになると考えられる。しかし，大口径の GHE は熱負荷が大きいほど低量の循環時に平均熱媒体温度が極めて高くなることから，流量の調整により流れの状態を乱流にすることが重要であると推測される。

次に循環流量の違いでは，いずれの GHE も循環流量が増加することで熱媒体温度が低下するが，レイノルズが 5,000 以上のケースにおける熱媒体温度の低下量は顕著に小さくなった。この結果から循環流量を増加しても GSHP システムのエネルギー効率は改善せずに，むしろ循環ポンプの消費電力の増大により GSHP システム全体のエネルギー効率が低下する可能性が考えられる。したがって，熱負荷 40W/m のケースにおける GHE25A，GHE50A および GHE100A における最適な循環流量はそれぞれ 5~10L/min，10~15L/min，15~20L/min であると推測された。



**Fig.5-9 Relationship between Reynolds number and average heat medium temperature.**

最後に GHE の選定に関して、径の大きい GHE ほどコストが高く GSHP システムの初期費用を増加させることから、本試験フィールドでは熱交換能力および経済性の観点から GHE25A の設置が最もコストパフォーマンスに優れると考えられる。しかし、本試験フィールドの地盤の見かけ熱伝導率は  $0.9\text{W}/(\text{mK})$  と低いことから、大口径の GHE の熱交換表面積による熱交換能力の改善の程度が小さかったと考えられる。フィールドの条件次第では、各 GHE の熱交換能力差が地盤の見かけ熱伝導率と熱交換表面積に依存して大きく開き、大口径の GHE が初期費用の削減により効果的となる可能性が考えられる。

## 5-6 まとめ

第 5 章では HDD 工法で設置した単管式 GHE における TRT の適用性、熱交換能力および水平坑のサイズに応じた最適な循環流量について検討するために、佐賀市に位置する㈱バイオテックスの敷地内において TRT および温度一定循環試験、単管式 GHE の数値モデルを用いた感度計算を行った。循環流量を変化さ

せながら行った 3 回の TRT の結果より推定された見かけの熱伝導率は、いずれもヒストリーマッチング法で推定された見かけの熱交換伝導率と概ね近似した値を示したことから、TRT の実用性の意義は十分にあると判断した。次に、各 TRT 結果より算出した熱抵抗値の挙動より、循環流量が増加することで単管式 GHE の熱抵抗値が減少することがわかった。また、循環流量別の温度一定循環試験では、循環流量が増加することで GHE の熱交換量が増加したことから、TRT 解析結果を併せると、循環流量が増加することで GHE の熱交換能力が向上することを確認した。温度一定循環試験において、循環方向を反転させたケースでは逆循環によって熱交換量が増加することは確認されなかったが、これは反転後に GHE 熱媒体温度と地中温度の温度差が GHE 出口に向かって小さくなるためと考えられる。内管を挿入したケースでも熱交換量の増加が確認されず、流速の増加と水力直径の長さの確保の両方が重要であると推測される。温度一定循環試験に基づく感度計算では、単管式 GHE において循環流量の増加に伴い熱媒体の流れが層流状態から乱流状態に遷移するときに最も熱交換量が増進し、流れが層流状態で変化しない場合では熱交換量の増加量が小さいことが考えられる。また、GHE の径の大きさに比例して熱交換能力が向上するが、その能力を発揮するために必要な循環流量が増加することが推測される。そして、TRT に基づく感度計算では、循環流量の増加による熱媒体温度の改善の程度を考慮した結果、本試験フィールドにおける最適な循環流量は 10L/min と推定された。さらに、本試験フィールドでは呼び径 25A の GHE を使用が初期費用の削減に繋がると推測される。

## 第 6 章 総括

### 6-1 各章のまとめ

本論文では、GSHP システムの初期投資費用の削減を目的として水平型 GHE の熱交換能力を向上させるための研究を行った。同 GHE の熱交換能力の向上のために、3 種の地表面被覆下の GHE の熱交換能力の評価を行った。フィールド試験により芝生面やアスファルト面が水平型 GHE の熱交換挙動に及ぼす影響が異なることを明らかにした。その後、数値モデルにより冷暖房運転需要を把握した上で適した地表面被覆を選択することで、水平型 GHE の熱交換能力が向上し、さらには GSHP システムの成績係数が改善されることを推測した。次に、革新的なアプローチとして HDD 工法による単管式 GHE の熱交換能力を評価した後、最適設置深度の決定手法および HDD 工法の経済的実用性について検討した。はじめに、フィールド試験および数値シミュレーションを通じて単管式 GHE の基礎的な特性を明らかにした。そして、HDD 工法により任意の深度に GHE の設置が可能な利点に着目し、熱伝導の解析解を用いて地中熱源温度の観点に基づいた水平型 GHE の最適設置深度を推測した。最後に、数値シミュレーションを通じて他の GHE と比較した結果、HDD 工法による GHE の初期投資費用が最も安価であり、その経済的実用性を明らかにした。

各章において得られた成果は以下の通りである。

第 1 章「序論」では、世界的に環境問題が深刻になった背景から GSHP システムの重要性について説明した。GSHP システムの概要および地中熱利用の概要について述べた後に、水平型 GHE に係る研究を翻って、現在の GSHP システムに関する研究の課題について明確にした。そして、それらを解決するための、本論文の目的と流れについて述べた。

第 2 章「地表面被覆を考慮した水平型 GHE におけるフィールド試験および数値シミュレーション」では、秋田大学・手形キャンパスに設置した地表面被覆が異なる 3 系統の水平型 GHE を用いたフィールド試験および数値シミュレーションの結果について述べた。得られた結果を以下に示す。

1. アスファルト面、裸地面、芝生面下の 1m 深地温を測定した。結果、地表面被覆の影響により各地表面被覆下の地中温度が異なることが示された。
2. 地表面被覆が異なる 3 系統の水平型 GHE を用いた TRT を行い、芝生面をも

つ水平型 GHE の熱交換挙動が優れることが示された。

3. 芝生面および裸地面において、地表面から直下 5cm における含水率は、芝生面下が裸地面と比較して高いことが確認された。
4. FEFLOW ver7.0 を用いて地表面被覆の熱収支を考慮した Slinky-Coil 式水平型 GHE の数値モデルを構築し、TRT のデータに基づくヒストリーマッチングを通じて、GHE および周辺土壌を考慮した数値モデルの妥当性が確認された。
5. 数値モデルを用いた各地表面被覆を想定した冷暖房シミュレーションにより、水平型 GHE が地表面近くに設置されるほど、各地表面被覆同士で熱媒体温度挙動の違いが大きくなることが示された。
6. 冷暖房シミュレーションの結果を用いて各地表面被覆下の水平型 GHE の COP を計算した結果、芝生面における GHE の COP は、アスファルト面と比較して 1.1 倍の改善されることが示された。

第 3 章「非開削工法を用いて設置した U 字管および単管式水平型地中熱交換器のフィールド試験」では、佐賀県佐賀市において HDD 工法により単管式 GHE および U 字管 GHE を設置後、フィールド試験の結果について述べた。得られた結果を以下に示す。

1. HDD 工法にて単管式 GHE を埋設後、TRT を実施した結果、見かけの熱伝導率が  $0.90\text{W/m/K}$  と推定された。
2. 単管式 GHE と U 字管 GHE を比較した結果、単管式 GHE は、U 字管型よりも熱交換能力が高いことが明らかにされた。
3. 単管式 GHE に光ファイバー温度計を内挿し、TRT を行った結果、坑井内温度プロファイルより、GHE 入口から出口にむかって温度が減少することが示され、特に深度によってその減少幅に違いがあることが明らかにされた。

第 4 章「数値シミュレーションモデルの構築と感度計算」では、単管式 GHE を対象とする光ファイバー温度計を用いて実施した TRT 結果に基づき数値モデルの高度化を試みた。その後、数値シミュレーションより単管式 GHE の最適設置深度について検討した。得られた結果を以下に示す。

1. FEFLOWver7.1 を用いて非構造メッシュで構成された単管式 GHE および周辺土壌の数値モデルを構築後、TRT の結果に基づいたヒストリーマッチングを通じて、同モデルの妥当性が明らかにされた。
2. 呼び径が異なる GHE を用いて GHE の入口温度が一定の条件下で熱交換量を計算した。その結果、呼び径が大きい GHE ほど熱交換量が増加することが示された。
3. GHE の水平方向の長さが異なる場合において入口温度が一定の条件における熱交換量を計算結果、GHE の水平方向が長くなるほど GHE の単位長さ当たりの熱交換量は減少することが示された。
4. 地盤に地下水流れが存在する場合において、異なる地下水流速のもと GHE の入口温度が一定の条件下で熱交換量を計算した。その結果、地下水流速が速くなるほど熱交換量は大幅に増加することが推測された。
5. 地下水流れの方が GHE に対して直交、もしくは並行であるときに、GHE の入口温度が一定の条件下における熱交換量を計算した結果、地下水流れが直交する場合に熱交換量が劇的に増加することが示された。
6. FEFLOWver7.1 を用いて従来の GHE としてシングル U 字管、ダブル U 字管、同軸管型 GHE、Slinky-Coil 式水平型 GHE を数値モデリングし、既に構築した単管式 GHE と併せて、採熱シミュレーションを行った結果、従来の GHE における単管式 GHE の熱交換能力と相当する GHE 長さが示された。
7. 採熱シミュレーションの結果より、単管式 GHE と従来の GHE の熱交換能力が同等の場合における各 GHE 長さから坑井掘削費用を推定した結果、HDD 工法にて埋設する単管式 GHE のコストパフォーマンスが最も優れた結果が示された。
8. 全ての GHE において、坑井掘削費用および不凍液、埋設管を考慮した設置コストを算出した結果、HDD 工法にて埋設する単管式 GHE のコストパフォーマンスが最も優れる結果が示された。
9. GHE の設置深度が異なる場合の冷暖房シミュレーションを行った結果、不易層に設置された GHE と比較して 5m 深に設置された GHE において最も優れた熱交換挙動が示された。
10. 冷暖房シミュレーション結果に基づいて、異なる深度に設置された GHE の COP を計算した結果、5m 深に設置された GHE は、不易層に設置された GHE と比較して、およそ 1.5% 改善されることが示された。

11. 各深度の地中温度を計算した結果、5m 深地温は位相差がおよそ 150 日、振幅が 1.0°C以上あることが示された。
12. 10 年間の冷暖房シミュレーションでは、5m 深に設置された GHE は長期間においても、不易層と比較して高い熱交換能力を維持されたことが示された。
13. 10 年間の冷暖房シミュレーションでは、不易層に設置された GHE は、5m 深に設置された GHE と比較して蓄熱性能に優れることが推測された。
14. 熱負荷が異なる冷暖房シミュレーションにおいては、熱負荷が高い場合においても 5m 深に設置された GHE は、その高い熱交換能力を維持されたことが示された。
15. 地中温度の振幅が異なる場合において、5m 深に設置された GHE の冷暖房シミュレーションを行った。その結果、地中温度の振幅が大きくなるほど GHE の熱交換能力が向上することが示された。
16. 最適設置深度の推定手法について検討した結果、熱伝導の微分方程式に基づく解析解より GHE の最適設置深度を推定する手法が有効であることが推測された。
17. 日本国内の全土で浅部地層に GHE の熱交換能力を改善する深度帯の存在が推測された。
18. U 字管式 GHE の数値モデルを構築後、ヒストリーマッチングを実施し、同モデルの妥当性が明らかにされた。
19. 排熱シミュレーションより、単管式 GHE は U 字管式と比較して熱干渉が生じないことから熱交換能力が高いことが推測された。

第 5 章「複数条件下における単管式地中熱交換器のフィールド試験と数値シミュレーション」では、温度一定循環装置を追加設置し、同装置を用いたフィールド試験と数値シミュレーションの結果を通じて、HDD 工法における TRT の適用性、GHE の最適な循環流量について述べた。また循環方向の反転や内管挿入が熱交換能力の向上に及ぼす影響について検討した。得られた結果を以下に示す。

1. 単管式 GHE を用いて異なる循環流量下で TRT を行った結果、循環流量が増加するほど GHE の熱抵抗値が改善されることが示された。
2. 異なる循環流量下で TRT の解析を行った結果、見かけの熱伝導率はおよそ

0.9W/m/K を示し、TRT の適用性の高さが推測された。

3. 異なる循環流量下で温度一定循環試験を行った。その結果、循環流量が増加するほど熱交換量が増加することが示された。
4. 温度一定循環試験中に循環方向を反転させた結果、GHE の熱交換量の増加が認められなかった。
5. 単管式 GHE に内管を挿入した結果、GHE の熱交換量の増加が認められなかった。
6. 数値モデルを用いて異なる呼び径の GHE、異なる循環流量下で GHE の入口温度が一定の条件のもとで熱交換量を計算した結果、高循環時には大口径の GHE ほど熱交換量が増加することが示された。一方で、低量循環では小口径の GHE が高い熱交換能力を有することが推測された。

## 6-2 本論文の総括

上述の各章のまとめより、本論文について総括した。本論文では、GSHP システムの課題としてハード面の改善を掲げており、地表面被覆の研究と HDD 工法の研究のいずれも、水平型 GHE の熱交換能力の改善が達成され、課題の解決に向けた一助になると予想される。

地表面被覆に着目した研究では、フィールド試験を通じて芝生面の整備が水平型 GHE の熱交換能力を向上させたことを明らかにした。また、数値シミュレーションより、アスファルト面が水平型 GHE の熱交換能力を改善されたことを示した。しかし、研究の成果を実際の GSHP システムに反映させるためには、汎用性のある設計ツールにおいて地表面被覆の効果を定量的評価し、システムの運転挙動の計算結果に反映させるモジュールを開発する必要があるだろう。地表面被覆の研究に関しては、その成果が研究止まりであることから、今後は地表面被覆の効果をより簡易的に評価する手法の開発が望まれる。

HDD 工法に着目した研究において、フィールド試験および数値シミュレーションを通じて明らかにされた単管式 GHE の熱交換能力およびコストパフォーマンスは、既存の GSHP システムのコスト面の概念を覆すような革新的なアプローチであると考えられる。革新的なアプローチであるが故に、本研究の成果では GSHP システムにおける HDD 工法の実用化において、地上配管の問題や GHE の最適な設置形式などの施工面上で多くの不明な点を残している。これまでの従来 GHE の知見を応用することでその解析を段階的に進めていくが比較的容易で



あると予想されるが，より研究が促進されるためには民間企業や他の研究機関が多く参入することが望まれる。地表面被覆と同様に，実務で貢献するような筋道を構築することが重要であり，本論文の研究成果が現時点で独り立ちしている状態にある。HDD 工法は国内の GSHP システムの導入ポテンシャルを押し広げ，システムの普及を加速させる技術であることは間違いないことから，今後は設計ツールの開発，もしくは拡張や単管式 GHE を一つの掘削孔に複数に埋設する多重管式 GHE，それに伴うスパーサーの開発など，実用化を念頭に置いた研究を展開することが必要不可欠である。

## 謝辞

本論文は、筆者が学部 4 年次にエネルギー資源工学研究室に所属してから博士課程 2 年次前期までの研究成果を取りまとめものです。筆者が博論執筆完成に至るまでにご指導・ご協力を頂いた皆様に深く感謝申し上げます。

本論文作成にあたり、秋田大学大学院国際資源学研究科・藤井光教授より熱心なご指導とご助言をいただきました。藤井教授には、筆者が学部 3 年生後期からご指導していただき、研究のみならず人として立派になるよう叱咤激励をいただきましたことを心より感謝申し上げます。

また、秋田大学大学院国際資源学研究科技術部・小助川洋幸技術長には試験装置の作成や論文執筆の添削など多くのことをご協力いただいたことを心より感謝申し上げます。

そして、本論文の副査を務めて頂きました秋田大学大学院国際資源学研究科・長縄成美教授、川村洋平教授には審査の際に多くのご指摘とご指導をいただきましたことを感謝申し上げます。

また、学位審査中間報告の外部評価委員として本論文の作成に関してご助言を賜りました弘前大学井岡聖一郎教授に深く感謝申し上げます。

秋田大学大学院国際資源学研究科・阿部一徳助教には、研究やゼミのご指導、ご助力のみならず筆者のカリキュラムの調整など便宜を賜りましたことを感謝申し上げます。

秋田大学大学院国際資源学研究科・Mohammadzadeh Bina Saeid 助教には、研究やゼミのご指摘、ご助力のみならず英語の添削や論文の執筆など多くのご協力をいただきましたことを感謝申し上げます。

秋田大学大学院国際資源学・エネルギー資源工学研究室の修了・卒業生および在学生の皆様には筆者が人間的に成長するにあたってご支援していただきましたことを感謝申し上げます。

そして、本研究のフィールド試験を実行するにあたり、株式会社バイオテックスの原田烈社長および甲斐夕加里様には多大なるご支援とご協力をいただきましたことを心より感謝申し上げます。

また、筆者が博士後期 1 年のときにはイタリア・フェラーラ大学の Michele Bottarelli 准教授とラボメンバーの皆様には、大変お世話になりました。コロナ禍により短い期間ではありましたが、筆者にとって Michele 先生は研究者としての姿勢をご教示いただいた恩人です。また、イタリアから帰国する際には国政が

不安定であった中で帰国の途につくまでに多くの便宜を賜りましたことを深く感謝申し上げます。

本研究の遂行および本論文の取りまとめは、秋田大学リーディングプログラム「秋田大学レアメタル等資源ニューフロンティアリーダー養成プログラム」により実施させて戴きました。多大なるご支援を賜りましたリーディングプログラム関係者の皆様には深く感謝申し上げます。

最後になりましたが、筆者の大学進学から本論文の作成に至るまで、叱咤激励，経済的に支え続けた両親及び母方の祖母である畠山ハルエ様に心より感謝申し上げます。

本論文の成果が日本国内における GSHP システムの普及に繋がるような価値あるものに進化させることを，将来の筆者に託します。

## 参考文献

### 第 1 章

- 1) 気候変動の観測・予測及び影響評価統合レポート，気候変動とその影響 2012 年度版，環境省，2012.
- 2) 内閣府・非常災害対策本部，令和元年台風第 19 号等に係る被害状況等について，2020.
- 3) IPCC, Climate Change 2013 The Physical Science Basis, Intergovernmental Panel on Climate Change, Cambridge University Press, 2013.
- 4) UNFCCC, Kyoto Protocol, United Nations Framework Convention on Climate Change, 1998.
- 5) UNEP, The Emission Gap Report 2016, United Nations Environment Programme, 2016.
- 6) UNFCCC, Paris Agreement, United Nations Framework Convention on Climate Change, 2015.
- 7) 環境省・地球温暖化対策推進本部，日本の約束草案，2015
- 8) 経済産業省・資源エネルギー庁，ZEB（ネット・ゼロ・エネルギー・ビル）に関する情報公開について，  
[https://www.enecho.meti.go.jp/category/saving\\_and\\_new/saving/enterprise/support/index02.html](https://www.enecho.meti.go.jp/category/saving_and_new/saving/enterprise/support/index02.html)
- 9) 笹田政克，地中熱利用と ZEB -地中熱の ZEB 導入事例と計算方法-，建設工業調査会 No.183 建築編，23-27，2019.
- 10) 環境省，報道発表資料『地中熱利用にあたってのガイドライン 改定増補版』について，<https://www.env.go.jp/press/105282.html>
- 11) 経済産業省・資源エネルギー庁，第 5 次エネルギー基本計画，2018.
- 12) 笹田政克，地中熱利用の有効性と可能性，日本不動産学会誌 第 29 巻第 3 号，56-62，2015.
- 13) 江原幸雄，地熱エネルギー-地球からの贈りもの-，オーム社，179，2012.
- 14) 木内四郎兵衛，土壌気象の研究-恒温層深度と温度に関する考察-，地学雑誌 59 巻 3 号，88-92，1950.
- 15) Emory N. Kelmer, Heat for the Heat Pump, Heating, Piping and Air conditioning, 84-86, 1946.
- 16) 松本定男，カルノーサイクルの指導法，物理教育 28 巻 4 号，233-235，

1980.

- 17) 木下益雄, ヒートポンプとは, 電気學會誌 104 卷 12 号, 1115-1117, 1984.
- 18) 高砂熱学株式会社, 沿革 会社の歴史 (あゆみ), <https://www.tte-net.com/corporate/history/index.html>
- 19) 内閣府, 統計表一覧: 消費動向調査 平成 27(2015)年調査, <https://www.esri.cao.go.jp/jp/stat/shouhi/kekkanoyouten2015.pdf>
- 20) 川合秀直, III エネルギー変換技術の進展と研究動向 5.2 ヒートポンプ (5 熱エネルギーシステムの動向, III エネルギー変換技術の進展と研究動向, 平成 22 年における重要なエネルギー関係事項), 日本エネルギー学会誌 第 90 卷 8 号, 793-795, 2011.
- 21) サンポット株式会社, 地中熱ヒートポンプ GSHP-1001, <https://www.sunpot.co.jp/products/boiler/detail.php?id=2670>
- 22) 柴芳郎, 地下熱利用技術 4. 地下熱ヒートポンプ, 日本地下水学会誌, 53 卷, 219-227, 2011.
- 23) 長野克則, 地中熱ヒートポンプシステムに関する研究開発最前線, 地下水学会誌 第 54 卷第 2 号, 96-105, 2012.
- 24) Jones, F. Closed-Loop Geothermal Systems – Slinky Installation Guide. Rural Electric Research (RER) Project 86-1. IGSHPA, 58, 1995.
- 25) 藤井光・駒庭義人・糸井龍一・野口俊郎・野本卓也・小助川洋幸, Slinky-coil 式水平型地中熱交換器のフィールド試験, 日本地熱学会誌 第 32 卷 4 号, 219-228.
- 26) Michele Bottarelli, A preliminary testing of flat panel ground heat exchanger, International Journal of Low-Carbon Technologies 8, 80-87, 2013.
- 27) 後藤眞宏, 奥島里美, 三木昂史, 高杉真司, 舘野正之, 小間憲彦, 木村繁男, 小松信義, 流水中に設置したシート状熱交換器の熱交換特性と農業用水路への設置方法, 農研機構報告 農村工学部門 3, 29-41, 2019.
- 28) 地中熱利用促進協会, 2020 年補助金一覧, <http://www.geohpaj.org/wp/wp-content/uploads/2020hojyokin.pdf>
- 29) 長野克則 地下熱利用技術 2. 地下熱利用技術とは, 地下水学会誌第 53 卷 1 号, 2011.
- 30) 地中熱利用促進協会, 地中熱ヒートポンプシステムの普及状況,

<http://www.geohpaj.org/introduction/index1/diffusion>

- 3 1) 環境省, 平成 28 年度地中熱利用状況調査の集計結果,  
[http://www.env.go.jp/press/files/jp/103827/besshi\\_h28result.pdf](http://www.env.go.jp/press/files/jp/103827/besshi_h28result.pdf)
- 3 2) Lund, J.W. and D.H. Freeston, World-Wide Direct Uses of Geothermal Energy 2000, Geothermics 30, 29-68, 2001.
- 3 3) Lund, J.W., D.H. Freeston and T.L. Boyd, Direct Application of Geothermal Energy: 2005 Worldwide Review, Geothermics 34, 691-727, 2005.
- 3 4) Lund, J. W., D.H. Freeston and T.L. Boyd, Direct Utilization of Geothermal Energy 2010 Worldwide Review. Proceedings World Geothermal Congress 2010, Bali, Indonesia, 25-29, 2010.
- 3 5) Lund, J. W. and T.L. Boyd, Direct Utilization of Geothermal Energy 2015 Worldwide Review, Geothermics 60, 66-93, 2015.
- 3 6) Lund, J. W. and Toth, A. N, Direct Utilization of Geothermal Energy 2020 Worldwide Review, 2020.
- 3 7) 高杉真司, 地下熱利用技術 5. 地中熱ヒートポンプシステムの全体設計, 地下水学会 53 巻 3 号, 283-291, 2011.
- 3 8) ラディスラウス・リーバツハ, 技術報告 地中熱ヒートポンプにおける新たな開発 ―スイスでのサクセス・ストーリーを交えて―, 日本地熱学会誌 35 巻 1 号, 35-40, 2013.
- 3 9) 地中熱利用促進協会, 地中熱施工技術者資格制度 制度について,  
<http://www.geohpaj.org/project/shikaku/about>
- 4 0) 葛隆夫, 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, 325, 2006.
- 4 1) 国土交通省, ライフサイクルエネルギーマネジメント (LCEM),  
[https://www.mlit.go.jp/gobuild/sesaku\\_lcem\\_lcem.html](https://www.mlit.go.jp/gobuild/sesaku_lcem_lcem.html)
- 4 2) ゼネラルヒートポンプ工業株式会社, 地中熱源ヒートポンプシステム Ground Club, <https://www.zeneral.co.jp/seihinjyouhou/ground-club.html>
- 4 3) 大谷具幸, 講座「地中熱利用ヒートポンプシステム」, 日本地熱学会誌 29 巻 1 号, 39-41, 2007.
- 4 4) 落藤澄, 地下熱利用と地下蓄熱の現状と課題, 日本地熱学会誌 24 巻 4 号, 315-327, 2002.
- 4 5) 盛田耕二, 地熱開発のニューフロンティア--未利用地熱資源の開発と利

- 用（その 2） --, 地熱エネルギー, 26 巻 1 号, 24-46, 2001.
- 4 6) 大谷具幸, 水野貴仁, 香田明彦, 長良川扇状地の地下温度分布と地中熱利用の適地評価, 日本地熱学会誌 41 巻 4 号, 121-133, 2019.
- 4 7) 阪田義隆, 葛隆生, 長野克則, クローズド型地中熱ヒートポンプシステムの地中熱交換器規模決定に関する研究: 個別シミュレーション決定法とその全国適用例, 日本地熱学会誌 41 巻 3 号, 75-89, 2019.
- 4 8) シュレスタガウラブ, 内田洋平, 吉岡真弓, 藤井光, 井岡聖一郎, 地中熱ヒートポンプシステムにおけるポテンシャルマップの高度化, 日本地熱学会誌 37 巻 4 号, 133-141, 2015.
- 4 9) 内田洋平, 與田佑季, 藤井光, 宮本重信, 吉岡真弓, 地中熱利用適地の選定方法 その 1 地下水流動・熱輸送解析と GIS を用いた地中熱利用適地マップの作成, 日本地熱学会誌 32 巻 4 号, 229, 239, 2010.
- 5 0) 藤井光, 尾ヶ井佳祐, ハディファラビアスル, 石上孝, 谷口聡子, 鉄道トンネル下床版下に設置した Slinky-coil 式地中熱交換器の挙動解析と数値シミュレーション. 日本地熱学会誌, 39 巻 3 号, 157 – 165, 2017.
- 5 1) Jones, F., Closed-Loop Geothermal Systems – Slinky Installation Guide. Rural Electric Research (RER) Project 86-1. IGSHPA, 58p, 1995.
- 5 2) 藤井光, 駒庭義人, 糸井龍一, 野口俊郎, 野本卓也, 小助川洋幸, Slinky-coil 式水平型地中熱交換器のフィールド試験, 日本地熱学会誌, 32 巻 4 号, 219 – 228, 2010.
- 5 3) Fujii, H., Yamasaki, S., Maehara, T., Ishikami, T., Chou, N., Numerical simulation and sensitivity study of double-layer Slinky-coil horizontal ground heat exchangers. *Geothermics*, 47, 61-68, 2013.
- 5 4) Fujii, H., Nishi, K., Komaniwa, Y., Chou, N. Numerical modeling of Slinky-coil horizontal ground heat exchangers. *Geothermics*, 41, 55-62, 2012.
- 5 5) Nam, Y., Ooka, R., Hwang, S., Development of numerical model to predict heat exchange rates for ground-source heat pump system. *Energy and Buildings*, 40, 2133-2140, 2008.
- 5 6) Philippe, M., Marchio, D., Lesueur, H., Vrain, A. An evaluation of ground thermal properties measure accuracy by thermal response test of horizontal ground heat exchangers. *Proceedings World Geothermal Congress 2010*, 2010.
- 5 7) Hamada, Y., Nakamura, M., Saitoh, H., Kubota, H., Ochifuji, K., Improved

underground heat exchanger by using no-dig method for space heating and cooling. Renewable energy, 32, 480-495, 2007.

- 5 8 ) Fujii, H., Tsuya, S., Harada, R., Kosukegawa, H., Field test of horizontal Ground heat exchangers installed using horizontal directional drilling technology. 44th Workshop on Geothermal Reservoir Engineering, Stanford University, Stanford, California, 2019.
- 5 9 ) Walsh, T., 34- the plastic piping industry in North America. In: Kutx, M. (Ed.), Applied Plastic Engineering Handbook. William Andrew Publishing, Oxpord, 585-602, 2011.
- 6 0 ) Zhu, X. -H., Chapter- failure analysis and solution studies on drill pipe thereas glutting at the exit side of horizontal directional drilling. In: makhlof, A.S.H., Aliofkhazaei, M. (Eds.), Handbook of Materials Failure Analysis with Case studies from the Oil nad Gas Industry. Butterworth-Heinemann, 153-173, 2016.
- 6 1 ) Zhu, X. -H., Chapter- analysis of reamer failure based on vibration analysis of the rock breaking in horizontal directional drilling. In: makhlof, A.S.H., Aliofkhazaei, M. (Eds.), Handbook of Materials Failure Analysis with Case studies from the Oil and Gas Industry. Butterworth-Heinemann, 199-214, 2016.
- 6 2 ) 樋口裕思, 井上博, 渕元克巳, 他工事や非開削工法により損傷したポリエチレン管の寿命評価. 成形加工, 12 巻 3 号, 163-167, 2000
- 6 3 ) バイブロ HDD 工法研究会, 誘導式バイブロ水平ドリル工法 (バイブロ HDD 工 法 ) - 技 術 資 料 - , 2008 , <http://www.kouhounavi.com/navi/data/hdd/data/006/gijutsu/index.pdf>.
- 6 4 ) 田村潤平, 川村洋平, 持地英美, 佐々木直人, 大川浩一, HDD 工法におけるバイブロを用いた ドリルビットの三次元位置推定手法の検討. 土木学会論文集 (応用力学) , 67 巻 2 号, 63-71, 2011.

## 第 2 章

- 1 ) 常松哲, 相馬剋之, 高森義光, 山田勝治, 林道舗装構造の凍上抑制に関する研究(II) : 舗装構造体の温度特性(会員研究発表論文), 日本林学会北海道支部論文集, 37 巻, 134-137, 1989.
- 2 ) Hikari FUJII, Shohei YAMASAKI, Takahiro MAEHARA, NUMERICAL MODELING OF SLINKY-COIL HORIZONTAL GROUND HEAT EXCHANGERS



CONSIDERING SNOW COVERAGE EFFECTS, PROCEEDINGS, Thirty-Eighth Workshop on Geothermal Reservoir Engineering Stanford University, Stanford, California, February 11-13, 2013 SGP-TR-198, 2013.

- 3) 徳本行信, 彌田和夫, 岡田恒夫, 稲葉慶成, 吉田孝介, 舗装体の温度上昇を抑制する保水性舗装材の開発について, 土木学会舗装工学論文集 3, 1998.
- 4) 尹晟敏, 佐土原聡, 尾崎明仁, 佐藤裕一, 吉田聡, 川瀬誠, 数値シミュレーションによる地中温暖化の要因解析, 日本建築学会環境系論文集, 81 巻 719 号, 111-121, 2016.
- 5) 香川治美, 林徹夫, 谷本潤, 片山忠久, 芝生植栽が都市環境に及ぼす影響に関する研究(第 1 報)土壌の含水状態を考慮した芝生植栽の蒸発散特性の定量的特定, 日本建築学会計画系論文集, 63 巻 507 号, 7-12, 1998.
- 6) Fujii, H., Nishi, K., Komaniwa, Y., Chou, N. Numerical modeling of Slinky-coil horizontal ground heat exchangers. Geothermics, 41, 55-62, 2012.
- 7) 近藤純正, 地表面に近い大気の科学ー理解と応用ー, 東京大学出版会, p324, 2000.

#### 第 4 章

- 1) 田中俊六, 岩田利枝, 土屋喬雄, 秋元孝之, 寺尾道仁, 武田仁, 最新建築環境工学改訂 4 版. 井上書院, p328, 2014.
- 2) 近藤純正, 地表面に近い大気の科学ー理解と応用ー, 東京大学出版会, p.324, 2000.
- 3) サンポット株式会社, 地中熱ヒートポンプ GSHP-1001, <https://www.sunpot.co.jp/products/boiler/detail.php?id=2670>
- 4) 近藤純正, 地表面温度と熱収支の周期解及びその応用. 農業気象, 48 巻号, 265 – 275, 1992.
- 5) 日本熱物学会, 新編熱物性ハンドブック. 養賢堂, 776p, 2008.
- 6) 総務省, 社会・人口統計体系/統計でみる都道府県のすがた 2018., 2018.

#### 第 5 章

- 1) 藤井光, 小助川洋幸, ファラビ ハディ, ジャリリ ナスラバディ サイード, サーマルレスポンス試験の非充填型熱交換井への適用に関する実験的検

討, 日本地熱学会誌, 38 卷 2 号, 43-51, 2016.

- 2) Fujii, H., Yamasaki, S., Maehara, T., Ishikami, T., Chou, N., Numerical simulation and sensitivity study of double-layer Slinky-coil horizontal ground heat exchangers. *Geothermics*, 47, 61-68, 2013.