

山梨大学大学院医学工学総合教育部

情報機能システム工学専攻

平成 30 年度 博士課程学位論文

直接膨張方式地中熱ヒートポンプに用いる  
地中熱交換器の開発研究

学生番号 G15DMA01

氏 名 石黒 修平

指導教員 武田 哲明 教授

修了年月 2019 年 3 月

第1章 序論 .....	1
1.1 研究背景 .....	1
1.2 地中熱について .....	1
1.3 ヒートポンプでの原理について .....	4
1.4 地中熱ヒートポンプシステムについて .....	5
1.5 山梨県の地中熱に対する取り組み .....	9
1.6 研究目的 .....	9
第2章 実験装置及び評価法 .....	10
2.1 直接膨張方式地中熱ヒートポンプ .....	10
2.2 実験装置 .....	10
2.3 地中熱交換器の設計について .....	14
2.4 掘削機器について .....	19
2.5 成績係数 .....	21
2.6 計測機器 .....	22
2.7 冷媒(R410A) .....	24
第3章 実験結果及び検討 .....	26
3.1.1 熱応答試験 (Thermal response test) .....	26
3.1.2 使用機材 .....	27
3.1.3 試験方法 .....	28
3.1.4 解析方法 .....	29
3.1.5 熱応答試験結果 .....	30
3.1.6 3.1章のまとめ .....	31
3.2 シングル地中熱交換器を用いた場合について .....	31
3.2.1 冷房運転結果および検討 .....	31
3.2.2 暖房運転結果および検討 .....	34
3.2.3 地中熱交換器内の冷媒循環方向 .....	37
3.2.4 p-h線図(モリエル線図)による冷媒状態の推測 .....	39
3.2.5 間欠運転について(冷房運転) .....	42
3.2.6 長期運転における性能評価(暖房運転) .....	43
3.2.7 3.2章のまとめ .....	46
3.3 並列の地中熱交換器を用いた場合について .....	47
3.3.1 実験装置及び目的 .....	47
3.3.2 冷房運転結果および検討 .....	48
3.3.3 暖房運転結果および検討 .....	51
3.3.4 水平方向への地盤影響 .....	54
3.3.5 3.3章のまとめ .....	55
3.4 地中熱交換器の腐食確認 .....	56
3.5 直接膨張方式地中熱ヒートポンプの農業利用について .....	57
3.5.1 導入背景 .....	57
3.5.2 実証試験装置の概略 .....	57
3.5.3 冷房運転結果 .....	61
3.5.4 3.5章のまとめ .....	63
3.6 鋼管杭を用いた地中熱ヒートポンプの性能試験 .....	64

3.6.1	研究背景.....	64
3.6.2	実験装置および実験方法.....	64
3.6.3	冷房運転について.....	65
3.6.4	暖房運転について.....	67
3.6.5	分岐部における冷媒の均等流量について.....	68
3.6.6	3.6章のまとめ.....	69
3.7	水冷方式地中熱ヒートポンプの性能試験.....	70
3.7.1	研究背景.....	70
3.7.2	実験装置.....	70
3.7.3	成績係数.....	72
3.7.4	冷房運転結果.....	73
3.7.5	暖房運転結果.....	75
3.7.6	3.7章のまとめ.....	76
第4章	結言.....	77
	参考文献・参考資料.....	79
	謝辞.....	81

## List of figure

### Chapter 1

<b>Figure 1.1 Atmospheric temperature and underground temperature changes in the Kofu city.....</b>	<b>2</b>
<b>Figure 1.2 Number of GSHP in JAPAN .....</b>	<b>3</b>
<b>Figure 1.3 Number of GSHP by prefecture .....</b>	<b>3</b>
<b>Figure 1.4 Refrigeration cycle.....</b>	<b>4</b>
<b>Figure 1.5 Expansion valve .....</b>	<b>5</b>
<b>Figure 1.6 Comparison with the GSHP system and conventional system (Consumption of primary energy (MJ)) .....</b>	<b>7</b>
<b>Figure 1.7 Comparison with the GSHP system and conventional system (Amount of carbon dioxide emissions (kgCO<sub>2</sub>)).....</b>	<b>7</b>
<b>Figure 1.8 System diagram of indirect expansion system and direct expansion system.....</b>	<b>8</b>
<b>Figure 1.9 Classification according to ground heat exchange system .....</b>	<b>9</b>

### Chapter 2

<b>Figure 2.1 Flow sheet of the direct expansion type GSHP system (Arrows and number ; flow direction and order) .....</b>	<b>10</b>
<b>Figure 2.2 Picture of HP .....</b>	<b>11</b>
<b>Figure 2.3 Picture of compressor .....</b>	<b>11</b>
<b>Figure 2.4 Picture of expansion valve.....</b>	<b>12</b>
<b>Figure 2.5 Picture of four-way valve .....</b>	<b>12</b>
<b>Figure 2.6 Picture of sight glass .....</b>	<b>13</b>
<b>Figure 2.7 Picture of indoor unit .....</b>	<b>13</b>
<b>Figure 2.8 Design flow of indirect expansion GSHP system.....</b>	<b>14</b>
<b>Figure 2.9 Underground heat exchanger in this system .....</b>	<b>16</b>
<b>Figure 2.10 Underground heat exchanger in the upper section .....</b>	<b>17</b>

Figure 2.11 Underground heat exchanger in the bottom section .....	17
Figure 2.12 Picture of receiver tank .....	18
Figure 2.13 Picture of sonic drill.....	20
Figure 2.14 Calorimetric measurement at indoor unit .....	21
Figure 2.15 physical properties of refrigerant.....	24

### Chapter 3

Figure 3.1 Schematic of thermal response test .....	26
Figure 3.2 Temperature distribution of the underground.....	30
Figure 3.3 Refrigerant pressure change at the various points in the cooling mode (24 hours operation 2015.7.22-7.23) .....	32
Figure 3.4 Refrigerant temperature change at the various points in the cooling mode (24 hours operation 2015.7.22-7.23) .....	32
Figure 3.5 COP, amount of released heat, and power consumption changes in the cooling mode (24 hours operation 2015.7.22-7.23) .....	33
Figure 3.6 Temperature change in the borehole at various depth in the cooling mode (24 hours operation 2015.7.22-7.23) .....	33
Figure 3.7 Refrigerant pressure change at various points in the heating mode (24 hours operation 2014.1.29-1.30) .....	34
Figure 3.8 Refrigerant temperature changes at various points in the heating mode (24 hours operation 2014.1.29-1.30) .....	35
Figure 3.9 COP, amount of extracted heat from the ground, and power consumption changes in the heating mode (24 hours operation 2014.1.29-1.30).....	35
Figure 3.10 Temperature change in the borehole at various depth in the heating mode (24 hours operation 2014.1.29-1.30) .....	36
Figure 3.11 Auxiliary cooling system by pouring water into underground heat exchanger ..	36
Figure 3.12 Flow direction of refrigerant in the underground heat exchanger for heating and cooling mode.....	37
Figure 3.13 COP, amount of released heat, and power consumption changes in the cooling mode (Single tube to 5 tubes) .....	38
Figure 3.14 COP, amount of extracted heat from the ground, and power consumption changes in the heating mode (5 tubes to single tube).....	38
Figure 3.15 Mollier chart.....	39
Figure 3.16 Mollier chart in cooling mode.....	40
Figure 3.17 Mollier chart in heating mode .....	41
Figure 3.18 Picture of sight glass .....	41
Figure 3.19 Underground heat exchanger temperature in intermittent operation (2013.8.19-8.23) .....	42
Figure 3.20 COP, amount of extracted heat from the ground, and power consumption changes in intermittent operation (2013.8.19-8.23) .....	43
Figure 3.21 Refrigerant pressure change at the various points in the heating mode (1 month operation 2015.1.19-2.29) .....	44
Figure 3.22 Refrigerant temperature changes at various points in the heating mode (1 month operation 2015.1.19-2.29) .....	44
Figure 3.23 COP, amount of extracted heat from the ground, and power consumption changes	



in the heating mode (1 month operation 2015.1.19-2.29).....	45
Figure 3.24 Temperature change in the borehole at various depth in the heating mode (1 month operation 2015.1.19-2.29) .....	45
Figure 3.25 Flow diagram of the GSHP system based on the direct expansion method.....	47
Figure 3.26 Picture of experimental equipment .....	48
Figure 3.27 Underground heat exchanger temperature in cooling mode. (12 hours operation 2017.7.15).....	49
Figure 3.28 COP, amount of released heat, and power consumption changes in the cooling mode(12 hours operation 2017.7.15) .....	49
Figure 3.29 Refrigerant pressure change at various points in the heating mode (12 hours operation 2017.7.15).....	50
Figure 3.30 Refrigerant temperature changes at various points in the cooling mode (12 hours operation 2017.7.15).....	50
Figure 3.31 Picture of distributor .....	51
Figure 3.32 Underground heat exchanger temperature in heating mode. (7 hours operation 2017.12.5-12.6) .....	52
Figure 3.33 COP, amount of extracted heat from the ground, and power consumption changes in the heating mode (7 hours operation 2017.12.5-12.6) .....	52
Figure 3.34 Refrigerant pressure change at various points in the heating mode (7 hours operation 2017.12.5-12.6) .....	53
Figure 3.35 Refrigerant temperature changes at various points in the heating mode (7 hours operation 2017.12.5-12.6) .....	53
Figure 3.36 Observation well temperature in heating mode (7 hours operation 2017.12.5-12.6) .....	54
Figure 3.37 Confirm corrosion of underground heat exchanger .....	56
Figure 3.38 Ground source heat pump system of green house.....	58
Figure 3.39 Picture of distributor .....	58
Figure 3.40 Picture of green house and duct .....	59
Figure 3.41 Picture of indoor unit and duct.....	59
Figure 3.42 Picture of HP .....	60
Figure 3.43 Temperature distribution of the underground .....	60
Figure 3.44 Atmospheric temperature change at inside and outside of house .....	61
Figure 3.45 Refrigerant temperature changes at various points in the cooling mode .....	62
Figure 3.46 Underground temperature in cooling mode .....	62
Figure 3.47 Flow sheet of the GSHP that use direct expansion method using foundation pile (Arrows and number; flow direction and order) .....	65
Figure 3.48 COP, amount of released heat, and power consumption changes in cooling mode.....	66
Figure 3.49 Temperature change of underground at 3 m away from the foundation pile in cooling mode.....	66
Figure 3.50 COP, amount of extracted heat, and power consumption changes in heating mode .....	67
Figure 3.51 Temperature change of underground at 3 m away from the foundation pile in heating mode .....	68

Figure 5.52 Flow rate of underground heat exchanger .....	68
Figure 3.53 Flow sheet of the GSHP by water cooling method .....	70
Figure 3.54 Underground heat exchanger .....	71
Figure 3.55 Section view of heat exchanger .....	71
Figure 3.56 Flow rate of underground heat exchanger .....	72
Figure 3.57 Cooling mode with water injection.....	73
Figure 3.58 Cooling mode without water injection .....	74
Figure 3.59 Heating mode with water injection .....	75
Figure 3.60 Heating mode without water injection.....	76

## List of table

### Chapter 1

Table 1.1 Comparison of ground source heat pump and air source heat pump.....	6
Table 1.2 Environmental evaluation of the conventional system and GSHP system .....	8
Table 1.3 Performance evaluation, initial cost and running cost comparison .....	8

### Chapter 2

Table 2.1 Examination item of underground heat exchanger .....	15
Table 2.2 Specification of fin-type heat exchanger in the air-source-type air conditioner .....	16
Table 2.3 JIS standard conditions of air conditioner .....	21
Table 2.4 List of measuring instruments.....	22
Table 2.5 Physical property of R410A for pressure, specific enthalpy and specific entropy .....	25
Table 2.6 Physical property of R410A for density, specific heat capacity at constant volume and specific heat capacity at constant pressure.....	25

### Chapter 3

Table 3.1 Using equipment for thermal response test .....	27
Table 3.2 Result of the thermal response test .....	30
Table 3.3 State change of refrigerant .....	39
Table 3.4 Underground heat exchanger specification .....	48
Table 3.5 Result of the thermal response test .....	61
Table 3.6 Specification of Underground heat exchanger .....	71

# 第 1 章 序論

## 1.1 研究背景

2011年3月11日に発生した東日本大震災以降、それに伴う福島第一原子力発電所の事故による原子力発電の長期停止により、日本国内でのエネルギー問題に関する国民の関心度は非常に高くなっている。日本はエネルギーの自給率が約7%と先進国でも非常に低く、エネルギー資源のほとんどを国外からの輸入に頼っている状況である。特に石油は、その約8割近くを政治情勢が不安定な中東地域からの輸入に頼っている。そういった状況の中で、いかにエネルギーを多様化し、安定的に確保していくかが国としても重要な課題となっている。また、経済成長と人口増加により、今後、世界のエネルギー消費量は大幅な増加が見込まれている。特に、アジアの発展途上国を中心に、化石燃料の利用が増え、世界のエネルギー需要量は2040年には2014年の約1.3倍になるともいわれ、限りある資源をめぐって世界で資源獲得競争が激化すると懸念されており、日本の暮らしを支えるエネルギー資源の安定的な確保がより一層重要となっている。さらに、九州電力玄海原発3号機が7年3か月ぶりに再稼働したが、東日本大震災以降、それに伴う福島第一原子力発電所の事故による原子力発電の長期停止により、火力発電による発電量が大幅に増加しました。これにより、輸入燃料費の増大、二酸化炭素排出量の増加といった影響が生じている。このようなエネルギー問題を抱える我が国において、利用しても比較的短期間に再生が可能であり、資源が枯渇しないクリーンエネルギーである「再生可能エネルギー」利用が注目されており、日本政府としても更なる導入・普及が促進している。「再生可能エネルギー」について、「エネルギー源として永続的に利用することができる」と認められるものとして政令で定めるもの」と定義されている。この再生可能エネルギーの利用法の多くは発電と熱利用になる。発電には太陽光発電、風力発電および地熱発電等が挙げられる。また、熱利用において現在「地中熱利用」が注目されており、本研究ではこの「地中熱」を効率的に利用する方法について研究開発を行なっている。

## 1.2 地中熱について

図1に2015年1月から2018年7月までの甲府市の平均気温の最高値と最低値及び山梨大学甲府東キャンパスの地下100m付近の地中温度変化を示す<sup>(1)</sup>。「地中熱」とは、地下100m程度の深さまでに存在する低温の熱エネルギーであり、地中温度は年間を通して温度の変化がなく、夏は外気より温度が低く、逆に冬は温度が高い深さ10mより深い地点の温度は外界の気温変動によらず年間を通じてほぼ一定である。この時の地温を不易層温度と呼び、一般的にその地域の年間平均気温と同程度とされている。そのため夏は外気温よりも地中温度が低く、冬は外気温よりも地中温度が高い。地中熱はその温度差をメリットとして天候に左右されず安定的に利用できる熱エネルギーである。しかし、地中熱を利用する場合、採放熱用の地中熱交換井掘削やヒートポンプなどのコスト面の課題、実施例の蓄積が少ないことやマニュアル類の整備不足に伴う施工者の知識不足の問題および一般国民の認識不足により国内での普及は伸び悩んできた。2017年度に環境省から公表された、国内における地中熱ヒートポンプの普及状況を図1.2および図1.3に示す<sup>(2)</sup>。

国内での普及が伸び悩んできたことに対し、国や地方自治体も様々な対策を講じている。2009年8月に施行された「エネルギー供給構造高度化法」において、太陽光や風力と並び、ヒートポンプにより利用する地中熱を自然界に存在する永続的に使用可能なエネルギーである再生可能エネルギー源として定義した。さらに、2010年6月に制定した「エネルギー基本計画」の中で、地中熱等の温度差エネルギーの利用促進のため、産業用、業務用、家庭用の給湯、空調等におけるヒートポンプの利用促進を図ることが明記された。これにより、地中熱に対して、国や地方自治体から補助金等の利用促進施策が行なわれるようになった。また、2012年3月には環境省が、都市部のヒートアイランド現象の緩和や省エネルギー等に資するため、地下水・地盤環境の保全に配慮しつつ地中熱利用の普及促進を図ることを目的とした「地中熱利用にあたってのガイドライン」をとりまとめている。このような国や地方自治体の働きかけもあり、現在では「東京スカイツリー」や2020年の東京オリンピック会場でもある「オリンピックアクアティクスセンター」などの国を代表する建築物にも地中熱ヒートポンプシステムが採用されてきているが、空気熱ヒートポンプの国内シェアから考えると1%未満であり、本格的な普及には至っていない現状である。

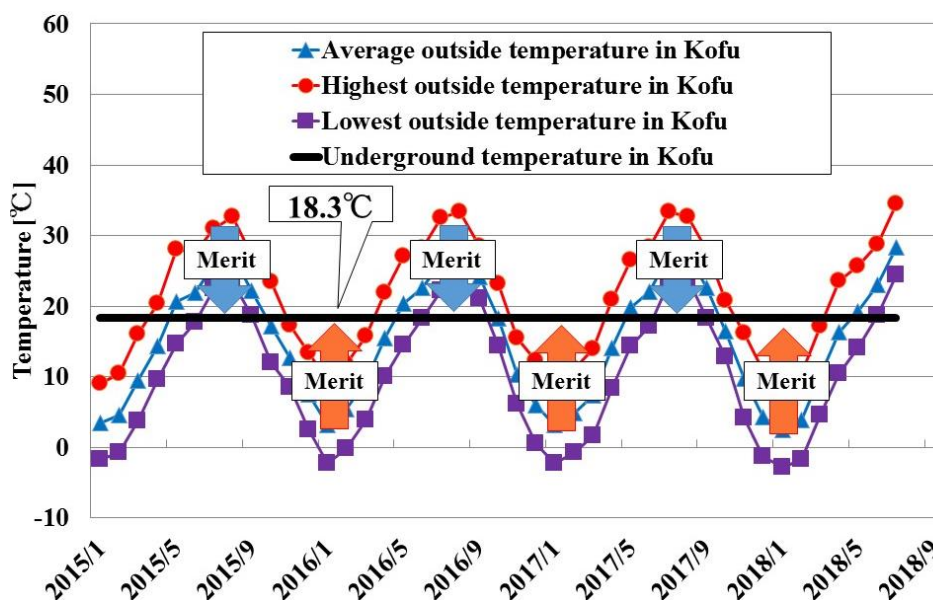


Figure 1.1 Atmospheric temperature and underground temperature changes in the Kofu city

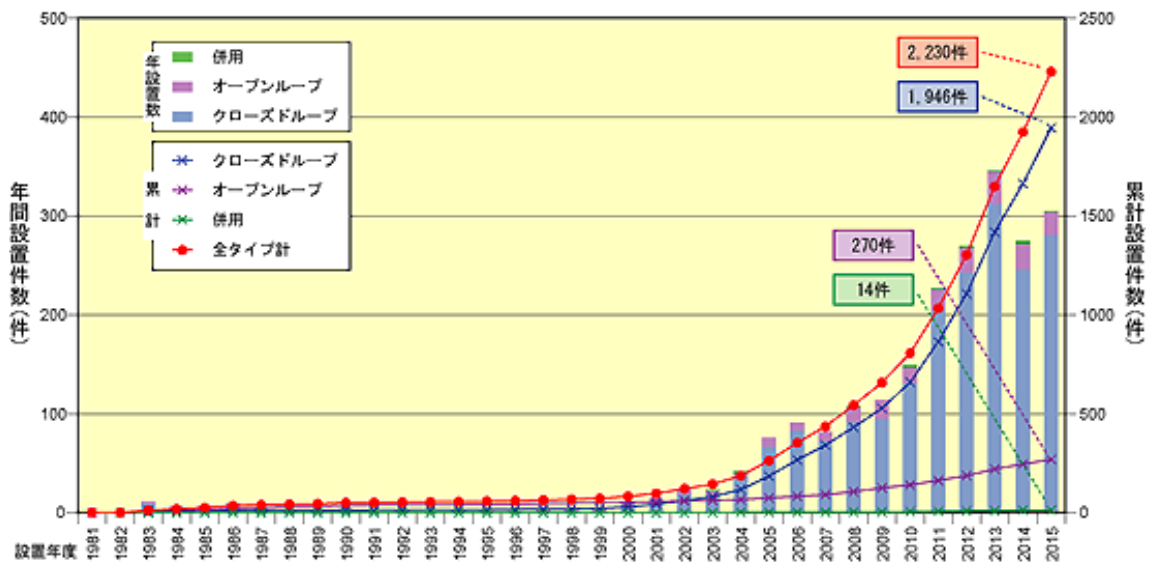


Figure 1.2 Number of GSHP in JAPAN

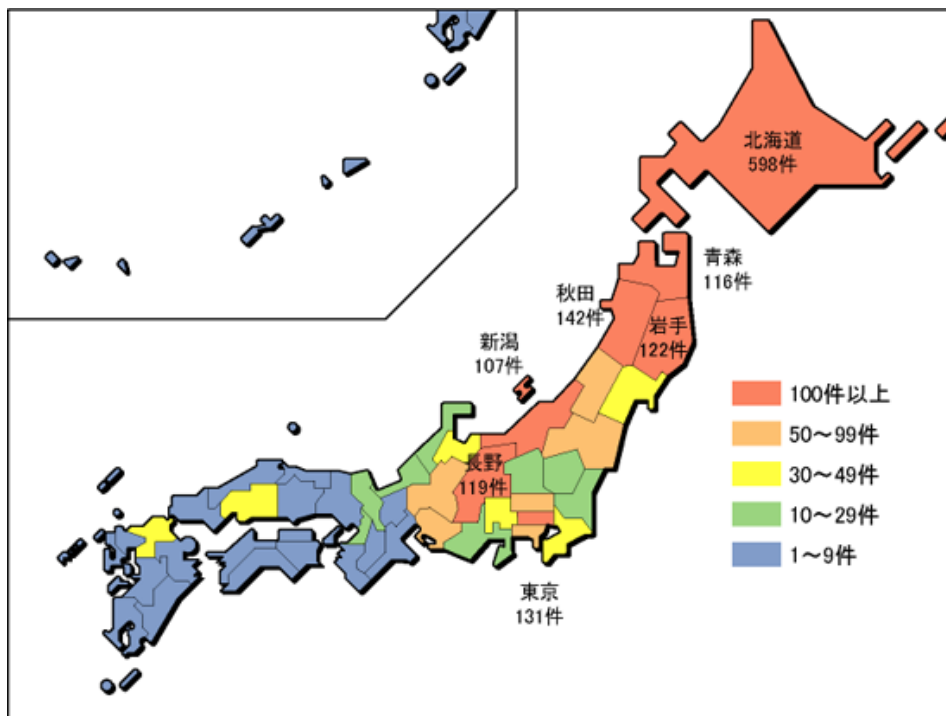


Figure 1.3 Number of GSHP by prefecture

### 1.3 ヒートポンプの原理について

ヒートポンプは図 1.4 に示すように、圧縮、凝縮、膨張、蒸発の過程で冷媒を循環させることで効率的に熱を取り出す。暖房運転では、まず圧縮機で冷媒を圧縮し、高温高压に変える。高温高压になった液体は配管を通じて凝縮器に移動するが、暖房を行うときはこの放熱を室内機側へ供給する。一方、凝縮器の中で高压の液体となった冷媒は膨張弁へ送られる。膨張弁は電子膨張弁を使用するのが一般的で、冷凍サイクルにおいて、凝縮器と蒸発器の中間にあり、液体となった高压の冷媒をニードル状の便の外側を通して低温低压にするもので、弁との間に狭い空間を作り、そこに冷媒を流す。この隙間の調整は膨張弁の上部につけられたパルスモーターで弁を回転させながら上下に動かして行う。膨張弁について図 1.5 に示す。最後に低温低压になった液体の冷媒は蒸発器に送られ、ここで蒸発させ、再び気体となって圧縮機に移動する。暖房の際はコンプレッサーで圧縮された高温高压の気体を利用し、凝縮器を室内機として用いる。冷房サイクルでは四方弁により冷媒の循環方向を変え、凝縮器と蒸発器の役割を切り替える。四方弁の構造はバブルスライドによって圧縮されて気体となった冷媒を室内機か室外機のどちらかに送るようになっている。コンプレッサーで高温高压の気体はバルブスライドが右に寄ると室内機につながり、左に寄ると室外機につながる。

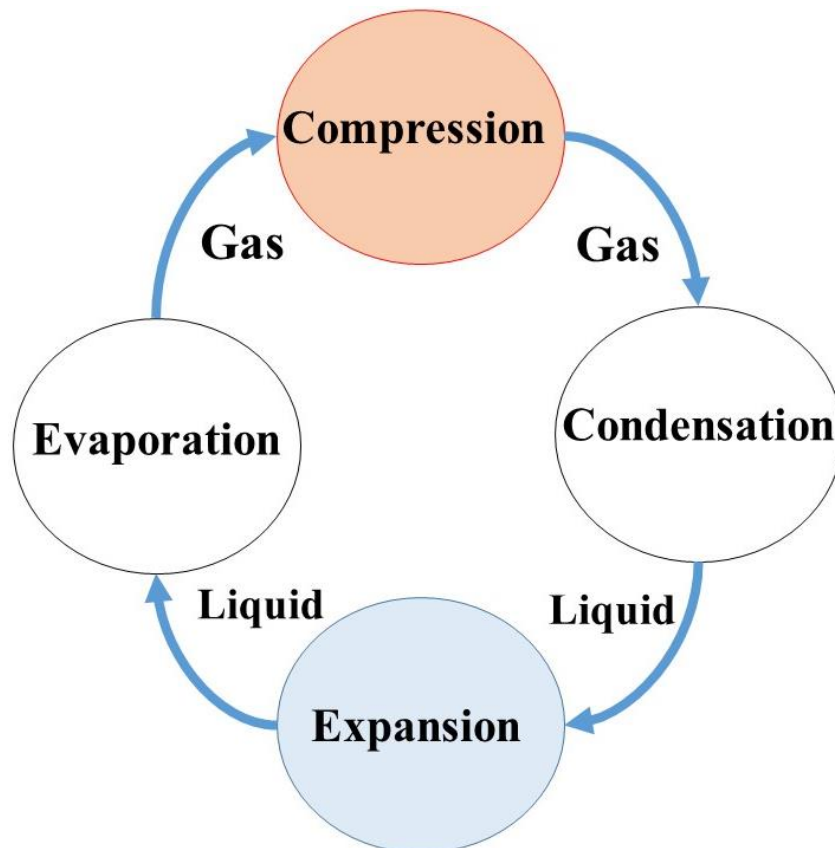


Figure 1.4 Refrigeration cycle

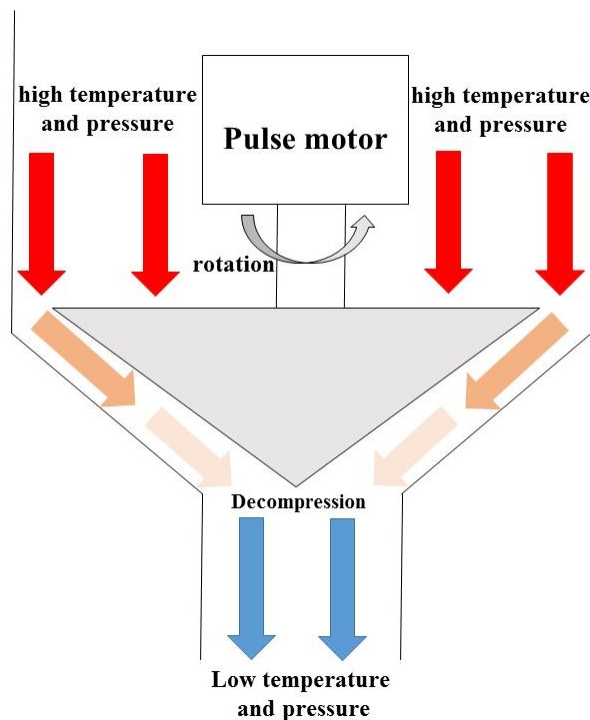


Figure 1.5 Expansion valve

#### 1.4 地中熱ヒートポンプについて

地中熱ヒートポンプは、従来の空気熱源ヒートポンプと比較しても省エネルギー性に優れた冷暖房・給湯システムである。これは、夏の気温よりも低く、冬の気温よりも高い地中熱を利用することによるものであり、特に夏と冬の気温差が大きい甲府盆地のような地域においては、さらに性能が良くなることが期待できる、また、冷房排熱を地中に放出するため、ヒートアイランド現象の防止にもつながると期待されている。地中熱ヒートポンプと空気熱ヒートポンプの比較を表 1.1 に、図 1.6～図 1.7 及び表 1.2 に山梨県内の企業に地中熱ヒートポンプシステム導入前と導入後の一次エネルギー消費量および二酸化炭素排出量を比較したものを示す。地中熱ヒートポンプは年間を通して一次エネルギー消費量は 22.9%、二酸化炭素排出量は 24.4%削減出来、地中熱ヒートポンプは十分に省エネルギー性の高いシステムであるといえる<sup>(3)</sup>。

現在、実用化されている地中熱ヒートポンプは間接方式と呼ばれており、地中との熱交換媒体として水または不凍液を使用する方式である。間接方式では主に中規模以上の施設での導入例が多く、また製品化も多くみられるようになってきているが、ボアホール掘削長が長くなり、システム全体のコストが嵩むことが普及への妨げになっている。

一方、この地中熱ヒートポンプの省エネルギー性を高める試みとして、空気熱ヒートポンプの空気-冷媒熱交換器の代わりに水-冷媒熱交換器を地中に埋設したボアホール内のケーシング管内に挿入した直接膨張方式地中熱ヒートポンプが存在する。この方法は代替フロン冷媒（例えば R410A）を直接地中に循環させて地盤中に採放熱を行う方法である。この方法の優位性は、①間接方式に使用するブライン-冷媒熱交換器が不要、②ブラインの循環ポンプが不要なため、部品点数が削減される、③冷媒の蒸発過程が地中熱交換器内で行われることで単位深さ当りの採熱量が間接方式と比べて増大することから、ボアホール深さを

短縮でき掘削コストが削減できるといった点があげられる。図 1.8 に直接膨張方式および間接方式のシステム図を、表 1.3 に各システムの性能評価、イニシャルコストおよびランニングコスト比較を示す<sup>(4)</sup>。

また、図 1.9 に示すように、地中熱ヒートポンプは配管系等により、クローズドループとオープンループの二つに大きく区分でき、さらに採熱方法により細分される。以下にその特徴を記す<sup>(5)</sup>。

#### ✓ クローズドループ

クローズドループは地中に熱交換器を設置し、熱利用するタイプであり、水質の制約がなく、水質条件についての適応範囲がオープンループに比べ広いため、国内ではクローズドループの設置件数が多く、本研究も同タイプを採用している。地中から熱を取り出すために地中熱交換器内に流体を循環させ、汲み上げた熱をヒートポンプで必要な温度領域の熱に変換するシステムである。地中熱交換器内には冷媒(R410A, R32 等)および不凍液・水を循環させる。採熱方法はボアホール方式、杭方式および水平方式に分けられ、現在国内ではボアホール型が一般的であるが、近年では住宅用基礎杭等を利用した杭方法も注目されている。

#### ✓ オープンループ

オープンループは熱交換する循環水に地下水を利用する。地下水も地中熱同様に 1 年を通して温度変化が小さいため、高い熱交換性能が期待できる。しかし、地下水の利用は地盤沈下等の原因になるため、都道府県の条例で汲み上げ規制している地域もある。近年では、汲み上げ水を熱交換後に別の井戸へ戻すタイプの事例も報告されている。

Table 1.1 Comparison of ground source heat pump and air source heat pump

	地中熱ヒートポンプ	空気熱ヒートポンプ
熱源	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ 地中</li> <li>✓ 冷房時は地中に排熱，暖房時は地中から採熱</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ 空気</li> <li>✓ 冷房時は外気に排熱，暖房時は外気から採熱</li> </ul>
研究開発動向	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ 主に大型施設等に導入</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ 既に確立された空調システムで汎用エアコンとして商品化</li> </ul>
問題点	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ ボアホール掘削費用の経済性に対する影響が大きい</li> <li>✓ 地盤中への採放熱特性が不明</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ 大気熱源であり氷点下となる寒冷地の暖房性能に限界(気温 5℃以下でデフロスト運転)</li> <li>✓ 冷房運転時の大気への廃熱</li> </ul>
性能および経済性	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ 間接方式において COP=4~6 程度，直接膨張方式において COP=10 前後</li> <li>✓ ランニングコストの軽減分は設備コストとトレードオフ</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ カタログ値では COP=4~5 だが、実際の空調運転時の平均 COP は 3 程度</li> <li>✓ 家電量販店等で比較的安価で販売</li> </ul>



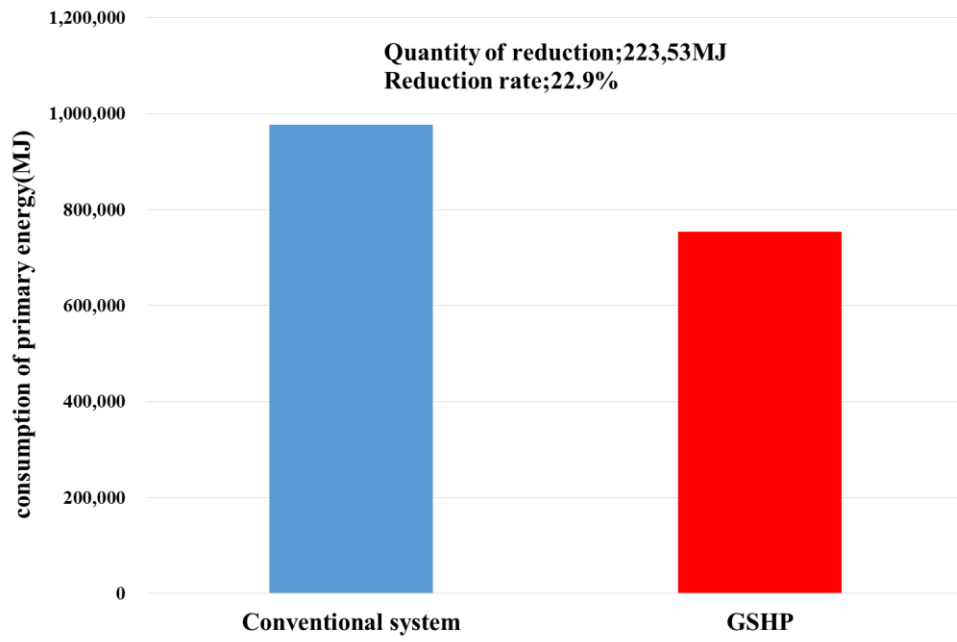


Figure 1.6 Comparison with the GSHP system and conventional system (Consumption of primary energy (MJ))

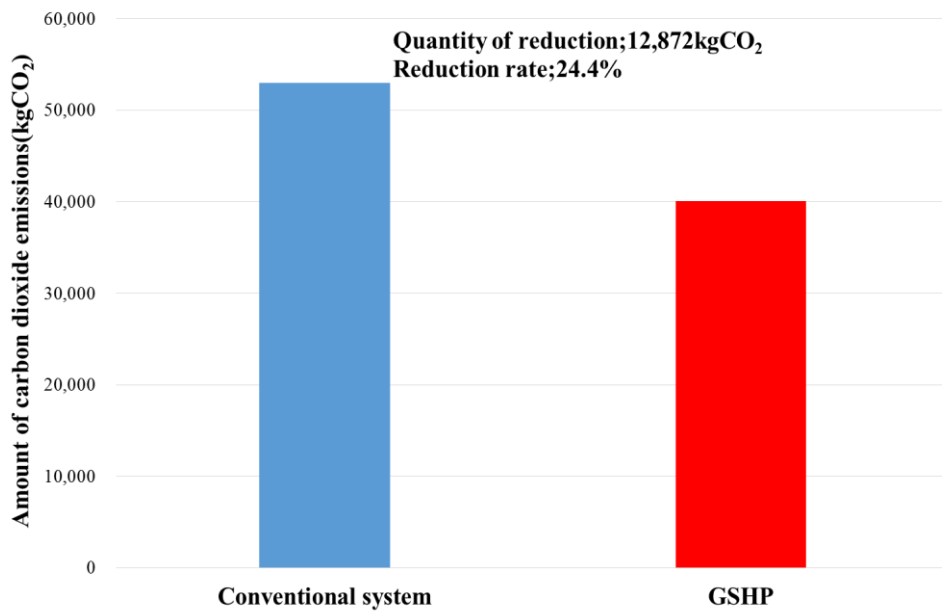


Figure 1.7 Comparison with the GSHP system and conventional system (Amount of carbon dioxide emissions (kgCO<sub>2</sub>))

Table 1.2 Environmental evaluation of the conventional system and GSHP system

	Consumption of primary energy (MJ)	Amount of carbon dioxide emissions (kgCO <sub>2</sub> )
Conventional system (Electricity consumed + heating oil) (2005-2010 average)	977,333	52,944
GSHP system (2014 average)	753,802	40,072
Quantity of reduction	223,531	12,872
Reduction rate (%)	22.9	24.4

Table 1.3 Performance evaluation, initial cost and running cost comparison

	Indirect expansion GSHP system	Direct expansion GSHP system
Performance evaluation	In the current general system COP 4 to 6	COP 6 to 12
Initial cost	270	200
Running cost	75	30~40

(出典:ヒートポンプとその応用 2011.3.No8)

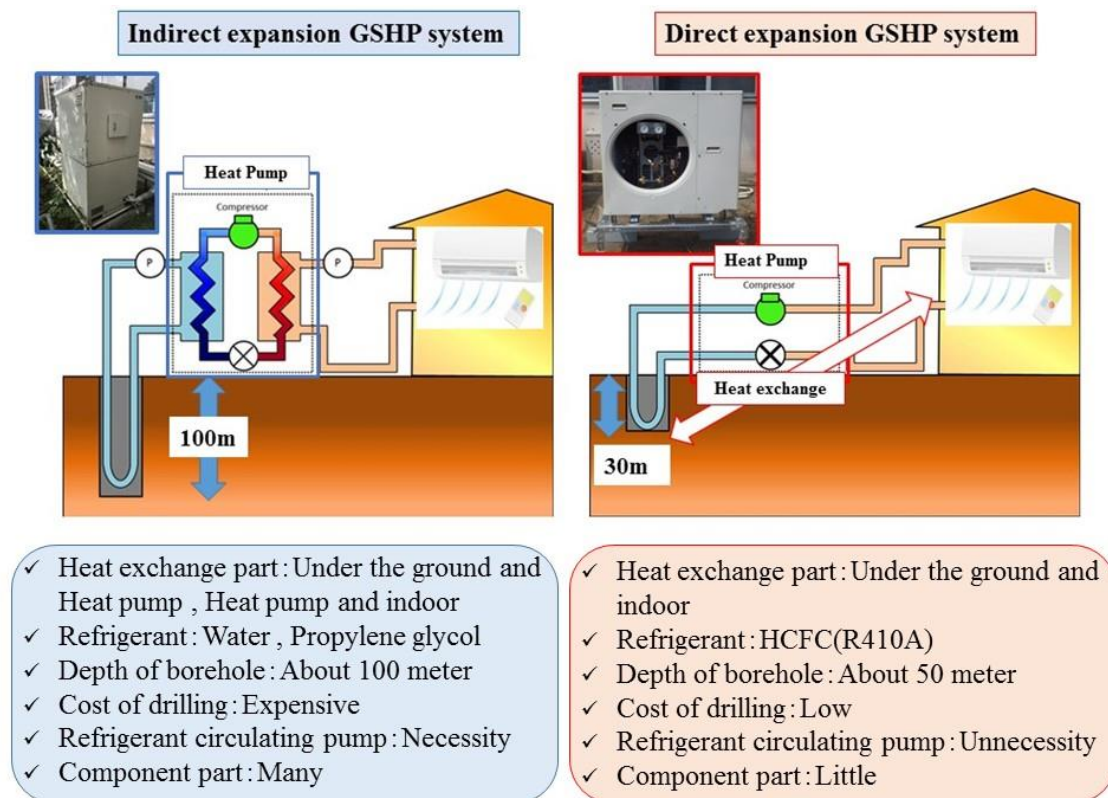


Figure 1.8 System diagram of indirect expansion system and direct expansion system

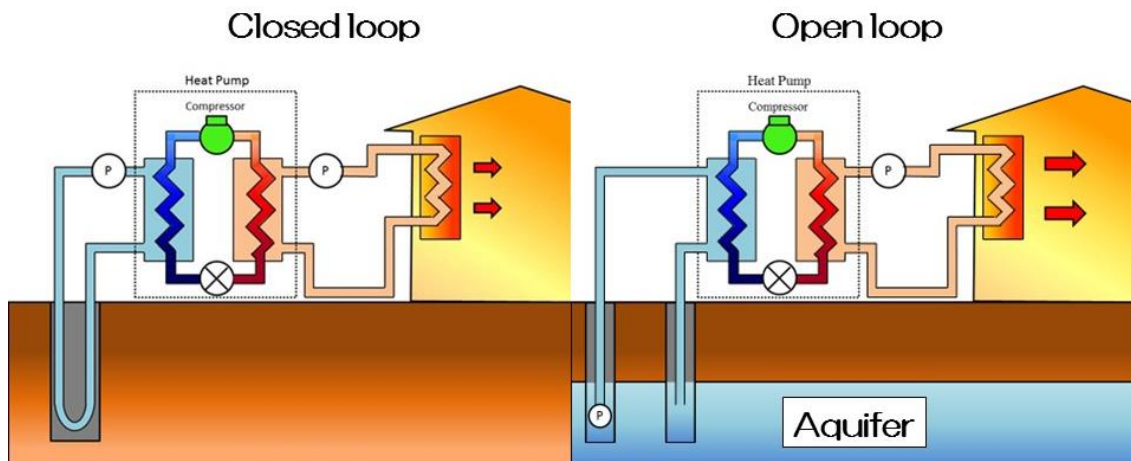


Figure 1.9 Closed loop and open loop in GSHP

### 1.5 山梨県の地中熱に対する取り組み

山梨県では 2015 年末の時点で、地中熱ヒートポンプの設置件数は、主に国の補助制度を利用した公共施設等に限られ、56 件程度に留まっている。そこで、平成 28 年 3 月に「やまなしエネルギービジョン」を策定し、クリーンエネルギー普及促進の具体的な取り組み内容として全国で初めて「地中熱」利用を明記し、2030 年に地中熱ヒートポンプの県内への導入台数を 900 台とする高い目標を掲げて、地中熱の利用拡大を推進している<sup>(6)</sup>。また、山梨県には平成 22 年 7 月より「山梨県地中熱利用推進協議会」が存在し、県内への導入促進を図っている。

### 1.6 研究目的

地中熱ヒートポンプはその実効性が認められ国による助成制度の拡充もあり、近年設置件数は確実に伸びてきており、空調や給湯に従来の空気熱源ヒートポンプに替わって導入が図られているが、イニシャルコストの高さ、主にボアホール掘削長が長くなり、システム全体のコストが高むことが本格的な普及への妨げになっている。そこで山梨大学では、地中熱ヒートポンプの省エネルギー性を高め、イニシャルコスト低減を図るため、直接膨張方式地中熱ヒートポンプの開発を進めてきた。この直接膨張方式地中熱ヒートポンプは、これまでその概略は知られていたが、採放熱量の予測や地中熱交換器の最適形状が詳しく調べられておらず、設計手法も確立されていなかった<sup>(7-11)</sup>。特に、「地中熱交換器」での配管抵抗や潤滑油の底部停滞等による 1 次側冷媒循環の不安定さから商用化はされてこなかった。そこで、本研究では直接膨張方式地中熱ヒートポンプにおいて、システムとしての性能評価を行なうとともに、「地中熱交換器」の構造が地中熱ヒートポンプの熱交換性能に及ぼす影響を実験的に明らかにすることを目的として研究開発を進めた。

## 第2章 実験装置及び評価法

### 2.1 直接膨張方式地中熱ヒートポンプ

本研究対象である、直接膨張方式地中熱ヒートポンプは、代替フロン冷媒（R410A, R32等）を直接地中に循環させて採放熱させるため、冷媒の熱を一旦、不凍液に与えて採放熱させる間接方式に比べて、単位深さ当りの採放熱量が増大することから、ボアホール長の短縮が可能であり掘削コストの削減が期待できる。山梨大学では、平成24年度から文部科学省が進める地域イノベーション戦略支援プログラム及び平成26年度から開始された埼玉県次世代住宅産業プロジェクトにおいて直接膨張方式地中熱ヒートポンプの開発研究を進めてきた。

### 2.2 実験装置

実験装置のフローシートを図2.1に示す。実験装置は、市販の空気熱ヒートポンプ室外機内の空気／冷媒熱交換器を地中熱交換器に取り替えたものである。ヒートポンプは冷房能力6.8kW、暖房能力9.0kW、冷媒量はR410Aを6.95kg、圧縮機の潤滑油を1kg充填した。冷媒は、暖房サイクルで圧縮器、四方弁、室内空調熱交換器（凝縮器）、膨張弁、地中熱交換器（蒸発器）の順に循環して圧縮機に戻る。冷房サイクルでは四方弁により冷媒の循環方向を変え、凝縮器と蒸発器の役割を切り替える。利用側には室内機を1台（出力4.0kW）空調面積38m<sup>2</sup>の部屋に設置した。図2.2～図2.7に主な実験装置の写真を示す。

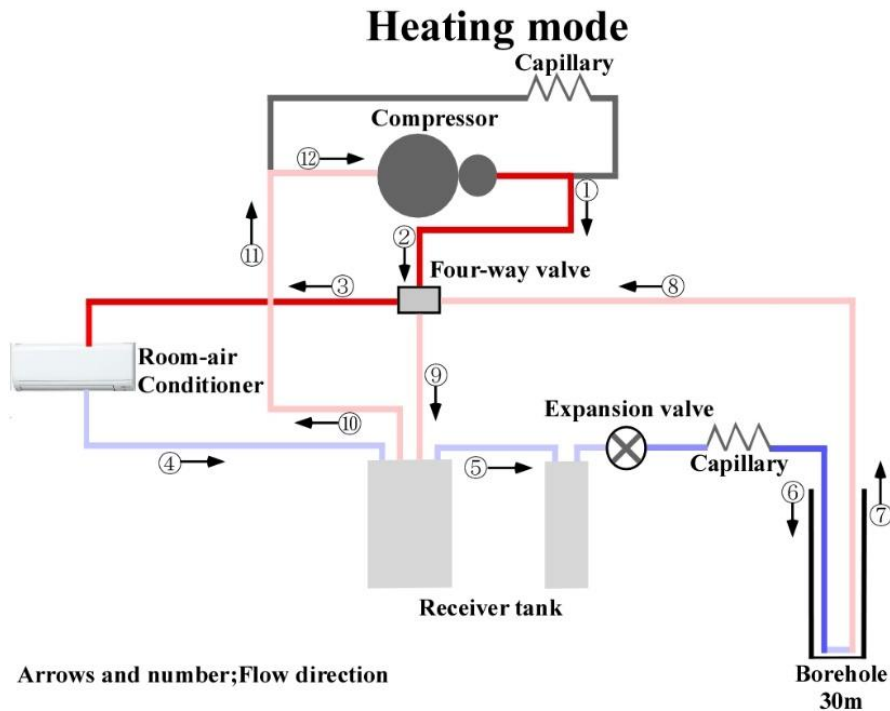


Figure 2.1 Flow sheet of the direct expansion type GSHP system  
(Arrows and number ; flow direction and order)

計測地点は、4 地点の冷媒側計測(圧縮機入口・出口, ボアホール入口・出口)温度(°C)および圧力(MPa), 室内機出口風速(m/s), 室内機入口・出口温度(°C), 湿度(%)および地中温度(°C)を測定した. また, 冷媒の状態変化を目視により確認するためボアホール入口・出口の冷媒配管にサイトグラスを設置した.



Figure 2.2 Picture of HP



Figure 2.3 Picture of compressor





Figure 2.4 Picture of expansion valve

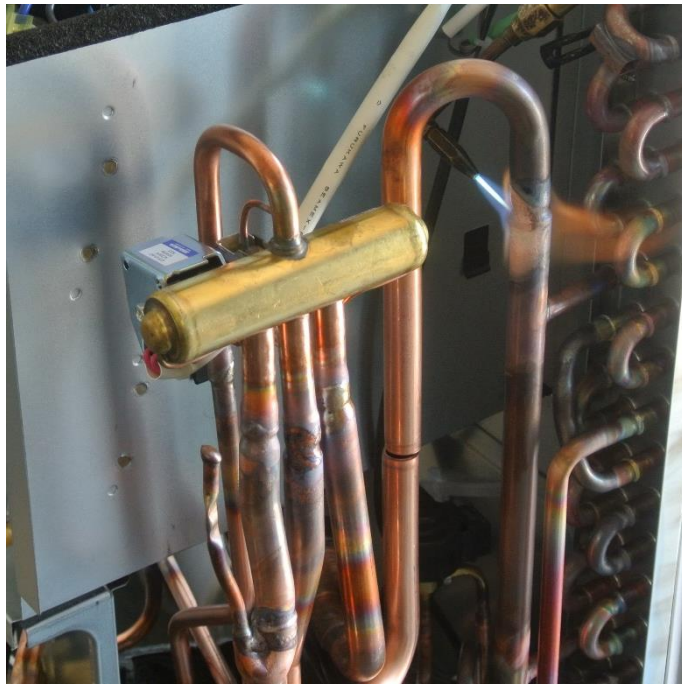


Figure 2.5 Picture of four-way valve



Figure 2.6 Picture of sight glass



Figure 2.7 Picture of indoor unit

### 2.3 地中熱交換器の設計について

従来の間接方式地中熱ヒートポンプでは、地中熱交換器設計の際、負荷量や地盤条件により異なるものの、単位長さ当たりの熱交換量として、30～40W/m程度の概算値が便法として用いられている。熱応答試験を実施している場合には試験結果で得られた熱交換量を採用する。また、予測シミュレーションソフトとして「Ground Club」を実用化されている。図 2.8 に間接方式地中熱ヒートポンプの設計フローを示す<sup>(5)</sup>。

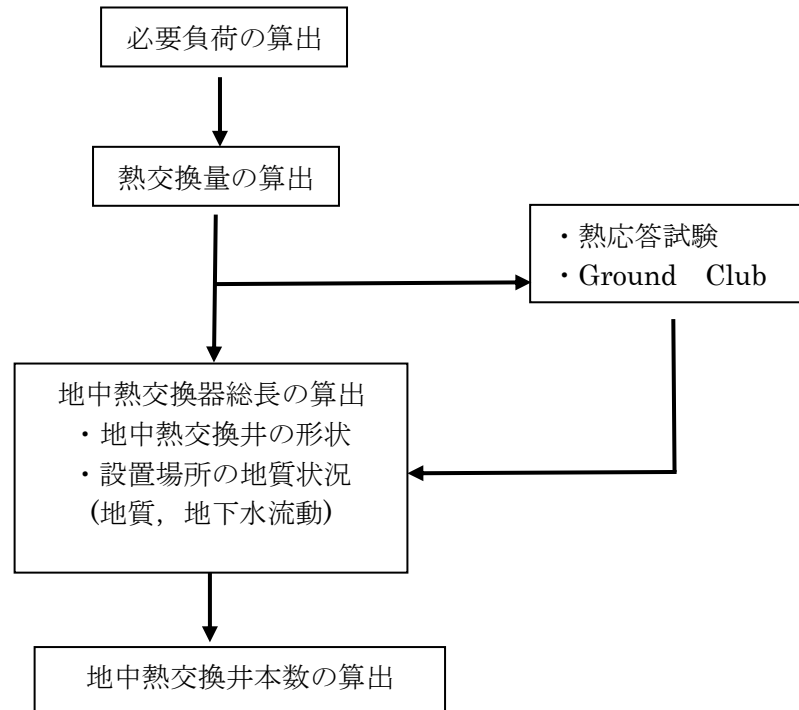


Figure 2.8 Design flow of indirect expansion GSHP system  
(出典：地中熱ヒートポンプシステム施工管理マニュアル)



前述の通り、直接膨張方式地中熱ヒートポンプの地中熱交換器は、直接膨張方式地中熱ヒートポンプでは空気熱ヒートポンプの空気-冷媒熱交換器を切り離し、地中と熱交換を行う地中熱交換器に加工し、冷媒配管を地中まで延長することで、直接地中と熱交換を行なう。これまで直接膨張方式地中熱ヒートポンプの地中熱交換器の設計に関して、確立された設計値や形状及びシミュレーションソフトは存在せず、配管抵抗や潤滑油の底部停滞等による1次側冷媒循環の不安定さが指摘されてきた。そこで、地中熱交換器の形状及び配管抵抗や潤滑油の底部停滞の課題に関して表 2.1 に示す各検討を行ない直接膨張方式 GSHP の地中熱交換器を設計した。

Table2.1 Examination item of underground heat exchanger

検討事項	解決策
冷媒および潤滑油の底部停滞	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ 先行実験において 50m までの深さであれば冷媒および潤滑油の底部停滞が発生せず、冷媒が循環する見通しを得ていた<sup>(12)</sup>。</li> <li>✓ 冷媒および潤滑油の底部停滞の対策とし、冷媒の蒸発・凝縮を促すため、地中熱交換器の片側を複数細管とした。</li> </ul>
形状	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ 地下 10m までの温度は季節変化があり、担保できない。</li> <li>✓ 先行実験において 100W/m を超える熱交換量を得られる見通しを得ていた<sup>(12)</sup>。</li> <li>✓ 複数細管側の配管径は改造前の空気-冷媒熱交換器の配管径 (15.88mm) より同径以上でなければ、冷媒循環が妨げられ熱交換性能が下がる恐れがあるため、複数細管側配管径を <math>\phi 6.52 \text{ mm} \times 5</math> (計 32.6 mm) とした。</li> <li>✓ 暖房運転において、複数細管側で冷媒を下側からガス冷媒にさせ蒸発させることで浮力も伴い、流動抵抗を抑えられことが想定されるため、1本側には保温材を巻いた。</li> </ul>

以上の検討項目を考慮し、本研究で設計した地中熱交換器を図 2.9～図 2.11 に、改造前の空気-冷媒熱交換器と地中熱交換器の比較を表 1 に示す。地中熱交換器は、深度 30m のボアホール内に、底部をコップ型に加工した Steel gas pipe(以下、SGP 管) (100A) を埋設して水を充填し、SGP 管内に挿入した。掘削径と SGP 管との間隙には粒径 2～4mm の 2 号珪砂を充填した。地中熱交換器の形状は、U 字管とし、一方を複数細管で構成した。5 本の 1/4 インチ銅管を U 字管の下部で 1 本の 3/8 インチ銅管に接続する構造とした。また、3/8 インチ銅管側には保温材を巻いた。また、本設計では熱交換器の容積が改造前に比べ、1.6 倍も増えてしまったため、クッションタンクの役割としてレシーバータンクを 1 個追加した。追加したレシーバータンクを図 2.13 に示す。

Table2.2 Specification of fin-type heat exchanger in the air-source-type air conditioner and Underground heat exchanger

The fin-type heat exchanger in the air-source-type air conditioner		Underground heat exchanger
Heat transfer area	1.525306 (m <sup>2</sup> )	3.889605 (m <sup>2</sup> )
Capacity	0.002512 (m <sup>3</sup> )	0.004136 (m <sup>3</sup> )
Heat exchanger inlet	15.88 (mm)	6.52mm×5 (32.6mm) , 30m, 1set
Heat exchanger outlet	9.52 (mm)	9.52mm×1 (9.52mm) , 30m, 1set

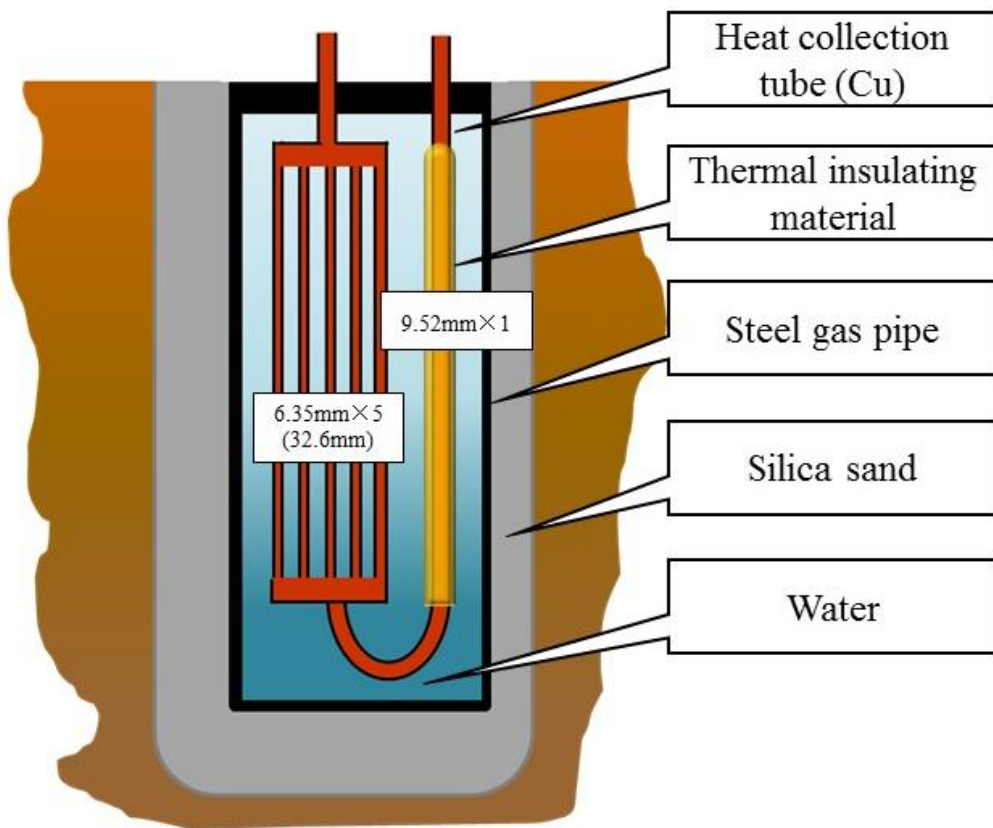


Figure 2.9 Underground heat exchanger in this system

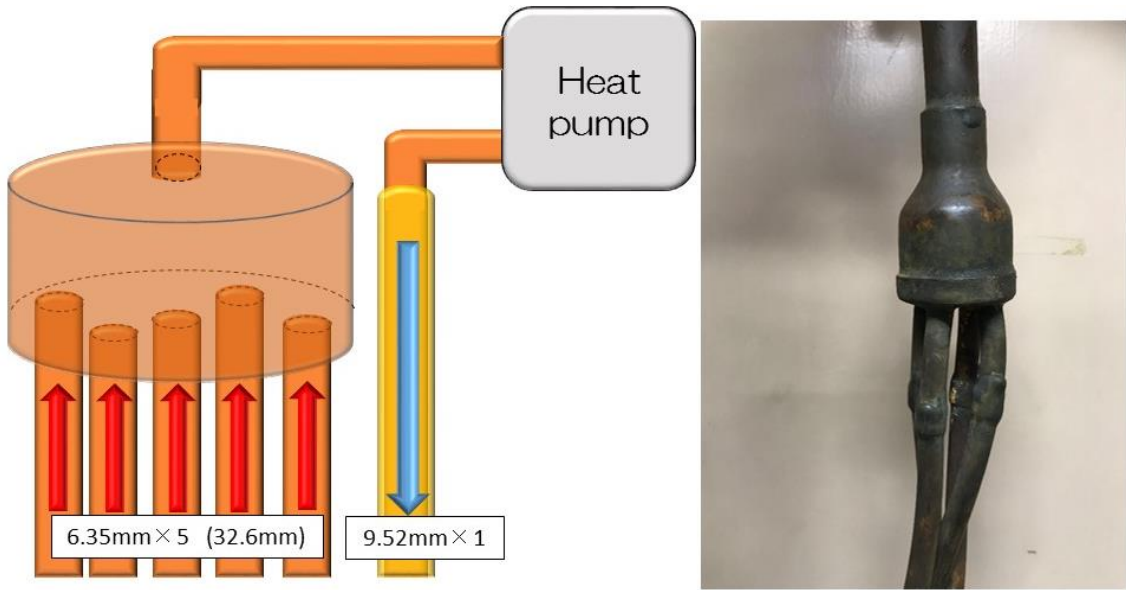


Figure 2.10 Underground heat exchanger in the upper section

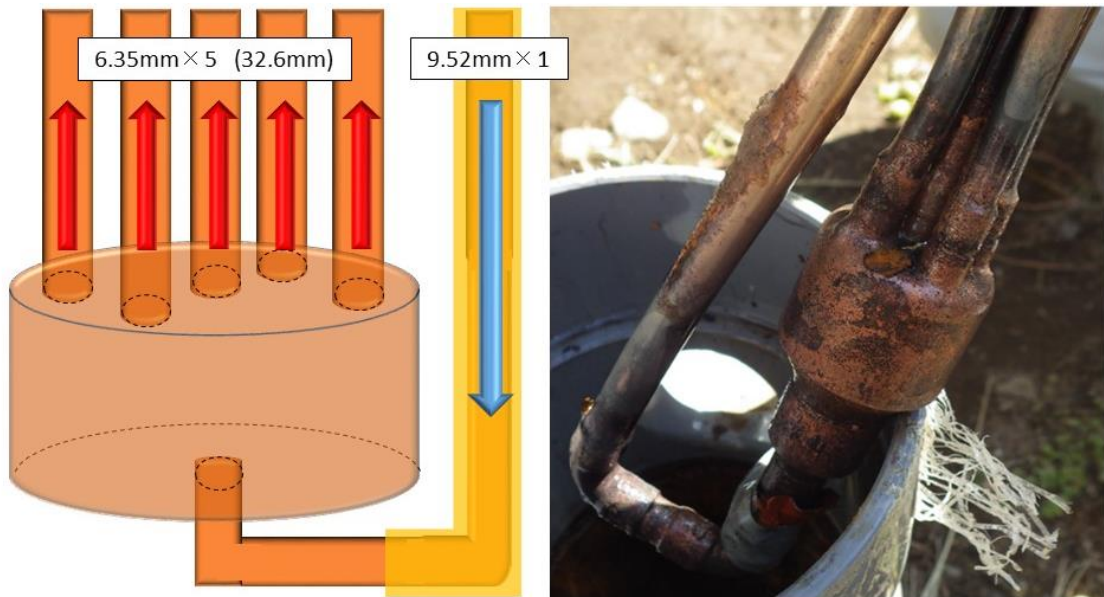


Figure 2.11 Underground heat exchanger in the bottom section



Figure 2.12 Picture of receiver tank

## 2.4 掘削機器について

地中熱交換器は地中熱ヒートポンプにおいて非常に重要であり、その地中熱交換器設置のための地中熱交換井掘削工事は高品質が求められる。一方、この地中熱交換井掘削工事費が地中熱ヒートポンプのインシヤルコストが高額となる原因ともいわれている。そこで現在、工費削減および品質向上のため高速掘削機である「ソニックドリル」工法が一般的となっている。図 2.13 にソニックドリルの写真を示す。以下に特徴を記す<sup>(13)</sup>。

### [1] 高速掘削による工期短縮

ソニックドリル工法は、従来のビットの回転力と押し付け力で切削破碎していくロータリー工法と比べ圧倒的な掘削時間の短縮を図れると共に、打撃エネルギーにより地盤を破碎・掘削するパーカッション工法と比べても掘削時間を大幅に短縮する。

### [2] 掘削工程短縮によるコストダウン

従来のビットの回転力と押し付け力で切削破碎していくロータリー工法と比べ掘削費の大幅なコスト削減を、打撃エネルギーにより地盤を破碎・掘削するパーカッション工法と比べ、高い掘削性能によりコスト削減が可能となる。

### [3] パーカッション工法に比べ低騒音

ビットの回転力と強力なバイブレーション力で掘削していくソニックドリル工法は、打撃エネルギーにより地盤を破碎・掘削するパーカッション工法と比べて低騒音となる。これまでのボーリング工事では、ビット・ロッドの冷却、ビット内のスライム洗浄および孔壁の崩壊を防ぐために、主にベントナイトを用いた濁水を循環水として使用してきた。ソニックドリル工法では、「高周波振動による孔壁の圧密効果」と「ビット径とロッド径の最小化（約 10mm 程度）」により、孔壁を安定した状態とすることが可能となる。これにより、掘削深度が 100m 程度までとなる地中熱交換器掘削工事においても、清水を循環水として採用することが可能となる。

### [4] 振動機構と専用ロッドによる高い垂直制度

ソニックドリル工法では、「バランス掘削方法」と「ビット径とロッド径の最小化（約 10mm 程度）」の相乗効果により、方向修正用掘削装置を装備しない場合でも高い垂直性を得ることが可能となる。



Figure 2.13 Picture of sonic drill

## 2.5 成績係数

本実験結果の評価には、空気熱ヒートポンプと同様に成績係数 (Coefficient of Performance, 以下 COP) を使用した<sup>(14)</sup>。ここでは、空気エンタルピー法により COP を求め、冷房・暖房運転の性能を評価した。空気エンタルピー法は、実験室に高精度測定が可能な温度計 (白金測温抵抗体)、湿度測定装置、風量測定装置 (熱線風速計) を設置し、室内空調機入口・出口の空気温・湿度を測定してエンタルピーを求める方法である。算出式を式 (1) に図 2.14 に室内空調機における熱量計測の概略を示す。

$$COP = \rho Av (h_{in} - h_{out}) / W_p \quad (1)$$

ここで、 $h_{in}$  および  $h_{out}$  は室内空調機入口・出口の比エンタルピー (kJ/kg)、 $\rho$  は空気密度 (kg/m<sup>3</sup>)、 $A$  は室内空調機出口ダクト面積 (0.0495m<sup>2</sup>)、 $v$  は 4 点の熱線風速計の値を積分平均した平均流速 (m/s)、 $W_p$  は消費電力 (10 分間の積算値) (kW) である。

$$h = C_{pa} \times t + (C_{pw} \times t + r_0) \times x \quad (2)$$

ここで、 $C_{pa}$  は乾き空気の定圧比熱 (kJ/kg・K)、 $C_{pw}$  は水蒸気の定圧比熱 (kJ/kg・K)、 $r_0$  は 0 (°C) 時の水の蒸発熱 (kJ/kg)、 $t$  は乾球温度 (°C)、 $x$  は絶対湿度 (kg / kg(dry air)) である。室内側の条件は空調機の性能を評価する際に基えられる、日本工業規格 (JIS) の標準使用条件 (JIS C 9921-3) を参考に冷房運転では設定温度を 27°C、暖房運転では 20°C とした。標準使用条件 (JIS C 9921-3) を表 2.3 に示す<sup>(16)</sup>。

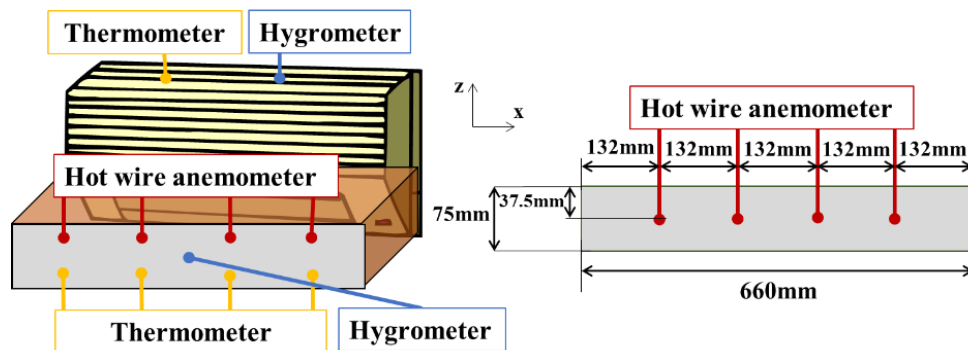


Figure 2.14 Calorimetric measurement at indoor unit

Table 2.3 JIS standard conditions of air conditioner

JIS standard conditions (JIS C 9921-3)			
		Cooling mode	Heating mode
Environmental condition	Room temperature	27°C	20°C
	Room humidity	47%	59%
	Outdoor temperature	35°C	7°C
	Outdoor humidity	40%	87%

## 2.5 計測機器

表 2.4 に本実験で使用した計測機器及び仕様を示す。また、以下に各計測機に関して特徴と原理を示す。

Table 2.4 List of measuring instruments

Measurement item	Brand/Make/Company	Specification	Accuracy
Room air conditioner wind speed (m/s)	Hot wire anemometer/ 4CH ANEMOMASTER (Model 6244)/ Kanomax JAPAN, Inc.	0.1~25.0m/s	0.1~4.99 m/s : $\pm 0.15$ m/s $\pm$ 1digit 5.0~9.99 m/s : $\pm 0.3$ m/s $\pm$ 1digit 10.0~25.0 m/s : $\pm 0.6$ m/s $\pm$ 1digit
Room air conditioner inlet and outlet humidity (%)	Hygrometer/ TR502RGS1000A-BH/ Toplas Engineering Co.,Ltd	0~100%	$\pm 2\%$ RH: 10~90% RH[25°C] $\pm 3\%$ RH: 2~10% RH[25°C] :90~100% RH[25°C]
Refrigerant temperature(°C) Room air conditioner temperature(°C)	Resistance thermometer bulb/ R003-3/ CHINO Co.,Ltd	-50~200°C	Class A $\pm(0.15+0.002   t  )$ °C
Underground temperature (°C)	Thermocouple/ JT3M(class1)/ CHINO Co.,Ltd	Regular temperature 200°C Absolute maximum 250°C	Class 1 $\pm 0.5$ °C (-40~125°C)
Refrigerant pressure (MPa)	Pressure gauge/ GP-M100/ KEYENCE Co.,Ltd	0~10MPa	$\pm 1.0\%$ of F.S. Less than

### ✓ 白金測温抵抗体

金属や半導体の電気抵抗率が温度によって変化することを利用したものである。温度センサの抵抗から温度を求める温度計で、予め温度と抵抗の関係が把握されている金属などを温度センサにして、その抵抗を測定することで温度を求める。実用的な温度計としては、化学的な安定性から主に白金線が用いられる。また、白金より価格が安く、抵抗の温度係数も大きく、常温付近で安定しているニッケルや銅なども用いられている。

また、振動や衝撃に対する機械的強度が高いシース（金属保護管）を使用したシース測温抵抗体というものがある。測温部と導線部で構成され、測温部はシースの中に高純度の MgO 粉末絶縁物によって白金抵抗素子がコンパクトに内蔵されている。高純度の MgO 粉末の使用により、測温部・導線部とも高温領域においても優れた絶縁抵抗を保ち、良好な熱伝導を維持するため、応答性が良好で温度誤差が小さいとされている<sup>(17)</sup>。



#### ✓ 熱電対

異なる2種類の金属線を接続して1つの回路（熱電対）を作り、ふたつの接点に温度差を与えると、回路に電圧が発生するというゼーベック効果を利用した温度センサである。

熱電対は、中高温領域を中心に、最も多く用いられている温度センサで、熱起電力が大きく、特性のばらつきが小さく互換性があり、高温または低温で使用しても、熱起電力が安定で寿命が長いといった特徴があり、耐熱・耐食性が高いといった特徴もある<sup>(18)</sup>。

#### ✓ 湿度計

湿度の測定方法として乾湿球湿度計、露点計、毛髪湿度計、電子式湿度計などが知られているが、近年、湿度測定の需要は計測・制御機器などのエレクトロニクス分野で増大しており、出力を電気信号で取り出せ、かつ簡易に使用できる高分子感湿膜型電子式湿度計の利用が進んでいる。基板上に電極を形成し、電極の上にアンモニウム塩などの添加物を含んだ高分子材料を塗布して感湿膜を形成する。測定空気の水蒸気量により感湿性高分子中の水分含有量が増加し、含有水分に応じて添加物からイオンの遊離が発生し、電気抵抗の変化を測定する。高分子抵抗式の湿度計は生産が安易であり、比較的安価で家電や民生用として業界に実績が多くあると言った利点がある。一方、温度依存性があるものが多く、温度補正が必要である。低温低湿度領域(10°C 20%RH 以下)では、導通がほとんどなくなるため、電気抵抗の変化を測定することが出来ず、湿度計測が出来なくなる傾向がある。結露すると、感湿性高分子内の添加物が溶け出して特性がずれてしまうと言った欠点もある<sup>(19)</sup>。

#### ✓ 熱線風速計

風速値の測定方法としては、熱式以外に風車などに代表されるヒラム式（ベーン式）、空気の流れの中で発生する圧力を測定するピトー管式、レーザ光線や超音波を利用したレーザ流速計や超音波風速計がある。これらの中で最も手軽で汎用的に利用されている風速計が熱式風速計である。熱式風速計は持ち運びが容易でコストパフォーマンスが高く、風速計のスタンダードとして広く採用されている。

熱式風速計の原理は、加熱された物体を空気中に放置すると物体の熱が周囲の空気中に移動することにより、物体の温度が下がる。この加熱された物体に風を吹き付けると更に温度降下が加速する。このことから加熱された物体に風を吹き付ける風速値と、その風により空気に移動する熱量（熱放散量）の関係が判れば風速計として利用できる。この関係は式(4)によって表される。

$$QH = (a + b\sqrt{U}) \times (T - Ta) \quad (3)$$

ここで、 $Qa$ ：放散熱量、 $U$ ：風速値、 $Ta$ ：周囲流体の温度、 $T$ ：熱線（風速素子）の表面温度、 $a$ 、 $b$ ：流体および熱線の形状により決まる定数である。現在、熱式風速計のほとんどが定温度型熱式風速計である。定温度型熱式風速計はある電流値で、加熱された風速素子に風が当たると、風に熱を奪われて風速素子の温度が下がる。この冷却作用による放散熱量と同じ熱量相当となるように電流値を増やすことで、風速素子に供給する。つまり、放散熱量と供給熱量は等しい関係にある。したがって、風速素子の温度は一定に保たれる。風速素子の温度を一定に保つために必要な供給熱量（電流値）と風速値は関連しており、この供給熱量（電流値）を計測することで風速値を知ることができる。定温度型の熱式風速計は風速素子の温度を一定に保つために必要な電流値を測定して風速値を算出している。そのため、風速のみならず、風温が変化しても一定である必要がある。放散熱量は風速素子の表面温度と風温の差に比例するため、風速が一定であっても、風温が変われば指示する風速値に誤差を

生じることになる。そのため、風速素子とは別に温度補償用素子を組み込み、温度補償を行っている<sup>(20)</sup>。

#### ✓ 圧力計

圧力センサは気体や液体の圧力をダイヤフラム(ステンレスダイヤフラム, シリコンダイヤフラム等)を介して, 感圧素子で計測し電気信号に変換する機器である。半導体ピエゾ抵抗拡散圧力センサは, ダイヤフラムの表面に半導体ひずみゲージを形成し, 外部からの圧力によってダイヤフラムが変形して発生するピエゾ抵抗効果による電気抵抗の変化を電気信号に変更する。静電容量型圧力センサは, ガラスの固定極とシリコンの可動極を対向させてコンデンサを形成, 外部からの圧力によって可動極が変形して発生する静電容量の変化を電気信号に変換している<sup>(21)</sup>。

### 2.6 冷媒(R410A)

これまで家庭用エアコン等に採用されていた HCFC (R22) は, CFC 程ではないが, オゾン層を破壊する性質を持っている。このため, 国際的規制 (オゾン層を破壊する物質に関するモントリオール議定書) と国内の法律 (特定物質の規制等によるオゾン層の保護に関する法律) 等の主旨に従い, 冷媒の転換が必要となり, オゾン層を破壊しない冷媒 HFC が使用されてきている。さらに近年では, 地球温暖化防止にも貢献できる新冷媒 HFC (R32) への転換も進められている。冷媒物性の特徴として, 作動圧力が R22 に比べて R410A は約 1.6 倍となる。作動圧力の増加によりこれまで直接膨張方式地中熱ヒートポンプで指摘されてきた, 地中熱交換器底部での潤滑油停滞等の課題改善への一端となっている。

R410A の物性値を表 2.5~2.6 に示す<sup>(22)</sup>。

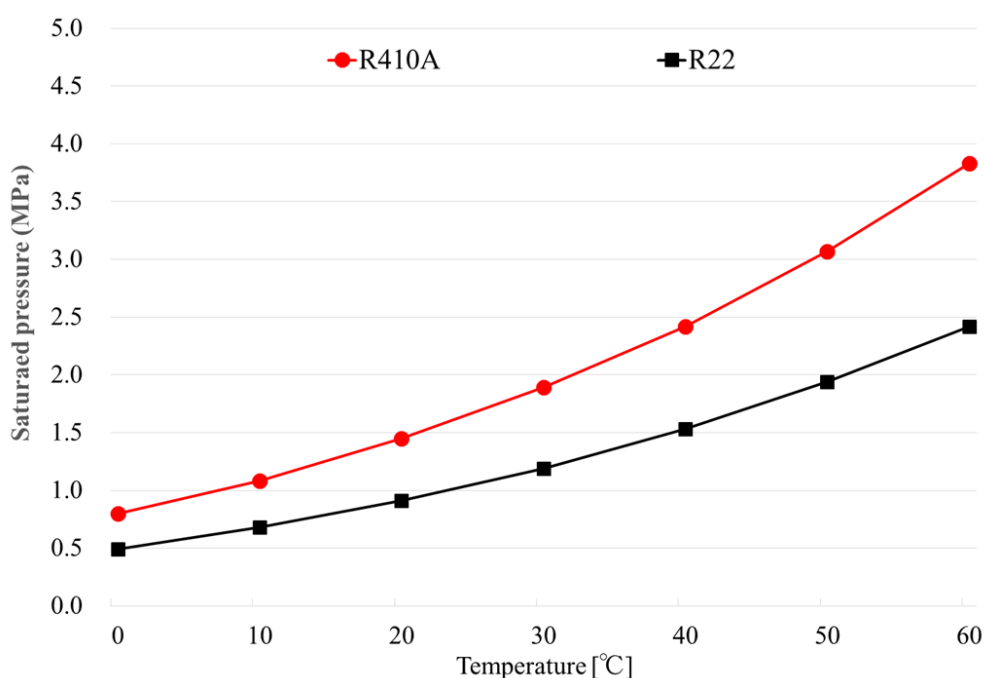


Figure 2.15 Physical properties of refrigerant

Table 2.5 Physical property of R410A for pressure, specific enthalpy and specific entropy

Temperature T (K)	Pressure		Specific enthalpy		Specific entropy	
	$P_{liq}$ (Mpa)	$P_{vap}$ (Mpa)	$h_{liq}$ (kJ/kg)	$h_{vap}$ (kJ/kg)	$s_{liq}$ (kJ/(kg·k))	$s_{vap}$ (kJ/(kg·k))
213.15	0.0642	0.0640	114.66	394.72	0.6504	1.9645
218.15	0.0843	0.0839	121.47	397.40	0.6819	1.9470
223.15	0.1090	0.1086	128.32	400.02	0.7129	1.9306
228.15	0.1391	0.1386	135.21	402.57	0.7433	1.9153
233.15	0.1755	0.1749	142.15	405.04	0.7732	1.9010
238.15	0.2189	0.2181	149.13	407.44	0.8027	1.8876
243.15	0.2703	0.2693	156.17	409.75	0.8318	1.8746
248.15	0.3305	0.3294	163.27	411.97	0.8605	1.8629
253.15	0.4007	0.3993	170.44	414.09	0.8889	1.8516
258.15	0.4816	0.4800	177.69	416.09	0.9170	1.8407
263.15	0.5746	0.5727	185.02	417.97	0.9449	1.8303
268.15	0.6805	0.6783	192.46	419.71	0.9725	1.8202
273.15	0.8007	0.7981	200.00	421.31	1.0000	1.8104
278.15	0.9362	0.9332	207.66	422.73	1.0274	1.8007
283.15	1.0884	1.0843	215.46	423.96	1.0547	1.7912
288.15	1.2584	1.2543	223.42	424.97	1.0820	1.7816
293.15	1.4476	1.4430	231.54	425.73	1.1094	1.7719
298.15	1.6574	1.6522	239.86	426.19	1.1368	1.7619
303.15	1.8893	1.8835	248.41	426.31	1.1645	1.7515
308.15	2.1449	2.1385	257.22	426.03	1.1925	1.7405
313.15	2.4256	2.4187	266.33	425.26	1.2210	1.7286
318.15	2.7335	2.7261	275.84	423.88	1.2501	1.7155
323.15	3.0706	3.0628	285.85	421.72	1.2801	1.7007
328.15	3.4391	3.4313	296.57	418.46	1.3118	1.6833
333.15	3.8418	3.8344	308.41	413.54	1.3461	1.6618
338.15	4.2824	4.2760	322.43	405.60	1.3862	1.6322

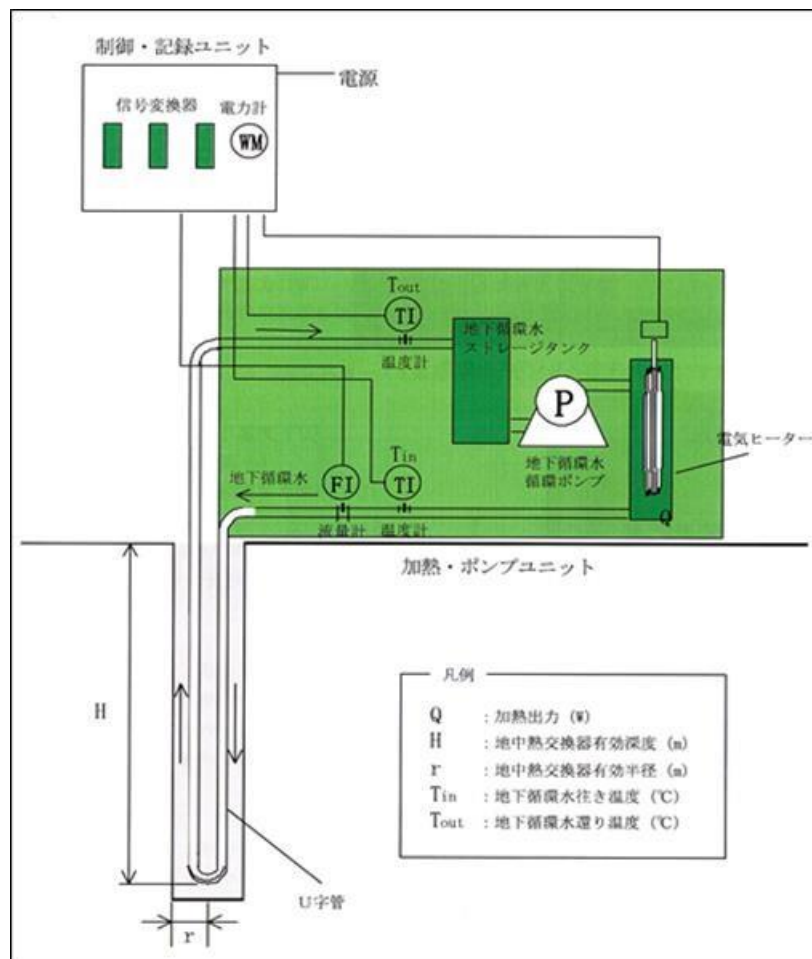
Table 2.6 Physical property of R410A for density, specific heat capacity at constant volume and specific heat capacity at constant pressure

Temperature T (K)	Density		Specific heat capacity at constant volume		Specific heat capacity at constant pressure	
	$\rho_{liq}$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\rho_{vap}$ (kg/m <sup>3</sup> )	$c_{vliq}$ (kJ/(kg·k))	$c_{vvap}$ (kJ/(kg·k))	$c_{poliq}$ (kJ/(kg·k))	$c_{pvap}$ (kJ/(kg·k))
213.15	1376.3	2.7	0.8543	0.6207	1.3590	0.7673
218.15	1360.8	3.5	0.8543	0.6367	1.3649	0.7896
223.15	1345.1	4.5	0.8549	0.6531	1.3718	0.8132
228.15	1329.2	5.6	0.8559	0.6699	1.3797	0.8381
233.15	1313.0	7.0	0.8574	0.6870	1.3888	0.8642
238.15	1296.6	8.6	0.8593	0.7043	1.3990	0.8917
243.15	1279.8	10.5	0.8617	0.7218	1.4107	0.9206
248.15	1262.7	12.8	0.8649	0.7393	1.4237	0.9510
253.15	1245.1	15.4	0.8679	0.7569	1.4385	0.9831
258.15	1227.1	18.4	0.8716	0.7745	1.4552	1.0173
263.15	1208.7	21.9	0.8759	0.7922	1.4740	1.0537
268.15	1189.6	26.0	0.8806	0.8099	1.4952	1.0930
273.15	1170.0	30.6	0.8859	0.8275	1.5194	1.1355
278.15	1149.6	35.9	0.8918	0.8450	1.5470	1.1822
283.15	1128.4	41.9	0.8983	0.8625	1.5787	1.2342
288.15	1106.3	48.9	0.9054	0.8801	1.6152	1.2935
293.15	1083.1	56.8	0.9134	0.8984	1.6579	1.3627
298.15	1058.6	66.0	0.9224	0.9175	1.7082	1.4455
303.15	1032.7	76.6	0.9324	0.9382	1.7687	1.5471
308.15	1005.1	88.9	0.9439	0.9608	1.8433	1.6753
313.15	975.3	103.3	0.9573	0.9860	1.9389	1.8429
318.15	942.9	120.4	0.9731	1.0142	2.0680	2.0715
323.15	906.8	141.1	0.9923	1.0465	2.2560	2.4036
328.15	865.5	167.0	1.0170	1.0844	2.5616	2.9343
333.15	815.5	200.8	1.0513	1.1310	3.1533	3.9287
338.15	748.4	249.6	1.1082	1.1944	4.7792	6.5027

### 第3章 実験結果及び検討

#### 3.1.1 熱応答試験 (Thermal response test)

地中熱ヒートポンプの実験を行なうにあたり、熱応答試験を行ない、実験値の地盤状況を知ることは非常に重要である。熱応答試験は地中の状況を知るうえで重要になる有効熱伝導率 (Thermal Conductivity) や熱抵抗値 (Thermal Resistance) 等を把握するもので、地中熱交換器の設計に際して利用されている試験方法である。地中の有効熱伝導率とは地中熱交換器が挿入されている地層の全深度における熱伝導率の平均有効熱伝導率を表しており、熱抵抗値とは地中熱交換器全体の平均熱抵抗を表している<sup>(23)</sup>。熱応答試験の模式図を表 3.1 に示す。熱応答試験装置は、幅 43cm、奥行き 70cm、高さ 53cm の金属ケースに温度計 (出入口)、電気ヒーター、循環ポンプ、電磁流量計、バッファタンク、膨張タンク、電力計及びデータロガーを収納したものである。電源電圧は 200V で、ヒーター出力は 5 段階 (1kW~5kW) に設定可能である。熱応答試験の模式図を図 3.1 に示す<sup>(2)</sup>。



(出典：地中熱利用促進協会 HP)

Figure 3.1 Schematic of thermal response test

### 3.1.2 使用機材

熱応答試験に用いられる使用機材を Table5.1 に示す。

Table 3.1 Using equipment for thermal response test

Instrument		Company ・ Make	Accuracy ・
Thermal response test machine	Inlet and outlet temperature	HACHIKO ELECTRIC Co.,Ltd ・ Pt100	Class B, ×2
	Heater	HACHIKO ELECTRIC Co.,Ltd ・	2kW : ×2 1kW : ×1
	Pump	—	×1
	Buffer tank	HAGIHARA Boring Co.,Ltd	×1
	Expansion tank	Hitachi Metals, Ltd. ALL RIGHTS RESERVED ・ Diaphragm tank	×1
	Electromagnetic flow meter	KEYENCE Co.,Ltd ・ FD-MH100A	100L/min, ×1
	Electrical power meter	Panasonic Electric Works Co.,Ltd ・ KW1M-H	×1
	Control board	—	×1
	Data logger	HIOKI E.E. CORPORATION ・ Logger 8430	×1
Dynamo	Denyo Co.,Ltd ・ 13ES		
Thermometer	Ninomiya Electric Wire Co.,Ltd ・ MO302016-01	Thermocouple -40~125°C	
Water gauge	KELLER Co.,Ltd DCX-16VG	Determining area ・ 0~50mH <sub>2</sub> O Cable : 200m	

### 3.1.3 試験方法

熱応答試験は非加熱循環，2kW ヒーター加熱循環，温度回復測定からなる．今回は(藤井，2006) (23)に準拠して試験を実施した．実施手順を以下に示す．

- [1] 熱応答試験装置と熱交換井とを断熱を施したホースで接続し，配管を熱媒体（水）で満たした後，エア抜きを行う．今回はダブル U チューブのうちの 1 本を使用（シングル U チューブ）した．
- [2] 温度センサー，流量計をデータロガーに接続する．温度測定は熱交換井の出入口における熱媒体温度について必ず行う．
- [3] ヒーターをオフにしたまま 30 分程度熱媒体の循環を行い，熱交換井出入口における熱媒体温度が安定するのを確認した後，出入口温度の平均より初期地層温度を決定する．
- [4] ヒーターに通電し，熱媒体の循環を開始する．流速は熱媒体の循環が乱流域となるように設定する．今回は 19.9 ㎥/分で実施した．
- [5] 熱負荷は実際に設置予定の GeoHP システムの負荷に近い大きさとする．目安として，(Sanner et al.,2005)は熱伝導率の低い地盤では 30W/m，高い地盤では 80W/m を提案している．今回は 3kW のヒーターを用い 30W/m 程度とした．
- [6] 熱媒体循環時間は，時間と熱媒体平均温度の片対数プロットにおいて，地中熱交換井の影響がなくなり，その後出現する地層の熱伝導率により傾きが決まる直線部分において十分な長さの直線が得られる時間とした．(Sanner et al., 2005) では 50 時間以上の熱媒体循環時間を推奨している．今回は 50 時間（約 2 日間）にわたって実施した．
- [7] データ取得間隔はデータロガーの記憶容量によるが，少なくとも 10 分以下とする (Sanner et al.,2005)．今回は 1 分間隔のデータを取得した．
- [8] 循環終了後は速やかに温度応答試験装置と地上配管の水抜きをし，その後試験装置を撤去する．

### 3.1.4 解析方法

熱応答試験で得られたデータをケルビンの線源理論を用いて解析し、地層の有効熱伝導率および地中熱交換井の熱抵抗を求めた。ケルビンの線源理論を用いた解析法には循環時における熱媒体の温度を用いる解析法（以下、循環時法と呼ぶ）と循環停止後の地中温度の回復データを用いる方法（以下、回復時法と呼ぶ）がある。地層の有効熱伝導率は、線源理論より次式で表される。

$$T - T_i = m \log(t) + b \quad (4)$$

$$\lambda = 0.183 \times q/m \quad (5)$$

ここに、

T：熱交換井入口温度と出口温度の熱媒体の平均温度[° C]

T<sub>i</sub>：熱交換井入口温度と出口温度の熱媒体の平均温度（初期値）[° C]

m：熱媒体平均温度の経時変化を示す片対数グラフの傾き（近似直線の傾き）

t：加熱循環時間 [min]

b：定数

λ：有効熱伝導率[W/m・K]

q：単位長さあたりの加熱電力（熱交換量）[W/m]

循環時法では（式 1）に基づいて、熱媒体平均温度の経時変化を示す片対数グラフの傾きより値を決定し、（式 2）より有効熱伝導率を求める。レスポンスカーブ（熱媒体平均温度の経時変化の片対数プロット）の直線近似を行なう場合、レスポンスカーブのどの領域で近似を行なうかによって、傾き の値が変化する。直線近似を行なう領域の最小加熱循環時間は次式で表わされる。

$$t_b = 5r^2/\alpha \quad (6)$$

ここに、

t<sub>b</sub>：最小加熱循環時間 [s]

α：熱拡散率（α = λ / ρ cp）[m<sup>2</sup>/s]

r：熱交換井の有効半径 [m]

ρ：地中の代表密度 [kg/m<sup>3</sup>]

cp：地中の代表比熱[J/kg・K]

### 3.1.5 熱応答試験結果

山梨大学甲府東キャンパス内の実験場において 30m のボアホールを使用し、熱応答試験を行った結果を Table 3.2 に示す。試験は 2013 年 5 月 10 日に行った。測定の結果、土壌の有効熱伝導率は 1.69W/m・K、熱抵抗は 0.08K/W となった。砂の有効熱伝導率が 1.1W/m・K、粘土質土が 1.5W/m・K および砂+粘土が 2.1W/m・K であることから、実験場所の代表地質は粘土質土だと考えられる。これは、実際のカッティングサンプルとも一致した。また、地下水の流動が豊富にある地点では、有効熱伝導率は 3.0W/m・K 前後になることから、本実験場所は地下水流動の影響は小さいと考えられる。図 3.2 に地下 30m までの地盤温度分布を示す。深度 10m 付近までは外気温や地下水流の影響を受けるが、深度 10m 以深では安定し、平均 18.3°C となった。深度 10m 以深で地温が比較的安定した地層の温度を不易層温度と呼ぶが、一般的にその地域の年間平均気温と同程度とされている。実験場所である山梨県甲府市の年間平均気温は 14.7°C であり、これに対し、不易層温度 18.3°C は比較的高いが、山梨大学近郊の石和温泉や湯村温泉などの地熱源の影響であると考えられる。

Table 3.2 Result of the thermal response test

Depth of borehole	30m	Flow rate	20l/min
Borehole diameter	100A(105.3mm)	Heated power	1.96kW
Filed material	Silica Sand	Density	1.96g/cm <sup>3</sup>
Themal conductivity	1.69W/(mK)	Specific heat capacity	1.21kJ/kgK
Underground temperature	18.3°C	Themal diffusivity	7.16×10 <sup>-7</sup> m <sup>2</sup> /s
		Themal resistance	0.08K/W

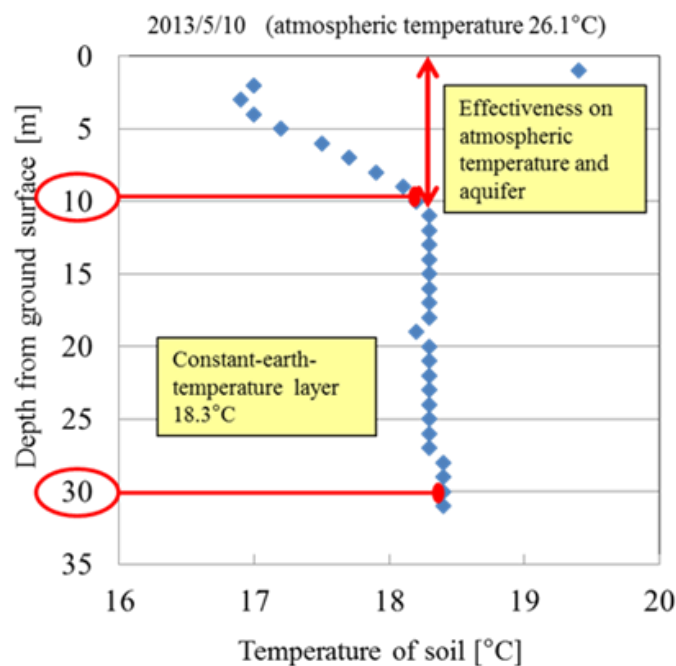


Figure 3.2 Temperature distribution of the underground



### 3.1.6 3.1章のまとめ

地中熱ヒートポンプの実験を行なうにあたり熱応答試験を行ない、実験値の地盤状況を知ることは非常に重要である。熱応答試験は地中の状況を知るうえで重要になる有効熱伝導率や熱抵抗値等の地盤状況を把握するもので、地中熱交換器の設計に際して利用されている試験方法である。山梨大学甲府東キャンパス内の実験場において30mのボアホールを使用し、熱応答試験を行った結果、土壌の有効熱伝導率は $1.69\text{W/m}\cdot\text{K}$ 、熱抵抗は $0.08\text{K/W}$ 及び不易層温度は $18.3^\circ\text{C}$ であった。一般に不易層温度はその地域の年間平均気温と同程度とされており、山梨県甲府市の年間平均気温が約 $14^\circ\text{C}$ であるのに対し、不易層温度が $18.3^\circ\text{C}$ と比較的高いが、これは山梨大学近郊の石和温泉や湯村温泉などの地熱源の影響である。

## 3.2 シングル地中熱交換器を用いた場合について

### 3.2.1 冷房運転結果および検討

室内空調機の設定温度を $27^\circ\text{C}$ とした場合の冷房運転結果の一例を図3.3～図3.6に示す。2015年7月22日から2015年7月23日までの24時間連続運転実験の結果である。運転開始後の4点（圧縮機出入口、ボアホール出入口）の冷媒圧力変化を3.37に示す。運転開始直後、圧縮機出口、ボアホール出入口の圧力が $2.1\text{MPa}$ まで急激に上昇した。その後 $1.8\text{MPa}$ 程度まで低下するが運転時間の経過とともに上昇し、各々24時間で約 $0.5\text{MPa}$ 上昇した。圧縮機入口は運転期間中ほぼ一定値であった。圧力変化に対応した4点の冷媒温度変化を図3.4に示す。運転開始後、圧縮機出口、ボアホール入口の冷媒温度が約 $70^\circ\text{C}$ まで上昇した。その後 $30^\circ\text{C}$ 程度まで低下するが運転時間の経過とともに上昇し、各々24時間で約 $15^\circ\text{C}$ 上昇した。圧縮機入口冷媒温度は運転期間中ほぼ一定温度を示した。図3.5に運転期間中のCOP、出力（室内空調機側での熱量）、消費電力の時間変化を示す。室内空調機の空気側出入口のエンタルピー差から求めた出力は運転開始直後を除いて約 $4\text{kW}$ であった。主として5流路側で採放熱が行われていると仮定すれば、熱交換器1m当りの放熱量は約 $133\text{W/m}$ となる。図3.6にボアホール内地中温度の時間変化を示すが、運転時間の経過とともに深さ10m及び20m地点の地中温度が上昇したため、消費電力が増大し、COPが減少したものと考えている。しかしながら、24時間の連続運転期間中は12を超えるCOPが得られており、優れた省エネルギー性能を示している。これはボアホール出入口の冷媒温度差が平均で約 $8^\circ\text{C}$ 作り出せているからである。一方、ボアホール深度毎の地中温度の時間変化を見ると、運転開始とともに10mおよび20m地点の地中温度が運転開始直後は急激に上昇し、その後は緩やかに少々続けた。10m地点での24時間運転後の温度上昇は最大で約 $16^\circ\text{C}$ であった。これに対し、30m地点の地中温度は上昇せず、運転期間中は一定温度を示した。冷房運転の場合、地中熱交換器は凝縮器となるため、気体状の冷媒が複数細管内で凝縮し、凝縮熱を放出して液体状になる。地中熱交換器内の冷媒状態を目視できていないが、地中温度の時間変化から推測すると20mから30m地点の間で凝縮過程が終了したものと考えられる。したがって、30m地点の地中温度は上昇せず、熱交換があるとしても、液体冷媒の顕熱変化分程度であると考えている。

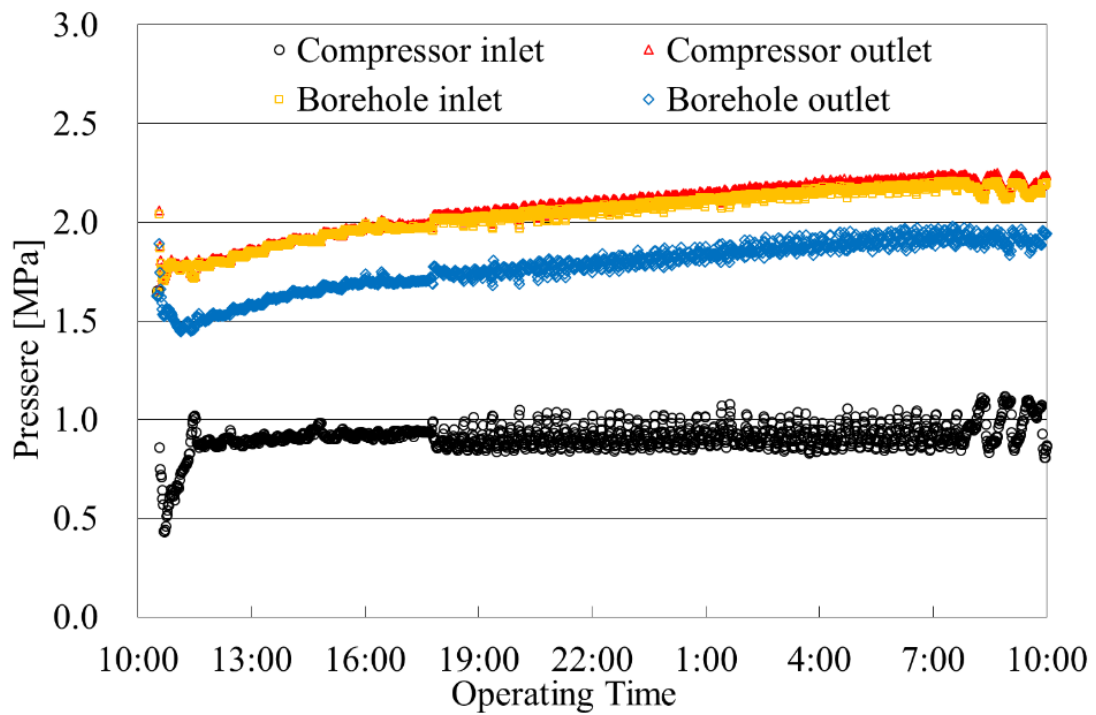


Figure 3.3 Refrigerant pressure change at the various points in the cooling mode (24 hours operation 2015.7.22-7.23).

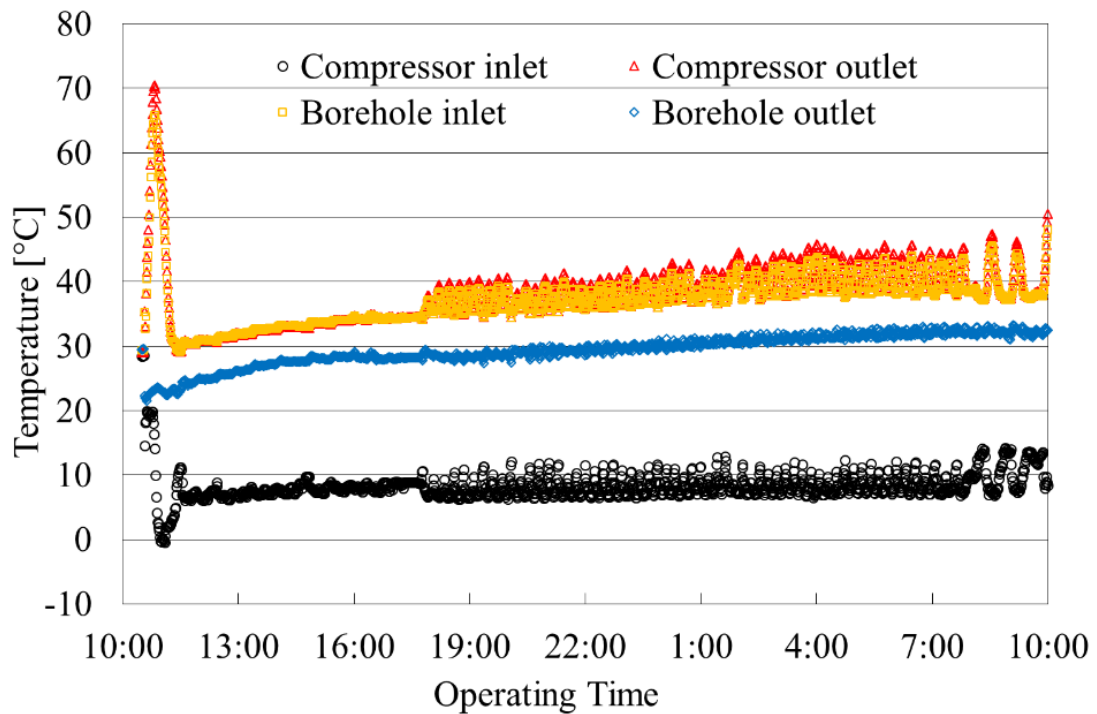


Figure 3.4 Refrigerant temperature change at the various points in the cooling mode (24 hours operation 2015.7.22-7.23).

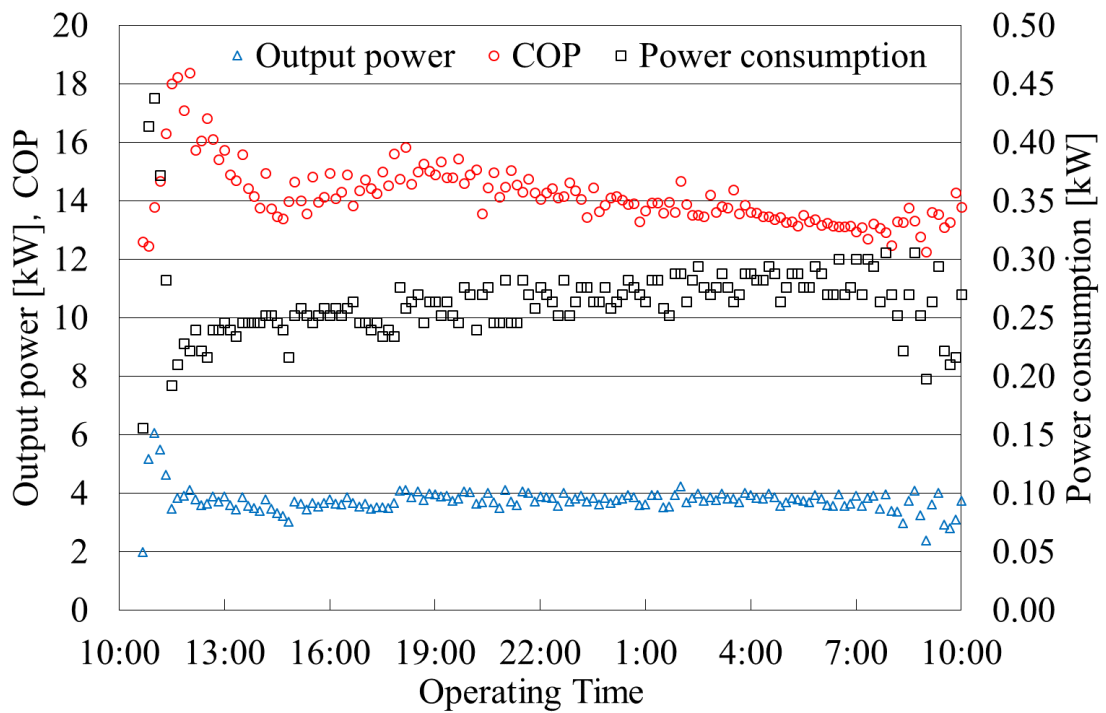


Figure 3.5 COP, amount of released heat, and power consumption changes in the cooling mode (24 hours operation 2015.7.22-7.23).

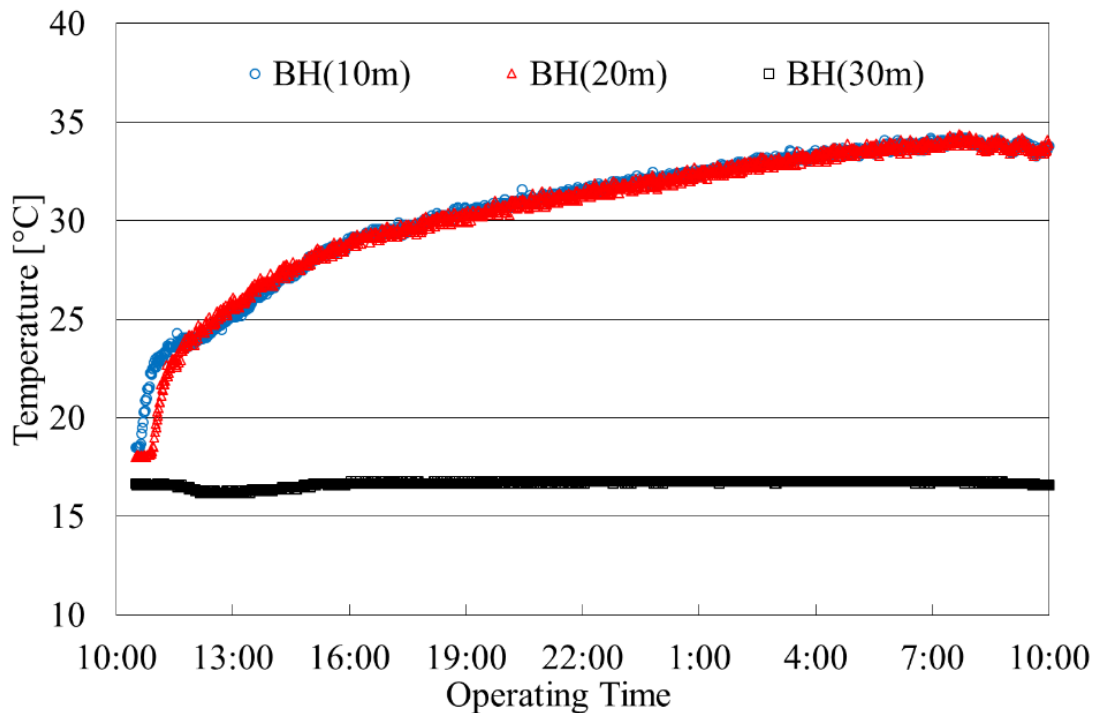


Figure 3.6 Temperature change in the borehole at various depth in the cooling mode (24 hours operation 2015.7.22-7.23).

### 3.2.2 暖房運転結果および検討

室内空調機の設定温度を 20℃とした場合の暖房運転結果の一例を図 3.7～図 3.10 に示す。2014 年 1 月 29 日から 1 月 30 日までの 24 時間連続運転実験の結果である。運転開始後の 4 点の冷媒圧力（圧縮機出入口，ボアホール出入口）の時間変化を図 3.7 に示す。圧縮機出口圧力は約 1.9MPa～2.4MPa の間で変動するが，平均では約 2.1MPa である。圧縮機の入口，ボアホールの出入口圧力はほぼ一定値である。4 点の温度変化を図 3.8 に示す。温度も圧力と同様に圧縮機入口およびボアホール出入口温度はほぼ一定値である。圧縮機出口温度は約 34℃～51℃の間で変動し，これに伴い圧縮機出入口の温度差が変動するため，圧縮機に負荷がかかっている状態になったと推測される。この状態でボアホール入口側の冷媒配管に設置したサイトグラスから冷媒状態を目視で確認すると気液二相流となっていた。性能評価をまとめた結果を図 3.9 に示す。出力（室内空調機側での熱量）はそれほど大きな変化は見られず 3.0kW 程度で安定し，平均 COP は 7.2 および消費電力は約 0.5kW であった。冷房運転の場合と同様に熱交換器単位長さ当りの採熱量は約 100W/m である。図 3.10 に地中温度分布を示す。ボアホール内の深さ毎の温度変化を見ると 10m, 20m および 30m 地点いずれの場合も運転開始とともに温度が急激に低下しており，運転期間中の温度低下は最大で約 10℃であった。暖房運転においては地中熱交換器深さ全域にわたり温度変化が見られることから，地中熱交換器内で冷媒の蒸発過程が終了していない可能性があると考えられる。したがって，実用化の観点からは長期にわたる連続負荷運転時の性能を確保するため，ボアホール内に外部から注水してボアホール内の水を攪拌する等の補助的な除熱システムを導入することも検討の必要があると考えている。図 3.11 に補助的な除熱システムの概要を示す。

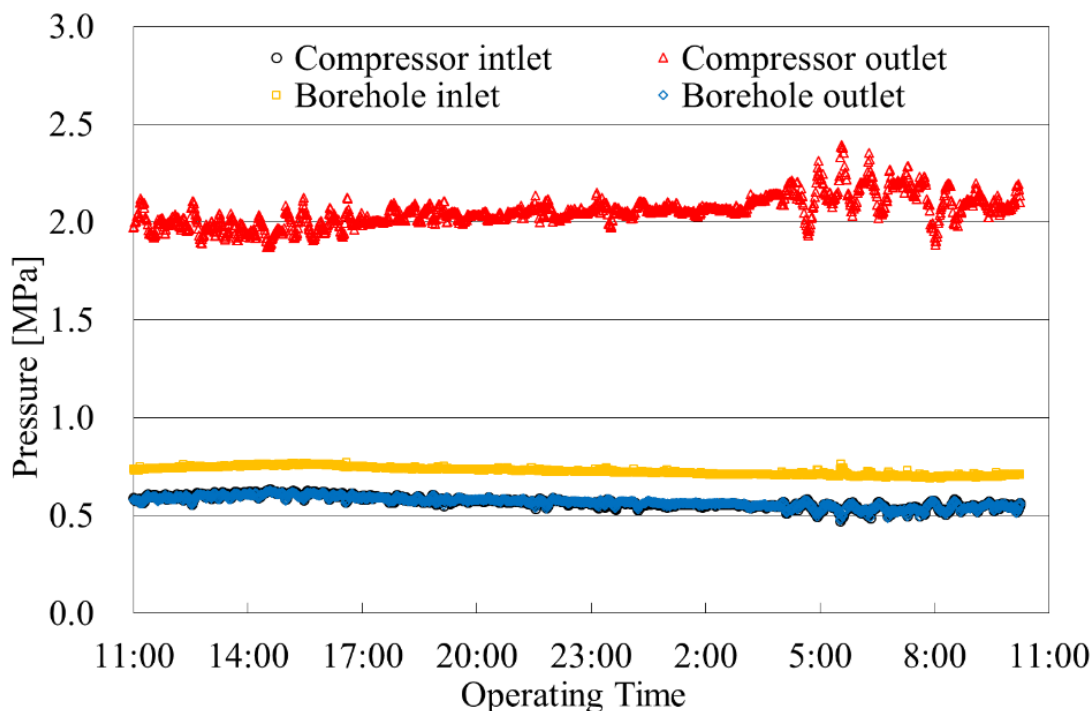


Figure 3.7 Refrigerant pressure change at various points in the heating mode (24 hours operation 2014.1.29-1.30).

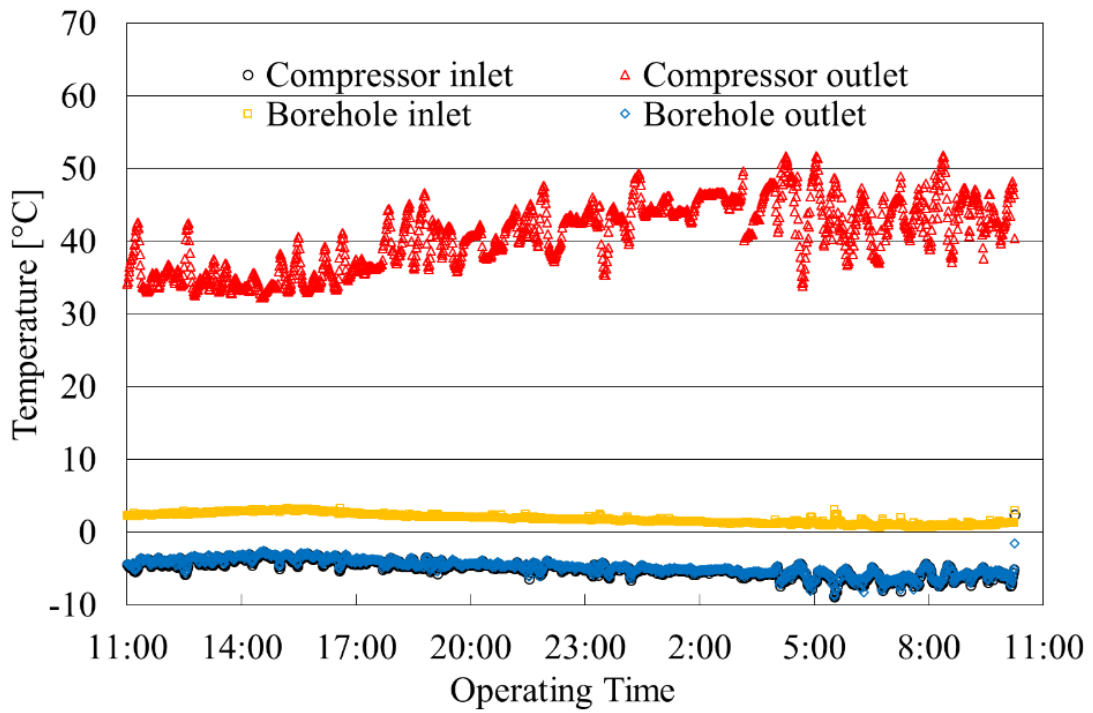


Figure 3.8 Refrigerant temperature changes at various points in the heating mode (24 hours operation 2014.1.29-1.30).

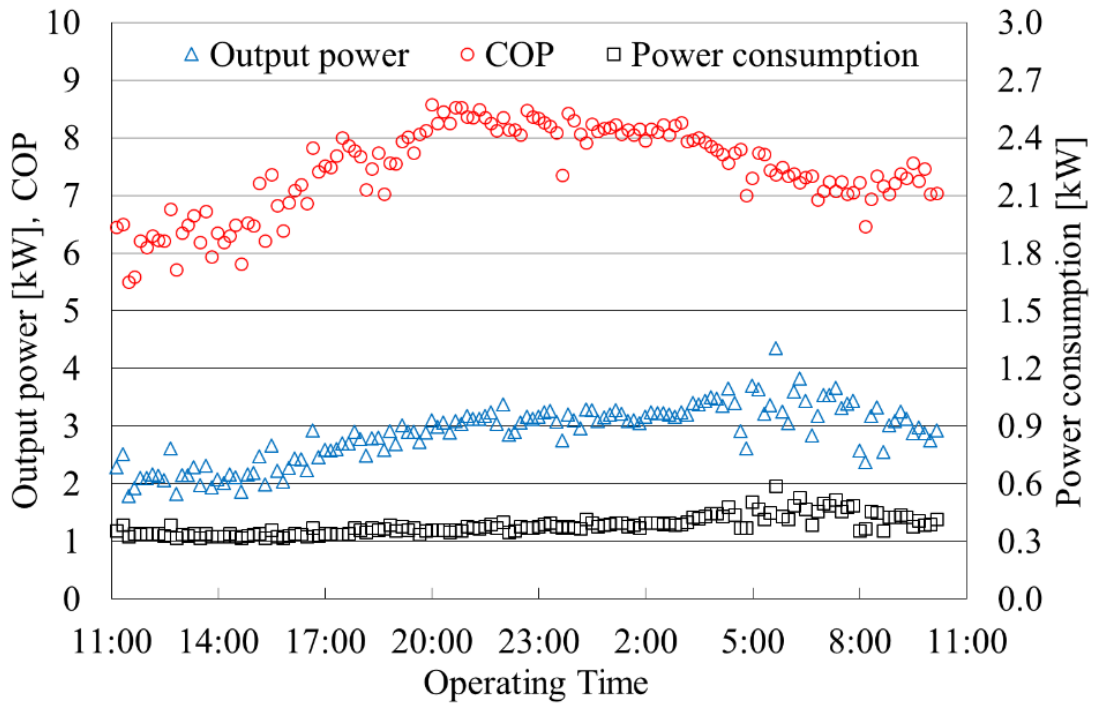


Figure 3.9 COP, amount of extracted heat from the ground, and power consumption changes in the heating mode (24 hours operation 2014.1.29-1.30).

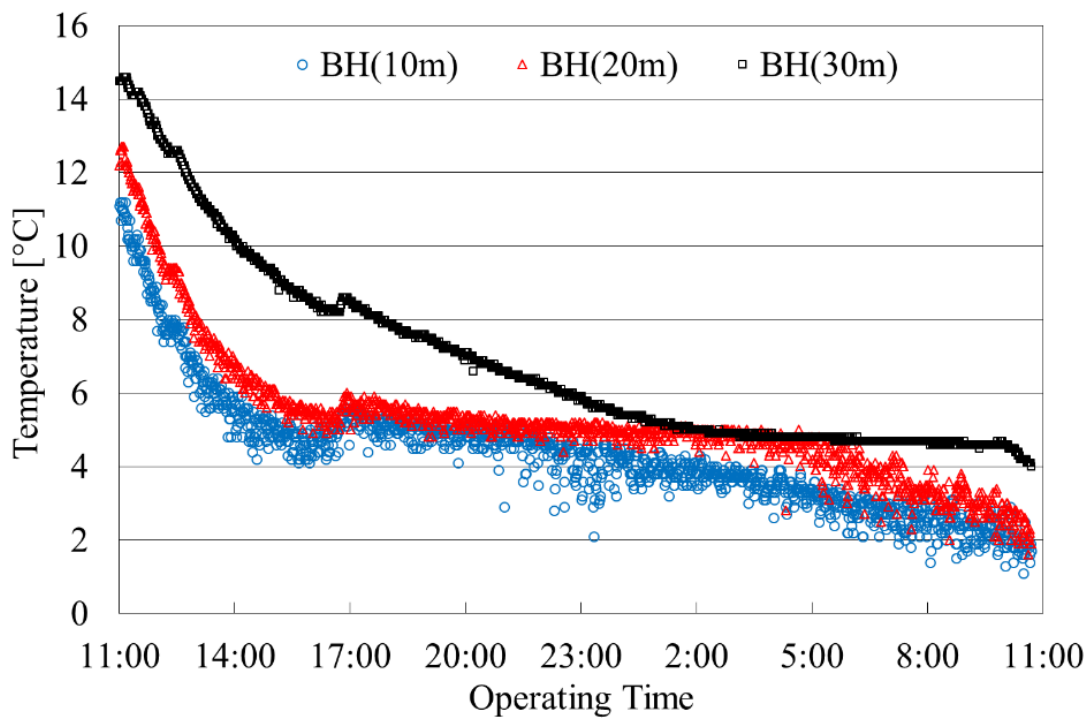


Figure 3.10 Temperature change in the borehole at various depth in the heating mode (24 hours operation 2014.1.29-1.30).

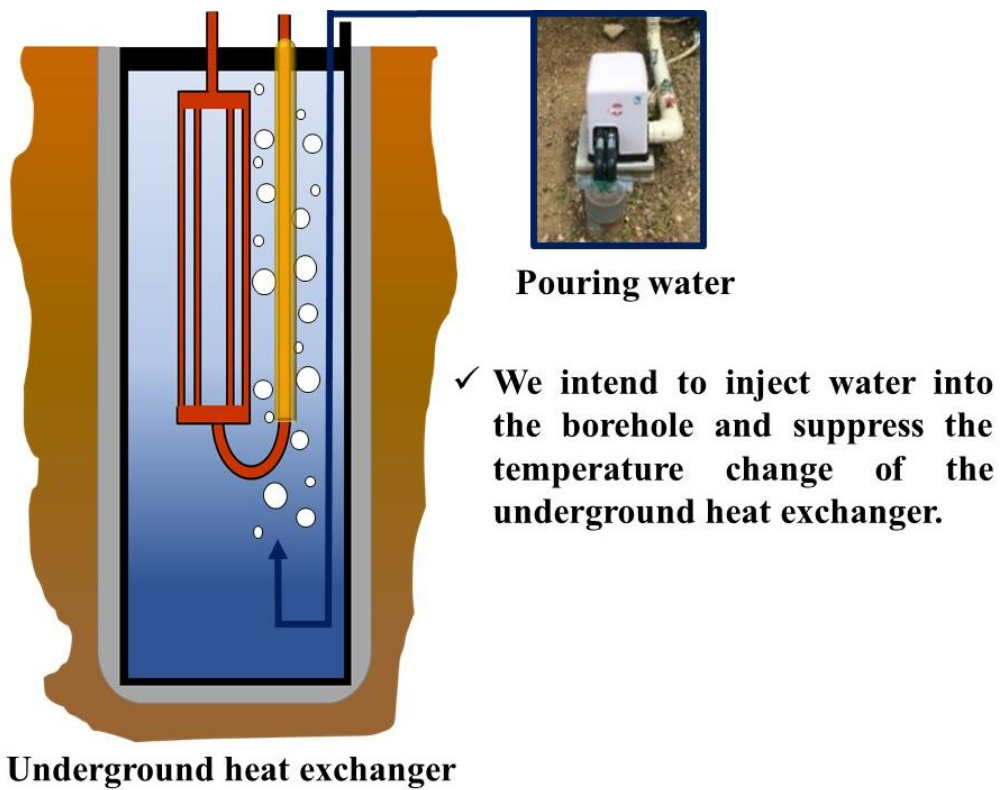


Figure 3.11 Auxiliary cooling system by pouring water into underground heat exchanger

### 3.2.3 地中熱交換器内の冷媒循環方向

直接膨張方式地中熱ヒートポンプでは、地中熱交換器において冷媒流れが蒸発・凝縮を伴う気液二相流となるため、適切な熱交換器の仕様が確立されていない。そこで、冷房・暖房運転時における地中熱交換器内の適切な冷媒循環方向を決定するため、逆方向に冷媒を循環させた場合の性能を調べた。図 3.12 に各運転の地中熱交換器内の冷媒循環方向を示す。冷房運転時において地中熱交換器内の冷媒循環方向を 1 流路側から 5 流路側とした場合の取得熱量と COP 及び消費電力を図 3.13 に示し、暖房運転において地中熱交換器内の冷媒循環方向が 5 流路側から 1 流路側とした場合の取得熱量と COP および消費電力を図 3.14 に示す。冷房運転において、冷媒循環方向が 1 流路側から流入し、5 流路に分岐する場合、24 時間の平均取得熱量は 4.8kW、平均 COP は 7.1、平均消費電力は 0.7kW となった。気体状の冷媒が 5 流路側から流入し 1 流路となる場合に比べて取得熱量は平均値で約 1kW 増加したが、消費電力は約 0.26kW から 0.66kW と約 2.5 倍となったことから、冷媒が 5 流路側から流入させた場合の COP が 16 から 12 への変化が循環方向を逆にした場合は 9 から 6.5 への変化となり運転期間中の COP は約 1/2 の値となった。これは気体状の冷媒が断熱された 1 流路側から流入し、下部で反転して 5 流路に分岐する箇所で凝縮過程に入るが、冷媒は凝縮しながら流路を上昇するため、凝縮過程が終了して液体状の冷媒が 1 流路側を上昇する場合に比べて、流動抵抗が大きくなり、圧縮機の消費電力が増大した原因であると考えている。一方、暖房運転において、冷媒循環方向が 5 流路側から流入し、1 流路となる場合、24 時間の平均取得熱量は約 2.7kW、平均 COP は 4.3、平均消費電力は 0.6kW となった。暖房運転時には地中熱交換器は蒸発器となるため、液体状の冷媒が、5 流路側に流入し、複数細管内で流動抵抗が増大し、圧縮機の負荷が増大したものと考えている。さらに液状の冷媒が細管内を流下する際に蒸発することで更なる流動抵抗となり、これらの理由により、暖房運転時の消費電力が高くなり、COP が低下したものと考えられる。

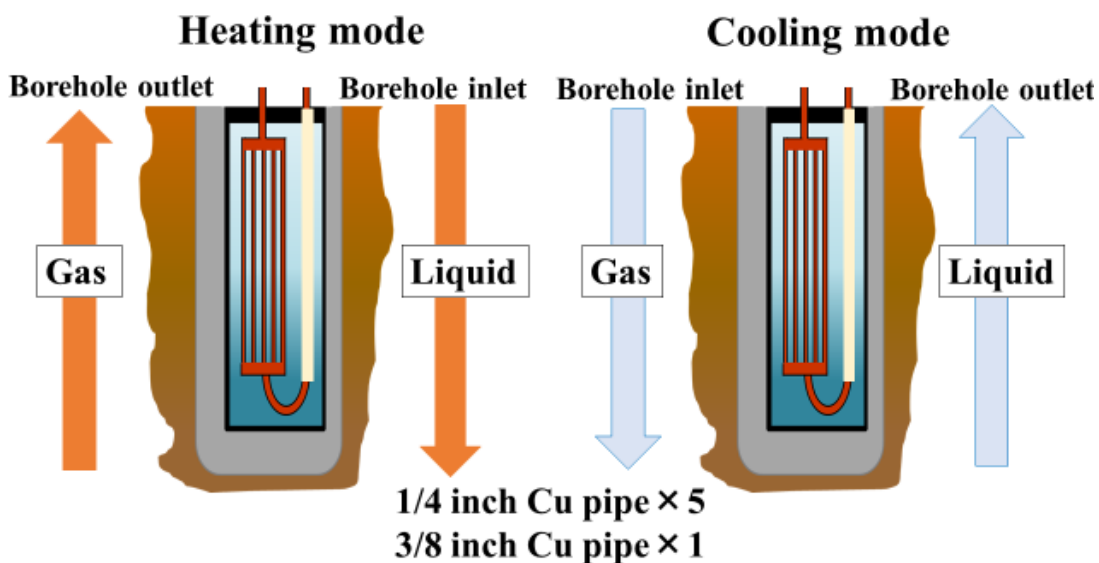


Figure 3.12 Flow direction of refrigerant in the underground heat exchanger for heating and cooling mode.



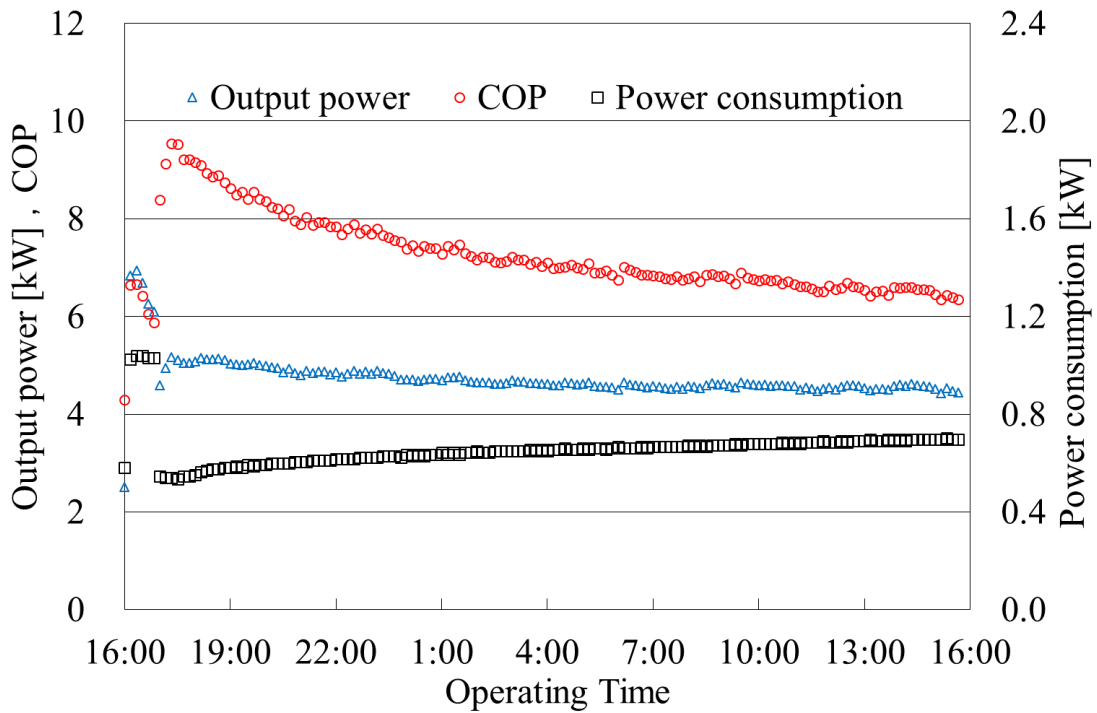


Figure 3.13 COP, amount of released heat, and power consumption changes in the cooling mode (Single tube to 5 tubes).

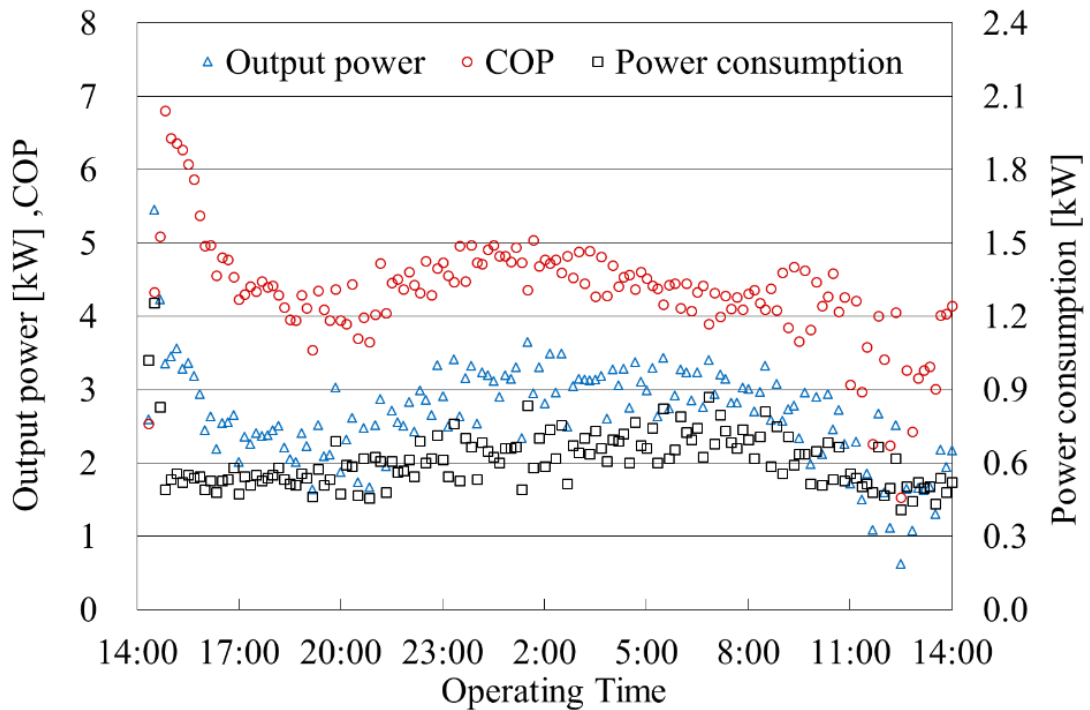


Figure 3.14 COP, amount of extracted heat from the ground, and power consumption changes in the heating mode (5 tubes to single tube).



### 3.2.4 p-h 線図(モリエル線図)による冷媒状態の推定

冷媒の状態(温度, 圧力)から GSHP の冷媒状態を把握するには, p-h 線図(モリエル線図)を用いる. 測定した各部の冷媒の温度と圧力を, p-h 線図にプロットすると目視することが難しい冷媒状態を把握することが出来, 地中熱交換器設計に際し非常に重要である. 表 3.3 及び図 3.15 に p-h 線図の概略を示す. p-h 線図は, 冷凍サイクルで熱交換されるエネルギー(冷媒のエンタルピー)が横軸の長さで直接示されるので, 吸熱量, 放熱量, 圧縮動力から動作条件を確認出来, システムの設計の際, 重要である. ヒートポンプでは相変化する冷媒の潜熱を利用して熱交換が行われる. ①の低温低圧のガス冷媒が圧縮機に吸い込まれて圧縮され, ②の高温高圧のガスになる. これが凝縮器に導かれ冷媒よりも低い温度の流体と熱交換し顕熱と凝縮潜熱を放出し, ③の液冷媒となる. 一方, 流体側は加熱され温度が上昇する. 液体となった高温の冷媒は膨張弁によって減圧され④の低温低圧となる. さらに蒸発器で冷媒より高い温度の流体と熱交換することで蒸発潜熱を得て気化し①の低温低圧ガスとなる. p-h 線図上では①→②間の長さ(エンタルピー差)が圧縮仕事量, ②→③の長さが放熱量, ④→①の長さが吸熱量となる.

Table 3.3 State change of refrigerant

Machine	State change of refrigerant
①Compressor inlet	①→② State change of refrigerant in compressor
②Compressor outlet	②→③ State change of refrigerant in condenser
③Condenser	③→④ State change of refrigerant in Expansion valve
④Evaporator	④→① State change of refrigerant in Evaporator

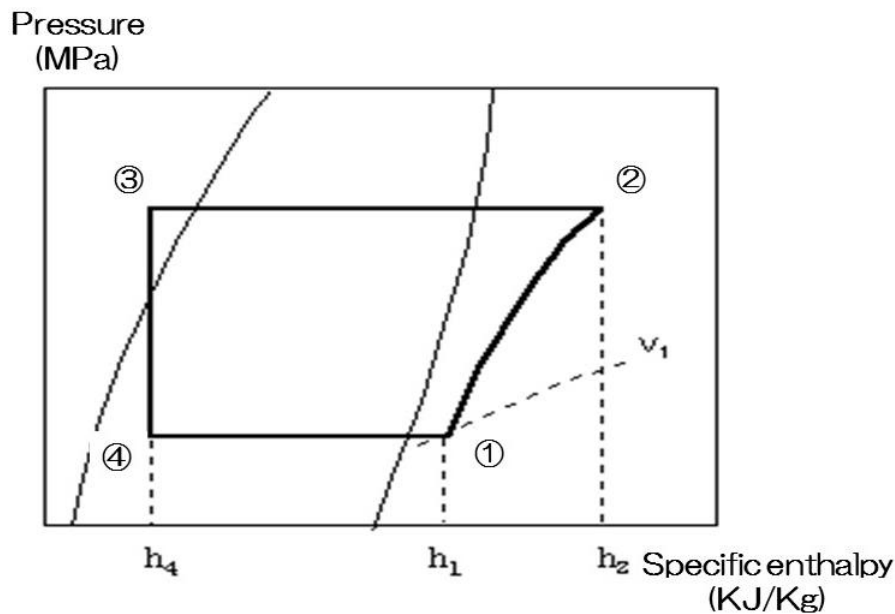


Figure 3.15 Mollier chart

図 3.16 及び図 3.17 にシングル地中熱交換器を用いた冷房運転及び暖房運転の  $p-h$  線図を示す。本線図は前述の 3.2.1 および 3.2.1 に記載した運転において、比較的運転が安定している運転開始 7 時間後の運転データをプロットしたものである。冷房及び暖房運転共に  $p-h$  線図から、地中熱交換器内での冷媒は気液二相流であると推定する。これは図 3.18 に示す地中熱交換器入口・出口に設置したサイトグラスでも目視確認している。地中熱交換器内で冷媒が気液二相流であることで、省冷媒化及び潤滑油の循環促進が期待される。これは、空気熱エアコン等において室外機と室内機との高低差による冷媒循環不良防止技術の応用である<sup>(24,25)</sup>。今後、地中熱交換器底部にオリフィスを設置することでこの効果は促進されると考える。

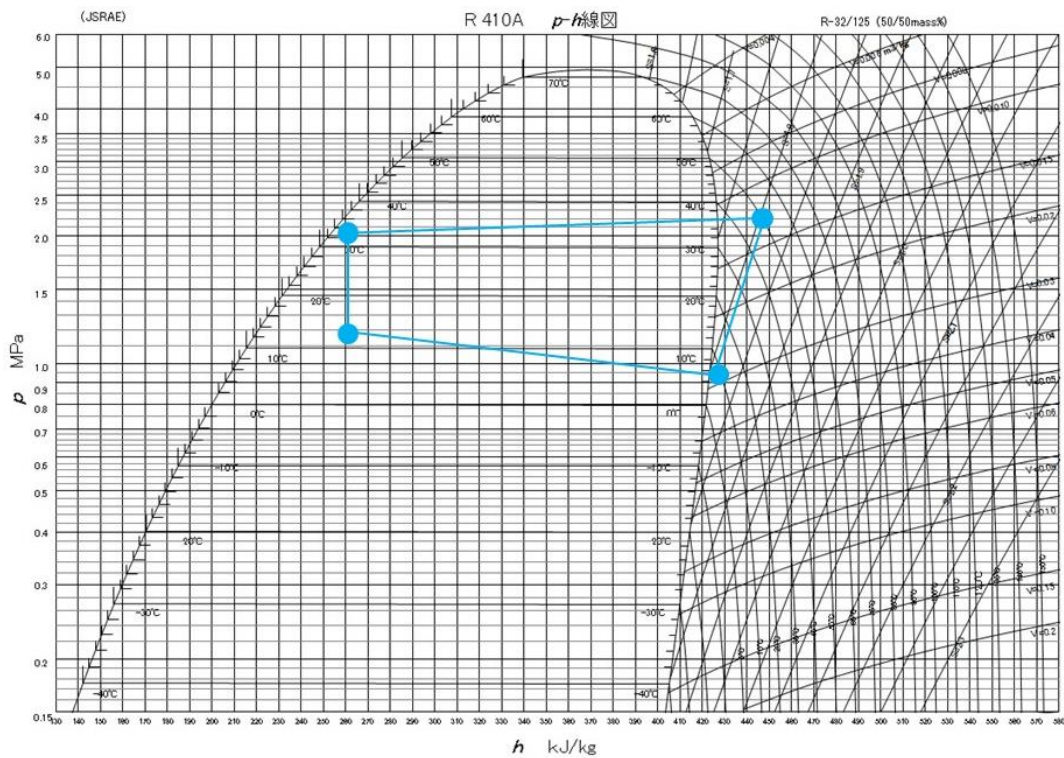


Figure 3.16 Mollier chart in cooling mode

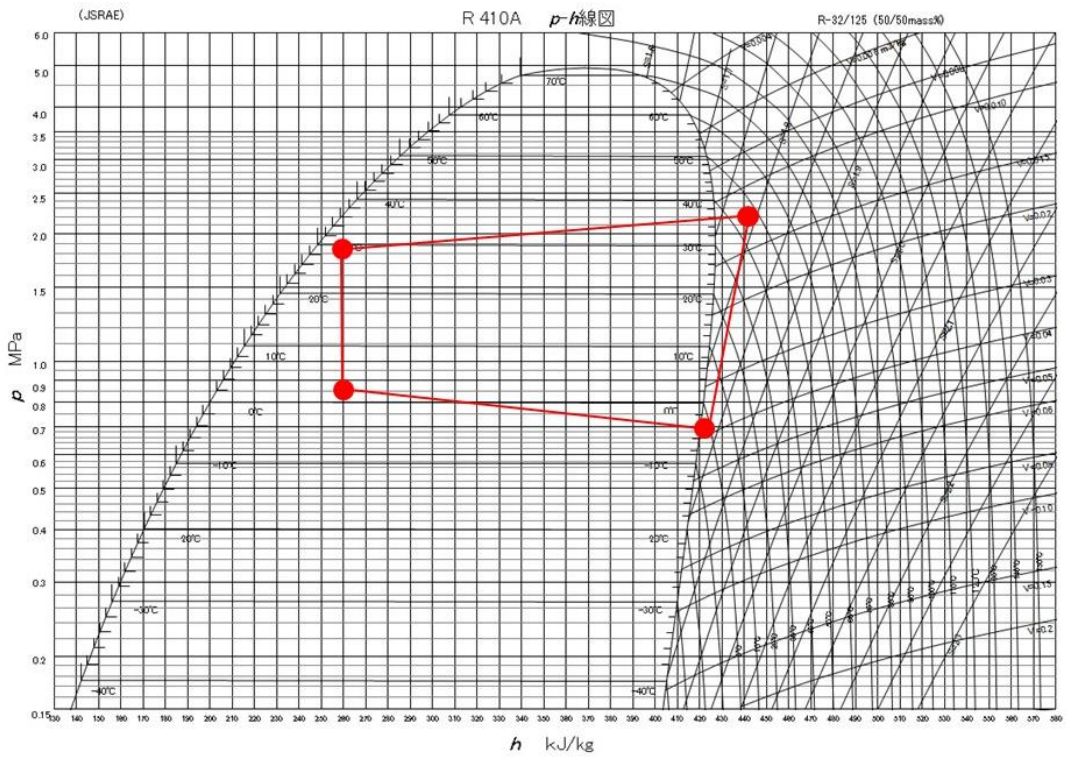


Figure 3.17 Mollier chart in heating mode



Figure 3.18 Picture of sight glass

### 3.2.5 間欠運転について(冷房運転)

2013年8月19日から8月23日にかけて、一般家庭における使用を想定した冷房間欠運転を行なった。その結果を図3.19～図3.20に示す。運転条件は室内機設定温度27℃とし、運転は8時間(運転開始9:00、運転停止(17:00))とし夜間の運転停止中の地中温度回復及び性能評価の日変化を確認した。

運転開始直後(9:00)から10m及び20m地点の地中温度は運転停止(17:00)まで上昇し続けるが、運転停止中(夜間)にボアホール温度は低下し、実験開始前の温度までほぼ回復し。その期間のCOP増減率は最大約15%程度(COP6.3~7.4)であることから、一般家庭の使用負荷程度であれば、補助冷却システム等は必要なく運転可能であると考ええる。

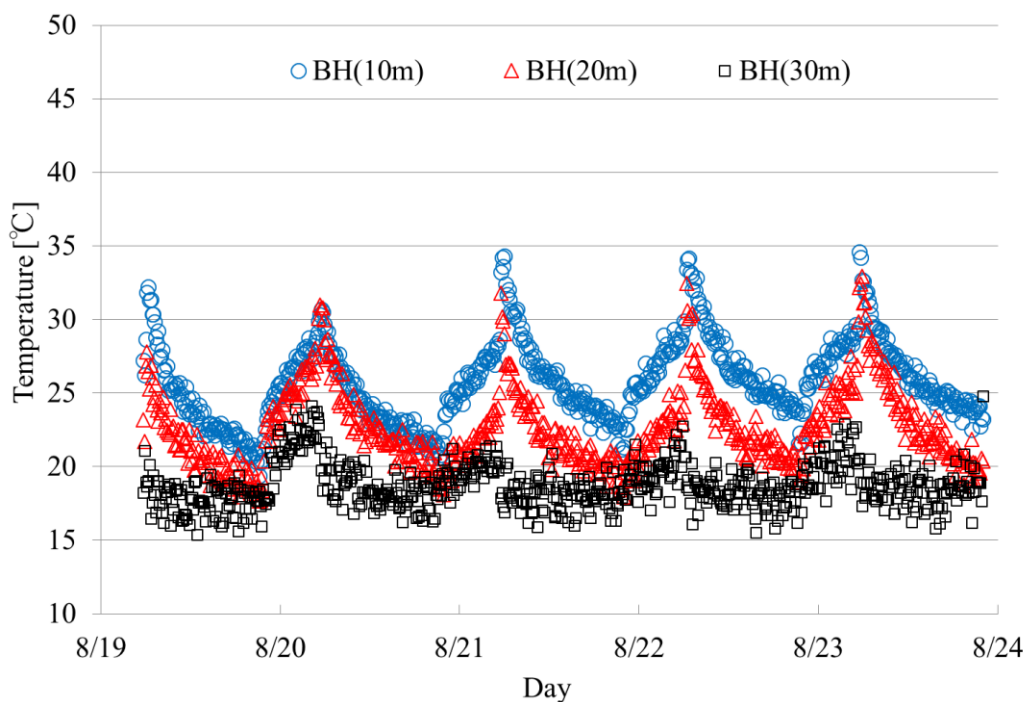


Figure 3.19 Underground heat exchanger temperature in intermittent operation (2013.8.19-8.23)

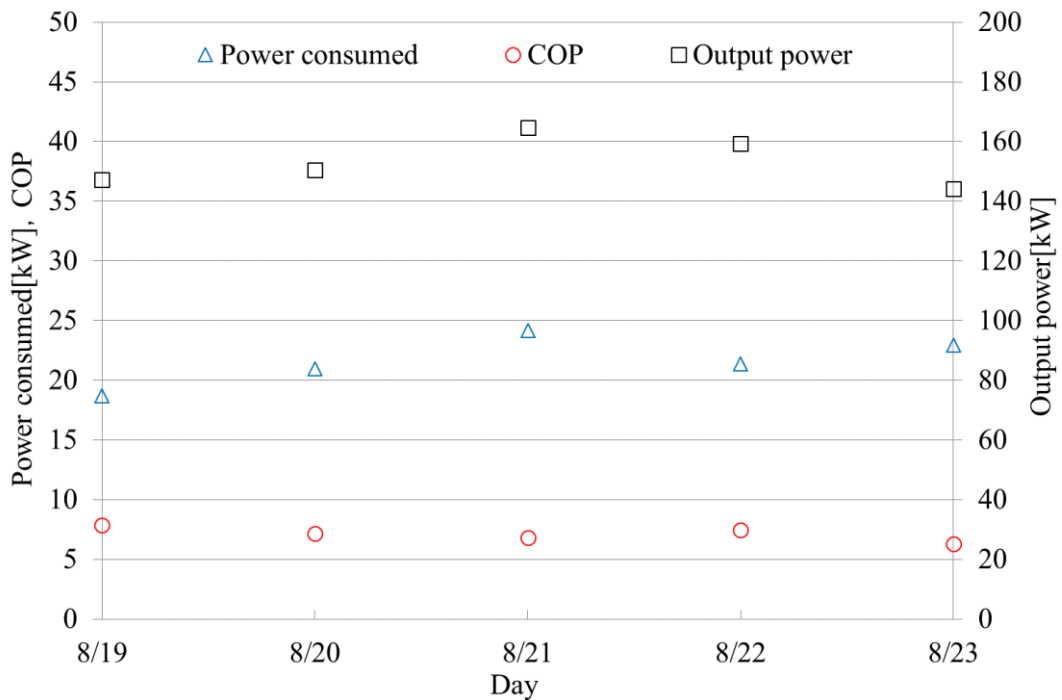


Figure 3.20 COP, amount of extracted heat from the ground, and power consumption changes in intermittent operation (2013.8.19-8.23).

### 3.2.6 長期運転における性能評価(暖房運転)

2014年1月19日から2月19日にかけて、連続運転が求められる産業利用及び農業利用等における使用を想定し、1ヶ月間の暖房連続負荷運転を行なった結果を図3.21～図3.24に示す。運転条件および実験装置は「3.4.2 暖房運転結果および検討」と同条件で行なったが、室内機が運転開始から50時間後以降定期的(12時間毎)にフィルター清掃機能が作動し、圧縮機が数分間停止した。

暖房運転の結果(室内機設定温度20°C)を図3.21～図3.24に示す。運転開始後の1次系4地点の圧力変化を図3.21に示す。前述のフィルター清掃機能が定期的(12時間毎)に作動し、圧縮機が数分間停止した。そのため、圧縮機出口圧力は充填圧力の1.0~1.5MPa程度まで急激に低下し、その後、約2.0~2.5MPaまで上昇した。これに対し圧縮機入口、ボアホール入口・出口では圧縮機が停止した時点で局部的に圧縮状態となって圧力は急激に上昇し、その後、低下して安定状態に移行した。圧力変化に対応した4点の温度変化を図3.22に示す。運転開始後、圧縮機出口温度は70°C程度まで上昇し、その後も約40°C~65°C間で急激な振幅をし、圧縮機に負荷のかかる状態となった。性能評価をまとめた結果を図3.22に示す。出力(室内空調機側での熱量)はそれほど大きな変化は見られず3.0kW程度で安定し、COPは期間中3~7間で変動し、1ヶ月期間平均COPは4.6となり、今後、連続運転が求められる産業利用及び農業利用等においても本システムが導入可能であると考えられる。図3.24に地中温度を示す。暖房運転では地中から熱を採熱するため、運転開始とともに各地点の地中温度は低下し、約48時間には0°Cを下回っている。前述の通り、長期にわたる連続負荷運転時の性能を確保するため、ボアホール内に外部から注水してボアホール内の水を攪拌する等の補助的な除熱システムを導入することも検討の必要があると考えられる。



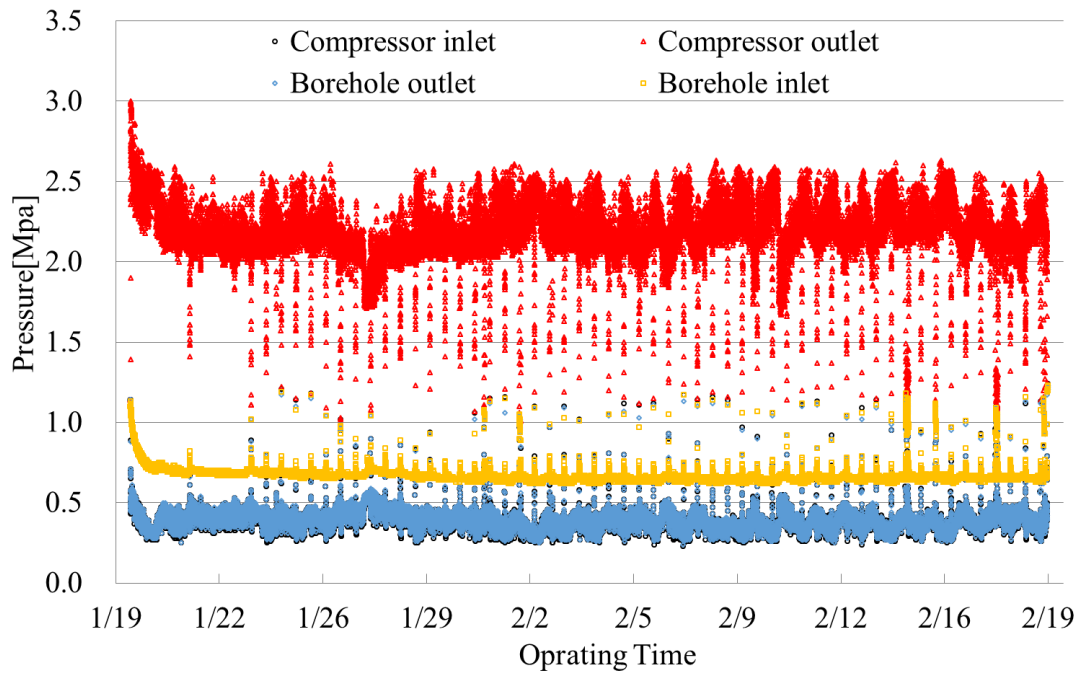


Figure 3.21 Refrigerant pressure change at the various points in the heating mode (1 month operation 2015.1.19-2.29).

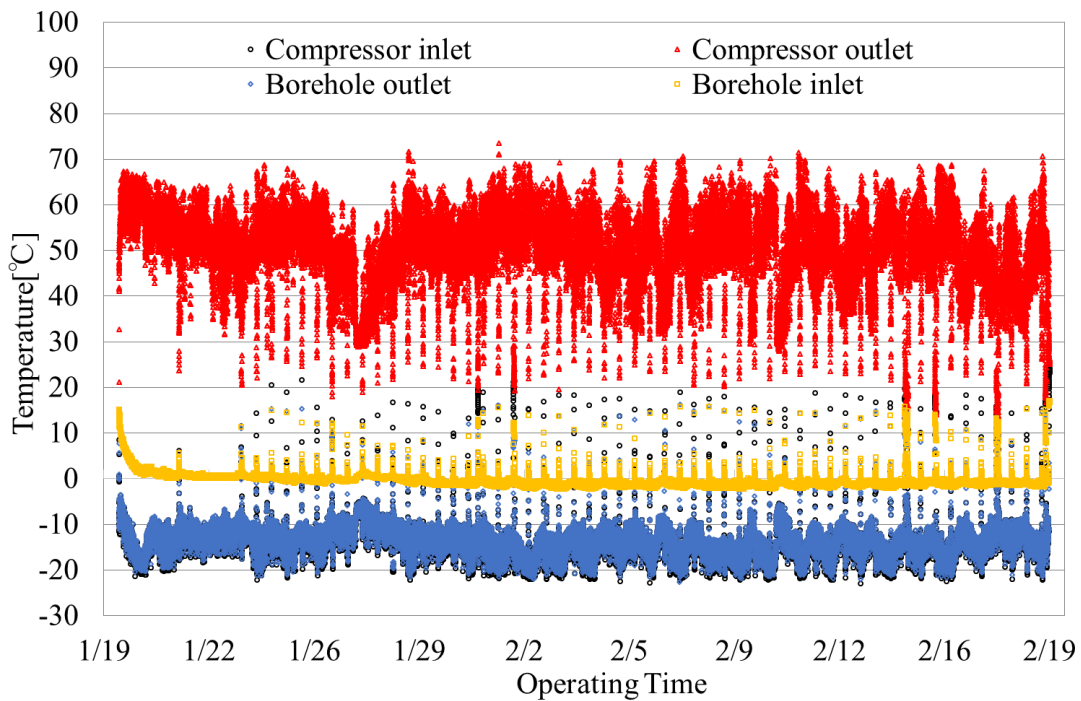


Figure 3.22 Refrigerant temperature changes at various points in the heating mode (1 month operation 2015.1.19-2.29).

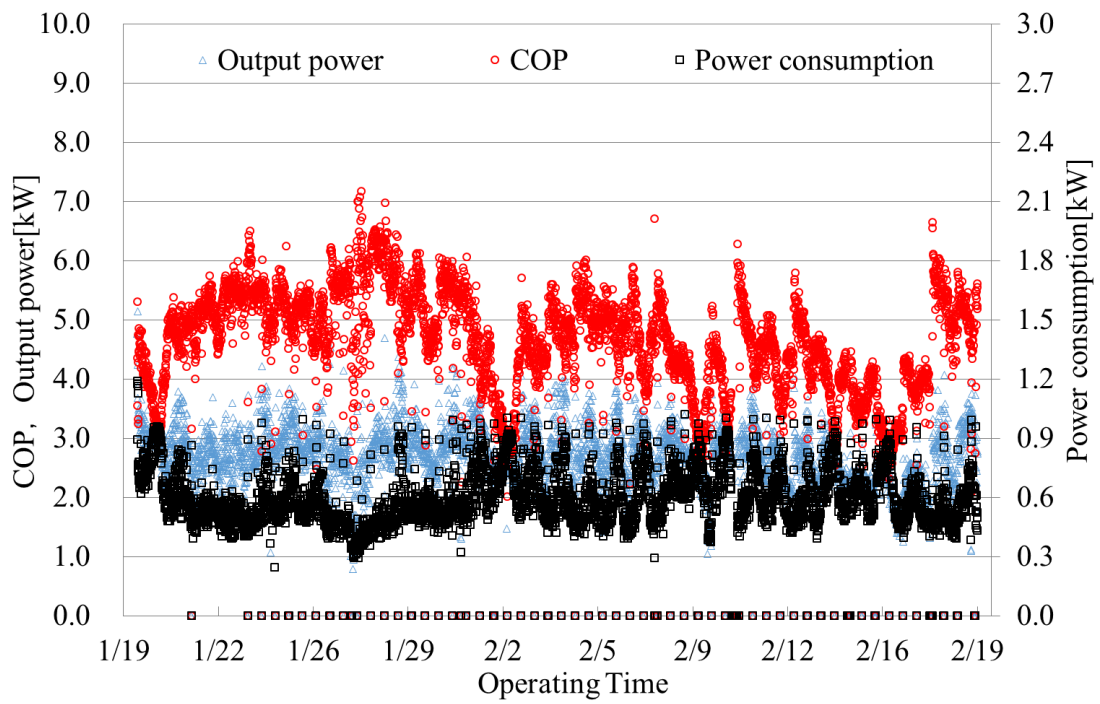


Figure 3.23 COP, amount of extracted heat from the ground, and power consumption changes in the heating mode (1 month operation 2015.1.19-2.29).

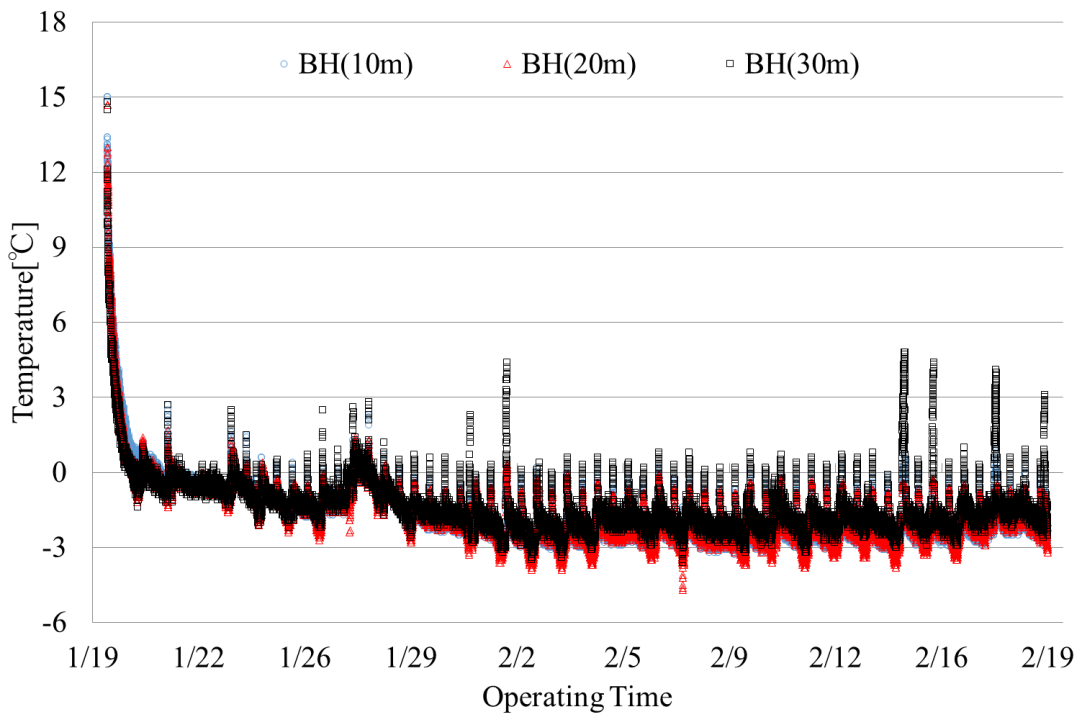


Figure 3.24 Temperature change in the borehole at various depth in the heating mode (1 month operation 2015.1.19-2.29).

### 3.2.7 3.2章のまとめ

3.2章では、深さ30mのシングル地中熱交換器を用いた場合について検討を行なった。地中熱交換器の形状は、U字管とし、一方を複数細管で構成した。5本の1/4インチ銅管をU字管の下部で1本の3/8インチ銅管に接続する構造とした。また、3/8インチ銅管側には保温材を巻いた。以下に知見をまとめる。

- [1] 本実験では、従来指摘されていた地中熱交換器の配管抵抗や潤滑油の底部停滞等の1次側冷媒循環の不安定さは、確認されず、直接膨張方式地中熱ヒートポンプは十分運転可能である。その理由としては、ボアホール長を30mと短縮し、地中熱交換器の形状を複数細管に改良したためであると考えられる。
- [2] 2013年8月19日から8月23日にかけて、一般家庭における使用を想定した冷房間欠運転（運転開始9:00、運転終了17:00）を行った結果、夜間の運転停止中に地中温度は概ね回復し、COPの増減率は最大約15%程度(COP6.3~7.4)であることから、一般家庭の使用負荷程度であれば、補助冷却システム等は必要なく運転可能であると考えられる。
- [3] 2014年1月19日から2月19日にかけて、1ヶ月間の暖房連続負荷運転を行なった結果、取得熱量は運転期間中3.0kW程度で安定し、期間平均COPは4.6となり、連続運転が求められる産業利用及び農業利用等においても本システムが導入可能である。今後、実用化の観点からは長期にわたる連続負荷運転時の性能を確保するため、ボアホール内に外部から注水してボアホール内の水を攪拌する等の補助冷却システムを導入することも検討の必要があると考える。
- [4] 運転中の冷媒温度及び圧力からp-h線図を作成した結果、圧縮機入口・出口の一部を除き気液二相流となっていることが分かった。また、地中熱交換器入口・出口に設置したサイトグラスにおいても気液二相流であることを目視により確認した。
- [5] 本実験で採用した地中熱交換器では、暖房運転において、液化した冷媒が複数細管である5本側(1/4インチ)を流下する場合、1本側(1/8インチ)を流下する場合に比べて、配管抵抗が大きくなる。また、蒸発過程において液冷媒を流下させる場合は、断熱材等を用いて熱交換器最下端に到達するまでの間に液冷媒の蒸発を防ぐ対策を施さないと浮力による流動抵抗を抑えることができないことから、圧縮機に負荷がかかり、消費電力が増大する。これらの結果から、冷房運転では複数配管から1本配管側に、暖房運転では1本配管から複数配管側にそれぞれ冷媒を流動させることとし、さらに暖房運転時に液冷媒が流下する1本配管側に断熱材を施す方式の地中熱交換器を開発し、冷暖房時の最高COP値を得ることできた。
- [6] 深さ30mの地中熱交換器の場合、冷房運転時の地中熱交換器温度の変化から、凝縮過程は20mから30mの間で終了している可能性が高いことが分かった。一方、暖房運転時は液冷媒が地中熱交換器最下部で反転し上向き流となった複数採管内で蒸発するが地上付近での温度変化から推測して、蒸発過程が終了しているとは判断できないことから、十分採熱できなかつた可能性がある。特に実用化の観点からは暖房時の地中熱交換器の熱交換性能の向上が必要である。



### 3.3 並列の地中熱交換器を用いた場合について

#### 3.3.1 実験装置及び目的

3.2章で記載したように、これまで直接膨張方式地中熱ヒートポンプでは、冷房・暖房運転において更なる高性能化を実証してきた。熱交換性能が優れているため、従来法である間接方式地中熱ヒートポンプに比べ地中熱交換器深さを短縮できることから、逆に単位深さ辺りの地盤環境負荷が大きくなり、利用側の負荷が大きくなった場合に適応可能であるかが課題である。そこで、中規模施設および農業利用を想定し、複数本の地中熱交換器を用いた場合の性能評価、地中との採放熱特性および地盤への環境負荷影響を明らかにすることを目的とし、実験を行なった。また、各地中熱交換器の中間に地盤への環境負荷影響を調べるため観測孔を設けた。図 3.25 および図 3.26 に実験装置のフローシートおよび写真を示す。実験装置は3.2章で使用したシステムに対して、地中熱交換器を20m×2本とし、複数細管側の配管数を5本から4本に変更した。これは、地中熱交換器の伝熱面積(m<sup>2</sup>)、容積(m<sup>3</sup>)および製作コストを検討項目としてシステムの再評価を行った結果である。変更点を表 3.4 に示す。変更の狙いは、地盤への負荷を分散させることである。地中熱交換器長も10m短い20mとし、複数側の本数も5本から4本に減ったため、地中熱交換器1本辺りの取得熱量は減るが、負荷は分散され、並列にすることで取得熱量不足を補っている。

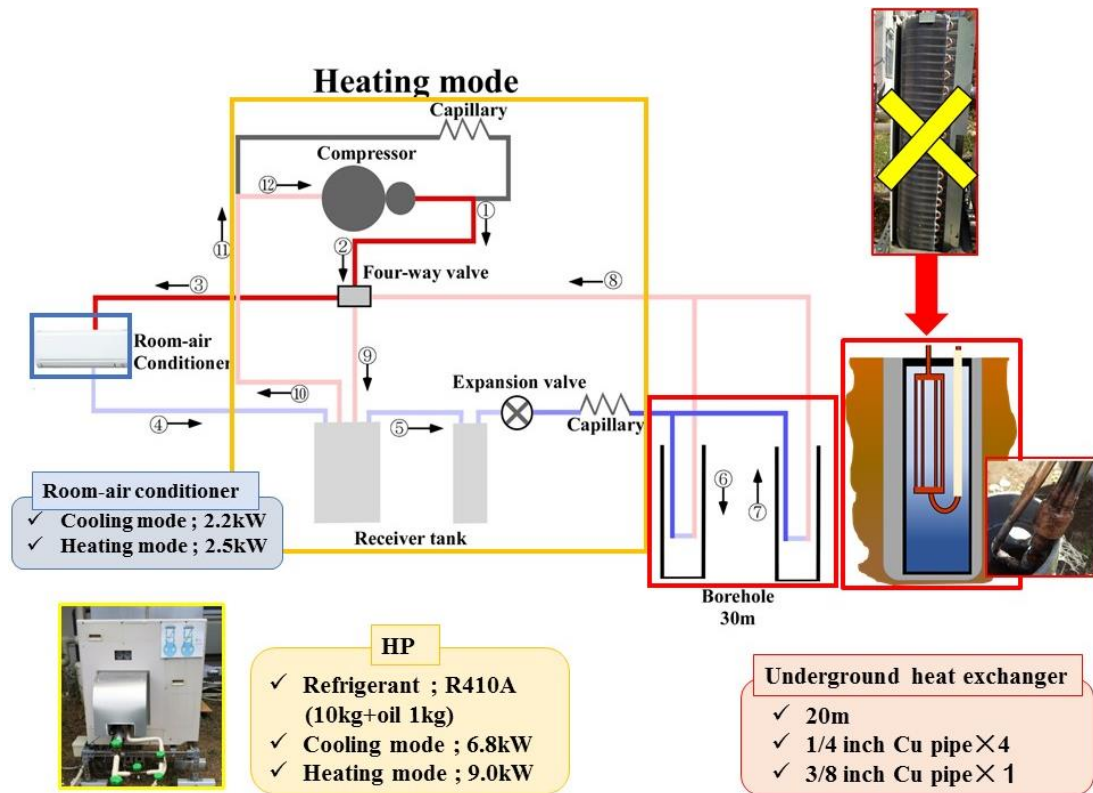


Figure 3.25 Flow diagram of the GSHP system based on the direct expansion method.

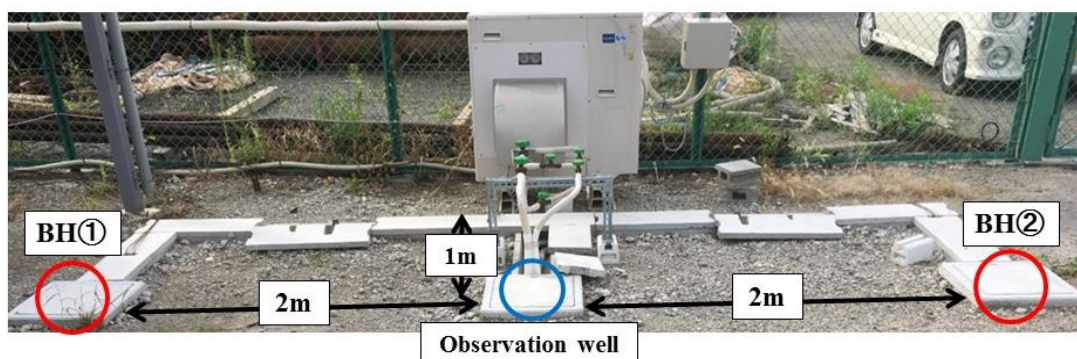


Figure 3.26 Picture of experimental equipment

Table 3.4 Underground heat exchanger specification

	Underground heat exchanger (Single borehole)	Underground heat exchanger (Double borehole)
Heat transfer area	3.889605 (m <sup>2</sup> )	4.388176 (m <sup>2</sup> )
Capacity	0.004136 (m <sup>3</sup> )	0.004805 (m <sup>3</sup> )
Heat exchanger inlet	6.52mm×5 (32.6mm), 30m, 1Set	6.52mm×4 (26.08mm), 20m, 2set
Heat exchanger outlet	9.52mm×1 (9.52mm), 30m, 1Set	9.52mm×1 (9.52mm), 20m, 2Set
Borehole diameter	100A (105.3mm)	150A (155.2mm)

### 3.3.2 冷房運転結果および検討

室内空調機の設定温度を 27℃とした場合の冷房運転結果の一例を図 3.27～図 3.30 に示す。実験期間は 2017 年 7 月 15 日の午前 6 時から午後 6 時までの 12 時間連続運転実験の結果である。図 3.27 に各地中熱交換器の温度を示す。地中熱交換器の温度変化に着目すると、5m、10m および 15m は運転開始とともに上昇し、5m 地点での温度上昇は最大で約 18℃である。これに対し、20m 地点の地中温度は上昇せず、運転期間中は一定温度を示した。冷房運転の場合、地中熱交換器は凝縮器となるため、気体状の冷媒が複数細管内で凝縮し、凝縮熱を放出して液体状になる。地中熱交換器内の冷媒状態を目視できていないが、地中温度の時間変化から推測すると 15m から 20m 地点の間で凝縮過程が終了したものと考えられる。したがって、20m 地点の地中温度は上昇せず、熱交換があるとしても、液体冷媒の顕熱変化分程度であると考えている。また、計測地点における各地中熱交換器の温度変化はほぼ一致した。この結果から、冷房運転において、冷媒は各地中熱交換器に均等に分流していると考えられる。今後はより均等に分流させるため、配管分岐部に図 3.31 に示すディストリビュータを設置する予定である。図 3.28 に運転期間中の COP、出力、消費電力の時間変化を示す。運転期間平均 COP は 11.3、出力 5.8kW および消費電力 0.5kW である。地中熱交換器の単位深さ当りの放熱量は約 73W/m である。図 3.29 に運転開始後の 4 点の冷媒圧力（圧縮機出入口、ボアホール出入口）の時間変化を示す。圧縮機出口及びボアホール出口圧力は運転開始後 3 時間程度までは 1.5MPa で推移したが、その後上昇し、2MPa まで上昇した。4 点の温度変化を図 3.35 に示す。運転期間中、ボアホール出入口で約 18℃の温度差を作り出しており、効率的に地中に放熱出来て

いと考える。

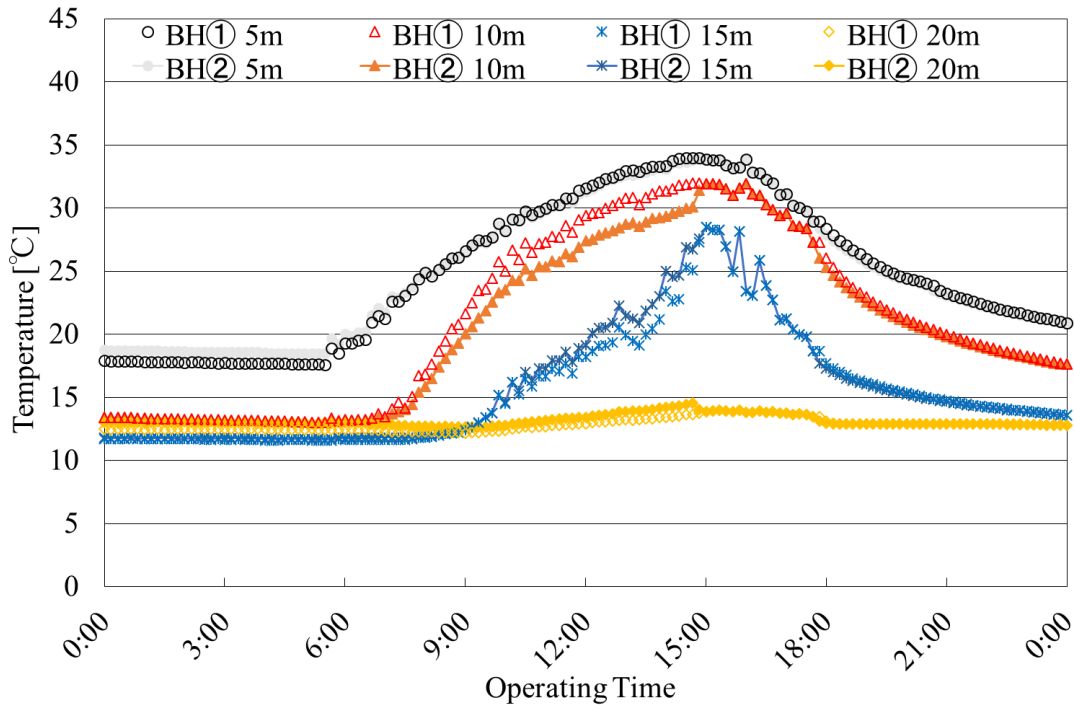


Figure 3.27 Underground heat exchanger temperature in cooling mode.  
(12 hours operation 2017.7.15)

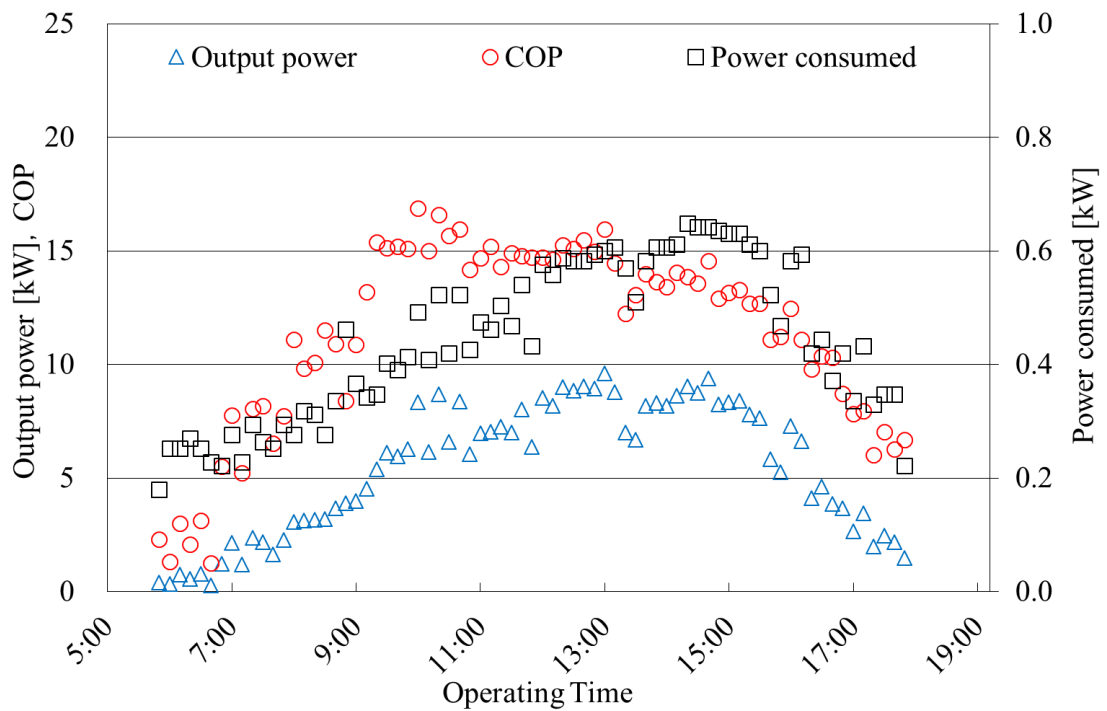


Figure 3.28 COP, amount of released heat, and power consumption changes in the cooling mode(12 hours operation 2017.7.15)

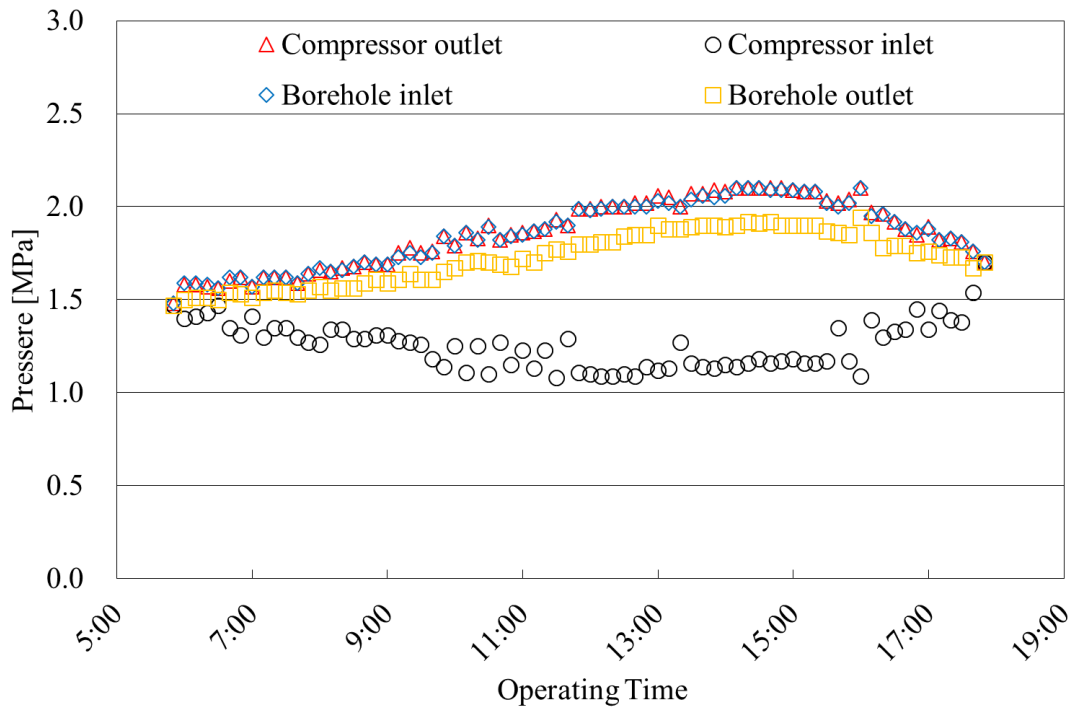


Figure 3.29 Refrigerant pressure change at various points in the heating mode (12 hours operation 2017.7.15)

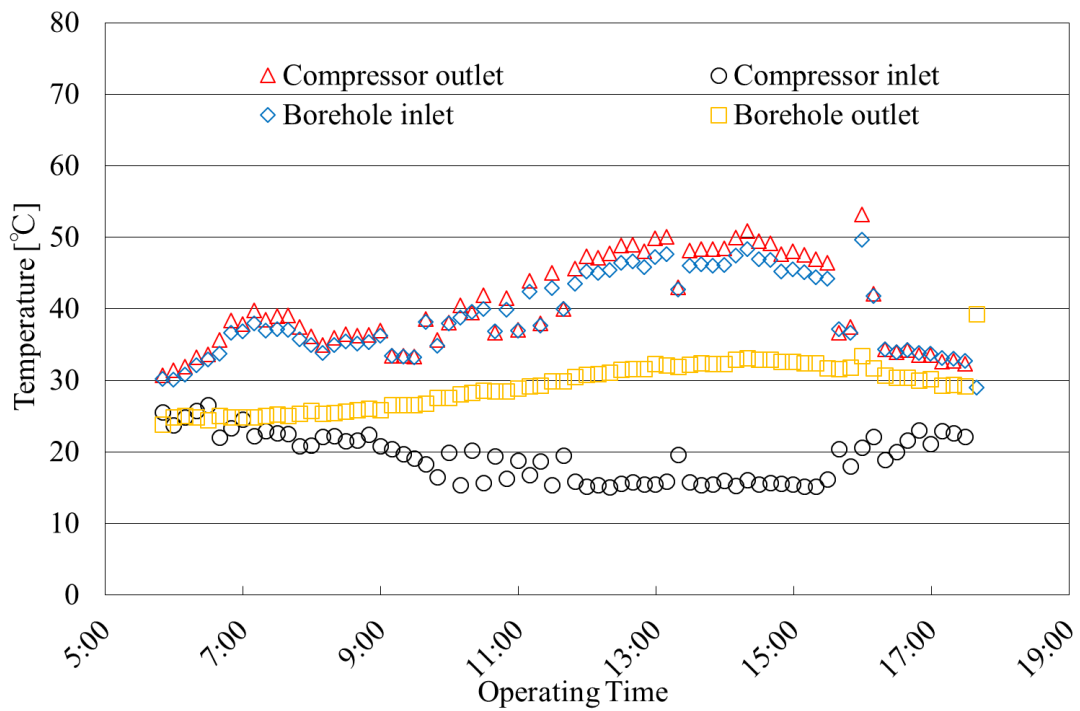


Figure 3.30 Refrigerant temperature changes at various points in the cooling mode (12 hours operation 2017.7.15)



Figure 3.31 Picture of distributor

### 3.3.3 暖房運転結果および検討

室内空調機の設定温度を 20℃とした場合の暖房運転結果の一例を図 3.32～図 3.35 に示す。実験期間は 2017 年 12 月 5 日の午後 10 時から 2017 年 12 月 6 日の午前 5 時までの 7 時間連続運転実験の結果である。図 3.32 に地中温度分布を示す。地中熱交換器の温度変化を見ると 10m, 20m および 30m 地点いずれの場合も運転開始とともに温度が急激に低下しており、運転期間中の温度低下は最大で約 19℃であった。また、5m および 15m 地点で運転開始 5 時間後に 0℃を下回った。暖房運転においては地中熱交換器深さ全域にわたり温度変化が見られることから、地中熱交換器内で冷媒の蒸発過程が終了していない可能性があると考えられる。また、地中温度変化からみて冷房運転同様に各地中熱交換器に均等に負荷が分散できていると考える。図 3.33 に運転期間中の COP, 出力（室内空調機側での熱量）、消費電力の時間変化を示す。運転期間平均 COP は 7.2, 出力 6.2kW および消費電力 0.9kW である。COP は運転開始 5 時間後に約 9 から約 6 に減少した。これは地中熱交換器温度が 0℃を下回った時間と一致する。したがって、シングル地中熱交換器を利用した場合と同様に、長期にわたる連続負荷運転時の性能を確保するため、ボアホール内に外部から注水してボアホール内の水を攪拌する等の補助冷却システムを導入することも検討の必要があると考える。図 3.34 に運転開始後の 4 点の冷媒圧力（圧縮機出入口、ボアホール出入口）の時間変化を示す。圧縮機出口圧力は運転開始から 30 分程度 3MPa まで上昇するが、その後は落ち着き、2.1MPa 程度でほぼ一定である。圧縮機入口、ボアホール出入口圧力も同様に運転中ほぼ一定値である。4 点の温度変化を図 3.35 に示す。圧縮機入口、ボアホール出入口温度は運転中右肩下がりに減少し、圧縮機出入口温度の  $\Delta t$  は開き続け、圧縮機の負荷となり消費電力の増加に繋がっている。



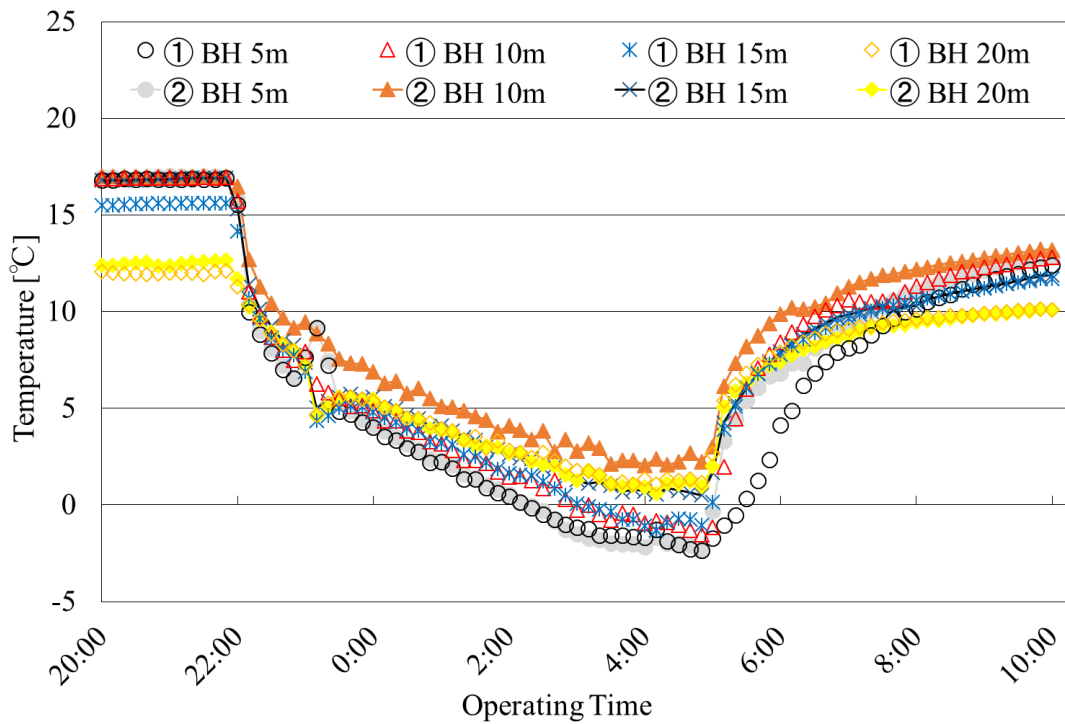


Figure 3.32 Underground heat exchanger temperature in heating mode. (7 hours operation 2017.12.5-12.6).

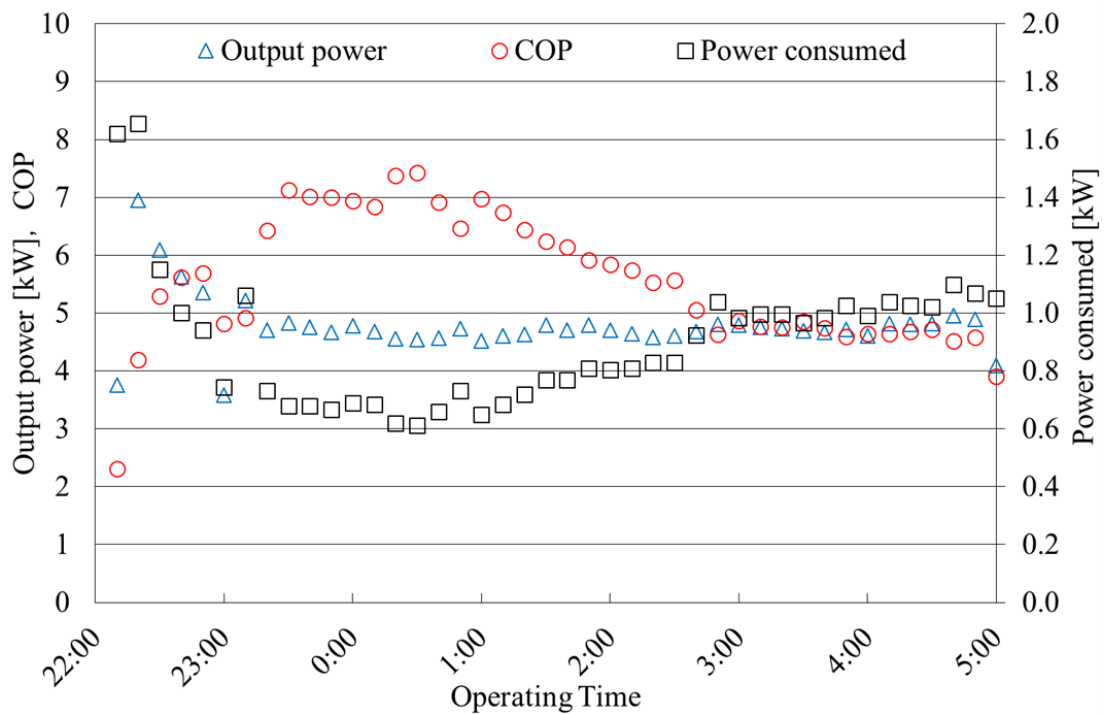


Figure 3.33 COP, amount of extracted heat from the ground, and power consumption changes in the heating mode (7 hours operation 2017.12.5-12.6).

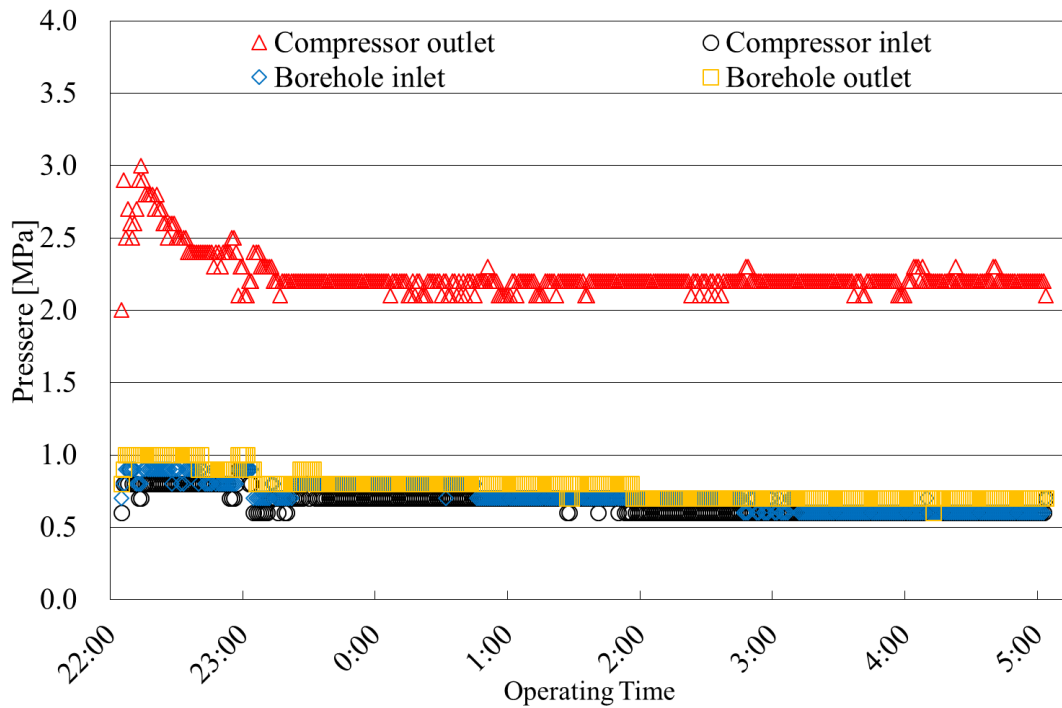


Figure 3.34 Refrigerant pressure change at various points in the heating mode (7 hours operation 2017.12.5-12.6).

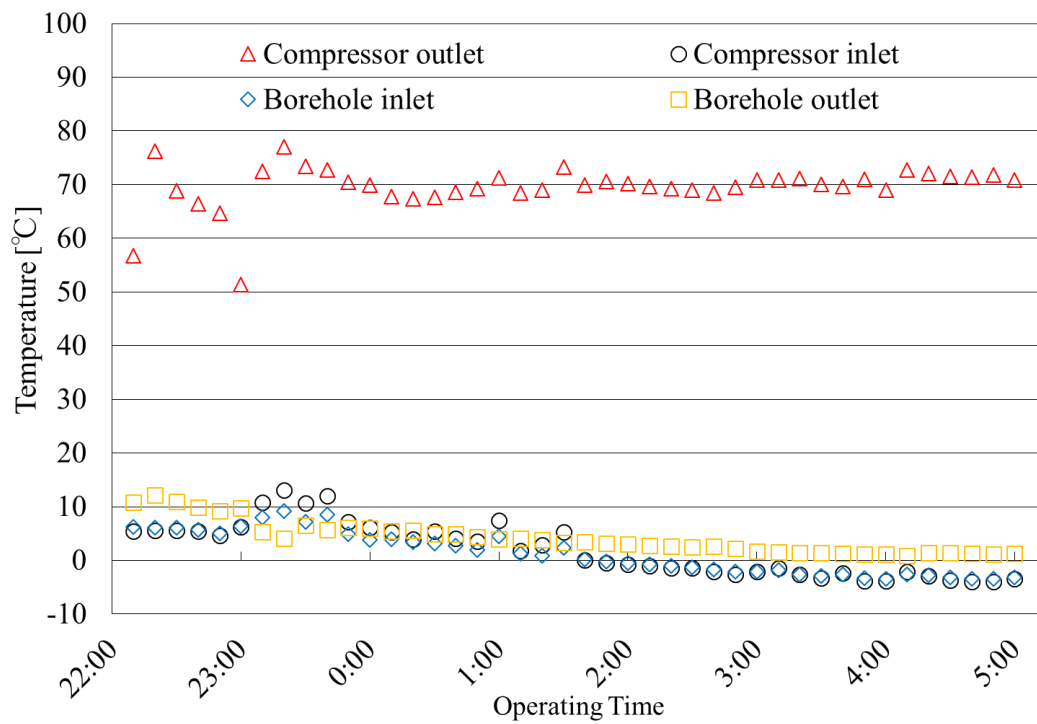


Figure 3.35 Refrigerant temperature changes at various points in the heating mode (7 hours operation 2017.12.5-12.6).

### 3.3.4 並列の地中熱交換器を用いた場合の水平方向への地盤影響

図 3.36 に暖房運転にいて、各地中熱交換器から 2m 離れた観測孔温度を示す。暖房運転では、採熱により地中温度は低下するが、各地中熱交換器から 2m 離れた地点の地中温度変化は 1°C 未満であり、また運転終了後 30 分程で運転前の地中温度まで回復する。一般に従来型の間接方式地中熱ヒートポンプでは互いの熱干渉を避けるため、並列の地中熱交換器を用いる場合は約 4m 以上の距離を確保する必要があるとされているが、本実験結果では、各地中熱交換器から 2m 離れた地点の地中温度変化はどれも 1°C 未満であり、また運転終了後 30 分程で運転前の地中温度まで回復することが分かった。今後、これまで地中熱交換器掘削スペースの問題で断念してきた都心部等でも地中熱交換器設置の可能性があると考える。

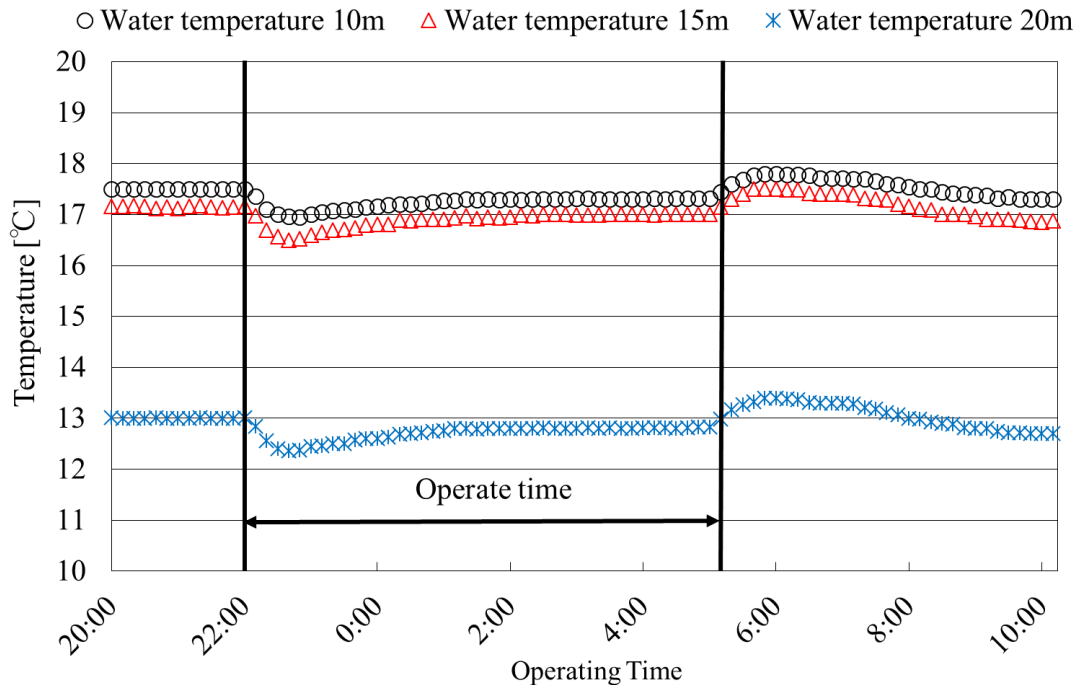


Figure 3.36 Observation well temperature in heating mode.  
(7 hours operation 2017.12.5-12.6).



### 3.3.4 3.3章のまとめ

3.3章では、中規模施設および農業利用を想定し、複数本の地中熱交換器を並列に用いた場合の性能評価、地中との採放熱特性および地盤への環境負荷影響を明らかにすることを目的として実験を行なった結果、以下の知見を得た。

- [1] 直接膨張方式地中熱ヒートポンプにおいて、地中熱交換器を並列に設置することでより高効率なシステムの構築が可能である見通しを得た。また、連続負荷運転時の性能を確保するためには補助冷却システムの追加が必要である。
- [2] 地中温度変化から、冷暖房運転共に各地中熱交換器に均等に負荷が分散できていると考える。
- [3] 一般に従来型の間接方式地中熱ヒートポンプでは互いの熱干渉を避けるため、並列の地中熱交換器を用いる場合は約 4m 以上の距離を確保する必要があるとされているが、本実験結果では、各地中熱交換器から 2m 離れた地点の地中温度変化はどれも 1℃未満であり、また運転終了後 30 分程で運転前の地中温度まで回復することが分かった。
- [4] 本実験対象である直接膨張方式地中熱ヒートポンプは、1 m 辺り 30~40W/m で設計されている従来システムである間接方式地中熱ヒートポンプに対して、実測値で、シングル及び並列に設置した場合ともに 100W/m 以上である。このことから直接膨張方式地中熱ヒートポンプでは、ボアホール長が短縮でき掘削コストを削減できることから、コスト面で非常に有利である。
- [5] コスト面で考えると深さ 30m のシングル地中熱交換器を用いる場合に比べ深さ 20m の地中熱交換器を 2 本並列に用いる場合、地中熱交換器の掘削コストは 1.3~1.4 倍程度割高となる。そのため、使用負荷(使用時間、室内側要求温度等)が高い導入地では地中熱交換器を並列に用い、使用負荷が少ない導入地ではよりイニシャルコストの低いシングル地中熱交換器の導入を推奨する。

### 3.4 地中熱交換器の腐食確認

図 3.36 に地中熱交換器設置後約 400 日に地中熱交換器を引き上げ、腐食状態を目視確認した結果を示す。腐食を確認したが地中熱交換器には特に大きな変化は見られず銅の赤褐色であった。また、溶接部においても大きな腐食および圧力低下もなく冷媒の漏れ等も確認されていない。これは水を封入した SGP 内では、空気に触れている場合に比べ溶存酸素量が低下することで、銅の腐食が抑えられたものとする。本研究では計測等の都合上、SGP 上部を開放しているが、今後地中熱交換器設置する際には上部を密閉し、外気との接触を限りなく減らすことにより、地中熱交換器の腐食はより抑えられると考えている。

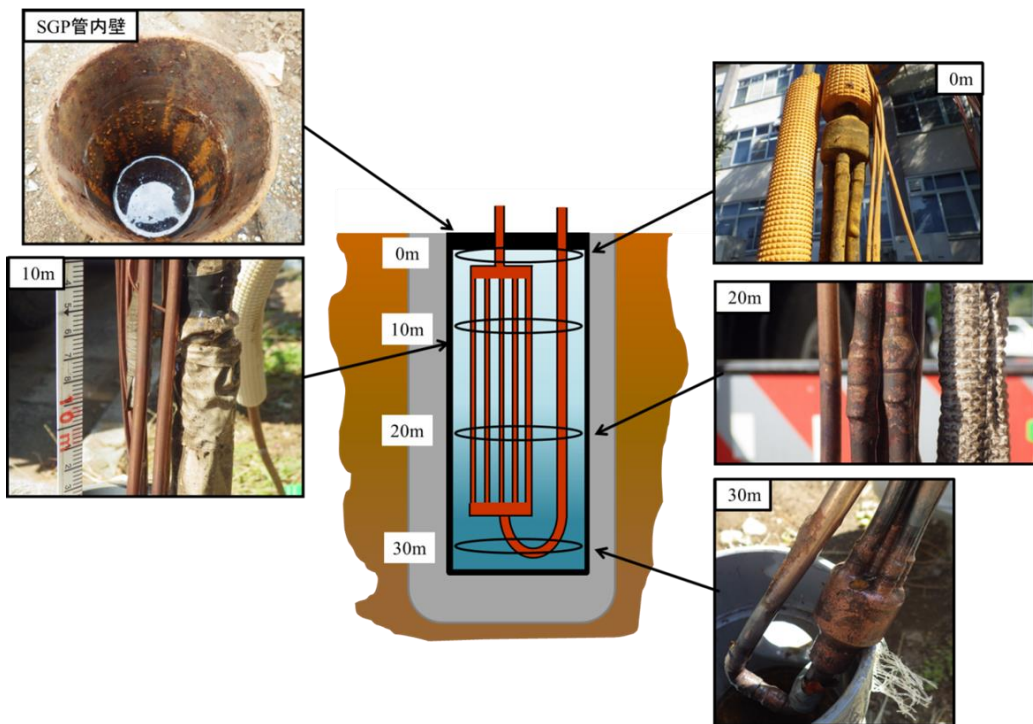


Figure 3.37 Confirm corrosion of underground heat exchanger.

### 3.5 直接膨張方式地中熱ヒートポンプの農業利用について

#### 3.5.1 導入背景

平成 29 年度より、山梨県のプロジェクトとして「直接膨張方式地中熱ヒートポンプを農業ハウス」へ導入している。山梨県では、平成 28 年 3 月に策定された「やまなしエネルギービジョン」で、クリーンエネルギー普及促進の具体的な取り組み内容として「地中熱」利用が明記され 2030 年における地中熱ヒートポンプの目標導入台数 900 台とされおり、今後、農業分野においても利活用方法の検討が求められている。そこで事例では、地中熱ヒートポンプを山梨県の主要産業である農業分野にも導入するため、環境省の補助金(廃熱・湧水等の未利用資源の効率的活用による低炭素社会システム整備推進事業)を利用し、直接膨張方式地中熱ヒートポンプによる夏秋イチゴのハウス冷暖房事業を実施し、一次エネルギー消費量の削減効果を明らかにすることを目的としている。ここでは、試運転におけるハウス内空調に関する性能及び地温の変化について報告する。

#### 3.5.2 実証試験装置の概略

図 3.38 に実証試験システムの概略を示す。実証地の山梨県北杜市は標高約 800m の高地であり、これまで夏季の冷房は不要であったが、近年の温暖化の影響で、特に夏季における夜間の気温が下がらず、年間を通じて需要のある洋菓子用イチゴの結実に影響があることから省エネルギー性に優れた本システムを導入することとなった。既築の高断熱式ビニールハウス (8×27m) に対して、主に夏季の冷房用として直接膨張方式地中熱ヒートポンプを 2 台導入し、それぞれ  $\phi 150\text{mm} \times 30\text{m}$  の地中熱交換器 3 本 1 組として稼働している。既設の洋蘭栽培用空気熱ヒートポンプから、計画棟にて栽培する夏秋イチゴの要求する温度を賄うための能力と仮定し、現状では冷房出力 12.5kW、暖房出力 14kW である。また、先行実験において直接膨張方式地中熱ヒートポンプは地中熱交換効率に優れるため熱交換による地中への放熱や地中からの採熱が地中温度変動に大きな影響を及ぼすことが懸念されることから、注水用の井戸を併設してボアホール内に外部から注水してボアホール内の水を攪拌する補助的な除熱システムを導入した<sup>2)</sup>。敷地内にある既設井戸の運転状況や近傍地の井戸データにより地下水賦存量は豊富であることを確認している。注水に用いる井戸の揚水量は各熱交換器あたり最大でも 30l/分とし、全体でも 180l/分としたことから、家庭用の井戸と比べても少ない。注水後の溢水は浸透させて地下に還元させる方法を採用した。図 2.39～図 2.42 に主な実験装置の写真を示す。

図 3.43 及び表 3.5 に実証地の地盤状況を示す。不易層温度は 14.4℃、有効熱伝導率は 1.35W/mk および自然水位は約 20m となった。有効熱伝導率は 1.35 W/mk と山梨大学甲府東キャンパスに比べ低く、自然水位も 20m と比較的深く、30m の地中熱交換器のうち、地下水の恩恵を受けることが出来るのは約 10m となる。これらの地盤条件からも、作物への影響を考え、運転状況により井戸水を注水するシステムを設けて補助的な除熱システムが必要であると考えられる。

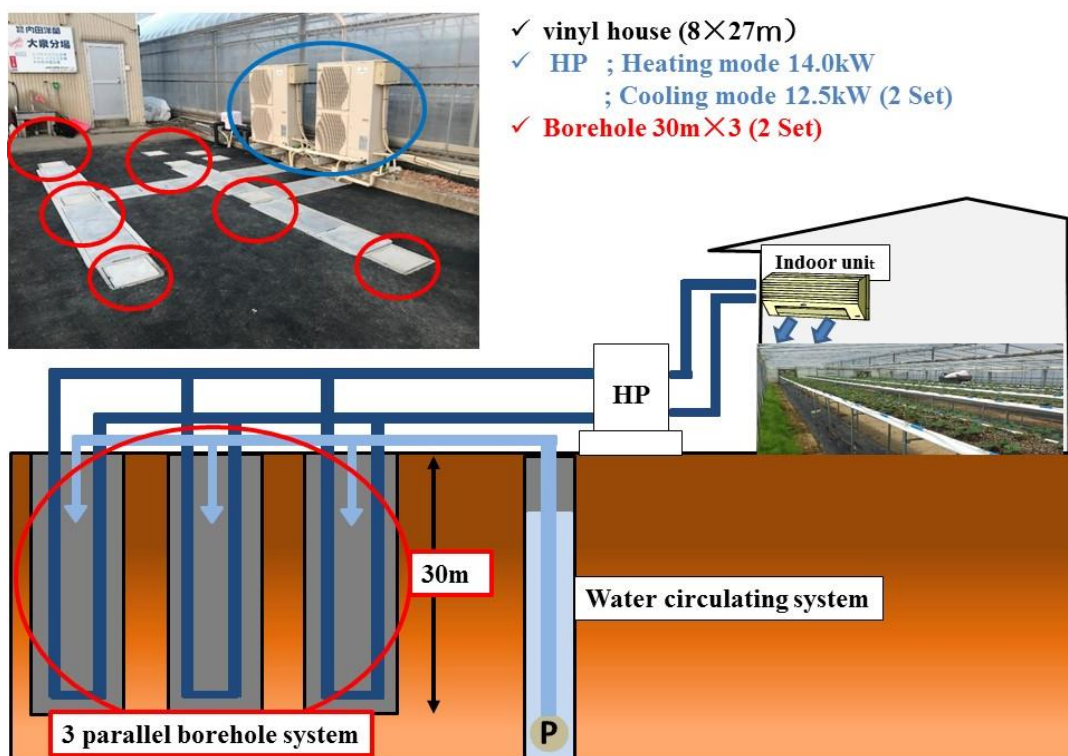


Figure 3.38 Ground source heat pump system of green house



Figure 3.39 Picture of distributor





Figure 3.40 Picture of green house and duct



Figure 3.41 Picture of indoor unit and duct



Figure 3.42 Picture of HP

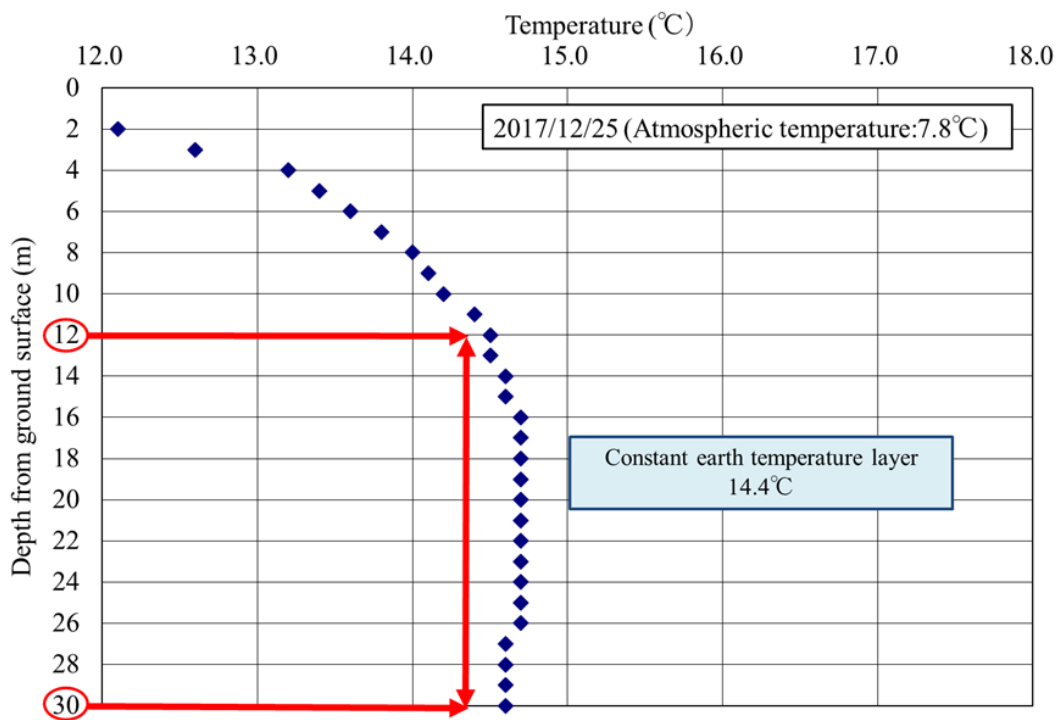


Figure 3.43 Temperature distribution of the underground

Table 3.5 Result of the thermal response test

Depth of borehole	30m	Flow rate	Water level
Borehole diameter	150A(155.2mm)	Heated power	3.175kW
Filed material	Silica Sand	Density	1.96g/cm <sup>3</sup>
Themal conductivity	1.35W/mk	Specific heat capacity	1.52kJ/kgK
Underground temperature	14.4°C	Themal registance	0.145k/w

### 3.5.3 冷房運転結果

図 3.44～図 3.46 に冷房運転結果の一例を示す。運転は 2018 年 8 月 3 日の 6 時から 20 時の 14 時間運転で行なった。運転開始後も外気温度の上昇とともにハウス内の温度も上昇するが、日中のピーク時、外気温度が 35°C 程度でも、ハウス内温度を外気温より 2°C 程度低く保つことが出来る見通しを得た。図 3.45 に運転期間中の COP, 出力 (室内空調機側での熱量) 及び消費電力の時間変化を示す。運転開始から COP, 出力及び消費電力は安定し、COP は 4 程度を示している。図 3.45 に各地中温度を示す。各地中温度共に 9 時及び 14 時に地中温度が 2～4°C 低下している。これは、井戸水を注水する補助冷却システムが正常に作動したためである。そのため外気温のピーク時にも安定した運転が行われたと考える。

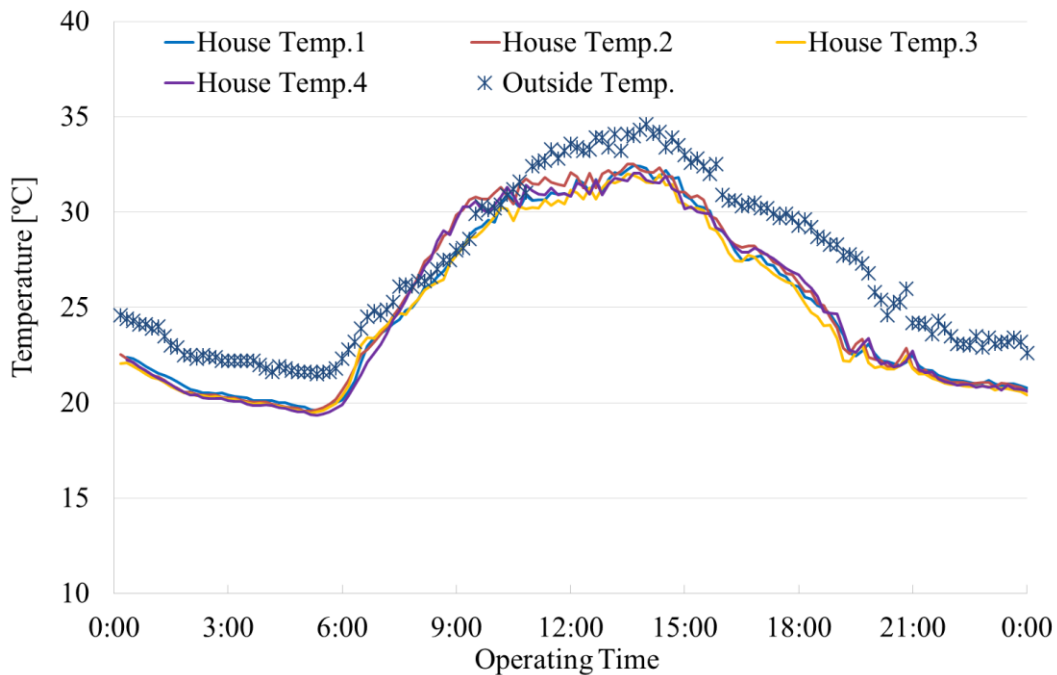


Figure 3.44 Atmospheric temperature change at inside and outside of house

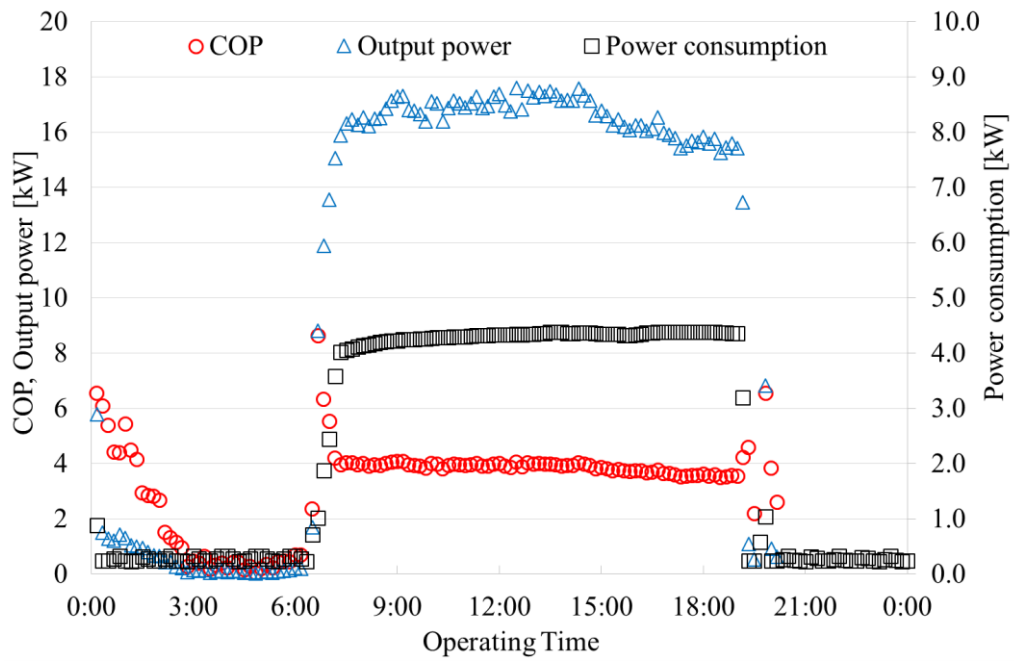


Figure 3.45 COP, amount of extracted heat from the ground, and power consumption changes in the cooling mode

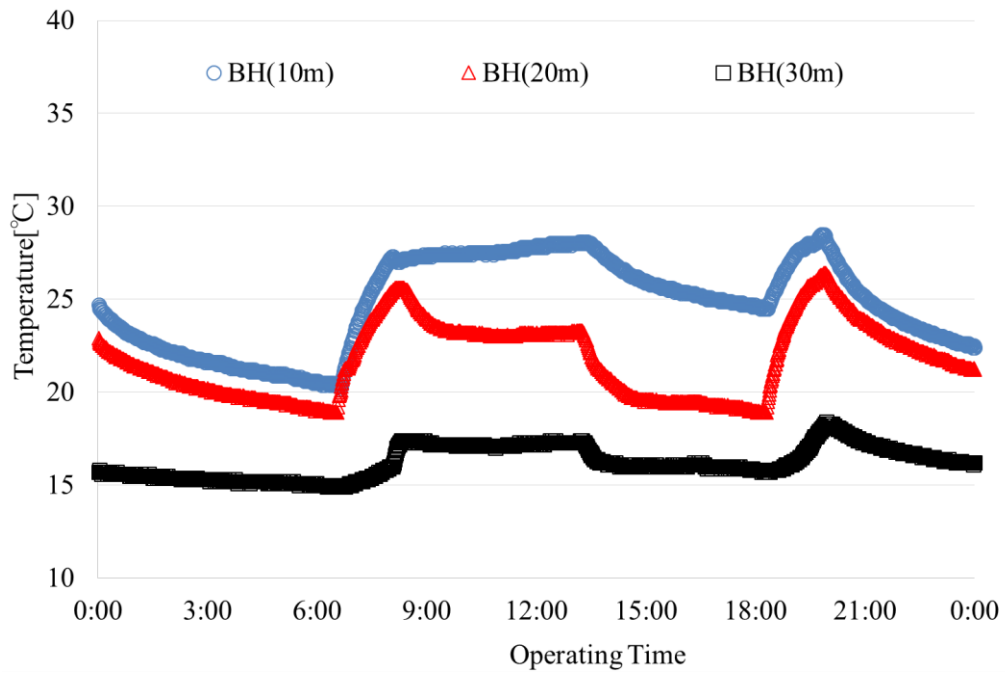


Figure 3.46 Underground temperature in cooling mode



#### 3.5.4 3.5 章のまとめ

山梨県北杜市の農業ハウスに直接膨張方式地中熱ヒートポンプを導入した結果、冷房運転の際、外気温が 35°C 程度でも、ハウス内温度を外気温より低く保つことが出来る見通しを得た。その際、COP は約 4 程度である。また、井戸水を注水する補助冷却システム補助冷却システムを導入することで、外気温のピーク時にも安定した運転が行われる見通しを得た。

### 3.6 鋼管杭を用いた地中熱ヒートポンプの性能試験

#### 3.6.1 研究背景

地中熱ヒートポンプの採放熱方式として、ボアホール内にポリエチレンパイプを埋設し、不凍液により地中との熱交換を行う間接方式とボアホール内にケーシング管を埋設して水を封入し、銅管を挿入して代替フロン系の冷媒により直接地中との熱交換を行う直接膨張方式がある。本研究では特に直接膨張方式において、軟弱地盤地域の住宅支持に用いる基礎杭内に地中熱交換器を挿入する場合の GSHP による冷暖房空調性能を調べた。基礎杭内に地中熱交換器を挿入する方式では、基礎杭を設置する際に銅管を挿入することで、熱交換器設置のために新たなボアホールの掘削が不要となり、初期投資コストの削減や単位長さ当りの採放熱量の増大が見込まれることから、住宅への導入が期待されている。埼玉県では平成 26 年度から 3 年間の事業として埼玉県次世代住宅産業プロジェクトを実施した。そこでは、一次エネルギー消費量を 60%削減できる住宅造りを目標として、3 つのテーマを掲げ、その内の一つが鋼管杭を用いる地中熱利用技術の開発であった。本報告では、住宅用鋼管杭を用いた直接膨張方式 GSHP の性能評価と熱収支を把握してシステム評価を行うに当たり、室内機側での熱量計測により成績係数を求め、連続運転性能の評価、地中への採放熱が地中温度変化に与える影響等について検討結果を述べる<sup>0</sup>。

#### 3.6.2 実験装置および実験方法

実験装置のフローシートを図 3.47 に示す。実験装置は、市販の空気熱ヒートポンプ室外機内の空気／冷媒熱交換器を地中熱交換器に取り替えたものである。ヒートポンプには冷房能力 6.8kW、暖房能力 9.0kW のものを使用し、冷媒量は R410A を 7.5kg、圧縮機の潤滑油を 0.5kg 充填した。鋼管杭の深さは 12m が 1 本、15m が 6 本、20m が 8 本であり、外径は 114.3mm、内径は 110.8mm である。1 本の鋼管杭に 1 本の銅管（外径 4.0mm、内径 3.2mm、長さ 12m）と 2 本の銅管（外径 4.6mm、内径 3.8mm、長さ 12m）を U 字型に接続した地中熱交換器を挿入した。また、1 本の銅管には断熱材を巻いた。1 つのヘッダーに地中熱交換器が 5 本接続され、3 つのヘッダーを用いて、合計 15 本の地中熱交換器が鋼管杭に挿入されている。空調面積が 15.3m<sup>2</sup> の部屋に室内機（冷房能力 2.2kW、暖房能力 3.2kW）を 5 台設置した。直接膨張方式 GSHP では、空気熱ヒートポンプと同様に冷媒側での熱量計測が容易ではない。そこで、室内空調機の吐出し側に風速測定用の簡易ダクトを設置し、白金測温抵抗体、湿度センサおよび熱線風速プローブを取り付けて空気の温度、湿度、風速を計測して熱量を求めた。

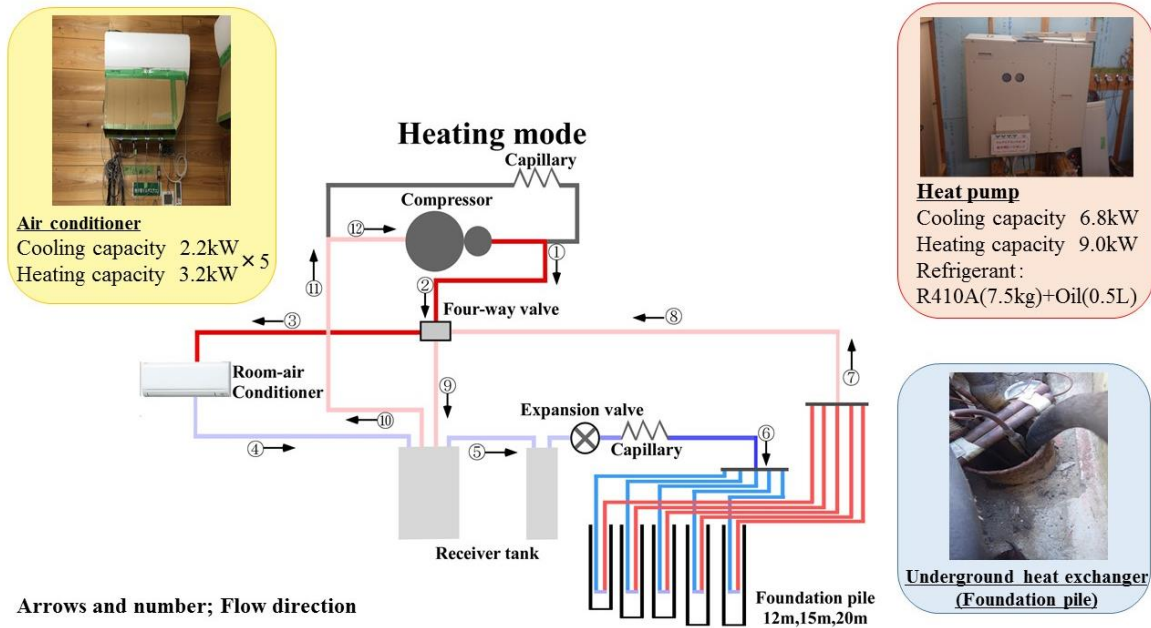


Figure 3.47 Flow sheet of the GSHP that use direct expansion method using foundation pile (Arrows and number; flow direction and order)

### 3.6.3 冷房運転について

室内空調機の設定温度を 27°Cとした場合の冷房運転結果の一例を図 3.48～3.48 に示す。2016年9月14日の9:00～18:00までの9時間連続運転実験の結果である。

図 3.48 に運転期間中の COP，出力（室内空調機側での熱量），消費電力の時間変化を示す。運転開始1時間程度は消費電力の値が小さく，比較的高い COP が得られている。その後，消費電力は安定し，取得熱量は運転終了まで 5.0kW 程度で推移している。運転が安定した約2時間後の COP は約 7.3，取得熱量は約 5.4kW，消費電力は約 0.7kW であり，9時間後の運転終了時には COP が約 6.4，取得熱量は約 5.0kW，消費電力は約 0.8kW となった。

図 3.49 に基礎杭から水平方向に 3m 離れた地点の地中温度を示す。冷房運転では，放熱の影響で地中温度は上昇するが，鋼管杭から 3m 離れた地点の地中温度変化は 1°C未満であり，地盤への影響は小さい。一般に複数のボアホールを設置した場合に互いの熱干渉を避けるためには約 4m 以上距離を取る必要があるとされる<sup>(3)</sup>。本実験では地中熱交換器を挿入した 15本の住宅用基礎杭を使用しており，1本あたりの熱負荷が小さく，3mでも熱干渉の影響は小さいと考えている。

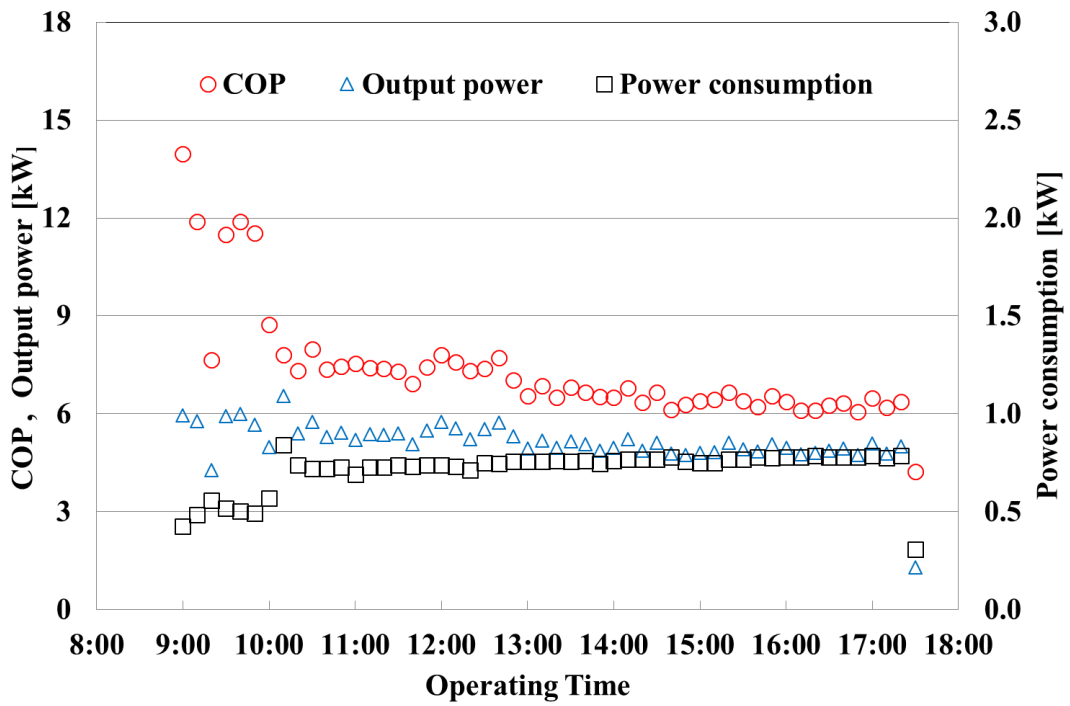


Figure 3.48 COP, amount of released heat, and power consumption changes in cooling mode

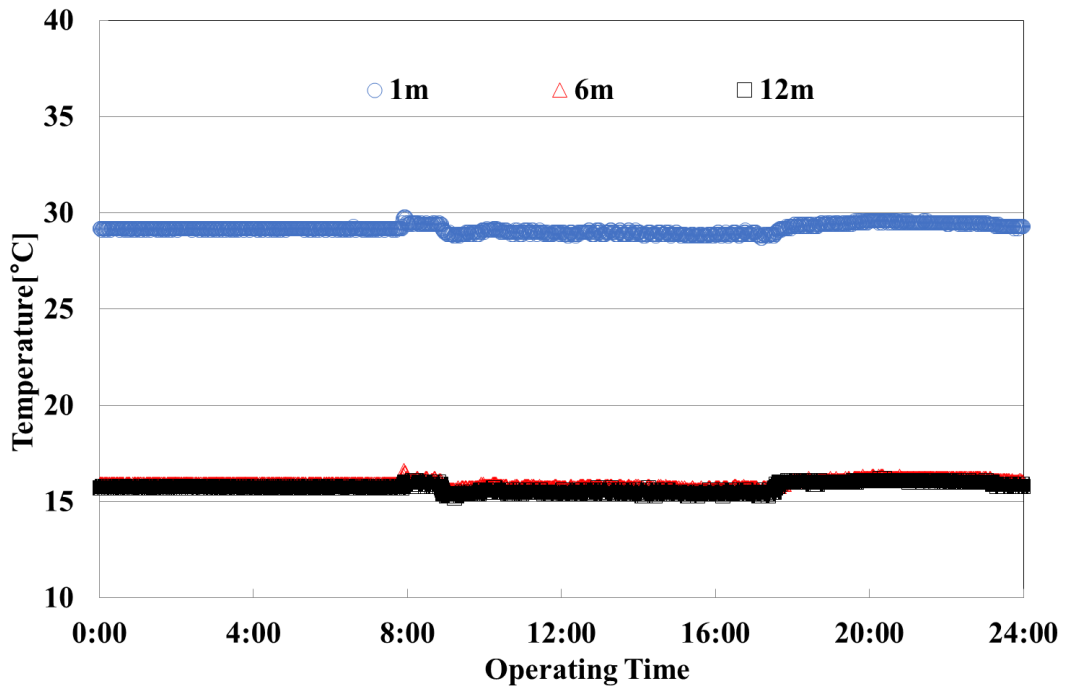


Figure 3.49 Temperature change of underground at 3 m away from the foundation pile in cooling mode

### 3.6.4 暖房運転について

室内空調機の設定温度を 27°Cとした場合の暖房運転結果の一例を図 3.50～3.51 に示す。2016 年 11 月 30 日の 9:00～17:00 までの 8 時間連続運転実験の結果である。

図 3.50 に運転期間中の COP，出力（室内空調機側での熱量），消費電力の時間変化を示す。運転開始 1 時間以内は消費電力が不安定であるが，その後は消費電力と取得熱量は安定し，取得熱量は運転終了時まで約 4kW を維持した。運転開始から約 1 時間後の COP は約 5.9，取得熱量は約 4.2kW，消費電力は約 0.7kW であり，運転終了時には COP が約 5.3，取得熱量は約 3.9kW，消費電力は約 0.7kW となった。

図 3.51 に基礎杭から 3m 離れた地点の地中温度を示す。暖房運転では，採熱により地中温度は低下するが，冷房運転同様に鋼管杭から 3m 離れた地点の地中温度変化は 1°C 未満であり，地盤への影響は小さい。実験結果より，基礎杭の場合は地中熱交換器の距離が 3m 離れていれば，熱交換器間の熱干渉の影響は小さいと考えている。

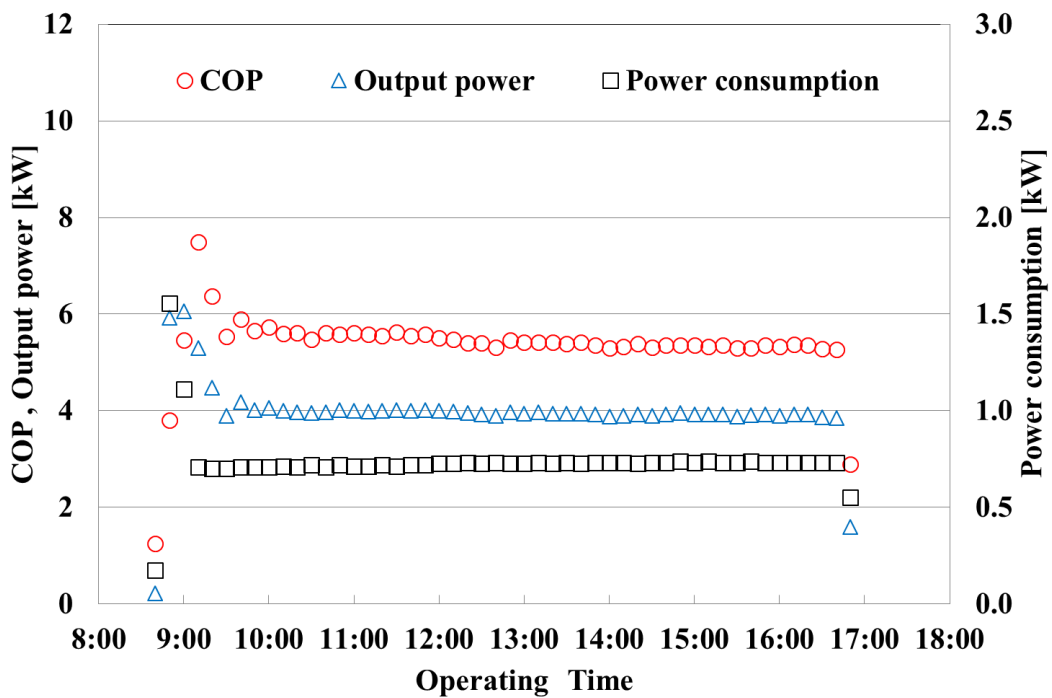


Figure 3.50 COP, amount of extracted heat, and power consumption changes in heating mode

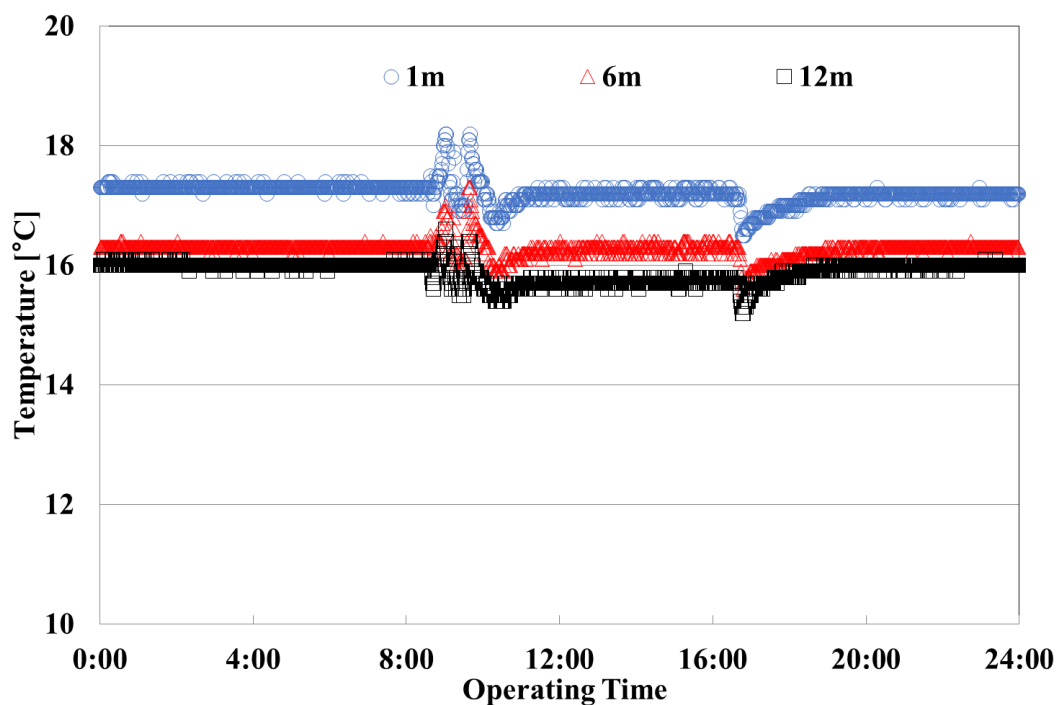


Figure 3.51 Temperature change of underground at 3 m away from the foundation pile in heating mode

### 3.6.5 分岐部における冷媒の均等流量について

本実験において、計 15 本の地中熱交換器を使用しており、各地中熱交換器へ均等に冷媒が流れているか把握する必要がある。そこで、図 3.52 に地中熱交換器が 3 本に分岐した各地点の流量を示す。計測は冷媒の状態が比較的液相に近い暖房運転時の地中熱交換器入口で行なった。3 分岐の各地点での流量誤差は最大で 2% であるためことから 3 分岐地点までは冷媒がほぼ均等に流れていると推定する。また、15 本に分岐した地点での流量計測は配管径が流量計の下限値以下となり測定不能であった。

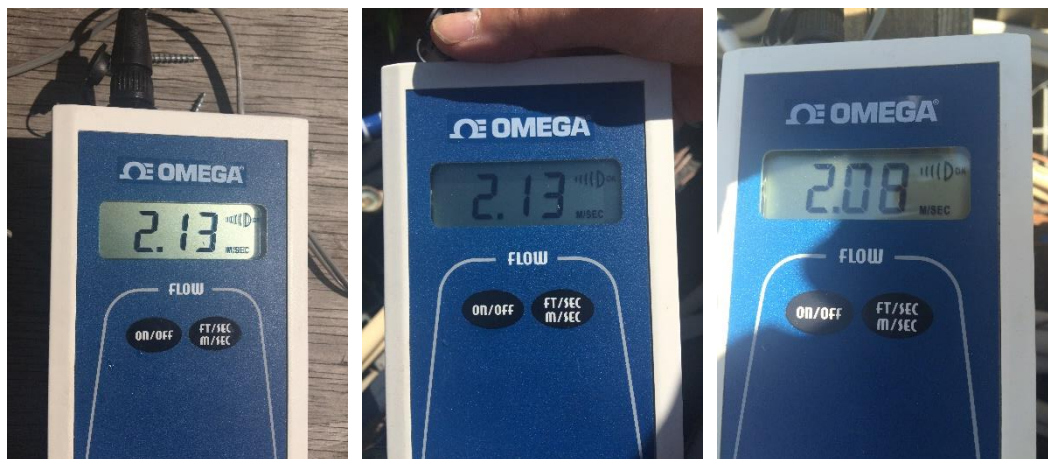


Figure 3.52 Flow rate of underground heat exchanger

### 3.6.7 3.6章のまとめ

直接膨張方式において、軟弱地盤地域の住宅支持に用いる基礎杭内に地中熱交換器を挿入する場合の GSHP による冷暖房空調性能を調べた結果、以下の知見を得た。

- [1] 設定温度を 27°C とした冷房運転時(2016 年 9 月 14 日 9:00~18:00)の COP は約 6.3 ~7.5, 設定温度を 20°C とした暖房運転時(2016 年 11 月 30 日 8:30~17:00)の COP は約 5.3~5.7 であり、住宅用鋼管杭を用いた直接膨張方式地中熱ヒートポンプは冷暖房いずれの場合も高い省エネルギー性を有するシステムである。
- [2] 住宅用鋼管杭から水平方向に 3m 離れた地点の地中温度変化は小さく、影響は小さいと考えられる。
- [3] 住宅用基礎杭を用いた地中熱交換器への冷媒均等流量を把握するため、超音波流量計で冷媒流量計測を行った結果、3 分岐の各地点での流量誤差は最大で 2%であるためことから 3 分岐地点までは冷媒がほぼ均等に流れていると推定する。また、15 本に分岐した地点での流量計測は配管径が流量計の下限値以下となり測定不能であった。





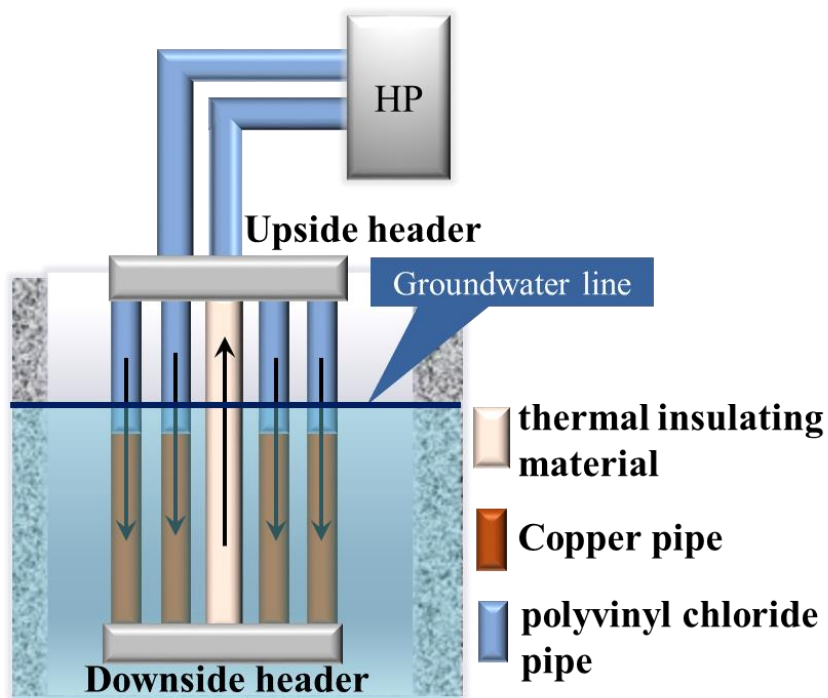


Figure 3.54 Underground heat exchanger

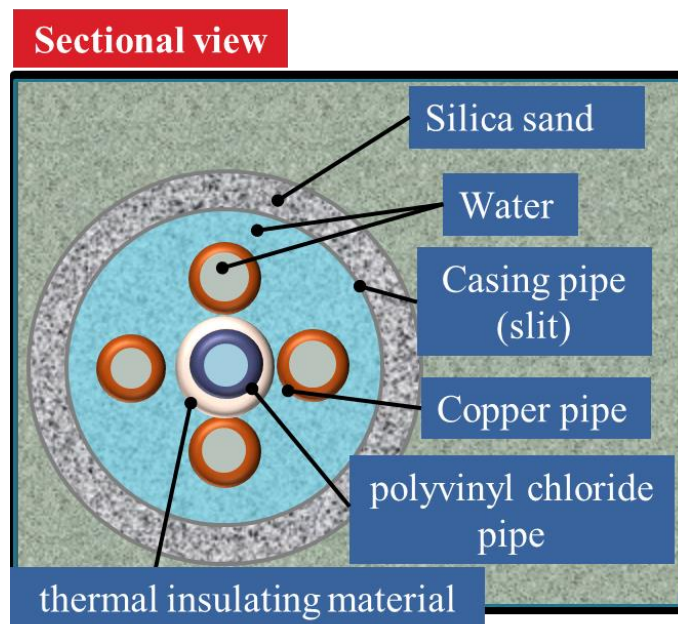


Figure 3.55 Section view of heat exchanger

Table 3.6 Specification of Underground heat exchanger

	Inner diameter	Outlet diameter
Copper pipe	21.6mm	27.2mm
Polyvinyl chloride pipe	41.6mm	48.6mm
Casing pipe	204.7mm	216.3mm

また、前述の 3.6.5 と同様に、地中熱交換器の複数本側における、冷媒が均等に流れているか把握する必要がある。図 3.56 に 4 本に分岐した各地中熱交換器の流量を示す。ヒートポンプ出口の流量が 40L/min における複数本側の流量を確認した結果、5%以内(10.1L/min～10.5L/min)と誤差範囲であり合計値が 40L/min であるため、均等に冷媒が流れていることが確認している。



Figure 3.56 Flow rate of underground heat exchanger

### 3.7.3 成績係数

本実験においてもこれまでの実験同様に COP を求め、性能評価を行なったが、本実験では循環冷媒に水道水を使用したため、流量測定が代替フロン冷媒に比べ容易であることから、1次側での算出方法により COP を求めた。算出式を式(7)に示す。

$$\text{COP} = \frac{c\rho q(t_{\text{out}} - t_{\text{in}})}{W} \quad (7)$$

ここでは、 $c$ は水の比熱[kJ],  $\rho$ は水の密度[kg(m<sup>3</sup>)],  $q$ はラインポンプ流量[m<sup>3</sup>/s],  $t_{\text{in}}$ はヒートポンプ入口温度[°C],  $t_{\text{out}}$ はヒートポンプ出口温度[°C],  $W$ は消費電力である。また、比熱、密度は温度により異なるが、ヒートポンプでの温度行きでは  $c=4.2$ [kJ]  $\rho=1.0 \times 10^3$  [kg(m<sup>3</sup>)]とする。

### 3.7.4 冷房運転結果

図 3.57～図 3.58 に冷房運転結果の一例を示す。図 3.57 はボアホール内へ地下水の注水を行なった運転，図○は地下水の注水を行なっていない条件の運転となる。図 3.57 の 地下水の注水を行なった条件では，平均 COP は 3.6，SCOP は 2.9 となった。地下水を注水しているため，運転中の HP 入口・出口温度はほぼ一定であり，それに伴って消費電力の変化も小さいため，安定した運転となった。

図 3.58 の地下水の注水を行なっていない条件の運転結果を示す。運転期間の平均 COP は 3.6 と地下水の注水を行なった運転と比べても性能の大きな低下は確認されなかった。これは，井戸に地中熱交換器を挿入しているため，地下水の流れにより，冷房運転における放熱分が地盤に放熱しきれていると考える。また，両条件とも取得熱量はヒートポンプの定格値まで取得出来ている。

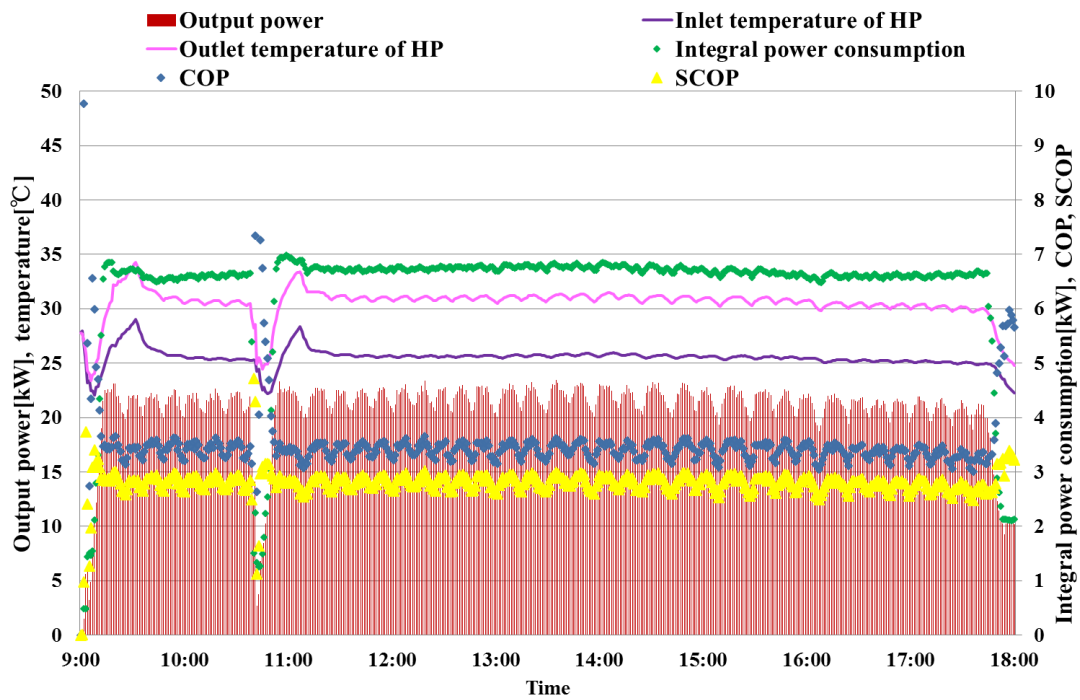


Figure 3.57 Cooling mode with water injection

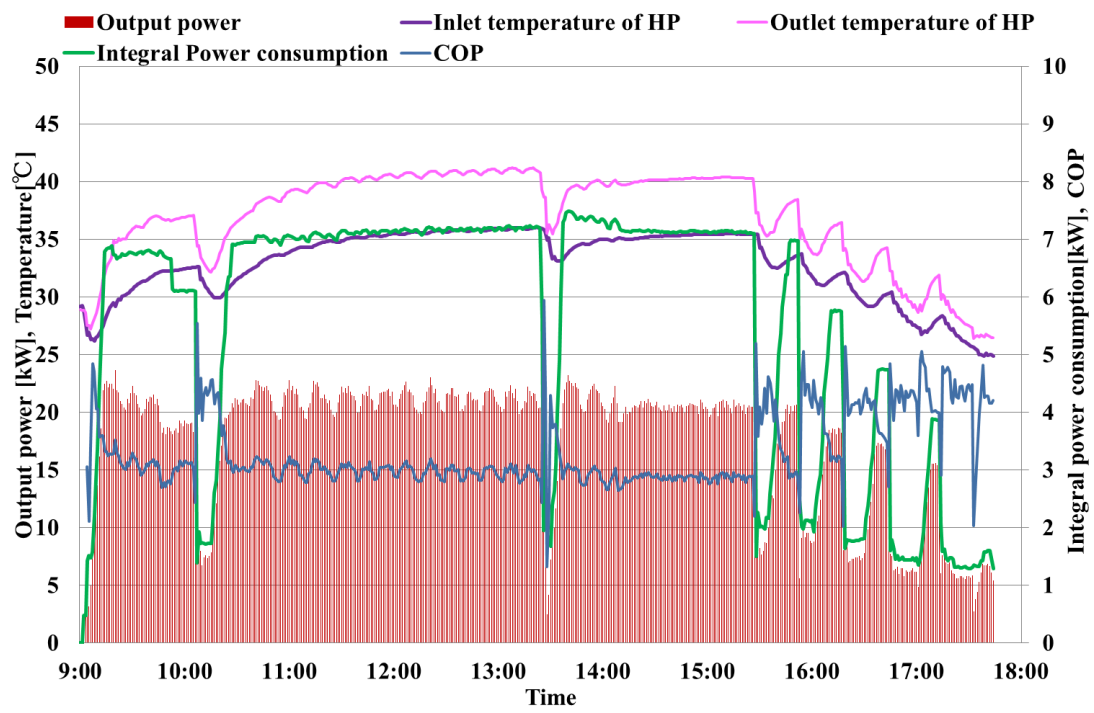


Figure 3.58 Cooling mode without water injection



### 3.7.5 暖房運転結果

図 3.59～図 3.60 に暖房運転結果の一例を示す。冷房運転と同様に図 3.59 ボアホール内へ地下水の注水を行なった運転結果を示す。図 3.60 の地下水の注水を行なった条件では、平均 COP は 4.3, SCOP は 3.5 であったが、取得熱量は定格 25kW に対して、約 8kW と 1/3 程度の値であった。図 3.60 の地下水の注水を行なっていない条件の運転結果を示す。運転開始 5 時間後にヒートポンプ入口温度が 5°C を下回り、地中熱交換器内の水道水の凍結防止システムが作動に運転が停止した。これらの結果より暖房運転では地中熱交換器の伝熱面積不足から、地中熱交換器入口・出口での温度差が確保できず、安定した運転が行えていない。今後は地中熱交換器複数本側の本数を増やし、伝熱面積を増大することで、安定した運転が可能になると考える。

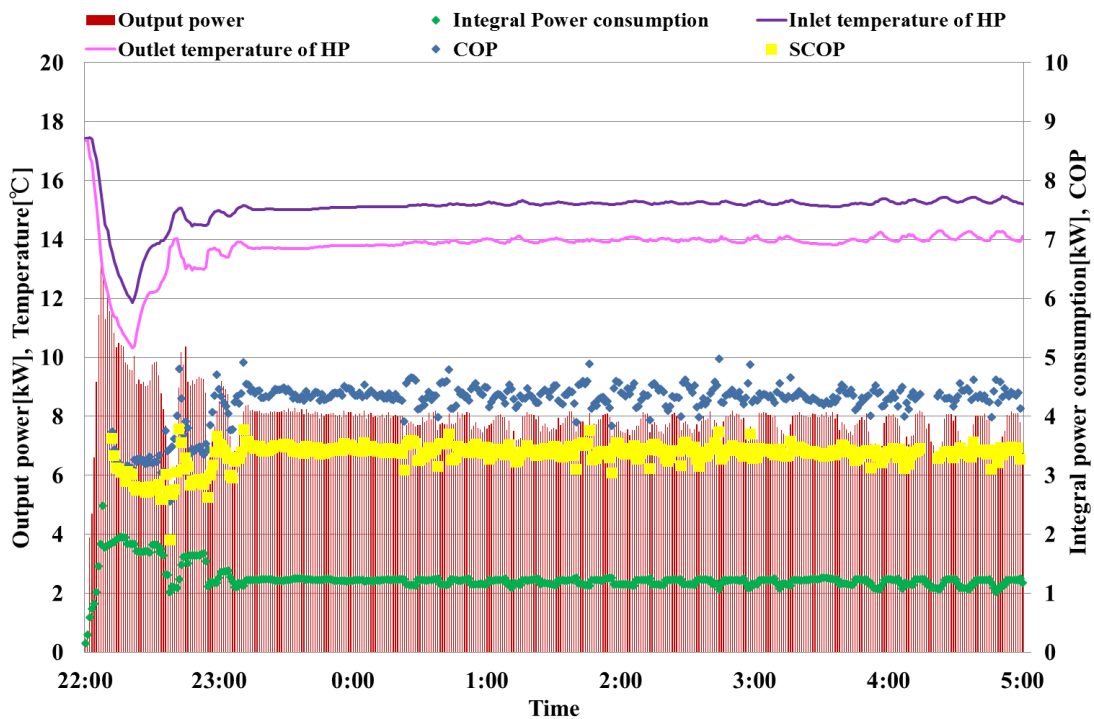


Figure 3.59 Heating mode with water injection

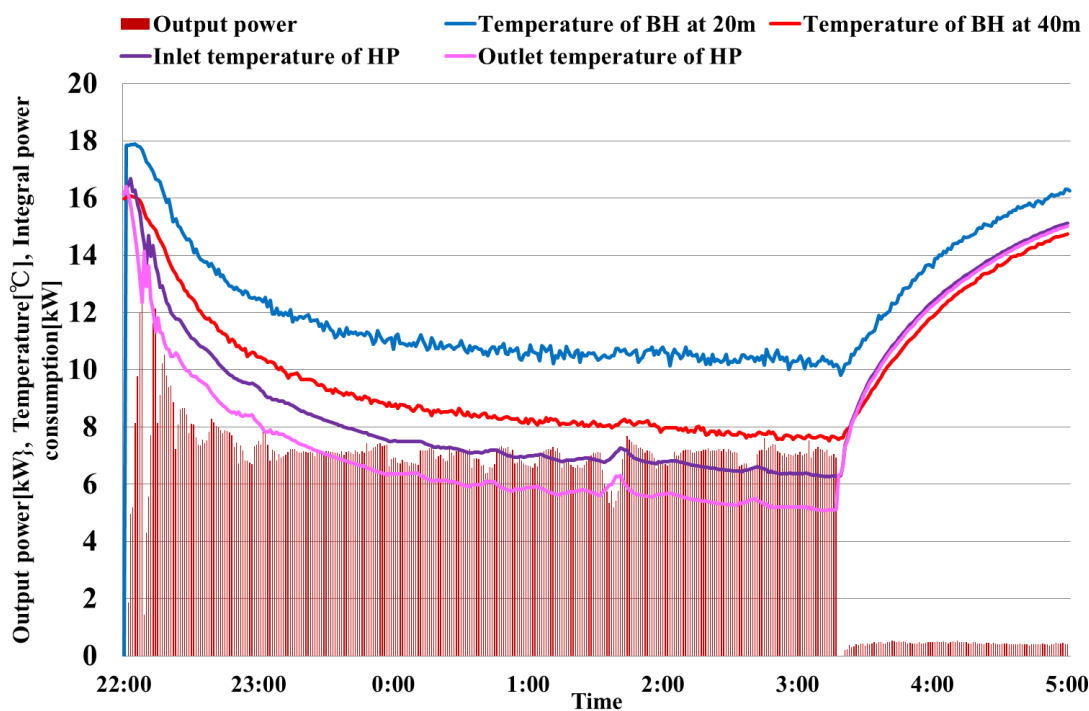


Figure 3.60 Heating mode without water injection

### 3.7.6 3.7 章のまとめ

地中熱と同様に年間を通して温度変化が小さい地下水を利用した、水冷方式地中熱ヒートポンプの実証実験を行なった結果、冷房運転においては地下水の注水を行なわなくても、地下水の流れにより、冷房運転における放熱分が地盤に放熱し、安定した運転を行なうことが出来る見通しを得た。一方、暖房運転においては、本実験で用いた地中熱交換器では伝熱面積不足から、地中熱交換器入口・出口での温度差が確保できず、安定した運転が行えていない。今後は地中熱交換器複数本側の本数を増やし、伝熱面積を増大することで、安定した運転が可能になると考える。



## 第4章 結言

本研究により得た知見を以下に要約する。

- [1] 山梨大学甲府東キャンパス内の実験場においてサーマルレスポンス試験を行った結果、土壌の有効熱伝導率は  $1.69\text{W/m}\cdot\text{K}$ 、熱抵抗は  $0.08\text{K/W}$  及び不易層温度は  $18.3^\circ\text{C}$ であった。一般に不易層温度はその地域の年間平均気温と同程度とされており、山梨県甲府市の年間平均気温が約  $14^\circ\text{C}$ であるのに対し、不易層温度が  $18.3^\circ\text{C}$ と比較的高いが、これは山梨大学近郊の石和温泉や湯村温泉などの地熱源の影響である。
- [2] 2013年8月19日から8月23日にかけて、一般家庭における使用を想定した冷房間欠運転（運転開始9:00、運転終了17:00）を行った結果、夜間の運転停止中に地中温度は概ね回復し、COPの増減率は最大約15%程度(COP6.3~7.4)であることから、一般家庭の使用負荷程度であれば、十分運転可能であると考ええる。
- [3] 2014年1月19日から2月19日にかけて、1ヶ月間の暖房連続負荷運転を行なった結果、取得熱量は運転期間中  $3.0\text{kW}$ 程度で安定し、期間平均COPは4.6となり、連続運転が求められる産業利用及び農業利用等においても本システムが導入可能である。しかし、長期にわたる連続負荷運転時の性能を確保するため、ボアホール内に外部から注水してボアホール内の水を攪拌する等の補助システムを導入する必要があると考えている。
- [4] 運転中の冷媒温度及び圧力から p-h 線図を作成した結果、圧縮機入口・出口の一部を除き気液二相流となっていることが分かった。また、地中熱交換器入口・出口に設置したサイトグラスにおいても気液二相流であることを目視により確認した。
- [5] 本実験で採用した地中熱交換器では、暖房運転において、液化した冷媒が複数細管である5本側（1/4インチ）を流下する場合、1本側（1/8インチ）を流下する場合に比べて、配管抵抗が大きくなる。また、蒸発過程において液冷媒を流下させる場合は、断熱材等を用いて熱交換器最下端に到達するまでの間に液冷媒の蒸発を防ぐ対策を施さないと浮力による流動抵抗を抑えることができないことから、圧縮機に負荷がかかり、消費電力が増大する。これらの結果から、冷房運転では複数配管から1本配管側に、暖房運転では1本配管から複数配管側にそれぞれ冷媒を流動させることとし、さらに暖房運転時に液冷媒が流下する1本配管側に断熱材を施す方式の地中熱交換器を開発し、冷暖房時の最高COP値を得ることができた。
- [6] 深さ30mの地中熱交換器の場合、冷房運転時の地中熱交換器温度の変化から、凝縮過程は20mから30mの間で終了している可能性が高いことが分かった。一方、暖房運転時は液冷媒が地中熱交換器最下部で反転し上向き流となった複数採管内で蒸発するが地上付近での温度変化から推測して、蒸発過程が終了しているとは判断できないことから、十分採熱できなかつた可能性がある。特に実用化の観点からは暖房時の地中熱交換器の熱交換性能の向上が必要である。

- [7] 本実験では、従来指摘されていた地中熱交換器の配管抵抗や潤滑油の底部停滞等の 1 次側冷媒循環の不安定さは確認されず、直接膨張方式地中熱ヒートポンプは十分運転可能である。その理由としては、循環冷媒が従来使用されていた R22 に比べ作動圧力が 1.6 倍程度高い R410A に変わり、地中熱交換器長を 30m と短縮し、地中熱交換器の形状を複数細管に改良したためであると考えられる。
- [8] 直接膨張方式地中熱ヒートポンプにおいて、地中熱交換器を並列に設置することでより高効率なシステムの構築が可能である見通しを得た。その際の地中温度変化から、冷暖房運転共に各地中熱交換器に均等に負荷が分散できていると考える。また、連続負荷運転時の性能を確保するためには補助冷却システムの追加が必要である。
- [9] 並列の地中熱交換器を用いる場合、一般に従来の間接方式地中熱ヒートポンプでは互いの熱干渉を避けるため、約 4m 以上の距離を取る必要があるとされるが、本実験結果より、地中熱交換器の距離が 2m 離れていれば、温度変化及び地中熱交換器間の熱干渉の影響は比較的小さく、地中熱交換器設置の可能性があると推測される。
- [10] 農業ハウスに直接膨張方式地中熱ヒートポンプを導入した結果、冷房運転の際、外気温が 35°C 程度でも、ハウス内温度を外気温より低く保つことが出来る見通しを得た。その際、COP は約 4 程度である。また、井戸水を注水する補助冷却システム補助冷却システムを導入することで、外気温のピーク時にも安定した運転が行われる見通しを得た。
- [11] 本実験対象である直接膨張方式地中熱ヒートポンプは、1 m 辺り 30~40W/m で設計されている従来システムである間接方式地中熱ヒートポンプと対して、実測値で、シングル及び並列に設置した場合ともに 100W/m 以上である。このことから直接膨張方式地中熱ヒートポンプでは、ボアホール長が短縮でき掘削コストを削減できる。したがって、直膨方式地中熱ヒートポンプはコスト面で非常に有利である。
- [12] 本実験において、深さ 30m のシングル地中熱交換器を用いる場合及び深さ 20m の地中熱交換器を 2 本並列に用いる場合においても、COP は冷房運転時 10 以上、暖房運転時においても 5 以上の値を得て、十分省エネルギー機器として成立していると考ええる。
- [13] コスト面で考えると深さ 30m のシングル地中熱交換器を用いる場合に比べ深さ 20m の地中熱交換器を 2 本並列に用いる場合、地中熱交換器の掘削コストは 1.3~1.4 倍程度割高となる。そのため、使用負荷(使用時間、室内側要求温度等)が高い導入地では地中熱交換器を並列に用い、使用負荷が少ない導入地ではよりイニシャルコストの低いシングル地中熱交換器の導入を推奨する。また、新築の住宅に関しては住宅用鋼管杭を利用した方式がイニシャルコストを抑えられ経済性に優れている。

## 参考文献・参考資料

- [1] 地中熱利用促進協会ホームページ, <http://www.geohpaj.org/>
- [2] 特定非営利活動法人地中熱利用促進協会, 地中熱ヒートポンプシステム施工管理マニュアル, オーム社
- [3] JIS C 9921-3, 「ルームエアコンディショナの設計上の標準試用期間を設定するための標準使用条件」
- [4] 浅間英樹, 赤林伸一, 坂口淳, 家庭用エアコンの実使用時における成績係数に関する研究 独立戸建住宅 13 棟に設置されたエアコンの測定結果, 日本建築学会環境系論文集, 第 613 号, 35-40, 2007 年 3 月
- [5] 天野慎也, 地中熱ヒートポンプの熱量計測手法に関する研究, 山梨大学修士論文, 2017
- [6] 山梨県, やまなしエネルギービジョン, 2016
- [7] 気象庁ホームページ, <https://www.data.jma.go.jp/obd/stats/etrn/index.php>
- [8] ヒートポンプとその応用, 2011.3, No.8
- [9] ソニックドリル技術研究会ホームページ,  
<http://www.sonicdrill-ta.com/sonicdrill/index.html>
- [10] 株式会社チノー, 白金測温抵抗体, <http://www.chino.co.jp/products/sensors/nr.html>
- [11] 株式会社チノー, 熱電対, [https://www.chino.co.jp/products/sensors/hifuku\\_tc/](https://www.chino.co.jp/products/sensors/hifuku_tc/)
- [12] トウプラスエンジニアリング株式会社, 湿度計,  
[https://www.toplas-eng.com/humidity\\_measurement/10\\_ta50rg.html](https://www.toplas-eng.com/humidity_measurement/10_ta50rg.html)
- [13] 日本カノマックス株式会社, 熱線風速計, <http://www.kanomax.co.jp/>
- [14] 株式会社 KEYENCE, 圧力計  
<https://www.keyence.co.jp/products/process/pressure/gp-m/specs/>
- [15] 日本熱物性学会編, 新編熱物性ハンドブック, 養賢堂, 2008
- [16] 小林隆之, 平尾豊隆, 二相搬送システムを用いた省冷媒パッケージエアコンの開発, 三菱重工技報, Vol.33, No.2, 1996-3
- [17] 青木泰高, 伊藤隆英, 市川玄人, 坂本貴雄, 空調機のエネルギー消費効率向上につながる気液二相冷媒の分配技術, 三菱重工技報, Vol.52, No.1, 2015
- [18] 藤井光, 駒庭義人, サーマルレスポンズ試験の原理と解析法、調査事例, 日本地下水学会誌, 33(4), P169-178,2011
- [19] Shuhei Ishiguro and Tetsuaki Takeda , STUDY ON UNDERGROUND HEAT EXCHANGER FOR GROUND SOURCE HEAT PUMP THAT USE DIRECT EXPANSION METHOD, August 10-15,2018,16th International Heat Transfer Conference,IHTC-23415
- [20] Shuhei ISHIGURO, Tetsuaki TAKEDA, Yuichi MURATA, Tomoya AOKI, Osamu YODA and Hiroji OKUBO, Study on Ground Source Heat Pump That Use Direct Expansion Method Using Foundation Pile, 日本冷凍空調学会論文集, 2018, Vol.35, No.4
- [21] S. Ishiguro, T. Takeda, K. Ichimiya , S. Funatani, 2013. EXPERIMENT ON GROUND SOURCE HEAT PUMP. The 24th International Symposium on Transport Phenomena
- [22] Shuhei Ishiguro, Daisuke Tanaka, Shumpei Funatani, Koichi Ichimiya, and Tetsuaki Takeda: “Performance Evaluation of Ground Source Heat Pump Using Direct Expansion Method- In Case of 48 Hours Operation - : “THE 8TH ASIAN CONFERENCE ON REFRIGERATION AND AIR-CONDITIONING (ACRA 2016) : “IT\_146

- [23] Shuhei Ishiguro , Daisuke Tanaka , Shumpei Funatani, Koichi Ichimiya, and Tetsuaki Takeda: “Performance Evaluation of Ground Source Heat Pump Using Direct Expansion Method“12th International Conference on Heat Transfer, Fluid
- [24] Tetsuaki Takeda, Daiki Yokoyama, Akio Ohashi, Shuhei Ishiguro, Shumpei Funatani, Koichi Ichimiya, 2013. PERFORMANCE TESTFOR EVALUATION OF COEFFICIENT OF PERFORMANCE IN GROUND SOURCE. 8th World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics, and Thermodynamics
- [25] Takeda, T., Yokoyama, D., Ishiguro, S., Ichimiya, K., and Funatani, S., 2014b, Heat Exchange Performance of Ground Source Heat Pump by Direct Expansion Method, Proc. of Grand Renewable Energy 2014, Paper No.00644
- [26] 石黒修平, 武田哲明, 横山大貴, 田中大輔, 船谷俊平, 一宮浩市, 直膨方式地中熱ヒートポンプの冷房運転における熱交換性能, 日本機械学会熱工学コンファレンス講演論文集, 2014, A-113
- [27] 石黒修平, 田中大輔, 横山大貴, 船谷俊平, 一宮浩市, 武田哲明, 直膨方式地中熱ヒートポンプの性能評価-暖房運転における長期運転の場合-, 日本機械学会第 20 回動力・エネルギー技術シンポジウム講演論文集, 2015, E-231
- [28] 石黒修平, 武田哲明, 並列の地中熱交換器を用いた直接膨張方式地中熱ヒートポンプの性能試験, 日本伝熱学会第 55 回日本伝熱シンポジウム, 2018, D132
- [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 巻第 1 号, 2011, 83-90
- [30] 柴芳郎, 地下熱利用技術 4.地下熱ヒートポンプ, 地下水学会誌, 第 53 巻第 2 号, 2011, 219-227
- [31] 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, 地下水学会誌, 第 53 巻第 3 号, 2011, 283-291
- [32] Abdeen Mustafa Omer ,DIRECT EXPANSION GROUND SOURCE HEAT PUMPS FOR HEATING AND COOLING, International Journal of Science Inventions Today,2013, 2(6), 452-486
- [33] 長野克則, 落藤澄, 西岡純二, 土壤熱源ヒートポンプシステムに関する研究 第 2 報-垂直埋設管による凍結を伴う土壤採熱のフィールド実験とシミュレーション, 空気調和・衛生工学会論文集, No.56, 1994, 25-34
- [34] 佐山惣吾, 山口宗宏, 米田弘和, 直膨式地中採熱ヒートポンプの実証試験, 日本機械学会論文集(B 編), 第 60 巻 577 号, 1994, P222 - 227
- [35] 上山慎也, 盛田耕二, 高橋豊, 910 直接蒸発/凝縮型地中熱交換器を用いた大地結合ヒートポンプの運動特性, 日本機械学会関東支部茨城講演会講演論文集, 2009, P241-242
- [36] 勝田博, 岡田勝行, 落藤澄, 長野克則, 中村真人, XU L, 直膨式土壤採熱ヒートポンプの実証実験, 新菱冷熱中央研究所報, 1996, 3 巻, P53-62
- [37] 依田修, 大久保宏司, 武田哲明, 住宅用鋼管杭を用いた地中熱ヒートポンプの実施例, 2017 年度日本冷凍空調学会年次大会講演論文集, 2017, F131
- [38] 萩原利男, 小野俊夫, 中澤俊也, 石黒修平, 山梨県における地中熱ヒートポンプシステムの導入とその効果について, 2016 年度日本冷凍空調学会年次大会講演論文集, 2016, E143

## 謝辞

指導教員の武田哲明教授には研究開始当時、初歩的なことも分からない私をこれまでご指導、ご激励を頂いたことをここに記して感謝の意を表す。また、本研究の遂行に適切にご指導、ご助言を頂いた山梨大学の一宮浩市名誉教授、船谷俊平准教授に深く感謝する。株式会社萩原ボーリングの萩原社長、中澤部長には公私ともに暖かい激励を頂き、深く感謝する。最後に、平成 24 年度の研究開始からこれまで一緒に研究を行なってくれた武田研究室の卒業生に感謝いたします。