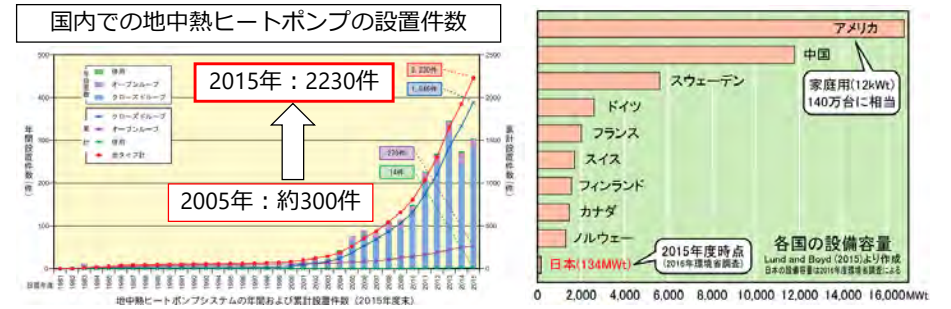


# 1. シングル地中熱交換器の検討

## 研究背景



出典：環境省

出典：地中熱利用促進委員会

➤ 地中熱ヒートポンプの設置件数は年々増加傾向にあるが、先進諸国と比べると普及は遅れている

### 問題点

初期投資コストが高い  
(ボアホール掘削費用)

### 対策

掘削コストを低減することができる  
**直接膨張方式地中熱ヒートポンプの利用**

3

4

## 研究目的

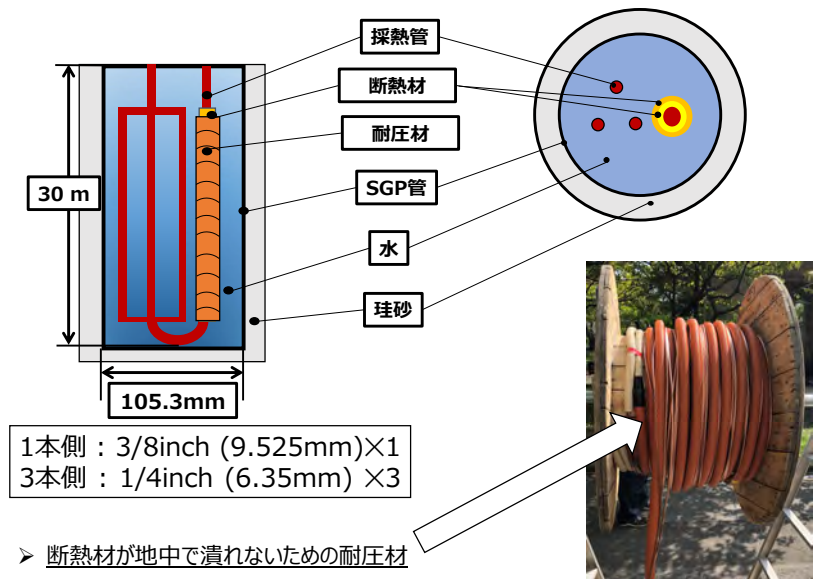
### 目的

直接膨張方式地中熱ヒートポンプの実用化に資するため、直接膨張方式地中熱ヒートポンプに用いるシングル地中熱交換器の熱交換性能を調べる



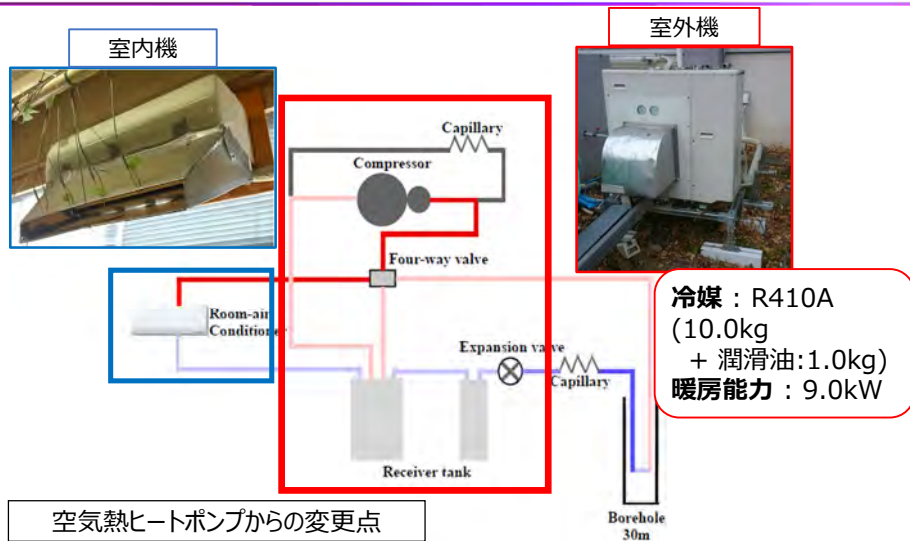
5

## 地中熱交換器



6

# 実験装置



空気熱ヒートポンプからの変更点

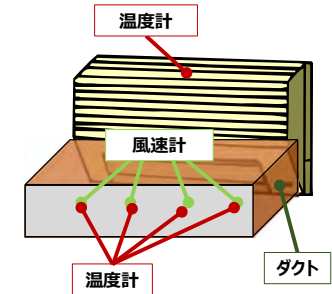
- 熱交換部分を切り離し銅管を用いて地中へと延長
- レシーバータンクの増設

7

# 実験条件

## 暖房運転

実験地	山梨大学
運転期間	2018.12.11~12 (23:00~6:00)
設定温度	20℃
室内機能力	4.0kW
室外機能力	9.0kW
空調面積	50 m <sup>2</sup>
地上冷媒配管全長	65 m



## 性能評価

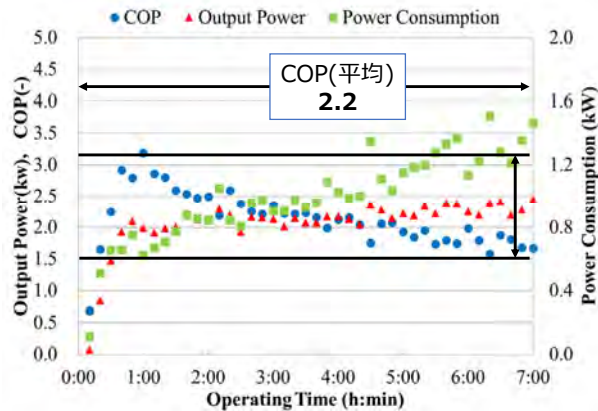
$$COP = \frac{\text{取得熱量}}{\text{消費電力}} = \frac{\Delta h \times \rho \times A \times v}{P \times 6}$$

$\Delta h$ ; 2次系室内機出口・入口のエンタルピー差 (kJ/kg)  
 $\rho$ ; 空気密度 (kg/m<sup>3</sup>)  
 $A$ ; 空調機出口ダクト面積 (m<sup>2</sup>)  
 $v$ ; 風速 (m/s)  
 $P$ ; 圧縮機の消費電力 (10分間の積算値) (kWh)

8

# 暖房運転

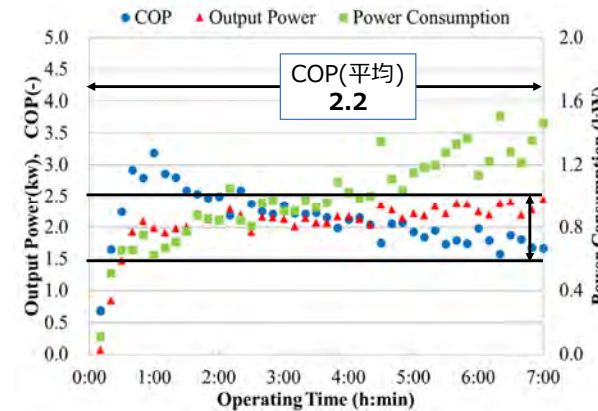
室内機出力：4.0kW 運転期間 2018.12.11~12 (23:00~6:00)



9

# 暖房運転

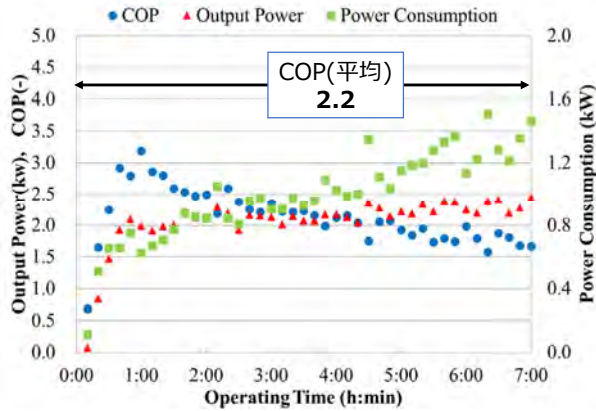
室内機出力：4.0kW 運転期間 2018.12.11~12 (23:00~6:00)



10

# 暖房運転

室内機出力：4.0kW 運転期間 2018.12.11~12 (23:00~6:00)



COP 1.6~3.2

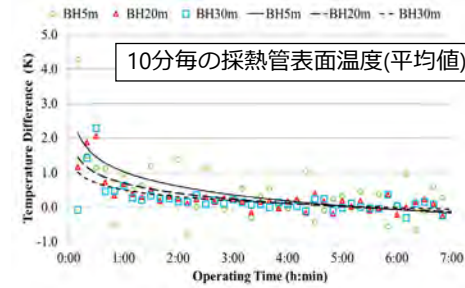
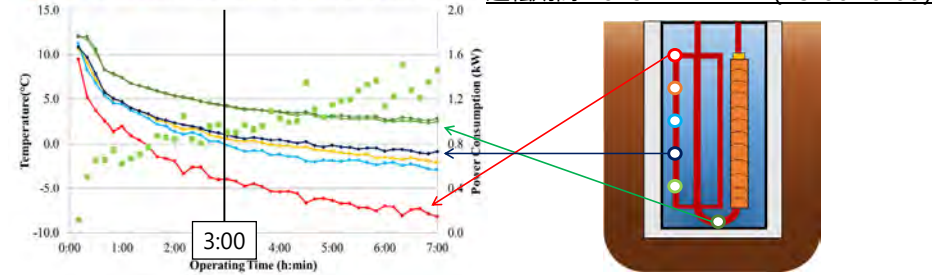
取得熱量 1.5kW~2.5kW

- 室内機の出力が4.0kWに対し、最大取得熱量は約2.5kW
- 消費電力は増加傾向にあるが、取得熱量は一定の範囲を推移している

⇒ 本実験で用いた地中熱交換器では地中からの採熱量が不足していると考えられる<sub>1</sub>

# 暖房運転 (採熱管表面温度)

運転期間 2018.12.11~12 (23:00~6:00)

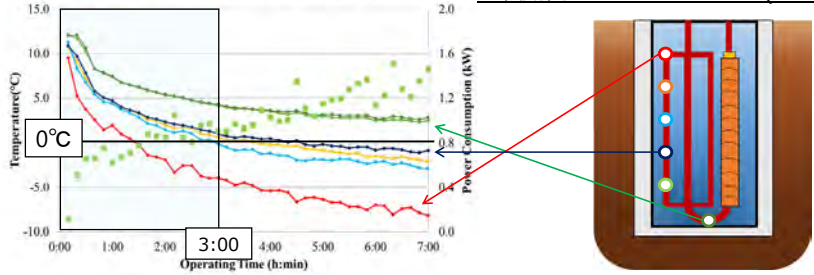


- 運転開始3時間で20m地点までの採熱管表面温度が0°C

⇒ 運転開始3時間前後で比較

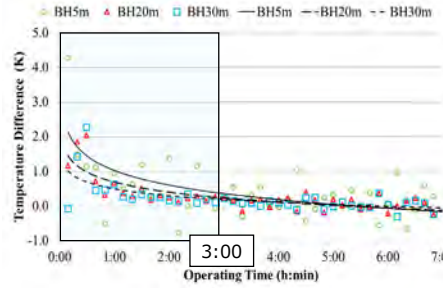
# 暖房運転 (採熱管表面温度)

運転期間 2018.12.11~12 (23:00~6:00)



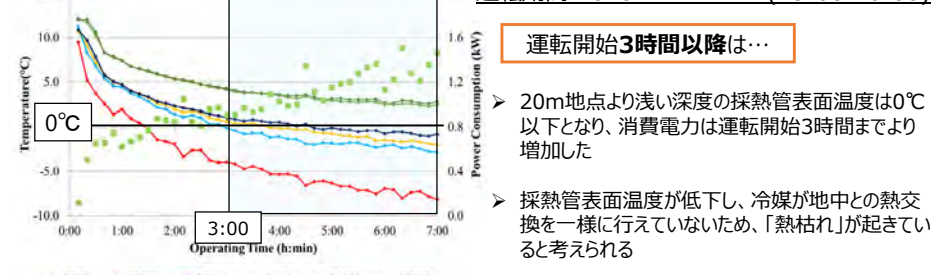
運転開始3時間以前は…

- 採熱管表面温度が高く、冷媒が地中と熱交換をするための十分な余裕が地中にある
- 運転開始3時間以降と比較し、冷媒が地中から得られる熱量が多いため、消費電力を抑えることができた



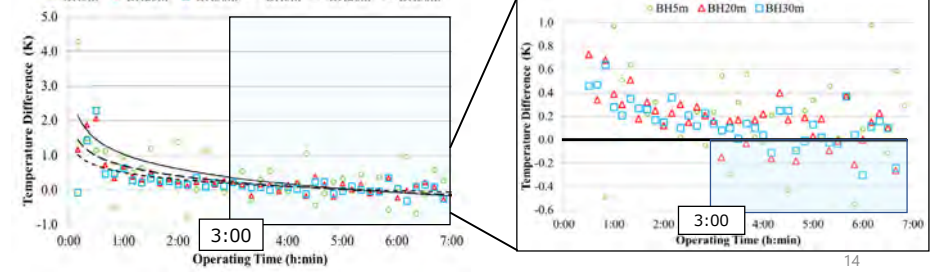
# 暖房運転 (採熱管表面温度)

運転期間 2018.12.11~12 (23:00~6:00)



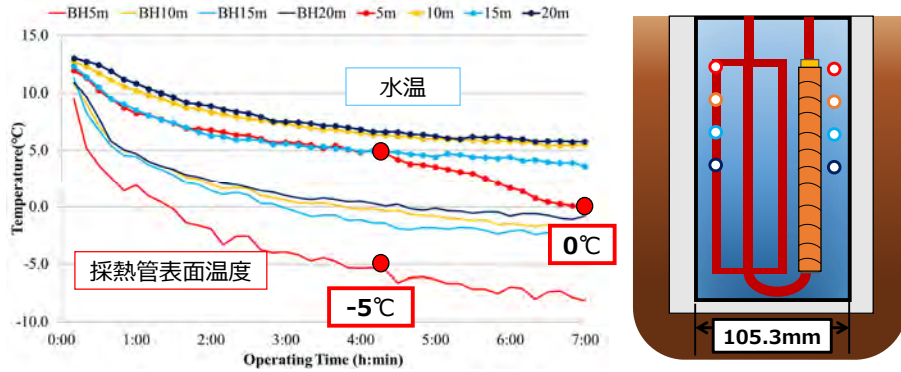
運転開始3時間以降は…

- 20m地点より浅い深度の採熱管表面温度は0°C以下となり、消費電力は運転開始3時間までより増加した
- 採熱管表面温度が低下し、冷媒が地中との熱交換を一樣に行っていないため、「熱枯れ」が起きると考えられる



# 暖房運転 (採熱管表面温度・水温)

運転期間 2018.12.11~12 (23:00~6:00)

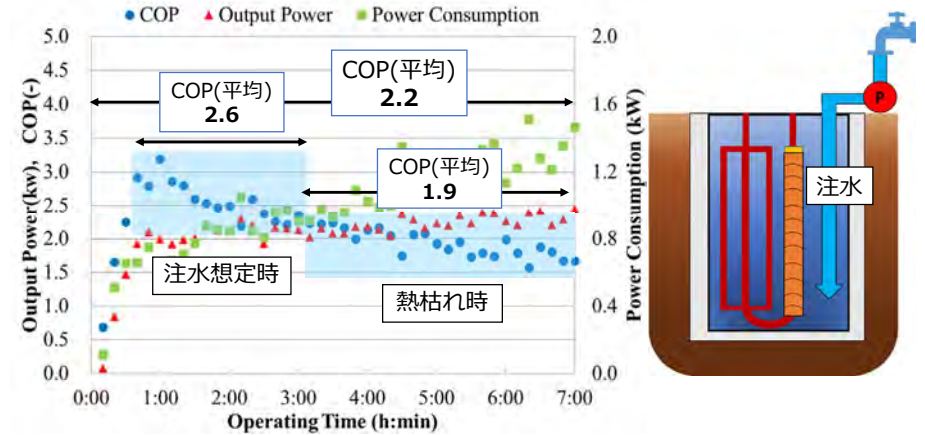


- 採熱管表面温度が約-5℃を下回るとボアホール内の水温に大きな影響を与え始めた
- 5m地点の水温は運転終了時には0℃となりボアホールの浅層部は凍結していると考えられる

⇒ ボアホール内への注水を想定する

# 暖房運転

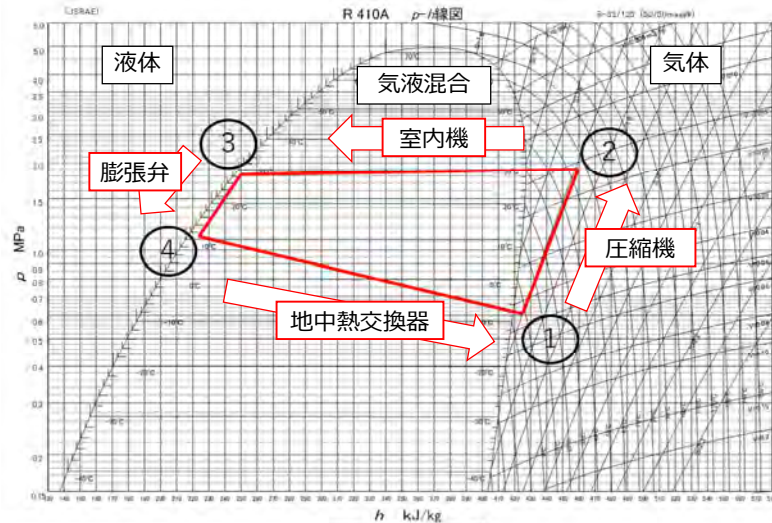
運転期間 2018.12.11~12 (23:00~6:00)



- ボアホール内へ注水することで、2.5~3.3のCOPは確保できると考えられる
- 熱枯れの状態では1.5~2.3のCOPで運転が可能である

# 暖房運転(モリエル線図)

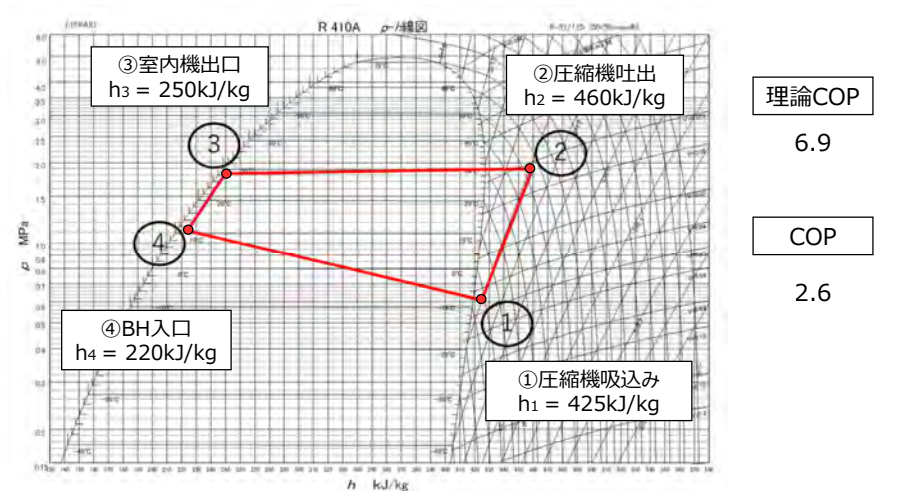
ボアホールへの注水を想定した場合



理論ヒートポンプサイクルのCOP(理論COP) =  $\frac{h_2 - h_4}{h_2 - h_1}$        $h_i$  : 各計測点の比エンタルピー-[kJ/kg]

# 暖房運転(モリエル線図)

ボアホールへの注水を想定した場合



理論COP

6.9

COP

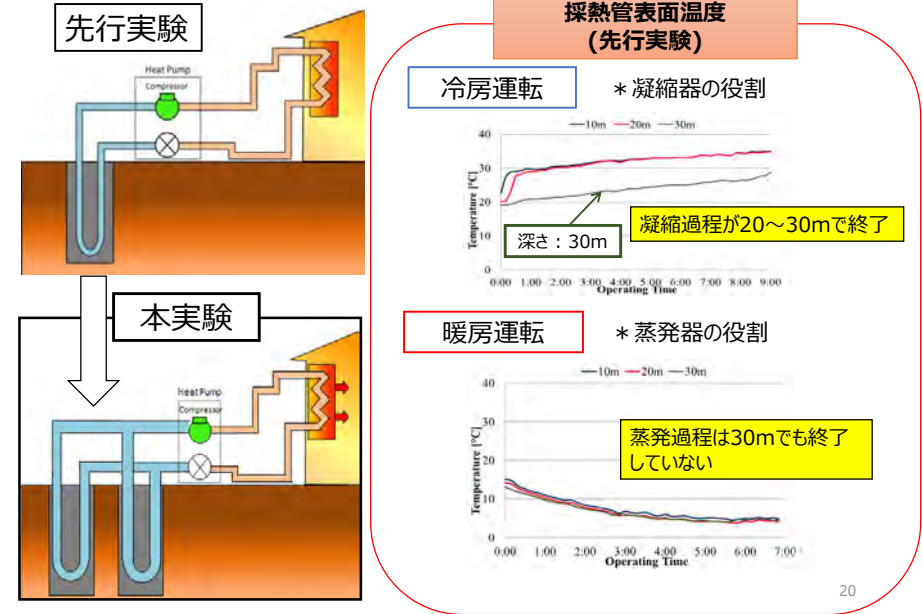
2.6

- 理論COPと二次側から算出したCOPの差は、地上冷媒配管長による配管抵抗や外気への熱損失が大きな要因と考えられる

## 2. 並列型地中熱交換器の検討

19

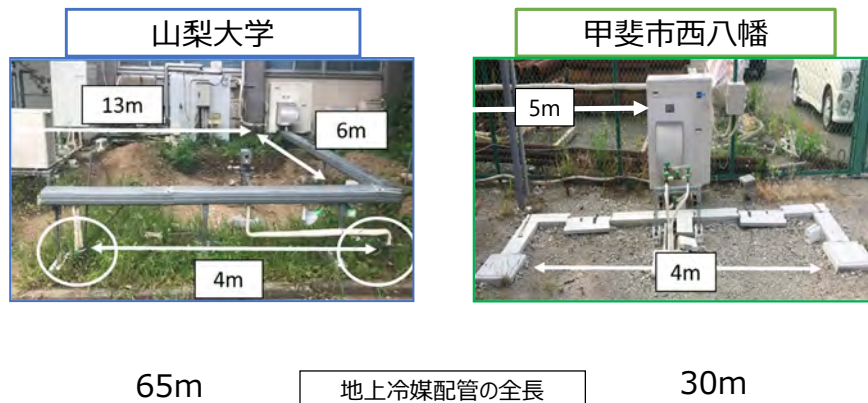
## 研究背景



## 研究目的

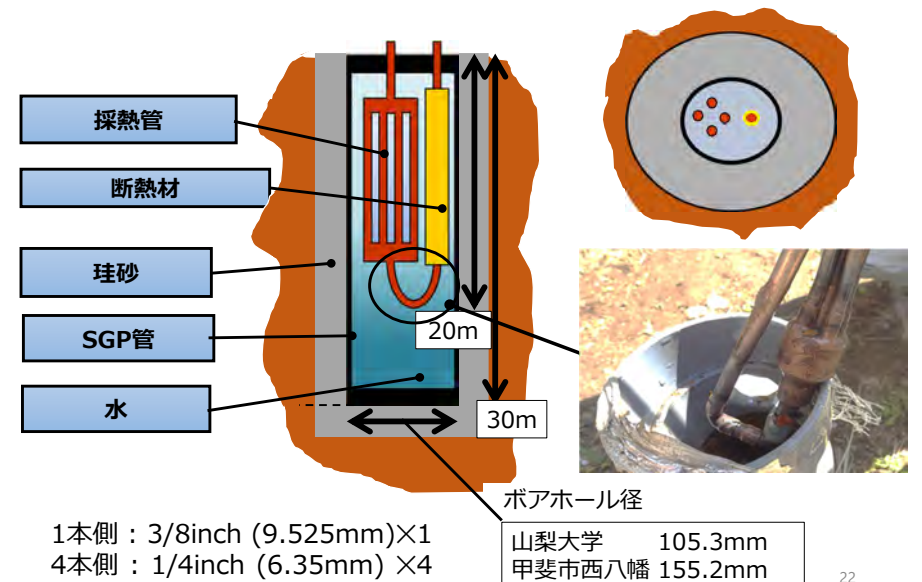
### 目的

直接膨張方式地中熱ヒートポンプに用いる**並列型地中熱交換器**の性能評価



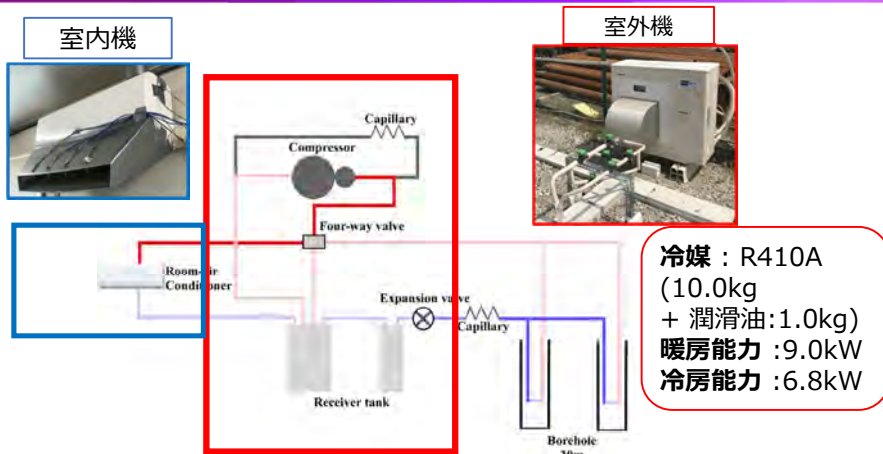
21

## 地中熱交換器



22

# 実験装置



空気熱ヒートポンプからの変更点

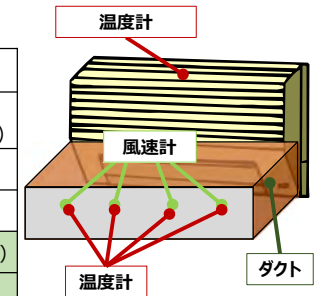
- 熱交換部分を切り離し銅管を用いて地中へと延長
- レシーバータンクの増設

23

# 実験条件

## 暖房運転

実験地	山梨大学	甲斐市西八幡
運転期間	2018.1.21 24:00~7:00 (7 h)	2017.12.5~12.6 22:00~5:00 (7h)
設定温度	20℃	
室外機能力	9.0kW	
室内機(能力)	1台(2.2kW)	2台(2.2kW+2.5kW)
地上冷媒配管の全長	65 m	30 m



## 性能評価

$$COP = \frac{\text{取得熱量}}{\text{消費電力}} = \frac{\Delta h \times \rho \times A \times v}{P \times 6}$$

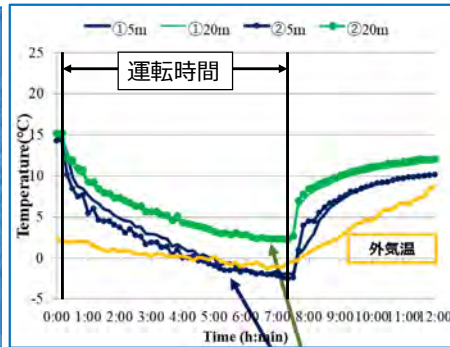
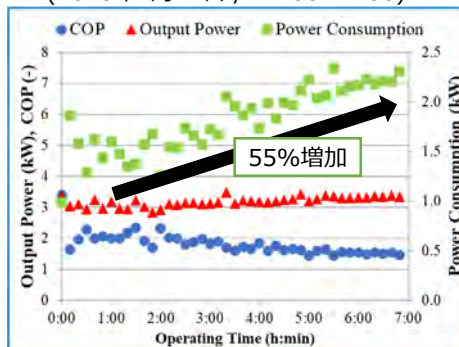
$\Delta h$ ; 2次系室内機出口・入口のエンタルピー差 (kJ/kg)  
 $\rho$ ; 空気密度 (kg/m<sup>3</sup>)  
 $A$ ; 空調機出口ダクト面積 (m<sup>2</sup>)  
 $v$ ; 風速 (m/s)  
 $P$ ; 圧縮機の消費電力 (10分間の積算値) (kWh)

24

# 暖房運転 (COP・採熱管表面温度)

山梨大学  
(2018年1月21日 / 24:00~7:00)

地上冷媒配管長：65m  
室内機能力：2.2kW



COP (平均値)

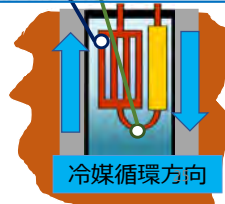
1.8

取得熱量 (平均値)

3.1kW

消費電力(平均値)

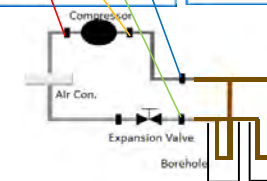
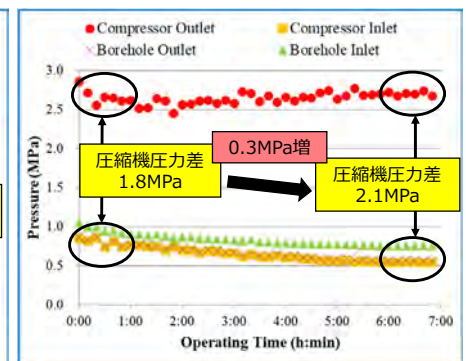
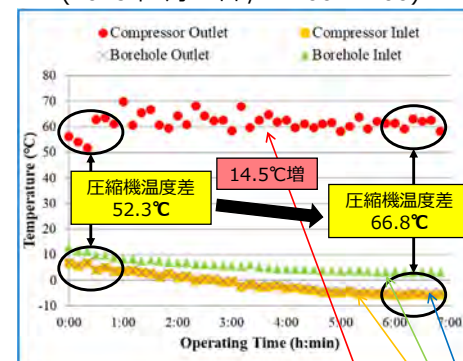
1.8kW  
(1.3kW~2.3kW)



# 暖房運転 (冷媒温度・圧力)

山梨大学  
(2018年1月21日 / 24:00~7:00)

地上冷媒配管長：65m  
室内機能力：2.2kW

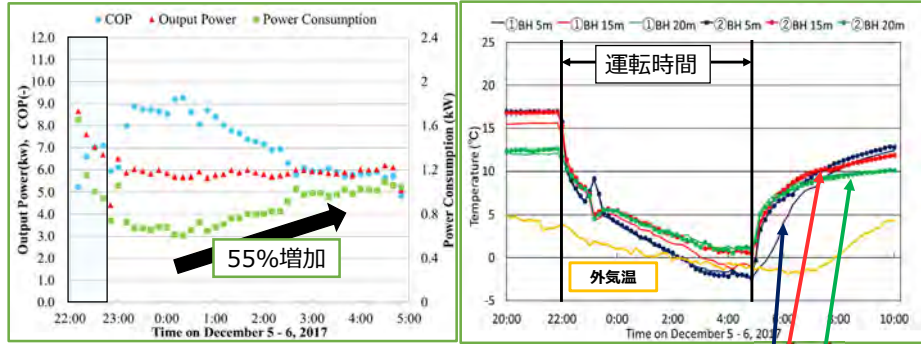


26

# 暖房運転 (COP・採熱管表面温度)

甲斐市西八幡  
(2017年12月5日~6日 22:00~5:00)

地上冷媒配管長: 30m  
室内機能力: 4.7kW



COP (平均値)

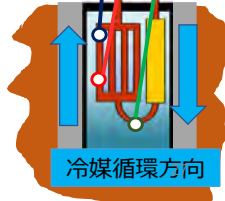
6.9

取得熱量  
(平均値)

5.3kW

消費電力 (平均値)

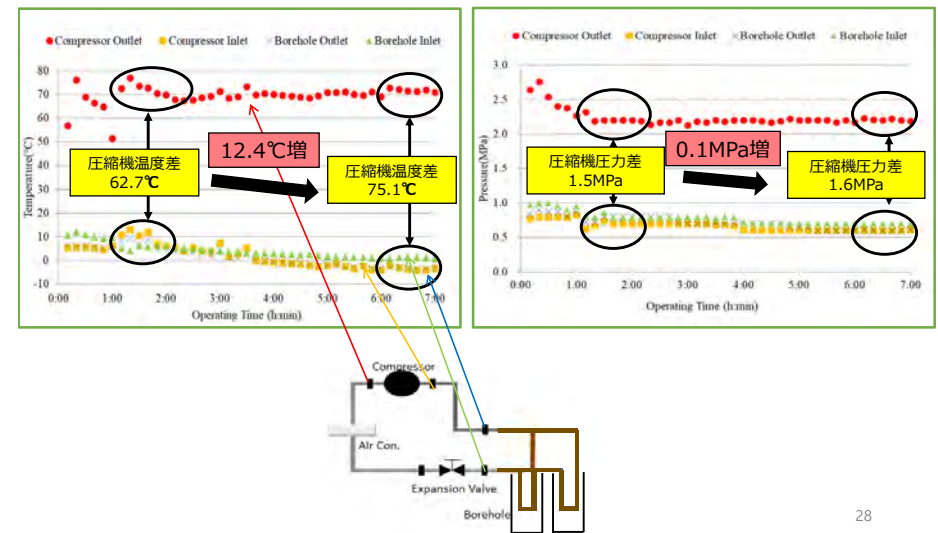
0.9kW  
(0.6kW~1.1kW)



# 暖房運転 (冷媒温度・圧力)

甲斐市西八幡  
(2017年12月5日~6日 22:00~5:00)

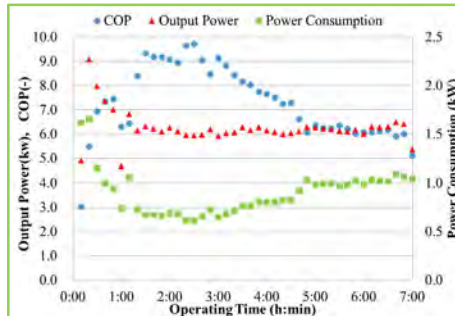
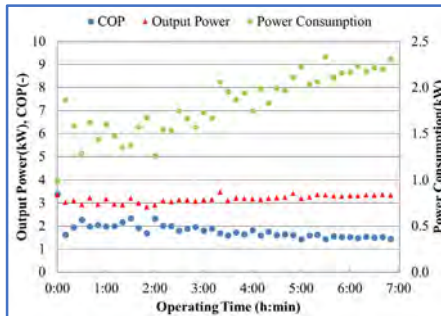
地上冷媒配管長: 30m  
室内機能力: 4.7kW



# 暖房運転 (性能比較)

山梨大学  
地上冷媒配管長: 65m 負荷率: 24%

甲斐市西八幡  
地上冷媒配管長: 30m 負荷率: 52%



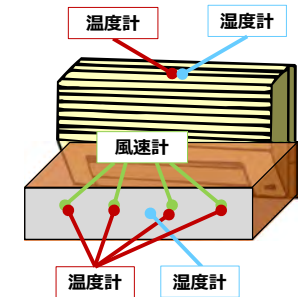
山梨大学のCOPが低い理由について...

- 地上冷媒配管長が長く、多くの配管抵抗や熱損失の影響を受けている
- 室外機能力が9.0kWに対し、室内機の能力が2.2kWであり負荷率が低い

# 実験条件

## 冷房運転

実験地	甲斐市西八幡
運転期間	2017.08.03 6:30~15:30 (9h)
設定温度	27℃
室内機	2台(2.2kW+2.5kW)
室外機能力	6.8kW
地上冷媒配管の全長	30 m



## 性能評価

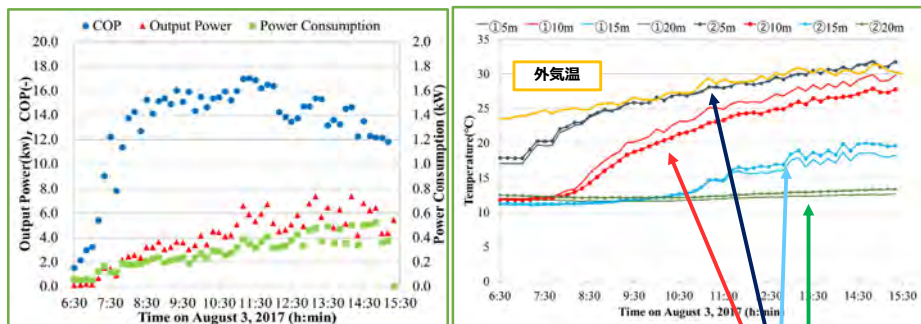
$$COP = \frac{\text{取得熱量}}{\text{消費電力}} = \frac{\Delta h \times \rho \times A \times v}{P \times 6}$$

$\Delta h$ ; 2次系室内機出口・入口のエンタルピー差 (kJ/kg)  
 $\rho$ ; 空気密度 (kg/m<sup>3</sup>)  
 $A$ ; 空調機出口ダクト面積 (m<sup>2</sup>)  
 $v$ ; 風速 (m/s)  
 $P$ ; 圧縮機の消費電力 (10分間の積算値) (kW)

# 冷房運転 (COP・採熱管表面温度)

甲斐市西八幡  
(2017年8月3日 6:30~15:30)

地上冷媒配管長 : 30m  
冷房設定温度 : 27℃



COP (平均値)

13.3

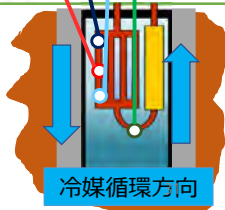
取得熱量  
(平均値)

4.0kW

消費電力(平均値)

0.25kW

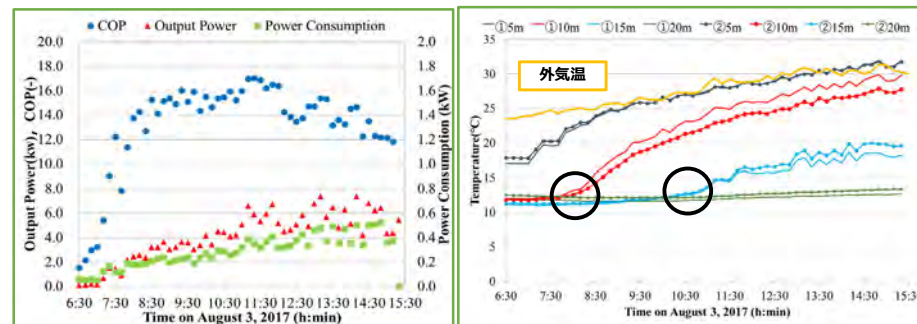
➤ 外気温の上昇に伴い、取得熱量が増大している



# 冷房運転 (採放熱管表面温度)

甲斐市西八幡  
(2017年8月3日 6:30~15:30)

地上冷媒配管長 : 30m



- 外気温の上昇に伴う圧縮機への負荷の増大
- 冷媒が地中の浅層部から熱交換される

➔ 運転時間に伴い地中熱交換器の深い地点まで熱交換  
をすることで、冷媒の凝縮過程を終了させている

