

平成 31 年度環境技術実証事業

気候変動対策技術領域

(ヒートアイランド対策技術区分

(地中熱・下水熱を利用したヒートポンプ空調システム))

実証報告書

《詳細版》

実証対象技術名：

長野県長野市の事務所施設での地下水循環型地中採放
熱システムを用いた地中熱空調システム

実証申請者 ： 株式会社守谷商会
 長野県長野市南千歳町 878
実証番号 ： 番号 052—1901
 発行日 令和2年6月15日
実証機関 ： 特定非営利活動法人 地中熱利用促進協会
 東京都杉並区荻窪 5-29-20



本実証報告書の著作権は、環境省に属します。

目次

○ 全体概要.....	1
1. 実証対象技術の概要.....	1
2. 実証の概要.....	3
3. 実証結果.....	3
4. 実証対象技術の設置状況写真.....	5
（参考情報） 実証申請者記載による参考情報	6
○ 本編.....	7
1. 実証の概要と目的	7
1.1 実証対象技術の特徴.....	7
1.2 実証の目的	8
1.3 実証期間	8
1.4 実証全体の概要	8
2. 実証の内容.....	9
2.1 実証の内容、方針、実証項目	9
2.2 実証参加組織と実証参加者の責任分掌	10
2.3 実証対象技術の概要.....	13
2.4 実証の概要	27
2.5 試験の方法	29
3. 過去の試験データの活用の検討	36
4. 試験結果.....	36
4.1 実証の実績スケジュール.....	36
4.2 試験結果（システム全体の実証項目）	36
4.3 試験期間の各種項目の日ごとの平均値や総和の経時変化グラフ	38
5. 試験結果に基づく実証結果	42
5.1 実証単位(A) システム全体の実証結果.....	42
5.2 実証単位(C) 熱交換器の熱交換性能.....	42
6. 実証結果に関する考察	44
6.1 技術としての新規性	44
6.2 期待される導入効果.....	45
6.3 比較可能技術に対する優位性.....	45
6.4 技術開発の可能性	46
6.5 実証事業としての意義.....	46
6.6 普及拡大に向けた課題.....	46
○ 付録.....	47
1. 地中熱用語集	47
2. 品質管理に関する事項等の情報.....	51
3. 実証申請者記載による参考情報.....	52
（参考情報）	53

○ 資料編.....	54
添付資料 1 システムの主要機器の詳細仕様の表と図	54
添付資料 2 試験結果の詳細グラフ	59
添付資料 3 熱媒の技術資料.....	68
添付資料 4 熱媒の安全データシート	69
添付資料 5 空調の従来機器の性能値	72

○ 全体概要

実証対象技術	長野県長野市の事務所施設での地下水循環型地中採放熱システムを用いた地中熱空調システム
実証申請者	株式会社守谷商会
実証単位	（A）システム全体
実証機関	特定非営利活動法人 地中熱利用促進協会
実証試験期間	令和元年 7 月 1 日～令和 2 年 2 月 2 日（現地計測期間）

1. 実証対象技術の概要

1.1 原理

地中は夏場は外気よりも温度が低く、冬場は外気よりも温度が高いという特性を有するため、地中熱や地下水を熱源として空調に利用すると、外気を熱源とするよりも効率よく冷暖房を行うことができる。また、夏場においては冷房排熱を直接外気中に放出しないため、ヒートアイランド現象の抑制効果が期待される。

1.2 実証対象技術の特徴

- 汲み上げ地下水を熱源に利用したオープンループ方式で、地下水は 2 台の地中熱利用水冷式ヒートポンプの熱源水として直列に段階的（カスケード式）に利用される。このため、汲み上げた地下水の熱を無駄なく利用することができる。
- 一段目は通常のプレート式熱交換器を用いており、その排水を二段目の熱源水としている。
- 二段目はオンサイト構築型地中タンクコイル式熱交換器に分類される地下水循環型地中採放熱システムを使用しており、一段目の排水をタンクの上部から散水し、タンク中のコイル状のスリッキーパイプ中の熱媒に熱交換して二段目のヒートポンプの熱源にしている。
- 地中タンクコイル式熱交換器はタンクの底部が開放で、地下水を地下に浸透させる浸透枳を兼ねる。これにより汲み上げた地下水を確実に地中に戻し、地下水を涵養することができる。

1.3 実証対象技術の設置施設の環境

表 実証対象技術の設置施設の環境

施設の概要	施設名：守谷商会真島研修センター 施設所在地：長野県長野市真島町真島 1292 施設の用途：事務所ビル（テナントビル）
施設の規模と空調方式	鉄骨造 2 階建て、空調面積 250 m ² 空調システム：地中熱源対応水冷式ビル用マルチヒートポンプで熱交換した冷媒を室内に送り、壁掛式等の室内機で直膨させる空調システム。
地質状況	河川の中州にあり、第四紀扇状地の砂礫層で透水性が良い。

1.4 冷暖房システムの全体と試験時のシステム構成

次ページの図と表に示す。

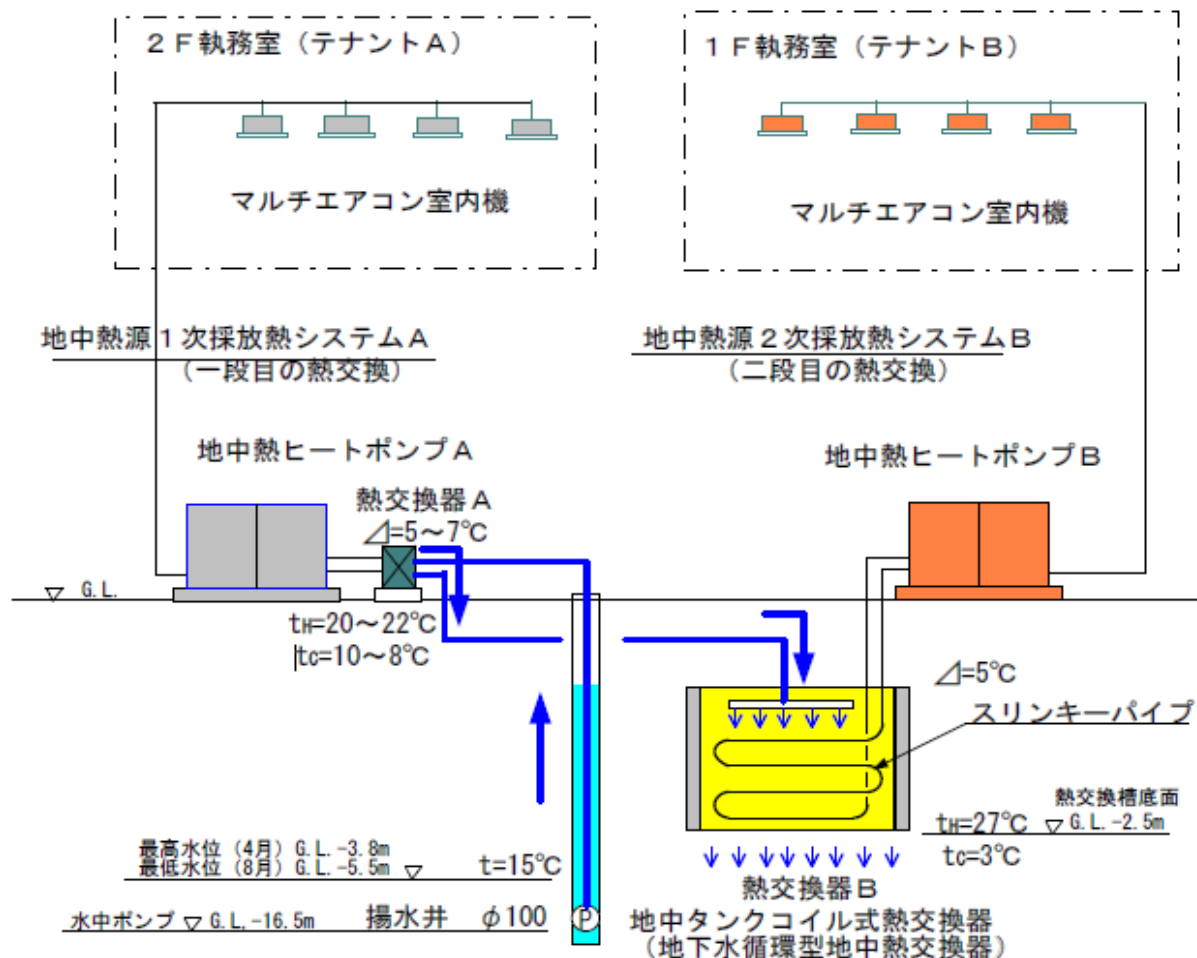


図 地中熱利用システムの全体の概念

表 実証対象技術のシステム構成

地下水揚水井	深さ 25m、直径 150mm、揚水ポンプ：出力：1.9kW
地下水還元	地下水循環型地中採放熱装置（浸透樹方式）
1 次側熱交換装置	システム A：プレート式熱交換器・交換熱量 34kW システム B：地下水循環型地中採放熱システム（地中タンクコイル式熱交換器） ・工法名：Heat-Gw-Power（特許：第 5963790） ・地中熱交換槽サイズ：L13.3m×W4.4m×H1.7m ・熱交換パイプ：高密度ポリエチレン管 20A スリンキーパイプ
ヒートポンプ （A、B は同型）	・製品名：ゼネラルヒートポンプ工業株式会社製 地中熱対応水冷式ビル用マルチ空調システム ZP3-WS280-T ・能力：システム A、B 共 冷房 28.0kW、暖房 31.5 kW
循環ポンプ	システム A：出力 0.4kW、システム B：出力 1.5kW
熱媒	ヒートポンプ A、B の一次側：シーシーアイ株式会社製 WESTON 長寿命ブライン ECO-33 プロピレングリコールとして 30~40Wt%
室内機	ビルマルチ用室内機 10 台

2. 実証の概要

2.1 実証の目的

実証対象技術の総合的な性能を実証することで、システム自体の性能及び設計、施工、運用に関する技術の高さを総合的、客観的に示すことを目的としている。

2.2 実証する性能

(1) 実証する性能

実証する性能は、システム A とシステム B を総合した冷房期間のシステムエネルギー効率（SCOP）を 3.3 以上とする。

(2) 比較対象技術

比較対象技術は従来機器としての空気熱源ヒートポンプ空調設備（業務用空調 電気個別式）とし、その冷房期間のシステムエネルギー効率は 3.3 とする。

この 3.3 という数値は、環境省の地球温暖化対策事業効果算定ガイドブック＜補助事業申請者用＞（平成 29 年 2 月 環境省 地球環境局）G. 省エネ設備用 p.16 の表 3 従来機器・システムの性能値に示されている数値である。

3. 実証結果

3.1 システム全体の实証結果

表 試験実施施設の空調システムの試験期間と使用状況

試験期間	試験期間：令和元年 7 月 1 日～令和 2 年 2 月 2 日（欠測はなし） ・冷房期間：令和元年 7 月 1 日～令和元年 9 月 30 日 ・暖房期間：令和元年 11 月 1 日～令和 2 年 2 月 2 日
試験時の使用状況	事務所のテナントが利用しているままの使用状況で試験した。

表 システム全体の实証項目の試験結果の要約

項 目			試験結果
システム全体の 実証 項目	必須項目	a. 冷房期間のシステムエネルギー効率※1 SCOP _{ETV} ※2	4.95
		b. 冷房期間のシステム消費電力※1	2,870kWh
		c. 冷房期間の地中への排熱量	16,432kWh
	任意項目	d. 実証試験期間の平均システムエネルギー効率 SCOP _{ETV} ※2	3.56
		e. 暖房期間のシステムエネルギー効率※1 SCOP _{ETV} ※2	3.03
		f. 暖房期間のシステム消費電力	7,530kWh
		g. 暖房期間の地中からの採熱量	16,394kWh

※1 システムエネルギー効率やシステム消費電力量は、[ヒートポンプの圧縮機+1 次側循環ポンプ+2 次側循環ポンプ+揚水ポンプ] を含むものである。

※2 SCOP_{ETV} は、環境技術実証事業（ETV）で独自に定めたエネルギー効率の指標である。試験での実測値から算出した、試験期間中のシステムエネルギー効率の平均値である。

性能の実証結果： システム A とシステム B を総合した冷房期間のシステムエネルギー効率（SCOP）を 3.3 以上としたが、試験結果は 4.95 であった。

なお、暖房期間のシステムエネルギー効率は 3.03 で、これも比較対象の 2.2 を上回った。

3.2 その他の実証項目

実証単位(A)の実証では、実証単位(C)地中熱交換部の実証項目も示すことになっているが、これらは既存カタログなどを引用した参考項目なので、概要版では記載を省略する。

3.3 実証結果の考察

(1) 技術としての新規性

1) 地中タンクコイル式熱交換器の新規性

- ① 浸透桝にスリンキーパイプを組み合わせた形の熱交換器のタイプで新規性がある。
- ② 汲み上げ地下水を地下に浸透させるので還元井の代替としての新規性がある。

2) システム A とシステム B をカスケード式に連結したことは新規性がある。

(2) 期待される導入効果

1) 導入可能な場所

① 地下水を汲み上げることができ、浅部の地層の透水性が良い場所では、どこでも利用が可能である。特に砂礫層など透水性の良い場所では効果的である。

② 中小規模の業務用空調に利用可能で、公共施設、事務所ビル、店舗等商業施設、学校、病院、福祉施設等に導入可能である。

2) 導入効果

- ① 省エネ効果と CO2 排出量削減効果がある。
- ② ヒートアイランド現象の抑制効果がある。
- ③ 夏期昼間の電力需要集中時における電力のピークカット効果が期待できる。
- ④ 地下水利用のサステナブル効果

地下水の揚水量は従来型のオープンループ方式の約半分に低減できる可能性があり、揚水した地下水は揚水井の近くで地中に浸透・還元するシステムなので、揚水に伴う地下水の水位変動がほとんど発生せず、地下水資源をサステナブル（持続的）に使用することができる。

(3) 比較可能技術に対する優位性

- 1) システム COP は空気熱源ヒートポンプ空調に対する優位性がある。
- 2) オープンループ方式としてクローズドループ方式に対する優位性がある。
- 3) 掘削コストの節減や還元井目詰まり防止の観点から還元井利用に対する優位性がある。

(4) 技術開発の可能性

地中タンクコイル式熱交換器は地層中に設置してあるため、この熱交換器自体が地層からの採熱や放熱の能力を持つと考えられる。この効果を最大限に引き出すための構造、設置条件、運転方法などを開発すれば、さらに有効な地中熱利用の方法となる可能性が高い。

(5) 普及拡大に向けた課題

1) 地域の特性に応じて、本システムと他の既存システムを適切に選択できるようにすれば、さらに本システムの普及に役立つものと思われる。

2) 地中タンクコイル式熱交換器は熱交換器と浸透桝の二つの機能を合わせたものであるが、その最適な大きさや深度等を計算し設計する方法が確立されれば、さらに本システムの普及に役立つものと思われる。

4. 実証対象技術の設置状況写真



配管設備、計測器等の機械室

地中熱ヒートポンプ

地中タンクコイル式熱交換器の
設置場所（地下）

写真 1



冷暖房対象の建物

配管設備、計測器等の機械室

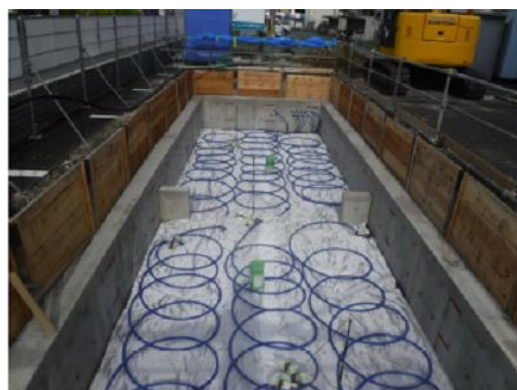
地中タンクコイル式熱交換器の
設置場所（地下）

写真 2



配管設備、計測器等の機械室内部

写真 3



地中タンクコイル式熱交換器のスlinky
パイプ設置工事時の写真

写真 4

(参考情報) 実証申請者記載による参考情報

項目		実証申請者または開発者 記入欄																
実証対象技術名		長野県長野市の事務所施設での地下水循環型地中採放熱システムを用いた地中熱空調システム																
製品名・型番		地下水循環型地中採放熱システム Heat-Gw-Power(カスケードタイプ)																
製造(販売)企業名		株式会社 守谷商会																
連絡先	TEL/FAX	026-223-6923																
	ウェブサイト アドレス	http://www.moriya-s.co.jp/																
	E-mail	hmiyashita@moriya-s.co.jp																
設置条件		- 地下水の採取利用が可能な地域であること。 - 散水した地下水が浸透しやすい地盤であること。 - 対象冷暖房床面積の 20%に相当する面積の地中熱交換槽が設置できる敷地を有すること。(地中熱交換槽設置後の地表面は、駐車場・緑地等として利用することが可能) - 遊休井戸の利活用に好適。																
メンテナンスの必要性・コスト・耐候性・製品寿命等		- 一般的に揚水設備およびプレート式熱交換器等の井水循環部分は、発錆およびスケール付着等に対して定期的な点検および洗浄等が必要となるが、熱源水温度が常温域（15℃程度）であるため発錆およびスケール付着の発生は少ない。(ただし地下水の水質によって異なる。) - プレート式熱交換器以降の熱媒は腐食の少ないプロピレングリコールを使用しているので、発錆およびスケールの発生の恐れが少ない。 - 浸透柵状の地中熱交換槽内に井水を散水して、熱利用後の井水を地中に浸透還元しているが、熱源水の揚水から地中還元までの全過程で空気との接触がなく嫌気環境下での水循環を行っているため、地中熱交換槽内での微生物の活性による目詰まり等が生じ難く所定の浸透性能が確保できる。																
施工性		地中熱交換槽は、地表面から 2.5mの深さに熱交換槽を構築であるので、通常の掘削機（バックホー等）で施工が可能で、一般的な土木・建築の技術で構築ができる。よって、大型かつ特殊な施工機械を必要としないため、狭隘な敷地でも設置が可能でかつ、廉価な地中熱源装置の構築が可能である。																
コスト概算 (2次側工事を除く)		<table><tr><th>直接工事費</th><th>数量</th><th>価 格</th></tr><tr><td>揚水井設置工事</td><td>1 式</td><td>2,300,000 円</td></tr><tr><td>地中熱交換構築工事</td><td>1 式</td><td>7,000,000 円</td></tr><tr><td>ヒートポンプ熱源機・制御盤</td><td>1 式</td><td>10,000,000 円</td></tr><tr><td>補機類・配管工事費</td><td>1 式</td><td>6,200,000 円</td></tr></table>		直接工事費	数量	価 格	揚水井設置工事	1 式	2,300,000 円	地中熱交換構築工事	1 式	7,000,000 円	ヒートポンプ熱源機・制御盤	1 式	10,000,000 円	補機類・配管工事費	1 式	6,200,000 円
直接工事費	数量	価 格																
揚水井設置工事	1 式	2,300,000 円																
地中熱交換構築工事	1 式	7,000,000 円																
ヒートポンプ熱源機・制御盤	1 式	10,000,000 円																
補機類・配管工事費	1 式	6,200,000 円																

○ その他実証申請者または開発者からの情報

地下水循環型地中採放熱システム（カスケードタイプ）は、地下水熱を利用する通常のオープンループ方式の熱源システムに比して、地下から採取する地下水の揚水量を半減できるシステムです。さらに、揚水井の直近に設置した地中熱交換槽より地下水全量を地盤中に浸透還元するため、地下水の水位をほとんど低下させないシステムです。つまり本システムは、貴重な地下水資源を無駄遣いしないサステナブルな地中熱・地下水熱利用技術です。

このページに示された情報は、技術広報のために実証申請者が自らの責任において申請した内容であり、環境省、及び実証機関は、内容に関して一切の責任を負いません。

○ 本編

1. 実証の概要と目的

1.1 実証対象技術の特徴

本実証対象技術は地中熱利用の熱源の方式として、地下水汲み上げによるオープンループ方式と地中タンクコイル式熱交換器とを組み合わせ、地下水の熱を二段階（カスケード式）に有効利用することが特徴である。

全体のシステムは図 1-1 に示すとおり、一段目は、揚水井から汲み上げた地下水を熱源水とし、まず熱交換器 A に入れて熱媒と熱交換する。熱交換した熱媒は地中熱ヒートポンプ A の一次側に入ってヒートポンプの熱源となる。ヒートポンプ A の二次側からは冷媒が出てマルチエアコン室内機に入り冷暖房を行なう。

二段目は、熱交換器 A の一次側で熱交換を終えた地下水が熱交換器 B（地中タンクコイル式熱交換器）のタンクの上部から散水され、タンク中を流下した後タンクの底部から地下に浸透する。地中タンクコイル式熱交換器の中では、散水された地下水はスリンキーコイルパイプの中の熱媒と熱交換して、地中熱ヒートポンプ B の一次側熱源となる。ヒートポンプ B の二次側からは冷媒が出てマルチエアコン室内機に入り冷暖房を行なうものである。

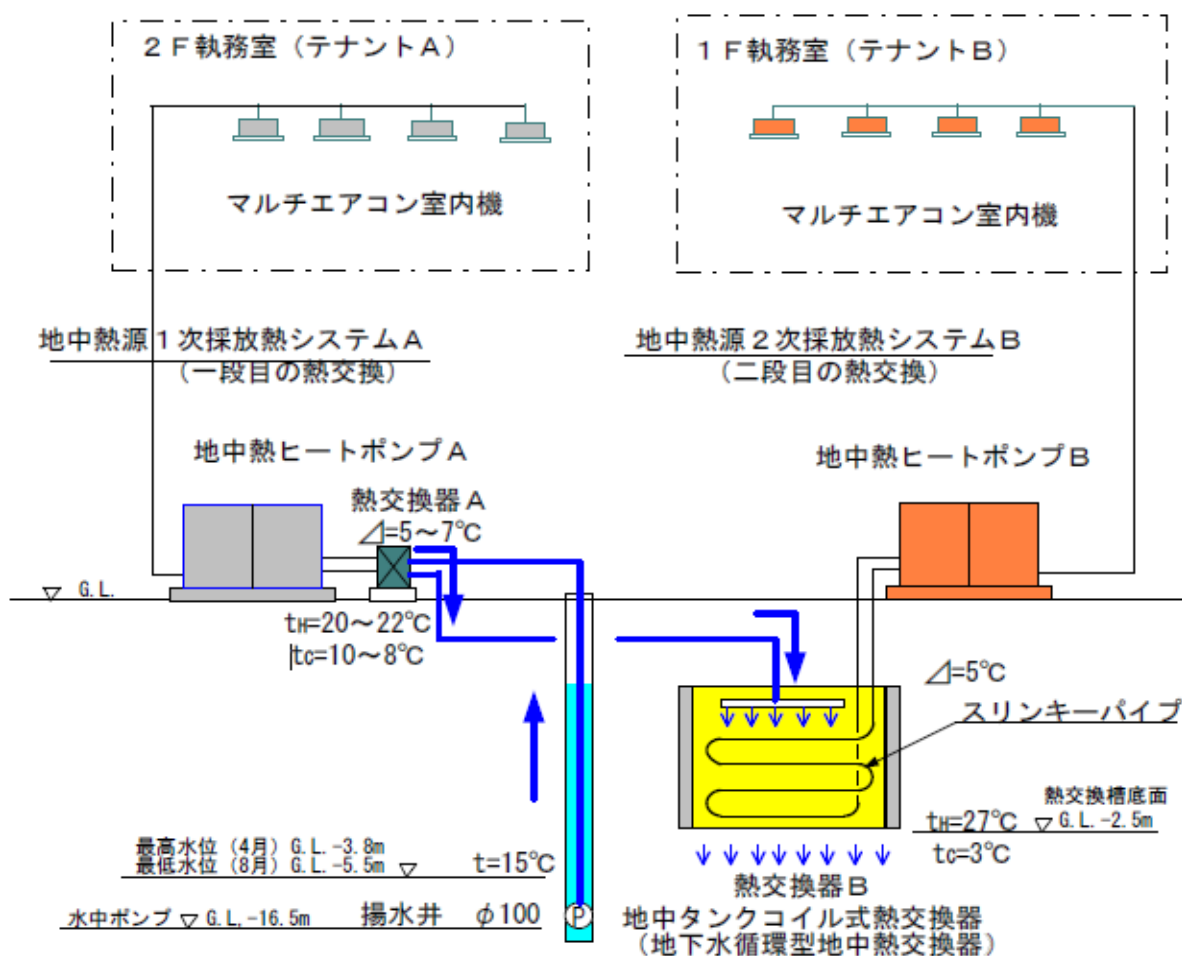


図 1-1 システム全体の概念

1.2 実証の目的

(1) 実証の準拠

環境技術実証事業ヒートアイランド対策技術分野 地中熱・下水等を利用したヒートポンプ空調システム実証要領（平成 30 年 5 月 14 日）に準拠して実証した。本技術に特有な事項は、技術実証検討会で承認された実証計画書に基づいて実証した。

(2) 本実証対象技術の実証の目的

1) 実証単位(A)システム全体の実証項目を試験により実証すること。具体的には、本技術のシステム A（一段目）とシステム B（二段目）を総合した性能を実証し、実証する性能値は冷房期間のシステムエネルギー効率（SCOP）3.3 以上とした。

2) 実証単位(C) として、①熱交換器 A、B の熱交換性能、②熱媒の実証項目を実証すること。

1.3 実証期間

実証要領に基づき、令和元年 7 月 1 日から令和 2 年 2 月 2 日を实証期間とした。

そのうち、冷房期間は令和元年 7 月 1 日から 9 月 30 日、暖房期間は令和元年 11 月 1 日から令和 2 年 2 月 2 日である。

1.4 実証全体の概要

(1) 実証単位(A)システム全体の実証

システム全体を実際に冷暖房で利用しているままの状況で、設備の各所で主に温度、流量、電力量等を測定し、実証要領に定める解析方法で解析した。試験結果は表やグラフで表示し、実証結果および考察を記載した。

システム全体の実証する性能は冷房期間のシステムエネルギー効率であるが、設定した性能値を満たしていることを実証した。

(2) 実証単位(C)地中熱交換部の実証

実証単位(C)は実証要領に基づき、一次側熱源水の熱交換器の性能を試験した。また熱媒の実証項目は実証要領に基づき既存資料を確認して参考項目として示した。

2. 実証の内容

2.1 実証の内容、方針、実証項目

2.1.1 実証の内容

(1) 環境技術実証事業の目的と定義

「平成 31 年 4 月 1 日付け 環境技術実証事業 実施要領」*¹には次のように書かれている。

1) 目的

環境技術実証事業（以下「実証事業」という。）は、既に実用化された先進的環境技術の環境保全効果、副次的な環境影響、その他環境の観点から重要な性能（以下「環境保全効果等」という。）を第三者が客観的に実証することにより、環境技術実証の手法・体制の確立を図るとともに、環境技術の利用者による技術の購入、導入等に当たり、環境保全効果等を容易に比較・検討し、適正な選択を可能にすることにより、環境技術の普及を促進し、環境保全に寄与し、中小企業の育成も含めた環境産業の発展に資することを目的とする。

2) 「実証」の定義

本実証事業において「実証」とは、環境技術の開発者でも利用者でもない第三者機関が、環境技術の環境保全効果等を試験等に基づき客観的なデータとして示すことをいう。なお、環境技術とは環境改善効果又は環境保全効果をもたらす先進的技術、並びに環境に関する先進的な測定技術と定義する。

「実証」は、一定の判断基準を設けて、この基準に対する適合性を判定する「認証」とは異なる。

(2) 本実証技術区分における実証単位について

本実証技術区分である地中熱・下水等を利用したヒートポンプ空調システムとは、地中熱及び地下水熱、下水熱等を熱源とし、ヒートポンプによって効率的に暖冷房を行うシステム全般のことである。本実証は、「環境技術実証事業 ヒートアイランド対策技術分野（地中熱・下水等を利用したヒートポンプ空調システム）実証要領（平成 30 年 5 月 14 日付）」*²に基づいて実施する。

本技術分野のシステムは、多層的な技術の組み合わせで構成されており、図2-1に示す(A)、(B)、(C)の3つの実証単位に分けて試験をおこなうこととしている。本実証対象技術はこれらの階層的技術の内「実証単位(A)システム全体」に関する実証である。



図 2-1 実証単位の全体像

(3) 実証の方針

「実証単位(A)システム全体」の試験は、実証要領に基づき実際にユーザーが使用しているシステムについて、ユーザーが使用しているままの運転条件で、冷房期間と暖房期間を含む約半年間

の測定をして成績等を求めるものである。また、実証単位(A)システム全体の試験は、実証要領に基づき実証単位(A)の試験項目と実証単位(C)地中熱交換部の試験項目を実施する。

*¹：環境省大臣官房総合政策課 環境研究技術室 平成 31 年 4 月 1 日『環境技術実証事業 実施要領』 <http://www.env.go.jp/policy/etv/system/index.html>

*²：環境省水・大気環境局 総務課環境管理技術室 平成 30 年 5 月 14 日 『環境技術実証事業 ヒートアイランド対策技術分野（地中熱・下水等を利用したヒートポンプ空調システム）実証要領』 http://www.env.go.jp/policy/etv/system/page_3.html

2.1.2 実証項目

(1) 実証単位（A）「システム全体」の実証目的と実証項目

1) 実証目的

地中熱・下水等を利用したヒートポンプ空調システムの総合的な性能を実証することで、システム自体の性能及び設計、施工、運用に関する技術の高さを総合的、客観的に示すことを目的とする。

2) 試験方法

試験方法は実証要領に基づき、地中熱利用冷暖房をしている事務所で通常どおりに空調システムを使用した状況で測定したものである。

*実証要領（平成 30 年 6 月 14 日付）p.17 第 6 章「4 運転方法」参照。

3) 実証単位（A）の実証項目

実証単位(A)の実証項目は、システム全体の実証項目と実証単位(C)の地中熱交換部の実証項目で構成される。実証項目の詳細は、p.30 の表 2-6 を参照。

(2) 実証単位（C）「地中熱交換部」の実証目的と実証項目

1) 実証目的

本実証単位の実証目的は地中熱交換部自体の性能を実証することで、熱交換部の構成要素の性能及び設計、施工に関する技術の高さを総合的、客観的に示すことである。

2) 実証単位(C)の実証項目

本実証対象技術は、実証要領のタイプ区分では「熱源水汲上げ式×熱交換器あり」のタイプに該当する。このタイプの実証項目は、2 つ挙げられている。

①熱媒の実証項目

②熱交換器の実証項目

これらの実証項目の詳細は、p. 27 の表 2-7、p.28 表 2-8、表 2-9 を参照。

2.2 実証参加組織と実証参加者の責任分掌

(1) 実証体制

実証に参加した組織を図 2-2 に示す。また、実証参加者とその責任分掌は表 2-1 に示す。

実証申請者は実証対象技術の設計施工事業者であり、建物の所有者でもあり、冷暖房をしている事務室はテナントに貸している。

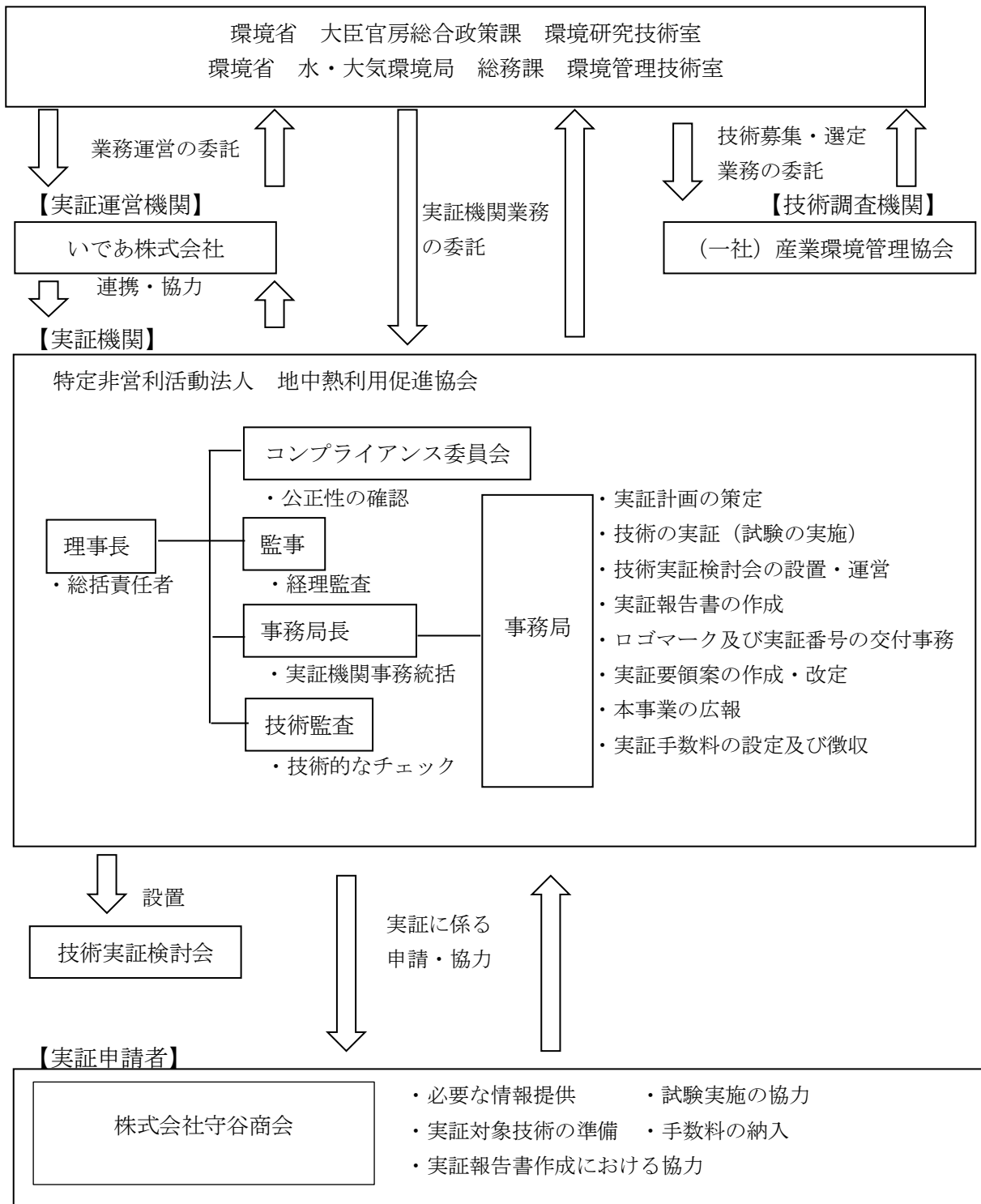


図 2-2 実証に参加した組織

(2) 実証参加者と責任分掌

表 2-1 実証参加機関、責任分掌

区分	実証試験参加機関	責任分掌	参加者
実証機関	特定非営利活動法人 地中熱利用促進協会	技術の実証	笹田政克 宮崎眞一 小間憲彦 赤木誠司 安原暉之 安田博和 山形新之介
		技術実証検討会の運営	
		実証計画の作成	
		試験の実施・運営	
		手数料の算定	
		試験データ・情報の管理	
		実証報告書の作成	
		その他実証要領で定められた業務	
		内部監査の総括	後藤文彦
		試験の技術監査	安川香澄
		法令遵守と公平性の確認	コンプライアンス委員会
実証 申請者	株式会社守谷商会	実証機関への必要な情報提供と協力	宮下秀樹 中村三昭 零田航史 風間亮平
		実証対象技術の準備・運転と関連資料の提供	
		手数料の支払い	
		既存の性能データの提供	
		実証報告書の作成における協力	

(3) 実証機関に関する情報

表 2-2 実証機関に関する情報

名称	特定非営利活動法人 地中熱利用促進協会
所在地	東京都杉並区荻窪 5-29-20
e-mail	geohpajs@geohpaj.org
実証機関が取得している認証等	なし
実証報告書の発行権限を持つ責任者	理事長 笹田政克

(4) 実証申請者に関する情報

表 2-3 実証申請者に関する情報

名称	株式会社守谷商会
所在地	長野県長野市南千歳町 878 番地
e-mail	mitsu@moriya-s.co.jp（中村三昭）

2.3 実証対象技術の概要

2.3.1 実証対象技術の設置施設の概要

実証対象技術の所在地と、実証対象技術を設置してある施設の概要を表 2-4 に示す。

表 2-4 実証対象技術の所在地、設置施設の概要

施設概要	施設名：守谷商会真島研修センター 施設所在地：長野県長野市真島町真島 1292 施設の用途：事務所ビル（テナントビル）
施設の規模 および空調方式	鉄骨造 2 階建て、空調面積 250 m ² 空調システム：地中熱源対応水冷式ビル用マルチヒートポンプで熱交換した冷媒を室内に送り、壁掛式等の室内機で直膨させる空調システム。

2.3.2 実証対象技術の概要

実証対象の地中熱利用空調システムは、実証申請者が所有する事務所建物に平成 30 年に設置したもので、空調の実用に供するとともに地中熱利用の設備の性能検証を兼ねているものである。この技術の特徴は次の通りである。

- (1) 地中熱採熱方式の分類：オープンループ方式地中熱利用システム
- (2) 技術の名称：地下水循環型地中採放熱システム（カスケードタイプ）
- (3) 技術の概要：実証対象技術は、2 台の地中熱利用水冷式ヒートポンプを有する冷暖房空調システムである。直列に配置した熱交換方式が異なる 2 つの熱交換器に汲み上げた地下水を段階的（カスケード式）に給水して、各ヒートポンプの一次側熱源としている。1 段目熱交換システム A は、汲み上げた地下水を熱源水とし、熱交換器としてプレート式の熱交換器（熱交換器 A）を使用し、ヒートポンプ A の熱源とする。2 段目熱交換システム B は、熱交換器としてオンサイト構築型地中タンクコイル式熱交換器に分類される地下水循環型地中採放熱システムを使用する。1 段目で熱交換した後の地下水を 2 段目に供給して 2 回目の熱交換を行う。

ここで、地下水循環型地中採放熱システムとは、浅層地中部にタンク状の熱交換槽を構築し、その内部に充填した砂礫中にスリンキー状熱交換パイプを積層埋設して、揚水した地下水をタンクの上部から散水して地下水と熱媒の熱交換を行う熱交換装置である。地下水循環型地中採放熱システムは地中熱交換槽底部が開放されていて、地下水を地下に浸透させる浸透枳でもある。これにより汲み上げた地下水を確実に地中に戻し、地下水を涵養させることができる。

- (4) 二次側は、冷暖房能力 28 kW の地中熱源対応水冷式ビル用マルチシステムのヒートポンプ 2 台で、事務所の冷暖房をしている。

2.3.3 実証対象技術の所在地と地質環境

(1) 実証対象技術の所在地

実証対象技術が設置されている施設の所在地を図 2-3、図 2-4 に示す。



出展：国土地理院 電子国土 Web URL：https://maps.gsi.go.jp/#12/36.608167/138.204630
図 2-3 実証対象技術の所在地（広域図）



出展：国土地理院 電子国土 Web
URL：https://maps.gsi.go.jp/#14/36.609121/138.205321
図 2-4 実証対象技術の所在地（詳細図）

(2) 現地の地質概要

地中熱利用においては、その場所の地質状況が重要な要素なので、地質図を図 2-5 に示す。
当地の地質は第四紀扇状地の砂礫層からなっている。

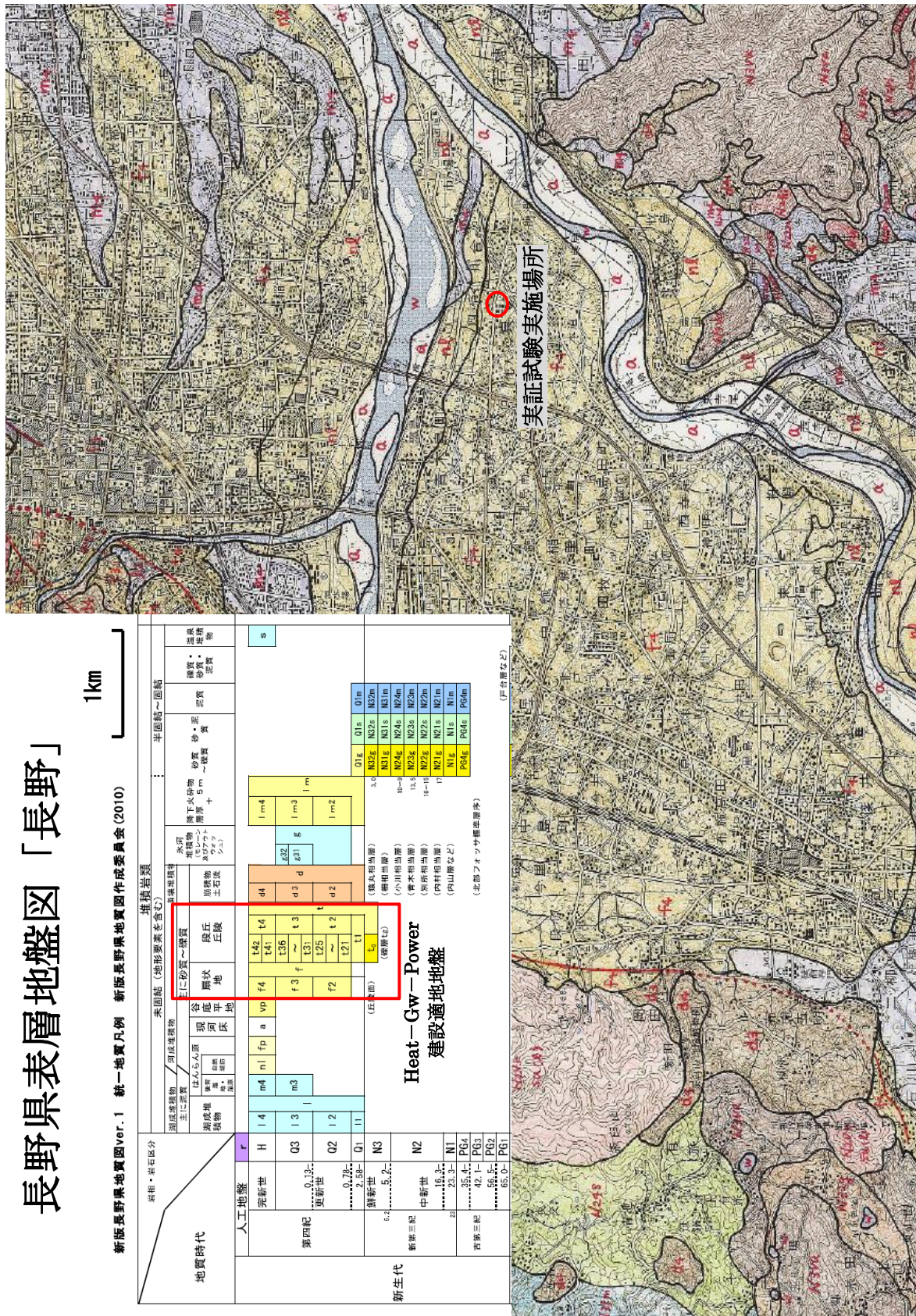


図 2-5 地域の地質図

2.3.4 実証対象技術の配置と構造

図 2-6 から図 2-11 にシステムの配管等の配置や機器の詳細図を示す。

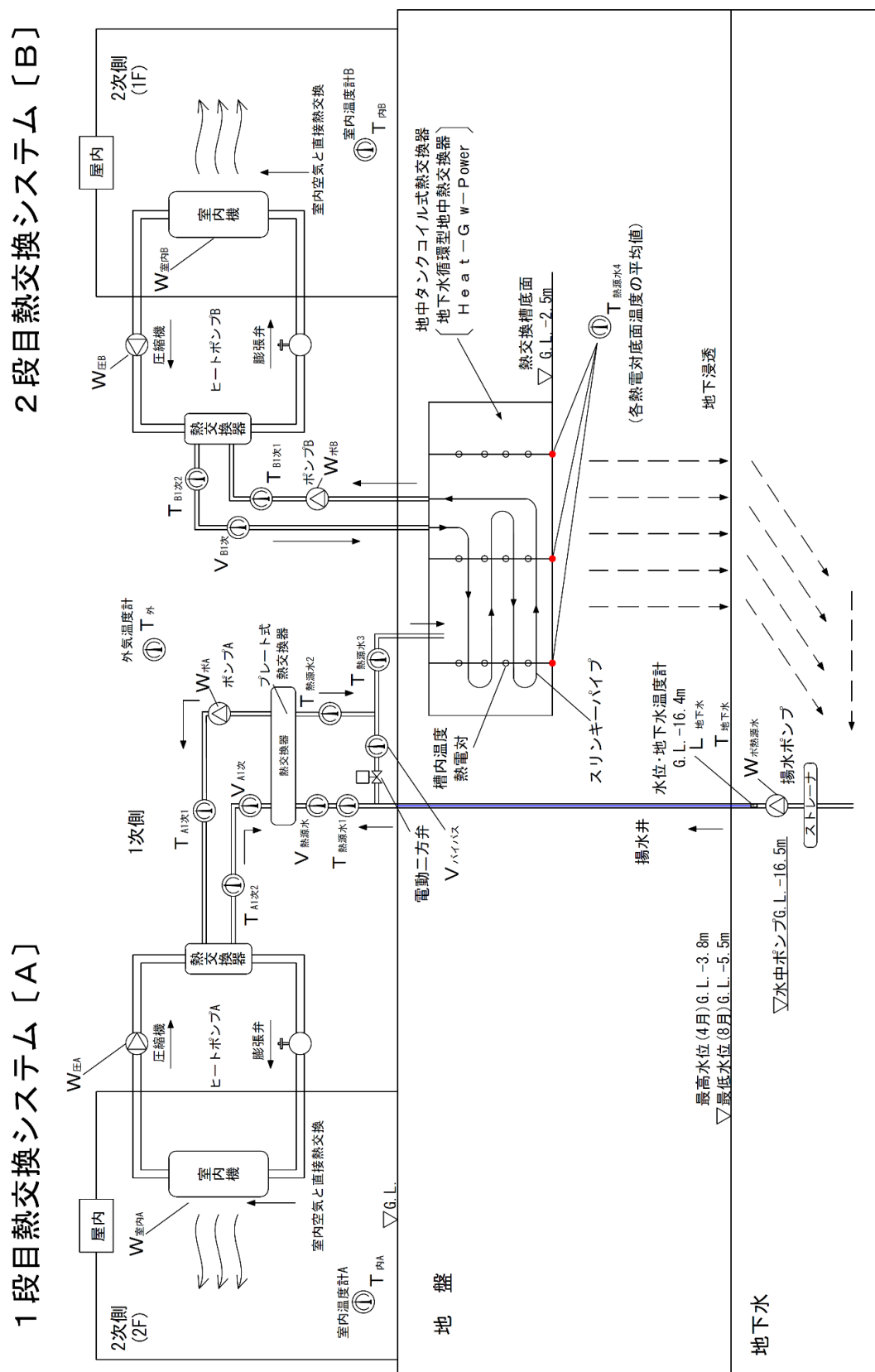


図 2-6 システムの配管と計測器の配置

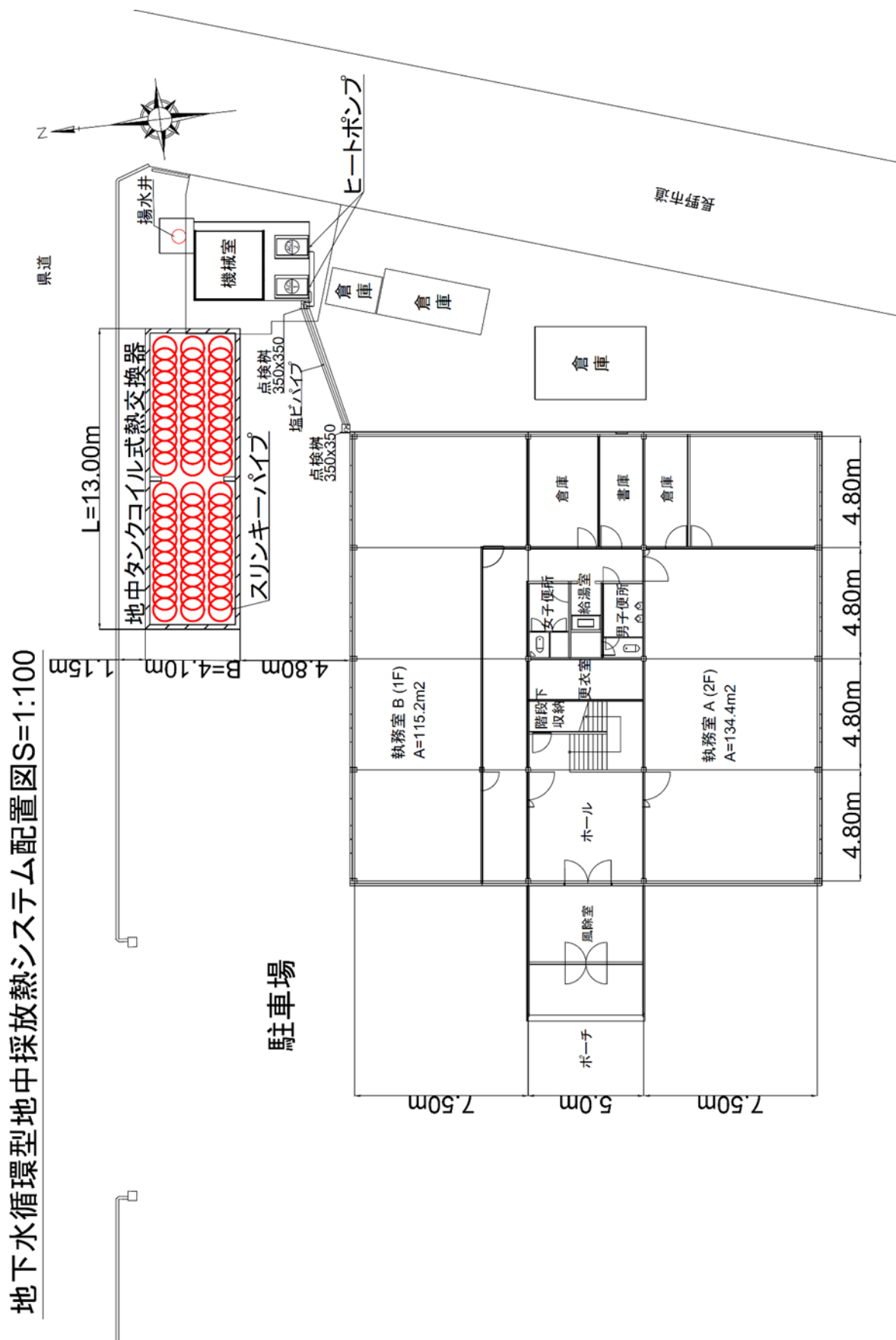


図 2-7 地下水循環型地中採放熱システムと空調対象建物の配置平面図

Heat-Gw-Power CASCADE 系統図

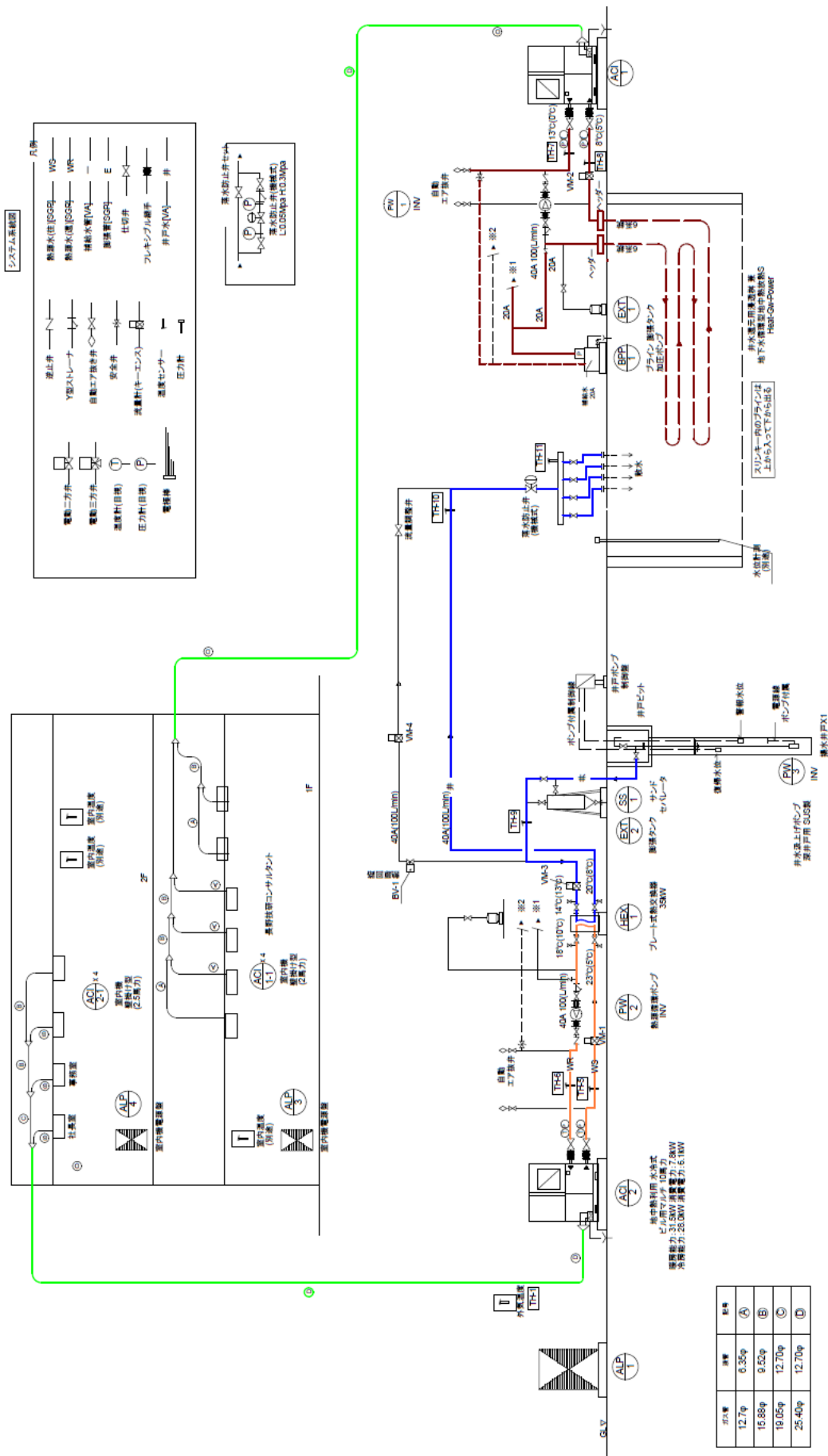
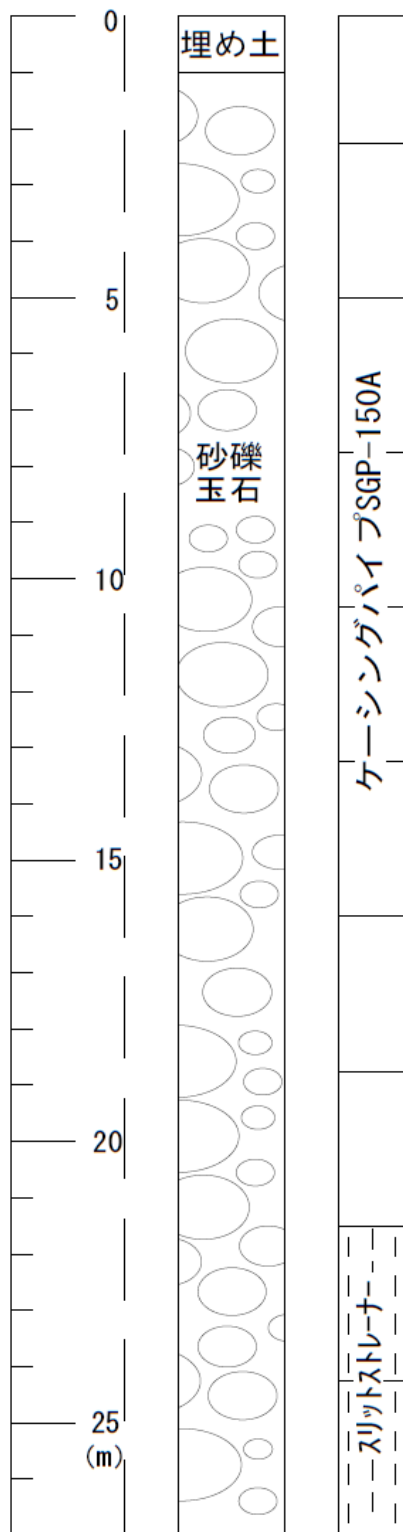


図 2-8 システムの系統図

ボーリング柱状図



揚水設備構造図

S=1:50

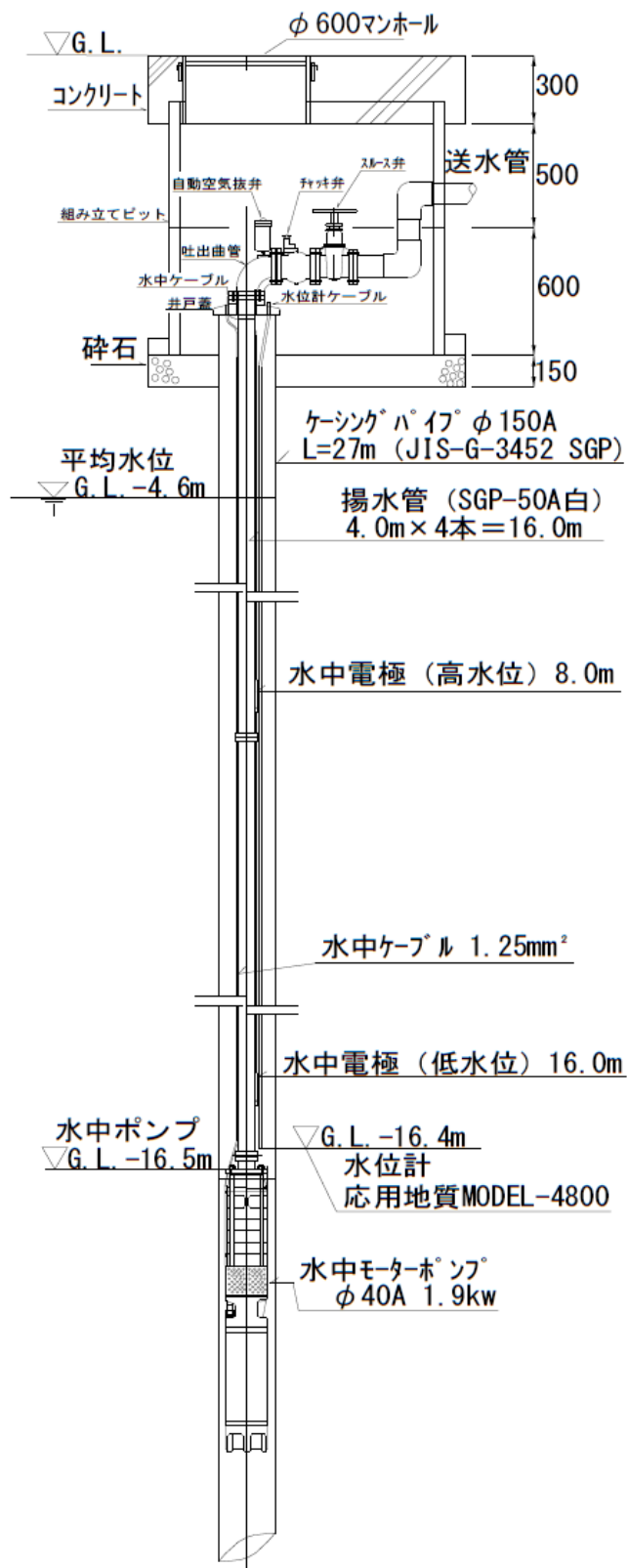
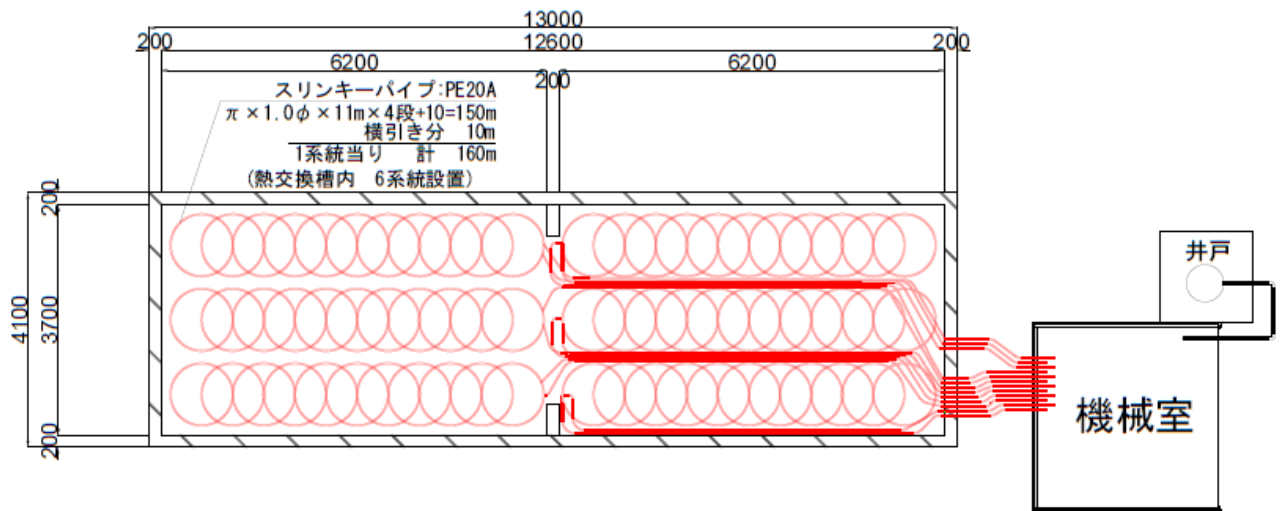
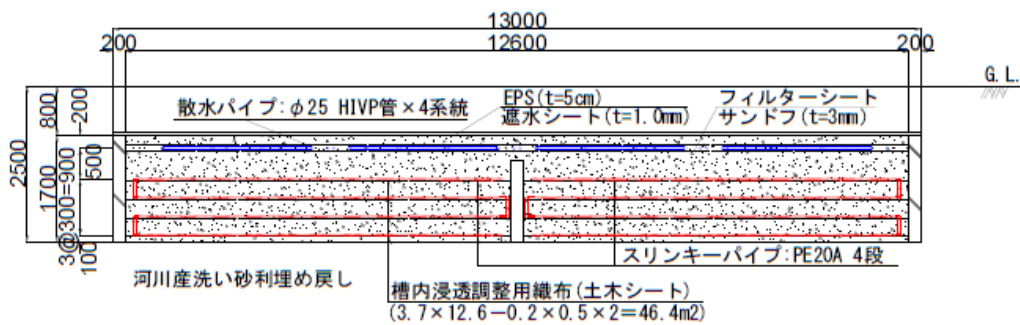


図 2-9 揚水井の構造と地質

地中熱交換槽平面図 S=1:50



地中熱交換槽断面図 S=1:50



散水パイプ敷設図 S=1:50

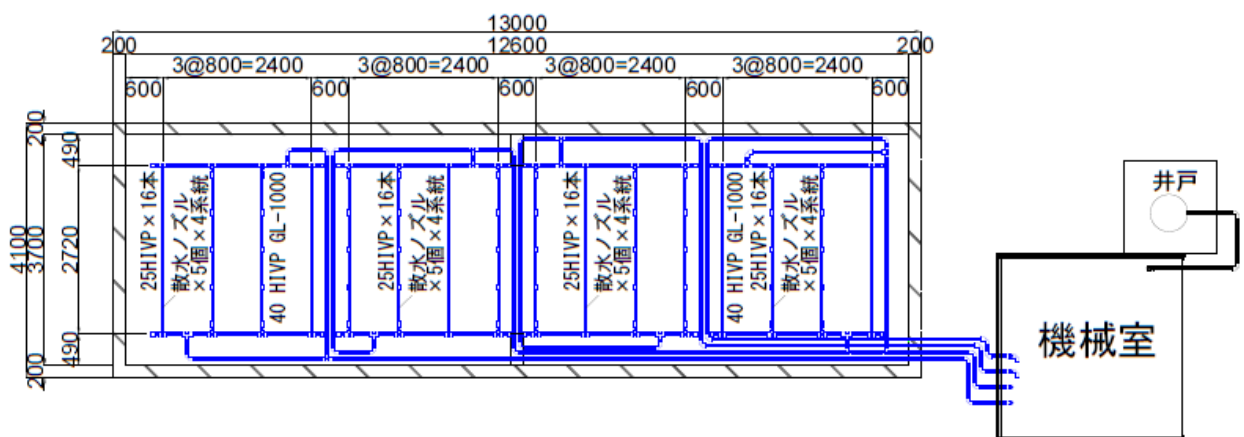


図 2-10 タンクコイル式地中熱交換器（地中熱交換槽）の構造

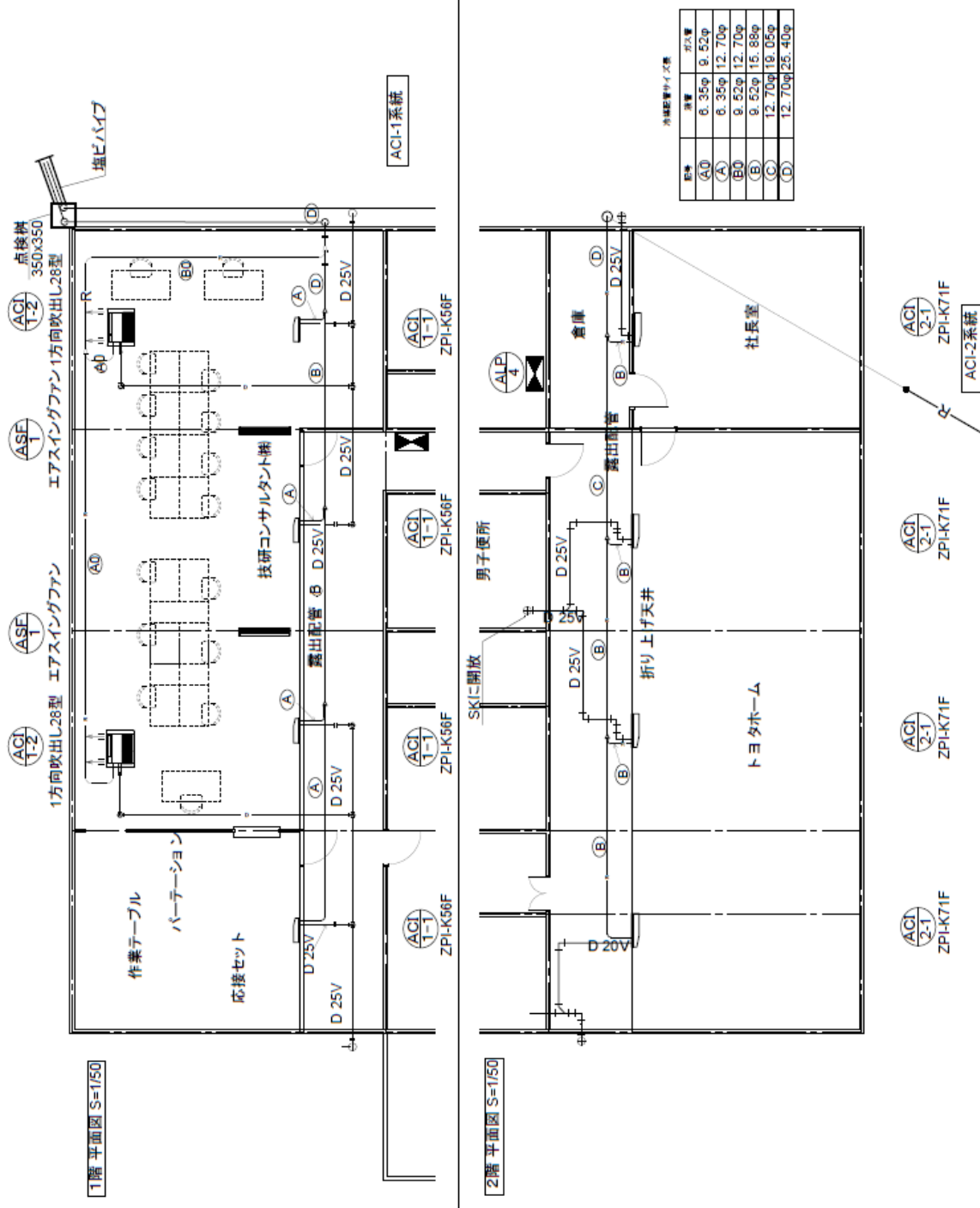


図 2-11 建物内部の冷暖房設備

2.3.5 システムの構成

(1) システム構成

この地中熱利用設備のシステムの構成と仕様を表 2-5 に示す。

表 2-5 実証対象技術のシステム構成

地下水揚水、 地中涵養方式			- 地下水揚水井：深さ 25m、直径 150mm 揚水ポンプ：株式会社川本製作所 深井戸水中ポンプ USN-406-1.9CR 口径：40mm、吐出量：100 ㍓/分、全揚程：50m 出力：1.9kW、電源：三相 200V、台数：1 台 - 地下水地中涵養装置：地下水循環型地中採放熱装置 (浸透枿方式)
1 次 側 熱 交 換 装 置	シ ス テ ム A	プレート式熱交換器	- 製品名：株式会社 日阪製作所製 日阪プレート型熱交換器 UX-115B-NJ-19 - 交換熱量 34kW - サイズ：1,115×408×385 ・重量：230kg - 台数：1 台
	シ ス テ ム B	地下水循環型地中 採放熱システム (地中タンクコイル式熱交換器)	- 工法名：Heat-Gw-Power（特許：第 5963790） (オンサイト構築型地中タンクコイル式熱交換器) - 地中熱交換槽サイズ：L13.3m×W4.4m×H1.7m - 熱交換パイプ：スリンキーパイプ 高密度ポリエチレン管 20A、L=160m×6 系列 - 熱交換能力：36kW 級 - 井水地下浸透能力：100 ㍓/分以上
地中熱用ヒートポンプ (システム A と B は同型)			- 製品名：ゼネラルヒートポンプ工業株式会社製 地中熱対応水冷式ビル用マルチ空調システム ZP3-WS280-T - タイプ：水熱源ヒートポンプ、2 次側直膨式 - 能力：システム A、B 共 冷房 28.0kW、暖房 31.5 kW - 消費電力：システム A 冷房 5.0kW、暖房 7.8kW システム B 冷房 7.0kW、暖房 8.2kW (A と B で異なるのは熱源水温度の違いに合わせたため) - 冷媒：R410A ・台数：2 台、インバータ制御
循環ポンプ	システム A		- 製品名：株式会社川本製作所製 PSS2 形プチライン PSS2-326-0.4T - 口径：32mm・吐出量：100 ㍓/分・全揚程：10m - 出力：0.4kW・電源：三相 200V・台数：1 台
	システム B		- 製品名：株式会社川本製作所製 PSS 形ステンレス P ライン PSS406E1.5G - 口径：40mm・吐出量：100 ㍓/分・全揚程：15m - 出力：1.5kW・電源：三相 200V・台数：1 台

ブライン加圧ポンプ		・製品名：株式会社川本製作所製 NF3 型+受水槽付カワエース NF3-400T+TAB-10 ・口径：25mm・吐出量：30 リットル/分・全揚程：15m ・出力：0.4kW・電源：三相 200V・台数：1 組
熱媒	システム A	・熱交換器 A の一次側：地下水 ・熱交換器 A の二次側：シーシーアイ株式会社製 WESTON 長寿命ブライン ECO-33 プロピレングリコールとして 30~40Wt%、 ・比熱：3.8 ・比重：1.03
	システム B	・熱交換器 B の一次側：シーシーアイ株式会社製 WESTON 長寿命ブライン ECO-33 プロピレングリコールとして 30~40Wt%、 ・比熱：3.8 ・比重：1.03
室内機	システム A (2F 執務室)	ビルマルチ用室内機 ・製品名：ゼネラルヒートポンプ工業株式会社製 壁掛形 ZPI-K71F (2.5 馬力) ・冷房能力：7.1kW・台数：4 台・全冷房能力 28.4kW ・暖房能力：8.0kW・台数：4 台・全冷房能力 32.0kW
	システム B (1F 執務室)	ビルマルチ用室内機 ・製品名：ゼネラルヒートポンプ工業株式会社製 壁掛形 ZPI-K56F (2 馬力) ・冷房能力：5.6kW・台数：4 台・全冷房能力 22.4kW ・暖房能力：6.3kW・台数：4 台・全冷房能力 25.2kW ・製品名：ゼネラルヒートポンプ工業株式会社製 天井カセット型 ZPI-B28F (1 馬力) ・冷房能力：2.8kw・台数：2 台・全冷房能力 5.6kw ・暖房能力：3.2kw・台数：2 台・全暖房能力 6.4kw

2.3.6 実証対象技術の写真



写真 1

配管設備、計測器等の機械室

地中熱ヒートポンプ

地中タンクコイル式熱交換器の
設置場所（地下）



写真 2

配管設備、計測器等の機械室

地中熱ヒートポンプ



写真 3

冷暖房対象の建物

地中タンクコイル式熱交換器の
設置場所（地下）

配管設備、計測器等の機械室



写真 4

配管設備、計測器等の機械室内部

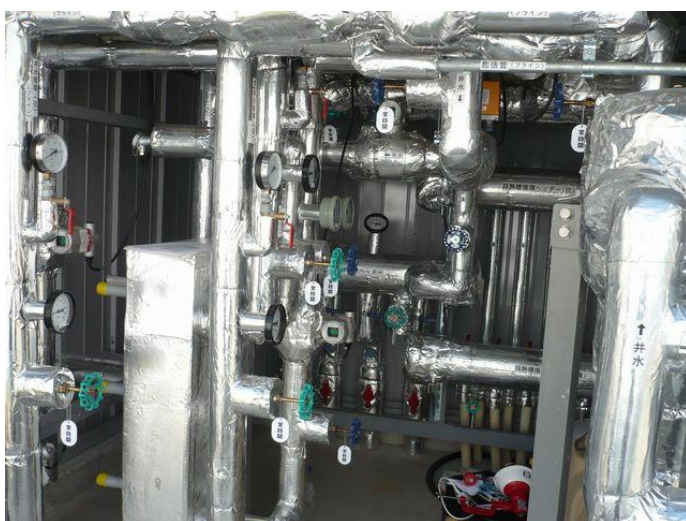


写真 5

配管設備、計測器等の機械室内部



写真 6

地中タンクコイル式熱交換器の
設置工事中の写真

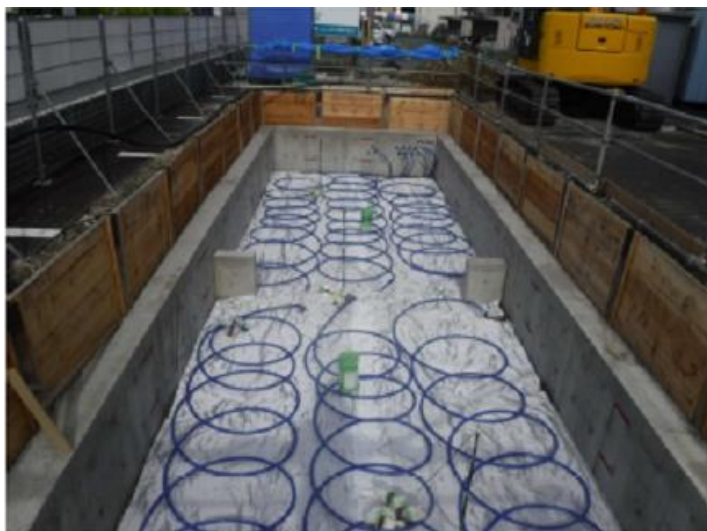


写真 7

地中タンクコイル式熱交換器の
スリンキーパイプ設置工事
中の写真

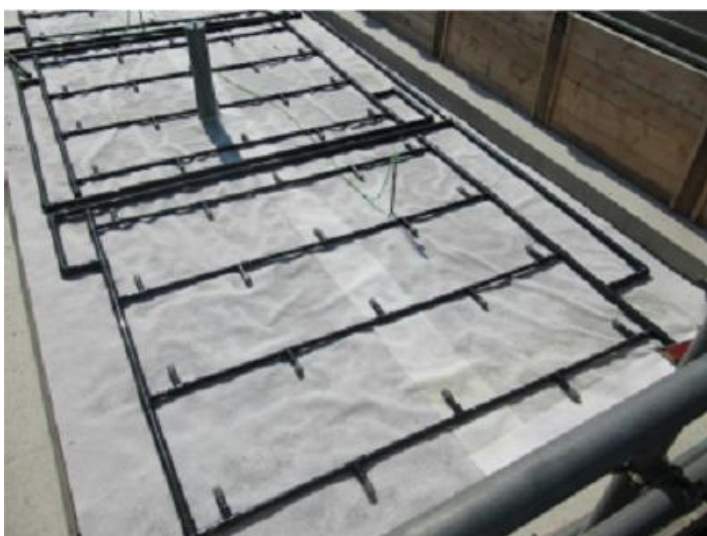


写真 8

地中タンクコイル式熱交換器の
散水パイプの設置工事
中の写真

2.4 実証の概要

2.4.1 実証の内容

(1) 実証項目の内容

実証単位(A)「システム全体」の試験では、システムを実際に冷暖房に使用しながら、表 2-6 の a から g の実証項目を測定して求め、地中熱を利用した冷暖房システムの省エネ効果や夏期のヒートアイランド抑制効果を実証するものである。

実証単位(A)は、システム全体の実証項目及び実証単位(C)で構成される。

1) 実証単位(A)システム全体の実証項目

実証要領に記載の実証単位(A)「システム全体」の実証項目を本件の実証項目とする。

①本実証対象技術ではシステム A とシステム B があるが、システム A とシステム B を合わせた全体の総合成績に対する実証項目を実証することとする。

② システム A 単独の成績とシステム B の単独の成績は、任意の項目として示す。

表 2-6 実証単位 (A) システム全体の実証項目

必須 or 任意	項目	内容
必須項目	a. 冷房期間のシステムエネルギー効率	冷房期間における平均 COP _{ETV}
	b. 冷房期間のシステム消費電力	冷房期間内の稼働時間における平均値
	c. 冷房期間の地中への排熱量	冷房期間内の稼働時間における平均値
任意項目	d. 実証試験期間の平均システムエネルギー効率	実証試験期間全体において算出した COP の平均値 (COP _{ETV})
	e. 暖房期間のシステムエネルギー効率	暖房期間における平均 COP _{ETV}
	f. 暖房期間のシステム消費電力	暖房期間内の稼働時間における平均値
	g. 暖房期間の地中からの採熱量	暖房期間内の稼働時間における平均値

2) 実証単位(C)の実証項目

実証単位(C)の実証項目は、実証要領には表 2-7 のように整理されている。本実証対象技術のタイプは「熱源水汲上げ式×熱交換器あり」なので、実証項目は熱媒と熱交換器に関するものである。

表 2-7 実証単位 (C) の地中熱交換器のタイプと実証項目のまとめ

地中熱交換器のタイプ	実証項目			
	地中熱交換部	熱媒循環部	熱媒	熱交換器
熱媒循環式×熱交換器なし	a. b. (TRT)	c. d. e.	f. g. h. i. j. k. l.	—
熱源水汲上げ式×熱交換器あり	—	—	f. g. h. i. j. k. l.	m. n.
熱源水汲上げ式×熱交換器なし	—	—	—	—

① 熱交換器の実証項目

熱交換性能を実証項目を表 2-8 に示す。システム A の熱交換器 A（プレート式熱交換器）及びシステム B の熱交換器 B（地中タンクコイル式熱交換器）について実証する。

表 2-8 熱交換器の実証項目（熱交換性能）

必須 or 任意	項目	内容
必須項目	m. 冷房期間における熱交換器の熱交換性能	冷房期間内の稼働時間における、熱交換器の熱源水側・熱交換後の 1 次側熱媒温度差の平均値[℃]
任意項目	n. 暖房期間における熱交換器の熱交換性能	暖房期間内の稼働時間における、熱交換器の熱源水側・熱交換後の 1 次側熱媒温度差の平均値[℃]

② 熱媒の実証項目

熱媒の実証項目は表 2-9 のとおりである。

熱媒については、実証申請者から提出された資料を確認して記載するだけの参考項目なので、報告書には要点のみを簡単に記載する。

表 2-9 熱媒の実証項目

項目	内容	実証方法
f. 腐食性	—	- 試験による算出 - 実証申請者から提出された資料を確認（参考項目）
g. 粘性	粘性率 [Pa・s]	
h. 比重	[g/cm ³]	
i. 比熱	[J/(kg・K)]	
j. 引火性	—	
k. 毒性	—	
l. 生分解性／残留性	—	

2.4.2 実証する性能

(1) 実証する性能

実証する性能は、システム A とシステム B を総合した冷房期間のシステムエネルギー効率（SCOP）を 3.3 以上とする。

(2) 比較対象技術

比較対象技術は従来機器としての空気熱源ヒートポンプ空調設備（業務用空調 電気個別式）とし、その冷房期間のシステムエネルギー効率は 3.3 とする。

この 3.3 という数値は、環境省の地球温暖化対策事業効果算定ガイドブック＜補助事業申請者用＞（平成 29 年 2 月 環境省 地球環境局）G. 省エネ設備用 p.16 の表 3 従来機器・システムの性能値に示されている数値である。（本書の添付資料 5 参照）

2.4.3 測定方法の概要

(1) 実証要領の規定に準拠するもの

1) システムエネルギー効率

システムを実際使用しているままの運転において、ヒートポンプや地上の熱交換器の一次側と二次側において熱媒の温度と流量を測定することにより熱量を測定する。別途、ヒートポンプや循環ポンプの消費電力を測定する。（冷暖房に利用した熱量÷消費電力）をエネルギー効率（成績係数）とする。

2) 熱交換器の熱交換性能

稼働時間における、熱交換器の熱源水側・熱交換後の 1 次側熱媒温度差の平均値として求める。

(2) 実証要領の規定以外の測定

実証要領の規定以外にも参考としていくつかの項目の測定を行う。これらのデータは、必要に応じて参考として解析して結果を示した。

(3) 試験結果の表示

試験結果は、項目ごとにグラフや表で結果を示した。

2.5 試験の方法

2.5.1 試験の測定項目

(1) 測定項目、測定位置

実証単位 (A) の試験に使用する計測器の配置の全体図を図 2-6 (p.16)に、詳細図を図 2-12 に、参考図を図 2-13 に示す。

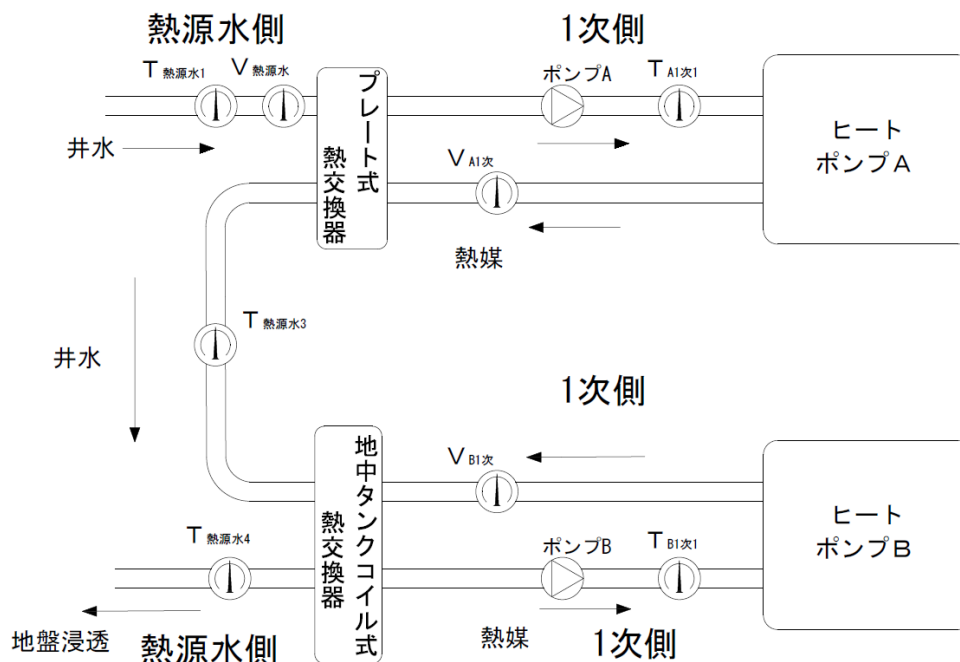
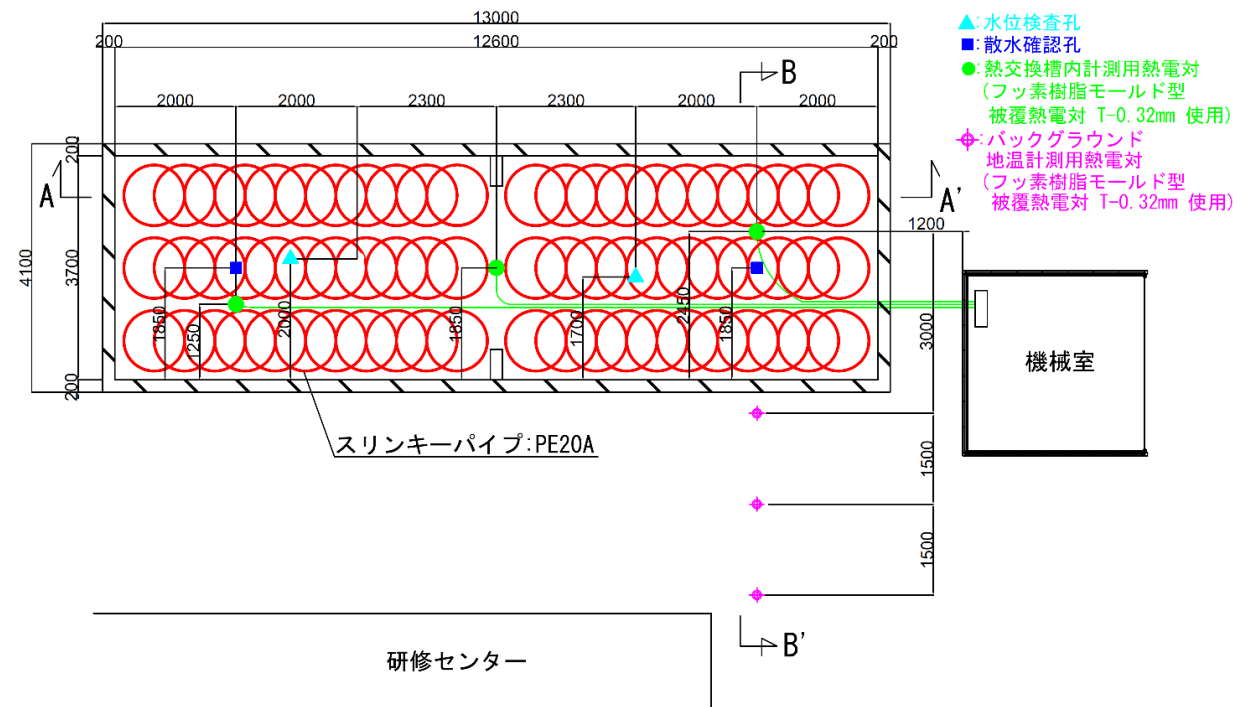


図 2-12 ヒートポンプ A, B の一次側の測定器の配置（拡大図）

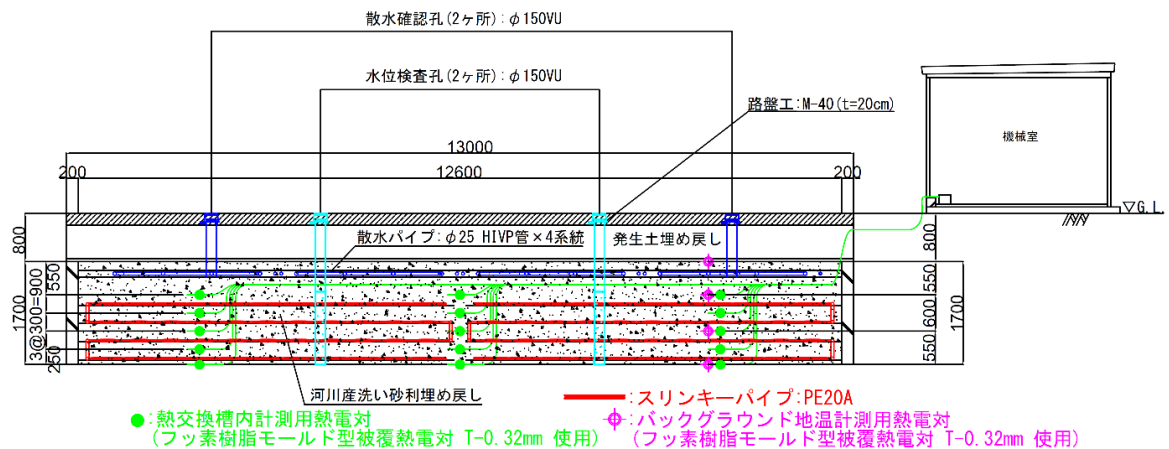
地中熱交換槽及びバックグラウンド地温測定用熱電対配置平面図

S=1:50



地中熱交換槽及びバックグラウンド地温測定用熱電対配置断面図 A-A'

S=1:50



地中熱交換槽及びバックグラウンド地温測定用熱電対配置断面図 B-B'

S=1:50

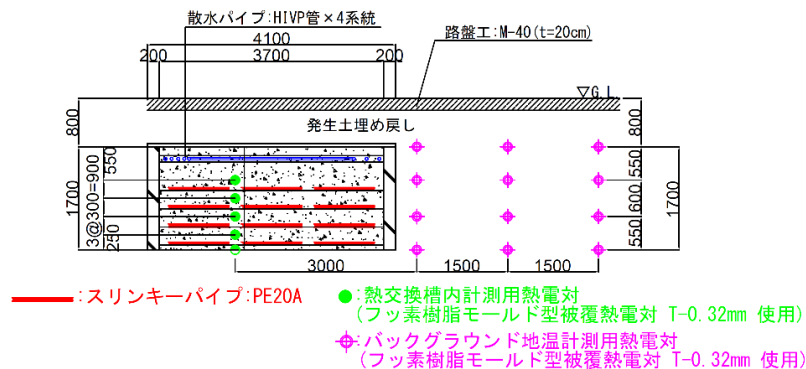


図 2-13 地中タンクコイル式交換器の内部と周辺の温度測定位置

(2) 測定データの詳細

測定データの名称の詳細を表 2-10 に示す。

表 2-10 測定項目、測定箇所名、測定データ名の対比

システム区分	測定項目略称	測定箇所名	測定データ名
熱源水			
	T _{熱源水 1}	熱源水汲上温度	TH-9
	T _{熱源水 2}	熱源水 A 熱交出温度	TH-10
	V _{熱源水}	熱源水流量	VM-3
	W _{ボ熱源水}	揚水ポンプ消費電力	PW-3
システム [A]			
	T _{A1 次 1}	[A] 1 次側熱媒入口温度	TH-6
	T _{A1 次 2}	[A] 1 次側熱媒出口温度	TH-5
	V _{A1 次}	[A] 1 次側熱媒流量	VM-1
	W _{圧 A}	[A] 圧縮機消費電力	ACI-2
	W _{ボ A}	[A] 循環ポンプ消費電力	PW-2
	W _{室内 A}	[A] 室内機消費電力	ACI2-1
バイパスライン			
	T _{熱源水 3}	散水ヘッダー内散水温度	TH-11
	V _{バイパス}	バイパスライン熱媒流量	VM-4
システム [B]			
	T _{B1 次 1}	[B] 1 次側熱媒入口温度	TH-7
	T _{B1 次 2}	[B] 1 次側熱媒出口温度	TH-8
	V _{B1 次}	[B] 1 次側熱媒流量	VM-2
	W _{圧 B}	[B] 圧縮機消費電力	ACI-1
	W _{ボ B}	[B] 循環ポンプ消費電力	PW-1
	W _{室内 B}	[B] 室内機消費電力	ACI1-1
地中熱交換槽			
	T _{熱源水 4}	地中熱交換槽底面熱媒温度	T 地中熱交換槽・底面
地下水			
	L _{地下水}	地下水水位	地下水水位
	T _{地下水}	地下水温度	地下水温度
気温			
	T _外	外気温	外気温
	T _{内 A}	[A] 室内気温	室内温度 A
	T _{内 B}	[B] 室内気温	室内温度 B

(3) 測定項目と測定機器

測定項目と測定機器を表 2-11 に示す。

これらの測定機器は平成 30 年にシステムを構築した時に新調したもので、機器の精度及び検定の有効期限（メーカーの出荷時または検定期間）は、全て実証要領の規定を満たすものである。これらの ETV の実証項目の測定は 1 分毎に計測して記録する。ETV の規定以外の任意の測定は、5 分毎に測定して記録する。

表 2-11 測定項目と測定機器

ETV の 測定区分	品名	メーカー・ 形式	仕様・精度	数 量	メーカ ー出荷 時期
ETV の 実証項目 の測定	熱源水温度計	シマデン RD-22C 測温抵抗体	Pt100 クラス B 端子ヘッド型 $\pm(0.30+0.005 t)^{\circ}\text{C}$	3	2018 年 7 月
	ヒートポンプ 一次側熱媒温度計	シマデン RD-22C 測温抵抗体	Pt100 クラス B 端子ヘッド型 $\pm(0.30+0.005 t)^{\circ}\text{C}$	4	2018 年 7 月
	ヒートポンプ 一次側熱媒流量計	キーエンス FD-UH40G	電磁流量計 40A 用 出力 DC 1-5 V 応答時間 10 S 精度 $\pm 0.5\%$ of F.S.	4	2018 年 7 月 (校正)
	ヒートポンプ 補機類電力計	オムロン KM-N1-FLK 小型電力モータ	パルス型積算電力計 出力 DC30V、30mA 精度 $\pm 1.0\%$ of F.S.	8	2018 年 6 月
	データロガー	オムロン CJ2M-CPU33		1	2018 年 6 月
ETV の 規定以外 の任意の 測定	地中タンクコイル 式熱交換槽内温度 計	熱電対 T-FFF-0.32	フッ素樹脂モールド型 ク ラス 1 素線径 0.32mm 精度 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$	12	2018 年 6 月
	地中タンクコイル 式熱交換槽出口部 温度計	熱電対 T-FFF-0.32	フッ素樹脂モールド型 ク ラス 1 素線径 0.32mm 精度 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$	3	2018 年 6 月
	バックグラウンド 地温温度計	熱電対 T-FFF-0.32	フッ素樹脂モールド型 ク ラス 1 素線径 0.32mm 精度 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$	12	2019 年 6 月
	水位計	応用地質 MODEL-4800 S&DL mini	ハステロイ圧電抵抗式シリ コン圧力トランスデューサ 精度 $\pm 0.1\%$ FS(0~40°C)	1	2019 年 3 月
	地下水温度計		プラチナ RTD（白金測温抵 抗体）精度 0.3°C		
	外気温度計	日本電測 NTH-100	Pt100 クラス A 3 線式 $\pm 0.25^{\circ}\text{C}$ (0~50°C)	1	2018 年 7 月
	室内温度計	おんどとり	サーミスタ 精度 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$	4	2018 年 7 月
	室内湿度計	TR-72wf	高分子膜抵抗式 精度 $\pm 5\%$ RH at 25°C, 50%RH		

2.5.2 解析項目と測定データからの解析方法

(1) 揚水ポンプの消費電力

揚水ポンプで汲み上げた地下水はシステム [A] とシステム [B] の両方に利用するので、揚水ポンプ消費電力はシステム [A] とシステム [B] の運転時間に応じて配分した。

- 1) システム [A] の揚水ポンプ消費電力 ($W_{\text{ボ熱源水A}}$ と表記する)

$$W_{\text{ボ熱源水A}} = W_{\text{ボ熱源水}} \times \{([A] \text{ の運転時間} / \{[A] \text{ の運転時間} + [B] \text{ の運転時間}\})\}$$

- 2) システム [B] の揚水ポンプ消費電力 ($W_{\text{ボ熱源水B}}$ と表記する)

$$W_{\text{ボ熱源水B}} = W_{\text{ボ熱源水}} \times \{([B] \text{ の運転時間} / \{[A] \text{ の運転時間} + [B] \text{ の運転時間}\})\}$$

(1) システム [A] について

- 1) 熱源水からの採熱量: $(T_{\text{熱源水1}} - T_{\text{熱源水2}}) \times V_{\text{熱源水}} \times c \rho$

- 2) ヒートポンプ A の一次側熱量 (A 一次側熱量): $(T_{\text{A1 次1}} - T_{\text{A1 次2}}) \times V_{\text{A1 次}} \times c \rho$

- 3) ヒートポンプ A の二次側生成熱量 (A 二次側熱量):

$$(A \text{ 一次側熱量}) \pm W_{\text{圧A}} = \{(T_{\text{A1 次1}} - T_{\text{A1 次2}}) \times V_{\text{A1 次}} \times c \rho\} \pm W_{\text{圧A}}$$

- 4) ヒートポンプ A の単体 COP: $(A \text{ 二次側熱量}) \div W_{\text{圧A}}$

- 5) システム [A] の SCOP: $(A \text{ 二次側熱量}) \div (W_{\text{圧A}} + W_{\text{ボA}} + W_{\text{ボ熱源水A}})$

- 6) システム [A] の室内機込 SCOP: $(A \text{ 二次側熱量}) \div (W_{\text{圧A}} + W_{\text{ボA}} + W_{\text{ボ熱源水A}} + W_{\text{室内A}})$

(2) システム [B] について

- 1) ヒートポンプ B の一次側熱量 (B 一次側熱量): $(T_{\text{B1 次1}} - T_{\text{B1 次2}}) \times V_{\text{B1 次}} \times c \rho$

- 2) ヒートポンプ B の二次側生成熱量 (B 二次側熱量):

$$(B \text{ 一次側熱量}) \pm W_{\text{圧B}} = \{(T_{\text{B1 次1}} - T_{\text{B1 次2}}) \times V_{\text{B1 次}} \times c \rho\} \pm W_{\text{圧B}}$$

- 3) ヒートポンプ B の単体 COP: $(B \text{ 二次側熱量}) \div W_{\text{圧B}}$

- 4) システム [B] の SCOP: $(B \text{ 二次側熱量}) \div (W_{\text{圧B}} + W_{\text{ボB}} + W_{\text{ボ熱源水B}})$

- 5) システム [B] の室内機込 SCOP: $(B \text{ 二次側熱量}) \div (W_{\text{圧B}} + W_{\text{ボB}} + W_{\text{ボ熱源水B}} + W_{\text{室内B}})$

(3) 熱交換器 A について

- 1) 実証単位 (C) の熱交換性能: 試験期間平均 $(T_{\text{A1 次1}} - T_{\text{熱源水1}})$

(4) 地中タンクコイル式熱交換器 (熱交換器 B) について

- 1) 実証単位 (C) の熱交換性能: 試験期間平均 $(T_{\text{B1 次1}} - T_{\text{熱源水3}})$

- 2) 地中タンクコイル式熱交換器におけるタンクの壁面から地層への熱伝導による熱量の評価:

$$\Sigma_{\text{システム全体稼働時間}} \{(T_{\text{熱源水3}} - T_{\text{熱源水4}}) \times V_{\text{熱源水}} \times c \rho - (システム B \text{ の一次側熱量})\}$$

(5) システム [A] [B] を合わせた総合成績

- 1) [A] [B] 総合のシステムエネルギー効率

$$= (A \text{ 二次側熱量} + B \text{ 二次側熱量}) \div (\text{消費電力})$$

$$= (A \text{ 二次側熱量} + B \text{ 二次側熱量}) \div (W_{\text{圧A}} + W_{\text{ボA}} + W_{\text{ボ熱源水}} + W_{\text{圧B}} + W_{\text{ボB}})$$

- 2) [A] [B] 総合の室内機込システムエネルギー効率

$$= (A \text{ 二次側熱量} + B \text{ 二次側熱量}) \div (W_{\text{圧A}} + W_{\text{ボA}} + W_{\text{ボ熱源水}} + W_{\text{室内A}} + W_{\text{圧B}} + W_{\text{ボB}} + W_{\text{室内B}})$$

- 3) 地中への排熱量 (A+B) = A の地中への排熱量 + B の地中への排熱量

$$= [\{(T_{\text{熱源水2}} - T_{\text{熱源水1}}) \times V_{\text{熱源水}}\} \times c \rho] + [\{(T_{\text{B1 次2}} - T_{\text{B1 次1}}) \times V_{\text{B1 次}}\} \times c \rho]$$

(6) 部分負荷率

部分負荷率[%] = (システムにおける生成熱量[W] ÷ システムにおける定格能力[W]) × 100

(7) ヒートアイランド現象の緩和効果

空気熱源ヒートポンプで冷房すると空気中に排出されたであろう熱量は、地中熱ヒートポンプを使うと地中に排出されるため、この熱量をヒートアイランド現象の緩和効果として捉えることができる。この考え方により、「地中熱利用にあたってのガイドライン 改訂増補版」（環境省 水・大気環境局 平成 30 年 3 月 23 日）の p.141 に算定方法が示されている。これによれば、ヒートアイランド現象の緩和効果は Q_{f_ac} として算出される。

$$Q_{f_ac} = Q_{total} + W_{f_ac}$$

ここで、 Q_{f_ac} ：空気熱源ヒートポンプによる排熱量[kWh]

Q_{total} ：地中熱ヒートポンプによる生成熱量[kWh]

W_{f_ac} ：空気熱源ヒートポンプによる冷房時の消費電力量[kWh] = $Q_{total}/3.7$

実証項目と測定・解析項目の関係を表 2-12 に整理して示す。

表 2-12 ETV の実証項目と本件での測定・解析項目の対比

必須 or 任意	システム 区分	ETV の実証項目	本件での測定・解析項目
	[A]	冷房期間のシステムエネルギー効率	システム [A] の SCOP
	[A]	冷房期間のシステム消費電力	[A] 圧縮機消費電力 + 揚水ポンプ消費電力 A + [A] 循環ポンプ消費電力
	[A]	冷房期間の地中への排熱量	ヒートポンプ A の 1 次側の熱媒の出入の熱量の差
	[A]	実証試験期間の平均システムエネルギー効率	システム [A] の SCOP
	[A]	暖房期間のシステムエネルギー効率	システム [A] の SCOP
	[A]	暖房期間のシステム消費電力	[A] 圧縮機消費電力 + 揚水ポンプ消費電力 A + [A] 循環ポンプ消費電力
	[A]	暖房期間の地中からの採熱量	ヒートポンプ A の 1 次側の熱媒の出入の熱量の差
	[B]	冷房期間のシステムエネルギー効率	システム [B] の SCOP
	[B]	冷房期間のシステム消費電力	[B] 圧縮機消費電力 + 揚水ポンプ消費電力 B + [B] 循環ポンプ消費電力
	[B]	冷房期間の地中への排熱量	ヒートポンプ B の 1 次側の熱媒の出入の熱量の差
	[B]	実証試験期間の平均システムエネルギー効率	システム [B] の SCOP
	[B]	暖房期間のシステムエネルギー効率	システム [B] の SCOP
	[B]	暖房期間のシステム消費電力	[B] 圧縮機消費電力 + 揚水ポンプ消

			費電力B + [B] 循環ポンプ消費電力
	[B]	暖房期間の地中からの採熱量	ヒートポンプBの1次側の熱媒の出入の熱量の差
必須	全体	冷房期間のシステムエネルギー効率	[A][B] 総合のシステムエネルギー効率
必須	全体	冷房期間のシステム消費電力	[A] 圧縮機消費電力+揚水ポンプ消費電力+ [A] 循環ポンプ消費電力+ [B] 圧縮機消費電力+ [B] 循環ポンプ消費電力
必須	全体	冷房期間の地中への排熱量	システムAの冷房期間の地中への排熱量とシステムBの冷房期間の地中への排熱量の和
任意	全体	実証試験期間の平均システムエネルギー効率	[A][B] 総合のシステムエネルギー効率
任意	全体	暖房期間のシステムエネルギー効率	[A][B] 総合のシステムエネルギー効率
任意	全体	暖房期間のシステム消費電力	[A] 圧縮機消費電力+揚水ポンプ消費電力+ [A] 循環ポンプ消費電力+ [B] 圧縮機消費電力+ [B] 循環ポンプ消費電力
任意	全体	暖房期間の地中からの採熱量	システムAの暖房期間の地中からの採熱量とシステムBの暖房期間の地中からの採熱量の和
必須	(C)	熱交換器の熱交換性能	実証単位(C)の熱交換性能

3. 過去の試験データの活用を検討

本実証対象技術については、2018 年 8 月の設備完成後からの測定データがあるが、過去の試験データは ETV 実証試験に活用しないこととした。このデータは今回の実証計画作成において参考にした。

4. 試験結果

4.1 実証の実績スケジュール

試験期間中における空調システムの運用状況と、試験期間、計測状況を表 4-1 と図 4-1 に示す。なお、10 月 1 日～10 月 31 日は冷房期間、暖房期間の試験期間には含まれない。

表 4-1 試験期間中の空調システムの運用状況と試験期間

試験期間	試験期間：令和元年 7 月 1 日～令和 2 年 2 月 2 日 ・冷房期間：令和元年 7 月 1 日～令和元年 9 月 30 日 ・暖房期間：令和元年 11 月 1 日～令和 2 年 2 月 2 日 欠測はなし
試験時の 使用状況	空調システムの使用状況 (1) 冷房運転 システム A： 7 月 1 日～10 月 13 日、10 月 19 日 システム B： 7 月 1 日～10 月 8 日、 (2) 暖房運転 システム A： 10 月 14 日～10 月 18 日、10 月 20 日～2 月 2 日 システム B： 10 月 15 日～10 月 17 日、10 月 21 日、10 月 28,29 日、 10 月 31 日～2 月 2 日

	令和元年						令和 2 年	
	7 月	8 月	9 月	10 月	11 月	12 月	1 月	2 月
試験期間	←7/1							→2/2
冷房期間	←7/1		→9/30					
暖房期間					←11/1			→2/2

図 4-1 試験実施日程

4.2 試験結果（システム全体の実証項目）

試験結果として、主要なパラメータの数値を表 4-2 総括表に示す。

表 4-2 実証単位（A）冷暖房試験結果総括（守谷商会）

項 目				単位		冷房期間	暖房期間	冷房期間+暖房期間	備 考		
						令和元年 7月1日 ～ 9月30日	令和元年 11月1日 ～ 2月2日	令和元年 7月1日～9月30日 と11月1日～2月2日 の合計			
期間・ 日数	各測定期間の日数			日	①	92	94	186	暦日数－欠測日数		
	各測定期間の時間数			時間	②	2,208	2,256	4,464	②=①×24		
	圧縮機の運転時間の積算			HPA	時間	③	1,122	1,230	2,352	実測値	
				HPB	時間	④	948	1,542	2,490	実測値	
	各日稼働率の期間平均			HPA	%	⑤	50.8	54.5	52.7	⑤=③÷②	
				HPB	%	⑥	42.9	68.3	55.8	⑥=④÷②	
消費電 力量	期間中の総和			HPA	kWh	⑦	1,299	2,586	3,885	実測値	
				HPB	kWh	⑧	941	4,024	4,966	実測値	
	稼働時間平均値			HPA	kW	⑨	1.16	2.10	1.65	⑨=⑦÷③	
				HPB	kW	⑩	0.99	2.61	1.99	⑩=⑧÷④	
	循環ポンプA(期間中の総和)			kWh	⑪	73	77	150	実測値		
	循環ポンプB(期間中の総和)			kWh	⑫	128	285	413	実測値		
	熱源水ポンプ(期間中の総和)			kWh	⑬	429	558	987	実測値		
	熱源水ポンプA配分			kWh	⑬a	244	226	470	⑬を稼働時間配分		
	熱源水ポンプB配分			kWh	⑬b	185	328	513	⑬を稼働時間配分		
	システムA消費電力(期間中の総和)			kWh	⑭	1,616	2,889	4,505	⑭=⑦+⑪+⑬a		
	システムB消費電力(期間中の総和)			kWh	⑮	1,254	4,637	5,892	⑮=⑧+⑫+⑬b		
	総消費電力量(期間中の総和)			kWh	⑯	2,870	7,530	10,400	⑯=⑭+⑮		
熱 量	生成熱量の期間中の総和			HPA	kWh	⑰	8,700	8,844	17,544	実測値	
				HPB	kWh	⑱	5,495	13,950	19,445	実測値	
				A+B	kWh	⑲	14,195	22,794	36,989	⑲=⑰+⑱	
	生成熱量の稼働時間平均値			HPA	kW	⑳	7.8	7.2	7.5	㉔=⑰÷③	
				HPB	kW	㉑	5.8	9.0	7.8	㉑=⑱÷④	
				A+B	kW	㉒	13.5	16.2	15.3	㉒=⑳+㉑	
	排熱量(期間中の総和)			HPA	kWh	㉓	9,997	—		実測値	
				HPB	kWh	㉔	6,435	—		実測値	
				A+B	kWh	㉕	16,432	—		㉕=㉓+㉔	
	採熱量(期間中の総和)			HPA	kWh	㉖	—	6,364		実測値	
				HPB	kWh	㉗	—	10,031		実測値	
				A+B	kWh	㉘	—	16,394		㉘=㉖+㉗	
ヒートポンプの部分負荷率			HPA	%	㉙	23.7	22.4	23.0	実測値		
			HPB	%	㉚	16.9	28.7	22.8	実測値		
			A+B	%	㉛	20.3	25.5	22.9	実測値		
エ ネ ル ギ ー 効 率	COP(ヒートポンプ単独)			HPA	—	㉜	6.70	3.42	4.52	㉜=⑰÷⑦	
				HPB	—	㉝	5.84	3.47	3.92	㉝=⑱÷⑧	
				A+B	—	㉞	6.34	3.45	4.18	㉞=⑲÷(⑦+⑧)	
	SCOP(ヒートポンプ+循環ポンプ +揚水ポンプ)			HPA	—	㉟	5.38	3.06	3.89	㉟=⑰÷(⑦+⑪+⑬a)	
				HPB	—	㊱	4.38	3.01	3.30	㊱=⑱÷(⑧+⑫+⑬b)	
				A+B	—	㊲	4.95	3.03	3.56	㊲=⑲÷⑯	
ヒートアイランド現象の緩和効果											
空気熱源ヒートポンプによる排熱量				kWh	㉟	18,032	—	18,032	実測値から算出		
実証単位(C)の実証項目				熱交A	℃	㊳	1.8	1.0	実測値、詳細はETV実証要領4.3を参照のこと		
熱交換器A、Bの熱交換性能				熱交B	℃	㊴	2.7	3.1			
・HPA:ヒートポンプA、HPB:ヒートポンプB、A+B:ヒートポンプA+ヒートポンプB											

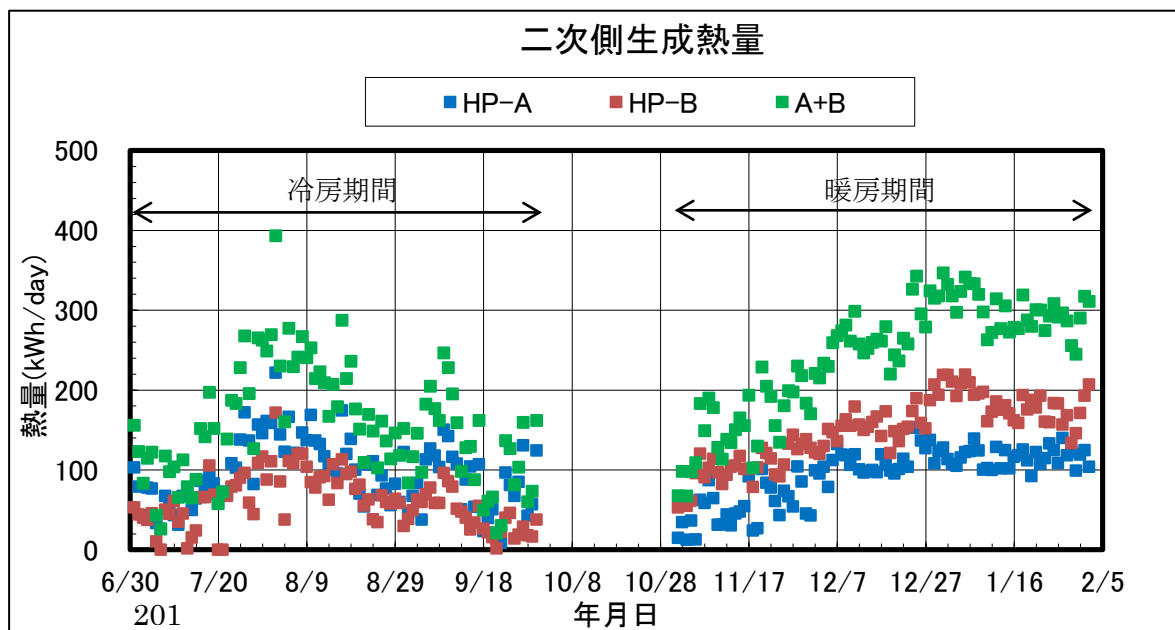
*1 **太字下線**の数値は実証項目の必須項目、**太字**のみの数値は実証項目の任意項目、他は参考項目。

なお、表 4-2 にはないが、地中タンクコイル式熱交換器におけるタンクの壁面から地層への熱伝導による熱量の評価の計算結果は、冷房期間の合計が 11kWh の放熱、暖房期間の合計が 2,070kWh の採熱であった。この結果からは特に暖房期間では地層からタンク内への熱の流れが多く、これも地中熱の効果と考えることができる。しかし、計測器の配置等是不十分なので詳細を論じることは難しい。

4.3 試験期間の各種項目の日ごとの平均値や総和の経時変化グラフ

主要な項目の日ごとのデータの経時変化グラフを、図 4-2～4-6 に示し、説明を付した。

(1) 二次側生成熱量

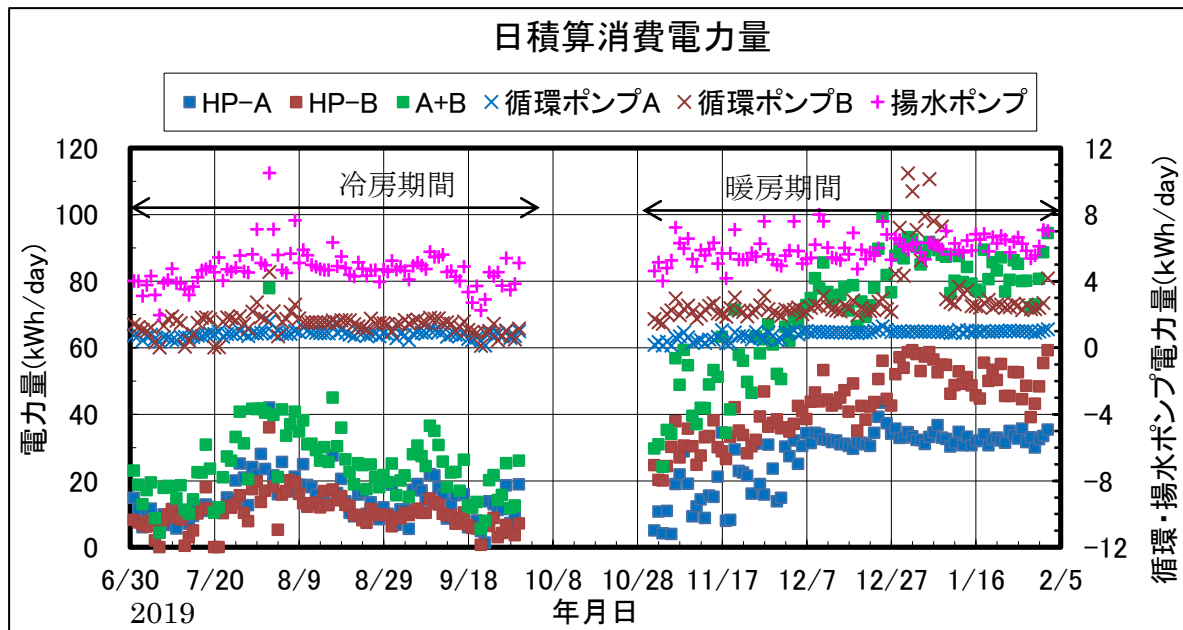


- ・ HP-A : ヒートポンプ A の二次側生成熱量（一次側熱量±HP 消費電力）[kWh/day]
 - ・ HP-B : ヒートポンプ B の二次側生成熱量（一次側熱量±HP 消費電力）[kWh/day]
 - ・ A+B : ヒートポンプ A とヒートポンプ B の合計の二次側生成熱量[kWh/day]
- 熱量は絶対値で表示した。

図 4-2 二次側生成熱量（絶対値）

- 1) 生成熱量は盛夏、厳冬期に大きくなっており、気温と相関している。
- 2) ヒートポンプ A と B の生成熱量を比較すると、冷房期間は A が、暖房期間は B が多いが、これは A の部屋は南側、B の部屋は北側にあるためと考えられる。

(2) 日積算消費電力量



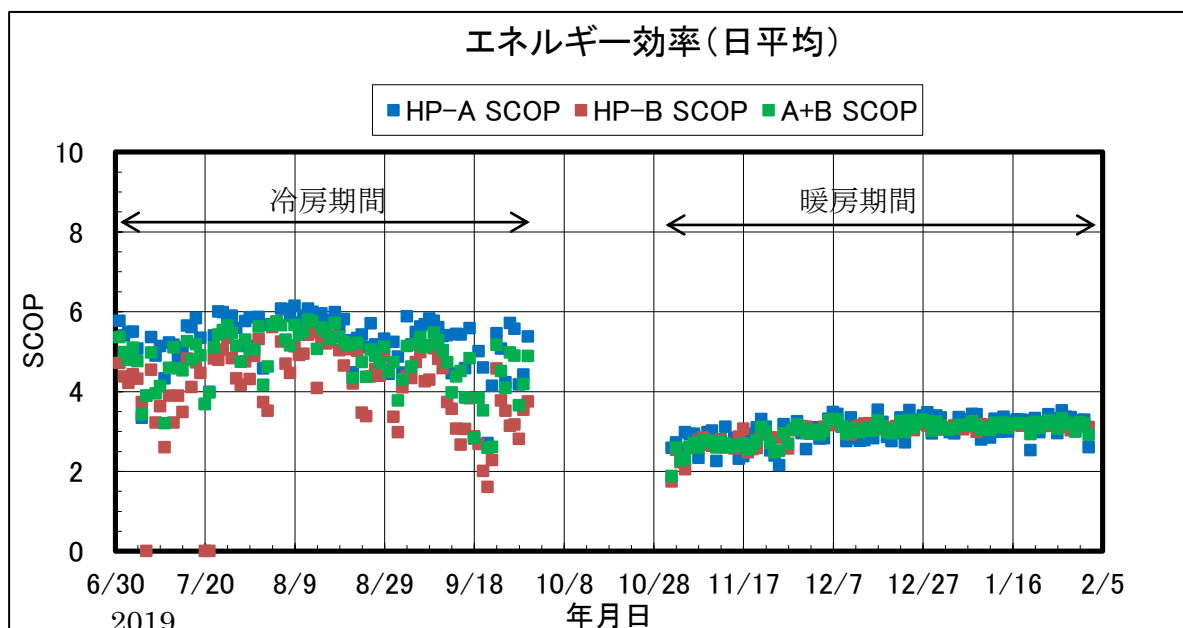
- ・ HP-A : ヒートポンプ A の消費電力量 ($W_{\text{HP-A}}$) [kWh/day]
- ・ HP-B : ヒートポンプ B の消費電力量 ($W_{\text{HP-B}}$) [kWh/day]
- ・ A+B : ヒートポンプ A とヒートポンプ B の合計の消費電力量 [kWh/day]
- ・ 循環ポンプ A : 循環ポンプ A の消費電力量 [kWh/day]
- ・ 循環ポンプ B : 循環ポンプ B の消費電力量 [kWh/day]
- ・ 揚水ポンプ : 揚水ポンプの消費電力量 [kWh/day]

図 4-3 日積算消費電力量

1) ヒートポンプ（圧縮機）の消費電力量と比べると、揚水ポンプや循環ポンプなどの消費電力量は約 1/10～1/20 程度である。

2) 揚水ポンプや循環ポンプはほぼ一定の消費電力で運転している。

(3) エネルギー効率（日平均）（室内機を含まず）



- ・ HP-A SCOP：ヒートポンプ A のシステムエネルギー効率

$$= (\text{HP-A 生成熱量}) \div (W_{\text{圧 A}} + W_{\text{ボ A}} + W_{\text{ボ熱源水 A}})$$
- ・ HP-B SCOP：ヒートポンプ B のシステムエネルギー効率

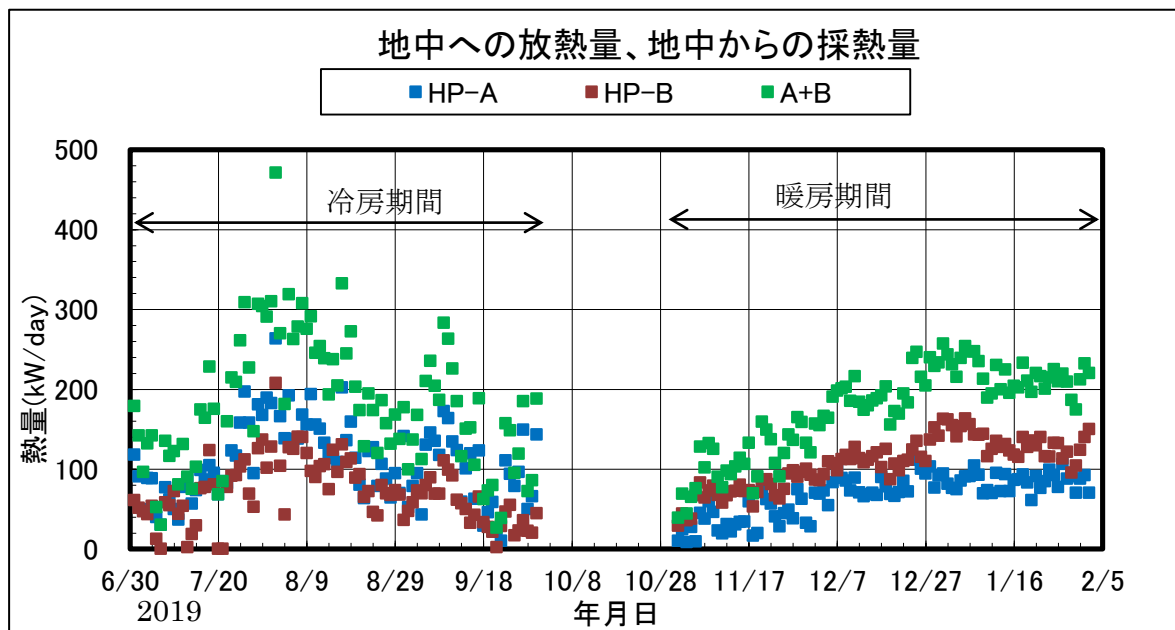
$$= (\text{HP-B 生成熱量}) \div (W_{\text{圧 B}} + W_{\text{ボ B}} + W_{\text{ボ熱源水 B}})$$
- ・ A+B SCOP：ヒートポンプ A とヒートポンプ B を合わせたシステムエネルギー効率
 なお、熱源水ポンプ電力は HP-A、HP-B の稼働時間により HP-A、HP-B へ配分した。

図 4-4 エネルギー効率（日平均）

1) システムエネルギー効率は、冷房期間は若干の変動がみられ、B より A のほうが高い。暖房期間はほぼ一定であり、A と B はほとんど差がない。

(4) 地中への放熱量、地中からの採熱量

地中への放熱量、地中からの採熱量は本システムでは直接測定できないので、実証要領に規定する方法により算出した。すなわち、ヒートポンプ A、ヒートポンプ B のそれぞれについて、ヒートポンプの一次側熱媒の流量と出入り温度差から算出した熱量を、地中への放熱量、地中からの採熱量として示した。

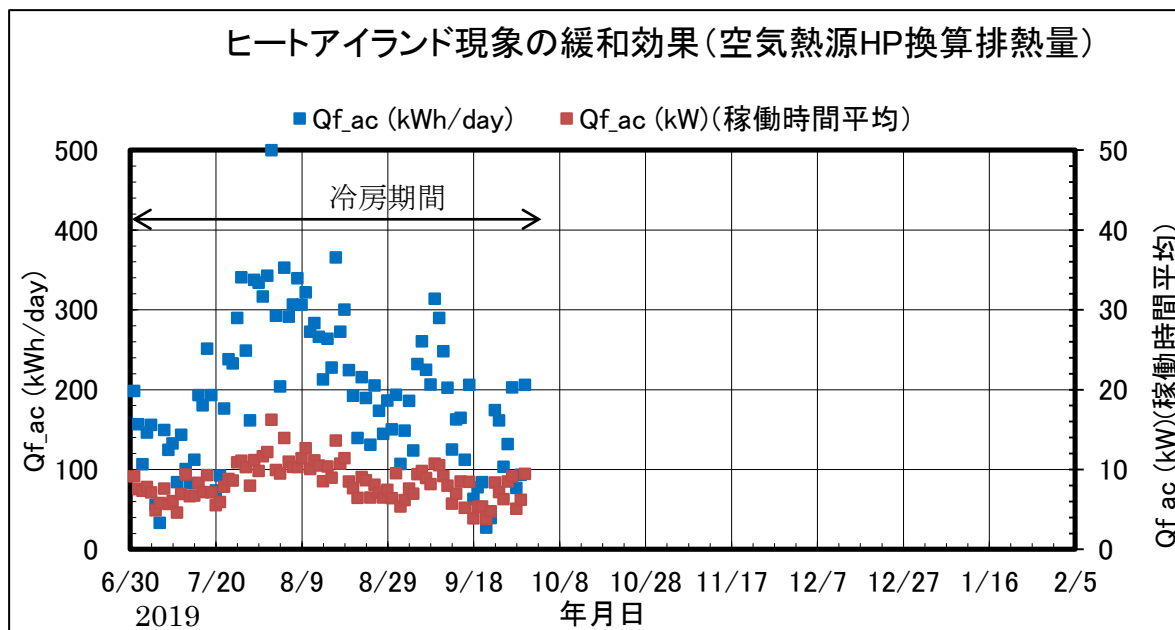


- ・ HP-A：ヒートポンプ A の地中への放熱量・採熱量[kWh/day]
- ・ HP-B：ヒートポンプ B の地中への放熱量・採熱量[kWh/day]
- ・ A+B：ヒートポンプ A とヒートポンプ B の合計の地中への放熱量・採熱量[kWh/day]

図 4-5 地中への採放熱量

(5) ヒートアイランド現象の緩和効果

冷房期間における地中熱ヒートポンプによる地中への排熱量を、標準的な空気熱源ヒートポンプで冷房した場合に空气中へ排熱する排熱量として換算した場合の一日の熱量（p.34 参照）。



- ・ Q_{f_ac} (kWh/day) : ヒートアイランド現象の緩和効果
＝空気熱源ヒートポンプによる排熱量
- ・ Q_{f_ac} (kW) : ヒートアイランド現象の緩和効果の稼働時間平均

図 4-6 ヒートアイランド現象の緩和効果（空気熱源HP換算排熱量）

5. 試験結果に基づく実証結果

5.1 実証単位(A) システム全体の实証結果

(1) システム全体の实証項目の実証結果

表 5-1 システム全体の实証項目の実証結果

項 目			実証結果
システム全体の 実証項目	必須項目	a. 冷房期間のシステムエネルギー効率 $SCOP_{ETV}$	4.95
		b. 冷房期間のシステム消費電力	2,870kWh
		c. 冷房期間の地中への排熱量	16,432kWh
	任意項目	d. 試験期間の平均システムエネルギー効率 $SCOP_{ETV}$	3.56
		e. 暖房期間のシステムエネルギー効率 $SCOP_{ETV}$	3.03
		f. 暖房期間のシステム消費電力	7,530kWh
		g. 暖房期間の地中からの採熱量	16,394kWh

(2) 実証する性能値の達成

実証する性能値として掲げた性能値は、「システム A とシステム B を総合した冷房期間のシステムエネルギー効率を 3.3 以上とする」であるが、試験結果は 4.95 であり、達成している。

なお、暖房期間のシステムエネルギー効率についても試験結果は 3.03 であり、比較対象とする冷房期間と同じ資料による値 2.2 を上回った結果が得られた。

5.2 実証単位(C) 熱交換器の熱交換性能

実証単位(A)の実証を行う場合は、実証単位(C)の実証を併せて行うこととなっている。以下に実証単位(C)の実証結果について記す。

5.2.1 熱交換器の実証項目

(1) 熱交換器 A の熱交換性能

表 5-2 熱交換器 A の熱交換性能

		($T_{A1次1} - T_{熱源水1}$) の試験期間平均値
	冷房期間	1.8[°C]
	暖房期間	1.0[°C]

(2) 熱交換器 B の熱交換性能

表 5-3 熱交換器 A の熱交換性能

		($T_{B1 \text{ 次 } 1} - T_{\text{熱源水 } 3}$) の試験期間平均値
	冷房期間	2.7[°C]
	暖房期間	3.1[°C]

5.2.2 熱媒に関する実証

(1) 熱媒の仕様

本実証対象技術に使用した熱媒の概要を表 5-4 に示す。

表 5-4 熱媒の概要

製品名	WESTON 長寿命ブライン ECO-33
製造・販売事業者	シーシーアイ株式会社
主成分、濃度	プロピレングリコール 33[%]（調合済み）
凍結温度	-19.2°C（不凍液配合率 100%のとき）
比重	1.035（at 20°C）
比熱	3.8 [J/g・K（at 20°C）]

(2) 熱媒の実証項目（参考項目）

熱媒の実証方法は、カタログ等、各項目の性能を示す資料を確認した。このため、この実証項目の結果は参考項目として示す。

実証要領に規定される熱媒の実証項目及び既存資料のデータを表 5-5、5-6 に示す。

既存資料として、f. 腐食性、g. 粘性、h. 比重、i. 比熱、k. 毒性、については、熱媒メーカーの技術資料*1を、j. 引火性、l. 生分解性／残留性 については製品安全データシート*2を使用した。

表 5-5 熱媒の実証項目（参考項目）及び実証内容（メーカー資料より）

項 目	実証内容
f. 腐食性	表 5-6 参照
g. 粘性	動粘度 3.5 [mm ² /s]
h. 比重	1.035[g/cm ³] (20°C)
i. 比熱	3.8[J/(kg・K)] (20°C)
j. 引火性	なし
k. 毒性	有用な情報なし（極めて弱い）
l. 生分解性／残留性	有用な情報なし（通常の条件では安定）

表 5-6 WESTON 長寿命ブライン ECO-33 の腐食性

項目				ECO - 33	ECO - 50
液の外観				淡赤色透明	淡赤色透明
凍結温度 ℃				-19.2	-36.6
pH値				8.5	8.7
金属腐食性 (88±2)℃ (336±2)h ()	金属試験片	質量変化 mg/cm ²	アルミニウム鋳物	-0.04	-0.04
			鋳鉄	+0.01	0.00
			鋼	-0.02	-0.01
			黄銅	-0.01	-0.02
			はんだ	-0.03	-0.02
			銅	-0.02	-0.01
	外観		異状なし	異状なし	
	試験後の 液の性状	pH値	8.5	8.7	
		液相	異状なし	異状なし	
沈殿量 vol%		0.05 以下	0.05 以下		
密度 (20℃) g/cm ³				1.035	1.048
沸点 ℃				103	107
泡立ち性 mL				0	0
水分 wt%				64	48

注() 試験方法は、JIS K 2234 に準拠する。

6. 実証結果に関する考察

6.1 技術としての新規性

(1) 地中タンクコイル式熱交換器の新規性

1) 熱交換器のタイプの新規性

システム B の地中タンクコイル式熱交換器は、熱媒を流すスリンキーパイプをタンク中の砂利の中に設置し、熱源水をタンク上部からシャワーでかけ、タンクの底は解放で浸透桝になっており熱源水が地中に浸透する形としている。浸透桝とスリンキーパイプを組み合わせた形の熱交換器はこれまでにない新規なものである。

2) 還元井の代替としての新規性

① 汲み上げ地下水は熱源水として利用した後は、通常は還元井で地下還元するが、タンクコイル式熱交換器は浸透桝の役割を兼ねていて、汲み上げ地下水を地下に浸透させるので、還元井の代替となる。

② タンクコイル式熱交換器では還元井が不要なため、タンクコイル式熱交換器の設置費は必要だが還元井掘削費は不要となる。また、還元井に地下水を還元した場合の特有な問題である還元井の目詰まりによる性能低下がなく、目詰まり対策費も不要である。

(2) システム A とシステム B をカスケード式に連結した新規性

通常のオープンループタイプであるシステム A と、システム A の排水を熱源水として再利用するシステム B を直列につないで 2 段階（カスケード式）に利用する方法は新規である。

6.2 期待される導入効果

(1) 導入可能な場所

①地下水を汲み上げることができ、浅部の地層の透水性が良い場所では、どこでも利用が可能である。特に砂礫層など透水性の非常に良い場所では効果的である。

②中小規模の業務用空調に利用可能で、公共施設、事務所ビル、店舗等商業施設、学校、病院、福祉施設等に導入可能である。

(2) 導入効果

1) 省エネ効果と CO2 排出量削減効果

本システムのシステム COP は冷房期間が 4.95、暖房期間は 3.03 であり、比較対象の空気熱源ヒートポンプシステムのシステム COP（それぞれ 3.3 と 2.2）と比べて高く、省エネ効果と CO2 排出量削減効果が認められる。

なお、比較対象の空気熱源ヒートポンプシステムのシステム COP の値（それぞれ 3.3 と 2.2）は、環境省の地球温暖化対策事業効果算定ガイドブックに示されている、「業務用空調 電気個別式 COP」の値である。（本報告書の添付資料 5 参照）

2) ヒートアイランド現象の抑制効果

本試験では冷房期間のヒートアイランド抑制効果は 18,032kWh であった。気候や運転条件が類似であればこのようなヒートアイランド現象の抑制効果は期待できる。

3) 電力のピークカット効果

盛夏期の昼間における冷房負荷増大時の日平均最大システム COP の実測値は 5.8 と良好だったので、空気熱源ヒートポンプシステムと比較すると夏期昼間の電力需要集中時におけるピークカット効果が期待できる。

4) 地下水利用のサステナブル効果

地下水熱のカスケード式利用により地下水の揚水量は従来型のオープンループ方式の約半分に低減できる可能性があり、地下水の過剰採取を抑制できる。また、揚水した地下水は揚水井の近くで地中に浸透・還元するシステムなので、揚水に伴う地下水の水位変動がほとんど発生せず、地下水資源をサステナブル（持続的）に使用することができる。

揚水量を約半分にできる理由は、カスケード式利用の効果と、地中タンクコイル式熱交換器が地中に設置してあることの効果によると考えられる。すなわち、揚水した地下水の熱を 2 段階で利用することはシステム B の熱交換器をシステム A と同様のプレート式熱交換器にしてもできそうであるが、その場合は暖房時には B からの排水の温度が下がり過ぎて凍結する危険性がある。本システムでは B の熱交換器は地下に設置してあるので、凍結の心配がなく運転できる。

6.3 比較可能技術に対する優位性

本技術は様々な観点から各種の比較可能技術に対する優位性を有すると考えられる。

(1) 空気熱源ヒートポンプ空調に対する優位性

冷房期間のシステム COP は 4.95 で実証計画時に示された比較対象技術の性能値 3.3 を大幅に上回っている。また暖房期間のシステム COP は 3.03 で、これも環境省の示す比較対象技術の性能値 2.2 を大幅に上回っている。

これは、本システムでは熱源水の汲み上げ地下水は一年中温度変化がなく、熱源が外気温である外気と比べて、夏は冷たく冬は暖かい地中熱の特性によるものである。

(2) クローズドループに対する優位性

本システムは汲み上げ地下水を利用するオープン方式のシステムなので地中熱源の温度変化がほとんどない。一方、同じ地中熱利用でもクローズドループ方式のシステムの場合は利用に伴い通常地中温度が若干変化するので、本システムはクローズドループのシステムに対して熱源としての優位性がある。

(3) 還元井利用に対する優位性

1) 掘削コストの節減

通常オープンループ方式のシステムの場合は汲み上げ地下水は地下還元するが、一般的に還元井の本数は汲み上げ井と同じかそれよりも多く必要とすることが多い。本システムでは還元井掘削費は不要なので、地中タンクコイル式熱交換器の設置費が安ければ初期コストを節減できる可能性が高い。

2) 目詰まり防止

還元井に還元すると、多くの場合還元井の目詰まりが発生して還元性能が低下しその対策費も必要となるが、本システムでは目詰まりは確認されておらず、還元井利用に比べて有利になる可能性が高い。

6.4 技術開発の可能性

1) 地中タンクコイル式熱交換器は地層中に設置してあるため、この熱交換器自体が地層からの採熱や放熱の能力を持つと考えられる。今回の試験でもそれらしい効果が認められるが、この効果は定量的には明確ではない。この効果を最大限に引き出すための構造、設置条件、運転方法などを開発すれば、さらに有効な地中熱利用の方法となる可能性が高い。

2) 本システムでは地中タンクコイル式熱交換器の熱交換方式は並向流になっているが、一般的には対向流のほうが熱交換効率はいいとされている。対向流に改良すればさらに効率が上がる可能性がある。

6.5 実証事業としての意義

(1) これまでにない新規な技術を、実利用規模（56kW）の実運転によって、冷房暖房期間を通して試験して実証したもので、ETV の実証ならではの大きな意義がある。

(2) 試験場所である長野市は、本州内陸部で冷房、暖房ともに大きな熱需要のある場所であるため、ここでの実証結果は日本の広い地域で適用できるものと考えられる。

(3) 本実証対象技術の実証は、オープンループ方式の地中熱利用システムの地下水涵養方法として還元井利用以外の選択肢を広げたものと認められる。

6.6 普及拡大に向けた課題

(1) 地中タンクコイル式熱交換器利用と地下水の 2 段階利用（カスケード式利用）を組み合わせる一つのシステムにしているが、汲み上げ地下水が非常に豊富で排水規制の問題がない場所では、2 段階利用をしないほうが有利になったり、地中タンクコイル式熱交換器を使用しないほうが有利になる場合もあり得る。地域の特性に応じて有利なタイプのシステムを適切に選択できるようにすれば、さらに本システムの普及に役立つものと思われる。

(2) 地中タンクコイル式熱交換器は熱交換器と浸透枳の二つの機能を合わせたものであるが、その最適な大きさや深度等を計算し設計する方法が確立されれば、さらに本システムの普及に役立つものと思われる。

○ 付録

1. 地中熱用語集

本報告書の中で用いられる地中熱利用分野の専門用語を以下に解説する。

● 地中熱

地下約 200m より浅い地盤に賦存する温度が数十℃以下の低温の熱エネルギー。その起源は地表面からの太陽エネルギーと地殻深部からの熱流であるが、火山地帯をのぞくと太陽エネルギーの割合が極めて大きい。一般に 10m より深いところの地中温度はその土地の年間平均気温より 1～2℃程度高い。地中熱の特徴は、年間を通じて温度がほとんど変わらないことで、夏は冷たく、冬は暖かく感じる。これを利用して冷房や暖房に利用するものである。

● 地熱

火山活動等に伴う地中の数百℃の熱エネルギー。主に発電に利用される。

● 地中熱交換器

冷房時には地中へ放熱、暖房時には地中より採熱を行うために地中に設置された熱交換器。垂直型と水平型がある。垂直型はボアホール（深さ 50～150m 程度）や基礎杭（深さ 10～30m 程度）の内部に、U 字管を挿入し構築される。水平型は地表面から深さ 3～5m 程度の地中に U 字管などを水平に埋設して構築される。

● 地下水熱利用

地下水は年間を通じて温度がほとんど変わらず、夏は冷たく、冬は暖かく感じる。これを利用して冷房や暖房に利用するものである。利用方法は、地下水を汲み上げてヒートポンプの熱源とする方法、地下や地上のタンクに地下水を汲み上げて熱交換器を設置して熱だけを取り出してヒートポンプの熱源にする方法などがある。地下水を汲み上げて熱利用する方式は「オープンループ」と呼ばれることもある。これに対して地下水を汲み上げずに、地下に熱交換器を設置して熱だけを熱媒に回収する方法は「クローズドループ」と呼ばれる。

● U 字管、U チューブ

地中熱の採放熱のため、ボアホールに挿入する先端を U 字状に接合した 2 本の管（主に樹脂管）。1 組の U 字管を用いるシングル U 字管型か、2 組を用いるダブル U 字管型が一般的。U 字管挿入後、ボアホール内の隙間には砂などが充填される。

● スリンキーパイプ

水平埋設型の地中熱交換器の場合に、らせん状のパイプを水平に延ばす形をスリンキー状と呼ぶ場合があり、パイプをスリンキー状に埋設する方式をスリンキー方式と呼ぶ場合がある。本報告書ではそのパイプをスリンキーパイプと呼んでいる。しかしこれらの用語の明確な定義はまだ業界にもない。本報告書の p. 26 の写真 7 を参照。

● ヒートポンプ

環境温度より低い温度の物体（実際には空気や水などの流体）から熱を奪って（冷却）、高い温度の物体に熱を伝える（加熱）装置。冷却が目的ならば冷凍機、加熱が目的ならばヒートポ

ンプと呼ばれるが原理は全く同じ。最近では、冷却と加熱の両方を目的とするものもヒートポンプと呼ばれている。ヒートポンプは冷蔵庫やエアコンでも用いられている。一般の家庭のエアコンのように室外機で外気に熱を捨てたり（冷房時）、外気から熱を取り入れたり（暖房時）しているものを空気熱源ヒートポンプとか空冷ヒートポンプと呼んでいる。外気との熱交換の代わりに水槽や冷却塔などで水に熱を捨てたり、水から熱を取り入れたりするものを水熱源ヒートポンプとか水冷ヒートポンプと呼んでいる。地中熱利用で使用するヒートポンプは、水熱源ヒートポンプである。

● 地中熱ヒートポンプシステム

地中熱を熱源とするヒートポンプを使用した空調や融雪等のシステム。地中熱の利用においてヒートポンプを用いない方法もある。ヒートポンプを使用することにより、15℃程度の暖かくない地中熱を少ない電力で効率的に 30 数℃まで昇温し暖房に使用できる。空気熱源ヒートポンプ（通常の家計用エアコン）では、0～5℃程度の冷たい外気から熱を取り入れて 30 数℃まで昇温しているので、地中熱利用に比べると昇温の程度が大きく、その分多くのエネルギーを要する。冷房時には、地中熱ヒートポンプシステムでは、室内の 30℃程度の熱を 15℃程度の冷たい地中に捨てているので、熱を捨てやすい。空気熱源ヒートポンプでは、室内の 30℃程度の熱を、さらに温度の高い外気に捨てるので熱を捨てにくく、無理に捨てるために余分なエネルギーがかかる。

● COP（Coefficient of Performance,成績係数）、システム COP

ヒートポンプが生成する冷暖房熱量(W)と消費電力(W)の比で、以下のように定義される。

$$\text{COP} = \frac{\text{冷房(暖房)に利用する熱(出力) [W]}}{\text{ヒートポンプで消費するエネルギー(入力)}}$$

COP が大きいほどヒートポンプの効率が低いことを示す。最先端の機器では COP が 6 以上に達するものもあるが、一般的には 3～6 程度である。地中熱ヒートポンプシステムでは、一次側の熱媒循環のために循環ポンプを使用するので、上式で消費電力として（ヒートポンプ消費電力+循環ポンプ消費電力）を使用することが多く、その場合はシステム COP と呼ばれている。

● COP_{ETV}

COP_{ETV} は、環境技術実証（ETV）事業で独自に定めたエネルギー効率の指標である。実証試験での実測値から算出した、実証試験期間中（冷房期間と暖房期間を合わせた期間）のシステムエネルギー効率の平均値である。

● サーマルレスポンステスト、熱応答試験

地中熱交換器周囲の地盤の熱伝導率や地中熱交換器の熱交換能力を推定するため、地中熱交換器に加熱した熱媒を循環させて熱媒の温度変化を測定し、熱伝導率や熱交換能力（地中熱交換器の熱抵抗）を求める試験方法。温度応答試験とも呼ばれる。

● 熱媒、熱媒体

ヒートポンプと外部との間の熱エネルギーの搬送媒体をいい、空調関係では水や空気などが用いられる。熱を顕熱の形で搬送する場合は、水の方が空気に比べて約 3500 倍も大きい熱エネルギーを送ることができる。

地中熱ヒートポンプシステムでは、一次側の熱媒は 0℃以下になる場合があるので不凍液（ブライン）が用いられることが多い。気温が 0℃以下となる恐れのある地域では、二次側（室内側）においても不凍液が使用される。不凍液としては、水にエチレングリコールやプロピレングリコールを混ぜた溶液が使用されることが多い。

● 冷媒

ヒートポンプの内部を循環してヒートポンプサイクルを形成する流体。一般的には代替フロンが用いられる。

「直膨式」といわれるタイプのヒートポンプシステムでは、二次側の室内機や一次側の地中熱交換器にまで、熱媒ではなく冷媒が循環して熱を搬送するものである。

● ヒートポンプ入口温度、出口温度

熱媒がヒートポンプに入る温度と出る温度。入口温度は熱媒の還り温度、出口温度は行き温度などということもある。地中熱交換器側からみると上記とは逆の関係になる。

● ヒートポンプの一次側、二次側

ヒートポンプの熱源側を一次側（地中熱の場合は地中熱交換器側）、冷暖房の対象となる施設側（室内機側）を二次側と呼ぶ。二次側は利用側とも呼ぶ。

● 温度差の単位

温度差の単位は JIS では、K（ケルビン）と℃（セルシウス温度）の両方が示されている。本 ETV の報告書では一般読者に分かりやすいように、通常は℃を用いることとしている。ただし、熱伝導率の単位[W/(m・K)]のようにセットになっている場合はKも使用する。なお、空調関係では[deg]が慣用的に用いられることがある。

● 熱伝導率、有効熱伝導率

「熱伝導率」は一般に純粋な物質や、地下水などの影響がない場合の岩石や土壌の熱伝導率を意味する。土壌は通常、複数の物質からなるうえ、それぞれが固体、液体、気体で構成され、各物質内および物質間で伝導・対流・放射などの現象が起こるため、非常に複雑な熱移動現象を表す。このため土壌の伝熱性能は、対象部分全体の平均的な熱伝導率、すなわち有効熱伝導率を用いて表されることが多い。地中熱利用の対象となる土壌は一般に地下水を含み、その地下水が流動していることもあるので、地下水やその流動の影響なども含めた有効熱伝導率が地中熱交換の性能には重要である。有効熱伝導率はみかけ熱伝導率ともいう。有効熱伝導率はサーマルレスポンス試験より求める。

● 地中熱交換井の熱抵抗値

地中熱交換井の熱抵抗 $R[K/(W/m)]$ は、1m 当たり 1W の熱交換をする場合に、熱抵抗により $R[K]$ の温度変化があることを表す。熱抵抗が大きい熱交換井では安定した温度をもつ地層と熱媒体との温度差が大きくなるので、夏には熱媒体が高温化し、冬には低温化する。すなわち、高い熱抵抗は地中熱利用システムにおいて COP を低下させる大きな要因となるため、熱抵抗は

できるだけ低く抑えることが重要である。なお、「K」はケルビン温度で、温度の単位である。温度変化を表す場合は、K は℃と等しい。

● ヒートアイランド現象

都市部において気温が上昇する現象であり、最近顕著な環境問題の一つ。原因としては、空調システムや燃焼機器、自動車などの人工排熱の増加や、都市部における緑地・水面の減少などが挙げられる。地中熱利用では冷房排熱を大気中に放出しないので、ヒートアイランド現象の抑制に効果がある。

● ブライン

熱媒として使用される不凍液のこと。熱媒は熱媒体、伝熱媒体とも呼ばれる。熱媒とは、ヒートポンプの一次側や二次側を循環して、地中とヒートポンプ、ヒートポンプと室内機との間で熱を運ぶ流体で、一般に水や不凍液が使われる。

● ボアホール

ボーリング機械で掘削される孔径が数 cm から 20cm 程度、深さが数 m から数百 m の孔。一般には揚水井、地質調査孔などとして利用されるが、地中熱利用では地中熱交換井として利用される。

2. 品質管理に関する事項等の情報

2.1 技術実証検討会

技術実証検討会は次の日程で開催した。

付表-1 技術実証検討会の開催実績

開催日	開催場所	主な検討事項
令和元年 6 月 28 日	東京都内	①実証計画書の審議承認
令和元年 8 月 29 日	長野市の現地	①試験現地視察 ②試験の中間報告
令和 2 年 2 月 7 日	東京都内	①実証報告書案の審議

2.2 品質管理に関する事項等の情報

(1) 品質管理システムのあらまし

実証機関が、本実証で行った品質管理・監査について記す。

1) 品質管理の方法

JIS Q 17025 および JIS Q 17020 の趣旨にしたがって品質管理を行った。

2) 品質管理・監査体制

本実証試験における品質管理・監査体制は、付表-2 のとおりである。

付表-2 実証機関の品質管理・監査体制

品質管理・監査担当	実証機関での役職	氏名
総括責任者	総括責任者	笹田政克
品質管理責任者	実証機関事務局長	宮崎眞一
技術監査	実証機関技術監査	安川香澄

(2) 試験の品質管理

①本実証対象技術では、計測器の設置はあらかじめ申請者が自己負担で行っていた。そのため、実証機関は試験開始前に、設置されている計測器が実証要領の規定に合致するかどうかの確認を行った。

②試験開始後は、計測データの回収は実証申請者に依頼して行ったが、計測データの解析、品質の確認は実証機関で行った。

③実証機関は、試験開始後も現地確認を行った。

(3) 試験の準備確認と試験確認

試験の準備確認と試験確認の確認日と確認者を付表-3 に示す。

付表-3 試験での実証機関の現地確認日と確認者

	現地確認日		現地確認者		
			品質管理担当	実証機関の役割	氏名
確認日と確認者	準備確認	5 月 9 日	品質管理責任者	実証機関事務局	宮崎眞一
	試験確認	8 月 29 日		総括責任者	笹田政克
			品質管理責任者	実証機関事務局	宮崎眞一
				試験担当	小間憲彦
				試験担当	山形新之介

(4) 品質管理の内容

付表-2 に示した各担当による品質管理・監査の内容は付表-4 にまとめて示した。

付表-4 品質管理及び監査の内容

対象	品質管理		監査	
	責任者	対策実施内容	担当	監査内容
試験方法の妥当性	品質管理責任者	- 試験は、実証要領の規定に従い計画し実施した。 - 上記のことは、品質管理責任者が現地で確認をした。	実証機関総括責任者及び実証機関技術監査	- 実証計画書作成時に、監査を行った。 - 現地で監査を行った。
測定機器の精度、測定設備の妥当性	品質管理責任者	測定機器の精度は実証要領に従い品質管理責任者が現地で確認した。	実証機関総括責任者及び実証機関技術監査	- 実証試験開始時に担当者から確認を行った。 - 現地で監査を行った。
データの取得	品質管理責任者	測定データの取得はデータロガーに記録することとし、データロガーに記録されたデータは実証申請者が行い、実証機関に送付した。記録と送付方法は試験担当者が試験実施場所を確認した。	実証機関総括責任者	- 試験開始時に担当者から確認を行った。 - 現地で監査を行った。
データの保管	品質管理責任者	測定データの保管は、品質管理責任者が行った。	実証機関総括責任者	試験終了後、監査を行った。
測定のトレーサビリティ	品質管理責任者	測定機器や測定方法は明瞭に記録しており、測定のトレーサビリティを確保した。	実証機関総括責任者及び実証機関技術監査	試験終了後に監査を行った。
データの検証	品質管理責任者	測定データの整理・解析は試験担当の技師が行い、その結果は品質管理責任者が確認した。	実証機関総括責任者	実証期間の終了後監査を行った。
実証報告書の妥当性	品質管理責任者	実証報告書は、品質管理責任者、総括責任者、技術監査が確認した。また技術実証検討会の承認を得た。	実証機関総括責任者及び実証機関技術監査	技術実証検討会の資料及び報告書の原稿に対して、監査を行った。

3. 実証申請者記載による参考情報

次ページに掲載。

（参考情報）

項目		実証申請者または開発者 記入欄																
実証対象技術名		長野県長野市の事務所施設での地下水循環型地中採放熱システムを用いた地中熱空調システム																
製品名・型番		地下水循環型地中採放熱システム Heat-Gw-Power(カスケードタイプ)																
製造(販売)企業名		株式会社 守谷商会																
連絡先	TEL/FAX	026-223-6923																
	ウェブサイト アドレス	http://www.moriya-s.co.jp/																
	E-mail	hmiyashita@moriya-s.co.jp																
設置条件		- 地下水の採取利用が可能な地域であること。 - 散水した地下水が浸透しやすい地盤であること。 - 対象冷暖房床面積の 20%に相当する面積の地中熱交換槽が設置できる敷地を有すること。(地中熱交換槽設置後の地表面は、駐車場・緑地等として利用することが可能) - 遊休井戸の利活用に好適。																
メンテナンスの必要性・コスト・耐候性・製品寿命等		- 一般的に揚水設備およびプレート式熱交換器等の井水循環部分は、発錆およびスケール付着等に対して定期的な点検および洗浄等が必要となるが、熱源水温度が常温域(15℃程度)であるため発錆およびスケール付着の発生は少ない。(ただし地下水の水質によって異なる。) - プレート式熱交換器以降の熱媒は腐食の少ないプロピレングリコールを使用しているので、発錆およびスケールの発生の恐れが少ない。 - 浸透桝状の地中熱交換槽内に井水を散水して、熱利用後の井水を地中に浸透還元しているが、熱源水の揚水から地中還元までの全過程で空気との接触がなく嫌気環境下での水循環を行っているため、地中熱交換槽内での微生物の活性による目詰まり等が生じ難く所定の浸透性能が確保できる。																
施工性		地中熱交換槽は、地表面から 2.5mの深さに熱交換槽を構築であるので、通常の掘削機(バックホー等)で施工が可能で、一般的な土木・建築の技術で構築ができる。よって、大型かつ特殊な施工機械を必要としないため、狭隘な敷地でも設置が可能でかつ、廉価な地中熱源装置の構築が可能である。																
コスト概算 (2次側工事を除く)		<table><tr><th>直接工事費</th><th>数量</th><th>価 格</th></tr><tr><td>揚水井設置工事</td><td>1 式</td><td>2,300,000 円</td></tr><tr><td>地中熱交換構築工事</td><td>1 式</td><td>7,000,000 円</td></tr><tr><td>ヒートポンプ熱源機・制御盤</td><td>1 式</td><td>10,000,000 円</td></tr><tr><td>補機類・配管工事費</td><td>1 式</td><td>6,200,000 円</td></tr></table>		直接工事費	数量	価 格	揚水井設置工事	1 式	2,300,000 円	地中熱交換構築工事	1 式	7,000,000 円	ヒートポンプ熱源機・制御盤	1 式	10,000,000 円	補機類・配管工事費	1 式	6,200,000 円
直接工事費	数量	価 格																
揚水井設置工事	1 式	2,300,000 円																
地中熱交換構築工事	1 式	7,000,000 円																
ヒートポンプ熱源機・制御盤	1 式	10,000,000 円																
補機類・配管工事費	1 式	6,200,000 円																

○ その他実証申請者または開発者からの情報

地下水循環型地中採放熱システム（カスケードタイプ）は、地下水熱を利用する通常のオープンループ方式の熱源システムに比して、地下から採取する地下水の揚水量を半減できるシステムです。さらに、揚水井の直近に設置した地中熱交換槽より地下水全量を地盤中に浸透還元するため、地下水の水位をほとんど低下させないシステムです。つまり本システムは、貴重な地下水資源を無駄遣いしないサステナブルな地中熱・地下水熱利用技術です。

このページに示された情報は、技術広報のために実証申請者が自らの責任において申請した内容であり、環境省、及び実証機関は、内容に関して一切の責任を負いません。

○ 資料編

添付資料 1 システムの主要機器の詳細仕様の表と図

(1) 地中熱ヒートポンプの仕様

表 地中熱ヒートポンプの仕様①（システム A 用）

要 目 表			
件 名			真島研修センター
形 式			ZP3-WS280-T(OD) ACI-1
相 当 馬 力			10馬力
名 称			地中熱対応水冷式ビル用マルチ空調システム
電 源			3相200V 50/60Hz
能 力	冷 房	kW	28.0 (放熱側 32.8)
	暖 房		31.5 (採熱側 23.8)
運 転 電 流	冷 房	A	14.4
	暖 房		22.9
消 費 電 力	冷 房	kW	4.8
	暖 房		7.7
力 率	冷 房		96
	暖 房		97
外 形 寸 法	幅	mm	1,350
	奥 行 き		720
	高 さ		1,560
製 品 重 量		kg	400
圧 縮 機	形 式×台 数		全密閉式 × 1
	定 格 出 力	kW	5.84
	クランクケースヒータ	W	33
水 熱 交 換 器 (不凍液)	形 式×台 数		プレート式 × 1
	材 質		SUS316L
	標 準 水 量	L/min	97 (冷房時放熱側能力=32.8) ÷ (冷却水Δ=5℃) ×860/60/0.94/1.027
	圧 力 損 失	mAq	2
	保 護 装 置		凍結防止サーモ
保 有 水 量		L	8
冷 媒	種 類		R410A
	封 入 量	kg	9.0
配 管 接 続	熱 源 水 入 口		40A
	熱 源 水 出 口		40A
	ガ ス 管	mm	φ 25.4 (ろう付)
	液 管		φ 12.7 (フレア)
運 転 音		dB (A)	44.0
外装色(マンセル記号)			スタッコホワイト(4.2Y7.5/1.1近似)
法 定 冷 凍 ト ン		トン	3.6
※運転電流、消費電力、能力は下記の条件における値です。 水冷冷房：室内空気吸込温度27℃DB・19℃WB, 冷却水入口温度17℃、出口温度22℃ 水冷暖房：室内空気吸込温度20℃DB, 熱源水入口温度14℃、出口温度9℃ ※熱源水には、不凍液をご使用下さい。 ※不凍液（プロピレングリコール 凍結温度 -13.5℃参照） ※熱源水入口側配管接続部には、40メッシュ程度のストレーナを必ず取り付けてください。			

表 地中熱ヒートポンプの仕様②（システム B 用）

要 目 表			
件 名			真島研修センター
形 式			ZP3-WS280-T (OD) ACI-2
相 当 馬 力			10馬力
名 称			地中熱対応水冷式ビル用マルチ空調システム
電 源			3相200V 50/60Hz
能 力	冷 房	kW	28.0 (放熱側 33.8)
	暖 房		31.5 (採熱側 23.6)
運 転 電 流	冷 房	A	17.4
	暖 房		23.5
消 費 電 力	冷 房	kW	5.8
	暖 房		7.9
力 率	冷 房		96
	暖 房		97
外 形 寸 法	幅	mm	1,350
	奥 行 き		720
	高 さ		1,560
製 品 重 量		kg	400
圧 縮 機	形 式×台 数		全密閉式 × 1
	定 格 出 力	kW	5.84
	クランクケースヒータ	W	33
水 熱 交 換 器 (不 凍 液)	形 式×台 数		プレート式 × 1
	材 質		SUS316L
	標 準 水 量	L/min	101 (冷房時放熱側能力=33.8) ÷ (冷却水Δ=5℃) ×860/60/0.94/1.025
	圧 力 損 失	mAq	2
	保 護 装 置		凍結防止サーモ
保 有 水 量		L	8
冷 媒	種 類		R410A
	封 入 量	kg	9.0
配 管 接 続	熱 源 水 入 口		40A
	熱 源 水 出 口		40A
	ガ ス 管	mm	φ25.4 (ろう付)
	液 管		φ12.7 (フレア)
運 転 音		dB(A)	44.0
外装色(マンセル記号)			スタッコホワイト(4.2Y7.5/1.1近似)
法 定 冷 凍 ト ン		トン	3.6
※運転電流、消費電力、能力は下記の条件における値です。 水冷冷房：室内空気吸込温度27℃DB・19℃WB, 冷却水入口温度23℃、出口温度28℃ 水冷暖房：室内空気吸込温度20℃DB, 熱源水入口温度8℃、出口温度3℃ ※熱源水には、不凍液をご使用下さい。 ※不凍液（プロピレングリコール 凍結温度 -13.5℃参照） ※熱源水入口側配管接続部には、40メッシュ程度のストレーナを必ず取り付けてください。			

なお、システムA用とB用のヒートポンプは型式及び能力は同じものであるが、本システムではAとBは一次側熱媒温度が異なるので、それに合わせた温度条件で別の表にしたものである。

(2) プレート式熱交換器（熱交換器 A）の構造

品番	部 品 名	数 量	材 質	備 考
11	S. / ズル	1	NBR	
10	S. / ズル	1	NBR	
9	S. / ズル	1	NBR	
8	S. / ズル	1	NBR	
7	締付ボルト・ナット	8 組	SS400/SS400	M30×275L
6	フレームサポート	1	SS400	
5	下部ガイドバー	1	SUS304	
4	上部ガイドバー	1	SUS304	
3	プレート	19	SUS316	
2	E. フレーム	1	SS400	
1	S. フレーム	1	SS400	

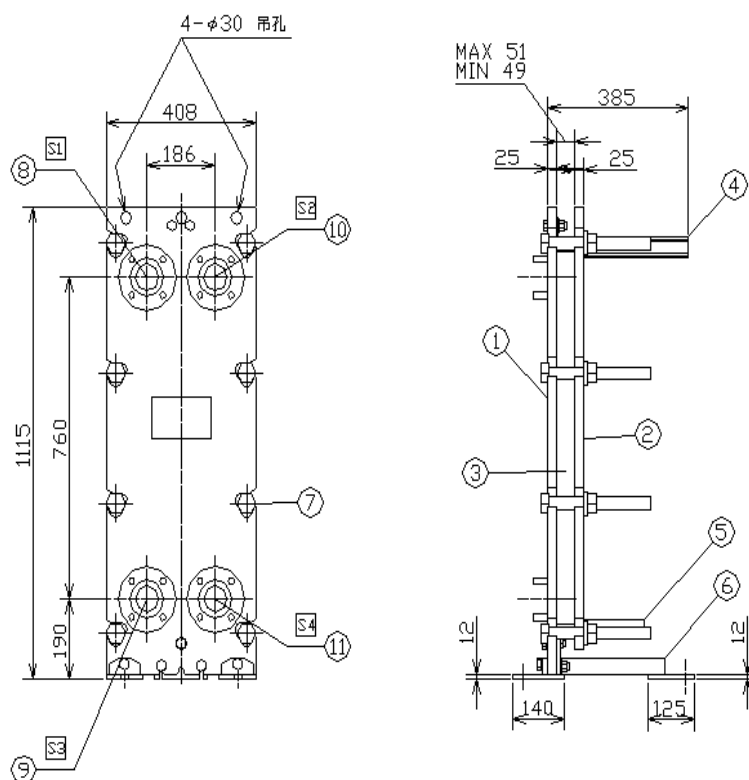


図 プレート式熱交換器（熱交換器 A）の構造

(3) 壁掛型の室内機の仕様

表 壁掛型室内機の仕様

ZQ ZENERAL
HEATPUMP 壁掛形

型 式			ZPI-	K56F	K71F
電 源				200V～50/60Hz	200V～50/60Hz
能力	冷 房		kW	5.6	7.1
	暖 房			6.3	8.0
定格冷房時の顕熱比				0.7	0.76
電 気 特 性	消費電力	冷 房	kW	0.03	0.04
		暖 房		0.03	0.04
	運転電流	冷 房	A	0.29	0.37
		暖 房		0.29	0.37
外形寸法	高さ×巾×奥行		mm	290×870×230	339×1,197×262
質 量			kg	11.5	17
パ ネ ル 色				ファインスノー	ファインスノー
(マンセル)				(8.0Y9.3/0.1近似)	(8.0Y9.3/0.1近似)
熱 交 換 器				アルミフィン&銅チューブ	アルミフィン&銅チューブ
冷 媒 制 御				電子膨張弁	電子膨張弁
送 風 装 置	風 量 (冷房)		m ³ /min	P急:12 急:11 強:9 弱:8	P急:21 急:19 強:16 弱:14
	風 量 (暖房)		m ³ /min	P急:13 急:12 強:10 弱:8	P急:21 急:19 強:16 弱:14
	機外静圧		Pa	0	
	定格出力×台		W×台	42	56
運 転 調 整	操作スイッチ			ワイヤードリモコン	ワイヤードリモコン
	温度調節			マイコン式サーモスタット	マイコン式サーモスタット
	表 示			液晶表示(リモコン)	液晶表示(リモコン)
	表 示 灯			緑色:運転 赤色:点検(リモコン)	緑色:運転 赤色:点検(リモコン)
運 転 音		冷 房	dB(A)	P急:43 急:41 強:36 弱:33	P急:42 急:40 強:37 弱:35
		暖 房		P急:44 急:42 強:37 弱:33	P急:42 急:40 強:37 弱:35
補助電熱器			kW	組込不可	組込不可
エ ア フィ ル タ				プラスチックネット(洗浄可能)	プラスチックネット(洗浄可能)
冷媒配管	液 側		Φmm	Φ6.35(フレア)	Φ9.52(フレア)
	ガ ス 側			Φ12.7(フレア)	Φ15.88(フレア)
冷 媒				R410A	R410A
ドレン排水				自然排水	自然排水
				VP16	VP16
防音・防振・断熱				送風用電動機:防振ゴム	送風用電動機:防振ゴム
				キャビネット:断熱材付	キャビネット:断熱材付
保 護 装 置				ファンモータ:マイコン式過負荷保護	ファンモータ:マイコン式過負荷保護
				凍結防止サーモ	凍結防止サーモ
台数		台			

注1. 冷房・暖房能力および電気特性はJIS-B・8616:2015条件によります。

2. 運転音は、JIS規格に準拠し無音室にて測定した値です。実際に部屋に据え付けた場合は周囲の騒音や部屋の反響を受け表示値より大きくなるの

3. ワイヤレスリモコン使用時は風量設定が3速(急・強・弱)となります。P急モードをご使用の場合は高天井設定(P急・急・強)としてください。

(4) 天井埋込型の室内機の仕様

表 天井埋込型室内機の仕様

ZENERAL HEATPUMP					天井埋込形1方向吹出し小容量	
型 式			ZPI-	SAC28F		
パ ネ ル 型 式			ZTS-PSAW-15WG			
電 源			200V～50/60Hz			
能 力	冷 房		kW	2.8		
	暖 房			3.2		
定 格 冷 房 時 の 顕 熱 比				0.71		
電 気 特 性	消 費 電 力	冷 房	kW	0.05/0.07		
		暖 房		0.05/0.07		
	運 転 電 流	冷 房	A	0.3/0.4		
		暖 房		0.3/0.4		
外形寸法	高 さ × 巾 × 奥 行		mm	本体：250 × 570 × 570		
				パネル：35 × 780 × 650		
質 量			kg	本体：23 パネル：3		
パ ネ ル 色				プラスターホワイト		
(マンセル)				(6.8Y8.9/0.2近似)		
熱 交 換 器				アルミフィン&銅チューブ		
冷 媒 制 御				電子膨張弁		
送 風 装 置	風 量		m ³ /min	P急：8 急：7 強：6 弱：5		
	機 外 静 圧		Pa	0		
	定 格 出 力 × 台		W×台	35		
運 転 調 整	操 作 ス イ ッ チ			ワイヤードリモコン		
	温 度 調 節			マイコン式サーモスタット		
	表 示			液晶表示(リモコン)		
	表 示 灯			緑色：運転 赤色：点検(リモコン)		
運 転 音		50Hz	dB(A)	P急：45 急：40 強：38 弱：34		
		60Hz		P急：47 急：40 強：38 弱：34		
補 助 電 熱 器			kW	組込不可		
エ ア フ ィ ル タ				プラスチックネット(洗浄可能)		
冷媒配管	液 側		Φmm	Φ6.35(フレア)		
	ガ ス 側			Φ9.52(フレア)		
冷 媒				R410A		
ドレン排水				ドレンポンプ内蔵		
				VP20(I.D.20,O.D.26)		
防音・防振・断熱				送風用電動機：防振ゴム		
				キャビネット：断熱材付		
保 護 装 置				ファンモータ：インターナルサーモ		
				フロートスイッチ,凍結防止サーモ		
台 数		台				

注1. 冷房・暖房能力および電気特性はJIS・B・8616:2015条件によります。

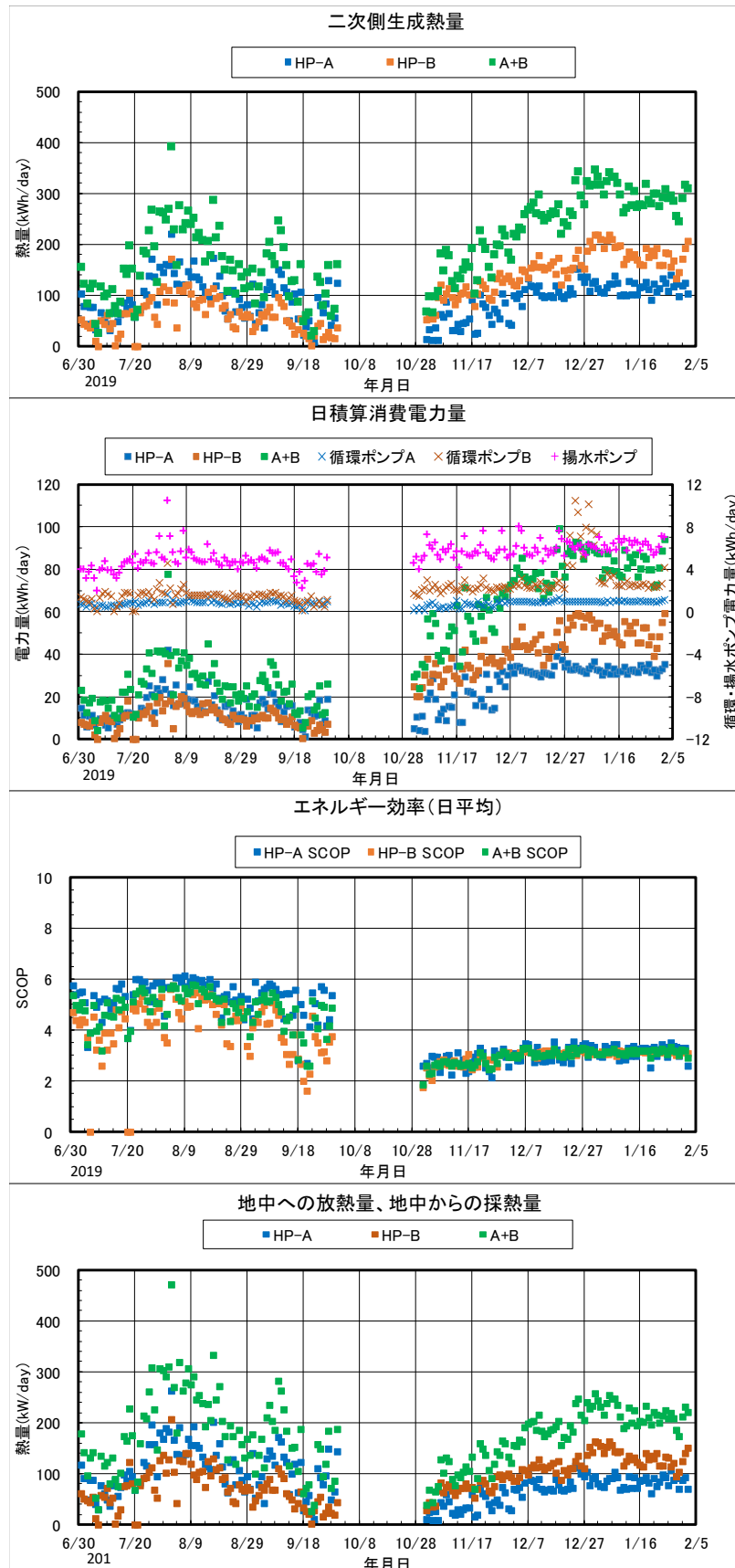
2. パネルの外形寸法は天井から露出する部分を示し、天井内部分は本体高さに含まれます。

3. 運転音は、JIS規格に準拠し無響音室にて測定した値です。実際に部屋に据え付けた場合は高

4. ワイヤレスリモコン使用時は風量設定が3速(急・強・弱)となります。P急モードをご使用の場合は

添付資料 2 試験結果の詳細グラフ

2.1 試験期間の冷房期間、暖房期間の日毎の平均値や総和の経時変化グラフ



1) 二次側生成熱量(kWh/day)

- ・HP-A: ヒートポンプAの二次側生成熱量
= 一次側熱量 ± HP消費電力
- ・HP-B: ヒートポンプBの二次側生成熱量
= 一次側熱量 ± HP消費電力
- ・A+B: ヒートポンプAとBの合計の二次側生成熱量
- ・熱量は、絶対値で表示した。

2) 日積算消費電力量(kWh/day)

- ・HP-A: ヒートポンプA消費電力量($W_{\text{圧A}}$)
- ・HP-B: ヒートポンプB消費電力量($W_{\text{圧B}}$)
- ・A+B: ヒートポンプAとBの合計の消費電力量
($W_{\text{圧A}} + W_{\text{圧B}}$)
- ・循環ポンプA: 循環ポンプAの消費電力量($W_{\text{水A}}$)
- ・循環ポンプB: 循環ポンプBの消費電力量($W_{\text{水B}}$)
- ・揚水ポンプ: 揚水ポンプの消費電力量($W_{\text{水熱源水}}$)

3) エネルギー効率(日平均) (室内機電力は含まない)

- ・HP-A SCOP: ヒートポンプAのシステムエネルギー効率
= HP-A生成熱量 ÷ ($W_{\text{圧A}} + W_{\text{水A}} + W_{\text{水熱源水A}}$)
- ・HP-B SCOP: ヒートポンプBのシステムエネルギー効率
= HP-B生成熱量 ÷ ($W_{\text{圧B}} + W_{\text{水B}} + W_{\text{水熱源水B}}$)
- ・A+B SCOP: ヒートポンプAとBを合わせたシステムエネルギー効率

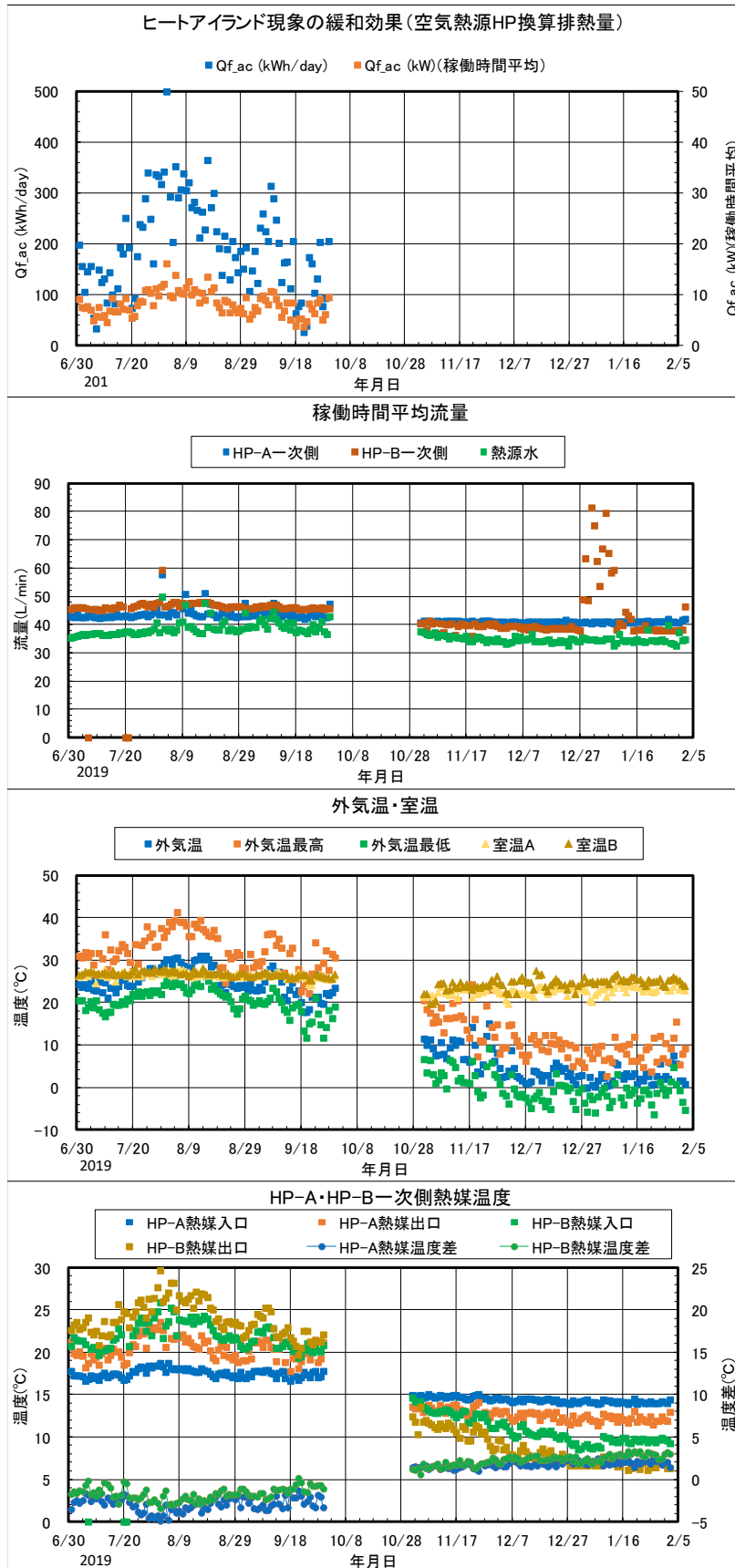
なお、熱源水ポンプ電力はHP-A、HP-Bの稼働時間によりHP-A、HP-Bへ配分した。

- ・ $W_{\text{圧A}}$ 、 $W_{\text{圧B}}$: HP-A、HP-B消費電力量(kWh)
- ・ $W_{\text{水A}}$ 、 $W_{\text{水B}}$: HP-A、HP-B循環ポンプ電力量(kWh)

4) 地中への採放熱量(kW/day)

地中への採放熱量は一次側生成熱量で示した。

- ・HP-A: ヒートポンプAの一次側生成熱量
- ・HP-B: ヒートポンプBの一次側生成熱量
- ・A+B: ヒートポンプAとBの合計の一次側生成熱量
- ・熱量は、絶対値で表示した。



5) ヒートアイランド現象の緩和効果
(空気熱源HP換算排熱量)

冷房期間における地中熱ヒートポンプによる地中への排熱量を、標準的な空気熱源ヒートポンプで冷房した場合に空気中へ排熱する排熱量として換算した場合の一日の熱量 (p.○参照)。

- ・ $Q_{f,ac}$ (kWh/day): ヒートアイランド現象の緩和効果
= 空気熱源ヒートポンプによる排熱量
- ・ $Q_{f,ac}$ (kW/day): ヒートアイランド現象の緩和効果の稼働時間平均

6) 稼働時間平均流量 (L/min)

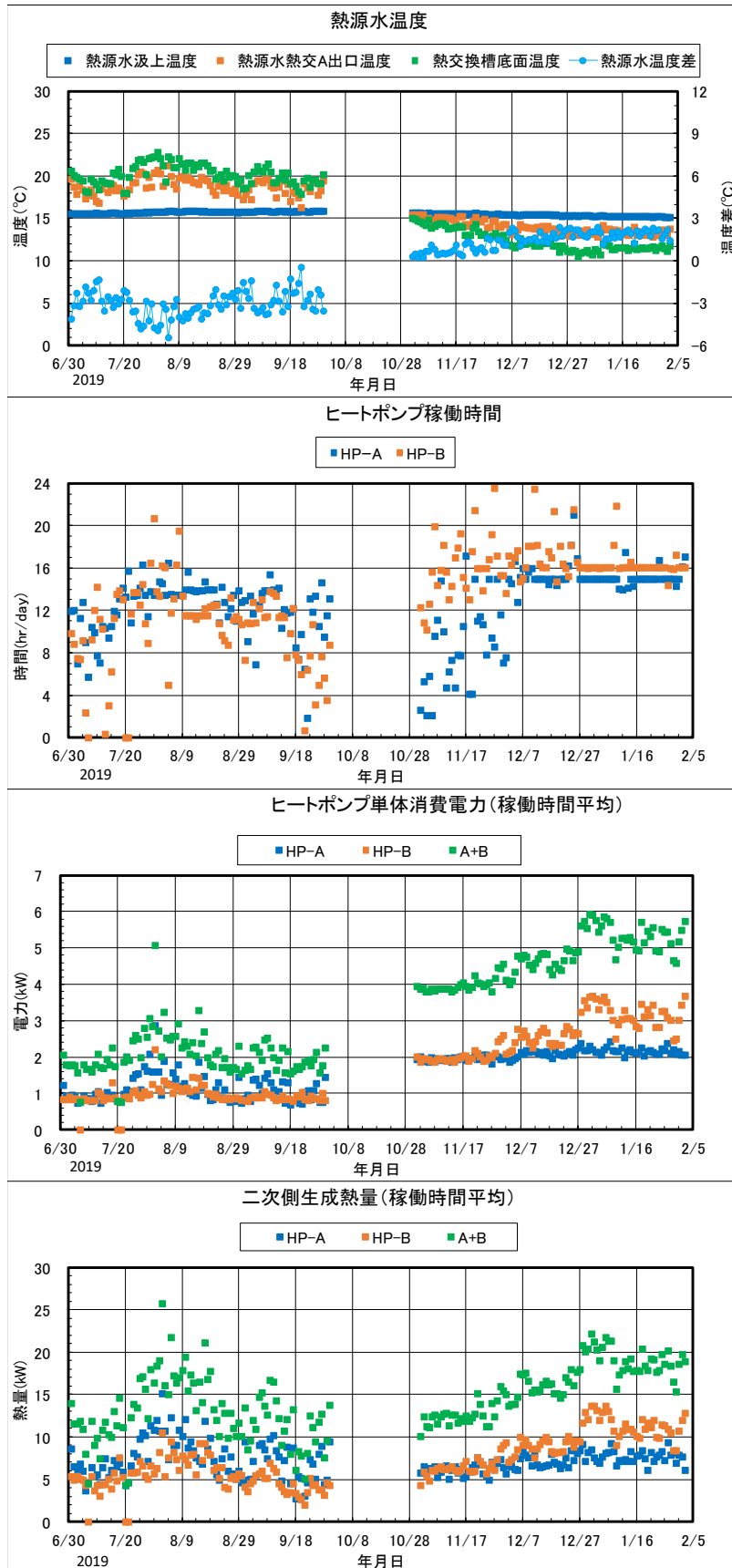
- ・HP-A一次側: ヒートポンプAの一次側熱媒流量の一日の平均値 ($V_{A1次}$)
- ・HP-B一次側: ヒートポンプBの一次側熱媒流量の一日の平均値 ($V_{B1次}$)
- ・熱源水: 熱源水 (汲上井水) 流量の一日の平均値 ($V_{熱源水}$)

7) 外気温・室温 (日平均値) (°C)

- ・外気温: 日平均外気温 ($T_{外}$)
 - ・外気温最高: 一日の最高気温 ($T_{外H}$)
 - ・外気温最低: 一日の最低気温 ($T_{外L}$)
 - ・室内A: Aの部屋 (2階) の日平均気温 ($T_{内A}$)
 - ・室内B: Bの部屋 (1階) の日平均気温 ($T_{内B}$)
- なお、室温はヒートポンプ稼働時間の平均値

8) HP-A・HP-B一次側熱媒温度・温度差 (°C)

- ・HP-A熱媒入口: HP-Aの一次側熱媒入口温度 ($T_{A1次1}$) (a)
 - ・HP-A熱媒出口: HP-Aの一次側熱媒出口温度 ($T_{A1次2}$) (b)
 - ・HP-B熱媒入口: HP-Bの一次側熱媒入口温度 ($T_{B1次1}$) (c)
 - ・HP-B熱媒出口: HP-Bの一次側熱媒出口温度 ($T_{B1次2}$) (d)
 - ・HP-A熱媒温度差: (a)-(b)
 - ・HP-B熱媒温度差: (c)-(d)
- なお、温度差は -は冷房、+は暖房



9) 熱源水温度・温度差(°C)

・熱源水汲上温度:熱源水(井水)の汲上温度 ($T_{\text{熱源水1}}$) (a)
・熱源水熱交A出口温度:熱源水の熱交換器Aからの出口温度($T_{\text{熱源水2}}$) (b)
・熱源水温度差: (a)-(b)
・熱交換槽底面温度:熱源水の地中タンクコイル式熱交換器底面での温度($T_{\text{熱源水4}}$)
なお、温度差は－は冷房、+は暖房

10) HP稼働時間(hr/day)

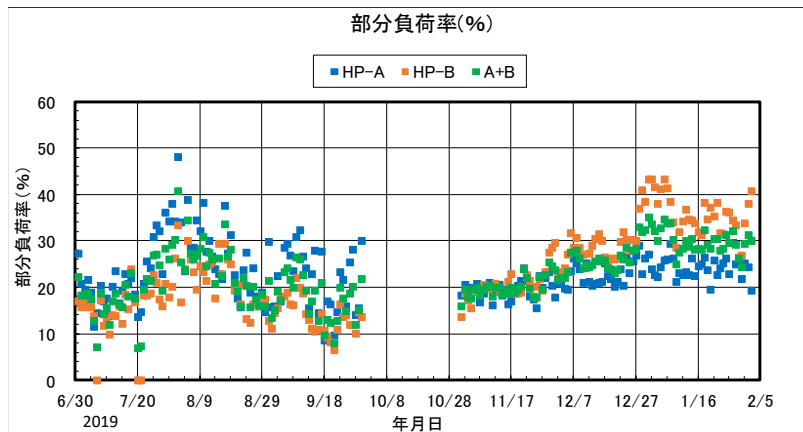
・HP-A:ヒートポンプAの一日の稼働時間
・HP-B:ヒートポンプBの一日の稼働時間

11) HP消費電力(稼働時間平均)(kW)

・HP-A:ヒートポンプAの一日の稼働時間平均の消費電力($W_{\text{圧A}}$)
・HP-B:ヒートポンプBの一日の稼働時間平均の消費電力($W_{\text{圧B}}$)
・A+B:ヒートポンプAとBの合計の一日の稼働時間平均の消費電力

12) 二次側生成熱量(稼働時間平均)(kW)

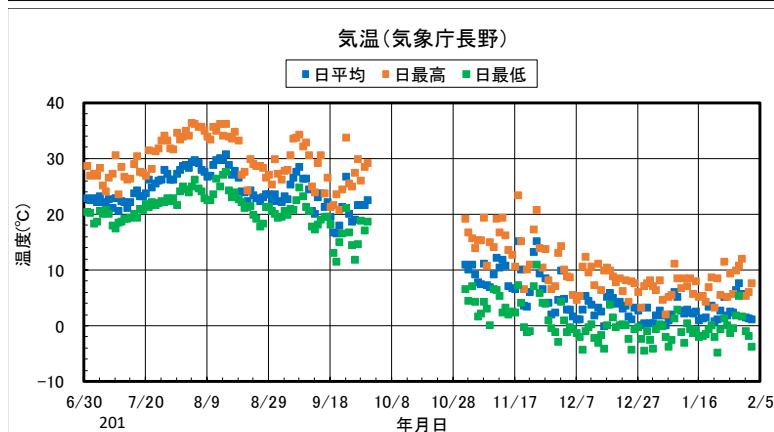
・HP-A:ヒートポンプAの二次側生成熱量(一次側熱量±HP消費電力)の稼働時間平均
・HP-B:ヒートポンプBの二次側生成熱量(一次側熱量±HP消費電力)の稼働時間平均
・A+B:ヒートポンプAとBの合計の二次側生成熱量の稼働時間平均



13) 部分負荷率(日平均)(%)

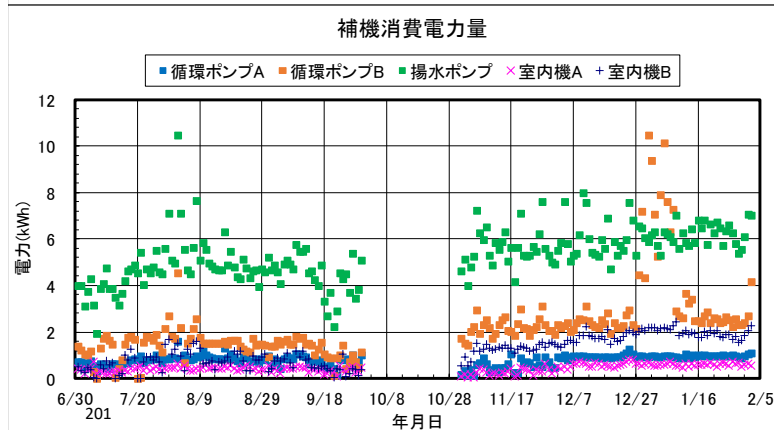
部分負荷率(%)=システムの生成熱量(W)/システムの定格能力(W)×100

- ・HP-A:ヒートポンプAの部分負荷率
- ・HP-B:ヒートポンプBの部分負荷率
- ・A+B:ヒートポンプAとBの合計の部分負荷率



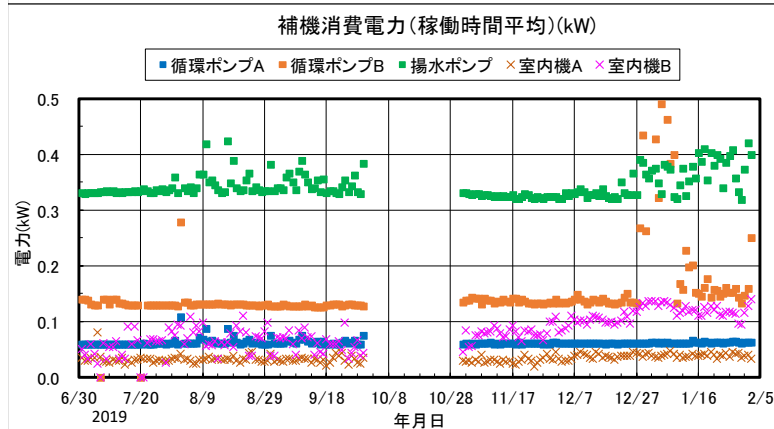
14) 気温(気象庁長野のデータ)

気象庁の「長野」で公表された気温



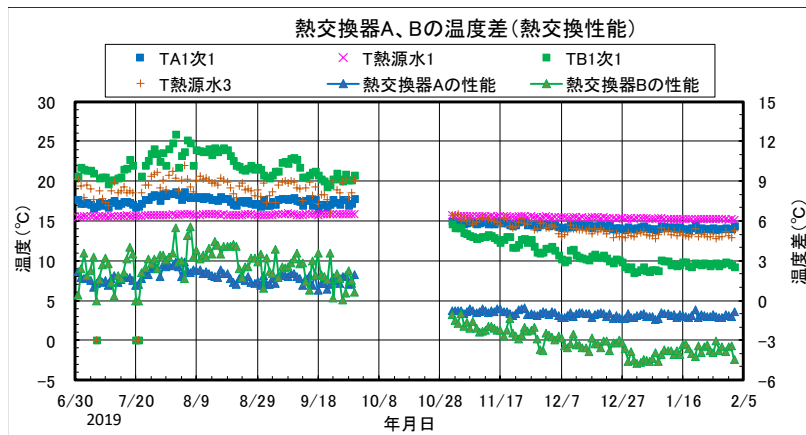
15) 補機消費電力(kWh)

- ・循環ポンプA:循環ポンプAの消費電力量($W_{ボA}$)
- ・循環ポンプB:循環ポンプBの消費電力量($W_{ボB}$)
- ・揚水ポンプ:揚水ポンプの消費電力量($W_{ボ熱源水}$)
- ・室内機A:室内機Aの消費電力量($W_{室内A}$)
- ・室内機B:室内機Bの消費電力量($W_{室内B}$)



16) 補機消費電力(稼働時間平均)(kW)

- ・循環ポンプA:循環ポンプAの消費電力量($W_{ボA}$)
- ・循環ポンプB:循環ポンプBの消費電力量($W_{ボB}$)
- ・揚水ポンプ:揚水ポンプの消費電力量($W_{ボ熱源水}$)
- ・室内機A:室内機Aの消費電力量($W_{室内A}$)
- ・室内機B:室内機Bの消費電力量($W_{室内B}$)



17) 熱交換器A、Bの温度差（熱交換性能）
（実証単位(C)の実証項目）

- ・T_{A1次1}: HP-Aの一次側熱媒入口温度
- ・T_{熱源水1}: 熱源水汲上温度
- ・T_{B1次1}: HP-Bの一次側熱媒入口温度
- ・T_{熱源水3}: 散水ヘッダー内散水温度
- ・熱交換器Aの温度差(性能): $T_{A1次1} - T_{熱源水1}$
- ・熱交換器Bの温度差(性能): $T_{B1次1} - T_{熱源水3}$

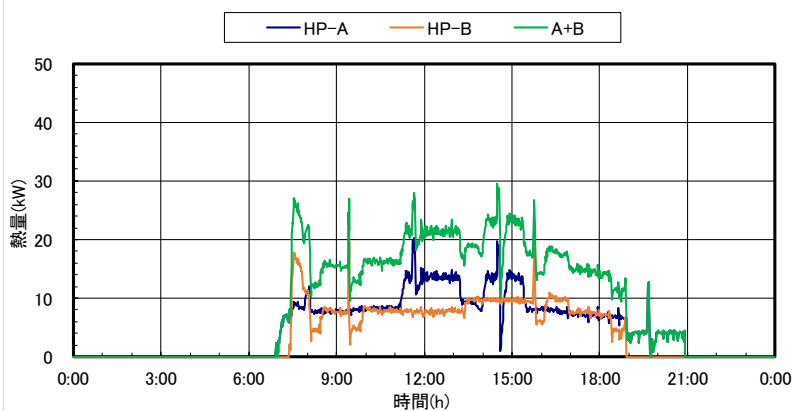
熱交換器はヒートポンプに送られる熱媒の温度が熱源水の温度に近い方がヒートポンプの効率向上のため好ましい。このため、熱交換性能を熱源水温度と熱交換後の一次側熱媒との温度差がどれだけ小さいかによって表し、これを「熱交換器の熱源水側・熱交換後の一次側熱媒温度差」と呼ぶ。出典 環境省水・大気環境局「地中熱・下水等を利用したヒートポンプ空調システム実証要領4.3」

2.2 試験期間の冷房試験代表日の測定解析項目の一日の経時変化（8 月 18 日）

2019/8/18 気温、室温、運転データ(日平均)

日平均気温	°C	29.0	COP	-	6.74
最高気温	°C	37.1	SCOP(室内機電力含まず)	-	5.39
最低気温	°C	24.0	循環ポンプ消費電力量	kWh	1.49
日平均室温A	°C	26.3	循環ポンプ流量	L/min	48.00
日平均室温B	°C	26.6	循環ポンプ日流量	kL/day	33.17
●HP-A			●(HP-A)+(HP-B)		
運転時間	h	13.95	運転時間	h	25.47
日生成熱量	kWh	119.76	日生成熱量	kWh	214.38
日消費電力量	kWh	16.25	日消費電力量	kWh	30.30
COP	-	7.37	COP	-	7.08
SCOP(室内機電力含まず)	-	5.98	SCOP(室内機電力含まず)	-	5.70
循環ポンプ消費電力量	kWh	0.89	SCOP(室内機電力含む)	-	5.50
循環ポンプ流量	L/min	43.95	・熱源水ポンプ消費電力量	kWh	4.90
循環ポンプ日流量	kL/day	36.79	・熱源水ポンプ流量	L/min	39.23
●HP-B			・熱源水ポンプ日流量	kL/day	32.83
運転時間	h	11.52	・熱源水汲上温度	°C	15.9
日生成熱量	kWh	94.61	・熱源水散水温度	°C	20.2
日消費電力量	kWh	14.04	・HP-B熱媒平均温度	°C	25.5

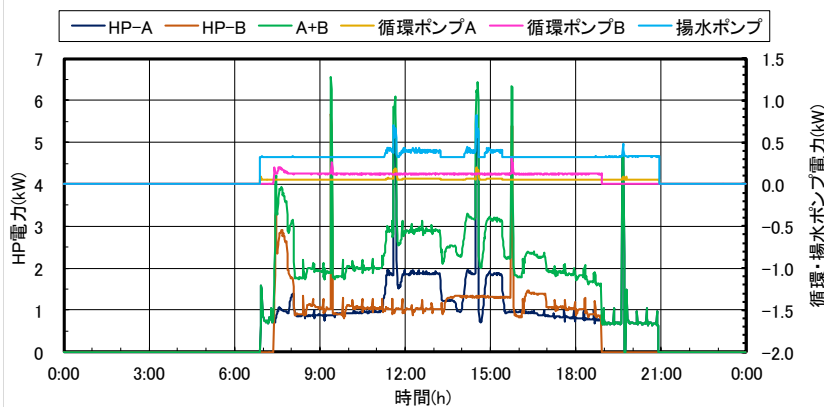
2019/08/18 HP二次側生成熱量



1) HP二次側生成熱量

- ・HP-A: HP-A二次側熱量
(一次側熱量±HP消費電力)
- ・HP-B: HP-B二次側熱量
(一次側熱量±HP消費電力)
- ・A+B: (HP-A)+(HP-B)二次側熱量

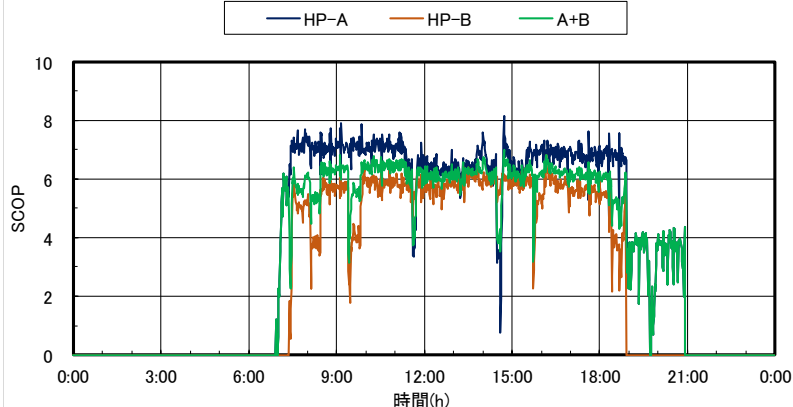
2019/08/18 消費電力



2) 消費電力

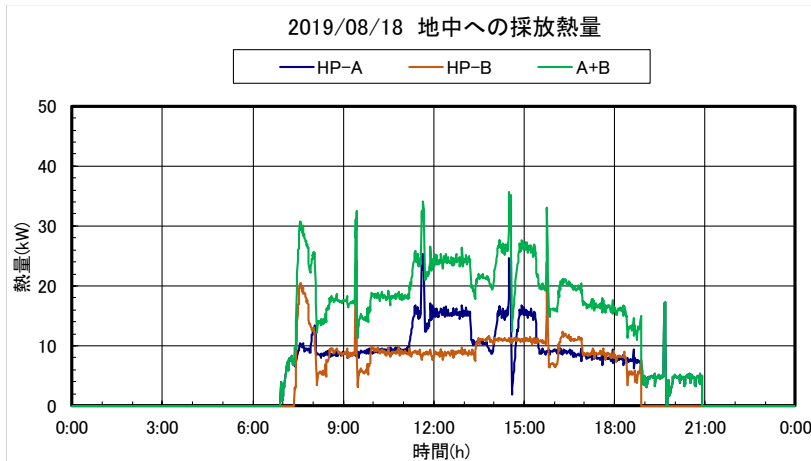
- ・HP-A: HP-A消費電力($W_{\text{圧A}}$)
- ・HP-B: HP-B消費電力($W_{\text{圧B}}$)
- ・A+B: (HP-A)+(HP-B)消費電力
($W_{\text{圧A}}+W_{\text{圧B}}$)
- ・循環ポンプA消費電力($W_{\text{ポンA}}$)
- ・循環ポンプB消費電力($W_{\text{ポンB}}$)
- ・揚水ポンプ消費電力($W_{\text{ポン熱源水}}$)

2019/08/18 エネルギー効率(SCOP)



3) エネルギー効率(SCOP) (室内機電力を除く)

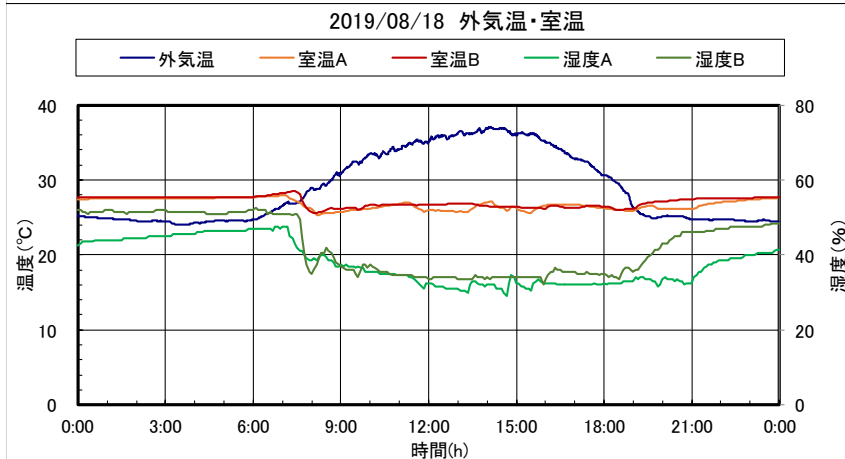
- ・HP-A : HP-ASCOP
- ・HP-B : HP-B SCOP
- ・A+B : (HP-A)+(HP-B)SCOP



4) 地中への採放熱量

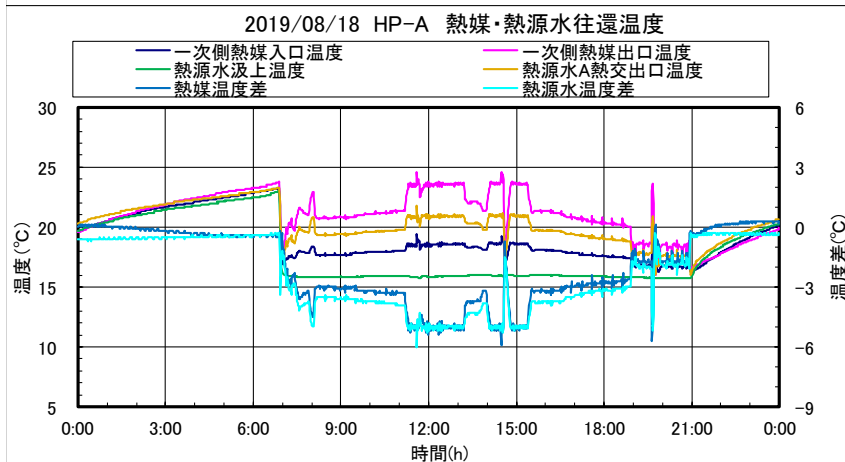
地中への採放熱量は一次側生成熱量で示した。

- ・HP-A: HP-A 一次側採放熱量
- ・HP-B: HP-B 一次側採放熱量
- ・A+B: (HP-A)+(HP-B)一次側採放熱量



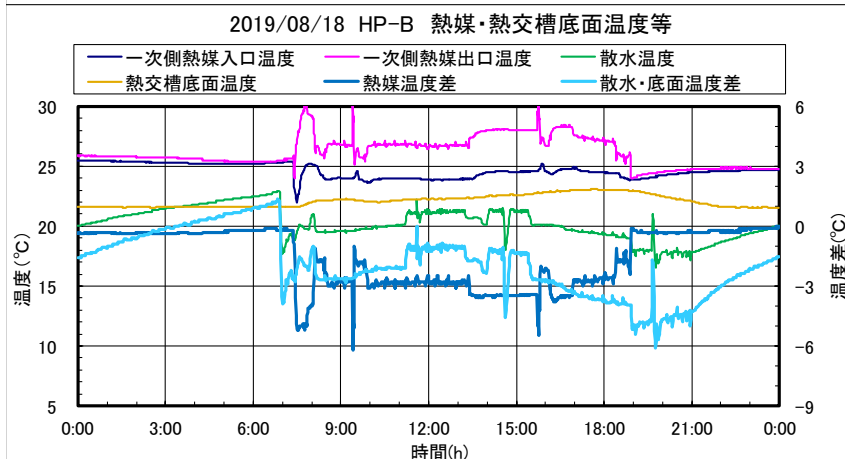
5) 外気温・室温

- ・外気温
- ・室温A
- ・室温B
- ・室内湿度A
- ・室内湿度B



6) HP-A 熱媒・熱源水往還温度

- ・一次側熱媒入口温度($T_{A1次1}$)(°C) A
- ・一次側熱媒出口温度($T_{A1次2}$)(°C) B
- ・熱源水汲上温度($T_{熱源水1}$)(°C) C
- ・熱源水A熱交出口温度($T_{熱源水2}$)(°C) D
- ・一次側熱媒温度差(°C) A-B(第2軸)
- ・熱源水温度差(°C) C-D(第2軸)



7) HP-B 熱媒・熱交槽底面温度等

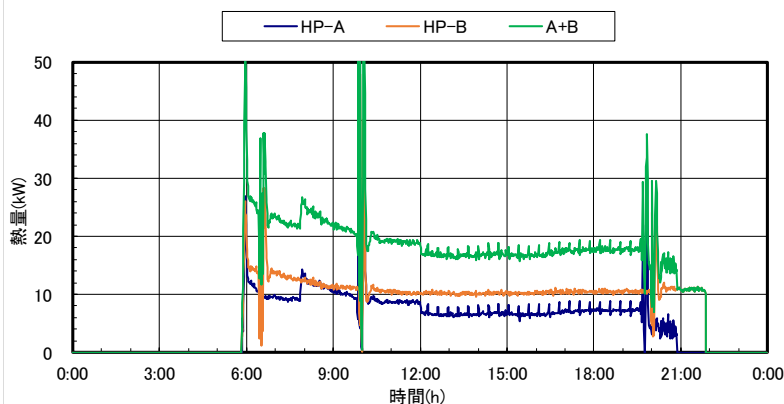
- ・一次側熱媒入口温度($T_{B1次1}$)(°C) A
- ・一次側熱媒出口温度($T_{B1次2}$)(°C) B
- ・散水ヘッダー散水温度($T_{散水3}$)(°C) C
- ・地中熱交換層底面温度($T_{熱源水4}$)(°C) D
- ・一次側熱媒温度差(°C) A-B(第2軸)
- ・散水温度・熱交槽底面温度差(°C) C-D(第2軸)

2.3 試験期間の暖房試験代表日の測定解析項目の一日の経時変化 (1 月 21 日)

2020/1/21 気温、室温、運転データ(日平均)

日平均気温	°C	0.6	COP	-	3.55
最高気温	°C	3.6	SCOP(室内機電力含まず)	-	3.18
最低気温	°C	-4.0	循環ポンプ消費電力量	kWh	2.59
日平均室温A	°C	22.7	循環ポンプ流量	L/min	38.10
日平均室温B	°C	24.7	循環ポンプ日流量	kL/day	36.65
●HP-A			●(HP-A)+(HP-B)		
運転時間	h	15.00	運転時間	h	31.03
日生成熱量	kWh	122.41	日生成熱量	kWh	300.46
日消費電力量	kWh	32.94	日消費電力量	kWh	83.11
COP	-	3.72	COP	-	3.62
SCOP(室内機電力含まず)	-	3.33	SCOP(室内機電力含まず)	-	3.23
循環ポンプ消費電力量	kWh	0.96	SCOP(室内機電力含む)	-	3.15
循環ポンプ流量	L/min	40.55	・熱源水ポンプ消費電力量	kWh	6.26
循環ポンプ日流量	kL/day	36.50	・熱源水ポンプ流量	L/min	34.50
●HP-B			・熱源水ポンプ日流量	kL/day	33.19
運転時間	h	16.03	・熱源水汲上温度	°C	15.2
日生成熱量	kWh	178.05	・熱源水散水温度	°C	13.0
日消費電力量	kWh	50.17	・HP-B熱媒平均温度	°C	8.0

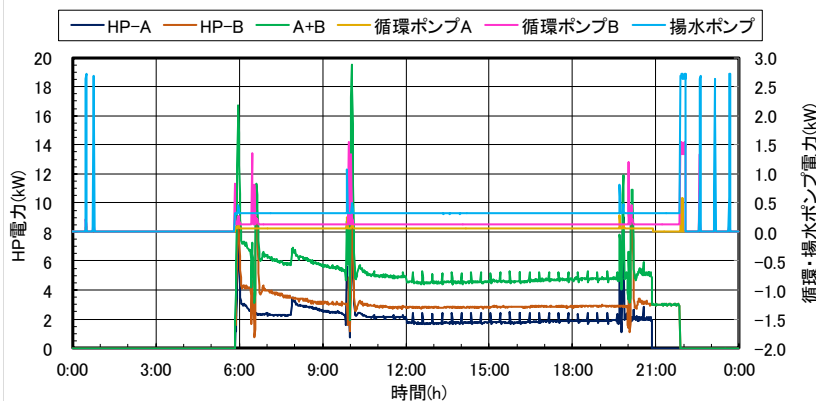
2020/01/21 HP二次側生成熱量



1) HP二次側生成熱量

- ・HP-A: HP-A二次側熱量
(一次側熱量±HP消費電力)
- ・HP-B: HP-B二次側熱量
(一次側熱量±HP消費電力)
- ・A+B: (HP-A)+(HP-B)二次側熱量

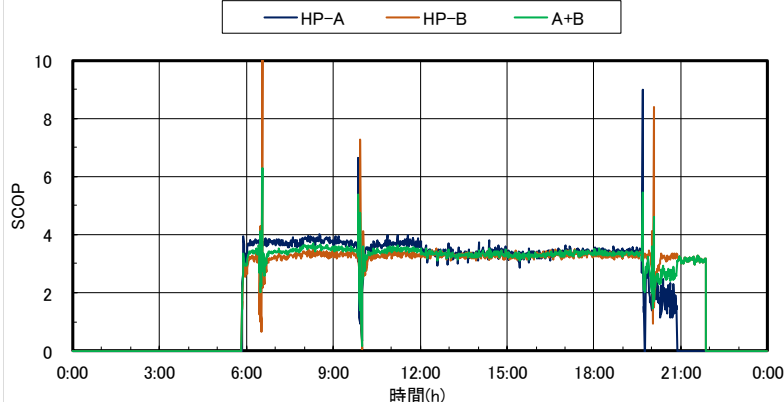
2020/01/21 消費電力



2) 消費電力

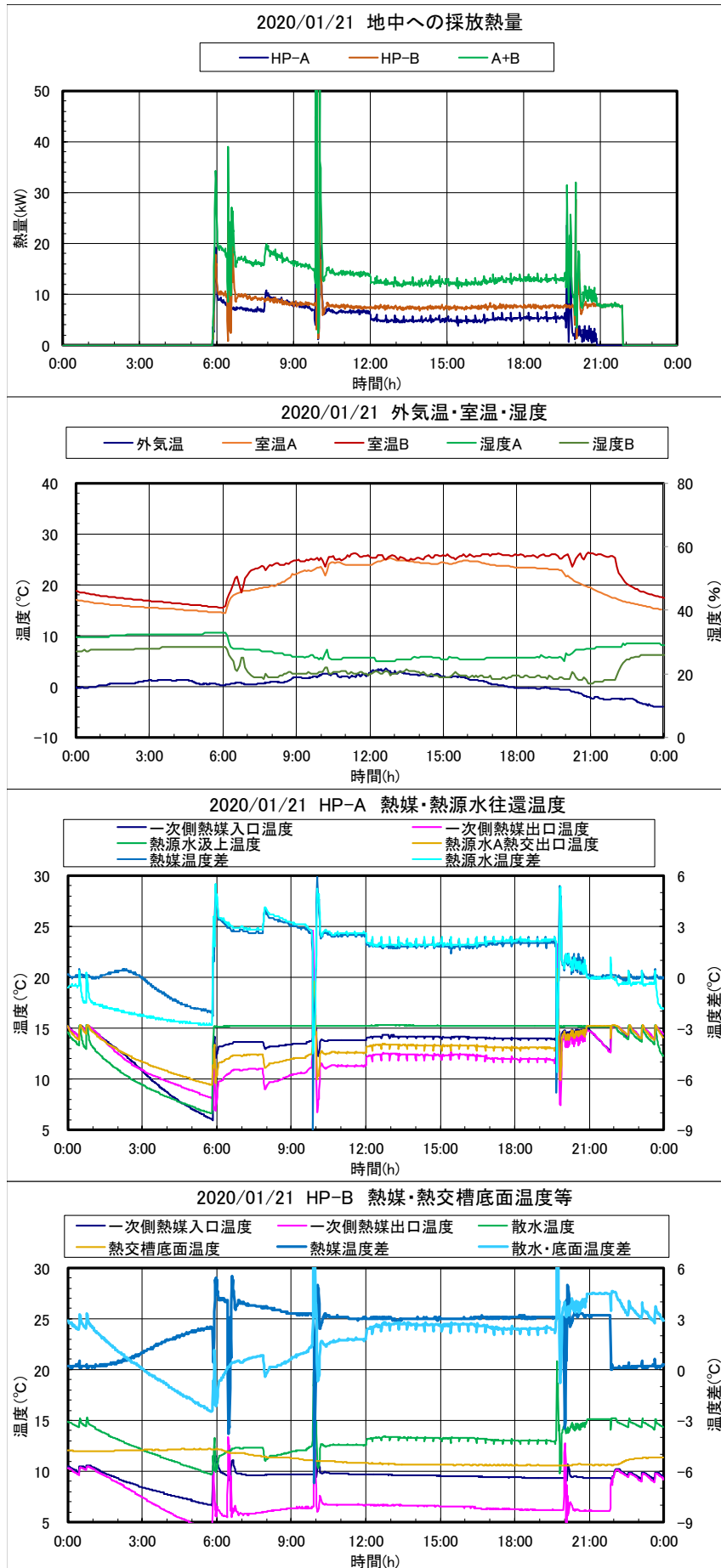
- ・HP-A: HP-A消費電力($W_{\text{HP-A}}$)
- ・HP-B: HP-B消費電力($W_{\text{HP-B}}$)
- ・A+B: (HP-A)+(HP-B)消費電力
($W_{\text{HP-A}}+W_{\text{HP-B}}$)
- ・循環ポンプA消費電力($W_{\text{ポンプA}}$)
- ・循環ポンプB消費電力($W_{\text{ポンプB}}$)
- ・揚水ポンプ消費電力($W_{\text{ポンプ熱源水}}$)

2020/01/21 エネルギー効率(SCOP)



3) エネルギー効率(SCOP)
(室内機電力を除く)

- ・HP-A : HP-ASCOP
- ・HP-B : HP-B SCOP
- ・A+B : (HP-A)+(HP-B)SCOP



4) 地中への採放熱量

地中への採放熱量は一次側生成熱量で示した。

- ・HP-A: HP-A 一次側採放熱量
- ・HP-B: HP-B 一次側採放熱量
- ・A+B: (HP-A)+(HP-B)一次側採放熱量

5) 外気温・室温・湿度

- ・外気温
- ・室温A
- ・室温B
- ・室内湿度A
- ・室内湿度B

6) HP-A 熱媒・熱源水往還温度

- ・一次側熱媒入口温度($T_{A1次1}$)(°C) A
- ・一次側熱媒出口温度($T_{A1次2}$)(°C) B
- ・熱源水汲上温度($T_{熱源水1}$)(°C) C
- ・熱源水A熱交出口温度($T_{熱源水2}$)(°C) D
- ・一次側熱媒温度差(°C) A-B(第2軸)
- ・熱源水温度差(°C) C-D(第2軸)

7) HP-B 熱媒・熱交換槽底面温度等

- ・一次側熱媒入口温度($T_{B1次1}$)(°C) A
- ・一次側熱媒出口温度($T_{B1次2}$)(°C) B
- ・散水ヘッダー散水温度($T_{熱源水3}$)(°C) C
- ・地中熱交換層底面温度($T_{熱源水4}$)(°C) D
- ・一次側熱媒温度差(°C) A-B(第2軸)
- ・散水温度・熱交換槽底面温度差(°C) C-D(第2軸)

添付資料 3 熱媒の技術資料

WESTON 長寿命ブライン ECO の性状

2002 年 3 月 25 日
シーシーアイ株式会社
化成事業部技術グループ
森 泰昭

表				ECO - 33	ECO - 50
項目					
液の外観				淡赤色透明	淡赤色透明
凍結温度 ℃				-19.2	-36.6
pH値				8.5	8.7
金属腐食性 (88±2)℃ (336±2)h ()	金属試験片	質量変化 mg/cm ²	アルミニウム鋳物	-0.04	-0.04
			鋳鉄	+0.01	0.00
			鋼	-0.02	-0.01
			黄銅	-0.01	-0.02
			はんだ	-0.03	-0.02
			銅	-0.02	-0.01
		外観	異状なし	異状なし	
	試験後の 液の性状	pH値	8.5	8.7	
		液相	異状なし	異状なし	
		沈殿量 vol%	0.05 以下	0.05 以下	
密度 (20℃) g/cm ³		1.035	1.048		
沸点 ℃		103	107		
泡立ち性 mL		0	0		
水分 wt%		64	48		

注 () 試験方法は、JIS K 2234 に準拠する。

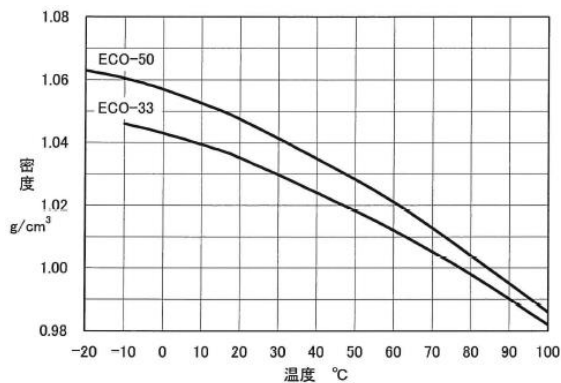


図1 WESTON 長寿命ブラインECO の密度

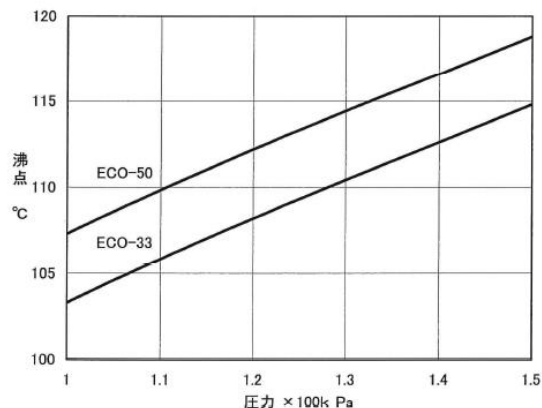


図2 WESTON 長寿命ブラインECO の沸点

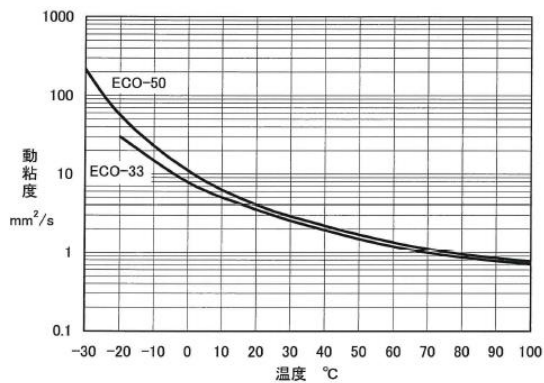


図3 WESTON 長寿命ブラインECO の動粘度

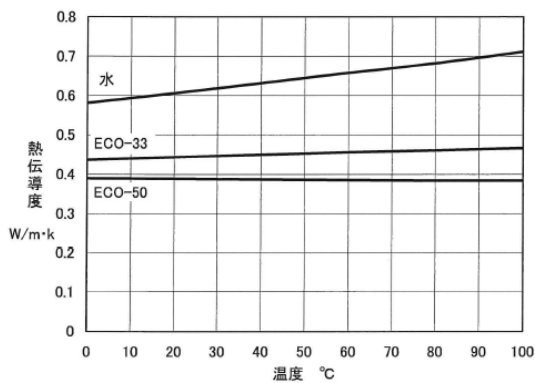


図5 WESTON 長寿命ブラインECO 熱伝導度

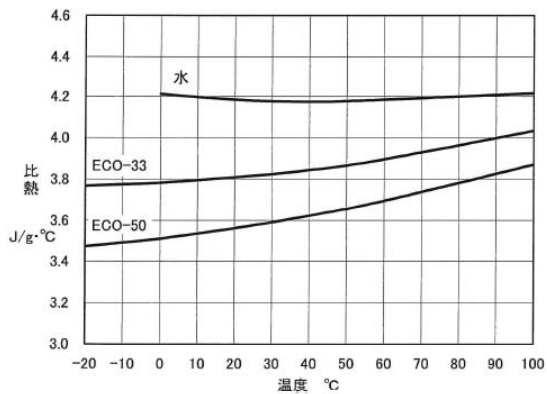


図4 WESTON 長寿命ブラインECO の比熱

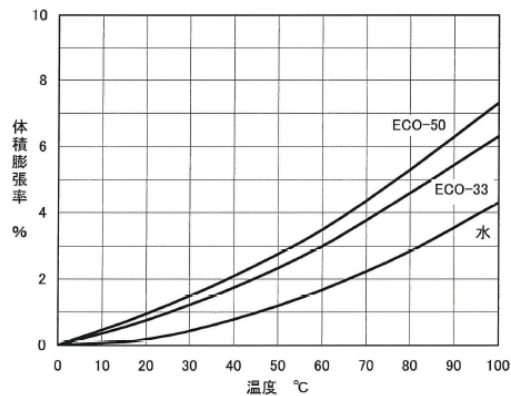


図6 WESTON 長寿命ブラインECO の体積膨張率

添付資料 4 熱媒の安全データシート

1/6

SDS 登録 No. 0201003-JP2
製品名: WESTON 長寿命ブライン ECO-33

安全データシート

1. 製品及び会社情報

製品名 WESTON 長寿命ブライン ECO-33
製品分類 不凍液
主な用途 不凍性熱媒体
会社名 シーシーアイ株式会社
住所 〒501-3923 岐阜県関市新迫間 12
担当部門 化成部品技術部 化成部品技術グループ
電話番号 0575-24-6171
FAX 番号 0575-24-6175
発行日 2016 年 11 月 7 日

2. 危険有害性の要約

GHS 分類	物理化学的危険性	健康に対する有害性	環境に対する有害性
物理化学的危険性	火薬類 可燃性・引火性ガス 可燃性・引火性エアゾール 炎燃性・酸化性ガス 高圧ガス 引火性液体 可燃性固体 自己反応性化学品 自然発火性液体 自然発火性固体 自己発熱性化学品 水反応可燃性化学品 酸化性液体 酸化性固体 有機過酸化物質 金属腐食性物質 急性毒性(経口) 急性毒性(経皮) 急性毒性(吸入:ガス) 急性毒性(吸入:蒸気) 急性毒性(吸入:粉じん) 急性毒性(吸入:ミスト) 皮膚腐食性・刺激性 眼に対する重篤な損傷・眼刺激性 呼吸器感作性	健康に対する有害性	環境に対する有害性

2/6

SDS 登録 No. 0201003-JP2
製品名: WESTON 長寿命ブライン ECO-33

皮膚感作性
生殖細胞変異原性
発がん性
生殖毒性
特定標的臓器毒性(単回暴露)
特定標的臓器毒性(反復暴露)
吸引性呼吸器有害性
水生環境急性有害性
水生環境慢性有害性
環境に対する有害性
ラベル要素
注意喚起語:
危険有害性情報:
注意書き:

3. 組成及び成分情報

単一製品・混合物の区別
含有成分及び含有量

成分名	含有量 wt%	CAS No	化審法 No.	労安法 No.	PRTR 法 No.	毒劇法 No.
プロピレングリコール	30~40	57-55-6	2-234	非該当	非該当	非該当

注記 化審法 No: 化学物質の審査及び製造等の規制に関する法律(化審法)官報告示番号

労安法 No: 労働安全衛生法第 57 条の 2 第 1 項政令指定番号の政令番号

PRTR 法 No: 特定化学物質の環境への排出量の把握及び管理の改善に関する法律 (PRTR 法)

毒劇法: 毒物及び劇物取締法の別表一(毒物)、別表二(劇物)、別表三(特定毒物)毒物及び劇物
指定令

4. 応急措置

吸入した場合
多量に蒸気、ミスト等を吸い込んだ場合、直ちに空気の新鮮な場所に移し、保溫して安静にすること。も
し呼吸が不規則な場合や吐き気がする場合は、速やかに医師の診断を受けること。
皮膚に付着した場合
汚染された衣服を脱ぎ、皮膚に付着した液を布紙等で吸取り、石鹸水で十分に洗浄して下さい。
外観に変化が見られたり、痛みがある場合は医師の診断を受けること。
汚染された衣服は洗濯後に使用すること。
速やかに医師の診断を受けてください。
眼に入った場合
直ちに大量の清浄な流水で、15 分以上洗浄する。酸の重まで完全に洗うこと。
速やかに医師の診断を受けてください。
コンタクトレンズを着用し、容易に取れる場合は、コンタクトレンズを外し、更に洗浄を続けること。
飲み込んだ場合
直ちに、医師の診断を受けること

3/6

SDS 登録 No. 0201003-JP2
製品名:WESTON 長寿命ブライン ECO-33

水で口をよくすくこと。
但し、意識のない場合は、口から何も与えてはならない。
予想される急性症状及び慢性症状
吸入した場合 咳、めまい、頭痛
皮膚に付着した場合 皮膚の乾燥
眼に入った場合 発赤、痛み

5. 火災時の措置

消火剤 霧状の水、炭酸ガス、泡、ハロゲン化物、粉末、霧状の強化液
使ってはならない消火剤 機注水
火災時の特有の危険有害性 加熱により容器が爆発する恐れがある
消火方法
可燃性のあるものを周囲から速やかに取り除くこと。
大規模火災には、保護具を着用して水又は泡消火剤を使用すること。
消火作業は風上から行い、炎症を防ぐため、周囲のタンク・建物にも放水してください。
消火を行う者の保護 適切な保護具（有機ガス用防毒マスク、手袋等）を着用する。

6. 漏出時の措置

人体に対する注意事項
漏出液に触れないように作業の際には保護手袋、保護眼鏡、保護衣等を着用する。
保護具及び緊急時措置
屋内で漏出した場合は十分に換気を行うこと。
風上から作業し、風下の人を退避させる。
着火した場合に備えて、消火用機材を準備する。
環境に対する注意事項 流出した製品が河川等に排出され、環境へ流出しないように注意する。
封じ込め及び浄化の方法・機材
少量の場合、おがくず、ウエス、砂等を用いて吸着させて、密閉できる空容器に回収する。
多量の場合、土のうなどで流出を防ぎ、ポンプ等で空容器に吸い取る。
着火に備えて、消火器を準備すること。
回収した廃棄物は、関係法令に基づいて処理すること。
二次災害の防止策
漏洩時は事故の未然防止及び拡大防止を図る目的で、速やかに関係機関に通報する。
付近の着火源となるものを速やかに除くとともに消火剤を準備する。

7. 取扱い及び保管上の注意

取扱い
技術的対策
指定数量以上の量を取扱う場合には、法で定められた基準を満足する製造所、貯蔵所、取扱所で行う。
注意事項 換気の良い場所で使用してください。
安全取扱注意事項
周囲での炎、火花または高温体の使用は避けること。みだりに蒸気を発生させないこと。
保護眼鏡、保護手袋等の適切な保護具を着用する。
常温で取扱うものとし、その際、水分、キョウ雑物の混入に注意する。

4/6

SDS 登録 No. 0201003-JP2
製品名:WESTON 長寿命ブライン ECO-33

保管
安全な保管条件
火気、火花または高温体と接触する場所を避けること。蒸気を発生させる場所を避けること。
類の異なる危険物は同一の貯蔵所において貯蔵しないこと。
通風を良くし、蒸気が滞留しないような冷暗所に保管する。
子供の手の届かない所に、施設して保管すること。
衛生対策
取扱い後はよく手を洗うこと。

8. 暴露防止及び保護措置

管理濃度、許容濃度	
成分名	管理濃度
プロピレングリコール	日本産業衛生学会 設定されていない 設定されていない ACGIH 設定されていない
設備対策	
保護具	工場内で取扱う場合は、換気が十分取れる設計にすること。
呼吸器用の保護具	必要に応じて防毒マスク（有機ガス用）を使用する。
手の保護具	必要に応じて適切な保護手袋を使用する。
目の保護具	必要に応じて保護眼鏡を使用する。
皮膚及び身体の保護具	必要に応じて適切な保護衣、保護面を使用する。

9. 物理的及び化学的性質

外観	赤色液体
臭い	溶剤臭
沸点	103℃
蒸気圧	データなし
密度	1.04g/cm ³ (20℃)
pH	8.5
引火点	なし
溶解性	水に易溶
燃焼範囲	(上眼)情報なし (下眼)情報なし (プロピレングリコールとして) (上眼) 12.5% (下眼) 2.6%

10. 安定性及び反応性

安定性	通常の条件では安定
危険有害反応可能性	強酸化剤、強塩基と反応する。
避けるべき条件	情報なし
混触危険物質	強酸化剤、強塩基
危険有害な分解生成物	燃焼により刺激性または有毒なガス（一酸化炭素）を発生する。

11. 有害性情報

製品に対する有害性情報	有用な情報なし。
組成物質に關する有害性	
プロピレングリコール	
急性毒性	
経口：ラットを用いた経口投与試験の LD50 20,000mg/kg。	

5/6

SDS 登録 No. 0201003-JP2
製品名: WESTON 長寿命ブライン ECO-33

経皮: ラットを用いた経皮投与試験の LD50 22,500mg/kg。

皮膚腐食性: 刺激性

ヒトについて、皮膚に接触した場合、開放系では刺激作用はないが、密閉系では刺激作用がみられた。
10～30%溶液の 2 週間の反復塗布では刺激性を誘発するが、1～10%では刺激はみられなかった。

動物実験について、モルモット、ウサギ及びミニピグでは皮膚刺激性はなかった。

眼に対する重篤な損傷・眼刺激性

ヒトについて、PG の蒸気に暴露した場合、眼への刺激作用はない。動物実験について、直接点眼した
場合、軽度の刺激作用がある。50%溶液では眼刺激作用はなかった。

呼吸器感受性又は皮膚感受性

20%水溶液では、少数例(1.5%)に感受性の陽性が報告されたが、研究報告によっても発生率に差が
あり、1%水溶液でも陽性反応を示すヒトもいる。

生殖細胞変異原性

Ames試験: 陰性

染色体異常試験(ヒトリンパ球): 陰性 (IUCLD Release3.1(2000.2))

発がん性

日本産業衛生学会、ACGIH、IARC、NTPのいずれにも記載なし。ラット及びマウスの2年間の長期湿餌
投与試験で腫瘍形成はみられなかった。ラット及びマウスの反復皮膚塗布試験でも腫瘍形成はみられ
なかった。

生殖毒性

マウス継代試験で 5%の PG を給水投与しても親にも次世代の繁殖及び生殖に影響はなかった。

特定種の臓器・全身毒性(単回暴露)

情報なし。

特定種の臓器・全身毒性(反復暴露)

情報なし。

吸入性呼吸器有害性

情報なし。

12. 環境影響情報

製品に対する有害性情報 有用な情報なし。

組成物質に関する有害性

プロピレングリコール

水性環境急性有害性 有用な情報なし

水性環境慢性有害性 有用な情報なし

生態毒性 有用な情報なし

残留性・分解性 有用な情報なし

生体蓄積性 有用な情報なし

土壌中の移動性 有用な情報なし

オゾン層への有害性 有用な情報なし

13. 廃棄上の注意

廃棄物

都道府県などの許可を受けた産業廃棄物処理業者、もしくは地方公共団体がその処理を行っている場
合にはそこに委託して処理する。

6/6

SDS 登録 No. 0201003-JP2
製品名: WESTON 長寿命ブライン ECO-33

容器・包装

廃棄する際は、中身を使い切ってから捨てること。

内容物や容器を、都道府県知事の許可を受けた専門の廃棄業者に業務委託して下さい。

14. 輸送上の注意

国際規制

国連番号 非該当

品名 非該当

国連分類 非該当

容器等級 非該当

海洋汚染物質 非該当

国内規制

陸上輸送

消防法、危険物の規制に関する規格などの輸送について定めるところに従う。

海上輸送

船舶安全法に定めるところに従う。

航空輸送

航空法に定めるところに従う。

15. 適用法令

廃棄物の処理及び清掃に関する法律

水質汚濁防止法

海洋汚染防止法

16. その他の情報

参考資料

産業中毒便覧 (医歯薬出版株式会社)

危険物船舶運送及び貯蔵規則 (海文堂)

化学物質の危険・有害便覧 (中央労働災害防止協会)

溶剤便覧

急性中毒処置の手引き

中毒ハンドブック (廣川書店)

緊急時対応措置指針[改訂第 2 版]

オートケミカル製品のための製品安全データシート作成指針改訂版 (オートケミカル工業会)

GHS 分類結果データベース (独立行政法人製品評価技術基盤機構ホームページ)

GHS に基づく化学品の分類方法 (JIS Z7252:2014)

GHS に基づく化学品の危険有害性情報の伝達方法 (JIS Z7253:2012)

中央労働災害防止協会安全衛生情報センターホームページ産業中毒便覧 (医歯薬出版株式会社)

注意 記載内容は現時点で入手できた資料や情報に基づいて作成しておりますが、記載のデータや評価
に関しては、如何なる保証をなすものではありません。また、注意事項は通常の取り扱いを対象としたもので
すので、特別な取り扱いをする場合には新たに用途・用法に適した安全対策を実施の上、お取り扱い願いま
す。

添付資料 5 空調の従来機器の性能値

（環境省 地球環境局 平成 29 年 2 月

地球温暖化対策事業効果算定ガイドブック＜補助事業申請者用＞ p.16 より）



地球温暖化対策事業効果算定ガイドブック
＜補助事業申請者用＞

表 3 従来機器・システムの性能値

製品	ベースライン		
	項目	値	単位
家庭用空調	冷房 COP	3.7	COP
家庭用空調	暖房 COP	2.9	COP
家庭用空調	燃焼式暖房 COP	0.95	COP
家庭用給湯器	ヒートポンプ給湯器 COP	2.8	COP
家庭用給湯器	潜熱回収型給湯器 COP	0.95	COP
家庭用照明	白熱灯	14	lm/W
家庭用照明	電球型高効率照明	65	lm/W
家庭用照明	蛍光灯	86	lm/W
家庭用照明	その他高効率照明	86	lm/W
業務用空調	電気中央式 COP(冷房)	4.6	COP
業務用空調	電気個別式 COP(冷房)	3.3	COP
業務用空調	吸収式冷温水器(冷房)	1.2	COP
業務用空調	ガス・石油ヒートポンプ(冷房)	1.2	COP
業務用空調	電気中央式 COP(暖房)	3.1	COP
業務用空調	電気個別式 COP(暖房)	2.2	COP
業務用空調	吸収式冷温水器(暖房)	0.8	COP
業務用空調	ガス・石油ヒートポンプ(暖房)	1.2	COP
業務用空調	ボイラ他(暖房)	0.8	COP
業務用給湯器	ヒートポンプ給湯器 COP	3.0	COP
業務用給湯器	従来型燃焼式給湯器・ボイラ COP	0.8	COP
業務用給湯器	高効率燃焼式給湯器・ボイラ COP(ガス)	0.92	COP
業務用給湯器	高効率燃焼式給湯器・ボイラ COP(石油)	0.87	COP
業務用照明	白熱灯	14	lm/W
業務用照明	電球型高効率照明	65	lm/W
業務用照明	蛍光灯	92	lm/W
業務用照明	その他高効率照明	92	lm/W
電気除湿器(圧縮式)	エネルギー消費量(2012 年時点)	94	kWh/台・年
乾燥機付き全自動洗濯機	エネルギー消費量(2012 年時点)	66	kWh/台・年
産業 HP	設備容量 1kW 当たりのエネルギー消費量	1,365	kWh/kW
高性能ボイラ	ボイラの年間燃料消費量	465	kL/年

（出典元：環境省「地球温暖化対策計画」(平成 28 年 5 月)、「対策導入量等の根拠資料」(平成 24 年 6 月)）