

躯体蓄熱放射・床吹出し空調のシステム COP に関する運転実態調査 金沢に立地する ZEB オフィスの温熱環境・エネルギー性能検証 第 4 報

Operation Survey on System COP of the TABS(Thermo Active Building System) and Floor Blow Air-conditioning System

Verification on thermal environment and energy performance of the ZEB office in Kanazawa, Part 4

小池 怜奈* 新村 苑華* 垂水 弘夫**
Reina Koike Sonoka Shinmura Hiroo Tarumi
宮村 泰至*** 天田 靖佳*** 山本 ミゲイル*** 長谷部 弥****
Yasushi Miyamura Yasuyoshi Amada Miguel Yamamoto Hisashi Hasebe

Keywords : TABS, Floor blow, Energy survey, Groundwater, Operation efficiency
躯体蓄熱放射、床吹出し、エネルギー調査、地下水、運転効率

1. はじめに

近年、建物の nZEB 化が推進される中で、躯体利用の蓄熱放射空調システムとして TABS (Thermo Active Building System) の導入事例が増えている。

本研究の目的は、TABS の発展形として nZEB の S 社北陸支店に適用された、躯体蓄熱放射と床吹出しを併用する空調システムについて、実態調査を通じて夏冬の運転実績データを取得し、エネルギー消費面を中心に温熱環境形成面の解析も加え、本空調システムの適用効果と社屋 nZEB 化に果たす役割を明確にすることにある。

2. 調査対象建物・設備の概要と調査方法

2.1 建物の概要

本研究の対象施設の建物概要を表 1 に示す。本建物は石川県金沢市に立地し、地下 1 階、地上 3 階建ての延床面積 4224 m² の RC 造であり、メインフロアの 2 階に躯体蓄熱放射・床吹出し空調システムを採用している。この建物に採用されている躯体蓄熱放射・床吹出し空調の、執務空間下の断面イメージを図 1 に示す。また、TABS の各構成要素について写真 1 に示す。本空調システムでは、地下水を熱源として、夏期・中間期には地下水との熱交換水を、また、冬期には温水を 2 階コンクリートスラブ上に設けられた、100mm 厚のシンダーコンクリート内配管に通水して夜間躯体蓄熱を行う。このシンダーコンクリート上部にあたる 500mm の高さを取った OA フロア内に設置された FCU の吹出し空気は、穴あき OA フロア及び通気性タイルカーペットを通じて執務空間に供給され、染み出し空調を行っている。また、夏期タスク空調用として、2 階 OA フロア表面に小型パーソナルファン 190 台が設置されており、各自のスマートフォンを用いて制御可能である。東西・南北方向の設置間隔は 1.8m である。

外調機は、2・3 階用として全熱交換器を有する給気側 7000 m³/h、排気側 4600 m³/h のファンで構成され、コイル冷却能力 79.3 kW、コイル加熱能力 54.5 kW である。1 階ホールには、別途、風量 9500 m³/h、冷却能力 63.1 kW、加熱能力 39.7 kW の空調機が設置されている。

表 1 建物概要

| | |
|------|-----------------------|
| 所在地 | 石川県金沢市玉川町 |
| 建物用途 | 事務所 |
| 設計施工 | 清水建設株式会社 |
| 敷地面積 | 約 3255 m ² |
| 建築面積 | 約 1546 m ² |
| 延床面積 | 約 4224 m ² |
| 階数 | 地下 1 階・地上 3 階 |
| 構造 | 鉄筋コンクリート造(一部鉄骨造) |
| 工期 | 2020 年 4 月～2021 年 4 月 |

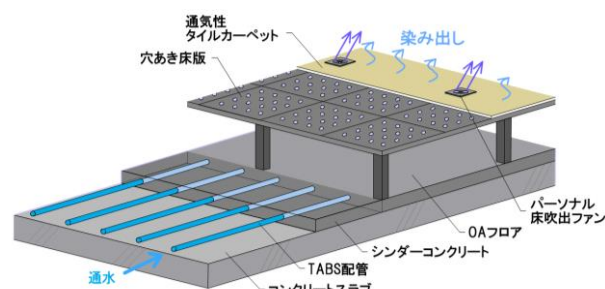


図 1 躯体蓄熱放射・床吹出し空調の床断面イメージ



(1) 社屋外観

(2) 社屋内観



(3) TABS 配管



(4) 穴あき床版

写真 1 TABS の各構成要素

* 金沢工業大学大学院建築学専攻 大学院生

** 金沢工業大学建築学部 教授・工博

*** 清水建設株式会社

**** 清水建設株式会社 博士 (工学)

Graduate School, Dept. of Architecture, Kanazawa Institute of Technology.

Prof., Dept. of Architecture, Kanazawa Institute of Technology, Dr. Eng.

Shimizu Corporation

Shimizu Corporation, Dr. Eng.

表 2 設備機器概要

| | | | |
|-----|------------|------|--|
| 熱源機 | 水冷HPチャラー | 1台 | 冷却能力:132.6kW 加熱能力:148.2kW 消費電力 冷却時:21.6kW 加熱時:37.2kW |
| | 空冷HPチャラー | 1台 | 冷却能力:85.0kW 加熱能力:85.0kW 消費電力 冷却時:21.3kW 加熱時:21.8kW |
| ポンプ | 井戸ポンプ | 1台 | 水量:600L/min 消費電力:15kW |
| | 井水加圧給水ポンプ | 1セット | 水量:569L/min 消費電力:3.01kW |
| | TABS2次側ポンプ | 2台 | 水量:358L/min 消費電力:2.92kW |
| | 熱源1次側ポンプ | 2台 | 水量:162.5L/min 消費電力:1.43kW |
| | 冷水水ポンプ | 2台 | 水量:425L/min 消費電力:3.31kW |
| | 熱交1次側ポンプ | 2台 | 水量:574L/min 消費電力:5.57kW |
| | 熱交2次側ポンプ | 2台 | 水量:410L/min 消費電力:3.16kW |
| | 冷水2次ポンプ | 2台 | 水量:878L/min 消費電力:6.37kW |
| | 温水2次ポンプ | 2台 | 水量:779L/min 消費電力:6.14kW |
| FCU | 2階OAフロア内 | 12台 | 冷却能力:6.55kW, 加熱能力:9.03kW 風量:1600m ³ /h, モーター:0.292kW |

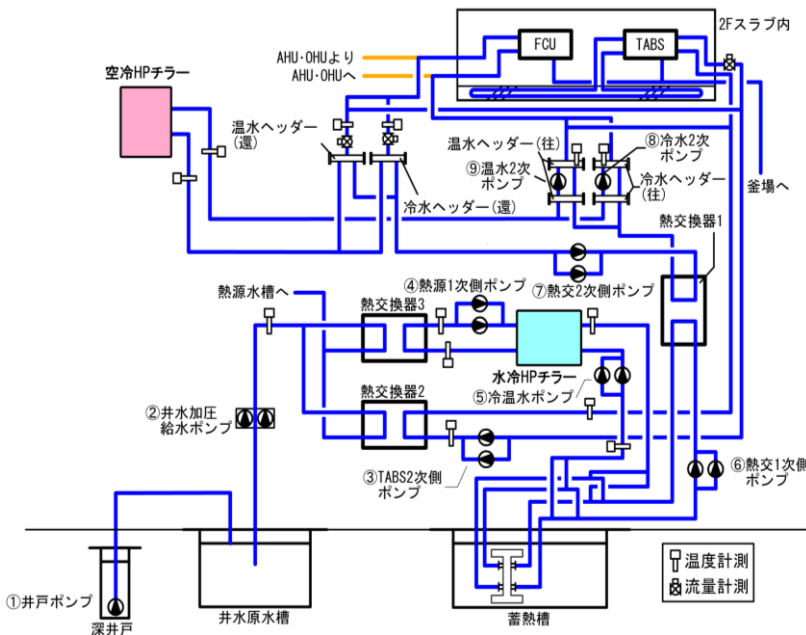


図 2 システム系統図

2.2 設備の概要

図2にシステム系統図を、表2に設備機器の概要を示す。本システムは、水冷HPチャラー、空冷HPチャラーと、9カ所のポンプ、OAフロア内のFCUによって構成され、主にTABSとFCUで執務空間への空調を行っている。主熱源は井水利用水冷HPチャラーであり、建物の電力消費量の少ない夜間に、地下躯体を利用した水蓄熱槽への蓄熱運転を行い、日中に放熱運転を行っている。また、日中に水冷HPチャラーの運転能力が不足した場合のバックアップ熱源として、空冷HPチャラーを設置している。

2階スラブ内に設置されているTABSには、冷水または温水が供給されるが、夏期及び中間期と冬期では、システムの運転方式が異なる。夏期及び中間期は、①、②のポンプで運ばれた地下水の熱を熱交換器2で交換した後、③のポンプでTABSへ通水を行っているのに対し、冬期は、①、②のポンプで運ばれた地下水は熱交換器3で熱交換され、水冷HPチャラーで温水を生成して蓄熱槽で蓄熱され、④～⑨のポンプでTABSへ温水が供給される仕組みとなっている。TABSへの通水は夜間に行われ、日中の放熱により、放射空調を行う計画としている。

2.3 調査方法

本空調システムについて、執務者の快適性と省エネルギー対策の両立のため、OAフロア内外の温度情報・温熱環境解析、エネルギー消費調査の両面から解析を行う。

温熱環境計測位置について図3に示す。OAフロア内外の温度情報については、2階の北東・南東・南西・北西の4つのゾーンの、室内1.1m空気温度と、OAフロア内上部空気温度、そして、TABSの表面温度の3点について温度計測を行う。OAフロア内上部空気温度は、OAフロア内の観測点3点のうち最も上部の点の温度とする。

エネルギー消費実態調査は、水冷HPチャラー、空冷HPチャラー及びTABSの往還温度と流量、また、水冷HPチャラー、空冷HPチャラー、①～⑨のポンプの消費電力量を1分間値で測定し

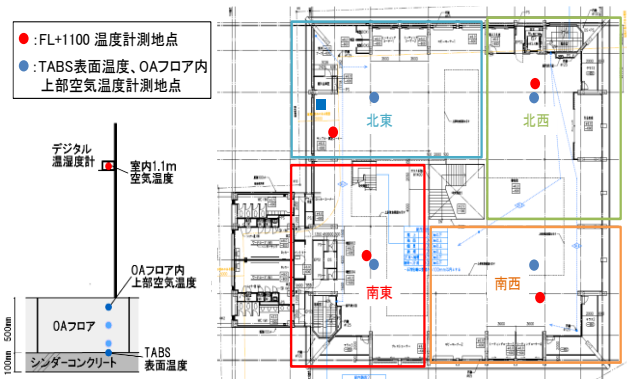


図 3 温熱環境計測位置

たBEMSデータから、実測値による時刻別、月別の熱量、消費電力量の推移の把握とシステムCOPの算出を行う。

3. 2021年度夏期及び冬期の実測結果

3.1 時刻データ解析

図4に2021年7月から2022年1月までの南西ゾーンの室内1.1m空気温度とOAフロア内上部空気温度及びTABS表面温度とOAフロア内上部空気温度の相関関係を示す。2021年度は10月まで冷房運転が行われ、11月から暖房運転を行っている。室内1.1m空気温度についてみると、夏期に比べ中間期の方が温度の変化幅が大きく、さらに冬期は幅が広がっているのに対して、OAフロア内上部空気温度は夏期と中間期は温度変化の幅が小さく、OAフロア内は安定した温熱環境となっている。しかし、冬期においては、OAフロア内上部空気温度の変化の幅が夏期に比べ広がっており、熱負荷の大きさを反映していると思われる。また、TABS表面温度とOAフロア内上部空気温度の関係について、夏期及び中間期は比例関係にあると考えられ、その時の室内1.1m空気温度も22～27℃の範囲で推移している。冬期は1月に注目してみるとTABS表面温度が日

中に約24℃まで上昇しているのに対し、OAフロア内上部空気温度は日中で22.3℃程度と変化の幅が小さく、その時の室内1.1m空気温度も日中で19℃程度となっている。

図5に8月16日～22日と12月20日～26日を例に、1週間における消費電力量の推移を示す。8月は、井水の汲み上げと水冷HPの運転が毎日22～翌7時まで行われ、平日においては7～18時に掛けて蓄熱槽からの冷水供給と併せて空冷HPも運転している様子が確認できる。週末の土曜、日曜は出勤者数が少ないことから、空冷HPの運転は少なく、水冷HPの運転による蓄熱槽からの冷水供給で賄われていることが把握できる。12月において、平日は、井水の汲み上げと水冷HPの運転が0～6時に掛けて行われ、蓄熱槽からの温水供給熱量が不足した時点で空冷HPが運転を始める様子を確認できる。その日の寒暖の程度によって、蓄熱槽からの温水供給の時間数が4時間程度の日もあれば、長いと15時あるいは16時くらいまで10時間ほど継続する日もみられる。週末の土曜、日曜は夜間の井水汲み上げと水冷HPの運転を停止し、暖房需要には蓄熱槽に残された熱の供給と空冷HPの運転で対応している。また、8月と12月はともに、日中より夜間の消費電力量の方が大きく、その中でも、水冷HPチラーと井戸ポンプの占める割合が大きいことが把握された。

3.2 供給熱量及び消費電力に基づくCOP解析

図6に8月の抽出17日間平均^{註1)}における日平均の流量と温度について示す。流量について、水冷HPは5～6時が最大で約17 m³/hであり、空冷HPは16～17時が最大で約13 m³/hである。また、TABSの流量は2～3時が最大で約33 m³/hであり、その時の温度差は約1℃であった。夜間の方が日中よりも流量が大きく、水冷HPと比較してTABSの占める割合が大きいことが把握された。

12月の抽出13日間平均^{註2)}について、図7に月合計消費電力量を、図8に日平均の流量と温度を示す。日平均消費電力量は、

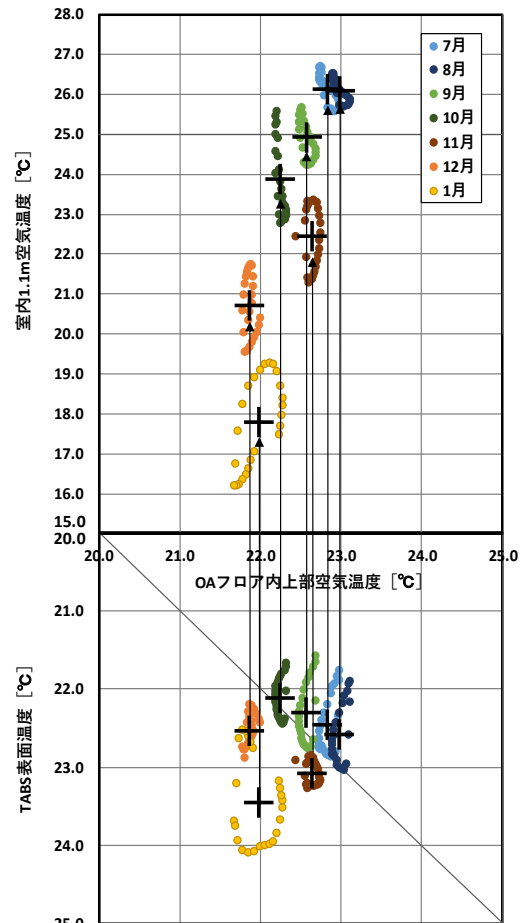


図4 室内1.1m空気温度とOAフロア内上部空気温度及びTABS表面温度とOAフロア内上部空気温度の相関関係(南西ゾーン)(月間の1分間値全データ使用)

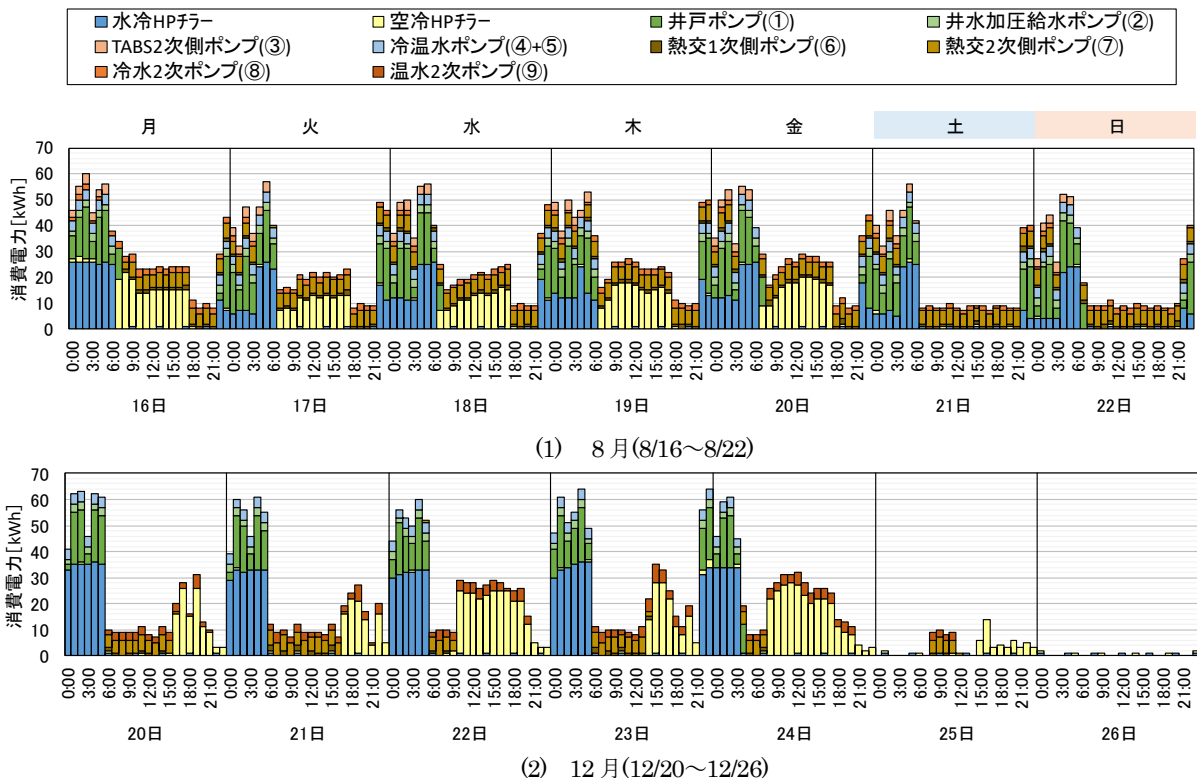


図5 曜日による時刻別消費電力量の例

1~2時が最大で、61kWh/月となっており、その約9割を井戸ポンプと水冷HPチラーが占めている。また、水冷HPと空冷HPについて、水冷HPの流量は1~2時が最大で約19 m³/hであり、その時の温度差は約7°Cである。空冷HPの流量は10~11時が最大で約19 m³/hであり、その時の温度差は約7°Cである。水冷HP、空冷HPともに、8月と比べて12月の方が流量の最大値が大きくなった。図9に熱量とシステムCOPについて示す。冬期の空調設備全体のシステムCOPの算定には、(1)式^{注3)}を用い、時間による積算を行う。12月において日平均システムCOPは2.3となった。夜間(0~7時)において、システムCOPは最大で3.0(6~7時)となり、夜間平均は2.7であった。一方、日中(8~24時)のシステムCOPは、最大で2.8(16~17時)であり、平均は1.8であった。日中に主に運転されている空冷HPチラーよりも、主に夜間に運転されている水冷HPチラーにおいて、システムCOPが0.9高い数値となった。

4. まとめ

nZEBに採用された地下水を熱源とする躯体蓄熱・床吹出し空調システムを対象に、屋内温熱環境形成状況を含めた冬期運転実態調査を実施し、運転効率指標としての熱源系システムCOPの解析と把握を試みた。

1) 躯体蓄熱に関する TABS 表面温度と、染み出し空調に関する OA フロア内上部温度、さらに室内床高さ 1.1m の執務フロア空気温度との 3 者の関係を、7 月から 12 月までの月別推移として提示し、その温度変化の範囲を把握した。

2) 2021 年 12 月の平日を中心に、水冷 HP と空冷 HP の両方が稼働した日を抽出して温水供給熱量とポンプを含む電力消費量を調査し熱源系システム COP を求めたところ、24 時間を通じた値は 2.3 であった。

3) 熱源系システム COP を、水冷 HP の運転時間帯とそれ以外の時間帯に分けて算定した結果、それぞれ 2.7、1.8 となり、HP 単体の COP と比較するときの低下割合は、井戸ポンプの消費電力を含めても、深夜に定格運転される水冷 HP において空冷 HP よりも小さくなる事が明確となった。

今後は、制御のチューニングを行った夏期冷房時の運転効率について、調査と検討を進める予定である。

注釈

注1) 8月の選定データ：2~6日、16~20日、23~27日、30日、31日(17日間)

注2) 12月の選定データ：6日、9日、10日、13日、15~17日、20~24日、27日(13日間)

注3) 冬期の空調設備全体のシステムCOPは次式で算定した。

$$\text{システム COP} = \frac{Cp(V_{\text{水HP}}\Delta T_{\text{水HP}} + V_{\text{空HP}}\Delta T_{\text{空HP}})}{(P_{\text{水HP}} + P_{\text{空HP}} + P_{\text{ポンプ}}) \times 3.6} \quad (1)$$

Cp:水の比熱 4.18[kJ/kg・K]

V:流量[m³/h] ΔT:行き還り温度差[°C]

P:消費電力[kWh/h] (水冷HP1台、空冷HP1台、ポンプ16台)

3.6:電力消費の二次エネルギー換算値[MJ/kWh]

文献

1) 宮村泰至, 天田靖佳: 地域の気候風土を活かした超環境型オフィス計画(第1報) 計画概要と省エネルギー計画, 空気調和衛生工学会大会学術講演論文集, J-42, pp.193-196, 2021.9

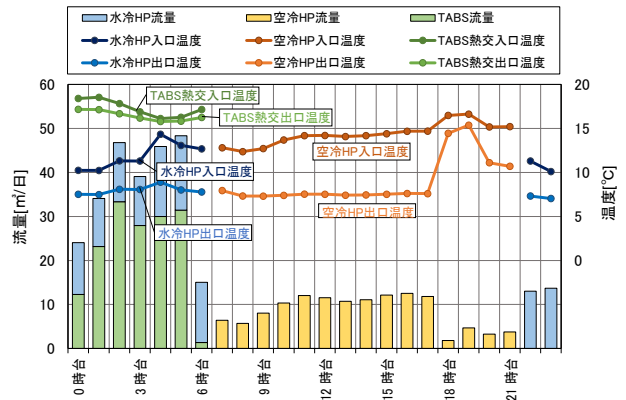


図6 流量と温度(2021年12月の抽出13日間平均)

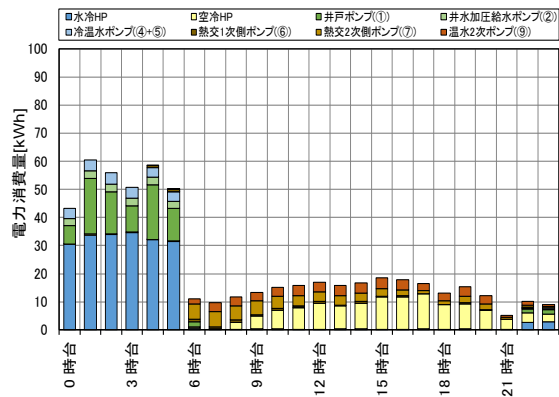


図7 日平均消費電力量(2021年12月の抽出13日間平均)

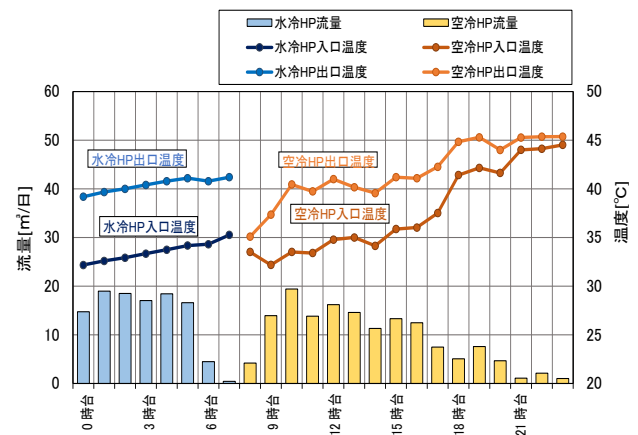


図8 流量と温度(2021年12月の抽出13日間平均)

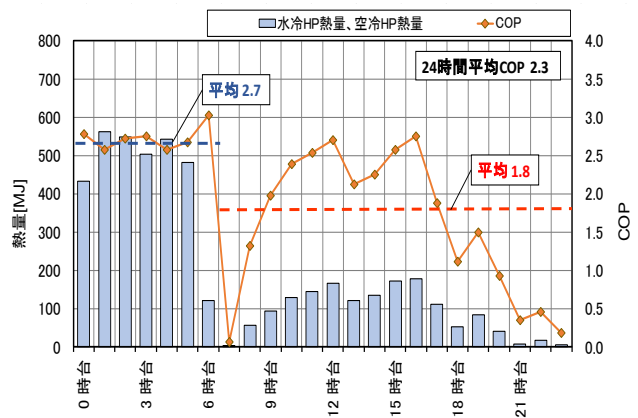


図9 熱量とシステムCOP(2021年12月の抽出13日間平均)