

地下水を熱源とする躯体蓄熱放射・床吹出し空調システムの夏期運転効率に関する調査研究

Studies on Summer Operation Efficiency of TABS and Floor Blow Air Conditioning System Using Groundwater as a Heat Source/Sink

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

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

1. はじめに

カーボンニュートラル社会の実現が社会的課題となる中、ZEB の技術要素の一つとして、躯体蓄熱放射システム(TABS: Thermo Active Building System)の導入事例が増加しつつあるが、BEMS データに基づく期間解析結果を提示した研究論文はまだほとんど見られない状況にある^{1) -3)}。

本研究では、TABS の発展形として nZEB の S 社北陸支店に適用された、地下水を熱源とする躯体蓄熱放射・床吹出し空調システムを対象として、通年の運転効率を明確にするとともに、システム COP を向上させるための運用方法の変更について検討し、その予測効果を提示することを目的としている。運転実態調査では、1)TABS 表面及び OA フロア内外の温熱環境面の関係把握、2)冷温水の行き還り温度及び流量計測に基づく熱量捕捉、3)ヒートポンプ及びファン・ポンプなどの電力消費データ取得に基づき、当該システムの運転効率を解析する。執務者約 180 人の稼働中のオフィスビル BEMS データを用いて、夏期冷房期間の運転効果解析を行うことで、今後のシステムチューニング、コミショニングに資する研究成果を提示する。

2. 調査対象建物・設備の概要と調査方法

2.1 建物の概要

調査対象となる建物の概要を表 1 に、その外観と内観を写真 1 に示す。石川県金沢市に 2021 年 4 月に竣工し、延床面積 4224 m²の地下 1 階・地上 3 階建ての RC 造(一部 S 造)建物である。屋上にソーラーパネルを搭載するとともに、種々の一次エネルギー消費削減施策を適用することで、WEBPRO を用いて評価された BEI (Building Energy Index) は0.01 となっている。2 階のメイン執務フロアに躯体蓄熱放射・床吹出し空調システムが採用されている。

2.2 躯体蓄熱放射・床吹出し空調システムの概要

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 の各構成要素を写真 2 (1) ~ (4) に示している。2 階コンクリートスラブ上にさらに 100mm 厚のシンダーコンクリートを打設し、内部に埋設した TABS 配管に夏期・中間期は地下水との熱交換水を、また、冬期には温水を通水して、夜間躯体蓄熱を行う。500mm の高さを取った OA フロア内には FCU が設置されて

おり、外調機から外気が供給される。執務時間帯はこの吹出空気が穴あき床版・通気性タイルカーペットを通じて執務空間に供給されることで、染み出し空調が行われる。さらに当該空調システムの特徴として、夏期タスク空調用にパーソナル床吹出ファン 190 台が設置されており、執務者がスマートフォンを操作することで吹出気流速度を 10 段階で制御可能としている。吹出し方向・角度は手動で操作し、東西・南北方向の設置間隔は 1.8m である。

表 1 建物概要

所在地	石川県金沢市玉川町	延床面積	約4224㎡
建物用途	事務所	階数	地下1階・地上3階
設計施工	清水建設株式会社	構造	鉄筋コンクリート造 (一部鉄骨造)
敷地面積	約3255㎡	工期	2020年4月~2021年4月
建築面積	約1546㎡		



(1) オフィス外観



(2) 2階メインフロア

写真 1 対象施設の外観と内観

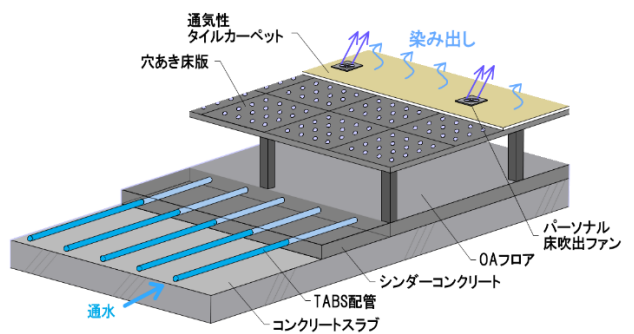


図 1 躯体蓄熱放射・床吹出し空調の床断面イメージ

* 金沢工業大学大学院建築学専攻 大学院生 Graduate School, Dept. of Architecture, Kanazawa Institute of Technology.
 ** 金沢工業大学建築学部 教授・工博 Prof., Dept. of Architecture, Kanazawa Institute of Technology, Dr. Eng.
 *** 清水建設株式会社 Shimizu Corporation
 **** 清水建設株式会社 博士 (工学) Shimizu Corporation, Dr. Eng.

2.3 熱源機を含む空調システムシステムの概要

図2に空調システムの系統図を、表2に各構成設備の設置台数、出力、消費電力等の概要を示す。地下水を熱源として主に夜間に運転される水冷HPチラー1台(冷却能力132.6kW、冷却時消費電力21.6kW、COP6.1、以下水冷HP)と、主に昼間に運転される空冷HPチラー1台(冷却能力85.0kW、冷却時消費電力21.3kW、COP4.0、以下空冷HP)を熱源機とし、9系統のポンプ群とOAフロア内設置の12台のFCUによって構成されている。

TABSに冷水が供給される夏季及び中間期においては、図中の①井戸ポンプ及び②井水加圧給水ポンプで熱交換器2まで運搬した地下水を、熱交換後に③TABS2次側ポンプでTABSへ通水する仕組みとなっている。他方、TABSに温水が供給される冬期においては、地下水は①、②のポンプにより熱交換器3へと運ばれ、水冷HPで加温されて、蓄熱槽経由でTABSに通水される。このとき、④熱源1次側ポンプ、⑤冷水水ポンプ、⑥熱交1次側ポンプ、⑦熱交2次側ポンプ、⑧温水2次ポンプなどが運転される。TABSへの冷水または温水の通水と躯体蓄熱は夜間に行われ、日中の放熱(冷却または加熱)により不足が生じると、空冷HPが運転を開始する。

2,3階用の外調機は全熱交換タイプで、給気側に7000m³/h、排気側に4600m³/hのファンを有し、コイル冷却能力は79.3kW、コイル加熱能力は54.5kWである。別途、1階ホール用として風量9500m³/h、冷却能力63.1kW、加熱能力39.7kWの空調機を設置している。

2.4 温熱環境実測及び空調システム運転データ調査の概要

温熱環境の実測は、2021年7月より開始した。図3に躯体蓄熱放射・床吹出し空調システムが適用されている2階メインフロアの測定箇所を示す。平面中央の階段吹き抜け空間周りに、北東、南東、南西、北西の4ゾーンがあり、それぞれにおいて床下及び執務空間内の温熱環境測定を実施している。OAフロア内空気温度及びTABS表面温度(シンダーコンクリート表面)の測定にはT型熱電対を、また、床高さ1.1mの空気温度測定

には、デジタル温湿度計(T&D社、RTR503BL)を使用した。計測時間間隔は1分である。

空調システムの運転データは、温度、流量、消費電力ともに1分間値としてBEMSに記録されており、解析にはこれらの収録データを月ごとに切り出して使用した。

3. 躯体蓄熱放射・床吹出し空調システムの運転におけるOAフロア内温度と執務空間内温度との関係把握

図4は、TABS表面温度、OAフロア内上部空気温度(床下0.1m)、室内1.1m空気温度の3者の関係を、冷房運転に切り替え後の2022年5月から8月までの4ヶ月間について月別に捉えたグラフである。毎正時ごとの値をプロットしており、各月24個のデータから成っている。図中のプラス記号は平均値の位置を表している。

TABS表面温度とOAフロア内上部空気温度の推移をみると、



写真2 TABSの各構成要素

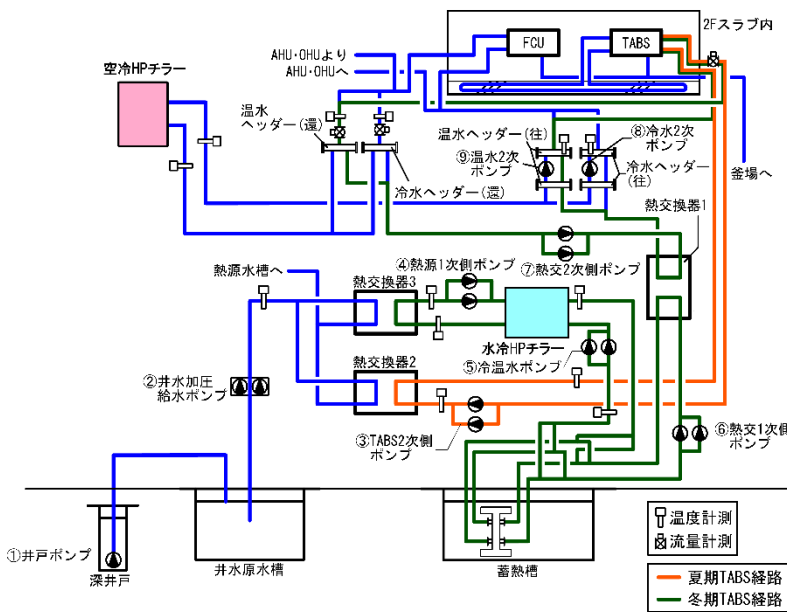


図2 空調システム系統図

表2 設備機器概要

設備機器	台数	仕様		
		能力	消費電力	
熱源機	水冷HPチラー	1台	冷却能力:132.6kW 加熱能力:148.2kW 冷却時消費電力:21.6kW 加熱時消費電力:37.2kW	
		空冷HPチラー	1台	冷却能力:85.0kW 加熱能力:85.0kW 冷却時消費電力:21.3kW 加熱時消費電力:21.8kW
	ポンプ	①井戸ポンプ	1台	水量:600L/min 消費電力:15kW
		②井水加圧給水ポンプ	1セット	水量:569L/min 消費電力:3.01kW
③TABS2次側ポンプ		2台	水量:358L/min 消費電力:2.92kW	
④熱源1次側ポンプ		2台	水量:162.5L/min 消費電力:1.43kW	
⑤冷水水ポンプ		2台	水量:425L/min 消費電力:3.31kW	
⑥熱交1次側ポンプ		2台	水量:574L/min 消費電力:5.57kW	
⑦熱交2次側ポンプ		2台	水量:410L/min 消費電力:3.16kW	
⑧冷水2次ポンプ		2台	水量:878L/min 消費電力:6.37kW	
⑨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	

5月に約22°C、6月に約23°C、7月及び8月に約24°Cと、両者ともほぼ近い値を示しながら、上昇して行く様子が確かめられた。8月の平均温度を読み取ると、TABS表面温度が23.6°Cのときに、OAフロア内上部空気温度は24.0°Cであり、その温度差はおよそ0.4°Cとなっている。次に、室内1.1m空気温度についてみると、5月以降、月を追うごとに1日24時間の最高最低温度差が小さくなるとともに、7月及び8月においては約27°Cで冷房運転されている状態が確認された。

4. 空調システムの夏期運転状態値の把握と運用効率の検討

図5は8月22日～28日を例に、月曜から日曜までの1週間における時刻別の電力消費量を提示したグラフである。水冷HPを青色、空冷HPを黄色、井戸ポンプ及び井水加圧給水ポンプを緑系の色、その他のポンプを茶系の色で表示した。平日は、井水の汲み上げと水冷HPの運転が前日の22時から翌朝6時頃に掛けて行われ、蓄熱槽からの冷水供給熱量が不足する12時以降に、空冷HPが運転を始める様子が確認される。週末の土曜から日曜に掛けては、出勤者が少ないことから、夜間の井水汲み上げと水冷HPの運転を停止し、日中に空冷HPを運転することなく、冷房需要には蓄熱槽からの冷水供給で対応している。

図6は、2022年7月と8月の2か月間のうち、土曜・日曜・祭日・お盆休みを除く勤務日36日間^{注1}について、空調システムの日平均電力消費量642.5kWhの消費内訳を表している。水冷HPの電力消費量161.3kWhは全体の25.1%にあたるが、井戸ポンプ及び井水加圧給水ポンプの電力消費量134.4kWhと26.8kWhを加えると、全体の50.2%とおよそ半分を占めていることが分かる。空冷HPの電力消費量は129.7kWhであり、全体の20.2%を占めている。残り29.6%は、その他のポンプ消費電力(146.8kWh、22.8%)とFCUのファン消費電力(43.5kWh、6.8%)であることが把握された。

7月・8月の勤務日36日間について、空調システムの日平均時刻別電力消費量を図7に、また、水冷HP・空冷HP・TABSの時刻別運転状態値を表3に、それぞれ整理して提示した。運転状態値としては、冷水供給の流量、出口温度及び入口温度、これらのデータを基に算定した供給熱量を記載している。電力消費量は空調システム全体の時刻別値である。

まず、図7をみると、水冷HPの電力消費が22～6時台に20kWh前後以内で推移するところ、関係するポンプを合わせると22～4時台の電力消費が30kWhを超える状態にあること

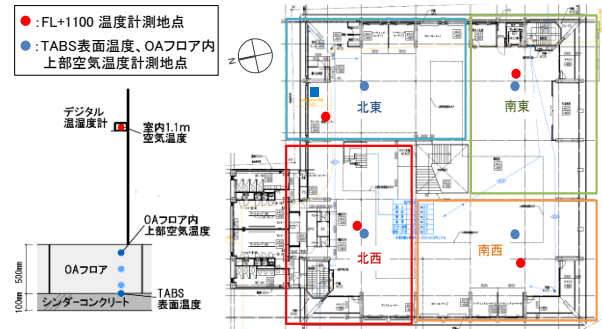


図3 温熱環境データ測定位置

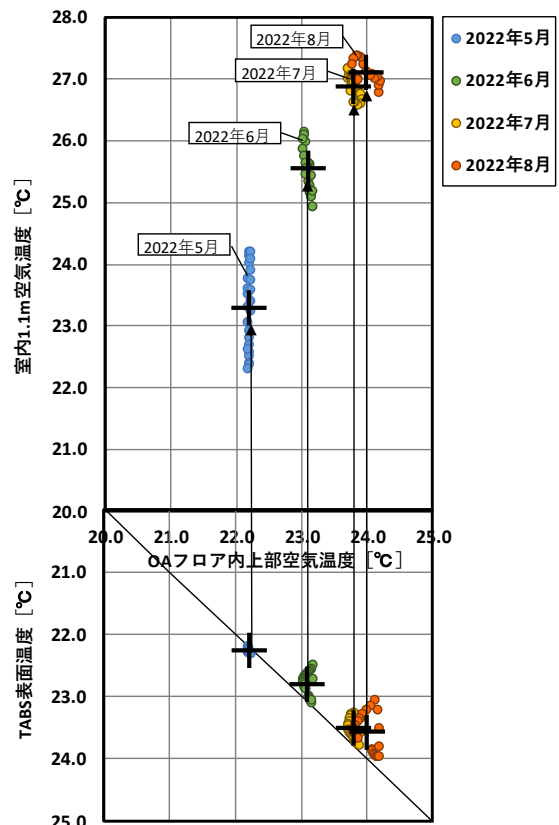
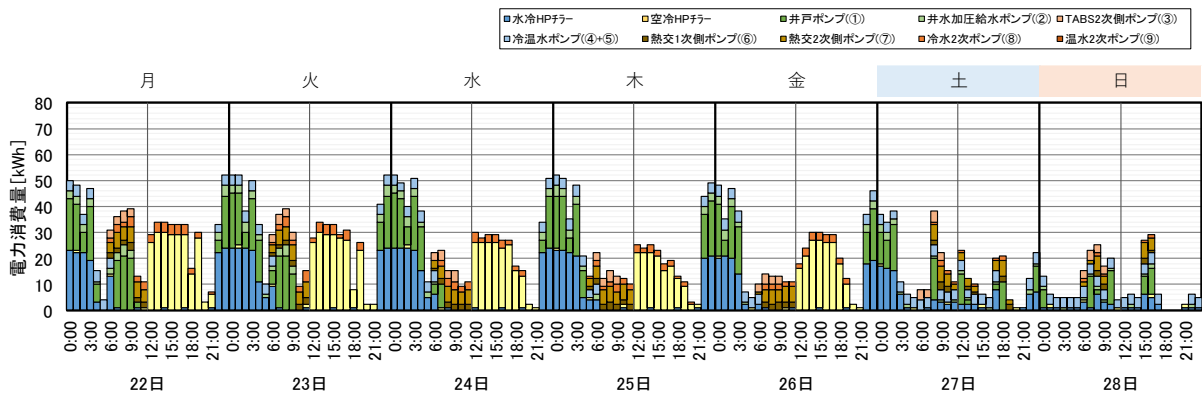


図4 室内1.1m空気温度とOAフロア内上部空気温度及びTABS表面温度とOAフロア内上部空気温度の関係(南西ゾーン)(月間の1分間値全データ使用)(冷房運転:2022年5月~8月)



(1) 2022年8月(8/22~8/28)

図5 曜日による時刻別電力消費量の例

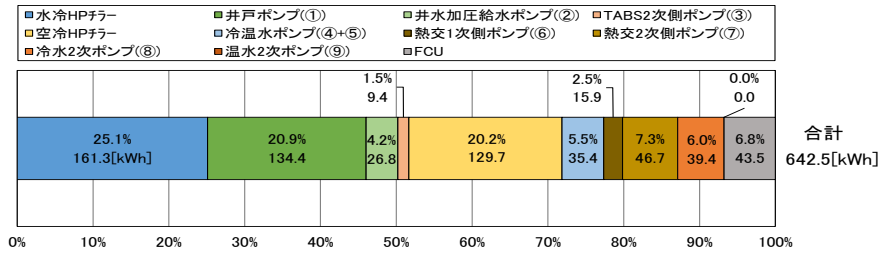


図6 空調システムの月間電力消費量 (2022年7月・8月の勤務日36日間)

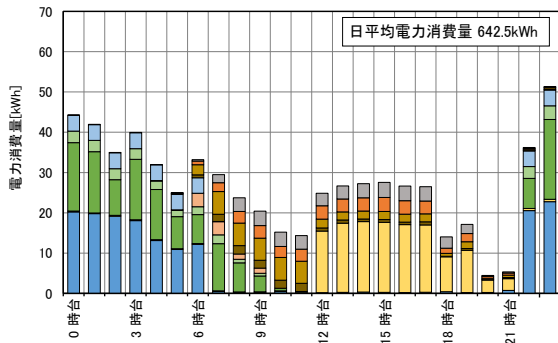


図7 空調システムの日平均時刻別電力消費量 (2022年7月・8月の勤務日36日間) (判例は図6と同じ)

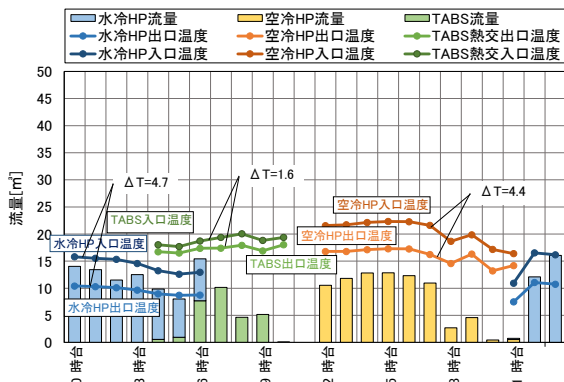


図8 水冷HP・空冷HP・TABSの流量と温度 (2022年7月・8月の勤務日36日間)

表3 水冷HP・空冷HP・TABSの運転状態値 (2022年7月・8月の勤務日36日間)

	0時	1時	2時	3時	4時	5時	6時	7時	8時	9時	10時	11時	12時	13時	14時	15時	16時	17時	18時	19時	20時	21時	22時	23時
流量 [m³]	水冷HP 14.0	13.4	11.5	12.5	9.3	7.1	7.8	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.2	12.1	16.1
空冷HP 0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	10.5	11.8	12.8	12.3	11.0	2.7	4.6	0.5	0.5	0.0	0.0
TABS 0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.6	0.9	7.7	10.2	4.6	5.2	0.1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
出口温度 [°C]	水冷HP 10.4	10.3	10.1	9.7	8.9	8.7	8.7	8.7	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	7.5	11.1
空冷HP 0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	16.8	16.8	17.1	17.3	17.3	16.2	14.8	16.3	13.2	14.2	0.0
TABS 0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	16.7	16.5	17.4	17.4	17.9	16.9	18.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
入口温度 [°C]	水冷HP 15.8	15.5	15.3	14.6	13.2	12.6	12.9	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	10.9	16.5
空冷HP 0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	21.6	21.7	22.1	22.3	22.3	21.6	18.7	19.9	17.2	16.4	0.0
TABS 0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	17.0	17.7	18.7	19.4	20.0	18.8	19.4	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
熱量 [MJ]	水冷HP 323.4	305.9	258.9	271.8	186.3	142.5	149.9	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	299.1	350.9	384.8	388.1	378.2	346.6	81.9	127.1	12.0	9.8	25.3
空冷HP 0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	289.1	350.9	384.8	388.1	378.2	346.6	81.9	127.1	12.0	9.8	25.3
TABS 0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	31.4	4.7	37.1	91.3	43.3	41.4	0.7	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
電力 [kWh]	44.3	42.0	35.0	40.0	32.0	25.0	33.2	29.5	23.7	20.4	15.2	14.4	24.9	26.7	27.2	27.6	26.7	26.5	14.0	17.1	4.4	5.3	36.2	51.4

図9 水冷HP・空冷HP・TABSの運転時熱量とシステムCOP (2022年7月・8月の勤務日36日間)

が確認される。0時台、1時台、3時台は40kWh以上、23時台は50kWhを超える電力消費となっている。6時台から9時台まで、図中で明るい肌色で表現されているTABS2次側ポンプが稼働する。図2の空調システム系統図の熱交換器2を介して、井水原水槽の井水を熱源に2階OAフロアの床スラブを冷却・蓄冷している。この電力消費は6時台と7時台でそれぞれ3.5kWh程度と読み取れる。朝からは蓄熱槽の冷水供給が行われ冷房需要に対応するが、熱量が不足し始める12時以降に空冷HPの運転が開始される。空冷HPの12~17時台の電力消費は18kWh前後となっている。

次に、表3をみると、送水流量は水冷HPが稼働する22~6時台で毎時7.1~16.1m³/hの範囲にある。一方、空冷HPが動く日中は14~15時台にピークの12.8m³/hを示した後、17時を過ぎると数m³/h以下にまで低下して行く。出口及び入口温度等に関する状態値については、以下の図で可視化して提示する。

図8は、水冷HP・空冷HP・TABSの運転時における冷水流量、出口・入口温度を表示している。棒グラフが流量、一対

の折れ線が出口・入口温度の時刻変化を表している。毎時流量で重み付けした出口・入口温度差の平均は、22~6時台に運転される水冷HP(青色系の表示)で4.7°C、12時台以降に運転される空冷HP(黄色系の表示)で4.4°C、TABS(緑色系の表示)で1.6°Cとなった。比較して、TABSの温度差が小さくなる要因は、約15°Cの井水と熱交換した冷水の供給温度(TABS入口温度)が17~18°Cになること、冷房時の躯体蓄熱温度が20°C前後であるため6~9時台のTABS出口温度がおよそ19~20.0°Cの範囲となること、によるものと考察される。

図9には、時刻別の冷水供給熱量を示した上で、水冷HP、空冷HP及びTABSが主に運転される時間帯の集計熱量と、1日を通じたシステムCOP^{注2}を提示した。冷水供給熱量は、水冷HPが2287.5MJ/日、空冷HPが2384.4MJ/日となった。TABS供給熱量は一桁小さい221.6MJ/日となっている。そして、当該躯体蓄熱放射・床吹出し空調システムの夏期運用に関するシステムCOPは2.12となった。図中、赤色の破線線で表示している。参考として記した表中の外気温度31.3°Cは、解析対象とした36日間の8~20時の平均値である。TABS2次側ポン

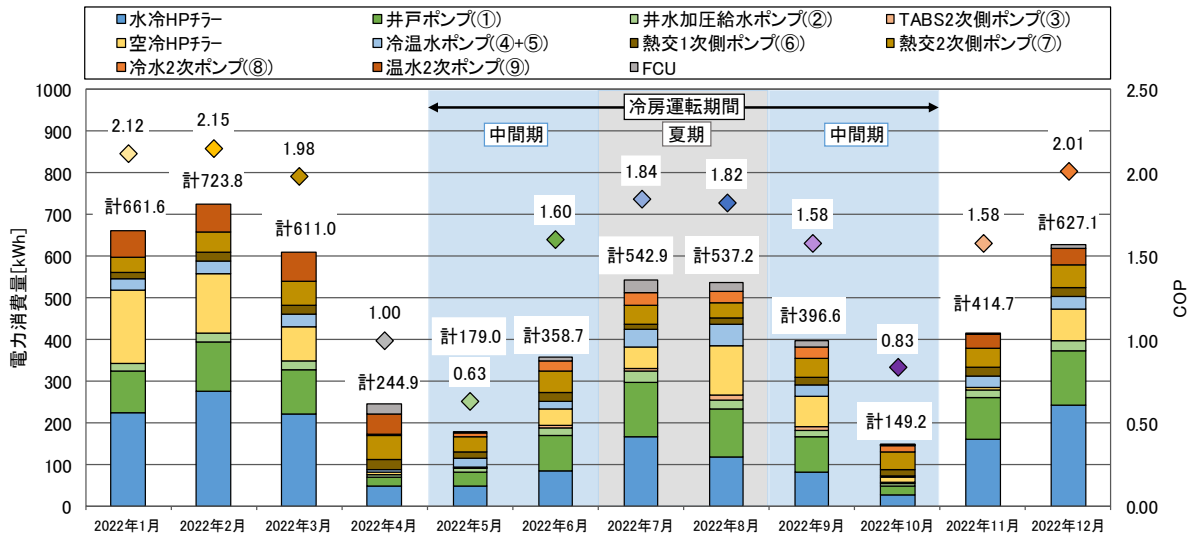


図 10 月別の日平均電力消費量とシステム COP (2022 年 1 月~12 月)

プの電力消費量を元に TABS の COP を求めると、3.88 であった。また、外気温度がやや高い 8 月の勤務日 16 日間について、別途、システム COP を算定したところ 2.35 と求まった。

図 10 に 2022 年通年の日平均電力消費量とシステム COP の算定結果をまとめた。冷房運転期間は 5 月から 10 月であり、夏期 (7、8 月) を灰色、中間期 (5、6、9、10 月) を水色で色分けしている。夏期のシステム COP は 1.84、1.82 と比較的高い値であったが、中間期は 4 月に 0.63、10 月に 0.83 と 1.00 を下回る月が確認された。

暖房運転期間は 1 月から 4 月及び 11 月から 12 月である。暖房運転期間は冷房運転期間に比べ、システム COP の高い月が多くみられた。中でも、1、2、12 月については 2.00 を超えており、これらの月は夏期に比べ電力消費量が多いことが把握された。

5. 中間期の運転性能向上のためのシミュレーション評価

5.1 中間期のシステム COP 向上に関する考察

5 月から 10 月までの冷房運転期間における日別システム COP について、0.1 刻みのランクごとに水冷 HP、空冷 HP 及び TABS の供給熱量を把握することで (図 11)、システム COP が低い運転時に主として作動するヒートポンプの抽出を試みた。システム COP が低い領域 (左側) では、水冷 HP からの供給熱量の割合が高く、システム COP が高い領域 (右側) では空冷 HP からの供給熱量が増加する傾向が認められた。また、システム COP と冷熱供給に占める空冷 HP の割合の散布図を作成し (図 12)、夏期 (7、8 月) と中間期 (5、6、9、10 月) の日に色分けして表示したところ、中間期のデータにシステム COP が低く、また空冷 HP 割合がゼロを含めて低い日が多く存在することが示された。

空調調システムの設計思想として、地下水を利用した水冷 HP の運転をベースに据えていることから、以上のような運転主体の選択になっていると考えられるが、BEMS データの解析により冷房負荷が夏期ほど大きくはない中間期におけるシステム COP の低さが問題点として明確になった以上は、中間期の運転主体を空冷 HP に変更した場合のシステム COP を予測する必要があると考察された。

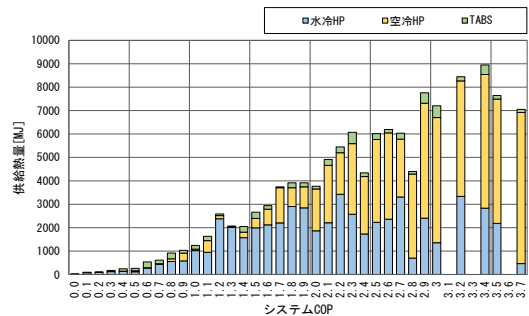


図 11 冷房運転期間のシステム COP ランク別にみる冷熱供給源の構成 (2022 年 5 月~10 月)

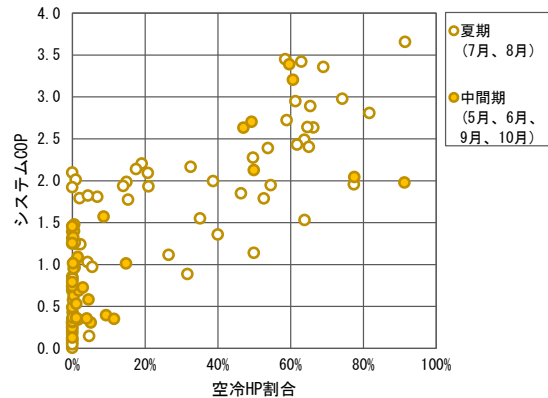


図 12 冷熱供給に占める空冷 HP の割合とシステム COP の関係 (2022 年 5 月~10 月)

5.2 熱源機運転主体の変更によるシステム COP 上昇予測

図 13 に、中間期の 5 月 23~29 日の 1 週間を例として時刻別電力消費量を示す。低負荷の中間期では、図 5 に示した 8 月のような連日の水冷 HP の運転状態とは異なり、平日の 5 月 23 日と 26 日の深夜に水冷 HP と井戸ポンプが稼働し、冷水蓄熱を行っている。その冷熱を 2~3 日間にわたり外調機のコイルへ送る様子が、熱交 1 次側及び 2 次側ポンプ、冷水 2 次ポンプの電力消費により確認される。一晩で発生させた冷熱を数日間かけて送水することによりポンプ消費電力が増大して、8 月など

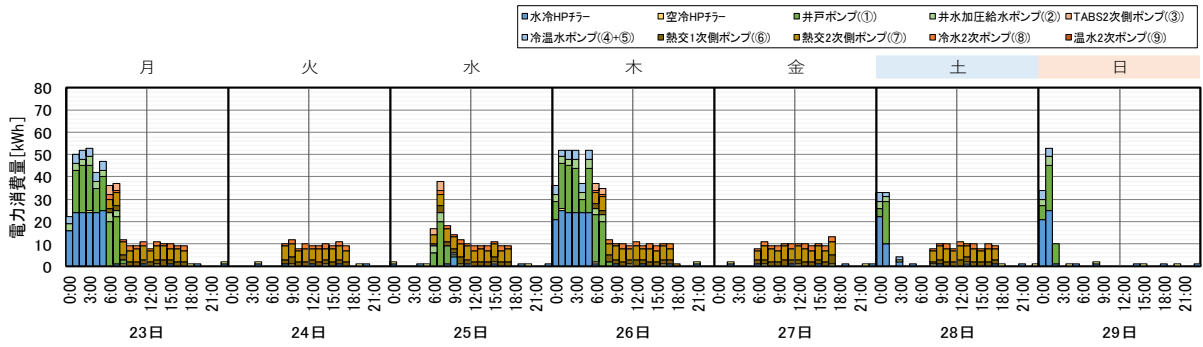


図 13 曜日による時刻別電力消費量の例 (2022年5月23~29日)

の盛夏に比べ、システム COP が低下したものである。

そこで本研究では、中間期に水冷 HP を数日おきに運転するのではなく、毎日の冷房負荷に空冷 HP の運転で対応する方法の効果を検証した。

日中の空冷 HP の運転のみで制御するケース (推定値①) と、これに明け方の TABS の運転を併用するケース (推定値②) との 2 ケースについてシミュレーションを行ったものである。

表 4 に、実績値 (水冷 HP 運転)、推定値① (空冷 HP 運転)、推定値② (空冷 HP+TABS 運転) の月別電力消費量とシステム COP を整理して示す。

中間期各月の実績値に対する推定値①、推定値②の電力消費削減率は、次の通りであり、ポンプ消費電力の抑制が大きく影響することが判明した。また、TABS の運転が効率向上に寄与することも数値より読み取れる。

- ・5月: -47.8%、-48.3%
- ・6月: -36.0%、-38.2%
- ・9月: -40.6%、-42.3%
- ・10月: -53.5%、-61.3%

表 4 の下段及び図 14 において、実績値と推定値①、推定値②とを比較した。実績値の水冷 HP の消費電力よりも推定値の空冷 HP の消費電力の方が値として大きいですが、水冷 HP では井戸ポンプ、1 次・2 次ポンプなどの補機動力が元々実績値の中の大きな割合を占めることから、空冷 HP 主体の運転への転換により、電力消費の数十パーセントオーダーでの削減が可能になったことが明確である。

6. まとめ

nZEB に採用された地下水を熱源とする躯体蓄熱・床吹き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夏期運転実態調査を実施し、運転効率指標としてのシステム 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、冷房運転に切り替わった 5 月から 8 月までの月別推移として提示し、その温度変化の範囲と月別レベルを把握した。8 月の 24 時間平均値では、TABS 表面温度 23.6℃、OA フロア内上部空気温度 24.0℃のときに、室内床高さ 1.1m の 2 階執務フロア空気温度が 27.1℃にコントロールされる状況が確認された。
- 2) 2022 年 7 月と 8 月の勤務日 36 日間を対象として、水冷 HP 及び空冷 HP の毎時流量と出口・入口温度差から冷水供給熱量を算定し、HP の他にポンプ・ファンを含む電力消費量を

表 4 中間期の熱源機運転主体の変更によるシステム COP 算定結果 (2022年5月~10月)

	電力消費量[kWh]			システムCOP		
	実績値	推定値①	推定値②	実績値	推定値①	推定値②
5月	5550	2898	2872	0.63	1.09	1.10
6月	10760	6886	6649	1.60	2.37	2.46
7月	(16831)	(16831)	(16831)	(1.84)	(1.84)	(1.84)
8月	(16653)	(16653)	(16653)	(1.82)	(1.82)	(1.82)
9月	11897	7065	6862	1.58	2.55	2.62
10月	4625	2152	1789	0.83	1.67	2.00
中間期合計・平均	32832	19001	18172	1.32	2.16	2.26
中間期実績値との差	-	-13831	-14660	-	+0.84	+0.94
冷房期間合計・平均	66316	52485	51656	1.58	1.95	1.98
冷房期間実績値との差	-	-13831	-14660	-	+0.37	+0.40

注: 実績値: 水冷HP運転; 推定値①: 空冷HP運転; 推定値②: 空冷HP+TABS運転

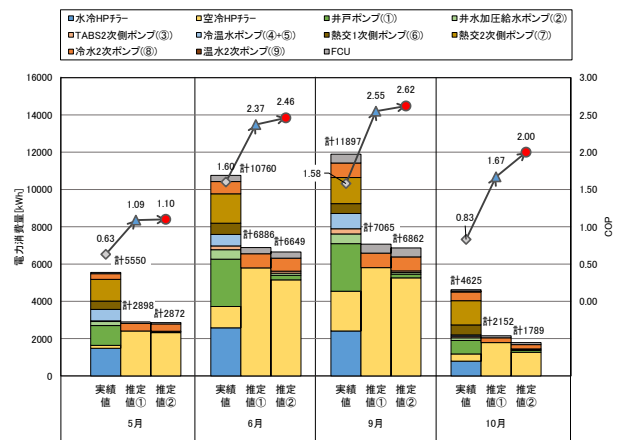


図 14 中間期の熱源機運転主体の変更による電力消費量とシステム COP の比較 (2022年5、6、9、10月)

調査して、当該空調システムのシステム COP を求めたところ、24 時間を通じた値は 2.12 であった。この際、水冷 HP と空冷 HP の 1 日の冷水供給熱量は、それぞれ 2300MJ 前後となっていた。

- 3) TABS2 次側ポンプが稼働して、井水と直接熱交換した冷水が 2 階 OA フロア内のコンクリート床スラブへ供給されるのは 6~9 時台が中心であり、TABS の出口・入口温度差は地下水温度とスラブ蓄冷温度との関係から約 1.6℃に留まるものの、ポンプの電力消費量で COP を求めるとき、3.88 となることが明確となった。
- 4) 冷房運転期間の中間期(5、6、9、10月)において、低負荷運転によるシステム COP の低下が見出されたことから、熱

源機運転主体を水冷 HP から空冷 HP に変更するシミュレーション評価を行った。その結果、中間期冷房期間の電力消費量は 32, 832kWh から 19, 001kWh へと 13, 831kWh 削減され(42.1%減)、システム COP は 1.32 から 2.16 へと 0.84 上昇すると予測された。また、中間期にも TABS の運転を継続することで、システム COP を 2.26 まで押し上げることも可能と評価された。

今後は、これらの得られた解析結果を元に、外界条件や曜日に応じた運転制御のチューニングを検討し、PDCA サイクルを基本として、運転効率の上昇に向けた取り組みを進めて行く予定である。

注釈

注1) 2022年7月1日、4～8日、11～15日、19～22日、25～29日、8月1～5日、8～10日、22～26日、29～31日の36日間。

注2) システム COP は、供給熱量をヒートポンプチラー、ポンプ、ファンの電力消費量で除して算定している。

$$\text{システム COP} = \frac{C_p(V_{\text{HP}} \times \Delta T_{\text{HP}})}{3.6 \times (P_{\text{HP}} + P_{\text{ポンプ}} + P_{\text{ファン}})} \dots(1)$$

ここに、

C_p: 水の比熱 4.18[kJ/kg・K]

V: 流量[m³/h]

ΔT: 行き還り温度差[°C]

P: 電力消費量[kWh/h] (水冷HP1台、空冷HP1台、ポンプ16台、ファン12台)

空調システム COP の算定にあたっては、当該ビルのエネルギー源が電力のみであることから 2 次エネルギー換算値として提示し、水冷 HP 及び空冷 HP の単機の冷房時 COP、それぞれ 6.13、3.99 を参照しながら、解析を進めた。

参考文献

- 1) 村松宏、富樫英介、野部達夫: シミュレーションと実測による躯体蓄熱放射空調システムのエネルギー性能評価、日本建築学会環境系論文集、第 84 巻、第 762 号、2019.8、pp.759-769
- 2) 村松宏、野部達夫: 躯体蓄熱容量を活用する天井放射空調システムの運用手法に関する研究、日本建築学会環境系論文集、第 84 巻、第 766 号、2019.12、pp.1095-1104
- 3) 小川陽平、白石靖幸: モデル予測制御を用いた躯体蓄熱型放射空調システムの最適制御に関する研究、日本建築学会環境系論文集、第 85 巻、第 771 号、2020.5、pp.379-387
- 4) 松尾陽監修、ヒートポンプ・蓄熱センター躯体蓄熱研究会出版 WG 著、躯体蓄熱、オーム社、2007.3
- 5) 山本ミゲイル、高橋満博、中本俊一、川村聡宏、今井宏、千馬誠弘、猪亦涼佑、田邊邦夫、秋元孝之: 次世代研修施設における ZEB 技術の研究 その 17、対流併用型躯体利用放射空調の定常時の空調性能評価、日本建築学会大会学術講演梗概集、環境工学 I、2020.9、pp.1229-1230
- 6) 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の研究(第 1 報)・計画概要と省エネルギー計画、日本建築学会大会学術講演梗概集、環境工学 I、2020.9、pp.1855-1856
- 7) 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の研究(第 2 報)・『ZEB』の実現と TABS を活用したタスク&アンビエント空調、日本建築学会大会学術講演梗概集、環境工学 I、2021.9、pp.1975-1976
- 8) 小池怜奈、新村苑華、垂水弘夫、宮村泰至、天田靖佳、山本ミゲイル、長谷部弥: ZEB オフィスにおける躯体蓄熱放射・床吹出し空調システムの暖冷房運転に関する調査研究、地域防災環境科学研究所における環境建築研究 その 40、日本建築学会大会学術講演梗概集、環境工学、2022.9、pp.2257-2258