

IKEA福岡新宮における 国内最大級の地中熱利用空調システム

(株)久米設計 中村 導彦・堀池 瞬

■キーワード／地中熱・再生可能エネルギー・設備計画・運用実績・店舗

1. はじめに

IKEA福岡新宮は、家具・日用品などを販売する大型物販店舗で、国内6店舗目でありながら、九州地方では初出店として2012年4月に開業した。低炭素化に配慮した本施設では、国内最大級の地中熱利用システムをはじめ、さまざまな環境配慮手法を導入している。

本報では、まず本施設の建築・設備概要を示すとともに、年間運用実績にもとづく地中熱利用システムの性能検証の結果を紹介する。

2. 施設の概要

2-1 建築概要

本施設の外観を写真-1、建築概要を表-1、配置図および平面図を図-1に示す。来店者の動線は、まずショールーム、マーケットホールの順で家具・日用品などの商品を選ぶ。次に、セルフサーブで購入を希望する商品を棚から下ろし、最後にイグジットエリアで会計を行う。また、2階にはレストランがあり、食事・喫茶の利用が可能である。

2-2 設備概要

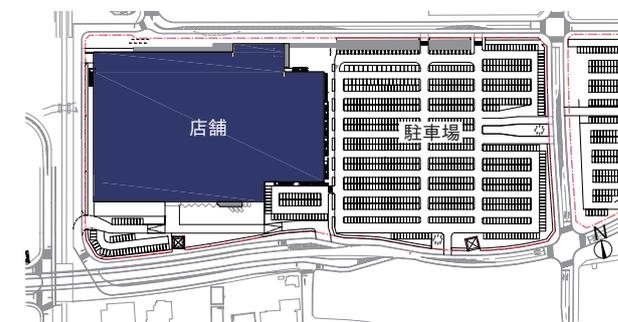
(1) 全般

空調・衛生設備の概要を表-2、環境設備計画の概念図を図-2に示す。本施設では、外壁や屋根の高断熱化により熱負荷を抑えつつ、地中熱および空気熱を利用した高効率熱源システム、エネルギーデータの収集および分析ソフトなどを導入し、空調用エネルギー消費量の削減に配慮している。

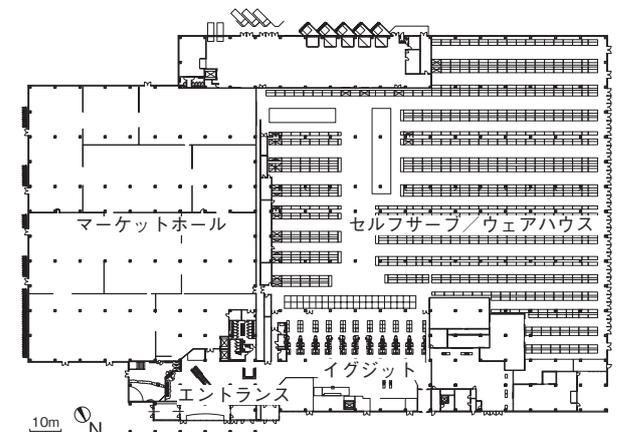
セルフサーブ・ウェアハウスにはトップライトを分散設置して採光を確保するとともに、屋外平置き駐車場のキャノピー部分には750kWの大規模太陽光発電システムを導入し、電力負荷の低減および節電に配慮している。また、貴重な水資源の保全をはかるため、



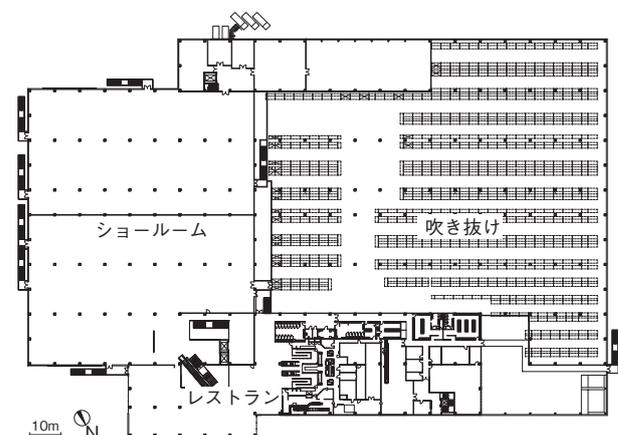
写真-1 施設の外観



(a) 配置図



(b) 1階平面図



(c) 2階平面図

図-1 配置図および平面図

表-1 建築概要

施設名称	IKEA 福岡新宮
所在地	福岡県糟屋郡新宮町中央駅前2丁目
建築主	イケア・ジャパン(株)
規模	建築面積: 22,294.76m ² , 延床面積: 31,660.58m ²
構造	S造
階数	地上2階
最高高さ	14.267m
主要用途	物販店舗
工期	本体建物: 2011年4月20日~2011年12月7日 地中熱設備: 2011年9月20日~2012年2月17日

広域再生水および雨水の再生処理水を便器洗浄水として利用する。

(2) 空調システム

空調システムのフローを図-3に示す。1階のセルフサーブ・ウェアハウスの空調負荷およびマーケットホール・ショールーム・レストランの外気負荷を処理する熱源として、地中熱を利用した水冷ヒートポンプチャラー(Ground Source Heat Pump, 以下GSHP)と空冷ヒートポンプモジュールチャラー(Air Source Heat Pump, 以下ASHP)を併用したシステムを導入した。その他のゾーンの熱負荷は、空冷パッケージエアコンにて処理している。GSHPの導入規模は国内最大級で、冷却能力は527kW、加熱能力は530kWである。地中熱交換器はダブルUチューブ(U字型ポリエチレン管)方式とし、屋外駐車場に設けた深さ約100mのボアホール(計70カ所、おおむね5mグリッドに設置)に埋設している(図-4)。

GSHPとASHPの運用方法は、基本的にGSHPを優先的に稼働し、夏期のピーク期間などGSHPのみで熱負荷を処理できない場合は、ASHPを追従運転する制御としている。ただし、GSHPが稼働できる負荷率の下限値である30%を下回る低負荷時(ピーク負荷の17.5%以下)は、ASHPの運転により対応する。

また、長期運用から生じる地中採放熱量のアンバランスは、土壤温度を上昇させ、システム効率の低下を招くことが知られている。このため、本施設では冷却塔を併用したシステムとし、地中採放熱量の不均衡の抑制に配慮した。冷却塔は、岡和田・長野らによる既報^{文1)}に基づき、約263kWの冷却能力にて選定した。

システムの省エネルギー性を高めるため、冷温水・熱源水ともに変流量制御とするとともに、冷温水は7℃差送水としている。また、空調機および外調機は全熱交換器による排気熱回収を行えるほか、外気冷房制御、CO₂濃度による外気導入量制御を併用している。なお、外気冷房は冬期の冷房需要に対応できる仕様とし、2管式冷温水配管システムによる経済合理性の確保にも寄与している。

3. 空調システムの運用実績

3-1 空調負荷

年間時刻別の空調負荷を図-5に示す。空調負荷のピークは、冷房負荷が約1,000kW(7月22日, 7月29日)、暖房負荷は約639kW(2月8日)であった。設計段階で実施した動的熱負荷計算の結果と比べて、暖房負荷がやや大きい結果となった。主に4月から10月にわたり冷房負荷が顕著に表れ、1月から3月上旬に暖房負荷が生じていた。

表-2 空調・衛生設備の概要

空調設備	地中熱利用水冷ヒートポンプスクリーチャラー 能力：冷却 527kW, 加熱 530kW, 冷温水流量：冷水 1,080 l/min, 温水 1,090 l/min, 熱源水流量：2,010 l/min, 送水温度：冷水 7℃~14℃, 温水 38~45℃, 動力：3φ×400V×87.9kW 空冷ヒートポンプモジュールチャラー 能力：冷却 475kW, 加熱 500kW, 冷温水流量：冷水 975 l/min, 温水 1,020 l/min, 送水温度：冷水 7℃~14℃, 温水 38℃~45℃, 動力：3φ×400V×125.3kW 空冷ヒートポンプエアコン 冷房能力 1,500kW, 一部水蓄熱利用 熱源水・冷温水の変流量制御, 大温度差送水, 外気冷房制御, 外気量制御, 全熱交換器
衛生設備	受水槽+加圧給水方式, 電動ヒートポンプ温水機, 雨水・再生水利用, 自己発電型便器, 閉鎖型・放水型・インラックスプリンクラー

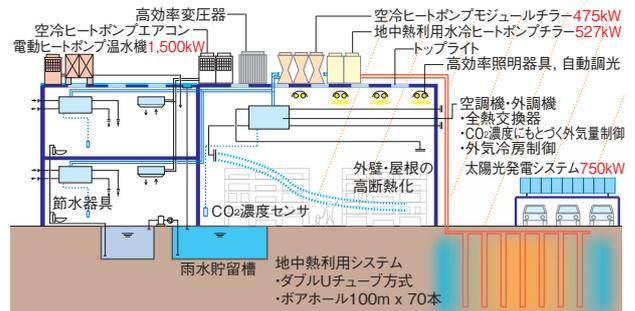


図-2 環境設備計画の概念図

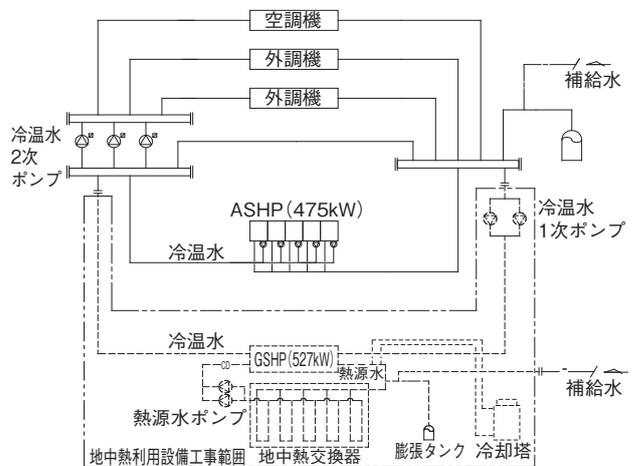


図-3 空調システムのフロー

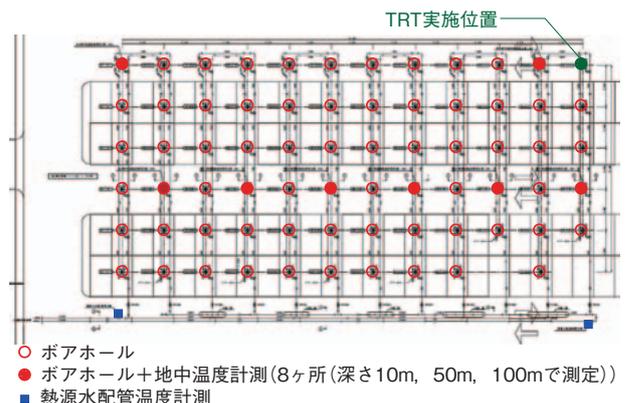


図-4 地中熱交換器配置図

3-2 処理負荷および電力消費量

夏期および冬期の代表期間における熱源機器の処理負荷量(製造冷熱熱量)および電力消費量の時間推移を図-6に示す。図-6(a)から、GSHPが優先運転し、GSHPの冷却能力である約527kWをおおむね超えた時点でASHPが追従運転している状況がみられ、おおむね設計段階で想定した運用状況であった。また、図-6(b)から、冬期は全体の熱源容量と比べて低負荷の出現頻度が多く、GSHPが稼働できる負荷の下限値を下回るため、ASHPが優先的に稼働する状況がみられた。

3-3 地中温度

温度計測を実施している8カ所のボアホールのうち、本施設に設置されている70カ所のボアホールの平面範囲において中央に最も近い地中熱交換器の配管表面温度の時間推移を図-7に示す。図-7から、8月の冷房期は、行き管の温度が深さ10mの位置で約35℃まで上昇していた。一方、同時期における還り管の温度は深さ10mの位置で約32℃を示しており、地中に対して約3℃相当の放熱が行われていることが確認できた。

また、ボアホールの先端付近にあたる深さ100mの位置の温度は、還り管の深さ10mの位置よりも約1℃低いことから、熱源水は行き管でおおむね放熱され、還り管はボアホール内で採熱されることにより温度が上昇している可能性があることが示唆された。1月から2月の暖房期は、行き管の深さ10mの位置で温度が約14℃まで下降していた。往還の深さ10mの位置で比較すると、最大で2.7℃の温度差が生じていた。また、冷房期で示されていた程の還り管の深さ10mと100mの位置における温度の差異は確認されず、温度差は最大で0.2℃であった。

3-4 COP(成績係数)

代表期間における熱源機器のCOPの時間推移を図-8に示す。図-8におけるGSHPの補機は、冷却塔のファンおよび散水ポンプ、GSHPの1次ポンプを指す。また、SCOP(システムCOP)は、ASHP、GSHPおよび補機を合計した電力消費量と製造熱量の比率を表す。図-8(a)から、冷房期におけるGSHPのCOPは、機器単体で5.0以上、補機電力消費量を含めた場合で4.0以上をほぼ維持していた。また、8月におけるGSHPの機器単体の平均COPは5.15、平均SCOPは4.09を示し、盛夏期であっても比較的良好であることが確認できた。図-8(b)から、暖房期におけるGSHPのCOPは、機器単体で4.5~6.0程度、補機電力消費量を含めた場合で3.0~5.0程度をほぼ維持していた。また、1月におけるGSHPの機器単体の平均COPは5.32、を示し、平均SCOPは3.74であった。冷暖房ともに、ピーク期間においてGSHPのCOPはASHPと比べておおむね高く推移していることが分かった。

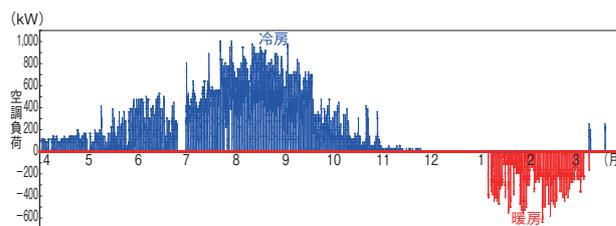
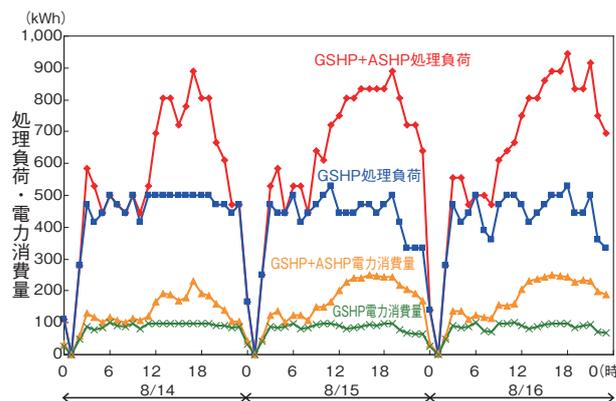
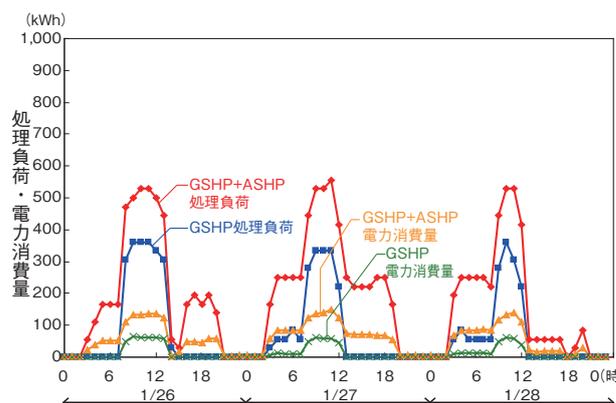


図-5 年間時刻別の空調負荷



(a) 冷房期



(b) 暖房期

図-6 処理負荷と電力消費量の時間推移

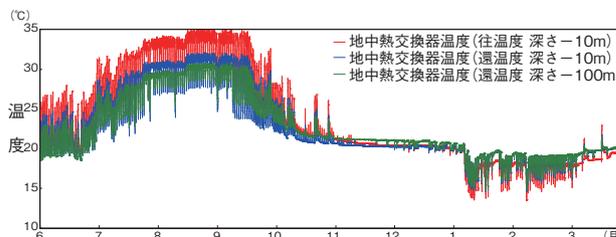


図-7 地中熱交換器の配管表面温度の時間推移

3-5 熱源水および冷温水の温度

代表期間における熱源水および冷温水の往還温度の時間推移を図-9に示す。図-9(a)から、冷房期における熱源水の出口温度は約31℃～38℃を示していたのに対して、入口温度は約30℃～34℃を推移し、双方の平均温度差は約3.2℃であった。また、冷水は平均の入口温度が約14℃、出口温度が約7℃をおおむね示しており、出入口温度差が約7℃の送水にて稼働していることを確認した。図-9(b)から、暖房期における熱源水の出口温度は、熱源の稼働時間帯で約12～15℃を示していたのに対し、入口温度は約15～17℃を推移し、双方の平均温度差は約2.6℃であった。また、温水は平均の入口温度が約39℃、出口温度が約45℃をおおむね示しており、出入口温度差が約6℃の送水にて運転していることを確認した。

4. まとめ

本報告では、IKEA福岡新宮の建築・設備概要を述べるとともに、中央監視システムの計測・計量に基づき、空調システムの処理負荷量、地中温度、COP、熱源水および冷温水温度などの年間運用実績を示した。

5. 謝辞

本報の執筆にあたり、イケア・ジャパン(株)、西松建設(株)、高砂熱学工業(株)、ミサワ環境技術(株)から多大なるご協力を賜りました。ここに記して謝意を表します。

<参考文献>

- 岡和田, 長野, 中村, 葛: 少水量対応型地中熱ヒートポンプビルマルチシステムの開発 その7 冷却塔を併用した地中熱ヒートポンプシステムの設計・運用手法の検討, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp.1879-1882, 2010年9月
- 堀池, 中村, 畠中, 長野, 宮本: 大規模店舗に導入した国内最大級の地中熱利用システム (第1報)施設概要とシステムの計画・設計の考え方, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp.753-756, 2012年9月
- 宮本, 長野, 中村, 畠中, 堀池: 大規模店舗に導入した国内最大級の地中熱利用システム (第2報)地中熱源/空気熱源ヒートポンプシステムのハイブリッド運用の検討, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp.757-760, 2012年9月

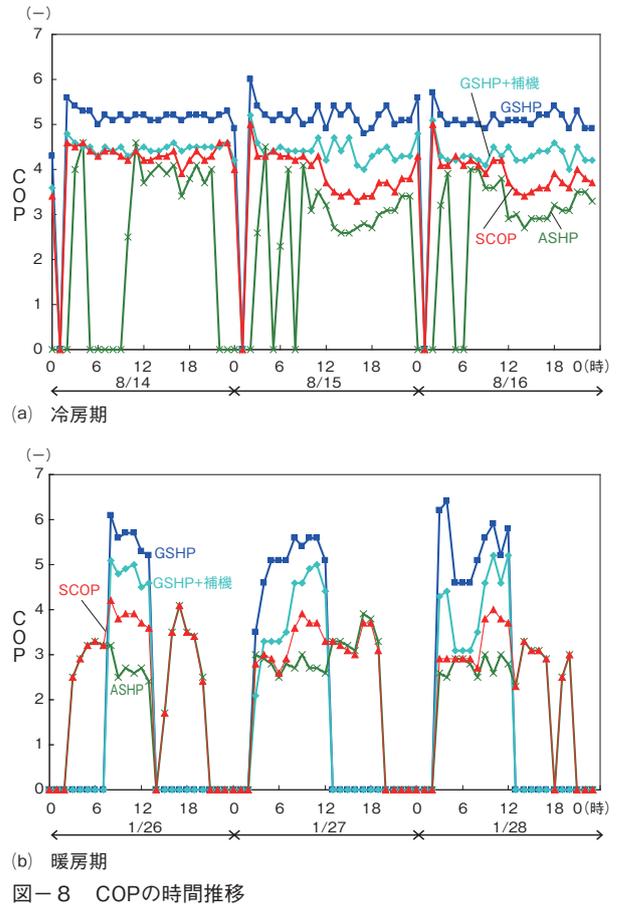


図-8 COPの時間推移

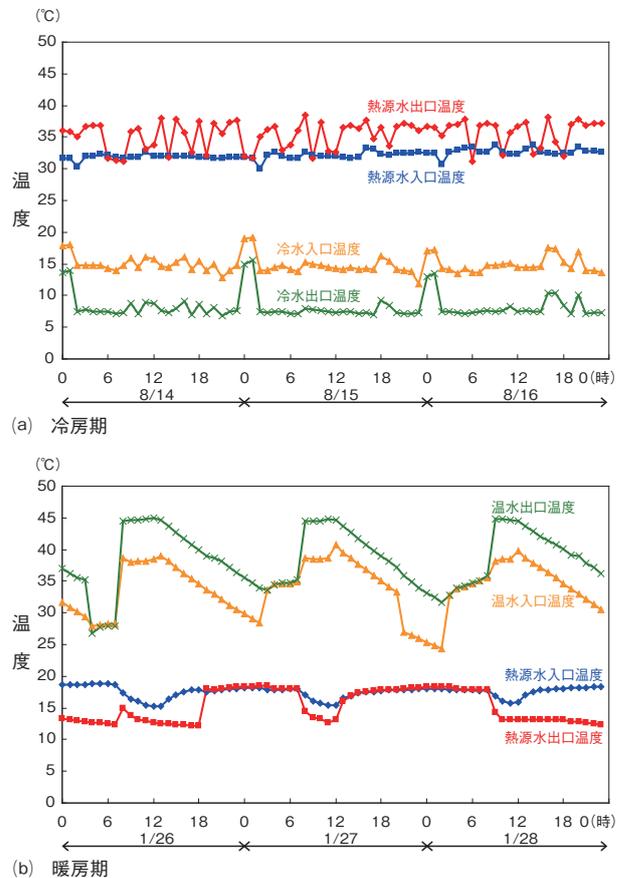


図-9 熱源水および冷温水の時間推移