

秋葉原ダイビル[®]の氷蓄熱の運用と 大温度差搬送システム

鹿島建設(株) 建築設計本部 設備設計統括グループ 弘本真一

キーワード/氷蓄熱・大温度差搬送・熱媒温度差確保

1. はじめに

つくば研究学園都市と直結するつくばエクスプレスの整備を契機に、JR秋葉原駅周辺は、大規模商業施設の誕生で賑わい、ビジネス・商業・文化が融合する街へと変貌を始めている。この再開発は東京都のIT拠点構想に基づき進められており、秋葉原の持つ地域性とIT技術の融合による新しい文化や研究の誘発を目的として整備され、その起点として最初に計画されたのが、秋葉原ダイビルである。

本建物は、隣接する秋葉原UDXビルとの連携により、ITを活用した次世代の新しいビジネスを創造していく場、「秋葉原クロスフィールド」という産官学一体となった都市プロジェクトの中心となる施設となっている。

本建物のファサードは、先進性の表徴として、全面的にLow-Eガラスによるカーテンウォールを採用しており、さらには、内部の高発熱と高气密化により、年間を通して冷房負荷の高いビルとなっている。これに対する取り組みとして、冷熱源のピーク時とオフピーク時の効率的な運用や、2次側搬送系におけるエネルギー消費量の低減を重点的な課題として計画した。

2. 建物概要

| | |
|-------|----------------|
| 建物名称 | 秋葉原ダイビル |
| 所在地 | 東京都千代田区外神田1丁目 |
| 建主 | ダイビル(株) |
| 設計 | 鹿島建設(株) 建築設計本部 |
| 監修・監理 | (株)日建設計 |



写真 - 1 建物外観

| | |
|------|---|
| 建築用途 | 事務所, 大学, 集会場, 店舗 |
| 敷地面積 | 4,181.00m ² |
| 建築面積 | 2,559.75m ² |
| 延床面積 | 50,289.59m ² |
| 構造 | 鉄骨造(CFT柱), 制振構造 |
| 階数 | 地下2階, 地上31階, 塔屋1階 |
| 最高高さ | 147.473m |
| 施工 | 建築 鹿島建設(株), (株)大林組 電気 住友電設(株), 東光電気工事(株) 空調 新日本空調(株), (株)三晃空調 衛生 ダイダン(株) |
| 昇降機 | 三菱電機(株), (株)日立製作所 日本オーチスエレベータ(株) |
| 工期 | 平成15年5月~平成17年3月 |

冷房負荷の高いビル計画として、熱源の負荷平準化と信頼性確保、2次側熱媒搬送の大温度差化による省エネルギー、電気・ガス併用熱源の効率的運用への試みを主眼として計画した。

熱源にかかわる電力負荷平準化のために蓄熱システムを採用した。本計画では、建物規模のわりに低層部の平面規模が小さいことから、水蓄熱に比べて蓄熱スペースの小さい氷蓄熱を採用している。この氷生成のメリットを生かし、夏期ピーク時には低温冷水の利用による大温度差水搬送と空調機系統の低温冷風システムを採用し、搬送系の容量のピークカットも行っている。

3. 熱源・空調設備概要

3-1 主要機器

3-1-1 熱源設備

| | |
|----------------|------------------------------------|
| ブライントーボ冷凍機 | 300USRT(製氷時) |
| スタティック型内融式氷蓄熱槽 | 3,000USRT |
| プレート式熱交換器 | 750USRT(5 取り出し) 500USRT(7 取り出し) |
| ガス焚き吸収式冷温水発生器 | 450USRT |

3-1-2 空調設備

| | |
|---------------------------------|---|
| 単一ダクトVAV方式, FCU方式 | |
| 低層共用部: 還り温度補償型空調機 | |
| 基準階事務室: マルチゾーン型空調機 ペリメータ窓上排気 | |
| 諸室他: 還り温度補償型FCU | |
| 空調配管 | 冷水 5 15 (t = 10) 温水 55 45 (t = 10) |

信頼性が求められるビルにおいて、熱源にかかわるインフラの供給源を冗長化することは必須となっており、本建物においても電気(ターボ冷凍機+氷蓄熱)-ガス(ガス焚き吸収冷温水機)の併用熱源としている。熱源計画における配慮では、冷熱に対する運用が中心となり、特に、①負荷の平準化、②低負荷時の効率的運用が懸案内

容であった。その方策として、夏期ピーク時には氷蓄熱放熱時における冷水の低温取り出しが可能であることを利用し、大温度差搬送のための低温送水(5)を供給できるように計画した。

3-2 熱源機器運用の自動化

ピーク時以外では、積極的な負荷の夜間移行の実現が望ましいため、氷蓄熱の優先的な運用とガス焚き吸収冷温水機による追従が望ましく、特に低負荷の場合は、システム系の全負荷を氷蓄熱で補うこととした(図-1)。

この主旨を、年間を通じて忠実に実現するために、氷蓄熱の放熱用熱交換器を2回路設け、負荷ごとに各熱源機器の運用がシーケンス化されたシステムを構築した(図-2)。

- ① レベル1(空調負荷0~300RT)
並列側の熱交換器(HE-1)のみによる負荷処理を行う。冷水の送水温度は7。
- ② レベル2(空調負荷300RT~750RT)
並列側の熱交換器にて処理しきれない空調負荷をガス焚き吸収冷温水機にて処理する。冷水の供給温度は7である。
- ③ レベル3(空調負荷750USRT~1,200USRT)
このレベルから高負荷と位置付け、低温送水としている。まず、ガス焚き吸収冷温水機が2台同時に運転し、冷水の温度を7に下げた後に直列側の熱交換器(HE-2)にて5まで下げる。
- ④ レベル4(空調負荷1,200USRT~1,800USRT)
ガス焚き吸収冷温水機が3台同時運転し、冷水温度を7に下げた後に直列側の熱交換器にて5まで下げる。さらに氷蓄熱を平均的に放熱させるために、ターボ冷凍機の運転が入る場合がある。

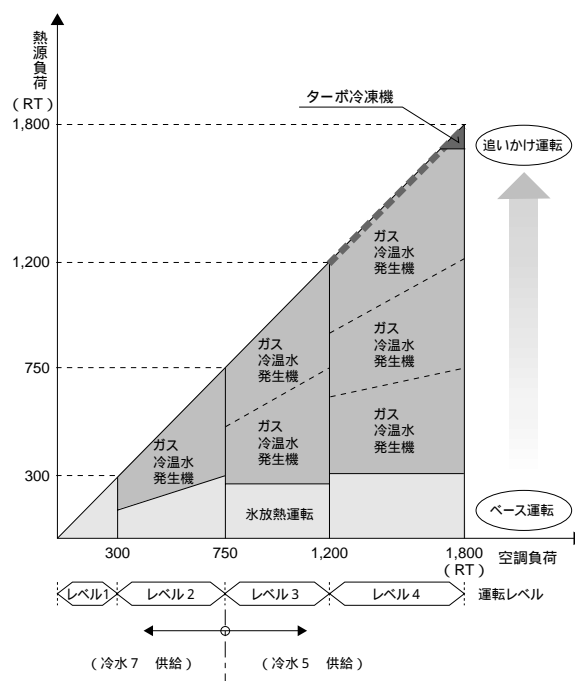


図-1 負荷ごとの熱源負荷処理分担のパターン

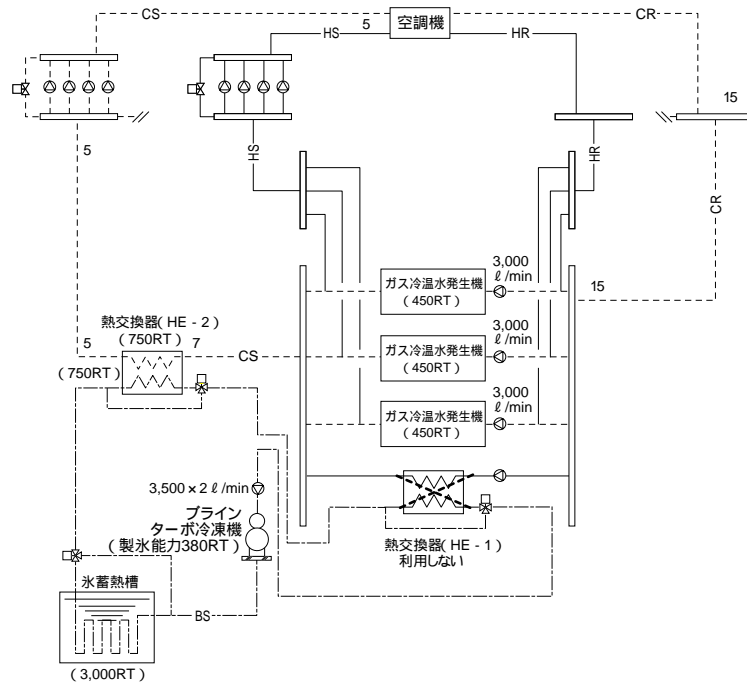


図 - 2 熱源フロー図(高負荷時 レベル3・4の例)

3 - 3 氷蓄熱の使い切りモード

特に負荷が低い中間期～冬期にかけての運用では、すべての冷房負荷を氷蓄熱の放熱のみで補っている。並列設置の熱交換器(HE-1)の一次ポンプ流量をインバータにより増加させて(1,890 l/min 3,000 l/min), みかけの放熱容量を大きくすることで(300RT 500RT), ガス焚吸収温水機の稼働を抑制している。

4 . 熱源の運用実績

4 - 1 氷蓄熱の運用実績

氷蓄熱の運用実績を図 - 3 に示す。おおむね、計画にそって夏期のピークシフトと中間期～冬期の全蓄熱による冷却負荷処理が実行できている。また、夏期ピーク時における蓄熱利用が直列側の放熱用熱交換器(HE-2)に切り替わっている。これにより低温送水(5)による熱媒搬送の大温度差化も実現できており、搬送動力のピークカットにつながったと考えられる。しかし、中間期から冬期において氷蓄熱容量に余剰分があると見受けられる日に、ガス焚吸収温水機による負荷処理がみられる。

これは、完成後初年度にて中間期の冷房負荷ピークが手探りであったことから、ガス焚吸収温水機の運転を強制的に抑制することによる冷房能力不足を懸念したものである。平成17年度は猛暑であったことから、通年での冷房負荷の推移を見通すためには非常に参考になった。今後は、中間期における“氷蓄熱の使い切りモード”のさらなる積極的な活用に向けて、管理会社とも協議を重ねていきたい。

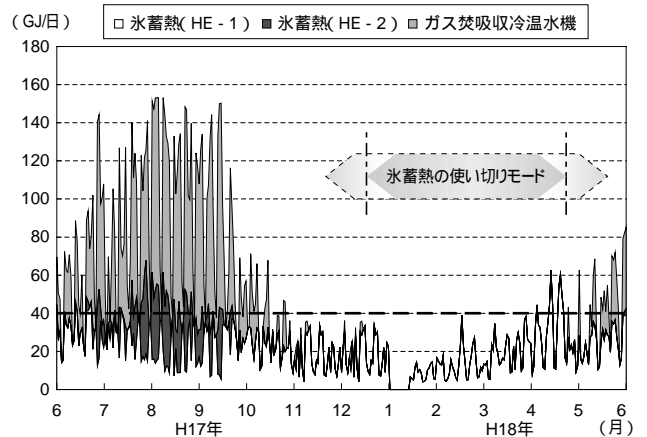


図 - 3 年間の熱源負荷処理の実績

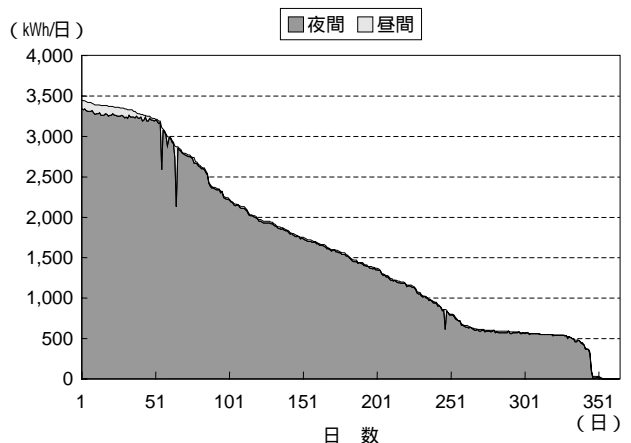


図 - 4 ターボ冷凍機電力量昼夜間別日積算降順グラフ

4 - 2 熱源の電力消費量の平準化

図 - 4 に示すように、年間のターボ冷凍機日積算消費電力量のうち、昼間に消費した部分はほんのわずかであり、そのほとんどは夜間の蓄熱によるものである。ターボ冷凍機本体の夜間移行率は実に98%であり、所期の計画どおりの運用ができたと考えている。

次に、熱源の年間時刻別平均の一次エネルギー消費量を図 - 5 に示す。熱源システム全体でみた場合、電力の夜間移行については意図どおりの結果を示している。

また、図 - 6 に熱源システムの一次エネルギー消費割合を示す。補機に関しては、ガス焚吸収冷温水機用の冷却水ポンプにインバータ制御を加えているが、熱源一次ポンプ(ガス焚吸収冷温水機一次ポンプ・ブライン循環ポンプ・蓄熱槽フロアポンプ)は定格で運転されるために電力消費割合が大きくなっている。

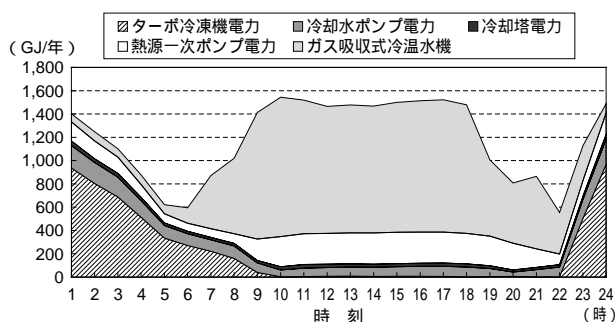


図 - 5 熱源の年間時刻別一次エネルギー消費量

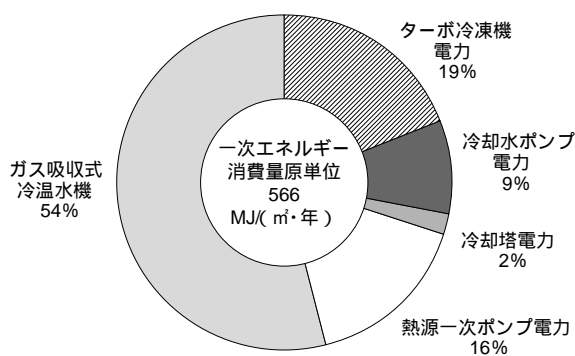


図 - 6 熱源の年間一次エネルギー消費割合

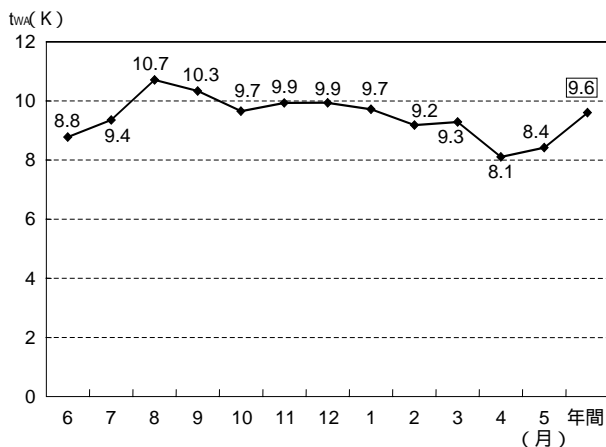


図 - 7 年間月別熱媒温度差 t_{wa}実績値

5 . 水搬送系の運用実績

5 - 1 熱媒温度差の実績 (t_{wa})

本建物の流量加重平均温度差 t_{wa}(K)について、評価期間を月別とした結果を図 - 7 に示す。月別の t_{wa} は、各月とも10 K前後の値となっており、年間では9.6 Kの実績値になっている。この結果から、本建物の熱媒温度差は年間を通して高く、特に、中間期や冬期にあまり低くなっていないことが分かる。

5 - 2 熱媒搬送システムの総合運転実績 (WTF)

一般に熱媒搬送システムの運用実績評価においては、WTF(= 搬送熱量 / 搬送消費エネルギー量)などの熱搬送システムの総合評価指標が用いられる。月別にWTFを算出した結果を図 - 8 に示す。夏期に高く、冬期に低い傾向があり、年間では150という極めて高い実績となっている。特に夏期においては200を大きく超える結果が得られており、これは熱媒温度差が十分確保できていることと、流体搬送システムとしてのエネルギー消費効率が高いことの結果であるといえる。なお、「夏期 > 中間期 > 冬期」の順でWTFが減少していくが、これは前述のようにヘッダバイパス流量の増大から、流体搬送システムのエネルギー消費効率が低下することによるものと考えられ、今後の改善の課題である。

6 . 冷(温)水還り温度補償型空調機の開発・採用

6 - 1 空調機の概要

一般に、水系熱媒の供給温度は計画上也運用上も重要な管理項目とされているが、還り温度については成り行きとしていることが多く、大温度差仕様のコイルを選定しても仕様どおりの温度差が確保されるとは限らなかった。そのような状況に対して、熱媒の利用温度差を大きく取りながら、還り温度を補償する空調機を開発し低層共用部系統へ採用した。本機基本構成を図 - 9 に示す。

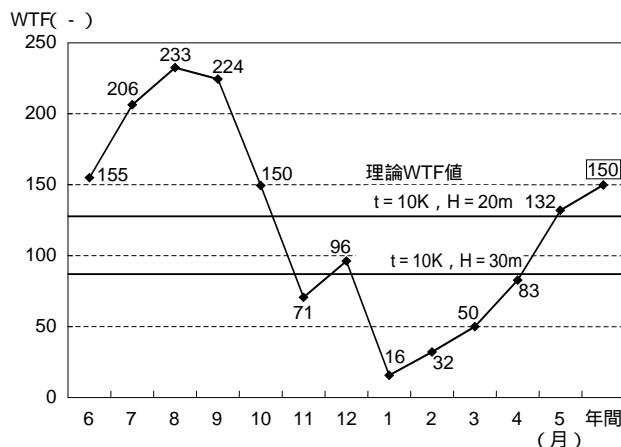


図 - 8 年間月別WTF実績値

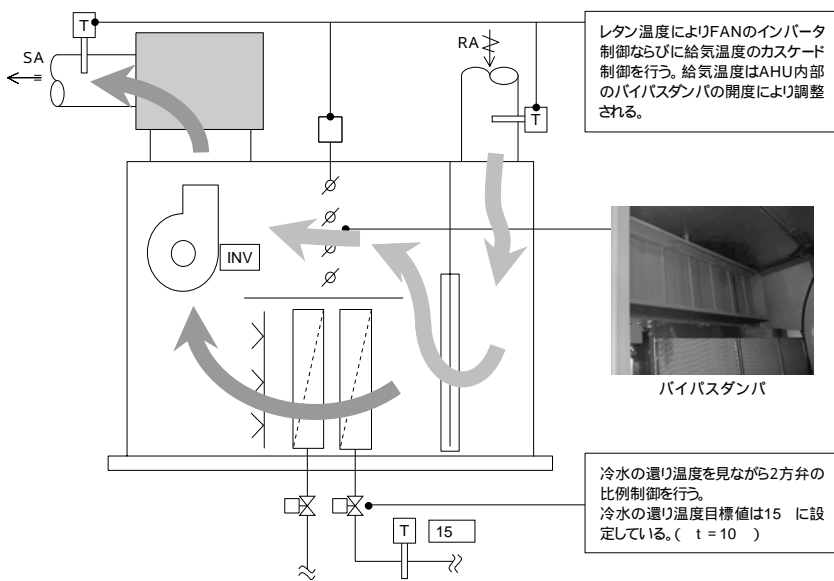


図 - 9 冷水還り温度補償型空調機概念図

- ① 形状的な特徴
通常のAHUと形状的に異なる点は、レターン空気のバイパス流路を設け、そこに比例動作のダンパを設けている点である。
- ② 給気(送風)温度制御
給気(送風)温度は、コイルバイパス風量を増減することにより制御する。
- ③ 冷温水還り温度補償制御
冷温水還り温度は、設定された温度となるように2方弁によって制御される。
- ④ 除湿能力の向上
コイルバイパス制御は、低負荷時の除湿制御として用いることが一般的である。本システムの場合、除湿

を目的としたコイルバイパス風量制御ではないが、副次的に除湿機能を有することが期待できる。このため、再熱を使用しない除湿が可能になり、室内環境と省エネルギー性を両立する。

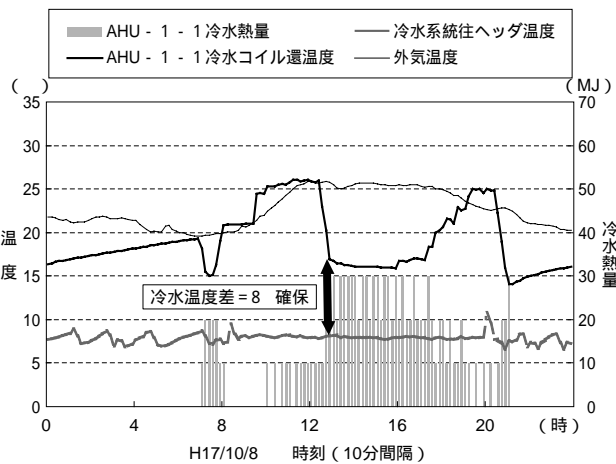


図 - 10 中間期代表日のAHU冷水温度状況

⑤ 機内静圧の軽減

コイルバイパス制御のため、ほとんどの部分負荷発生時には、コイル部分の通過風量が少なくなり、結果的に機内静圧ロスが低減されファン動力が軽減する。

6 - 2 中間期代表日の運転実績

図 - 10は、還り温度補償型空調機の平成17年10月8日の冷水温度状況である。この空調機は1F共用部エリアの空調機であり、コーヒーSHOPとギャラリー・ホールをVAVにてゾーン制御を行っている系統である。負荷が終日、比較的低い状況においても冷水の還り温度は15以上を確保している。負荷が少ない時(バイパス風量が最大時)には冷水2方弁が“閉”になるため、冷水の温度がより上がる傾向が示されている。これにより、低負荷時における還り温度を優先した制御が適正に作動していることが分かる。また、中間期における給気温度制御の追従性と室内温度状況の推移を示したものが図 - 11である。給気温度は運転時間中ほとんどロードリセット制御がかかっており、終日変動している様子が分かるが、還り温度補償型空調機の実測給気温度もそれに追従している。以上により低負荷時においても単一ダクトVAV方式に対する追従性が良好であることが確認でき、今後、オフィス空調をはじめとして幅広い範囲での適用が期待できる。

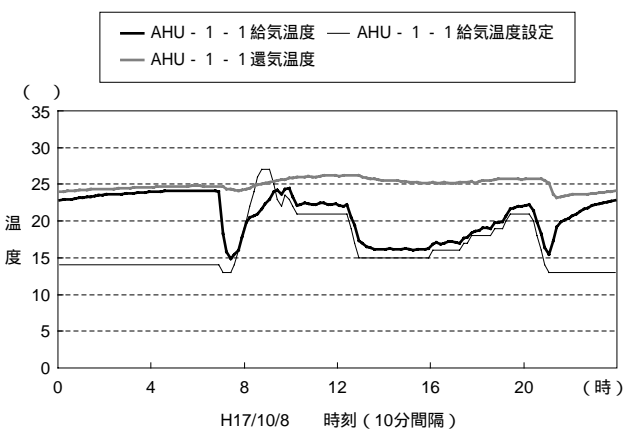


図 - 11 中間期代表日の給気温度・室温の追従状況

7 . おわりに

本誌面にて、事業主であるダイビル(株)をはじめ、計画から完成までご協力いただきました関係各位に感謝申し上げます。