

小型バッファークを用いた熱源の高効率運転制御技術の構築研究

創造理工学専攻 環境都市コース 6164070017-2 小角 佳
(指導教員 近本智行)

1. はじめに

熱源システムの設備容量は年間のピーク負荷に対応して設計されるが、現実には定格値を大きく下回る部分負荷運転が多い。本研究では定常伝熱計算を用いて、設計に利用可能な簡易予測ツールを作成し、小型バッファークを有するシステムの導入メリットを導入時のコストまで含めて検討した。また、導入効果の大きい負荷パターンの検討も行った。

2. システム概要

小型バッファークは水蓄熱槽と同様のシステムだが、熱源負荷の夜間移行を目的ではなく、二次側の負荷が減った部分負荷領域でも熱源を高COPで運転させることを主な目的とする。容量は水蓄熱槽より小さくピーク日の日負荷の1/10程度を想定している。このため、新築時でなければ導入が難しい巨大な水蓄熱槽や、製氷時にCOPが低下する氷蓄熱槽を用いることなく、既存の熱源システムへ導入が可能であると考えられる。

また、従来の水蓄熱槽と同様に短時間のピーク負荷の回避や、熱源の容量縮小も可能である。さらに時々刻々大きく変動する熱源負荷に対してはバッファークを用いることで緩和でき、熱源は常に高効率運転を可能とする。

3. 検討概要および結果

3-1 簡易予測ツール (モデル式①)

移流、伝導、熱損失を考えた定常計算^{注1)}を行った。

入力項目として、水の物性値や蓄熱槽の条件(水槽の大きさや成層の数など)、熱源、ポンプの容量を設定した。また、熱源の制御条件や運転方法を選択し、それに与えた空調負荷^{注2)}に対する熱源の挙動を解析する。

移流、伝導、熱損失による熱移動及び蓄熱槽内の温度分布や、非蓄熱の比較システムと提案システムの熱源の運転状況、電力消費量・料金やCO₂排出量を出力する。

3-2 解析対象 (病院型)

大阪におけるセンターコアを持つ中規模の病院モデルを設定した。地上9階、地下1階とし、延床面積約15,000 m² (空調面積約13,000 m²)とした。

3-3 検討ケース (表1~3)

4~11月の冷房期間を対象として、小型バッファークを有するシステムと、比較システムである非蓄熱システムの熱源とポンプにおける電力消費量を比較した。

この期間を夏期月(7~9月)と中間期月に分けて、夏

期をさらにピーク月(8月)と夏期一般月(7,9月)に分けた。各月の代表日を選定して、内部負荷の違いにより平日(22日/月)と休日(8日/月)に分けて検討を行った。

表1 検討ケース (モデル式①)

| ケース | 負荷パターン | 制御方法 | 運転方法 |
|---------|--------|------------|-------|
| Case1-1 | 病院型 | <最終層> | 定格 |
| Case1-2 | | 夏期 : 11°C | 温度差 |
| Case1-3 | | 中間期 : 11°C | COP最大 |
| Case1-4 | | <蓄熱量> | 定格 |
| Case1-5 | | 夏期 : 60% | 温度差 |
| Case1-6 | | 中間期 : 30% | COP最大 |

<制御方法について>

- ・最終層 : 最終層の温度が設定した値を上回ると運転開始。
- ・蓄熱量^{注3)} : 蓄熱量が設定した値を下回ると運転開始。
初期条件 : 夏期 50%、中間期 25%

<運転方法について>

- ・定格 : 定格で常に運転。
- ・温度差 : 運転容量の大小は設定せず、必要な容量で常に運転。
- ・COP最大 : COPが最大となる定格の8割程度の出力で常に運転。

表2 導入熱源^{注4)} (定格能力-COP)

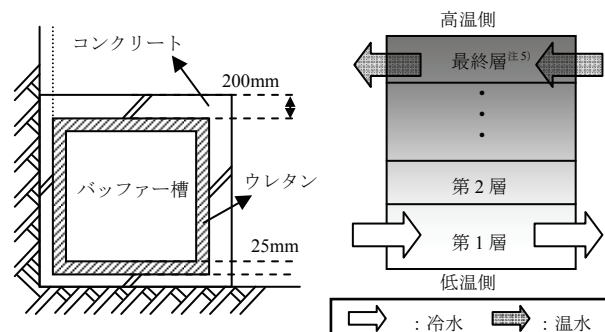
| | 蓄熱なし | 蓄熱あり |
|-------|------------|------------|
| ターボ | 545kW-3.89 | |
| スクリュー | 527kW-3.04 | 362kW-2.81 |

外気温 32°C時

表3 導入ポンプ

| 蓄熱の有無 | なし | | あり | |
|--------------------------|------|------|------|------|
| | 二次 | 一次 | 蓄熱槽 | 二次 |
| *最大流量[m ³ /h] | 161 | 113 | 150 | 150 |
| 揚程[m] | 25 | 15 | 15 | 25 |
| 導入ポンプ規格[kW] | 22.0 | 11.0 | 15.0 | 22.0 |

*計算値



バッファークには蓄熱用の一次ポンプ、及び放熱用の蓄熱ポンプを接続する。熱交換器を介して二次ポンプの冷水を空調機に供給すると想定した。

図1 バッファーク^{注6)}の設置イメージ

3-5 検討結果

最も効果の高い「蓄熱量制御のCOP最大運転」では、ピーク月の平日において、蓄熱を効果的に利用することで、熱源の造熱量が空調負荷のピークを回避した(図2(1))。

ピーク月の日積算では電力消費量が増加するケースも見られたが、中間期月では全ケースで省エネルギー効果が見られた。中間期月では、熱源のON/OFF制御が効果的に行われ、台数制御より高い効果を得た(図3)。

これより、低負荷になるにつれてより大きな割合で省エネルギー効果が見られ、部分負荷領域における非効率性解消の可能性を示した。

熱源のON/OFF制御は、最終層の温度で制御する「最終層」制御より、バッファ層全体の温度を考慮して制御する「蓄熱量」制御を行う方が省エネルギーとなった。

4. 追加検討の概要および結果

4-1 簡易予測ツールの拡張(モデル式②)

4-1-1 拡散の定量化

(1) 概要

拡散は、以下の式で定量化し、モデル式①に加えた^{文1)}。

$$(\text{拡散}) = (\text{境界面積}) \times (\text{流入水との温度差}) \times c_b$$

[MJ/min] [m²] [K] [MJ/min・K・m²]

(2) 拡散補正係数 c_b の算出方法

CFDを用いて水槽内に冷温水を流入させた状況を再現し(図4)、1時間の温度変化を10分毎に出力した。

モデル式①にも同条件を入力して出力された結果と、CFDでの1時間後の結果との差の二乗和が最小になるように拡散補正係数 c_b を逆算する。温度成層が一番低温側を第1層、一番高温側を第5層(最終層)として5分割した。

(3) CFDとモデル式①の結果比較

熱源や二次側から流入のある第1層と第5層において、スタート直後の温度変化にCFDとの大きな違いが見られた(図5(1)、(2))。これは、層内の温度と温度差のある冷温水の流入に影響された結果であると考えた。

そのため、第1層と第5層の層内の温度と、流入温度との温度差によって拡散補正係数を別に与えた。

(4) 拡散補正係数

結果を以下に示す(表4、図5)。今回は温度差を2.00℃とて、 $c_{b1}=0.03$ 、 $c_{b2}=0.11$ を用いる(条件A)。

表4 拡散補正係数 c_b の温度条件と結果

| | 温度条件* | 拡散補正係数 | | CFDとの温度差 | |
|-------|-------|----------|----------|----------|-------|
| | | c_{b1} | c_{b2} | 差の二乗和 | 最大温度差 |
| モデル式① | — | — | — | 3.74 | 1.55 |
| A | 2.00 | 0.03 | 0.11 | 0.63 | 0.72 |
| B | 2.15 | 0.03 | 0.10 | 0.63 | 0.73 |

*第1層と第5層では、流入温度と層内温度がこの条件を下回った場合に c_{b2} を用いる。それ以外は、他の層と同じく c_{b1} を用いる。

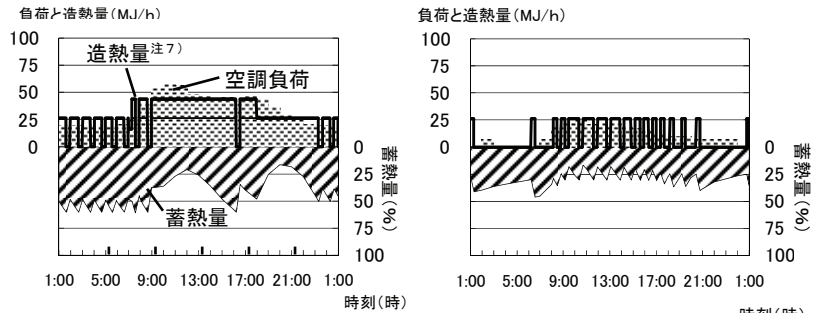


図2 Case1-6(蓄熱量制御のCOP最大運転)-熱源の運転状況と蓄熱量

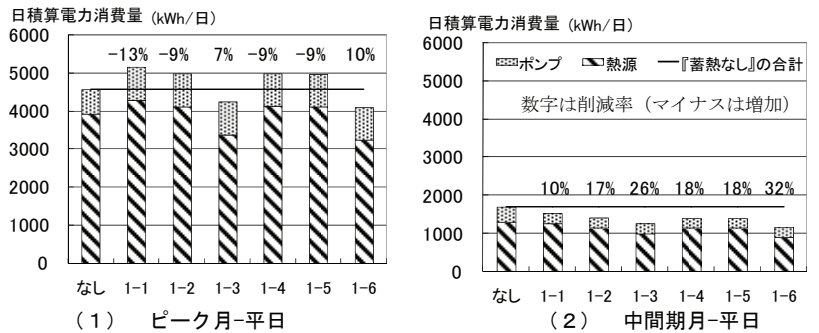


図3 Case1-日積算の電力消費量

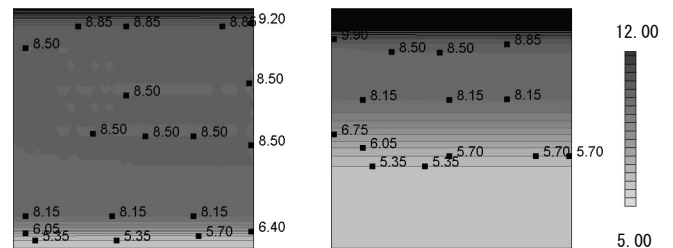


図4 中心断面(y=625mm)の温度分布図

拡散補正係数算出に、容量 2500mm×1250mm×2500mm の水槽を再現した。初期状態 8.5℃から下から5℃の水を 0.6 m³/min、上から12℃の水を 0.3 m³/min 流入した。時間が経つにつれ温度成層が壊れることなく見られた。

図4 中心断面(y=625mm)の温度分布図

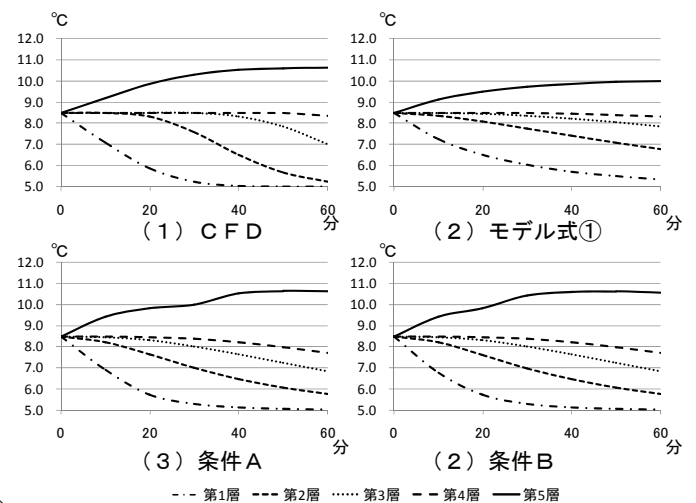


図5 温度分布の比較

4-1-2 熱源特性の追加

(1) 外気温がCOPへ与える影響

外気温 32℃時のCOPを基準とし、外気温とCOPの関係^{注8)}を用いて、各時刻における外気温の影響を考慮したCOPを求めた。

(2) 配管内の熱損失

バッファ槽に用いた配管において熱損失を考慮する。

4-2 解析対象の拡張

バッファ槽の導入効果が発揮できる負荷パターンを検討するために、ピーク負荷を病院型に一致させ、負荷パターンを拡張した^{注9)}(図6)。

4-3 検討ケース

拡張させたモデル式(モデル式②)と負荷パターンにおいて検討を行う(表5)。先のモデル式①を使った検討より、熱源は効果のあった「蓄熱量」制御とし、検討期間は結果に差が見られたピーク月と中間期のみとする。

4-4 検討項目

小型バッファ槽を有するシステムの省エネルギー性能に加えて、経済性等も検討するために建物運用時と設備導入時のコストおよびCO₂排出量を算出し、投資及びCO₂の回収年数を求める^{注10)}。

4-5 検討結果

①モデル式による違い

モデル式の違いでは、配管の熱損失と拡散による熱の移動が影響して、中間期ではモデル式①よりモデル式②の方が運転回数は多くなった(図7)。

また、電力消費量に関しても、モデル式②の方が削減効果は小さくなっている。これは、外気温の影響により非効率な運転をしていた『蓄熱なし』のCOPが向上されたことが理由として考えられる。

②負荷パターンによる違い

夜間の負荷の大きさの違いよりオフィス・大学型とホテル型の運転状況に大きな差が見られた(図8)。非効率にならない程度の負荷が発生しているホテル型に関しては、大きな削減効果が見られず、ピークとの差が大きいオフィス・大学型でより大きな削減効果が見られた(図9, 10)。

ピーク月の電力消費量では、蓄熱をした方が電力消費量の増えてしまっているケースもあったが、ピークカットのできているケースも見られた(図9)。検討期間に換算するとほとんどのケースで省エネルギー効果が見られ、高負荷なピーク月より低負荷な中間期に削減効果が高いことを示せたと考えられる(図10)。

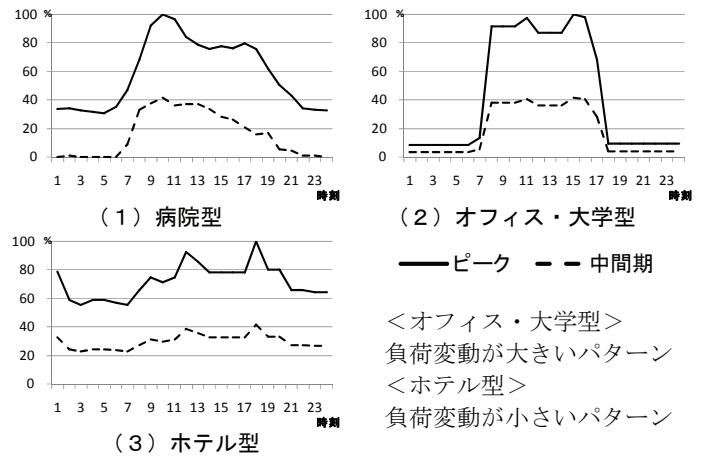


図6 追加負荷パターン

表5 追加検討ケース*(モデル式②)

| ケース | 負荷パターン | 制御方法 | 運転方法 |
|---------|-----------------------|--------------------------------|-------|
| Case2-1 | 病院型 図4(1) | <蓄熱量> 夏期 : 60% 中間期 : 30% | 定格 |
| Case2-2 | | | 温度差 |
| Case2-3 | | | COP最大 |
| Case3-1 | オフィス・ 大学型 図4(2) | | 定格 |
| Case3-2 | | | 温度差 |
| Case3-3 | | | COP最大 |
| Case4-1 | ホテル型 図4(3) | <蓄熱量> 夏期 : 60% 中間期 : 30% | 定格 |
| Case4-2 | | | 温度差 |
| Case4-3 | | | COP最大 |

*導入熱源は、表2と同じものを用いる。
ホテル型は『蓄熱なし』と同じものを導入。

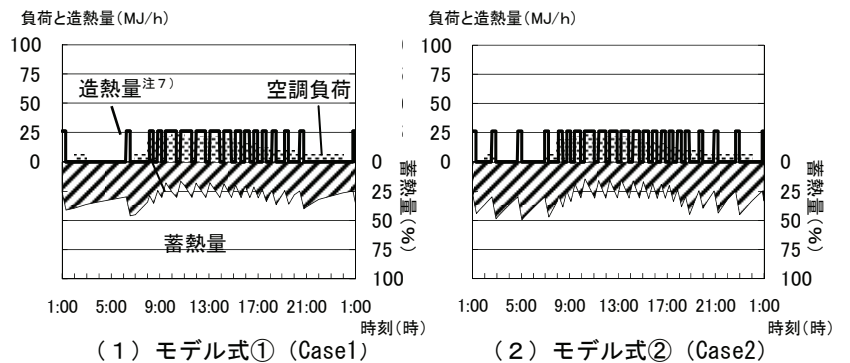


図7 モデル式による運転状況比較(中間期月)

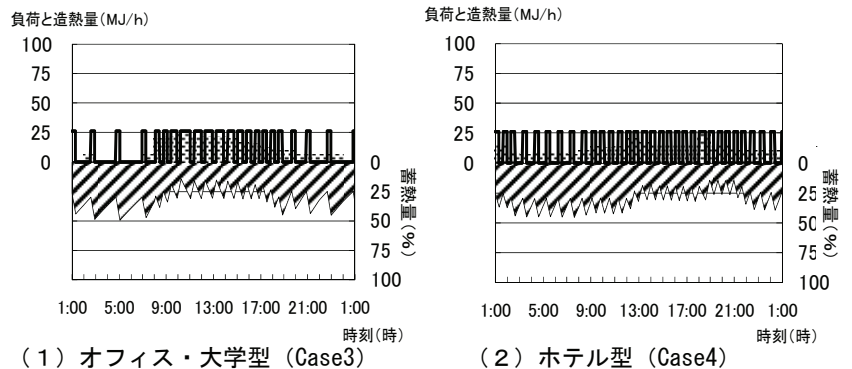


図8 負荷パターンによる運転状況比較(中間期月)

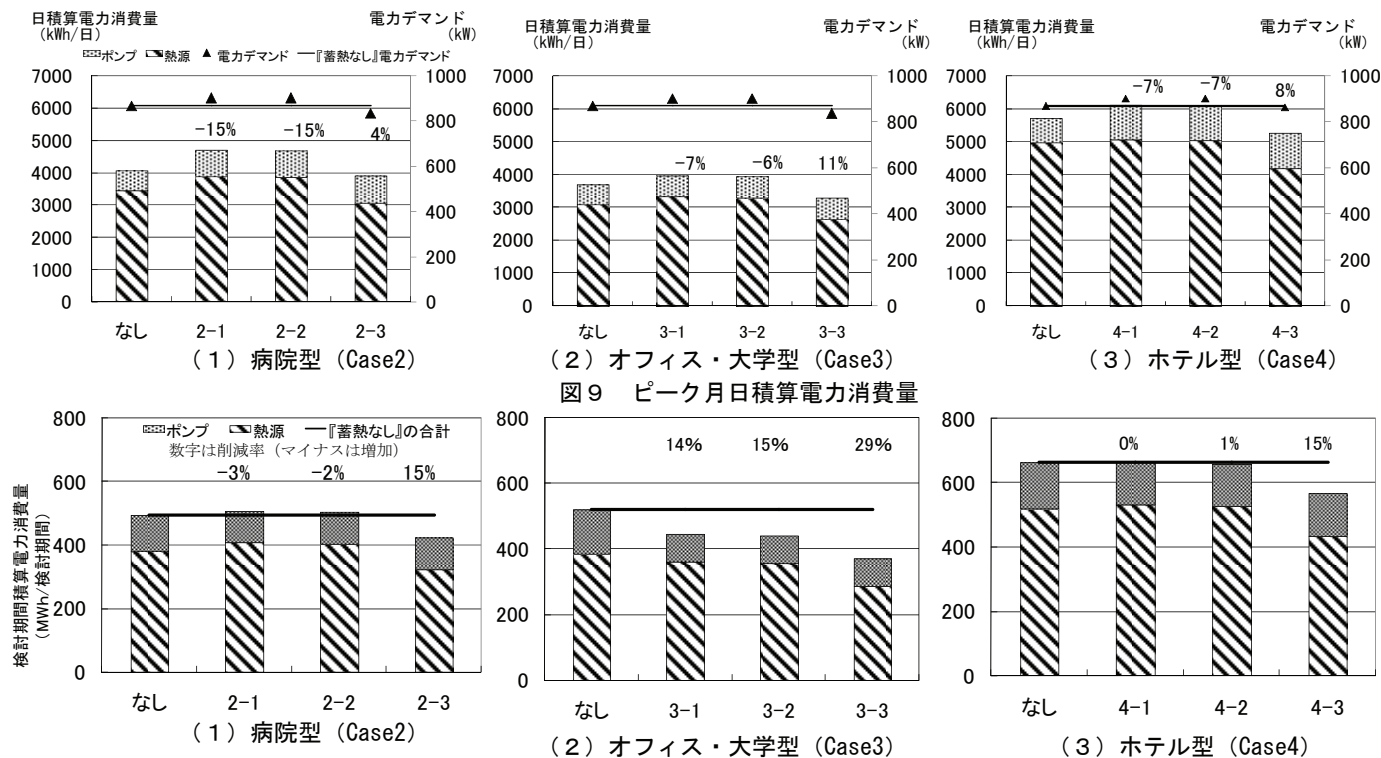


図 9 ピーク月日積算電力消費量

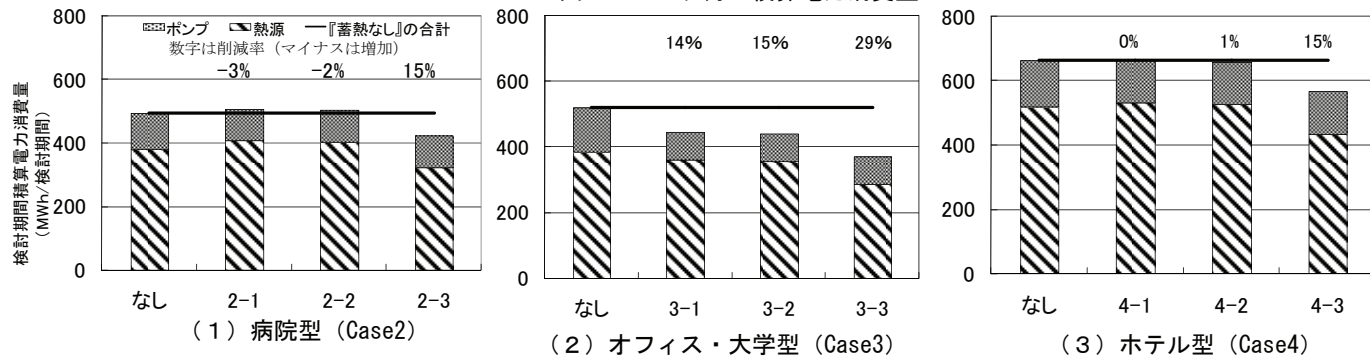


図 10 検討期間積算電力消費量

検討期間積算の電力消費量削減率は、オフィス・大学型で最も高い数値を示した (図 10)。ホテル型は、一日の中だけでなく季節によっても負荷の変動が少なく中間期月の削減効果が検討期間の積算に影響を与えていた。

③投資回収年数

コストはピークカットによる基本料金削減にも期待ができる。そのため、病院型は、省エネルギー効果ではホテル型よりも効果が少なかったが、基本料金削減のため、投資回収年数はホテル型よりも少ない結果となった (図 11)。設備導入にかかるCO₂についても省エネルギー効果があったケースでは概ね少ない年数での回収が可能であり、導入時のコストメリットも確認した。

5. まとめ

熱源の部分負荷効率もおける非効率性の解消策として小型バッファ槽を有するシステムを提案した。

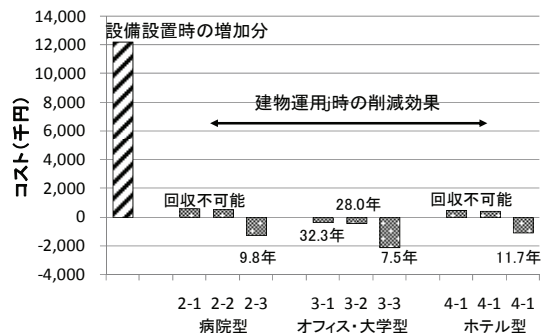


図 11 コスト比較と投資回収年数

本研究で作成した簡易予測ツールに定量化した拡散現象を入れ、精度の向上をはかった。そのツールを使い提案システムの有効性を検証して、導入時のイニシャルコスト等も含めて効果があることを示した。

注 1) 計算には Excel を用いた。
 注 2) 蓄熱成分を考慮せずに定常計算で算出
 注 3) 各層の温度の和より算出。全ての層が 5℃ のとき「満蓄」、12℃ のときを「蓄熱なし」とした。
 注 4) 台数制御を想定しており、夏期の 8~18 時をコアタイムとし、その時刻に台数制御を行う。その他はターボ熱源のみの運転とする。制御は造熱量がターボ熱源容量の 8 割を上回った時に行う。
 注 5) 温度成層は「層」、水槽は「槽」を使用。拡散補正係数計算時は第 5 層を、モデル式では①、②ともに第 2 8 層を最終層とした。
 注 6) 簡易予測ツールの計算では (縦×横×高さ) = (5m×5m×5m) と想定。コスト算出時には地下ピットの高さを考慮し、(5m×5m×3m) のものが 2 槽と想定。熱損失算出に用いた配管は、外径 267.4mm で配管長は 20m、保温材にロックウール 20mm を使用。
 注 7) 台数制御時は上段がターボ熱源、下段がスクリュウ熱源。
 注 8) 中部電力 (http://www.chuden.co.jp/corpo/publicity/press2006/0515_1_2.html) を参考にした。
 注 9) 『都市における人口排熱抑制によるヒートアイランド現象対策調査報告書 (平成 15 年度 国土交通省)』の値に夜間の負荷を増加させて作成。オフィスとホテルは、パターンが類似していたため、同種別として扱った。
 注 10) 空調、照明、換気、コンセント、その他 (EV など) の電力消費量も含めて検討。料金は基本料金: 1690.50 円/kWh、電力量料金は夏季: 11.15 円/kWh、その他季: 10.13 円/kWh とし、建物運用時の CO₂ 排出係数は 0.338kg-CO₂/kWh とした (関西電力 平成 19 年)。イニシャルコストは、財団法人 建設物価調査会「建築コスト情報 2008 冬」における各々の設備の単価に諸経費として 15% を加えた価格を単価として用いた。熱源と熱交換器はメーカー見積りの上、実勢を考慮が、仮設や既存撤去等の付帯工事費は考慮していない (バッファ槽: 3,289 千円、熱交換器: 8,632 千円、ポンプ: 285 千円、熱源: 73,600 千円)。設備導入にかかる CO₂ 排出量については、日本建築学会 建物の LCA 指針を参考にした。