

# 省エネルギーを考慮に入れた温度成層型蓄熱槽における イニシャルコストおよびランニングコストの削減

## A Report on the Construction of Temperature-Stratified Thermal Storage Tank that Contribute to Energy Conservation : A Reduction of An Initial and Running Costs

牧野 寛\*      石井 健司\*  
Hiroshi Makino    Kenji Ishii

### 要 約

六本木ティーキューブ（六本木三丁目計画）では、環境問題への配慮から、従来の混合型蓄熱槽より蓄熱効率の高い、地下ピットを用いた並列式の温度成層型蓄熱槽が採用された。この温度成層型蓄熱槽では、施工提案により出入口温度差を拡大することで、熱負荷に対応しつつ送水量の低減を図り、建設費（イニシャルコスト）および運用費（ランニングコスト）の削減を実現した。本報告では、温度成層型蓄熱槽の施工提案によるコストダウンの概要、および性能検証方法について述べる。

#### 目 次

- § 1. はじめに
- § 2. 設計案と採用システムの比較
- § 3. 蓄熱槽の容量削減
- § 4. その他の留意点
- § 5. コスト比較
- § 6. 性能検証
- § 7. おわりに

#### § 1. はじめに

近年、都市部の再開発物件では、空調熱源設備を集約するため、地域冷暖房を導入する事例が増加しているが、大規模なビル単体では、環境問題への配慮から、深夜電力を有効利用した蓄熱式の空調熱源が用いられることがある。

一般に、蓄熱式の空調では、水を蓄熱媒体として顕熱を利用する方式（水蓄熱）や、氷を蓄熱媒体として主に潜熱を利用する方式（氷蓄熱）が用いられる。

水蓄熱システムは、氷蓄熱システムと比べて蓄熱槽容量が大きくなるが、地下二重スラブや地中梁を蓄熱槽として利用できる場合、蓄熱槽構築費が削減され、断熱施工や結露対策も容易となり、氷蓄熱よりもCOPが高い熱源機器を利用できるので、イニシャルおよびランニングコストの低減を図ることができる。

水蓄熱は「連結完全混合型」と、より蓄熱槽効率が高い「温度成層型」に大別される。六本木三丁目計画では、

温度成層型を採用し、さらに通常の水蓄熱と比べて蓄熱（利用）温度差を大きくすることで、蓄熱槽効率を向上させ、蓄熱槽を小型化させることに成功した。

本報告では、温度成層型蓄熱槽に付随する施工上の検討項目をまとめ、その性能に関する検証の概要について述べる。

#### § 2. 設計案と採用システムの比較

設計案と、施工提案を採用して実際に施工されたシステム（採用システム）の空調熱源システムを表-1に、熱源機器構成を図-1に、熱源を表-2に、熱源側ポンプを表-3に示し、採用システムの蓄熱水槽の構成を図-2に示す。

採用システムでは、ポンプをインバータ化する事により、放熱時・放熱追いかけ運転時の動力エネルギーの低減を図った。放熱は昼間行なわれるので、電力料金の高い時間帯の搬送エネルギーの低減が期待できる。また、熱交換器を統合する事により熱交換効率の向上を図った。

さらに、ポンプを統合（表-3参照）することにより、電源容量の削減、ポンプ運転効率向上による省エネも期待できる。これらにより、イニシャルおよびランニングコストの削減とともに、設備管理に伴う費用圧縮も期待できる。

\*関東支店六本木出張所

表-1 空調熱源システムの比較

項目	設計案	採用システム
水量	1,800m <sup>3</sup>	1,500m <sup>3</sup>
水槽面積	261.2m <sup>2</sup>	261.2m <sup>2</sup>
蓄熱槽深さ	7.9m	5.95m
水槽構成	4槽独立	4槽連結 平面的には、設計案と同様
蓄熱温度差	$\Delta t = 10.0^{\circ}\text{C}$ 5.0 $^{\circ}\text{C}$ ~15.0 $^{\circ}\text{C}$	$\Delta t = 11.5^{\circ}\text{C}$ 4.0 $^{\circ}\text{C}$ ~15.5 $^{\circ}\text{C}$
蓄熱槽効率	78%	82%
蓄熱量*	60,278.4MJ	61,952.8MJ
熱交換器の特性	1次 5.0 $^{\circ}\text{C}$ - 15.0 $^{\circ}\text{C}$ 2次 7.0 $^{\circ}\text{C}$ - 17.0 $^{\circ}\text{C}$	1次 4.0 $^{\circ}\text{C}$ - 15.5 $^{\circ}\text{C}$ 2次 7.0 $^{\circ}\text{C}$ - 17.0 $^{\circ}\text{C}$
冷水蓄熱ポンプ制御	定速	放熱系統はインバータ可変

\*蓄熱量；水量(m<sup>3</sup>)×蓄熱温度差(°C)×蓄熱槽効率(%)×水の比熱(4.186MJ/m<sup>3</sup>)

表-2 熱源の比較

機器	設計案	採用システム
ターボ冷凍機	461USRT×1台 1,620kW 5,828,312kJ/h 3φ 6,600V - 380kW 冷水量 2,320ℓ/min 冷水温度 5.0 $^{\circ}\text{C}$	461USRT×1台 1,620kW 5,828,312kJ/h 3φ 6,600V - 385kW 冷水量 2,010ℓ/min 冷水温度 4.0 $^{\circ}\text{C}$

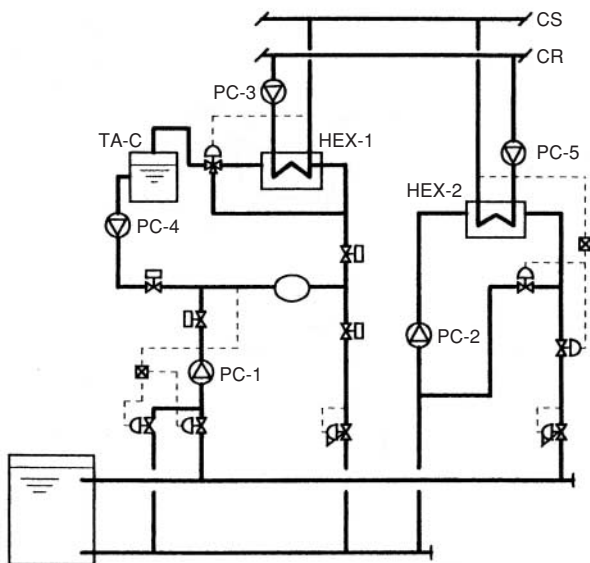
※採用システムでは蓄熱槽の容量削減のため、冷水温度を4.0 $^{\circ}\text{C}$ と設定した。

表-3 熱源側ポンプの比較 (蓄熱・放熱・追掛系統)

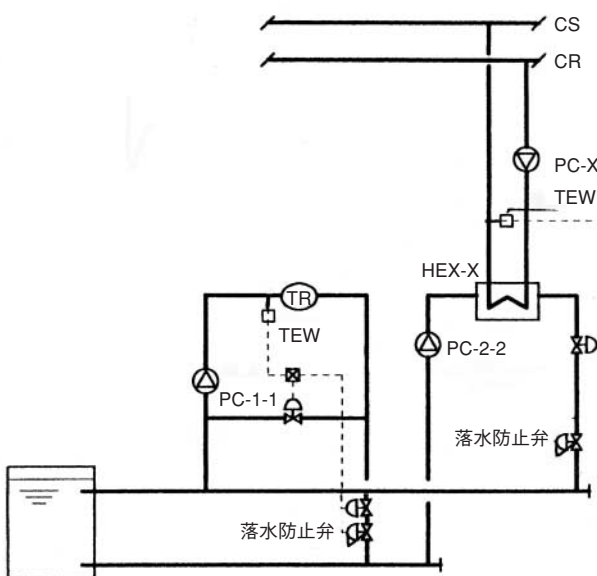
種別	設計案		採用システム	
	符号	電源容量	符号	電源容量
冷水蓄熱	PC-1	45kW	PC-1-1	15kW
放熱一次	PC-2	37kW	PC-2-2	18kW
放熱二次	PC-3	15kW	PC-X	15kW
追掛一次	PC-4	11kW	上記含む	PC-X
追掛二次	PC-5	11kW	上記含む	PC-X

※昼間電気容量の削減に貢献するように、採用システムの単段渦巻きポンプPC-2-2、PC-Xはインバータ制御方式とした。

※電源は全て3φ200Vとした。



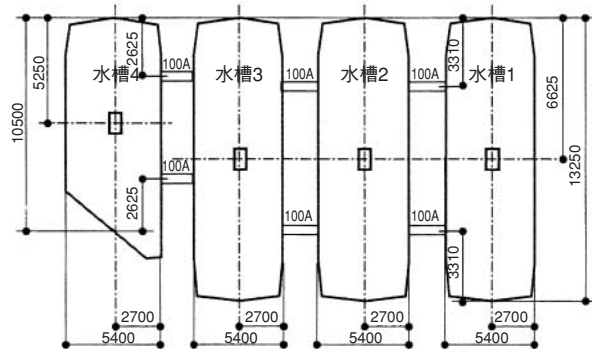
設計案  
OPEN/CLOSE



採用システム  
CLOSE/CLOSE

図-1 熱源機器構成の比較

No.	水槽1	水槽2	水槽3	水槽4	合計
水量 (m <sup>3</sup> )	400	400	400	300	1500
容量 (RT)	123	123	123	92	461
流量 (CMH)	32.3	32.3	32.3	24.2	121.1



※中央部の□印はディストリビュータ設置位置を示す。  
※流量は $\Delta t = 11.5^{\circ}\text{C}$ として算出した。

図-2 蓄熱水槽構成

### § 3. 蓄熱槽の容量削減

#### 3-1 蓄熱槽の容量削減の目的

蓄熱槽の蓄熱容量(蓄えられる熱量)は、図-3に定義する蓄熱槽効率により左右される。

温度成層型蓄熱槽では、上部および下部に温度成層が形成される。水槽建造費の圧縮を図るために水槽を浅くすると、上下の温度成層間の混合域の割合が大きくな

り、蓄熱ロスが多くなってしまふ。しかし蓄熱槽効率を上げることで、この蓄熱ロスを相殺し、蓄熱熱量が確保できるならば、工期短縮やコスト削減の点などから蓄熱槽を浅くすることが望ましい。

本件では蓄熱槽を浅くしつつ蓄熱容量を確保するため、蓄熱槽効率が通常よりも高くなるように、ディストリビュータの設計を慎重に行い、シミュレーションにより検証を行った。

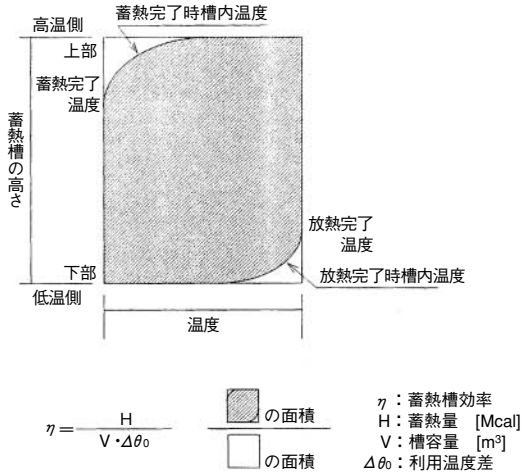


図-3 蓄熱槽効率の定義図

### 3-2 蓄熱槽のシミュレーション

#### (1) シミュレーションモデル

並列式温度成層型蓄熱槽は、槽間の連通口を除けば、個々の水槽において従来の温度成層型蓄熱槽と同じである。従って、従来から単槽の温度成層型蓄熱槽のシミュレーションモデルとして実績のある<sup>1)</sup>R値モデルを用い、連通口が無いものとして計算を行った。R値モデルの概要を図-4に示す。

この場合、連通口の影響を少なくするための検証が必要になるが、理論値との差があった場合でも、連通口の影響であると判断できる。

#### (2) シミュレーション諸条件

##### ①流体条件

蓄熱時

初期温度：15.5℃ ( $\rho_0 = 999.02\text{kg/m}^3$ )

…蓄熱槽への還り温度

流入温度：4.0℃ ( $\rho = 999.97\text{kg/m}^3$ )

…冷凍機出口（蓄熱槽入り）温度

放熱時

流入温度：15.5℃ ( $\rho_0 = 999.02\text{kg/m}^3$ )

…蓄熱槽への還り温度

##### ②水槽深さ

蓄熱槽の深さは、運用時の水位差により決定される。蓄熱槽の有効水深5.95mを6.0mとしてシミュレーションを行った。

##### ③その他条件

・蓄熱完了時の吸込温度 4.0℃

・放熱完了時の吸込温度 6.0℃

二次側への冷水供給条件が7.0℃であるから、熱交換器のアプローチ温度を $\Delta t = 1.0^\circ\text{C}$ とし、吸込温度6.0℃とした。

#### (3) シミュレーション方法と結果

蓄熱槽の熱源を切り替え、蓄熱運転モード（以下①に示す運転モード）と放熱運転モード（以下②に示す運転モード）が繰り返されても、温度成層が正しく形成され、蓄熱槽効率を確保できるか検証を行った。

##### ①蓄熱運転モード

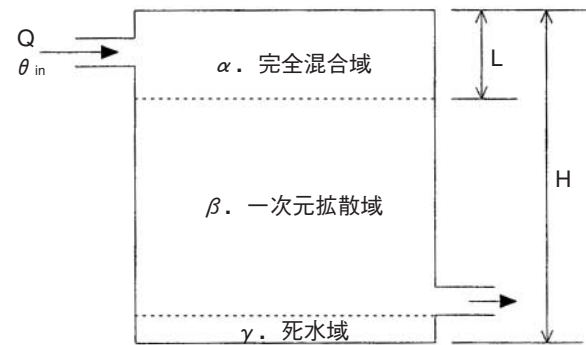
放熱完了状態（水槽内温度が15.5℃均一な状態）から4.0℃の冷水を蓄熱し、吸い込み温度が4.0℃に達するか、または蓄熱時間が10.5時間を超えた時点で蓄熱を完了する（図-5蓄熱時フロー）。

##### ②放熱運転モード

蓄熱完了状態から冷水を汲み上げ（戻り15.5℃）、吸い込み温度が6.0℃になった時点で放熱を完了する（図-5放熱時フロー）。

①～②のモードを繰り返し、放熱完了状態と蓄熱完了状態から蓄熱槽効率を算出した結果、図-7の温度プロファイルに示すように、蓄熱槽効率82%というシミュレーション結果を得た。

また、放熱モードにおける水槽内温度の経時変化のシミュレーション結果を図-8に示す。



- α：完全混合域 流入水と水槽内の水が完全混合する。
- β：一次元拡散域 水槽内流動による混合ではなく温度差による拡散が主体で熱移動する。
- γ：死水域 取水口以下の流動のない水の領域で、拡散によってのみ熱が移動する。

図-4 蓄熱槽モデル (R値モデル)

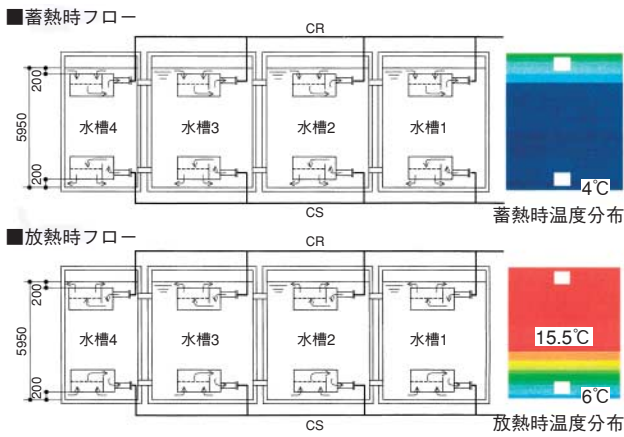


図-5 蓄熱槽運転フロー

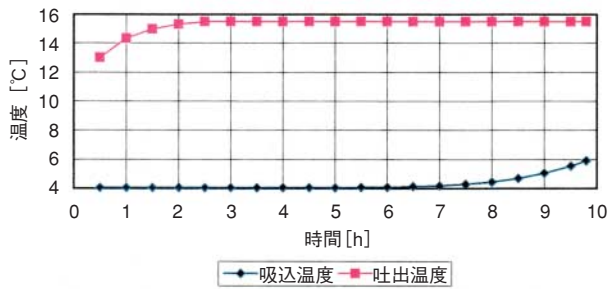


図-6 放熱時 放熱・吸込温度

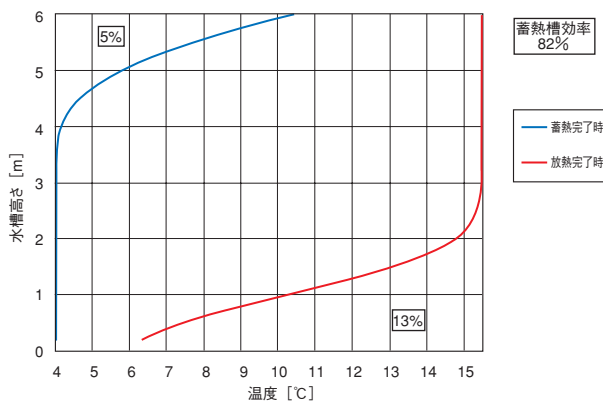


図-7 温度プロファイル

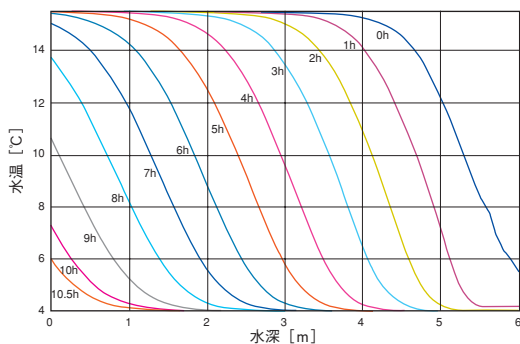


図-8 放熱時の水槽内温度変化

### 3-3 ディストリビュータの仕様の決定

蓄熱槽効率は、入口アルキメデス数によって決定されることが知られている。入口アルキメデス数は次の式により求められる。

$$Arin = ds \cdot g \cdot (\Delta\rho/\rho_0) / v^2$$

Arin：入口アルキメデス数

ds：せき高さ (m)

g：重力加速度

v：入口速度 (m/s)

$\rho$ ：初期水温での水の密度

$\rho_0$ ：入口水温と初期水温の密度差

この式をグラフ化し、槽深さ、入力方式、入口アルキメデス数から数値シミュレーションにより蓄熱槽効率を予測するチャート<sup>1)</sup>(図-9)がよく用いられている。

また、図-4の蓄熱槽モデル(R値モデル)における初期完全混合域の深さも入口アルキメデス数により決定される<sup>2)</sup>。これは次式で示される。

$$l_0 = 2.0 \cdot ds \cdot Arin^{-0.6} (m)$$

$l_0$ ：全幅スロット2次元入力における初期完全混合域の深さ。

以上から蓄熱槽効率と混合深さを推定し、せき高さを求める事によりディストリビュータの仕様が決定される。

図-10に決定されたディストリビュータの構造と仕様を示す。

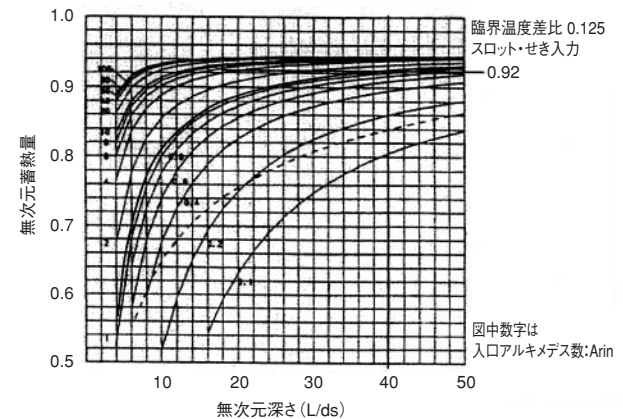
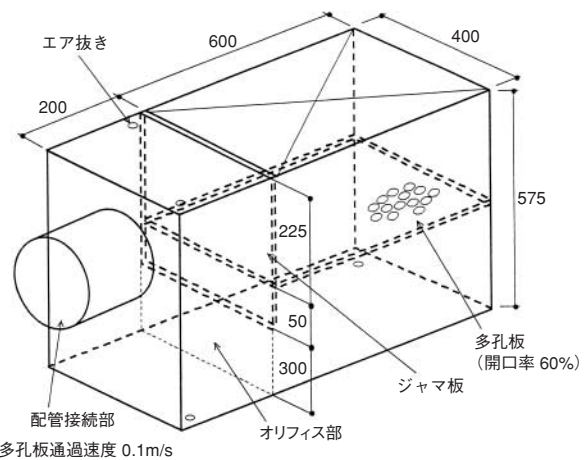


図-9 スロット・せき入力の場合の槽深さと無次元蓄熱量の関係 (K=0.04)



寸法 (mm)	受持水量 (m <sup>3</sup> )	仮想せき面積 (m <sup>2</sup> )	せき流速 (m/s)	入口アルキメデス数	効率
400×500	33.0	0.27	0.034	1.21	0.92

図-10 ディストリビュータの構造と仕様



### 3-4 連通管の仕様の決定

蓄熱槽シミュレーションは、単槽の温度成層型蓄熱槽のシミュレーションモデルであるR値モデルを用い、連通口が無いものとして計算した。前述した通り、本件では蓄熱槽が容量の異なる4槽に分かれているので、連通口の仕様が不相当だと流量バランスの維持が難しく、蓄熱槽効率の確保や温度成層の維持ができないなど能力低下が懸念された。このため、ディストリビュータの位置と流速を考慮に入れ、連通管のサイズと位置について以下に示す検討を行った。

各水槽出入口に設置する制御弁の制御性を考慮に入れ、連通管に流れる水量を各水槽への流入水量の5%とした。

$$33\text{m}^3/\text{h} \times 5\% = 1.65\text{m}^3/\text{h}$$

各槽4箇所に連通管を設ける事とし、1箇所のサイズを100Aとすると、連通管を流れる水の流速は、

$$0.41\text{m}^3/\text{h} \times 7.85 \times 10^{-3}\text{m}^2 = 0.0145\text{m}/\text{s}$$

となり、ディストリビュータのせき流速0.034m/s以下となるので温度成層に影響を与えない。連通管の設置位置は、蓄・放熱時の初期段階の水温の均一性確保とディストリビュータの設置高さを考慮し図-11のように計画した。

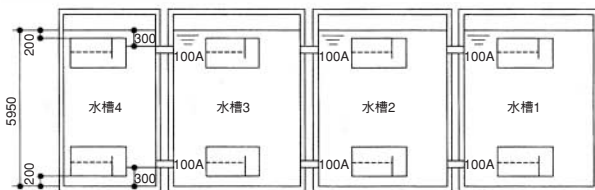


図-11 連通管設置位置

### § 4. その他の留意点

蓄熱槽の連通管やマンホールなどにおいてヒートブリッジを起こさぬよう、断熱工法ディテールを詳細に検討した。また、ディストリビュータや機器の固定方法などのディテールの検討にも留意した。試運転においては、各槽の流量調整を行った。各槽（4槽）を連結している配管はヘッダーのように考え、圧力・流量を一定にして、各槽より取水・吐水するようにした。放熱・蓄熱時を通じて、4つの水槽の温度成層が、ほぼ均一に形成されることも確認した。

連通口の設置状況を写真-1に、ディストリビュータの設置部分を写真-2に示す。



写真-1 連通口設置状況



写真-2 ディストリビュータ設置部分

## § 5. コスト比較

### 5-1 イニシャルコストの削減

採用システムでは、水槽を縮小する事により土工事および水槽の躯体築造費・断熱工事費用を削減することができた。一方、機器の見直し（冷凍機の低温対応・熱交換器の統合）、計装の見直し（ポンプのインバータ化）では費用が増加した。トータルで見たイニシャルコストの削減状況を表-4に示す。

表-4 イニシャルコスト削減分

土工事・躯体築造費	▲10,000,000
機器見直し	1,300,000
配管見直し	▲4,600,000
計装見直し	3,600,000
合計	▲9,700,000

(単位は円)

### 5-2 ランニングコストの削減

予想される負荷を月別に想定して、設計条件による年間負荷を算出した。

図-12に示す年間冷熱負荷の集計より、空調熱源の運転モードと機器別の稼動状況を想定して電力消費量を算出した。ランニングコスト算出に当たっては、全体の

受電容量と機器の負荷分を考慮し、単価は東京電力の単価（特別高圧電力A、一般料金13,170円/MWh、夜間3,950円/MWh）を用いた。予想されるランニングコスト削減結果を表-5に示す。

なお、蓄熱システムと併用している冷温水発生機を稼働させた場合でも、二次側ポンプ稼働時の省エネ効果は期待でき、年間ベースの空調設備としてのランニングコストの削減が予想される。

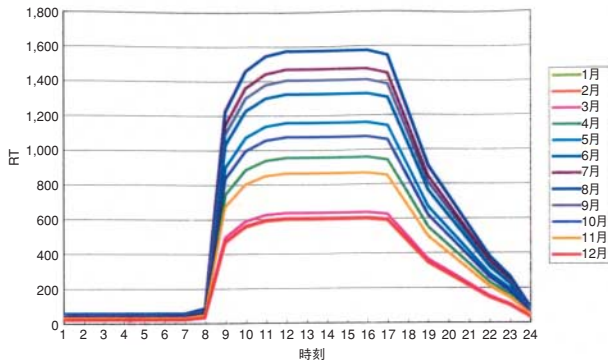


図-12 年間冷熱負荷の集計

表-5 機器別のエネルギー消費集計結果

機器名称	従来	施工提案
TR-1 (ターボ冷凍機)	1,400MWh	1,400MWh
PC-1 (冷水蓄熱ポンプ)	520MWh	400MWh
PC-2 (放熱一次ポンプ)	1,800MWh	1,700MWh
夜間 (集計)	1,920MWh	1,800MWh
昼間 (集計)	1,800MWh	1,700MWh
金額換算合計 (千円)	31,290	29,499
年間差額 (千円)		▲1,791

## § 6. 性能検証

本件の報告として、最期に性能検証について触れておきたい。本件の竣工は晩秋にさし掛かる頃であり、また竣工時には入居したテナントがなく、検証に必要な空調負荷を作ることができなかった。従って、初期蓄熱時における温度成層までは確認したもの、蓄熱容量を十分に確認するには至らなかった。今後、事業主（ビル設備管理者）と協議して来夏に蓄熱容量を検証する予定である。蓄熱容量は、通常行われるように以下の①と②のステップを繰り返し行って算出する。

①蓄熱槽の水温を16.0℃近辺まで上昇させる。

夜間の蓄熱運転を停止させる。

常に放熱運転をすることにより冷水配管系温度が以下のようになることを確認する。

- 蓄熱システム 12.0℃⇒16.0℃
- 放熱一次システム 14.0℃⇒18.0℃
- 放熱二次システム 16.0℃⇒18.0℃

※蓄熱量は残蓄量0GJ、放熱完了状態まで放熱する。

②通常の蓄熱運転を行う。

負荷が低下して冷凍機が停止するまで運転する。  
(容量制御：20%)

上記の①と②のステップで得られた温度分布状態の測定結果をもとに、図-13に示す水槽内温度センサー設置位置間の層ごとの蓄熱量を求める。この蓄熱量の総和を蓄熱槽の蓄熱容量とみなすことができる。

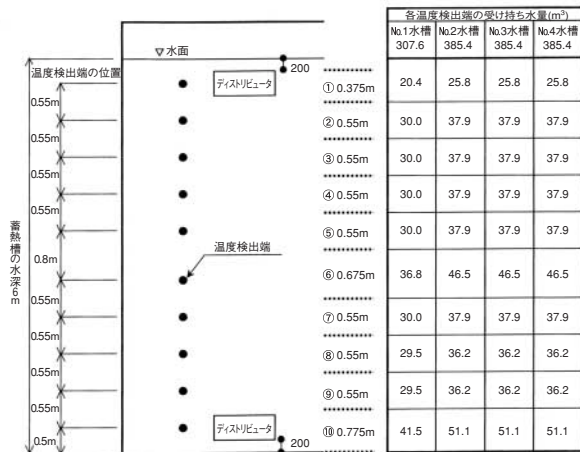


図-13 水槽内温度センサー設置位置

## § 7. おわりに

深夜の余剰電力を有効に活用し、昼間電力の省エネルギーを図る蓄熱空調システムは、環境問題にも充分配慮したシステムである。熱源の運転モードの制約から複雑なシステムになりやすいが、今後も積極的に採用されるべきものである。

蓄熱空調システムの採用にあたっては、建物のライフサイクルコスト削減の面からも、システムの簡素化の検討が非常に重要である。

本件にて紹介した蓄熱空調システムは、システム構成を簡素化することによりイニシャルおよびランニングコストの削減を実現するだけでなく、空調設備の維持管理の簡素化、工期短縮を実現した好例である。

謝辞：蓄熱槽シミュレーションおよびディストリビュータの検証を実施された新菱冷熱工業(株)都市設備事業部殿、蓄熱槽の縮小およびシステムの見直しに対し理解を示して頂いた(株)日本設計殿に御礼を申し上げます。

## 参考文献

- 1) 坂本・猪岡・丹羽；温度成層型蓄熱槽の蓄熱性能に関する研究その1、空調衛生工学会講演論文集、1990. 10.
- 2) 中原・相良他；温度成層型蓄熱槽における各種入力形状・位置の蓄熱特性に与える影響、空衛論文集 No. 41, 1989. 10.