

たて型蓄熱槽（蓄熱塔）の開発

——実証システムの建設と熱特性の測定——

小 西 康 之

小 林 昌 弘

長 田 耕 治

川 島 実

§ 1. はじめに

各種の建築や工場の冷暖房で、特に熱源として電力を利用する場合に、大容量の断熱した水槽である蓄熱槽が広く使われている。これらの利用目的は、主として負荷の急な変動に対して熱供給設備の容量を平滑化するためであるが、さらに最近では次のような利用を主目的とする場合も多い。

①電力の最大負荷時に熱源機器を一時停止させて対処する、電力のピークシフト

②昼間の必要熱量の一部または全部を電力料金の安い深夜に製造する、深夜電力利用

③他設備などの排熱を回収して貯留し、冷暖房や予熱などに再利用する、排熱回収システム

このような冷暖房設備のほか、蓄熱槽は熱交換器と共に熱利用システムの主要設備として、鋁工業をはじめ多くの分野に用途の広がりがみられる。

一般に蓄熱槽をもうける場合には、地下の基礎梁に囲まれた空間などを利用しているが、昨今の省エネルギー指向を背景に以下のような欠点も指摘され、今後の利用促進のためにその改善が望まれる。

①水槽が平面的に配置されているため、表面積が大きく、内部の断熱材の性能も長期的に吸水などにより劣化するため、損失熱量が大きい。

②開放水位が低いため、閉路配管系に比較して循環水ポンプの動力が、おおむね3倍以上となる。

③送水・還水のそれぞれ水温の異なる水を蓄熱槽内で分離しておくためのいくつかの工夫はあるものの、混合による熱利用効率の低下を防ぐことが困難である。

④建物の構造によっては設計上の制約が大きく、特に低層の建物や基礎の浅い建物では事実上設置が不可能である。

これらの欠点を改善するための一案として、水温による密度成層の安定性に着目し、かつ体積に対する表面積の比を低減するため、水深を大きくした、たて型蓄熱槽

を建設した。現在、当研究所中央実験棟（延面積：5428㎡）の冷暖房用熱源として、実証実験を兼ね運転中であり、約1年を経過している。

本報告は、たて型蓄熱槽（以下、蓄熱塔とする）の設計計画と建設過程の概要、ならびに熱的特性の実測結果とその省エネルギー効果について述べたものである。

§ 2. たて型蓄熱槽の設計計画

2.1 蓄熱槽の有意性

蓄熱槽が建物内にある場合には、その伝熱損失の一部は空調負荷の低減に役立つが、今回の計画にあつては建物制約上の問題や、防水・止水工法の確立、伝熱損失の正確な把握、構法上の問題などを確認するため、屋外に独立した円筒状のタワーとして計画した。

蓄熱槽の容積設計は、建設コスト、熱源設計に大きな影響を与える。ここでは、最適蓄熱槽の定義を「建物の1日分の熱負荷に対し、熱源を最小にする容量の蓄熱槽」として、蓄熱槽容積、熱源設計を行なった。

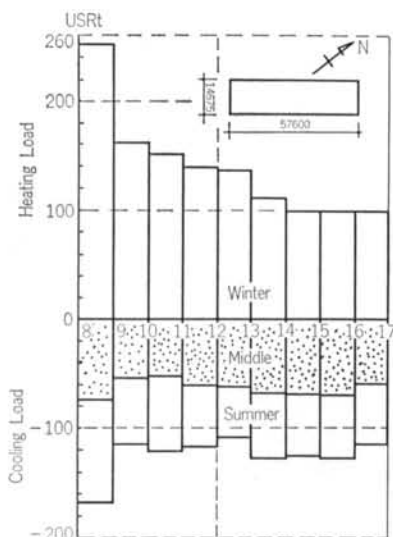
計画建物において1日当りの最大負荷は、実験施設であるため換気負荷が多く冬季で3820 Mcal/day となり、1日の負荷パターンは図-1のようになる。計算では予熱時間を1時間見込んであるが、立ち上がり負荷が大きいため冬季では762 Mcal/hの熱源が必要となる。しかし、蓄熱槽を設ければ、熱源運転時間の延長により熱源容量の低減が可能である。

蓄熱槽・熱源の運転方式としては、

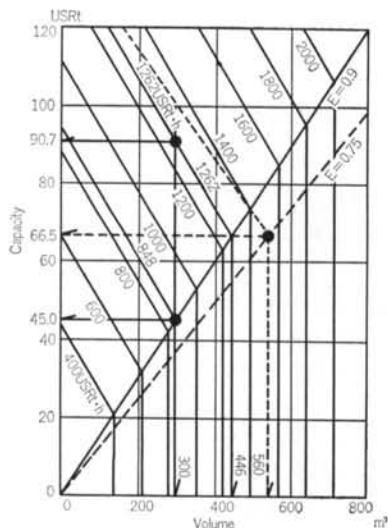
(1)蓄熱槽に貯えてある熱量を冷暖房に利用しながら、負荷の不足分に対しつつ熱源を運転する、

(2)深夜電力を利用し、昼間の空調負荷に見合うだけ熱源で製造し、空調時間帯は熱源を運転しない、

の2通りが考えられる。熱源の運転時間数を最大19時間（深夜10、昼間9）とすれば、蓄熱槽容積が小さい場合には(1)により最小熱源が決まり、容積が大きい場合には



図一1 建物の負荷パターン



图一2 最小熱源算出図表

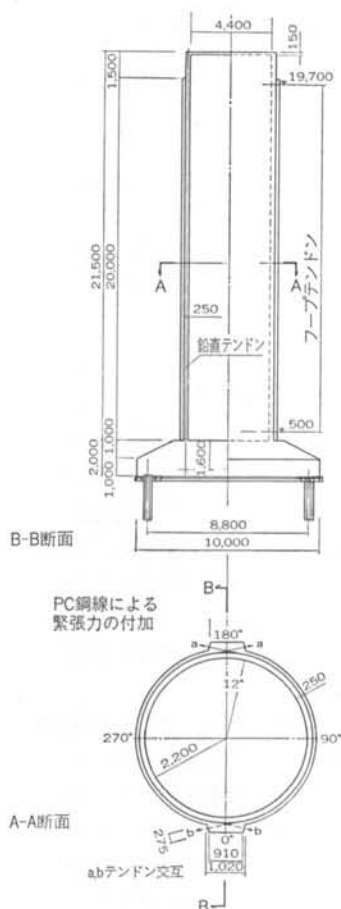
(2)により最小熱源が求まる。以上の条件で1日の負荷が3820 Mcal/day がある場合、蓄熱温度差5℃、蓄熱効率90%としたとき最適蓄熱槽容積を求めると446 m³となり、このときの熱源は66.4 USRt^{注1)}となる。

図-2に、最小熱源とそれに見合う蓄熱槽容積の算出図表を示した。

実設計にあつては、

- 建設面積をあまり大きく占有しない(直径5 m以下)
- 高さは建物と同程度とする(高さ22m以下)
- 最大負荷の出現率は小さい

などの理由で、直径4.4m、高さ21.5m、有効蓄熱容積300 m^3 、熱源加熱能力100.8 USRt (304.8 Mcal/h)、
 注1) 1 USRt=3024 Kcal/h



圖—3 蓄熱塔構造

却能力 92.5 USRt (280.0 Mcal/h) とした.

2.2 蓄熱塔の構造

図-3に蓄熱塔の構造概要を示す。躯体はストロング
ホールド工法を採用し、厚さ 250mm の PS コンクリート
である。基礎には深さ38mの PC 杭を用いた。設備上の
構造は、底部、頂部の給取水口の他に、塔中間部にも給
取水口を設け、図-4に示すように半槽運転することによ
り、中間期などの低負荷時に伝熱損失が低減するよう
配慮した。

2.3 断熱設計について

屋外に蓄熱塔を設けるため、断熱設計は十分検討する
 必要があり、伝熱計算により断熱材厚さを決めた。計算
 は次の条件により行なった。

- (1)円筒周壁を等価面積をもつ8角形に近似した。
- (2)冬季塔内温度は45℃、夏季は7℃一定とした。
- (3)外乱として日射量¹²⁾、外気温²²⁾の文献データを用い

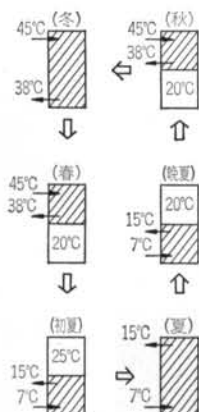


図-4 蓄熱塔運転パターン

蓄熱塔の高さを21.5mとした理由は、温度成層を形成させ蓄熱効率を向上させる他に、配管系を閉回路とし搬送動力の低減をはかることにある。このため、図-5に示すようにヘッダーを2つ設け、熱源・蓄熱塔・空調機をヘッダーを介して接続する配管システムとした。したがって、蓄熱塔からの配管接続は3カ所で行き、ヘッダー部にあるバルブを開閉することにより冷暖房の切り換えができる。図-6は、冷房期に蓄熱塔内の貯蔵冷水を空調に使用する例について、その流路を示してあり、貯蔵冷水(7℃)は塔底部の取水口より低温ヘッダーに導かれ、空調機で放熱(12℃)した後、高温ヘッダーを介して塔頂部へ置換し、温度成層を形成する。

2.4 熱源・蓄熱塔の運転モード

蓄熱塔容積300m³、熱源100.8USRtの場合、運転モードを示すと図-7のようになる。冬季最大負荷の例について考察してみる。温度差5℃、蓄熱効率90%では蓄熱塔内貯蔵エネルギー量は1348.7Mcalとなる。設計熱源で深夜電力を利用し、空調開始時刻8時までに蓄熱するためには午前4時から熱源を運転すればよい。空調開始以後、熱源を運転しないと、午前10時15分には貯蔵エネルギーは0となり、空調終了時刻17時には2467Mcal(816USRt・h)の不足熱量となる。この不足分に対して、熱源は8時間運転すればよい。

また夏季には、熱源は14時を含む2時間停止することが可能で、現在電力会社が実施している夏季ピークシフト施策に対応ができる。

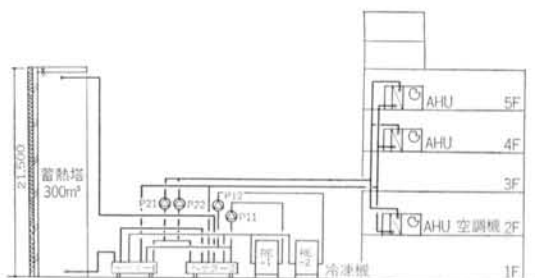
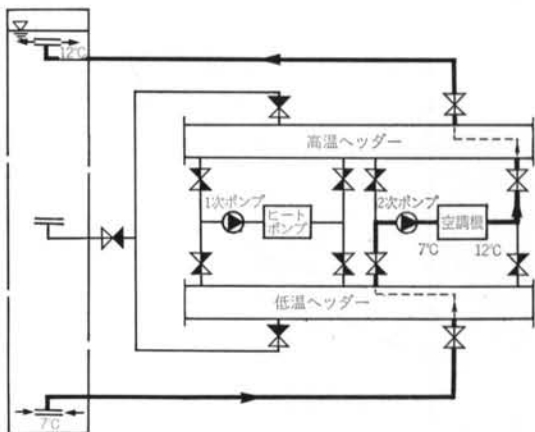


図-5 熱源周り配管システム



〈記号〉
 ○: 冷房時間・暖房時間
 ×: 半機運転時のみ開
 △: 冷房時間・暖房時間
 ×: 半機運転時のみ開(または間)

図-6 冷房時の配管経路

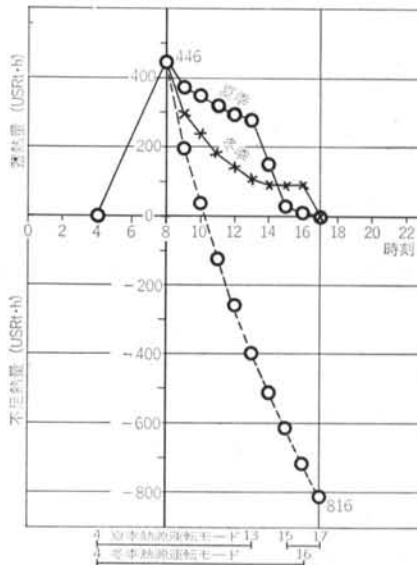


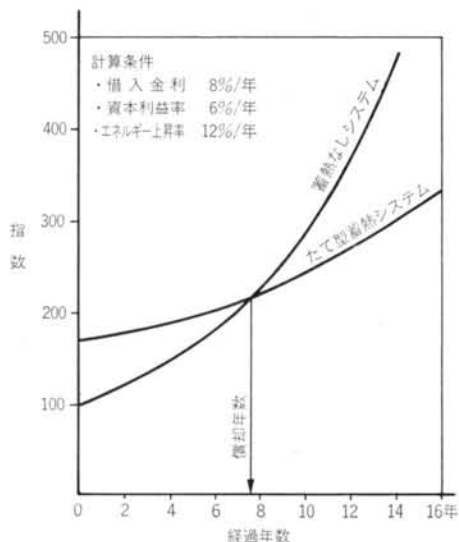
図-7 蓄熱量と熱源運転モード

2.5 経済性の検討

たて型蓄熱槽システムは、閉回路配管方式のため搬送動力の低減が可能であるが、従来のひら型蓄熱槽と比べどの程度経済効果があるか、5階建事務所ビルを対象と

I. たて型蓄熱システム	II. 開放回路システム	III. 動力回収システム	IV. 熱交換ローシステム
ポンプ動力 5.5kW×2台	11kW×3台	15kW×2台(動力回収)	11kW×2台
搬送動力費 92万円/年	230万円/年	195万円/年	125万円/年

図—8 搬送動力比較図



蓄熱システムの検討表(蓄熱槽なしのイニシャルコストを100とする)

項目	検討ケース	たて型蓄熱システム(300m ³)	蓄熱なしシステム
イニシャルコスト		167	100
ランニングコスト		13.5	22
イニシャルコスト増分		67	—
ランニングコスト減分		8.5	—

(注) イニシャルコスト=建設費+熱源設備費
 ランニングコスト=年間動力費+搬送動力費

図—9 累積コスト比較

して算定した。結果は図—8 のようになり、従来の開放回路システムと比べ、本システムは138万円/年の搬送動力が低減する。

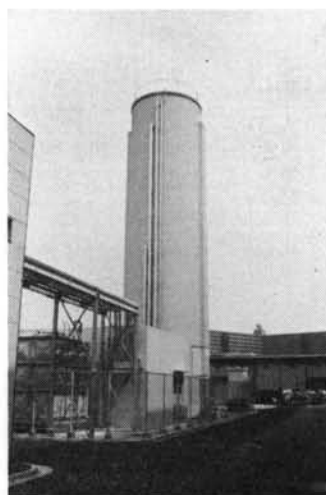
また、本蓄熱システムを使用した場合と、蓄熱槽がない空調方式との総合熱源コストの経済比較では図—9 のようになる注2)。この結果から、本システムの償却年数は8年となる。

§ 3. 蓄熱塔の実証システム建設過程

3.1 実証建物設備概要

蓄熱塔の建設は昭和56年6月より始め、竣工は昭和56年10月である。竣工後の外観写真を写真—1に示す。

注2) 計算は当社省エネルギーエンジニアリング部による。



写真—1 竣工写真

本システム適用建物の建築概要を以下に示す。

建築概要

所在地: 東京都江東区越中島3丁目4番17号
 用途: 研究所(実験, 試験施設)
 建築面積: 1,763m²
 延床面積: 5,428m² (空調面積2,987m²)
 構造・階数: RC造(一部S造), 地上6階・塔屋1階

また、設備概要は次のようになり、一般空調用熱源の他に特殊実験室用の熱源がある。設備制御は全てコンピュータコントロールである。

設備概要

①空気調和設備

熱源方式: 空気熱源ヒートポンプチラーユニット
 たて型蓄熱槽(一般空調用) 300m³
 ひら型蓄熱槽(特殊実験室用) 冷水, 温水各15m³
 空調方式: 方位別空調機による単一ダクト方式
 主要機器: 空冷ヒートポンプユニット(一般空調用)
 56 USRt 1台, 44 USRt 1台
 水冷ヒートポンプユニット(特殊実験室用)
 28 USRt 1台
 空調機(特殊実験室用3台を含む) 9台
 一次ポンプ 1.5kW 570l/分 1台
 一次ポンプ 2.2kW 700l/分 1台
 二次ポンプ 5.5kW 700l/分 2台

②中央監視制御設備

コンピュータコントロール (NEW BECSS)
 カラー CRT+ライトペン方式

3.2 防水・止水, 断熱工法について

蓄熱塔躯体はPS工法により耐圧構造としているが、防水層は合成ゴム系特殊高分子による耐水圧用防水シートを用い、さらに保護コーティング, 保護モルタルを施工した。コンクリート打継ぎ部には、アスファルト系止

水板により漏水対策を実施した。断熱材の施工は外断熱工法を用い、厚さ150mmに曲面加工した断熱材をエポキシ系樹脂で接着した後、グラスファイバーメッシュ、保護モルタルにより固定した。

§ 4. 計測システム

4.1 計測目的と計測位置

本蓄熱塔の熱的性状を明らかにするため、中央実験棟竣工以来継続して計測を行なっているが、以下にその概要を示す。

図-10に温度測定位置、図-11に解析項目と測定点の対応を示す。温度測定にはc-c熱電対、流量計測には電磁流量計を使用している（他に、熱源制御用温度センサ10点）。

これら測定点は、変動性状や解析目的にあわせて3つのグループに分類し、それぞれ1分・5分・30分のインターバルでデータ収録を行なっている。

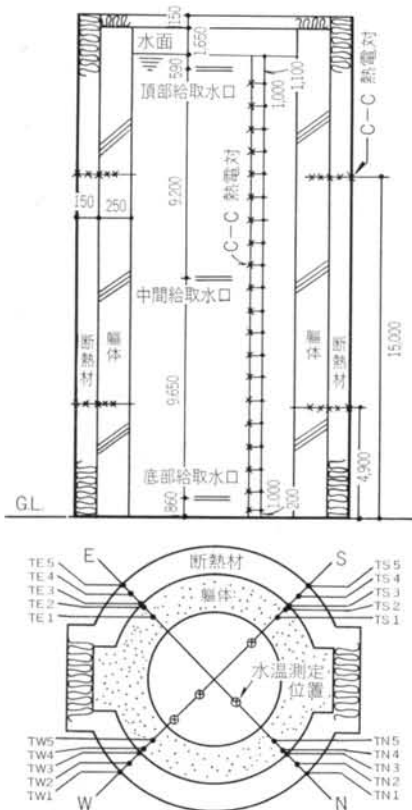


図-10 蓄熱塔温度測定位置

4.2 データ収録システム

蓄熱塔の性能検証を行なうには、長時間の計測が必要となる。また、大量のデータ処理は人手を介すればそれだけ信頼性が低下するため、完全自動化を目標としてシステム構成を行なった。図-12にシステム概要を示す。

プログラムは、基本的には次の3部分で構成される。

(1)ロガーからのデータ転送割込みがくるまでは、内部状態データを表示しながら待機する、Wait Loop。

(2)割込みを受け、ロガーからのデータを受信し、エラーコードなどの特例識別をしつつ、内部配列上にデータを並べる割込み処理サブルーチン。

(3)一定時間ごとに配列のデータを256バイトブロックに加工し、フロッピーディスクに書き込むデータ書き込み部。

全体のフローを図-13に示す。

本計測のデータは1分おきのデータ8点(Set I)、5分おきのデータ34点(Set II)、30分おきのデータ46点(Set III)の3セットにより構成されている。これらの各データセットごとに区切り識別子を4バイト付けて1セ

測定間隔 (分)		30	5	30	30	30	30	1	1								
解析項目	測 定 点	壁体温度含む (表面温度も4方位8か所)	水温(高さ1 m間隔4列80点)	地 中 温	屋 上 表 面 温	頂 部 空 気 層 温	外 気 温	配 管 内 水 温	流 量								
	測 定 点 数									40	80	3	1	1	1	4	2
水温挙動・プロフィール											○						
蓄 熱 量 ・ 放 熱 量											○					○	○
損 失 熱 量	側 壁 か ら									○					○		
	屋 根 部 か ら				○	○	○										
	地 中 へ			○													
	全 体 か ら		○														
壁 体 温 の 挙 動		○			○												

図-11 蓄熱塔実測項目マトリクス図

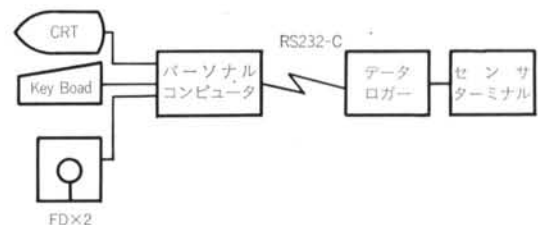
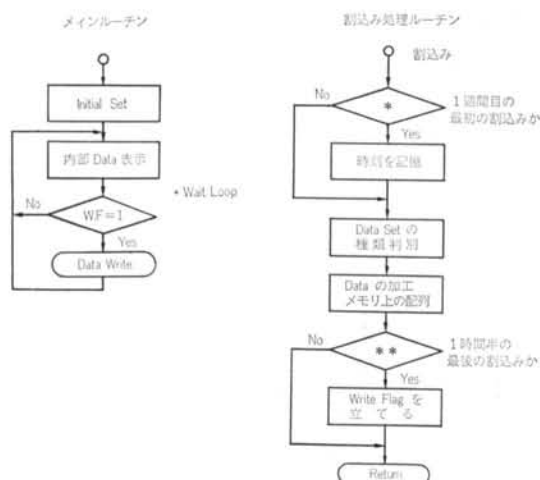


図-12 システム概要



図—13 処理フローチャート

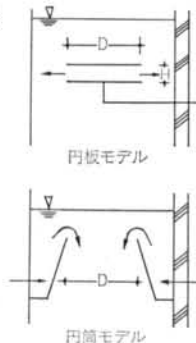
ットとした場合、3時間分のデータ量はそれぞれのセットでは6480バイト(Set I), 5040バイト(Set II), 1128バイト (Set III), 合計12648バイトとなり、両面倍密度フロッピーディスクの1トラック(13312バイト)とほぼ同量となる。ただし、各データは単精度フローティング(4バイト長)とする。本計測においてはシステムの記憶容量の制限より、これを前半1時間半、後半1時間半に2分割し、3時間分を1トラックに書き込むこととした。1枚のディスクには、一週間分のデータが収録可能である。1週間がすぎれば、2台あるフロッピーディスク装置のもう一方に自動的に切り換わり、データ収録が続けられる。データが一杯になったディスクは、書き込み終了後1週間以内に交換を行なう。

§ 5. 予備実験

5.1 給取水口の形状とモデル実験

押し出し流れによる温度成層型の蓄熱槽とするためには、給取水口の形状が重要な要素となる。このためには、塔内へ流入する温冷水はできる限り低流速がよく、形成された温度分布を乱流拡散により乱さないことが大切である。このため、1/20モデルの予備実験により、円板モデル、円筒モデル給取水口(図—14)について温度成層状態を確認した。その結果、

「円筒モデルは円板モデルより温度成層が悪い」、「円板



図—14 給取水口モデル

モデルでは、モデル直径 $D=30\text{mm}$ 以下では温度成層状態が悪く、 $D=50\text{mm}$ 以上では温度成層に余り差がない」などの理由により、実施設計では平板直径 $1,000\text{mm}$ 、給取水流速 $v=0.030\text{ m/s}$ 以下となるよう、開口高さ $H=200\text{ mm}$ と決めた。

5.2 可視化実験

可視化実験にあつては、モデル比 $1/4$ 、内径 310 mm のアクリル製水槽を用い、図—15の実験装置により温度成層状態を確認した。可視化実験(流入水をメチレンブルーで着色)による温度成層状況の例を写真—2, 3に示す。この結果から、密度差による温冷水の分離が極めて良好であり、目的とする「押し出し流れ」が確認できた。さらに、(1)給取水口上部にある水域の深さが温度成層に大きな影響を与える、(2)底部給取水口より下部水域は死水域となるなど予想どおりの結果が得られた。

§ 6. 実測結果(密度差による温度成層の安定性)

押し出し流れを得るためには、どんな運転パターンにおいても槽内の温度成層をくずさないことが重要である。以下に各運転パターンの槽内温度分布を示す。

6.1 半槽利用時の温度分布

空調負荷の少ない中間期にあつては、半槽運転になるが、使用しない部分との温度境界層は長時間くずれず、安定している必要がある。この温度境界層が乱れることによって生じる混合ロス、回収が困難である。したがって、使用しない半槽は完全に死水域となることが望ましいが、これを乱す原因として次の3つがあげられる。

- ①給取水口(吐出側)の流速による攪拌
- ②停滞している水自体の熱伝導性
- ③軀体を伝わる熱移動

図—16は、上部半槽利用で2次ポンプ運転(暖房運転)中の温度分布の時間変化を示している。この例では中間給取水口は吐出側であるため、攪拌されやすい状態と考えられるが、冷温水の密度差が大きいため温度境界層の厚さは約 2 m で安定している。

図—17は、下部半槽に冷水を貯えている例で、6月18日から7月4日まで2日ごとの温度分布を示したものである。この期間は、まだあまり冷房運転が行なわれなかったため、上記②および③の原因による境界層厚の変化が見られるはずであるが、図に見るように厚さは約 2 m

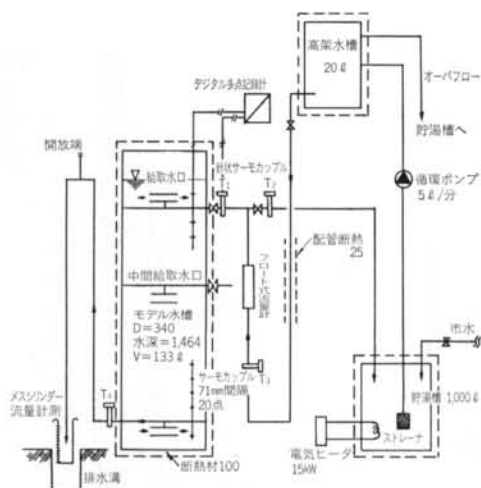


図-15 実験装置の概要

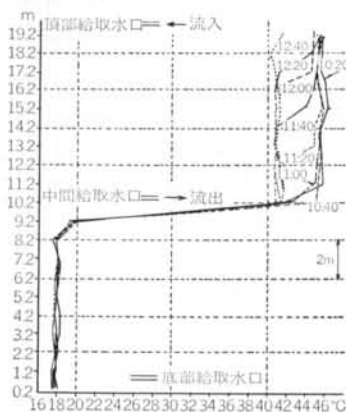


図-16 槽内温度挙動（2次ポンプ運転中：1981年11月13日）

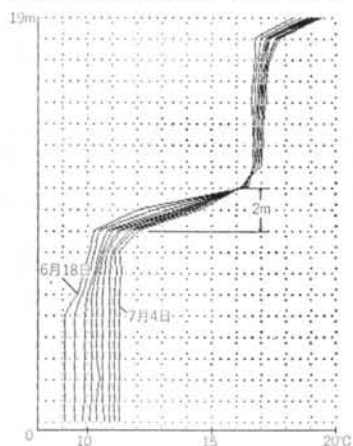


図-17 蓄熱槽内垂直温度分布（1982年6月18日～7月4日：interval 2日）

でほとんど変化がなく、上半槽への熱ロスは少ないことが分かる。

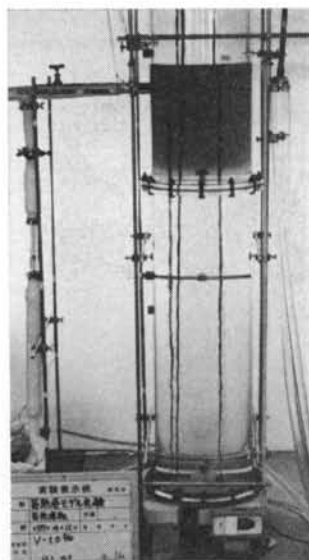


写真-2 温度成層状態（実験開始20分後）

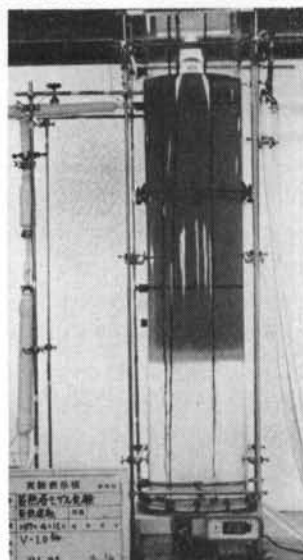


写真-3 温度成層状態（実験開始1時間後）

これらの実測結果より、半槽運転を行なっても冷温水の混合による問題は生じないと考えられる。

6.2 全槽運転時の温度分布

前項では、死水域との温度境界層だけについて述べたが、本来最も問題となるのは半槽・全槽ともに、蓄熱塔運転による温度境界層の厚さとその安定性である。運転をすることによって生ずる境界層は、前記死水域との温度境界層とは異なり温度差（密度差）も少なく（設計では5℃）、運転中は常に内部水の流動があるため、一度形成した境界層を維持したまま「押し出し流れ」の状態

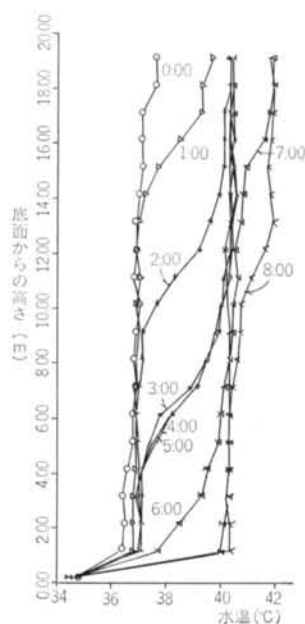


図-18 槽内温度挙動（1次ポンプ
運転中：1981年12月21日）

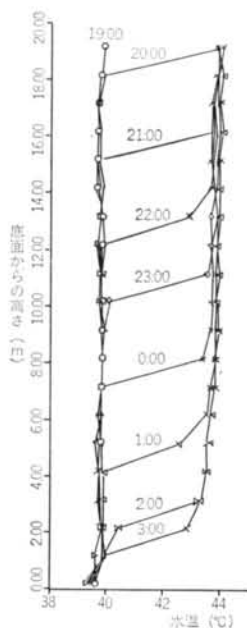


図-19 槽内温度挙動（1次ポン
プ運転中：1982年3月15
日～16日）

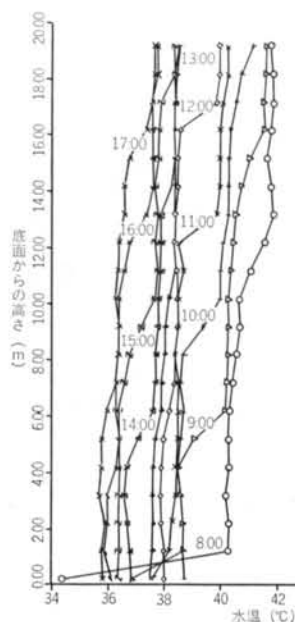


図-20 槽内温度挙動（2次ポン
プ運転中：1981年12
月21日）

で運転されているかどうかを確認する必要がある。

図-18に、深夜電力による温水製造運転（1次側運転）中の温度分布の時間変化を示した。底部給取水口から吸引された約37℃の温水はヒートポンプによって加熱され、約40℃の温水となって頂部給取水口から流入している。午前1時から6時までの温度分布を見ると、温度境界層の形状はほとんど変化が見られず、流入初期に形成された温度成層がそのままの形で移動している。3時から5時までの温度分布に変化がないのは、ヒートポンプが停止しているためである。また、6時に1回換水した後温度差が小さくなっているのは、ヒートポンプ流入水の温度上昇によるC.O.P.^{注3)}の低下ではなく、コンプレッサの運転台数が自動的に減ったためである。

温度境界層の厚さに着目すると、図-18では5～6mと大きい。この原因は、頂部給取水口から水面までの水域における攪拌の他、ポンプ起動時における配管内滞留水の流入、ヒートポンプの立上り特性の影響などを大きく受けているためである。

蓄熱効率を上げるためには温度境界層が薄いほど好ましいが、実際の蓄熱塔ではどの程度まで薄くできるか確認実験を行なった。図-19は、熱源起動時に手で制御を行なった場合の温度分布の時間変化である。この結果

注3) 製造熱量と圧縮機の仕事量との比をいい、成績係数(C.O.P.)とも呼ぶ。

から、境界層厚さは約1mまで薄くなっていることが分かる。

図-20に、暖房運転（2次側運転）中の例を示す。温度境界層は底部から頂部へ移動し、1日の暖房で約2回換水となった状態を示している。押し出し流れにはなっているものの、温度境界層の厚さが大きくなっている。これは、空調機側に負荷変動があり、還水温度変化による攪拌が生じるためである。

以上まとめると、温度境界層の厚さと安定性に関して明らかになった問題点は次の2点である。

(1) 運転起動時に生じる初期投入水温の変動は、温度境界層の厚さに大きく影響を及ぼす。

(2) 負荷の変動は還水温度の変動につながり、温度境界層の厚さを増大させる。

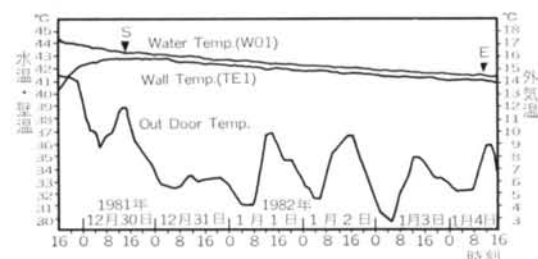
この2点は、蓄熱塔そのものの性能というよりは熱源・配管類を含めた問題であり、今後設備制御の最適化と共に考えていかねばならない。

§ 7. 損失熱量の実測

本蓄熱塔は直接外気に触れているため、断熱性には十分な配慮がなされている（2.3参照）。実測による保温性能の結果を以下に述べる。

計測位置	初期温度 [12/30:16時]	終期温度 [1/4:10時]	温度差 (℃)	降下率 ($\times 10^{-2}$ ℃/h)	熱容量 ($\times 10^4$ Kcal/℃)	損失熱量 ($\times 10^3$ Kcal)
01(頂部)	43.3	41.6	1.7	1.49	2.432	41.34
02	43.3	41.5	1.8	1.58	1.520	27.36
03	43.2	41.5	1.7	1.49	1.520	25.84
04	43.2	41.5	1.7	1.49	1.520	25.84
05	43.3	41.5	1.8	1.58	1.520	27.36
06	43.3	41.5	1.8	1.58	1.520	27.36
07	43.3	41.5	1.8	1.58	1.520	27.36
08	43.4	41.4	2.0	1.75	1.520	30.40
09	43.4	41.5	1.9	1.67	1.520	28.88
10	43.3	41.6	1.7	1.49	1.520	25.84
11	43.3	41.6	1.7	1.49	1.520	25.84
12	43.2	41.6	1.6	1.40	1.520	24.32
13	42.8	41.5	1.3	1.14	1.520	19.76
14	42.4	41.2	1.2	1.05	1.520	18.24
15	39.6	39.0	0.6	0.53	1.520	9.12
16	39.0	37.9	1.1	0.96	1.520	16.72
17	38.9	37.6	1.3	1.14	1.520	19.76
18	38.8	37.6	1.2	1.05	1.520	18.24
19	38.8	37.1	1.7	1.49	1.520	25.84
20(底部)	36.8	32.7	4.7	4.12	1.064	43.62
平均	41.83	40.15	1.72	1.43	合計	509.04

表—1 損失熱量計算（年末年始期間）



図—21 各部温度変動（年末年始期間）

7.1 冬季（温水貯蔵時）の保温性能

蓄熱塔の保温性能を評価するとき、熱量の出入りがある運転期間中に損失熱量を測定するのは難しいため、塔の運転を行わない期間を選び静的損失熱量として実測を行なった。損失熱量は、水温20点の温度降下値に水の熱容量を乗じて求めた。図—21に、例として年末年始期間の温度降下状態を示す。これによれば、蓄熱運転終了後約10時間は躯体コンクリートへの熱移動があるため、躯体温度が上昇したS点からE点までの温度降下値を使用して求めた。その計算例を表—1に示す。同様に、82年の冬季には合計3回の損失熱量測定を行なったが、その結果を表—2に示す。

これらの結果から、本蓄熱塔からの冬季損失熱量は、平均で 107.1 Mcal/day、単位容積当り 14.5 Kcal/m³・h

となり、温度降下値は 0.36 °C/day となった。この値と設計時の予測損失熱量 (55.94 Mcal/day) とを比較すると、実測値は予測値の約1.91倍となった。

損失熱量を分類すると、①側壁からの伝熱損失（ヒートブリッジを含む）、②塔頂部からの伝熱損失、③地中への伝熱損失、④塔頂部での蒸発損失の4つに大きく分けられる。

蓄熱塔躯体温度、表面温度等の実測値から①、②、③を計算し、④の熱損失を次のように算定した。

図—21は、損失熱量計測時の温度分布の時間変化であるが、上部に若干高温域（図ではA部）を貯えておいた場合のものである。A部ではB部よりも温度降下が大きい。この原因は、主に温水面からの蒸発によるものではないかと思われる。そこで、上記②および③の損失熱量を求めておき、B部の温度降下を①、③、A部の温度降下を①、②、④によるものと考えれば、①から④の部位別損失熱量を求めることができる。

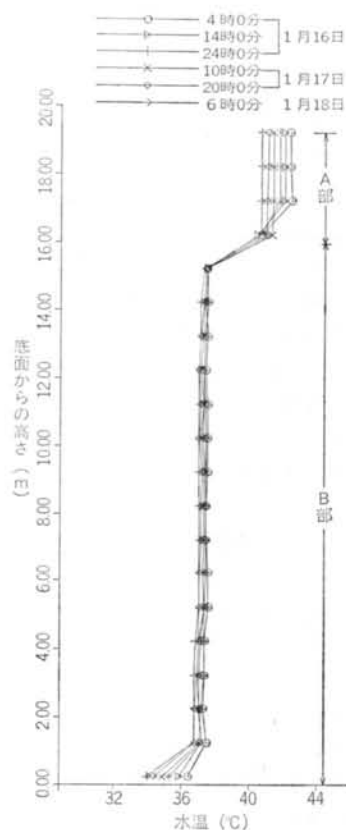
これらの計算結果を図—23に示す。実測値から求めた断熱材の熱伝導率は 0.046 Kcal/m・h・°C 程度である（設計時では 0.03 を使用）。図中、その他とあるのは、実測誤差・計算方法等に含まれる誤差であると思われる。

	測定期間	計測時間 (時間)	平均外気温 (℃)	平均水温 (℃)	総損失熱量 (Mcal)	1日当りの 損失熱量 (Mcal/day)	m ³ ・h 当り 損失熱量 (Kcal/m ³ ・h)	備 考
1	'81.12.30~'82.1.4	114	6.49	41.83	509.0	107.2	14.5	平均水温とは計算 開始時刻の20点の 平均値
2	'82.1.16~'82.1.18	52	2.58	38.39	235.0	108.5	14.6	
3	'82.1.30~'82.2.2	60	4.18	37.21	264.0	105.6	14.3	

表—2 冬季損失熱量計算

	測定期間	計測時間 (時間)	平均外気温 (℃)	平均水温 (℃)	総損失熱量 (Mcal)	1日当りの 損失熱量 (Mcal/day)	m ³ ・h 当り 損失熱量 (Kcal/m ³ ・h)	備 考
1	'82.8.7~'82.8.9	47.7	26.72	9.34	100.3	50.5	6.8	平均水温とは計算 開始時刻の20点の 平均値
2	'82.8.13~'82.8.18	110.7	26.40	9.88	229.1	49.7	6.7	
3	'82.8.29~'82.9.1	72.0	27.97	9.27	176.2	58.7	7.9	

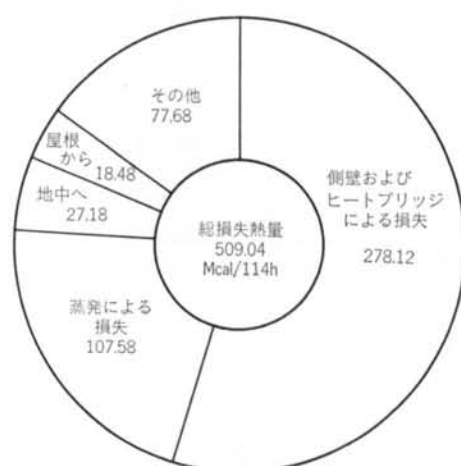
表—3 夏季損失熱量計算



図—22 蓄熱槽内の水温の挙動

7.2 夏季の保温性能

夏季の損失熱量も、冬季と同様3回実測を行なった。その結果を表—3に示す。冬季と比較すると、塔内外温度差が小さいこと、蒸発損失がなくなることなどの理由で損失熱量は平均 53.0 Mcal/day (冬季の約50%)、単位容積当り 7.14 Kcal/m³・h、温度上昇値は 0.17 °C/day



図—23 部位別損失熱量 (年末年始期間)

となった。これを設計値 (34.13 Mcal/day) と比較すると約1.55倍となった。

§ 8. 蓄熱塔の性能評価

蓄熱塔の性能は静的 (長期的) なものと、動的 (短期的) なものとに分けて評価することができる。動的な性能として、§6.に温度プロフィールを示した。静的な性能としては、§7.に述べた保温性能の他に、有効容積率、有効熱利用率等で表わすことができる。以下に、その定義と実測結果を示す。

8.1 有効容積率

これは、槽内の全水量に対する蓄熱に関与しない死水域を除いた有効な容積である。本蓄熱塔においては §6.

の温度分布の時間変動を見ても明らかなように、死水域となるのは給取水口の上下にある領域だけである。したがって、有効容積率は底・頂部の給取水口間の距離を全水深で割った値と考えられる。

$$\text{有効容積率} = \frac{18.85\text{m}}{20.3\text{m}} \times 100 = 92.6\%$$

8.2 期間有効熱利用率

有効熱利用率とは、蓄熱槽に蓄えた熱に対して有効に取り出して使えた熱量の割合をいい、1日単位でも、ある期間の値としても求めることが可能である。本実測では、1982年夏季冷房期間（6月18日～9月24日の99日間）における蓄熱塔への投入熱量と、蓄熱塔から取出した熱量の実測積算値から次の値を得た。

$$\text{期間有効熱利用率} = \frac{\text{蓄熱塔から取り出した熱量（消費熱量）}}{\text{蓄熱塔への投入熱量（製造熱量）}} \times 100 = 85.2\%$$

この実測計算には1分間隔に計測した流量と出入口温度を使用した。流量は誤差4%以内に校正した電磁流量計、出入口配管表面（断熱材の下）に貼り付けた熱電対温度を用いた。測温誤差は $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 以下である。

上記の値は合計10日間の放熱量実測期間を含むほか、温度計測点から蓄熱塔までの配管（約50m）、およびヘッダー等の熱損失が含まれる。

なお、従来のひら型蓄熱槽の特性について信頼できる精度の報告はほとんど無いため、前記結果との単純な比較はできないが、いくつかの例から推測する限りでは、有効容積率、期間有効熱利用率共に70%前後と考えられる。この点に関しては今後さらに調査したい。

§ 9. まとめと今後の課題

以上の結果より、蓄熱塔（たて型蓄熱槽）は、その目的とする熱特性のあらゆる面において、従来のひら型蓄熱槽に勝っているほか、水搬送動力の増加がないこと、設置所要面積が少いことなどから、より理想に近い蓄熱槽であるといえよう。

なお、当計画では蓄熱塔を建物から独立した構造体として建設したが、その断熱による熱量損失分を空調負荷の低減に役立たせるためには、建物内部に併設するのが望ましい。しかし、建物の構造計画に与える影響や、断熱・防水設計などについて特別の検討が必要であり、多くの制約を受けるうえ、断熱損失自体もあまり大きくはないので、独立した構造体として考える方が一般的かと思われる。

今後実用化を進めるに当っては、まず第一に建設コストの低減が重要である。これには容量・形状などの設計の標準化や、建設工程上では各種工法や仮設計画の合理化などにより対応できよう。また、今回の計測結果から明確となった今後の検討課題として、

- (1) 温水蓄熱時の頂部断熱損失の低減
- (2) 低負荷（少流量）運転時の搬送動力低減
- (3) ヒートポンプへの送水温度制御の必要性
- (4) 熱流量計測の精度改善

などがあり、順次検討を進めたい。

最後に、蓄熱塔の建設に多大の努力を費していただいた、当社設計部、省エネルギーエンジニアリング部、建築部、原子力部、設備部、ならびに当研究所の材料研究部、施工研究部の関係各位に深く感謝する。

<参考文献>

- 1) 空気調和・衛生工学会編：“空気調和・衛生工学便覧（第10版）Ⅱ巻” p.30
- 2) 井上市市他編：“新版空気調和ハンドブック” 丸善（1967年） p.283

