

高密度顕熱蓄熱システムの熱特性に関する研究

松尾, 篤二

<https://doi.org/10.11501/3166941>

出版情報 : 九州大学, 1999, 博士 (工学), 論文博士
バージョン :
権利関係 :

第3章 実 験

3.1 実験の目的

第2章において、れんがを蓄熱材とし、放熱過程において蒸気を発生させる高密度顕熱蓄熱システムの蓄熱、放熱特性を理論的に解析して、蓄熱体内の温度分布や放熱量の時間変化、蓄熱密度を高くするための蓄熱部寸法とれんが配置の決定方法、一定放熱量を得るための空気流量変化などを明らかにした。その結果、本論文で取り扱う蓄熱部、加熱部、蒸気発生部の間に空気を循環させる方式の蓄熱システムは、実用のシステムとして機能しうることを示した。

この解析手法を実機システムの設計に適用するには、実際に蓄熱、放熱特性を調べて解析手法の妥当性を検証するとともに、システム運用上の技術課題の有無を明らかにする必要がある。

これらの目的で、実規模システムの部分モデルを製作して、蓄熱、放熱実験を行った^{(36),(46)}。

実験は、蓄熱部の解析の妥当性検証に重点をおいた蓄熱体特性実験と、システム全体の特性を調べる全体システム実験の二通りを実施した。

3.2 実験装置

3.2.1 実験装置の構成

実験装置の系統図を図3.1に示す。実験装置は蓄熱体、電気ヒータ、蒸気発生器、空気循環ファン、空気流量計、切換弁、およびヒータ電力調整器、発生蒸気の凝縮器で構成されている。空気がファンで送られて蒸気発生器、電気ヒータ、蓄熱体の系統を循環し、蓄熱、放熱を行う。空気の流れ方向は、全体システム実験では切換弁によって蓄熱過程と放熱過程とで切り換えたが、蓄熱体特性実験では切換弁は設置せず、この部分の配管をつなぎ変えて流動方向を変更した。これは、万一切換弁に漏れがあるとデータの信頼性が損なわれるので、確実なデータを得るためである。また、蓄熱体特性実験では、蓄熱体入口状態を一定にして解析値と比較が容易なように、空気は閉ループで循環させるのではなく、空気流量計の上流側で配管を大気解放して、開ループで実験を行った。

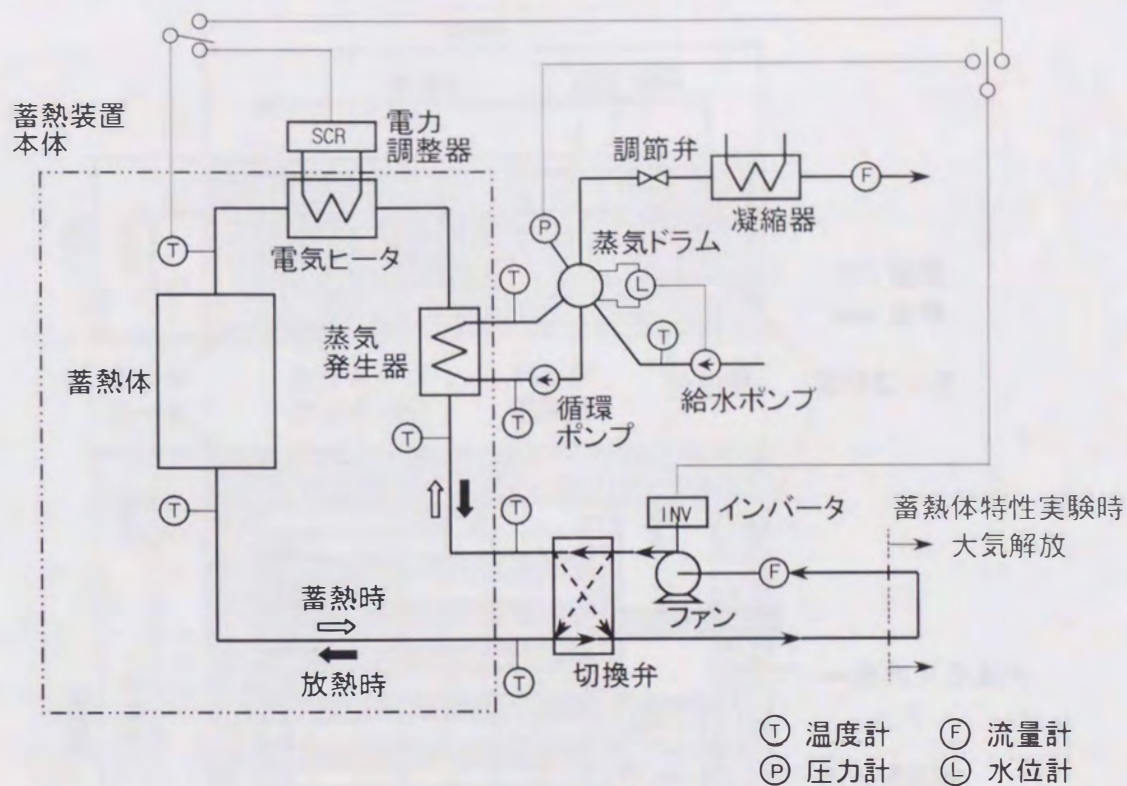


図3.1 実験装置の系統図

供試蓄熱装置本体の構造を図 3.2 に示す。電気加熱ヒータと蒸気発生器が蓄熱体と分割壁を隔てて設置されている。これらの構成要素はすべて断熱材で包まれている。断熱材は、温度範囲に応じて、厚さ 50 mm と 225 mm の物性の異なる二層のセラミックファイバー、およびその外側に厚さ 75 mm のロックウールの合計三層構造である。蒸気ドラムとファン、空気流量計は蓄熱装置本体の外部に設置されている。

蓄熱体は、厚さ 45.5 mm、高さ 150 mm、長さ 300 mm の粘土質耐火れんがで構成されている。れんがは図 3.3 に示すように、1 段ごとに交互に向きを変えて 16 段積み上げられ、各れんがは空気通路として 5 mm のすきまができるようにスペーサをはさんで配列されている。れんがの上部は空気が通路全体を満たして流れるように角が切り落とされている。れんがのこのような形状と配置は、コストと組立の容易さを考慮して決定した。粘土質耐火れんがは、熱容量はマグネシア質耐火れんがなどより小さいが、価格が安い点から選定した。使用した粘土質耐火れんがの物性値を表 3.1 に示す。これは実測値であり、組成や製法の違いにより 2.2 節の解析に用いたカタログによる値とはやや異なっている。断熱材を除く蓄熱体全体の高さ、長さおよび幅は、

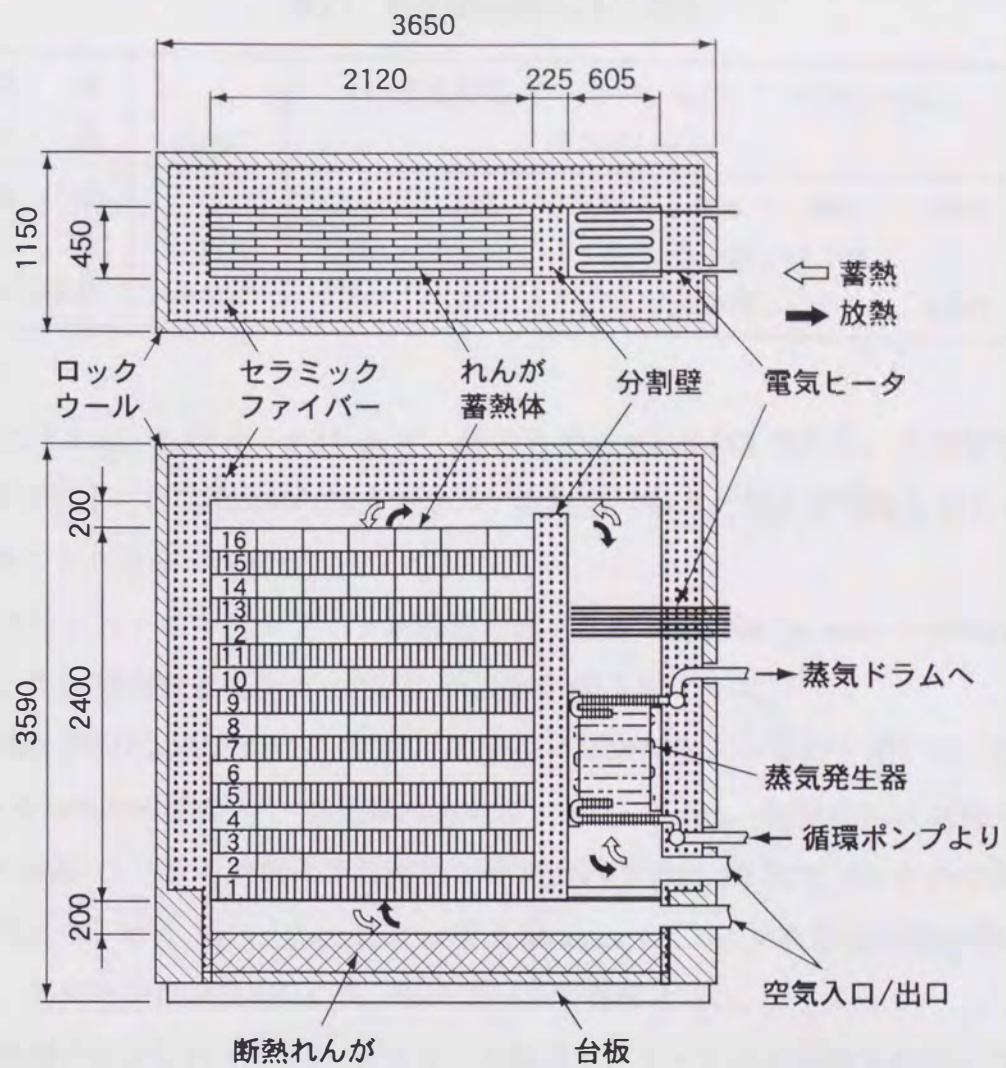


図3.2 蓄熱装置本体

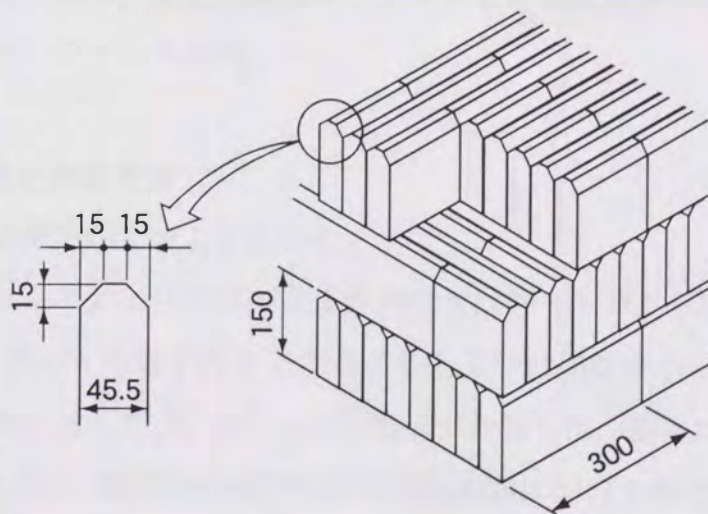


図3.3 蓄熱れんがの配置

表3.1 粘土質耐火レンガの物性

組成		54.5% SiO ₂	42.5% Al ₂ O ₃	1.2% Fe ₂ O ₃			
密度	kg/m ³	2,200 (at 20°C)					
温度	°C	200	400	500	600	800	1000
比熱	kJ/kgK	0.963	1.093	1.126	1.151	1.185	—
熱伝導率	W/mK	1.209	1.256	1.279	1.302	—	1.395

それぞれ 2.4 m, 2.12 m, 0.45 m で、蓄熱容量は 2300 MJ である。この蓄熱容量は 1.1.2 項で想定した実機の約 1/3.5 であり、蓄熱体は高さと同様に長さも幅のみ 1/3.5 とした扁平な形状になっている。

電気加熱ヒータにはフェライト系合金の厚さ 1.5 mm, 幅 15 mm の帯状抵抗発熱体を用いた。最高許容温度は 1400°C で容量は 60 kW である。

蒸気発生器には、伝熱面としてスパイラルフィン付き水平管群を用いた。管群は外径が 31.8 mm の伝熱管を、空気流れ方向ピッチ 83.1 mm, 空気流れに直角方向のピッチ 69 mm で、5 本並列に千鳥配列で空気流れ方向に 10 列並べたものである。フィン厚さは 0.8 mm, 高さ 10 mm, ピッチ 6.35 mm で、フィンを含む伝熱面積は 11m² である。蒸気圧力は 0.3 MPa で、水はポンプで循環する。

空気循環ファンにはインバータファンを採用し、ファンの回転数を制御して流量を調整した。風量は最大約 10 Nm³/min, 出口静圧はゲージ圧で 200 mmH₂O, 最高使用温度は 350°C である。流量計測用オリフィスなど実験装置特有の流動抵抗があるため、静圧が大きいファンを使用した。

3.2.2 計測項目と計測方法

計測項目と計測方法を表 3.2 に示す。

蓄熱体内のレンガおよび空気の温度計測位置は図 3.4 のように配置した。レンガについては、16 段のうち最下段と 2 段目より上方では偶数段のみの合計 9 断面で、レンガの中心に埋め込んだ K 型シース熱電対で計測した。蓄熱体内の空気温度は、図 3.4 に示したように、蓄熱体のほぼ中央の空気通路において高さ方向 8 カ所で K 型シース熱電対を用いて計測した。

表3.2 計測項目

項目	計測点数	計測方法
空気流量	1	オリフィス
流量計測部空気温度	1	K型熱電対
蓄熱装置入口・出口空気温度	2	K型熱電対
蓄熱体上部空気温度	1	ふく射遮蔽型 K型熱電対
蓄熱体下部空気温度	1	ふく射遮蔽型 K型熱電対
蓄熱体内部空気温度	8	K型熱電対
れんが温度	75	K型熱電対
蓄熱装置外面温度	23	K型熱電対
断熱材内部温度	24	K型熱電対
ヒータ表面温度	5	K型熱電対
加熱電力	1	デジタル電力計 (瞬時, 積算)
熱交換器入口・出口水温度	2	K型熱電対
給水温度	1	K型熱電対
蒸気温度	1	K型熱電対
蒸気流量	1	凝縮させて重量計測
蒸気ドラム圧力	1	電子式圧力発信器

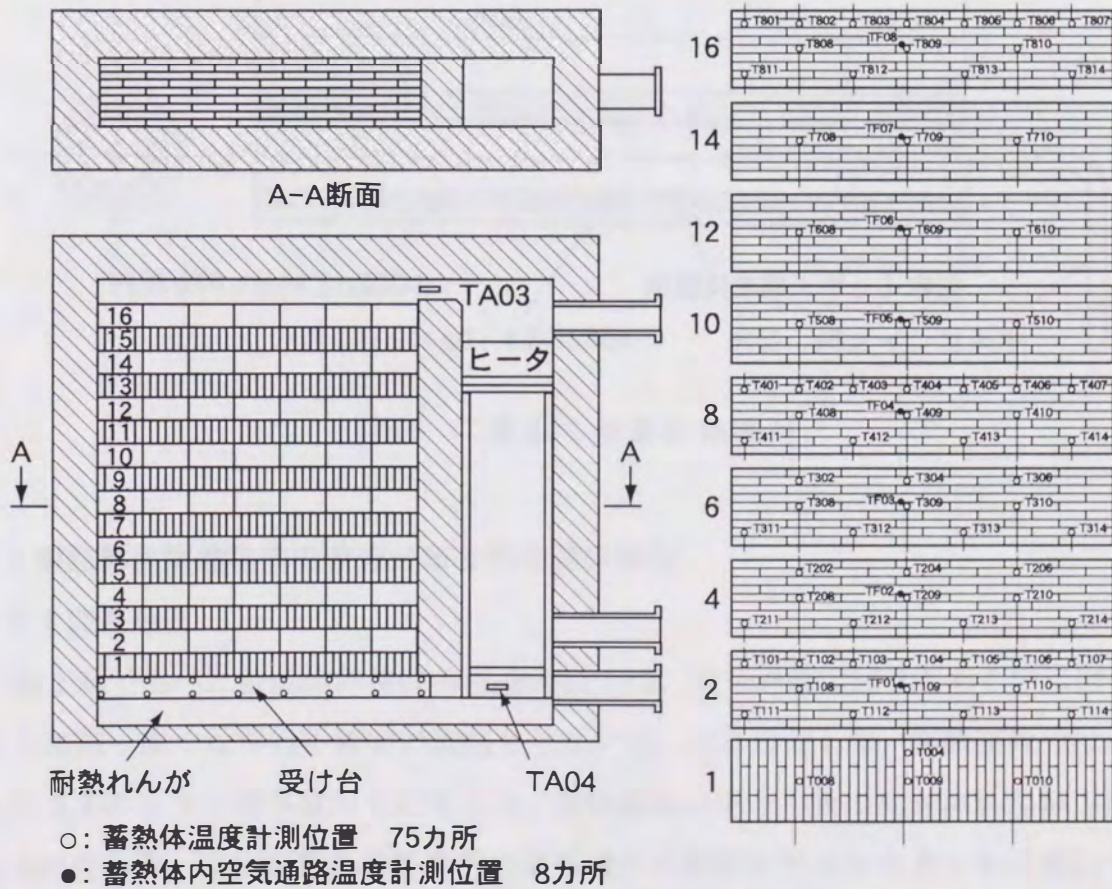


図3.4 蓄熱体内温度計測位置

蓄熱装置外表面および断熱材内部にも K 型熱電対を配置して、放熱損失および断熱材の温度分布を把握できるようにした。

蓄熱体上部および下部空気温度は図 3.4 に示した TA03, TA04 の位置で空気通路の中央にて計測したが、ふく射による計測誤差を防ぐため、図 3.5 の二重遮蔽熱電対を用いた。

ヒータには 5 カ所に K 型熱電対の素線をスポット溶接して、表面温度を計測した。

ヒータは SCR (シリコン制御器) で加熱電力を調整したため、印加される電圧、電流は交流正弦波ではなく、歪んだ波形となっている。本実験では、歪んだ波形でも計測可能な電力計を用いて、加熱電力の瞬時値と積算値を計測した。

空気流量はオリフィスで計測し、蒸気流量は蒸気を凝縮させて凝縮水の重量を計って求めた。これらの計測項目のうち、積算電力と蒸気流量以外は電気信号として得られるのでデータロガに接続し、5 分ごとにコンピュータの磁気ディスクに記録した。

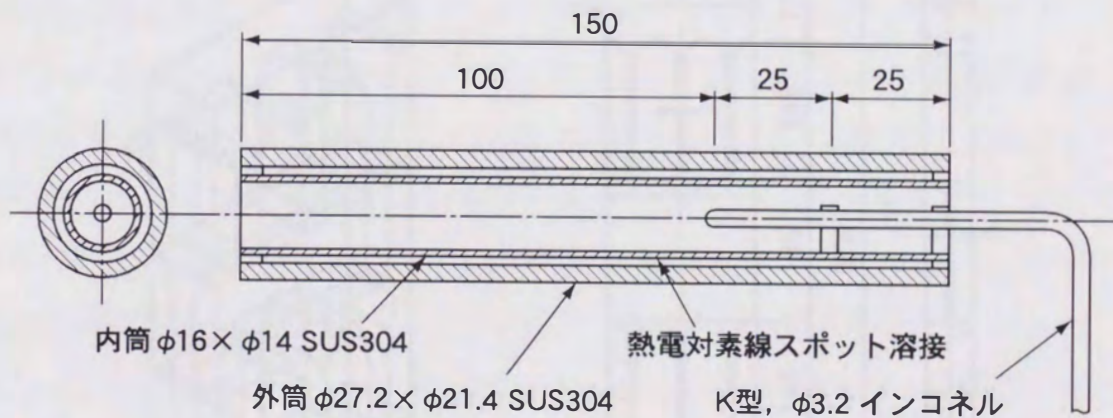


図3.5 二重ふく射遮蔽熱電対

3.3 蓄熱部空気通路内の流速分布と熱伝達の検討

3.3.1 流速分布

第 2 章で述べた蓄熱体熱特性の理論解析では、空気通路は図 2.1 あるいは図 2.2 のように真っ直ぐな平行平板間の流路としている。これに対して、実験装置ではれんがを図 3.3 のように積み重ねているため、空気通路の平行平板の向きがれんが 1 段ごとに 90°変わる。実験装置の蓄熱体内の空気流れが解析モデルと大きくかけ離れていると、実験結果と解析結果との比較ができなくなるので、実験を行う前に、まず蓄熱体

内の流れの状況を調べた。

流況を調べるための蓄熱体モデルを図 3.6 に示す。全体が透明アクリル製で、長さ 150 mm のれんが 3 段分のモデルであり、中段には厚さがれんが 1/2 個に相当するブロック 2 個に挟まれた幅 5 mm の空気通路が形成され、上段と下段は中段と直角方向に同じ幅の空気通路が 3 列形成されている。上段あるいは下段の両サイドの空気通路から中段に入る空気は端部の壁の影響を受けるが、中央の通路はその影響を受けないので、この部分で流動状況を把握できる。

このモデルで、最初、空気を流しながら煙を注入して流れの観察を試みたが、煙の濃淡が判別しにくく観察困難であったので、流体には水を用いてレイノルズ数を実際の空気の流動時と合わせることで相似性を持たせ、インクを注入して流れの可視化を行った。

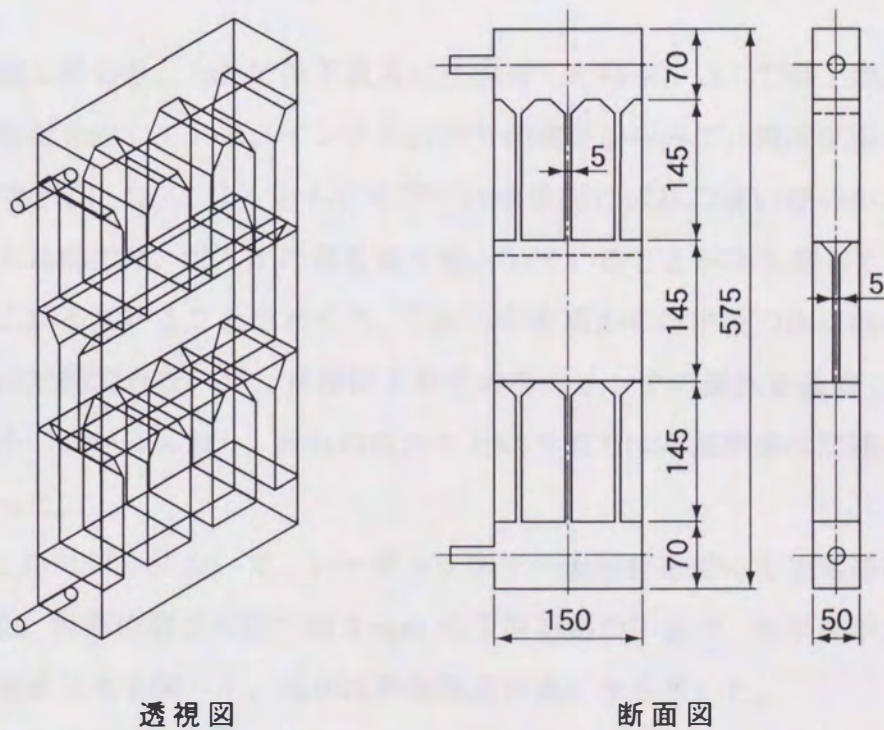
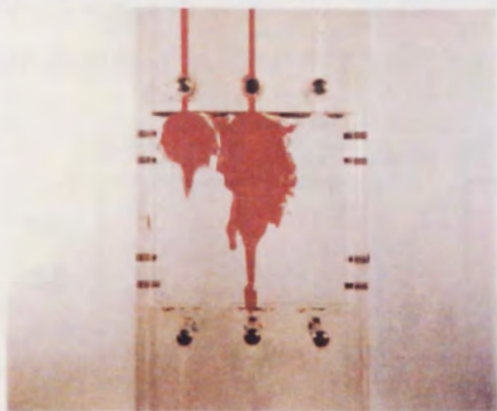


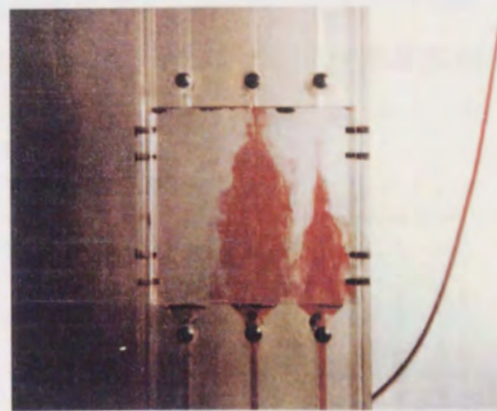
図3.6 蓄熱体可視化モデル

流動状況を図 3.7 に示す。(a) は蓄熱時に相当する流れで流れの方向は下向き、(b) は放熱時に相当し、流れは上向きである。インクを注入して時間が経つと全体が着色されてしまって流れの状況を判定できなくなるので、注入したインクの先端が中段の



(a) 蓄熱過程

$$\left[\begin{array}{ll} \text{平均流速} & u_m = 0.046\text{m/s} \\ \text{レイノルズ数} & R_e = 230 \end{array} \right]$$



(b) 放熱過程

$$\left[\begin{array}{ll} \text{平均流速} & u_m = 0.019\text{m/s} \\ \text{レイノルズ数} & R_e = 92 \end{array} \right]$$

図3.7 流動状況の可視化

通路を通過し終わり、(a)では下段入口に到達した時点、(b)では上段入口に到達した時点の状況を示している。インクの広がりからみて、濃度拡散の影響は小さいと判断できる。(a)、(b)ともに中段では中央部に流れの速い部分があるものの、中段への入口部では、レンガの角を切り落としていることが功を奏して、流れが左右にかなり広がっていることがわかる。これらの写真からは中段の出口部については流れの状況は把握できないが、目視によりその後のインクの流れを観察した結果では、流れは全体に広がっており、流れの広がりという点では本蓄熱体は問題ないことが明らかになった。

次に、このモデルにおいて、レーザドップラー流速計を用いて空気通路の流速分布を計測した。計測位置は中段の幅5mmの空気通路の中央で、水平長手方向にトラバースして流速分布を調べた。流体は計測精度が高い水を用いた。

図3.8に蓄熱過程を模擬した下向流の流速分布を示す。インクによる可視化で観察されたように、上段の中央の通路の延長部が速い流れになっており、Bのレベルでは速い部分の流速は遅い部分の2倍近くになっている。下流に行くにつれて流速分布は次第に一様化される。また、A~Dのそれぞれレベルにおける流速がほとんど全域で図に傍記した平均流速よりも高くなっているのは、空気通路の5mmの幅方向に流速分布があるためと考えられる。

図 3.9 に放熱過程を模擬した上向流の流速分布を示す。破線は図 1.3 の負荷パターン
 うちの破線のピーク放熱量に相当する条件，実線はその 1/4 の放熱量に相当する

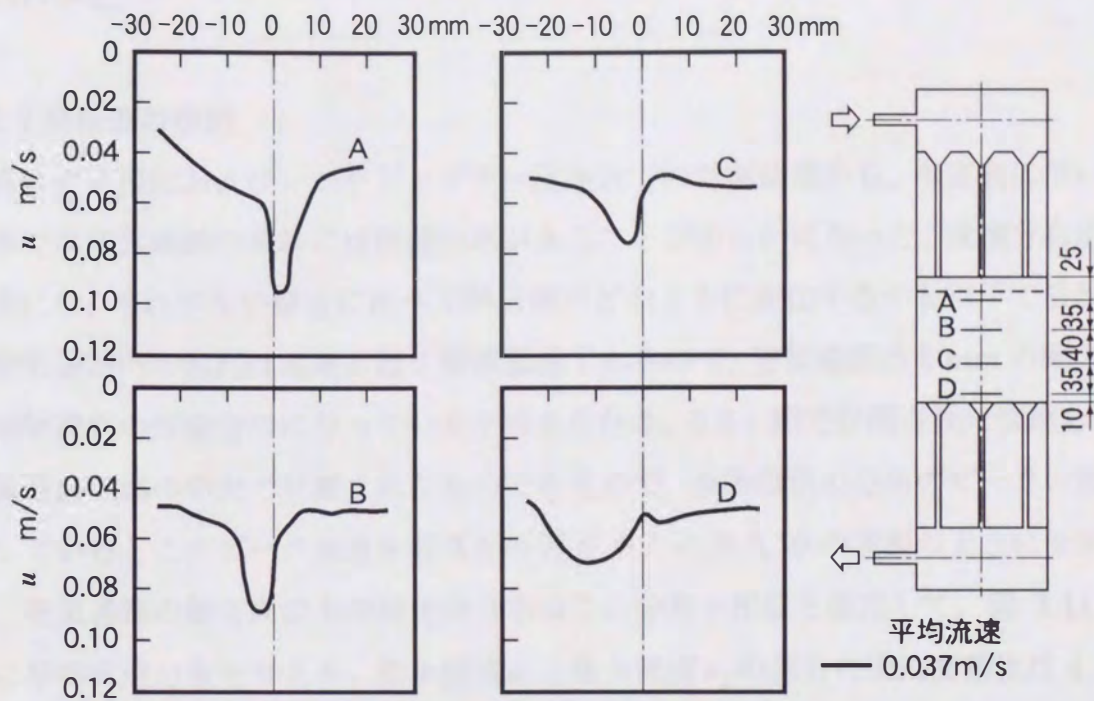


図3.8 可視化モデルにおける蓄熱過程の流速分布

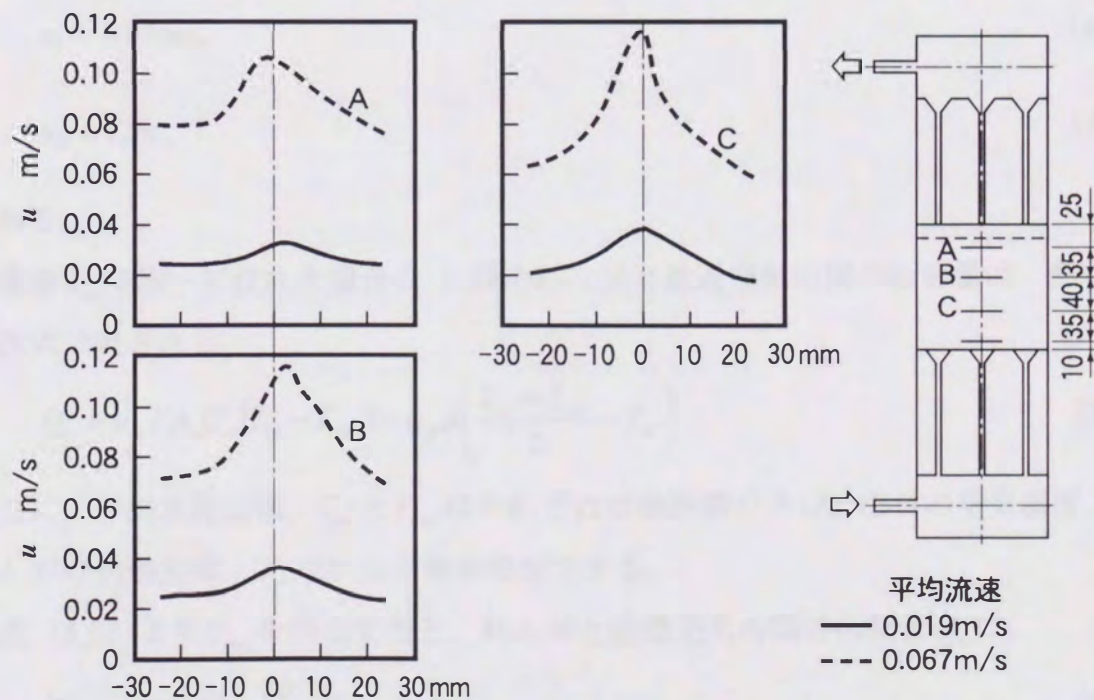


図3.9 可視化モデルにおける放熱過程の流速分布

条件である。流速分布の傾向は蓄熱時と同様であるが、分布のピークは蓄熱時よりなだらかである。また、流量が多いほど中央部と周辺部の流速差が大きくなっていることがわかる。

3.3.2 熱伝達の検討

流れの可視化およびレーザドップラー流速計での計測結果から、本実験に用いる蓄熱体では空気通路の流れには流速分布があることが明らかになった。流速分布がある場合には、それが無い場合に比べて熱伝達がどのように変化するかを以下で検討する。

空気通路内の流れは流速が遅く層流領域であるので、空気通路の5 mmの幅方向には放物線状の流速分布になっていると考えられる。3.3.1節で計測された流速分布は、空気通路の幅の中央で計測されたものであるので、放物線状の分布のピークの流速を表している。このピーク流速を図3.8のBをもとに図3.10の実線のようにモデル化し、空気通路の幅方向の平均流速の分布はこの分布と相似と仮定して、図3.11のように平均流速分布を与える。最小流速 u_1 と最大流速 u_2 の部分の流路面積比は4:1とする。また、空気はれんが各段を通過することに完全に混合するものとする。平均流速 u_m と u_1 、 u_2 との関係は、

$$u_1 = 0.875u_m \quad (3.1)$$

$$u_2 = 1.5u_m \quad (3.2)$$

である。

流速 u_m で均一に流れた場合の1段のれんがと通過空気間の伝熱量は、熱収支より次式で表される。

$$Q_u = u_m F \rho_a C_a (T_{in} - T_{out}) = \alpha_a A \left(\frac{T_{in} + T_{out}}{2} - T_w \right) \quad (3.3)$$

ここに、 F は流路面積、 T_{in} と T_{out} はそれぞれ対象区間の入口、出口の空気温度、 A はれんがの伝熱面積、 T_w はれんが表面温度である。

式(3.3)より T_{out} を消去すると、れんがと通過空気間の伝熱量 Q_u は、

$$Q_u = u_m F \rho_a C_a \frac{2\psi}{2+\psi} (T_{in} - T_w) \quad (3.4)$$

となる。ここに、

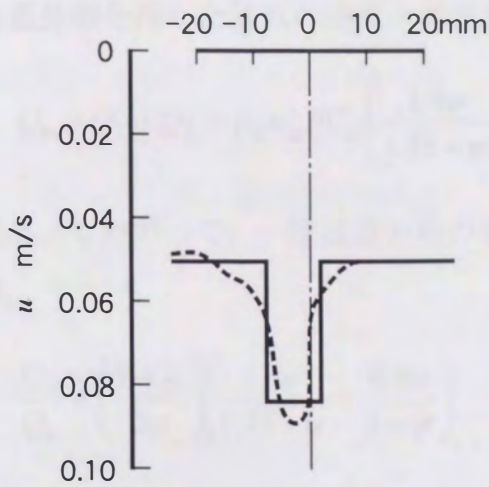


図3.10 流速分布のモデル化

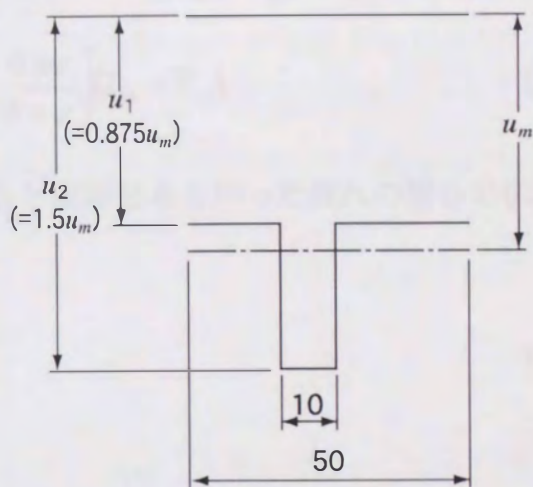


図3.11 モデル化した平均流速分布

$$\psi = \frac{\alpha_a A}{u_m F \rho_a C_a} \quad (3.5)$$

である。

一方、流速分布を持った流れの場合、流速 u_1 と u_2 のそれぞれの部分の伝熱量について、式 (3.3) と同様な式が書ける。

$$Q_1 = u_1 F_1 \rho_a C_a (T_{in} - T_{out1}) = \alpha_a A_1 \left(\frac{T_{in} + T_{out1}}{2} - T_w \right) \quad (3.6)$$

$$Q_2 = u_2 F_2 \rho_a C_a (T_{in} - T_{out2}) = \alpha_a A_2 \left(\frac{T_{in} + T_{out2}}{2} - T_w \right) \quad (3.7)$$

ここに、 F_1 、 F_2 、 A_1 、 A_2 、 T_{out1} 、 T_{out2} はそれぞれ最小流速域、最大流速域の流路面積、伝熱面積、出口空気温度である。流れは層流であるので熱伝達率は流速の影響を受けず、いずれも平均流速の場合と同じ α_a である。

式 (3.4)、(3.5) と同様にして、以下の式が得られる。

$$Q_1 = u_1 F_1 \rho_a C_a \frac{2\psi_1}{2 + \psi_1} (T_{in} - T_w) \quad (3.8)$$

$$Q_2 = u_2 F_2 \rho_a C_a \frac{2\psi_2}{2 + \psi_2} (T_{in} - T_w) \quad (3.9)$$

$$\psi_1 = \frac{\alpha_a A_1}{u_1 F_1 \rho_a C_a} = \frac{1}{0.875} \psi \quad (3.10)$$

$$\psi_2 = \frac{\alpha_a A_2}{u_2 F_2 \rho_a C_a} = \frac{1}{1.5} \psi \quad (3.11)$$

流速分布を持った流れの空気とレンガの間の伝熱量 Q_n は Q_1 と Q_2 の和であるので、

$$Q_n = Q_1 + Q_2 = \rho_a u_m F C_a \left(\frac{1.4\psi}{1.75 + \psi} + \frac{0.6\psi}{3 + \psi} \right) (T_{in} - T_w) \quad (3.12)$$

となる。したがって、一様流速分布の場合と流速分布を持った流れの場合の伝熱量の比は、

$$\frac{Q_n}{Q_u} = \left(\frac{2 + \psi}{2\psi} \right) \left(\frac{1.4\psi}{1.75 + \psi} + \frac{0.6\psi}{3 + \psi} \right) \quad (3.13)$$

で表される。

ここで、蓄熱体内の温度は概ね $200 \sim 800^\circ\text{C}$ の範囲にあるので、 200°C と 800°C について第2章の解析の代表的条件の数値を式(3.5)、(3.13)代入してみる。

空気温度が 800°C の場合：

$$u_m = 3.9 \text{ m/s}$$

$$\alpha_a = 30.6 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$\rho_a = 0.329 \text{ kg/m}^3$$

$$C_a = 1155 \text{ J/kgK}$$

$$A/F = 60$$

$$\psi = \frac{30.6 \times 60}{3.9 \times 0.329 \times 1155} = 1.24$$

$$\frac{Q_n}{Q_u} = 0.988$$

空気温度が 200°C の場合：

$$\alpha_a = 16.7 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$\rho_a = 0.746 \text{ kg/m}^3$$

$$u_m = 1.7 \text{ m/s}$$

$$C_a = 1026 \text{ J/kgK}$$

$$A/F = 60$$

$$\psi = \frac{16.7 \times 60}{1.7 \times 0.746 \times 1026} = 0.770$$

$$\frac{Q_n}{Q_u} = 0.990$$

この計算結果から、図 3.10 の流速分布を持った流れでは一様流速の流れに比べて伝熱量は 1%程度低下するのみであり、流速分布の影響は無視できることがわかる。図 3.10 と異なる流速分布に対しても、同様であることが容易に推察できる。

したがって、第 2 章の解析結果は、本実験装置の蓄熱体のようにれんがの向きが 1 段ごとに 90°異なる配列に対しても適用できる。

3.4 蓄熱体特性実験

3.4.1 実験方法と実験条件

蓄熱体特性実験は、蓄熱部熱特性の解析手法の検証に重点を置き、解析結果と比較しやすい状態で実験を行った。すなわち、図 3.1 の系統図において、空気流量計の上流側を大気開放とした。したがって、放熱時には蓄熱装置に常に室温の空気が供給され、蓄熱時には蓄熱体を出た空気は大気中へ放出される。蓄熱時と放熱時で蓄熱体内の空気の流動方向を変更するための切換弁は使用せず、配管をつなぎ変えて空気の漏れのない状態にした。また、蒸気発生器があると蓄熱部と相互に影響し合っ、蓄熱部の特性評価に誤差を生じるおそれがあるので、蒸気発生器は設置せずに実験を行った。

蓄熱時には室温の空気が電気ヒータで加熱され、蓄熱体内を上部から下方へ流れて、下部から放出される。放熱時には蓄熱体下部から室温の空気が流入して上方へ流れ、その間に蓄熱体から熱を受けて高温になり、通電されていないヒータ部を通過して大気中へ放出される。蓄熱、放熱ともに、一部の実験を除いて空気流量はそれぞれの条件で一定とし、蓄熱時においてはヒータ出口空気温度が所定の温度になるようにヒータ入力を自動調整した。

実験条件を表 3.3 に示す。本実験装置のヒータ容量は 60 kW で、これは空気流量 350 kg/h において 600°C の空気温度上昇を与える容量である。蒸気発生器を設置して閉ループで空気を循環させて放熱する場合には、蓄熱体温度が 200°C まで低下した時点で放熱終了の計画であり、蓄熱はその状態から開始するのでヒータ入口空気温度は 200°C で、ヒータを通過する際に 600°C 温度上昇して 800°C になるように容量を決めたものである。これに対して、蓄熱体特性実験では開ループでヒータには室温の空気が流入するので、同じ温度上昇でのヒータ出口温度、すなわち蓄熱温度は 600°C をベ

ース条件とした。このほかに、計画蓄熱温度の800℃、およびより高温での蓄熱特性を調べるための950℃の実験も行った。後者の2ケースでは空気流量を減らして空気温度を上げているため、蓄熱時間が長くなっている。シリーズ1は予備的な実験であり、蓄熱温度は800℃よりやや低い780℃となっている。

蓄熱は、シリーズ1と5以外は蓄熱体出口空気が350℃または150℃に到達した時点で終了とした。350℃というのは空気を循環させる場合のファンの限界温度であり、150℃はそれから前述の閉ループと開ループのヒータ入口温度の差200℃を差し引いた温度である。シリーズ5では蓄熱時間を9時間とした。

放熱時は、変化パラメータは空気流量のみである。空気流量は300 kg/hをベースとし、100~500 kg/hの範囲で実験を行った。シリーズ6の放熱実験では、途中で空

表3.3 蓄熱体特性実験条件

シリーズ	実験番号	蓄熱温度 ℃	空気流量 kg/h	実験時間 h	蓄熱終了時 出口空気温度 ℃
1	1-C 蓄熱	780	200	12	80
	1-H 保温		0	17	
	1-D 放熱		300	16	
2	2-C 蓄熱	600	300	12	150
	2-D 放熱		300	12	
3	3-C 蓄熱	800	200	26	350
	3-D 放熱		300	16	
4	4-C 蓄熱	600	300	12	150
	4-D 放熱		500	10	
5	5-C 蓄熱	600	200	9	30
	5-D 放熱		100	23	
6	6-C 蓄熱	600	300	12	150
	6-D 放熱 (負荷変動)		200	7	
			500	4	
		300	2		
7	7-C 蓄熱	950	200	26	350
	7-H 保温		0	56	

気流量を変化させて負荷変化に対する応答を調べた。

シリーズ1と7では、蓄熱終了後に長時間放置して保温特性を調べた。

以下では、800℃蓄熱のシリーズ3を中心に、一部600℃蓄熱のシリーズ2、4も含めて実験結果を述べる。

3.4.2 蓄熱・放熱時の空気温度挙動の概要

蓄熱・放熱時の蓄熱体入口空気温度、出口空気温度、ヒータ入力、放熱量の変化の代表例を図3.12～3.14に示す。横軸は蓄熱開始からの時間で表している。放熱量は、蓄熱体入口、出口の空気温度差と空気流量から求めた。

蓄熱時には、ヒータ出口空気温度 T_{ah} はヒータ通電後速やかに所定の温度まで上昇し、以後はヒータ入力 Q_{in} の調整によりほぼ一定温度に制御されている。図3.12の2-Cのケースでは、実験の途中で温度の設定値を徐々に上げていったため、 T_{ah} は幾分上昇している。また、図3.13のケース3-Cでは T_{ah} にやや変動が見られるが、これは制御に用いた調整器のゲイン調整が不十分だったためで、再調整により途中から良好な制御性を示している。図3.14のケース4-Cの Q_{in} の変動が、同じ蓄熱条件の

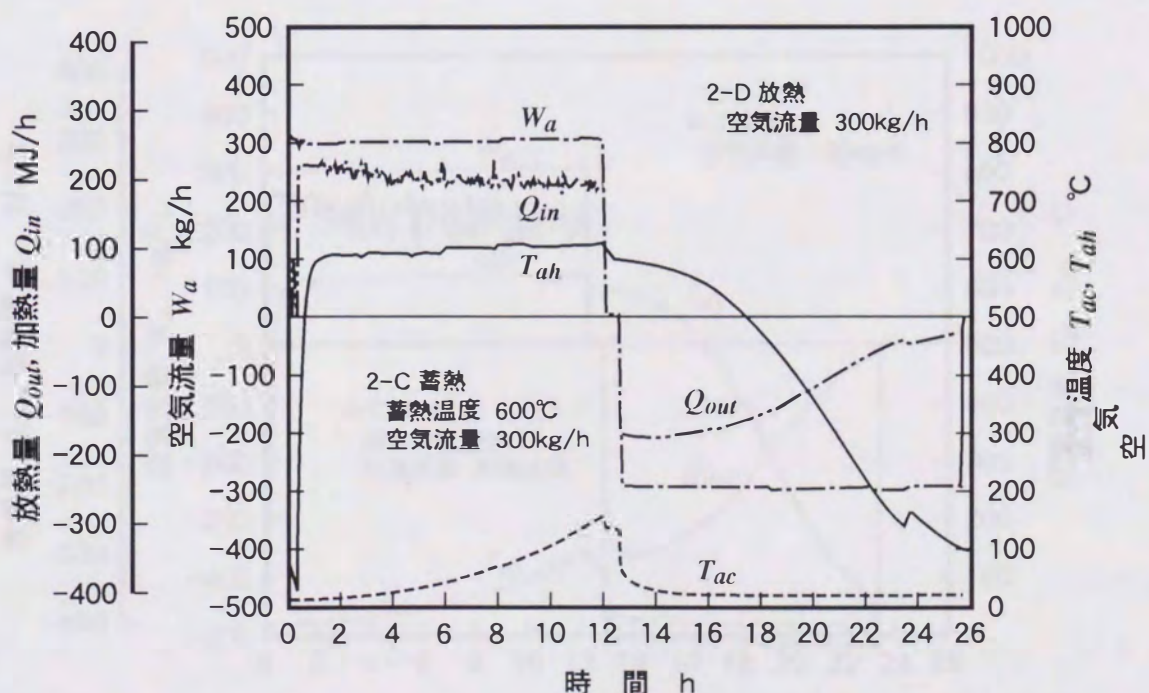


図3.12 蓄熱体熱交換特性(シリーズ2)

ケース 2-C に比べてやや大きいのもゲイン調整不足によるものであり，変動を抑えることは可能である。いずれのケースでも蓄熱開始当初はヒータでの発熱量の一部が

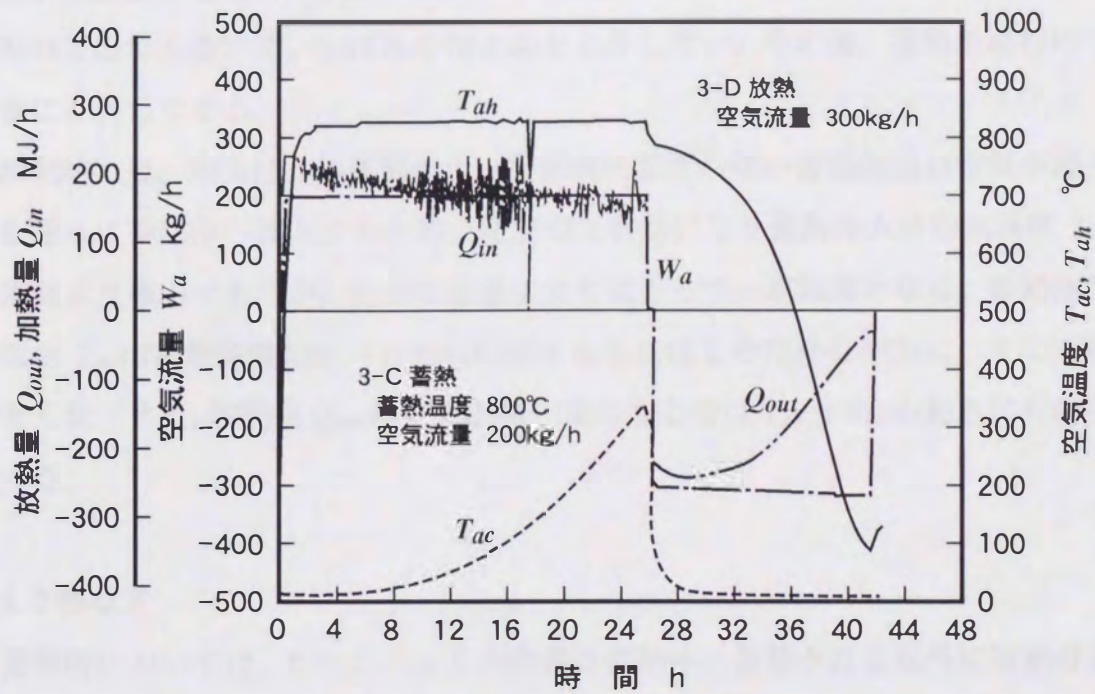


図3.13 蓄熱体熱交換特性(シリーズ3)

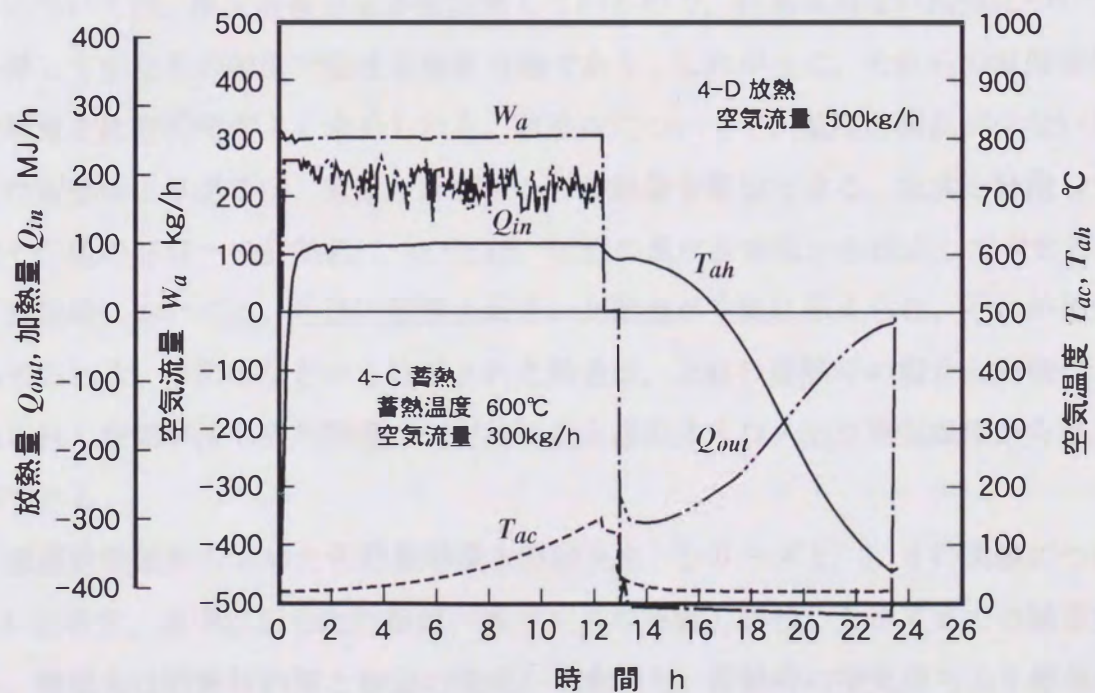


図3.14 蓄熱体熱交換特性(シリーズ4)

ヒータ周囲のヒータ保持構造材や断熱材に奪われるが、時間の経過とともに周囲が暖まってその量が減少するので、 T_{ah} を一定温度に維持するために Q_{in} は漸減する。

蓄熱体出口空気温度 T_{ac} は、最初のうちは熱がすべて蓄熱体に奪われて冷たい空気となって出てくるので、しばらくほとんど上昇しない。その後、蓄熱が進むにつれて次第に上昇してくる。

放熱時には、空気は、装置構成上、蓄熱時に温度の高い蓄熱体出口空気が通った配管を通して蓄熱体へ流入するため、配管の保有熱により蓄熱体入口空気温度 T_{ac} は最初室温より高めであるが、やがて室温にまで低下して一定温度となる。蓄熱体出口空気温度 T_{ah} は蓄熱温度のレベルから時間とともにはじめはゆるやかに、そして次第に大きく低下する。放熱量 Q_{out} は空気流量一定のもとでは T_{ah} と T_{ac} の動きに呼応して変化する。

3.4.3 熱収支

蓄熱時においては、ヒータによる入熱量は蓄熱体に蓄熱される以外に断熱材およびその他の構造材や蓄熱装置底部の断熱レンガなどにも蓄熱され、一部は空気によって系外へ持ち去られる。各部への蓄熱量は以下のようにして求めることができる。蓄熱体については、温度計測点を多数設置しているので、計測点がない部分についても内外挿してかなりの確度で温度を推定可能であり、したがって、それらの温度変化から蓄熱量を比較的精度よく求められる。断熱材についても、温度計測点が少ないため精度は蓄熱体より劣るが、温度の計測値から蓄熱量を算出できる。温度を計測していないその他の部分への蓄熱量については、付近の温度計測値から推定して求める。

放熱時においては、各部に蓄熱されていた熱量が空気に伝えられ、それが系外に持ち去られる。蓄熱体などから放出された熱量は、上述の蓄熱時の場合と同様にして求められ、空気が持ち去る熱量は、空気流量と蓄熱体入口・出口空気温度から容易に計算できる。

温度計測値から求めた各部蓄熱量と熱収支を、シリーズ 2, 3, 4 の実験について表 3.4 に示す。表中に記した熱量は、各ケースの実験の開始から終了までの積算値である。熱損失は断熱材内部と表面の温度から求めた。蓄熱時の空気持ち去り熱量は、空気循環系が開ループである本実験特有のものであり、閉ループで空気を循環させる場

合には蓄熱体へ循環して有効に蓄熱される熱量である。

まず、全体の熱収支を見ると、蓄熱時のヒータ入力に対する蓄熱量と空気持ち去り熱量および熱損失の合計の比はほぼ 1.0 になっており、実験時の計測は正しく行われていて、各熱量の計算方法もほぼ妥当であることを示している。一方、放熱時は、蓄熱量の変化に対する放熱量と熱損失の合計の比は本来 1.0 になるはずであるが、ケース 2-D は 0.86 とやや精度が悪いものの、ケース 3-D と 4-D は 6~7% の誤差に収まっている。

次に、各部への蓄熱量を見ると、断熱材およびその他の蓄熱体以外の部分に蓄熱された熱量は全体の蓄熱量のうちの 14~15% に達しており、しかも放熱時にはその熱量も有効に取り出されていることがわかる。蓄熱体以外への蓄熱量も設計の際には考慮に入れるべきである。

表3.4 蓄熱・放熱時の熱収支

熱量の単位は MJ

シリーズ	2		3		4	
	2-C 蓄熱	2-D 放熱	3-C 蓄熱	3-D 放熱	4-C 蓄熱	4-D 放熱
①ヒータ入力	2358	—	4525	—	2323	—
②蓄熱量	2065	-2033	3526	-3440	2068	-2068
③蓄熱材	1761	-1785	3034	-3009	1762	-1829
④断熱材	267	-217	430	-373	270	-202
⑤その他	37	-31	62	-58	36	-37
⑥空気持ち去り熱量	148	—	464	—	153	—
⑦放熱量	—	1642	—	2954	—	2095
⑧熱損失	159	107	573	278	161	125
蓄熱材以外への蓄熱量比 (④+⑤) / ②	0.147	—	0.140	—	0.148	—
蓄熱材以外からの放熱量比 -(④+⑤) / ⑦	—	0.151	—	0.146	—	0.114
熱収支 (②+⑥+⑧) / ①	1.006	—	1.008	—	1.025	—
(⑦+⑧) / (-②)	—	0.860	—	0.940	—	1.074

3.4.4 蓄熱体温度分布

蓄熱・放熱過程の蓄熱体中央部の高さ方向温度分布の代表例を図 3.15 と図 3.16 に示す。

蓄熱過程においては空気により持ち込まれた熱は蓄熱体内に上方から蓄熱されていくので、図 3.15 に見られるように、蓄熱初期の段階では蓄熱体下部の温度上昇はなく、中間部に高さ方向の温度降下の大きい領域が存在する。時間の経過とともに蓄熱領域は下方へ広がって、下部も温度が上昇してくる。

放熱過程においては、図 3.16 のように、初期の段階では蓄熱過程と逆の履歴をたどるが、やがて蓄熱体上部も温度が降下して蓄熱時とは異なった温度分布になる。

これらの図には、第 2 章で述べた手法による計算値を破線で示している。蓄熱過程では、温度の実測値は蓄熱開始後 12 時間までは計算値よりもわずかに高くなっているが、その後は実測値は計算値よりも低くなり、両者の差は時間の経過とともに拡大している。実測値が低くなるのは、計算では断熱材表面からの熱損失を考慮していないことによるもので、蓄熱の進行に伴って蓄熱体の温度が上昇して熱損失が無視できない大きさになったためと考えられる。放熱過程においても、放熱開始後 6 時間頃までは実測値の方が計算値よりやや高いものの両者は比較的良好に一致しているが、その後は実測値は計算値より低くなる。時間の経過とともに蓄熱体の温度は低下するので熱損失は減少するのに、それでも実測値と計算値の差が拡大しているのは、熱損失以外にも原因があるように思われる。

図 3.17 は、蓄熱開始から 16 時間後の下から 12 段目のれんが位置における蓄熱体水平断面の温度分布である。温度は周辺部に比べて中央部で高い。この分布プロファイルは熱が中央部から外側へ流れていることを示しており、角の部分で温度の低下が大きいのは、この部分の断熱材外表面積が相対的に大きいからである。

図 3.18 は、放熱開始から 12 時間後の図 3.17 と同じ高さにおける蓄熱体水平断面の温度分布である。蓄熱時とはプロファイルが異なり、右側に温度の低い部分がある偏った分布になっている。これは空気の偏流によるものと考えられ、放熱時の空気流入部の構造には流れの均一化のために改善の余地がある。

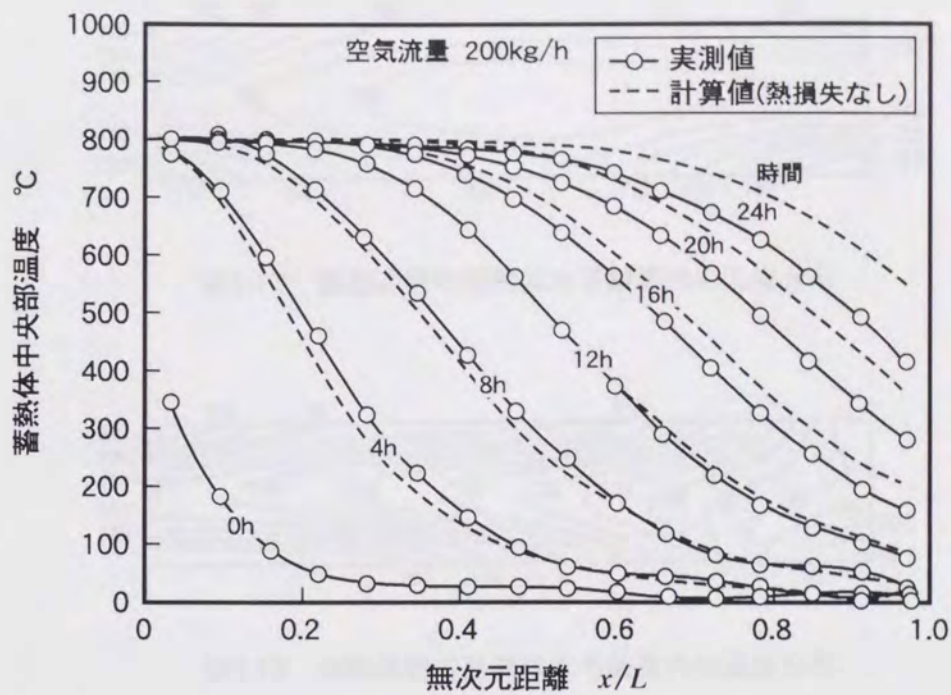


図3.15 蓄熱過程における蓄熱体中央部の高さ方向温度分布

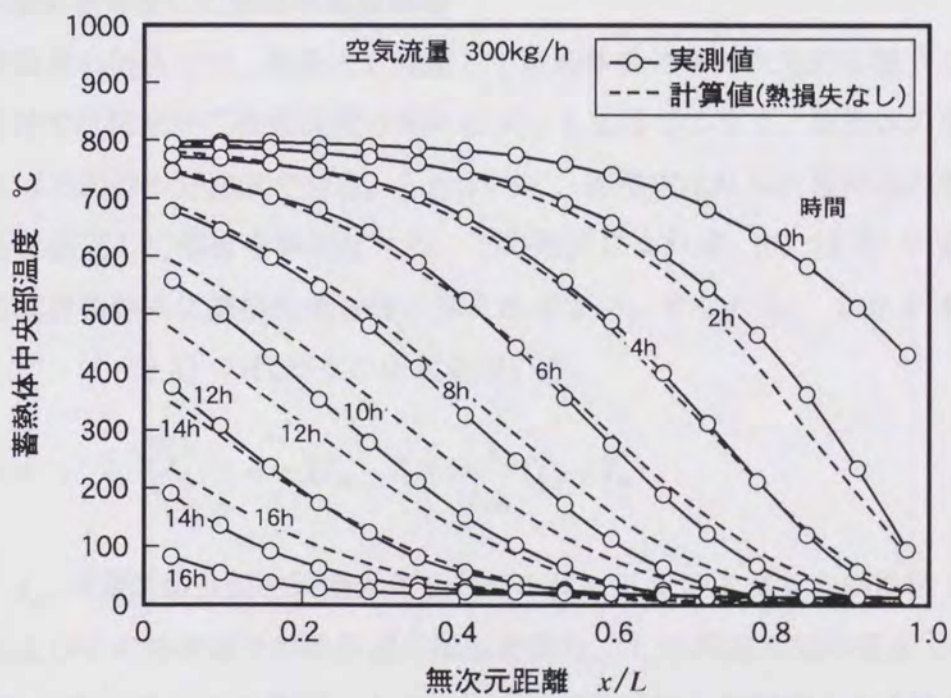


図3.16 放熱過程における蓄熱体中央部の高さ方向温度分布

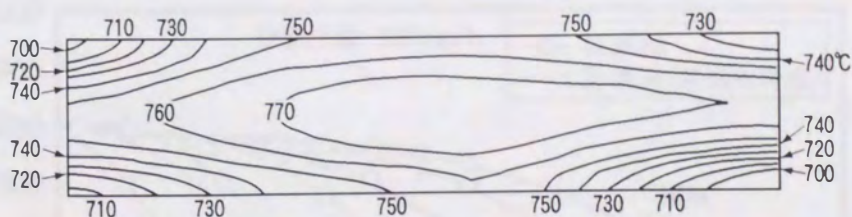


図3.17 蓄熱過程の蓄熱体水平断面内の温度分布

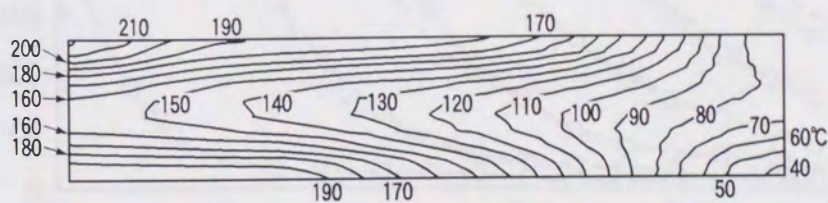


図3.18 放熱過程の蓄熱体水平断面内の温度分布

3.4.5 熱損失を考慮した蓄熱体温度解析

蓄熱体温度の解析では、熱損失を考慮して蓄熱体全体を三次元的に扱うことはできるが、設計では詳細な三次元温度分布は必ずしも必要ではなく、蓄熱体の平均的熱特性を知れば目的は十分達成できる。したがって、熱損失はれんが蓄熱体の各列から一様であると仮定して解析を単純化する。この仮定によれば、式(2.3)の蓄熱体表面における境界条件式に熱損失項を付け加えればよい。すなわち、 $y=0$ における境界条件として、式(2.3)の代わりに次式を用いる。

$$y=0 : \lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial y} \Big|_{y=0} = \alpha_a (T_w - T_a) + \frac{1}{r_{wo}} (T_w - T_o) \quad (3.13)$$

ここに、 r_{wo} は蓄熱体表面と周囲大気との間のれんが1列あたりの熱抵抗で、断熱材熱伝導およびその外表面での熱伝達の抵抗を含む。 T_o は周囲大気温度である。

図3.19と図3.20にこの修正した方法による解析結果と実測値との比較を示す。縦軸は蓄熱体水平断面の平均温度である。図3.19の蓄熱過程では、計算値と実測値は比較的よく一致しているが、注意深く見ると、実測値は空気の上流側すなわち蓄熱体

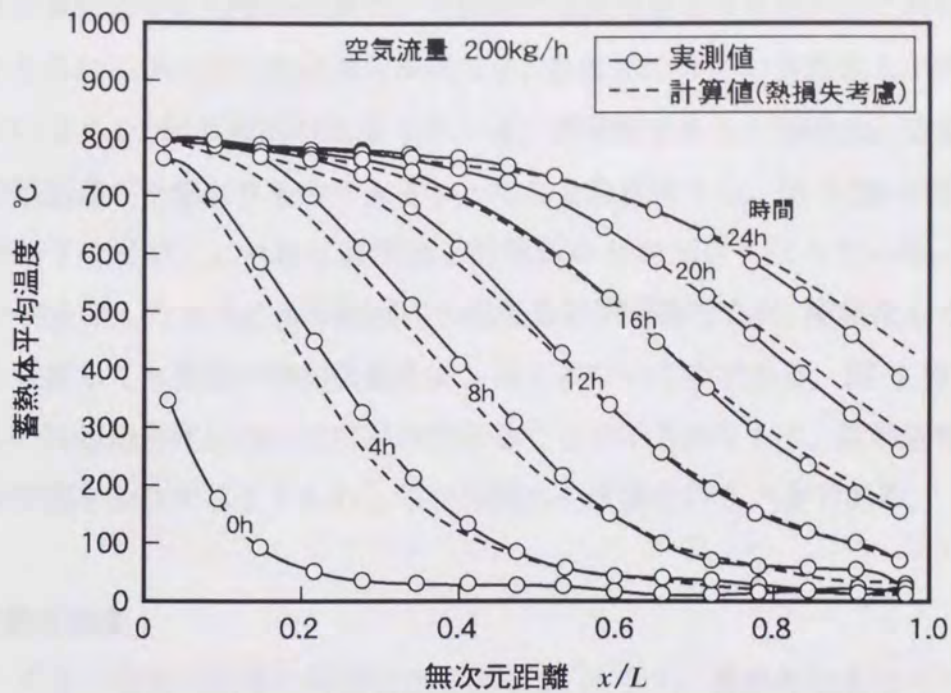


図3.19 熱損失を考慮した蓄熱過程の温度分布計算値と実測値の比較

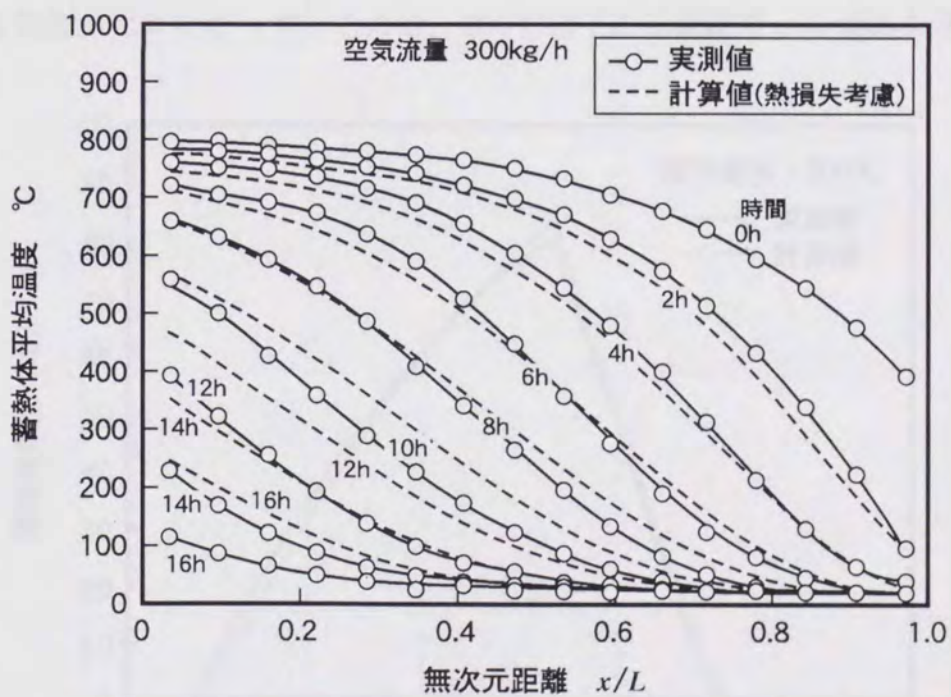


図3.20 熱損失を考慮した放熱過程の温度分布計算値と実測値の比較

上部では計算値よりもわずかに高く、下流側では計算値よりも低い。これは、蓄熱体を構成する各れんがの間の熱伝導を無視でき、温度差の大きい蓄熱体上下間の熱放射がないという 2.1.2 節の解析の仮定 (3), (4) が妥当であると同時に、空気と蓄熱体との間の熱伝達が予想よりもやや大きかったことを意味する。図 3.20 の放熱過程では、放熱終了に近づくにつれて実測値と計算値の差が大きくなっている。これは図 3.18 に一例を示したように水平断面内の温度分布が複雑なため、簡略化した解析では熱損失を考慮しても実際の平均温度を表し得ていないためである。図 3.19 で解析方法そのものは蓄熱過程については妥当であることが示されており、放熱過程については、解析方法を改良するよりもむしろ空気流れの改善を行うべきである。

3.4.6 蓄熱有効度

シリーズ 3 の蓄熱有効度の時間変化を図 3.21 に示す。蓄熱有効度はベース温度をどこにとるかによって値が異なってくる。シリーズ 3 は実際の使用温度レベルの 800°C 蓄熱であるので、ベース温度は室温ではなく 200°C とした。蓄熱開始後しばらく蓄熱有効度がゼロになっているのは、200°C 以下の初期温度から蓄熱を開始してい

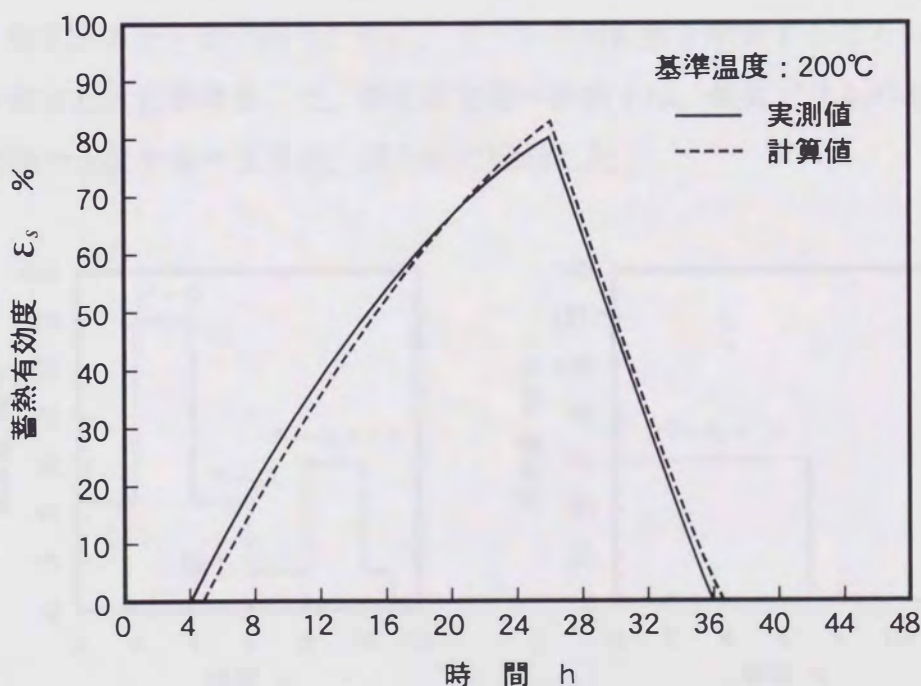


図3.21 蓄熱有効度

るためである。蓄熱終了時点での蓄熱有効度すなわち最大蓄熱有効度は80%になっている。図2.9の解析では、空気通路幅 S が5mmの場合の最大蓄熱有効度は82.5%に達しているが、図3.21とは空気流量や計算に使用したレンガの物性値の違いもあるので直接比較はできない。また、図2.9では熱損失は考慮されていない。図3.21には実験条件での熱損失を考慮した解析結果を破線で示している。最大蓄熱有効度の値にやや差があるが、計算値は実測値と比較的よく一致しているといえる。

3.5 全体システム実験

3.5.1 実験方法と実験条件

全体システム実験では蒸気発生器を設置し、図3.1の系統図において空気流れは閉ループにして、放熱時には蒸気発生器を出た空気が蓄熱体に流入するようにした。蓄熱時と放熱時の蓄熱体内の空気の流動方向は切換弁で変更した。3.4節で述べた蓄熱体特性実験では、蓄熱時には空気流量は一定でヒータ入力を制御することでヒータ出口温度を調整したが、全体システム実験ではヒータ入力は一定とし、ファンの回転数を変えて空気流量を制御してヒータ出口空気温度を調整した。これは、実機のコストを下げるために、電力調整器(SCR)が不要な制御方式を試行したものである。放熱時には、蒸気圧力を一定に保つために、ファンの回転数を制御することによって空気流量を手動または自動調節した。蒸気発生器への給水は、蒸気ドラムの水面を検出して一定範囲の水位を保つように、間欠的に供給した。

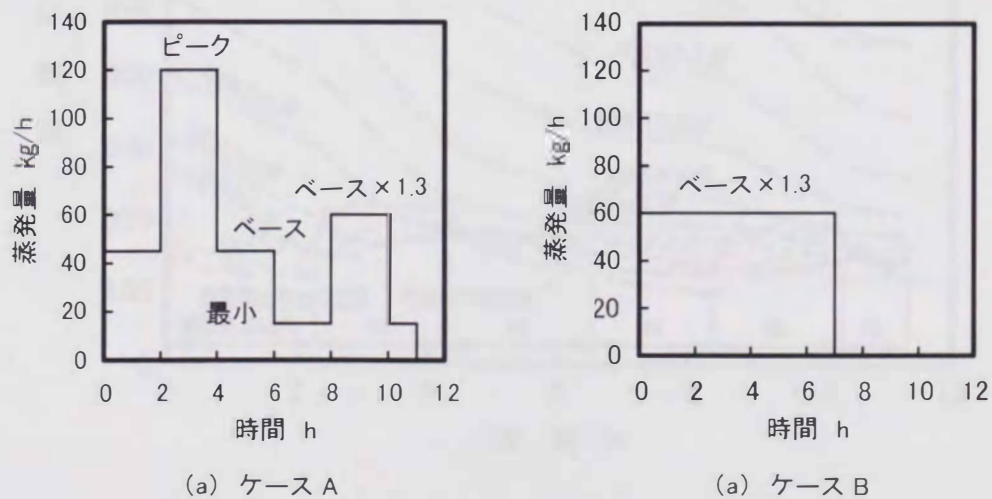


図3.22 全体システムでの放熱実験条件

全体システム実験においても、蓄熱過程は空気流量が変化することと蓄熱体を出た空気がヒータへ戻ることを除いて前述の蓄熱体特性実験と同様であり、実験結果には特筆すべき事項はないので、ここでは放熱過程についてのみ述べる。放熱過程の実験条件を図 3.22 に示す。ケース A では、蒸発量をベース負荷に相当する 45 t/h とピーク負荷相当の 120 t/h、それに最小負荷の 15 t/h、およびベース負荷の 1.3 倍の 60 t/h の間で変化させた。ケース B では蒸発量 60 t/h の一定の放熱を行った。いずれのケースも、放熱開始の初期状態は、蓄熱体入口空気温度 810°C で出口空気温度が 350°C になった時点で蓄熱を終了した状態である。

3.5.2 実験結果

ケース A における蓄熱体中央部温度と蒸気発生器入口、出口温度の時間変化を図 3.23 に示す。蓄熱体温度は、負荷の変化に応じて温度降下の勾配が変化しながら、全体的に低下していく。放熱開始 8 時間後には最上段（16 段目）れんが温度は 600°C 近くまで低下し、6 段目より下方は 200°C 前後まで低下している。この時刻からはベース負荷の 1.3 倍に相当する 60 t/h の蒸発量で 2 時間の放熱を行っているが、蓄熱体

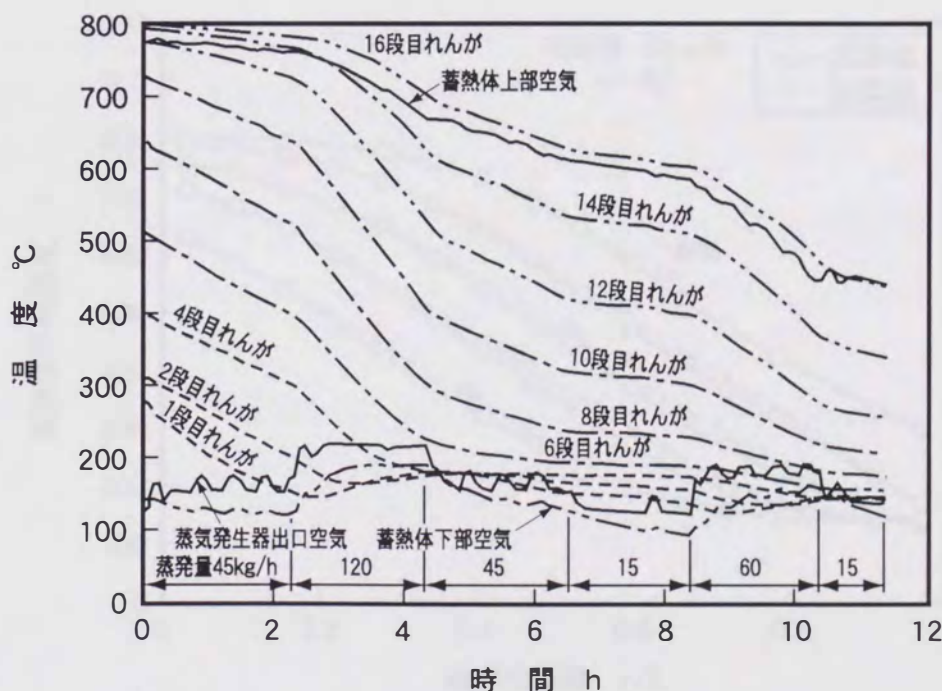


図3.23 放熱過程における蓄熱体と空気の温度変化

温度が低下してもこの蒸発量に必要な熱量を十分供給できている。

1 段目, 2 段目, 4 段目のれんが温度は, 200°C 付近まで低下したあと高低の関係が逆転するなど, 挙動が複雑である。3.4.4 節で述べたように, 放熱時には空気の偏流により蓄熱体水平断面内の温度は偏った分布になっており, 放熱の進行にともなってその分布プロファイルが変化するため, このような挙動を示している。

図示した蓄熱体中央部温度は蓄熱体上段部においては水平断面内で最も高い温度であり, 蓄熱体上部空気温度は, 蓄熱体周辺部の温度がやや低い部分を通った空気が混ざっているため, 最上段れんがの温度より低くなっている。蒸気発生器出口空気温度は蒸発量の増減に呼応して上下し, 空気流量が多いピーク負荷時には約 220°C, 空気流量の少ない最小負荷時には約 125°C で, 100°C 近い温度変化がある。負荷一定の期間に蒸気発生器出口空気温度が小幅に変動しているのは, 蒸気ドラムへの給水が間欠的になされて蒸発管へ流入する水温が変動しているためである。

図 3.24 は, ケース B の蒸発量 60 t/h 一定のもとでの蓄熱体の水平断面平均温度の計算値と実測値を比較したものである。計算値は熱損失を考慮している。実測値は計算値よりもやや低い傾向があるが, 満足できる精度で一致している。図 3.20 では放

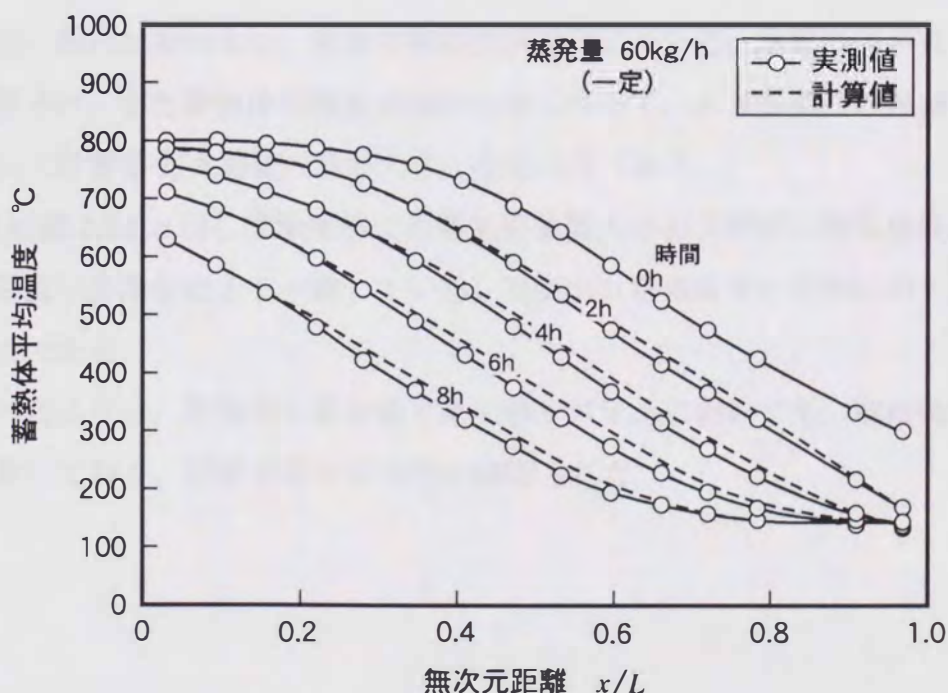


図3.24 全体システム実験での蓄熱体温度分布計算値と実測値の比較

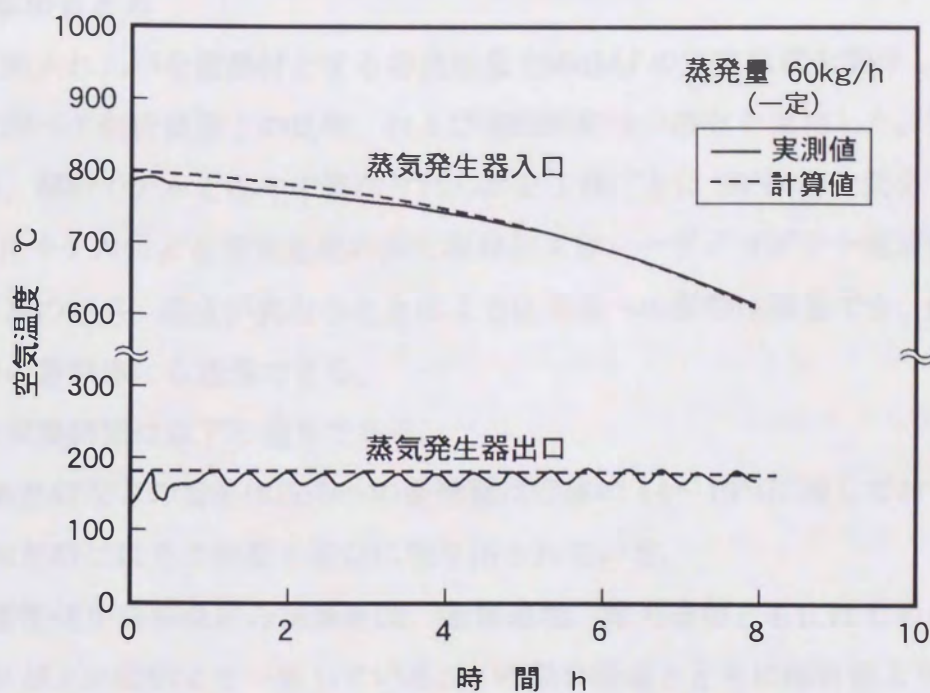


図3.25 放熱過程における空気温度挙動の計算値と実測値の比較

熱の終了に近づくにつれて計算値と実測値の差が大きくなっているが、放熱開始後8時間までは一致は比較的よい。両者の解析方法は同じである。放熱時間が長くなると誤差が積算され、また蓄熱体の低温領域が大きくなって、水平断面内の複雑な温度分布が影響して計算値と実測値の差が大きくなるようである。

図3.25に図3.24と同じ実験条件での蒸気発生器入口および出口空気温度の変化を示す。計算値と実測値はよく一致している。実測出口空気温度の変動は間欠的な給水によるものである。

以上述べたように、蒸気発生器を備えた全体システムにおいても、解析値は実測値とよく一致しており、解析手法の妥当性が確認された。

3.6 第3章のまとめ

粘土質耐火れんがを蓄熱材とする蓄熱容量 2300MJ の実験装置を製作し、蓄熱・放熱特性を調べて解析結果との比較、および運転制御性の調査を実施した。実験装置の蓄熱体は、解析モデルとはやや異なりれんがを1段ごとに90°向きを変えて構成したが、可視化モデルによる空気通路の流況観察およびレーザドップラー流速計による流速分布計測の結果、構成が異なることによる伝熱量への影響は無視でき、解析結果は実験装置の蓄熱体にも適用できる。

主要な実験結果は以下の通りである。

- (1) 断熱材などの蓄熱体以外への蓄熱量は全体の14~15%に達しており、しかも放熱時にはその熱量も有効に取り出されている。
- (2) 蓄熱体中央部温度の実測値は、蓄熱過程、放熱過程ともにはじめのうちは解析値と比較的よく一致しているが、時間の経過とともに解析値より低くなる。
- (3) 蓄熱体水平断面内では中央部が高く周辺部が低い温度分布になっている。これは断熱材を通しての熱損失による。
- (4) 蓄熱過程については、熱損失を考慮した解析により実測値とほぼ同じ温度分布を得た。
- (5) 放熱過程については、放熱終了に近づくにつれて熱損失を考慮した解析でも実測値との差が大きくなる。これは空気の偏流によると考えられ、解析手法そのものは放熱過程に対しても妥当である。
- (6) 蓄熱過程におけるヒータ出口空気温度制御は、空気流量調整とヒータ入力調整の二通りの方法で実験を行ったが、いずれでも問題なく制御できた。
- (7) 放熱過程が進行して蓄熱体温度が低下しても、空気流量の調整により所要量の蒸気を発生させることができた。本システムは負荷変動にも支障なく対応できる。

第4章 実証試験

4.1 実証機の仕様

第3章で述べた実験により妥当性が検証された解析手法を用いて実証機を設計製作し、千葉・幕張地区地域熱供給センターにて暖房用加湿蒸気源として実熱負荷での運転試験を実施した⁽⁴⁷⁾。

実証機の仕様を表4.1に示す。蓄熱量は4600 MJ、最大放熱量は750 MJ/hで、蓄熱容量を超える熱供給も可能なように、放熱時にもヒータに通電可能な設計である。

図4.1に実証機の概略の構造を示す。蓄熱部は前述の実験装置と同様に、れんがを1段ごとに向きを90°変えて積み重ねて構成した。蓄熱材には熱容量が大きいマグネシア質耐火れんがを用いて、蓄熱部のコンパクト化を図った。使用したマグネシア質耐火れんがの物性を表4.2に示す。空気循環ファンは蒸気発生器の下方に、また蒸気ドラムは断熱覆いの外部に設置した。蒸気ドラムを含む蓄熱システム全体の概略寸法は、幅3.3 m、奥行き1.8 m、高さ3.1 mである。

電気ヒータ入力調整には三段切り換え方式を採用して、制御系の簡素化を図った。ヒータ出口空気温度は空気流量の制御により調整した。放熱時には所要の蒸気流量になるように空気流量を調整した。

表4.1 実証機の仕様

蓄熱量	4600 MJ
蓄熱温度	800°C
蓄熱時間	10 h
電気ヒータ容量	163 kW
放熱量	4100 MJ/day
最大放熱量	750 MJ/h×4.2 h
熱供給方式	飽和蒸気
蒸気圧力	0.35 MPa
蒸気温度	138°C
最大蒸気発生量	288 kg/h×4.2 h
外形寸法	W 3.3 m×D 1.8 m×H 3.1 m

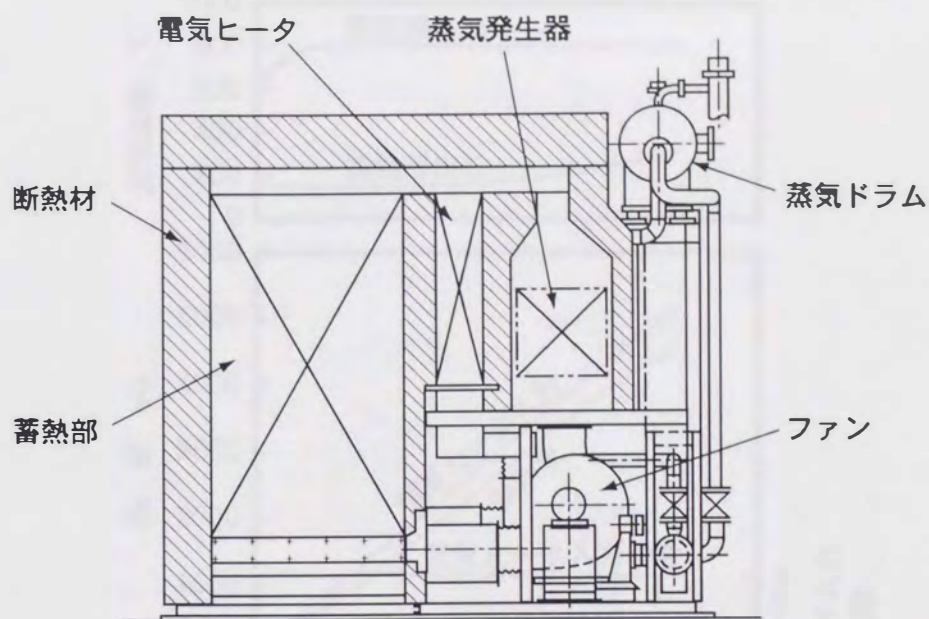


図4.1 実証機の構造

表4.2 マグネシア質耐火れんがの物性

組成		96.5% MgO 2.0% SiO ₂ 0.5% Al ₂ O ₃ 0.4% Fe ₂ O ₃					
密度	kg/m ³	2,900 (at 20°C)					
温度	°C	200	300	500	600	800	1000
比熱	kJ/kgK	1.126	1.168	1.227	1.252	1.294	—
熱伝導率	W/mK	—	7.093	5.930	—	—	4.302

4.2 試験結果

4.2.1 蓄熱特性

蓄熱過程における電気ヒータ入力、蓄熱体の温度から求めた蓄熱量、および空気温度の時間変化の代表例を図 4.2 に示す。蓄熱量は蓄熱開始時をゼロとした値である。最初三段全部のヒータを使用し、7時30分頃には二段に切り換えて蓄熱を行って、8時に蓄熱を終了した。蓄熱部出口空気温度は1時頃から徐々に上昇し始め、それがヒータへ流入するが、空気流量を調整しているため、ヒータ出口（蓄熱部入口）空気温度は800°Cの一定に保たれている。蓄熱量は時間とともにほぼ直線的に増加している

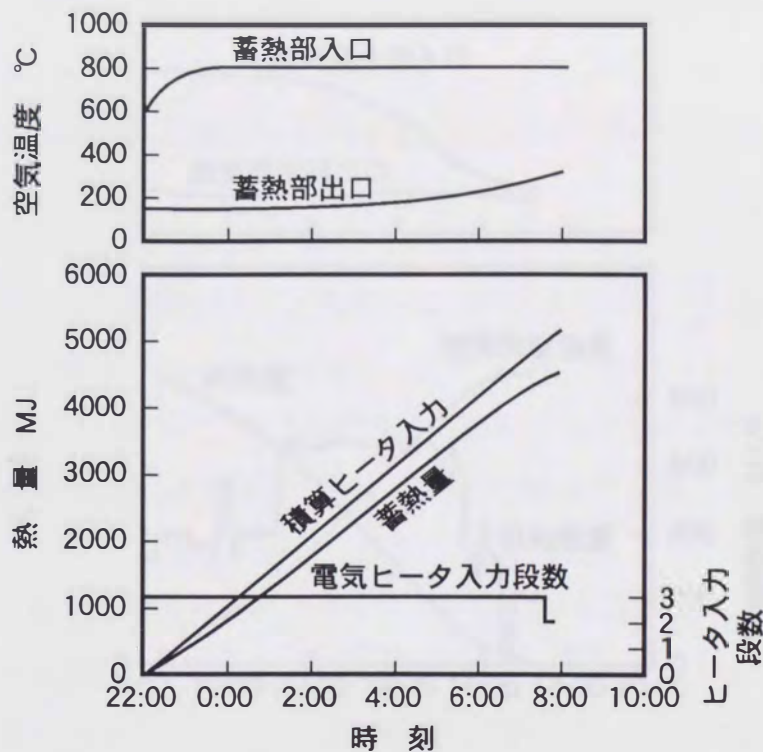


図4.2 蓄熱過程の空気温度と蓄熱量の変化

が、熱損失により積算ヒータ入力よりも蓄熱量の方が少ない。この蓄熱過程での蓄熱量は10時間で計画通りの4600 MJ、ヒータ入熱量は5200 MJで、約10%の熱量が失われたことになる。

4.2.2 放熱特性

図4.3は放熱過程での状況を示したものである。放熱開始時の負荷は低いが、11時頃から負荷が上がり、約650 MJ/hで放熱した。15時ごろには再び負荷が減少している。蒸気発生器入口空気温度は時間の経過とともに低下するものの、11時から15時の間の比較的高い負荷に対しても熱供給できている。負荷が一定の間は、残存蓄熱量は直線的に減少する。

放熱時にヒータにも通電した運転での特性を図4.4に示す。この運転モードでは、ファンで送られた空気は電気ヒータを通る系統と蓄熱体を通る系統に分かれ、それぞれ加熱されて蒸気発生器に入る。すなわち、電気ヒータで供給熱量をバックアップす

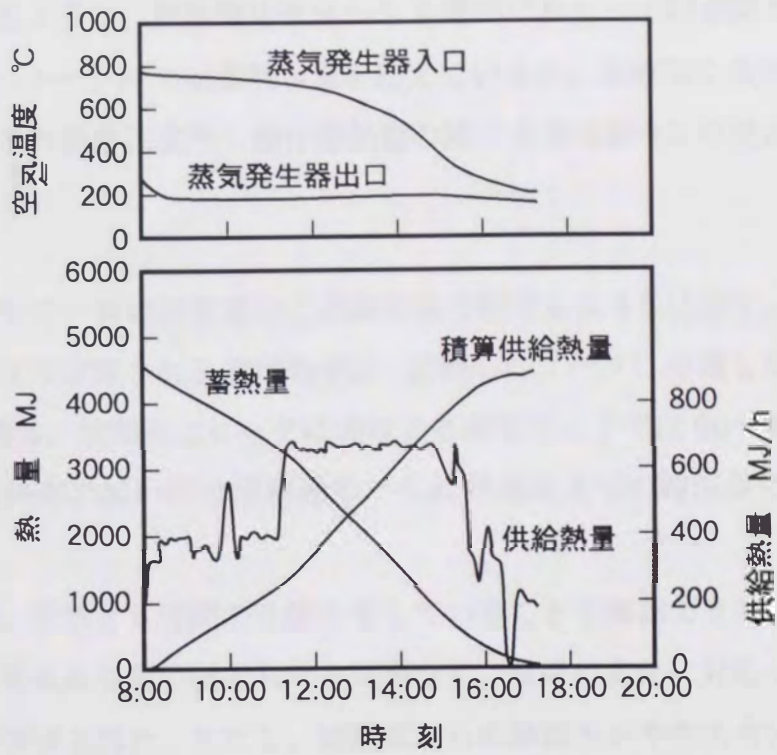


図4.3 放熱過程の空気温度と供給熱量の変化

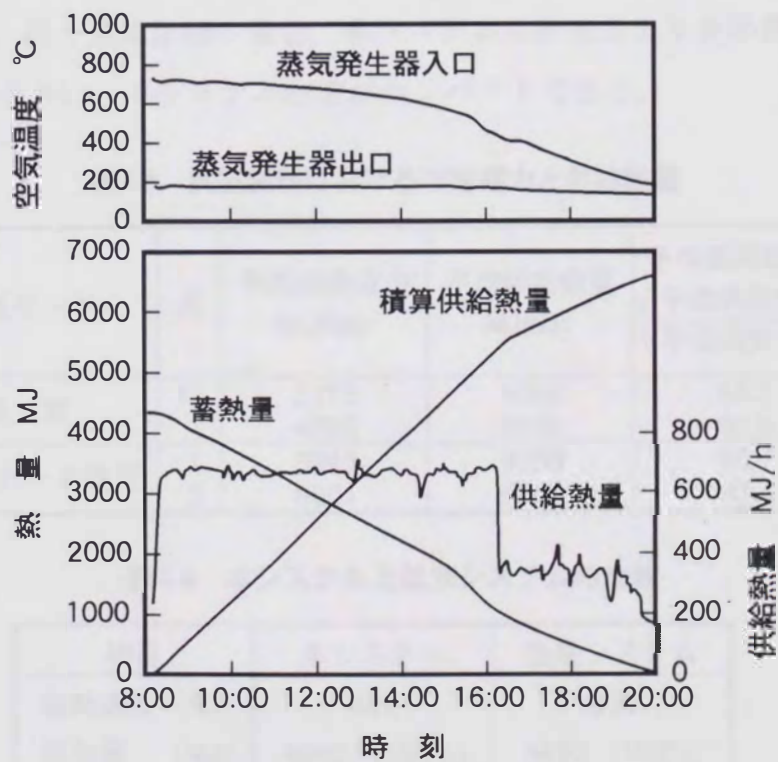


図4.4 ヒータ通電放熱運転時の挙動

る。図からわかるように、放熱開始直後から8時間にわたって約650 MJ/hの高い負荷が続いていて、トータルでは蓄熱容量を超えているが、支障なく蒸気を発生できている。ヒータ通電の効果により、残存蓄熱量の減少速度は図4.3の場合より遅い。

4.3 評価

実証試験期間中の一日の消費電力と供給熱量の関係を表4.3に示す。消費電力に対する供給熱量の比で定義される運用効率は、放熱時にヒータに通電しない通常運転モードでは80~88%、放熱時にヒータに通電する運転モードでは90~93%であった。前者の方が運用効率が低いのは蓄熱過程から放熱過程までの時間差による熱損失に起因している。

実証機は蓄熱、放熱とも所期の性能を有していることを確認できた。電気ヒータ入力や空気温度、蒸気発生量の制御も何ら問題なく、負荷の変化に対応して支障なく運転できることが実証された。ただし、蓄熱部からの熱損失がやや大きい。これは高温蓄熱の宿命ではあるが、断熱構造の改善により低減は可能である。

実証試験結果をもとに、本蓄熱システムの蓄熱量と大きさを従来システムと比較して表4.4に示す。同一全体体積の場合、本システムは従来型より蓄熱量は多く、据え付け面積は逆に小さい。本システムの方がコンパクトである。

表4.3 実証試験における消費電力と供給熱量

運転モード	月	平均消費電力 MJ/day	平均供給熱量 MJ/day	平均運用効率% ($\frac{\text{平均供給熱量}}{\text{平均消費電力}}$)
通常	12	5175	4564	88.2
	1	4580	3680	80.3
放熱時ヒータ併用	1	5945	5355	90.1
	2	6691	6247	93.4

表4.4 本システムと従来システムの比較

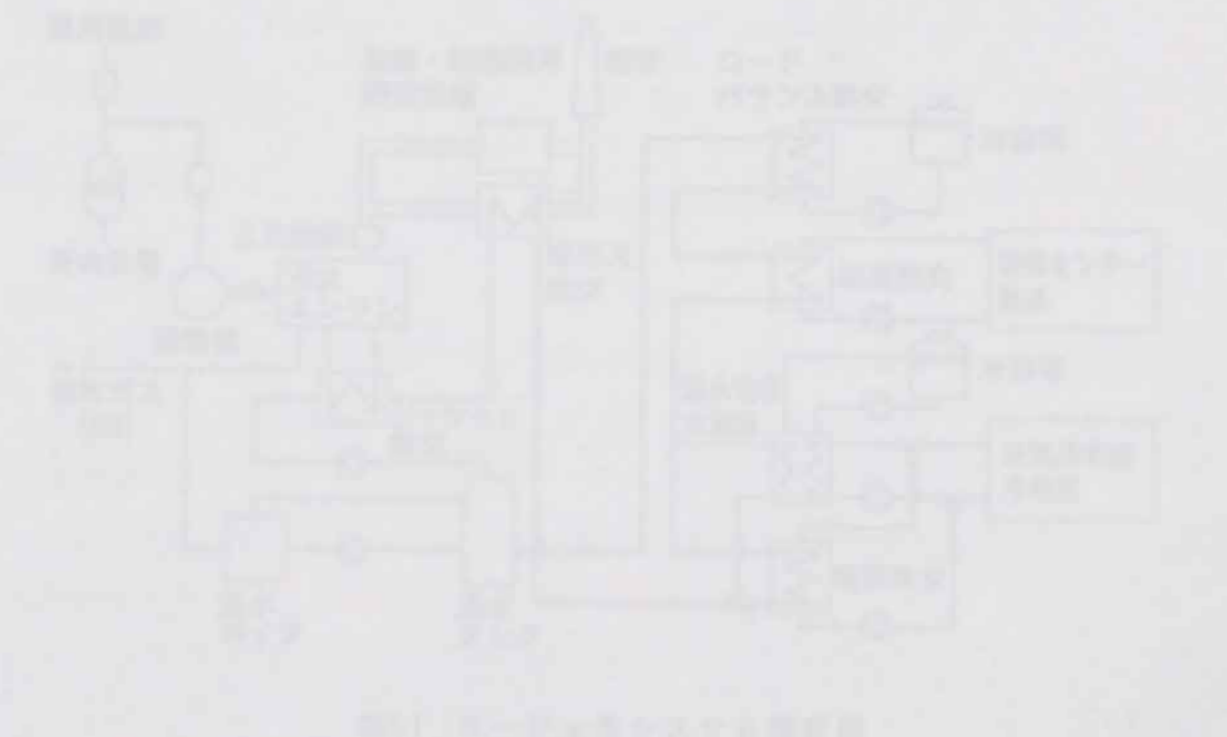
項目	本システム	従来システム
蓄熱温度 (°C)	800	600
蓄熱量 (MJ)	4640 (136%)	3420 (100%)
全体体積 (m ³)	17.8 (100%)	17.7 (100%)
据付面積 (m ²)	5.79 (67%)	8.69 (100%)

4.4 第4章のまとめ

マグネシア質耐火レンガを蓄熱材とする蓄熱容量 4600MJ の実証機を製作し、幕張地区地域熱供給センターで実熱負荷での試験を実施して、蓄熱特性、放熱特性ともに所期の性能を有していることを確認した。電気ヒータ入力や空気温度、蒸気発生量の制御も問題なく、負荷の変化に対応して運転できることが実証された。本実証機は放熱時にもヒータ通電が可能な設計であり、実運転でもその有用性が立証された。

本システムは、同一体積の従来の 600℃蓄熱のシステムに比べて、蓄熱量は 1.36 倍、据付面積は 0.67 倍であり、高密度、コンパクトである。

課題としては、蓄熱過程において電気ヒータ入力量のうち蓄熱されたのは約 90% であり、熱損失がやや大きい。高温蓄熱では断熱性能の確保に配慮が必要である。



第5章 コージェネシステムの蓄熱装置への応用

5.1 コージェネシステムの概要と蓄熱装置の必要性

東北電力(株)応用技術研究所内に設置された、電気出力 103 kW のガスエンジンコージェネレーションシステムの当初の構成を図 5.1 に示す⁽⁴⁸⁾。この設備は、コージェネシステムの運用性や経済性の検討、東北地方に適したシステム構成の検討等のための実証試験設備であり、発生した電力は系統連携により研究所の電力の一部に供され、各種熱交換器の間を水が循環して回収した熱は研究所本館の冷暖房と隣接する研修センターの給湯に利用される。

このシステムは夜間は停止され、月～金曜日の毎朝起動されるが、暖房負荷は図 5.2 に示すように早朝の立ち上がり時に大きなピークがあり、それが 2～3 時間続いてから徐々に低下して午後には半減する。また、暖房負荷の日量は、建物の保有熱のために図 5.3 のように月曜日から金曜日へ低くなっていき、週平均値に対して月曜日は 1.2 倍、金曜日は 0.8 倍程度になる。

このような暖房負荷の変化に対応して、起動時にはコージェネシステムからの熱供給が不足するため温水ボイラを運転して補い、午後には熱供給過剰になるためエンジ

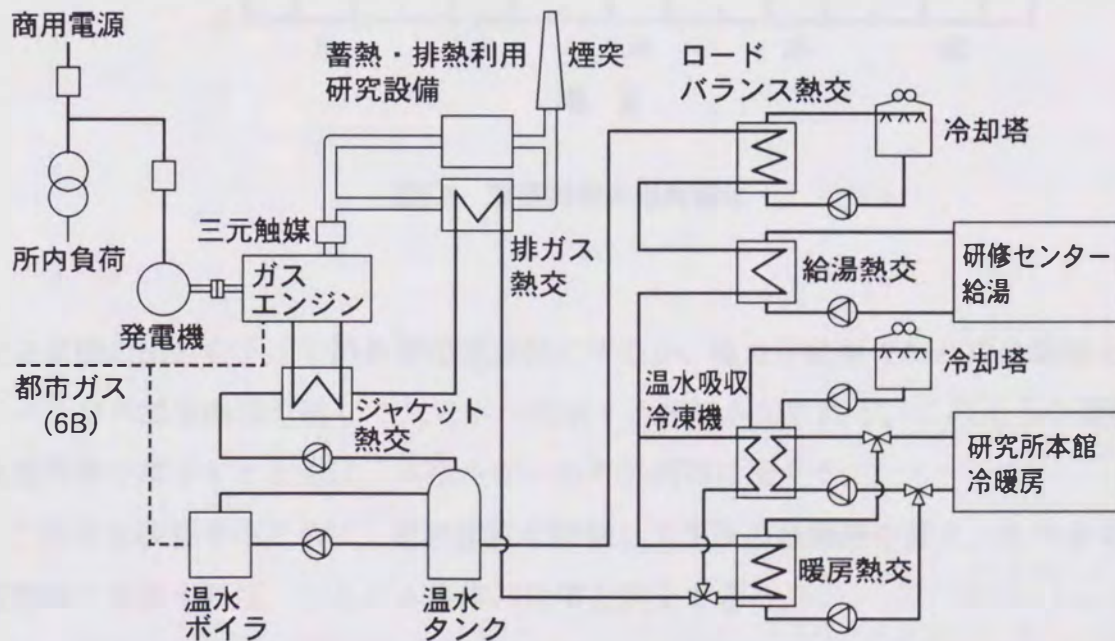


図5.1 コージェネシステム構成図

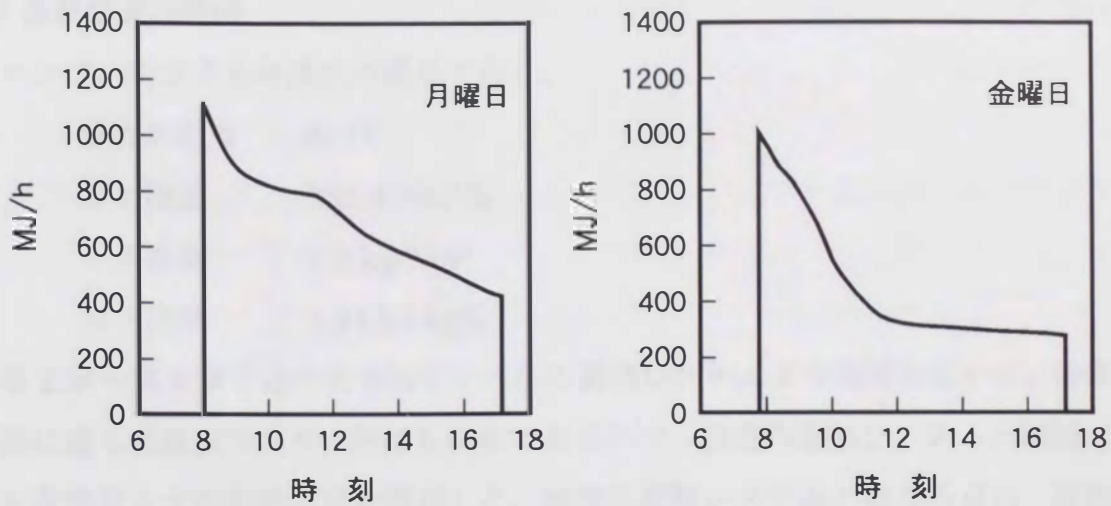


図5.2 暖房負荷の日周変化

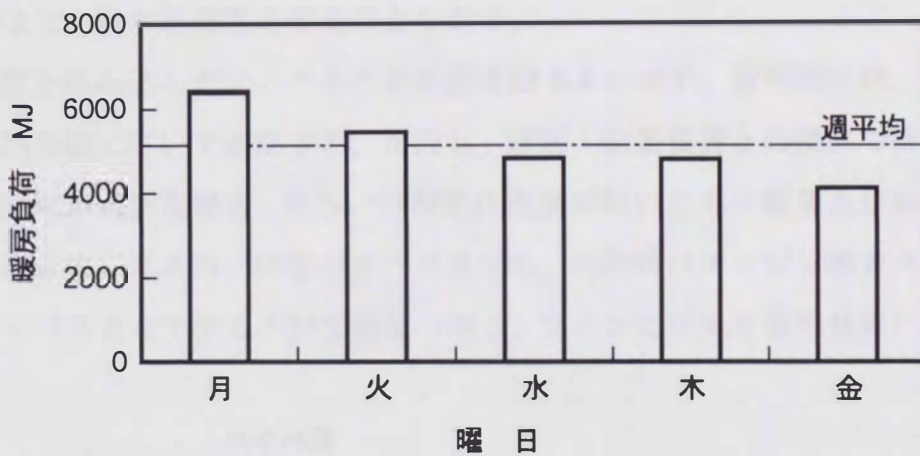


図5.3 暖房負荷の週間変化

ン発電機の出力を下げて熱負荷追従運転にするか、電力が必要であれば余剰熱をロードバランス熱交換器を通して大気中へ廃棄する運転がなされる。このような運転は、発電効率を落とすとともに、エネルギーの有効利用に反する。

この点を改善するために、蓄熱装置を設置して午後の余剰熱を蓄え、それを早朝の起動時に利用すれば、システム全体の効率を向上できる。

5.2 蓄熱装置の仕様

エンジン排ガス条件は次の通りである。

排ガス温度	595°C
ガス流量	388.4 Nm ³ /h
ガス密度	1.3 kg/Nm ³
ガス比熱	1.21 kJ/kgK

第2章～第4章で述べた800°Cレベルの蓄熱システムより温度は低いですが、固体顕熱蓄熱に適した温度であり、熱源も気体であるので、前述の蓄熱システムと同様にれんがを蓄熱材とする蓄熱方式を採用した。前述の蓄熱システムと異なる点は、蓄熱時には温度の高いガスが流入してくるので蓄熱のための電気ヒータが不要なこと、蓄熱時にはファンは不要であるので蓄熱体出口ガス温度に上限の制約はないこと、放熱時には蒸気ではなく温水を発生させることである。

蓄熱装置を組み込んだシステムの系統図を図5.4に示す。蓄熱時には、エンジン排ガスを蓄熱装置に導いて蓄熱する。ただし、暖房・給湯負荷との関係で排ガス熱交換器での熱回収が必要な場合、あるいは蓄熱体温度が低いために煙突入口温度が低くなりすぎる場合は、ガスの一部をバイパスさせる。放熱時はエンジン排ガスは蓄熱装置を全量バイパスさせて排ガス熱交換器へ導き、ファンで空気を蓄熱装置へ送って高温

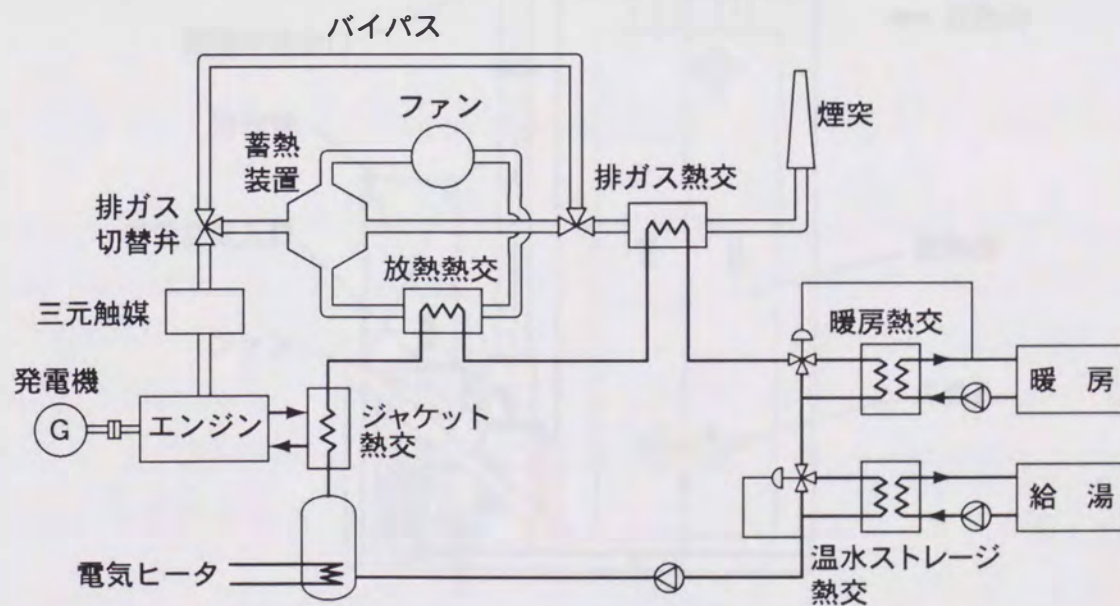


図5.4 蓄熱システム系統図

にし、それを放熱熱交換器へ導いて循環水を加熱する。蓄熱装置からの放熱量は、排ガス熱交換器出口の循環水温度が 90°C 以下になるように、ファンの回転数を制御することにより調整する。

蓄熱装置の外観を図 5.5 に示す。エンジン排ガスの入口と放熱時の高温空気の出口は、前述の実験装置や実証機とは異なり、いずれも蓄熱体上部空間の天井部に接続されている。蓄熱材にはマグネシア質耐火れんがを用い、前述の実験装置や実証機と同様にれんがを一段ごとに 90° 向きを変えて 15 段積み上げて構成した。全体が 595°C に蓄熱された場合の蓄熱容量は 2900MJ 、断熱材を含む蓄熱部寸法は、幅約 1.5m 、奥行き 1.3m 、高さ 3.3m である。

放熱熱交換器は、設置スペースの都合上、蓄熱装置からやや離れた位置に設置し、蓄熱装置とは配管で接続した。伝熱管は外径 31.8mm 、フィン高さ 12.7mm 、フィン厚さ 1mm 、フィンピッチ 4.23mm のスパイラルフィン付き管で、伝熱面積は 31.5m^2 である。

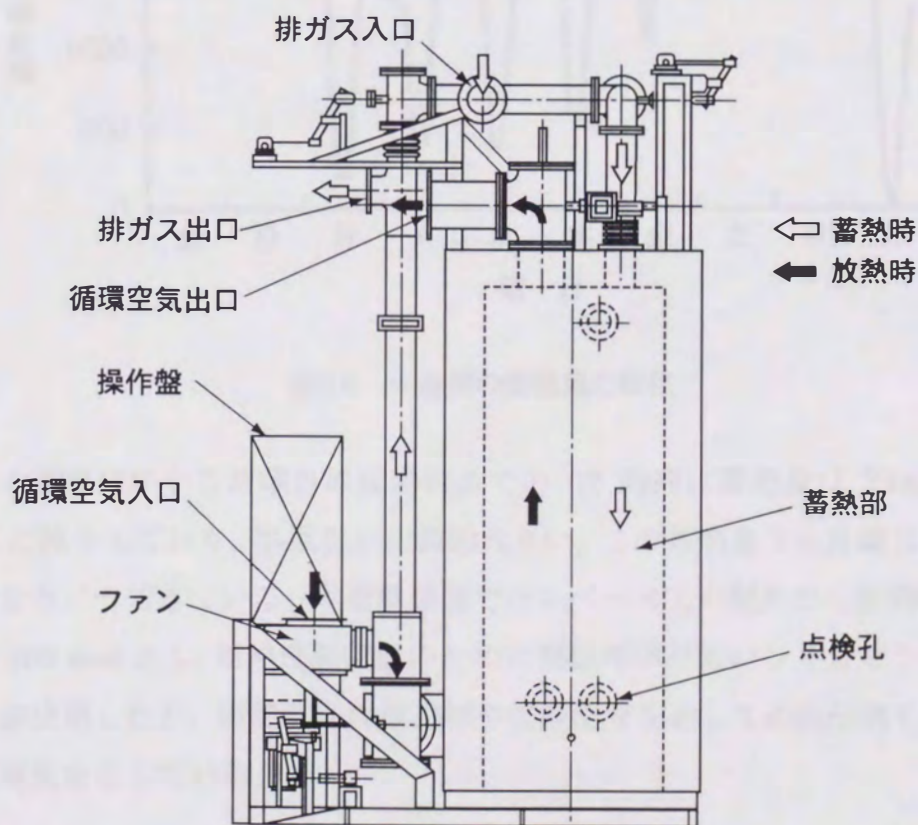


図5.5 蓄熱装置の外観

5.3 運転結果

5.3.1 週間特性

早朝の起動時に蓄熱装置から放熱し、午後の熱余剰時に蓄熱を行うことにより、温水ボイラを運転することなく、ガスエンジン発電機を終日 100% 負荷で運転できた。

一週間の蓄熱量の変化を図 5.6 に示す。暖房負荷は、毎朝起動時がピークとなるが、なかでも月曜日の朝は土曜日、日曜日の暖房停止により建物の保有熱量が減少しているため、最も高い負荷となる。その負荷に対応して、蓄熱装置は月曜日の朝に大部分の蓄熱量を放出する。その後、一日に蓄熱される熱量はほとんど変わらないが、暖房負荷は日毎に低下するため、蓄熱量すなわち蓄熱終了後の蓄熱体の保有熱量は次第に増加して金曜日夕方に最大となる。

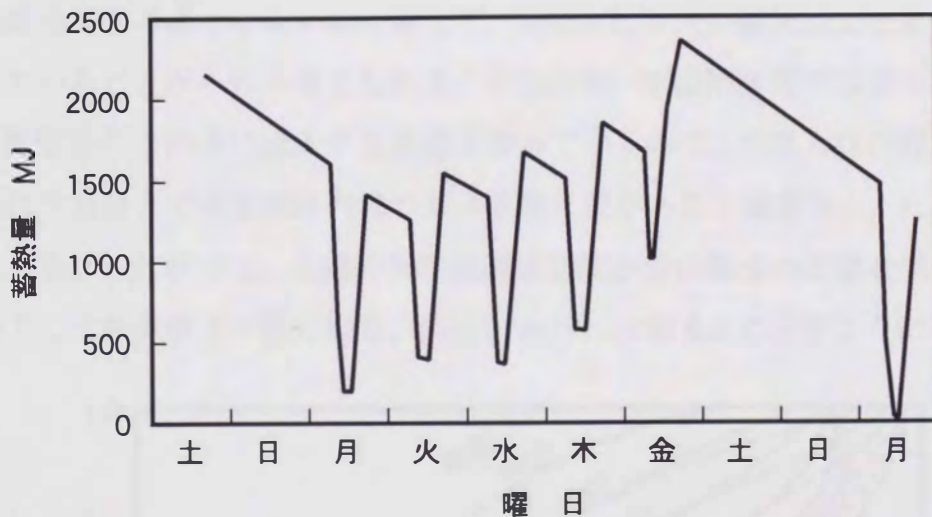


図5.6 一週間の蓄熱量の変化

金曜日の蓄熱終了から月曜日の起動時までの 62 時間に蓄熱量は 2340 MJ から 1510 MJ に減少しており、熱損失が比較的大きい。この蓄熱量でも月曜日の起動時の暖房負荷をカバーできている。本蓄熱装置ではスペース上の制約から断熱材厚さはやや薄めの 200 mm とし、断熱性能確保のために熱伝導率が低いシリカセラミックファイバを一部使用したが、断熱材保持構造材や接続配管を通しての熱伝導もあり、これだけの熱損失を生じている。

5.3.2 蓄熱特性

蓄熱過程における蓄熱体の高さ方向の温度分布を計算値と比較して図 5.7 に示す。

この図では、縦軸に蓄熱体高さ、横軸に温度を表している。蓄熱開始当初は蓄熱装置へ至る配管が冷たいために蓄熱体入口ガス温度が低下するが、この位置でのガス温度を直接計測していないため、計算での初期状態は上流側のガス温度計測値から蓄熱装置入口ガス温度がほぼ一定とみなされる10時00分の状態とし、この時刻におけるれんがの実測温度分布を与えて計算をスタートした。蓄熱体入口ガス温度としては、上流の三元触媒出口における実測値585℃を用いた。図中実線で示したれんが温度の実測値は、水平断面の平均値である。

計算値に比べて実測値は上部すなわちガス入口側が低く、中間部がやや高い温度分布になっている。この差異は、計算は単にガス通路に沿った1列のれんがについて扱うもので、断熱材を通しての熱損失は考慮しているものの、ガスの偏流による水平断面内の温度分布を考慮できないのに対して、実際にはガスの偏流による偏った温度分布を生じていることが一因と考えられる。すなわち、本蓄熱装置ではガスは天井に接続された配管から下向きに流入する構造となっているので、天井入口の真下部分と入口から離れた部分とでは蓄熱体内部のガス流量に差があると推察され、れんがに温度分布を生じる。したがって、上部の平均温度は温度が低い部分の影響を受けて、ガス流が一様とした計算値より低くなる。さらに、天井には図5.5に示すようにガス入口、

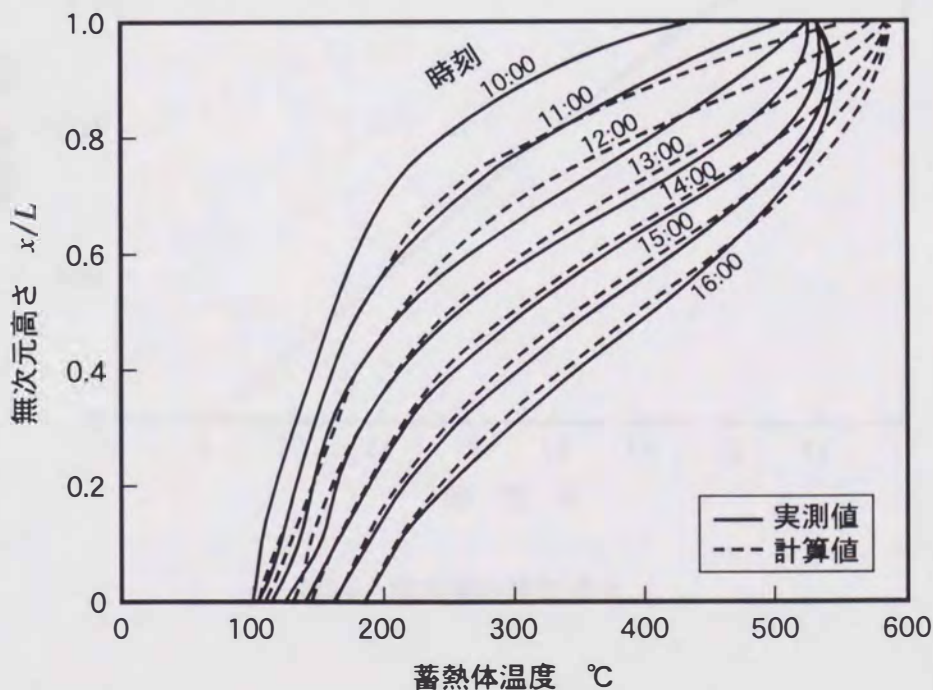


図5.7 蓄熱過程の蓄熱体温度分布

空気出口の配管が接続されているので、天井を通しての熱損失が計算で考慮している以上に大きいと推察され、これも温度に差異を生じている原因と考えられる。これらにより上部での蓄熱量は計算値より少なくなり、ガスの偏流のために上部に蓄熱されなかった熱量が中間部へ持ち込まれて蓄熱されるため、中間部の温度は実測値の方が高くなる。れんがは格子状に積み重ねられているので、下流側へ行くにつれてガス流は次第に均一化され、下部の実測温度と計算値はよく一致するようになる。

このように上部と中間部において蓄熱体温度の計算値と実測値との間にやや差があるが、温度分布の時間変化は両者よく一致している。

図 5.8 は蓄熱量の時間変化を示したものである。蓄熱量の計算値は実測値とよく一致している。れんがの温度分布には差があるにもかかわらず蓄熱量がほぼ一致しているのは、蓄熱体上部と中間部において温度の計算値と実測値の高低の関係が逆転して相殺しているためである。なお、時間の経過とともに蓄熱量の増加速度が低下するのは、下部れんが温度の上昇に伴ってガス温度降下量が減少するためである。

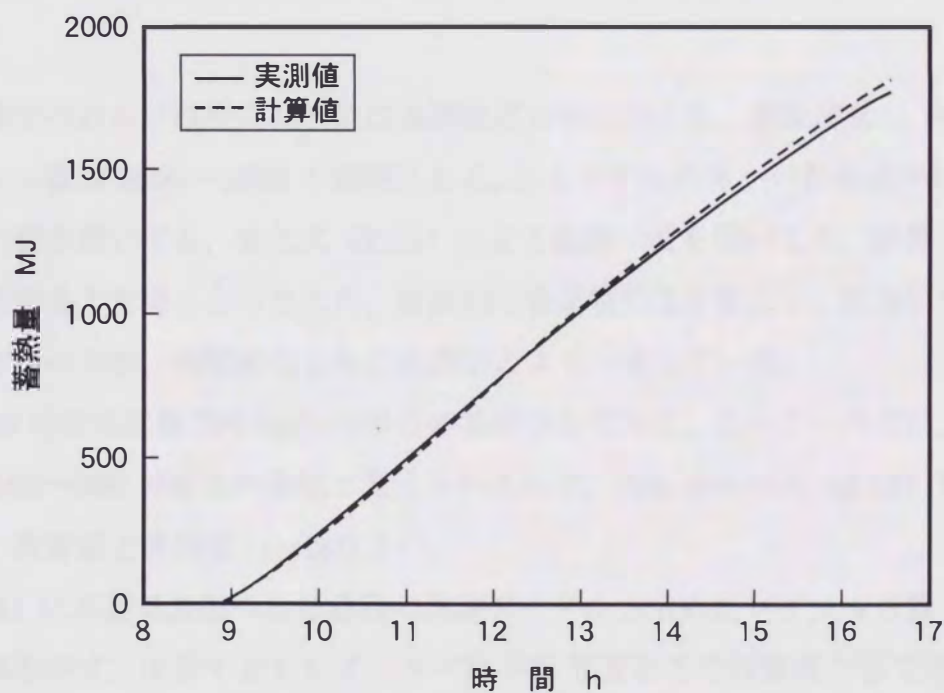


図5.8 蓄熱量の時間変化

5.3.3 放熱特性

放熱過程における蓄熱体高さ方向の温度分布の計算値と実測値の比較を図 5.9 に示

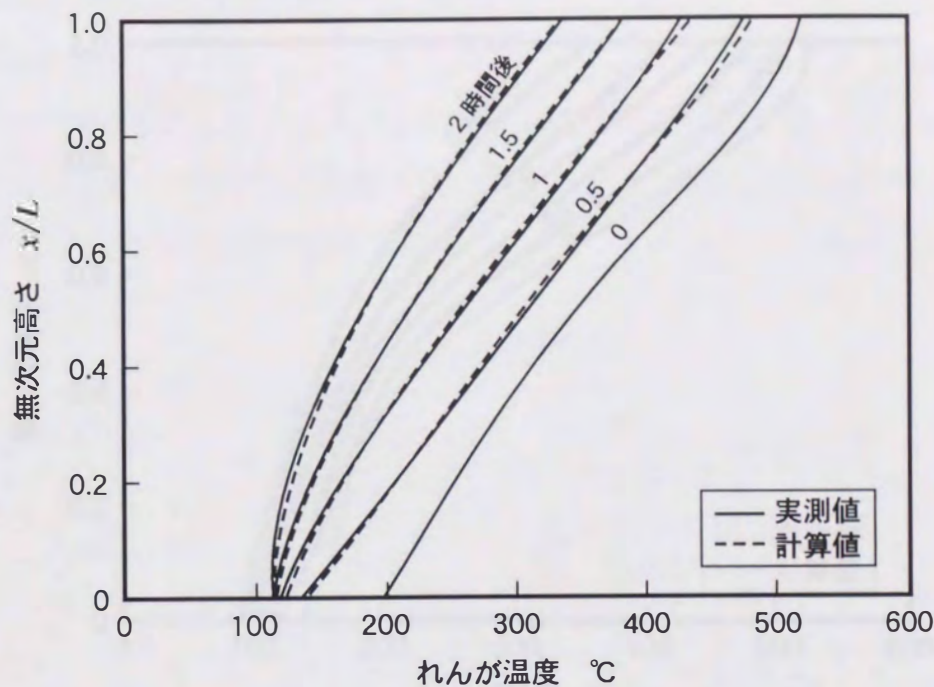


図5.9 放熱過程の蓄熱体温度分布 (空気流量 1650kg/h)

す。計算でのれんが温度の初期値は実測温度分布を与えた。空気流量は 1650 kg/h、レイノルズ数は 1500~2000 の範囲にある。れんがから空気への熱伝達率に式 (2.12) の層流の値を用いても、また式 (2.13) による乱流の値を用いても、計算したれんが温度は実測値より高くなったため、最終的に層流値の 2.5 倍として計算した。計算値は高さ方向の分布、時間変化ともに実測値とよく一致している。

図 5.10 は空気流量 700 kg/h の場合の温度分布である。このケースでは、レイノルズ数は 600~900 で層流の領域と考えられるので、熱伝達率は式 (2.12) による値を用いた。計算値と実測値の一致はよい。

図 5.11 に本蓄熱装置の放熱過程の実測データから求めたレイノルズ数とヌセルト数の関係を示す。少なくともレイノルズ数 800 程度以下では層流の値で評価できる。レイノルズ数 1500~2000 の範囲については、式 (2.13) によるヌセルト数を Nu_{∞} とすると、次の入口にオリフィスを有する円管の乱流助走区間の式⁽⁴⁹⁾で予測可能である。

$$Nu = Nu_{\infty} \left(1 + \frac{16}{\ell/2S} \right) \quad (5.1)$$

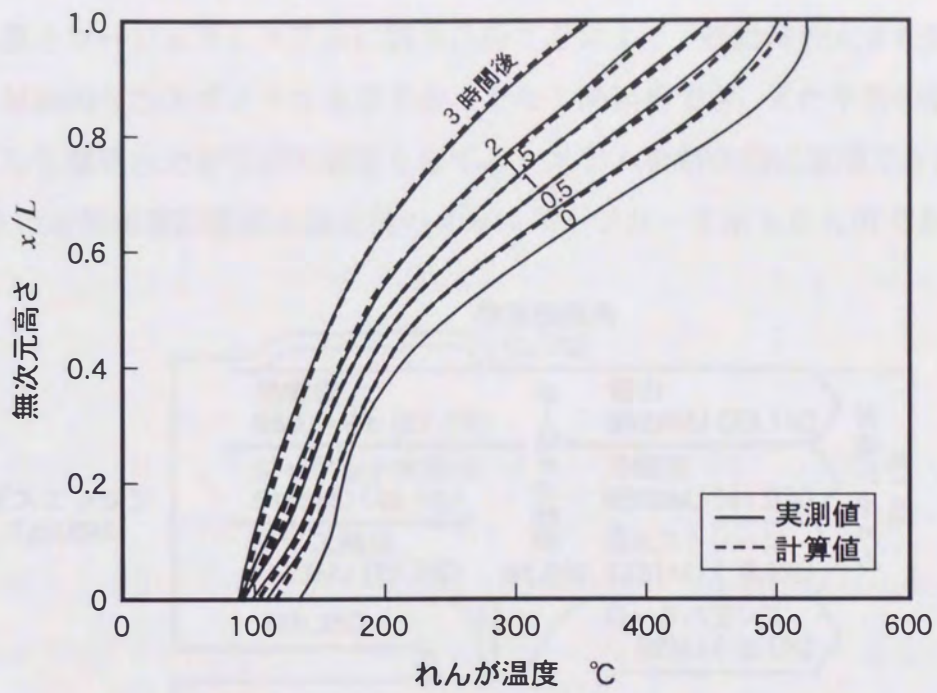


図5.10 放熱過程の蓄熱体温度分布 (空気流量 700kg/h)

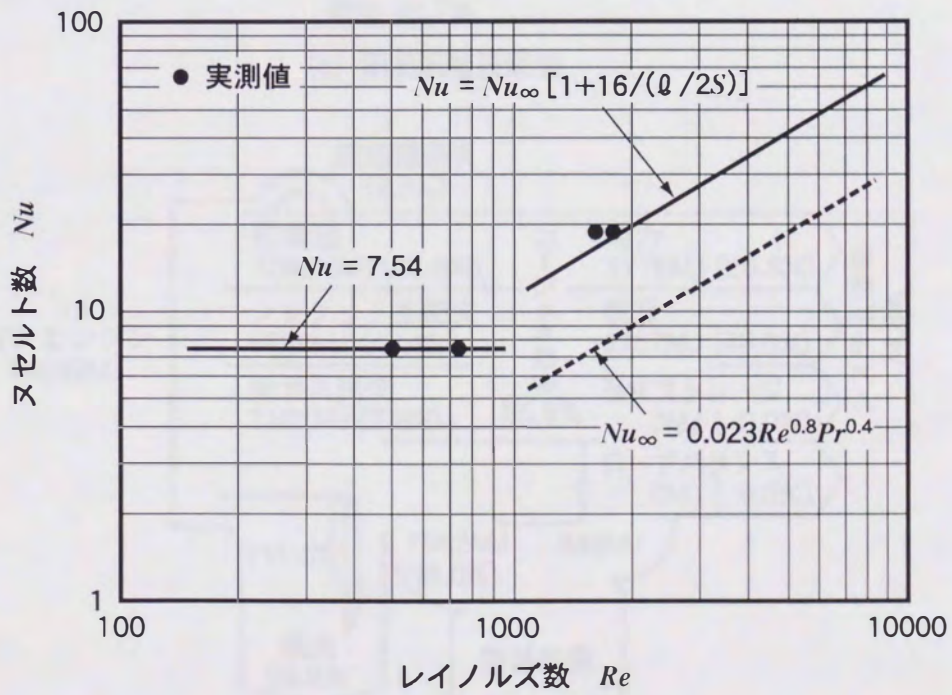
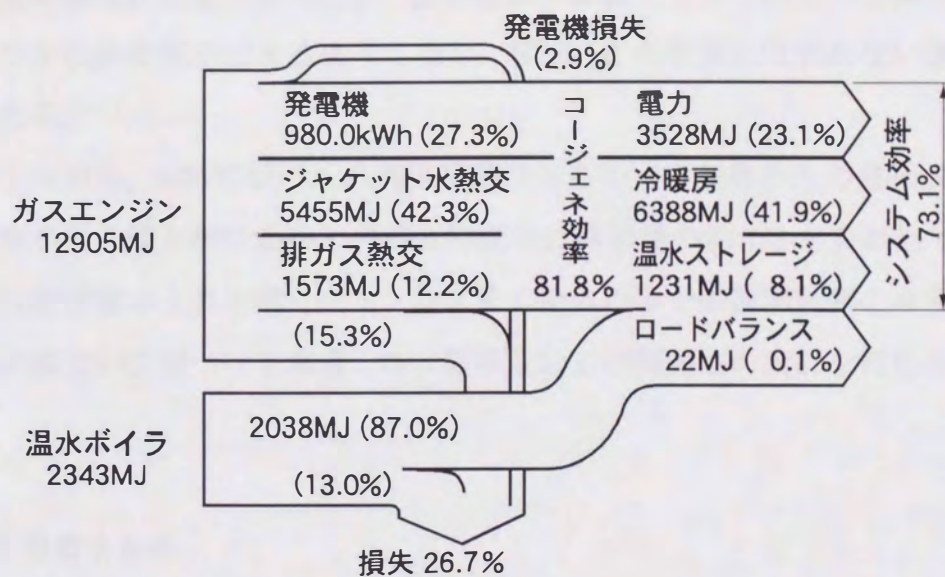


図5.11 放熱時の空気通路の熱伝達率

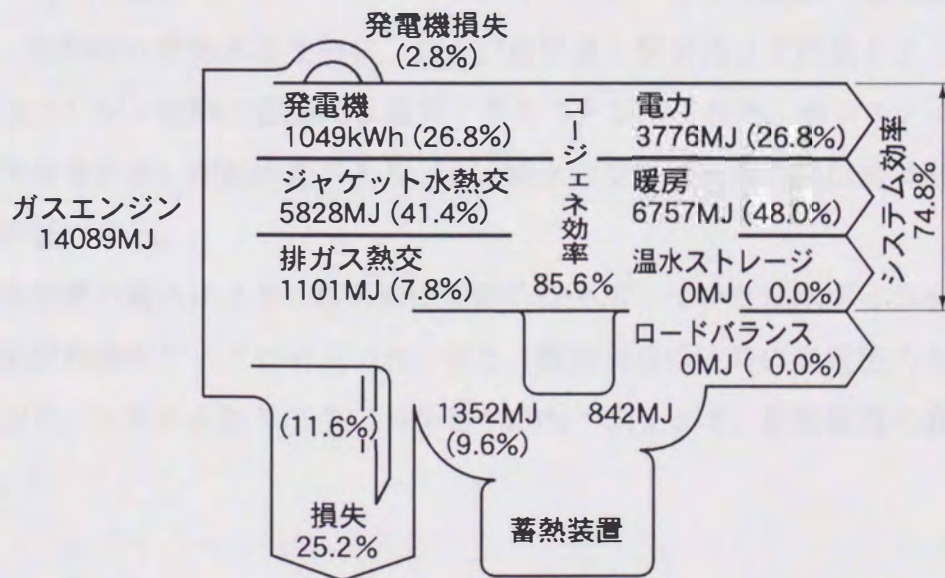
5.4 蓄熱装置の有用性の評価

蓄熱装置をコージェネシステムに組み込むことにより、起動時の大きな暖房負荷に対しても補助的な温水ボイラを使用することなく熱供給でき、また午後の暖房負荷の低下に対して発電出力を下げる必要もなく、システムを効率的に運用できた。

図 5.12 は蓄熱装置設置前と設置後のエネルギーフローを示したものである。シス



(a) 蓄熱装置設置前



(b) 蓄熱装置設置後

図5.12 エネルギーフロー

テムへのエネルギー流入量に対する有効利用エネルギーの比で定義されるシステム効率は73.1%から74.8%へ向上しており、蓄熱装置の有用性が定量的に表されている。

冷態起動時には、エンジン排ガスからの熱回収は各部の熱容量のために立ち上がりが遅く、定格の80%の熱回収ができるようになるまで約30分を要する。そのため、蓄熱装置設置前は暖房負荷の立ち上がりに備えて予め温水ボイラで循環水を昇温しておく運転操作が必要であったが、蓄熱装置の設置によりこのような操作なしにきわめて速やかに熱供給ができるようになり、図5.12の数値には表れない運転上のメリットもある。

しかしながら、600°Cレベルの高温蓄熱であるので蓄熱体からの熱損失が大きく、金曜日夜から月曜日朝にかけての停止時間中に蓄熱量の約1/3が失われている。断熱の強化は設備費の上昇を招くので、システム全体の中での蓄熱装置のエネルギー面および経済面での位置づけを考慮して、蓄熱量および断熱性の設計を行わなければならない。

5.5 第5章のまとめ

本研究の蓄熱システムの一つの応用例として、ガスエンジンコージェネシステムのエンジン廃熱を蓄熱し、暖房負荷のピーク時に放熱する蓄熱装置の運転結果を述べた。

蓄熱、放熱時の蓄熱体温度分布、および蓄熱量の解析値は実測値とよく一致し、解析手法はエンジン廃熱の蓄熱にも適用できることが示された。本システムでは、放熱時に空気流量が多い運転状態があり、その場合の空気通路内の熱伝達は乱流助走区間として評価できる。

本蓄熱装置の導入により、導入前に補助的に使用していた温水ボイラを運転することなく暖房負荷のピークに対応でき、また、暖房負荷低下時に発電出力を下げる必要もなくなり、システム効率は73.1%から74.8%へ向上して、蓄熱装置の有用性が立証された。

第6章 結 論

6.1 熱特性解析方法

第2章で述べた理論解析, および第3章と第5章の実測結果との比較から, 本蓄熱システムの熱特性の解析方法に関して以下の結論が得られた。

- (1) れんがを積み上げて構成した蓄熱体の温度は, 蓄熱体内の通路を流れる空気とれんがとの間の対流熱伝達と各れんが内の非定常熱伝導で求められ, れんが間の熱伝導とふく射は無視できる。
- (2) 空気通路の熱伝達率は, レイノルズ数 800 以下では矩形流路の層流に対する値, レイノルズ数 1500~2000 では乱流助走区間に対する次式で評価できる。

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \left(1 + \frac{16}{\ell/2S} \right)$$

- (3) 蓄熱体を覆う断熱材への蓄熱も考慮する必要がある。
- (4) 断熱材を通しての熱損失は無視できない。蓄熱体の水平断面内平均温度は, れんがの各列から一様に熱損失があるとした取り扱いにより, れんが 1 列のみの計算によって求めることができる。
- (5) 放熱過程における蒸気発生器の熱伝達は定常状態として取り扱え, 低圧, 低熱流束域の蒸発管内沸騰熱伝達は, 次式で評価できる。

$$\alpha_i = \left(18,600 - \frac{810}{x+0.07} \right) \left(\frac{G}{400} \right)^{0.5}$$

6.2 蓄熱体熱特性

第2章の理論解析, および第3章の実験結果から, 蓄熱体の熱特性は以下のようにまとめられる。

- (6) 蓄熱過程においては, 蓄熱体内には空気流れ方向に大きな温度勾配が形成される。温度勾配は蓄熱の進行とともに次第に緩やかになる。本システムでは, 蓄熱過程の蓄熱体出口空気温度はファンの許容温度で制限されるので, 温度勾配が急であるほど蓄熱量は大きい。

- (7) 空気流量が少ないほど、空気通路幅が狭いほど、れんがが薄いほど蓄熱体内の温度勾配は急になり、蓄熱量は多くなる。
- (8) 要求される蓄熱量に対してれんがと空気通路を含む蓄熱部全体の容積を最小にするには、れんが厚さには適正な範囲があり、空気通路幅は製作可能な限り小さい方が望ましい。
- (9) 放熱過程において、蓄熱体出口空気温度は放熱開始後ある時間までは蓄熱終了時の最高蓄熱体温度と同じ温度に保たれるが、その後次第に低下する。
- (10) 蓄熱体出口空気温度が低下しても、空気流量を増加させることにより放熱量を一定に保つことができ、空気流量を調整することで負荷変化にも対応できる。

6.3 運転制御性

第3章の実験、ならびに第4章、第5章の実証試験、実運転により、以下の知見が得られた。

- (11) 蓄熱過程における電気ヒータ出口空気温度は、空気流量調整とヒータ入力調整のいずれの方法でも支障なく制御できる。
- (12) 断熱材を通しての熱損失が比較的大きい。断熱性の確保に配慮が必要である。

6.4 本蓄熱システムの有用性

- (13) 本蓄熱システムは、同一体積の従来の600℃蓄熱のシステムに比べて、蓄熱量は1.36倍、据付面積は0.67倍であり、高密度、コンパクトである。
- (14) 本蓄熱システムは、ガスエンジンコージェネシステムにも電気ヒータを省略するのみで適用でき、コージェネシステムの効率向上に有用である。

謝 辞

本論文をまとめるにあたり、九州大学大学院工学研究科機械科学専攻 藤田恭伸教授に終始懇切なる御指導、御教示を賜った。また機械科学専攻 伊藤猛宏教授、吉田駿教授、化学システム工学専攻 宮武修教授には、本論文の内容に関して多くの有益な御助言をいただいた。ここに深甚なる謝意を表します。

富山大学工学部機械知能システム工学科 岩渕牧男教授には、三菱重工業(株)長崎研究所職中に本研究の端緒をつけられ、研究のスタートから多大の御指導、御助言をいただいた。三菱重工業(株)長崎研究所 徳田君代次長、同所火力プラント研究推進室 橋本彰室長には、本論文の作成に様々な面で御配慮をいただき、終始叱咤激励を賜った。同室 山田明氏、深川雅幸氏には、研究の遂行および論文のとりまとめに多大の御協力をいただいた。同所第三実験課および三菱エンジニアリング(株)の関係諸氏には、実験を担当されて貴重なデータを提供いただいた。

東京電力(株)営業開発部 成田勝彦氏、前川哲也氏には、共同研究として本研究の機会を与えていただき、御指導、御鞭撻を賜った。

東北電力(株)応用技術研究所 石川泰夫氏には、同所のコージェネレーションシステムに本蓄熱装置を設置して実熱負荷での特性を調べる機会を与えていただいた。

三菱重工業(株)高砂製作所、故島田良夫氏、藤本雅久氏、宇仁菅繁氏には、実験装置、実証機、ならびにコージェネシステム用蓄熱装置の詳細設計、製作、実地運転に多大の労をとっていただいた。

本論文は、このように多くの方々の御協力のもとに完成しました。

ここに、深く感謝の意を表します。

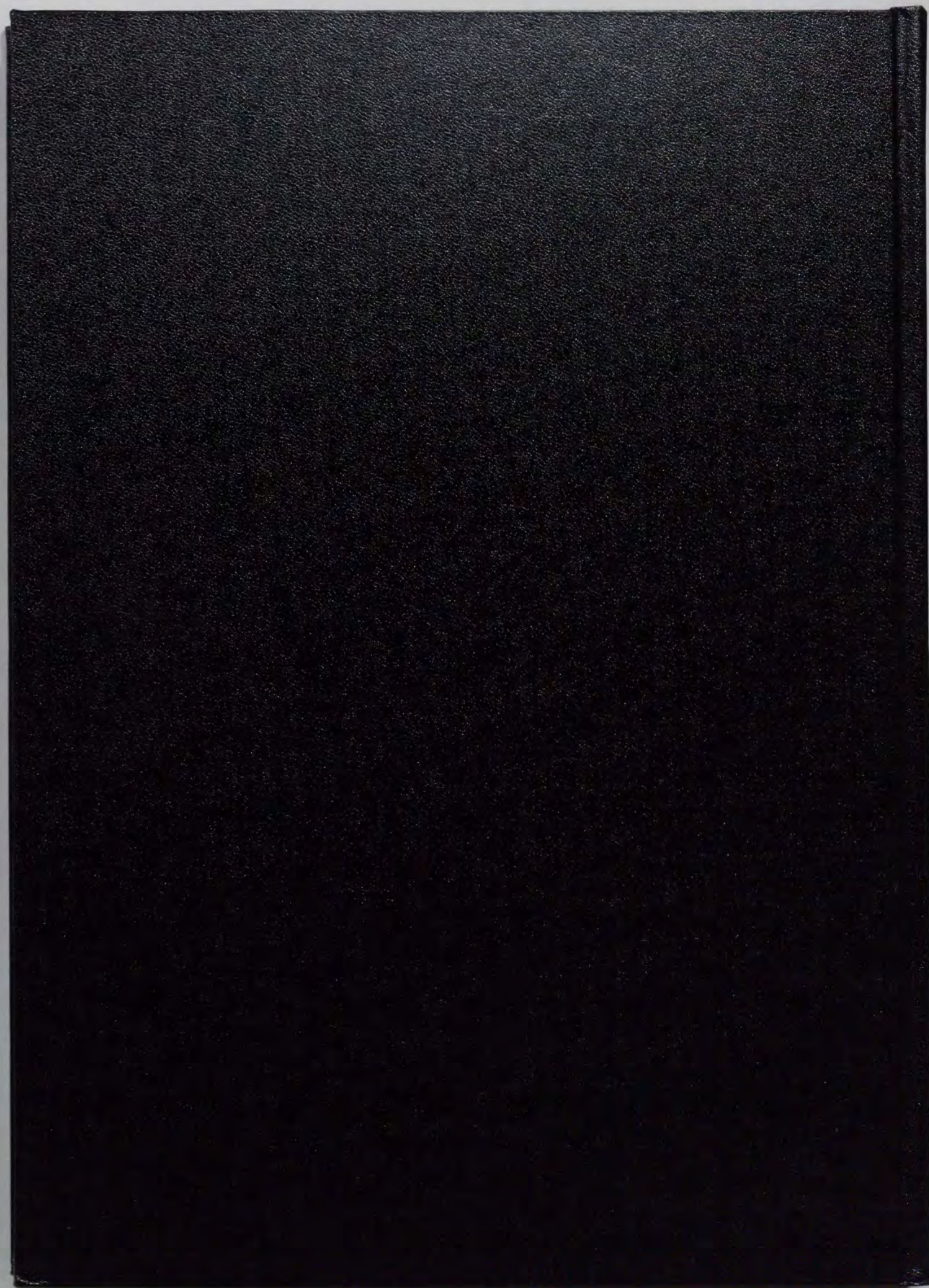
参考文献

- (1) 電気事業連合会, エネルギーの基礎, (1996), p.20.
- (2) 松本秀男, 電力'91 エアコンはどのように分析されているか, 冷凍と空調, 363 (1991), pp.4-12.
- (3) 柳原隆司, 電力事情と蓄熱式空調システム, エネルギー・資源, 18-4 (1997), pp.356-360.
- (4) 永田豊, 蓄熱空調システムの将来の普及規模, エネルギー・資源, 18-4 (1997), pp.381-385.
- (5) 大久保進, 氷蓄熱利用の空調システムについて, エネルギー・資源, 11-4 (1990), pp.341-346.
- (6) 小此木時雄, 氷蓄熱システムの導入事例, エネルギー・資源, 18-4 (1997), pp.376-380.
- (7) 角谷修二・畔蒜鏡一郎・渡部正治・川田章廣・長伸朗・渡邊激雄, 大容量地域熱供給システムの開発, 三菱重工技報, 33-2 (1996), pp.114-117.
- (8) 関信弘編集, 蓄熱工学1 基礎編, (1995), 森北出版.
- (9) 関信弘編集, 蓄熱工学2 応用編, (1995), 森北出版.
- (10) 蓄熱・増熱技術編集委員会編, 蓄熱・増熱技術, (1985), (株)アイピーシー.
- (11) 日本太陽エネルギー学会編, 太陽エネルギー利用ハンドブック, (1985), pp.204-231.
- (12) 神本正行, 蓄熱技術の現状と課題, 機械の研究, 44-2 (1992), pp.231-237.
- (13) 松本公之, 深夜電力利用電気蓄熱式暖房機, 住宅設備, 7-1 (1986), pp.45-52.
- (14) 陶昇, 球状カプセル型蓄熱システムの現状, PETROTECH, 13-12 (1990), pp.974-979.
- (15) 松尾篤二・吉田弘・曾田正浩・平松正義・岩淵牧男, 潜熱蓄熱を利用した電気温水器の蓄熱・放熱特性, 日本機械学会第68期通常総会講演会講演論文集, B (1991), pp.254-256.
- (16) 稲葉英男, 氷蓄熱技術の現状と課題, 日本機械学会第73期通常総会講演会資料集, V (1996), pp.65-67.
- (17) Petri, R. J., Ong, E. T. and Olszewski, M., High Temperature Composite Thermal Storage Systems, Proceedings of the 19th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, 2 (1984), pp.1097-1102.

- (18) Tamme, R., Allenspacher, P. and Geyer, M., High Temperature Thermal Storage using Salt/Ceramic Phase Change Materials, Proceedings of the 21st Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, 2 (1986), pp.846-849.
- (19) Petri, R. J., Ong, E. T. and Martin, J., High Temperature Composite Thermal Energy Storage (TES) Systems for Industrial Applications, Proceedings of the 21st Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, 2 (1986), pp.873-880.
- (20) Tamme, R., Grözinger, U., Glück, A., Kanwischer, H. and Neitzel, U., Advanced Regenerator Media for Industrial and Solar Thermal Applications, Proceedings of the 25th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, 4 (1990), pp.218-221.
- (21) Abe, Y., Takahashi, Y., Negishi, A., Kanari, K., Tanaka, K and Kamimoto, M., Carbon/Fluoride Composite for Advanced Solar Dynamic Receiver, Proceedings of the 25th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, 1 (1990), pp.536-540.
- (22) 佐藤眞士, 高性能ケミカルヒートポンプ応用事例集, サイエンスフォーラム, (1991), p.83.
- (23) 斎藤彬夫・宇高義郎・長久保伸一郎・片山巧蔵, 潜熱蓄熱の伝熱に関する研究 (第2報, 内部構造の検討による放熱特性の改善), 日本機械学会論文集, B, 49-443 (昭58), pp.1485-1491.
- (24) Harschar, F. und Aldinger, H., Electrospeicherheizung und Elektrische Warmwasserbereitung, Wärmetechnik, 12 (1986), pp.536-543.
- (25) Grünschlager, von U. und Schorlemmer, U., Electrospeicherheizgeräte für Krankenhäuser, Elektrowärme im Technischen Ausbau, 35 (1977), pp.A147-A150.
- (26) Palmour, H., Gay, B. M. and Cochrane R. L., Domestic Ceramic Refractories for Heat Storage Furnaces, Proceedings of the 15th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, 1 (1980), pp.248-253.
- (27) 稲葉盛・伊藤幸彦・武山悟, 電気蓄熱式暖房機の開発について, 第4回寒地技術シンポジウム講演論文集, (1988), pp.87-92.

- (28) 小泉尚夫・松井高一, 空気熱媒式固体蓄熱における蓄熱材吸湿性の影響, 日本太陽エネルギー学会・日本風力エネルギー協会合同研究発表会講演論文集, (1989), pp.201-204.
- (29) Thomson, W. B., Frangos, A. Z. and Springer T. H., Air/Rock Storage for Solar Central Receiver Power Stations, Proceedings of the 15th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, 1 (1980), pp.254-258.
- (30) Marksberry C. L. and Saari, D. P., Development of a Low Cost Heat Storage Furnace, Proceedings of the 21st Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, 2 (1986), pp.867-872.
- (31) 大森敏二・今竹忠己・松原清一・入野光博・舞田靖司, MHD 発電用蓄熱式超高温熱交換器の研究 (その1), 三菱重工技報, 10-1 (1973), pp.115-131.
- (32) 吉川邦夫・椛島成治・塩田進, クローズドサイクル MHD 発電用蓄熱形高温熱交換器の研究 (第1報, 熱・不純物特性と一次元伝熱解析), 日本機械学会論文集, B, 51-416 (昭60), pp.370-375.
- (33) 吉川邦夫・椛島成治・塩田進, クローズドサイクル MHD 発電用蓄熱形高温熱交換器の研究 (第2報, 二次元伝熱解析), 日本機械学会論文集, B, 52-476 (昭61), pp.1750-1758.
- (34) Ismail, K. A. R. and Stuginsky Jr., R., A Parametric Study on Possible Fixed Bed Models for PCM and Sensible Heat Storage, Applied Thermal Engineering, 19-7 (1999), pp.757-788.
- (35) 早川雅弘・香月正司, 切替蓄熱式燃焼炉における熱交換特性, 日本機械学会講演論文集, NO.994-1, 2 (1993), pp.2-27-2-28.
- (36) Matsuo, T., Fukagawa, M., Fujimoto, M., Ujisuga, S., Shimada, Y., Narita, K. and Maekawa, T., Analytical and Experimental Study of Thermal Characteristics for High Temperature Sensible Heat Storage System, Proceedings of the 3rd ASME/JSME Thermal Engineering Joint Conference, 3 (1991), pp.351-358.
- (37) 岩渕牧男・松尾篤二・深川雅幸・成田勝彦・前川哲也, 高密度・高温顕熱蓄熱に関する研究 (第1報, 蓄熱方式の検討ならびに特性解析), 日本機械学会論文集, B, 57-541 (1991), pp.366-371.
- (38) 日本機械学会編, 伝熱工学資料, 改訂第4版, (1986), p.51.

- (39) 河村友槌・神坂光男・岩淵牧男・高橋恭郎, フィン付伝熱管の伝熱流動特性に関する研究 (第1報, 円環フィン付伝熱管群の伝熱特性と特性予測式), 日本機械学会論文集, B, 57-537 (1991), pp.228-234.
- (40) Jens, W. H. and Lottes, P. A., Analysis of Heat Transfer, Burnout, Pressure Drop, and Density Data for High Pressure Water, USAEC Report ANL-4627, (1951).
- (41) 松尾篤二・山田明・深川雅幸, 低圧低熱流束領域における管内沸騰熱伝達の研究, Thermal Science and Engineering に掲載予定.
- (42) 佐藤俊・松村博久, 強制対流表面沸騰の熱伝達について, 日本機械学会論文集, 28-195 (昭37), pp.1542-1550.
- (43) Stephan, K. and Auracher, H., Correlation for Nucleate Boiling Heat Transfer in Forced Convection, Int. J. Heat and Mass Transfer, 24 (1981), pp.99-107.
- (44) Chen, J. C., A Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Flow, ASME Paper 63-HT-34 (1963).
- (45) 品川白煉瓦(株)カタログ, (1982).
- (46) 岩淵牧男・松尾篤二・藤本雅久・島田良夫・成田勝彦・前川哲也, 高密度・高温顕熱蓄熱に関する研究 (第2報, 実験結果ならびに有効蓄熱密度), 日本機械学会論文集, B, 57-541 (1991), pp.372-376.
- (47) 島田良夫・宇仁菅繁・松尾篤二・成田勝彦・前川哲也, 暖房・給湯用高密度顕熱蓄熱システムの開発, 三菱重工技報, 29-3 (1992), pp.220-225.
- (48) 石川泰夫・石原崇夫・大内一紘・中原照夫・辻正, 東北電力(株)応用技術研究所向け 103 kW ガスエンジンコージェネレーションテストプラント, 三菱重工技報, 26-4 (1989), pp.301-305.
- (49) Knudsen, J. G. and Kats, D. L., Fluid Dynamics and Heat Transfer, (1958), p.403, McGraw-Hill.



inches 1 2 3 4 5 6 7 8
cm 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19

Kodak Color Control Patches

© Kodak, 2007 TM: Kodak

Blue Cyan Green Yellow Red Magenta White 3/Color Black



Kodak Gray Scale



© Kodak, 2007 TM: Kodak

A 1 2 3 4 5 6 M 8 9 10 11 12 13 14 15 B 17 18 19

