多孔質蓄熱槽における蓄熱および熱回収の数値シミュレーション*

大原 守正^{*1}, 加藤 真哉^{*1}, 渡辺 弘^{*2}
澤野 謙二^{*2}, 中山 顕^{*3}Numerical Simulation of Heat Storage and Recovery Processes
in Porous MediaMorimasa OHARA, Shinya KATO, Hiroshi WATANABE,
Kenji SAWANO and Akira NAKAYAMA^{*4}^{*4} Shizuoka University, Dept. of Mechanical Engineering, 3-5-1 Johoku, Hamamatsu, Shizuoka, 432-8561 Japan

A conjugate numerical model proposed by Nakayama et al. for the problem of cooling a fluid flowing through a spiral coil, has been successfully extended to investigate the processes of heat storage and recovery associated with a packed bed saturated with a molten salt. An axi-symmetric numerical procedure is described for determining the temperature development in the heat storage process. For the heat recovery process, a one-dimensional heat balance equation for the two-phase flow within a coil is introduced to update the wall surface temperatures, which are needed to calculate the temperature field in the packed bed. The numerical results for both storage and recovery processes agree very well with the corresponding temperature data obtained from the experiment.

Key Words: Spiral Coil, Heat Storage and Recovery, Conjugate Heat Transfer, Two-Phase Flow, Numerical Method

1. 緒言

蓄熱システムの一つとして多孔質充填槽があり、顕熱利用から潜熱利用まで様々なシステムが提案されている⁽¹⁾。本研究が対象とする蓄熱槽は、深夜電力利用を念頭においたもので、図1に示すように、電気ヒータを内蔵する加熱コイルが内側に、熱回収用の水を供給するコイル管が外側に同心状に設置されている。粒状の多孔質体に高沸点を有する溶融塩が満たされており、多孔質体と液体の顕熱を利用し熱を蓄える。

蓄熱システムの設計支援においても伝熱挙動の数値シミュレーション技術の確立は重要な鍵を握る。しかし、コイル状のヒート・ソース（電気ヒータ）およびシンク（水供給用コイル管）が多孔質体内に存在する場合の数値解析においては、コイルの径が蓄熱槽の寸法に比して小さいこと（尺度の不適合）、コイルがらせん状に巻かれていること（座標の不適合）などの問題点を克服する必要がある。これらの不適合の問題に加え、熱回収時にはコイル管内の沸騰二相流熱伝達と蓄熱槽内の温度場を直接的に連成させる必要も生じる。これらの困難さのためか、この種の伝熱システムに対して連成的数値解析を試みた例は見当たらない。本研究では、上記の問題点を一つ一つ克服することで、コイル状の加熱部および熱回収用コイル管を有する多孔質充填蓄熱槽内の蓄熱過程および熱回収過程を予測する数値シミュレーション手法の確立を目指す。

Fig.1 Schematic diagram of heat storage and recovery system

2. 主な記号

c_p	: 定圧比熱
d_i	: コイル内径
G	: 質量流束
h	: 熱伝達率
k_{eff}	: 多孔質体の有効熱伝導率
k_t	: コイル管の熱伝導率
l_t	: 一巻き毎のコイル長
p	: 圧力
Pr	: プラントル数
r	: 半径座標
T	: 温度
t_t	: 管の肉厚
u	: 軸方向速度成分
v	: 半径方向速度成分

* 原稿受付 1999年8月13日.

^{*1} 静岡大学大学院 (〒432-8561 浜松市城北3-5-1).^{*2} エナジーサポート(株) (〒484-8505 犬山市字上小針1).^{*3} 正員, 静岡大学工学部.

E-mail: tmanaka@ipc.shizuoka.ac.jp

x : 軸座標
 X : クオリティ
 μ : 粘性係数
 ρ : 密度
 添え字
 B : バルク平均
 t : コイル管
 w : 飽和水
 v : 水蒸気

3. 数値モデルおよび座標系

本蓄熱システムの軸対称数値モデルを図2に示す。円筒座標 (x, r) において座標 x は鉛直上向きを、 r は半径方向を示す。電熱ヒータが収められた直径13mmのコイルは半径70mmの位置に設置されている。その外側半径130mmの位置に外径13mm（内径11.4mm）の給水コイル管が支持されている。ヒータの一巻き当たりの抵抗は 2Ω で、蓄熱時の通電電流は10Aである。

ほぼ細密状態で充填された平均粒径10mmの蓄熱材の間に平均粒径0.5mmの砂状の蓄熱材が詰め込まれている。固体蓄熱材間の空間を埋めるべく液体熔融塩が満たされており、全体としての分布はほぼ均一であることから、第一次近似として、多孔質体が均質であるとの仮定が成立するものと考えられる。表1に固体蓄熱材と熔融塩の物性値（または見かけの物性値）を示す。なお、固体蓄熱材の気孔率は体積法より $\varepsilon = 0.3$ 、また透過率は蓄熱材を充填した流路の圧損測定より $K = 3.8 \times 10^{-12} \text{ m}^2$ と決定した。

Fig. 2 Axi-symmetric numerical model

Table 1 Physical properties

	Molten salt	Solid particle
Density (kg/m ³)	1918	3480
Specific heat (kJ/(kg·K))	1.56	1.13
Thermal conductivity (W/(m·K))	0.442	7.0
Kinematic viscosity (mm ² /s)	2.87	—

多孔質体内の熔融塩の熱流動の支配方程式として、Vafai-Tien⁽²⁾にならい、連続の式、軸方向(u)、半径方向(v)およびエネルギーの式を考える。

$$\frac{\partial}{\partial x} ru + \frac{\partial}{\partial r} rv = 0 \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \varepsilon r \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} r \left(uu - \varepsilon v \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial r} r \left(vu - \varepsilon v \frac{\partial u}{\partial r} \right) \\ = -\varepsilon^2 \frac{r}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(r \varepsilon v \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(r \varepsilon v \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \varepsilon^2 g \beta (T - T_{ref}) - \varepsilon^2 \frac{v}{K} u \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \varepsilon r \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} r \left(uv - \varepsilon v \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial r} r \left(vv - \varepsilon v \frac{\partial v}{\partial r} \right) \\ = -\varepsilon^2 \frac{r}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{\partial}{\partial x} \left(r \varepsilon v \frac{\partial u}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(r \varepsilon v \frac{\partial v}{\partial r} \right) + \varepsilon v \frac{v}{r} - \varepsilon^2 \frac{v}{K} v \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \left(\varepsilon (\rho c_p)_f + (1 - \varepsilon) (\rho c)_s \right) r \frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} r \left((\rho c_p)_f u T - k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x} \right) \\ + \frac{\partial}{\partial r} r \left((\rho c_p)_f v T - k_{eff} \frac{\partial T}{\partial r} \right) = 0 \end{aligned} \quad (4)$$

ここで u および v はダルシー速度成分で、温度 T および圧力 p は流体相の実質平均値である。なお、局所熱平衡の仮定が成立するものとし、流体相の実質平均温度は固相のそれに等しいものとする。また、有効熱伝導率は多孔質充填円筒容器の熱伝導予備実験より $k_{eff} = 4.2 \text{ W/mK}$ と決定した。

上記の熱流動場に関する支配方程式群(1)–(4)の解法には SIMPLE アルゴリズム⁽³⁾に基づく汎用差分法プログラム SAINTS⁽⁴⁾を用いる。時間進行においては完全陰解法また対流項の離散化においてはハイブリッド法を用いる。各時間ステップにおける反復計算を、参照量で無次元化された従属変数のすべてについて1サイクルにおける最大誤差が 10^{-5} 以下になるまで、繰り返し行うものとする。

計算格子点(217×51)を電熱コイルおよび冷水供給用コイル管近傍に密に配置し計算を実施した。なお、格子間隔を二分の一にした(326×77)の格子も用いて計算を実施し、比較した結果、両結果に大きな差異が生じないことを確認してある。

4. 蓄熱過程の数値シミュレーション

一巻き当たり200Wのヒータを5巻き有する典型的蓄熱槽の蓄熱過程について数値シミュレーションを実施した。ヒータ管の断面を正方形断面で近似し、規定の熱出力を満たすよう、 1134.2 W/m^2 の熱流束を設定した。なお、蓄熱槽のまわりは断熱材で包囲されており、高い断熱性が保たれていることから、容器内壁での熱流束をゼロに設定した。速度成分については、容器壁で滑りなし条件を課し、液面では水平方向速度成分の法線微分がゼロとなるよう設定した。

図3および4に、通電加熱開始360分後の速度および温度場を示す。ヒーターに沿って上昇する循環流が予測されている。ただし、この循環流は透過率が小さいため極めて弱く、温度場は伝導支配下に在ることが、図4に示す温度場より分かる。図5に各温度側定点における温度の時間履歴を示す。 $T(1)$ から $T(9)$ に対応する測定点の位置は図2に示してある。局所的分布に至るまで、予測値と測定値に良好な一致が認められる。単位時間における熱供給量に比例し、温度はほぼ直線的に増加していく。

Fig. 3 Temperature field during heating process

Fig. 4 Velocity field during heating process

Fig. 5 Temporal development of temperature field

5. 熱回収の数値シミュレーション

6時間の蓄熱後には蓄熱槽内が約450℃に達する。初期温度が420℃にあるとし、蓄熱槽下部から冷水供給コイル管に20℃の水を65、20ml/minで供給した場合のコイル管出口の水蒸気温度の時間変化を考える。(なお、回収される高温水蒸気の利用としては、瞬間湯沸かし器、床暖房また吸収式冷房機など様々な形態が考えられる。)

計算対象の子午面にはコイル管の切り口断面が現われる。外部から供給された水はこの子午面をほぼ垂直に流れる。今、水が蓄熱槽の下部入り口から供給され、コイル管内をらせん状に上昇する際、周りの多孔質蓄熱材から熱をもらう。常温で供給された水の水温が飽和温度に達し、沸騰二相流となって上昇したのち、上部出口断面から水蒸気となって流出する。いま、この沸騰二相流の熱輸送を把握しようとする、コイル管と周囲多孔質蓄熱媒体の熱抵抗

を知る必要が生ずる。そこで、この熱抵抗を決定すべく、溶融塩で満たされた周囲多孔質蓄熱媒体の温度場を解こうとすると、コイル管の壁温(すなわち二相流の熱輸送の状況)が境界条件として必要となるといった、困難が生ずる。このように、コイル管内の沸騰二相流熱伝達と周囲多孔質蓄熱体内の熱移動は強く連成されている。

5.1 コイル管内二相流と周囲蓄熱体との連成 ビール・ディスペンサーの解析において中山ら⁽⁵⁾が提案した連成手法を二相流に拡張する。今、一卷きのコイル管内の強制対流に注目する。入り口から管軸に沿って z 座標を考え、子午面上の i 番目と $i+1$ 番目の管軸断面間の一次元熱バランスを考える。

(a) $(T_B)_i < T_{sat}$

(b) $(T_B)_i = T_{sat}$

(c) $(T_B)_i > T_{sat}$

Fig. 6 Temperature rise within one turn

この間の熱流動には図 6 (a)から(c)に示す 6 ケースが考えられる。各ケースについて熱バランスを考え、以下の関係を得る。

ケース 1 :

$$\dot{m}c_{pw}((T_B)_{i+1} - (T_B)_i) = \pi d_i l_i h_w^* \left((T_S)_{i+\frac{1}{2}} - \frac{(T_B)_{i+1} + (T_B)_i}{2} \right) \quad (5)$$

ケース 2 :

$$\begin{aligned} & \dot{m}(c_{pw}(T_{sat} - (T_B)_i) + X_{i+1} h_{fg}) \\ &= \pi d_i \left(l_w h_w^* \left((T_S)_{i+\frac{1}{2}} - \frac{T_{sat} + (T_B)_i}{2} \right) + (l_i - l_w) h_{ip}^* \Big|_{X=\frac{X_{i+1}}{2}} \left((T_S)_{i+\frac{1}{2}} - T_{sat} \right) \right) \end{aligned} \quad (6)$$

$$\text{ここで } l_w = \dot{m}c_{pw}(T_{sat} - (T_B)_i) / \pi d_i h_w^* \left((T_S)_{i+\frac{1}{2}} - \frac{T_{sat} + (T_B)_i}{2} \right) \quad (7)$$

ケース 3 :

$$\begin{aligned} & \dot{m}(c_{pw}(T_{sat} - (T_B)_i) + c_{pv}((T_B)_{i+1} - T_{sat}) + h_{fg}) \\ &= \pi d_i \left(l_w h_w^* \left((T_S)_{i+\frac{1}{2}} - \frac{T_{sat} + (T_B)_i}{2} \right) + (l_v - l_w) h_{ip}^* \Big|_{X=0.5} \left((T_S)_{i+\frac{1}{2}} - T_{sat} \right) + (l_i - l_v) h_v^* \left((T_S)_{i+\frac{1}{2}} - \frac{T_{sat} + (T_B)_{i+1}}{2} \right) \right) \end{aligned} \quad (8)$$

$$\text{ここで } l_v = l_w + \frac{\dot{m}h_{fg}}{h_{ip}^* \Big|_{X=0.5} \left((T_S)_{i+\frac{1}{2}} - T_{sat} \right)} \quad (9)$$

ケース 4 :

$$\dot{m}(X_{i+1} - X_i) h_{fg} = \pi d_i l_i h_{ip}^* \Big|_{X=\frac{X_{i+1} + X_i}{2}} \left((T_S)_{i+\frac{1}{2}} - T_{sat} \right) \quad (10)$$

ケース 5 :

$$\begin{aligned} & \dot{m}((1 - X_i) h_{fg} + c_{pv}((T_B)_{i+1} - T_{sat})) \\ &= \pi d_i \left(l_v^* h_{ip}^* \Big|_{X=\frac{1+X_i}{2}} \left((T_S)_{i+\frac{1}{2}} - T_{sat} \right) + (l_i - l_v^*) h_v^* \left((T_S)_{i+\frac{1}{2}} - \frac{T_{sat} + (T_B)_{i+1}}{2} \right) \right) \end{aligned} \quad (11)$$

$$\text{ここで } l_v^* = \frac{\dot{m}(1 - X_i) h_{fg}}{\pi d_i h_{ip}^* \Big|_{X=\frac{1+X_i}{2}} \left((T_S)_{i+\frac{1}{2}} - T_{sat} \right)} \quad (12)$$

ケース 6 :

$$\dot{m}c_{pv}((T_B)_{i+1} - (T_B)_i) = \pi d_i l_i h_v^* \left((T_S)_{i+\frac{1}{2}} - \frac{(T_B)_{i+1} + (T_B)_i}{2} \right) \quad (13)$$

$\dot{m}$ 、 X 、 c_p h_{fg} および T_{sat} は質量流量、クオリティ、定圧比熱、蒸発潜熱および飽和温度である。添え字 w は水、 v は水蒸気、 B はコイル管内のバルク平均値を示す。 $(T_B)_i$ は i 番目のバルク平均温度を示す。 d_i はコイル管の内径、 l_i は一巻きの軸長である。コイル管内のバルク平均温度 T_B

と管外壁温度 T_s 間の熱コンダクタンス h^* は以下で与えられる。

$$h_w^* = 1 / \left(\frac{1}{h_w} + \frac{t_i}{k_i} \right), \quad h_v^* = 1 / \left(\frac{1}{h_v} + \frac{t_i}{k_i} \right), \quad h_{ip}^* = 1 / \left(\frac{1}{h_{ip}} + \frac{t_i}{k_i} \right) \quad (14)$$

ここで、 t_i および k_i は管の肉厚および熱伝導率である。また、管内二相流の熱伝達率 h_w, h_v, h_{ip} は Dittus-Boelter の式⁽⁶⁾および Schrock-Grossmann⁽⁷⁾の式で与える。

$$\frac{h_w d_i}{k_w} = 0.023 \left(\frac{G d_i}{\mu_w} \right)^{0.8} Pr_w^{0.4} \quad (15a)$$

$$\frac{h_v d_i}{k_v} = 0.023 \left(\frac{G d_i}{\mu_v} \right)^{0.8} Pr_v^{0.4} \quad (15b)$$

$$\frac{h_{ip} d_i}{k_w} = 0.058 \left(\frac{G d_i}{\mu_w} (1 - X) \right)^{0.8} Pr_w^{0.4} \left(\frac{X}{1 - X} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_w}{\rho_v} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_v}{\mu_w} \right)^{0.1} \quad (15c)$$

ここで $G = \dot{m} / (\pi d_i^2 / 4)$ は質量流束、 Pr はプラントル数である。なお、今回対象としている蓄熱槽の熱回収過程においては、コイル管の径が蓄熱槽の寸法に比して十分小さく、コイル管内の熱応答が周囲蓄熱体の温度降下に比して、極めて迅速に進むことから、熱バランス式において非定常項を無視している。

式 (5) から (15) を用いることにより、 i 断面で与えられた $(T_B)_i$ または X_i に対して、 $i+1$ 断面における $(T_B)_{i+1}$ または X_{i+1} を決定することができる。上の漸化式に、入り口のバルク温度 $(T_B)_i$ を代入し、逐次代入を実施することで、各断面におけるバルク平均温度 (またはクオリティ) を更新することができる。この逐次代入により更新されたバルク温度を用いて、コイル管の壁温 T_s を次式で更新する。

$$T_s = \frac{T_p + \left(\frac{h^* \delta r}{k_f} \right) T_B}{1 + \left(\frac{h^* \delta r}{k_f} \right)} \quad (16)$$

この更新された壁温を用いて蓄熱槽内の熱流動場に関する支配方程式群 (1) - (4) が解かれるといった手順が収束に至るまで繰り返される。

5.2 計算結果および検討 典型的使用条件を想定し、コイル管入り口の水温 20°C および流量 65、20 ml/min の場合について、温度測定と数値解析 ($\Delta t = 60$ sec) を実施した。図 7 に熱回収開始後 70 分における蓄熱槽内の温度場を示す。コイル管の周りの蓄熱媒体から熱回収が時間の経過とともに進行していく様子がわかる。

コイル管出口から流出する水蒸気の温度の時間履歴に関する実験および解析結果を 65 ml/min でおよび 20 ml/min のケースについて図 8(a) および (b) に示す。温度の実測値より、一定時間経過後から急激に温度降下が進み過熱蒸気が凝縮する (100°C に達する) ことが分かる。計算結果は的確に温度履歴を再現しており、計算モデルの妥当

性が伺われる。同図には上流側の断面におけるバルク温度の計算結果もあわせて示してある。蓄熱槽の温度低下に伴い上流側から凝縮が始まる。i 断面において凝縮がおこると i+1 断面の蒸気温度が急降下する傾向にある。これは i 断面から i+1 断面間において回収された熱が蒸発に多量に使われ、蒸気の過熱に熱が費やされなくなるためと考えられる。流量を押さえた (20 ml/min) 場合の結果(同図(b))から、長時間にわたり過熱蒸気の供給が可能であることが分かる。

Fig. 7 Temperature field during heat recovering process

(a) 65 ml/min

(b) 20 ml/min

Fig. 8 Temporal development of bulk temperature in two-phase flow for a long tube

幾何学的変化に対する本数値モデルの妥当性を検討すべく、コイル管長を変化させた蓄熱槽の熱回収過程につい

ても検討を行った。図 9 に、給水コイルの長さを半分にした場合の温度履歴 20 ml/min のケースについて示す。温度測定値と解析値に多少の差異が認められるものの、温度履歴を概ね捕らえていることが分かる。コイル管の巻き数が減少するにつれ軸対称近似に起因する誤差が生ずる点には留意する必要がある。

Fig. 9 Temporal development of bulk temperature in two-phase flow for a short tube

このように、解析結果は実験値を概ね再現しており、今回提案した数値モデルが蓄熱槽の蓄熱および熱回収過程の予測において極めて有効である事が分かる。より高精度の予測を考えるにあたっては、軸対称近似、均質多孔質体の仮定、コイル管内二相流の 1 次元熱バランスモデルおよび二相流熱伝達率の算定式の導入など、個々の仮定や近似が計算結果に及ぼす効果を詳細に検討する必要があるものと考えられる。

6. 結 言

熔融塩で満たされた多孔質充填蓄熱槽内の顕熱蓄熱過程および熱回収過程を予測する数値シミュレーション手法を提案した。軸対称近似に基づく本手法は、寸法尺度の大きく異なる冷水供給用コイル内の沸騰二相流と周囲蓄熱体の熱流動場との直接的連成を可能にする。

まず、通電加熱による蓄熱過程のシミュレーションを実施した。熔融塩の対流は極めて弱く、蓄熱が伝導支配下で行われることが分かった。次に、典型的給水流量を想定し熱回収のシミュレーションを実施した。直接的な連成を実施する事で、回収される過熱蒸気の温度履歴の予測が可能であることを示した。今回提案した数値モデルが蓄熱槽の蓄熱および熱回収過程の予測において極めて有効であることが、実測温度データとの比較より明らかとなった。

文 献

- (1) 機械工学便覧、C 7 エネルギー機器・システム、日本機械学会、(1988)、209-217.
- (2) Vafai, K. and Tien, C. L., Int. J. Heat Mass Transfer, 24 (1981), 195-203.

- (3) Patankar, S. V., *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere Publishing Corp., Washington DC, (1980).
 - (4) Nakayama, A., *PC-Aided Numerical Heat Transfer and Convective Flow*, CRC Press Inc., Boca Raton, (1995), 199-250.
 - (5) 中山顕・桑原不二朗・小久保直樹・石田朋子、第 36 回日本伝熱シンポジウム講演論文集、(1999), Vol. I, 277-278.
 - (6) Boelter, L. M. K., Cherry, V. H., Johnson, H. A. and Martinelli, R. C., *Heat Transfer Notes*, McGraw Hill, New York, (1965) 552.
 - (7) Schrock, V. E. and Grossmann, . B., *Nuclear Sci. Eng.*, **12**(1962), 474-481.
-