

## 強制対流下における球状吸着剤矩形充填層の側面冷却による吸着促進\*

稲葉英男\*<sup>1</sup>, 徐貞均\*<sup>2</sup>, 堀部明彦\*<sup>1</sup>

## Adsorption Enhancement of Rectangular Packed Bed with Spherical Adsorbent by Side Wall Cooling in a Forced Convection Flow

Hideo INABA\*<sup>3</sup>, Jeong-Kyun SEO, Akihiko HORIBE<sup>3</sup> Department of Mechanical Engineering Faculty of Engineering, Okayama University,  
3-1-1 Tsushimanaka, Okayama-shi, Okayama, 700-8530 Japan

The present paper has dealt with the one-sidewall cooling effect of spherical adsorbent particles packed in a rectangular bed on water vapor adsorption characteristics by a 2-dimensional numerical analysis. The analysis model was considered that one-sidewall of a rectangular packed bed with the homogeneous spherical silica-gel particles was cooled and another walls were adiabatic. The moist air flowed into the rectangular packed bed with spherical adsorbent particles. The silica-gel B with high adsorption ability over high relative humidity was selected as a suitable adsorbent. Numerical results revealed the effects of moist air inlet humidity and airflow velocity, size of spherical silica-gel particles and width of the rectangular packed bed and the sidewall cooling temperature on the amount of water vapor adsorption.

**Key Words:** Adsorption, Wall Cooling Effect, Spherical Adsorbent, 2-Dimensional Numerical Analysis, Water Vapor

## 1. まえがき

住宅・ビル空調分野では、省エネルギーの促進や室内空気質そしてアメニティ性の向上が米国やカナダのように一部義務づけている状況あり、今後室内空気の調湿や換気に伴う空調負荷の増大が予想される。このような背景のもとに、大量に賦存する低温排熱の利用、省エネルギー促進そして室内空気環境の快適性指向をカバーする環境親和型熱技術（グリーンサーモテクノロジー）の最右翼である熱サイクル機器として、吸着剤を用いた吸着式冷凍機やヒートポンプそして調湿機やデシカントクーリング機器等がある。吸着剤を用いたヒートサイクルは、古くて新しい技術で、環境に優しい技術と言うことで米国や欧州等で開発普及が進んでおり、我が国の代替冷媒を用いた蒸気圧縮機型冷凍機の展開と対比するものである<sup>①</sup>。これら吸着剤を用いた空調関連の調湿や調温利用以外に、吸着剤の水蒸気の吸着及び脱着過程において、水分の蒸発・凝縮潜熱に相当する多量の熱授受があることから、吸着剤は蓄熱材として利用の可能性がある。特に、高温多湿な我が国の気候環境においては、湿り空気中の水蒸気を吸着剤に吸着（除湿）する際に発生する吸着熱（放熱）を暖房熱源等へ利用し、その脱着再生（加湿）においては排熱や太陽熱等を利用する、いわゆる化学蓄熱の

構築が可能となる<sup>②</sup>。

従って、本基礎研究は、一般に普及している低温脱着が可能なシリカゲル吸着剤を蓄熱材として利用することを前提として、まず冷却による平衡状態に至る吸着特性向上を数値計算で検討するものである。対象とする吸着系は、球状吸着剤を充填した矩形充填層に湿り空気を流動させるもので、吸着性能向上特性は矩形充填層側壁からの冷却による効果を種々の因子（冷却温度、湿り空気流入湿度、平均空気速度、球状吸着剤粒子直径や充填層の寸法）のもとで明らかにするものである。

## 主な記号

$c$  : 比熱 [kJ/(kg·K)],  $D$  : 矩形充填層内の有効物質拡散係数 [kg/(m·s)],  $D_e$  : 球状吸着剤内の物質拡散係数 [m<sup>2</sup>/s],  $d_p$  : 球状吸着剤の直径 [m 又は mm],  $e_p$  : 球状吸着剤内の細孔率 [-],  $f_k$  : 摩擦係数 [-],  $L$  : 矩形充填層の長さ [m 又は mm],  $m_e$  : 平衡吸着量 [kg<sub>w</sub>/kg<sub>ad</sub>],  $m_{eq}$  : 吸着完了時の吸着量 [kg<sub>w</sub>/kg<sub>ad</sub>],  $m_m$  : 吸着剤単位質量当り粒子の平均吸着量 [kg<sub>w</sub>/kg<sub>ad</sub>],  $m_r$  : 粒子内の吸着量 [kg<sub>w</sub>/kg<sub>ad</sub>],  $m_y$  : 吸着剤単位質量当りの  $y$  方向平均吸着量 [kg<sub>w</sub>/kg<sub>ad</sub>],  $m_z$  : 吸着剤単位質量当りの  $z$  方向平均吸着量 [kg<sub>w</sub>/kg<sub>ad</sub>],  $N$  : 矩形充填層の計算メッシュ数 [-],  $P$  : 圧力 [Pa],  $Pr$  : プラントル数 [-],  $q_{ad}$  : 吸着熱 [kJ/kg<sub>w</sub>],  $Re_p$  : レイノルズ数 [-],  $r$  : 球状吸着剤の半径方向の座標 [m 又は mm],  $T$  : 温度 [°C],  $T_c$  : 壁面冷却温度 [°C],  $T_{dw}$  : 露点温度 [°C],  $t$  : 時間 [sec.],  $u$  :

\* 原稿受付 2003年1月14日。

<sup>1</sup> 正員, 岡山大学工学部機械工学科(〒700-8530 岡山市津島中3-1-1)。<sup>2</sup> 岡山大学大学院自然科学研究科。

E-mail: inaba@mech.okayama-u.ac.jp

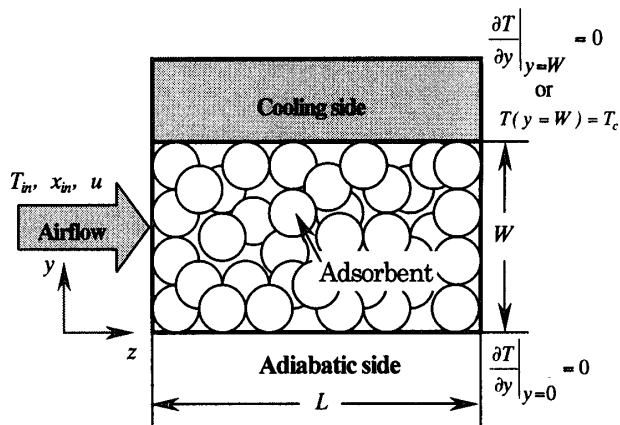
湿り空気の流速 [m/s],  $W$ : 矩形充填層の幅 [m],  $x$ : 絶対湿度 [kg/kg<sup>0</sup>],  $y$ : 空気流れの断面方向の座標 [m 又は mm],  $z$ : 空気流れ方向の座標 [m 又は mm],  $\alpha$ : 修正係数 [-],  $\beta$ : 修正係数 [-],  $\varepsilon$ : 矩形充填層の空隙率 [-],  $\rho$ : 密度 [kg/m<sup>3</sup>],  $\lambda$ : 熱伝導率 [W/(m·K)],  $\lambda_{ef}$ : 矩形充填層の有効熱伝導率 [W/(m·K)],  $\nu$ : 動粘性係数 [m<sup>2</sup>/s],  $\psi$ : 空気の相対湿度 [%],  $\phi$ : 形状係数 [-],  $\gamma$ : 気体の拡散係数 [m<sup>2</sup>/s], 添字 *ad*: 球状吸着剤, *air*: 空気, *in*: 矩形充填層の入口, *w*: 水

2. 解析モデルと数値計算方法

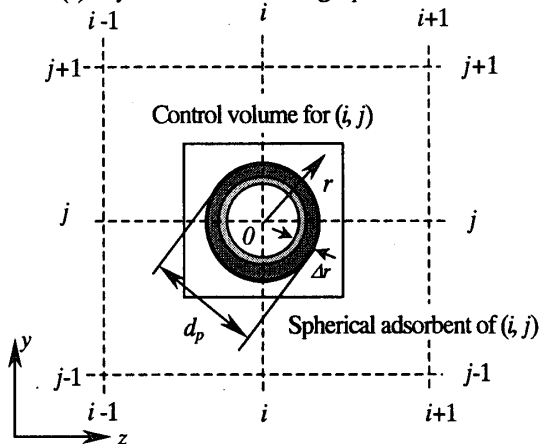
2.1 球状吸着剤充填層の物理モデル 本研究は図1(a)に示すように一側壁面冷却(等温境界条件)を有する矩形ダクト内に球状吸着剤を充填し, 湿り空気を流入した場合, その冷却による吸着促進効果に影響を及ぼす諸因子の効果を数値計算で解明するものである.

図1(a)の矩形充填層で熱及び物質(水蒸気)の伝達は, 二次元( $y$ - $z$ 座標面)的に取扱い, 矩形充填層内の温度, 湿度分布や吸着量の経時変化を求める. 湿り空気は,  $z = 0$ の入口部より, 一定の温度  $T_{in}$ , 絶対湿度  $x_{in}$ 、そして平均流速  $u$  で, 矩形充填層へ流入する. この場合の球状吸着剤充填層内での湿り空気の流れは,  $z$  方向への一次元的な扱いとした. 図1(b)は, 数値計算格子における球状吸着剤の配置を示したもので, 矩形充填層内の空隙部(空隙率  $\varepsilon$ )を流動する湿り空気中の水蒸気が半径  $r$  の球状吸着剤の表面への拡散過程と球状吸着剤内部の細孔への拡散過程に分離して数値計算を行い, その他の数値計算条件として, 以下の仮定を設定した.

- (1)計算格子領域における湿り空気と吸着剤の温度は均一とする.
  - (2)球状吸着剤の物質拡散係数は一定とする.
  - (3)球状吸着剤の体積膨張は無視する.
  - (4)球状吸着剤表面では, 熱及び物質量の平衡が成立する.
  - (5)吸着剤及び湿り空気物性の温度依存性はない.
  - (6)矩形充填層の一方の側面( $y = W$ )は等温冷却( $T_c$ ), 対向側面( $y = 0$ )は断熱条件そして湿り空気出入口端は断熱条件とする.
- 矩形充填層入口の湿り空気流入条件は, 日本工業規格(JIS9617(1992))を参考として, 温度  $T_{in} = 27^\circ\text{C}$ , 相対湿度  $\psi_{in} = 60\%$  (絶対湿度  $x_{in} = 0.0133 \text{ kg/kg}^0$ ) とした. 本研究は, 矩形充填層の側面冷却による吸着促進効果を検討する目的のため, 充填層長さ一定の( $L = 30 \text{ mm}$ )の条件のもとで, 冷却による温度境界層厚さの充填層幅への影響を  $W = 10 \text{ mm} \sim 50 \text{ mm}$  に変化させて検討した. 湿り空気の充填層入口湿度の検討範囲は,  $\psi_{in} = 40\% \sim 80\%$  とし, そして空気流速の範囲は, 一般の多孔質を利用した調湿機の空気流速を想定して  $u = 0.05 \text{ m/s} \sim 0.6$



(a) Physical model of Silica gel packed bed



(b) Control volume and spherical adsorbent

Fig.1 Physical model of silica gel particles and packed bed

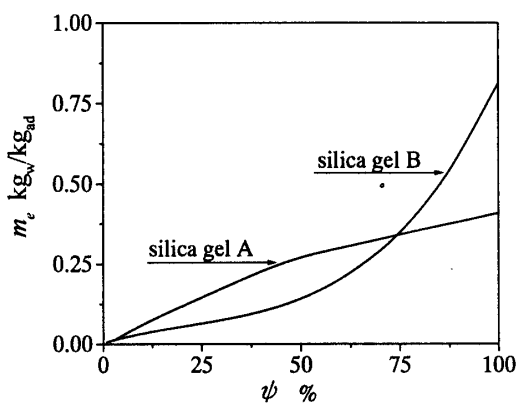


Fig.2 Isotherms of silica gel A and silica gel B

m/s とし, 冷却温度範囲は湿り空気の露点以上の  $T_c = 13^\circ\text{C} \sim 27^\circ\text{C}$  とした.  $y = W$  の側壁冷却効果の比較対象として, 冷却を行わない断熱条件に関する計算も行っている. 低温脱着特性に優れているシリカゲル粒子を対象とする吸着剤に選定した. 図2は, 吸着剤としてシリカゲル A 及び B の等温平衡吸着線(25 $^\circ\text{C}$ )を示したもので, シリカゲル A は平均細孔径 2.2 nm, 比表面積 650

$m^2/g$  であり、シリカゲル B は平均細孔径 7.0 nm, 比表面積  $450 m^2/g$  である。シリカゲル B はその細孔特性から高湿度領域において吸着量が大幅に増加する傾向を有する。従って、冷却(相対湿度の増加に対応)により吸着量の促進を目指す本研究にかなう吸着剤として、シリカゲル B を選定した。数値計算に用いた吸着剤として市販されているシリカゲル B を対象とし、その物性は密度  $\rho = 0.5 kg/m^3$ , 熱伝導率  $\lambda = 0.144 kW/(m \cdot K)$ , 比熱  $c_p = 0.92 kJ/(kg \cdot K)$  である。本数値計算において採用した球状シリカゲル B の直径は  $d_p = 0.4 mm, 1.0 mm$  及び  $2.0 mm$  とし、矩形充填層幅  $W = 10 mm$  における空隙率  $\varepsilon$  として文献<sup>7)</sup>で用いられている値を参考にし、それらの空隙率を  $\varepsilon = 0.324, \varepsilon = 0.331$  及び  $\varepsilon = 0.348$  として、球状粒子直径と充填層の空隙率を関連づけた。

**2.2 球形吸着剤内の物質伝達方程式の誘導** 本数値計算の解析モデルにおいて、球状吸着剤粒子内の水蒸気の移動過程はフィックの拡散法則によるものとした。球状吸着剤内部の拡散係数  $D_e$  は、シリカゲル等で有効とされる文献<sup>4)</sup>で推奨されている表面拡散支配領域の値を採用した。また、本計算においての拡散係数は、吸着剤内部で一定とし、球状吸着剤の直径や温度に依存しないと仮定し、以下の基礎式及び初期・境界条件で計算した。

・粒子内部の拡散方程式

$$\frac{\partial m_r}{\partial t} = \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left( D_e r^2 \frac{\partial m_r}{\partial r} \right) \quad (1)$$

・初期条件: 絶乾状態;  $m_r(r, t=0) = 0$  (2)

・境界条件:  $\left. \frac{\partial m_r}{\partial r} \right|_{r=0} = 0$  (3)

$$m_r(r=d_p/2, t) = m_e(T, x, P) \quad (4)$$

ここで、 $m$  は粒子内部の吸着量で、 $m_e$  は粒子周りの空気の温度と湿度によって吸着等温線から決められる平衡吸着量である。本研究で用いられた粒状シリカゲル B の初期条件は内部の吸着量  $q(r)=0$  とした絶乾条件である。平衡吸着量  $m_e$  の相対湿度の関係は、図 2 で示すシリカゲル B の  $m_e$  と  $\psi$  の関係から誘導した次の多項近似式(5)で表した。

$$\begin{aligned} m_e(z, y) &= a_0 + a_1 \psi + a_2 \psi^2 + a_3 \psi^3 \quad (5) \\ a_0 &= 2.48251748 \times 10^3, \quad a_1 = 3.89996115 \times 10^1 \\ a_2 &= -8.91317016 \times 10^1, \quad a_3 = 1.31216006 \times 10^0 \end{aligned}$$

球形吸着剤内平均吸着量  $m_m$  は以下のように求めた。

$$m_m = \frac{24}{d_p^3} \int_0^{d_p} (1 - e_p) r^2 m_r dr \quad (6)$$

ここで、 $e_p$  は球形吸着剤内の細孔率であり、文献<sup>5)</sup>を参考として、 $e_p = 0.48$  とした。

**2.3 矩形充填層内の関係式** 球状吸着剤矩形充填層内の湿り空気領域の数値計算では、前述の仮定に基づいて以下の物質及びエネルギー平衡式を解いた。

・物質平衡式

$$\begin{aligned} \rho_{air} \frac{\partial}{\partial z} (u x) + \varepsilon \rho_{air} \frac{\partial x}{\partial t} = \\ \frac{\partial}{\partial z} \left( D \frac{\partial x}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( D \frac{\partial x}{\partial y} \right) - (1 - \varepsilon) \rho_{ad} \frac{\partial m_m}{\partial t} \end{aligned} \quad (7)$$

・初期条件:  $x(z, y, t=0) = x_{in}$  (8)

・境界条件:  $x(z=0, y, t) = x_{in}$  (9)

$$\left. \frac{\partial x}{\partial y} \right|_{y=0} = 0, \quad \text{and} \quad \left. \frac{\partial x}{\partial y} \right|_{y=W} = 0 \quad (10)$$

ここで、 $D$  は矩形ダクトの充填層内を流れる湿り空気内水蒸気の有効物質拡散係数であり、その値は次の式で計算した<sup>6)</sup>。

$$D = \gamma_w \cdot \rho_{air} \cdot \varepsilon \quad (11)$$

・エネルギー平衡式

$$\begin{aligned} -\rho_{air} c_{air} \frac{\partial Tu}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial z} \left( \lambda_{eff} \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \lambda_{eff} \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \\ \varepsilon \rho_{air} c_{air} \frac{\partial T}{\partial t} + (1 - \varepsilon) \rho_{ad} c_{ad} \frac{\partial T}{\partial t} + \\ (1 - \varepsilon) \rho_{ad} m_m c_w \frac{\partial T}{\partial t} - (1 - \varepsilon) \rho_{ad} q_{ad} \frac{\partial m_m}{\partial t} \end{aligned} \quad (12)$$

・初期条件:  $T(z, y, t=0) = T_{in}$  (13)

・境界条件:  $T(z=0, y, t) = T_{in}$  (14)

・矩形充填層の一側壁冷却場合の境界条件:

$$\left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} = 0, \quad \text{and} \quad T|_{y=W} = T_c \quad (15a)$$

・側壁冷却しない断熱側面境界条件:

$$\left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} = 0, \quad \text{and} \quad \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=W} = 0 \quad (15b)$$

ここで、吸着発熱は  $q_{ad} = 2600 kJ/kg$  で、温度の変化に依存しないと仮定した。

2.4 充填層の有効熱伝導率 この種のエネルギー平衡式には、充填球状粒子とその周囲を流れる流体のその熱伝達率を考慮した方法<sup>(7)</sup>があるが、粒子群の干渉などの影響評価が難しい。従って、本研究では水蒸気を吸着する球状吸着剤充填層の有効熱伝導率 $\lambda_{eff}$ は強制流動する空気の流れによる影響や球状吸着剤の熱伝導率を考慮し、次に示す固定充填層に関する有効熱伝導率の関係式を用いた<sup>(8)</sup>。

$$\frac{\lambda_{eff}}{\lambda_{air}} = \varepsilon + \frac{1 - \varepsilon}{\phi + \left(\frac{2}{3}\right)\left(\frac{\lambda_{air}}{\lambda_{ad}}\right)} + (\alpha \beta) \cdot P_r \cdot Re_p \quad (16)$$

・レイノルズ数:  $Re_p = \frac{u \cdot d_p}{\nu} \quad (17)$

ここで、 $\phi$ は形状係数であり、本計算における球状粒子の充填層では0.121とした。さらに、球状粒子群による流体の攪拌や粒子群の配置による熱エネルギー輸送への影響を考慮するために、その流体攪拌による熱伝達促進効果に対する修正係数 $\alpha$ や粒子群における粒子間の平均中心距離に関する修正係数 $\beta$ を式(16)で示す有効熱伝導率の算定に採用している。本研究では、文献<sup>(7)</sup>を参考とし、湿り空気流速に対して修正係数 $(\alpha \beta)$ を0.066~0.11とした。

2.5 数値計算方法 球状吸着剤充填層は、湿り空気から水蒸気の吸着をその温度や湿度における平衡状態まで吸着が進行する。本数値計算では、その平衡吸着量に対して、次式で示す矩形ダクト内の湿り空気平均湿度と入口湿り空気の湿度の比が99.99%に到達した時点吸着完了と定義し、その積算吸着量を $m_{eq}$ とした。解析方程式は有限差分法で離散化し計算を行い、計算格子数は最大 $N_x=30$ 、 $N_z=30$ とし、球状吸着剤粒子径に応じて変更した。数値計算の収束条件としては湿り空気の温度 $T$ 、絶対湿度 $x$ 及び球状吸着剤充填層の吸着量 $m_m$ を収束因子とし、式(19)の条件にした。

$$m_{eq} = f \left[ \frac{\left(\sum x_i / N_{i,j}\right)}{x_{in}} = 0.9999 \right] \quad (18)$$

$$\left| F(T_{i,j}^*, x_{i,j}^*, m_{mi,j}^*) - F(T_{i,j}, x_{i,j}, m_{mi,j}) \right| < 10^{-12} \quad (19)$$

ただし、 $F(T_{i,j}^*, x_{i,j}^*, m_{mi,j}^*)$ は $F(T_{i,j}, x_{i,j}, m_{mi,j})$ より先の計算値である。

### 3. 数値計算結果とその考察

3.1 数値計算結果と実測値の比較検討 ここでは、本計算方法の妥当性を検証するために、前報<sup>(3)</sup>における

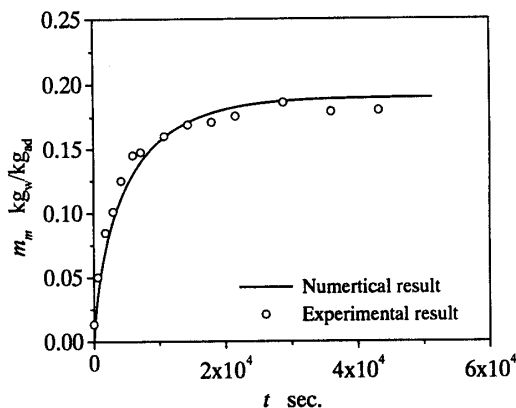


Fig.3 The comparison of experimental and numerical adsorption amount ( $T_{in} = 27^\circ\text{C}$ ,  $\psi_{in} = 60\%$ ,  $u = 0.2$  m/s,  $d_p = 2.1$  mm)

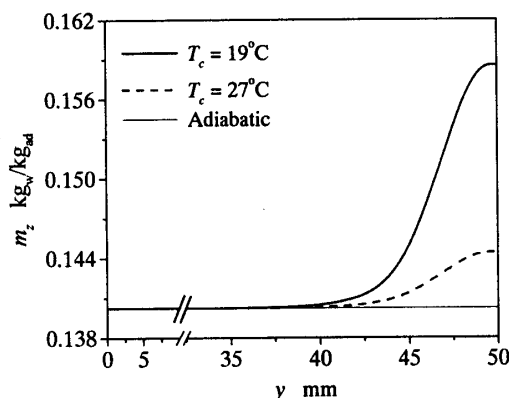


Fig.4 Adsorption amount distribution with width of packed bed ( $T_{in} = 27^\circ\text{C}$ ,  $\psi_{in} = 60\%$ ,  $u = 0.4$  m/s,  $d_p = 2.0$  mm)

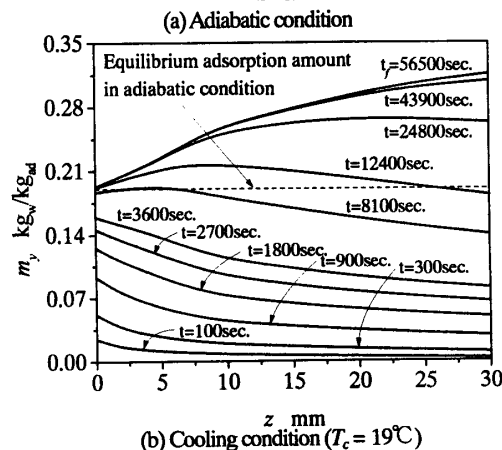
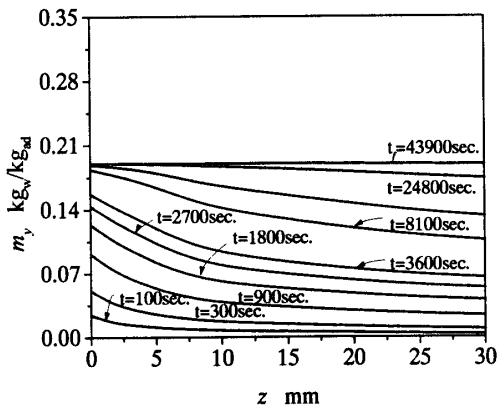


Fig.5 Adsorption amount distributions with length ( $T_{in} = 27^\circ\text{C}$ ,  $\psi_{in} = 60\%$ ,  $u = 0.1$  m/s,  $d_p = 2.0$  mm)

吸着特性試験装置に、側壁の全てを断熱条件とした幅  $W=10$  mm, 長さ  $L=30$  mm の矩形ダクトに、平均粒子径  $d_p=2.1$  mm の球状シリカゲルBを充填した充填層を取り付けて、吸着量の経時変化に関する実測を行った。湿り空気入口条件は、温度  $T_{in}=27^\circ\text{C}$ , 相対湿度  $\psi_{in}=60\%$ , 平均流速  $u=0.2$  m/s の条件で、実験開始の球状相対湿度3%とした。図3に示す吸着剤単位質量当たりシリカゲルB吸着剤充填層の初期条件は、温度  $27^\circ\text{C}$ , の水蒸気吸着量  $m_m$  の実測値 (○印) と計算値 (実線) とは相対偏差  $\pm 7.5\%$  以内で一致しており、本計算仮定やその計算方法の妥当性が得られたものと判断される。

**3.2 球状吸着剤充填層幅の影響** 図1(a)に示した  $y=W$  の壁面熱境界条件を等温 ( $T_c=19^\circ\text{C}$ ,  $27^\circ\text{C}$ ) 条件そして断熱条件とした場合、 $y$  方向の吸着量  $m_x$  (単位吸着量当たりの  $z$  方向における平均吸着量) の変化を示したものが図4である。入口空気流入条件は、 $T_{in}=27^\circ\text{C}$ ,  $\psi_{in}=60\%$ ,  $u=0.4$  m/s である。当然のことながら断熱条件では、図4の細線で示すように、壁面からの影響は無くなり  $y$  方向の吸着量は一定となる。一方、壁面を冷却した場合には、式(16)に示す充填層の有効熱伝導率に関連した  $y$  方向への冷却効果により、壁面から有る範囲で充填層温度の低下が起こる。この温度低下は、相対湿度の上昇となり、最終的に図2に示すように平衡吸着量の増加となる。この結果、温度低下の大きい  $y=W$  の壁面近傍に近づくに従って、吸着量  $m_z$  の増加となる。冷却温度を  $T_c=27^\circ\text{C}$  から露点近傍の  $19^\circ\text{C}$  へと低下させると大幅に吸着量の増加が見られる。さらに、この吸着量の増加する範囲は、 $y=W$  の冷却壁から約10 mm程度であり、この範囲を越えると吸着量の増加は見られないことより、以下の冷却効果の検討においては、矩形充填層の幅を  $W=10$  mm とした。

**3.3 冷却による吸着促進効果の検討** 矩形充填層の一側壁を冷却した場合の球状吸着剤の吸着促進効果を充填層の平均吸着量及び単一球状吸着剤の吸着量の局所的変化から検討する。図5は、 $z$  方向の吸着量  $m_y$  (単位吸着量当たりの  $y$  方向における平均吸着量) の経時変化を示したものである。上図5(a)は比較の対象とするために、 $y=W$  を断熱壁としたもので、下図5(b)は、 $y=W$  を等温冷却壁で  $T_c=19^\circ\text{C}$  の露点近傍の温度とした場合である。両図の比較から、図5(b)の等温度条件 ( $T_c=19^\circ\text{C}$ ) の平均吸着量の方が、図5(a)の断熱条件の場合よりも、最終的にその吸着量が多くなっていることが分かる。すなわち、断熱条件の吸着過程は矩形充填層の入口部分から出口部に向かって進行し、最終的に  $t_f=4.39 \times 10^4$  の吸着完了時に矩形充填層内の吸着量が一定の  $m_y=0.189$   $\text{kg}_w/\text{kg}_{ad}$  となる。一方、図3(b)の冷却

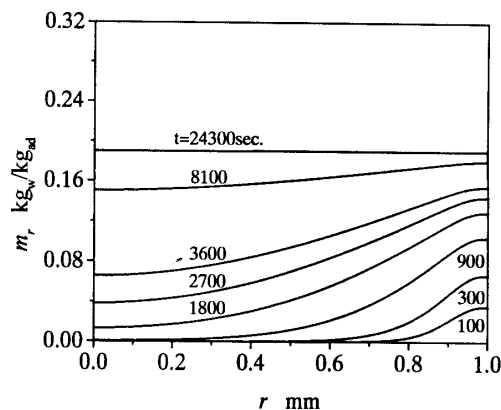
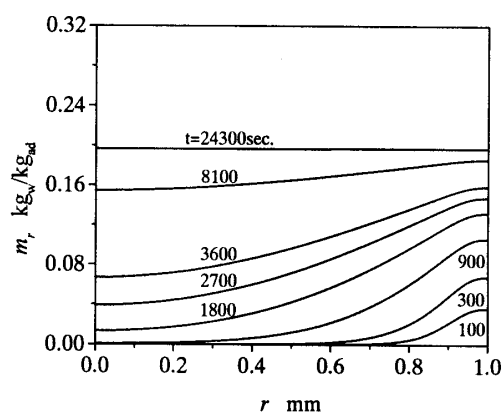
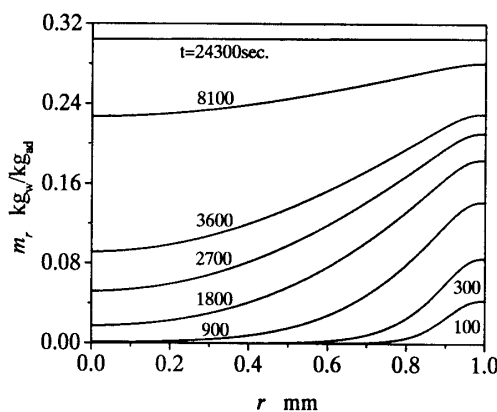
(a) Adiabatic condition ( $y=1$  mm,  $9$  mm,  $z=15$  mm)(b) Cooling condition ( $y=1$  mm,  $z=15$  mm)(c) Cooling condition ( $y=9$  mm,  $z=15$  mm)

Fig.6 Adsorption amount distribution inside adsorbent ( $T_{in}=27^\circ\text{C}$ ,  $\psi_{in}=60\%$ ,  $u=0.1$  m/s,  $d_p=2.0$  mm,  $T_c=19^\circ\text{C}$ )

条件における吸着量の経時変化の傾向は、断熱条件の場合と類似しているが、その吸着量の絶対値は断熱条件の場合よりも大きくなる。特に、図5(b)中の波線で示す断熱条件での吸着完了時の吸着量と比較して、冷却した場合の吸着量は矩形充填層全体にわたって上回る傾向にある。冷却条件下では、冷却壁から吸熱作用により矩形充填層入口から出口に向かって温度降下領域は増大し、その温度に対する相対湿度の増大となる。

図2で示したシリカゲルBは、相対湿度の大きな領域ではその平衡吸着量が大幅に増加することから、矩形充填層の冷却により、断熱条件よりもその吸着量が増大することになる。図6は、図5と同じ条件における、 $z = 15 \text{ mm}$ の位置に対する冷却壁近傍( $y = 9 \text{ mm}$ )及び対向する断熱壁近傍( $y = 1 \text{ mm}$ )における球状吸着剤粒子内部の局所吸着量分布 $m_r$ の経時変化を示したものである。 $y = 1.0 \text{ mm}$ の球状吸着剤粒子表面から吸着が時間の経過と共に吸着剤中心( $r = 0 \text{ mm}$ )へ向かって進行し、最終的に、吸着完了時には平衡吸着量に達して、その粒子内部が一定の吸着量となる。図6(a)は、断熱条件の結果であり、 $y = 1 \text{ mm}$ 及び $y = 9 \text{ mm}$ の位置における局所吸着量の変化は同じ値となる。一方、 $T_c = 19^\circ\text{C}$ の露点近傍で冷却した場合、 $y = 1 \text{ mm}$ の断熱壁近傍における局所吸着量の経時変化(図6(b))の傾向は、図6(a)の断熱条件と類似したものとなるが、冷却壁からの冷却効果が対向する $y = 1 \text{ mm}$ の位置まで影響して、冷却条件の吸着量の絶対値は若干大きくなる。図6(c)は、冷却による温度効果の著しい冷却壁近傍の局所吸着量の経時変化を示したもので、図6(b)の場合の結果よりも吸着過程の後半では吸着量の大幅な増大となる。

**3.4 冷却温度による吸着量特性** 図7は、入口湿り空気温度 $T_{in} = 27^\circ\text{C}$ 、湿度 $\psi_{in} = 40\%$ ( $x_{in} = 0.009 \text{ kg/kg}$ )及び流速 $u = 0.1 \text{ m/s}$ の条件で、冷却壁面温度を $T_c = 13^\circ\text{C}$ (露点近傍)～ $27^\circ\text{C}$ の範囲で変化させた場合の矩形充填層全体にわたる積算吸着量 $m_m$ の経時変化に対する計算結果を示したものである。参考のために、断熱条件の計算結果も図中に波線で示してある。吸着開始後から $t = 100$ 秒の間では、それほど冷却効果は現れないが、さらに時間の経過につれて冷却温度 $T_c$ の低下とともに積算吸着量の増加が大きくなる傾向にある。この温度低下に伴う吸着量の増加は、前述のように相対湿度の増加による平衡吸着量の増加に起因するものである。露点近傍となる冷却温度 $T_c = 13^\circ\text{C}$ の場合、波線で示す断熱条件と比較して40%ほど吸着量の増加が見られ、冷却効果が大きいことが分かる。

**3.5 入口空気の流速及び湿度による吸着特性** 流入する湿り空気の流速は、矩形充填層内の水蒸気の物質伝達や熱伝達の変化をもたらす、さらにその湿度は吸着量特性に影響を及ぼすことになる。図8は、湿り空気入口温度 $T_{in} = 27^\circ\text{C}$ としてその湿度を $\psi_{in} = 60\%$ ( $x_{in} = 0.0133 \text{ kg/kg}$ )と湿度 $\psi_{in} = 80\%$ ( $x_{in} = 0.018 \text{ kg/kg}$ )の二通りの条件とし、空気流速を $u = 0.2, 0.4, 0.6 \text{ m/s}$ の三通りの条件での積算水蒸気吸着量 $m_m$ の経時変化を示したものである。尚、冷却温度は露点近傍温度とし、 $\psi_{in} = 60\%$ の場合は $T_c = 19^\circ\text{C}$ 、そして $\psi_{in} = 80\%$ の場合には

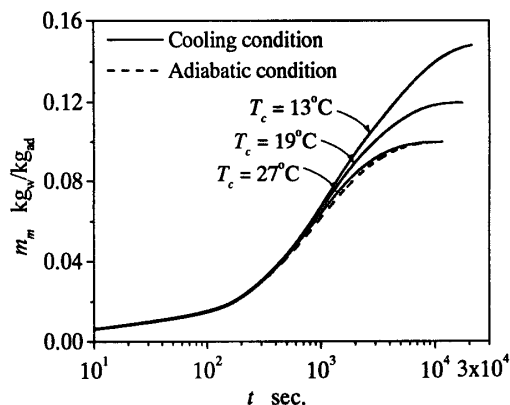


Fig.7 Adsorption amount variation with wall cooling temperature  $T_c$   
( $T_{in} = 27^\circ\text{C}$ ,  $\psi_{in} = 40\%$ ,  $u = 0.1 \text{ m/s}$ ,  $d_p = 0.4 \text{ mm}$ )

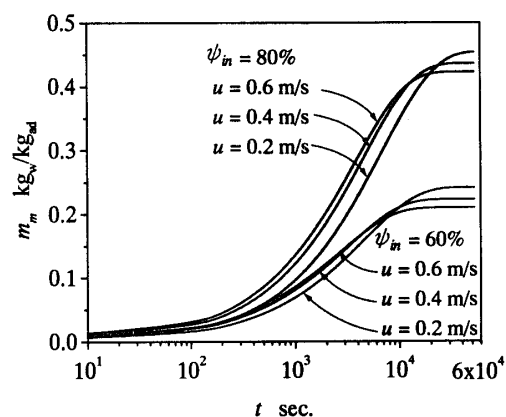


Fig.8 Comparisons of adsorption amount variation against air relative humidity and air velocity  
( $T_{in} = 27^\circ\text{C}$ ,  $\psi_{in} = 60\%$  and  $\psi_{in} = 80\%$ ,  $d_p = 2.0 \text{ mm}$ ,  $T_c = 19^\circ\text{C}$  and  $23.3^\circ\text{C}$ )

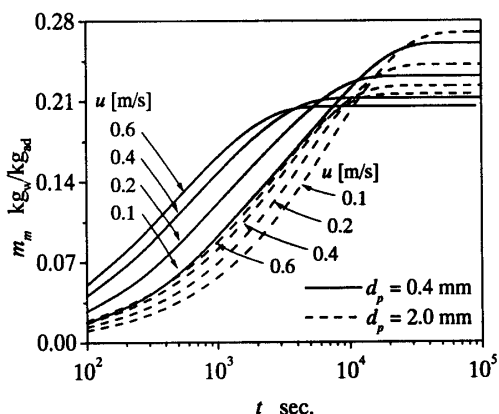
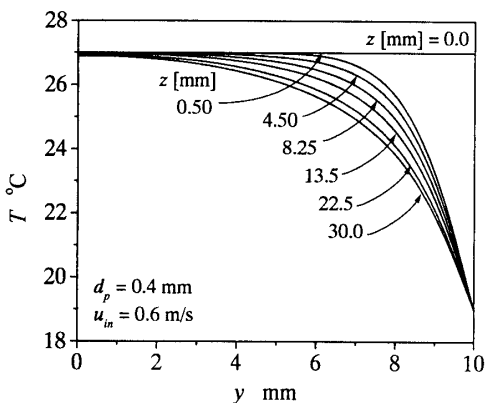
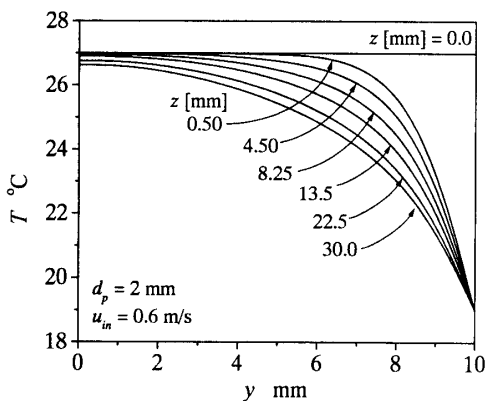


Fig.9 Comparisons of adsorption amount variation against adsorbent particle diameter and air velocity  
( $T_{in} = 27^\circ\text{C}$ ,  $\psi_{in} = 60\%$ ,  $d_p = 2.0 \text{ mm}$ ,  $T_c = 19^\circ\text{C}$ )

$T_c = 23.3^\circ\text{C}$ とした。いずれの入口空気湿度条件においても、空気流速の増大と共に、単位時間当たり矩形充填層に流入する水蒸気量の増加となり、積算吸着量も増加する。しかしながら、吸着完了に近づくに従って、積算吸着量 $m_m$ は、低流速ほど大きくなっている。



(a) Cross section temperature distributions ( $d_p = 0.4\text{mm}$ )



(b) Cross section temperature distributions ( $d_p = 2.0\text{mm}$ )

Fig.10 Influence of adsorbent particle diameter and inlet air velocity ( $T_{in} = 27^\circ\text{C}$ ,  $\psi_{in} = 60\%$ ,  $T_c = 19^\circ\text{C}$ ,  $u = 0.6\text{m/s}$ )

この低空気速度に伴う吸着量の増大は、低流速ほど  $y = W$  の側壁冷却による低温領域が対向する  $y = 0$  の断熱壁方向へ拡大し、その低温による平衡吸着量の増大から説明できる。当然のことながら、入口空気湿度の増大と共に、その積算吸着量は、図8に示すように増加することになる。

**3.6 球状吸着剤粒子径による吸着特性** 図9は空気入口温度  $T_{in} = 27^\circ\text{C}$ 、湿度  $\psi_{in} = 60\%$  そして側壁冷却温度  $T_c = 19^\circ\text{C}$  の条件で、球状吸着剤粒子直径を  $d_p = 0.4\text{mm}$  及び  $2\text{mm}$  に変化させた場合の積算吸着量  $m_m$  の経時変化を示したものである。尚、空気入口流速は  $u = 0.1, 0.2, 0.4, 0.6\text{m/s}$  と変化させてある。図9の結果から粒子径の小さな  $d_p = 0.4\text{mm}$  の積算吸着量  $m_m$  は、粒子径の大きな  $d_p = 2\text{mm}$  の場合よりも吸着開始後しばらくの間、大きくなるのがわかる。これは、吸着剤粒子径が小さいほど吸着剤単位体積あたりの吸着面積が大きくなることから、その積算吸着量が大きくなるのが説明できる。一方、吸着完了時間に近づくに従って、 $d_p = 2\text{mm}$  の粒子径の大きな吸着剤の方が、 $d_p = 0.4\text{mm}$  の粒子径の小さな場合よりも積算吸着量  $m_m$  の増加となる。

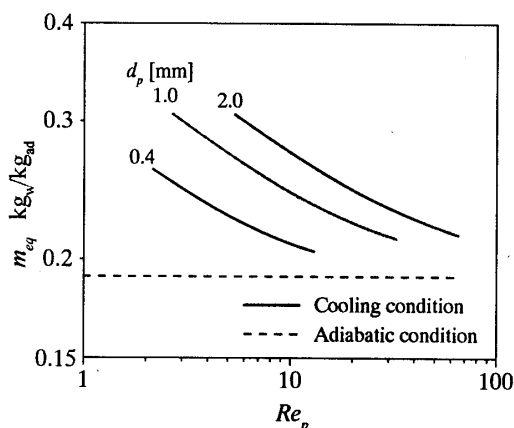


Fig.11 Equilibrium adsorption amount against  $Re_p$  with different adsorbent particle size ( $T_{in} = 27^\circ\text{C}$ ,  $\psi_{in} = 60\%$ ,  $T_c = 19^\circ\text{C}$ )

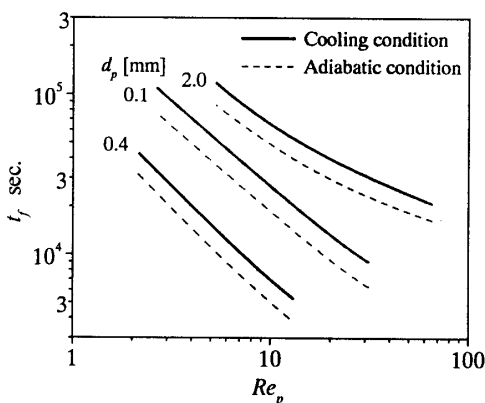


Fig.12 Completion time of equilibrium adsorption amount ( $T_{in} = 27^\circ\text{C}$ ,  $\psi_{in} = 60\%$ ,  $T_c = 19^\circ\text{C}$ )

この原因としては、式(16)の有効熱伝導率  $\lambda_{ef}$  に関連するレイノルズ数  $Re_p$  が粒子径の増加と共に増加し、結果として有効熱伝導率の増加が低温領域の拡大となり、 $m_m$  の増加をもたらすことによる。図10は、吸着剤粒子径を  $d_p = 0.4\text{mm}$  (図10(a)) から  $2\text{mm}$  (図10(b)) へと増加した場合の  $y$  方向の温度分布を各水平方向の位置  $z$  において示したものである。図10(b)の粒子径が大きな  $d_p = 2\text{mm}$  の場合の方が有効熱伝導率の増大から低温領域の拡大が見られ、対応する平衡吸着量の増大が、図9にある積算吸着量の増大傾向を説明できる。

**3.7 吸着完了時における積算吸着量、吸着完了時間と流動抵抗の関係** 図11は、空気入口温度  $T_{in} = 27^\circ\text{C}$ 、湿度  $\psi_{in} = 60\%$  そして側壁冷却温度をその露点近傍 (露点より  $0.1^\circ\text{C}$  高い冷却温度) 及び断熱条件に設定した場合の吸着完了時の積算吸着量  $m_{eq}$  とレイノルズ数  $Re_p$  の関係を示したものである。

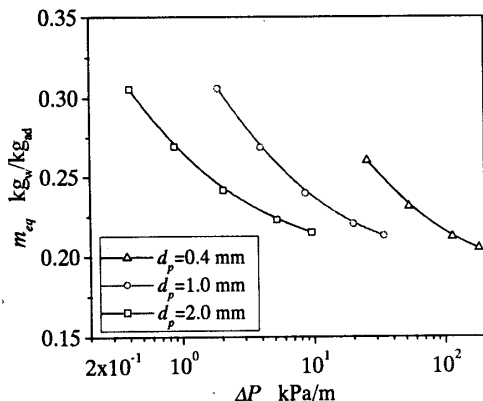


Fig.13 Equilibrium adsorption amount against pressure drop  
( $T_{in} = 27^{\circ}\text{C}$ ,  $\psi_{in} = 60\%$ ,  $T_c = 19^{\circ}\text{C}$ )

断熱条件の場合には、積算吸着量  $m_{eq}$  はレイノルズ数に依存しないこととなる。

一方、冷却条件ではレイノルズ数の増大と共に、図8で示した空気流速の増加が矩形充填層内での低温領域の減少傾向により、積算吸着量  $m_{eq}$  は減少する傾向となる。また、同じレイノルズ数でも粒子径の増加とともに  $m_{eq}$  の値は、図9の結果と同様に増加することとなる。

図11の結果から、露点近傍まで冷却壁温度を冷却することにより、断熱条件に比較して、本計算範囲で7%から60%もの吸着完了時の積算吸着量の増加となることが明らかとなった。図12は、吸着完了時間  $t_f$  とレイノルズ数  $Re_p$  の関係を図11と同じ計算条件で示したものである。レイノルズ数の増大共に吸着速度が増加して、吸着完了時間  $t_f$  の減少となる。また、図11の積算吸着量の多いものほど吸着完了時間は増加する傾向になることがわかる。

図13は、図11と同じパラメータの条件で、冷却温度  $T_c = 19^{\circ}\text{C}$  として場合における吸着完了時の積算吸着量  $m_{eq}$  と矩形充填層の単位長さ当りに対する圧力損失  $\Delta P$  の関係を示したものである。球状粒子充填層の圧力損失は、次の関係式から計算した。

$$\text{関係式: } -\frac{dP}{dz} = \frac{f_k \cdot \rho_{air} \cdot u^3 (1-\epsilon)}{\epsilon^3 \cdot d_p} \quad (20)$$

$$f_k = \frac{150(1-\epsilon)}{Re_p} + 1.75 \quad (21)$$

ここで、 $f_k$  は摩擦係数である。

#### 4. まとめ

本研究は球状吸着剤を充填した矩形充填層の一側壁を冷却した場合の吸着特性を二次元層流の仮定に基づ

く数値計算により解析した。矩形充填層一側壁を冷却することによる吸着促進に影響を及ぼす、湿り空気入口湿度及び流速、側壁冷却温度や球状吸着剤の粒子径などの効果を数値計算により検討した。その結果、球状吸着剤充填層の側面冷却は吸着量を増加させることを定量的に確認し、以下の結論を得た。

- (1) 本研究で提案する球状吸着剤の物理モデルと数値計算方法の妥当性が実測値と本計算結果との比較検討から明らかにすることが出来た。
- (2) 球状吸着剤矩形充填層の一側壁を露点近傍迄冷却した場合の冷却効果の及ぶ充填層の範囲を断熱条件と比較検討した。その結果、設定条件により、その影響の及ぶ充填層の範囲を明らかにすることができた。例えば、入口空気の温度  $27^{\circ}\text{C}$  及び湿度  $60\%$ 、空気流速  $0.4 \text{ m/s}$  そして吸着剤粒子径  $2.0 \text{ mm}$  の場合、その冷却促進効果は、矩形充填層の幅で  $10 \text{ mm}$  程度である。
- (3) 一側面冷却による吸着量促進に影響を及ぼす諸因子として、湿り空気入口湿度や流速、球状吸着剤粒子径等の効果を数値計算で定量的に解明した。その結果、冷却をしない断熱条件に比較して、本研究の範囲では吸着完了時の積算吸着量は  $7\sim 60\%$  の増加そして吸着完了時間は、 $0.05\sim 36\%$  増加することを明らかにした。

これらの得られた結果は、今後、この確立した球状吸着剤充填層に関する数値計算モデルや計算方法を用いて、吸着剤利用蓄熱システムに関連する吸着（放熱）及び脱着（蓄熱）特性の解明に活用する予定である。

#### 文 献

- (1) 稲葉英男, 平成14年度日本冷凍空調学会学術講演会講演論文集, (2002), 573-576.
- (2) 稲葉英男, 最近の蓄熱材料とその用途, 冷凍, 71-823(1996), 3-11.
- (3) 稲葉他4名: 日本冷凍空調学会論文集, 17-3(2000), 333-342.
- (4) A.Sakoda and M.Suzuki, *J. Chem. Eng. Japan*, 17-1(1984), 52-56.
- (5) 加藤ら, 機論, 45-400, B(1979), 1825-1831.
- (6) 田中ら, 九州大学生産科学研究所報告, 80(1986), 39-49.
- (7) 濱本芳徳ら, 日本冷凍空調学会論文集, 3(2000), 313-321.
- (8) 国井大蔵, 熱的単位操作(上), 丸善, (1976), 123.