吸着式冷凍機の性能向上の研究* (高外気温条件における多段吸着の効果)

井上 哲^{*1,2}, 井上 誠司^{*1,2}, 小林 敬幸^{*2}

Research on Improvement in a Performance of an Adsorption Refrigerator (The Effect of Multistage Adsorption in Highly Ambient Temperature)

Satoshi INOUE^{*3}, Seiji INOUE and Noriyuki KOBAYASHI

^{*3} DENSO CORPORATION Research Center,
500-1 Minamiyama Komenogi-cho, Nisshin-shi, Aichi, 446-0111 Japan

The adsorption refrigerator is effective for improvement in energy efficiency in order to make waste heat a useful energy source. Since the performance of an adsorption refrigerator will be greatly influenced by the cooling temperature of adsorbent, a performance will deteriorate under the highly ambient temperature. We devised a new system which makes it possible to bring out useful performance even under the high ambient temperature by using multistage adsorbers. The performance of the new device was studied by the experiment and the simulation.

Key Words: Waste Heat Recovery, Porous Media, Heat Exchanger, Adsorption Refrigerator, Adsorbent, Adsorber, Highly Ambient Temperature, Multistage

1. 結 論

近年、環境や資源枯渇の問題から、より効率の高いエネルギー利用の要求が高まっている。我々はエネルギー効率を向上させる一つ的手段として、利用価値がほとんど無い100℃以下の排熱により駆動し、冷熱を得られる吸着式冷凍機に着目している。

吸着式冷凍機の作動原理を図1に示す。心臓部である吸着器は吸着剤を詰めた熱交換器(吸着コア)と冷

Fig 1 Principle of adsorption refrigerator

媒を蒸発・凝縮させる熱交換器(蒸発/凝縮コア)と冷媒(水)及びそれらを大気から隔離する密閉容器から成る。

冷房性能を得る工程(図1;Adsorption)では吸着剤が水蒸気を吸着することで容器内が減圧し、冷媒である水が蒸発する。このときの蒸発潜熱により蒸発コア内を流れる熱交換流体を冷却し、室内熱交換器で冷房効果を得る。このとき吸着剤は吸着熱を発生するため、吸着コアに冷却水を流して冷却する必要がある。吸着剤の水分吸着量には限界があるので、脱着工程(図1;Desorption)で吸着コアに温水を流して吸着剤を加熱し、吸着した水分を吐出させる。この水蒸気は凝縮コアにて冷却、復水される。この時凝縮コアには冷却水が流れている。2台の吸着器がバッチ運転することで連続冷房を行う。

これまでにシリカゲル水系の吸着式冷凍機について、性能を支配する充填層の熱物質移動の解析や最適充填モジュールの提案が架谷^(1~13)らによりなされている。また排熱温度の低温化を狙った吸着サイクルが柏木・秋澤^(14~21)らにより提案されている。同サイクルでは吸着器を複数用いており脱着の際に吐出した水分を別の吸着剤に吸着させることで、脱着を促進している。この様に吸着式の研究は広く実施されているが、冷却水温度について30℃を越える環境での作動を対象とした研究はほとんどなされていない。これは外気

* 原稿受付 2005年3月23日。

^{*1} 正員、(株)デンソー(☎470-0111 日進市米野木町南山500-1)。

^{*2} 正員、名古屋大学エコトピア科学研究所(☎464-8603 名古屋市中千種区不老町)。

E-mail: satoshi_inoue@denso.co.jp

への放熱手段に冷却塔を前提としているためと考えられる。

しかし装置の汎用性、利便性を考慮すると外気への放熱手段は空冷が望ましい。特に車両に代表される輸送機器へ適用するためには空冷が必須であり、さらにその使用環境は外気温が40℃を越える条件も存在する。この場合、排熱温度は十分と考えられるので、高温の冷却水でいかに有効な冷房性能を発揮するかが重要となる。著者らはこれらの条件に対応可能な新規多段吸着システムを提案し、その見込みを得たので報告する。尚、本研究では冷房性能の出力が問題となるため、成績係数ではなく性能で評価している。

おもな記号

- C' : 平衡吸着量($\text{kg} \cdot \text{kg}^{-1}$)
 C : 積算吸着量($\text{kg} \cdot \text{kg}^{-1}$)
 ΔC : 吸脱の水分吸着率差 (—)
 C_p : 比熱($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)
 G : 吸着剤重量 (kg)
 ΔH_L : 水の蒸発潜熱 ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$)
 ΔH : 吸着熱($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$)
 k_{ad} : 総括物質移動係数(s^{-1})
 P : 水蒸気圧力 (Pa)
 Q : 冷房性能 (kW)
 $\dot{Q}$: 時間・体積当りの水の気化熱($\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{s}^{-1}$)
 τ : 吸着時間 (sec)
 T : 温度(K)
 t_p : チューブピッチ(m)
 u, v : 熱交換流体の速度ベクトル($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)
 V : 吸着速度($\text{kg} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$)
 α : 熱伝達率($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$)
 ε : 空隙率 (—)
 ρ : 密度($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)
 λ : 熱伝導率($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)

添え字

- ad : 吸着剤
 w : 冷媒
 l : 熱交換流体
 a : 空気
 s : 飽和

2. 高外気温時の作動と課題

外気温が高温になるほど吸着式冷凍機の性能は低下していく。その理由を以下に説明する。

冷房性能 Q は式(1)で表される。

$$Q = G \times \Delta C \times \Delta H_L / \tau \quad (1)$$

式(1)より冷房性能 Q が吸着剤重量 G と水分吸着率差 ΔC に比例することから、 Q が一定であれば、 ΔC が大きいときは G を小さく、すなわち小型化でき、 ΔC が小さいと G を大きく、すなわち大型化する必要がある。 ΔC は吸着剤の特性と作動条件により一義的に決まる値である。ここでは吸着剤をシリカゲルとして作動条件の影響を述べる。

吸着剤の特性である水分吸着率 C は図2に示す吸着等温線(シリカゲル)で表される。

Fig 2 Adsorption isotherm of water vapor on Silica gel

横軸は相対湿度 ψ 、縦軸は吸着剤1g当りの水分吸着量 $C(\text{g/g})$ を示す。相対湿度 ψ は吸着剤自身の温度 T_{ad} に対する飽和水蒸気圧 P_s と周りの水蒸気圧 P から式(2)により決まる値である。

$$\psi = P / P_s \quad (2)$$

吸着式冷凍機の使用外気温(20℃~40℃)に対応する冷却水温度 $T_w(\equiv T_{ad}$:吸着時)を25℃~45℃、排熱温度 $T_H(\equiv T_{ad}$:脱着時)を90℃、冷房に必要な冷水温度 $T_L=10^\circ\text{C}$ と仮定する。 $T_M=30^\circ\text{C}$ の時の相対湿度 ψ は、

$$\begin{aligned}
 \text{吸着時: } \psi &= 1.23 \text{ kPa} (T_L=10^\circ\text{C}) \\
 &\quad / 4.24 \text{ kPa} (T_M=30^\circ\text{C}) = 0.29 \\
 \text{脱着時: } \psi &= 4.24 \text{ kPa} (T_M=30^\circ\text{C}) \\
 &\quad / 70.1 \text{ kPa} (T_H=90^\circ\text{C}) = 0.06
 \end{aligned}$$

であり、図2より $\Delta C=0.12$ となる。

冷却水温度 T_w が上昇、すなわち外気温が上昇すると、吸着時の相対湿度 ψ は小さく、逆に脱着時の相対湿度 ψ は大きくなっていき、 ψ の差が小さくなる。これにともない ΔC が減少するため、冷房性能 Q を維持するには吸着剤重量 G を増加させる必要があり、その分装置が大型化する。そしてついに $T_w=44.5^\circ\text{C}$ となった時の相対湿度 ψ は

吸着時: $\phi = 1.23\text{kPa}$ ($T_L = 10^\circ\text{C}$)

$\nearrow 9.34\text{kPa}$ ($T_M = 44.5^\circ\text{C}$) = 0.13

脱着時: $\phi = 9.34\text{kPa}$ ($T_M = 44.5^\circ\text{C}$)

$\nearrow 70.1\text{kPa}$ ($T_H = 90^\circ\text{C}$) = 0.13

と ϕ の差が無くなり、図2の点Aに示す様に $\Delta C = 0$ 、すなわちどんなに G を大きくしても冷房に必要な冷水温度 $T_L = 10^\circ\text{C}$ を得ることはできず、必要な性能は得られない。

3. 新規多段吸着システムの考案

3-1 ΔC を増加させる考え方

ΔC を増加させるには、吸着時と脱着時の相対湿度 ϕ の差を拡大する必要がある。そのためには吸着時の相対湿度 ϕ を高湿度側 (図2の右方向) ヘシフトさせなければならない。すなわち、吸着剤温度 T_{ad} ($\approx T_M$) を下げて P_s を下げる、または水蒸気圧 P を上げる等の工夫が必要である。この相対湿度を高湿度側ヘシフトさせたときに吸着能力が増加することを1台の吸着コアと吸着剤に対し充分大きな蒸発能力を持つ蒸発コアを用いて次の手順で確認した。

1. 吸着コアに 90°C 、蒸発コアに所定温度の熱交換流体を循環させて吸着剤を充分脱着させる。
2. 両者間の水蒸気通路のバルブを閉じ、吸着コアに所定温度の冷却水を循環させて出入口の温度差が無くなるまで冷却する。
3. 水蒸気通路のバルブを開ける。
4. 吸着コアの冷却水出入口温度の時間変化から水分吸着熱を求め、冷房性能を算出する。

実験に用いた吸着剤はシリカゲルであり、256g 使用した。吸着時の相対湿度 ϕ は次の通りである。

A: $\phi = 1.23\text{kPa}$ ($T_L = 10^\circ\text{C}$) / 2.81kPa ($T_M = 23^\circ\text{C}$) = 0.44

B: $\phi = 2.81\text{kPa}$ ($T_L = 23^\circ\text{C}$) / 7.38kPa ($T_M = 40^\circ\text{C}$) = 0.38

C: $\phi = 5.32\text{kPa}$ ($T_L = 34^\circ\text{C}$) / 12.34kPa ($T_M = 50^\circ\text{C}$) = 0.43

Aは P_s を下げる、Bは P_s を下げ、かつ P を上げる、Cは P を上げる効果を想定している。図3に積算能力を示す。各条件で100sec で出力できる性能は70kJ~

Fig 3 Cold heat out put in condition A,B,C

Fig 4 Adsorption rates profiles in condition A,B,C

90kJ (270kJ/kg~350kJ/kg) であり、冷凍機として利用するのに十分な性能が得られている。図4に各時間における吸着率変化を理論 ΔC の分率 $\Delta C_r / \Delta C$ で示す。B、Cでは100sec で能力の70%以上が発揮されているが、Aでは40%程度しか使われていない。これは水蒸気の圧力 P が吸着の速度を決める重要な要因であることを示しており、その影響度合いについては3-2節にて述べる。本実験では高湿度での吸着により ΔC を向上できることを再確認した。同作動を高外気温環境でも実現することが本研究の狙いである。

著者らはこの考えを実現できる多段吸着システムを考案した。その考え方を図5の吸着時の作動で説明する。本システムは複数の吸着器 (図5では2台) を連結し、吸着時には熱交換流体が室外熱交換器→高温側蒸発器→低温側蒸発器→室内熱交換器→低温側吸着コア→高温側吸着コア→室外熱交換器と循環する。吸着コアと蒸発コアの流れが対向流となる方式である。なお図中の温度は熱交換流体の温度であり、作動説明のために次の様に仮定した。

室外熱交換器入口 45°C / 出口 35°C

室内熱交換器入口 10°C / 出口 20°C

室外熱交換器を出た熱交換流体は蒸発器を流れることで段階的に冷却され室内器へ入る。室内器で加熱された後吸着コアを流れることで吸着熱により段階的に加熱され室外器へ戻る。冷媒の蒸発温度・吸着剤の温度は実際は分布が存在するが、それぞれ蒸発器・吸着コア出口の熱交換流体温度と同じと仮定すると各吸着器における吸着時の相対湿度 ϕ は次の様になる。

低温側の吸着器 (低段)

$\phi = 1.23\text{kPa}$ ($T_L = 10^\circ\text{C}$) / 4.89kPa ($T_{ad} = 32.5^\circ\text{C}$) = 0.25

高温側の吸着器 (高段)

$\phi = 2.73\text{kPa}$ ($T_L = 22.5^\circ\text{C}$) / 9.58kPa ($T_{ad} = 45^\circ\text{C}$) = 0.28

同じ考え方で単段吸着の相対湿度 ϕ は

$\phi = 1.23\text{kPa}$ ($T_L = 10^\circ\text{C}$) / 9.58kPa ($T_{ad} = 45^\circ\text{C}$) = 0.13

となり、脱着時の $\phi = 5.62\text{kPa}$ ($T_M = 35^\circ\text{C}$) /

70.1kPa ($T_H = 90^\circ\text{C}$) = 0.08 として両者を比較すると、

低段では吸着剤の温度が下がり、高段では蒸発温度が

上がるため、低段・高段ともに図6に示すように吸着時の相対湿度 ψ を高湿度側にシフトでき、 ΔC を増加させることが可能である。

Fig 5 Conceptual drawing of multistage adsorption system

Fig 6 Increase of amount adsorbed by multistage adsorption system

3.2 多段吸着の性能予測

単段吸着及び多段吸着の性能をそれぞれシミュレーションにて解析し、多段吸着の優位性を検証する。

3.2.1 吸着器の解析モデル

性能解析をするにあたり、吸着器内の吸・脱着は単位容積内では均一に進行するものとする。適用した吸

Fig 7 Outside view of adsorption core

Fig 8 Outside view of evaporation core

着コアを水平方向から見た模式図を図7に示す。コルゲートフィン及びチューブで構成される熱交換器にシリカゲルが均一に充てんされ、接着剤で固着した構造である。チューブ内側を熱交換流体が流れ、シリカゲル層外表面は水蒸気圧雰囲気にある。蒸発凝縮コアを天地方向から見た模式図を図8に示す。チューブで構成され、チューブ内側を熱交換流体が流れる。それぞれの熱交換器の仕様を表1に示す。

Table1 Specification of cores

		Adsorption core	Evaporation core (Condensation core)
Tube	Number (-)	152	118
	Length (mm)	202.0	202.0
	Width (mm)	10.0	32.0
	Pitch (mm)	7.0	1.7
Fin	Pitch (mm)	1.0	-
Adsorbent	Weight (kg)	1.0	-

本解析モデルには以下の仮定を設けている。

1. 熱交換流体は非圧縮性である。また、温度上昇による膨張は無視できる。
2. 吸着剤層とフィン・チューブの界面の伝熱抵抗は吸着剤層の伝熱抵抗に含まれる。
3. 吸着器内の空間は低圧であり、コア外表面からの熱損失は無視できる。
4. 熱物性値は一定とする。
5. 容器内の水及び水蒸気は圧力・温度が均一で分布はない。

また、吸着現象のモデル化においては、吸着剤の平衡吸着量と積算吸着量との式(3)と式(4)の関係式から吸着速度を求め、吸着量と吸着熱 ΔH の積を発熱量とした。

$$V = k_{ad} (C^* - C) \quad (3)$$

$$C = C' + V \Delta t \quad (4)$$

(3)式に用いた総括物質移動係数 k_{ad} はコア形状や吸着剤の粒径に依存する値であり、吸着時の水分吸着率 C の時間変化を式(5)の形に表現できると仮定して、コア幅 10mm、フィンピッチ 1mm の熱交換器に粒径 0.15mm のシリカゲルを充填して吸着させたときの実験値にフィッティングさせて求めた値を使用した。

$$C = C^* \{1 - \exp(-k_{ad} \cdot \tau)\} \quad (5)$$

フィッティング後の k_{ad} を水蒸気圧力および温度で整理したグラフが図9であり水蒸気圧力(温度)の上昇とともに大きくなる。本報における k_{ad} の適用範囲は水蒸気温度 $0^\circ\text{C} \sim 55^\circ\text{C}$ である。

Fig 9 Mass transfer coefficient, k_{ad}

3.2.2 基礎式⁽²²⁾

吸着剤層内の熱収支を表す式は(6)式を用いた。

$$(1-\varepsilon) \cdot C p_{ad} \cdot \rho_{ad} \frac{\partial T_{ad}}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_{ad} \frac{\partial T_{ad}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_{ad} \frac{\partial T_{ad}}{\partial y} \right) + (1-\varepsilon) \cdot \rho_{ad} \cdot V \cdot \Delta H \quad (6)$$

熱交換流体の熱移動を表す式は(7)式を用いた。

$$C p_l \cdot \rho_l \left(\frac{\partial T_l}{\partial t} + u \frac{\partial T_l}{\partial x} + v \frac{\partial T_l}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_l \frac{\partial T_l}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_l \frac{\partial T_l}{\partial y} \right) \quad (7)$$

冷媒(水)の熱収支を表す式は(8)式を用いた。

$$C p_w \cdot \rho_w \frac{\partial T_w}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_w \frac{\partial T_w}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_w \frac{\partial T_w}{\partial y} \right) - \dot{Q} \quad (8)$$

ここで $\dot{Q}$ は時間当たりに蒸発する水の重量と潜熱(ex. 2442kJ/kg at 25°C) の積を水の体積で除した値である。

3.2.3 サイクルの解析モデル

単段吸着の解析モデルを図10に示す。2基の吸着器にて一方が吸着、もう一方が脱着状態にあり、一定時間で吸着・脱着を切り替えるものである。吸着側では吸着コアと室外熱交換器との間で熱交換流体が循環

する。また蒸発コアと室内熱交換器との間で熱交換流体が循環する。

脱着側では吸着コアに 90°C の熱交換流体が循環する。また凝縮コアと室外熱交換器との間で熱交換流体が循環する。室外熱交換器を流れる流体流量は吸着側の吸着コアと脱着側の凝縮コア両者の流量の和である。

室外熱交換器と室内熱交換器の熱収支は、管内側に(7)式を用いた。また管外側に(9)式を用いた。

Fig 10 Simulation model of conventional adsorption system

Fig 11 Simulation model of multistage adsorption system

$$C p_a \cdot \rho_a \left(\frac{t_p}{2} \left(\frac{\partial T_a}{\partial t} + u \frac{\partial T_a}{\partial x} \right) \right) = \alpha (T_a - T_w) \quad (9)$$

ここで α はコルゲート型熱交換器のフィンと空気間の熱伝達率であり、実験値を使用している。例として室外熱交換器の前面風速 4.5m/sec のとき $\alpha = 195\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 、室内熱交換器の風量 $380\text{m}^3/\text{h}$ のとき $\alpha = 370\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ である。

多段吸着の解析モデルを図11に示す。単段との相違点は、吸着器が多段であることと、吸着時の熱交換流体の流れが室外熱交換器・吸着器・室内熱交換器を循環することと、吸着コアと蒸発コアの流れを対向流に限定していることである。また吸着コアおよび蒸発／凝縮コアは単段と同一の熱交換器に薄板のしきりを設けて分割するため、管内を流れる熱交換流体の流動抵抗は単段と同等である。

両モデルともサイクル全体で吸着コア、蒸発凝縮コア、室内熱交換器、室外熱交換器それぞれの熱収支が釣り合うように繰り返し計算し、バランスさせた。吸着・脱着の切り替え時間は100secとした。計算条件を表2に示す。

Table 2 Simulation conditions

Working conditions				
	Inlet air temp. (°C)	Relative humidity (%)	Air flow rate (m³/h)	Air velocity (m/s)
Inside	27	50	380	—
Outside	25~45	50	—	4.5
Flow rate of fluid (kg/h)				
	Conventional system		Multistage system	
	In the adsorption	In the desorption	In the adsorption	In the desorption
Adsorption core	150	1000	100~250	1000
Evaporation core (Condensation core)	150	600	100~250	600

3・2・4 解析結果と考察

図12は多段吸着方式の段数と冷房性能の関係である。段数が1のところは従来の単段吸着を示している。多段吸着の傾向を見ると段数の増加にともない冷房性能が向上するが、効果は徐々に減少し8段以上でほぼ安定する。これは室内器と室外器によって決められる温度帯を分割していくため、多段化による ΔC の向上効果が小さくなっていくためである。よって段数は8段が適当と考えられる。

図13は8段吸着方式において流量を変化させた時の冷房性能を示したグラフである。性能には極値が存在し、外気温が高くなるにつれて、高流量側から低流量側に極値が移動していることがわかる。これは流量と温度差が背反の現象であることによる。すなわち流量を大きくすれば室内熱交換器において熱交換効率は大くなるが、吸着器を流れるときの温度勾配が小さくなり、室内熱交換器に流入する流体温度が高くなってしまいうことである。よって外気温が高くなるほど流量を小さくして、温度勾配を大きくする方が性能を得るのに効果があると考えられる。

図14は、単段吸着方式と8段吸着方式（両者とも吸着時の流量150kg/h）の性能比較である。単段では冷房性能が得られなかった外気温50°Cにおいても0.5kW程度の性能確保が可能である結果を得た。この

ことから高外気温環境下で使用される輸送機器への適用の可能性が示された。

Fig 12 Effect of number of multistage adsorption

Fig 13 Effect of flow rate of fluid in multistage adsorption

Fig 14 Comparison between conventional and multistage adsorption at 8-stages

4. 実験

多段吸着システムの冷房性能を試作機を用いて評価する。

4・1 実験装置

図15に吸着器の概観図（吸着器2基）、図16に概観写真（吸着器1基）を示す。吸着コアは吸着器1基につき4台使用した。吸着コアおよび蒸発／凝縮コア

はプレートで8つに分割されており、このプレートの端面とケース内面をシールすることで8段の多段吸着を実現している。各熱交換器の仕様（コア幅、チューブピッチ、フィンピッチ）は表1に示した値である。吸着コアには平均粒径 0.15mm のシリカゲルを充填し、接着により固定した。吸着剤の使用量は吸着器1基につき 1.5kg である。

Fig 15 Outside drawing of adsorber

Fig 16 Components of adsorber

4.2 実験方法

1. 図16の吸着器を室内器および室外器と配管にて連結する。室内器と室外器はそれぞれ一般車両に用いられているエバポレータ・ラジエータと同等の表面積、前面面積を持つ熱交換器を使用した。
2. 熱交換流体には水を使用し、電動ポンプで所定流量を流した。
3. 熱源には温水ベンチを用いて常に 90℃ となる様に制御した。
4. 室内器の風量、空気乾球温度、湿球温度を計測し、冷房性能を算出した。

4.3 実験結果と考察

実験結果の一例として外気温度 40℃ のときの結果を図17に示す。2基の吸着器に性能の不均一があるが平均で 1.9kW (2.02kW と 1.83kW) の性能を得ることができた。性能不均一の原因は一方の吸着器で各段を仕切るプレートとケースのシールが不完全であったことによると考えられる。

性能が高く出た側の実験値と計算値の比較を図18に示す。比較のために実験値は吸着剤 1kg 当たりの性能に変換している。外気温度が 35℃ と 40℃ の条件で $n=3$ の実験を実施した。その際の性能のバラツキは最大で 18% であった。また計算値よりも低い性能となり、その乖離は最小で 6%、最大で 31% であった。性能が低く出る原因は熱交換器の出来や吸着器内への不凝縮ガス混入による真空度の低下と考えられる。また性能のバラツキについては真空度のバラツキが主な原因であると考えられる。

Fig 17 Cold heat output of experimental apparatus for each cycle time

Fig 18 Comparison between experimental and calculated results

5. 結論

1. 吸着剤の水分吸着率 ΔC を増加させる多段吸着システムを考案した。
2. シミュレーションと実験にて外気温度が 40℃ 以上の条件下でも性能を発揮できることを実証した。
3. 多段吸着の段数は8段が適切であることを予測した。

謝 辞

本研究の遂行にあたり助言をいただいた名古屋大学小野木克明教授に対し謝意を表します。

文 献

- (1)伊藤陸弘・渡辺藤雄・架谷昌信, 多管式熱交換型吸着器で構成される吸着ヒートポンプ操作の理論的検討, 化学工学論文集, 22-3(1996), 582-589.
- (2)伊藤陸弘・渡辺藤雄・架谷昌信, 直接熱交換モジュールを用いる吸着ヒートポンプの冷熱出熱特性, 化学工学論文集, 22-4(1996), 966-929.
- (3)伊藤陸弘・渡辺藤雄・架谷昌信, 吸着ヒートポンプ用シリカゲルの吸着性能向上および直接熱交換モジュールによる伝熱特性改善の検討, 化学工学論文集, 22-1(1996), 163-170.
- (4)渡辺藤雄・小塚淳・尾前純也・汲田幹夫・架谷昌信, 多管式吸着熱交換型吸着器で構成される吸着ヒートポンプの熱・物質移動に関する実験的検討, 化学工学論文集, 20-3(1994), 339-345.
- (5)渡辺藤雄・渡部義人・勝山仁之・小塚淳・架谷昌信, 充填層型水蒸気吸着ヒートポンプの吸・脱着に伴う発・吸熱特性, 化学工学論文集, 19-1(1993), 83-90.
- (6)渡辺藤雄・小塚淳・汲田幹夫・架谷昌信, シリカゲル・活性炭/水蒸気・エタノール系の吸着平衡および各吸着系のヒートポンプへの適用性の検討, 化学工学論文集, 16-6(1993), 1165-1170.
- (7)渡辺藤雄・架谷昌信, 多孔質体内の熱・物質同時移動 吸着ヒートポンプの吸着剤充填吸着器内熱・物質移動, 伝熱研究, 36-140(1997), 12-17.
- (8)Yamamoto E, Watanabe F, Kobayashi N, Hasatani M, Intraparticle Heat and Mass Transfer Characteristics of Water Vapor Adsorption, J Chem Eng Jpn, 35-1(2002), 1-8.
- (9)藤沢亮・田内吉治・渡辺藤雄・小林敬幸・架谷昌信, リン酸型燃料電池組込型吸着ヒートポンプの動作特性, 化学工学論文集, 28-3(2002), 247-254.
- (10)Okada K, Ueda T, Watanabe F, Kubota M, Kobayashi N, Deguchi S, Hasatani M, Performance of 2kW Adsorption Heat Pump for Producing Cold Heat Energy, Therm Sci Eng, 11-4(2003), 55-56.
- (11)渡辺藤雄・小塚淳・伊藤陸弘・架谷昌信, スーパー活性炭/エタノール系充填層型吸着ヒートポンプにおける熱・物質移動に関する研究, 化学工学論文集, 22-4(1996), 722-727.
- (12)Li J, Kubota M, Watanabe F, Kobayashi N, Hasatani M, Optimal Design of a Fin-type Silica Gel Tube Module in the Silica Gel/Water Adsorption Heat Pump, J Chem Eng Jpn, 37-4(2004), 551-557.
- (13)架谷昌信・渡辺藤雄, 大きな可能性を秘めた研究開発 吸着ヒートポンプの小型化開発, ケミカルエンジニアリング, 49-4(2004), 261-266.
- (14)Boelman E, 関口圭輔・柏木孝夫・古田康衛, 3段吸着式冷凍機の作動温度条件と能力特性に関する実験的検討, 機講論(環境工学総合シンポジウム), No. 930-39(1993-7), 353-356.
- (15)Saha B B, Boelman E C, Someya S, Kasiwagi T, 3段吸着式冷凍機におけるシミュレーション検討, 空気調和・冷凍連合講演会講論, Vol. 28(1994-4), 169-172.
- (16)Saha B B, Boelman E C, Kasiwagi T, Computational analysis of an advanced adsorption-refrigeration cycle, Energy, 20-10(1995), 983-994.
- (17)宮城雅一・Saha B B, 秋澤淳・柏木孝夫, カスケード的熱源投入法を用いた三段吸着式冷凍機の性能特性, 機講論(環境工学総合シンポジウム), No. 96-4(1996-7), 406-409.
- (18)Alam K C A, Saha B B, Kang Y T, Akisawa A, Kasiwagi T, Heat exchanger design effect on the system performance of silica gel adsorption systems, Int J Heat Mass Transfer, 43-24(2000), 4419-4431.
- (19)NG K C, Chua H T, Chung C Y, Loke C H, Kasiwagi T, Akisawa A, Saha B B, Experimental investigation of the silica gel-water adsorption isotherm characteristics, Appl Therm Eng, 21-16(2001), 1631-1642.
- (20)Akahira A, Alam K C A, Hamamoto Y, Akisawa A, Kasiwagi T, Mass recovery adsorption refrigeration cycle-improving capacity, Int J Refrig, 27-3(2004), 225-234.
- (21)Alam K C A, Akahira A, Hamamoto Y, Akisawa A, Kasiwagi T, A four-bed mass recovery adsorption refrigeration cycle driven by low temperature waste/renewable heat source, Renew Energy, 29-9(2004), 1461-1475.
- (22)JP.ホールマン, 伝熱工学, 下, 1982, 357-420, ブレイン図書出版