

## 1-7 水蒸気系高性能吸着ヒートポンプの開発

架谷昌信、小林敬幸、出口清一、渡辺藤雄、小林潤、窪田光宏（名古屋大学）

近藤元博、中垣友樹（トヨタ自動車㈱）

### 1. 研究の目的と概要

循環型都市の構築に向けては、リサイクルなどの物質循環と共に、エネルギーの高効率利用の促進が不可欠であることは言うまでもない。この観点からわが国のエネルギー消費構造を概観すると、わが国で投入される1次エネルギーのうち、有効に利用されているのはわずかに35%程度であり、残りの約65%は未利用のまま排熱エネルギーとして大気中に放散されている。この現状を踏まえると、エネルギーの効率的な利用を図るには、未利用のまま大量に廃棄されている排熱をいかに有効に利用するかがそのキーポイントになると考えられる。排熱はあらゆるプロセス・活動から発生するためさまざまな温度レベル、量で賦存するが、日本の排熱のおよそ2/3は80℃以下の低温排熱として廃棄されており、特にこの温度レベルの低温排熱に焦点を当てた排熱有効利用技術の確立が急務と考えられる。さらに、近年、燃料電池を中心とするコジェネレーションシステムの普及が大きく期待されているが、これらのシステムは電池排熱の有効利用なくしては成立しない。ここで発生する排熱も固体高分子形燃料電池などでは60~80℃であることから、かかる温度レベルの熱エネルギーの有効利用技術が今後さらに重要になってくると考えられる。

以上の社会的要請の中、吸着ヒートポンプ技術は大きな可能性を秘めている。吸着ヒートポンプは多孔質固体（吸着材）が有する吸・脱着作用を利用したエネルギー機器であり、最大の特徴として60~80℃程度の熱源のみにより駆動し、空調温度レベルである10℃程度の冷熱の生成が可能という点にある。吸着ヒートポンプ技術が実用化されれば、80℃以下の低温排熱の効果的な回収および利用が促進されるだけでなく、従来電力を用いて行われている冷房負荷用のエネルギー消費を削減することができることから、その社会的寄与は極めて大きいと予想される。

このように極めて優れたエネルギー機器である吸着ヒートポンプであるが、実用化を阻害する最大の要因として装置容積が大きい点が挙げられる。吸着ヒートポンプは国内2社から販売されているが、同じく排熱で駆動する吸収式冷凍機と比較すると、同一出力条件で吸着ヒートポンプは吸収式冷凍機の4倍以上の装置容積となり、現状では市場性があるとは必ずしも言えない状況にある。この主たる原因として、吸着材の吸着容量が十分でない、吸着器内における吸着材への熱・物質移動速度が十分でない点が挙げられる。そこで、本テーマでは、吸着ヒートポンプのコンパクト化・高性能化の達成を最終目的として、吸着ヒートポンプの主要構成要素である吸着器の性能改善について研究開発を実施した。具体的には吸着材（シリカゲル）と熱交換器（スパイラルフィン付き銅製熱交換パイプ）を一体化することにより熱・物質移動促進を図った新たな高速吸・脱着吸着モジュール：フィン付き伝熱管シリカゲルモジュール（FTモジュール）を提案し、以下の4項目の検討を実施した。

- a) モジュールへの吸着材の最適充填の検討
- b) 試作FTモジュール装填吸着器で構成される吸着ヒートポンプのリン酸型燃料電池排熱利用実稼動試験によるモジュール構造の有効性の評価
- c) シミュレーションによるFTモジュール構造の最適化の検討
- d) 最適化FTモジュール装填吸着器で構成される2kW級吸着ヒートポンプの熱出力評価

このうち、a) b) をフェーズIで、c) d) をフェーズIIで実施した。以下に詳細を示す。

## 2. フェーズ I の成果

### 2-1. 目的および目標

上述したように本テーマでは、吸着ヒートポンプのコンパクト化・高性能化を目指し、シリカゲルとスパイラルフィン付き銅製熱交換パイプを一体化したフィン付き伝熱管シリカゲルモジュール (FT モジュール) を提案し、その開発を行った。

フェーズ I では、a) モジュールへの吸着材の最適充填の検討において、吸着材充填層における熱・物質移動を実験・理論解析の両点から詳細な把握を行うことにより、FT モジュールの設計基準 (吸着材の粒子径と充填層高の関係) の確立を目的とした。

また、b) 試作 FT モジュール装填吸着器で構成される吸着ヒートポンプの実稼動試験においては、a) の結果に基づいて FT モジュールを設計・試作し、それを組み込んだ吸着器を用いてリン酸型燃料電池の実排熱を利用条件とした熱出力試験を行い、FT モジュールの有効性を検証することを目的とした。

### 2-2. 実施内容および結果

#### a) モジュールへの吸着材の最適充填の検討

本検討では AHP の最適設計を目指し、その出熱能力に直接関わる吸着速度に着目し、吸着器内の熱・物質移動挙動についての実験的および理論的検討を行った。具体的には吸着材充填層内の吸着を伴う蒸気密度収支について、粒子間空隙の蒸気密度差による水蒸気透過項と層内吸着材の吸着に伴う蒸気減少項の 2 項で表現する吸着層内水蒸気移動モデルを提案した。ついでこれから計算される熱・物質移動挙動についての計算値と実測値との比較検討をし、吸着器最適設計に対する指針について本理論解析をもとに検討を行った。以下に詳細を示す。

#### 理論解析

充填層型吸着塔実験装置における理論解析を行うにあたり、Fig. 1 に解析モデルを示す。本モデルは二重円管内管に吸着材粒子を充填したものであり、充填層上部から作動媒体蒸気を導入して吸着を行わせる。二重円管環状部に冷却水を流通させることで吸着に伴う発熱の除熱を行う。ここで、次に示す仮定を設ける。

- 1) 充填層内蒸気密度収支は、粒子間空隙の蒸気密度差による水蒸気透過と吸着による蒸気減少の 2 項で整理される。
- 2) 吸着材は均一粒子径の微小球形粒子が一様に充填されており、粒子内温度は均一である。
- 3) 充填層上部および下部は、断熱されている。
- 4) 粒子外表面は常に粒子温度における吸着平衡に達している。
- 5) 粒子内における物質移動は拡散が支配的である。

以上の仮定に基づいた充填層吸着にともなう熱・物質移動の基礎方程式は以下のように与えられる。

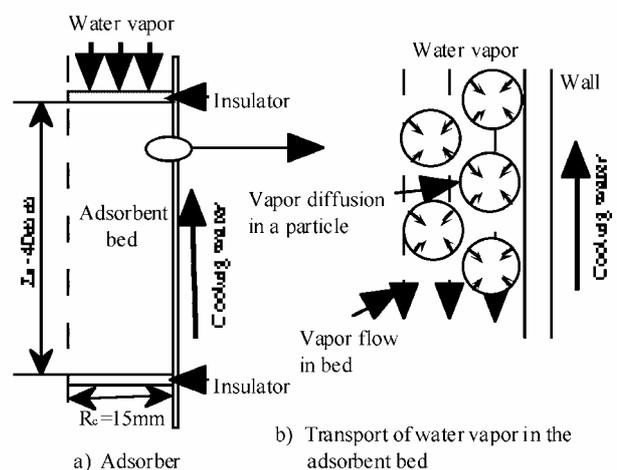


Fig.1 Schematic diagram of the adsorber and the transport of water vapor in the adsorbent bed

充填層内の物質収支式

$$\varepsilon \frac{\partial \rho_v}{\partial \theta} - \frac{D_b}{\mu \rho_0} \left\{ \rho_v \left( \frac{\partial^2 \rho_v}{\partial R^2} + \frac{1}{R} \frac{\partial \rho_v}{\partial R} + \frac{\partial^2 \rho_v}{\partial Z^2} \right) + \left( \frac{\partial \rho_v}{\partial R} \right)^2 + \left( \frac{\partial \rho_v}{\partial Z} \right)^2 \right\} - (1-\varepsilon) \rho_A \frac{\partial \bar{q}}{\partial \theta} \quad (1)$$

吸着材粒子内の物質収支式

$$\frac{\partial q}{\partial \theta} = D_c \left[ \frac{\partial^2 q}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial q}{\partial r} \right] \quad (2)$$

充填層内の熱収支式

$$\rho_A C_P \frac{\partial T_s}{\partial \theta} - \rho_A \Delta H \frac{\partial \bar{q}}{\partial \theta} + k \left\{ \left( \frac{\partial^2 T_s}{\partial R^2} + \frac{1}{R} \frac{\partial T_s}{\partial R} \right) + \frac{\partial^2 T_s}{\partial Z^2} \right\} \quad (3)$$

初期条件

$$\theta = 0, 0 \leq R \leq R_c ; T_s = T_{ads}, \rho_v = 0 \quad (4)$$

$$0 \leq r \leq r_c ; q = 0 \quad (5)$$

境界条件

$$r=0; \frac{\partial q}{\partial r} = 0 \quad (6)$$

$$R=0 ; \frac{\partial T_s}{\partial R} = 0, \frac{\partial \rho_v}{\partial R} = 0 \quad (7)$$

$$R=R_c ; -k \frac{\partial T_s}{\partial R} = U(T_s - T_w), \frac{\partial \rho_v}{\partial R} = 0 \quad (8)$$

$$Z=Z_0 ; \frac{\partial T_s}{\partial Z} = 0, \frac{\partial \rho_v}{\partial Z} = 0 \quad (9)$$

$$Z=0 ; \frac{\partial T_s}{\partial Z} = 0, \rho_v = \rho_0 \quad (10)$$

ここで、Eq. 1 の充填層内蒸気密度収支は、粒子間空隙の蒸気密度差による透過と、層内吸着材による蒸気吸着の 2 項で構成されており、前者に水蒸気透過係数 ( $D_b$ ) を用いた偏微分方程式とした。 $D_b$  値は吸着材充填層における水蒸気透過実験から求めた値を用いているが、その値は後述するように Blake- Kozeny の式によって求められる値とよく一致した。一方、拡散係数  $D_c$  は、単一粒子の吸着速度実験から得られる吸着量経時変化の実測値と Eq. 2 をフィッティングすることにより求め、温度および圧力の関数として近似した<sup>1)</sup>。なお、吸着熱  $H$  は、水の蒸発潜熱に等しいものとした<sup>2)</sup>。

## 実験装置および方法

### 吸着材試料

本実験では、実験にあたり平均粒子径  $d_p=112, 300, 462 \mu\text{m}$  の破碎状シリカゲル粒子 (富士シリシア化学製) を吸着材として使用した。

## 水蒸気透過係数測定実験

水蒸気透過係数測定実験の装置概略図を Fig. 2 に示す。本装置は、蒸発器、吸着塔および蒸気回収用の真空ポンプで構成され、系内に低圧水蒸気（0～6 kPa）を定常的に流す構造になっている。吸着塔は内径 25 mm のステンレス二重円管を使用しており、二重管環状部の循環水温度により吸着層温度を制御する。内管底部に粒子保持のため 400 メッシュの金網を設置している。吸着塔上部、下部に圧力センサーを設け、水蒸気圧力を測定する。また、本系は先述したようにに低圧下で凝縮性気体を流通するため、流量の測定は蒸発器に取り付けられた水位計の水位変化から求めた。

実験は、まず系内を脱気した後、全バルブを閉じる。吸着塔を 303 K、蒸発器を 298 K に設定した後、バルブを開いて水蒸気を導入し、吸着を開始する。吸着平衡後、真空ポンプを作動させ、下方のバルブを開いて水蒸気流れを系内に発生させる。吸着量が平衡に達して水蒸気流れが定常になったことを確認した後、30 min 間流通させ、その間の充填層間の差圧及び水蒸気移動量を測定する。なお、本系では吸着材粒子が充填されていない状態の空塔実験を行い、粒子保持用メッシュおよび断熱材についての圧力差および流量の関係をあらかじめ実測した。

Fig. 3 にシリカゲル粒子充填層における低圧水蒸気透過係数測定結果を示す。本図の縦軸には、充填層間の差圧と水蒸気移動量より粒状層内層流流動の Darcy 則を用いて算出した  $D_b$  をとり整理した。本実験は各  $d_p$  について吸着塔にそれぞれ 30 mm を充填し、吸着塔温度 303 K、333 K の 2 条件について行った。シリカゲル粒子充填層に対して水蒸気を十分吸着させた状態での  $D_b$  値は、 $d_p$  に比例して増大すること、吸着材温度の上昇に伴いわずかに増大することが観察される。すなわち、 $d_p$  の減少に伴い、充填層における水蒸気圧力損失が増大する傾向にあり、充填層内部での吸着速度に大きく影響を及ぼすものと考えられる。また実験値は粒子充填層内を流体が流れる場合に用いられる Blake-Kozeny 式より計算される理論値と約 10 % の誤差範囲で一致することが確認される。本式は層流域において、空隙率 0.5 以下の場合に適用されるが、この条件は次節以降の実験系に当てはまる。従って本系の  $D_b$  値については Blake-Kozeny 式から求めた値が妥当であると判断し、これを用いて計算を行った。

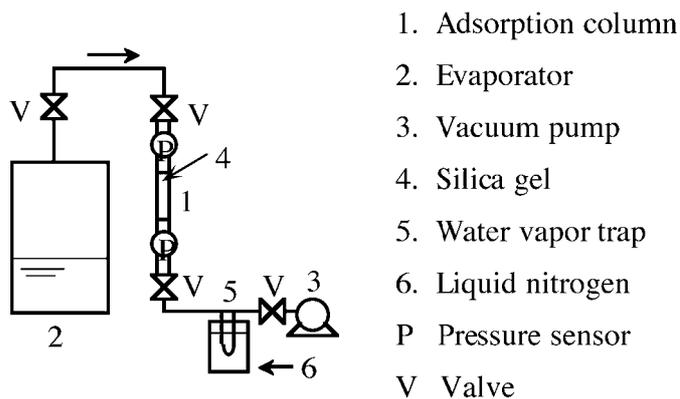


Fig. 2 Schematic drawing of experimental apparatus for measuring the permeability of water vapor

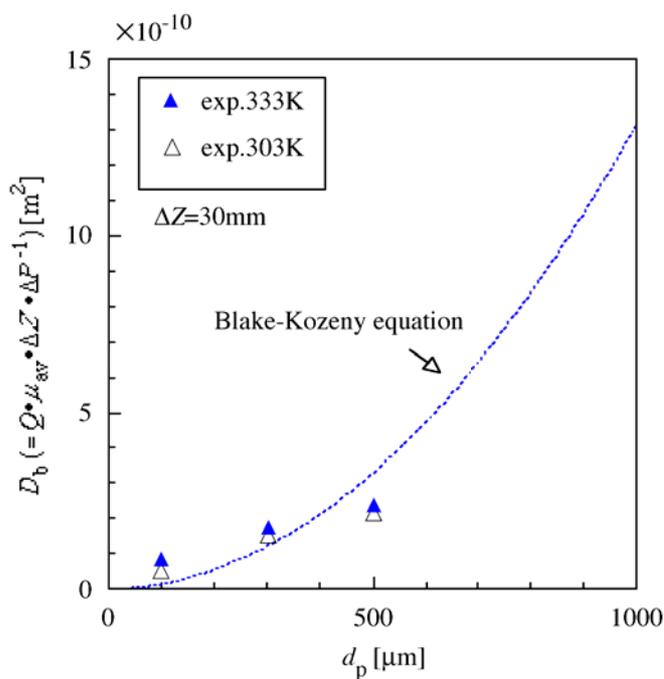


Fig. 3 Permeability of water vapor in silica gel packed bed

## 充填層吸着実験

充填層型吸着実験装置の概略及び吸着器詳細図を Fig. 4 に示す。本装置は吸着塔、蒸発器および両器を接続するバルブで構成されており、吸着塔には内径 30 mm、高さ 300 mm の二重円管を使用した。また、充填層内温度は軸方向および半径方向 2 点の計 4 点において K 熱電対により、また系内圧力は図中の 3 点で圧力センサーによりそれぞれ測定を行った。蒸発器には流下液膜式熱交換型（封入水量  $13 \times 10^{-3} \text{ m}^3$ ）を使用しており、その水蒸気蒸発速度は本充填層型吸着層の吸着速度に比して十分大きい。

実験は、まず吸着塔及び系内を十分脱気した後、一旦バルブを閉じ、吸着器温度  $T_{\text{ads}}=303 \text{ K}$ 、蒸発器温度  $T_{\text{eva}}=293 \text{ K}$  に設定する。バルブを開いて水蒸気を導入し、吸着の進行に伴う充填層内温度および圧力の測定を行う。

## 結果および考察

### 充填層内圧力および温度変化

Fig. 5 に各粒子径のシリカゲル粒子をそれぞれ 40 mm 充填した場合の充填層底部における圧力経時変化についての実測値を解析結果と併せて示す。本図は横軸に時間、縦軸に充填層底部圧力を蒸発器蒸気圧力で割った無次元化値で整理した。なお、充填層上部における圧力は実験開始直後からほぼ蒸発器圧力に等しいことが確認された。

各  $d_p$  における層底部での圧力変化について、解析結果と実測値は傾向的に良好な一致を示していることが見て取れる。圧力経時変化の傾向は  $d_p$  によって大きく異なり、 $d_p$  の増大に伴い圧力増加の立ち上がりは大きくなる。

Fig. 6 に充填層内軸方向の温度変化について温度測定点  $T_2$ 、 $T_4$  を一例として示す。本図は縦軸に吸着塔設定温度からの温度差  $\Delta T$  をとり整理した。本結果より次のことが認められる。1) 両図とも計算結果と実測値は傾向的に良好な一致を示している。2) 充填層上部における温度 ( $T_2$ ) は実験開始直後に吸着熱による急激な上昇を示し、 $\Delta t = 1 \sim 2 \text{ min}$  で最大上昇温度 ( $T_{\text{max}}$ ) に到達した後、緩やかに設定温度に回復していく。3)  $T_2$  における各  $d_p$  の  $\Delta T$  の変化はほぼ等しい。4) 充填層下部における温度 ( $T_4$ ) については温度上昇傾向が大きく異なり、 $d_p$  の増大に伴い  $T_{\text{max}}$  が大きく、かつ  $T_{\text{max}}$  に達する  $\Delta t$  が縮小する傾向がみられる。

Fig. 7 に充填層内半径方向の温度変化について温度測定点  $T_1$ 、 $T_2$  を一例として示す。図より、管壁に近い温度  $T_1$  について、 $T_{\text{max}}$  が中央( $T_2$ )のそれに比べ小さく、その経時変化の推移は下に凸の形で

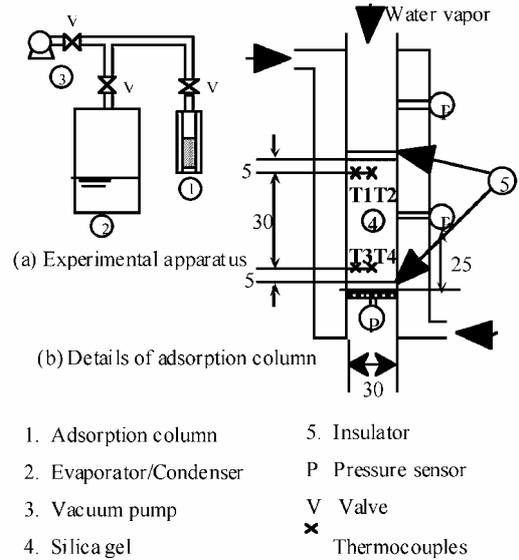


Fig. 4 Schematic drawing of experimental apparatus and the adsorption column

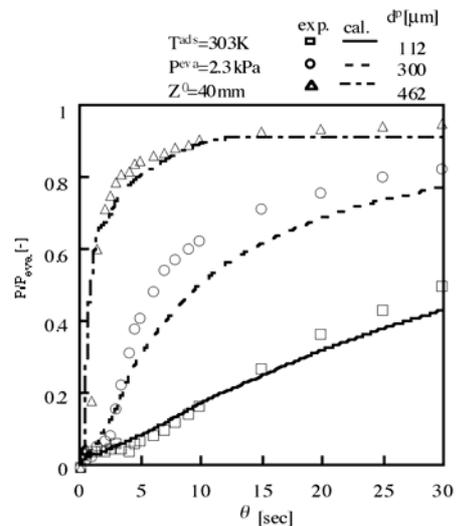


Fig.5 Effect of particle size on pressure drop in the packed bed

速やかに設定温度に回復する様子が観察される。また、 $T_1$  においても  $T_2$  と同様、 $d_p$  による  $T$  の変化にほとんど差がみられなかった。

これらの結果から、まず低水蒸気圧域における充填層内水蒸気吸着を伴う物質移動挙動が、表面拡散係数で近似した粒子内物質移動による微視的挙動と充填層水蒸気透過係数で近似した粒子間空隙物質移動による巨視的挙動の 2 項で取り扱っても差し支えないものと思われる。

次に充填層底部の温度変化は  $d_p$  により大きく異なるが、これは充填層底部における水蒸気の到達量によるものである。すなわち  $d_p$  が増大すると、実験開始直後の充填層底部における水蒸気到達量が増大し、その結果、 $T_{max}$  も大きく、かつその到達時間も短縮すると考えられる。また、半径方向温度変化の結果より、管壁からの伝熱距離によって温度変化の傾向の異なることが示唆された。

ここで充填層内熱・物質移動に関する本理論計算が充填層内圧力および温度変化において妥当であるとの知見を得たことから、続いて、充填層内吸着量分布の解析結果について検討を行う。

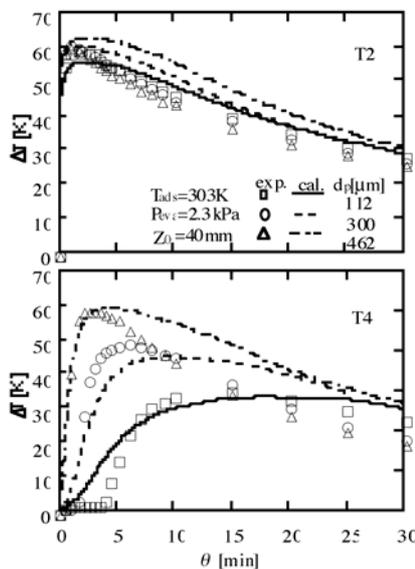


Fig.6 Effect of particle size on temperature rise in the axial direction of the adsorbent bed

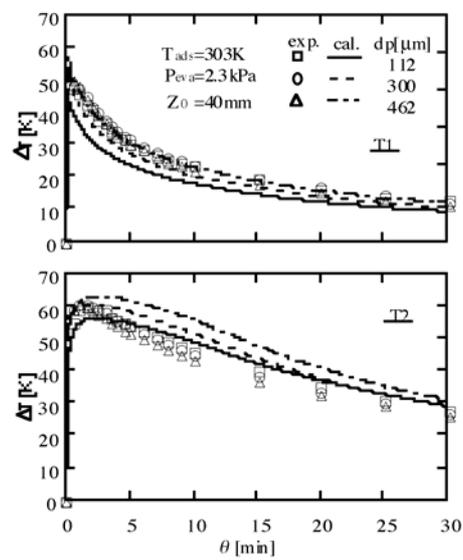


Fig.7 Effect of particle size on temperature rise in radial direction of the adsorbent bed

### 充填層内吸着量分布

Fig. 8 に数値解析による充填層内吸着量分布について  $\theta=180s$  を一例として示す。各図は吸着材充填層における吸着の進行状況を濃淡で表したものであり、 $r/R_c=0, 1$  をそれぞれ円管中心および管壁、また  $z/Z_0=0, 1$  をそれぞれ充填層上部および底部とする。図より、 $d_p$  の減少、充填層軸方向無次元数  $z/Z_0$  の増大に伴い、吸着進行の不十分な様子が明らかである。充填層内半径方向に関して、無次元数  $r/R_c$  が増大するに従い、吸着量は  $d_p$  に関わらず大幅に増大することが観察される。また、充填層平均の吸着量としては、 $d_p$  の増大に伴い大きくなる事が分かる。

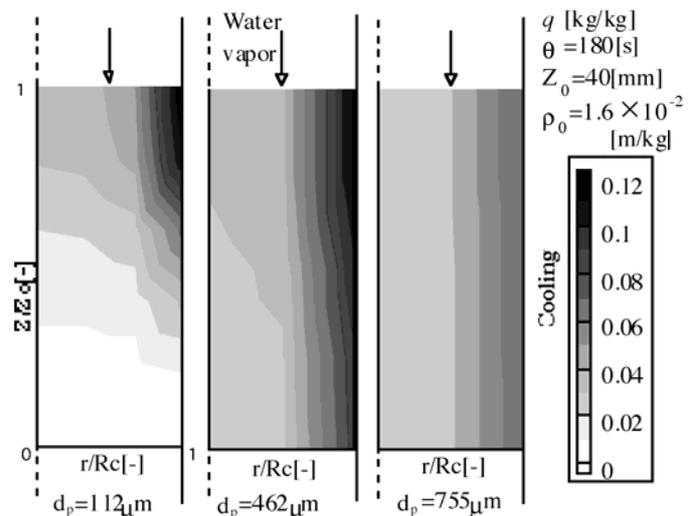


Fig.8 Distribution of amount adsorbed in the adsorbent packed bed

$d_p=112 \mu\text{m}$  の充填層底部において吸着が進行していない要因として、上述の水蒸気圧力変化および温度変化からも明らかなように充填層底部での水蒸気到達量の少ないことが原因として挙げられる。また、吸着塔半径方向の吸着量分布に関して、管壁付近での吸着量が大幅に増大しているが、これは吸着に伴う発熱の除熱が、伝熱距離が小さいことで速やかに実施されており、吸着の進行を促進していると考えられる。

また、 $d_p$  の増大に伴い、充填層平均の吸着速度は増大する傾向にあるが、これは本実験で用いた吸着材粒子径の範囲（ $100 \sim 500 \mu\text{m}$ ）において単一吸着材粒子における吸着速度に大きな差がなく、充填層水蒸気透過による寄与の方が大きいものと考えられる。一方、これについて  $d_p$  を  $1000 \mu\text{m}$  にまで拡張して考慮すると、単一吸着材粒子の吸着速度が大きく減少している例もみられ、充填層全体での吸着速度に関して最適吸着材粒子径および充填層高が存在するものと推測される。そこで、続いて、 $d_p=100 \sim 1000 \mu\text{m}$  の範囲で吸着材粒子径および充填層高が吸着速度に与える影響について理論的考察を行う。

### 粒子径および充填層高の吸着量変化に対する影響

Fig. 9 に充填層高および  $d_p$  が充填層平均吸着量 ( $q_{av}$ ) に及ぼす影響の一例として  $t=180 \text{ s}$  のおける計算結果を示す。充填層高  $z=1 \text{ mm}$  に関して、 $q_{av}$  は  $d_p < 500 \mu\text{m}$  の範囲では緩やかな減少、 $d_p > 500 \mu\text{m}$  の範囲では比較的大きな減少の傾向を示す様子が伺える。 $z$  が増大すると、 $d_p$  の減少に伴い  $q_{av}$  は大幅に減少していく傾向がみられる。一方、 $d_p=1000 \mu\text{m}$  では、 $z$  の増大に伴う  $q_{av}$  の減少傾向はほとんど観察されない。これより本吸着材粒子径範囲での充填層平均吸着速度に関して、 $z$  の増大とともに  $d_p$  の小さい範囲において  $q_{av}$  は大きく減少することが分かる。これは圧力損失の影響が単一吸着材吸着速度に比して大きくなるためと考えられる。一方、 $d_p$  増大とともに充填層高が  $q_{av}$  の減少傾向に及ぼす影響は小さくなるが、これは水蒸気透過が充填層軸方向に対して十分であることによるものである。

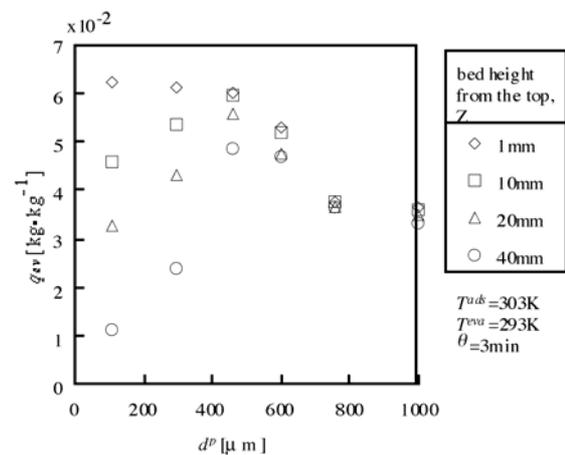


Fig.9 Relation of particle size and mean amount adsorbed effected by bed height

以上の結果から、充填層平均吸着速度に関して、 $d_p$  および充填層高の間に極大値の存在することが確認され、系に対して適当な粒子径と充填層高を選択することが重要であることが明らかとなった。

### b) 試作 FT モジュール装填吸着器で構成される吸着ヒートポンプの実稼動試験

本検討では、a) の検討を反映させながら吸着材充填層への熱供給・除去の伝熱促進を図った FT モジュールに実際にシリカゲルを充填して吸着器を試作した。その吸着器をリン酸型燃料電池からの排熱に接続して実稼動試験を実施し、 $333 \text{ K}$  を中心とする熱源温度条件下の熱出力特性を実験的に明らかにし、本提案 FT モジュールの有効性について実験的に検討した。以下に詳細を示す。

### 実験装置および方法

#### FT モジュール

外径  $6 \text{ mm}$ 、長さ  $500 \text{ mm}$  のスパイラルフィン付き銅製熱交換パイプ（フィン長さ  $6 \text{ mm}$ 、ピッチ  $6 \text{ mm}$ ）

の周囲を 200 メッシュのステンレス網で覆い、ピッチ間に平均粒子径 200  $\mu\text{m}$  のシリカゲル粒子を充填し（充填長さ 400 mm）、フィン付き伝熱管シリカゲルモジュール（FT モジュール）を形成させた。その概略図を Fig. 1 に示す。

### AHP 装置

実験で使用した試作 AHP 装置の概略を Fig. 2 に示す。試作 AHP は吸着器、蒸発・凝縮器および両器を接続するバルブで構成されており、いずれも断熱材で保温されている。吸着器には FT モジュールが 122 本組み込まれており、そのシリカゲル総充填量は 7.0 kg である。蒸発・凝縮器には水位計が付設された流下液膜式熱交換型を採用した。吸着器の吸着過程および脱着過程の開始温度はモジュール管内に流す所定温度の循環水によって調節される。図中に示す各位置には温度、圧力測定用のシース熱電対および圧力センサーが取り付けられている。

### 実験方法

実験は、吸着過程では吸着器、蒸発器にそれぞれ所定温度の循環水（吸着器循環水量  $3.33 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ 、モジュール内循環水線速度  $2.17 \times 10^{-1} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ）を通じ、両器内を十分脱気（2 Torr 以下）する。両器が吸着開始所定温度に到達後、両器を接続するバルブを開いて水蒸気を導入し、吸着の進行に伴う温度、圧力、水位変化を測定した。

一方、脱着過程では吸着過程終了後、一旦バルブを閉じ、循環水により吸着器、蒸発器が所定の脱着開始温度になるのを待って、再びバルブを開くことによって脱着を行わせ、吸着過程と同様の諸測定を行った。

なお、実験条件として、冷房操作を想定し吸着器および蒸発器・凝縮器温度を以下のように設定した。

吸着過程：  $T_{\text{ads.}} = 298 \text{ K}, 303 \text{ K}$

$T_{\text{eva.}} = 288 \text{ K}$

脱着過程：  $T_{\text{ads.}} = 333 \text{ K}, 353 \text{ K}$

$T_{\text{con.}} = 298 \text{ K}, 303 \text{ K}$

ここで、 $T_{\text{ads.}}$  は吸着器の初期温度であり、吸着過程、脱着過程でそれぞれ室温および高温熱源温度を示す。 $T_{\text{eva.}}$ 、 $T_{\text{con.}}$  は蒸発器、凝縮器の温度であり、それぞれ室温および一般の冷房の熱交換流体戻り温度を想定している。また、脱着過程の  $T_{\text{ads.}} = 353 \text{ K}$  は燃料電池の 363 K 程度の高温排熱と 333 K 程度の低温排熱を混合利用することを想定した温度である。

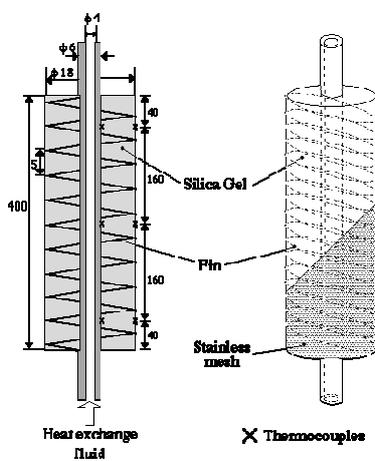


Fig. 1 Schematic diagram of FST-module

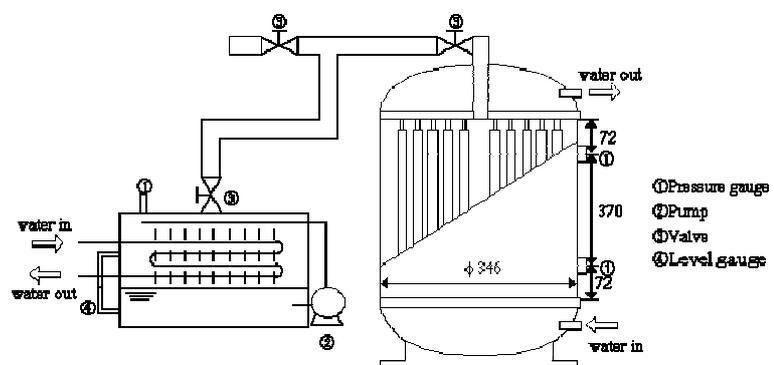


Fig. 2 Schematic drawing of experimental apparatus

## 結果及び考察

実際の AHP 操作は吸着過程と脱着過程が交互に繰り返し行われる。すなわち、吸着塔における吸着過程の開始はその前の脱着過程終了状態にある。このことを考慮して以下では、初回吸・脱着操作を除いて 2 回目吸・脱着以降の結果に基づいて考察を行う。なお、実験的に代表的な条件で 2 回目以降 5 回の繰り返し吸・脱着操作を行った結果、測定された温度、圧力の経時変化に大差なく、結果の再現性は確認されている。

### 吸着器内 FT モジュールの熱・物質移動挙動

与えられた温度条件下での吸着過程、脱着過程おのこの FT モジュールの温度およびこれに伴う吸着量の経時変化の実測値を Figs. 3 および 4 に示す。図には熱交換流体の入り口温度変化を併示した。両図より、吸着過程、脱着過程とも FT モジュールの温度の経時変化は、吸着過程、脱着過程でそれぞれ初期の最大温度上昇および最大温度降下を経て、その後初期温度へ回復することが観察される。この傾向は異なる温度条件下でも同様であった。本実験では、先述したように吸着、脱着の進行に伴って熱交換流体の入り口温度が変化したので、最大温度上昇、最大温度降下時点の温度からこの時点での熱交換流体入り口温度を差し引いた温度をそれぞれ  $(T_{ads.})_{max}$ 、 $(T_{des.})_{max}$  とし、さらに初期温度まで回復した時間を基準とする吸・脱着完了時間の  $t_{ads.}$ 、 $t_{des.}$  および  $(T_{ads.})_{max}$ 、 $(T_{des.})_{max}$  到達点でのモジュール半径方向の温度差  $T_{r,ads.}$ 、 $T_{r,des.}$  の値を読みとり、既往のシリカゲル/伝熱管一体型熱交換モジュール (ST モジュール)<sup>3)</sup> の結果と併せて Table 1 に示す。これより、1) FT モジュールの  $t_{ads.}$ 、 $t_{des.}$  の値は ST モジュールの値と大差ないが、 $(T_{ads.})_{max}$ 、 $(T_{des.})_{max}$  の値は ST モジュールに比べて小さいこと、2) FT モジュールの  $T_{r,ads.}$ 、 $T_{r,des.}$  の値は吸着過程、脱着過程でそれぞれ ST モジュールの 0.2 倍以下および 0.3 倍以下になっていること、が分かる。FT モジュールは ST モジュールと同充填長であるが、充填厚みが 3 倍になったことで充填量が 3.1 倍増になっている。にもかかわらず、1) の  $(T_{ads.})_{max}$ 、 $(T_{des.})_{max}$  が ST モジュールの値より小さいことはフィン型伝熱管の採用に

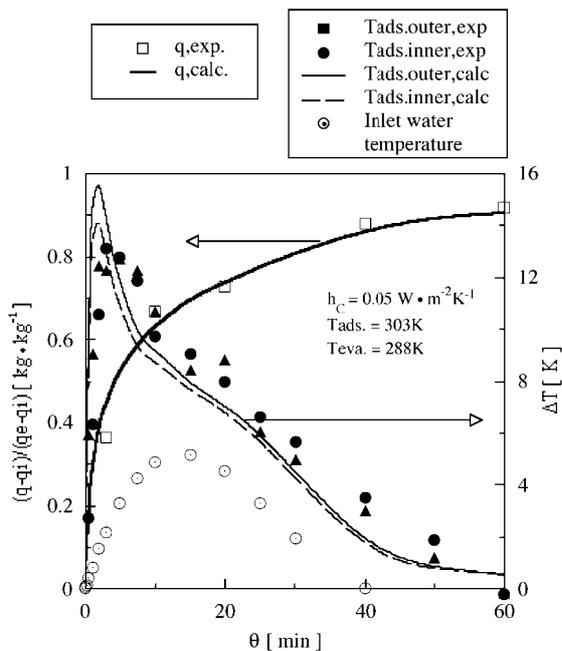


Fig. 3 Experimental and numerical results of adsorption amount and temperature profile during adsorption process

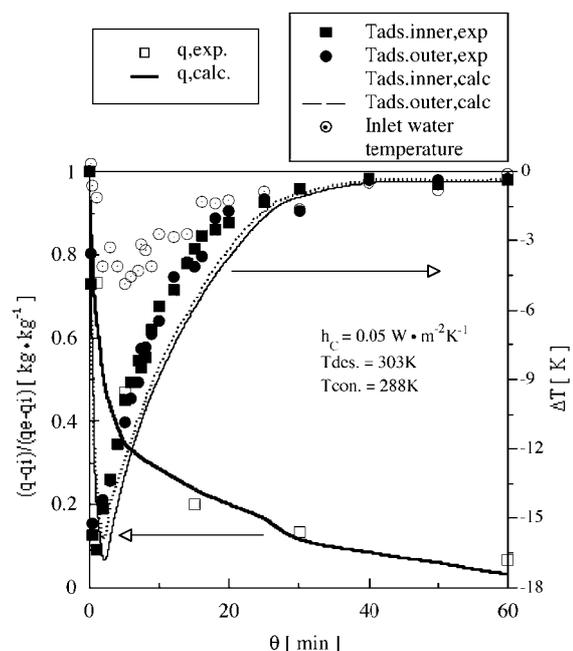


Fig. 4 Experimental and numerical results of adsorption amount and temperature profile during desorption process

よる伝熱促進効果による。また、 $T_{r,ads.}$ 、 $T_{r,des.}$ の値に大差ないことは1)の伝熱促進効果に加えて、モジュールでのバインダー不使用による吸着材粒子充填密度の減少がモジュール半径方向の水蒸気移動抵抗の低減効果をもたらし、蒸気移動が円滑になり、半径方向での一様吸・脱着性が確保され、ひいては $T_{r,ads.}$ 、 $T_{r,des.}$ の値が小さくなったと考えられる。これらの2効果は直接AHPの熱出力の向上につながると考えられ、次項で熱出力を指標として考察する。なお、本実験では $T_{r,ads.}$ 、 $T_{r,des.}$ の範囲を越えても吸着量はそれぞれ漸増および漸減しているが、熱出力評価には関与しないので検討の対象外となる。しかし、その範囲では与温度条件下の平衡吸着に達していないので、繰り返し実験では各操作時間を十分延長して吸着過程、脱着過程の初期条件を整えた。

Table 1 Experimental conditions and results of FT and ST module

$T_{ads.}$ [K]	$T_{eva.}$ [K]	$T_{con.}$ [K]	$(\Delta T_{ads.})_{max}$ [K]	$(\Delta T_{des.})_{max}$ [K]	$q_{ads.}$ [min]	$q_{des.}$ [min]	$\Delta T_{r,ads.}$ [K]	$\Delta T_{r,des.}$ [K]
FT-module								
adsorption								
303	288	-	8.0	-	60	-	1.0	-
desorption								
353	-	303	-	11.8	-	60	-	1.0
333	-	303	-	5.8	-	60	-	0.6
333	-	298	-	8.2	-	60	-	0.5
ST-module								
adsorption								
303	298	-	13.5	-	70	-	8.0	-
303	278	-	9.4	-	70	-	5.0	-
desorption								
343	-	303	-	9.3	-	50	-	3.0

### 熱出力特性

Fig. 3の吸着量変化は蒸発器での蒸発速度  $dq/dt$  [ $kg \cdot kg^{-1} \cdot s^{-1}$ ]に相当し、これに水の蒸発潜熱  $H$  ( $= 2465 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ ) を乗じた吸着材単位質量当たりの冷熱出力  $Q$  [ $\text{kW} \cdot \text{kg}^{-1}$ ]を Fig. 5に示す。比較のため既往のSTモジュールの同条件における吸着量変化からも  $Q$  値を算出し、その結果を併示した。

$Q$  値は、1) 吸着開始 0.2 min あたりで最大を示し、その後減衰する。FTモジュールにおけるその最大値は脱着の熱源温度が 333 K 以上で STモジュールの 5~10 倍になる。2) 吸着過程の吸着器温度が同一では、前段の脱着過程における吸着器温度が高いほど大きくなること、3) 脱着過程の吸着器温度が同一ではその過程の凝縮器温度、もしくはその後の吸着過程における吸着器温度が低いほど大きくなること、などの結果が得られる。

STモジュールに比べてFTモジュールの  $Q$  値が大きいことは、先述のモジュールの改良による効果と符合し、この改良による出力性能の向上が吸着器のコンパクト化を促すものと期待される。2)、3)の結果は、例えば夏期の 303 K 環境での冷房への適用において、高温熱源温度が 333 K 程度でも稼動できることを示している。しかしながら、脱着の熱源温度の低下は吸着平衡論的に繰り返し吸・脱着の吸着量差を減少させることになるため、脱着熱源温度を 328 K、323 K とした  $Q$  値は 333 K の場合に

比べて大きく低下しており、333 K が本吸着系の AHP の作動温度限界に近い温度となる。

## 2 - 3 . フェーズ I のまとめ

フェーズ I で得た成果を以下にまとめる。

### a) モジュールへの吸着材の最適充填の検討

FT モジュールの設計基準(吸着材の粒子径と充填層高の関係)の確立を目的として、吸着材充填層における熱・物質移動を実験・理論解析の両点から詳細に検討した。この結果、吸着材充填層の吸着状態下の水蒸気透過は Blake-Kozeny 式に従うことが明らかとなった。シリカゲル/水蒸気系充填層型吸着ヒートポンプにおける平均熱出力基準の吸・脱着速度は粒子径および充填層高に対して極大値を取ることが確認され、系に対して適当な粒子径と充填層高の組み合わせを選択することが重要であることが明らかとなった。以上、本検討により吸着材を充填して構成される FT モジュールについて、粒子径および充填層高に関する合理的設計指針が得られた。

### b) 試作 FT モジュール装填吸着器で構成される吸着ヒートポンプの実稼動試験

FT モジュールの有効性を検証することを目的として、a) の結果を反映させながら設計・試作した FT モジュールを組み込んだ吸着器を用いてリン酸型燃料電池の実排熱を利用条件とした熱出力試験を行った。この結果、試作 FT モジュール装填吸着器で構成されるシリカゲル/水蒸気系吸着ヒートポンプはリン酸型燃料電池の排熱温度である 333 K 以上の熱エネルギーを利用して稼動できることが確認された。また、FT モジュール使用の AHP の熱出力はシリカゲル/伝熱管一体型熱交換モジュールのそれに比べて 5~10 倍という大幅な性能向上が達成された。

## 3 . フェーズ II の成果

### 3 - 1 . 目的および目標

フェーズ II では、フェーズ I で得られた成果に基づき、FT モジュールのさらなる高性能化を目的とした検討を実施した。具体的に、c) シミュレーションによる FT モジュール構造の最適化においては FT モジュールの合理的な設計を可能とするため、モジュールの熱・物質移動をモデル化した数値解析手法を構築する。さらに構築した数値解析手法を用いて FT モジュールの最適構造を明らかにすることを目的にした。また、d) 最適化 FT モジュール装填吸着器で構成される 2 kW 級吸着ヒートポンプの熱出力評価においては、c) で決定された最適構造を持つ FT モジュールを用いた 2 kW 級吸着ヒートポンプを試作し、実際に連続運転を行うことにより、その熱出力特性を明らかにすることを目的とした。

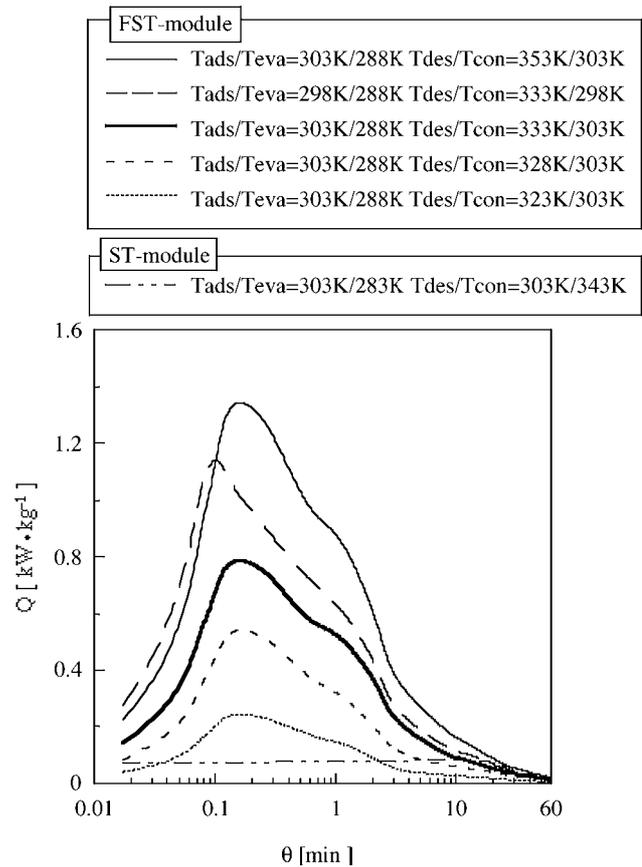


Fig. 5 Cold heat output with the time during the adsorption processes

### 3 - 2 . 実施内容および結果

#### c) シミュレーションによる FT モジュール構造の最適化の検討

フェーズ I の a) において、スパイラルフィン付き銅製熱交換パイプのフィンピッチ間にシリカゲル粒子を充填したフィン付き伝熱管シリカゲルモジュール (FT モジュール) を用いた吸着ヒートポンプ試験機を試作し、リン酸型燃料電池の排熱を用いた AHP の実稼動試験を行った。この結果、提案した FT モジュールは既往の吸着モジュールに比べて 5 ~ 10 倍という極めて高い性能を有することが明らかとなった。この結果に基づき、フェーズ II では FT モジュールに関する検討をさらに進めるべく、FT モジュールの熱・物質移動をモデル化することにより FT モジュールの数値解析手法を構築した。これをフェーズ I の実験結果と比較検討することにより、解析モデルの妥当性を検証し、さらに FT モジュールの最適構造に関する検討を行った。以下に詳細を示す。

#### 解析モデルおよび数値解析手法の妥当性検証

FT モジュールを装填した吸着器で構成される AHP の性能解析をするにあたり、吸着器内の吸・脱着はどの FT モジュールにおいても等しく進行し、その一本のモジュールの任意の要素に関して Fig. 1 の模式図に示される熱・物質移動モデルが適用できるものとする。すなわち、使用した FT モジュールはスパイラルフィン形状であるが、ここではフィンがフィンと同素材の銅製伝熱管に同心円状に付着され、このピッチ幅間にシリカゲル粒子が充填された構造で表されるとする。そこで、銅製伝熱管内を熱交換流体が流れ、シリカゲル層外表面が低水蒸気圧雰囲気にある本吸着系で、シリカゲル粒子保持のために使用されるステンレス網の質量は吸着材質量に比べて小さくその熱容量は無視できる、この網を通過する吸着質蒸気の移動抵抗はない、吸着器内モジュール充填空間の蒸気圧は一様である、などの仮定をおくと、FT モジュールにおける熱・物質移動を表す基礎式は以下のように与えられる。

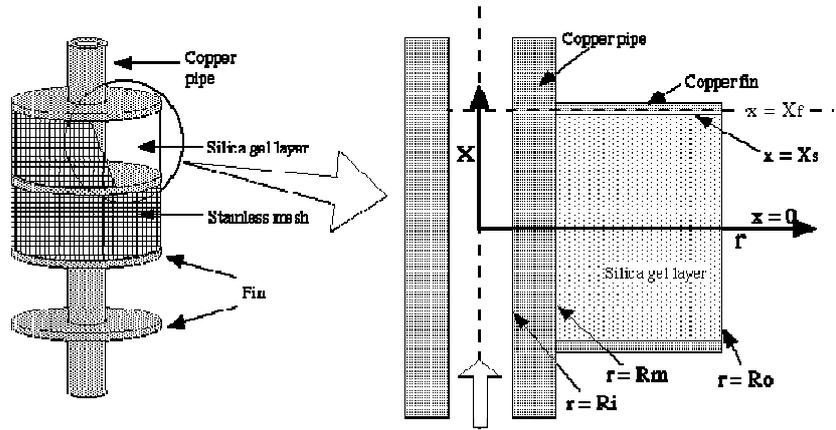


Fig. 1 Numerical analysis model of the FT-module adsorber

吸着材層の熱収支式

$$(1 - \varepsilon_B) C_S \rho_S \frac{\partial T_S}{\partial \theta} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( \lambda_S r \frac{\partial T_S}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left( \lambda_S \frac{\partial T_S}{\partial x} \right) + (1 - \varepsilon_B) \rho_S \Delta H \frac{\partial \bar{q}}{\partial \theta} \quad (1)$$

$$C_S = C_S + \bar{q} C_{S, H_2O} \quad (2)$$

伝熱管およびフィンの熱収支式

$$C_C \rho_C \frac{\partial T_C}{\partial \theta} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( \lambda_C r \frac{\partial T_C}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left( \lambda_C \frac{\partial T_C}{\partial x} \right) \quad (3)$$

熱交換流体の熱収支式

$$C_w \rho_w \frac{\partial T_w}{\partial \theta} + C_w \rho_w u_w \frac{\partial T_w}{\partial x} = \frac{4}{D} h_w [T_{C, r=R_i} - T_C] + \lambda_w \left( \frac{\partial^2 T_w}{\partial r^2} \right) \quad (4)$$

吸着材粒子内の物質移動

$$\frac{\partial q}{\partial \theta} = \frac{1}{r_A^2} \frac{\partial}{\partial r_A} \left( D_p r_A^2 \frac{\partial q}{\partial r_A} \right) \quad (5)$$

$$\bar{q} = \frac{3}{R_A^3} \int_0^{R_A} r_A^2 q dr_A \quad (6)$$

吸着平衡

$$q = \phi(T) \quad (7)$$

初期条件および境界条件

$$\theta = 0, \quad 0 \leq r \leq R_0, \quad 0 \leq x \leq X_f; \quad T_w = T_c = T_s = T_0 \quad (8)$$

$$R_m \leq r \leq R_0; \quad q = q_{initial} \quad (9)$$

ただし、 $T_0$ 、 $q_{initial}$  は吸着過程、脱着過程で異なり、

$$q_{initial} = q_{ads,i} \quad (10)$$

$$q_{initial} = q_{des,i} \quad (11)$$

モジュールの境界条件

$$x = 0, \quad x = X_f, \quad 0 \leq r \leq R_0; \quad \frac{\partial T_w}{\partial x} = \frac{\partial T_c}{\partial x} = \frac{\partial T_s}{\partial x} = 0 \quad (12)$$

$$x = X_s, \quad R_m \leq r \leq R_0; \quad \lambda_c \frac{\partial T_c}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial x} = \lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial x} \quad (13)$$

$$r = R_i, \quad 0 \leq x \leq X_f; \quad h(T_c - T_w) = \lambda_c \frac{\partial T_c}{\partial r} \quad (14)$$

$$r = R_m, \quad 0 \leq x \leq X_s; \quad \lambda_c \frac{\partial T_c}{\partial r} = \frac{\partial T}{\partial r} = \lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial r} \quad (15)$$

$$r = R_o, \quad 0 \leq x \leq X_f; \quad \frac{\partial T_s}{\partial r} = 0 \quad (16)$$

吸着材粒子の境界条件

$$r_A = 0; \quad \frac{\partial q}{\partial r_A} = 0 \quad (17)$$

$$r_A = R_A; \quad q = q_s(\phi) \quad (18)$$

計算は、Eqs. 1~6 を前進差分法により Eqs. 7~18 の条件下で解き、FT モジュールの半径方向および軸方向の温度分布およびこの結果として得られる吸着量の経時変化を求めた。なお、計算では、実験における吸着器内水蒸気圧は吸着過程、脱着過程とも時間とともに変化したので、この実測値を代入した。また、吸着器に循環させる熱交換流体は実験で外部に付設された温度調節器の容量が比較的小さく吸着の発熱、脱着の吸熱によって吸着過程、脱着過程で吸着器入り口温度が変化したのでこの温度にも実測値を用いた。計算に使用した諸物性値は Table 1 に一括して示す。ここで、充填シリカゲル層の熱伝導度、空隙率は実測値を使用した。吸着平衡関係は相対蒸気圧 (T) に対して吸着量 q が曲線で表されたため<sup>4)</sup>、これをいくつかの直線で近似した。拡散係数  $D_p$  値は既報の値<sup>3)</sup>を採用し、温度の関数として与えた。また、熱交換管の熱抵抗がシリカゲル - 伝熱管・フィン外壁および伝熱管内壁 - 熱交換流体の両間に存在するとし、それぞれを  $h_c$ 、 $h_w$  として与えた<sup>5)</sup>。

Table 1 Physical properties used in simulation

$d_p$	$D_p \times 10^{13}$	$k_e$	$Cp_s$	$s$	$H$
[ $\mu\text{m}$ ]	[ $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ ]	[ $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ]	[ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ]	[ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ]	[ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$ ]
200	2.3	0.14	920	1123	2500

Fig. 2 に吸着過程、脱着過程における FT モジュールに充填された吸着材の温度およびこれに伴う吸着量の経時変化の実験結果および計算結果の比較を示した。なお吸着材の温度は吸着器内中心部 FT モジュール軸方向下部における半径方向内側および外側のものであり、初期温度からの温度差で示した。本図より吸着過程、脱着過程における吸着材温度の経時変化はそれぞれ初期の最大温度上昇および最大温度降下を経て、熱交換流体との熱交換により初期温度に回復し、またそれに伴い吸・脱着量も増加する傾向にあることが分かる。数値解析では、シリカゲル-伝熱管・フィン外壁に接触熱抵抗  $1/h_c$  の存在を考慮し、 $1/h_c=0.005 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$  とした。本図より実験結果と計算結果は比較的良好に一致していることが分かる。よって本数値解析の妥当性が示された。

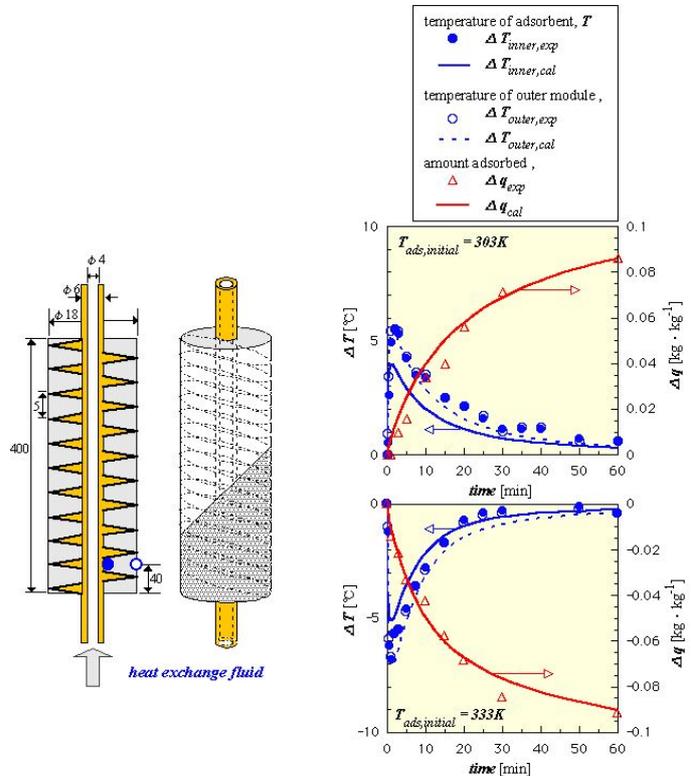


Fig. 2 Experimental and numerical results of temperature profile and amount adsorbed

### 最適 FT モジュール設計

FT モジュールの最適構造設計を行うにあたっては様々な指標が考えられるが、ここでは 1 でも述べたように市場性ある AHP の実現に向けて必要不可欠な装置のコンパクト性を指標におき、熱出力を基準とした検討を行った。本設計では管内径 4 mm、管外径 6 mm、フィン厚み 0.48 mm、全長 500 mm、フィン転造部 400 mm の構造を持つ銅製フィンチューブを想定し、フィンピッチ、フィン長さをパラメータとした最適化を行った。本検討の解析条件を以下に示す。

高温水温度	$T_H$	=80
冷却水温度	$T_M$	=30
冷水温度	$T_L$	=15
吸着器内熱交換流体管内流速	$u$	= $1.0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
サイクル運転時間	$\tau_{\text{cycle}}$	=10 min
シリカゲル粒子径	$d_p$	=200 $\mu\text{m}$

上記条件において、高温水温度  $T_H$  は、シリカゲルの脱着・再生熱源温度であり、脱着過程における吸着器内熱交換流体入口温度である。冷却水温度  $T_M$  は、工業排水、地下水、河川水などの環境中から得られる 20~30 程度の熱源温度を想定しており、吸着過程における吸着器および両過程における凝縮器内熱交換流体入口温度である。冷水温度  $T_L$  は、冷房使用時の戻り水温度を想定しており、両

過程における蒸発器内熱交換流体入口温度である。吸着器内熱交換流体管内流速  $u$  は管内の流動状態が乱流となる値とした。サイクル運転時間  $\tau_{\text{cycle}}$  は、AHP 操作における吸着過程・脱着過程の切り換え運転時間である。

なお、上記条件で AHP の連続運転の数値解析を行った結果、1 サイクル時間内における吸着材単位重量あたりの吸着量差  $q$  [ $\text{kg} \cdot \text{kg}^{-1}$ ] は吸着開始 3 サイクル目以降同程度となったため、以下に示す FT モジュールの最適設計では 3 サイクル目における  $q$  値を使用した。

### フィンピッチの最適化

まず第一にフィンピッチの最適化を行った。Fig. 3 にフィン長さ=10 mm と一定とし、フィンピッチをパラメータとした場合のそれぞれのフィンピッチにおけるシリカゲル単位重量当たりの水蒸気吸着量差  $q$  [ $\text{kg} \cdot \text{kg}^{-1}$ ] および単一モジュールに充填可能なシリカゲル重量  $W_s$  [ $\text{kg} \cdot \text{module}^{-1}$ ] を示した。

本図よりフィンピッチの増大に伴い  $q$  は減少する傾向にある。これは銅製伝熱管フィン転造部に転造されるフィン数の減少により、フィンによる熱交換流体からの伝熱性能の低下の影響が顕著に現れ、シリカゲルの水蒸気吸・脱着の阻害となる発・吸熱の除熱が行われにくくなるためである。一方の  $W_s$  はフィンの減少に伴い単一モジュールにおけるシリカゲル充填体積が増大するため増加する傾向にある。Fig. 4 にこれらの値の積  $q \times W_s$  [ $\text{kg} \cdot \text{module}^{-1}$ ] を他のフィン長さの結果と併せて示した。 $q \times W_s$  は単一モジュール当たりの水蒸気吸着量差を表しており、この値が大きいほど装置のコンパクト化には有利である。よって、 $q \times W_s$  が最大値となるフィンピッチ間が最適値となり、最適フィンピッチは 1.0 mm ~ 2.0 mm 程度であることが明らかとなった。

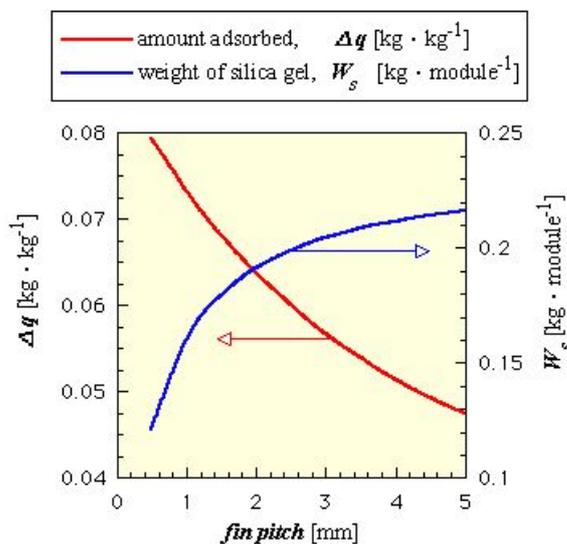


Fig. 3 Numerical results of amount adsorbed and weight of packed silica gel for fin length=10 mm

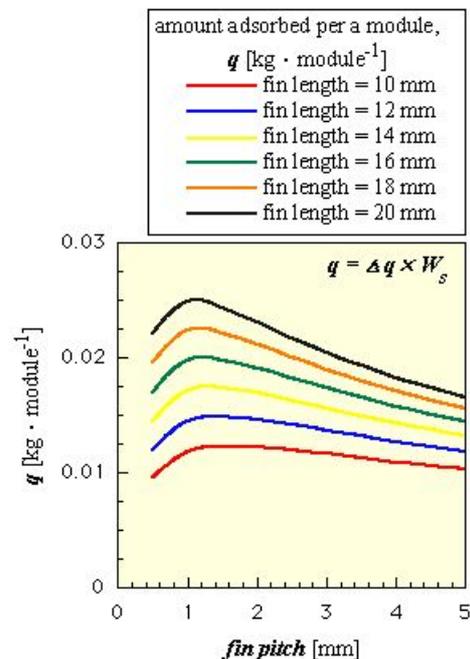


Fig. 4 Optimum size of fin pitch for  $d_p=200 \mu\text{m}$

### フィン長さの最適化

次に最適フィン長さの検討を行った。Fig. 5 にフィンピッチ=1.5 mm と一定とし、フィン長さをパラメータとした場合のそれぞれのフィン長さにおけるシリカゲル単位重量当たりの水蒸気吸着量差  $q$  [ $\text{kg} \cdot \text{kg}^{-1}$ ] および単一モジュールに充填可能なシリカゲル重量  $W_s$  [ $\text{kg} \cdot \text{module}^{-1}$ ] を示した。本図よりフィン長さの増大に伴い  $q$  は減少する傾向にある。これはフィン長さの増大によりモジュール半径

方向への粒子間における水蒸気移動が阻害される為である。いっぽうの  $W_s$  は フィン長さの増大に伴い単一モジュールにおけるシリカゲル充填体積が増大するため増加する傾向にある。Fig. 6 にこれらの値の積  $q \times W_s$  [ $\text{kg} \cdot \text{module}^{-1}$ ]を他のフィンピッチと併せて示した。  $q \times W_s$  は単一モジュール当たりの水蒸気吸着量差を表しており、フィン長さの増大に伴い増加する傾向にある。これはフィン長さの増大による  $q$  の減少割合に対して  $W_s$  の増加割合の影響が顕著に現れるためである。ここで、本検討を行うにあたっての吸着器モデルを Fig. 7 に示した。今回のモデルは吸着器にモジュールを格子状に装填するものとし、単一モジュール当たりの占有面積を  $S$  [ $\text{m}^2$ ]とした。Fig. 8 に、 $q \times S^{-1}$  [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-2}$ ]を、他のフィンピッチの結果と併せて示した。 $q \times S^{-1}$  は単位吸着器面積当たりの水蒸気吸着量差を表しており、この値が大きいほど装置のコンパクト化には有利である。よって、この値の最大値となるフィン長さが最適値となり、最適フィン長さは 12 mm ~ 14 mm 程度であることが、明らかとなった。

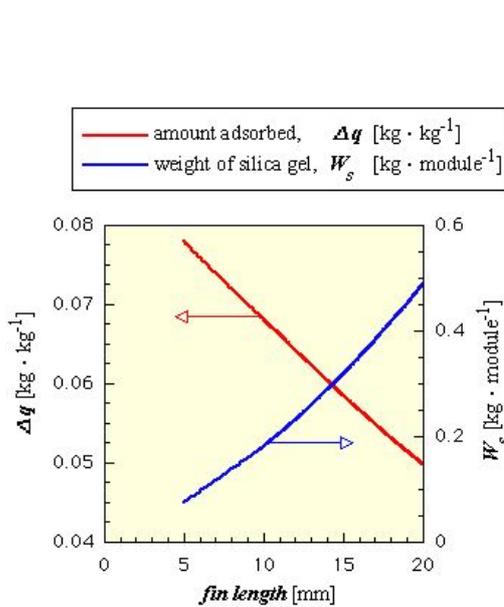


Fig. 5 Numerical results of amount adsorbed and weight of packed silica gel for fin pitch=1.5 mm

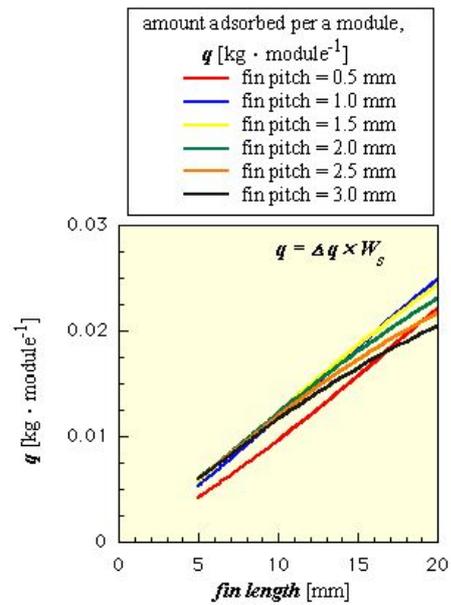


Fig. 6 Numerical results of amount adsorbed per a module for fin pitch=1.5 mm

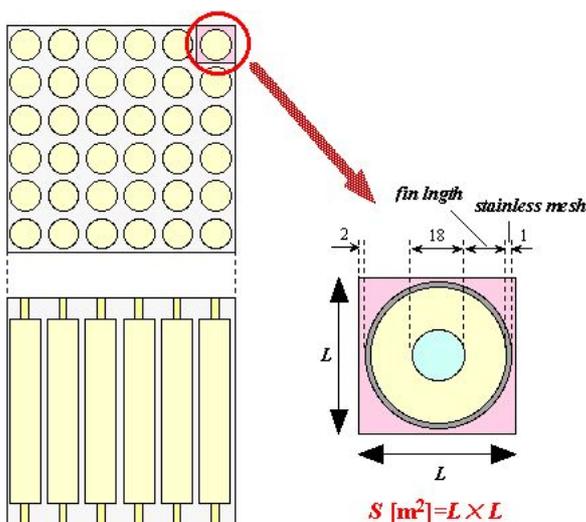


Fig. 7 Schematic drawing of necessary cross-sectional area for one module

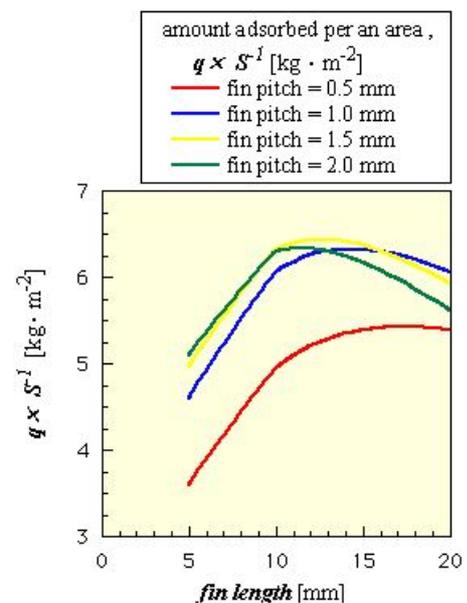


Fig. 8 Optimum size of fin length for  $d_p=200 \mu\text{m}$

#### d) 最適化 FT モジュール装填吸着器で構成される 2 kW 級吸着ヒートポンプの熱出力評価

c)の検討により FT モジュールの最適構造としてフィンピッチ 1.0~2.0 mm、フィン長さ 12~14 mm が決定された。本テーマではこの決定されたモジュール構造に近い FT モジュールを製作し、これを組み込んだ冷熱出力 2 kW 級の吸着ヒートポンプシステムを実際に構築し、吸・脱着の繰り返し操作による連続冷熱生成実験を実施し、その熱出力特性を明らかにした。以下に、その詳細を示す。

#### 実験装置

前節で決定された最適な FT モジュール構造に対して、市販のフィン付熱交換チューブの中でこれに最も近い構造を有するフィンピッチ = 2.32 mm、フィン長さ = 11 mm の熱交換チューブを用いて Fig. 1 に示す FT モジュールを製作した。次に本

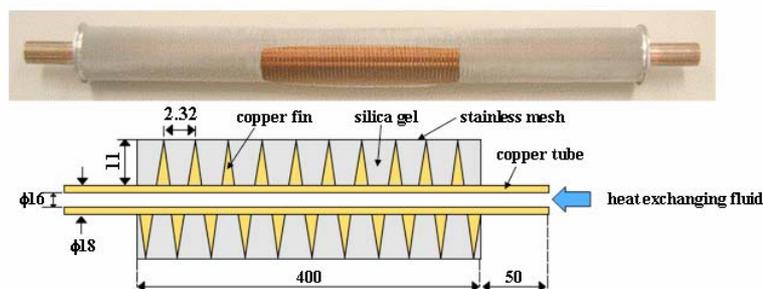


Fig. 1 Detail of FT module

AHP のシステムフローを Fig. 2 に示す。本図より本 AHP は、2 器の吸着

器、1 器の凝縮器、蒸発器およびそれらをつなぐ配管とエアバルブから構成されている。駆動熱源温度（高温水温度  $T_H$ 、冷却水温度  $T_M$ 、冷水温度  $T_L$ ）の制御はリン酸型燃料電池（PAFC）の排熱およびヒーター、チラーを用いて行った。ここで、高温水温度  $T_H$  は、脱着過程における吸着器内熱交換流体入口温度、冷却水温度  $T_M$  は、吸着過程における吸着器および両過程における凝縮器内熱交換流体入口温度、冷水温度  $T_L$  は、両過程における蒸発器内熱交換流体入口温度である。各吸着器は吸着過程、脱着過程においてそれぞれ蒸発器、凝縮器と連結され、この時、各吸着器内の FT モジュールに充填されたシリカゲルが冷媒である水蒸気の吸・脱着を交互に行うことにより、蒸発器から連続的に冷房用の冷熱を取り出すことが可能である。なお吸着過程、脱着過程切り換え時の熱交換流体流路および蒸気流路の切り換えはシーケンサーによるエアバルブの開閉によって行われ、エアの製造はベビーコンプレッサーを使用した。図中の各位置には温度、圧力、熱交換流体流量測定用の測温抵抗体、熱電対、圧力センサー、電磁流量計が取り付けられており、データロガーでその値の計測を行った。また図中の吸着量測定部では、脱着過程においてシリカゲルから脱着した水蒸気の脱着量の測定が可能である。Fig. 3 に Fig. 1 の FT モジュールを組み込んだ吸着器の詳細を示す。吸着器は 2 器の吸着器で構成されており、各吸着器には標記の FT モジュールをそれぞれ 36 本ずつ組み込んだ。シリカゲル総充填量は各吸着器それぞれ 5.8 kg（絶乾基準）、平均粒子径は 400  $\mu\text{m}$  である。なお今回、熱源流体の流量を確保するため、それぞれの吸着器内 FT モジュールは 3 並列 12 直列で連結した。

#### AHP 運転条件

AHP の性能へ及ぼす影響因子として、様々な運転条件が考えられる。本研究では、本 AHP の性能評価を行うにあたり以下に示す運転条件をパラメーターとし、最適運転条件の確立を目的とした検討を行った。なお、実験は基本的に以下の運転条件の（ ）内数値を基準条件として一定とし、着目した運転条件のみを変動させた。

駆動熱源温度  $T$

高温水温度	$T_H$	= 60 ~ 80	( 75 )
冷却水温度	$T_M$	= 30	( 30 )
冷水温度	$T_L$	= 14	( 14 )

サイクル運転時間  $\tau_{cycle}$

吸・脱着時間	$\tau_{a-d}$	= 3 ~ 15 min	( 5 min )
サイクル準備時間	$\tau_p$	= 5 ~ 95 s	( 30 s )

熱交換流体流量  $F$

吸着器内熱交換流体流量	$F_{ads}$	= $2.3 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
凝縮器内熱交換流体流量	$F_{con}$	= $0.68 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
蒸発器内熱交換流体流量	$F_{eva}$	= $0.60 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$

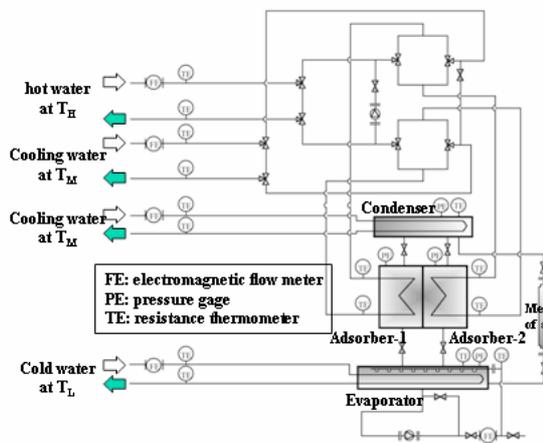


Fig. 2 System flow diagram of the AHP

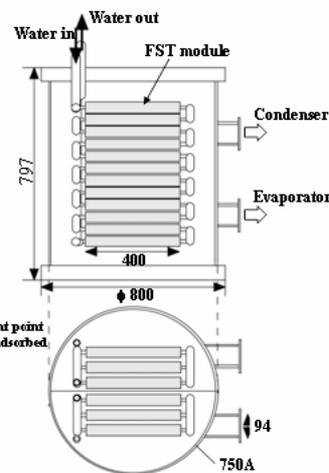


Fig. 3 Detail of the FT module

AHP の連続サイクル運転の試験結果

本節では実際に AHP 連続サイクル運転を行った場合の温度、圧力から見た AHP 挙動について述べる。運転条件は基本的に上記で示した基準条件とし、サイクル時間については  $\tau_{cycle}=310 \text{ s}$  (吸・脱着時間  $\tau_{a-d}=5 \text{ min}$ , サイクル準備時間  $\tau_p=10 \text{ s}$ ) とした。本 AHP 操作は吸着過程と脱着過程が交互に繰り返して行われる。本実験では繰り返し吸・脱着操作を行った結果、測定された温度、圧力の経時変化は 3 サイクル以降同傾向を示していたので、結果の一例として定常サイクル運転時の吸着器 1、2 凝縮器、蒸発器の熱交換流体の入口、出口温度および各器内圧力の経時変化を Fig. 4 に示した。以下に吸着器 1 に着目した場合の AHP 挙動について説明する。なお本図からも分かるように、吸着器 2 では常に吸着器 1 と逆の操作が行われている。

< 吸着過程 >

吸着開始時、吸着器 1 には所定温度の冷却水  $T_M$ 、凝縮器、蒸発器にはそれぞれ冷却水  $T_M$ 、冷水  $T_L$  が流入されており、吸着器 1 は蒸発器と連結されている。吸着過程では、両器の温度の違いによる圧力差を推進力として、蒸発器からの水蒸気を吸着器 1 内シリカゲルが吸着する。この時、蒸発器内では蒸発潜熱により熱交換流体出口温度が低下しており、冷熱生成が確認された。実際には、この冷熱を空調冷房用として利用する。一方、圧力変化について両器内の圧力は蒸発器内の温度降下によりいったん低下した後、吸着速度の低下に伴い初期圧力(冷水温度  $T_L$  における飽和水蒸気圧)に回復・安

定していることが分かる。

< サイクル準備過程 >

サイクル準備過程では吸着器 1 内に高温水  $T_H$  を流入し、次段脱着過程の準備を行っている。具体的には、脱着過程開始時に凝縮器と吸着器 1 の水蒸気圧の逆転現象 ( $P_{ads-1} < P_{con}$ ) により発生する凝縮器から吸着器への蒸気の移動による水蒸気の吸着を防ぐための時間であり、吸着器内圧力が凝縮器内圧力以上になるまで行われる。本図より、吸着器 1 への  $T_H$  の供給により吸着器温度が上昇、それに伴って器内圧力が上昇、30 秒程度で凝縮器圧力にほぼ等しくなっている。

< 脱着過程 >

脱着過程開始により、吸着器 1 は凝縮器と連結される。本図より、凝縮器内の温度は、吸着器からの水蒸気の凝縮に伴う凝縮熱の発生により上昇している。この現象は脱着初期に顕著であり、時間経過に伴う脱着速度の低下により徐々に初期温度に回復している。一方、凝縮器圧力は、上述した温度上昇に伴って上昇した後、初期圧力（冷却水温度  $T_M$  における飽和水蒸気圧）に回復している。この期間中において、蒸発器は冷熱生成を行っているが、これは吸着器 2 における吸着過程に伴うものである。

< サイクル準備過程 >

サイクル準備過程では吸着器 1 内に冷却水  $T_M$  を供給することにより次の吸着過程の準備を行う。具体的には、吸着過程開始時における吸着器と蒸発器の圧力の逆転現象 ( $P_{ads-1} > P_{eva}$ ) による吸着器から蒸発器への蒸気の逆流を防ぐための過程であり、吸着器内圧力が蒸発器内圧力以下になるまで行われている。

以上の操作を繰り返し行うことにより、本 AHP では蒸発器において連続的に冷房用の冷熱が生成されることが実証された。

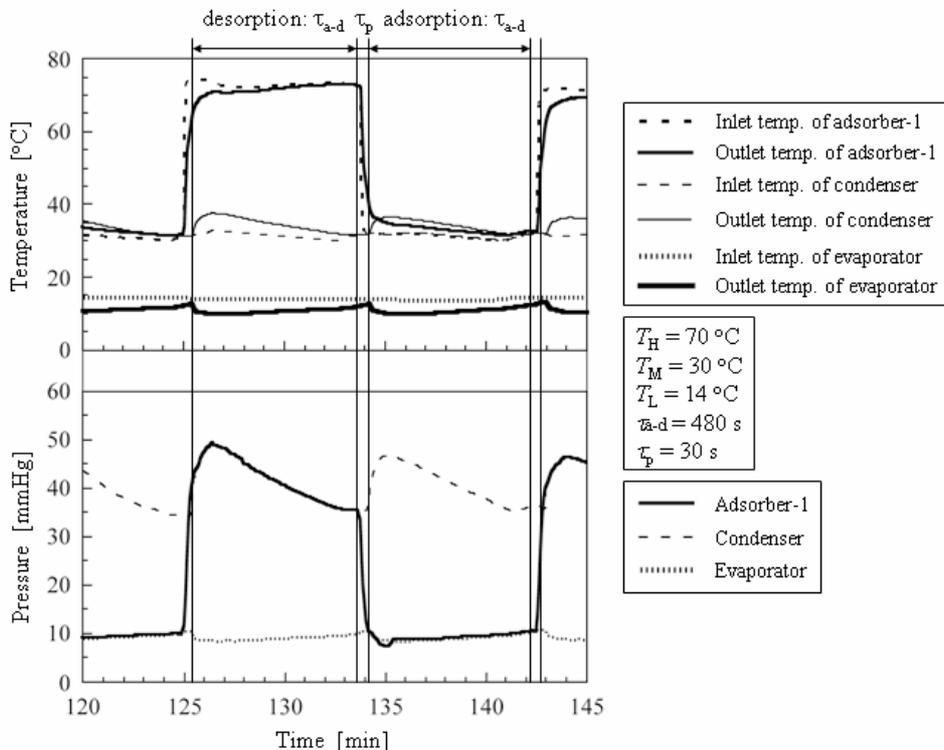


Fig. 4 Temperature and pressure profiles in a cycle operation

## 2kW 級シリカゲル/水蒸気系 AHP の性能評価

これ以降、提案した AHP の性能評価を冷熱出力  $Q_{output}$  [kW] および成績係数 (COP) [-] の両観点から行った。以下に  $Q_{output}$  [kW]、および成績係数 (COP) [-] の定義式を示す。

・冷熱出力  $Q_{output}$

$$Q_{output} [\text{kW}] = C_{pW} [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \times w [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}] \times F_{eva} [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \times T_{eva,ave} [\text{K}]$$

・成績係数 (COP)

$$COP [-] = Q_{output} [\text{kW}] \cdot (Q_{input} [\text{kW}])^{-1}$$

$$Q_{input} [\text{kW}] = C_{pW} [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \times w [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}] \times F_{ads} [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \times T_{ads,ave} [\text{K}]$$

なお  $Q_{output}$ 、 $Q_{input}$  は共に熱量基準であり、 $T_{eva,ave}$ 、 $T_{ads,ave}$  の対象時間はサイクル時間  $\tau_{cycle}$  全体 ( $\tau_{cycle} = \tau_{a-d} + \tau_p$ ) とした。

## 高温熱源水温度 $T_H$ の影響

Fig. 5 に、高温熱源水温度  $T_H$  に対する冷熱出力  $Q_{output}$  および COP の変化を示す。本図より、 $Q_{output}$  は  $T_H$  の増大に伴い増加する傾向にある。例えば、 $T_H$  が 80 の時、 $Q_{output}$  が 3.12 kW に達しているのに対して、 $T_H$  が 60 では冷熱出力はわずかに 1.28 kW となっており、冷熱出力は  $T_H$  に非常に大きく影響されることが明らかとなった。これは蒸発器内水蒸気と吸着材周辺部との圧力差に大きく起因している。具体的には  $T_H$  の増大によりシリカゲルの水蒸気吸着等温線における脱着過程終了時の相対圧  $\phi_l (=P_{TM} / P_{TH})$  が低相対圧側へシフトし、それに伴う吸着過程開始時における吸着材周辺部の圧力  $\phi_l \times P_{TM}$  が減少することにより  $P$  が増大するためと考えられる。また、COP についても  $T_H$  の増大に伴いその値は増加する傾向にあるが、 $T_H$  の増大による COP の増加割合は  $Q_{output}$  のそれと比べて小さいことが分かる。これは  $T_H$  増大に伴い脱着過程時の投入エネルギーが増加するためと考えられる。具体的には水蒸気脱着量増大に伴う潜熱および FT モジュール、AHP 装置への顕熱の増大によるものと考えられ、COP は  $T_H=80$  では  $T_H=60$  の条件での 1.4 倍程度となった。

以上の結果から  $T_H$  の増大に伴い  $Q_{output}$ 、COP 共に増加する傾向にあることが明らかとなった。最適  $T_H$  については COP を考慮した場合に限り  $T_H=70$  程度であることが明らかとなった。

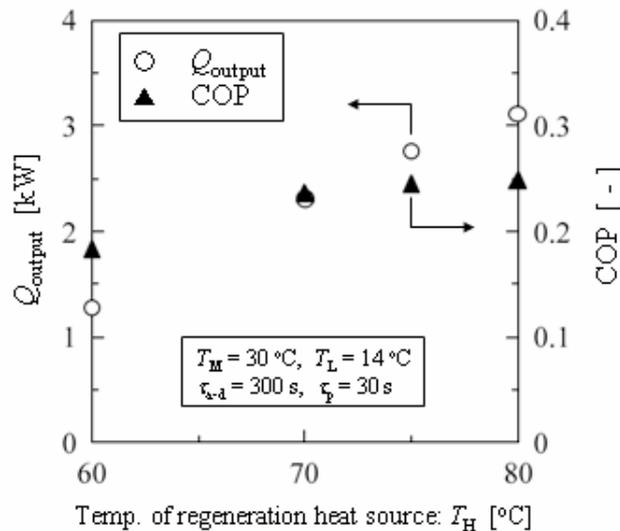


Fig. 5 Influence of regeneration temperature,  $T_H$ , on  $Q_{output}$  and COP

### 吸・脱着時間 $\tau_{a-d}$ の影響

Fig. 6 に、冷熱出力および COP に対する吸・脱着時間  $\tau_{a-d}$  の影響を示す。本図より、冷熱出力は吸・脱着時間  $\tau_{a-d}$  の減少に伴い増大し、 $\tau_{a-d}=5$  min で最大値である 2.67 kW となっている。しかしながら、吸・脱着時間をさらに短く 3 min とすると冷熱出力が低下する傾向が見られる。これは吸・脱着過程切り換えに伴うサイクル準備時間  $\tau_p$  の影響が大きく起因していると考えられる。つまり、 $\tau_p$  中は蒸発器-吸着器間のエアバルブが閉鎖されているため、蒸発器内において水蒸気の蒸発潜熱による冷熱が得られない。吸・脱着時間  $\tau_{a-d}$  が短くなるほど、冷熱出力が得られないサイクル準備期間の寄与が相対的に大きくなることが考えられる。また、吸・脱着時間が短い場合、吸・脱着のサイクルの切り替えに対して、モジュールの温度変化が追いつかなくなり、吸着、脱着双方共に不完全になることによる出力低下も生じていると考えられる。一方 COP は  $\tau_{a-d}$  の増大に伴い増加する傾向にある。ここで最適  $\tau_{a-d}$  の検討を行うにあたり Fig. 7 に  $\tau_{a-d}$  をパラメーターとした場合の  $Q_{output}$  と COP との積  $Q_{output} \times COP$  [kW] を示した。本図より最適  $\tau_{a-d}$  は  $Q_{output}$ 、COP を同等に重要視した場合、その値の最大値を示す  $\tau_{a-d}=8$  min 程度であることが分かる。しかし、AHP 実稼働時において  $Q_{output}$ 、COP どちらを重視するかはユーザー側の冷熱需要の形態によるところが大きく、冷熱重視、COP 重視のいずれかにより、その最適時間は異なることを指摘しておく。

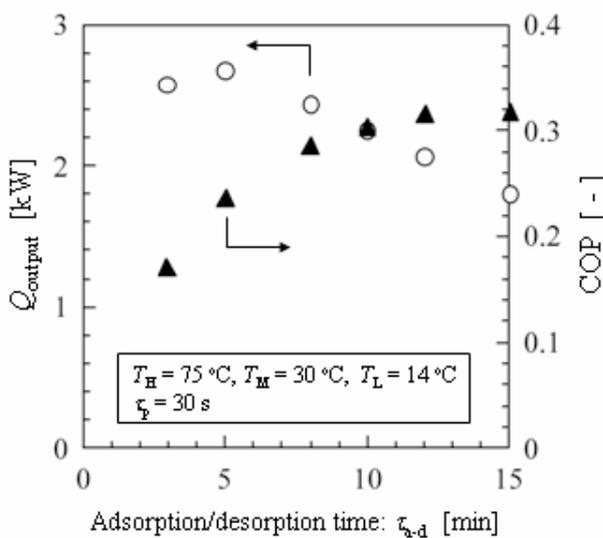


Fig. 6 Influence of  $\tau_{a-d}$  on  $Q_{output}$  and COP

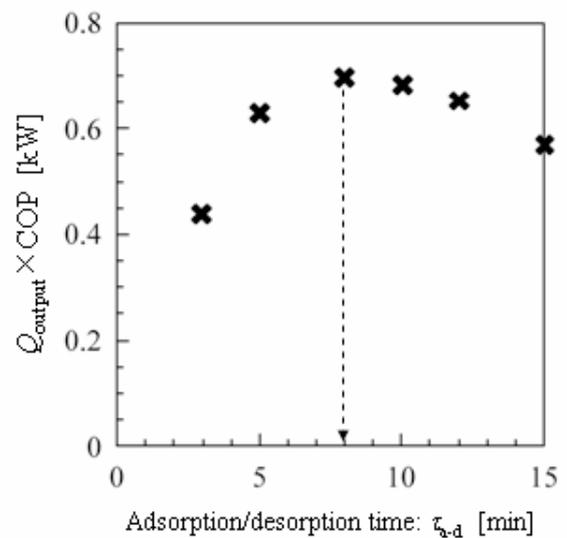


Fig. 7 Determination of the optimum  $\tau_{a-d}$

### 市販吸着ヒートポンプとの比較

本開発で試作した最適 FT モジュールを組み込んだ吸着ヒートポンプについて、吸着器容積あたりの冷熱出力（比出力）を算出すると、107 kW/m<sup>3</sup>-adsorber となった。一方、日本国内で市販されている吸着ヒートポンプについての比出力を概算すると 48 kW/m<sup>3</sup>-adsorber となる。以上から、本開発で試作した吸着ヒートポンプは、吸着器容積基準でおよそ 2.2 倍の性能改善が達成されたことが明らかとなった。

### 3 - 3 . フェーズ II のまとめ

フェーズ II で得られた成果を以下にまとめる。

#### c) シミュレーションによる FT モジュール構造の最適化の検討

フェーズ I の a) で開発したフィン付き伝熱管シリカゲルモジュール (FT モジュール) のさらなる高性能化を目的とし、数値解析を用いたモジュール構造の最適化に関する検討を行った。この結果、FT モジュールの熱・物質移動のモデル化により FT モジュールの数値解析手法を構築した。これを、フェーズ I の実験結果と比較検討することにより、その妥当性を検証すると共に、FT モジュールのモジュール性能の理論的予測を可能とした。さらに構築した数値解析手法により FT モジュールの最適構造を求めた結果、フィンピッチ 1~2 mm、フィン長さ 12~14 mm であることが明らかとなった。

d) 最適化 FT モジュール装填吸着器で構成される 2 kW 級吸着ヒートポンプの熱出力評価

c) の検討により決定された最適モジュール構造に近い FT モジュールを実際に製作し、これを組み込んだ冷熱出力 2 kW 級の吸着ヒートポンプシステムについて、冷熱の連続生成を実証すると共に、その熱出力特性を明らかにすることを目的とした。この結果、本 AHP による冷熱の連続生成が実証された。また、冷熱出力および成績係数は高温熱源温度  $T_H$  に大きな影響を受け、 $T_H$  の上昇に伴い両者共に上昇する傾向が見られた。さらに、吸・脱着時間に対して冷熱出力は極大値を持ち、最適  $\tau_{a-d}$  は 5 min であることが明らかとなった。仮に冷熱出力と成績係数を同等に重視した場合、本 AHP システムでは最適吸・脱着時間は 8 min になることが分かった。さらに、吸着器容積基準の冷熱出力を市販の吸着ヒートポンプと比較するとおよそ 2.2 倍の性能改善が達成されたことが明らかとなった。

#### 4. 成果の達成度

本テーマでは、吸着ヒートポンプ普及の最大の阻害要因である装置容積が大きいという課題点に対して、吸着ヒートポンプの主要構成要素である吸着器の性能改善による装置のコンパクト化・高性能化の達成を最終目的とした研究開発を実施した。具体的には吸着材であるシリカゲルと熱交換器を一体化することにより熱・物質移動促進を図ったフィン付き伝熱管シリカゲルモジュール (FT モジュール) を提案し、基礎実験から理論解析による最適構造の決定、さらには最適 FT モジュールを用いた試験機による連続冷熱生成の実証実験を行った。その結果、今回開発された FT モジュールは既存のシリカゲル/伝熱管一体型熱交換モジュールに比べて 5~10 倍の冷熱出力性能を有することが明らかとなった。さらに最適化を行った FT モジュールについての吸着器容積基準の比出力を、現在日本国内で市販されている吸着ヒートポンプのそれと比較すると、およそ 2.2 倍という大幅な性能向上が達成されたことから、本テーマの達成度は 100% である。

#### 5. 今後の課題

本テーマで開発した FT モジュールは既往の吸着ヒートポンプ用モジュールに比べて大幅な性能改善が達成されたが、さらなる高性能化に向けての課題点も存在する。その一つは本テーマでは FT モジュールの最適構造の決定を行ったが、今回は FT モジュールの熱交換パイプ部分のサイズを固定した上での最適化であり、最適化パラメータはフィンピッチ、フィン長さのみであった。実際には熱交換パイプの管径も重要な最適パラメータであるため、3 パラメータを考慮しつつ、さらに吸着器容積が最小となるように吸着器容積を評価指標とした最適化の実施が必要と考えられる。また、今回開発した FT モジュールの充填密度に着目すると、FT モジュールの充填密度は理論上達成可能な充填密度に対して 60% 程度しか充填がされていない。これは主に円筒形というモジュール形状によるところが大きく、シリカゲル粒子を密に充填しにくいという課題点を有している。FT モジュールが持つ高い伝熱性能を有しつつ高充填密度化を図れるモジュールとして FT モジュールの改良型としてプレートフィンチューブ形のモジュールが考えられ、吸着ヒートポンプのさらなるコンパクト化・高性能化に向

けて、このモジュールの開発にも展開を図っていく必要がある。

#### 参考文献

- 1) Ito, M., F. Watanabe and M. Hasatani ; “Transient Behavior of the Adsorption Heat Pump with the Multiple Adsorbent-Tube Type Adsorber,” Kagaku Kogaku Ronbunshu, 22, 582-589 (1996)
- 2) Watanabe, F., J. Kozuka, M. Ito and M. Hasatani ; “Heat and Mass Transfer in Super Active Carbon/Ethanol Adsorption Heat Pump with Packed Bed Type Adsorber,” Kagaku Kogaku Ronbunshu, 27, 722-727 (1996)
- 3) Ito, M., F. Watanabe and M. Hasatani ; “Cold Energy Generation Characteristics of Adsorption Heat Pump Using Direct Heat Exchange Module,” Kagaku Kogaku Ronbunshu, 22, 926-929 (1996)
- 4) Watanabe, F., J. Kozuka, J. Ozaki, M. Kumita and M. Hasatani ; “Experimental Study of Heat Transfer Characteristics of MAT-Type Adsorption Heat Pump,” Kagaku Kogaku Ronbunshu, 20, 339-345 (1994)
- 5) Kanamori, M., R. Fujisawa, F. watanabe H. Matsuda, Hasatani and M. Hiramatsu ; “Numerical Analysis of Heat and Mass Transfer Characteristics of Ethanol Adsorption Heat Pump Composed of Plate Super Activated Carbon and Heat Transfer Sheet,” Kagaku Kogaku Ronbunshu, 24, 845-850 (1998)