

論文 自動車用吸着式冷凍機の小型吸着器仕様に関する研究*

A Study of the Adsorber Specifications of Compact Adsorption Refrigerators for Automobiles

井上 誠司
Seiji INOUE

井上 哲
Satoshi INOUE

小林 敬幸
Noriyuki KOBAYASHI

The adsorption refrigerator for automobiles reduces the environmental impact of automobiles, because it uses waste heat from the engine as its energy source. However, due to insufficient space for air conditioning devices in automobiles, it is generally necessary for air conditioning devices to be extremely compact in order to be installed in vehicles. In this paper, the relationship between the specifications of the adsorber and its volume was studied through various simulations and experimental data. As a result, the necessary characteristics of the adsorbent and the required specifications of the heat exchanger were obtained.

Key words : Automobile, Air conditioning, Heat pump, Heat transfer enhancement, Heat exchanger, Numerical analysis, Adsorption refrigerator

1. 緒論

近年の地球温暖化などの環境問題から自動車用冷房装置にも省動力化が強く要求されている。熱を動力源とする吸着式冷凍機を自動車に搭載できれば、通常は外気に放出しているエンジン排熱を利用した冷房が行える。しかし一般の定置型冷凍機に比べ自動車用の冷凍機は、搭載性や外気温などの面で厳しい条件での出力性能が要求されている。

これまで吸着式冷凍機に関する研究は多数行われているが、これらは定置型を目的としたものが主であり⁹⁻¹¹⁾ 自動車用としては吸着剤や媒体に関する研究¹²⁾ がわずかに見られる程度で車載を前提とした研究はほとんど行われていない。吸着式冷凍機を車載するための課題としては、クールダウン性能の確保、始動時の熱源の確保、蒸発器や凝縮器の小型化、吸着器の小型化などが考えられる。クールダウンのためには後述するような高出力が求められる。始動時の熱源としては燃烧器等の補助熱源を持つことが必要である。これは冬季には補助ヒータとしても活用できる。蒸発器や凝縮器には低温度差での熱交換が求められるため、熱伝達性能の高い高性能な熱交換器が必要となる。

冷房システムとしてはこれらの課題をすべて解決する必要があるが、本報では吸着器の小型化に的を絞った研究を行った。自動車用としての特異な条件において吸着式冷凍機に要求される性能を整理し、その性能を満たすために必要な吸着器の仕様、その中でも最も性能に寄与する吸着コアの仕様について検討を行った。

2. 主な記号

C : 水分吸着率 (kg/kg)
 C_{eq_ads} : 吸着条件での平衡水分吸着率 (kg/kg)
 C_{eq_des} : 脱着条件での平衡水分吸着率 (kg/kg)
 Cp_{ad} : 吸着剤比熱 (J/(kg·K))
 Cp_w : 冷却水比熱 (J/(kg·K))
 D : 拡散係数 (m²/s)
 k_{ad} : 総括吸着速度係数 (s⁻¹)
 m_{ad} : 吸着剤質量 (kg)
 P : 水蒸気圧力 (Pa)
 Ps : 飽和水蒸気圧 (Pa)
 Q : 平均冷凍能力 (W)
 R : 水蒸気の気体常数 (J/(kg·K))
 R_{core} : 吸着器中の吸着コア占有比率 (—)
 T : 温度 (K)
 T_{in_ad} : 吸着コア冷却水流入温度 (°C)
 T_{out_ad} : 吸着コア冷却水流出温度 (°C)
 T_{in_ev} : 蒸発コア冷却水流入温度 (°C)
 v_{ad} : 吸着速度 (kg/(m³·s))
 V : 吸着器容積 (L)
 V_{core} : 吸着コア容積 (L)
 ΔC_τ : 時間 τ における水分吸着率 C と C_{eq_ads} の差 (kg/kg)
 ΔC_{max} : 脱着条件と吸着条件での平衡水分吸着率の差 (kg/kg)
 ΔH : 吸着潜熱 (J/kg)
 η_τ : 時間 τ における水分吸着効率 (—)
 λ_{ad} : 吸着剤層熱伝導率 (W/(m·K))
 ρ_v : 水蒸気密度 (kg/m³)

* (社) 日本機械学会の了解を得て、「日本機械学会論文集」第72巻716号 (平成18年4月号) より転載

- ρ_{ad} : 吸着剤層かさ密度 (kg/m³)
- τ : 時間 (s)
- τ_{bat} : バッチ運転における切り替え時間 (s)
- τ_{sh} : 吸着コアの顕熱除去時間 (s)
- ϕ : 相対湿度 (=冷媒の蒸気圧 / 吸着剤温度における飽和蒸気圧 = P/Ps)

3. 自動車用冷凍機に要求される条件

カーエアコンに用いる冷凍機は、エンジンルームなどの狭い空間に制約される体格条件、夏期の路上など厳しい外気温度条件、十分な快適感に必要な低い冷凍温度、クールダウン時に必要な高い冷凍能力など、一般の冷凍機に比べ厳しい条件が要求される。吸着式冷凍機を用いた場合にも同様の条件が求められるため、以下それぞれの条件について検討する。

3.1 体格条件

自動車で一般的に用いられている蒸気圧縮式冷凍機はFig. 1のように、主に、コンプレッサ、コンデンサ、エバポレータ、送風機で構成されている。¹³⁾

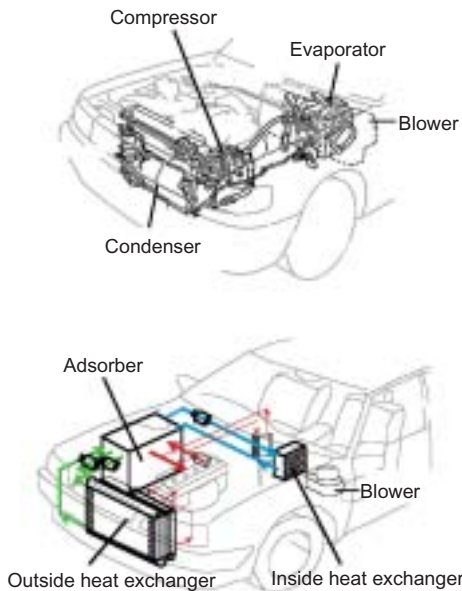


Fig. 1 Vapor compression refrigerating system for automobile (upper) and adsorption refrigerating system for automobile (lower)

一方、吸着式冷凍機は吸着器、放熱器、吸熱器、送風機で構成される。吸着器はコンプレッサに相当するため、その体格は必然的に同等であることが望まれる。コンプレッサの体格は排気量2Lクラスの乗用車の場

合、およそ7L程度の体格であり突起部などを考慮するとおよそ10L程度の占有体積となっている。したがって吸着器にも同程度以下の体格であることが要求される。

3.2 外気温度条件

定置用の大型冷凍機の場合、放熱器には水噴霧式の冷却塔を用いて外気温以下(露点)の冷却温度を得ることが可能であるが、自動車の場合、水の安定的供給が困難であるため外気による乾式の冷却となる。一般的な日本での夏期外気条件を35℃とし熱交換器に必要な外気温と冷却水温の温度差を5℃とすると、吸着器に供給できる冷却水温度は40℃となる。しかし自動車の場合炎天下の渋滞時など厳しい条件下では冷却水温は55℃にもなる。

3.3 冷凍性能(冷凍温度、冷凍能力)

現在の一般的なカーエアコンでは、5℃程度の冷凍温度が要求される。また一部の車種ではエコノミーモード等と称して快適感を残したまま省エネルギーを行うために10℃程度の冷凍温度も設定されている。冷凍能力としては真夏の定常熱負荷である約2kWから、クールダウン時に必要とされる5kWが要求される。

以上の条件をTable 1にまとめる。必要最小限の条件として①、本来必要な条件として②、過渡時に必要な条件として③とした。自動車用の吸着式冷凍機には最終的には②と③の条件を満足する性能が必要であるが、ひとつのマイルストーンとして①の条件を満たすことが重要である。本報ではまず①の条件においてどのような吸着器仕様が必要となるかの検討を行った。

Table 1 Refrigerating capacity and conditions required for refrigerating system for automobile

	Required refrigerating capacity	Ambient temp.	Output temp. of refrigerator	Heat source temp.
① Steady state (1st. condition)	2kW	35℃	10℃	90℃
② Steady state (2nd. condition)	2kW	45℃	5℃	90℃
③ Transient state	5kW	45℃	15℃	<90℃

4. 吸着式冷凍機の作動

次章で吸着器に要求される仕様を定量化するが、その前に吸着式冷凍機の構造と作動を簡単に説明し、冷

凍能力などについて定義する。

Fig. 1に示した吸着器の内部構造をFig. 2に示す。吸着器は2台の吸着コア、蒸発器、凝縮器、その他（蒸気バルブ、外壁、蒸気通路など）で構成されている。吸着コア、蒸発器、凝縮器はコルゲートフィン型などの熱交換器を用い、吸着コアのフィン部には吸着剤が接着剤等を用いて充填されている。

一般的な吸着式冷凍機と同様に本システムでも吸着コアは2台あり一定時間毎に吸着と脱着を切り替えるバッチ運転を行う。この切り替えの時間間隔をバッチ時間 τ_{bat} と定義する。バッチ運転であるため瞬時の冷凍能力は時間的に大きく変動するが、以後はバッチ時間での時間平均値を冷凍能力 Q と定義する。

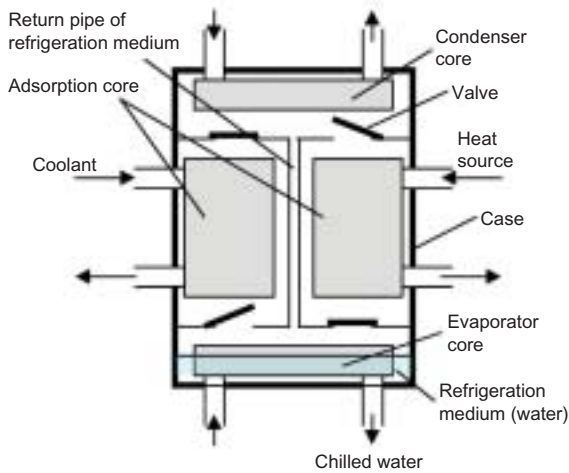


Fig. 2 Schematic view of an adsorber

5. 吸着器に要求される仕様

2章で述べた条件（吸着器体格、外気温条件、冷凍性能）から吸着器に要求される仕様を定量化する。まず体格条件（約10L）と冷凍能力（2kW）から吸着器の単位体積あたりの Q 冷凍能力目標値（時間平均値）を、

$$\frac{Q}{V} \geq 200 \text{ (W/L)} \quad (1)$$

とする。この値をもとに吸着剤を充填した熱交換器（以下吸着コアとよぶ）の仕様を決定していくためには、吸着器体積 V に占める吸着コアの体積 V_{core} の比率を決める必要がある。我々は蒸発器や凝縮器にコルゲートフィンタイプのコンパクト熱交換器を用いた場合のそれぞれの占めるおよその比率としてFig. 3のように仮定した。

すなわち1台の吸着コアがしめる割合 R_{core} をおよそ25%とした。吸着器の冷凍能力を算出する場合、吸着

コアの単位体積あたりの能力として計算する方が都合が良いため、式(1)を次式のように変形し、この値を以後の目標値とする。

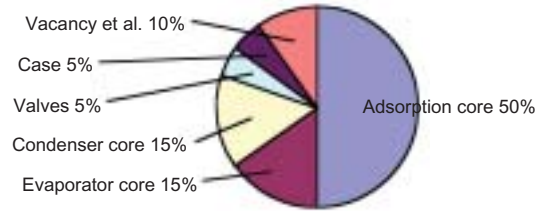


Fig. 3 Volumetric ratio of each parts in an adsorber

$$\frac{Q}{V_{core}} = \frac{Q}{V \cdot R_{core}} \geq \frac{200}{R_{core}} = 800 \text{ (W/L)} \quad (2)$$

6. シミュレーションモデルと妥当性の検証

吸着コアの性能（冷凍能力）には、平衡吸着量や吸着速度を支配する吸着剤の特性、伝熱や水蒸気拡散を支配する熱交換器のフィンやチューブの形状など吸着コアの仕様に関する多くのパラメータが関連する。これらのパラメータが冷凍能力にどのように影響するかを求めるため、シミュレーションによる解析を行う。そこで作成したシミュレーションコードによる結果と、バッチ実験結果を比較することでその妥当性を検証した。以下それぞれの詳細について述べる。

6.1 シミュレーションモデル

我々は吸着コアとしてコルゲートフィン型の熱交換器に吸着剤を充填したものを想定しており、シミュレーションではFig. 4に示すようにフィン間の一部を取り出してモデル化している。

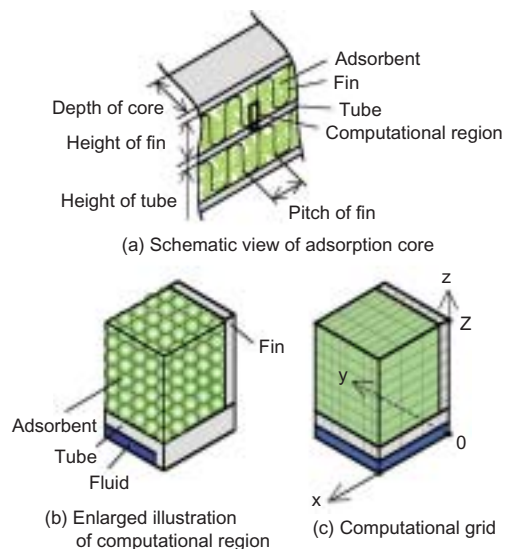


Fig. 4 Simulation model

計算は吸着コア幅の1/2, チューブピッチの1/2, フィン間隔の1/2の領域を3次元微小要素に分割して行った。¹⁾¹⁴⁾¹⁵⁾¹⁶⁾ 吸着剤領域では厳密には粒子内の吸着現象や粒子間の熱物質移動の微視的解析が必要であるが, ここでは粒子層での総括的な物質拡散係数や熱伝導率を定義することで近似できると仮定した. 計算に用いる物質(水蒸気)移動, 熱移動, 吸着の基礎方程式として以下の式を用いた.

$$\frac{\partial \rho_v}{\partial \tau} = \frac{D}{RT} \left(\frac{\partial^2 P}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial z^2} \right) - v_{ad} \quad (3)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{\lambda_{ad}}{\rho_{ad} C p_{ad}} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \frac{v_{ad} \Delta H}{\rho_{ad} C p_{ad}} \quad (4)$$

$$v_{ad} = k_{ad} (C_{eq,ad} - C) \rho_{ad} \quad (5)$$

境界条件

$$P = P_s \text{ at } y = 0 \quad (6)$$

$$\frac{\partial P}{\partial x} = 0 \text{ at } x = X, \quad \frac{\partial P}{\partial y} = 0 \text{ at } y = Y, \quad \frac{\partial P}{\partial z} = 0 \text{ at } z = Z \quad (7)$$

$$T = T_{in,ad} \text{ at } z = 0 \quad (8)$$

$$\frac{\partial T}{\partial x} = 0 \text{ at } x = X, \quad \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \text{ at } y = Y, \quad \frac{\partial T}{\partial z} = 0 \text{ at } z = Z \quad (9)$$

初期条件

$$P = P_s \text{ at } \tau = 0 \quad (10)$$

$$T = T_{in,ad} \text{ at } \tau = 0 \quad (11)$$

水蒸気拡散係数 D , 総括吸着速度係数 k_{ad} , 吸着剤層の等価熱伝導率 λ_{ad} には予備検討の結果からそれぞれ次の値を用いた.

$$D = 3.78 \times 10^{-7} P + 1.86 \times 10^{-3} \quad (12)$$

$$k_{ad} = 0.05, \quad \lambda_{ad} = 0.04$$

また, 近年の自動車の熱交換器の大半がアルミ製であることから¹⁷⁾ 熱交換器部分の熱伝導率 $\lambda_{al}=193$ (W/(m·K)) を用いた.

6.2 実験およびシミュレーションモデルの検証

実験装置概要をFig. 5に示す. 吸着部はアルミ製真

空容器と吸着コアからなり, 吸着コアのフィン隙間には吸着剤がエポキシ系接着剤にて充填固定されている. 接着剤は吸着を妨げないように吸着剤量の約1% (質量比) としている. 蒸発部, 凝縮部も真空容器とコルゲートフィン型の熱交換器で構成されているが, 吸着あるいは脱着作用による蒸気圧変化を極力抑えることが可能な大きさとした. 各容器は蒸気バルブを介してステンレス製の蒸気配管で接続されている. この装置を用いて次のように実験を行った.

まず脱着時の $T_{in,ad}$ と $T_{in,cond}$ の条件 (例えばそれぞれ 90°C と 40°C) で十分に吸着剤を脱着する. その後, 脱着バルブと吸着バルブを両方とも閉めた状態で, 吸着時の $T_{in,ad}$ と $T_{in,ev}$ の条件 (例えばそれぞれ 40°C と 20°C) にして定常状態にし, 吸着コアの熱を除去する. その後同じ $T_{in,ad}$ と $T_{in,ev}$ の条件のまま吸着バルブを開け吸着を行う.

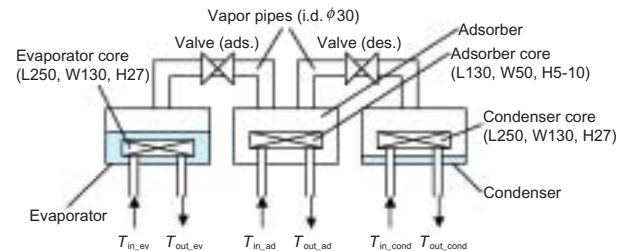


Fig. 5 Experimental equipments

Fig. 6に実際の温度測定例を示す. 測定した $T_{in,ad}$ と $T_{out,ad}$ から, 次式を用いて水分吸着量を算出する.

$$\frac{dC}{d\tau} = \frac{(T_{out,ad} - T_{in,ad}) G C p_w}{\Delta H} \quad (13)$$

$\tau=0$ において $C=C_{eq,des}$ なので式(13)は,

$$C = \int \frac{(T_{out,ad} - T_{in,ad}) G C p_w}{\Delta H} d\tau + C_{eq,des} \quad (14)$$

となる. ここで吸着効率として η_τ を次式で定義する.

$$\eta_\tau = \frac{\Delta C \tau}{\Delta C_{max}} \quad (15)$$

$$\Delta C_{max} = C_{eq,ads} - C_{eq,des} \quad (16)$$

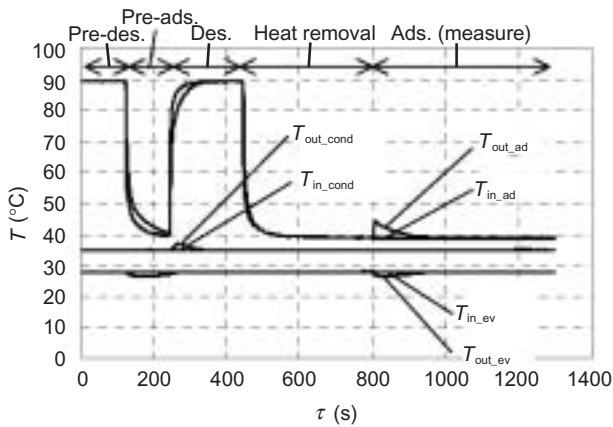


Fig. 6 Example of experimental measurements

Fig. 7に実験結果と計算結果の比較を示す。異なる条件でのデータを得るために、実験では $T_{in, ev}$ を $10^{\circ}C$ 及び $28^{\circ}C$ と変えて測定を行った。それぞれの条件で2回ないし3回測定を繰り返した。シミュレーションでは吸着器の一部をモデル化しており、実験とは出力の絶対値で比較することはできないため式(15)で示した吸着効率 η_{τ} で比較した。どちらの条件でも実験値と計算値は数%の精度で一致しておりシミュレーションモデルの妥当性を確認できた。

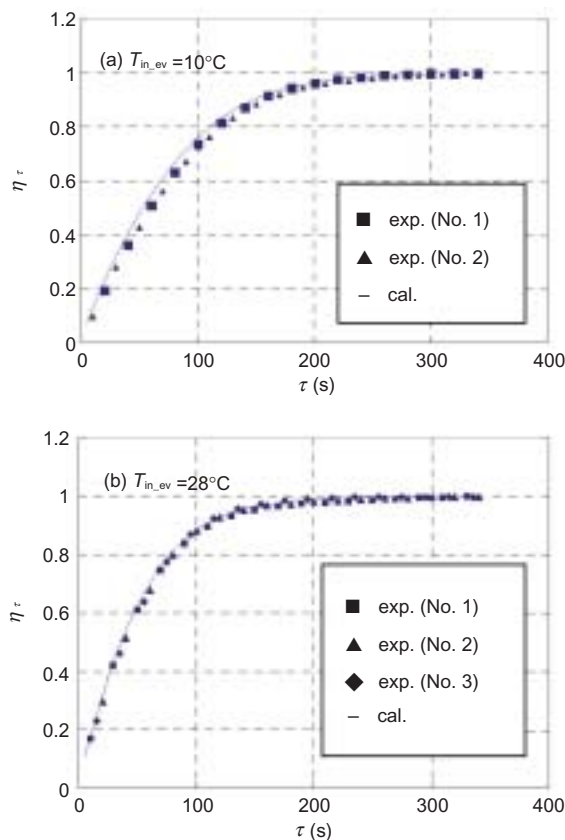


Fig. 7 Comparison between cal. and exp.

7. 冷凍性能に及ぼす各種パラメータの影響

吸着式冷凍機の冷凍性能に影響するパラメータには、吸着剤特性、吸着コア仕様（フィンピッチ、フィン高さ、コア厚さ）、切り替え時間、吸着コアの熱容量、がある。5章で述べた目標値を達成するためにはこれらのパラメータを適宜変化させ冷凍能力を計算し、目標値達成可能条件を導出することが必要である。まず各々のパラメータの考え方について述べた後に、自動車用冷凍機に求められる吸着器仕様について検討した。

7.1 吸着剤特性

吸着剤特性を示す吸着等温線は吸着剤の種類により様々なプロファイルを持っている¹⁸⁾が今回は簡単のために脱着条件 ($T_{ad}=90^{\circ}C$, $T_w=40^{\circ}C$, $\phi=10.5\%$) と吸着条件 ($T_{ad}=40^{\circ}C$, $T_w=10^{\circ}C$, $\phi=16.6\%$) の間を直線的に結んだ仮想的な吸着剤を想定し、Fig. 8に示すようなプロファイルとして模式化した。

Type A, B, C, Dはそれぞれ $\Delta C_{max}=0.05, 0.1, 0.2, 0.3$ とした。Type AからDまで順次勾配が大きくなっており、このうちType Aは市販のシリカゲルと同等の勾配を持っており、またType BはFSM¹⁹⁾²⁰⁾とほぼ同等の勾配を持っている。Type C, Dは実在していないが、より勾配が大きい高性能な吸着剤であると言える。脱着条件から吸着条件の間での吸着等温線の勾配を有効勾配と名付け $dC/d\phi$ と表す。 $dC/d\phi$ の値は先の ΔC_{max} から計算すると0.82 (Type A), 1.63 (Type B), 3.26 (Type C), 4.89 (Type D)となる。

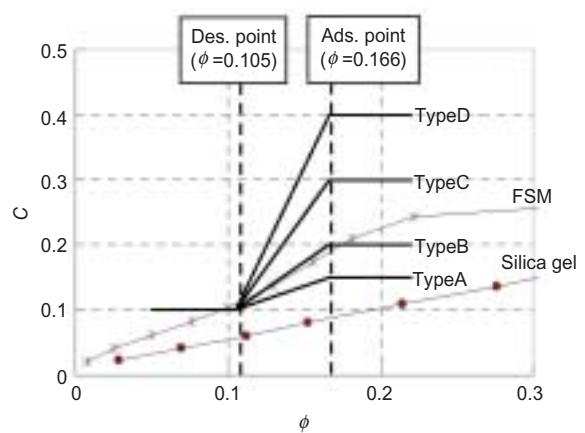


Fig. 8 Assumed adsorbent isotherm used for the simulation (Type A-D)

7.2 吸着コア仕様

吸着コアの仕様はFig. 4(a)に示すようにフィンピッチ, フィン高さ, コア厚さ, チューブ高さで決まる. このうちチューブ厚さについては内部を粘性の高いクーラント液等を流すためあまり薄くできない. そこで最新型の自動車用ラジエータで一般的に用いられているものと同様に1mm固定とした. フィンピッチ, フィン高さ, コア厚さについてはパラメータとして値を変化させる.

ここでフィンピッチについては次のような注意が必要である. Fig. 4(a)に示すようにここではフィンピッチとして山から山までの1周期間隔で定義している. 従って例えばフィンピッチが1mmである場合, フィンとフィンの平均間隔は半周期である0.5mmとなる.

7.3 切り替え時間

吸着式冷凍機特有のパラメータである切り替え時間(バッチ時間) τ_{bat} を用いると正味の平均冷凍能力は,

$$Q_{net} = \frac{\Delta C_{max} \cdot \eta_r \cdot \Delta H \cdot m_{ad}}{\tau_{bat}} \quad (17)$$

で表される. つまり τ_{bat} は短い方が高い冷凍能力となるが, 実際には吸着コアが顕熱を有するためこれを加熱冷却するための時間が必要になる. 例えば脱着時に90℃であった吸着器は, 吸着時に最終的には40℃程度まで温度が下がらなければならない. この温度差50℃分に相当する吸着コアの顕熱を加熱または冷却するための時間を τ_{sh} とするとバッチ時間にはこの時間を加味しておかなければならない. そこで τ_{sh} を加味した平均冷凍能力として,

$$Q_{net} = \frac{\Delta C_{max} \cdot \eta_r \cdot \Delta H \cdot m_{ad}}{\tau_{bat} + \tau_{sh}} \quad (18)$$

と定義した.

7.4 顕熱除去時間

前章で述べた顕熱除去時間 τ_{sh} を求めるためFig. 5と同じ装置を用いて実験を行った. 脱着条件で十分飽和温度に達した後, 脱着バルブ, 吸着バルブともに閉にしたまま吸着条件にする. このときに吸着コアが冷却水により冷却され温度が低下する. この温度変化量を脱着温度と吸着温度の差 ΔT_{max} で無次元化したものを Fig. 9に示す. ここで90%になる τ の値を τ_{sh} と定義し, Fig. 9から $\tau_{sh}=25s$ とした.

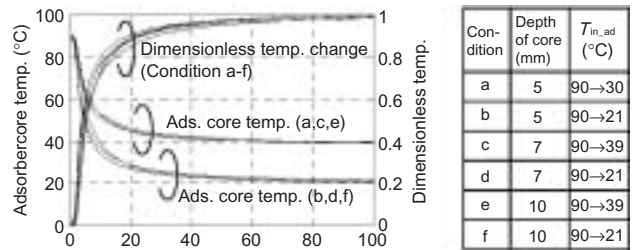


Fig. 9 Transition of adsorber core temperature without adsorption

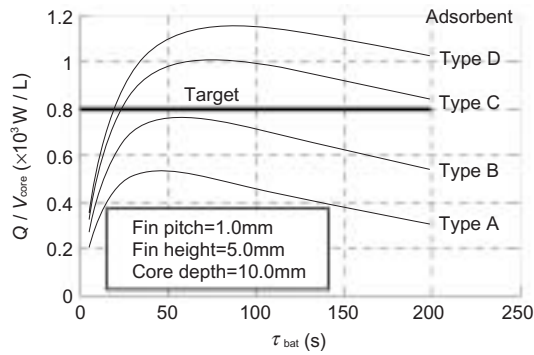
7.5 結果と考察

以上の値を用いて, 6章で示したシミュレーションにより各パラメータを変化させた冷凍能力を計算した. 吸着剤タイプ, フィンピッチについて変化させた計算結果の例をFig. 10に示す.

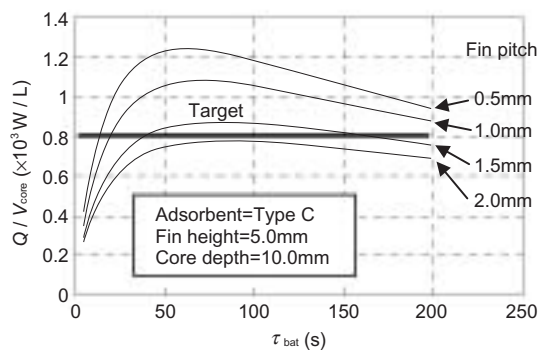
切り替え時間 τ_{bat} に対し冷凍能力は極大値を持ち, その極大値は吸着剤特性やフィンピッチなどのパラメータにより大きく変化することが分かる. そこで各種パラメータに対する冷凍能力の極大値を整理しFig. 11に示す. 条件の組み合わせはTable 2に示したとおりである. これら図より Q/V_{core} の値が目標値800 (W/L)を上回る条件がどの範囲であるかが分かる. 吸着剤特性がType Bである場合, {フィンピッチ, フィン高さ, コア奥行き}の値が, {0.8, 5.0, 10.0}, {1.0, 3.0, 10.0}, {1.0, 5.0, 9.0}などの組み合わせとなった場合に目標値を上回ることが分かる. 吸着剤特性をType Cとすればフィンピッチ1.5でも上回る結果となっている. これらのことより, 自動車用の目標値を達成するためには吸着剤特性の有効勾配 $dC/d\phi$ が1.63 (Type B)程度の場合, フィンピッチを0.8mm程度以下にする必要がある.

Table 2 Conditions for simulation

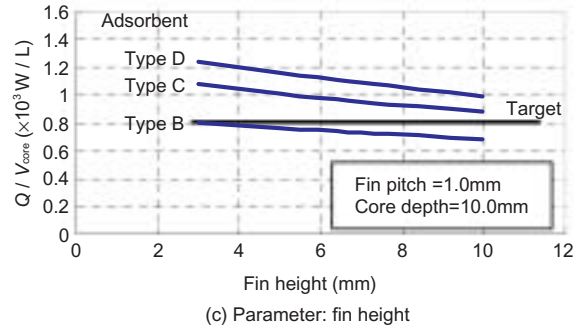
	Type of adsorbent	Fin pitch	Fin height	Core depth
Fig. 11 (a)	A, B, C, D	1mm	5mm	10mm
Fig. 11 (a)	B, C, D	0.5, 1, 1.5, 2mm	5mm	10mm
Fig. 11 (a)	B, C, D	1mm	3, 5, 7, 10mm	10mm
Fig. 11 (a)	B, C, D	1mm	5mm	5, 7, 10, 15mm



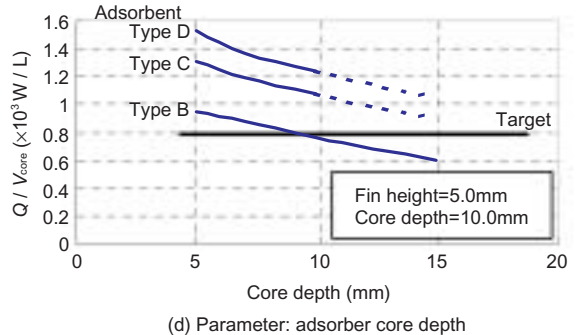
(a) Parameter: type of adsorbent



(b) Parameter: Fin pitch



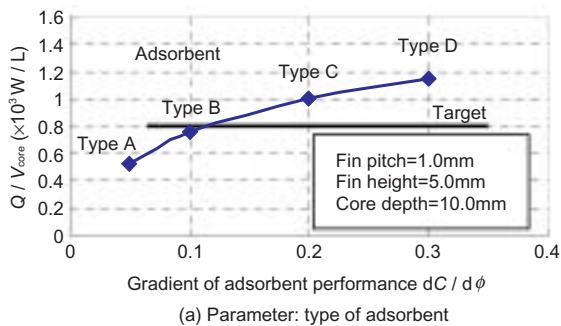
(c) Parameter: fin height



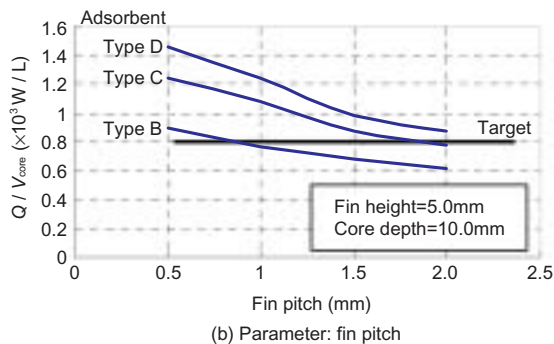
(d) Parameter: adsorbent core depth

Fig. 11-2 Influence of each parameters on the refrigerating capacity

Fig. 10 Examples of simulation of refrigerating capacity



(a) Parameter: type of adsorbent



(b) Parameter: fin pitch

Fig. 11-1 Influence of each parameters on the refrigerating capacity

以上、本報では3章で述べた条件①を満足するための仕様を求めたが、吸着式冷凍機が自動車用として広く普及するためには条件②③を満足するようにより高性能な吸着剤、吸着コア仕様が求められる。これらは吸着時の ϕ が脱着時の ϕ の値より小さくなる（ ϕ の大小関係が逆転している）条件であるため活性炭やシリカゲルなど一般的な吸着剤では成立不能である。この課題に対する対策として筆者らは温度域によって吸着等温線が変化する特性、すなわち温度依存性を利用することを検討している。クラジウス-クラペイロンの式¹⁸⁾を用いると温度の変化に対する吸着等温線の変化が定量的に計算できる。吸着潜熱 ΔH が大きいほど吸着等温線の変化量は大きくなるため、上記のように ϕ の大小関係が逆転する場合にも脱着を行える可能性があると考えられる。この内容については詳細を別途報告する予定である。

8. 結論

排熱を利用し冷凍能力を得る吸着式冷凍機を自動車に適用するためには、冷凍能力に対する吸着器体格を非常にコンパクトにしなければならない。そこで本論文では、吸着式冷凍機を自動車に搭載するための性能

体格比 Q/V について目標値を示し、その目標値を上回るための吸着器の仕様をシミュレーションを用いて計算した。その結果、吸着剤特性の勾配 $dC/d\phi$ が1.63以上 ($0.105 < \phi < 0.166$ において $\Delta C_{\max} \geq 0.2$)、フィンピッチが0.8mm以下 (フィン同士の平均間隔は0.4mm以下)、フィン高さが5mm以下、コア奥行きが10mm以下であることが、目標値を達成するための仕様の目安となることを明確にした。

謝辞

本研究において有益なご助言をいただきました名古屋大学大学院工学研究科化学・生物工学専攻小野木教授に感謝いたします。

<参考文献>

- 1) Yamamoto E., et al., Heat and Mass Transfer Characteristics in Adsorption of Water Vapor for Silica Gel Packed Bed Adsorber, J. Chem. Eng. Jpn., Vol.33, No.1 (2000), pp.12-18.
- 2) Alam K. C. A. et al., Heat exchanger design effect on the system performance of silica gel adsorption systems, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.43, No.24 (2000), pp.4419-4431.
- 3) Ng K. C. et al., Experimental investigation of the silica gel-water adsorption isotherm characteristics, Appl. Therm. Eng., Vol.21, No.16 (2001), pp.1631-1642.
- 4) Ito. M. et al., Improvement on Both Adsorption Performance of Silica Gel and Heat Transfer Characteristics by Means of Its Direct Heat Exchange Modulation for Heat Pump, J. Chem. Eng. Jpn., Vol.22, No.1 (1996), pp.163-170.
- 5) Ito. M. et al., Transient Behaviour of the Adsorption Heat Pump with the Multiple Adsorbent-Tube Type Adsorber, J. Chem. Eng. Jpn., Vol.22, No.3 (1996), pp.582-589.
- 6) Watanabe F. et al., Heat Transfer Accompanied by Adsorption/Desorption of Water Vapor in Adsorption Heat Pump of Packed Bed Type, J. Chem. Eng. Jpn., Vol.19, No.1 (1993), 83-90.
- 7) Watanabe F. et al., Adsorption Equilibrium of Silica Gel, Active Carbon/Water Vapour, Ethanol and Applicability of Combination of Those Adsorbent/Adsorbate to Adsorption Heat Pump, J. Chem. Eng. Jpn., Vol.16, No.6 (1993), pp.1165-1170.
- 8) Watanabe. F et al., Heat and Mass Transfer in Adsorber for Adsorption Heat Pump, Thermal Science and Engineering, Vol.36, No.140 (1997), pp.12-17.
- 9) Yamamoto E., Watanabe F., Kobayashi N., Hasatani M., Intraparticle Heat and Mass Transfer Characteristics of Water Vapor Adsorption, J. Chem. Eng. Jpn., Vol.35, No.1 (2002), pp.1-8.
- 10) Watanabe. F et al., Heat and Mass Transfer in super Active Carbon/Ethanol Adsorption Heat Pump with Packed Bed Type Adsorber, J. Chem. Eng. Jpn., Vol.22, No.4 (1996), pp.722-727.
- 11) M. et al., Research and development which had large possibility. Miniaturization development of the adsorption heat pump, Chemical Engineering, Vol.49, No.4 (2004), pp.261-266.
- 12) JONES B. J., LAMBERT M. A., Adsorbent-Refrigerant Selection for Automotive Adsorption Heat Pump, Pap. Am. Inst. Aeronaut Astronaut, AIAA, 2004-0820 (2004), 1-11.
- 13) Fujiwara K., Car Air Conditioner, (1996), p.15, Sankaidou.
- 14) Mamiya T. et al., Heat Transfer Analysis on Tube Plate Adsorption Heat Pump. Heat and Mass Transfer in Tube Plate Adsorption Reactor, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B, Vol.59, No.564 (1993), 2516-2521.
- 15) Hamamoto Y. et al., Study on Steam Adsorption in Adsorbent Beds on the Sides of a Fin, Technology Report of Kyushu University, Vol.72, No.6 (1999), pp.673-678.
- 16) Holman J.P., Heat Transfer 9th ed., (2002) pp. 82-91, McGraw-Hill.
- 17) Wakabayashi H., Current Status and Future Prospects of Material Engineering R&D in DENSO, DENSO Technical Review, Vol.7, No.2 (2002), pp.12-18.
- 18) Kondo S., Science of Adsorption (in Japanese), (2001), p.28, p.164, Maruzen.
- 19) Yano K. et al., Synthesis of Hexagonally Ordered Super-Microporous Silica Using Conventional Alkyltrimethylammonium Bromide as Adsorbents

for Water Adsorption Heat-Pump Systems, Bull. Chem. Soc. Jpn., Vol.76 (2003), pp.2103-2109.

- 20) Yano K. et al., Synthesis of Super-Microporous Aluminosilicate Having Excellent Water Vapor Adsorption Property as an Adsorption Heat-Pump, J. Porous Materials, Vol.10 (2003), pp.223-229.



<著 者>



井上 誠司
(いのうえ せいじ)
開発部
吸着式冷凍機の開発に従事



井上 哲
(いのうえ さとし)
開発部
吸着式冷凍機の開発に従事



小林 敬幸
(こばやし のりゆき)
名古屋大学エコトピア研究所
助教授
工学博士
熱化学エネルギー変換，酸素・
水素利用技術の研究に従事