

〈特別研究課題〉 増熱可能な新規ガス燃焼式給湯器の開発
助成研究者 名古屋大学 小林 敬幸



増熱可能な新規ガス燃焼式給湯器の開発

小林 敬幸
(名古屋大学)

Development of heat pump water heater driven by adsorption cycle combined with gas-fired boiler

Noriyuki Kobayashi
(Nagoya University)

Abstract:

A gas-fired water heater has a simple structure and fast heat-up time. Another important feature of the heater is that the hot water output and the efficiency are not influenced by the ambient temperature. A typical gas-fired water heater has a heat efficiency of approximately 85% in higher heating value (HHV). Even though the heat efficiency of a high-efficiency type that recovers the latent heat of the exhaust gas reaches 95%, the gas-fired water heater cannot exceed a theoretical heat efficiency of 100% because of essential thermodynamic principle.

To overcome the heat efficiency of conventional gas-fired water heaters for commercial use, we studied a hybrid heat pump water heater that combines a gas-fired water heater and a heat pump. The study indicated that a combination of gas-fired water heater and adsorption cycle would be the most practical system that could have the high coefficient of performance, COP, more than 1.3 in any season.

1. はじめに

1.1 研究背景

エネルギーの語源は、古代ギリシャ語の仕事の意味するエルゴンからでてきたエネルゲイアと言われ、「仕事をする能力」を意味する言葉であり、「活力」のような意味で使われていた。今日エネルギーという言葉は誰でも大変使い慣れた身近な言葉であり、工学的な場面だけではなく、日常生活でも「元気の良い人」のことをエネルギッシュな人と言ったりする。私たちの祖先は火

を起こし、寒さをしのぎ、食物を焼いたり煮たりすることを覚えた。その後、暖房や炊事のための熱エネルギー源として、薪や木炭を使用するようになり、12世紀～13世紀にはヨーロッパには風車が出現、普及していった。そして18世紀、イギリス産業革命時に蒸気機関が、19世紀に内燃機関、電気動力（発電機、電動機）が開発されるとエネルギーの利用形態に大きな変化が起こる。石炭、石油に代表される化石燃料の利用である。これが、現在の豊かな光と熱と物質にあふれた生活の始まりであると言える。そして人類は20世紀半ばまで化石燃料を大量に消費し、生活水準の向上を行ってきた。そのような中、1970年ローマクラブが発行した「成長の限界」の中で有限資源である化石燃料に依存することへの警鐘が鳴らされた。エネルギー問題の出現である。しかし、その後エネルギーの消費速度が衰えることはなく、石油に関してはその消費量はここ数十年の間に年間消費量は1.5倍になった。現在のままこれらのエネルギー源を消費し続ければ、遠くない将来現在の豊かな生活は終わりを告げることになる。同時に炭酸ガスの排出量増大に伴う地球温暖化問題が顕在化し、エネルギー問題とともに課題が深刻化してきた今、これらへの対策を真剣に取り組む必要が生じてきた。

日本におけるエネルギー利用の実態を考えてみる。化石燃料が一次エネルギーとして採掘され、変換、輸送等プロセスを経て、最終的に利用されるエネルギー量は16,024ペタジュール（ 10^{15}J ）（2004年度）であり30年前と比較して約1.4倍に伸びている。部門別最終エネルギー消費の推移を見ると、全エネルギー消費量の5割を占める産業部門ではこの10年その消費量は横ばいであるのに対して、約3分の1を占める民生部門は運輸部門と同様増加傾向にある。では、家庭ではどのようなエネルギーの使われ方がなされているのだろうか。この30年間に家庭一世帯でのエネルギー需要は増加した。エネルギー別に見ると、電気は3.5倍に、都市ガスは2.1倍、LPGは2.0倍、灯油は1.5倍にそれぞれ増加している。用途別の推移では、暖房用は1.1倍、冷房用は9.4倍に、給湯用は2.6倍、厨房用の煮炊きのエネルギーは0.4%減、家電製品や照明等は3.3倍となっている。暖房用の増加が思った以上に少なく、冷房用の急増ぶりが目立つ。しかし、冷房用にはエネルギー消費量全体のわずか2%にすぎない。暖房用に26%、給湯用に34%を占めており、機器の高効率化による更なる省エネルギーの取組みが必須となっている。

家庭におけるエネルギー消費量の26%を占める暖房は、暖房機器の高効率化が考えられるが、暖房機器の約40%を占めるヒートポンプエアコンは成績係数（COP：Coefficient of Performance）が4以上と高効率であり、またその需要増加は30年間で1.1倍程度であり今後急増するとは考え難い。最も需要の高い給湯は家庭全エネルギー消費量の34%を占めること、30年間で2.6倍に増加し今後もその需要は高いと考えられる。また給湯器の現状について、ガス給湯器は都市ガスの燃焼熱により給水を加熱する方式であり、その構造がシンプルかつコンパクトで、装置の起動が迅速である特徴を有する。また、給湯出力および効率は外気温の影響を受けない。一般のガス給湯器の熱効率は高位発熱量（HHV）ベースで約85%、燃焼排ガスの潜熱を回収するタイプで約95%となる。しかし投入したエネルギー以上の加熱能力は得られない。それに対し機械圧縮式ヒートポンプ給湯器は、ノンフロンである自然冷媒を使用して投入エネルギーに加えて外気からの吸熱分により給水を加熱するため、熱効率は100%を超える。機械圧縮式ヒートポンプ給湯器のCOP

は3以上であり、一次エネルギー換算（受電端効率：36.6%）すると1.1以上である。これに対し現行ガス給湯器のCOPは1.0を超えず抜本的な技術的対策が不可欠である。

1.2 研究目的

上述の背景から本研究では、ガス給湯器にヒートポンプを組み合わせたハイブリッド給湯器を提案する。組み合わせるヒートポンプの候補として、フロンあるいはノンフロンを冷媒に使用する蒸気圧縮式、液冷媒が蒸発する際の潜熱を利用する吸収式や吸着式等が考えられる。ヒートポンプを用いれば投入エネルギーに加えて外気からの吸熱分より給水を加熱できるため、熱効率は高い外気温度において100%を超える。組み合わせるヒートポンプには、地球温暖化およびオゾン層破壊の防止のためノンフロンであること、ガス給湯器と併用するためコンパクトであること、ガス給湯器と組み合わせるため熱で駆動できることが要件として挙げられ、本研究では吸着ヒートポンプに着目した。

吸着ヒートポンプは一般に以下に示すような特徴を有する。

- 1) 熱源に温水が利用できる。
- 2) 蓄熱効果がある。
- 3) 原理的に真空系のバルブを不要とすることができ、真空計に可動部がなくなるためメンテナンスフリーが期待できる。
- 4) 吸着剤にはゼオライトなどの低環境負荷材料を用い、環境性に優れている。
- 5) 水などの自然冷媒を用いることができる。

2) の特長によりエネルギー利用の時間的、距離的ミスマッチを解消できる。3) は従来の冷熱生成に用いられている圧縮式ヒートポンプが電動式であること、5) については圧縮式ヒートポンプに用いられているフロン冷媒が環境に及ぼす毒性から生産、使用が規制される方向に向かっていること、熱駆動型の吸収式ヒートポンプに用いられる臭化リチウムが腐食性を有することを考えれば大きな利点である。

以下に吸着ヒートポンプの基本的な操作手順と作動原理を図1および図2を用いて説明する。吸着ヒートポンプは低温熱源温度 T_L 、環境温度 T_M 、高温熱源温度 T_H の3つの温度域にある熱源を用いて駆動可能である。

吸着ヒートポンプの最も基本的な構造は、駆動媒体である吸着質を貯めた蒸発器、凝縮器と吸着材が充填された吸着器がバルブを介して連結されているものである。はじめ両器を減圧することにより、蒸発器は低温熱源温度における飽和蒸気圧の関係を維持し（図1,2-状態A）、吸着器はある吸着量を持ちながら環境温度における平衡圧を維持する（図1,2-状態1）。この状態から両器をつなぐバルブを開ける（図1-行程①）と両器の圧力差を駆動力として吸着質蒸気が吸着器に流入する（図1-行程②）。吸着器に流入された吸着質は吸着器に充填された吸着材により発熱を伴いながら吸着される（図1-行程③、図2-状態1から状態2へ）。蒸発器では吸着量に相当する分の水が蒸発し、その際に低温熱源から熱を奪い冷熱を取り出せる（図1-行程④）。吸着速度が減少し、十分な冷熱を蒸発器側で取り出せなくなると、バルブを閉じ蒸発器を T_M 、吸着器

を T_H にまで加熱する（図1—行程⑤,⑥,⑦, 図2—状態B,状態3）。十分に加熱後、バルブを開けると（図1—行程⑧）、吸着器側で脱着が起こり（図1—行程⑨、図2—状態3から状態4へ）、吸着材が再生される。十分に脱着を行った後、バルブを閉じ、蒸発器を T_L 、吸着器を T_M に冷却することにより両器は初期状態に戻り（図2—状態A、状態1）、再び冷熱を生成できる状態となる。

この一連の操作の中で発生する最大の冷熱量 Q_{MAX} は吸着過程における、蒸発器温度の T_L と吸着器温度 T_M の飽和水蒸気圧の比で表される相対圧 ϕ_2 と、脱着過程における凝縮器温度 T_M と吸着器温度 T_H における飽和蒸気圧の比で表される相対圧 ϕ_1 におけるそれぞれの吸着量の差 $q_{\phi_1-\phi_2}$ [kg/kg]に吸着材重量 W_A [kg]と水の蒸発潜熱 ΔH [J/kg]の積になる（図3参照）。吸着ヒートポンプは吸着剤を充填した吸着器、蒸発器および凝縮器で構成され、連続運転を行うために2基の吸着器が必要である。一方の吸着器で吸着現象をおこしている間にもう一方で脱着による吸着材の再生を行い、なおかつ、吸着器の加熱、冷却を吸着、脱着現象と同時進行で行う（図4参照）。

給湯器実用化には大出力と小型化が要求されるため、吸着ヒートポンプとボイラを組み合わせる。

吸着ヒートポンプは吸着材が固体で、吸収式ヒートポンプの吸収液のように流動性がないため、吸着材を加熱・冷却する際に吸着器全体を加熱冷却する必要がある、顕熱ロスが大きくなること、単位装置容積あたりの出力が小さく装置が大型化するという問題を抱えている（熱駆動型吸収式ヒートポンプの4倍～7倍の装置容積。吸収式ヒートポンプ、冷熱出力176kWで装置体積5.4m³。吸着ヒートポンプ、冷熱出力176kWで装置体積20.9～36.6m³）。特に後者の問題については、小型、軽量化思考の現代において致命的であり、これにより吸着ヒートポンプは工場など敷地面積の広大な条件下においては省エネルギー効果の成果をあげているものの、民生用としての普及は遅々としたものになっているのが現状である。今後、コンパクトで高出力な吸着ヒートポンプの開発が吸着ヒートポンプ普及への最重要課題と言える。ヒートポンプの出力を全体の約3分

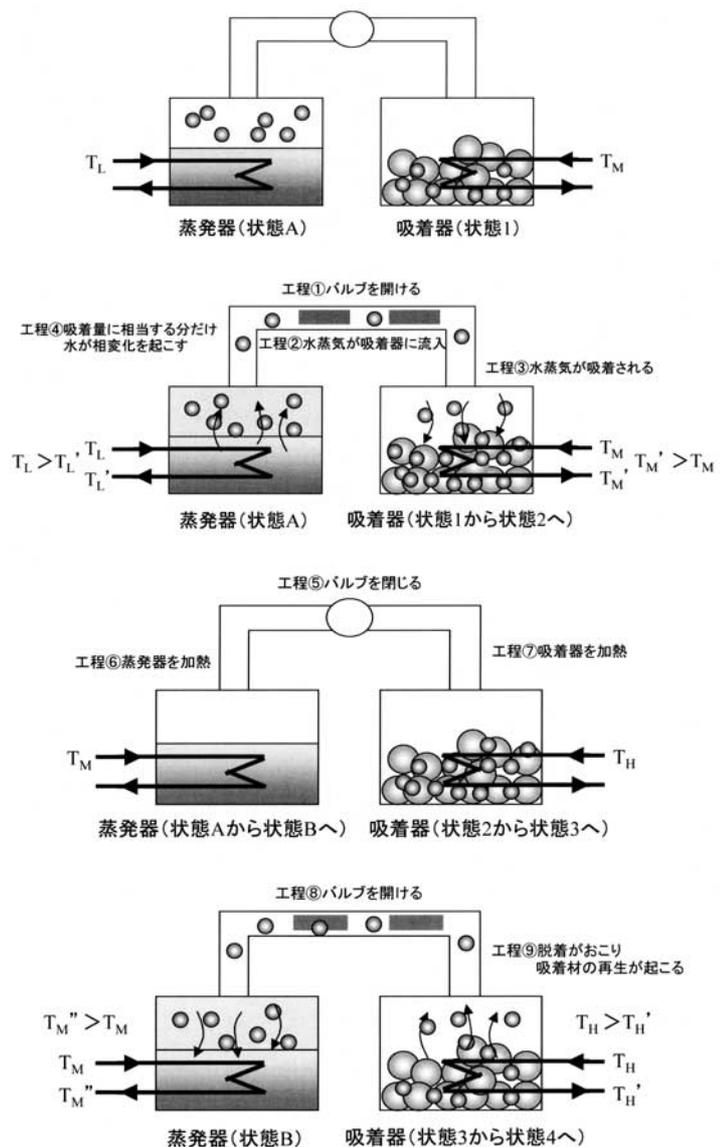


図1 吸着ヒートポンプの作動原理

の1程度とし、比較的大きな出力を有するボイラ出力を約3分の2程度とすることで大出力と小型化が可能になる。

そこで本研究では、成績係数（COP=給湯出力/投入熱量）が1.3、出力30kWを達成目標とし、提案するプロセスの要素研究である吸着ヒートポンプの昇温サイクルの検討を行った。さらにプロセスシミュレーターを用いて給湯システムに関する検討を行った。具体的な検討項目を以下に示す。

- 1) COPから算出される Δq の比較による吸着材の選定
- 2) 吸着ヒートポンプ昇温サイクルの実験的検討
- 3) シミュレーションによる年間COPの推算

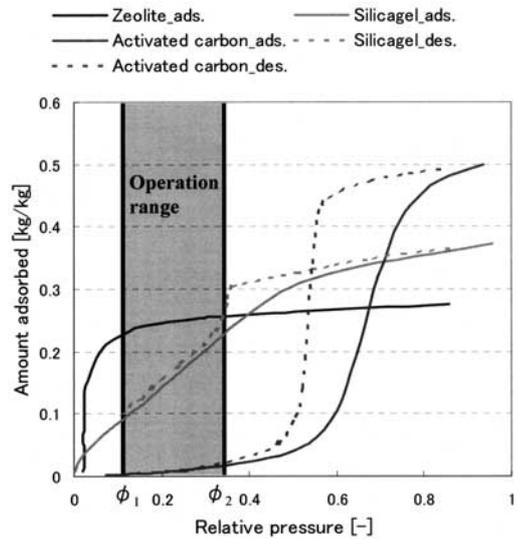
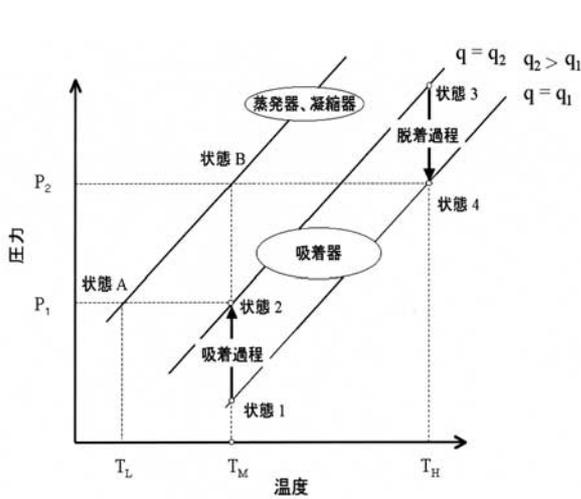


図2 吸着ヒートポンプ動作における圧力-温度操作線

図3 各種吸着材の吸着等温線(相対湿度-水吸着量との相関)

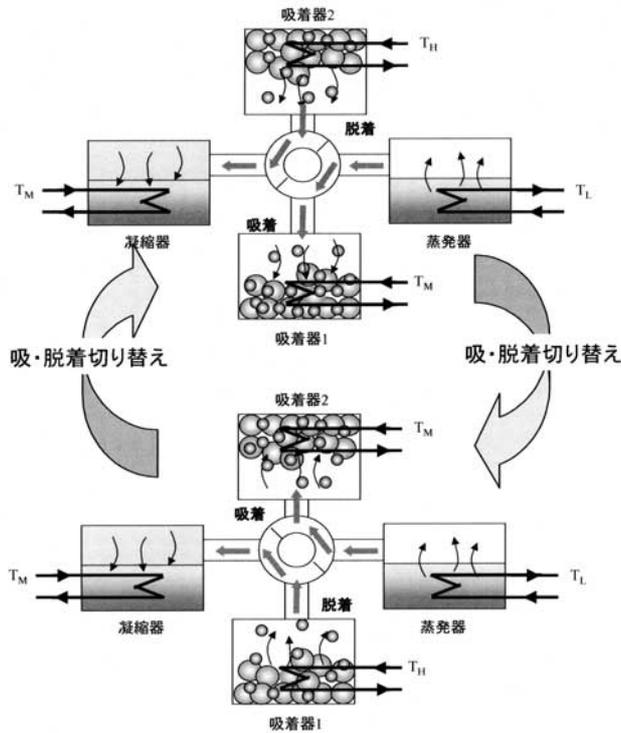


図4 吸着ヒートポンプの操作サイクル

1.3 新規ガス燃焼式給湯器の概要

給湯における吸着ヒートポンプサイクルを用いる増熱の原理およびその過程について以下に示す（図5参照）。

吸着サイクルは、吸着／蒸発過程および再生／凝縮過程のペアからなり、それぞれの過程を一定時間毎に切り替えて運転を行う。

再生／凝縮過程では、水冷媒を含んだ吸着材をボイラで加熱した高温水で加熱することで、冷媒が脱離し、凝縮器で凝縮する。この際の凝縮熱により、給水が加熱される。

吸着／蒸発過程では、吸着材が凝縮器から輸送される供給水により冷却されることで、蒸発器内の水冷媒が蒸発し、吸着材に吸着する際に発生する吸着熱により、凝縮器から輸送される供給水は加熱される。また水冷媒の蒸発により、蒸発器内の水は冷却される。この冷水は外気温より低い温度にあるため、空気熱交換器により外気の熱を吸熱し増熱できる。

提案する給湯器のフローを図6に示す。本給湯器は吸着ヒートポンプ、ボイラ、空気熱交換器および貯湯槽からなる。水道より供給された水は凝縮器で凝縮熱、吸着器で吸着熱を吸熱し、ガ

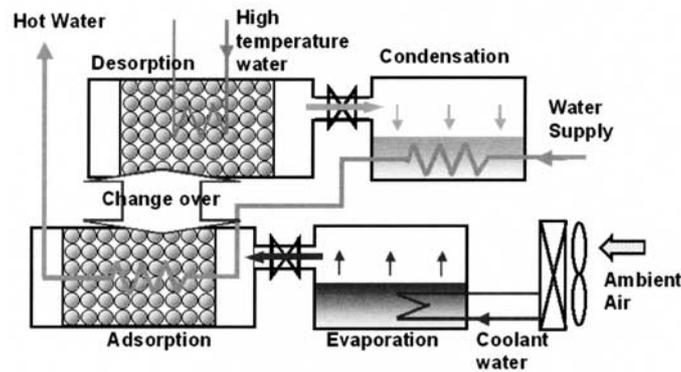


図5 吸着ヒートポンプを用いる増熱の原理

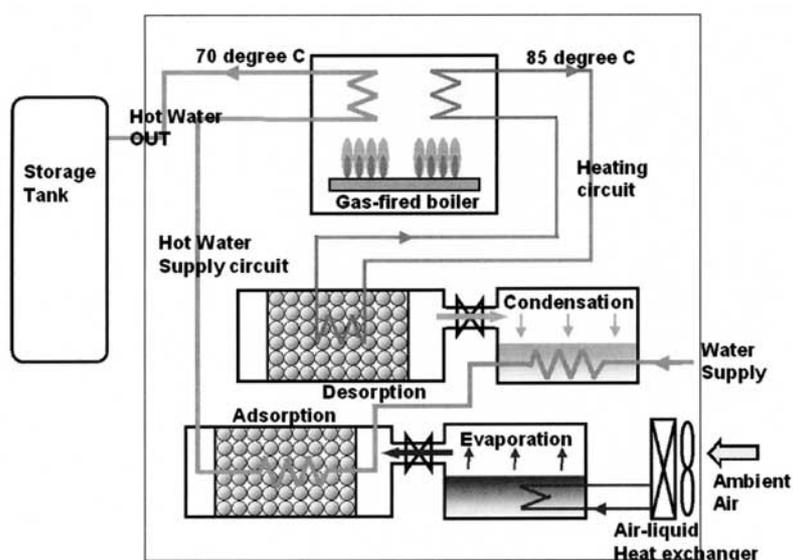


図6 吸着ヒートポンプを用いる給湯器の原理図

スボイラにより追い焚きされ、70℃の給湯温度で貯湯槽に蓄えられる。吸着器での吸着材は85℃の高温水により再生される。また蒸発器での蒸発に必要な潜熱は大気から供給する。蒸発器で大気熱を得ることでCOPが1を超える。

前述したとおり給湯器実用化には大出力と小型化が要求されるため、ヒートポンプの出力を全体の約3分の1程度とし、比較的大きな出力を有し、給湯効率が高いボイラ出力を約3分の2程度とすることで大出力と小型化が可能になる。

2. 増熱・給湯実験方法および結果

2.1 実験装置および方法

吸着ヒートポンプ試験装置の概要、システムフロー、実験装置の外観および実験に用いた熱交換器写真と詳細を図7および8に示す。吸着器には2器の吸着器で構成されており、それぞれ体積1ℓの熱交換器が1枚ずつ入っている。フィン間にゼオライト系吸着材FAM-ZO2（三菱化学製）をそれぞれ252g（絶乾基準）高密度充填した。本図より本AHPは、2器の吸着器、各1器の凝縮器と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_{des} 、給水温度 T_{cd} および T_{ad} 、冷水温度 T_{eva} ）の制御は恒温槽を用いて行った。ただし昇温後の水は装置上の制約のため廃棄した。ここで、高温水温度 T_{des} は、脱着過程における吸着器内熱交換流体温度、冷水温度 T_{eva} は、吸着過程における蒸発器内熱交換流体温度、給水温度 T_{cd} および T_{ad} は、脱着過程における凝縮器内熱交換流体入口温度および吸着過程における吸着器内熱交換流体温度である。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、各吸着器内の熱交換器に充填されたFAM-ZO2が冷媒である水蒸気の吸・脱着を交互に行うことにより、凝縮器および吸着器から温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蒸気流路の切り換えはエアバルブ（吸着側内径101φ、脱着側内径51φ）の開閉によって行われ、エアの製造はコンプレッサーを使用した。吸着器、凝縮器、蒸発器の熱交換器の入口・出口間の温度差を白金測温抵抗体、器内圧力を圧力センサーにて測定した。また、流量は、電磁流量計（（株）東京計装、MGC-090）にて測定した。吸着器、凝縮器、蒸発器、またそれらをつなぐ配管には断熱材で断熱されている。

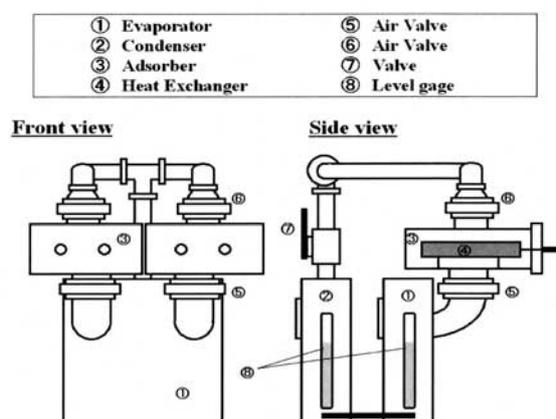


図7 実験装置外略図

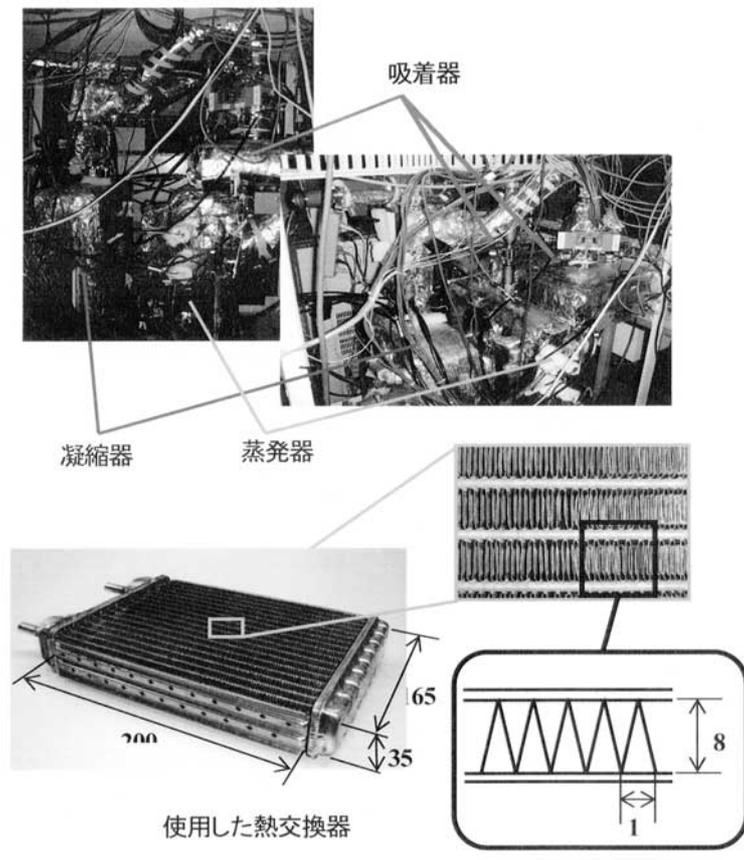


図8 実験装置外観写真

2.2 実験条件

サイクル試験における実験条件は解析で使用した条件を基に設定した。具体的には以下のとおりである。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パラメーターとした。ただし給水温度は凝縮器入口温度と等しく、外気温度は蒸発器入口温度と等しいとする。

高温水温度	$T_{\text{des}}=75 \sim 85^\circ\text{C}$	(85 $^\circ\text{C}$)
給水温度	$T_{\text{AHP_in}}=5 \sim 25^\circ\text{C}$	(15, 20 $^\circ\text{C}$)
外気温度	$T_{\text{eva}}=5 \sim 30^\circ\text{C}$	(15, 20 $^\circ\text{C}$)
吸着サイクル時間	$\tau_{\text{a-d}}=90 \sim 300\text{s}$	(120s)
サイクル準備時間	$\tau_{\text{p}}=20\text{s}$	
給水流量	$U_{\text{cd}}=0.5 \sim 2.0\text{ l/min}$	(1.0 l/min)
脱着器内熱交換流体流量	$U_{\text{des}}=1.0 \sim 4.0\text{ l/min}$	(4.0 l/min)
蒸発器内熱交換流体流量	$U_{\text{eva}}=4.0\text{ l/min}$	

2.3 吸着ヒートポンプの連続サイクル運転

実際に吸着ヒートポンプ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。運転条件は給水温度、高温水温度、外気温度はそれぞれ15、85、15℃、給水流量、脱着器内熱交換流体流量、蒸発器内熱交換流体流量はそれぞれ1、4、4 l/min、サイクル時間については $\tau_{\text{cycle}}=140\text{s}$ （吸・脱着時間 $\tau_{\text{ad}}=120\text{s}$ 、サイクル準備時間 $\tau_{\text{p}}=20\text{s}$ ）とした。本吸着ヒートポンプの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図9に示した。なお本図からもわかるように、吸着器2では常に吸着器1と逆の操作が行われている。

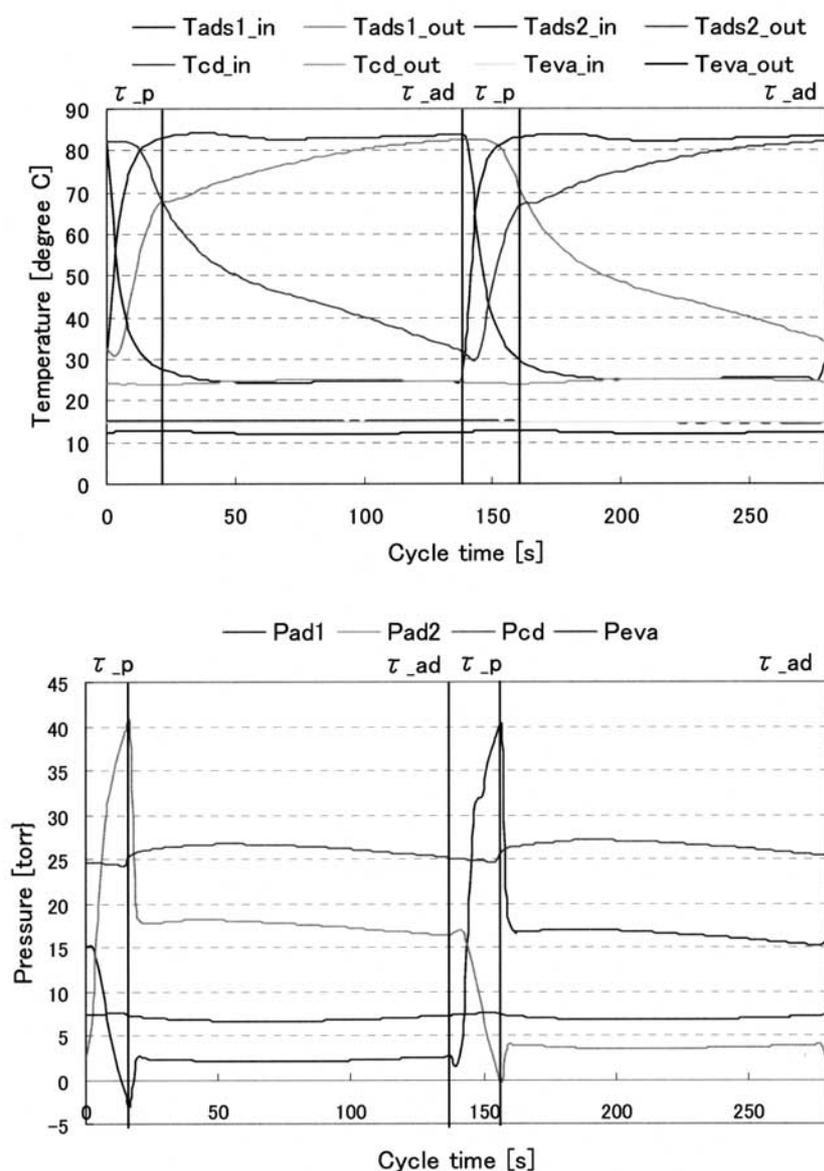


図9 定常サイクル運転時における熱交換流体の各温度および各器内圧力の経時変化

2.4 吸着ヒートポンプ増熱サイクルの性能評価手法

出湯温度 T_{AHP_out} [°C]、冷熱出力 Q_{eva} [kW]、吸着ヒートポンプ出力 Q_{AHP} [kW]、給湯出力 Q_{WH} [kW]、および成績係数 (COP) [-]の観点から本増熱サイクルの性能評価を行った。以下に Q_{eva} [kW]、 Q_{AHP} および成績係数 (COP) [-]の定義式を示した。

出湯温度 T_{AHP_out}

$$Q_{AHP_out} [kW] = C p_w [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}] \times \rho_w [kg \cdot m^{-3}] \times F_{cd} [m^3 \cdot s^{-1}] \times \Delta T_{AHP_ave} [K]$$

冷熱出力 Q_{eva}

$$Q_{eva} [kW] = C p_w [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}] \times \rho_w [kg \cdot m^{-3}] \times F_{eva} [m^3 \cdot s^{-1}] \times \Delta T_{eva_ave} [K]$$

成績係数 (COP)

$$COP_{AHP} [-] = Q_{AHP_out} [kW] / Q_{eva} [kW]$$

$$COP_{WH} [-] = Q_{output} [kW] / Q_{input} [kW]$$

$$Q_{input} [kW] = Q_{boi} [kW]$$

$$Q_{output} [kW] = (C p_w [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}] \times F_{ads} [m^3 \cdot s^{-1}] \times \rho_w [kg \cdot m^{-3}] + C p_{FAM-Z02} [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}] + C p_{HE} [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]) \times \Delta T_{AHP_ave} [K]$$

なお Q_{AHP} 、 Q_{eva} 、 Q_{input} 、 Q_{output} 、は共に熱量基準であり、 ΔT_{eva_ave} 、 ΔT_{AHP_ave} の対象時間はサイクル時間 τ_{cycle} 全体 ($\tau_{cycle} = \tau_{ad} + \tau_p$)とした。

2.5 給湯実験結果および考察

本吸着ヒートポンプ基準条件において外気温度 T_{eva} 、給水温度 T_{AHP_in} をパラメータとして実験を行った。図10に外気温度・給水温度をそれぞれ5～20°Cに操作条件を設定し測定された出湯温度と、吸着ヒートポンプCOP、給湯COP、吸着ヒートポンプ、冷熱出力を示す。なお給湯温度 $T_{WH_out} = 70^\circ\text{C}$ であり、吸着ヒートポンプCOPは実験値で、これにボイラ効率0.95を用いてCOPを算出した。外気温及び給水温度が上昇するほど出湯温度が上昇した。これは Δq は季節にほとんど影響しないため出湯温度は上昇する。外気・給水温度の低い時は相対圧 $\phi_1 \sim \phi_2$ 間が狭いため (Table3-2参照)、外気・給水温度が高い時は吸着温度が上昇するため (吸着温度が上昇すると水蒸気吸着等温線の立ち上がりは右にシフトする) Δq は季節による変動がほとんどない。凝縮器での温度上昇と吸着器での温度上昇が異なるのは、吸着材FAM-Z02が水蒸気吸着時に水の蒸発潜熱 (41kJ/mol) の1.43倍の発熱 (58kJ/mol) するためである。水外気温20°Cの時、給湯温度は最大値55.7°Cを示した。吸着ヒートポンプCOPは外気温及び給水温度にほとんど影響しない。これは蒸発器出力 Q_{eva} の出力も外気温及び給水温度にほとんど影響していないからである。給湯COPは外気温の上昇に伴って徐々に上昇し外気温20°Cの時、最大値1.20を示した。これは給湯出力 Q_{AHP} も同様に変化しているためである。

図11に給水温度を15°Cに設定し、パラメータとして外気温度を10、15、20°Cに設定し測定された出湯温度 T_{AHP_out} と、吸着ヒートポンプCOP、給湯COP、吸着ヒートポンプ出力 Q_{AHP} 、冷熱出

力 Q_{eva} を示す。なお吸着ヒートポンプCOPは実験値で、これにボイラ効率0.95を用いてCOPを算出した。凝縮器出口温度 $T_{cd,out}$ は外気温度 T_{eva} によりほとんど影響を受けていない。外気温度が上昇すると給湯COP、吸着ヒートポンプCOPともに低下した。これは外気温度が上昇しても出湯温度 $T_{AHP,out}$ が変化しないため水蒸気吸着等温線が変化しないので ϕ_2 が高相対圧側にシフトし吸着量 Δq が増加するが、本実験ではそれが認められなかったため、吸着器内に水冷媒が凝縮していたと考えられる。

以上の結果から、給水温度が20℃以上では凝縮器出口温度 $T_{cd,out}$ は外気温度 T_{eva} の上昇に伴って上昇し、給湯COP、吸着ヒートポンプCOPともに緩やかに上昇し、給水温度以上の外気温度であれば給湯COPが上昇することがわかった

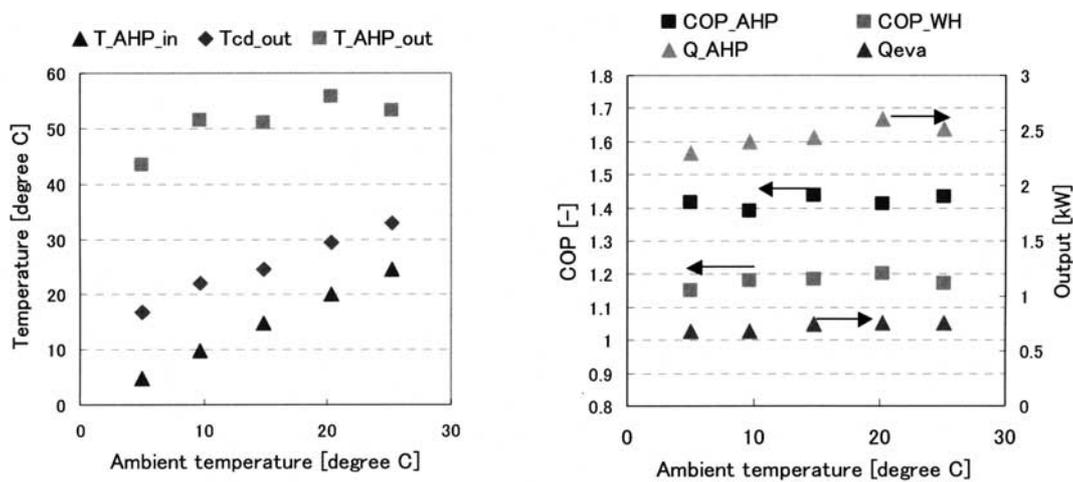


図10 出湯実験における各流体温度、成績係数COPに及ぼす給水温度の影響

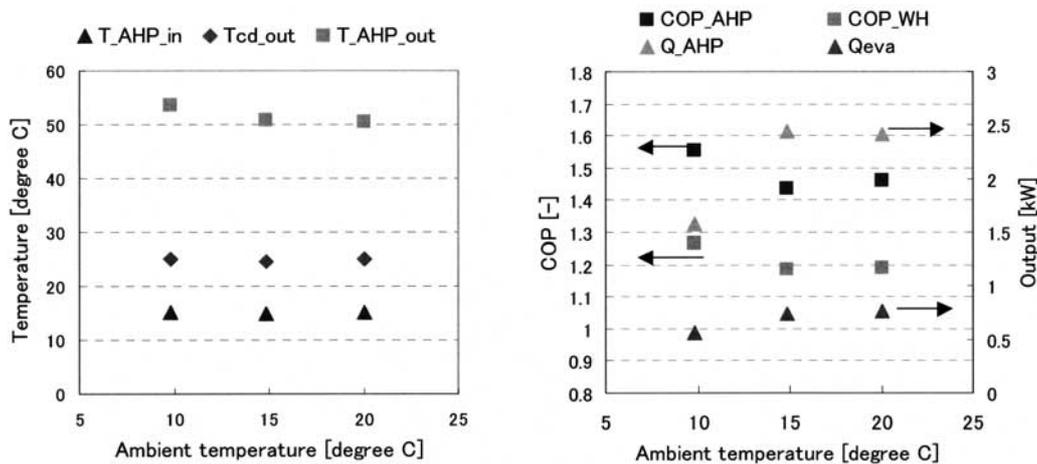


図11 出湯実験における各流体温度、成績係数COPに及ぼす外気温度の影響 (給水温度一定)

3. 増熱・給湯実験結果に基づく年間成績係数（COP）の推算

3.1 推算方法

前章で行った実験条件を基に年間成績係数を推算した。また、パラメータとなる条件は実測値を用いた。解析条件および解析条件のもとにした実験条件を以下に示す。

- ・ 高温水温度 T_{des} は 85°C とする。
- ・ 蒸発器熱交換効率 は 75% とする。
- ・ 吸着材の吸着効率は 95% とする。
- ・ FAM-Z02、銅、水の熱容量はそれぞれ 0.88 、 0.386 、 $4.18 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$ とする。
- ・ 吸着サイクル時間 $\tau_{ad} = 120\text{s}$
- ・ サイクル準備時間 $\tau_p = 20\text{s}$

またCOPを以下に示すように定義した。ここで Q_{boil} は給湯温度までの追い焚き熱量、 Q_{boi2} は脱着器投入熱量である。

$$COP = \frac{Q_{output} [\text{kJ}/\text{h}]}{Q_{input} [\text{kJ}/\text{h}]}$$

$$Q_{input} [\text{kJ}/\text{h}] = Q_{boi} [\text{kJ}/\text{h}]$$

$$Q_{output} [\text{kJ}/\text{h}] = Q_{cd} [\text{kJ}/\text{h}] + Q_{ad} [\text{kJ}/\text{h}] + Q_{sh} [\text{kJ}/\text{h}] + Q_{boi1} [\text{kJ}/\text{h}]$$

$$Q_{boi} [\text{kJ}/\text{h}] = Q_{boi1} [\text{kJ}/\text{h}] + Q_{boi2} [\text{kJ}/\text{h}]$$

$$Q_{sh} [\text{kJ}/\text{h}] = Q_{sh_W} [\text{kJ}/\text{h}] + Q_{sh_FAM} [\text{kJ}/\text{h}] + Q_{sh_Cu} [\text{kJ}/\text{h}]$$

3.2 解析結果および考察

前節で行った解析を基にした年間COPの解析結果を図12に示す。10月に最大値1.20を示し、実験結果とほぼ等しい値である。また本吸着ヒートポンプ実験装置で1年を通じてCOPが1を超えることがわかった。また1年を通して給湯COPはほとんど変動しない。これは吸着材FAM-Z02が冬期の低相対圧作動域で十分な吸着能力を持つからである。本結果から環境温度の低い冬でも十分な性能が得られ、従来のガス給湯器を超える性能を示すことは十分に可能であると考えられる。

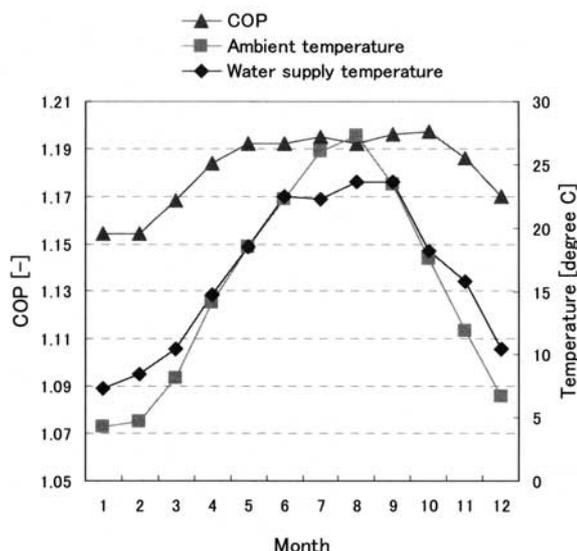


図12 増熱型給湯器の成績係数（COP）の月毎推算値

4. まとめ

近年の地球温暖化問題への対策の観点から、ホームユースのガス給湯器における出力の高効率化を目的として、従来の熱効率90%前後のガス給湯器と吸着ヒートポンプを組み合わせた増熱型給湯器を提案した。本研究では、提案するプロセスの要素研究である吸着ヒートポンプ昇温サイクルの検討およびプロセスシミュレーターを用いて給湯システムの解析、給湯COPの推算を行った結果以下の知見が得られた。

第一に吸着ヒートポンプの吸着材にFAM-Z02を用いたことで環境温度、給水温度が低い冬期の吸着ヒートポンプ作動域 ($\phi_1=0.02\sim\phi_2=0.17$) においても十分な吸着量を得ることができるため、達成目標である給湯COP1.3が可能であることが予測された。

次に吸着ヒートポンプの昇温サイクルによる実験的検討により、以下のことが明らかになった。

1. 冬期の作動温度と設定した環境温度、給水温度が5℃の時、吸着ヒートポンプにより5℃の水が最大で46.3℃まで給湯され、低環境温度下でも稼働できると予測された。さらにこの時の給湯COPは1.40を示す。
2. 給水温度一定条件の下に環境温度を変化させた場合、給水温度より環境温度が高いと給湯COPが上昇する。
3. 脱着器熱交換流体流量は給水流量の2倍以上で給湯COPは上昇する。
4. 給水流量は低下すると給湯COPは上昇する。
5. 実験条件を基にプロセスシミュレーターを用いて年間給湯COPの解析を行った結果、70℃給湯の場合のCOPは10月に最大値1.20を示し、季節変動による給湯COPの変化は0.04程度であった。

以上の結果から、提案するガス給湯器は環境温度の低い冬でも十分な性能を有し、従来のガス給湯器を超える性能を示すとともに装置顕熱の減少などの改良を進めると更なる性能向上が期待できる。