

太陽熱駆動デシカント空調システムにおける 温水器集熱面積および循環水量の影響

児玉 昭雄*¹ 大蔵 将史*²

本報では外気を加熱して再生空気とする太陽熱駆動デシカント空調システムにおいて、熱源である平板型温水器の集熱面積、循環水流量が除湿および冷房性能に与える影響を様々な日射量条件、外気温湿度条件で測定、検討した。

直径 1.2m の除湿ローターを用いて 4000m³/h の外気を処理する場合、日射量の不安定さを循環水への蓄熱で保障するためには集熱面積 60m² が一応の目安となるが、室内潜熱にも対応するにはそれ以上の集熱面積あるいは他形式の集熱板が必要である。また、太陽熱温水器内の循環水流量を低下させ、得られる循環水温度の上昇を期待したが、再生空気温度の上昇は小さく、空気加熱器仕様の変更が同時に必要である。

キーワード：実測・デシカント空調・吸着・太陽熱温水器・太陽エネルギー

はじめに

居住環境において空調設備は必須の設備であり、2005 年の出荷率は家庭・業務部門共に 2004 年を上回った。家庭部門における普及率は 2002 年度には 88% に達しており、さらにアジア地域における需要は年々増大すると予測されている¹⁾。我が国の事務所ビルにおける電力消費は、夏季のいわゆるオフィスタイムである 9時から 18時に集中しており、この要因の一つが空調装置であるということは容易に想像できる。新エネルギー導入などの省エネルギー政策が促進される中、空調装置の改良および新規空調装置の導入によりエネルギー消費の削減を行うことも急務である。省エネルギー冷房装置は二酸化炭素発生量の減少だけでなく、発電設備への投資の減少にも貢献できる技術である。

省エネルギー空調装置の一つであるデシカント空調装置は、基本的に吸着材を使用した除湿機と、顕熱交換器、蒸発冷却器で構成される。空調プロセスの駆動に必要な主エネルギーは電気エネルギーではなく除湿機を再生させるために必要な熱エネルギーである。除湿機の再生に必要な熱源温度は 60°C から 80°C の低温度であり、家庭に

普及している給湯、暖房用の太陽熱温水器からも供給可能である²⁾。また、夏季においては太陽熱温水で得られる熱エネルギーは余剰となることが多い。従って太陽熱温水器で冷房を行うことで夏季における温水利用率を上昇させ、年間を通した太陽エネルギーの有効利用が期待できる。既往研究の一例として、Subramanyam³⁾らは本研究と同形式の太陽熱駆動型デシカント空調装置のシミュレーションを行い、太陽熱と組み合わせることでエネルギー消費量が削減できることを示した。また、Henning⁴⁾らは外気条件の異なるヨーロッパの各都市での導入シミュレーションを行い、我が国のように潜熱負荷の高い地域において太陽熱駆動型デシカント空調装置を導入することで、圧縮式冷房装置よりもエネルギー消費量が削減できることを示した。しかしながら、これらの研究は外気湿度ならびに潜熱負荷の低い地域での実験結果を基にしたシミュレーションであり、潜熱負荷の高い地域での大規模な実証試験例は少ない。さらに、我が国を含めてアジア地域では良好な日射が得られるにも関わらず、太陽熱駆動型デシカント空調装置の研究例も少ない。そこで本研究では、最大 60m² の太陽熱温水器を利用した太陽熱駆動型デシカント空調装置の実証試験を行ってきた。本報では、太陽熱利用効率を大きく左右する太陽熱温水器の設置・運転条件の最適化を目的として、太陽熱温水器の集熱面積および循環水流量が冷房性能に与え

*¹ 金沢大学大学院自然科学研究科 正会員

*² 金沢大学大学院自然科学研究科

る影響を検討した。

1. 実験

1.1 実験装置

本実験に使用した太陽熱駆動型デシカント空調装置の概略図を図-1に示す。本空調装置はシリカゲルを吸着材としたハニカム回転式除湿機（西部技研製）、アルミニウム製回転蓄熱式顕熱交換器、蒸発冷却器、加熱器により構成される。空気流路は装置の上段と下段で仕切られており、それぞれ再生流路、給気流路となっている。給気流路では外気

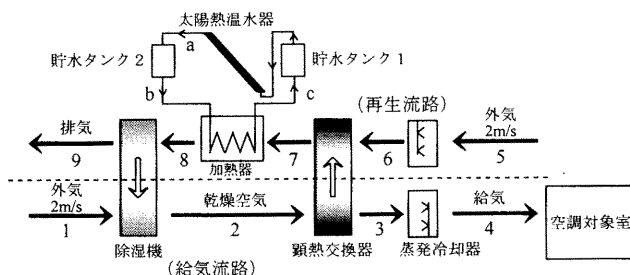


図-1 太陽熱駆動型デシカント空調プロセス概略図

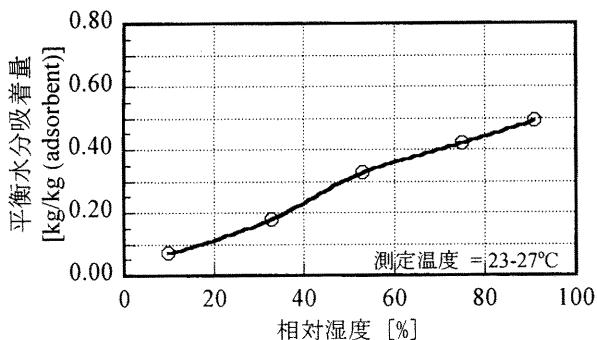


図-2 担持吸着材の平衡水分吸着量^{*1}

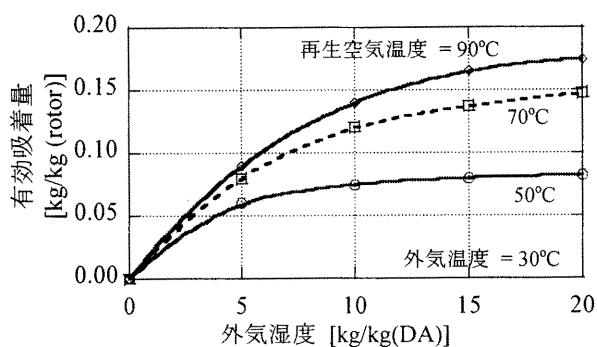


図-3 除湿ローターの有効吸着量^{*2}

が除湿・冷却され低温度の空気が空調対象室へ給気される。一方、再生流路では加熱器により加熱された高温度の空気により除湿機のハニカム吸着材ローターが再生される。吸着材ローター（除湿ローター）は直径 1.22m、厚さ 0.2m で回転速度は 25rpm である。給気流路では外気中の水分を吸着、除湿し、再生流路では高温の再生空気を通過させることで吸着した水分を脱着し吸着材が再生される。除湿ローターに担持した吸着材の水分平衡吸着量を図-2に、除湿ローターの有効吸着量（=吸着空気条件と再生空気条件での平衡吸着量の差）と再生温度の関係を図-3に示す。また、使用した除湿ローターの水分吸着熱は吸着量によらず、室温域における水の蒸発潜熱にほぼ等しい 2410-2540kJ/kg である⁵⁾。空気流速は除湿ローター断面に対して、吸着側、再生側共に 2m/s とした。顕熱交換器は除湿ローターよりも速い 450rpm で回転し、空気流速 2m/s での温度効率 0.85 である。顕熱交換器では除湿後の比較的高温の乾燥空気が低温の空気と熱交換される。熱交換対象の低温側空気には蒸発冷却器内で外気に水を直接噴霧して低温にした空気を用いる。蒸発冷却器は給気側流路にも設置されており、低温度の空気を対象室へと供給する。フィンコイル式加熱器（伝熱面積 63m²）は太陽熱温水器と二つの水タンクを通して接続されている。太陽熱温水器には市販の平板型太陽熱温水器を使用し、南向き仰角 30° に設置した。ここで、日射量最大時に 60°C から 70°C の除湿機再生温度を得ることを期待し、太陽熱温水器の集熱面積を最大で 60m² とした。この集熱面積は最大日射量 0.95kW/m²、太陽熱温水器の集熱効率 50%、再生空気風量 4000m³/h のとき、フィンコイル式加熱器（空気加熱器）で空気温度を 20°C 上昇させるために必要な熱量（約 30 kW）の供給を考えた値である。太陽熱温水器等への貯水は運転開始直前に行い、温水はポンプにより貯水タンク 1、太陽熱温水器、貯水タンク 2、加熱器の順に循環する。ここで、循環水の循環水量は南中時刻における 30kW の熱輸送と配管等からの放熱および空気加熱器で想定される循環水の出入口温度差 15°C により、25L/min を初期設定とした。デシカント空調機本体の運転開始までは空気加熱器での熱放出はなく、循環水温度は上昇する。貯水量はタンク 1 が 100L、タンク 2 は 230L、太陽熱温水器を含めると循環水の総量は約 500L である。空気、温水温度の測定には熱電対を用いたが、ローターの回転による空気温度の分布を正確に測定できるように、給気側、再生側ともに除湿ローター前後、顕熱交換器前後に円周方向へ各 10 点設置した。また、図-1 に示す装置内の各位置の空気、温水温度を測定した。乾燥空気湿度の測定には光学式鏡面露点計 (General Eastern, Hygro M4) を用い、外気湿度の測定には温度湿度変換器 (VAISALA, HMP233) を使用した。給気側入口、再生側出口の風量の測定には差圧式流

*1 Hiroshi Okano, Wei-Li Jin, Tsutomu Hirose, Ryuji Kuramitsu, Eiji Taguri and Hiromi Nawata : Honeycomb rotor adsorption dehumidifiers for high efficiency desiccant air-conditioning, *Fundamentals of Adsorption 7* (2001-12), pp.926-933

*2 児玉昭雄, 安藤幸助, 廣瀬勉, 後藤元信, 辻口拓也, 岡野浩志 : 除湿機段階再生による吸着式デシカント空調プロセスの高効率運転, *日本冷凍空調学会論文集*, 22-1(2005), pp.33-43

太陽熱駆動デシカント空調システムにおける温水器集熱面積および循環水量の影響

量計(Wetmaster, AE-400D)を用いた。除湿ローターおよび顕熱交換器の回転数はインバータ(安川電機 VS mini V7)で制御した。

実験は絶対湿度が比較的高い6月-8月の期間、晴天の日を中心に実施した。装置の運転は冷房性能の時間変化を考慮し、9時から18時までの9時間運転を行ったが、本報では、特に日射量が最大となる12時から15時の時間帯における冷房性能、エネルギー効率などを考察する。

1.2 評価指標

本空調装置の評価指標として、外気1と給気4の温度差である温度低下度、外気1と乾燥空気2の絶対湿度差である除湿量を用いた。さらに冷却効果 CE, 日射量基準冷房成績係数 COP_sを式(1), 式(2)で定義した。冷却効果 CE は外気1と給気4のエンタルピ差であり、COP_sは太陽エネルギー利用率を示すもので、冷房出力と日射量との比で表される。

$$CE = h_1 - h_4 \quad [\text{kJ/kg(DA)}] \dots\dots(1)$$

$$COP_s = \frac{\dot{m}_4(h_1 - h_4)}{SJ} \quad [-] \quad \dots\dots(2)$$

ここに、

h : 空気エンタルピ [kJ/kg(DA)]

J : 日射量 [kW/m²]

\dot{m} : 処理空気風量 [kg(DA)/s]

S : 太陽熱温水器集熱面積 [m²]

添字

1, 4 : 外気, 給気 (図-1 参照)

2. 実験結果と考察

2.1 除湿, 冷房性能に与える太陽熱温水器面積の影響

実証試験では最大で集熱面積 60m²の太陽熱温水器を使用した。装置の運転に必要となる集熱面積 S および除湿機再生温度は外気の湿度, 温度によって変動する。また, 日中を通して安定した日射が確保できる状況は少なく, 断続的に変動する場合が多い。そのため, 日射量変動の許容範囲を考慮した太陽熱温水器の集熱面積および循環水量の設定が必要である。そこで本研究では, まず運転に必要な集熱面積 S を検討するため, 太陽熱温水器の集熱面積 S を 36m², 48m², 60m² と段階的に変え, それぞれの集熱面積における冷房性能を調べた。また, 循環水量は集熱器単位面積あたりの流量が一定になるよう集熱面積に比例して変動させた。

(1) 除湿機再生温度に与える影響

図-4 に除湿機再生温度に与える集熱面積 S と日射量 J の影響を示す。ここで日射量 J は 12 時から 15 時までの平均値である。0.8kW/m² 以上の日射量において再生温度は集熱

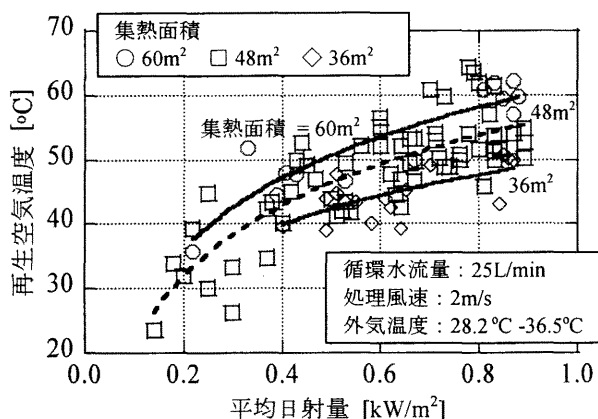


図-4 除湿機再生空気温度に与える日射量の影響

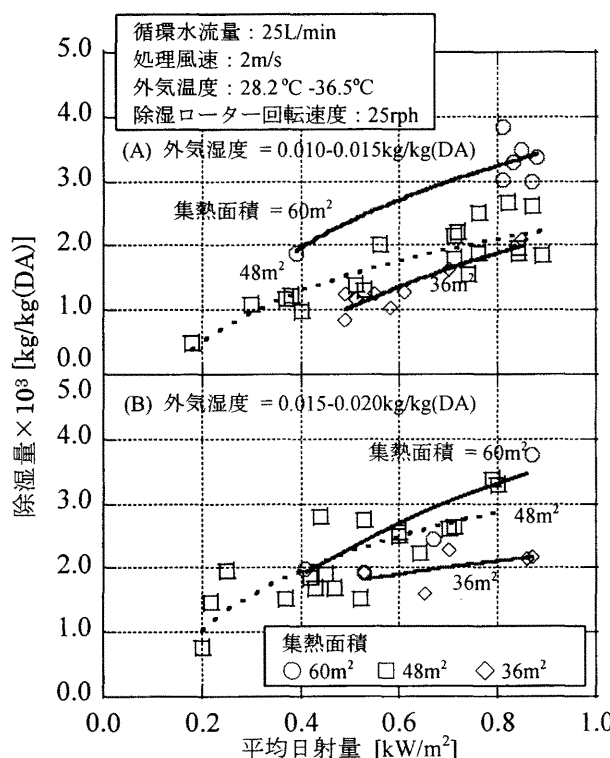


図-5 除湿量に与える日射量の影響

面積 60m² で 60°C 以上に達したが, 集熱面積 36m² では 50°C にとどまった。また, 日射量 J が 0.6kW/m² とやや不安定な条件では集熱面積 36m² で 45°C を下回った。一方で, 集熱面積 60m² では日射量がやや不安定な 0.5kW/m² でも再生空気温度は約 50°C に達し, 比較的高い値を示した。これは, 太陽熱温水器の集熱面積が大きいことに加えて, 太陽熱温水器内に蓄えられる水量の増加と循環水への蓄熱量の増加も一因である。その結果, 断続的に日射量が減少した場合においても装置への投入熱量の減少が抑制できたものと考えられる。

(2) 除湿量に与える影響

図-5 は日射量 J が除湿量に与える影響である。図-5(A) に外気の絶対湿度が 0.010kg/kg(DA)から 0.015kg/kg(DA)の

中湿度条件，図-5(B)に外気の絶対湿度が0.015kg/kg(DA)から0.020kg/kg(DA)の高湿度条件での結果を示す。集熱面積36m²における除湿量は中湿度条件，高湿度条件のいずれにおいても最大で0.002kg/kg(DA)程度にとどまった。また，集熱面積48m²での除湿量は図-5(A)に示す湿度条件では集熱面積36m²で得られた除湿量に比べてやや高いがその差は小さい。一方，図-5(B)に示すように外気の絶対湿度が比較的高い条件では日射量の増加に伴って集熱面積36m²で得られた除湿量と48m²での除湿量の差は大きくなる。これは，図-3に示すように，高湿度条件においては再生温度上昇に伴う有効吸着量の増加割合が大きくなるためである。一方，集熱面積60m²では日射量Jが0.4kW/m²程度の不安定な条件であっても，循環水への蓄熱効果により再生空気温度が比較的高い50°Cを維持できるため，外気の絶対湿度が低い条件でも除湿量は高い。

図-6に再生空気温度と除湿量の関係をまとめる。同程度の再生空気温度でも外気絶対湿度が高い条件では有効吸着量の増加により除湿量は増加した。太陽熱温水器のみを熱源とする場合，日中を通して安定した日射量を得られることは少ない。従って太陽熱温水器のみで安定した熱量を供給し，低湿度条件においても気化冷却のために十分に乾燥した空気を得るためには，本実証試験装置規模において少なくとも60m²程度の太陽熱温水器集熱面積が必要となる。

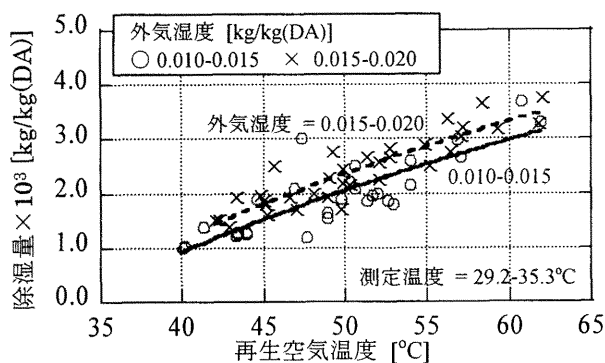


図-6 除湿量に与える再生空気温度の影響

(3) 冷却効果 CE に与える影響

図-7は外気の絶対湿度が異なる条件での冷却効果 CE に与える日射量 J の影響である。図-7(A)は外気の絶対湿度が0.010kg/kg(DA)から0.015kg/kg(DA)の低湿度条件における実験結果である。集熱面積36m²と48m²では明確な差は生じなかった。これは図-5(A)に示すように，除湿量に大きな差が生じていないことに起因する。さらに外気の絶対湿度が低い条件においては蒸発冷却器での温度低下が大きくなるため，熱交換後の空気温度が低下する。従って顕熱交換器による冷却効果の割合が大きくなり，僅かな除湿性能差は冷却効果の差として現れにくい⁶⁾。一方で集熱面積

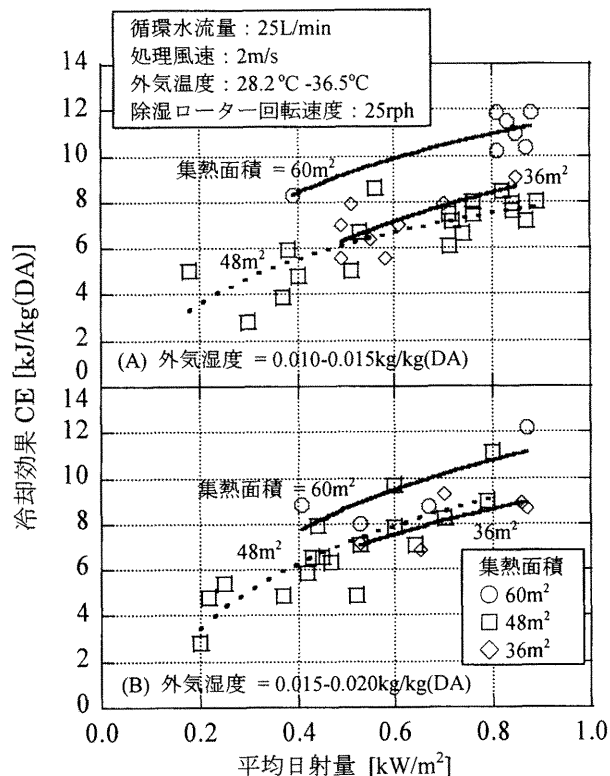


図-7 冷却効果 CE に与える日射量の影響

60m²では冷却効果 CE は8.0kJ/kg(DA)から12kJ/kg(DA)であり，集熱面積48m²で得られた値に比べて上昇した。これは再生温度が50°Cに達し，除湿量が集熱面積36m²および48m²に比べて大きいことに起因する。図-7(B)は，外気の絶対湿度が0.015kg/kg(DA)から0.020kg/kg(DA)での実験結果である。集熱面積48m²では低湿度条件に比べ CE 値は若干上昇した。これは図-6に示すように除湿量が外気の絶対湿度の上昇によって増加したためである。しかしながら，集熱面積48m²で得られる CE 値は36m²と大差ない。これは図-5に示すように集熱面積48m²では36m²の場合に比べて除湿性能は上昇するものの，吸着熱も増加するために除湿後の乾燥空気2の温度ならびに熱交換後空気3の温度が集熱面積36m²の場合に比べ上昇したためである⁷⁾。つまり，集熱面積が36m²では得られる CE に対する顕熱交換器の寄与率が高い。一方，集熱面積48m²では除湿性能は上昇するものの，同時にデシカントプロセス内部の空気温度も上昇するために CE 増加は抑制される。集熱面積60m²での冷却効果 CE は集熱面積48m²に比べて高い値を得た。

(4) 太陽エネルギー利用効率に与える影響

図-8は太陽エネルギー利用効率である COP_s に与える日射量 J の影響である。図-8(A)は外気の絶対湿度が0.010-0.015kg/kg(DA)の低湿度条件における実験結果である。集熱面積が36m²のときに COP_s 値は最も高くなり，ついで60m²，48m²となった。また，いずれの場合においても日射量 J の増加に伴い太陽エネルギー利用効率 COP_s 値

太陽熱駆動デシカント空調システムにおける温水器集熱面積および循環水量の影響

は減少する傾向を示した。日射量 J の増加に伴い COP_s 値が減少するのは、冷却効果 CE すなわち除湿性能上昇の度合いが日射量の増加の度合いに対して小さいためである。これは日射量 J が上昇することで再生温度が上昇し、吸着熱が増加すること、外気温度の上昇によって乾燥空気 2 の温度ならびに熱交換後空気 3 の温度が上昇して給気 4 の温度が上昇することに起因する。特に低湿度条件においては蒸発冷却器での加湿量が増加し、熱交換器低温側空気 6 の温度が高湿度条件に比べて低くなる。従って得られる冷却効果が大きくなる。つまり、低い湿度条件においては熱供給がなくても蒸発冷却によってある程度は空気の冷却が可能である。よって集熱面積 36m^2 においては投入熱量が低く、式(2)の分母が小さくなることから COP_s 値は上昇することになる。一方、集熱面積 48m^2 になると式(2)の分母は集熱面積が 36m^2 の場合に比べ 1.5 倍になるが、除湿量増加よりも乾燥空気 2、熱交換後空気 3 の温度上昇による影響が大きいため CE 値が大きく上昇しない。従って COP_s は最も低くなる。一方で、集熱面積 60m^2 においては、再生空気温度が高く除湿量は増加する。従って冷却効果 CE に対する除湿機の寄与率が大きくなるために CE 値は上昇する。結果として 60m^2 での COP_s は集熱面積 48m^2 に比べて高い値を示した。図-8(B)は外気の絶対湿度が 0.015kg/kg(DA) から 0.020kg/kg(DA) の高湿度条件における実験結果であるが、この場合も集熱面積 36m^2 での COP_s が最も高い。外気の絶対湿度が増加しても除湿量の増加による CE 増加の度合いは集熱面積 S の増加の度合いよりも低いことを示している。なお、集熱面積 48m^2 での COP_s 値は日射量が 0.7kW/m^2 以上では集熱面積 60m^2 で得られた COP_s とほぼ同じ値になる。これは得られる冷却効果が再生空気温度に大差がない限りは集熱面積に比例することを意味する。

以上の結果より、得られる日射量が大きい場合、太陽熱温水器の集熱面積 48m^2 での除湿量はある程度高いが、断続的な日射条件下において安定して乾燥空気を得るには、より多くの循環水量と集熱面積により、十分な蓄熱量を保つことが必要である。この点で、本実験の装置規模で 0.5kW/m^2 程度の日射量において安定した除湿、冷房性能を発揮するには、 60m^2 以上の集熱面積 S が必要である。

2.2 冷房性能に与える太陽熱温水器循環水量の影響

集熱面積を増加させ、投入熱量ならびに再生空気温度を上昇させることは除湿性能改善のための効果的な方法であるが、太陽熱温水器の循環水量など操作条件の検討も必要である。太陽熱温水器の循環水量を減少させた場合、循環水温度が上昇し太陽熱温水器の集熱効率は低下すると思われるが、本装置のように太陽熱温水器と加熱器が接続されている場合、加熱器入口の温水温度が上昇し、その結果、

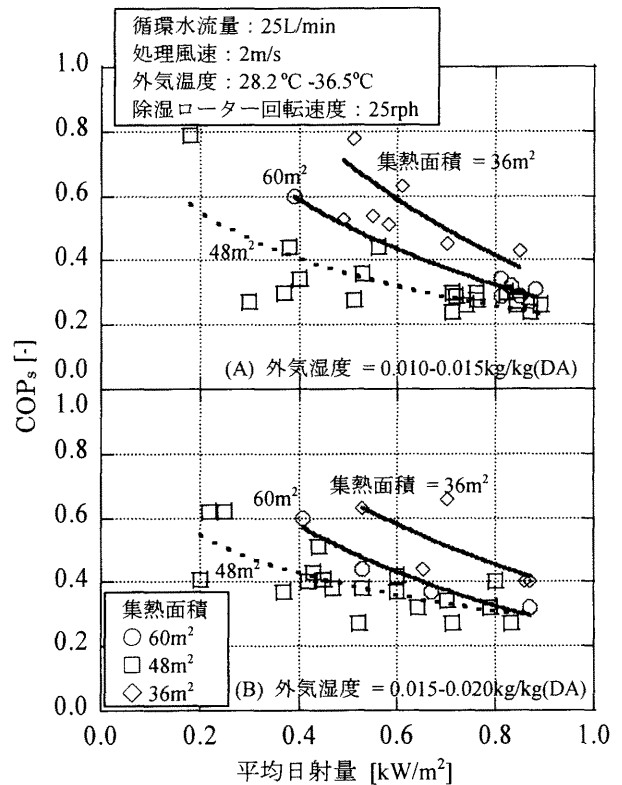
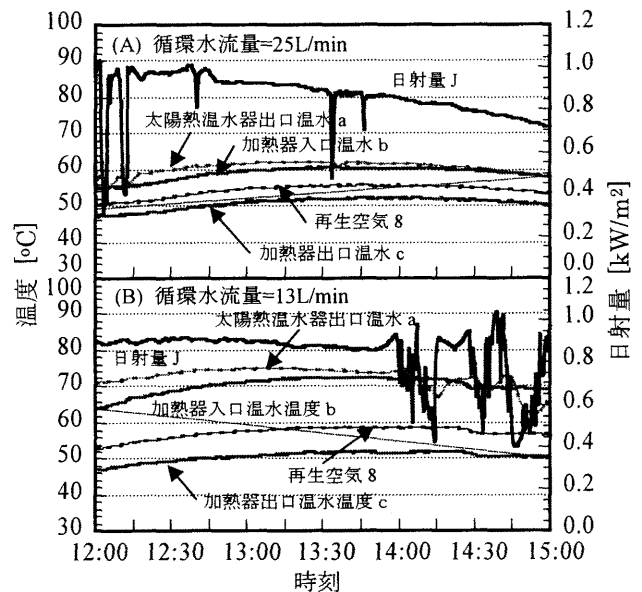
図-8 太陽エネルギー利用効率 COP_s に与える日射量の影響

図-9 空気、温水温度と日射量の日中変化

部分的にでも再生空気温度が上昇し、除湿性能の改善が期待できる。そこで太陽熱温水器を流れる流量を初期設定の約半分となる 13L/min に設定し、循環水流量が冷房性能に与える影響を検討した。

(1) 温水温度、再生空気温度に与える影響

図-9 に異なる循環水流量における空気、温水温度および日射量 J の時間変化を示す。この日の最大日射量は正午～13 時頃に得られた 0.95kW/m^2 であった。図-9(A)に循環水流

量 25L/min で得られた結果を示す。実験時間帯の平均外気温度は 34.5°C, 絶対湿度は 0.0145kg/kg(DA)であった。太陽熱温水器出口 a での温水温度は 55.4°C から 63.7°C の間で変化し、空調機本体内の加熱器入口 b の温水温度は配管からの熱損失もあり 55.2°C から 60.1°C で変動した。このとき、再生空気に供給された熱量は 14.0kW から 17.5kW であった。図-9(B)は、循環水量 13L/min における結果である。このときの平均外気温度は 32.3°C, 絶対湿度は 0.0148kg/kg(DA)と、図-9(A)とほぼ同じ条件であった。太陽熱温水器で得られた温水温度は 71.0°C から 75.2°C で変動し、循環水量 25L/min に比べて当然上昇した。しかしながら、再生空気温度は 53.7°C から 58.7°C, 加熱器に投入された熱量は 14.1kW から 18.7kW と、25L/min の条件で示した値と大きな差は生じなかった。これは太陽熱温水器の集熱効率がこの外気温度、温水温度範囲ならびに循環水量で大きく変化しないためである。また、加熱器の温度効率も大きく変動しないために、再生空気温度に大きな変化が生じない結果となった。ただし、空調機内の加熱器に温水流れ方向の温度分布が形成される場合には除湿ローターの段階再生が可能となり、性能向上が期待できる⁸⁾。

(2) 給気温度、除湿量に与える影響

図-10 に外気、給気、排気温度および除湿量の時間変化を示す。図-10(A)は循環水流量 25L/min での実験結果であり、図-9(A)と同一実験で得た結果である。測定時間内の外気温度は 29.7°C から 31.8°C で変化し平均の外気絶対湿度は 0.0145kg/kg(DA)であった。給気 4 の平均温度は 22.3°C を示し、除湿量は実験時間内を通して 0.0027kg/kg(DA)で安定した。これは実験時間内において日射量が安定していたためである。図-10(B)は、循環水量 13L/min での実験結果であり、図-9(B)と同一条件での実験結果である。外気温度は 31.5°C から 34.3°C の範囲で変動し平均の外気絶対湿度 0.0148kg/kg(DA)であった。給気 4 の温度は 23.4°C となり、図-10(A)の結果に対し、わずかに上昇したが、これは外気温度が上昇したためである。また、再生空気温度は最大で 59°C を示し、循環水流量 25L/min で得られた値に対してやや上昇した。しかしながら除湿量は 0.0023kg/kg(DA)であり 25L/min で得られた結果と差は生じなかった。これは再生空気温度がわずかに上昇しても、この温度範囲では除湿性能に大きく影響しないためである。

本結果より、循環水流量を 25L/min から 13L/min に減少させたことにより、循環水温度は上昇するがこの温度範囲においては太陽熱温水器の集熱効率に大きな差は生じず、加熱器において投入される熱量も変化がないため、除湿性能は改善されない。配管からの熱損失、ならびに太陽熱温水器の集熱効率の低下を抑えることを考えると、温水温度を必要以上に上昇させることは逆効果にもなり得る。

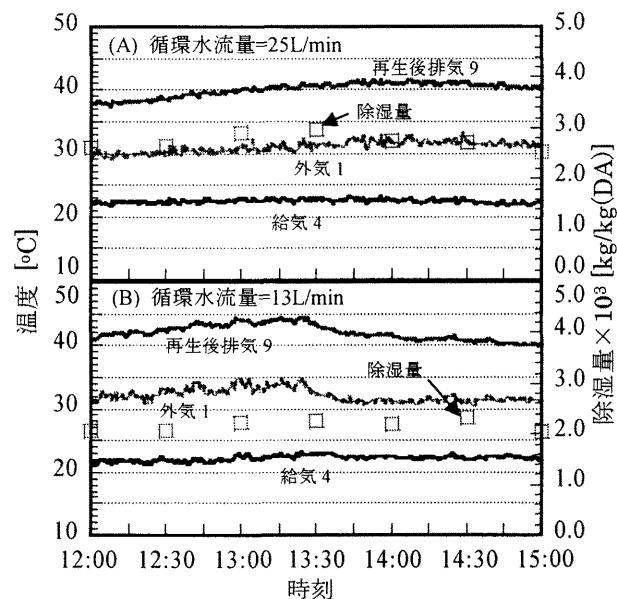


図-10 外気、給気、排気温度と除湿量の日中変化

結 語

太陽熱駆動型デシカント空調装置の実証試験を行い、集熱面積および循環水流量が除湿性能に与える影響を検討した。集熱面積の影響は不安定な日射条件において顕著である。絶対湿度が高い条件では集熱面積の増加により除湿量は増加するものの装置内空気温度の上昇により冷却効果は大きく上昇しなかった。特に集熱面積 48m² での太陽熱利用効率 COP_s 値は集熱面積の増加に対して冷却効果上昇の度合いが小さく、低い値であった。十分な日射を得ることができない条件が多いことを考えると、本実証試験装置規模においては 60m² 以上の太陽熱温水器集熱面積が必要である。また、冷却効果 CE の増加のためには集熱量の増加に加えてフィンコイルの伝熱面積の増大、また再生温度上昇と相反するが装置内空気温度の上昇の抑制が必要である。

太陽熱温水器を循環する循環水量の影響を検討した。循環水流量 25L/min と 13L/min を比較したが、この流量範囲においては、太陽熱温水器の集熱効率、ならびに加熱器での伝熱量が変化せず、除湿量に変化は見られなかった。

参 考 文 献

- 1) <http://www.jraia.or.jp/>
- 2) 田中俊六：太陽熱冷暖房システム(1977), pp.55-56, 東京
- 3) N. Subramanyam, M.P. Maiya, S. Srinivasa Murthy : Application of desiccant wheel to control humidity in air-conditioning systems, *Applied Thermal Engineering*, **24**(2004), pp.2777-2788
- 4) H-M. Henning, T. Erpenbeck, C. Hindenburg, I.S. Santamaria : The potential of solar energy use in desiccant cooling cycles, *International Journal of Refrigeration*, **24**(2001), pp.220-229
- 5) Toshimi Kuma, Tsutomu Hirose, Motonobu Goto, Akio Kodama : Thermally Regenerative Monolithic Rotor Dehumidifier for Adsorption Cooling System, *Journal of Solar Energy Engineering*, **120**-1(1998), pp.45-50
- 6) 大蔵将史, 児玉昭雄：太陽熱温水器を駆動熱源とする吸着式

太陽熱駆動デシカント空調システムにおける温水器集熱面積および循環水量の影響

デシカント空調システム—室内潜熱負荷を考慮した装置規模、システム性能の推算—, 日本冷凍空調学会論文集, 23-1(2006), pp.33-44

- 7) Masashi Ohkura, Akio Kodama, Tsutomu Hirose and Motonobu Goto : A field-test of a solar assisted desiccant evaporative cooling and its energy flow analysis, Conference proceedings the 10th

APPChE congress (2004-10), 8 pages in CD-ROM

- 8) 児玉昭雄, 安藤幸助, 廣瀬勉, 後藤元信, 辻口拓也, 岡野浩志 : 除湿機段階再生による吸着式デシカント空調プロセスの高効率運転, 日本冷凍空調学会論文集, 22-1(2005), pp.33-43

(2006年5月15日原稿受付)

The Influences of Surface Area and Circulation Flow Rate of a Flat Plate Solar Water Heater on the Performance of a Solar Driven Adsorptive Desiccant Cooling System

by Akio KODAMA^{*1} and Masashi OHKURA^{*2}

Key Words : Measurement, Desiccant cooling system, Adsorption, Solar water heater, Solar energy

Synopsis : A solar powered desiccant cooling process is one of the environmentally friendly cooling processes since the heat energy is supplied from solar collectors. Its cooling / dehumidifying performances are complicatedly influenced by solar irradiation, ambient humidity and operating parameters. This paper discusses the results of the field test of a solar driven desiccant cooling system, focusing on the influence of surface area of the solar water heater under several values of solar irradiation and circulating water flow rates. The desiccant cooling system has a 1.2m diameter desiccant rotor and handles 4000m³/h of air. Its cooling / dehumidifying performance at the

surface area of 60m² was acceptable even in unstable solar condition since the large amount of thermal energy accumulation in the circulating water prevented fluctuation effect due to solar irradiation. On the other hand, cooling performance obtained for the smaller surface area decreased due to the unstable solar irradiation (under 0.5kW/m²). It was found that surface area of at least 60m² was required to obtain sufficient dehumidifying performance. Furthermore, it was considered that larger surface area or the use of other type solar collector was required to remove latent heat load of the indoor room. Although higher water temperature was achieved in slower flow rate of circulating water, dehumidifying performance could not be increased due to approximately equal amount of heat supplied to the cooling process. In such case, adjustment of the specification of air heater to flow rate of the circulating water was required.

(Received May 15, 2006)

^{*1} Division of Innovative Technology and Science, Graduate School of Natural Science and Technology, Kanazawa University, Member

^{*2} Division of Innovative Technology and Science, Graduate School of Natural Science and Technology, Kanazawa University