

デシカント空調システムのデシカントロータ回転数と除湿量の関係

川崎 義仁^{a)}・佐々木 仁^{a)}・迫 健人^{b)}・田島 大輔^{c)}・林 則行^{d)}

Relationships between Rotor Rotational Speed and Quantity of Dehumidification of Desiccant Air Conditioning System

Yoshihito KAWASAKI, Jin SASAKI, Kento SAKO, Daisuke TASHIMA, Noriyuki HAYASHI

Abstract

Co-generation system has become an effective method to solve the global warming and energy problem. The system can achieve high efficiency both by using electric generation and by exhaust heat recovery. On the other hand, the development of the environmental improvement technology in the greenhouse is demanded agricultural sector. It is thought that desiccant air conditioning system can solve these problems. Two experiments were conducted in this research. First, characteristic of the dehumidification quantity on different rotor rotational speed was requested by dehumidification examination. As the result, it was found that the quantity of maximum dehumidification exists on the optimal rotational speed. Second, characteristic of the dehumidification quantity on different rotor rotational speed was requested by numerical simulation. The simulation condition was a climate condition of summer. As the result, it was found that the quantity of maximum dehumidification as well as the experiment value exists on the optimal rotational speed. Moreover, it was found the quantity of maximum dehumidification changes depending on the temperature of the reproduction air and the air volume. Through this study, it was clarified that changing the rotor rotational speed was effective as the method of increasing quantity of dehumidification.

Keywords: Co-generation, Desiccant air conditioning system

1. はじめに

現在、日本のエネルギー自給率は4%と深刻なエネルギー問題に直面している¹⁾。また、農林畜産廃棄物の適正処理技術が確立されておらず、土壌汚染や大気汚染などといった環境問題も深刻化している。そこで、注目されているのが農畜産廃棄物の乾燥処理やメタン発酵による適正処理である。全国各地では、メタン発酵プラントの導入が進んでおり、宮崎大学においても同プラントを導入し、暖地仕様メタン発酵プラントの開発を行っている。メタン発酵プラントから精製されたメタンガスや乾燥処理されたバイオマス燃料は、ガスエンジンなどのコージェネレーションシステムに燃料供給することで電気と熱が生成される。

しかし、バイオマス燃料の精製量は不安定であり、エネルギー密度が小さい、輸送コストが高いといった問題を抱えていることから、需要地近傍で発電可能であり、電気と排熱を利用した高効率なコージェネレーションシステム

の開発が求められる。だが、年間を通じてコージェネレーションシステムを使用する場合、生成される熱に対して需要が少ないという問題がある。

一方で、ビニールハウスで野菜や花を栽培する際、作物の葉や、灌水した土壌中の水が蒸発によってハウス内に出てくるのを、フィルムにより密封してしまう。そのため、ハウス内の相対湿度が、高いとき(特に夜間)には100%近くまで上昇し病原菌が繁殖しやすい環境となる。そのため、湿度を制御し生産性を向上するために温室環境の改善技術の開発が強く求められている。

そこで現在、排熱の利用ができる空調システムとして開発が急速に進められているものがデシカント空調システムである²⁾。これまで、排熱の利用方法として、吸収式、吸着式のヒートポンプが開発されてきたが、大型・高価となるため普及は進んでいない。そこで、ガス管路を用いず、開放式で制御できることからシンプルな構成であるデシカント空調システムは比較的成本を抑えることができる。また、デシカント空調システムは吸着材を用いる除湿空調システムであり、過冷却再熱方式でないため、温度、湿度を独立して制御できるというメリットを有している²⁾。よって、人間の居住環境だけでなく、低コストで温湿

a) 電気電子工学専攻大学院生

b) 電気電子工学科学部生

c) IR 推進機構特任助教

d) 工学教育研究部教授

度を制御する技術が求められている農畜産業分野において応用が可能であると考えられる。農畜産業分野においてコージェネレーションシステムとデシカント空調システムのハイブリッド利用ができれば、エネルギーの有効利用ができると共に、地域資源循環システムの構築が促進できるものと思われる。

本研究では、デシカント空調を用いた、排熱の有効利用と温室内環境の改善を同時に実現できる空調システムの開発を目的として研究を行っている。特に農業用デシカント空調システムの開発に向けた調査を行い、基礎運転実験と数値シミュレーションによる導入効果の評価を行っている。これまで、デシカント空調システムに供給する温水温度に注目し、除湿量特性に対する温水温度の影響を調査した。本論文では、デシカントロータの回転数に注目し、除湿試験と数値シミュレーションにより、除湿量特性に対するロータ回転数の影響を調査した結果を述べる。

2. 原理と特徴

図1に一般的な2ロータ式デシカント空調システムの原理図、図2に空気線図上における状態変化を示す。まず、処理空気(除湿される空気)はデシカントロータの処理側(図1では下部)を通過する際に吸着除湿される。その際に発生した吸着熱は、顕熱交換器で回収され、その後外部冷熱源とつながった冷却器で温度が制御される。また、再生空気は顕熱交換器にて熱供給され、さらに外部熱源により追加熱され、デシカントロータの脱着部(図1では上部)を通過する際に湿分を脱着して吸着材を再生する。

特徴として、冷却式(ルームエアコン、除湿機)では、空気を露点温度以下まで過冷却し、湿分が取り除かれた後で温度制御(再熱操作)が行われている。一方、デシカント式では過度に冷却して再加熱する必要がないため、冷却に要するエネルギーを抑えることができる。また、ロータ中の湿分を脱着させる際の温度は高々80℃程度であり、図3に示すように熱駆動ヒートポンプよりも高温を必要とせず、コージェネレーションシステムの排熱や太陽熱を利用する事ができる。さらに、温度と湿度を独立して制御できることから導入効果は、空調システムの省エネルギーだけでなく、一般に病原菌などの繁殖抑制及び冷却しすぎない適切な空調にも期待できる。

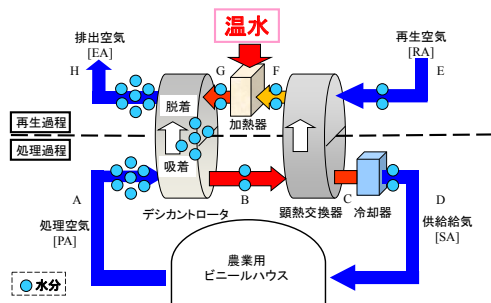
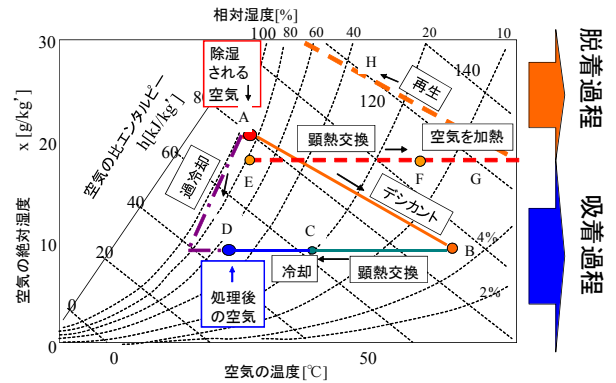


図1 デシカント空調システム³⁾



A: 湿潤空気 B: 低湿度高温空気 C: 低湿度空気 D: 供給空気 E: 外気 F: 余熱された空気 G: 加熱された空気 H: 排気

図2 空気線図上における状態変化³⁾

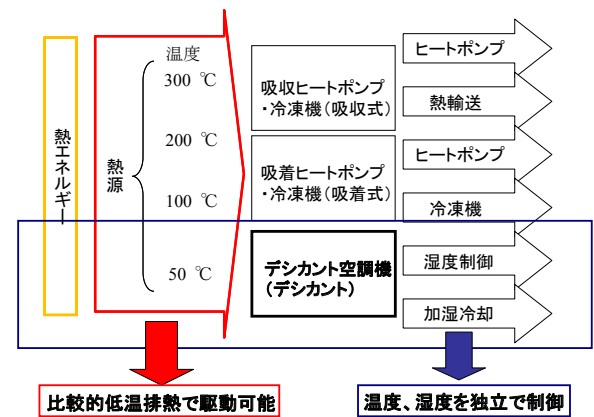


図3 吸収脱着デシカントによるエネルギー変換と熱輸送技術のイメージ³⁾

3. 除湿試験

3.1 全体システム

図4にシステムの全体図を示す。デシカント空調機の前に空気温湿度を測定するための空気室を設けた。空気室は塩化ビニールパイプと農業用ビニールを用いて、容積1m³のものを作製した。高湿度環境を模擬するために加湿器(型式:KJ-366H)を用いた。最大加湿量は500mL/hである。処理空気、供給空気の温湿度の測定には、それぞれ熱電対(型式:DW01-DT301)及び湿度センサー(型式:B-530)を用いた。計測範囲は温度-30~+150℃(精度:JIS2)、湿度0~+100%RHである。湿度センサは、図4のS1とS2に設置しており、熱電対はS1、S2、S3に設置している。また、S3の熱電対によってデシカントロータを通過する空気温度を測定している。再生用熱源には温水の条件を容易にコントロールするため、日立製のエコキュート(型式:BHP-Z37FU)を用いた。定格加熱能力/消費電力の比は4.5kW/0.92kW、沸き上げ温度は約65~90℃であり、給湯温度は約30~90℃である。

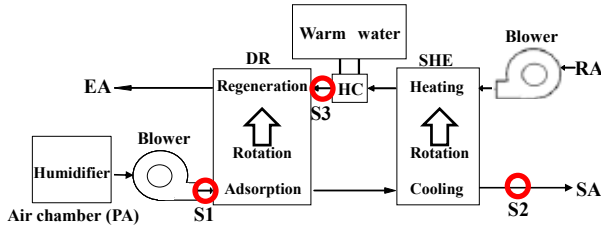


図4 全体システム

3.2 実験方法

表1に実験条件を示す。処理対象として、外気を送風機により空気室内に引き入れ、加湿器により外気の相対湿度を90%程度に調整し、デシカント空調システムにより除湿処理を行った。その際、デシカントロータの回転数は10~50 rphの範囲で10 rphずつ増加させ、処理空気と供給空気の温湿度を図4中のS1とS2地点においてデータロガーを用いて測定した。その後、処理空気(PA)と供給空気(SA)の絶対湿度を算出し除湿量を求め、デシカントロータ回転数を変化させた場合における、デシカント空調システムの除湿量特性を調査した。また、温水コイル通過後の再生空気温度は約40, 50, 60℃とし、デシカント空調システムに導入する風量は60, 120, 180 m³/hに設定した。

除湿量の算出は、以下の式で行う。まず、式(3.1)より、処理空気(PA)と供給空気(SA)の水蒸気圧 E_p を算出した。 E_0 は0℃のときの飽和水蒸気圧で6.11 hPa、 t は温度[℃]、 H_R は相対湿度[%]を表している。

$$E_p = E_0 \times 10^{\left(\frac{7.5t}{237.3+t}\right)} \times \frac{H_R}{100} \quad \dots (3.1)$$

次に、式(3.1)の結果を用いて、式(3.2)より、処理空気(PA)、再生空気(SA)の重量絶対湿度 H [g/kg(DA)]を算出した。このとき、大気圧 $P = 1013$ hPa、 M_{water} は水の分子量、 M_{air} は空気の分子量を表している。算出した重量絶対湿度から差を求め、除湿量を算出した。

$$H = \frac{M_{\text{water}} \times E_p}{M_{\text{air}} \times (P - E_p)} \approx \frac{18}{29} \times \frac{E_p}{P - E_p} \times 1000 \quad \dots (3.2)$$

表1 実験条件

Rotor	Length	m	0.2
	Diameter	m	0.3
	Rotational speed	rph	10~50
Amount of air	Adsorption	m ³ /h	60, 120, 180
	Regeneration		
Reproduction air	Temperature	℃	40~60
	Absolute humidity	g/kg	4.0~7.8
Process air	Temperature	℃	14.3~15.8
	Relative humidity	%	90

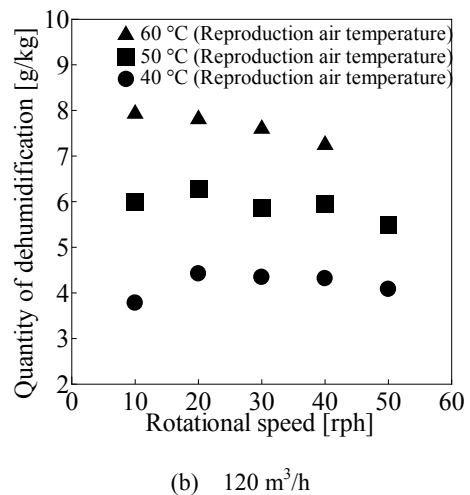
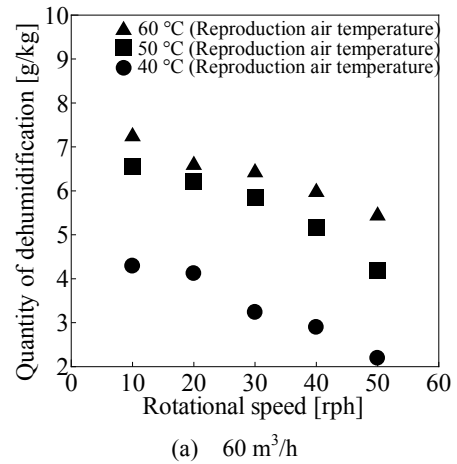
3.3 実験結果

図5(a), (b), (c)に風量60, 120, 180 m³/hにおける実験結果を示す。図5を見ると、同じ回転数において、再生空気温度が増加すると除湿量は増加していることがわかる。これは、再生空気温度が上昇すると、再生空気相対湿度が減少する。そのため、有効吸着量が増加することにより、除湿量が上昇すると考えられる。

次に、図5(a)を見ると、60 m³/hではどの再生空気温度においても10 rphで最大除湿量を示している。図5(b)を見ると、120 m³/hでは再生空気温度40, 50℃においては20 rph、60℃においては10 rphで最大除湿量を示している。図5(c)を見ると、180 m³/hではどの再生空気温度においても30 rphで最大除湿量を示している。これらにより、各風量において最大除湿量を示す回転数が存在することを確認した。また、風量が増加すると、最大除湿量を示す回転数は増加することがわかった。

さらに、一定以上の回転数でロータを回転させると、除湿量は減少することがわかった。これは、回転数を増加させるとデシカントロータ内のシリカゲルが飽和状態になる前に処理過程を終えてしまうためだと考えられる。

以上により、使用する風量や再生空気温度によってロータ回転数を調整することで、除湿量の増加が見込める。



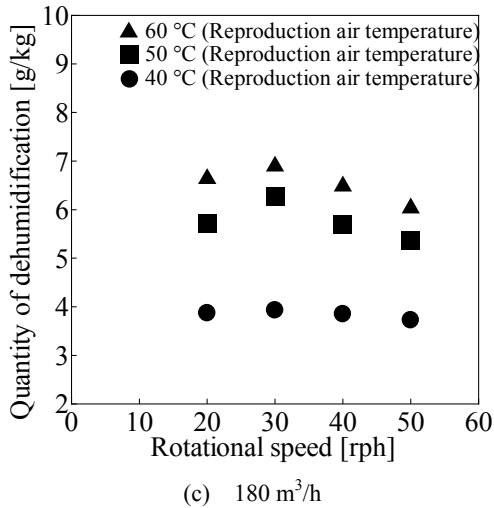


図5 除湿試験における回転数一除湿量特性

4. 数値シミュレーション

4.1 数値モデル

図6に数値シミュレーションモデルを示す。本シミュレーションにおける既知の物理量(入力値)は処理側処理空気(PA)の温湿度 T_{pin}, x_{pin} , 加熱器通過後の再生側再生空気(RA)の温湿度 T_{rin}, x_{rin} , デシカントロータ回転数 N と処理側・再生側の風速 u_p, u_r であり, 未知の物質(出力値)は処理側供給空気(SA)の温湿度 T_{pout}, x_{pout} , 再生側排出空気(EA)の温湿度 T_{rout}, x_{rout} である。また, 処理側・再生側の風速比($u_p: u_r$)は1:1とした。

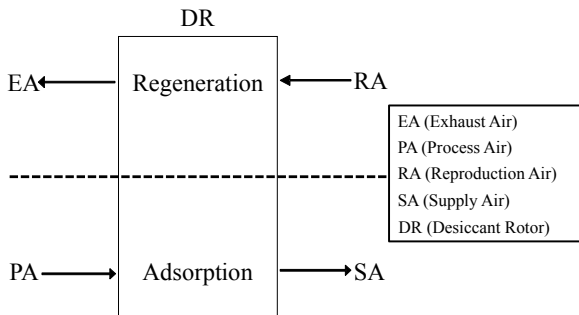


図6 デシカント空調システム基本構成モデル

4.2 算出方法

算出方法は, 空気流路と吸着材層における水蒸気と熱の収支を表した, 4つの偏微分方程式を解くものである^{4),5),6)}。デシカントロータの要素断面はハニカム形状をとっており, そのハニカム要素個々において熱と物質が生じている。そこで, モデルの簡易化を目的として以下の仮定により吸着材層と空気層からなる比較的単純なモデルを用いる。

- (A) 外部への熱損失は無視できるほど小さい。
- (B) ハニカム吸着ロータへの水蒸気吸着量は相対湿度の関数である。
- (C) 吸着挙動は定常状態に達している。

- (D) 熱及び物質の気相中への蓄積は物質の対流移動に比べて無視できるほど小さい。
- (E) 粒子内部に存在する空気中への熱及び物質の蓄積は吸着容量に比べて無視できるほど小さい。
- (F) 流体の偏流や混合は起こらない。
- (G) 空気流れは圧力一定及び流速一定である。
- (H) 空気及び吸着材において, 軸方向ならびに回転方向の熱伝導及び物質の拡散は無視する。
- (I) 吸着材と空気流れ間の熱と物質の移動は総括移動係数によって表す。
- (J) 吸着材厚さ方向への温度と吸着量の分布は存在しない。
- (K) LDF(線形推進力)近似法を適用する。

以上の仮定のもと, ロータ内の熱と物質伝達のモデル化による数値計算により算出する。処理過程, 及び再生過程における熱と物質の移動は以下に示す(4.1)~(4.4)の偏微分方程式により表現できる。

空気流路の水蒸気収支

図7に空気による水蒸気分布例を示す。空気流路における水蒸気収支は(4.1)式で表される。流路に流れ込む空気の水蒸気変化量(①)は, 流路を移動する間に吸着材に吸着される水蒸気量(②)と等しくなる。

$$\rho_g u \frac{\partial x}{\partial z} + \rho_d \frac{\partial q}{\partial t} \frac{a_d}{a_g} = 0 \quad \dots (4.1)$$

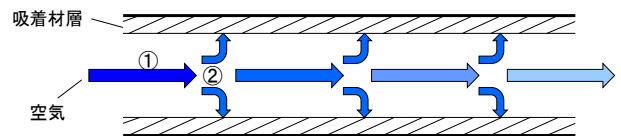


図7 空気による水蒸気分布例

吸着材層の水蒸気収支

図8に吸着材による水蒸気分布例を示す。吸着材層における水蒸気収支は(4.2)式の吸着速度式で表される。吸着材の水蒸気変化量(③)は, 吸着材が吸着した水蒸気量(④)である。

$$\frac{\partial q}{\partial t} = \frac{k}{a_d} (q^* - q) \quad \dots (4.2)$$

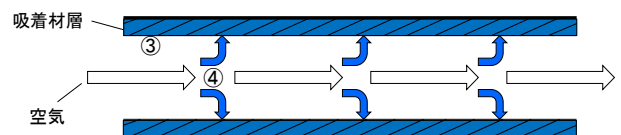


図8 吸着材による水蒸気分布例

空気の熱収支

図9に空気による熱量分布例を示す。空気における熱収支は(4.3)式で表される。流路間における空気の熱変化量(⑤)は, 空気と吸着材で移動する熱量(⑥)と等し

くなる。

$$\rho_g u C_{pg} \frac{\partial T_g}{\partial z} + \frac{h(T_g - T_d)}{a_g} = 0 \quad \dots (4.3)$$

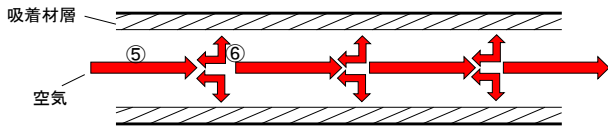


図9 空気による熱量分布例

吸着材層の熱収支

図10に吸着材による熱量分布例を示す。吸着材層における熱収支は(4.4)式で表される。流路間を空気が通過する際の吸着材の熱変化量(⑦)は、空気中の水蒸気が吸着材に吸着する際に発生する熱量(⑧)と吸着材と空気間で移動する熱量(⑨)の和に等しくなる。

$$\rho_d (C_{pdd} + qC_{pw}) \frac{\partial T_d}{\partial t} = \rho_d \frac{k}{a_d} (q^* - q)q_h + \frac{h(T_g - T_d)}{a_d} \quad \dots (4.4)$$

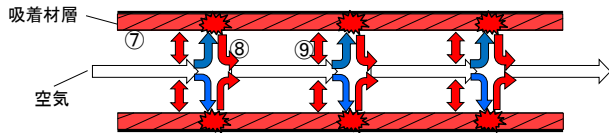


図10 吸着材による熱量分布例

ここで、 a : 厚さ, C_p : 比熱, h : 熱伝達係数, k : 総括物質移動係数, q : 吸着量, q^* : 平衡吸着量, q_h : 吸着発熱量, T : 温度, t : 時間, u : 空気流量, x : 絶対湿度, z : ロータ軸方向距離, ρ : 密度. また, g : 空気, d : 吸着材, dd : 乾燥吸着材, p : 吸着側, r : 再生側, w : 水である。

以上4つの方程式を差分法にて解くことにより、処理側供給空気(SA)の温湿度 T_{pout} , x_{pout} , 再生側排出空気(EA)の温湿度 T_{rou} , x_{rou} が算出される。

4.3 境界条件と初期条件

図11にデシカントロータの軸座標と角座標を示す。ここで、 τ は無次元角度, X は無次元軸方向距離を示す。まず、無次元係数として(4.5)式のように与える。

$$X = \frac{z}{L} \quad \theta_r = 360 - \theta_p \quad \dots (4.5)$$

$$\tau = \frac{\theta}{\theta_p} \quad \tau = 1 + \frac{\theta}{\theta_r}$$

ここで、 L はロータの長さ, θ は回転方向角度である。なお、 θ_p , θ_r はそれぞれ吸着側, 再生側領域の角度を表している。

そのうえで、境界条件を(4.6)式のように与える。

$$x_p = x_{pi} \quad T_{pg} = T_{pgi} \quad \text{at } X = 0 \quad \dots (4.6)$$

次に、初期条件を(4.7)式に示す。

$$q_p = q_r \quad \text{at } \tau = 1 \quad q_{p(\tau=0)} = q_{r(\tau=2)}$$

$$T_{pd} = T_{rd} \quad \text{at } \tau = 1 \quad T_{pd(\tau=0)} = T_{rd(\tau=2)} \quad \dots (4.7)$$

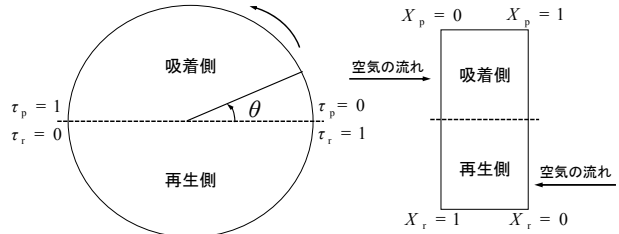


図11 デシカントロータの軸座標と角座標

4.4 シミュレーション条件

本シミュレーションでは、コージェネレーションシステムにおける余剰排熱の発生、及び室内湿度が著しく上昇する夏季気候条件を対象とする。シミュレーション条件を表2に示す。デシカントロータの回転数は1~50 rphの範囲に設定し、風量は60, 120, 180 m³/hに設定した。その際、デシカント空調システムに導入する処理空気の温湿度は、本学に設置してあるビニールハウス内で測定した27℃, 22 g/kgを用いた。また、再生空気の絶対湿度は、我々の研究対象である宮崎県宮崎市夏季における夜間平均絶対湿度の18 g/kgに設定し、再生空気の温度は40~80℃に設定した⁷⁾。この条件のもと、ロータ回転変化における除湿量特性を調査した。

表2 シミュレーション条件

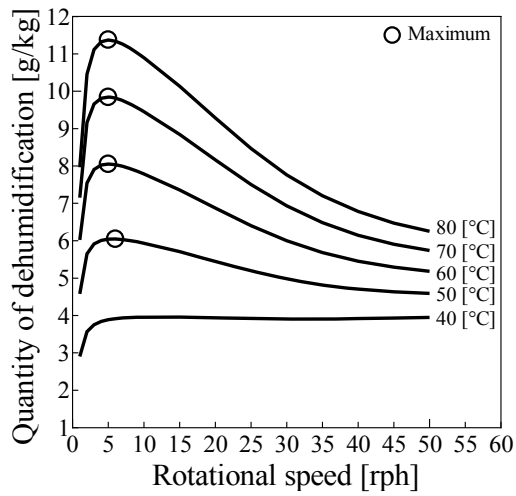
Rotor	Length	m	0.2
	Diameter	m	0.3
	Rotational speed	rph	1 ~ 50
Amount of air	Adsorption	m ³ /h	60, 120, 180
	Regeneration		
Reproduction air	Temperature	℃	40 ~ 60
	Absolute humidity	g/kg	18.0
Process air	Temperature	℃	27.0
	Absolute humidity	g/kg	22.0

4.5 シミュレーション結果

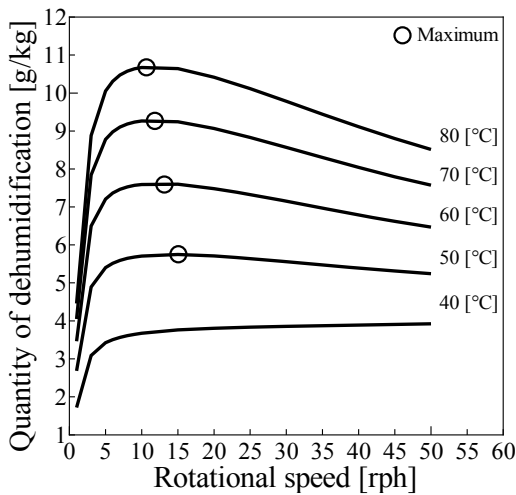
図12(a), (b), (c)に各風量における回転数-除湿量特性を示す。また、図12中のプロットは各再生空気温度における最大除湿量を示している。シミュレーション結果より、(I)~(IV)に示す結果が得られた。

- (I) 最大除湿量を示す回転数が存在する。
- (II) 再生空気温度が上昇するにつれて各回転数における除湿量は増加する。
- (III) 再生空気温度が上昇するにつれて最大除湿量を示す回転数は減少する。

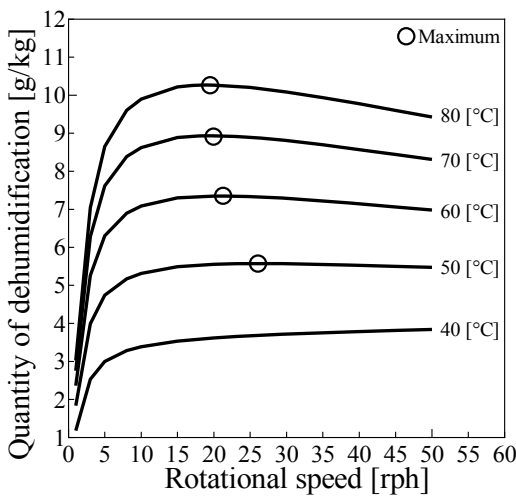
(IV) 風量が増加するにしたがって最大除湿量を示す回転数は増加する。



(a) 60 m³/h



(b) 120 m³/h



(c) 180 m³/h

図12 回転数-除湿量特性

4.6 考察

(I) 最大除湿量を示す回転数が存在する。

図13にデシカントロータ正面図を示す。デシカントロータは処理空気を通すと空気中の水分を吸着しロータ内に蓄える。しかし、時間が経過するとロータは飽和状態になり、水分を吸着することができなくなる。ここでは、ロータが飽和状態になる地点を吸着限界線とする。さらに、吸着限界線より前を吸着可能(未飽和)領域、吸着限界線より後を飽和領域とする。また、吸着可能領域が占める面積を有効吸着面積とする。

図14に回転数変化におけるデシカントロータ吸着過程の簡略図を示す。回転数が少ない場合、ロータが空気に触れる時間が長くなるため、吸着可能領域が狭く、有効吸着面積が狭くなる。有効吸着面積が狭いと空気中の水分を吸着できないため除湿量は少ない(図14(a))。回転数が増加するとロータが空気に触れる時間が短くなり、吸着可能領域が広くなる。そのため、有効吸着面積が広くなり除湿量は増加していく(図14(b))。そして、処理過程終了時に吸着限界線を迎えるとき、有効吸着面積が最大となり最大除湿量を示す(図14(c))。最終的に、回転数が一定の値より増加するとロータが飽和状態になる前に処理過程を終えてしまうため、除湿量は減少する(図14(d))。よって、最大吸着量を示す回転数が存在すると考えられる。

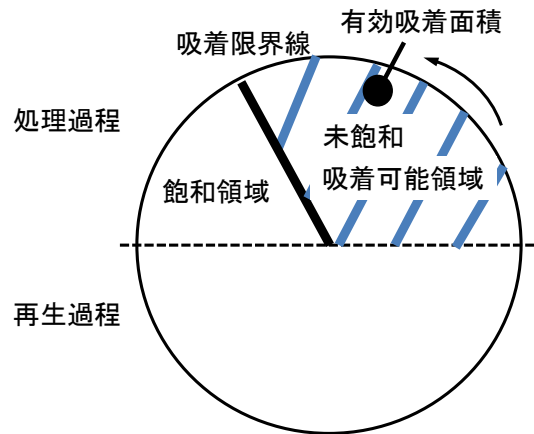


図13 デシカントロータ正面図

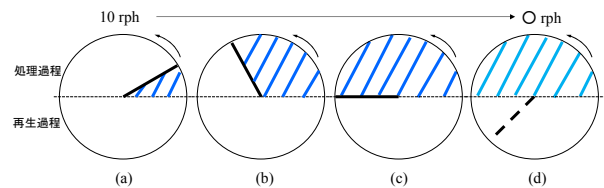


図14 回転数変化におけるデシカントロータ吸着過程の簡略図

(II) 再生空気温度が上昇するにつれて各回転数における除湿量は増加する。

まず初めに、吸着材による吸脱着の簡単な原理を説明する。図 15 に吸着等温線の例を示す。吸着材にはそれぞれ吸着等温線が存在する。この吸着等温線を用いてデシカントロータの吸脱着について考える。処理過程では相対湿度 80 %の空気を通すと、 q_1 まで吸着する。これが処理過程での吸着の原理である。次に、再生過程において相対湿度 40 %の空気を通すと q_2 まで吸着できるが、処理過程で既に q_1 まで吸着しているため、余りの $q_1 - q_2$ 分が再生空気の通過に伴って吸着材から離れていく。これが脱着の原理である。そして、 $q_1 - q_2$ を有効吸着量という。有効吸着量が増加すると、吸着材に空気を通した際の吸着量は増加するという関係性を持っている。

図 16 に各再生空気相対湿度での吸脱着例を示す。再生空気相対湿度が 40 %と 60 %の場合を考えると、有効吸着量はそれぞれ $q_1 - q_2$, $q_1 - q_3$ となり、再生空気温度 40 %の場合のほうが有効吸着量は多くなる。これを踏まえて考えると、再生空気温度が上昇すると再生空気相対湿度は減少するため、有効吸着量は多くなる。そのため、吸着材に空気を通した際の除湿量は増加する。よって、各回転数における除湿量は再生空気温度が上昇するにつれて増加する。

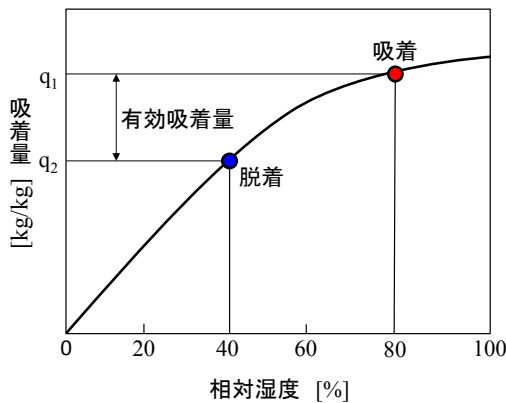


図 15 吸着材の吸着等温線例

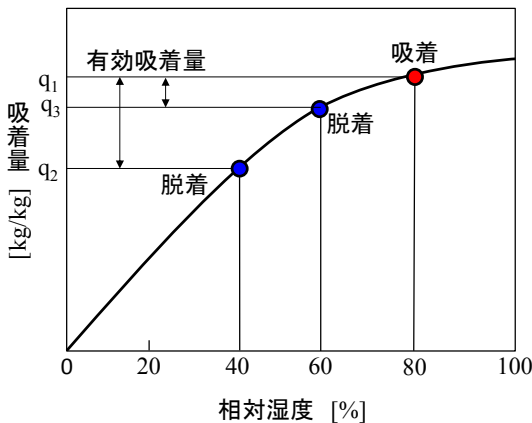


図 16 各再生空気相対湿度での吸脱着例

(III) 再生空気温度が上昇するにつれて最大除湿量を示す回転数は減少する。

図 17 に異なる再生空気温度におけるデシカントロータ吸着過程の簡略図を示す。ここで、再生空気温度 50, 80 °C の場合について考える。前述したように、再生空気温度が低いと相対湿度が上昇し、有効吸着量が減少する。そのため、再生空気温度 50 °C の場合を再生空気温度 80 °C 場合と比べると有効吸着量は少なくなる。すなわち、再生空気温度が 50 °C の場合において有効吸着量が少なく、再生空気温度 80 °C と比べると吸着限界線を迎えるまでの時間が短くなる。すると、同じ回転数であっても有効吸着面積に違いが現れ、図 17 のように回転数が増加するにつれて有効吸着面積が変化する。よって、最大除湿量を示す回転数は再生空気温度が上昇するにつれて減少する。

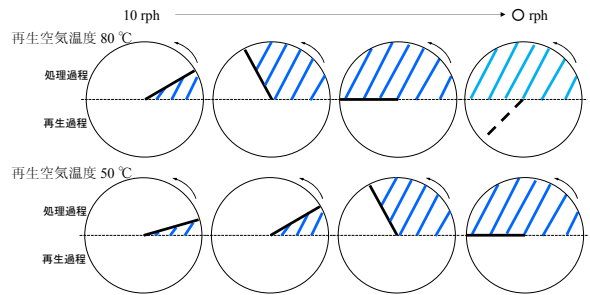


図 17 異なる再生空気温度における吸着過程の簡略図

(IV) 風量が増加するにしたがって最大除湿量を示す回転数は増加する。

図 18 に風量変化時におけるデシカントロータ吸着過程例を示す。風量が増加すると、デシカントロータ内の吸着材と反応する空気の量が増加する。すると、同じ時間でより多くの水分がデシカントロータ内に蓄えられる。そのため、同じ回転数、再生空気温度において吸着限界線を迎えるまでの時間が短くなる。即ち、有効吸着面積に図 18 の様な違いが生じる。よって、風量が増加するにしたがって最大除湿量を示す回転数は増加する。

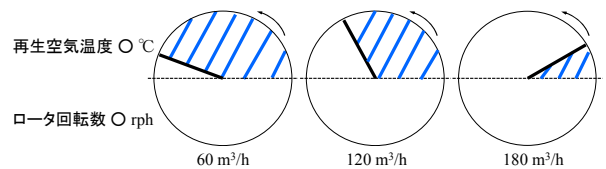


図 18 風量変化時におけるデシカントロータ吸着過程例

以上により、デシカント空調システムで除湿処理を行う場合、使用する再生空気温度、風量によってデシカントロータの回転数を変化させることで、除湿量を増加させることができることが明らかになった。

4.7 シミュレーションの評価

3.3 節に示した除湿試験の結果より、最大除湿量を示す回転数が存在していること、風量が増加すると各再生空気温度における最大除湿量を示す回転数は増加することを確認した。これは、シミュレーション結果においても現れている特性で、除湿試験によって得られた特性を数値計算により表現できている。また、実験値、及びシミュレーションにおいて、再生空気温度が上昇すると除湿量は増加することを確認した。この結果は本実験だけでなく、昨年度報告した実験結果とも同様の特性を示している⁸⁾。以上の結果から、本シミュレーションはデシカント空調システムにおける除湿量特性の調査、及び評価に関して、有効であることを確認した。

5. まとめ

本研究ではデシカント空調を用いた、排熱の有効利用と温室内環境の改善を同時に実現できる空調システムの開発を目的としている。本論文では、デシカントロータの回転数に注目し、除湿試験と数値シミュレーションにより、除湿量特性に対するロータ回転数の影響を調査した。

(1) 除湿試験

異なるロータ回転数における除湿試験の結果、同じ回転数において、再生空気温度が増加すると除湿量は増加することがわかった。また、各風量において最大除湿量を示す回転数が存在することを確認した。さらに、風量が増加すると、最大除湿量を示す回転数は増加することがわかった。加えて、一定の回転数以上でロータを回転させると、除湿量は減少することがわかった。

本実験では、最大除湿量を示す回転数が存在していることを確認し、ロータ回転数が除湿量を増加するために有効である可能性を示唆した。

(2) 数値シミュレーション

夏季気候条件においてロータ回転数変化における数値シミュレーションを行った結果、最大除湿量を示す回転数が存在することを確認した。また、再生空気温度が上昇するにつれて各回転数における除湿量は増加し、最大除湿量を示す回転数は減少することがわかった。さらに、風量が増加するにしたがって最大除湿量を示す回転数は増加することを確認した。

本シミュレーションでは、デシカント空調システムで除湿処理を行う場合、使用する再生空気温度、風量によってデシカントロータの回転数を調整することで、除湿量は増加することを確認した。

さらに、除湿試験と数値シミュレーションより得られた結果から、本シミュレーションはデシカント空調システムにおける除湿量特性の調査、及び評価に関して有効であることを確認した。

謝辞

本研究の実験に際して多大なる御協力と有益なご指導・助言を頂きました金沢大学の児玉 昭雄教授に深く御礼を申し上げます。また、実験をサポートして頂きました電気電子工学科学部 4 年生の村田 遼太郎君に深く謝意を表します。

参考文献

- 1) 「エネルギー白書 2013」, 経済産業省・資源エネルギー庁, p.104, 2013 年
- 2) 「初歩と実用シリーズ デシカント空調システム 究極の空調システムを目指して」, 財団法人ヒートポンプ・蓄熱センター低温排熱利用機器調査研究会, 日本工業出版株式会社, 2006 年 12 月
- 3) 濱本芳徳: 「エネルギーの貯蔵・輸送 第 4 章 吸収・吸着デシカント材による熱輸送技術」, 株式会社エヌティーエス, 2008 年 6 月
- 4) 辻口拓也、児玉昭雄: 「吸着材デシカントロータの水蒸気吸脱着挙動」, 日本冷凍空調学会論文集, Vol.22, No.4, pp.417-428, 2005 年 6 月
- 5) 辻口拓也、児玉昭雄: 「吸着材デシカントロータの水蒸気吸脱着挙動 - 第 2 報: 物質移動係数の推算とロータ回転数および空気流速の影響 -」, 日本冷凍空調学会論文集, Vol.23, No.4, pp.467-477, 2006 年 7 月
- 6) 辻口拓也、児玉昭雄: 「吸着材デシカントロータの水蒸気吸脱着挙動 - 第 3 報: 吸着等温線形状と粒子内拡散係数の影響 -」, 日本冷凍空調学会論文集, Vol.24, No.3, pp.205-216, 2007 年 3 月
- 7) 気象庁ホームページ
<http://www.jma.go.jp/jma/menu/report.html>
- 8) 古賀雄樹: 「低温熱源の有効利用を考えたデシカント空調システムに関する基礎研究」, 宮崎大学工学部紀要, No.42, pp.59-64, 2013 年