低圧損化した移動層型デシカント空調の除湿特性

Performance of Desiccant Air Conditioning Moving Bed with Lowered Pressure Drop

幡野 博之^{a*}, 松田 聡^a, 上之原 康弘^b, 川口 靖夫^b, 鈴木 康一^b

Hiroyuki Hatano, Satoru Matsuda, Yasuhiro Uenohara, Yasuo Kawaguchi, Koichi Suzuki

Received 3 September 2012; Accepted 17 December 2012

A new desiccant air conditioning system, MCMB : Mesh partitioned Countercurrent Moving Bed, is proposed to achieve an efficient dehumidification at low pressure drop. The dehumidifying section is divided into two flow channels by a wire mesh. Air is introduced from the bottom of one of the channels, while desiccant particles are flowed down in the other channel at a slow speed to achieve updraft type moving bed. Length of the acrylic dehumidifying section is 600 mm with a rectangular cross-section of 50 mm by 5 mm for air flow channel and 50 mm by 10 mm for particle flow channel. Axial distribution of air temperature, T_g , relative humidity, ϕ , and particle temperature, T_p , are measured and dehumidification rate is obtained. Based on these results, it is found that the MCMB actualizes the efficient isothermal dehumidification at low pressure drop. Furthermore, the wire mesh governs the mass transfer step when the particles have higher adsorption rates such as Zeolite.

Keywords : Desiccant Air Conditioner, Low pressure drop, Moving bed, Countercurrent contact, Isothermal dehumidification

1. はじめに

地球温暖化を抑制する方策の一つとしてエネルギー体系全般に関する見直しが挙げられる。例えば、分散型エネルギーシステムは消費地での需要変動に応じたエネルギー供給ができることから系統電力を補完して全体として高効率化をできると考えられている。構成要素の一つであるコジェネレーションシステムは電力と熱併給が可能で総合効率が高い¹⁾。しかし、我が国の夏場は熱需要が少ないことからあまり普及していない。また、小規模なバイオマス利用プロセスも重要な構成要素であるが同様な状況であり、より価値の高い

熱利用方法が求められている。

高温多湿の日本ではエアコンが夏季の電力消費の25%程度を占め、その内の約60%が過冷却による除湿によるものとされている。最近のオフィスや住宅は高気密・高断熱化によって顕熱負荷が低下しているのに対し、2003年の建築基準法の改正による計画換気の義務化により潜熱負荷（除湿需要）は増加している。そのため、高効率な潜熱処理が求められており、熱を使った空調のデシカント空調システムが夏場の排熱利用先として有力なものと考えられる。

デシカント空調システムは除湿剤を使って空気中の水分を除去し、熱で除湿剤を再生している。過冷却による除湿と比べて冷熱を使用しないで済み^{2~7)}、また、太陽熱や種々の排熱を利用した除湿剤再生が可能である^{8~10)}。そのため、電力消費を抑制し排熱を利用しながら除湿が可能である。さらに、過冷却による冷え過ぎや凝縮面でのカビや雑菌の繁殖を抑制できるため安全衛生面でも有利である。

既に市販されているデシカント空調システムは、除湿剤を塗布したハニカムロータが一定速度で回転して

^a 産業技術総合研究所
(〒305-8569 茨城県つくば市小野川16-1)
National Institute of Advanced Industrial Science and Technology
(16-1 Onogawa, Tsukuba, Ibaraki 305-8569, Japan)

^b 東京理科大学大学院
(〒278-8510 千葉県野田市山崎2641)
Tokyo University of Science
(2641 Yamazaki, Noda, Chiba 278-8510, Japan)

* 責任著者連絡先 h.hatano@aist.go.jp

除湿と再生領域を出入している。構造が簡単で機械的な信頼性が高いが、除湿区間が回転していること、ハニカムの開口部も例えば $3\text{mm} \times 2\text{mm}$ と非常に狭いことから断熱除湿方式を採らざるを得ない。除湿が進むに従って温度が上昇し急激に相対湿度が低下するため、除湿速度がより一層低下する。また、軸方向で除湿剤が動かない固定層であるため時間と共に出口湿度が増加する。

再生は除湿時とは反対方向から熱風を送りこんだ断熱増湿によって行われる。そのため、除湿時と逆に流路内の湿度が増加すると同時に温度も低下し、相対湿度が急速に増加するため再生速度が低下する¹¹⁾。

これらの点を避けるため、等温除湿と伝導加熱再生を目的として、ヒートポンプの凝縮面と蒸発面に吸着剤を塗布し、除湿と再生を交互に切り替えるシステムが市販されている^{12, 13)}。除湿剤として液体を使用したデシカント空調システムは向流接触が可能で新鮮な除湿剤を常に供給できるため高い除湿性能を示す¹⁴⁾。しかし、気液界面での物質移動が律速であり、処理能力を高くした場合には除湿剤が後段に飛び出すためフィルタのような回収装置が必要となる。気泡流動層を使用した場合は高効率除湿が可能であるが、圧損が高くなることから大風量処理には向かない¹⁵⁾。除湿剤粒子が気流中を分散しながら空気と並流あるいは向流接触して除湿するシステムは、ロータ型や液体式より固気接触効率が高く除湿性能が向上しているが、粒子の微粉化を避けるための工夫が必要となる^{16, 17)}。

本研究では、向流接触による高い除湿効率を生かしながら粒子の微粉化を抑制することを目的として提案された「メッシュ分割粒子循環型デシカント空調システム (MCMB: Mesh partitioned Counter current flow Moving Bed)」の空気側の除湿特性や除湿剤の含水率や温度について検討した結果について報告する。

2. 実験

2.1 実験装置

本研究の実験に用いた MCMB の概略図を Fig. 1 に示す。装置本体はアクリル製で、除湿剤再生と安定供給の機能を兼ねたホッパー、除湿塔、流動層式の下部粒子溜、循環量制御用の L バルブ、粒子返送用のライザーから構成されている。実験装置全体は内部が夏場を想定した 30°C に温度調整されたケージ内に収められている。

除湿塔の除湿区間は全長 $Z=600\text{mm}$ で、空気流路は横幅 $X=50\text{mm}$ 、奥行 $Y_g=5\text{mm}$ とし、粒子流路は

Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

Fig. 2 Adsorption isotherm of three particles and operating conditions for Zeolite and Visco Pearl

奥行を $Y_p=10\text{mm}$ としている。また、空気流路への粒子混入を防ぐために24メッシュ（線径 0.25mm ）の樹脂製の網で仕切っている。空気流路の温湿度を測定するため除湿区間入口から 120mm 間隔で温湿度センサ (VAISALA HMP 50) を取り付けた。同様に、粒子層温度を測定する T 熱電対は、先端が網から 1mm 離れた位置になるように取り付けた。

2.2 使用粒子

除湿剤として使用した粒子はセルロース系粒子 (VP: $d_p=2.6\text{--}3.0\text{mm}$, $\rho_b=100\text{kg/m}^3$), シリカゲル (SI: $d_p=2\text{--}4\text{mm}$, $\rho_b=800\text{kg/m}^3$), ゼオライト (ZE: $d_p=1.4\text{--}2.4\text{mm}$, $\rho_b=800\text{kg/m}^3$) である。粒子強度が高く微粉化を抑制できることから主にゼオライトを使用している。これらの吸着剤の吸着等温線と3.2.3で使用する操作線を Fig. 2 に示す。

2.3 実験方法

初めにホッパー下部からコンプレッサーからの空気を供給し、上部ホッパーに充填した粒子の再生を行った。コンプレッサーからの空気は配管途中では温度 $T=25^\circ\text{C}$ 、相対湿度 $\phi=5\%$ であったが、装置全体が 30°C のケージ内に設置されていることから、ホッパー供

Fig. 3 Time variation of T_p , T_g and ϕ for fixed bed

給時には空気の温度が上昇し、供給された空気の相対湿度は $\phi=5\%$ よりも低くなっていると考えられる。除湿剤の含水率をさらに下げる場合はホッパー内に挿入したヒーターを使った。ホッパー出口の絶対湿度が入口と同じになったところでホッパー下部のバルブを開け、粒子を除湿区間に供給した。除湿区間から排出された除湿剤粒子は下部粒子溜、Lバルブを通して返送用ライザーで上部ホッパーに戻された。この時、粒子の下降速度を一定とするためLバルブに供給する空気量をマスフローコントローラで調整した。VPとSIを使用した時の下降速度 V_p は 6 mm/s 、ZEは 5 mm/s とした。VPは測定時間 600 s で 0.18 kg 、SIは 1.5 kg 、ZEは測定時間 900 s で 2.2 kg の粒子が供給されるが、VPは 0.3 kg 、SIは 2.0 kg 、ZEは 2.5 kg 再生して測定中の含水率が変化ないようにした。測定粒子の循環速度が一定となった後に加湿空気を除湿区間の下部から供給し、向流接触時の湿度と温度の測定を開始した。加湿空気の湿度はバブラーを通した飽和空気とコンプレッサーの乾燥空気の混合比を変えて調整した。空気温湿度と粒子層温度はデータロガー (Agilent Technologies 34970A) に5秒間隔で記録した。加湿空気の基準条件を温度 $T_g=30^\circ\text{C}$ 、流速 $U_g=2.0\text{ m/s}$ として、 ϕ 、 U_g を変化させて実験を行った。初期含水率は再生した粒子を少量採取し加熱乾燥式水分計 (AND MS-70) で測定した。設定温度はVP、SIでは 80°C 、ZEは 200°C とし、含水率の変化が $0.001\%/ \text{min}$ となるまで測定した。

3. 実験結果および考察

3. 1 除湿剤を停止した時の空気と粒子状態の変化

除湿剤のZEを停止させて固定層とした時の粒子層温度と空気温湿度の変化について Fig. 3 に示す。この時、熱電対は樹脂製の網に平行に設置している。こ

の場合、 $z/Z=0$ での粒子層温度 T_p は実験開始後から徐々に上昇し $t=300\text{ s}$ で 55°C まで到達した後で減少に転じている。一方、 $z/Z=0.6$ の位置の T_p は他の測定点より 5°C ほど低い結果となっている。別の実験で熱電対先端が網から離れるに従って急速に温度が低下することを確認していることと、固定層の場合には横から熱電対を挿入したことから、熱電対の先端と網の距離が他より離れていたために温度が低くなったと推測される。また、空気側の温度 T_g は $t=200\text{ s}$ 程度まではほとんど変わらず、その後で上昇していた。これは、樹脂製の網の熱伝導度が低いこと、壁を通しての放熱、空気流が除湿剤と直接触れないことによって熱移動が抑制されたためだと考えられる。なお、相対湿度 ϕ は時間的な変化がほとんどみられないが空気温度が上昇することで $t=200\text{ s}$ 付近で最小値を示した後、徐々に増加している。これは、 T_p の急上昇によって粒子表面の相対湿度が急速に低下し、除湿の推進力が低下したことが理由として考えられる。

3. 2 除湿剤下降時の空気と粒子状態の変化

3. 2. 1 定常状態の実現

Fig. 4 はZEを下降させて移動層とした時の T_p 、 T_g 、 ϕ の時間変化を示している。実験開始後しばらくは入口の ϕ_i が変化していたため、定常状態になった $t=250\text{ s}$ 、 $\phi=50\%$ 以降、測定を開始した。湿度は $z/Z=0.2$ で $\phi=30\%$ 、 $z/Z=0.4$ で $\phi=18\%$ と徐々に減少し、 $z/Z=0.6\sim 1.0$ では $\phi=10\%$ とほぼ一定の相対湿度になった。 T_g は $z/Z=0$ で 31°C 、 $z/Z=0.2\sim 1.0$ で 29°C で一定となっていた。 T_p は $z/Z=0.2$ で 35°C になっている他はほぼ 30°C となっていた。 $t=500, 700\text{ s}$ で ϕ_i を下げたが、いずれも速やかに定常状態になっていた。このとき除湿区間の移動層では微粉末はほとんど発生せず、割れやすいSIを使用した時でも微粉化が起らなかった。また、圧損は 50 Pa/m 程度であったが、

Fig. 4 Time variation of T_p , T_g and ϕ for moving bed

実際の装置では必要の無い，入口出口での拡大や縮小損失，曲がり部分の影響を無いとすると除湿区間の圧損は 15Pa/m 程度と計算できる。

3. 2. 2 軸方向の状態変化

$\phi_i=55\%$ の空気を供給した時に得られた T_p , T_g , ϕ の軸方向分布を Fig. 5 に示す。除湿区間の出口に向かって ϕ が減少し $z/Z=0.6$ 以降は $\phi=10\%$ でほぼ一定になった。 T_g は $z/Z=0\sim 1$ の間で 30°C と供給温度とほとんど同じであった。これは，粒子による顕熱の持ち出し，3.1で述べたように樹脂製の網の熱伝導度が低いこと，壁を通しての放熱などが原因と考えられた。

一方， T_p は $z/Z=0.2$ の位置で 33°C まで上昇していた。除湿区間上部の $z/Z=1.0$ から 0.4 までは 30°C でほとんど上昇していなかったことや，湿度変化から除湿区間下部，即ち空気入口付近で除湿が急速に進んでいることが確認できた。粒子の温度上昇は吸着発熱によるものであるが，最下部の空気入口 $z/Z=0$ では再び $T_p=30^\circ\text{C}$ に下がっていた。本来は 33°C 以上にならな

いといけない。3.1で述べたように $z/Z=0$ でも吸着による発熱があり， T_p が $z/Z=0$ で低下することは熱電対の設置方法か $z/Z=0$ の位置の整流板を介しての放熱などが影響していた可能性が高い。

3. 2. 3 粒子による湿度分布の相違

吸着等温線の異なる3種類の除湿剤粒子に対する軸方向湿度分布を Fig. 6 に示す。 $\phi_i=60\%$ で供給したところ VP と SI は除湿が終了せず $z/Z=1$ まで緩やかに相対湿度が減少していた。VP では $\phi_o=40\%$ ，SI は $\phi_o=20\%$ であった。それに対し，ZE は除湿区間の途中の $z/Z=0.6$ でほぼ除湿が終了していた。

q_o は物質収支式 Eq. (1) から算出した。この時，粒子1層のみが除湿している仮定して，有効粒子層厚 $\Delta Y=2\text{mm}$ としている。

$$\begin{aligned} U_g \cdot \rho_g \cdot (X \cdot Y_g) \cdot (H_i - H_o) \\ = V_p \cdot \rho_b \cdot (X \cdot \Delta Y) \cdot (q_o - q_i) \end{aligned} \quad (1)$$

Fig. 2 に各除湿剤の操作線を示す。Air Inlet (AI) は白色の記号で，Air Outlet (AO) は黒色の記号で表し

Fig. 5 Axial distribution of T_p , T_g and ϕ
($Z=600\text{mm}$, $X=50\text{mm}$, $Y_g=5\text{mm}$,
 $Y_p=10\text{mm}$)

Fig. 6 Axial distribution of ϕ
($Z=600\text{mm}$, $X=50\text{mm}$, $Y_g=5\text{mm}$,
 $Y_p=10\text{mm}$)

Fig. 7 Change in humidity on space-time

ている。VP はそれぞれ ($\phi_i=60\%$, $q_o=7.3\%$) と ($\phi_o=43\%$, $q_i=3.4\%$) の位置に○と●で、SI は (58%, 2.7%) と (22%, 1.5%) の位置に△と▲で、ZE は (56%, 15.5%) と (11%, 13.5%) の位置に□と■で示されている。

この時、除湿速度は吸着等温線における平衡含水率と実際の含水率との差 (q^*-q) を用いて Eq. (2)¹¹⁾ で示される。

$$N = S_p \cdot \rho_b \cdot k \cdot (q^* - q) \quad (2)$$

VP の (q^*-q)_{AI}=2.9%, (q^*-q)_{AO}=4.2% と Air Outlet より Air Inlet での推進力が小さくなり、Fig. 6 の軸方向分布に示すように Air Inlet 付近で除湿が進まない一つの理由と考えられる。SI も (q^*-q)_{AI}=24.3%, (q^*-q)_{AO}=10.4% と Air Outlet での推進力が小さくなり、Air Outlet では除湿が進みにくくなる。

一方、ZE では広い範囲で相対湿度が変わっても q も q^* の値もほぼ一定であり、(q^*-q)_{AI}=7.1%, (q^*-q)_{AO}=7.0% と、除湿区間全体に渡って除湿の推進力 (q^*-q) が一定になっている。(q^*-q) は SI よりも小さい。例えば、同じ 3~5% の相対湿度で再生した場合、SI はほぼ平衡の $q=1.5\%$ まで再生されるのに対し、ZE は $q=13.5\%$ までしか再生されないためである。しかし、除湿速度は ZE の方が速くなっていた。この理由は除湿機構等が異なるためと推測されるが、今後、より詳細な検討が必要になると思われる。

3. 3 除湿速度

3. 3. 1 除湿速度に及ぼす入口湿度と流速の影響

Fig. 7 に入口湿度や空気流速を変えた時の軸方向の無次元化相対湿度 ϕ/ϕ_i の分布と空間時間 τ との関係を示したものである。

SI と VP では ϕ_i や U_g によらずに ϕ/ϕ_i は τ の増加に従って減少していた。除湿速度は相対湿度の 1 次

Fig. 8 Relationship between mass transfer rate and driving force

比例するといえた。Eq. (3) を用いて除湿速度定数 k を求めたところ $k_{VP}=0.91\text{ s}^{-1} > k_{SI}=2.5\text{ s}^{-1}$ となった。

$$d\phi/d\tau = -k \cdot \phi \quad (3)$$

ZE は ϕ_i によって τ に対する依存性が異なっていた。そのため、ZE は除湿機構が VP, SI と異なると考えられ、初期の除湿速度定数の ϕ に対する依存性を Fig. 8 に示した。データは非常にばらついているがガス流速による変化はほとんどなかった。これらの結果を基に除湿機構について検討を行った。

Fig. 9 は本装置の固気接触面の模式図で、粒子と気体流れの間に網があることから以下の 5 つの領域に分けて考えることとした。(I) 除湿剤表面の境膜、(II) 網の除湿剤側領域、(III) 網の開口部、(IV) 網の気体側境膜、(V) 気体の流れ本体。VP と SI に対する湿度変化は破線で、ZE は各領域における濃度分布を測定できていないため (II)~(IV) の領域をまとめて実線で表している。また、一点鎖線は、網の開口部が律速段階とした時の湿度変化を示している。

Fig. 7 において VP と SI では k は U_g や ϕ に依存せ

Fig. 9 Image of dehumidification mechanism around the mesh

ず除湿剤の吸着特性に依存していることから、網の影響が無いといえた。つまり、粒子表面と網の間、特に、(I)の除湿剤表面の境膜が除湿の律速段階になっていると考えられた。

本装置では網により流路が分割されているため粒子層側では空気の流れがなく、物質移動は拡散によるものと考えられる。ZEの場合 k が ϕ に比例し、 U_g に対

する依存性がないため、網から粒子表面にかけての領域が律速となり、特に、網の部分では水蒸気の移動可能な断面積が58%と狭くなっていることから、(III)網の開口部、が最も物質移動を抑制しているといえる。

4. 結 言

移動層型デシカント空調システムの除湿区間における温度と湿度分布を測定した結果、以下の結論を得た。

- 1) 粒子の移動により粒子層温度の上昇が抑制され、除湿性能が向上していた。
- 2) 空気流路と粒子流路を網で区分した構造により、低圧損失で向流接触を実現できた。また、粒子側を移動層とすることで微粉化を抑制できた。
- 3) セルローズ系除湿剤とシリカゲルでは除湿速度は (q^*-q) に依存し、ゼオライトでは $(\phi-\phi^*)$ に依存することから、前者では除湿剤表面での物質移動が、後者では網の開口部における物質移動が支配的になると考えられた。

Nomenclature

d_p : particle diameter	[m]	layer	[m]
H : absolute humidity	[—]	ρ_b : bulk density of adsorbent	[kg · m ⁻³]
k : dehumidification rate constant	[s ⁻¹]	τ : space time	[s]
N : mass transfer rate	[kg · s ⁻¹]	ϕ : relative humidity	[—]
q : amount adsorbed	[—]	Subscripts	
S : superficial area	[m ²]	i : inlet	
T : temperature	[°C]	g : gas	
t : time	[s]	o : outlet	
U_g : gas velocity	[m · s ⁻¹]	p : particle	
V_p : descending particle velocity	[m · s ⁻¹]	Superscript	
z/Z : dimensionless length	[—]	*	: equilibrium
ΔY : effective dehumidification thickness of particle			

References

- 1) Koyanagi, H., S. Nishio., K. Kitamura., M. Ichikawa., K. Sugimoto and S. Sadohara : “Study on Energy Saving and Reduction of CO₂ Emissions about the Decentralized Energy System in the District Heating System in Cold District”, *Trans. Soc. of Heat., Air. and San. Eng. of Japan.*, **154**, 1-10 (2010)
- 2) Kodama, A. and T. Kuma : “Experimental Study of Optimal Operation for a Honeycomb Adsorber Operated with Thermal Swing”, *J. Chem. Eng. of Japan.*, **26**, 530-535 (1993)
- 3) Kodama, A., M. Goto, T. Hirose and T. Kuma : “Temperature Profile and Optimal Rotation Speed of a Honeycomb Rotor Adsorber Operated with Thermal swing”, *J. Chem. Eng. of Japan.*, **27**, 644-649 (1994)
- 4) Kodama, A., M. Goto, T. Hirose and T. Kuma : “Performance Evaluation for a Thermal Swing Honeycomb Rotor Adsorber Using a Humidity Chart”, *J. Chem. Eng. of Japan.*, **28**, 19-24 (1995)
- 5) Jin, W., A. Kodama, M. Goto and T. Hirose : “An Adsorptive Desiccant Cooling Using Honeycomb Rotor Dehumidifier”, *J. Chem. Eng. of Japan.*, **31**, 706-713 (1998)
- 6) Kodama, A., K. Andou, M. Ohkura, M. Goto and T. Hirose : “Process Configurations and Their Performance Estimations of an Adsorptive Desiccant Cooling Cycle for Use in a Damp Climate”, *J. Chem. Eng. of Japan.*, **36**,

- 819-826 (2003)
- 7) La D., Y-J. Dai, R-Z. Wang and T-S. Ge : "Technical development of rotary desiccant dehumidification and air conditioning : A review", *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, **14**, 130-147 (2010)
 - 8) Kodama, A. and M. Ohkura : "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", *Trans. Soc. of Heat, Air. and San. Eng. of Japan.*, **116**, 43-49 (2006)
 - 9) Kodama, A. and M. Ohkura : "Influences of Cooling Load and Air Change Rate on the performance of a Solar assisted Adsorptive Desiccant Cooling System", *Trans. Soc. of Heat, Air. and San. Eng. of Japan.*, **127**, 11-18 (2007)
 - 10) Yoshikawa, J. and S. Song : "Research on the Indoor Thermal Environment and Energy Saving of Desiccant Cooling System Using Solar Thermal and Well Water", *Trans. Soc. of Heat, Air. and San. Eng. of Japan.*, **155**, 19-27 (2010)
 - 11) Hamamoto, Y. : "Analysis of Control technology for Temperature and Humidity using Desiccant Materials", Seminar of Research Group of Thermal Energy Engineering SCEJ (in Japanese) (2003)
 - 12) Inaba, H., J. Seo and A. Horibe : "Adoption Enhancement of Rectangular Packed Bed with Spherical Adsorbent by Side Wall Cooling in a Forced Convection Flow", *Trans. Japan. Soc. of Mech. Eng., Series B*, **69**, 90-97 (2003)
 - 13) Cho, W. and S. Kato : "Outline of Batch Type Desiccant Air-Conditioning System and Humidification-Heating Performance", *J. Env. Eng.*, **75**, 835-844 (2010)
 - 14) Fumo, N. and D-Y. Goswami : "Study of an Aqueous Lithium Chloride Desiccant System : Air Dehumidification and Desiccant Regeneration", *Solar Energy.*, **72**, 351-361 (2002)
 - 15) Inaba, H., K. Takahashi, A. Horibe, H. Kameda, T. Okamoto and J-K. Seo : "Water Vapor Sorption Characteristics of Powder Type Organic Sorbent in a Moist Air Fluidized Bed", *Trans. Japan. Soc. of Mech. Eng.*, **67**, 237-244 (2001)
 - 16) Hatano, H., T. Kato., H. Ishii : "Performance of Counter Current Contacting Desiccant Air Conditioning", *Trans. Japan. Soc. of Mech. Eng.*, **76**, 400-402 (2010)
 - 17) Hatano, H., K. Suzuki and H. Kojima : "Performance of Desiccant Particle Dispersion Type Air Conditioning System", *Trans. Japan. Soc. of Ref. and Air. Eng.*, **27**, 119-127 (2010)