

# マイクロガスタービン発電機の排熱を利用した 吸着式デシカント空調システムの検討と実証試験

岡野浩志<sup>1</sup>・金 偉力<sup>1</sup>・広瀬 勉<sup>2</sup>

<sup>1</sup>西部技研 開発本部, 811-3134 古賀市青柳 3108-3

<sup>2</sup>熊本大学工学部 物質生命化学科, 860-8555 熊本市黒髪 2-39-1

# Regeneration of Activated Carbon Used for Removal of Dioxins Removal from Flue Gas

MICHITAKA FURUBAYASHI<sup>1</sup>, SYUJI HAMANO<sup>1</sup> and KENICHI NAGAI<sup>2</sup>

<sup>1</sup>*Environmental Systems Technology Research Center, Technical Research Institute, Hitachi Zosen Corporation, Osaka 551-0022*

<sup>2</sup>*Process Equipment Design and Engineering Department, Hitachi Zosen Corporation, Osaka 559-8559*

**Key words:** activated carbon, dioxins, regeneration, desorption, adsorption.

To study the regeneration of activated carbon used for removal of dioxins from flue gas, the behavior of adsorbates in activated carbon and the adsorptive capacity of the regenerated activated carbon were investigated by repeated exposure to flue gas and regeneration by thermal treatment in a nitrogen atmosphere.

Adsorbed dioxins was decomposed in the activated carbon without desorption into the gas phase by the thermal treatment at 400°C under nitrogen. Dioxins did not accumulate in the activated carbon in the repeated regeneration tests. Chlorobenzene and chlorophenol showed similar behavior to dioxins. Sulfur also did not accumulate in the activated carbon, but mercury tended to accumulate slightly, and chlorine tended to accumulate remarkably. The adsorptive capacity of the activated carbon for dioxins and sulfur did not change during the repeated regeneration tests, but that for mercury and chlorine tended to decrease due to their accumulation in the activated carbon.

The test results showed that the thermal treatment at 400°C under nitrogen was effective for regeneration of activated carbon used for removal of dioxins from flue gas.

---

# マイクロガスタービン発電機の排熱を利用した 吸着式デシカント空調システムの検討と実証試験<sup>†</sup>

岡野浩志<sup>1††</sup>・金 偉力<sup>1</sup>・広瀬 勉<sup>2</sup>

<sup>1</sup>株式会社技研 開発本部, 811-3134 古賀市青柳 3108-3

<sup>2</sup>熊本大学工学部 物質生命化学科, 860-8555 熊本市黒髪 2-39-1

自家発電装置として普及しつつあるマイクロガスタービン発電機の排熱を利用して駆動するデシカント空調システムを検討し、除湿機ローター、顕熱交換器、気化冷却器等それぞれの構成機器についても見直し、新しいシステム構成を提案した。検討にあたっては、排熱利用機器としてのデシカント空調システムのみを対象とした。検討の結果マイクロガスタービン発電機からの排熱を排熱ボイラで温水にして導入する従来式と比較して、排ガスをデシカント空調システムに導入し、排ガスの熱で直接除湿機ローターを再生すること、及び間接気化冷却器で吸着熱を除去することにより、システム構成が簡略化される上に、冷房性能が改善されることが判った。この考えに基づいて、1,220 mm 径の除湿ローターを有するデシカント空調の実証試験装置を、30 kW 級マイクロガスタービン発電機と組み合わせて製作したところ、約 60 kW の冷房能力を得ることができた。

## 緒 言

デシカント空調システムは太陽熱や排熱を熱源として、ハニカム除湿機と顕熱交換器及び水の気化冷却器を組み合わせて冷房するシステムで、20 年程前から各国で試験研究され最近徐々に使用実績も増えてつつある (Jin *et al.*, 1998; Kodama and Hirose, 2001; Kuma *et al.*, 1998)。近年、電力自由化の動きに伴い各種自家発電装置の排熱を利用したコジェネレーションシステムが検討されているが、年間を通して高効率で運転するためには排熱の有効利用が課題となっており、その排熱を効率的に利用できるシステムとしてデシカント空調システムが注目されている。本研究ではマイクロガスタービン発電機の排熱利用に適したデシカント空調システムを検討した。

### 1. 従来式デシカント空調システム

従来のデシカント空調システムはいわゆる 2 ローター式で、Fig. 1 のようにハニカム除湿機(デシカントローター)と顕熱交換器、温水ヒーター、気化冷却器との組合せが一般的である。冷房運転の原理は Fig. 1 より、まずハニカム除湿機で取り入れた外気中の水分を吸着により除去した後(1→2)、その際生じた吸着熱を顕熱交換器で除去(2→3)、さらに気化冷却器で水の蒸発潜熱を利用して冷却し室内に給気する(3→4)。室内からの還気は、還気側気化冷却器で冷却した後(5→6) 給気を冷却するための冷熱源として顕熱交換器に供給し、熱交換して昇温される(6→7)。熱源はハニカム型除湿機で吸着除去した水分をシステム外に排出するいわゆる再生工程(7→8→9)のために必要となる。従来式デシカント空調システムを運転した場合の、空気状態の変化の一例を Fig. 2 の空気線図上に示す。

### 2. 除湿機及び効率の良い再生方法の検討

#### 2.1 従来式デシカント空調システムの問題点

マイクロガスタービン発電機の排熱を利用したデシカント空調システムとして、従来式のシステムをそのまま適用した場合の問題点について検討を行った。まず排熱の効率的利用という点から考えた場合、従来式のデシカント空調システムでは Fig. 1 のように高温排ガス ( $T_{B1}$ =約 280°C) を排熱ボイラに投入して温水を作り、さらにその温水を熱交換器(温水ヒーター)を介して除湿機の再生空気を加熱する方式のため 2 台の熱交換器が必要で、熱交換器での熱損失や、インシヤルコストが上昇するという問題がある。実際にマイクロガスタービン発電機実機においては、排熱ボイラから 100°C ( $T_{B2}$ ) 前後の排ガスが排気されており、Fig. 1 図中の温度条件において Eq.(1) により排熱ボイラ前後の温度差より計算すると、排ガスエネルギーの約 27% がムダになっていることが分かった。

$$\eta_r = (T_{B1} - T_{B2}) / (T_{B1} - T_{0A}) \quad (1)$$

また従来式のデシカント空調システムでは熱媒体として温水を使用するため、デシカントローターの実際の再生温度は 80°C 以下にならざるを得ないという制約も生じる。

本研究で検討したマイクロガスタービン発電機の燃料は天然ガスであるが、天然ガスの燃焼ガスを直接再生空気として使用するハニカム除湿機の実績もあることから以上の検討結果も考慮して、マイクロガスタービン発電機の排ガスを直接再生空気として利用することを前提に以下の検討を進めた。

#### 2.2 除湿機の効率的運転方法の検討

排ガスを直接再生空気として使用することを前提とした場合に、マイクロガスタービン発電機からの高温排熱(約 280°C)をどのように利用するかがポイントになる。そのために同じ熱量の排ガスをそのまま使用して高い温度で再生する場合と、外気で希釈して温度を下げ、再生空気量を増加させて使用する場合とでどちらの効率が良いか比較検討を行った。デシカント空調に使用可能な代表的な 2 種類の除湿ローターの仕様を Table 1 に示す。何れのローターもシリカゲル系吸着剤に金属塩を取り込んで吸着性能を上

<sup>†</sup> 2001 年 12 月 20 日受理

<sup>††</sup> okano@seibu-giken.co.jp

Table 1 Comparison of specifications of rotors

	SSCR-L	SSCR-U
Application	Desiccant cooling	Industry
Matrix	Glass fiber	Ceramic fiber
Binder	Organic	Inorganic
Absorbent	Metal silicate	Metal silicate
Adsorbent size	AS-42	AS-31
Channel pitch [mm]	4.2	3.4
Channel height [mm]	2.3	1.8
Number of cells [1/m <sup>2</sup> ]	207039	326797
Reactivation temperature [°C]	~80	~140
Heat resistance [°C]	100	200
7 Flammability	Flame resistant	Incombustibility
Burned of Not	Not	Burned
Bulk density [kg/m <sup>3</sup> ]	160	210
Reactivation area/process area	1/1	1/3

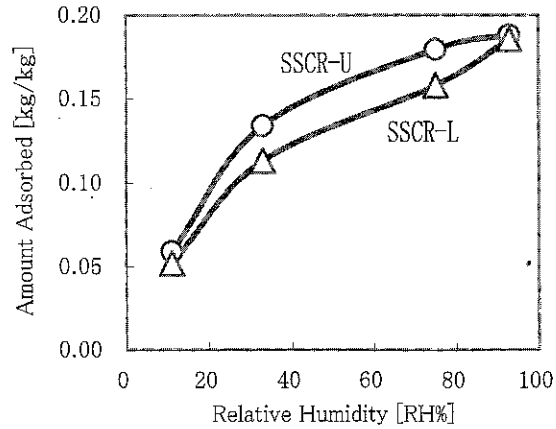


Fig. 3 Isotherm of honeycomb rotor adsorption dehumidifier

じ流量 ( $Q_{R1}=224 \text{ m}^3/\text{h}$ ) の処理空気を供給し、同じ熱量の再生エネルギー (3.7 kW) を投入して除湿試験を行った。同じ投入エネルギーで再生温度を変化させるため、再生空気流量は Table 2 に示す  $Q_{R1}$  の値に設定した。再生ゾーン面積が再生空気流量  $Q_{R1}$  に比例する 3 種類の異なるチャンバーを製作し、再生空気の空塔速度がいずれも  $V=2 \text{ m/s}$  になるようにした。

この条件下で再生温度 (再生空気流量) と除湿性能の関係調べ、その結果を Fig. 4 に示した。これより、処理入口湿度  $X_{P1}=13 \text{ g/kg}$  以下の低湿度域では高温再生フローが他のフローより若干除湿性能が高いが、 $X_{P1}=13 \text{ g/kg}$  以上になると標準再生フローの方が性能が良くなること分かった。この理由は、低湿度域においては再生温度の高いほうがより低い相対湿度で再生でき、吸着側ではより低い相対湿度域にまで除湿できることになるため高温再生フローが有利になるからである。いっぽう、高湿度域になれば再生ゾーンで脱着しなければならぬ水分量が増加し、脱着空気量の少ない高温再生フローでは脱着空気量が不足して十分に再生できなくなるためと考えられる。低温再生フローでは全湿度域に於いて他のフローより除湿性能が低い、この理由は、再生空気の温度が低くなると再生空気の相対湿度が高くなり、再生効率が悪くなるためと考えられる。以上の結果より冷房運転の必要な夏期外気条件における絶対湿度  $10 \text{ g/kg}$  以上の湿度域では、高温排ガスを高い温度のまま使用するよりも外気と混合して  $140^\circ\text{C}$  程度の温度に下げ、再生空気量を増やして使用するほうが除湿性能が良くなること分かった。さらに外気の代わりに、マイクロガスタービン発電機エンクローチャー冷却後の低温排気を利用することで排熱の利用効率を上げることも考慮した。

### 3. 顕熱除去ユニットの最適化検討

デシカント空調システムを構成する機器の中で潜熱を顕熱に変換する除湿機と同様に、その顕熱を除去する顕熱交換器と気化冷却器もシステム全体の効率を大きく左右する重要な機器である。この節ではデシカント空調システムを構成する顕熱交換器と気化冷却器を総合して顕熱除去ユニットとして取り扱い、その最適化を検討する。

#### 3.1 回転式顕熱交換器と直交流顕熱交換器の性能比較

風洞試験により回転蓄熱式顕熱交換器と直交流顕熱交換器の熱交換性能の比較を行った。直交流顕熱交換器については  $30 \text{ kW}$  級マイクロガスタービン発電機用のデシカント空調システムを想定して、熱交換エレメントの大きさが  $750 \text{ mm} \times 750 \text{ mm} \times 1,050 \text{ mm}$  の中型性能試験風洞を製作し性能試験を行った。回転式顕熱

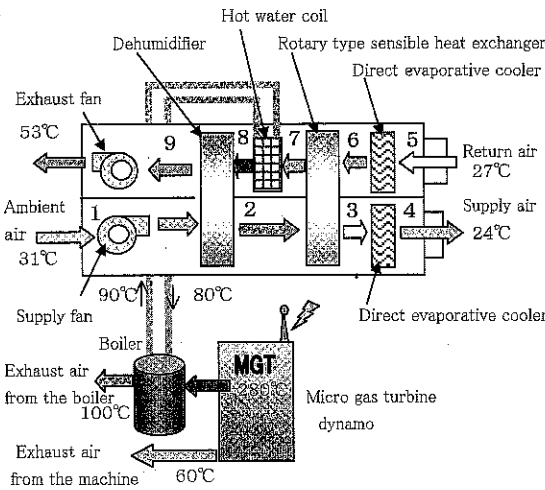


Fig. 1 Conventional system of the desiccant air-conditioning system

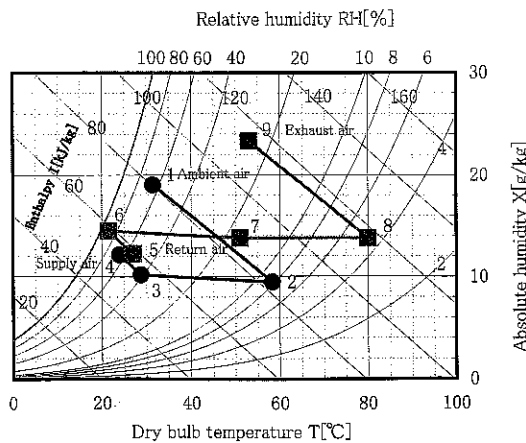


Fig. 2 Variation of state of air in the conventional system

げたメタルシリケート系の吸着剤で構成されており、Fig. 3 に示す吸着特性を持っている (Okano *et al.*, 2001)。従来式のデシカント空調システムの場合、再生温度は  $80^\circ\text{C}$  前後なので低温再生フロー専用の SSCR-L ローター (難燃性) を採用するが、本研究では前述の理由から高温再生できる SSCR-U ローター (不燃性、高耐熱性) を採用した。

Table 2 の試験条件一覧表に示す条件下で、低温再生 ( $80^\circ\text{C}$ )、標準再生 ( $130^\circ\text{C}$ )、高温再生 ( $160^\circ\text{C}$ ) の 3 種の再生フローを検討した。有効直径 ( $D=300 \text{ mm}$ ) の同じ大きさの除湿ローターに同

Table 2 Test conditions for various system flows

Flow type	Low temp. reactivation	Standard reactivation	High temp. reactivation
Zone ratios			
Diameter of rotor D [mm]	320 (Useful diameter = 300)		
Width of rotor W [mm]	200		
Temperature of process air at input $T_{P1}$ [°C]	30		
Humidity $X$ [g/kg']	Process air $X_{P1}$ = Reactivation air $X_{R1}$		
Reactivation heat [kW]	3.7		
Air volume ratio $Q_{R1}/Q_{P1}$ [-]	1/1	1/2	1/2.6
Reactivation temperature $T_{R1}$ [°C]	80	130	160
Reactivation air rate $Q_{R1}$ [m³/h]	224	112	86
Reactivation air velocity $V_{R1}$ [m/s]	2		
Process air rate $Q_{P1}$ [m³/h]	224		
Process air velocity $V_{P1}$ [m/s]	2	1.33	1.25
Rotation speed of rotor $N$ [min <sup>-1</sup> ]	0.210	0.215	0.200

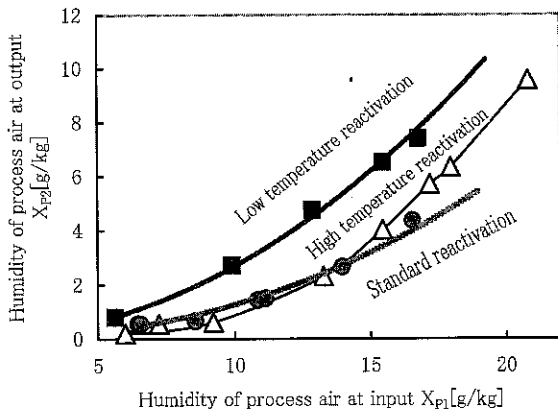


Fig. 4 Comparison of dehumidification efficiencies between various reactivation methods at the same amount of reactivation heat (3.7 kW)

交換器は、ローター厚さ（層長）と前面風速が同じであれば熱交換性能はローター径に関係しないので（Okano and Hirose, 2001），ローター寸法が直径 320 mm × 層長 L 200 mm の小形試験風洞で性能試験を行った。流路の寸法（ピッチ × 高さ × シート厚さ）は、前者では長い層長による過大な圧力損失を避けるため、比較的粗い流路寸法（ピッチ 6.4 × 高さ 3.5 × 厚さ 0.05 mm）で製作し、後者では市販品の仕様（ピッチ 4.1 × 高さ 1.67 × 厚さ 0.03 mm）とした。

Fig. 5 に示す実験結果より回転式顕熱交換器の方が、熱交換効率が約 10% 高いことが分かった。圧力損失も回転式顕熱交換器の方が低く、性能的には回転式顕熱交換器の方が優れているといえる。しかし回転式顕熱交換器は、原理的にローターの回転によってハニカムの空隙に入った還気が給気側に持ち込まれ、還気の移行が生じるという欠点がある。

給気流量  $Q_{sa}$  に対する移行量  $Q_t$  の比で定義した移行率を Eq. (2)

$$Q_t/Q_{sa} = 2LN\epsilon/V_{sa} \quad (2)$$

で計算した結果を Fig. 6 に示す。移行率を低くするにはパージセクターを設置すればよいが、還気と給気の静圧バランスを調整す

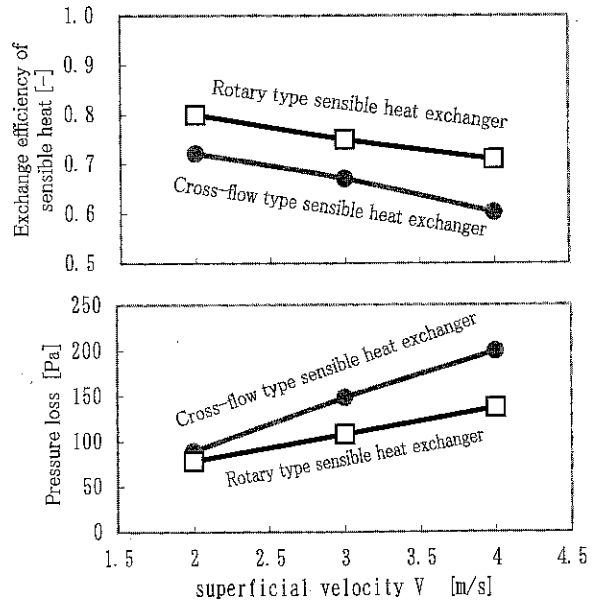


Fig. 5 Comparison of efficiency of sensible heat exchangers

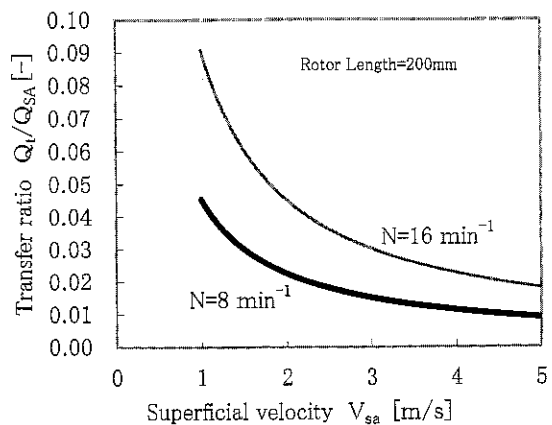


Fig. 6 Transfer ratio of air in rotary type heat exchanger

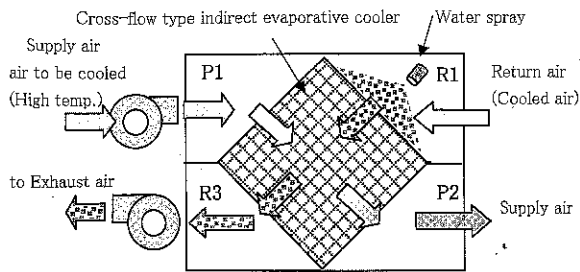


Fig. 7 Schematic diagram of cross-flow type indirect evaporative cooler

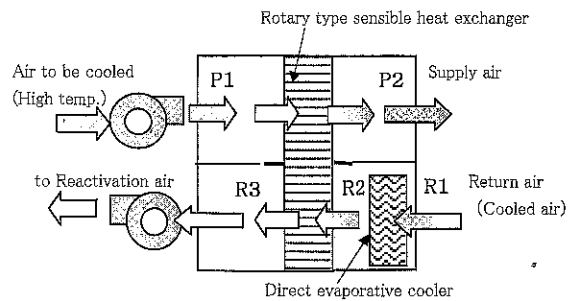


Fig. 9 A combination of a rotary type sensible heat exchanger and a direct evaporative cooler

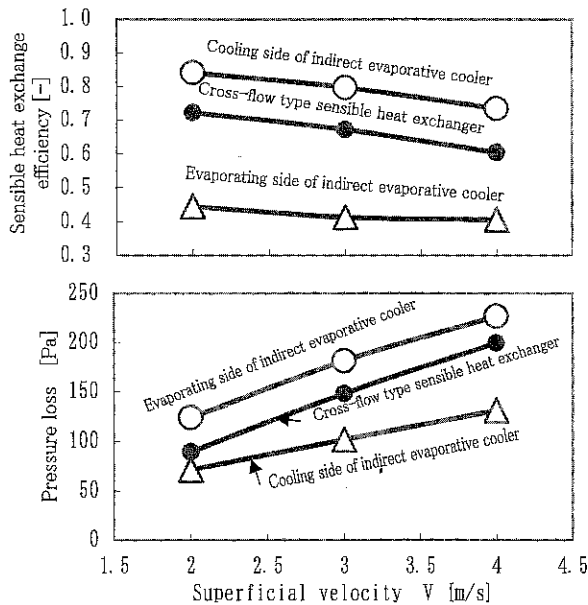


Fig. 8 Heat exchange efficiency of indirect evaporative cooler

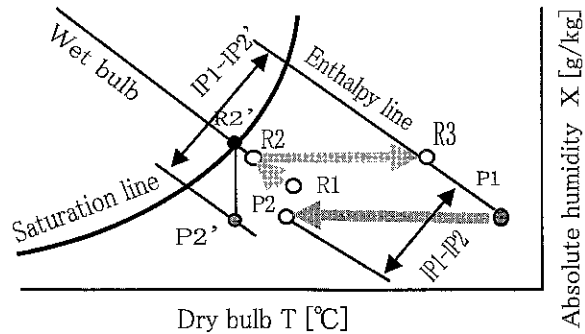


Fig. 10 Explanation of overall cooling efficiency

という操作が必要となる。

### 3.2 間接式気化冷却器 (気化冷却+顕熱交換)

3.1項では、顕熱交換器としては回転式より直交流式の方が、効率が低いという結果を述べたが、Fig. 7のように直交流顕熱交換器のハニカム流路内に少量の水滴を同伴させ、熱交換器内で気化冷却熱交換をおこなう間接気化冷却器として使用することにより、冷却性能を向上させることを検討した。間接気化冷却器への応用は直交流式のような静止型のみ可能で、伝熱面が高温側と低温側に交互に切り替わりながら熱交換する回転式は、原理的に間接気化冷却器には応用できない。

3.1項の直交流顕熱交換器に、気化側の流路に水を導入するためのスプレー装置を取り付け、間接気化冷却器として使用した場合の冷却効率について試験した。Fig. 8より、顕熱交換器としての効率より、間接気化冷却器として使用した場合の効率が被冷却側で10%以上向上することが分かった。気化側は顕熱が潜熱に変わるため、見かけ上の顕熱交換効率は低くなっている。このときの静圧損失は、気化側では流路内に水を供給することにより空気の有効流路が狭まるものと思われ圧力損失が若干上昇している。

デシカント空調システムでは顕熱除去能力を向上させるため、Fig. 1あるいはFig. 9のように顕熱交換器と気化式加湿冷却器とを組み合わせる場合が多い。本項ではこの組合せを一個のユニットとして取り扱い、Fig. 7の直交流間接気化冷却器との間で総合冷却効率の比較評価を行った。

被冷却(高温)側の空気P1を冷却(低温)側の空気R1で冷却する場合の総合冷却効率 $\eta_c$ は、Eq.(3)によりエンタルピー基準で計算した。

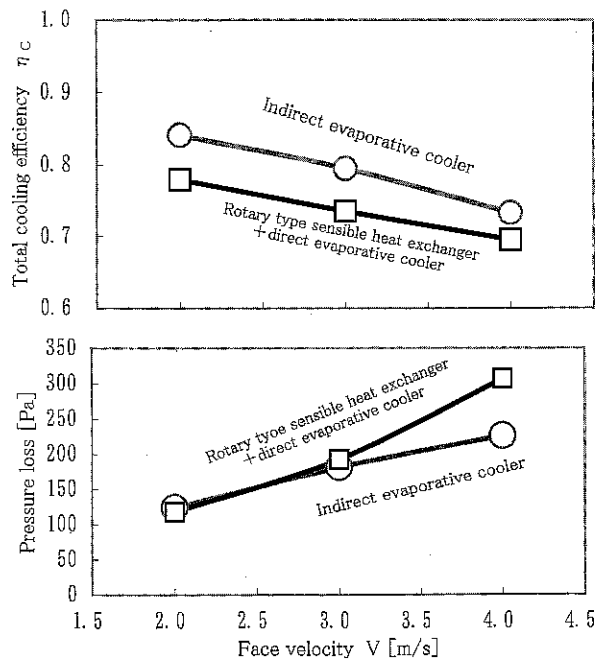


Fig. 11 Comparison of cooling capacity

$$\eta_c = \frac{(I_{P1} - I_{P2})}{(I_{P1} - I_{P2'})} \quad (3)$$

総合冷却効率の考え方はFig. 10に示すように、冷却(低温)側の空気R1が100%気化(加湿)冷却されたときと仮定したときの冷却(低温)側の空気温度を $T_{R2'}$ とし、被冷却側空気P1がこの $T_{R2'}$ に等しい温度 $T_{P2'}$ まで冷却された場合の理論的的最大除去エンタルピー量 $(I_{P1} - I_{P2'})$ に対する被冷却空気の実際のエンタルピー差 $(I_{P1} - I_{P2})$ を総合冷却効率 $\eta_c$ としている。効率を顕熱ではなくエンタルピーで計算したのは、回転式顕熱交換器のローター回転による空気(湿度)移行も考慮に入れるため、回転式顕熱交換器については、Fig. 6における $V=2\text{ m/s}$ ,  $N=8\text{ rpm}$ 相当の移行率0.022を加味して計算している。また気化式加湿冷却器は滴下式

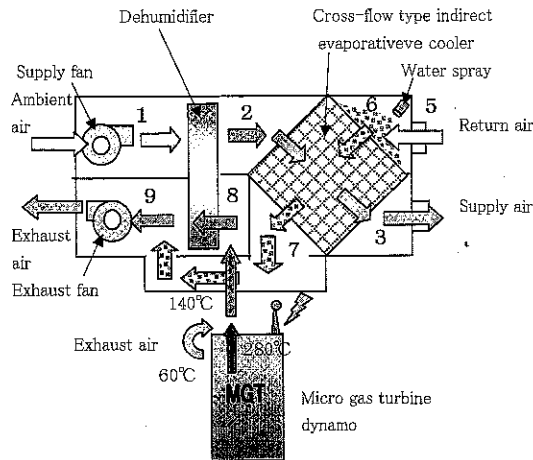


Fig. 12 Schematic diagram of a new desiccant air-conditioning system

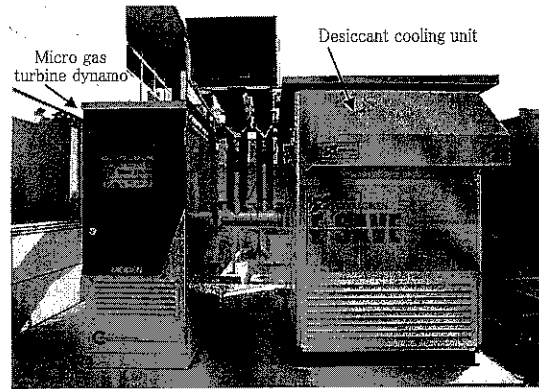


Fig. 13 Photo of the field test air conditioning unit

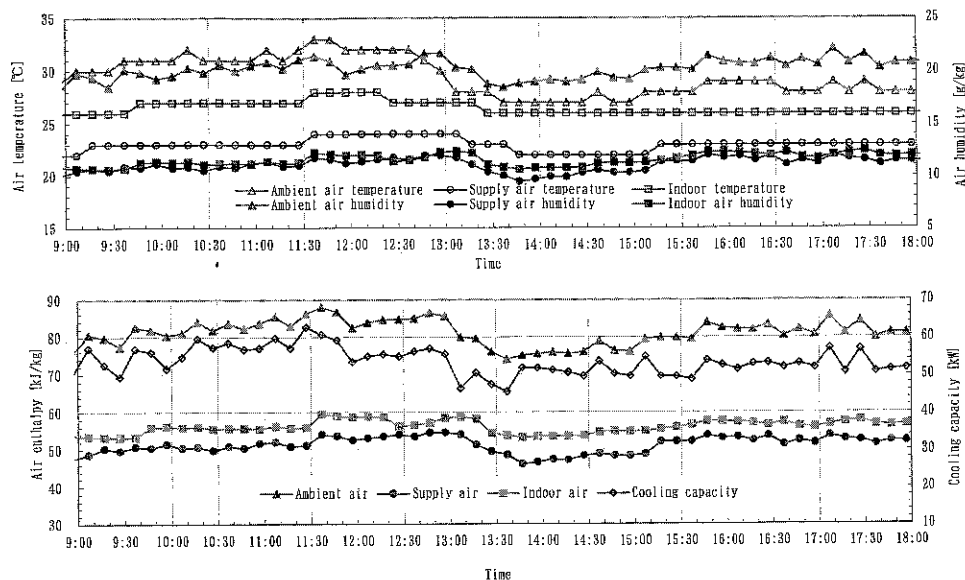


Fig. 14 An example of operation result for the desiccant air-conditioning system in a rainy day

とし、能力はメーカーの資料より読み取り、回転式顕熱交換器(市販品)の実測データと組み合わせて計算した。

総合冷却効率の比較評価結果を Fig. 11 に示すが、直交流式間接気化冷却器の方が 5-7% 高い効率が得られることが分かった。このときの圧力損失を圧力損失の高い気化側で比較した場合、空塔速度 3 m/s までは両方式ともほぼ同等であるが、それ以上の空塔速度では直交流式間接気化冷却器の方が低いことが分かった。空塔速度 2 m/s において従来式システムの総合冷却効率約 78% と比較して、直交流式間接気化冷却器では 85% に高効率化できる見込みである。

#### 4. 新デシカント空調システム

以上の検討の結果、Fig. 12 に示す新形式のデシカント空調システムを考案し、30 kW 級マイクロガスタービン発電機と組み合わせた Fig. 13 に示す試験装置を制作し、実証試験を行った。

##### 4.1 実証試験装置

新デシカント空調システムでは、マイクロガスタービン発電機の排ガスをハニカム除湿機の再生空気として直接供給すること、および直交流式間接気化冷却器によって除湿後の空気の冷却を行うことが特徴である。除湿機については 2.2 項の検討結果より、マイクロガスタービン発電機から得られる高温排ガスとエンクロウ

ジャー冷却低温排気 (Fig. 12 参照) を混合して得られる 140°C 前後の再生空気量に対して、約 3 倍量の給気流量 5,500 m<sup>3</sup>/h を処理する仕様として直径 1220 mm の SSCR-U 型ハニカムローターを採用した。間接気化冷却器の寸法は除湿機とのバランスを取って 900×900×1,200 mm とした。

##### 4.2 実証試験結果

異なる気候条件下での実証試験結果の例を Fig. 14 (雨天時) および Fig. 15 (晴天時) に示す。この試験装置は全外気空調方式なので、冷房能力 CC は Eq. (4) によって算出した。

$$CC = G_{SA}(I_{OA} - I_{SA}) \quad (4)$$

Fig. 14 の雨の日は、午前中外気温度が 30°C を越え蒸し暑かったが、午後から雨の影響で 27-28°C に低下しており、室内への給気温度も外気温度の影響を受けて若干低下している。しかし外気温度の変動 27-33°C の 6°C 差に対し、給気は 22-24°C の 2°C の差で、給気温度に対する外気温度の影響は緩和される傾向のあることが分かる。Fig. 15 の晴れの日には、午前中の室温は快適な 25°C に保たれていたが、午後になって外気温の上昇とともに室温も上昇し、15:30 以後は室温が 29°C になっている。この原因は外気温度の上昇だけでなく、空調している玄関ロビーの西側全面が総ガラス張り (10 m×7 m) になっており、そのため午後からの西日を受け、日射による顕熱負荷が急増しているためである。それでもこ

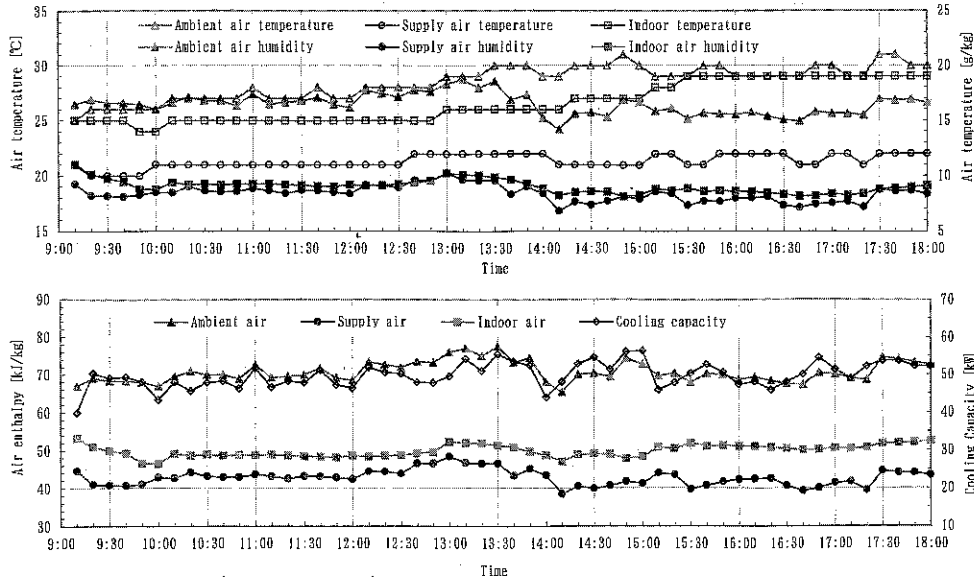


Fig. 15 An example of operation result for the desiccant air-conditioning system in a fine day

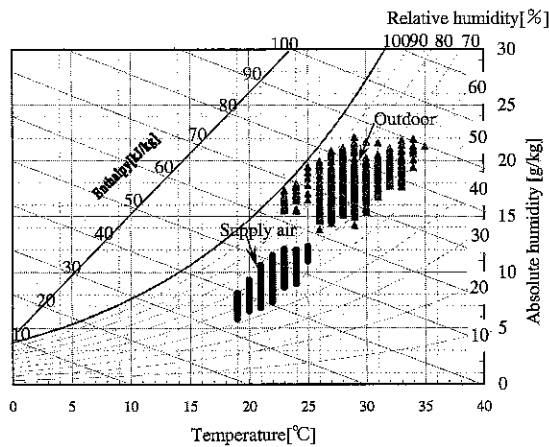


Fig. 16 Supply air conditions under various ambient air conditions in the new desiccant air-conditioning

のときの相対湿度は32-36%の比較的低い値に保たれており(もし必要であれば給気加湿器を稼働させて相対湿度をコントロールすることも可能)、暑くはあっても蒸し暑くはない状態であった。この場合も給気温度は22°C程度に保たれており、システムとしては有効に機能していることがわかる。また何れの場合も50kW前後の冷房能力を示しており、特にFig. 14の午前中の高温多湿条件に於いては58kW前後の冷房能力を発揮し、設計能力を達成していることが分かる。

デシカント空調システムのエネルギー収支及び成績係数について実証試験結果の一例を挙げると、燃料消費量102.2kWに対して、発電出力22.5kW、排熱回収量70.4kW、デシカント空調の外気基準冷房能力は59.7kW、成績係数0.84であった。コージェネレーションシステムの総合熱利用率が90.9%であり、ほぼ予想通りの結果が得られた。

Fig. 16の空気線図上に様々な外気条件における新デシカント空調システムの給気状態をプロットした。図より外気温度23-34°Cの11°Cの変動に対して、給気温度は19-25°Cの6°Cの変動にとどまっていることが分かる。また外気湿度14-22g/kgの8g/kgの変動に対し給気絶対湿度は6-12g/kgの6g/kgの変動にとどまっており、外気条件による給気状態への影響はかなり緩和される傾向のあることがわかった。

## 結 言

マイクロガスタービン発電機に最適なデシカント空調システムを検討した結果、以下の結論を得た。

- (1) 排ガスの成分がハニカム除湿ローターに対して悪影響がなければ、排ガスを直接再生空気として使用することで総合的な熱効率の向上と、イニシャルコストの低減が図れる。
- (2) デシカント空調機の再生熱源として高温排ガスが直接使用できる場合は、高温排ガスをそのまま用いるよりも排ガスに外気または低温排気を混合増量して、130-140°Cの温度域にして使用すると除湿性能が最もよくなることが分かった。
- (3) 直交流式間接気化冷却器をデシカント空調システムに適用する検討を行った結果、回転式顕熱交換器と気化式加湿冷却器を組み合わせた従来方式よりも高い総合冷却効率を得られることが分かった。
- (4) 個別の機器の性能により推定したシステムとしての性能を、実証試験により確認した。

## Nomenclature

CC	= cooling capacity	[W]
$G_{SA}$	= mass flow rate of supply air	[kg/s]
$I$	= air enthalpy	[J/kg]
$I_{P2}$	= lowest enthalpy theoretically capable of reaching after cooling	[J/kg]
$L$	= length of rotor (Zone length)	[m]
$N$	= rotation speed of rotor	[min <sup>-1</sup> ]
$P$	= air pressure	[Pa]
$Q$	= volumetric flow rate of air	[m <sup>3</sup> /s]
$Q_r$	= air transfer rate by rotor rotation	[m <sup>3</sup> /s]
$Q_r/Q_{SA}$	= transfer ratio	[-]
$T$	= temperature	[°C]
$V$	= superficial air velocity	[m/s]
$X$	= absolute humidity	[g/kg]
$\epsilon$	= void fraction of rotor	
$\eta_c$	= overall cooling efficiency	[-]
<Subscript>		
EA	= exhaust air	



OA = ambient air (Outdoor air)  
P = process air  
R = reactivation air  
RA = return air  
SA = supply air

#### Literature cited

Jin, W., A. Kodama, M. Goto and T. Hirose; "An Adsorptive Desiccant Cooling Using Honeycomb Rotor Dehumidifier," *J. Chem. Eng. Japan*, **31**, 706-713 (1998)

Kodama, A. and T. Hirose; "Solar-Powered Adsorption Desiccant-Based Air-Conditioning Systems for the Hot and Humid Climate

of Japan," *IEA Heat Pump Center Newsletter*, **19**, (4), 18-20 (2001)  
Kuma, T., T. Hirose, M. Goto and A. Kodama; "Thermally Regenerative Monolithic Rotor Dehumidifier for Adsorption Cooling System," *ASME Journal of Solar Energy Engineering*, **120**, 45-50 (1998)

Okano, H., W. Jin, T. Hirose, R. Kuramitsu, E. Taguri and H. Nawata; "Honey Comb Rotor Adsorption Dehumidifiers for High Efficiency Desiccant Air-Conditioning," *Fundamentals of Adsorption*, **7**, 926-933 (2001)

Okano, H. and T. Hirose; "Development and Experimental Study of an Adsorptive Total Heat Exchanger Rotor," *Kuukiyouwa Eisei Kougakukai Ronbunshuu*, **83**, 45-51 (2001)

## Field Test of Adsorption Desiccant Air-Conditioning System Utilizing Waste Heat from Micro-Gas-Turbine Dynamos

HIROSHI OKANO<sup>1</sup>, WEILI JIN<sup>1</sup> and TSUTOMU HIROSE<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Seibu Giken Co., Ltd. Fukuoka 811-3134

<sup>2</sup>Department of Applied Chemistry and Biochemistry, Kumamoto University, Kumamoto 860-8555

**Key words:** adsorption, desiccant cooling system, dehumidifier, sensible heat exchanger, cogeneration system.

An air-conditioning system with a thermally regenerated desiccant was examined as a means of utilizing waste heat from micro-gas-turbine dynamos, which are becoming popular as private power sources. The individual machine elements such as desiccant rotors, sensible heat exchangers, evaporative coolers etc. were investigated to propose a new system configuration of air-conditioning. The desiccant air-conditioning system was simplified and the cooling efficiency was improved by regenerating the desiccant rotors with the heat of the waste gas introduced directly into the regeneration air stream from the micro gas turbine dynamo, and by removing the adsorption heat without simultaneous humidification by an indirect evaporative coolers, in contrast to the conventional system in which the regeneration air is warmed by heat exchange with hot water produced by waste heat. A field test unit of desiccant air-conditioning system equipped with a 1,220 mm diameter desiccant rotor was assembled in combination with a 30 kW micro-gas-turbine dynamo to supply about 60 kW cooling capacity.