

ダーティな低温排ガスを利用する高性能デシカント空調システムの実証試験

Field Test of High Performance Desiccant Air-Conditioning System Utilizing Dirty Low-Temperature Exhaust Gas

正会員○金 偉力 (西部技研) 正会員 岡野浩志 (西部技研) 正会員 船戸浩史 広瀬 勉 (熊本大学)

Wei-Li JIN^{*1} Hiroshi OKANO^{*1} Hiroshi FUNATO^{*1} Tsutomu HIROSE^{*2}

^{*1} Seibu Giken Co., Ltd. ^{*2} Kumamoto University

A high performance desiccant air-conditioning system utilizing a low-temperature exhaust gas and/or a dirty exhaust gas which has influence to the performance and durability of dehumidifier rotor was developed, and the field test was performed. Consequently, it was confirmed that the developed desiccant air-conditioning system can be working effectively by a low-temperature exhaust gas around 115 degrees C which does not almost have utility value when it was the former. Moreover, the influence of outdoor air conditions exerted on the desiccant air conditioning performance was discussed by field test results. The results are expected to be practically useful as design and operational principles for the desiccant air-conditioning system.

1. はじめに

デシカント空調システムは太陽熱や排熱をエネルギー源として、非電力・脱フロン環境を配慮した空調システムとして期待されている。近年、電力自由化の動きに伴い各方面で各種自家発電装置の排熱を利用するコー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で、給湯需要の少ない夏期においても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との組み合わせが注目されている。

デシカント空調システム普及のポイントはいろいろあるが、特に重要なのは性能とコストである。㈩西部技研は、デシカント空調システム自身の効率向上によって省エネルギー効果を高めるとともに価格を引き下げて多量の普及を図ることに取り組んできた^(1~6)。

今回、排ガス温度 120℃以下 (財団法人省エネルギーセンターの調査によると、全国ガス排熱の 50%以上を占める)、ダーティな排熱を熱源とする高性能かつシンプルな構成としたデシカント空調システムを開発し、実証試験を㈩西部技研本社にて実施した結果について報告する。

2. 実証試験システム概要

実証試験システム全景は図 1 の写真に示している。本システムは灯油バーナー (排熱源として)、および新型デシカント空調システムから構成される。

図 1 のデシカント空調システム本体上に見えているのは排ガス熱源とする灯油バーナー、および排ガスを供給するブロワである。

新しく開発したダーティな低温排ガス排熱を熱源とする新型デシカント空調システムは、ハニカムロータ除湿機、再生空気加熱器、直流流頭熱交換器、間接気化式冷却器、及び送風機等から成っている。その構成フローを

図 2 に、デシカント空調システム内空気状態変化 (動作) を図 3 の空気線図に示す。

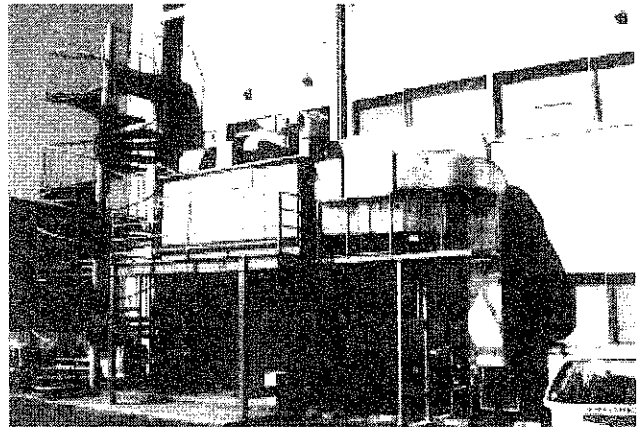


図 1 実証試験システム全体写真

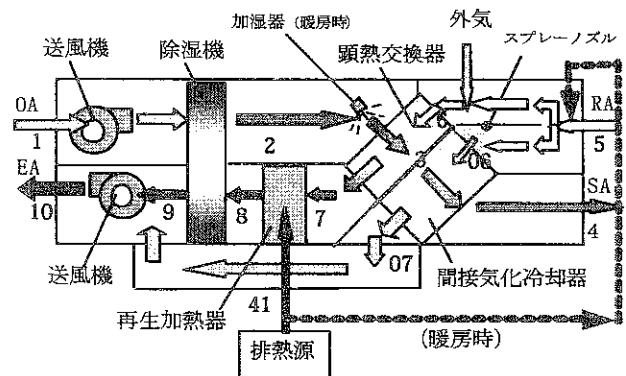


図 2 新型デシカント空調システム

冷房運転原理は図 3 より、外気 (OA) 1 はハニカムロータ除湿機で除湿され高温乾燥状態 2 となり、次に直流流頭熱交換器に導かれ、室内からの還気 (RA) 5 の一部と外気 1 とを混合した空気 6 との間で頭熱交換し、中温乾燥空気 3 となる。この空気 3 は間接気化式冷却器にて他方流路内にスプレーした水の蒸発によって蒸発潜熱を奪われ加湿冷却された室内からの還気 06 との間で頭熱交換し、更に冷却

された状態4となって室内に給気(SA)される。一方、空気2から熱回収した空気7は、再生空気加熱器で排ガスにより加熱され再生空気8となり、ハニカム除湿ロータを再生した後排気(EA)される(8→9)。

表1に今回試験で用いたデシカント空調システムの仕様を、そして、表2にそれを構成する各機器の詳細を示す。

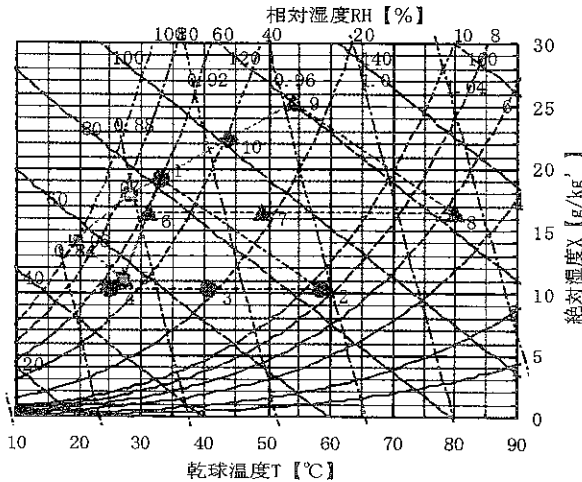


図3 デシカント空調システム空気状態の変化

3. 新型デシカント空調システムの特徴

図2に示すように、開発した新型デシカント空調システムは、排ガス温度120℃以下の除湿ロータの再生空気として直接利用できないダーティな排熱を熱源として想定し、排ガスを高性能ハニカム直交流型再生空気加熱器に導き、再生空気と熱交換するほか、顕熱交換器も従来のロータ式に代えて直交流型顕熱交換器を採用し、高性能化を実現した。また、従来のツインロータ式デシカント空調システムと比べて、次の特徴がある。

(1) 高性能ハニカム直交流型空気-空気顕熱交換型再生加熱器を採用したので、①グリーンではないダーティな排ガスも利用できる；②従来利用できない低温排ガス熱も利用できる(従来、排ガス熱を温水ボイラに投入して温水を作り、再生空気用温水ヒーターを介して再生空気を加熱する方式では、120℃以下の排ガスは利用できない)。また、排ガス温度の高い場合において温水を必要とする場合には、排ガスを温水ボイラに通した後も利用できる；③熱ロスの削減(排熱温水ボイラ、温水ヒーターを介しての再生方法と比べて、熱ロスが約30%削減できる)。

(2) 特殊直交流型顕熱交換器を採用したので、①冷却効率向上(従来の直接気化式冷却器+ロータ式顕熱交換器の方式より効率が10%向上)；②還気から給気への湿気移行や、臭気移行防止(従来式における顕熱交換ロータの回転に伴って発生する還気から給気への湿気や、臭気の移行問題は全くない)；③インシヤルコストダウン(直接気化式

冷却器が不要)④暖房運転も簡単にできる(デシカント空調システム外部のダンパー切り替えにより排ガスを還気とをミックスした空気を特殊直交流型熱交換器還気側に直接投入することで給気と熱交換して暖房空気を供給する方式で還気の熱回収も同時にできる)。⑤暖房の加湿効率向上(暖房モードでの加湿は特殊直交流型熱交換器給気入口側に散水し、熱交換器の伝熱面で蒸発気化させる方式なので、効率よく加湿される)。

表1 デシカント空調システム仕様表

| | | |
|-----------------|-------------------------|-----------|
| 給気風量 | 4500 m ³ /hr | |
| 冷房能力CC (設計値) | 顕熱：9.7kW | 合計：41.1kW |
| | 潜熱：31.4kW | |
| 暖房能力HC (設計値) | 顕熱：34.4kW | 合計：50.8kW |
| | 潜熱：16.4kW | |
| 給気送風機 | 2.2kW | |
| 還気送風機 | 3.7kW | |
| 排熱送風機 | 1.5kW | |
| 駆動モータ | 0.06kW (除湿ロータ用) | |
| 外形寸法 | 1920(H)×3380(L)×1450(W) | |
| 運転モード | 冷房、暖房、換気モード切替可能 | |
| 乾燥重量 | 2800kg | |

冷房、暖房能力計算基準：

外気条件 夏季：外気温度35℃、相対湿度60%

冬季：外気温度5℃、相対湿度60%

室内条件 夏季：室内温度27℃、相対湿度50%

冬季：室内温度22℃、相対湿度45%、とした。

表2 デシカント空調システム構成機器詳細

| 構成設備 | 詳細 | |
|------------------------|---------|-----------------|
| ハニカムロータ 除湿機 | 除湿ロータ | φ1200×200mm |
| | ハニカムサイズ | 4.2×2.3 (AS-42) |
| | ゾーン比 | 1:1 |
| | 吸着剤 | メタルシリケート |
| | 基材ペーパー | ガラス繊維紙 |
| 再生加熱機 (ハニカム直交流型) | 外形寸法 | 632×584×1026 |
| | ハニカムサイズ | 6.3×3.5 (AS-63) |
| | 素子材料 | アルミ |
| 顕熱交換器 (ハニカム直交流型) | 外形寸法 | 445×890×1200 |
| | ハニカムサイズ | 6.3×3.5 (AS-63) |
| | 素子材料 | アルミ |
| 間接気化式冷却器 (ハニカム直交流型) | 外形寸法 | 445×890×1200 |
| | ハニカムサイズ | 6.3×3.5 (AS-63) |
| | 素子材料 | アルミ |
| | スプレーノズル | 1個(移動式) |

4. 実証試験結果及び検討

今回のデシカント空調システム実証試験は、オールフレッシュ式で行ったため、冷房能力CC(kW)、及び成績係数COP(-)は、それぞれ式(1)と式(2)によって算出した。

$$CC = G_{SA} \times (I_{OA} - I_{SA}) \quad (1)$$

$$COP = CC / Q_R \quad (2)$$

ここで、 G_{SA} は冷房給気流量 (kg/s)、 I_{OA} および I_{SA} はそれぞれ外気および給気のエンタルピー (kJ/kg)、 Q_R は再生空気へ投入したエネルギー (kW) である。

4. 1 冷房運転結果

冷房運転試験結果の一例を図4に示す。この日の試験は、灯油バーナーの排ガス温度を115°Cに設定し、再生空気風量を4500m³/hr、給気風量を4500m³/hrにして冷房運転を行った。図4により、この日は、外気温度が32~36°C、

外気湿度が17~18.5g/kgに達し非常に蒸し暑い典型的な真夏日であったが、デシカント空調システムから比較的安定した温度が25~26°C、湿度が11.5g/kg前後の快適な給気を提供できていた。また外気負荷に対する冷房能力は39kW前後で成績係数COPは0.85前後に達している。このときの再生空気温度は80~84°Cであった。この実証試験により除湿ロータの再生空気として直接利用できない115°C前後の低温排ガスであっても、開発したデシカント空調システムを有効に稼働できることが分かった。

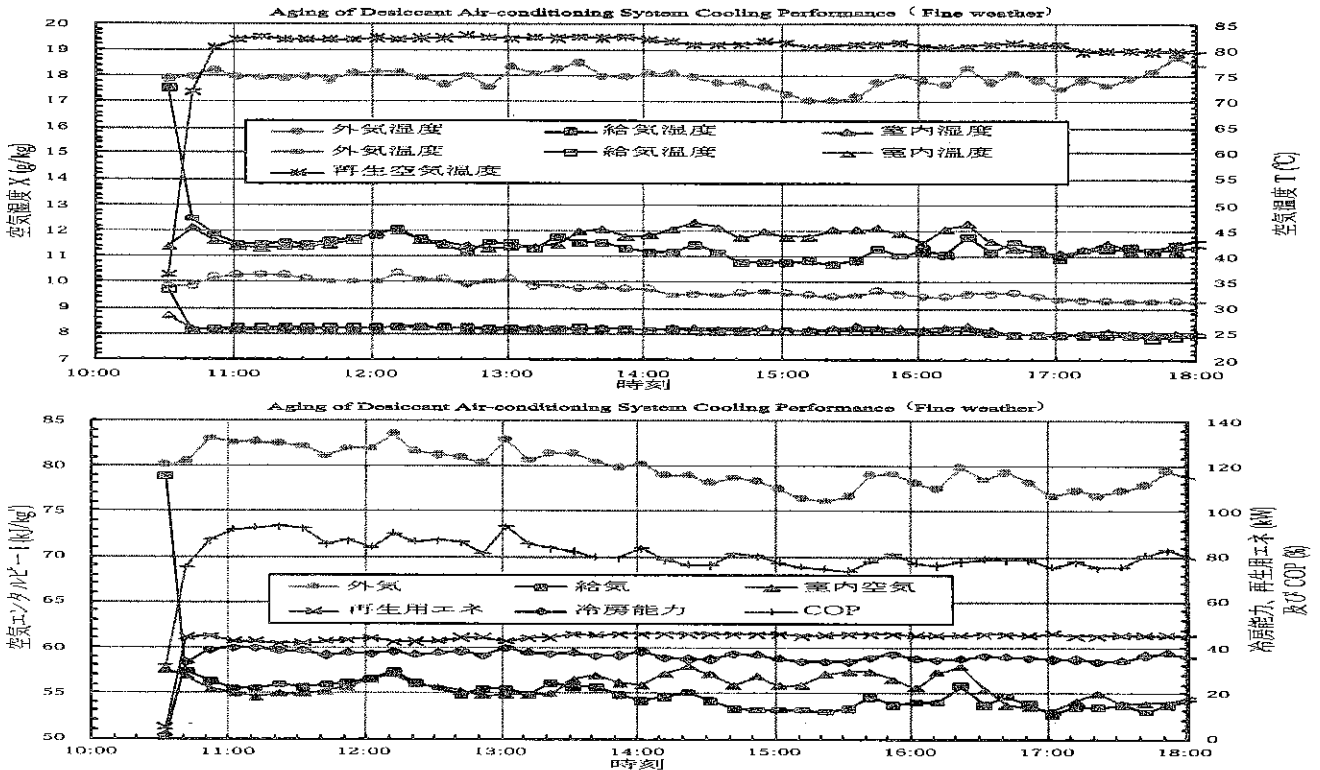


図4 デシカント空調システム冷房性能の経時変化

4. 2 冷房性能に及ぼす外気条件の影響

図5~8は外気条件の変化に伴い開発したデシカント空調システムの給気温度・湿度、給気エンタルピー、及び冷房能力変化の実測データを示したものである。

図5によると、外気エンタルピー（外気温度と湿度の関数）の増加に伴って、給気湿度は増加するが、給気温度は僅かしか上昇していない。

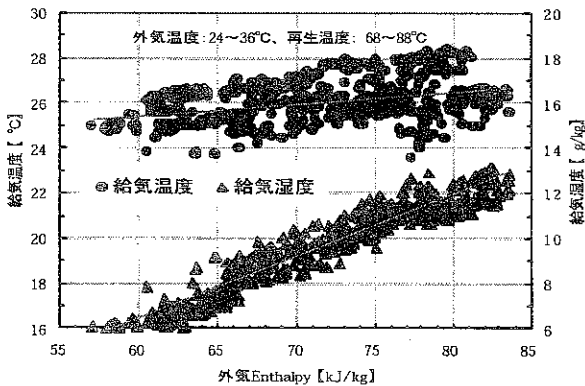


図5 給気温・湿度に及ぼす外気条件の影響

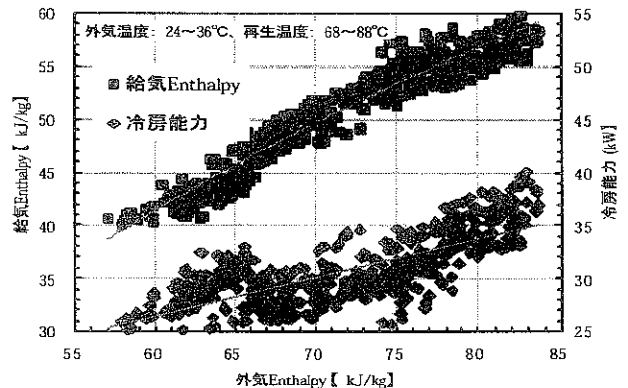


図6 給気 Enthalpy、冷房能力に及ぼす外気条件の影響

図6から、外気エンタルピーの増加に伴い給気エンタ

ルピーも増加するが、外気エンタルピーの増加割合程は増加しないため、冷房能力は高くなることが分かった。

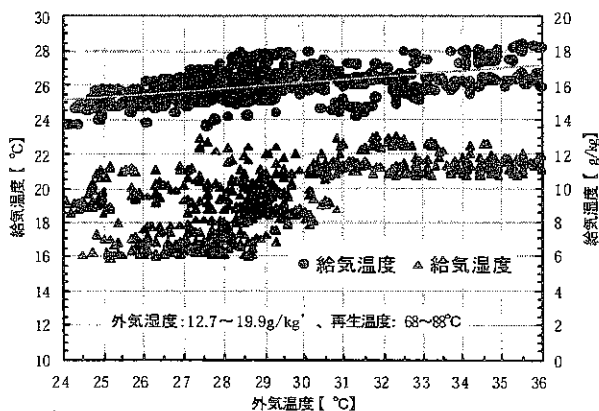


図7 給気温・湿度に及ぼす外気温度の影響

図7より外気温度がデシカント空調システムの性能に及ぼす影響を見ると、給気湿度は外気温度が高いほど高くなる傾向が見られるが、給気湿度に及ぼす外気温度の影響はあまり大きくない。一方、給気温度は外気温度の影響を受けて外気温度の上昇に伴い上昇する。しかし外気温度が24~36°Cの12°Cの変動に対して、給気温度は24~28°Cの4°Cしか変動していない。給気温度に対する外気温度の影響は緩和されることが分かる。

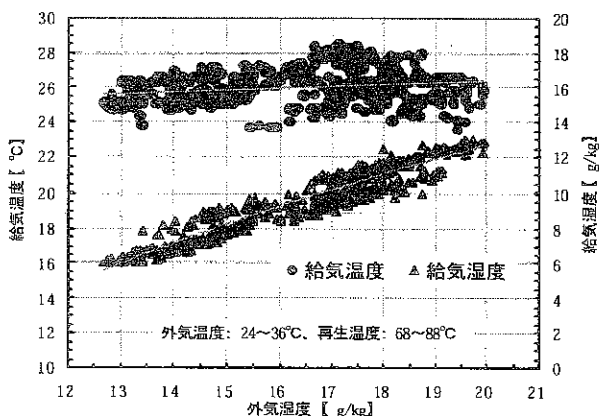


図8 給気温・湿度に及ぼす外気湿度の影響

また、図8の結果より、給気温度に対する外気湿度の影響は非常に少ない。一方、給気湿度は外気湿度の増加に伴って増加するが、外気湿度の増加割合程は増加せず、両者の差(いわゆる除湿量)が増加することが分かった。

5. おわりに

120°C以下のダークティな低温排ガスを熱源とする新型デシカント空調システムを開発し、性能実証試験を行った。その結果、以下の知見が得られた。

排ガス温度105~120°Cの条件において冷房運転した結

果、外気温度24~36°C、相対湿度50~99%RHの条件に対して、新型デシカント空調システムから温度24~28°C、相対湿度40~65%RHの快適な給気を供給することができ、供給空気のエントルピーは外気エンタルピーの70%以下に達して、外気負荷基準の冷房能力は39kW以上で成績係数COPは0.85以上に達した。また、得られた再生空気温度は80~84°Cであった。よって、除湿ロータの再生空気として直接利用できない115°C前後の低温ダークティな排ガスであっても、開発したデシカント空調システムを有効に稼働できることが分かった。

デシカント空調システムの性能に及ぼす外気温度の影響について、給気温度は外気温度の影響を受けて外気温度の上昇に伴い上昇するが、外気温度が24~36°Cの12°Cの変動に対して、給気温度は24~28°Cの4°Cしか変動していない。給気温度に対する外気温度の影響は緩和されることが、また給気湿度は外気温度が高いほど高くなる傾向が見られるが、給気湿度に対する外気温度の影響は大きくないことが分かった。

デシカント空調システムの性能に及ぼす外気湿度の影響について、給気温度は外気湿度の影響を僅かしか受けないこと、給気湿度は外気湿度の増加に伴って増加すること、また外気エンタルピーの増加に伴い給気エンタルピーは増加するが、外気エンタルピー増加する割合程は増加しないため、外気エンタルピーが高いほど外気基準の冷房能力は高くなることが分かった。

謝辞

今回の実証試験は、経済産業省新規産業創造補助金対象事業により実施された。ここに記して感謝致す。

参考文献

- 1) W. L. Jin, A. Kodama, M. Goto and T. Hirose: "An Adsorptive Desiccant Cooling Using Honeycomb Rotor Dehumidifier," J. Chem. Eng. Japan, 31, 706-713(1998)
- 2) 岡野浩志・金 偉力・広瀬 勉: マイクロガスタービン排熱利用に最適なデシカント空調システムの検討, 第35回空調調和・冷凍連合講演会講演論文集, pp. 97~100 (2001-4)
- 3) 金 偉力・岡野浩志・広瀬 勉: 各種排熱を利用する高性能デシカント空調システムの開発, 化学工学会第66年会講演要旨集, pp. 126, (2001-3)
- 4) 金 偉力: 高性能デシカント空調システムの実施例, 建築設備と配管工事, pp. 33~37 (2001-11)
- 5) 岡野浩志・金 偉力: マイクロガスタービン排熱駆動デシカント空調システム, 冷凍, pp. 45~49 (2002-3)
- 6) 岡野浩志・金 偉力・船戸浩史・広瀬 勉: 排熱駆動デシカント空調システム, 平成14年度日本冷凍空調学会学術講演会論文集, PP. 617~620 (2002-11)