

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

○岡野浩志(西部技研・空正), 金 偉力(西部技研), 広瀬 勉(熊大)

第35回空気調和・冷凍連合講演会講演論文集 別刷
2001年4月16日～18日, 東京

25 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

○空正 岡野浩志(㈱西部技研) 空正 金 偉力(㈱西部技研)
 広瀬 勉(熊本大学)

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、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ある¹⁻³⁾。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したコージェネレーションシステムが検討されているが、デシカント空調との組み合わせもその一つで、本研究ではマイクロガスタービンの排熱を利用することを前提条件としてマイクロガスタービンとの組み合わせに最適なデシカント空調システムを検討した。

を利用する場合においても、最適なシステムである

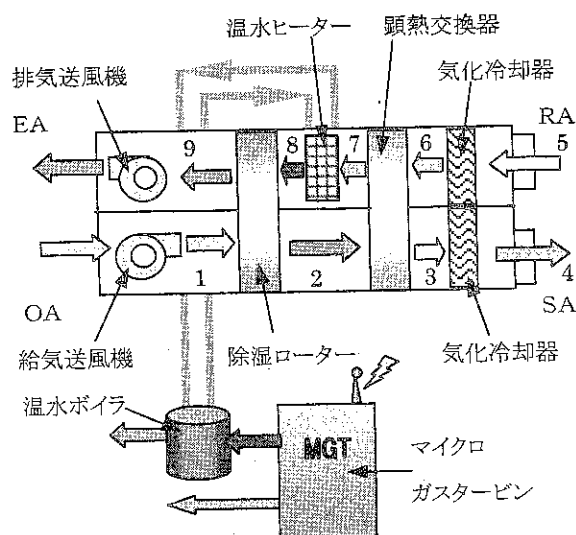


図-1 従来式デシカント空調システム

2、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2ローター式といわれ、図-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、気化冷却器の組み合わせが一般的である。冷房の原理は、まずハニカム除湿機で取り入れ外気から湿気を除去した後、湿気を除去したときに生じた吸着熱を顕熱交換器で除去、さらに気化冷却器で水の気化潜熱を利用して空気を冷却する。熱源はハニカム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のために必要となる。従来のデシカント空調システムは太陽熱を集熱してその熱を駆動源とすることを前提として最適化されたシステムではあるが、マイクロガスタービンの排熱

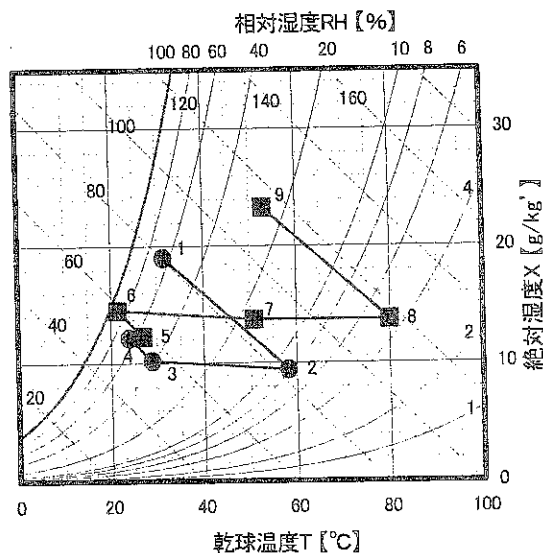


図-2 従来式システム空気線図

るかという基本的な疑問から今回の検討を行なった。図-2に従来式デシカント空調システムを運転した場合の空気線図を示す。

3、除湿ローター及び再生方法の最適化検討

ガスタービン排熱を利用した新デシカント空調システムとして、まず排熱の効率的利用という点から考えて、高温排ガスを温水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)を介して除湿ローターの再生空気を加熱する従来式の場合、2台の熱交換器が必要でインシヤルコストの上昇と、熱交換器での熱ロスを生じるという問題がある。又温水を使用する場合実用的な再生温度は80℃以下にならざるを得ないが、同じ熱量であっても温度の高い方が再生効率は高くなる。例えば標準タイプの再生/処理空気比は1/3であるが、低温再生型は再生温度の不足を再生風量で補うため再生/処理空気比は1/1で使用する。低湿度側の除湿能力は標準型の方がより低い湿度を得られるが、デシカント空調システムの使用範囲である中～高湿度側では両方式とも同等の除湿能力である。(図-3)この場合の投入エネルギー量は低温再生型が標準型より36%増しになり、高温排熱が利用できる場合は標準型で140℃前

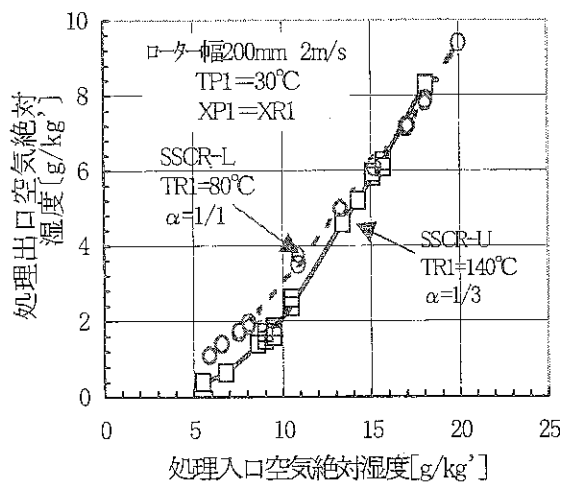


図-3 除湿能力比較図

後の温度で運転するほうが効率が良いといえる。従来システムの場合再生温度は80℃前後なので低温再生専用のSSCR-Lローターを採用するが、本研究では以上の理由から高温再生できるSSCR-Uローターを採用した。表-1に各除湿ローターの比較表を示す。又200℃以上のガスタービン排気を、除湿機の再生に最適な140℃前後の温度に下げるにあたって、ガスタービン排気とガスタービン本体及び周辺を冷却した50℃前後の低温排気をミックスすることで、排熱の利用度をさらに向上させることも考慮した。以上の検討結果から新デシカント空調システムでは排ガスを直接再生ガスとして使用し、除湿効率の良い140℃前後の比較的高い温度で再生運転することでシステム全体の効率を上げることを検討した。

表-1 除湿ローター比較表

	SSCR-L	SSCR-U
用途	デシカント空調用	除湿(高性能型)
基材ペーパー	ガラス繊維紙	セラミック繊維紙
接着剤	有機系	無機系
吸着剤の種類	タルシケート	タルシケート
担持方法	化学合成	化学合成
ハニカムサイズ	AS-42	AS-31
再生温度	~80℃	~140℃
耐熱温度	100℃	200℃
燃焼性	難燃性	不燃性
高比重	160kg/m ³	210kg/m ³
再生面積比	1/1	1/3
焼成有無	焼成無し	焼成品

4、顕熱交換器の最適化検討→間接気化冷却熱交換器の採用

従来システムに採用されている回転式顕熱交換器は、ローターの回転によってRA側の空気と共に水分が移行してSA側の湿度が上昇することが避けられず、湿度を下げる目的のデシカント空調システム用熱交換器としては重大な欠点があった。又クロスフロー型やヒートパイプ式の熱交換器では回転

式より効率的に劣るということがあり、本研究では間接気化冷却熱交換器を採用することにした。間接気化冷却熱交換器は2つの流体を完全に仕切ったまま熱交換する静止型顕熱交換器を応用し、一方の熱交換器流路内に空気と共に水を送り込み、その水の気化潜熱によりもう一方の流路を通る空気を強力に冷却する方式である。本研究の間接式気化冷却器では湿度移行を防止できると同時に、従来の直接気化冷却方式では得られないような高い効率で被冷却空気を冷却することができる。例えば図-4に示すように、気化冷却を伴わない通常の熱交換効率は2m/sで75%程度に過ぎないが、熱交換器の流路内に水を噴霧して、熱交換器内で熱交換しながら気化冷却する

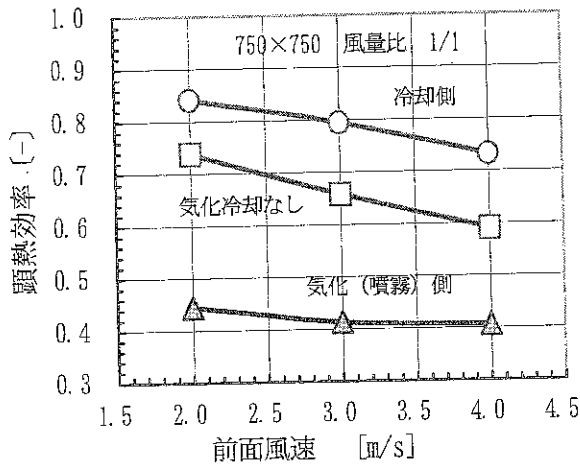


図-4 間接気化式熱交換器の性能

場合の熱交換効率は85%に向上する。この場合のRA側温度はRA空気の乾球温度ではなく湿球温度を基準としており、飽和効率を100%として計算している。つまり飽和効率×顕熱交換効率の総合冷却効率が85%である。従来システムで飽和効率90%の直接式気化冷却器と、熱交換効率85%の回転式顕熱交換器を使用した場合の総合冷却効率は約76%となり、これと比較して、本研究の間接気化冷却熱交換器では総合冷却効率は85%に高効率化できる見込みである。

5、新デシカント空調システムの予想性能と比較結果

以上の検討の結果、図-5のような新デシカント空調システムを考案した。

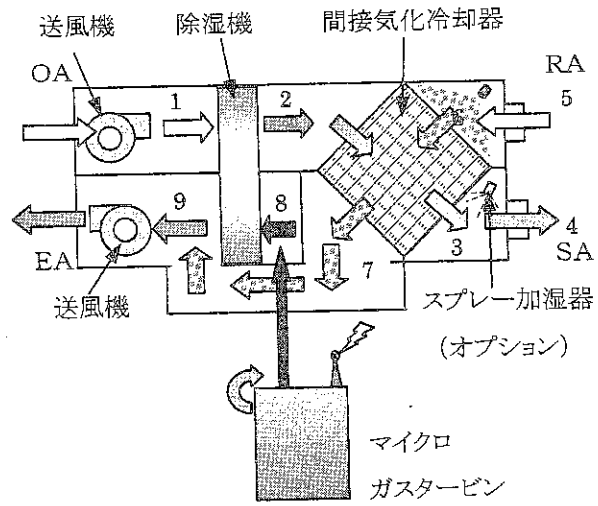


図-5新デシカント空調システム

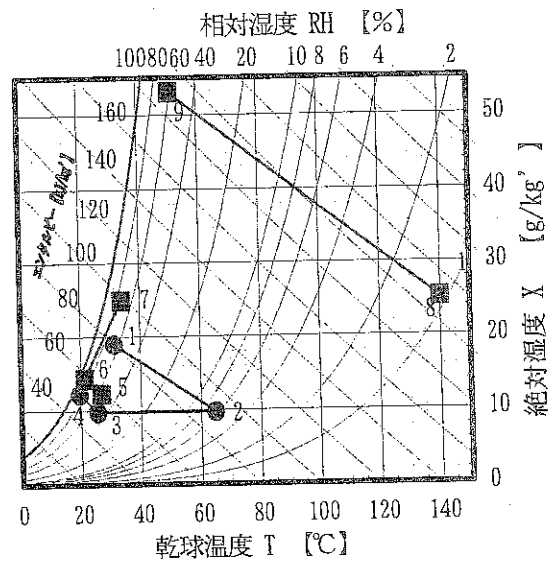


図-6 新システム空気線図

新デシカント空調システムの能力推算を行った結果を図-6空気線図に示す。さらに従来システムと新システムの比較を行った結果を表-2に示す。マ

マイクロガスタービンから発生する熱の予想利用量は従来システムの場合52kWだが、新システムの場合84kWに向上する見込みである。冷房能力比較では従来システム44kWに対し、新システムでは61kWに向上する見込みのあることが分かった。

表-2 従来システムと新システム比較

	従来システム	新システム
冷却効果 CE	25.2kJ/kg	29.7kJ/kg
冷房能力 CC	44kW	61kW
成績係数 COP*	0.52	0.72
利用可能排熱量	52KW	84KW

*従来、新システムとも COP を計算する際、マイクロガスタービンからの排熱量 84kW を基準とした。

6、まとめ

本研究でマイクロガスタービン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結果から、今回実証試験装置を制作し(株)西部技研本社に設置した。(写真-1)新デシカント空調のフロー図を図-7 に示す。本装置は冬期には間接気化冷却熱交換器を普通の顕熱交換器として利用し、RA側にガスタービン排気を導入してSA空気を加熱することで暖房運転も可能としている。現在(H13年2月)暖房運転での実証試験中であるが、今年の夏期には

冷房運転での実証試験を行う予定で、今回の推算結果と合わせて比較検討を行い、さらにシステムの最適化を進めていきたい。

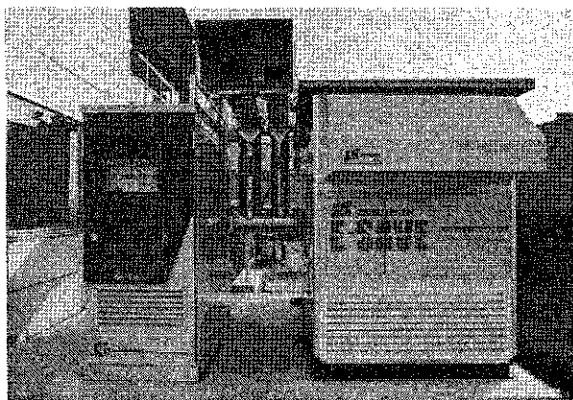


写真-1 実証試験設

参考文献

- 1) Kuma,T., Hirose,T., et al 1998, "Thermally Regenerative Monolithic Rotor Dehumidifier for Adsorption Cooling System," ASME Journal of Solar Energy Engineering, Vol.120,pp. 45-50
- 2) 金・児玉・後藤・広瀬・岡野, 化学工学会第 65 年回講演要旨集, P.258, 東京, 2000
- 3) 東原・松本・金谷, SANYO Tech Rev Vol. 17, No. 2, P.96~101, AUG, 1985

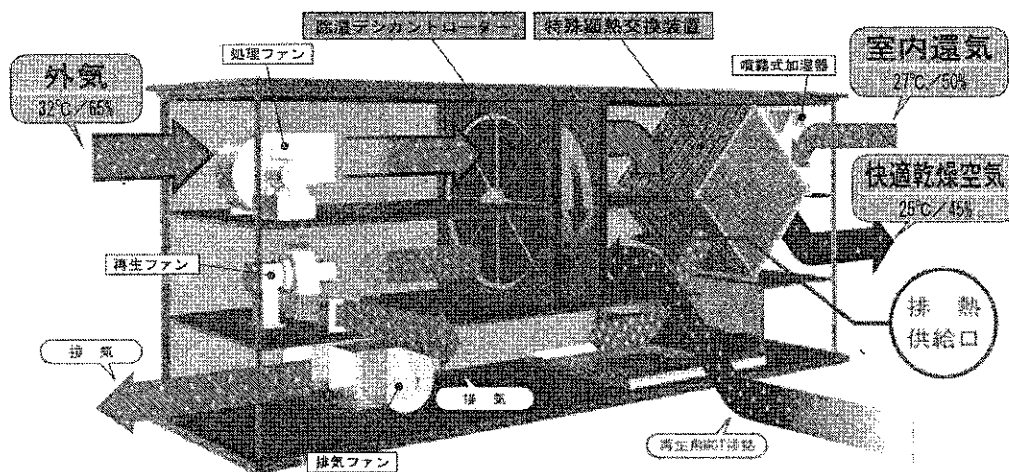


図-7 新デシカント空調システムのフロー図