

博士学位論文

題 目

外気冷却を用いたデシカント空調システムの
省エネルギー性と有用性に関する研究

担当指導教員名 森 幸治

申請年月日 平成 26年 12月 24日

申請者専攻名 制御機械工学専攻

学 生 番 号 DM11B001

氏 名 岡田 裕也



大阪電気通信大学大学院

外気冷却を用いたデシカント空調システムの省エネルギー性と有用性に関する研究

1. 緒言

2011年の東日本大震災による原子力発電所の事故によって、日本各地の原子力発電所は操業停止を余儀なくされた。その結果、2015年現在においても特に夏季に日本中が大幅な電力不足に陥り、官民間問わず電力消費の大幅な抑制が求められた。また、原子力発電から火力発電への転換に伴う燃料コストと二酸化炭素排出量の増加という新たな問題からも、益々省電力化が求められている。

近年の一般事務所建物では、1次エネルギー消費量の約43%が熱源・空調および換気といった空調に消費されると言われている^[1]。一方で、居住空間の快適性のニーズは年々高まる傾向にあり、空調による居住しやすい快適な空間作りが求められている。これらのことから、空調設備の省エネルギー化は事務所建物の1次エネルギー消費量の削減に大きな効果を及ぼすとされる。

2. 空調方式

従来の空調機（冷房および除湿）は冷凍機を用いた冷却除湿式によるものが一般的である。冷却除湿式は、除湿の際に水蒸気が凝縮する温度まで冷却し、空気と水を分離する。このため、過度に冷却した空気をそのまま室内に吹き出すと快適性を損なう。このように従来の空調方式では温度制御しか手段がないまま、湿度制御も実現することが要求されるので、冷却-再加熱という操作を必要とする。

一方デシカント式では、あらかじめ除湿した空気を冷却し、適切な温度、湿度の空気を供給できる。デシカントとはシリカゲルやゼオライトなどの湿分を除去する吸湿材のことを意味し、これらの吸湿材を用いて空気中の水分を吸湿させて除湿を行うのがデシカント式である。一般的に用いられている吸湿剤は、吸湿とともに飽和状態となるものの、吸湿剤を加熱し放湿すれば再び吸湿することができる。デシカント式はこの性質を利用し、吸湿剤を連続的に吸湿・放湿することで除湿運転を行っている。

3. デシカント空調機の概要と原理

現在市販化されているデシカント空調機の一例として、西部技研のE-SAVE ED^[2]を図1に示す。システムは主として、デシカントローター、顕熱交換器(図中の特殊顕熱交換装置)、気化冷却器(噴霧式加湿器)、熱源(再生用MGT排熱)から構成される。

除湿を行うデシカントローターがシステムの中心的役割を果たす。ロータはハニカム状の流路の束でできており、流路表面にシリカゲルやゼオライトなどの吸湿材がしみこませてある。湿度の高い空気がこの流路内を通過する際に水分が流路壁面に吸着され、除湿された空気がロータから排出される。一方、吸着された水分は高温空

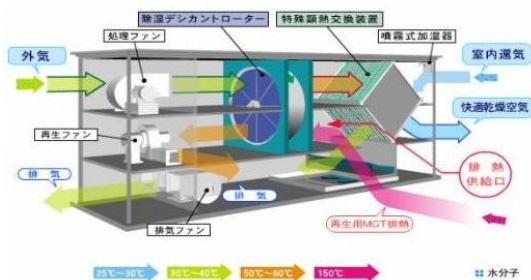


図1 西部技研 E-SAVE-ED^[2]

気を通すことによって脱着され、ロータ外へ排出される。この工程をデシカントローターの「再生」と呼ぶ。除湿された空気は除湿剤により吸湿発熱し高温低湿となり、室内還気に噴霧冷却された空気と熱交換することで、低温低湿な快適乾燥空気として室内に吹き出す。

4. デシカント空調システムの研究例

デシカント空調の分野における研究例は大きくわけて、除湿ロータや熱交換器など構成機器の性能向上によって省エネルギー化を図るものと、既存の構成機器を用いてシステム構成を工夫して省エネルギー化を図るものがある。本研究においては、後者のシステム構成による省エネルギー化に着目し、研究の焦点をあてる。

システム構成の研究例としては、1960年にスウェーデンのCarl Muntersが開発した回転型乾式除湿機「ハニカム」^[3]および図2(a)と図2(b)に示すデシカント空調機「Lizzy」^[4]を発端に様々なシステムが開発されてきた。その後、時代が進むにつれて様々な用途に応じた除湿空調が必要となりシステムの開発が進み、図2(c)に示すシステム^[5]（以下では、標準型と称する）が主流となった。この標準型をベースとして、図2(d)示す岡野、金らのシステム^[6]（以下では、外気導入型と称する）、図2(e)と図2(f)に示す児玉らのシステム（以下では、全熱交換型^[7]と二段除湿外気導入型^[8]と称する）などが提案されてきた。しかし、高性能で省エネルギーなシステム構成は種々考えられることから、最適なデシカント空調システムがすでに完成されているとは言い難い。

本研究においても、従来のデシカント空調システムとは異なり、図2(g)と図2(h)に示す除湿ロータ出口に顕熱交換器を設けて除湿された空気を冷却することによって冷房能力を強化する方法（以下では、外気冷却型^[9]および二段除湿外気冷却型^[10]と称する）を提案している。

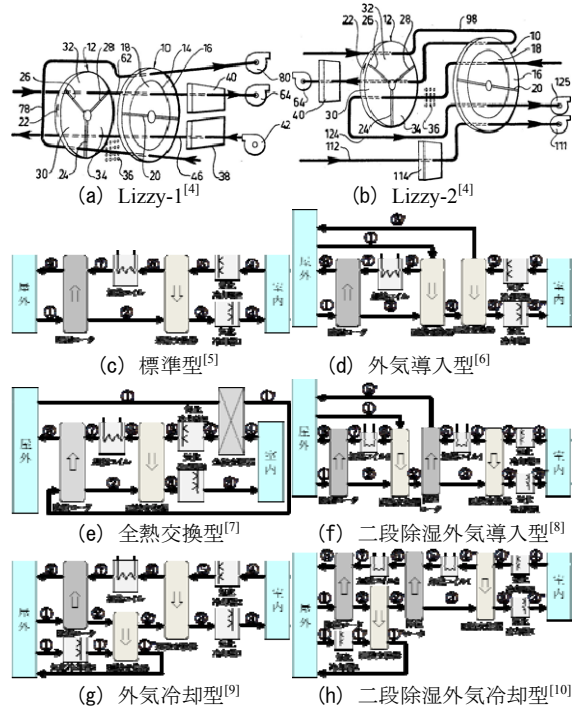


図2 デシカント空調システムの研究例

5. 本研究の目的と概要

本研究では、省エネルギー性の高い空調システムの提案を目的として、デシカント空調および冷却除湿式空調の夏期条件下における定常状態のエネルギー消費量やCOPなどの検討・評価を行うために、各空調システムの数値モデルを構築した。さらに、デシカント除湿と放射冷房の複合システムにおいて、空調機には前述した数値モデル、室内環境の計算には熱気流環境解析コードSCIENCE^[11]を用い、快適性を重視した省エネルギー性の検討も行っている。

6. デシカント空調システムのモデル化

除湿ロータ、熱交換器などの構成要素を、以下のようにモデル化した。なお、いずれのシステムでも、各要素を通過する空気の流れ量は等しいものとする。

(1) 除湿ロータ

除湿ロータにおけるエンタルピー効率 η_h を式(1)に表す。ここで、添え字 r と p はそれぞれ再生側と処理側、 in と out は入口と出口を表している。再生側と処理側の風量が等しいことから再生側と処理側の比エンタルピーの変化は等しくなり、再生側と処理側のエンタルピー効率も等しくなる。

$$\eta_h = \frac{\left| \frac{h_{p,out} - h_{p,in}}{h_{r,in} - h_{p,in}} \right|}{\left| \frac{h_{r,in} - h_{r,out}}{h_{r,in} - h_{p,in}} \right|} \quad \dots\dots(1)$$

除湿の効率は相対湿度 ϕ の関数であることから^[12]、本研究でも相対湿度の関数として効率 η_ϕ を式(2)のように定義する。

$$\eta_\phi = \frac{\left| \frac{\phi_{p,out} - \phi_{p,in}}{\phi_{r,in} - \phi_{p,in}} \right|}{\dots\dots(2)}$$

本研究では実機データから、 $\eta_h=10\%$ ^[13]、 $\eta_\phi=95\%$ ^[13]とした。

高温側出口の絶対湿度 $x_{r,out}$ は、式(3)で表される。

$$x_{r,out} = x_{r,in} + (x_{p,in} - x_{p,out}) \quad \dots\dots(3)$$

(2) 熱交換器

a) 顕熱交換器 顕熱交換器も式(1)に示すエンタルピー効率で表されるが、熱交換器では一般に温度効率を使用されることから、ここでは温度効率を用いる。高温側と低温側の空気の風量、密度、比熱が等しいと見なすと、両側の温度効率 η_t は等しくなり、式(4)で表される。ここで、 t は温度である。本研究では、顕熱交換器の温度効率 $\eta_{IS} = 80\%$ ^[14]とした。また、絶対湿度は入口と出口で同一である。

$$\eta_t = \frac{\left| \frac{t_{l,out} - t_{l,in}}{t_{h,in} - t_{l,in}} \right|}{\left| \frac{t_{h,in} - t_{h,out}}{t_{h,in} - t_{l,in}} \right|} \quad \dots\dots(4)$$

b) 全熱交換器 顕熱と潜熱(湿度)が共に交換される。顕熱交換では、顕熱交換器と同様に式(4)が適用できる。潜熱交換(湿度交換)では、風量は等しいので高温側と低温側における絶対湿度の変化量が等しくなり、式(5)で定義する絶対湿度効率 η_x も両側で等しくなる。

$$\eta_x = \frac{\left| \frac{x_{l,out} - x_{l,in}}{x_{h,in} - x_{l,in}} \right|}{\left| \frac{x_{h,in} - x_{h,out}}{x_{h,in} - x_{l,in}} \right|} \quad \dots\dots(5)$$

回転型全熱交換器では温度効率と絶対湿度効率がほぼ等しいことから^[14]、本研究では全熱交換器の温度効率 η_{ISL} と絶対湿度効率 η_{xSL} を共に 65% ^[15]とした。

(3) 気化冷却器

噴霧する水の温度は空気の湿球温度 t_s に等しいとし、乾燥空気 1kg あたりの噴霧量を l 、水の比熱を c_{pw} とすると、乾燥空気 1kg あたりに噴霧した水の比エンタルピー h_s は式(6)で表される。気化冷却器出口の空気の比エンタルピー h_{out} と絶対湿度 x_{out} は、それぞれ式(7)、(8)で表され

る。

$$h_s = l \cdot c_{pw} \cdot t_s \quad \dots\dots(6)$$

$$h_{out} = h_{in} + h_s \quad \dots\dots(7)$$

$$x_{out} = x_{in} + l \quad \dots\dots(8)$$

本研究では、噴霧水の一部が未蒸発で残ることを避けるため、気化冷却器出口における相対湿度の最大値を 95% とした。

(4) 冷却・加熱コイル

冷却コイルへの冷却熱量および加熱コイルへの投入熱量 q_{coil} は空気のエンタルピー変化に使用されるため、両者の関係は式(9)で表される。

$$q_{coil} = \rho_a Q (h_{out} - h_{in}) = \rho_a c_{pa} Q (t_{out} - t_{in}) \quad \dots\dots(9)$$

ρ_a は空気の密度、 Q は風量、 c_{pa} は空気の定圧比熱である。

(5) 室内

室内では熱負荷 q_{room} が発生し、この熱が SHF に応じて式(10)、(11)のように顕熱 q_S と潜熱 q_L に分配される。

$$q_S = q_{room} SHF \quad \dots\dots(10)$$

$$q_L = q_{room} (1 - SHF) \quad \dots\dots(11)$$

また、顕熱 q_S と潜熱 q_L は、それぞれ式(12)、(13)によって温度および絶対湿度と関係付けられる。

$$q_S = \rho_a c_{pa} Q (t_{out} - t_{in}) \quad \dots\dots(12)$$

$$q_L = \rho_a r Q (x_{out} - x_{in}) \quad \dots\dots(13)$$

ここで、 r は水の蒸発熱である。

7. シミュレーションモデルの精度検証

様々な構造のデシカント空調システムをシミュレーションするにあたって、まず条件を設定する。屋外の空気の温度・相対湿度を既知とし、常に熱負荷が加わり続ける室内の空気の温度・相対湿度を一定に保ち続けるために必要な熱源の投入熱量や温度レベルを算出することを目的とする。

したがって、入力値に屋外の温度・相対湿度、室内の空調設定温度・設定相対湿度、室内の熱負荷、換気量、顕熱交換器の温度効率を設定し、熱源の投入熱量および温度レベル、水の消費量、各地点の空気の状態、COP を出力する。

COP の表記に関して、式(14)に示す室内の入口空気と出口空気のエンタルピー差を用いたものを COP_1 ^[16] とし、式(15)に示す屋外と室内入口空気のエンタルピー差を用いたものを COP_2 ^[17] とする。一般的な空調システムでは室内の空気を冷却コイルなどで冷却・除湿して再び室内に取り込むため COP_1 が用いられる。しかしながら、多くのデシカント空調システムでは外気を取り込み冷却・除湿して室内に取り込むため COP_2 で議論を行う場合もある。ここで、添え字の $coil$ は加熱コイル、 in, out は入口と出口、 RA, SA, OA はそれぞれ室内還気空気、室内給気空気、外気であり、記号の t は空気の温度、 h は空気の比エンタルピー、 E は熱源への投入熱量、 ρ は空気の密度、 c は空気の比熱、 Q は換気量である。

$$COP_1 = \frac{\rho Q (h_{RA} - h_{SA})}{E} = \frac{h_{RA} - h_{SA}}{h_{coil,out} - h_{coil,in}} \quad \dots\dots(14)$$

$$COP_2 = \frac{\rho Q (h_{OA} - h_{SA})}{E} = \frac{h_{OA} - h_{SA}}{h_{coil,out} - h_{coil,in}} \quad \dots\dots(15)$$

$$E = \rho Q (h_{coil,out} - h_{coil,in}) = \rho c Q (t_{coil,out} - t_{coil,in}) \quad \dots\dots(16)$$

(1) 解析対象

解析対象の概略図を図3に示す。解析対象は一般的なデシカント空調システム(以降、標準型と称す)で、除湿ロータ、顕熱交換器、気化冷却器、熱源から構成される。ここでは、標準型を対象として、児玉らの文献による実験値^[18]との比較で、シミュレーションモデルの妥当性の検証を行う。

解析対象システムでは、まず除湿ロータで取り入れた外気中の水分を吸着により除去する(①→②)。その際生じた吸着熱を、気化冷却器で冷却された室内還気(⑤→⑥)を用いて顕熱交換器を介して冷却(②→③)する。さらに、室内に入る直前に気化冷却器で噴霧冷却(③→④)を行ってから室内に快適空気を供給する。室内では、人体や機器、日射といった熱負荷が常にかかり続けるものとする(④→⑤)。熱源では除湿ローターの再生に適した温度まで還気を加熱し(⑦→⑧)、吸着除去した水分をシステム外に排出する(⑧→⑨)。

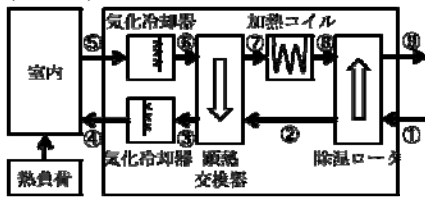


図3 解析対象システム^[18]

表1 環境条件^[18]

外気温度	31.0°C	換気量	3000m ³ /h
外気絶対湿度	10.30g/kg(DA)	室内熱負荷	16.93kW
室内温度	28.0°C	SHF	0.874
室内絶対湿度	9.89g/kg(DA)		

表2 機器条件^[18]

顕熱交換器の温度効率	89.10%
除湿ローターの相対湿度効率	98.69%
除湿ローターのエンタルピー効率	19.81%
気化冷却器の加湿限界	90.00%

(2) 解析モデルの検証

児玉らの実験条件を表1と表2に示す。今回はこれらに解析条件を合わせるために、本シミュレーションモデルも同等の条件に設定し解析を行った。

図4に児玉らの実験結果とシミュレーションによる計算値の空気線図を示す。なお、図中の■は児玉らの行った実験結果、○は児玉らの実験結果から顕熱交換器の温度効率、除湿ローターの除湿効率およびエンタルピー効率を算出し、それらを用いた計算結果である。

図4の⑦と⑧以外では実験値と計算値でほぼ同等の値となった。シミュレーションでは、顕熱交換器の入口と出口の絶対湿度は一定としているが、実際の回転型顕熱交換器では、還気側空気の一部がロータ内部に残留し給気側に回り込む現象が生じるため、図4における②→③と⑦→⑧でわずかに絶対湿度が変化している。しかしながら、空気の残留による絶対湿度への影響は0.35g/kg(DA)程度であり、再生空気温度への影響は1°C程度であることから、機器の評価への影響は少なく無視できる範囲といえる。

熱源での投入熱量を図5に示す。計算値では実験値との誤差は2%程度とおおむね一致する結果となった。

COP₁とCOP₂を図6に示す。児玉らの実験結果ではCOP₁が0.564であるのに対して、計算値では0.573となり、誤差1.6%と良好な結果が得られた。COP₂に関しては文献値が0.711に対して、計算値では0.722となり、COP₁と同様にCOP₂についても誤差1.5%と良好な結果となった。

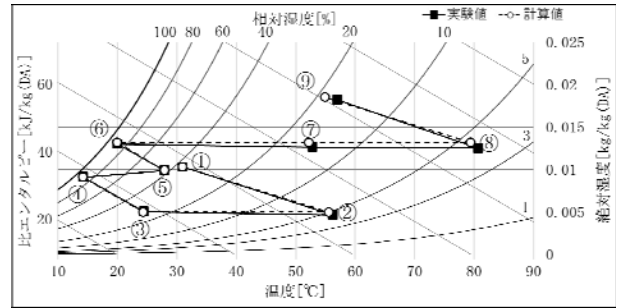


図4 空気線図による文献値との比較

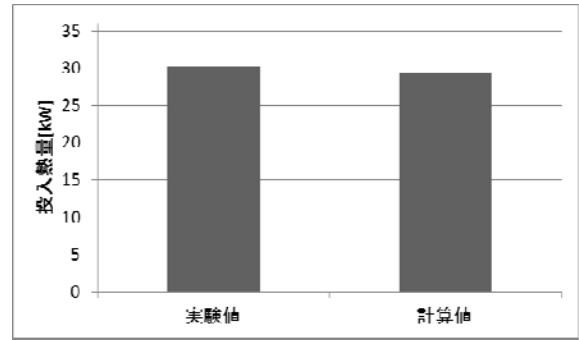


図5 熱源における投入熱量

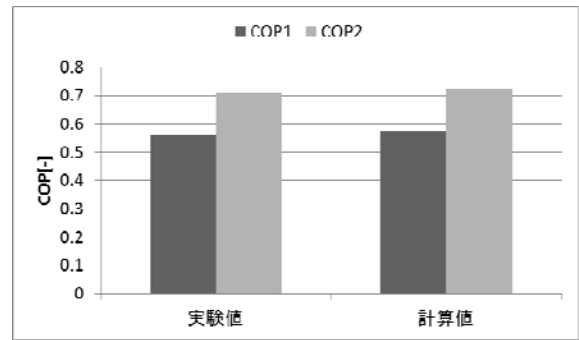


図6 システムのCOP

(3) まとめ

今回行った実験値と計算値の比較において、環境条件および機器条件を合わせたうえで解析を行うことで、誤差が投入熱量で2%、COPで1.5~1.6%と良好な精度でシミュレーションを行えることが明らかにできた。8章以降では、7章で用いたシミュレーションモデルをベースとして、多様な機器構成におけるデシカント空調システムについて議論を行っていく。

8. 排熱利用型デシカント空調システムの解析

従来、デシカント空調システムの性能評価は、投入熱量に対する冷房能力あるいは除湿能力の割合である成績係数で行われてきた。しかし、これまで廃棄されてきた排熱や未利用の熱を使用する場合には、成績係数の算出においてこれらの投入熱量を無視し、システムの消費電力のみを考慮すれば良いと考える。また、投入熱量を考慮する場合においても、厳密な性能評価には、投入熱量に加えて消費電力量も考慮する必要がある。本研究では、システムの消費電力量と、消費電力量に投入熱量を加えたエネルギー量(以下では、投入エネルギー量と称する)の両者から、外気冷却型の性能評価を行う。

さらに、排熱を利用する場合、排熱の保有熱量に加えて温度も重要なパラメータである。したがって、各システムの運転に必要な排熱温度についても明らかにし、低温排熱でも運転可能なデシカント空調システムについても議論を行う。

(1) 解析対象のシステム

本研究では、一段除湿については標準型、外気導入型、全熱交換型および新たに提案を行う外気冷却型の4種類を対象とし、二段除湿では外気導入型と外気冷却型の2種類を解析対象とした。それらの概略図を図7(a)~(f)に示し、それらの特徴を以下に簡略に述べる。なお、以下では一段除湿の4型式が頻出することから、読み易くするためにシステムの型式から一段除湿という表現を省略し、二段除湿システムのみ二段除湿という表現を型式に付記する。

(a) 標準型^[18]

除湿が主用途であり、冷房能力は低い。

(b) 外気導入型^[6]

顕熱交換器を分割し、高温になった空気⑤'を排出して低温の外気①を導入するため、屋外から室内に供給される空気(①→③)は顕熱交換器で強力に冷却される。したがって、標準型よりも冷房能力が向上している。

(c) 全熱交換型^[7]

全熱交換器を用いて外気①と室内から排出される空気(以下では還気と略記する)④の間で全熱交換を行うため、①'の空気は①よりも低温、低絶対湿度になる。その結果、標準型と比較して冷房能力と除湿能力が向上している。

(d) 外気冷却型(本研究で提案)

除湿ロータで高温になった空気②を、気化冷却器3で水を噴霧されて低温になった外気①'で冷却することによって、低温の除湿空気②'が得られる。したがって、標準型よりも冷房能力が向上している。

(e) 二段除湿外気導入型^[8]

除湿ロータを二段設けることによって標準型よりも除湿能力が向上し、外気導入によって冷房能力も向上している。

(f) 二段除湿外気冷却型(本研究で提案)

一段目の除湿ロータから排出される空気②を水噴霧によって冷やされた空気①'で冷却し、さらに二段で除湿するため、標準型よりも冷房能力と除湿能力が向上している。

(2) 解析条件

1) 外気

温度 35°C, 相対湿度 55%,

2) 室内

温度 27°C, 相対湿度 50%,

3) 熱交換器

顕熱交換器 温度効率 $\eta_{ts}=80\%$,

全熱交換器 温度効率 $\eta_{tSL}=65\%$, 絶対湿度効率 $\eta_{hSL}=65\%$

4) 除湿ロータ

エンタルピー効率 $\eta_h=10\%$, 相対湿度効率 $\eta_\phi=95\%$

5) 気化冷却器

噴霧水の温度 = 外気の湿球温度

出口における相対湿度の上限值 95%,

6) 室内

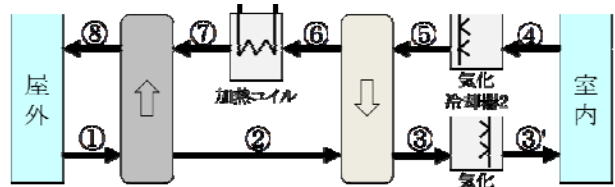
熱負荷 $q_{room} = 10kW$

7) SHF = 0.8

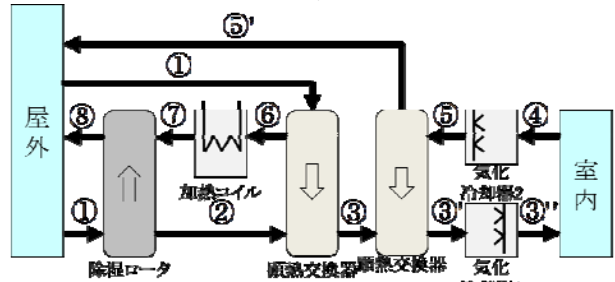
以上の条件から、各構成要素の出入口における温度、湿度、風量、加熱コイルでの投入熱量が求められる。ここで、外気条件には大阪の夏季における標準的な気温、相対湿度を用いるものとする。なお、計算において、空気と水の物性値は以下の値を使用した。

$c_{pa} = 1.006 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$, $\rho_a = 1.293 \text{ kg/m}^3$

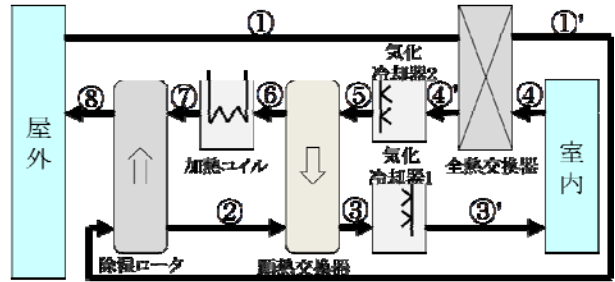
$c_{pw} = 4.186 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$, $r = 2501 \text{ kJ/kg}$



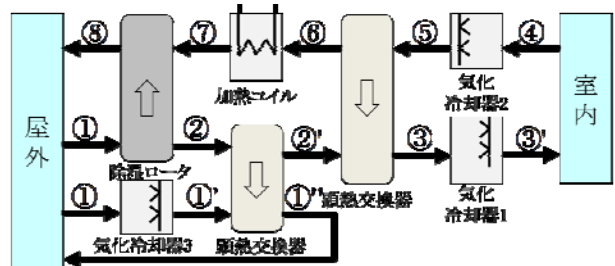
(a) 標準型



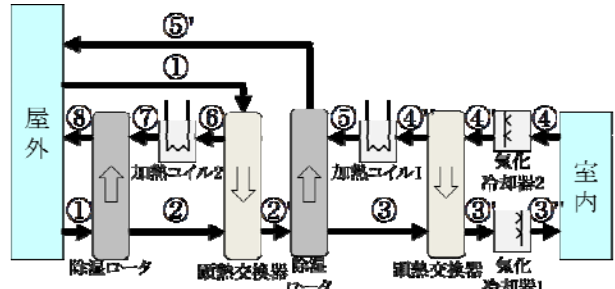
(b) 外気導入型



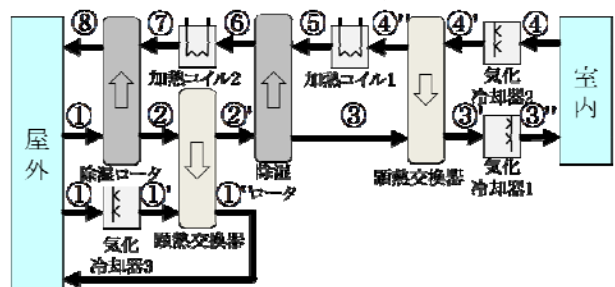
(c) 全熱交換型



(d) 外気冷却型



(e) 二段除湿外気導入型



(f) 二段除湿外気冷却型

図7 解析対象のシステム

(3) 消費電力量と投入エネルギー量の算出方法

送風機の消費電力は送風機の必要動力 L に等しいとして、式(17)から算出した。

$$L = \frac{Qp_s}{\eta_s} \quad \dots\dots(17)$$

p_s は送風機出口の静圧であり、デシカント空調システムの圧力損失と等しい。 η_s は静圧効率であり、55%^[9]とした。

式(17)から送風機の消費電力を求めるためには、圧力損失が必要になる。本研究で用いる構成機器の圧力損失を表3に示す。また、構成機器をシステムに組み込んだ際の圧力損失の合計を図8に示す。さらに、送風機以外の要素の駆動に必要な電力は、既製品のカタログ値^[20]に基づき、風量 3000 m³/h あたり除湿ロータ、顕熱交換器、全熱交換器が 0.2 kW、気化冷却器^[21]が 0.05 kW とし、解析から得られる風量 Q に応じて各構成要素の消費電力を求めた。

ここで、加熱コイルの投入熱量 q_{coil} と消費電力量 E_e の熱量換算値の和 (以下では投入エネルギー量 E_{eh} と称する。熱電変換効率を 43%^[22] とし、式 18 で算出) を求めた。なお、一つの Q に対して、 l_1 、 l_2 および q_{coil} の組合せが複数存在する場合がある。その場合、最も省エネルギー状態である加熱コイルの投入熱量 q_{coil} が最小になる条件を採用した。

$$E_{eh} = q_{coil} + \frac{E_e}{0.43} \quad \dots\dots(18)$$

表3 構成機器の圧力損失

装置名称	加熱コイル	顕熱交換器	除湿ローター	ダクト	機外静圧
圧力損失	96 Pa	144.7 Pa	193.7 Pa	200 Pa	100 Pa

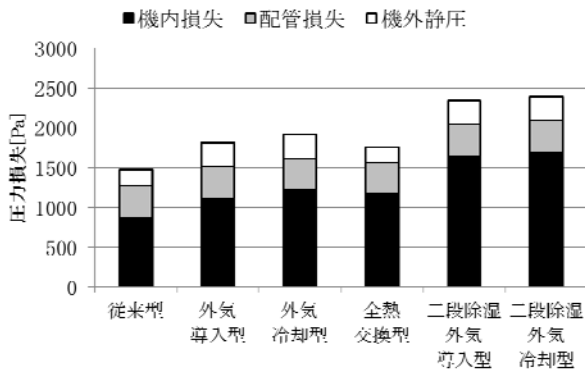


図8 各システムの圧力損失

ここで、従来廃棄されていた排熱等を加熱コイルで使用する場合、成績係数(COP)は空調システムの運転に消費される総電力量のみで評価を行う必要がある。しかし、加熱コイルへ投入される熱が他の設備で利用価値を有する場合、COP は総電力量と加熱コイルへ投入される熱量の両者を考慮した投入エネルギー量で評価する必要がある。

消費される総電力量 E_e に対する室内熱負荷処理能力の割合と、投入エネルギー量 E_{eh} に対する室内熱負荷処理能力の割合をそれぞれ COP_e 、 COP_{eh} とする。室内熱負荷処理能力は室内の熱負荷 q_{room} と等しいことから、 COP_e 、 COP_{eh} は式(19)、(20)で表される。

$$COP_e = \frac{q_{room}}{E_e} \quad \dots\dots(19)$$

$$COP_{eh} = \frac{q_{room}}{E_{eh}} \quad \dots\dots(20)$$

(4) 最適条件の決定と運転状態

図9に、標準型に対する風量と投入エネルギー量の関係を示す。この条件では、風量が 5,970m³/h 以下では解が得られなかった。総電力量は風量に比例することから、 COP_e の算出は、風量が最小になる条件 (図中の■印、風量 $Q = 5,970\text{m}^3/\text{h}$) が対象になる。一方、 COP_{eh} は、投入エネルギー量が最小となる条件 (図中の○印) で求めることになる。次節では、これら2種類の条件に分けて各デシカント空調システムの特徴および本研究で提案した外気冷却型の省エネルギー性、有用性について議論を行う。

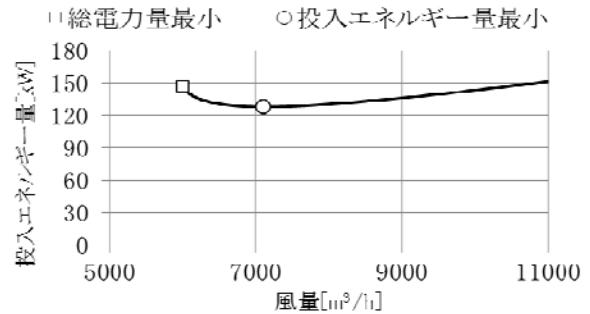


図9 風量と投入エネルギー量の関係

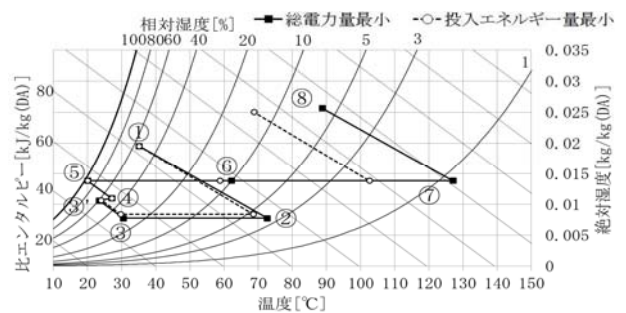


図10 総電力量最小と投入エネルギー量最小の比較

(5) 総電力量最小条件におけるシステムの評価

図11(a)~(c)に、総電力量が最小になる条件で得られた解析結果を示す。

(a)に示すシステムの運転に必要なとなる風量は、一段除湿では標準型が最も多くなり、外気冷却型が最も少なくなっている。標準型の風量が他のシステムに対して2~3倍程度必要となるのは、システムの有する単位風量当たりの冷房能力が極めて低いためである。一方、外気冷却型は除湿ローターで高温になった空気を外気を用いて冷却することから、単位風量当たりの冷房能力が高くなる。二段除湿では外気導入型と外気冷却型はほぼ同等の風量となった。

再生空気温度に関しては、一段除湿では標準型で約126℃であるが、外気導入型で約146℃に達しており、高温の排熱が必要であることが分かる。外気導入型の再生温度が高い理由は、前述のように絶対湿度の低い空気を排出して絶対湿度の高い外気を導入するため、再生空気の温度を上げて導入した外気の相対湿度を下げる必要があるためである。二段除湿が一段除湿に比べて再生空気温度が40℃程度低くなる理由は、除湿サイクルを2段に分割することで、除湿ローター1段当たりの除湿量を減らすことができるためである。また、二段除湿の外気導入型と外気冷却型では8℃程度外気冷却型が低くできる。

(b)にシステムの総電力量と、総電力量基準の COP_e を示す。総電力量のほとんどが送風機の動力に使用されていることから、総電力量は風量に比例し、一段除湿では標準型が最も多く、外気冷却型が最も少なくなっている。また、二段除湿は一段除湿よりもさらに総電力量が小さ

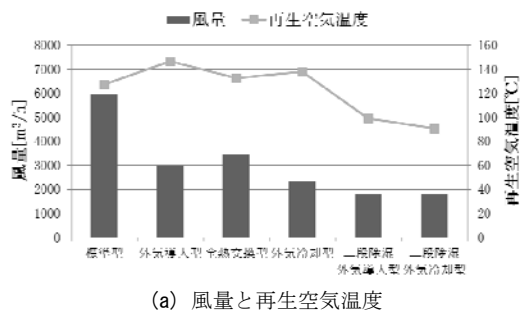
くなっている。

COP_e は一段除湿の場合では標準型、全熱交換型、外気導入型、外気冷却型の順で大きくなり、外気冷却型の省エネルギー性が最も優れていることが分かる。 COP_e の値は、標準型で約 1.8、外気冷却型で約 2.9~3.5 である。二段除湿ではさらに COP_e が高く約 3.7~4.5 であるが、外気導入型と外気冷却型の差は小さい。

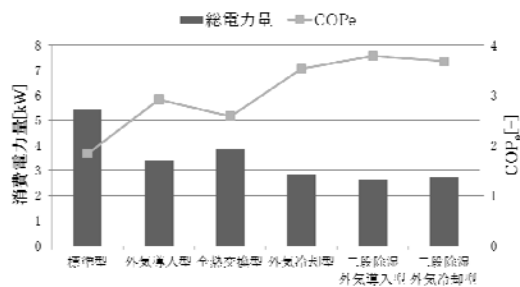
(c) に示した加熱コイルへの投入熱量は、標準型、外気導入型、外気冷却型の順で少なくなり、外気冷却型と全熱交換型に見られる差は小さい。二段除湿では一段除湿よりもさらに加熱コイルへの投入熱量が小さくなり、外気冷却型の方が少ない。総電力量と比較すると、加熱コイルへの投入熱量は総電力量の約 25 倍の値を有している。電力量を熱量に換算すると電力量/0.43 になることから、熱量換算で考えれば、加熱コイルへの投入熱量は熱量換算の総電力量の約 11 倍必要であることが分かる。

また、投入エネルギー量の 90%以上が加熱コイルへの投入熱量であることから、投入エネルギー量に見られる特徴は加熱コイルへの投入熱量と同一であり、投入エネルギー量は一段除湿では外気冷却型と全熱交換型、二段除湿では外気冷却型が少ない。

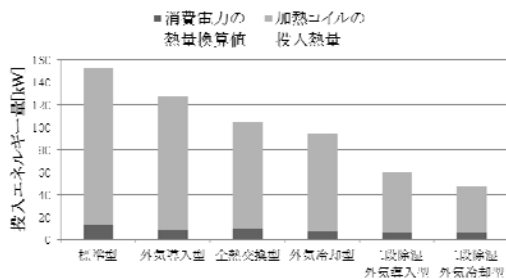
以上の結果から、総電力最小の条件において、一段除湿および二段除湿のいずれにおいても、外気冷却型が最も省エネルギー性が高いことが分かった。



(a) 風量と再生空気温度



(b) 消費電力量と COP_e



(c) 投入エネルギー量

図 11 消費電力量最小の条件

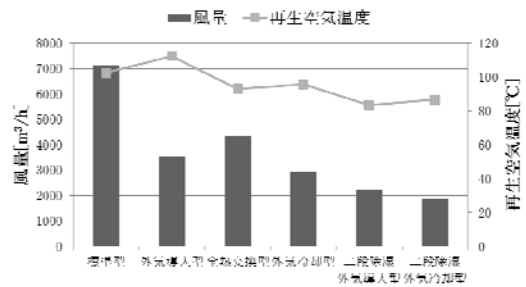
(6) 投入エネルギー量最小条件におけるシステムの評価

図 12(a)~(c) に、投入エネルギー量が最小になる条件で得られた解析結果を示す。各解析結果に見られるシステム間の優位性は、総電力量最小の条件とほぼ同一であり、一段除湿よりも二段除湿が高性能であり、一段除湿では標準型、外気導入型、外気冷却型の順で性能が向上し、外気冷却型と全熱交換型の差は小さい。したがって、投入エネルギー最小の条件においても、外気冷却型は省エネルギー性が優れたデシカント空調システムである。 COP_{eh} の値は、一段除湿の外気冷却型で約 0.13、二段除湿の外気冷却型では約 0.21 となった。

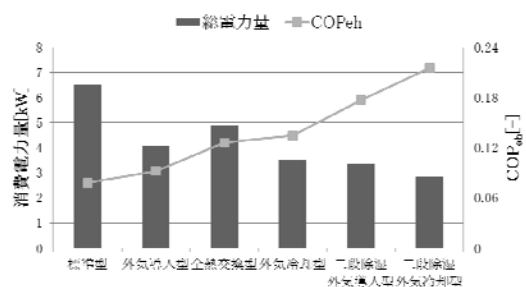
これまでの議論では、総電力量最小の条件と投入エネルギー量最小の条件に分けて各システムの優位性に関する議論を行ってきた。しかし、これら 2 条件のいずれを選択するのかによって、エネルギー量や再生温度等に差が見られる。そこで、以下に両条件の比較を示す。

総電力量に注目すると、投入エネルギー量最小の条件では、総電力量最小の条件よりも総電力量は約 20% 大きい。これは、投入エネルギー量最小条件の方が風量は大きいためである。しかし、加熱コイルへの投入熱量は逆に投入エネルギー最小条件の方が 10~20% 少ないため、投入エネルギー量も投入エネルギー最小条件の方が 10~20% 小さくなっている。

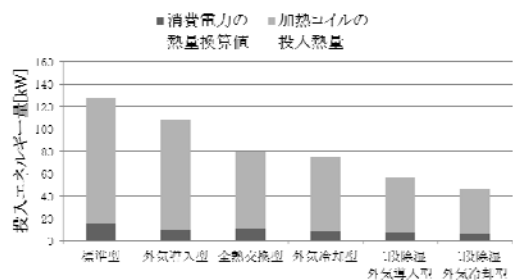
再生空気温度は、投入エネルギー量最小の条件の方が総電力量最小の条件よりも約 20% 低くなっている。これは加熱コイルへの投入熱量が少ないことに起因していると考えられるが、視点を変えれば、投入エネルギー量最小の条件で運転することによって、より低温な排熱や太陽熱などが利用可能になることを示唆しており、未利用エネルギーの有効活用が可能と言える。



(a) 風量と再生空気温度



(b) 消費電力量と COP_{eh}



(c) 投入エネルギー量

図 12 投入エネルギー量最小の条件

(7) まとめ

空調における省電力化に対応するため、外気冷却型のデシカント空調システムを新たに提案した。このシステムの省エネルギー性と有用性を検討するため、消費総電力量が最小になる条件と、消費総電力に投入熱量を加えた投入エネルギー量が最小になる2種類の条件に対して、室内吹出し空気温度、風量、再生空気温度、COPなどを算出し、従来のデシカント空調システムと比較を行った。これらの検討から、以下の新知見が得られた。

- 1) 総電力量最小の条件において、一段除湿では外気冷却型が最も熱負荷処理能力が高く、総電力量も少ない。外気冷却型における総電力量基準のCOPは2.9~3.5に達する。二段除湿では一段除湿よりもさらに性能が向上するが、外気導入型と外気冷却型の方の差は小さく、COPは両者とも約4.5である。
- 2) 投入エネルギー量最小の条件においても、一段除湿では外気冷却型のCOPは標準型、外気導入型よりも大きい。全熱交換型との差は小さい。外気冷却型における投入エネルギー基準のCOPは一段除湿の場合で約0.10~0.13、二段除湿の場合で約0.21である。
- 3) 投入エネルギー量最小の条件では、総電力量最小の条件よりも総電力量は約10%大きい。投入エネルギー量は10~20%小さくなる。また、再生空気温度が約20%低下するため、低温排熱の利用に有利である。

以上の結果から、外気冷却型は従来のデシカント空調システムと比較して同等あるいはそれを上回る省エネルギー性と冷房能力を有しており、有用であることが分かった。

9. CO₂冷媒ヒートポンプを組み込んだ放射冷房とデシカント除湿の複合システムの提案

(1) 放射冷房パネルの特徴

現在最も普及している対流型空調方式は、冷凍機の性能向上によって省エネルギー性が年々向上している。しかし、対流型空調は室内の温度分布が不均一になりやすく、冷気や暖気が直接人体に当たって快適性を損なうという問題がある。

一方、放射式空調方式では、室内の温度分布が均一化され、放射パネルからの放射によって人体が冷却されるため、快適性が高くなる。さらに、パネルに循環させる冷水温度が対流型空調より高いため、放射式空調方式の方が冷凍機のCOPも向上できる大きな優位性がある。しかし、高温多湿である我が国では、天井設置型放射パネルに結露が発生する場合があります。外調機による除湿の併用が不可欠である。したがって、高い省エネルギー性を有する放射式空調と外調機の複合システムが強く望まれる。

放射冷房とデシカント除湿を複合した研究は従来から行われているが、まだまだ数が少なく、十分な評価には至っていない。特に、放射冷房に複合可能なデシカント除湿には複数の方式があり、それらと冷却除湿における性能、経済性の比較まで行った検討はほとんどない。

本報では、王、添田ら^[23]が行った放射式冷房と冷却除湿の複合システムに対する省エネルギー性の評価を、放射式冷房とデシカント除湿の複合システムに対しても行い、両者の省エネルギー性を比較評価するものである。なお、複合するデシカント除湿法は、従来式に加え、前章で新たに提案した外気冷却式も対象とした。

(2) 解析対象

図13に解析対象のモデル室(10m×6m×2.7m)の外観を示す。長机を中央付近に配置し、その上にプリンタ2台とPC4台を設置した。他にコピー機2台を想定し、これらを床面からの発熱によって与えた。また天井には10個の照明を発熱体として与え、日射による発熱を窓面(9m²、遮蔽係数0.5)に与えた。隙間風による換気回数は、0.2回/hとした。放射パネルは、天井全体(60m²)に設置した^[23]。

図13に示す解析対象室天井に設置する放射冷房パネルの概略図を図14に示す。

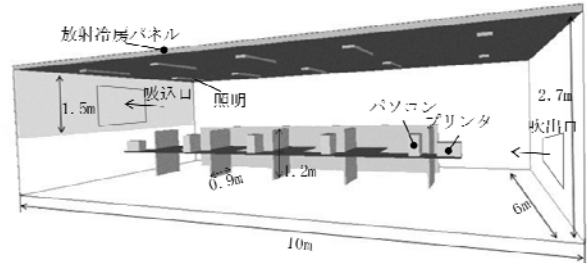


図13 解析対象室^[23]

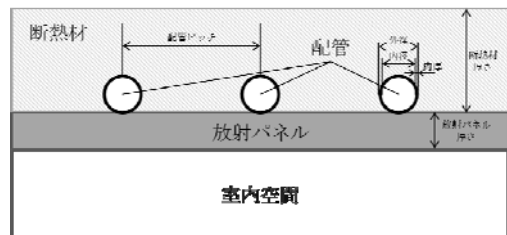


図14 放射パネルの概略図

室内空調用の外調機として、冷却除湿式あるいはデシカント式を用いた。外調機の概略を図15~18に示す。図中のHPはヒートポンプである。小金井ら^[24]はデシカント空調にCO₂冷媒ヒートポンプを用いることを提案している。本研究でも、CO₂冷媒ヒートポンプを使用して放射冷房・冷却コイル供給用の冷熱とデシカント除湿用の温熱の両方を供給する。

冷却コイルと放射パネルでは、必要とする冷水の温度と流量がそれぞれ異なる。そこで、冷却コイルと放射パネルの冷水温度の低い方に蒸発器から供給する冷水温度を設定し、冷却コイルと放射パネルの入口と出口の間にバイパスを設け、供給する冷水の温度と流量を調整できるようにした。

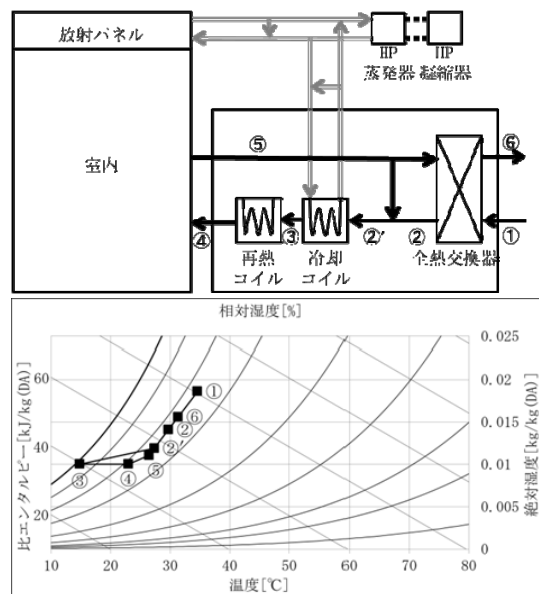


図15 冷却除湿式

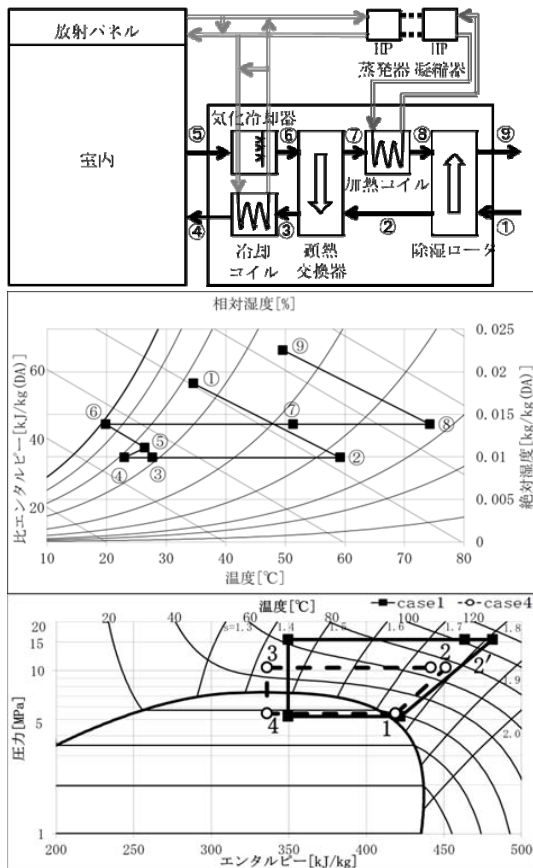


図 16 標準型

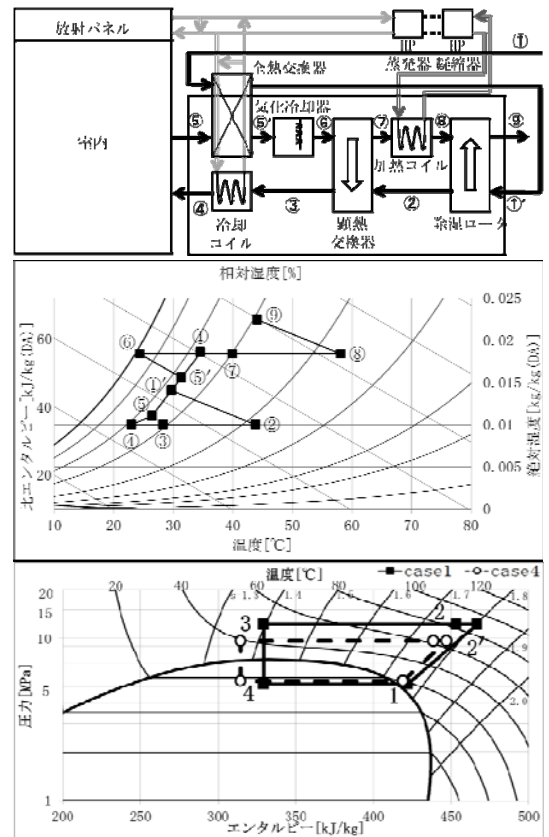


図 18 全熱交換型

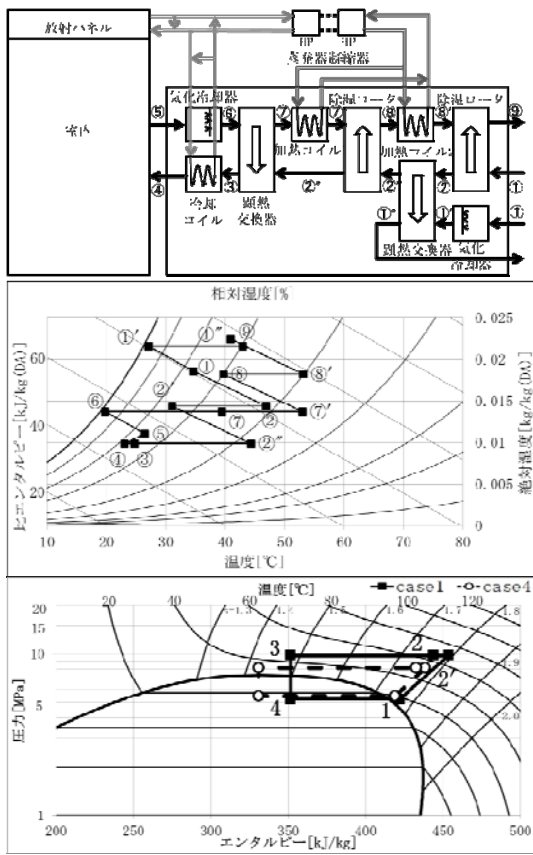


図 17 二段除湿外気冷却型

(3) 解析手順

本解析は、以下の4つのステップで行った。

- 1) 先ず、室内 PMV と室内相対湿度などの環境条件を設定
- 2) 熱気流解析コード SCIENCE による室内熱環境解析を行い、室内の環境条件を満足するように、放射パネルの冷水温度、流量等を決定。さらに、放射パネルで除去できなかった室内の顕熱負荷および潜熱負荷に見合う外調機吹出空気温度と湿度を決定
- 3) (2)で決定された外調機の空気条件を外調機モデルに代入して外調機の運転状態を決定し、運転時に外調機が必要とする冷水温度、温水温度、冷温水循環流量等を算出
- 4) (2),(3)で得られた結果を CO₂ ヒートポンプモデルに代入してヒートポンプの運転状態を求め、ヒートポンプの COP, 消費電力を算出

(4) 解析条件

冷却除湿式の外気導入量は、建築基準法を満たす一般的な値^[25]として 25m³/[人・h]とした。また室内吹出風量および吹出温度については、一般的な空冷式チラーの冷水出口温度の下限 4℃、温度差 10℃で運転可能かつ、快適性を損なわない吹出温度として、吹出風量 1100m³/h、吹出温度 23℃と設定した。このことから、デシカント式の室内吹出空気量も冷却除湿式に合わせて 1100m³/hとした。また、本章では 118kW 程度と比較的大型の空冷チラーおよび CO₂ 冷媒ヒートポンプの利用を想定しているため、図 13 に示す解析対象室が 9 部屋あるとして計算を行った。なお、各部屋の熱負荷は部屋の配置に関わらず同一とした。送風機の消費電力は 7 章と同様の手法で算出を行った。さらに、さらに、加熱コイルおよび冷却コイルに用いる循環水ポンプの消費電力はポンプの必要動力 L に等しい

として、式(21)から算出した。

$$L = \frac{QP_t}{\eta_s} \dots\dots(12)$$

ここで、Ps は冷却・加熱コイルと放射パネルの圧力損失である。ηs はポンプ効率であり、70%^[26]とした。放射パネル、冷却コイル、加熱コイルの圧力損失を表4に示す。

表4 各構成要素の圧力損失

機器名称	放射パネル	冷却コイル	加熱コイル
圧力損失	96.8kPa	59.5kPa	69.8kPa
動圧	0.25kPa	0.26kPa	0.18kPa

(5) システムの運転状態

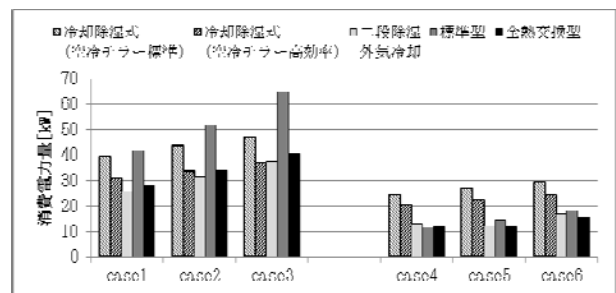
図15の冷却除湿式では、冷却コイルに入る空気②は室内還気と全熱交換および混合させることで約28℃、0.012kg/kg(DA)と比較的低温低湿にできるものの、冷却コイル内部での除湿時に露点温度である約14.8℃まで下げる必要がある。そのため冷却コイルによる除湿は2.3(4)節に示す温度効率を与えると約7℃と非常に低温な冷水を要する。

図16の外調機に標準型デシカント空調を用いたシステムでは、室内還気に水噴霧した空気⑥を顕熱交換器に入れることによって、冷却コイル入口の空気③を冷却除湿式と同等である約28℃まで冷却することができる。さらにデシカント除湿では冷却コイルでの除湿を必要としないため、冷却コイルの冷水温度は約17℃と比較的高温な冷水を用いればよい。さらに冷却コイルの冷水温度は放射パネルを流れる冷水温度とほぼ同等であるため、冷凍機で生成する冷水温度を高くすることができる。除湿ロータの再生に要する空気⑧の温度は約74℃となり、除湿にはヒートポンプの冷媒を約15MPaまで圧縮する必要がある。

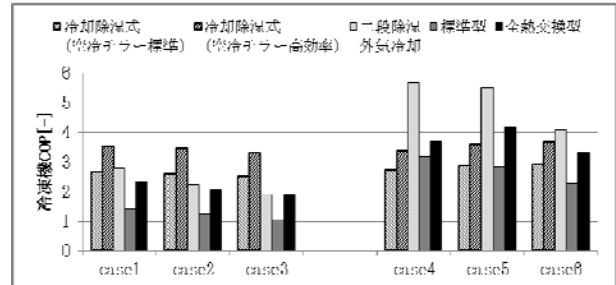
図17の二段除湿外気冷却型デシカント除湿では、除湿時の吸着熱を外気で冷却するため標準型デシカント除湿と比較して冷却コイル入口温度を3℃程度下げることができ、冷却コイルで必要となる冷熱量が減少する。また、除湿サイクルを2段階に分割することで、再生空気温度を約54℃で除湿可能となり、ヒートポンプの冷媒圧力は約10Mpaまで下げることができる。

図18の全熱交換型デシカント除湿では、外気①を室内還気⑤と全熱交換することで低温低湿になるため、除湿ロータにおける除湿量が削減でき、再生空気⑧の温度は約58℃に抑えることができる。しかし、気化冷却器入口空気⑤は全熱交換によって高温高湿となるため、水噴霧された空気⑥は標準型ほど低温にならない。したがって、顕熱交換器出口空気③は33℃程度までしか冷却できず、冷却コイルでの冷熱量は他のデシカント除湿式と比較して増加する。ヒートポンプの冷媒圧力は約13MPaであり、標準型と二段除湿外気冷却型の中間程度の圧力となる。

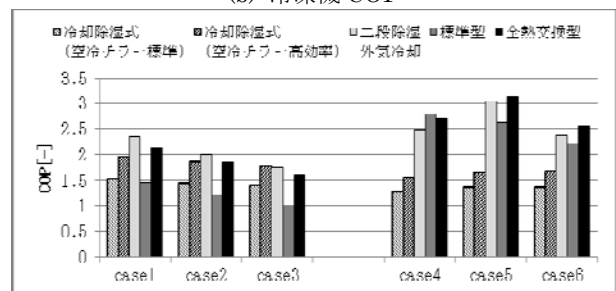
冷却除湿に対してデシカント除湿はヒートポンプ排熱を除湿に用いることができるものの、標準型では除湿に必要な再生空気温度が高いため冷媒を非常に高い圧力まで圧縮する必要がある。後述するようにヒートポンプCOPは1.5~2.0まで低下し、冷却除湿と比較して消費電力が増加してしまう。しかし二段除湿外気冷却型と全熱交換型は、標準型と比較して再生空気温度が低く、冷媒圧力10~13MPa程度で運転が可能であるため、ヒートポンプCOPが4.5~6.0程度となり、ヒートポンプの性能を低下させることなく除湿が行える。



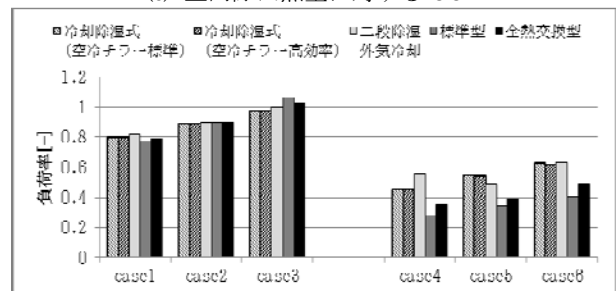
(a) 消費電力量



(b) 冷凍機 COP



(c) 室内除去熱量に対する COP



(d) 冷凍機の負荷率

図19 各システムの解析結果

(6) 各システムの評価

図19(a)~(d)にcase1~6の室内PMVをそれぞれ変化させて解析を行った結果を示す。なお、case1とcase3はcase2を基準として室内PMVをそれぞれ+0.5と-0.5したものであり、case4とcase6も同様にcase5を基準に室内PMVを変化させた場合である。

(a)に示す各システムの消費電力量に着目すると、case1~3においてはcase3で冷却除湿式の高効率チャラーがデシカント式の全熱交換型をわずかに下回る結果となった。これは(b)に示すようにデシカント式のCOPがcase3において著しく低下するためであるが、室内PMVの変化によって各システムの優位性が大きく変化するのは言い難い。また、case4~6における全てのデシカント式は冷却除湿式に比べて消費電力量が30.0~42.6%削減できる結果となった。このことから(c)に示す室内の除去熱量に対するCOPの優位性も同様の結果となる。case4~6でデシカント式の二段除湿外気冷却型の冷凍機COPが全熱交換型より高いにも関わらず、室内の除去熱量に対するCOPが低くなる原因としては、送風機の消費電力量の差が顕著に現れたためである。デシカント式に

においては、低負荷時では各システム間の省エネルギー性に大きな差はないものの、冷却除湿式に対しては省エネルギー性が高い。また高負荷時においても、二段除湿外気冷却型と全熱交換型は高効率チラーを用いた冷却除湿式と同等もしくはそれ以上の省エネルギー性を有している。

(d) に示す負荷率においては、case3 で標準型と全熱交換型の負荷率が 1.0 をわずかに超えるものの、8. (8) 節で選定した熱源機器の能力で運用可能といえる。

7) 結言

空調における省エネルギー化に対応するために、CO₂ 冷媒ヒートポンプを用いた放射冷房とデシカント除湿の複合システムを提案し、エネルギー消費量について検討を行った。これらのシステムの省エネルギー性と有用性を検討するため、外気条件と室内条件をパラメータとして熱源機器の消費電力量、COP、負荷率などを算出し、従来の空調システムと比較を行った。これらの検討から、以下の新見解が得られた。

- 1) 放射冷房とデシカント除湿の複合システムを用いることで、除湿方式に冷却除湿を用いる場合と比較して冷水温度を 10~13°C 程度高く設定できる。熱源機器に CO₂ 冷媒ヒートポンプを用いることで、排熱で高温な温水を生成できるものの、標準型デシカント除湿を用いた場合は 100°C を超える温水が必要となるため COP が低下する。二段除湿外気冷却型を用いた場合、温水温度が 48~68°C 程度に下げることができ、標準型に比べて冷凍機 COP が 1.0~2.8 程度向上する。
- 2) デシカント除湿に二段除湿外気冷却型を用いると、多くの条件下において冷却除湿式に比べて省エネルギー性が高くなる。室内熱負荷に対する COP は外気条件が高負荷時で 1.8~2.4、低負荷時では 2.4~3.1 に達する。
- 3) デシカント除湿において、標準型と全熱交換型は室内還気に対して加湿限界まで噴霧することで熱源機器の消費電力量が最小となるが、二段除湿外気冷却型では噴霧量を最適化することで消費電力量を 14% 程度削減することができる。
- 4) 二段除湿外気冷却型は、冷却除湿式に対して消費電力量を外気が高負荷時で 1.7~17.0%、低負荷時で 30.0~45.8% 削減可能であるため、低負荷時において特に省エネルギー性が高い。

以上の結果から、放射冷房とデシカント除湿に CO₂ 冷媒ヒートポンプを組み込んだ複合システムにおいて、二段除湿外気冷却型もしくは全熱交換型を用いたシステムは従来の冷却除湿式やデシカント式を上回る省エネルギー性を有しており、有用であることがわかった。

9. まとめ

本研究では、省エネルギー性の高い空調システムの提案を目的として、デシカント空調および冷却除湿式空調の夏期条件下における定常状態のエネルギー消費量や COP などの検討・評価を行った。

その結果、排熱利用を前提としたデシカント空調システムでは外気冷却型は従来のデシカント空調システムと比較して同等あるいはそれを上回る省エネルギー性と冷房能力を有しており、有用性が高い。また、放射冷房とデシカント除湿に CO₂ 冷媒ヒートポンプを組み込んだ複合システムにおいても、二段除湿外気冷却型もしくは全熱交換型を用いたシステムは従来の冷却除湿式やデシカント式を上回る省エネルギー性を有しており、有用であることが確認された。

10. 総括

本研究では、外気冷却を用いたデシカント空調システムを提案し、各システムの数値計算モデルを作成し、定常状態における投入エネルギー量や省エネルギー性の特性について比較・検討を行った。数値計算は設計変更や試算が非常に容易である反面、計算結果の信頼性については実験値との比較を行うことは研究成果の信頼性に関わる重要な事項である。しかしながら、本研究のように多くのシステムを実験により検証するには膨大なコストが必要となる。また、既に他の研究者により明らかにされている実験を再度実行したところで、得られる未知のデータはほとんどないと考える。これらのことから著者はまず、他の研究者の行った実験結果をもとに数値モデルを構築し、数値モデルの信頼性に問題がないことの検証を行った上で、あらゆるシステムの検証に取り組んだ。

このシミュレーションツールの製作により、あらゆるデシカント空調システムの数値モデルの構築が、短時間で容易に行えるようになり、システム間における省エネルギー性や消費電力量、必要温水の温度レベルなどの検討・評価もまた容易となった。

今後の課題を次に示す。

まず、本研究で用いたデシカント空調システムのシミュレーションツールの課題について述べる。本研究で取り扱っている消費電力量や室内熱負荷などは全て定常状態におけるものであり、立ち上がり負荷や、環境条件の変化などについては考慮していない。現実的には、環境条件は常に変化することから、これらを考慮した場合のシミュレーションを今後行う必要がある。

次に、本研究で取り扱ったデシカント空調や放射冷房、CO₂ 冷媒ヒートポンプなどについて述べる。デシカント空調・放射冷房・CO₂ 冷媒ヒートポンプなどの個々の信頼性については十分に検証を行ったものの、これらを複合したシステムについての実験結果との比較についての検証は行っていない。個々のシミュレーションによる誤差はわずかとしても、システム全体が複雑化するにつれ、わずかな誤差が重なり合い許容できない誤差を生む可能性もあることから、やはり実際に実験を行い検証することが不可欠といえる。

最後に、デシカント空調のシステム構成について述べる。現在普及し始めているデシカント空調システムは従来の冷却除湿空調と比較して、除湿運転時に省エネルギー性が高いものである。このことから、冷却除湿空調との併用で省エネルギー性を高めるといった使用方法が主である。こういった背景から、多くの研究者により冷房運転時に省エネルギー性が高いデシカント空調システムの提案が行われており、本研究で提案した外気冷却型デシカント空調システムもそのひとつである。外気冷却型は現在までに提案されてきたシステムの中では省エネルギー性は高く有用性のあるシステムであるものの、外気冷却型がデシカント空調システムの完成形とは言えず、さらなる未知の高性能なシステム構成も存在すると著者は考える。このことから、本論文を踏まえたうえで、今後さらなる有用なシステムの提案へ繋げていく必要がある。

参考文献

- [1] 空気調和・衛生工学会：空気調和設備計画設計の実務の知識(改訂3版)，株式会社オーム社(2011)，pp.21
- [2] ㈱西部技研：E-SAVE ED カタログ
- [3] Munters Carl Georg, Norback Per Gunnar：US2926502 A, 1960/3/1
- [4] L.U.Bakmeedeniya：Modelling Polygeneration with Desiccant Cooling System for Tropical (and Sub-Tropical) Climates, KTH Industrial Engineering and Management(2010), pp.19-20
- [5] B. S. DAVANAGERE, S. A. SHERIF, D. Y. GOSWAMI：A FEASIBILITY STUDY OF A SOLAR DESICCANT AIR-CONDITIONING SYSTEM-PART I: PSYCHROMETRICS AND ANALYSIS OF THE CONDITIONED ZONE, INTERNATIONAL JOURNAL OF ENERGY RESEARCH(1999), pp.7-21
- [6] 岡野浩志, 金偉力：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回空気調和・冷凍連合講演会講演論文集(2001), pp.97-100
- [7] Akio Kodama, Kousuke Andou, Masashi Ohkura, Motonobu Goto and Tsutomu Hitose：Process Configurations and Their Performance Estimations of an Adsorptive Desiccant Cooling Cycle for Use in a Damp Climate, Journal of Chemical Engineering of Japan, Vol.36, No.7(2003), pp.819-826
- [8] 児玉昭雄, 後藤元信, 広瀬勉, 川崎春夫, 岡野浩志：吸着式デシカント冷房における究極的性能発現のための諸施設の統合, 第35回空気調和・冷凍連合後援会講演論文集, (2001.4), pp.93-96
- [9] 岡田裕也, 川田 康弘, 添田晴生, 高岡 大造, 中田 亮生：外気冷却を用いたデシカント空調システムの数値解析 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集(2011), pp.2173-2176
- [10] 岡田裕也, 添田晴生, 森 幸治, 高岡大造：外気冷却式デシカント空調システムの提案およびその省エネルギー性と有用性に関する検討, 空気調和・衛生工学会論文集(2014), No.203, pp.13-24
- [11] 大西潤治, 竹谷伸行, 水野稔：室内熱気流環境の数値予測手法に関する研究, 空気調和・衛生工学会論文集 No.58(1995.6), pp.23-34
- [12] 広瀬勉, 隈利実：ハニカムロータ除湿機を用いた吸着式除湿冷房, 熊本大学工学部研究報告書(1995), 第44巻2号
- [13] ㈱西部技研：ドライセーブ SSCR-L カタログ
- [14] 吉田邦夫, 吉田英生：熱交換器ハンドブック, 財団法人省エネルギーセンター(2005), pp. 108-110, 178
- [15] 日本機械学会：伝熱工学資料(改訂第4版), 社団法人日本機械学会(1986), pp. 267
- [16] 児玉昭雄, 安藤幸助：除湿機段階再生による吸着式デシカント空調プロセスの高効率運転：日本冷凍空調学会論文集 Vol.22 No.1(2005), pp.33-43
- [17] 金偉力, 児玉昭雄：吸着式除湿冷房システムの性能に及ぼす操作条件の影響：化学工学論文集 No.24 Vol.6(1998), pp.894-900
- [18] Akio Kodama, Tadashi Hirayama et al：The use of psychrometric charts for the optimization of a thermal swing desiccant wheel：Applied Thermal Engineering 21(2001), pp.1657-1674
- [19] 井上宇市：改訂5版 空気調和ハンドブック, 丸善株式会社(2008), pp.275-277
- [20] (株)西部技研：ハイ・パネックス・イオン PAC-1300T カタログ
- [21] ウェットマスター(株)：高圧スプレー式加湿器 WM-SVN タイプカタログ
- [22] ERIK KLAASSEN：International Comparison of Fossil Power Efficiency and CO2 Intensity, Ecofys Netherlands bv, Project number CMNNL11457 (2011), pp. 58
- [23] Suya Wang, Megumi Morimoto, Haruo Soeda, Tatsuya Yamashita：Evaluating the low exergy of chilled water in a radiant cooling system, Energy and Buildings 40(2008), pp.1856-1865
- [24] 小金井真, 加藤信介, 大岡龍三, 蔡耀賢：非結露型次世代空調システムに関する研究, 空気調和・衛生工学会論文集 No.116(2006.11), pp.51-57
- [25] 井上宇市：改訂5版 空気調和ハンドブック, 丸善株式会社(2008), pp.13
- [26] 高橋徹：流体のエネルギーと流体機械, 理工学社(1998), pp.69

目次

1章 背景

1.1 デシカント空調機の有効性	1
1.2 デシカント空調の研究例	2
1.3 デシカント空調機の概要と原理	4
1.4 本論文の概要	6
1.5 本論文の構成	7

参考文献

2章 デシカント空調システムの詳細

2.1 除湿ローター	9
2.2 顕熱交換機	10
2.3 全熱交換器	11
2.4 蒸発式冷却器	11
2.5 熱源	12
2.6 熱負荷	13

参考文献

3章 デシカント空調システムの数値計算手法

3.1 はじめに	15
3.2 各装置の計算手法	15
3.3 湿り空気の性質	17
3.4 空気の状態の計算手法	21
3.5 熱処理の計算手法	24
3.6 顕熱交換器の計算手法	25
3.7 気化冷却器の計算手法	27
3.8 除湿ローターの計算手法	28
3.9 冷却除湿装置	30

参考文献

4章 シミュレーションモデルの精度検証

4.1 設定条件	33
4.2 解析対象	34
4.3 解析モデルの検証	35
4.4 まとめ	37

参考文献

5章 排熱利用型デシカント空調システムの解析	
5.1 外気冷却型デシカント空調システムの提案	・ ・ ・ ・ ・ 38
5.2 解析対象のシステム	・ ・ ・ ・ ・ 39
5.3 計算方法	・ ・ ・ ・ ・ 41
5.4 解析条件	・ ・ ・ ・ ・ 43
5.5 解析結果	・ ・ ・ ・ ・ 45
5.6 まとめ	・ ・ ・ ・ ・ 55
参考文献	
6章 CO₂冷媒ヒートポンプを組み込んだ放射冷房とデシカント除湿の複合システムの提案	
6.1 放射冷房パネルの特徴	・ ・ ・ ・ ・ 57
6.2 解析対象	・ ・ ・ ・ ・ 58
6.3 熱気流解析コード SCIENCE の理論	・ ・ ・ ・ ・ 61
6.4 解析手順	・ ・ ・ ・ ・ 72
6.5 解析条件	・ ・ ・ ・ ・ 76
6.6case1～4 における各システムの評価	・ ・ ・ ・ ・ 80
6.7case5～8 における各システムの評価	・ ・ ・ ・ ・ 83
6.6 結言	・ ・ ・ ・ ・ 84
参考文献	
7章 結論	
7.1 各章まとめ	・ ・ ・ ・ ・ 87
7.2 研究の総括	・ ・ ・ ・ ・ 88
参考文献	
第8章	
総括	・ ・ ・ ・ ・ 89
あとがき	・ ・ ・ ・ ・ 90
謝辞	・ ・ ・ ・ ・ 91
発表論文	・ ・ ・ ・ ・ 92

第 1 章

背景

1.1 デシカント空調機の有効性

2011 年の東日本大震災による原子力発電所の事故によって、日本各地の原子力発電所は操業停止を余儀なくされた。その結果、日本中が大幅な電力不足に陥り、官民間わず電力消費の大幅な抑制が求められた。また、原子力発電から火力発電への転換に伴う燃料コストと二酸化炭素排出量の増加という新たな問題からも、益々省電力化が求められている。

近年の一般事務所建物では、1 次エネルギー消費量の約 43%が熱源・空調および換気といった空調に消費されると言われている^[1]。一方で、居住空間の快適性のニーズは年々高まる傾向にあり、空調による居住しやすい快適な空間作りが求められている。これらのことから、空調設備の省エネルギー化は事務所建物の 1 次エネルギー消費量の削減に大きな効果を及ぼすといえる。

従来の空調機（冷房および除湿）は冷凍機を用いた冷却除湿式によるものが一般的である。冷却除湿式は、除湿の際に水蒸気が凝縮する温度まで冷却し、空気と水を分離する。このため、過度に冷却した空気をそのまま室内に吹き出すと快適性を損なう。このように従来の空調方式では温度制御しか手段がないまま、湿度制御も実現することが要求されるので、冷却-再加熱という操作を必要とする。近年の家庭用空調機では、再加熱のために従来は外気に放出していた室外機の凝縮熱の一部を室内機側で利用する方式も開発されているが、ダクト空調システムでは別途加熱のための熱源を必要とする。

一方デシカント式では、あらかじめ除湿した空気を冷却し、適切な温度、湿度の空気を供給できる。デシカントとは湿分を除去する吸湿材のことを意味し、冷却除湿式の空気中の水分を凝縮させて除去する方式とは異なり、デシカント式はシリカゲルやゼオライトなどの吸湿材を用いて水分を吸湿させて除去する方式である。一般的に用いられている吸湿剤は、吸湿とともに飽和状態となるものの、吸湿剤を加熱し放湿すれば再び吸湿することができる。デシカント式はこの性質を利用し、吸湿剤を連続的に吸湿・放湿することで除湿運転が可能となる。デシカント式による除湿は熱源を選ばない熱駆動の為、太陽熱などの自然エネルギーや排熱など、様々な低温排熱を回収し有効利用することが可能な省電力空調機である。したがって、自然エネルギーや排熱を利用するデシカント空調は将来の有望な空調技術の一つであると考えられるが、社会で普及するためには、さらに高性能で省エネルギーなデシカント空調システムの開発が重要である。

1.2 デシカント空調システムの研究例

デシカント空調の分野における研究例は大きくわけて、除湿ロータや熱交換器など構成機器の性能向上によって省エネルギー化を図るものと、既存の構成機器を用いてシステム構成を工夫して省エネルギー化を図るものがある。本研究においては、後者のシステム構成による省エネルギー化に着目し、研究の焦点をあてる。

システム構成の研究例としては、1960年にスウェーデンの Carl Munters が開発した回転型乾式除湿機「ハニカム」^[2]および図 1.2(a)と図 1.2(b)に示すデシカント空調機「Lizzy」^[3]を発端に様々なシステムが開発されてきた。その後、時代が進むにつれて様々な用途に応じた除湿空調が必要となりシステムの開発が進み、図 1.2(c)に示すシステム^[4]（以下では、標準型と称する）が主流となった。この標準型をベースとして、図 1.2(d)示す岡野、金らのシステム^[5]（以下では、外気導入型と称する）、図 1.2(e)と図 1.2(f)に示す児玉らのシステム（以下では、全熱交換型^[6]と二段除湿外気導入型^[7]と称する）などが提案されてきた。しかし、高性能で省エネルギーなシステム構成は種々考えられることから、最適なデシカント空調システムがすでに完成されているとは言い難い。

本研究においても、従来のデシカント空調システムとは異なり、図 1.2(g)と図 1.2(h)に示す除湿ロータ出口に顕熱交換器を設けて除湿された空気を冷却することによって冷房能力を強化する方法（以下では、外気冷却型^[8]および二段除湿外気冷却型^[9]と称する）を提案している。

以上のように、多くのシステムがこれまでに提案されているものの、これらのデシカント空調システムの定量的な比較・検討を行った例はあまり見られない。このような理由から、本研究ではデシカント空調システムを一般的な事務所建物で使用することを考え、日本の夏期に焦点を絞り、各デシカント空調システムを持つ省エネルギー性と有用性について調査を行った。

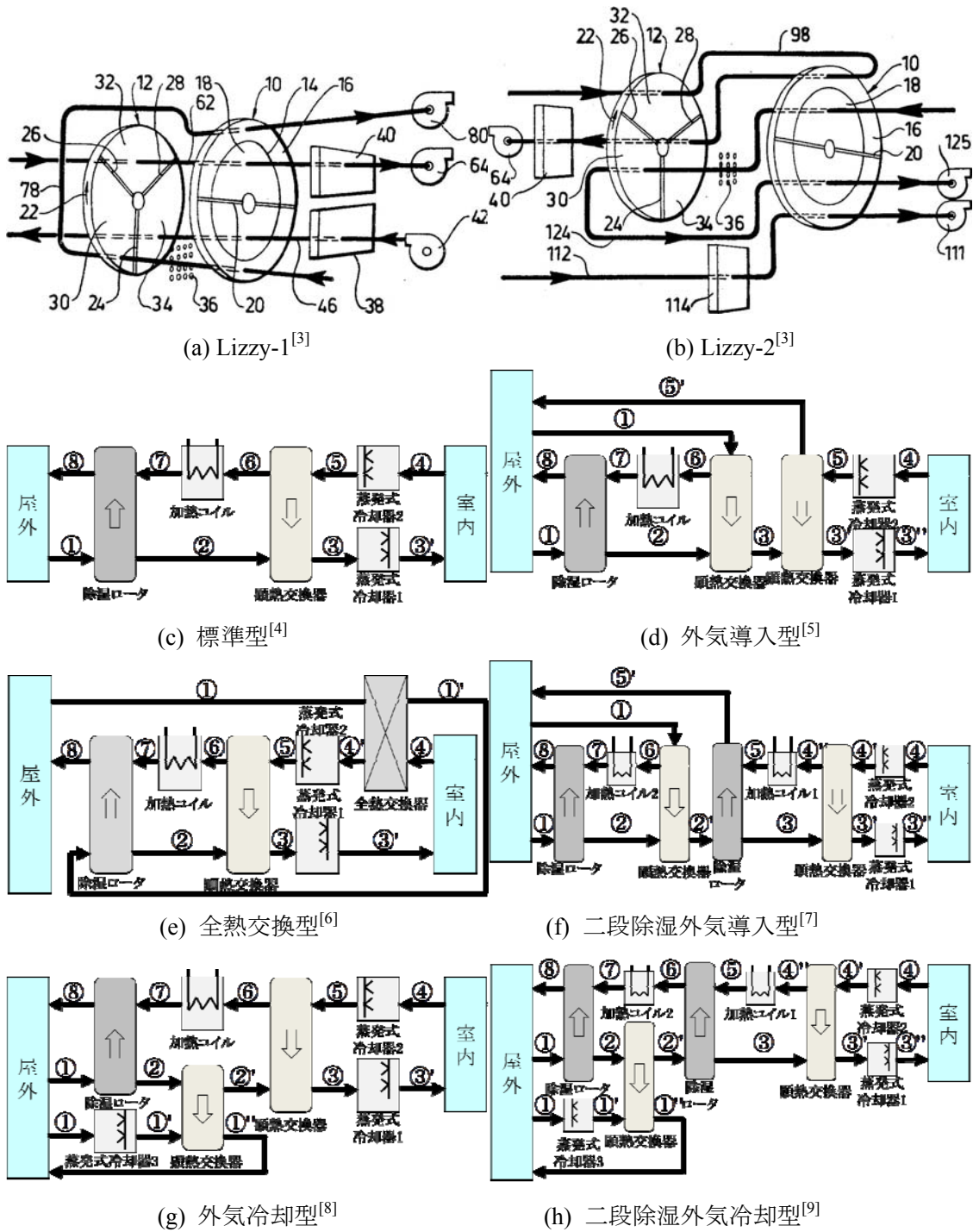


図 1.2 デシカント空調システムの研究例

1.3 デシカント空調機の概要と原理

デシカント式は空気中の湿分を直接取り除く仕組みであることから、次のような利点を持つ。

- ① 冷却除湿式のように過度に冷却して再加熱する必要がない。熱源からの熱供給で除湿し、除湿された空気を冷却するため、冷却に要するエネルギーが少ない。
- ② ロータ中の湿分を脱着させる際の温度は 50～80℃程度から可能であり、高温を必要としない。したがって、排熱や太陽熱などの熱源を利用することが可能である。
- ③ 温度と湿度を独立して制御することができる。
- ④ オゾン層破壊や地球温暖化につながるフロンを用いない。

デシカント空調機の一例として西部技研の E-SAVE-ED^[9]を図 1-9 に示す。

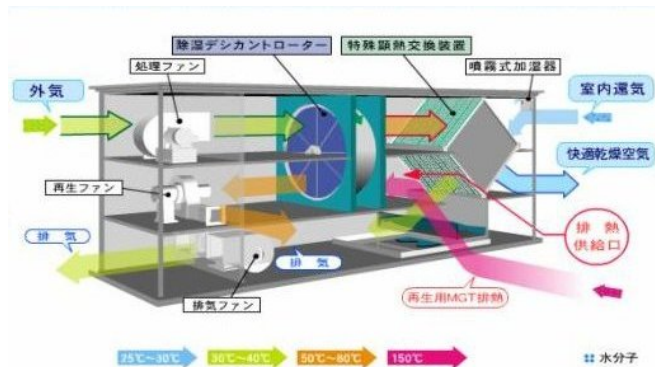


図 1.3.1 西部技研 E-SAVE-ED の構造^[10]

固体吸湿材を用いるシステムは主として次のコンポーネントから構成される。

- ・ デシカント（除湿）ロータ
- ・ 顕熱交換器
- ・ エアワッシャ（蒸発式冷却器）
- ・ 熱源

除湿を行うデシカントロータがシステムの中心的役割を果たす。ロータはハニカム状の流路の束でできており、流路表面にシリカゲルやゼオライトなどの吸湿材がしみこませている。湿度の高い空気がこの流路内を通過する際に水分が流路壁面に吸着され、除湿された空気がロータから排出される。一方、吸着された水分は高温空気を通すことによって脱着され、ロータ外へ排出される。この工程をデシカントロータの「再生」と呼ぶ。

図 1.3.1 に示したデシカント空調システムの簡略図を図 1.3.2、システム内での湿り空気の状態を図 1.3.3 に示す。システムは除湿ロータ、顕熱交換器、熱源、噴霧装置から構成される。システム内部では、まず外気を除湿ロータに導入し、外気中の水分を除湿ロータで吸着して除去した後（①→②）、その際生じた吸着熱の除去と室内へ送り込む熱負荷に応じた

空気の温度調整を顕熱交換器で行う (②→③)。屋内の空気に顕熱交換器の熱負荷 (②→③) に応じた量の水の噴霧 (④→⑅) および顕熱交換器にて熱交換する (⑅→⑆)。顕熱交換器を出た空気は熱源にて除湿ロータの再生に必要な温度まで加熱され (⑆→⑇)、除湿ロータの水分の脱着に用いられる (⑇→⑈)。

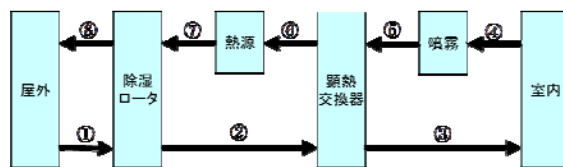


図 1.3.2 デシカント空調システム

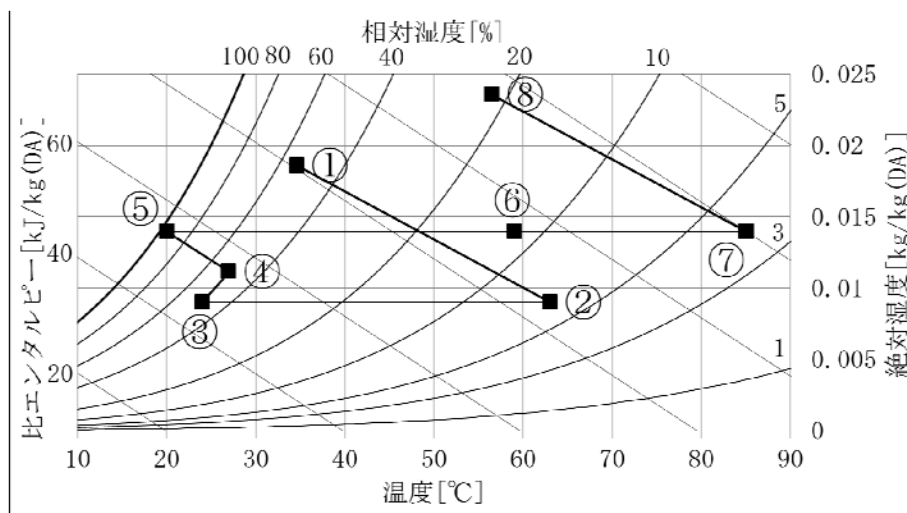


図 1.3.3 各位置での湿り空気の状態変化

1.4 本論文の概要

本研究では、省エネルギー性の高い空調システムの提案を目的として、デシカント空調および冷却除湿式空調の夏期条件下における定常状態のエネルギー消費量や COP などの検討・評価を行うために、各空調システムの数値モデルを構築した。さらに、デシカント除湿と放射冷房の複合システムにおいて、空調機には前述した数値モデル、室内環境の計算には熱気流環境解析コード SCIENCE^[11]を用い、快適性を重視した省エネルギー性の検討も行っている。

まず、本研究で用いている数値モデルを構築する際に、デシカント空調システムに用いられている構成要素(除湿ローターや熱交換器など)および湿り空気の性質をそれぞれ数式化し、この数式化した構成要素を組み合わせることにより数値モデルの構築を行った。さらに、構築した数値モデルを児玉ら^[12]の行った実験値と比較し、数値モデルの妥当性の評価を行った結果、概ね良い一致が得られた。

次に、排熱利用を前提としたデシカント空調システムとして、標準型より冷房能力を向上させたシステムである外気冷却型の提案を行った。外気冷却型は除湿時に除湿ローターで発生した吸着熱を外気に放出することで、冷房能力を標準型と比較して 53~64%向上させることができる。さらに、二段除湿に対しても外気冷却を適用することで、標準型と比較して冷房能力を 119~120%・除湿能力を 9~10%向上させることが可能となった。一段除湿、二段除湿ともに外気冷却を適用することは、再生空気温度は 10℃程度増加する場合があるものの、単位風量当たりの熱負荷処理能力が一段除湿で 112~156%、二段除湿で 235%向上するため、熱源への投入熱量およびシステムへの投入エネルギー量という観点で有用性が高いといえる。

また、デシカント空調システムと放射冷房システムに CO₂ 冷媒ヒートポンプを組み込んだ複合システムの提案を行った。まず、SCIENCE を用いて、夏期の想定した外気条件および室内負荷条件において、室内 PMV を一定に保つための吸い込み温湿度、吹き出し温湿度の解析を行う。ここで解析した吸い込みおよび吹き出し温湿度を用いて外調機の数値モデルもしくは LCEM で負荷処理をするための消費電力量の比較を行った。その結果、多くの条件下において外調機にデシカント除湿を用いることで省エネルギー性が出る結果となった。特に、デシカント除湿の中で二段除湿の外気冷却型を用いた場合では、外気 34.6℃,0.0186kg/kg(DA)の条件下では高効率の空冷チラーを用いた冷却除湿式と同等程度の省エネルギー性を有しつつ、外気 30.7℃,0.0147kg/kg(DA)では消費電力量を 30.0~45.8%削減できる結果となった。

1.5 本論文の構成

本論文の構成について述べる。

第 2 章では、一般的に用いられているデシカント空調システムの構成要素について説明を行っている。さらに、デシカント空調機に用いることができる熱源の種類について概説している。

第 3 章では、本論文で扱っている空調システムを構成している各要素に関する数値計算手法について述べている。また、湿り空気の物理的性質に基づいた数値計算手法についても述べている。

第 4 章では、第 3 章で示した数値計算手法をもとに、標準的なデシカント空調システムの数値モデルを構築し、文献値や製品との比較を行い、数値モデルの精度検証をしている。

第 5 章では、ヒートポンプや冷凍機を用いない排熱利用を前提としたデシカント空調システムにおける、投入熱量や消費電力量の解析をしている。また、ここで新たに外気冷却型のデシカント空調システムの提案を行い、従来提案されてきた既存のシステムとの性能比較で省エネルギー性の検討をしている。

第 6 章では、第 5 章で示したデシカント除湿と放射冷房の複合システムにおいて熱源機器に CO₂ 冷媒ヒートポンプを用いた場合の消費電力量について解析をしている。また、本章では室内の解析に熱気流解析コード SCIENCE を用いて、室内の熱気流を考慮し PMV を一定とした場合の外調機吹き出し温湿度および吸い込み温湿度を解析し、外調機の負荷処理に必要な消費電力量で評価している。

第 7 章では、本研究で得られた成果についてまとめを行っている。

第 8 章では、研究の総括を行っている。

参考文献

- [1] 空気調和・衛生工学会：空気調和設備計画設計の実務の知識(改訂 3 版)，株式会社オーム社(2011)， pp.21
- [2] Munters Carl Georg, Norback Per Gunnar：US2926502 A, 1960/3/1
- [3] L.U.Bakmeedeniya：Modelling Polygeneration with Desiccant Cooling System for Tropical (and Sub-Tropical) Climates, KTH Industrial Engineering and Management(2010)， pp.19-20
- [4] B. S. DAVANAGERE, S. A. SHERIF, D. Y. GOSWAMI：A FEASIBILITY STUDY OF A SOLAR DESICCANT AIR-CONDITIONING SYSTEM—PART I: PSYCHROMETRICS AND ANALYSIS OF THE CONDITIONED ZONE, INTERNATIONAL JOURNAL OF ENERGY RESEARCH(1999)， pp7-21
- [5] 岡野浩志, 金偉力：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 回空気調和・冷凍レイン号講演会講演論文集(2001)， pp.97-100
- [6] Akio Kodama, Kousuke Andou, Masashi Ohkura, Motonobu Goto and Tsutomu Hitose：Process Configurations and Their Performance Estimations of an Adsorptive Desiccant Cooling Cycle for Use in a Damp Climate, Journal of Chemical Engineering of Japan, Vol.36, No.7(2003), pp.819-826
- [7] 児玉昭雄, 後藤元信, 広瀬勉, 川崎春夫, 岡野浩志: 吸着式デシカント冷房における究極的性能発現のための諸施設の統合, 第 35 回空気調和・冷凍連合後援会講演論文集, (2001.4), pp.93-96
- [8] 岡田裕也, 川田 康弘, 添田晴生, 高岡 大造, 中田 亮生：外気冷却を用いたデシカント空調システムの数値解析 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集(2011)， pp.2173-2176
- [9] 岡田裕也, 添田晴生, 森 幸治、高岡大造：外気冷却式デシカント空調システムの提案およびその省エネルギー性と有用性に関する検討, 空気調和・衛生工学会論文集(2014), No.203, pp.13-24
- [10] 株式会社西部技研：E-SAVE ED カタログ
- [11] 大西潤治, 竹谷伸行, 水野稔：室内熱気流環境の数値予測手法に関する研究—第 1 報 解析コード SCIENCE の概要と計算手法, 空気調和・衛生工学会論文集 (1995), No. 58, pp.23-34
- [12] Akio Kodama, Tadashi Hirayama et al：The use of psychrometric charts for the optimization of a thermal swing desiccant wheel：Applied Thermal Engineering 21(2001)， pp.1657-1674

第2章

デシカント空調システムの詳細

デシカント空調システムの製品例として、西部技研の E-SAVE-ED^[1]を挙げる。システムは主に、除湿ローター、顕熱交換機、熱源、蒸発式冷却器(図中では噴霧式加湿器)から構成される。

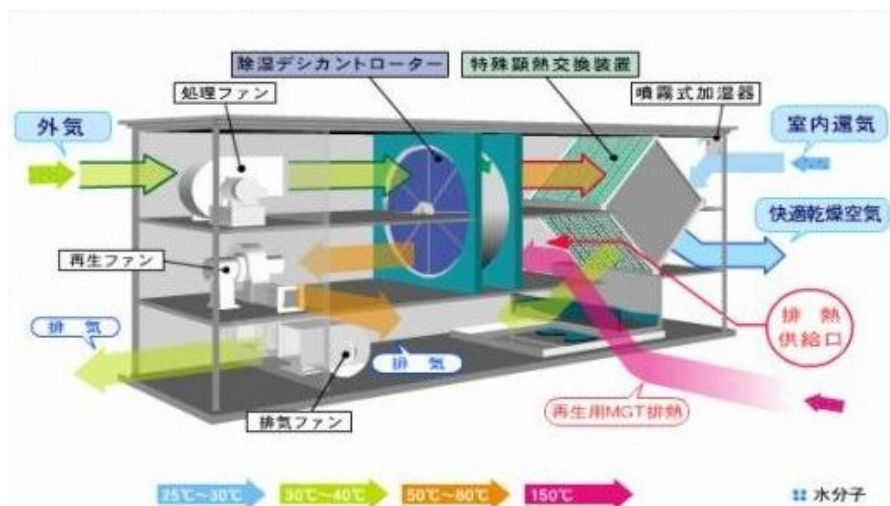


図2 西部技研 E-SAVE-ED の構造^[1]

2.1 除湿ロータ

デシカント空調用ハニカム除湿ロータは、通常 70~80°C の低い再生温度条件において高い除湿性能が要求される。低い温度で再生しやすいということは重要な特性ではあるが、その反面除湿時の吸着熱による被除湿空気の温度上昇によって吸着性能が低下しやすいため、吸着材の再生のしやすさと吸着性能のバランスが重要と考えられる。

除湿ロータの構造は図 2.1.1 示すようなハニカム積層体^[2]になっており、薄い板状の素材と波形の素材を特殊な方法で接着積層したものである。この積層体の表面に、シリカゲルやゼオライト、活性炭といった吸着材を塗布することで除湿を行う。さらに、このハニカム積層体を円筒状に加工し、回転させることで除湿・再生のサイクルを連続的に進めるようにしたのが図 2.1.2 に示す除湿ロータである。

除湿ロータは一般的に素子を通過する風速が 2~4m/s 程度^[3]で用いる。また、除湿ロータの寿命は使用環境にもよるものの、粉塵などが多い環境では素子内に目詰まりが生じることから、3 年程度で除湿性能が約 50% 低下する^[4]とされている。このため、長期にわたる運転では除湿ロータの内部洗浄や交換といったメンテナンスが必要となる。なお、除湿ロータの回転数に関しては、素子通過風速や空調環境、再生空気温度などによって最適な値が変化するものの、一般的には 1.0~5.0rpm 程度であることが多い。

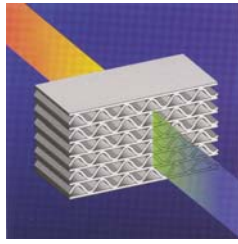


図 2.1.1 ハニカム積層体^[3]

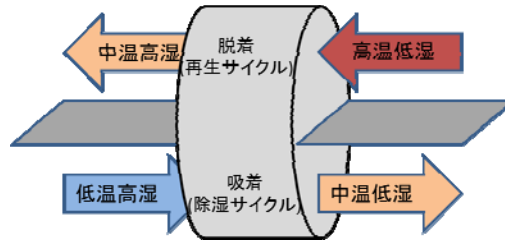


図 2.1.2 除湿・再生サイクル

2.2 顕熱交換器

回転型は原理的に対向流型で、静止型では流路の仕切り板のみが伝熱面になるのに対し、回転型ではコルゲート、ライナー面ともに蓄熱伝熱面となるため高い熱交換効率を得やすい。したがってデシカント空調システムには回転型が多く使われるが、ハニカム内に残った空気がロータの回転にもなって移行するという欠点がある。静止型では空気流路がそれぞれ分かれているという特徴を活かして、還気側に水の気化冷却器を取り付けて間接気化冷却方式とすることで冷却性能を高めて使用している例もある。

2.2.1 回転型

回転型顕熱交換器は還気側と給気側をセパレートしたケーシング内で、アルミシートを片ダンボール状に加工して円筒状に巻いた形状のハニカムロータが 10rpm 前後の速度で回転する図 2.2.1 のような構造である。還気(高温空気)をハニカムロータに通過させ、還気に含まれる熱をロータに蓄熱し還気は冷却されて排気される。一方蓄熱したロータは給気側に回転し、取り入れた外気がロータ内を還気と対向する方向に通過するとき、ロータに蓄えていた熱を受け取って高温の空気となって給気される。

2.2.2 静止型

静止型顕熱交換器には直交流型(図 2.2.2)と対向流型があるが、大型の空調用としては直交流型が主流である。静止型は互いに独立した 2 つの流路を交互に積み重ねた構造をしており、2 つの空気流は混ざり合うことなく流れ、ライナー(平面シート)を介して伝熱により熱交換する。静止型は回転型と比べロータのシール構造や駆動装置が必要ないため構造が簡単である。

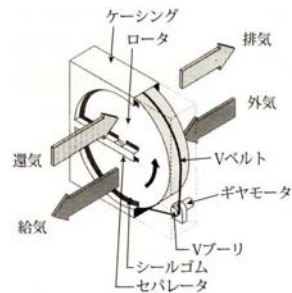


図 2.2.1 回転型顕熱交換器^[3]

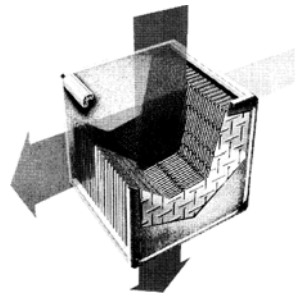


図 2.2.2 直交流型顕熱交換器^[5]

2.3 全熱交換器

全熱交換器は顕熱交換機と同様の構造であるものの、顕熱だけでなく潜熱の交換も行う空調用熱交換器である。全熱交換器には回転型と静止型があり、回転型は素子にセルローズ、アルミニウム、セラミックスなどが使われ、吸湿剤や難燃性の薬剤が塗布されている。また、静止型は熱交換を行う素子が親水性樹脂や難燃性の薬剤を含有した紙でできており、直交流型熱交換器と同様の構造である。

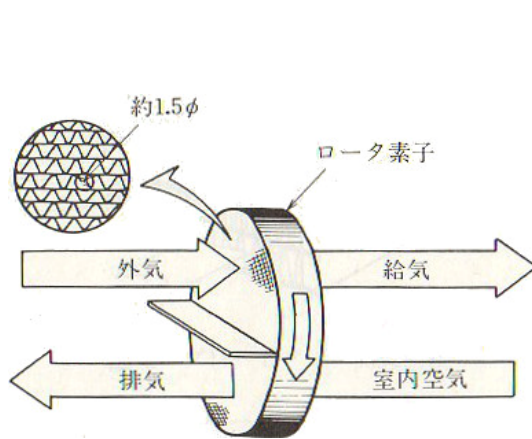


図 2.3.1 回転型全熱交換器^[6]

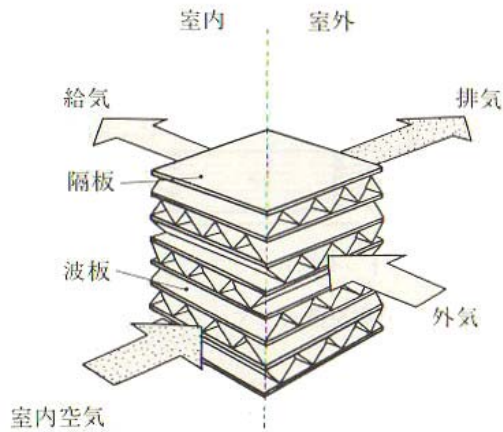


図 2.3.2 静止型全熱交換器^[6]

2.4 気化冷却器

気化冷却器の種類としては 2 種類ある。空気に直接水を接触蒸発させ冷却する「直接式」(図 2.4.1)と、顕熱交換器の冷却空気側通路に散水した水が蒸発しながら被冷却空気側通路を通る空気を熱交換冷却する「間接式」(図 2.4.2)である。直接式では水の蒸発による冷却とともに被冷却空気の絶対湿度が増加するのに対し、間接式では被冷却空気の絶対湿度が変化しないという違いがある。

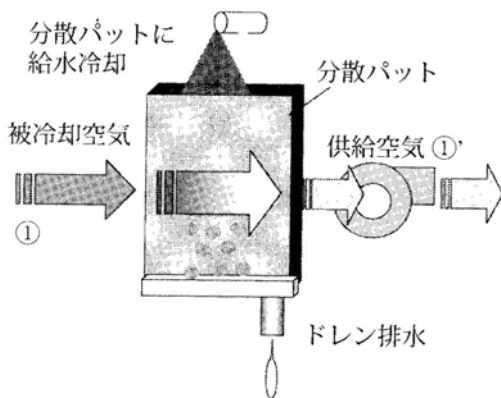


図 2.4.1 直接式^[7]

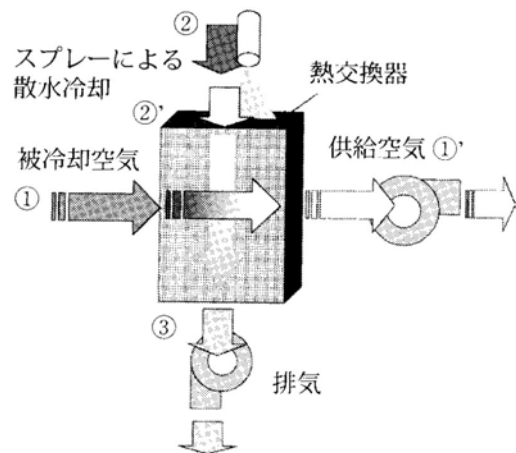


図 2.4.2 間接式^[7]

2.5 熱源

2.5.1 低温排熱の有効利用

家庭用コージェネレーションシステムの一例としてエコウィルを挙げる。エコウィルによる発電・給湯は省エネルギー効果あるいは二酸化炭素排出量の削減効果が期待できるものの、得られる熱をより多く有効利用できなければ効果が低い。エコウィルは発電効率23.5%に対して熱回収効率53.3%と、発電時に多くの温水が得られる^[8]ものの、現状においての主な用途は給湯用温水および冬期に使用する床暖房程度である。夏期運転時には家庭で用いる温水を超える排熱が生じるため、余剰排熱を利用方法することで、さらなる省エネルギー性の向上へと繋がる。その受け皿としてデシカント空調システムは有効である。デシカント空調を用いることで、夏期においてもエコウィルの温水を利用した除湿空調が可能となる。



図 2.5.1 東京ガス エコウィル^[9]

2.5.2 オフライン熱供給

CO₂排出量削減が求められる中、発電所、各種工場、焼却場等では、エネルギー転換の際に発生する排熱の有効利用が望まれている。しかし、これらの施設では発生する排熱に対して、場内の熱需要は少なく、また熱需要地域と離れた地域に建設されるため、施設で発生した低温排熱の多くが未利用となる。そのため、施設において低温排熱を蓄熱装置に蓄え、車両等の輸送手段によって離れた需要施設に熱を輸送し利用する熱輸送システムを適用することが有効である。

蓄熱装置には潜熱蓄熱材(Phase Change Materials, PCM)と呼ばれる相変化時(固体-液体)に伴う潜熱を用いて蓄熱を行う蓄熱材を用いたものがある。代表的な無機物系の蓄熱材として水、酢酸ナトリウム水和物、塩化カルシウム水和物など、有機物系としてはパラフィン、エリスリトールなどが挙げられる。

エリスリトールとはブドウ糖を原料とする多糖類の甘味料であり、融点 119°C、融解熱 340kJ/kg と、他の潜熱蓄熱材と比較して融点、融解熱(潜熱)が共に高く、85°C以上の熱を取り出すことが可能である^[10]。デシカント空調システムで必要とする熱源の温度は 60~150°Cと幅広く、潜熱蓄熱材にエリスリトールを用いることで駆動に必要な温度レベルの熱を取り出すことができる。

2.5.3 太陽熱利用

太陽熱温水器は太陽光発電に比べて高効率かつ安価であり、さらに我が国の夏季においては良好な日射条件が期待できる。また、太陽熱温水器の多くは冬季にも十分な給湯能力が得られるよう設置されており、その能力は良好な日射条件が得られる夏季において過剰となる。そこでデシカントプロセスと太陽熱エネルギーを組み合わせ、熱源として用いることで夏季における太陽熱エネルギーの有効利用が期待できる^[11]。

2.5.4 プロセス内での効率的な熱利用

図 2.5 に示すようにデシカント式空調機に CO₂ 冷媒ヒートポンプを併用し、顕熱交換器にて冷却された外気を蒸発器にて再び冷却する。顕熱交換器を通過した還気は顕熱交換器を通過した後、凝縮器にて加熱され、除湿ロータに入りロータの再生を行う。デシカント式空調機と CO₂ 冷媒ヒートポンプを併用することで、従来空調のヒートポンプでは捨てていた熱を有効利用することができる。

2.6 熱負荷

居住空間においては、夏季には室外からの熱や湿気が入ってきたり、また、室内の照明や人間からの熱や水蒸気が発生したりして室内の温湿度が高くなる。一方、冬季には寒い室外へ熱が流出したり、低温で乾燥した外気が入って来たりして室内の温湿度が低くなる。このような現象に対して室内の空気の温湿度を適切な状態に維持するために、空気の温湿度を変化させて、この湿り空気の持つ熱力学的エネルギーすなわちエンタルピーを下げたり上げたりすることで室内や外気による顕熱負荷と潜熱負荷を処理する。空気調和分野での熱負荷としては

- ① ガラス窓からの日射熱負荷(顕熱)
- ② 屋根、外壁、ガラス窓、内壁のような壁体の通過熱負荷(顕熱)
- ③ 侵入すきま風や換気による外気負荷(顕熱、潜熱)
- ④ 照明、人体、調理、室内機器などが発生する室内発熱負荷(顕熱、潜熱)

などがある^[12]。

参考文献

- [1] 株式会社西部技研：E-SAVE ED カタログ
- [2] 株式会社西部技研：COMPANY PROFILE
- [3] 株式会社西部技研：ハイ・パネックスカタログ
- [4] 株式会社西部技研：メンテナンスサービス情報
- [5] 株式会社西部技研：空調用顕熱交換器 PWT シリーズカタログ
- [6] 日本機械学会：伝熱工学資料(改訂第4版)， 社団法人日本機械学会(1986)， pp.267
- [7] 一般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：改訂版デシカント空調システム， 日本工業出版(2006)， pp.48
- [8] 武田清賢， 濱田靖弘：寒冷地の住宅における高効率給湯・暖房システムの稼働特性と性能評価に関する研究， *Journal of Japan Society of Energy and Resources* Vol.33 No.6(2012)， pp.21-28
- [9] 東京ガス株式会社：エコウィルカタログ
- [10] 堀部明彦， 張法， 春木直人， 高橋和雄：潜熱蓄熱材としてのエリスリトールを用いた直接接触式潜熱蓄熱， *Thermal Science & Engineering* Vol.21 No.4(2013)， pp.83-93
- [11] H-M.Henning, T.Erpenbeck, C.Hindenburg, I.S.Santamaria：The potential of solar energy use in desiccant cooling cycles， *International Journal of Refrigeration* 24 (2001)， pp.220-229
- [12] 井上宇市：改訂5版 空気調和ハンドブック， 丸善株式会社(2008)， pp.37

第 3 章

デシカント空調システムの数値計算手法

3.1 はじめに

本研究ではデシカント空調システムの性能および省エネルギー性の向上を目的として新たなシステムを提案し、数値解析によってシステムの一次エネルギー消費量、COP などの評価を行う。解析を行うに当たって、後述する各計算手法に基づいたシミュレーションモデルを C 言語にて作成し、空気の変化に着目しながら多様な構造のデシカント空調機のあらゆる条件下における定常状態のエネルギー消費量等を解析・検証した。

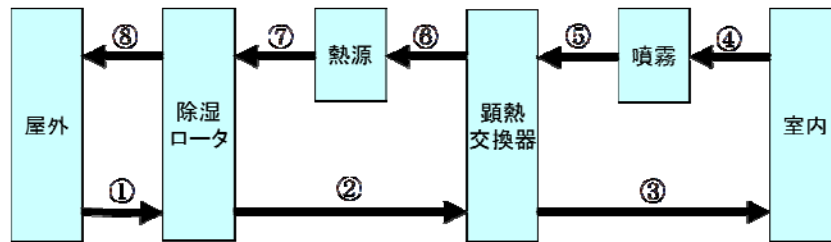


図 3.1 デシカント空調システム^[1]

3.2 各装置の計算手法

3.2.1 除湿ロータ

本研究では除湿ロータは全て図 3.1 に示す回転型として扱う。除湿ロータを通る空気は、給気側では空気中の水分子が吸着材に拘束され、水分子の持つ運動エネルギーが熱エネルギーに変換される。還気側では拘束された吸着材中の水分子に熱エネルギーを与え運動エネルギーに変換するため、理論では除湿ロータの入口と出口ではエンタルピーは一定のままである。しかし、現実的には除湿ロータの再生時に、還気側で与えた熱の一部が除湿ロータの素子に蓄熱され、給気側に回り込んできた際に放熱されるため、給気側のエンタルピーは増加する。また、給気側出口の相対湿度は還気側入口の相対湿度に近づくが下回ることではなく、還気側出口の相対湿度も同様に給気側入口の相対湿度に近づくものの上回ることではない。このことから、除湿ロータの除湿効率は相対湿度の関数^[2]といえる。本研究では除湿効率に相対湿度効率を用いて式(3.2.1.1)のように定義する。

$$\eta_{\phi} = \frac{\phi_{p,out} - \phi_{p,in}}{\phi_{r,in} - \phi_{p,in}} \quad \dots \dots (3.2.1.1)$$

さらに、再生側と処理側の風量が等しいとき、再生側と処理側の比エンタルピーの変

化は等しくなり、再生側と処理側のエンタルピー効率も式(3.2.1.2)に示すように等しくなる。

$$\eta_h = \left| \frac{h_{p,out} - h_{p,in}}{h_{r,in} - h_{p,in}} \right| = \left| \frac{h_{r,in} - h_{r,out}}{h_{r,in} - h_{p,in}} \right| \quad \dots \dots (3.2.1.2)$$

ここで、処理側の除湿効率と再生側の加湿効率は等しくないため、再生側空気の除湿ロータでの変化には絶対湿度の収支として式(3.2.1.3)を用いる。

$$x_{r,out} = x_{r,in} + (x_{p,in} - x_{p,out}) \quad \dots \dots (3.2.1.3)$$

3.2.2 顕熱交換器

本研究で扱う顕熱交換器は全て図 3.2 に示すような静止型としているため、顕熱交換器における熱の移動は顕熱のみとして、潜熱の変化はないものとする。このことから、温度変化は温度効率^[3]を用いて式(3.2.2.1)、絶対湿度の変化を式(3.2.2.2)に示す。

$$\eta_t = \left| \frac{t_{l,out} - t_{l,in}}{t_{h,in} - t_{l,in}} \right| = \left| \frac{t_{h,in} - t_{h,out}}{t_{h,in} - t_{l,in}} \right| \quad \dots \dots (3.2.2.1)$$

$$x_{l,in} = x_{l,out} \quad x_{h,in} = x_{h,out} \quad \dots \dots (3.2.2.2)$$

3.2.3 気化冷却器

本研究では気化冷却器は図 2.4.1 に示す直接式を用いている。噴霧する水の温度は空気の湿球温度 t_s に等しいとし、乾燥空気 1kg あたりの噴霧量を l 、水の比熱を c_{pw} とすると、乾燥空気 1kg あたりに噴霧した水の比エンタルピー h_s は式(3.2.3.1)で表される。

$$h_s = l c_{pw} t_s \quad \dots \dots (3.2.3.1)$$

さらに、気化冷却器出口の空気の比エンタルピー h_{out} と絶対湿度 x_{out} は、それぞれ式(3.2.3.2)、(3.2.3.3)で表される。なお、本論文においては、噴霧水の一部が未蒸発で残ることを避けるため、気化冷却器出口における相対湿度 ϕ_{out} の最大値を 95%^[4]とした。

$$h_{out} = h_{in} + h_s \quad \dots \dots (3.2.3.2)$$

$$x_{out} = x_{in} + l \quad \dots \dots (3.2.3.3)$$

3.2.4 加熱コイル

加熱コイルへの投入熱量 q_{coil} は空気のエンタルピー変化に使用される。また、加熱コイルでは式(3.2.4.1)に示すように空気の絶対湿度は変化しないため、空気のエンタルピー変化量と温度変化量は等しく、両者の関係は式(3.2.4.2)で表される。ここで、 ρ_a は空気の密度、 Q は空気の風量、 c_{pa} は空気の定圧比熱である。

$$x_{in} = x_{out} \quad \dots \dots (3.2.4.1)$$

$$q_{coil} = \rho_a Q (h_{out} - h_{in}) = \rho_a c_{pa} Q (t_{out} - t_{in}) \quad \dots \dots (3.2.4.2)$$

3.2.5 熱負荷

室内では熱負荷 q_{room} が発生し、この熱が SHF に応じて式(3.2.5.1)、(3.2.5.2)のように顕熱負荷 q_s と潜熱負荷 q_L に分配される。また、顕熱負荷^[5]と潜熱負荷^[5]はそれぞれ室内と室内入口における温度差と絶対湿度差に関連付けられる。ここで、 r は水の蒸発潜熱である。

$$q_s = q_{room} SHF = \rho_a c_{pa} Q (t_{room} - t_{room,in}) \quad \dots \dots (3.2.5.1)$$

$$q_L = q_{room} (1 - SHF) = \rho_a r Q (x_{room} - x_{room,in}) \quad \dots \dots (3.2.5.2)$$

3.3 湿り空気の性質

3.3.1 湿り空気

乾き空気(dry air)とは酸素 21%、窒素 78%と炭酸ガス・アルゴン・ヘリウムなどの気体が混合されたガスである。地球上にある空気はこの乾き空気さらに水蒸気(vaper)が混合されたもので、これを湿り空気(moist air)という。

図 3.3.1 のように質量 1kg の乾き空気(容積 $V[\text{m}^3]$ 、圧力 $p_a[\text{kPa}]$)と、 $x[\text{kg}]$ の水蒸気(容積 $V[\text{m}^3]$ 、圧力 $p_v[\text{kPa}]$)が混合して、同じ容量 $V[\text{m}^3]$ の湿り空気が生じた場合を考える。この湿り空気の質量は $(1+x)[\text{kg}]$ であって、その圧力を $p[\text{kPa}]$ とすれば、ダルトンの法則より式(3.3.1.1)が成立する。ここで、 p を全圧、 p_a 、 p_v を分圧と呼ぶ。

$$p = p_a + p_v \quad \dots \dots (3.3.1.1)$$

さらに、乾き空気および湿り空気を理想気体と見なした場合、 1kg の乾き空気と $x[\text{kg}]$ の水蒸気に対し式(3.3.1.2)、(3.3.1.3)が成立する。これらの式から式(3.3.1.4)を導出することができる。

$$p_a V = R_a T \quad \dots \dots (3.3.1.2)$$

$$p_v V = R_v x T \quad \dots \dots (3.3.1.3)$$

$$p = (R_a + R_v x) T \quad \dots \dots (3.3.1.4)$$

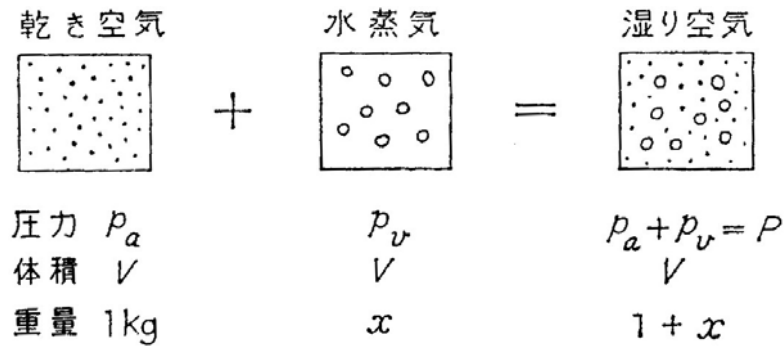


図 3.3.1 湿り空気の組成^[5]

3.3.2 飽和空気と水蒸気分圧

空気を含むことができる水蒸気には限度があり、限度状態の空気を飽和空気(saturated air)と呼ぶ。この飽和水蒸気分圧 p_s [kPa]は絶対温度 T [K]を用いて式(3.3.2)に示す Wexler-Hyland の式^[6]で近似することができる。

$$\begin{aligned}
 p_s = & [\exp\{-0.58002206 \times 10^4 / T + 0.13914993 \times 10 \\
 & - 0.48640239 \times 10^{-1} T + 0.41764768 \times 10^{-4} T^2 \\
 & - 0.14452093 \times 10^{-7} T^3 + 0.65459673 \times 10 \times \ln(T)\}] \times 10^{-3} \quad \dots \dots (3.3.2)
 \end{aligned}$$

ここで、Wexler-Hyland の式以外に一般的によく用いられる Tetens,O の式^[7]および Goff-Gratch の式^[8]と JIS で定められている蒸気表^[9]との比較を図 3.3.2.1 と図 3.3.2.2 に示す。0~160℃程度までは各式に大きな差はないものの、160℃以上の条件になると Tetens,O の式の精度が低くなる。Wexler-Hyland と Goff-Gratch の式は JIS 規格とほぼ同等であるものの、Wexler-Hyland の式がわずかながら精度が高いため、本研究では飽和水蒸気分圧の計算に Wexler-Hyland の式を用いた。

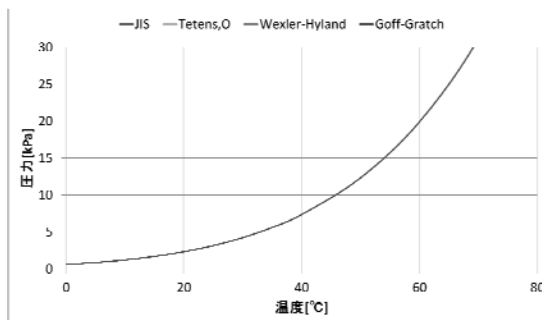


図 3.3.2.1 近似式の比較(0~80℃)

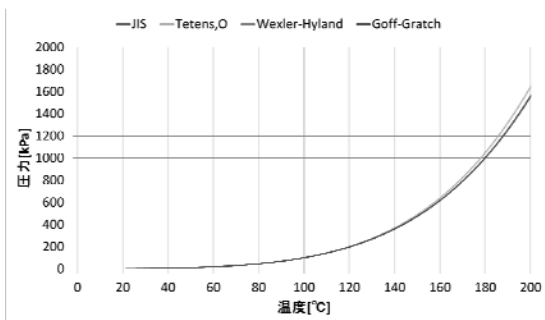


図 3.3.2.2 近似式の比較(0~200℃)

3.3.3 絶対湿度

図 3.3.1 の湿り空気中の水蒸気の質量は、湿り空気中の乾き空気 1kg に対する比率、つまり $x/1[\text{kg}/\text{kg}]$ となっている。この x を湿り空気の絶対湿度と呼ぶ。絶対湿度 x は湿り空気中の乾き空気 1kg を基準とする値であって、湿り空気の全質量 $(1+x)[\text{kg}]$ に対するものではない。このことを明記するためにこれらの単位を $[\text{kg}/\text{kg}(\text{DA})]$ と書く。

なお、後に述べる湿り空気の比エンタルピー h や比体積 v も同様に湿り空気中に含まれる乾き空気の単位質量に対する値 $[\text{kJ}/\text{kg}(\text{DA})]$ および $[\text{m}^3/\text{kg}(\text{DA})]$ で表す。

3.3.4 相対湿度と飽和度

空気の水蒸気分圧 $p_v[\text{kPa}]$ と、同じ温度の飽和空気の水蒸気分圧 $p_s[\text{kPa}]$ との比を相対湿度(relative humidity)といい、 $\phi[\%]$ で表す。

$$\phi = 100 \times \frac{p_v}{p_s} \quad \dots \dots (3.3.4)$$

3.3.5 湿り空気の比エンタルピー

0°C の乾き空気を基準に、空気の持つ相対的な熱量を比エンタルピー $h[\text{kJ}/\text{kg}(\text{DA})]$ という。すなわち、温度 $t[^\circ\text{C}]$ における乾き空気の比エンタルピー $h_a[\text{kJ}/\text{kg}(\text{DA})]$ は空気の定圧比熱 $C_{pa}[\text{kJ}/\text{kg}(\text{DA})]$ と温度 $t[^\circ\text{C}]$ を用いて式(3.3.5.1)で表せる。

$$h_a = c_{pa} t = 1.006t \quad \dots \dots (3.3.5.1)$$

また、温度 $t[^\circ\text{C}]$ の水蒸気の比エンタルピー $h_v[\text{kJ}/\text{kg}(\text{DA})]$ は 0°C の水を基準として、水蒸気の蒸発潜熱 $r_o[\text{kJ}/\text{kg}]$ と水蒸気の定圧比熱 $c_{pv}[\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})]$ を用いて式(3.3.5.2)で表せる。

$$h_v = r_o + c_{pv} t = 2501 + 1.846t \quad \dots \dots (3.3.5.2)$$

さらに、乾き空気 1kg と水蒸気 $x[\text{kg}]$ が混合した湿り空気の比エンタルピー $h[\text{kJ}/\text{kg}(\text{DA})]$ は式(3.3.5.3)で表せる。

$$\begin{aligned} h &= h_a + x h_v \\ &= c_{pa} t + x(r_o + c_{pv} t) \\ &= 1.006t + x(2501 + 1.846t) \quad \dots \dots (3.3.5) \end{aligned}$$

3.3.6 露点温度

湿り空気の温度を下げていき、その水蒸気量が飽和水蒸気量 x_s を上回る x_h になった場合、 $(x_h - x_s)$ なる余分の水蒸気量は水蒸気としては存在できず、微細な水滴すなわち霧として存在する。このような状態を霧入り空気(fogged air)と呼ぶ。この空気に飽和空気の温度以下に冷却された物体があると、空気中の水蒸気は物体表面で凝固して露(結露)となる。この温度を湿り空気の露点温度(dew point temperature)と呼ぶ。

3.3.7 湿球温度

湿球温度計で測った湿り空気の温度を湿球温度と呼ぶ。湿球温度に対し、普通の温度計で測った空気の温度を乾球温度と呼ぶ。

湿球温度計においては、ガーゼ上の水膜より水が蒸発して、蒸発熱を奪い水膜の温度 t_w [°C] は降下して、空気の乾球温度 t [°C] より低くなる。このとき $(t - t_w)$ なる温度差により空気より水膜に熱が移動し、水膜温度を上げようとする。このとき、蒸発による熱損失量が伝熱による熱取得量と吸い上げた水の熱量の和に釣り合うと水膜温度 t_w が一定になる。このときの水膜温度が空気の湿球温度に等しい。

3.3.8 空気の性質に関する諸式

乾き空気および水蒸気を理想気体と見なすと、1kg の乾き空気と x [kg] の水蒸気に対し、理想気体の状態方程式を用い

$$pv = mRT \text{ より} \\ p_a v = R_a T \quad \dots \dots (3.3.8.1)$$

$$p_v v = R_v x T \quad \dots \dots (3.3.8.2)$$

となり、式(3.3.1)より

$$P = p_a + p_v \\ = (R_a + R_v x) \frac{T}{v} \quad \dots \dots (3.3.8.3)$$

となる。

ここで全圧は大気圧となるため、標準大気圧を用い $P = 101.325$ [kPa] とする。

式(3.3.8.1)と(3.3.8.2)を変形すると、絶対湿度 x は

$$x = \frac{R_a p_v}{R_v p_a} \\ = 0.622 \frac{p_v}{101.325 - p_v} \quad \dots \dots (3.3.8.4)$$

R_a : 乾き空気の気体定数 = 0.28706 [kJ/(kg·K)]

R_v : 水蒸気の気体定数 = 0.46152 [kJ/(kg·K)]

と表すことができる。

同様に、水蒸気分圧 p_v は

$$p_v = 101.325 \frac{x}{0.622 + x} \quad \dots \dots (3.3.8.5)$$

となる。

3.4 湿り空気の状態の計算手法

湿り空気の状態は、図 3.4 に示す空気線図^[10]と呼ばれるものによって知ることができ、温度・相対湿度・絶対湿度・エンタルピーの4つで表される。このとき、温度・相対湿度・絶対湿度・エンタルピーのうち2つが既知ならば、残りの2つを算出することができる。なお、計算が複雑な場合があるため、計算機(コンピュータ)を用いて演算を行うのが良い。

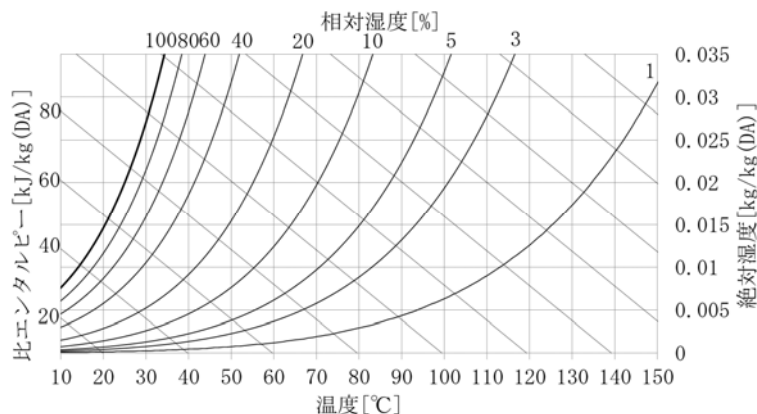


図 3.4 湿り空気線図

3.4.1 温度 t と絶対湿度 x が既知の場合

・エンタルピー h

式(3.3.5)より

$$h = 1.006t + x(2501 + 1.846t) \quad \dots \dots (3.4.1.1)$$

・相対湿度 ϕ

式(3.3.4)、(3.3.8.5)、(3.3.2)より

$$p_s = [\exp\{-0.58002206 \times 10^4 / T + 0.13914993 \times 10 - 0.48640239 \times 10^{-1} T + 0.41764768 \times 10^{-4} T^2 - 0.14452093 \times 10^{-7} T^3 + 0.65459673 \times 10 \times \ln(T)\}] \times 10^{-3}$$

$$\begin{aligned} \phi &= 100 \times \frac{P_v}{p_s} \\ &= 100 \times \frac{101.325x}{p_s} \quad \dots \dots (3.4.1.2) \end{aligned}$$

3.4.2 温度 t と相対湿度 ϕ が既知の場合

・絶対湿度 x

式(3.3.4)を変形し

$$p_v = \frac{\phi}{100} \times p_s$$

となり、式(3.3.8.4)より

$$\begin{aligned} x &= 0.622 \frac{p_v}{101.325 - p_v} \\ &= 0.622 \frac{\frac{\phi}{100} \times p_s}{101.325 - \frac{\phi}{100} \times p_s} \end{aligned} \quad \dots \dots (3.4.2.1)$$

・エンタルピー h

式(3.3.5)より

$$h = 1.006t + x(2501 + 1.846t) \quad \dots \dots (3.4.2.2)$$

3.4.3 温度 t とエンタルピー h が既知の場合

・絶対湿度 x

式(3.3.5)を変形し

$$x = \frac{h - 1.006t}{2501 + 1.846t} \quad \dots \dots (3.4.3.1)$$

・相対湿度 ϕ

式(3.3.4)、(3.3.8.5)、(3.3.2)より

$$\begin{aligned} \phi &= 100 \times \frac{p_v}{p_s} \\ &= 100 \times \frac{101.325x}{p_s} \end{aligned} \quad \dots \dots (3.4.3.2)$$

3.4.4 絶対湿度 x と相対湿度 ϕ が既知の場合

・温度 t

式(3.3.4)、(3.3.8.5)、(3.3.2)より

$$\phi = 100 \times \frac{p_v}{p_s}$$

$$p_s = [\exp\{-0.58002206 \times 10^4 / T + 0.13914993 \times 10 \\ - 0.48640239 \times 10^{-1} T + 0.41764768 \times 10^{-4} T^2 \\ - 0.14452093 \times 10^{-7} T^3 + 0.65459673 \times 10 \times \ln(T)\}] \times 10^{-3}$$

ここで、上式を T について解くことは困難であるため、以下に示す 2 分法で 50 回程度の反復計算を行い $f(T)$ の解を得るものとした。

$$p_s = 100 \times \frac{p_v}{\phi} \quad \rightarrow \quad 100 \times \frac{p_v}{\phi} - p_s = 0 = f(T) \quad \dots \dots \dots (3.4.4)$$

$$T_{n,\min}, \quad T_{n,\max}, \quad T_{n,\text{ave}} = (T_{n,\min} + T_{n,\max}) / 2$$

$$\begin{cases} f(T_{n,\text{ave}}) > 0 : & T_{n+1,\min} = T_{n,\min}, & T_{n+1,\max} = T_{n,\text{ave}}, & T_{n+1,\text{ave}} = (T_{n+1,\min} + T_{n+1,\max}) / 2 \\ f(T_{n,\text{ave}}) < 0 : & T_{n+1,\min} = T_{n,\text{ave}}, & T_{n+1,\max} = T_{n,\max}, & T_{n+1,\text{ave}} = (T_{n+1,\min} + T_{n+1,\max}) / 2 \end{cases}$$

・エンタルピー h

式(3.3.5)より

$$h = 1.006t + x(2501 + 1.846t)$$

3.4.5 絶対湿度 x とエンタルピー h が既知の場合

・温度 t

式(3.3.5)を変形し

$$t = \frac{h - 2501x}{1.006 + 1.846x} \quad \dots \dots \dots (3.4.5.1)$$

・相対湿度 ϕ

式(3.3.4)、(3.3.8.5)、(3.3.2)より

$$\phi = 100 \times \frac{p_v}{p_s}$$

$$p_v = \frac{101.325x}{0.622 + x}$$

$$p_s = [\exp\{-0.58002206 \times 10^4 / T + 0.13914993 \times 10 \\ - 0.48640239 \times 10^{-1} T + 0.41764768 \times 10^{-4} T^2 \\ - 0.14452093 \times 10^{-7} T^3 + 0.65459673 \times 10 \times \ln(T)\}] \times 10^{-3}$$

3.4.6 相対湿度 ϕ とエンタルピー h が既知の場合

・ 温度 t , 絶対湿度 x

式(3.3.4)、(3.3.5)、(3.3.2)より

$$\phi = 100 \times \frac{p_v}{p_s}$$

$$p_v = \frac{101.325x}{0.622+x}$$

$$x = \frac{h - 1.006t}{2501 + 1.846t}$$

$$p_s = [\exp\{-0.58002206 \times 10^4 / T + 0.13914993 \times 10 - 0.48640239 \times 10^{-1} T + 0.41764768 \times 10^{-4} T^2 - 0.14452093 \times 10^{-7} T^3 + 0.65459673 \times 10 \times \ln(T)\}] \times 10^{-3}$$

ここで、 T について解くのが困難なため、式(3.4.6)に示すように $f(T)$ とおき、3.4.4 節と同様に 2 分法を用いて反復計算を行う。

$$100 \times \frac{p_v}{p_s} - p_s = 0 = f(T) \quad \dots \dots (3.4.6)$$

3.5 熱処理の計算手法

室内への熱負荷は日射・壁や窓からの熱伝達・すきま風・人体・照明・室内機器など様々なものがある^[5]。

顕熱負荷 q_s [kJ/h] は、室内の入口と出口の空気の温度差になり、空気の流量 Q [m³/h]、密度 ρ [kg/m³]、比熱 c [kJ/(kg·K)]、出口温度 t_o [°C]、入口温度 t_i [°C] とすると

$$q_s = Q \rho c (t_o - t_i) \quad \dots \dots (3.5.1)$$

と表せる。

同様に、潜熱負荷 q_L [kJ/h] は、室内の入り口と出口の絶対湿度差になり、水蒸気の蒸発潜熱 L [kJ/kg]、出口絶対湿度 x_o [kg/kg(DA)]、入口絶対湿度 x_i [kg/kg(DA)] とすると

$$q_L = Q \rho L (x_o - x_i) \quad \dots \dots (3.5.2)$$

と表せる。

また、全熱負荷に対する顕熱負荷の割合を顕熱比 (SHF) といい

$$SHF = \frac{\text{顕熱負荷 } q_s}{\text{全熱負荷 } q} \quad \dots \dots (3.5.3)$$

と表せる。

3.6 顕熱交換器の計算手法

顕熱交換器の性能は、熱交換効率 η_t として表される。図 3.6 は静止型の直交型顕熱交換器の例であるが、後述する熱交換効率の式は回転型、向流型、並流型などにおいても同様に成立する。温度効率 η_t は図 3.6 の空気状態を用いて次の式で表すことができる。

給気側の温度効率^[3]

$$\eta_t = \frac{|t_{OA} - t_{SA}|}{|t_{OA} - t_{RA}|}$$

排気側の温度効率^[3]

$$\eta_t = \frac{|t_{RA} - t_{EA}|}{|t_{OA} - t_{RA}|}$$

ここで、熱交換器を介して給気側が排気側に与える熱量 q_1 [kJ/h]は密度 ρ [kg/m³]、比熱 c [kJ/(kg·K)]、流量 Q [m³/h]とすると

$$q_1 = \rho_1 c_1 Q_1 |t_{RA} - t_{EA}|$$

同様に、排気側が給気側に奪われる熱量は

$$q_2 = \rho_2 c_2 Q_2 |t_{OA} - t_{SA}|$$

となり、熱交換器が受ける熱負荷の総和は0であるため

$$q_1 = q_2$$

すなわち

$$\rho_1 c_1 Q_1 |t_{RA} - t_{EA}| = \rho_2 c_2 Q_2 |t_{OA} - t_{SA}|$$

と表せる。このとき、 $\rho_1 = \rho_2, c_1 = c_2$ とすれば

$$Q_1 |t_{RA} - t_{EA}| = Q_2 |t_{OA} - t_{SA}|$$

となる。さらに、 $Q_1 = Q_2$ とすれば

$$|t_{RA} - t_{EA}| = |t_{OA} - t_{SA}|$$

となり、給気側、排気側の熱交換効率の式を各々変形し

給気側の熱交換効率

$$\eta_t = \frac{|t_{OA} - t_{SA}|}{|t_{OA} - t_{RA}|}$$

$$= \frac{|t_{OA} - t_{SA}|}{|t_{OA} - t_{RA}|} \quad \dots \dots (3.6.1)$$

排気側の熱交換効率

$$\eta_t = \frac{|t_{RA} - t_{EA}|}{|t_{OA} - t_{RA}|}$$

$$= \frac{|t_{RA} - t_{EA}|}{|t_{OA} - t_{RA}|} \quad \dots \dots (3.6.2)$$

とする。さらに式(3.6-2)に $|t_{RA} - t_{EA}| = |t_{OA} - t_{SA}|$ を代入すれば

$$\eta_t = \frac{|t_{RA} - t_{EA}|}{|t_{OA} - t_{RA}|}$$

$$= \frac{|t_{OA} - t_{SA}|}{|t_{OA} - t_{RA}|}$$

となり、式(3.6.1)と等しくなる。

すなわち $\rho_1 = \rho_2, c_1 = c_2, Q_1 = Q_2$ の場合、給気側と排気側の熱交換効率は等しくなる。

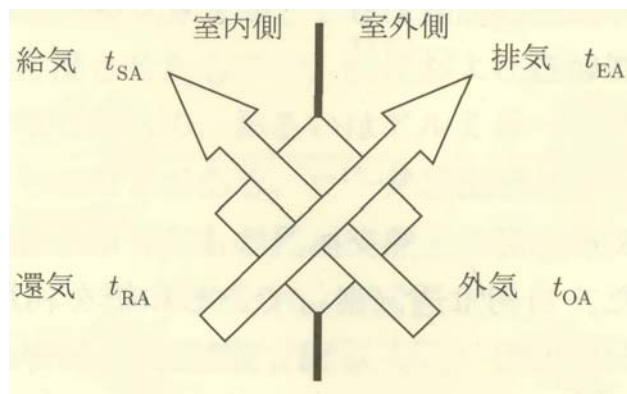


図 3.6 熱交換器と空気の状態^[3]

3.7 気化冷却器の計算手法

図 3.7 で噴霧をする際、出口空気のエントルピーは、入口空気と水の持つエントルピーの和に等しくなる。また出口空気の絶対湿度も同様に、噴霧した水が全て蒸発したならば入口空気の絶対湿度と水の噴霧量の和に等しくなる。

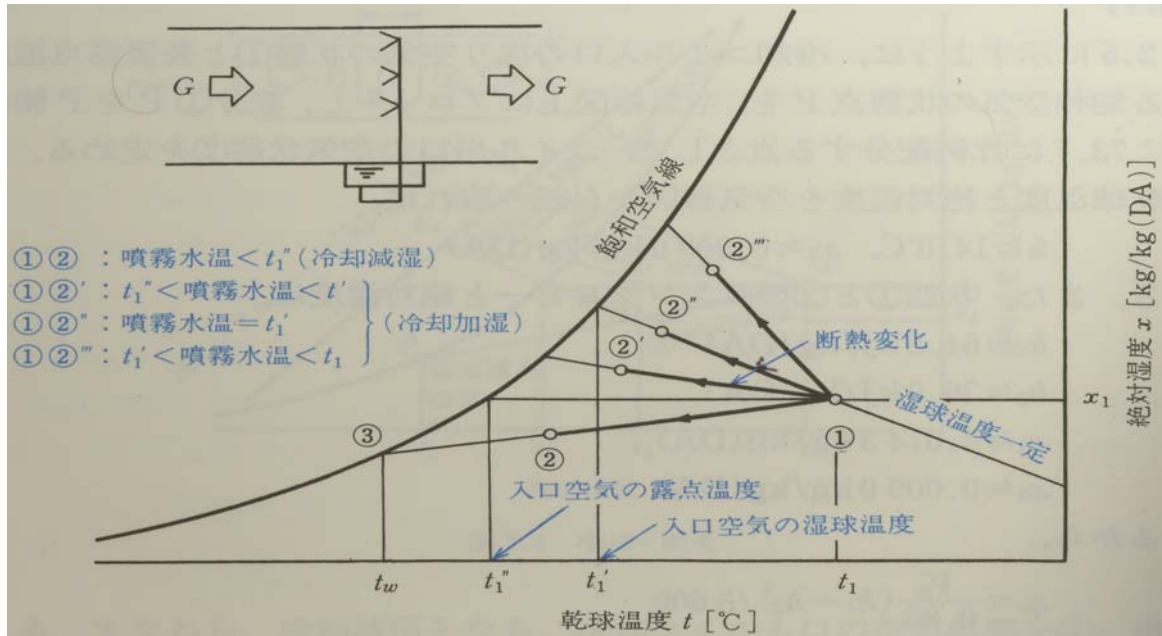


図 3.7 噴霧による冷却^[10]

水のエンタルピー h_s は

$$h_s = lc_{pw}t_s$$

l : 噴霧量[kg/kg(DA)] c_{pw} : 水の比熱[kJ/(kg·K)] t_s : 水の温度[°C]

で表すことができる。

ここで、外部から熱を加えることなく噴霧をした場合、エンタルピーの保存則より

$$\begin{aligned} h_2 &= h_1 + h_s \\ &= h_1 + lc_{pw}t_s \end{aligned} \quad \dots \dots (3.7.1)$$

が成り立つ。また、噴霧量 l [kg/kg(DA)]は出口と入口の絶対湿度差に等しいため

$$x_2 = x_1 + l \quad \dots \dots (3.7.2)$$

となる。

さらに、水の温度 $t_s = t_1'$ の時、空気の変化は湿球温度一定の線上において行われる。このときの変化を断熱変化といい出口空気が飽和したとき、これを断熱飽和変化とよぶ。

断熱飽和変化の場合、空気の乾球温度 t_1 は t_1' まで下がり、露点温度 t_1'' は t_1' まで上がり、いずれも湿球温度 t_1' となる。

3.8 除湿ローターの計算手法

除湿ローターは主に潜熱除去を目的に設置される全熱交換器の一種である。そのため、3.6 項と同様に温度効率が存在するが、本研究ではカタログ値^[11]より式(3.2.1.1)および(3.2.1.2)に示す除湿効率 η_ϕ とエンタルピー効率 η_h を算出し、除湿ローターにおける後述する理論を基に解析する。

以下は市販の除湿ローターのカタログ値および熊本大学の広瀬、隈ら^[12]によるハニカムローター除湿機の実験データである。

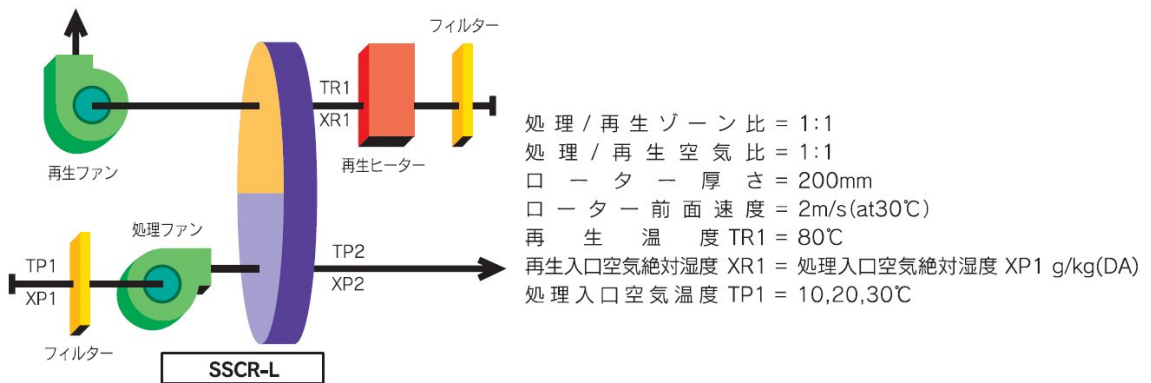


図 3.8.1 市販の装置^[11]

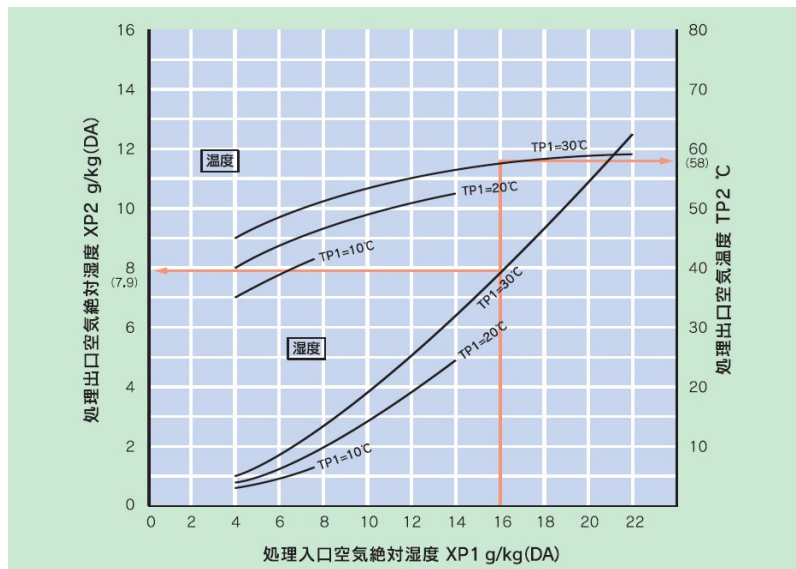


図 3.8.2 装置の性能表^[11]

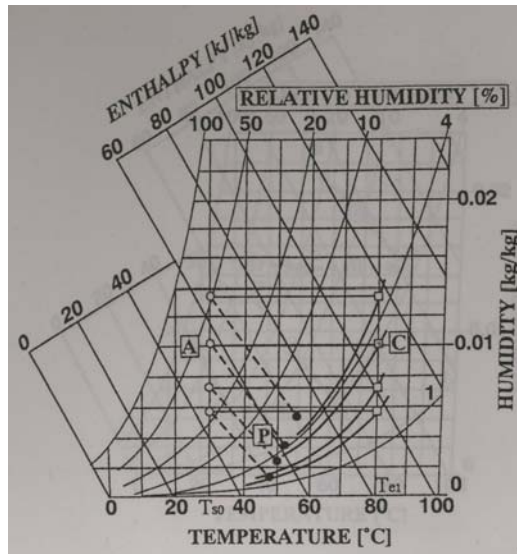


図 3.8.3 実験データの空気線図^[12]

図 3.8.3 は図 3.8.1 と同様の除湿ロータを用いた実験装置にて、厚さ $L = 0.4[\text{m}]$ 、空気の流速 $U = 2[\text{m/s}]$ 、処理空気温度 $T_{s0} = 30[^\circ\text{C}]$ 、再生空気温度 $T_{e1} = 80[^\circ\text{C}]$ の場合の実験結果を示したものである。これを見ると処理側の空気はほぼエンタルピー一定の状態ではハニカム内を通過することを示している。これは空気中の水分子が吸着材に拘束され、水分子が持っていた運動エネルギーが熱エネルギーに変換されることで吸着熱が発生し空気が加熱され、水分子の拘束により絶対湿度が減少するためエンタルピーはほぼ一定となるためである。このロータの除湿量は図 3.8.3 に示す空気線図上の再生空気の状態を示す C 点を通る等相对湿度線が湿度の下限界を与える。

熱容量が無限小で熱・物質移動係数が無限大の理想的な除湿機では、処理空気状態 A 点を通る等エンタルピー線と再生空気状態 C 点を通る等相对湿度線との交点が製品空気状態を示すことになり、これが除湿操作の熱力学的下限界となる。

しかし、除湿ロータの熱容量および熱・物質移動係数は有限であることから、本研究では式(3.8.1)および(3.8.2)に示す相对湿度効率とエンタルピー効率を与えた。

$$\eta_{d\phi} = \frac{\phi_{p1} - \phi_{p2}}{\phi_{p1} - \phi_{r1}} \quad \dots \dots (3.8.1)$$

$$\eta_{dh} = \frac{h_{p2} - h_{p1}}{h_{r1} - h_{p1}} \quad \dots \dots (3.8.2)$$

3.9 冷却除湿装置

一般的な電気式の除湿機は冷却減湿を用いたもので、図 3.9.1 のように冷却コイルで冷却・減湿したのち、凝縮器や外気、電気加熱器などにより再熱する。本研究で扱う冷却除湿装置は外気と熱交換し再熱を行っている。このときの空気の変化を図 3.9.1 に示す。

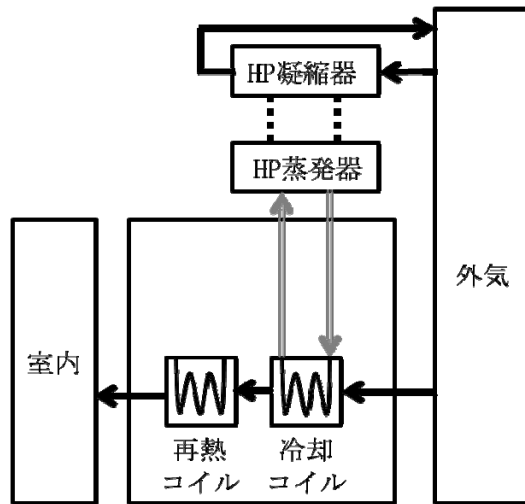


図 3.9.1 冷却除湿システム^[13]

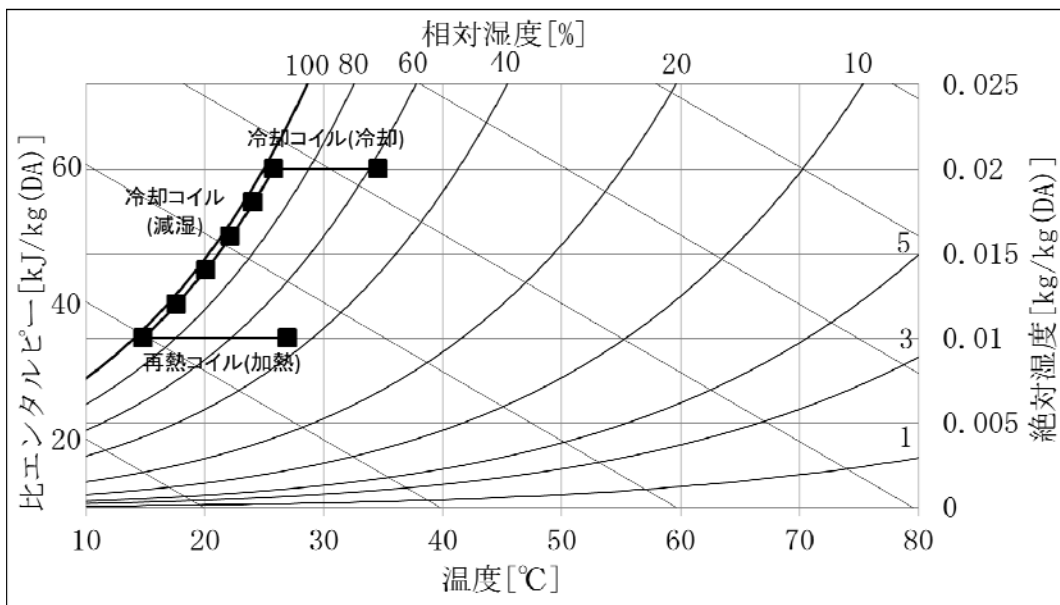


図 3.9.2 冷却除湿システムの空気変化^[13]

3.10 家庭用デシカント除湿機

現在市販化されているパナソニック製デシカント乾燥機 F-YZJ100^[14]を図 3.10.1 に示す。また、その内部構造を図 3.10.2、素子表面の拡大図を図 3.10.3、モデル化したシステム図を図 3.10.4 に示す。システムは除湿ローター、顕熱交換器、加熱用電気ヒーター、送風機から構成されている。このシステムでは、除湿時に吸着した水蒸気を外気に放出するのではなく、室内との熱交換で結露させて水タンクに溜まるようにしている。また、除湿ローターの回転数は 5.0rpm 程度となっている。



図 3.10.1 F-YZJ100 の外観

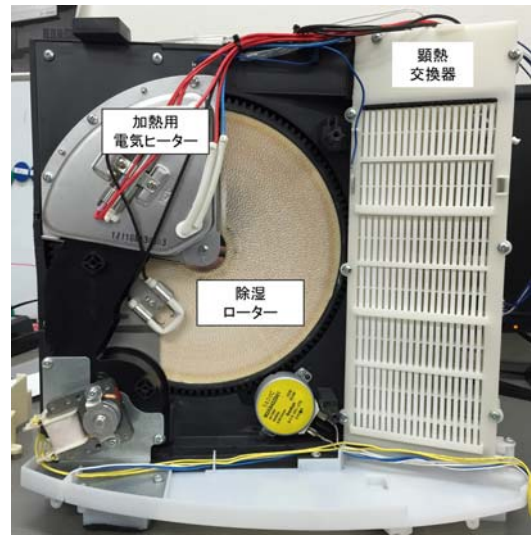


図 3.10.2 内部構造



図 3.10.3 ロータ表面の拡大図

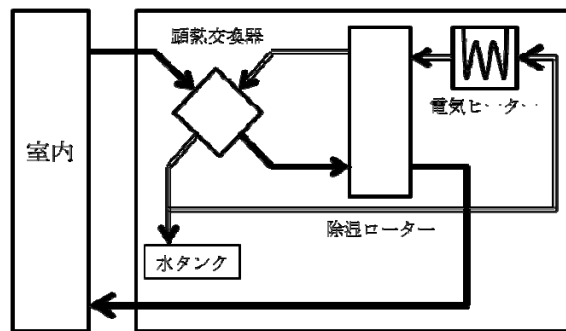


図 3.10.4 F-YZJ100 のシステム図

表 3.10 F-YZJ100 の仕様^[14]

電源	交流100V 50/60Hz			
運転モード	衣類乾燥/強	除湿/標準	衣類乾燥/標準	除湿/弱
定格除湿能力(L/日)	8.8/9.0	6.0/5.7	6.0/5.7	5.4/5.3
消費電力(W)	650/660	440	440	435
運転音(db)	50/53	40/42	40/42	34/35
排水タンクの容量	2.9L			

室温20℃ 相対湿度60%時の値

参考文献

- [1] 安藤幸助, 児玉昭雄, 広瀬勉 : 吸着式デシカント空調プロセスにおける還気側加湿操作の導入効果, 日本冷凍空調学会論文集 Vol.21 No.4(2004), pp.61-69
- [2] 広瀬勉, 隈利実 : ハニカムロータ除湿機を用いた吸着式除湿冷房, 熊本大学工学部研究報告書(1995), 第 44 巻 2 号
- [3] 吉田邦夫, 吉田英生 : 熱交換器ハンドブック, 財団法人省エネルギーセンター(2005), pp. 108-110, 178
- [4] 新菱冷熱工業株式会社 : エアワッシャーカタログ
- [5] 井上宇市 : 改訂 5 版 空気調和ハンドブック, 丸善株式会社(2008), pp.26, 37-94,210-215
- [6] R.W.Hyland, A.Wexler : Formulations for the Thermodynamic Properties of the Saturated Phases of H₂O from 173.15K to 473.15K, Ashrae transactions Vol.89 part2A (1983) , pp.500-513
- [7] Tetens.O : Uber einige meteorologische begriffe, Z. Geophys 6(1930), pp.297-309
- [8] Goff J.A., Gratch S. : Low-pressure properties of water from -160 to 212 F : Transactions of the American Society of Heating and Ventilating Engineers (1946), pp.125-164
- [9] 日本機械学会 : 日本機械学会蒸気表, 丸善株式会社(1999)
- [10] 空気調和・衛生工学会 : 空気線図の読み方・使い方, オーム社(1998), pp.16,30
- [11] 株式会社西部技研 : DRY SAVE カタログ
- [12] Akio Kodama, Tadashi Hirayama et al : The use of psychrometric charts for the optimization of a thermal swing desiccant wheel : Applied Thermal Engineering 21(2001), pp.1657-1674
- [13] Suya Wang, Megumi Morimoto, Haruo Soeda, Tatsuya Yamashita : Evaluating the low exergy of chilled water in a radiant cooling system, Energy and Buildings 40(2008), pp.1856-1865
- [14] パナソニック株式会社 : F-YZJ100 製品およびカタログ

第4章

シミュレーションモデルの精度検証

4.1 設定条件

様々な構造のデシカント空調システムをシミュレーションするにあたって、まず条件を設定する。屋外の空気の温度・相対湿度を既知とし、常に熱負荷が加わり続ける室内の空気の温度・相対湿度を一定に保ち続けるために必要な熱源の投入熱量や温度レベルを算出することを目的とする。

したがって、入力値に屋外の温度・相対湿度、室内の空調設定温度・設定相対湿度、室内の熱負荷、換気量、顕熱交換器の温度効率を設定し、熱源の投入熱量および温度レベル、水の消費量、各地点の空気の状態、COP を出力する。

COP の表記に関して、式(4.1.1)に示す室内の入口空気と出口空気のエンタルピー差を用いたものを $COP_1^{[1]}$ とし、式(4.1.2)に示す屋外と室内入口空気のエンタルピー差を用いたものを $COP_2^{[2]}$ とする。一般的な空調システムでは室内の空気を冷却コイルなどで冷却・除湿して再び室内に取り込むため COP_1 が用いられる。しかしながら、多くのデシカント空調システムでは外気を取り込み冷却・除湿して室内に取り込むため COP_2 で議論を行う場合もある。ここで、添え字の *coil* は加熱コイル、*ws* は気化冷却器、*in,out* は入口と出口、*RA,SA,OA* はそれぞれ室内還気空気、室内給気空気、外気であり、記号の *t* は空気の温度、*h* は空気の比エンタルピー、*E* は熱源への投入熱量、 ρ は空気の密度、*c* は空気の比熱、*Q* は換気量、*l* は水噴霧量である。

$$COP_1 = \frac{\rho Q(h_{RA} - h_{SA})}{E} = \frac{h_{RA} - h_{SA}}{h_{coil,out} - h_{coil,in}} \quad \dots \dots (4.1.1)$$

$$COP_2 = \frac{\rho Q(h_{OA} - h_{SA})}{E} = \frac{h_{OA} - h_{SA}}{h_{coil,out} - h_{coil,in}} \quad \dots \dots (4.1.2)$$

$$E = \rho Q(h_{coil,out} - h_{coil,in}) = \rho c Q(t_{coil,out} - t_{coil,in}) \quad \dots \dots (4.1.3)$$

$$l = \rho Q(x_{ws,out} - x_{ws,in}) \quad \dots \dots (4.1.4)$$

4.2 解析対象

解析対象の概略図を図 4.2 に示す。解析対象は一般的なデシカント空調システム(以降、標準型と称す)で、除湿ロータ、顕熱交換器、気化冷却器、熱源から構成される。ここでは、標準型を対象として、児玉らの文献による実験値^[3]との比較で、シミュレーションモデルの妥当性の検証を行う。

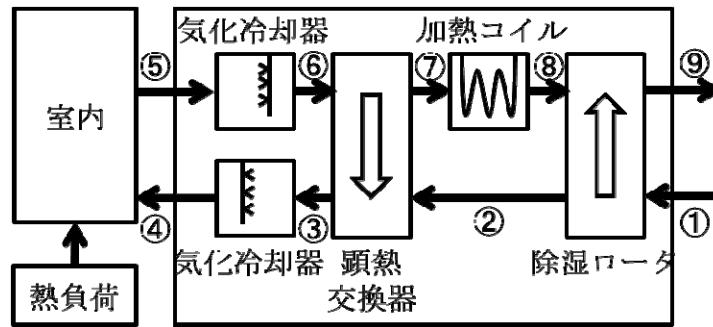


図 4.2 解析対象システム^[3]

解析対象システムでは、まず除湿ロータで取り入れた外気中の水分を吸着により除去する(①→②)。その際生じた吸着熱を、気化冷却器で冷却された室内還気(⑤→⑥)を用いて顕熱交換器を介して冷却(②→③)する。さらに、室内に入る直前に気化冷却器で噴霧冷却(③→④)を行ってから室内に快適空気を供給する。室内では、人体や機器、日射といった熱負荷が常にかかり続けるものとする(④→⑤)。熱源では除湿ローターの再生に適した温度まで還気を加熱し(⑦→⑧)、吸着除去した水分をシステム外に排出する(⑧→⑨)。

表 4.3.1 環境条件^[3]

外気温度	31.0°C	換気量	3000m ³ /h
外気絶対湿度	10.30g/kg(DA)	室内熱負荷	16.93kW
室内温度	28.0°C	SHF	0.874
室内絶対湿度	9.89g/kg(DA)		

表 4.3.2 機器条件^[3]

顕熱交換器の温度効率	89.10%
除湿ローターの相対湿度効率	98.69%
除湿ローターのエンタルピー効率	19.81%
気化冷却器の加湿限界	90.00%

4.3 解析モデルの検証

児玉らの実験条件を表 4.3.1 と表 4.3.2 に示す。今回はこれらに解析条件を合わせるために、本シミュレーションモデルも同等の条件に設定し解析を行った。なお、文献には換気量と室内熱負荷についての記載がなかったため、室内熱負荷に関しては換気量を与えたうえで、室内入口空気と出口空気の温湿度差から算出した。シミュレーションを行うにあたって表 4.3.2 に示す機器条件の設定が必要になることから、児玉らの実験結果から算出して用いた。

図 4.3.1 に児玉らの実験結果とシミュレーションによる計算値の空気線図を示す。なお、図中の■は児玉らの行った実験結果、○は児玉らの実験結果から顕熱交換器の温度効率、除湿ローターの除湿効率およびエンタルピー効率を算出し、それらを用いた計算結果である。

機器条件として、表 4.3.2 に示す除湿ローターおよび顕熱交換器の効率に児玉らの実験値から算出した値を用いて、除湿ローターの相対湿度効率を 98.69%、エンタルピー効率を 19.81%、顕熱交換器の温度効率を 89.10%、気化冷却器の加湿限界を 90.00%として計算を行った。図 4.3.1 の⑦と⑧以外では実験値と計算値でほぼ同等の値となった。シミュレーションでは、顕熱交換器の入口と出口の絶対湿度は一定としているが、実際の回転型顕熱交換器では、還気側空気の一部がローター内部に残留し給気側に回り込む現象が生じるため、図 4.3.1 における②→③と⑦→⑧でわずかに絶対湿度が変化している。しかしながら、空気の残留による絶対湿度への影響は 0.35g/kg(DA)程度であり、再生空気温度への影響は 1°C程度であることから、機器の評価への影響は少なく無視できる範囲といえる。

熱源での投入熱量を図 4.3.2 に示す。計算値では実験値との誤差は 2%程度とおおむね一致する結果となった。

COP_1 と COP_2 を図 4.3.3 に示す。児玉らの実験結果では COP_1 が 0.564 であるのに対して、計算値では 0.573 となり、誤差 1.6%と良好な結果が得られた。 COP_2 に関しては文献値が 0.711 に対して、計算値では 0.722 となり、 COP_1 と同様に COP_2 についても誤差 1.5%と良好な結果となった。

なお、気化冷却器における 1 時間あたりの水の消費量は、児玉らの実験結果には記載されていないものの、式(4.1.4)を用いて算出した。その結果、給気側気化冷却器が 16.04kg/h、還気側気化冷却器が 12.73kg/h となり、システム全体の消費量は 28.77kg/h となった。

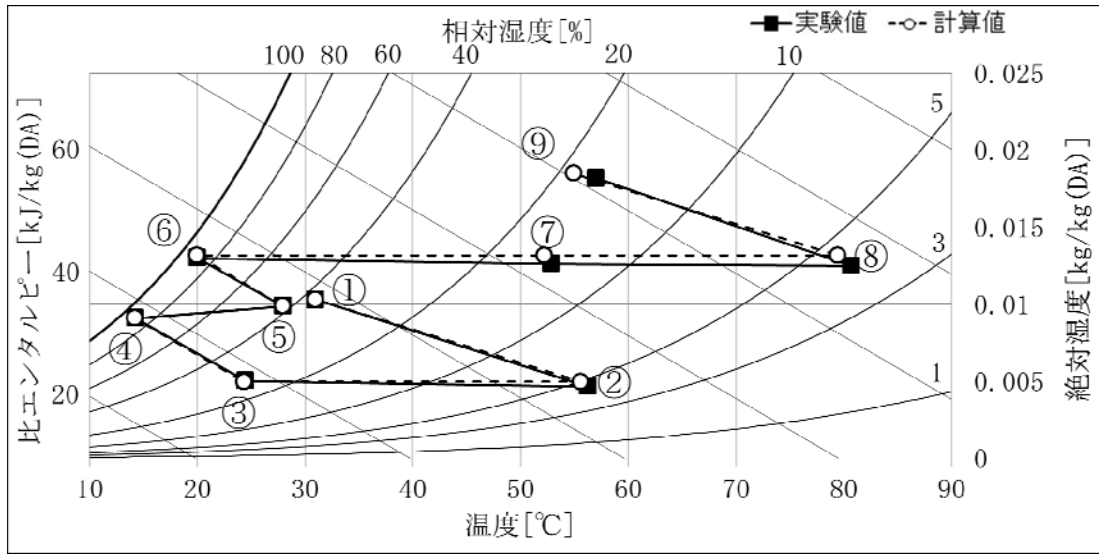


図 4.3.1 文献値との比較

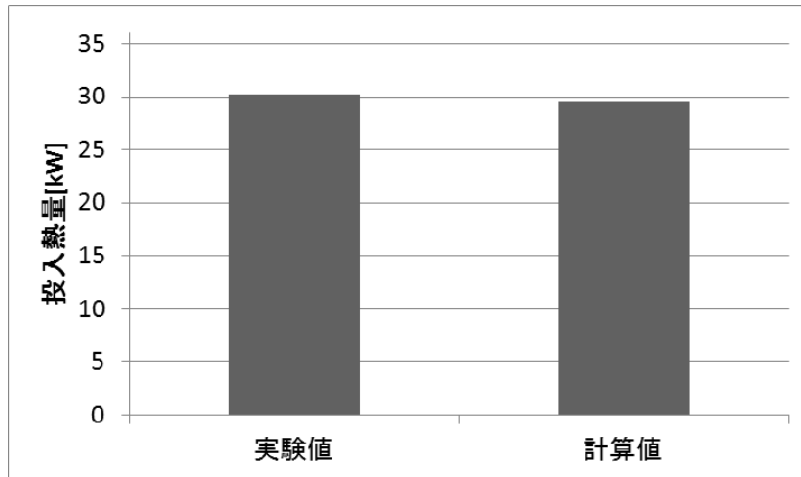


図 4.3.2 熱源における投入熱量

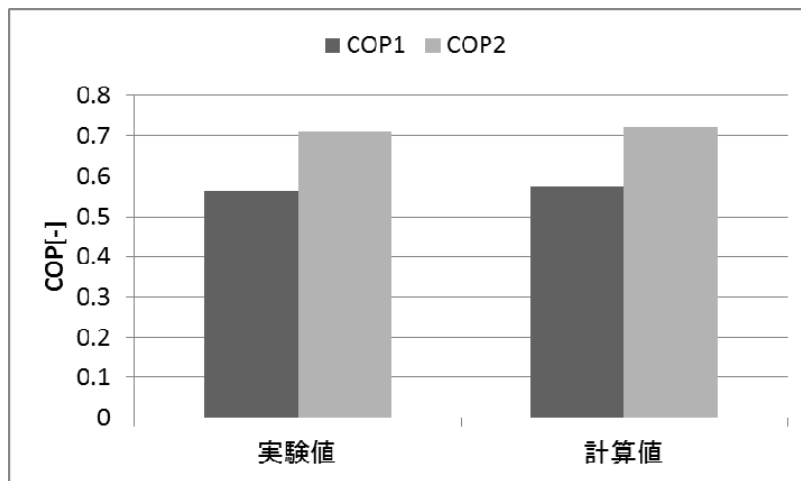


図 4.3.3 COP

4.4 まとめ

今回行った実験値と計算値の比較において、環境条件および機器条件を合わせたうえで解析を行うことで、誤差が投入熱量で 2%、COP で 1.5~1.6%と良好な精度でシミュレーションを行えることが明らかにできた。5 章以降では、4 章で用いたシミュレーションモデルをベースとして、多様な機器構成におけるデシカント空調システムについて議論を行っていく。

参考文献

- [1] 児玉昭雄, 安藤幸助: 除湿機段階再生による吸着式デシカント空調プロセスの高効率運転: 日本冷凍空調学会論文集 Vol.22 No.1(2005), pp.33-43
- [2] 金偉力, 児玉昭雄: 吸着式除湿冷房システムの性能に及ぼす操作条件の影響: 化学工学論文集 No.24 Vol.6(1998), pp.894-900
- [3] Akio Kodama, Tadashi Hirayama et al: The use of psychrometric charts for the optimization of a thermal swing desiccant wheel: Applied Thermal Engineering 21(2001), pp.1657-1674

第5章

排熱利用型デシカント空調システムの解析

5.1 外気冷却型デシカント空調システムの提案

デシカント空調システムの高性能化と省エネルギー化に関する従来の研究として、冷房能力を強化した外気導入型^[1]、省エネルギー性を高めた全熱交換型^[2]および低温排熱の利用を可能にしながら除湿能力を強化した二段除湿型^[3]などのシステムが考案されてきた。しかし、高性能で省エネルギーなシステム構成は種々考えられることから、最適なデシカント空調システムが既に完成されているとは言い難い。

本研究では、従来のデシカント空調システムとは異なり、除湿ロータ出口に顕熱交換器を設けて除湿された空気を冷却することによって冷房能力を強化する方法（以下では、外気冷却型と称する）を提案する。また、この外気冷却型と従来のデシカント空調システムの比較から、外気冷却型の性能、省エネルギー性および有用性を検証する。

従来、デシカント空調システムの性能評価は、投入熱量に対する冷房能力あるいは除湿能力の割合である成績係数で行われてきた。しかし、これまで廃棄されてきた排熱や未利用の熱を使用する場合には、成績係数の算出においてこれらの投入熱量を無視し、システムの消費電力のみを考慮すれば良いと考える。また、投入熱量を考慮する場合においても、厳密な性能評価には、投入熱量に加えて消費電力量も考慮する必要がある。本研究では、システムの消費電力量と、消費電力量に投入熱量を加えたエネルギー量（以下では、投入エネルギー量と称する）の両者から、外気冷却型の性能評価を行う。

さらに、排熱を利用する場合、排熱の保有熱量に加えて温度も重要なパラメータである。したがって、各システムの運転に必要な排熱温度についても明らかにし、低温排熱でも運転可能なデシカント空調システムについても議論を行う。

5.2 解析対象のシステム

本研究では、一段除湿については標準型、外気導入型、全熱交換型および新たに提案を行う外気冷却型の4種類を対象とし、二段除湿では外気導入型と外気冷却型の2種類を解析対象とした。それらの概略図を図 5.2(a)~(f)に示し、それらの特徴を以下に簡略に述べる。なお、以下では一段除湿の4型式が頻出することから、読み易くするためにシステムの型式から一段除湿という表現を省略し、二段除湿システムのみ二段除湿という表現を型式に付記する。

(1) 標準型^[4]

除湿が主用途であり、冷房能力は低い。

(2) 外気導入型^[1]

顕熱交換器を分割し、高温になった空気⑤'を排出して低温の外気①を導入するため、屋外から室内に供給される空気(①→③'、以下では給気と略記する)は顕熱交換器で強力に冷却される。したがって、標準型よりも冷房能力が向上している。

(3) 全熱交換型^[2]

全熱交換器を用いて外気①と室内から排出される空気(以下では還気と略記する)④の間で全熱交換を行うため、①'の空気は①よりも低温、低絶対湿度になる。その結果、標準型と比較して冷房能力と除湿能力が向上している。

(4) 外気冷却型(本研究で提案)

除湿ロータで高温になった空気②を、気化冷却器3で水を噴霧されて低温になった外気①'で冷却することによって、低温の除湿空気②'が得られる。したがって、標準型よりも冷房能力が向上している。

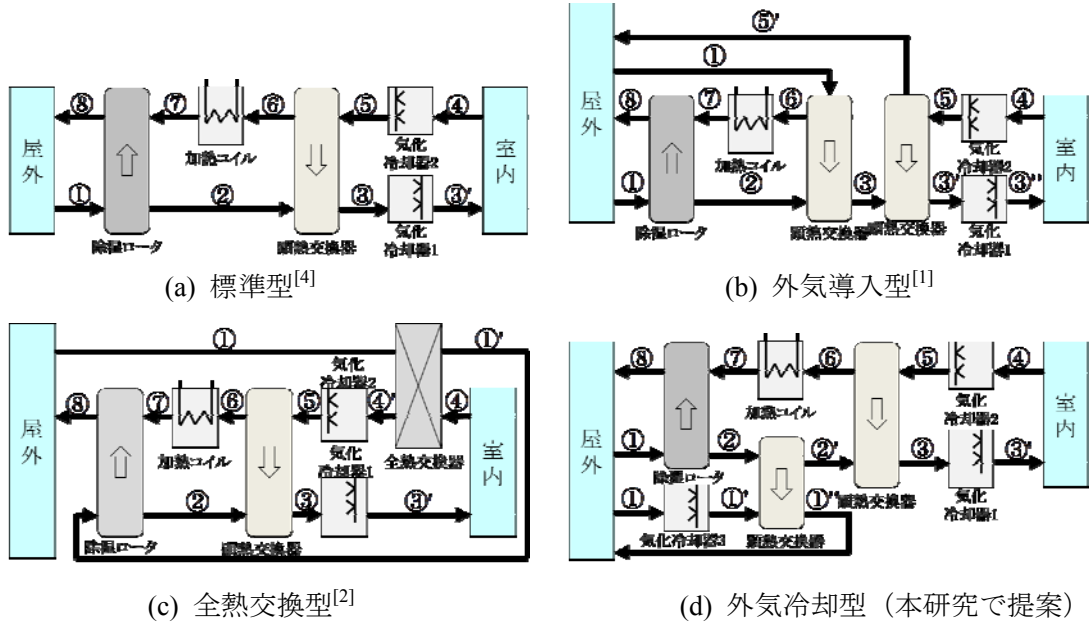
(5) 二段除湿外気導入型^[3]

除湿ロータを二段設けることによって標準型よりも除湿能力が向上し、外気導入によって冷房能力も向上している。

(6) 二段除湿外気冷却型(本研究で提案)

一段目の除湿ロータから排出される空気②を水噴霧によって冷やされた空気①'で冷却し、さらに二段で除湿するため、標準型よりも冷房能力と除湿能力が向上している。

【一段除湿システム】



【二段除湿システム】

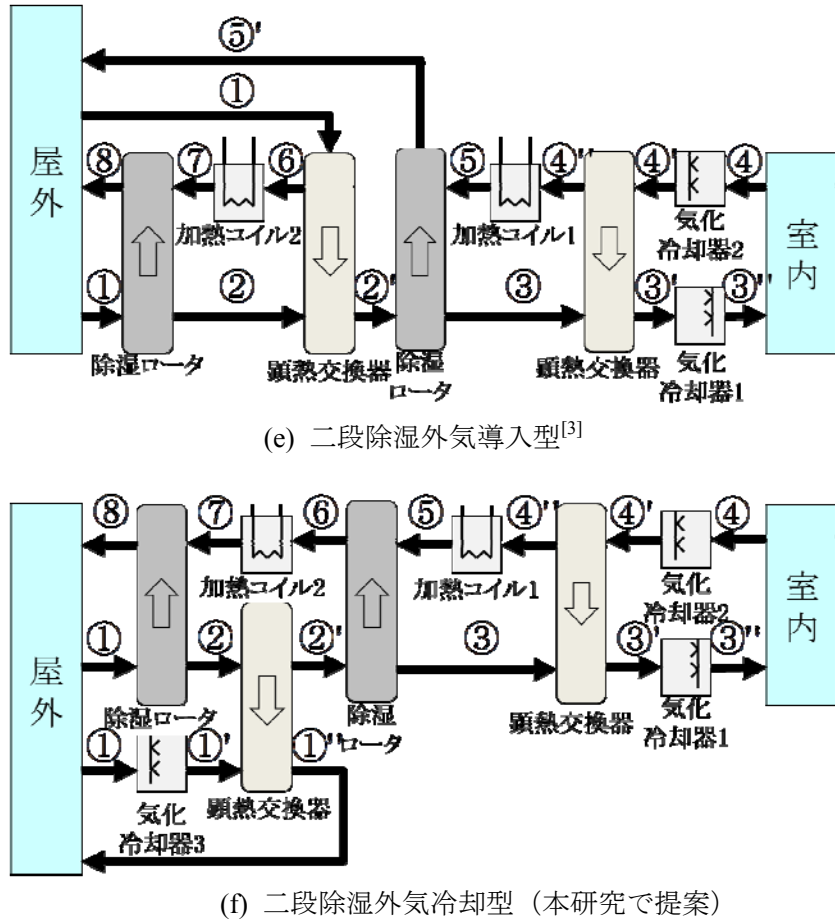


図 5.2 解析対象のデシカント空調システムの概要

5.3 計算方法

図 5.3 に例として標準型のデシカント空調システムにおける計算手順を示す。計算は、まず初期条件を設定する。次にある風量 Q に関して、気化冷却器の給気側と還気側の水噴霧量 l_1, l_2 および加熱コイルの投入熱量 q_{coil} を 0 から徐々に増加させ、計算される室内の温度と絶対湿度が目標値に一致する l_1, l_2 および q を求めた。この計算を、風量 Q が想定値より十分大きい値（本研究では $15,000\text{m}^3/\text{h}$ ）から $10\text{m}^3/\text{h}$ ずつ減少させながら繰り返し行い、各 Q に対して加熱コイルの投入熱量 q_{coil} と消費電力量の熱量換算値の和（以下では投入エネルギー量と称する。熱電変換効率を $43\%^{[5]}$ とし、加熱コイルの投入熱量+消費電力量/0.43 で算出）を求めた。なお、一つの Q に対して、 l_1, l_2 および q_{coil} の組合せが複数存在する場合がある。その場合、最も省エネルギー状態である加熱コイルの投入熱量 q_{coil} が最小になる条件を採用した。

種々の l_1, l_2 に対して q_{coil} を求め、さらに q_{coil} の最小値を得る計算は極めて大掛かりになる。そこで、以下の簡略法を使用した。 l_1, l_2 の組合せを考えると、 q_{coil} を小さくするには除湿ロータにおける除湿量も小さくすればよく、これは給気側の水噴霧量を可能な限り少なくすることに帰着する。したがって、まず給気側の水噴霧量 l_1 を 0 に保ちながら還気側の水噴霧量 l_2 を増加させて冷房能力を高め、 l_2 が気化冷却器出口の加湿限界 $\phi_{max} = 95\%$ でも冷房能力が不足する場合、還気側で $\phi_{max} = 95\%$ を保ちながら給気側の水噴霧量 l_1 を 0 から徐々に増加させて解を求めた。

加熱コイルが複数ある場合、両加熱コイルに供給する排熱の温度は等しいと考え、両加熱コイルの出口空気温度が同一になるように q_{coil} を 2 つの加熱コイルに分配した。

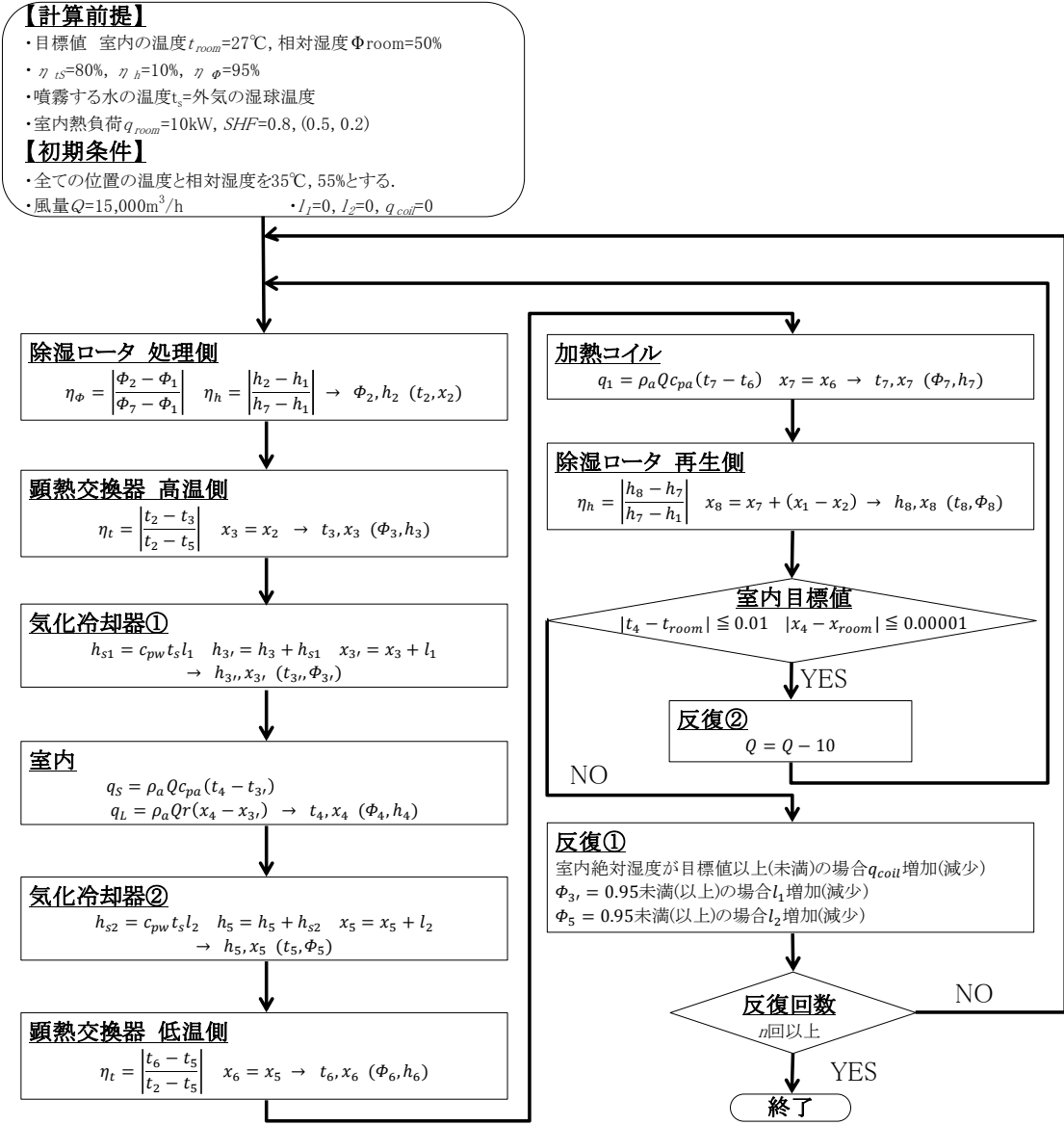


図 5.3 標準型デシカント空調システムの計算フロー

5.4 解析条件

5.4.1 環境条件

(1) 外気

温度 35°C, 相対湿度 40~60%,

(2) 室内

温度 27°C, 相対湿度 50%,

(3) 熱交換器

顕熱交換器 温度効率 $\eta_{ts}=80\%$,

全熱交換器 温度効率 $\eta_{tSL}=65\%$, 絶対湿度効率 $\eta_{xSL}=65\%$

(4) 除湿ロータ

エンタルピー効率 $\eta_h=10\%$, 相対湿度効率 $\eta_\phi=95\%$

(5) 気化冷却器

噴霧水の温度 = 外気の湿球温度

出口における相対湿度の上限値 95%,

(6) 室内

熱負荷 $q_{room} = 10\text{kW}$

(7) SHF = 0.8, 0.5, 0.2

以上の条件から、各構成要素の出入口における温度、湿度、風量、加熱コイルでの投入熱量が求められる。ここで、外気条件には大阪の夏季における標準的な気温、相対湿度を用いるものとする。なお、計算において、空気と水の物性値は以下の値を使用した。

$c_{pa} = 1.006 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$, $\rho_a = 1.293 \text{ kg}/\text{m}^3$, $c_{pw} = 4.186 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$,

$r = 2501 \text{ kJ}/\text{kg}$

5.4.2 消費電力量の算出方法

送風機の消費電力は送風機の必要動力 L に等しいとして、式(5.4.2.1)から算出した。

$$L = \frac{Qp_s}{\eta_s} \quad \dots\dots(5.4.2.1)$$

p_s は送風機出口の静圧であり、デシカント空調システムの圧力損失と等しい。 η_s は静圧効率であり、55%^[6]とした。

式(5.4.2.1)から送風機の消費電力を求めるためには、圧力損失が必要になる。本研究では、加熱コイル、熱交換器、除湿ロータの圧力損失についてはメーカーから提供を受けた技術資料の値^[7]を用いた。それらの値を表 5.5 に示す。空調機から室内へのダクト全体の圧力損失は、風量に応じてダクト径を変更することを想定し、風量に関らず 200Pa とした。また、ダクト出口の静圧（以下、機外静圧と称する）を 100Pa と設定した。図 5.2 に示した 6 種類のシステムに関して、各構成要素の数と表 5.5 から、空調システム全体の圧力損失を求めた。

その結果を図 5.5 に示す。この圧力損失と解析によって得られた風量 Q から、式(5.4.2.1)を用いて送風機の消費電力を算出した。送風機以外の要素の駆動に必要な電力は、既製品のカタログ値^[8]に基づき、風量 3000 m³/h あたり除湿ロータ、顕熱交換器、全熱交換器が 0.2 kW、気化冷却器^[9]が 0.05 kW とし、解析から得られる風量 Q に応じて各構成要素の消費電力を求めた。

表 5.5 各構成要素 1 台あたりの圧力損失^[7]

装置名称	加熱 コイル	顕熱 交換器	除湿 ロータ	ダクト	機外 静圧
圧力損失	96 Pa	144.7 Pa	193.7 Pa	200 Pa	100 Pa

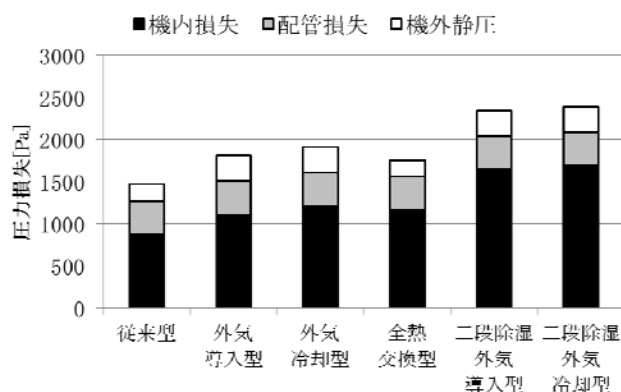


図 5.5 各デシカント空調システムの圧力損失

ここで、従来廃棄されていた排熱等を加熱コイルで使用する場合、成績係数(COP)は空調システムの運転に消費される総電力量のみで評価を行う必要がある。しかし、加熱コイルへ投入される熱が他の設備で利用価値を有する場合、COP は総電力量と加熱コイルへ投入される熱量の両者を考慮した投入エネルギー量で評価する必要がある。

消費される総電力量 E_e に対する室内熱負荷処理能力の割合と、投入エネルギー量 E_{eh} に対する室内熱負荷処理能力の割合をそれぞれ COP_e , COP_{eh} とする。室内熱負荷処理能力は室内の熱負荷 q_{room} と等しいことから、 COP_e , COP_{eh} は式(5.4.2.2), (5.4.2.3)で表される。

$$COP_e = \frac{q_{room}}{E_e} \quad \dots\dots(5.4.2.2)$$

$$COP_{eh} = \frac{q_{room}}{E_{eh}} \quad \dots\dots(5.4.2.3)$$

5.5 解析結果

5.5.1 最適条件の決定と運転状態

図 5.5.1.1 に、標準型に対する風量と投入エネルギー量の関係を示す。この条件では、風量が $5,970\text{m}^3/\text{h}$ 以下では解が得られなかった。総電力量は風量に比例することから、 COP_e の算出は、風量が最小になる条件（図中の□印、風量 $Q = 5,970\text{m}^3/\text{h}$ ）が対象になる。一方、 COP_{eh} は、投入エネルギー量が最小となる条件（図中の○印）で求めることになる。次節では、これら 2 種類の条件に分けて各デシカント空調システムの特徴および本論文で提案した外気冷却型の省エネルギー性、有用性について議論を行う。

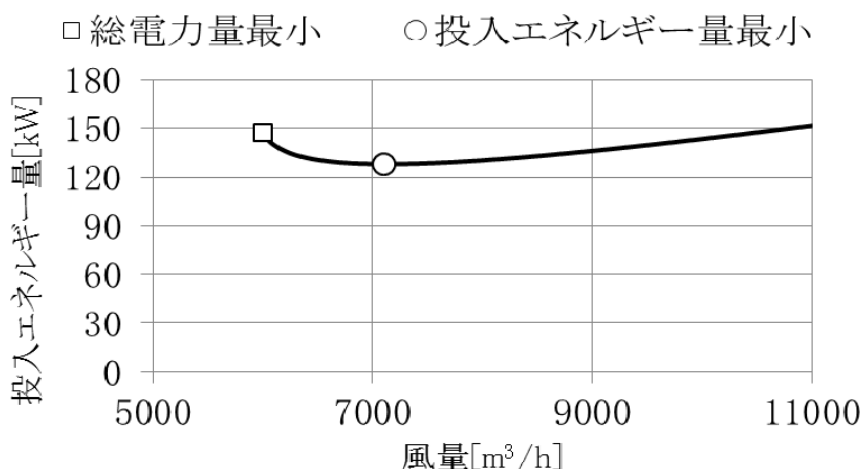


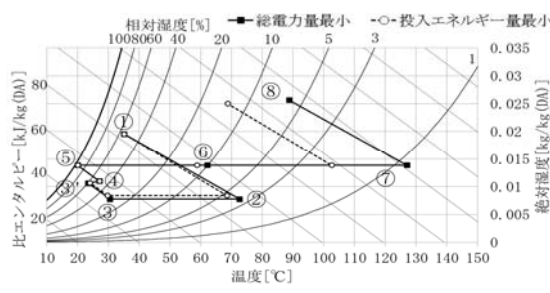
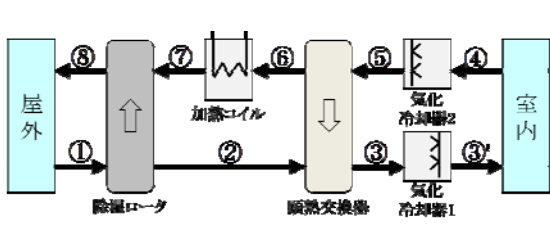
図 5.5.1.1 標準型における風量と投入エネルギー量の関係

図 5.5.1.2 に、計算された各デシカント空調システムの運転状態を空気線図上に示す。図中の実線は総電力量最小の条件であり、破線は投入エネルギー量最小の条件である。空気線図に見られる各システムの相違は総電力量最小条件と投入エネルギー量最小条件で大きな差は無いことから、総電力量最小条件（図中の実線）に注目し、各システムの特徴を述べる。

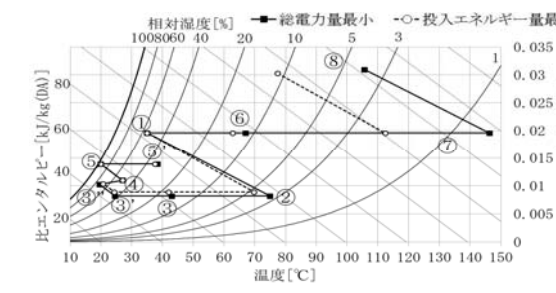
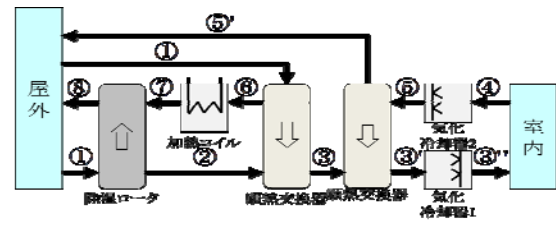
(a)の標準型では、気化冷却器 1 の入口③における空気温度は約 30°C と高いが、絶対湿度も約 $0.0078\text{kg}/\text{kg}(\text{DA})$ と高いために気化冷却器 1 で水を十分噴霧できず、室内へ吹込む空気温度を約 23.5°C までしか下げられない。そのため室内の設定温度 (27°C) との温度差が小さく、冷房能力が低い。(b)の外気導入型では、低温外気の導入によって給気側②の空気が大きく冷却され、気化冷却器 1 の出口③'の空気温度は約 19.5°C まで低下している。このように外気導入型は標準型よりも冷房能力は向上しているが、⑤'の空気よりも①の空気の方が絶対湿度は高いことから、加熱コイル出口⑦における空気（以下では、再生空気と称する）の相対湿度を下げるために再生空気を約 146°C まで加熱する必要がある。(c)の全熱交換型では、給気が全熱交換器を通過することによって低温、低絶対湿度になるため、気化冷却器 1 における水噴霧量を多くして室内へ吹込む空気③'の温度を約 20.5°C まで低下できている。し

たがって、全熱交換型も高い冷房能力を有している。(d)の外気冷却型では、気化冷却器 1 の出口における空気温度は約 17.4℃まで低下しており、外気導入型や全熱交換型よりも高い冷房能力を有している。さらに、外気冷却型は、外気導入型と比較して還気の絶対湿度が低いために再生空気⑦の温度も外気導入型より約 9℃低くできており、外気導入型よりも低温の排熱を利用しやすい。

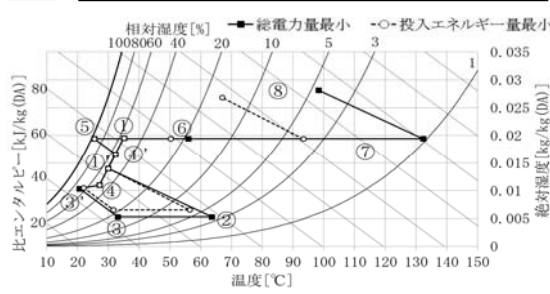
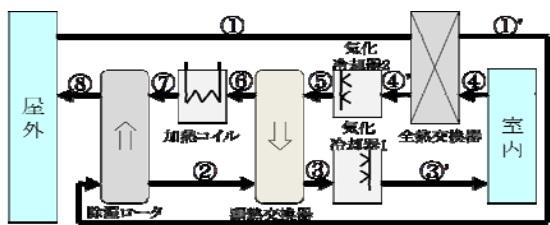
二段除湿方式では、除湿を二段で行うために除湿後の湿度がかなり低くなり、多量の水噴霧が可能になることから、室内へ吹込む空気温度は約 14.5℃まで下がっている。また、2組の除湿ロータと顕熱交換器の使用によって、再生空気の温度も低く抑えられている。二段除湿の中では、外気導入型よりも外気冷却型の方が再生空気の温度は約 8℃低くなっており、外気冷却型の方が低温排熱の利用に有利である。



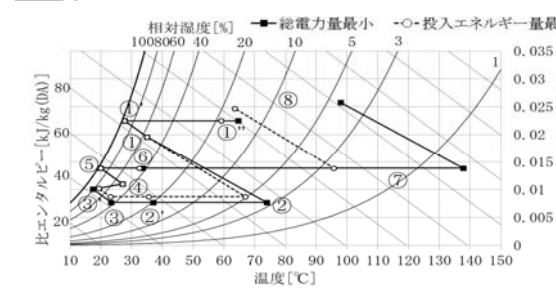
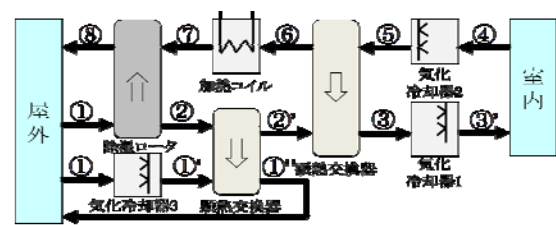
(a) 標準型



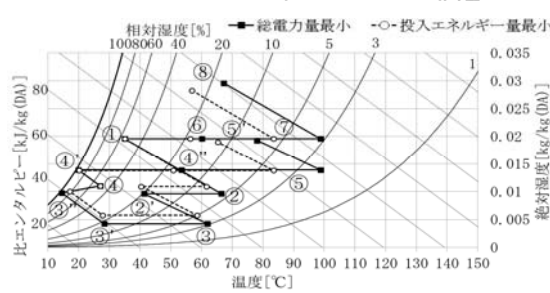
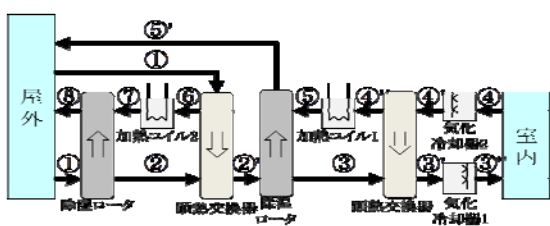
(b) 外気導入型



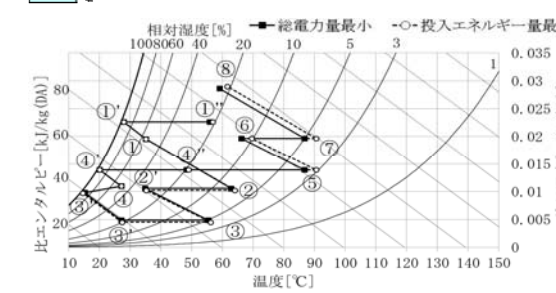
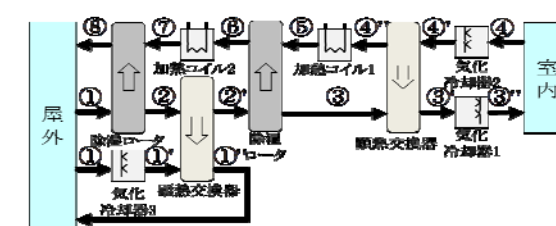
(c) 全熱交換型



(d) 外気冷却型 (本研究で提案)



(e) 二段除湿外気導入型



(f) 二段除湿外気冷却型 (本研究で提案)

図 5.5.1.2 デシカント空調システムの運転状態 (SHF=0.8)

5.5.2 総電力量最小条件における各デシカント空調システムの評価

図 5.5.2 (a)~(h)に、総電力量が最小になる条件で得られた解析結果を示す。なお、SHF が変わることによる優位性の変化はほとんど見られないため、ここでは一般的な条件である外気温度 35℃、外気相対湿度 55%における $SHF = 0.8$ の結果を中心にして、解析結果に見られる特徴を述べる。

(a)に室内吹出し空気温度を示す。室内吹出し空気温度は一段除湿では標準型が最も高く、外気冷却型が最も低い。室内吹出し空気温度が高いと室内の熱負荷を除去するのに多くの風量が必要になることから、(b)に示す風量も標準型が最も多くなり、外気冷却型が最も少なくなっている。二段除湿のシステムは一段除湿のいずれよりも室内吹出し空気温度が低くなり、風量も少なくなっている。なお、二段除湿では、室内吹出し空気温度と風量に見られる外気導入型と外気冷却型の差は小さい。

(c)は風量 $1000\text{m}^3/\text{h}$ あたりの熱負荷処理能力であり、熱負荷(10kW)と計算された風量から求めた値である。一段除湿では外気冷却型が最も優れており、外気導入型の約 1.3 倍である。二段除湿の外気冷却型では、一段除湿の外気冷却型の約 1.5 倍の熱負荷処理能力を有している。

(d)に示した再生空気温度は、一段除湿の場合 SHF による影響は比較的小さく、標準型で約 126℃であるが、外気導入型で約 146℃に達しており、高温の排熱が必要であることが分かる。外気導入型の再生温度が高い理由は、前述のように絶対湿度の低い空気を排出して絶対湿度の高い外気を導入するため、再生空気の温度を上げて導入した外気の相対湿度を下げる必要があるためである。二段除湿の場合、 $SHF = 0.8$ では一段除湿よりも再生温度は低くなるが、 $SHF = 0.5, 0.2$ では約 130~140℃であり、空調には比較的高温であるガスタービンやゴミ処理、工場などの排熱が必要になる。

(e)に総電力量を示す。総電力量は風量に比例することから、一段除湿では標準型が最も多く、外気冷却型が最も少なくなっている。また、二段除湿は一段除湿よりもさらに総電力量が小さくなっている。

(h)に COP_e を示す。 COP_e は一段除湿の場合では標準型、全熱交換型、外気導入型、外気冷却型の順で大きくなり、外気冷却型の省エネルギー性が最も優れていることが分かる。 COP_e の値は、標準型で約 1.8、外気冷却型で約 2.9~3.5 である。二段除湿ではさらに COP_e が高く約 3.7~4.5 であるが、外気導入型と外気冷却型の差は小さい。

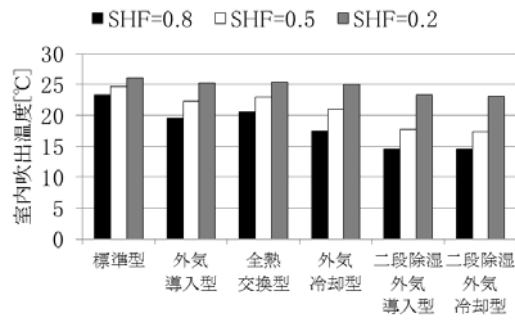
総電力量最小の条件においても、空調システムの運転には加熱コイルへの投入熱量と投入エネルギー量を把握しておくことが重要であると考えられる。そこで、以下にこれらの特徴についても考察する。

(f)に示した加熱コイルへの投入熱量は、標準型、外気導入型、外気冷却型の順で少なくなり、外気冷却型と全熱交換型に見られる差は小さい。二段除湿では一段除湿よりもさらに加熱コイルへの投入熱量が小さくなり、外気冷却型の方が少ない。(e)の総電力量と比較すると、加熱コイルへの投入熱量は総電力量の約 25 倍の値を有している。電力量を熱量に

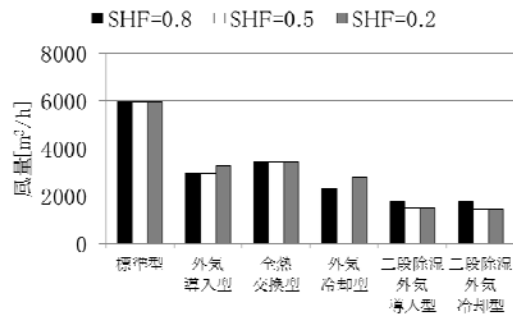
換算すると電力量/0.43 になることから、熱量換算で考えれば、加熱コイルへの投入熱量は熱量換算の総電力量の約 11 倍必要であることが分かる。

(g)に投入エネルギー量を示す。投入エネルギー量の 90%以上が加熱コイルへの投入熱量であることから、投入エネルギー量に見られる特徴は加熱コイルへの投入熱量と同一であり、投入エネルギー量は一段除湿では外気冷却型と全熱交換型、二段除湿では外気冷却型が少ない。

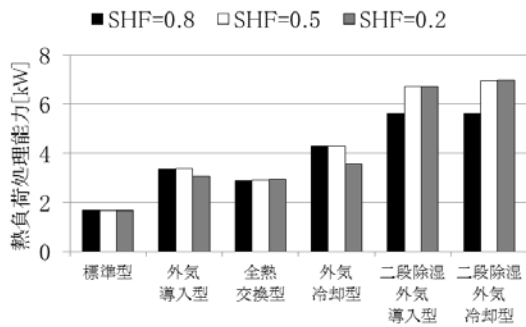
以上の結果から、総電力最小の条件において、一段除湿および二段除湿のいずれにおいても、外気冷却型が最も省エネルギー性が高いことが分かった。



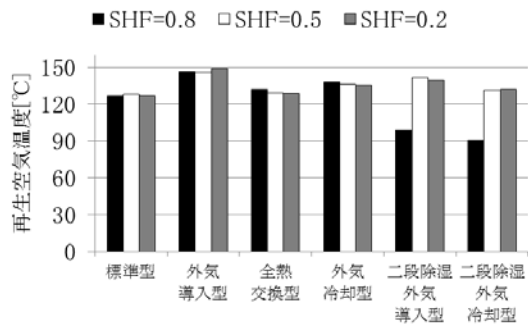
(a) 室内吹出し空気温度



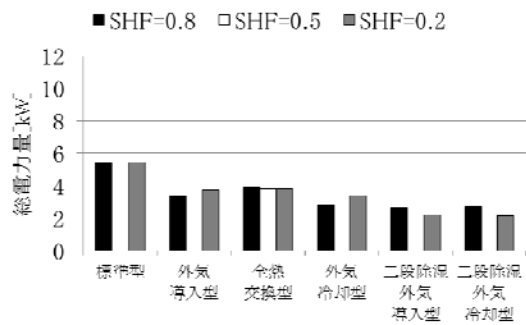
(b) 風量



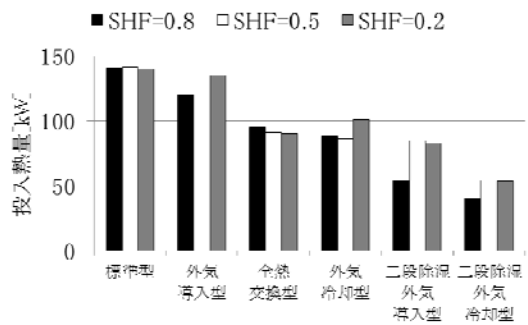
(c) 風量 1000m³/h あたりの熱負荷処理能力



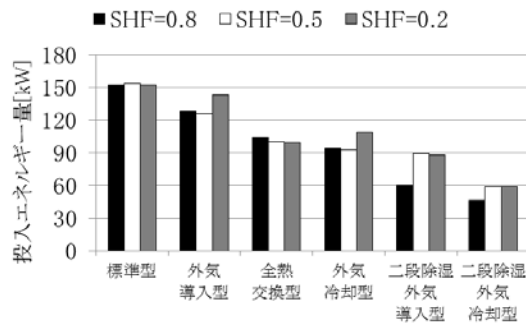
(d) 再生空気温度



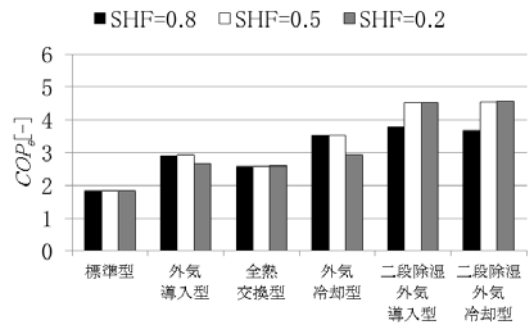
(e) 総電力量



(f) 加熱コイルへの投入熱量



(g) 投入エネルギー量



(h) COP_e (総電力量基準)

図 5.5.2 総電力量が最小になる場合におけるデシカント空調システムの運転条件の比較

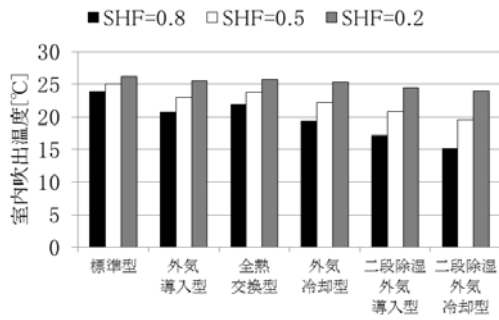
5.5.3 投入エネルギー量最小条件における各デシカント空調システムの評価

図 5.5.3(a)~(h)に、投入エネルギー量が最小になる条件で得られた解析結果を示す。各解析結果に見られるシステム間の優位性は、総電力量最小の条件とほぼ同一であり、一段除湿よりも二段除湿が高性能であり、一段除湿では標準型、外気導入型、外気冷却型の順で性能が向上し、外気冷却型と全熱交換型の差は小さい。したがって、投入エネルギー最小の条件においても、外気冷却型は省エネルギー性が優れたデシカント空調システムである。 COP_{eh} の値は、一段除湿の外気冷却型で約 0.13、二段除湿の外気冷却型では約 0.21 となった。

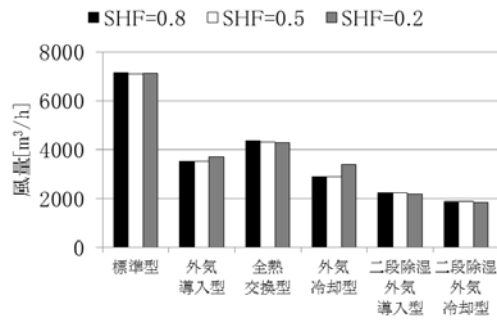
これまでの議論では、総電力量最小の条件と投入エネルギー量最小の条件に分けて各システムの優位性に関する議論を行ってきた。しかし、これら 2 条件のいずれを選択するかによって、エネルギー量や再生温度等に差が見られる。そこで、以下に両条件の比較を示す。

(e)に示した総電力量に注目すると、投入エネルギー量最小の条件では、総電力量最小の条件よりも総電力量は約 20%大きい。これは、投入エネルギー量最小条件の方が風量は大きいためである。しかし、(f)に示した加熱コイルへの投入熱量は逆に投入エネルギー最小条件の方が 10~20%少ないため、(g)に示した投入エネルギー量も投入エネルギー最小条件の方が 10~20%小さくなっている。

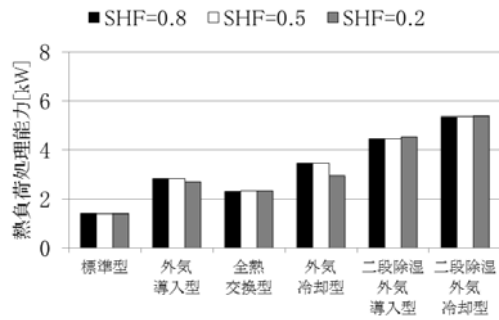
(d)の再生空気温度は、投入エネルギー量最小の条件の方が総電力量最小の条件よりも約 20%低くなっている。これは加熱コイルへの投入熱量が少ないことに起因していると考えられるが、視点を変えれば、投入エネルギー量最小の条件で運転することによって、より低温な排熱や太陽熱などが利用可能になることを示唆しており、未利用エネルギーの有効活用が可能と言える。



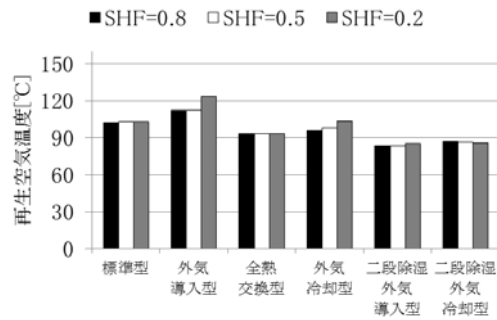
(a) 室内吹出空気温度



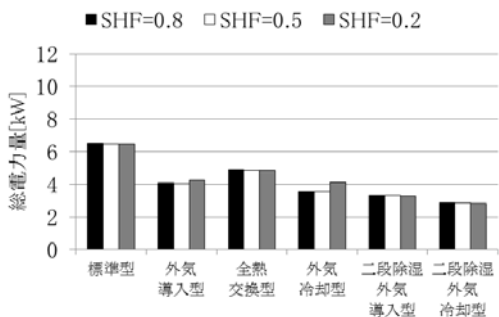
(b) 風量



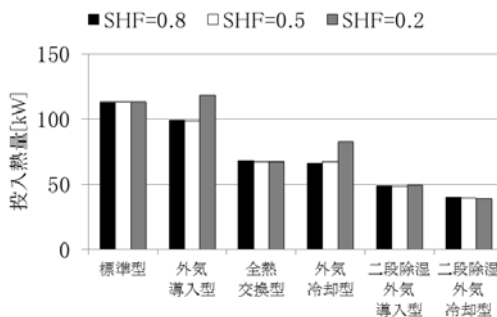
(c) 風量 1000m³/h あたりの熱負荷処理能力



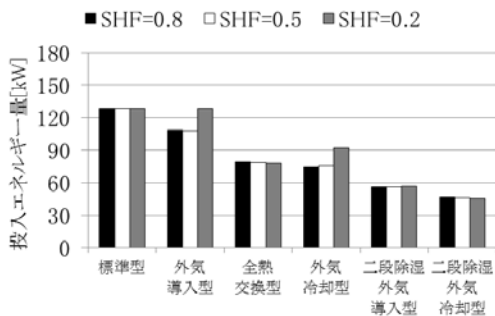
(d) 再生空気温度



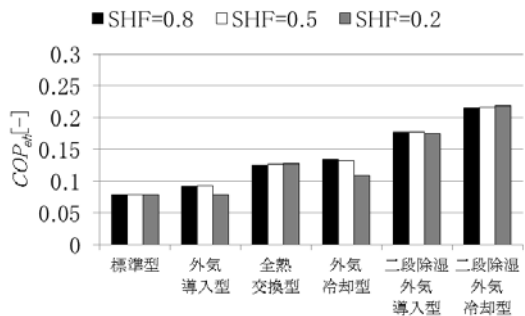
(e) 総電力量



(f) 加熱コイルへの投入熱量

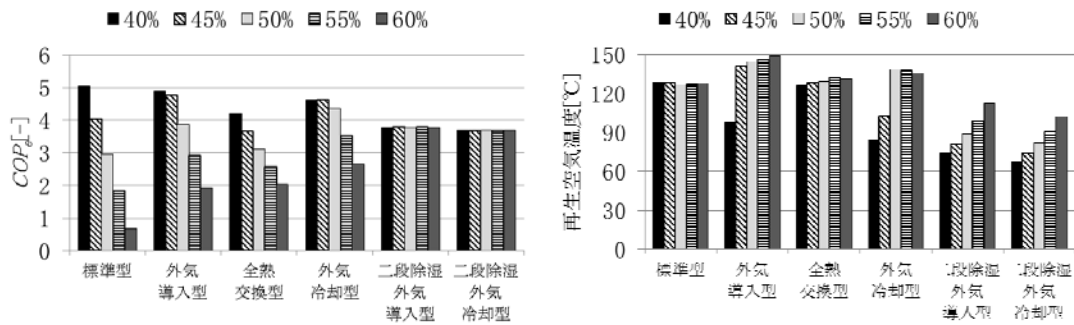


(g) 投入エネルギー量



(h) COP_{gh} (投入エネルギー基準)

図 5.5.3 投入エネルギーが最小になる場合における運転条件の比較



(a) COP_e (総電力量基準)

(b) 再生空気温度

図 5.5.4 外気相対湿度の変化による運転条件の比較(総電力量が最小になる場合)

5.5.4 外気相対湿度が変化した場合の各デシカント空調システムの評価(総電力量最小)

図 5.5.4(a)~(b)に $SHF=0.8$ における外気相対湿度が変化した場合の総電力量が最小になる条件の解析結果を示す。

(a)に COP_e を示す。 COP_e は外気相対湿度が 40% の低負荷時において、一段除湿では標準型が最も高く、全熱交換型が最も低くなっている。しかし、外気相対湿度が高くなるにしたがって標準型は COP_e が著しく低下し、全熱交換型、外気導入型、外気冷却型の順で低下が緩やかになり外気冷却型が最も高くなる。また、二段除湿では外気相対湿度に依存せずほぼ一定となっており、外気導入型がやや高いことがわかる。

(b)に再生空気温度を示す。一段除湿では外気相対湿度が 40% と低い場合では全熱交換型および標準型が最も高く、外気冷却型が最も低い。しかし、外気相対湿度が高くなるにつれ再生空気温度は上昇し、最も高い外気導入型では約 149°C に達するため、非常に高温の排熱が必要となる。一方で、二段除湿においては外気導入型、外気冷却型ともに一段除湿に比べて再生空気温度を大幅に抑えることができる結果となった。さらに外気冷却型では外気導入型に比べて 10°C 程度低い排熱を用いることができる。

以上の結果から、総電力最小の条件において、一段除湿の外気冷却型では外気相対湿度 50% 以上のときに再生空気温度がわずかに高くなるものの、総電力量の観点から優れていることがわかる。二段除湿の外気冷却型では、外気導入型と同等の COP_e を有しつつ、より低温の排熱を利用することができるため有用なシステムと言える。

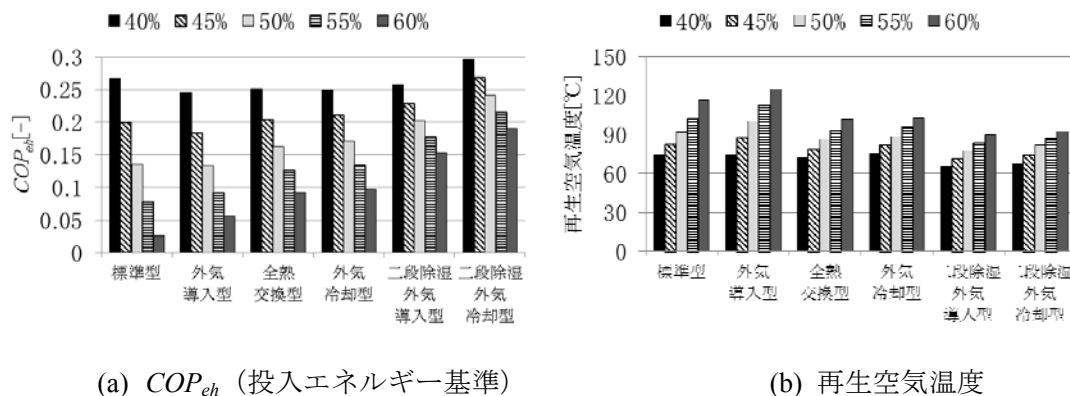


図 5.5.5 外気相対湿度の変化による運転条件の比較(投入エネルギーが最小になる場合)

5.5.5 外気相対湿度が変化した場合の各デシカント空調システムの評価(投入エネルギー量最小)

図 5.5.5(a)~(b)に外気相対湿度が変化した場合の投入エネルギー量が最小になる条件で得られた解析結果を示す。

(a)に COP_{ah} を示す。一段除湿における各システム間の優位性は総電力量が最小の条件とほぼ同一である。しかし、二段除湿においては外気冷却型の COP_{ah} がいずれの相対湿度においても外気導入型を約 0.04 上回る。

(b)に再生空気温度を示す。再生空気温度については一段除湿では外気冷却型と全熱交換型が最も低く約 75~100°C、二段除湿では外気導入型と外気冷却型ともに約 65~90°Cとなり、総電力量最小の条件と比較して大幅に低くなっている。

以上の結果から、一段除湿、二段除湿ともに、外気冷却を用いることで外気相対湿度 40% の場合を除き、従来のシステムと同等もしくは同等以上の省エネルギー性を有し、かつ、低温排熱の有効活用の観点から有用である。

5.6 まとめ

空調における省電力化に対応するため、外気冷却型のデシカント空調システムを新たに提案した。このシステムの省エネルギー性と有用性を検討するため、消費総電力量が最小になる条件と、消費総電力に投入熱量を加えた投入エネルギー量が最小になる2種類の条件に対して、室内吹出し空気温度、風量、再生空気温度、COPなどを算出し、従来のデシカント空調システムと比較を行った。また、同様にSHF=0.8における外気相対湿度の変化による各システム間の比較も行った。これらの検討から、以下の新知見が得られた。

- 1) 総電力量最小の条件において、一段除湿では外気冷却型が最も熱負荷処理能力が高く、総電力量も少ない。外気冷却型における総電力量基準のCOPは2.9~3.5に達する。二段除湿では一段除湿よりもさらに性能が向上するが、外気導入型と外気冷却型の方の差は小さく、COPは両者とも約4.5である。
- 2) 投入エネルギー量最小の条件においても、一段除湿では外気冷却型のCOPは標準型、外気導入型よりも大きい、全熱交換型との差は小さい。外気冷却型における投入エネルギー基準のCOPは一段除湿の場合で約0.10~0.13、二段除湿の場合で約0.21である。
- 3) 投入エネルギー量最小の条件では、総電力量最小の条件よりも総電力量は約10%大きい、投入エネルギー量は10~20%小さくなる。また、再生空気温度が約20%低下するため、低温排熱の利用に有利である。
- 4) 外気相対湿度が変化した場合、総電力量最小および投入エネルギー量最小の両条件において、相対湿度40%のとき、一段除湿では外気冷却型のCOPはやや劣るものの、相対湿度が50%を超えると他のシステムよりもCOPは大きく向上する。二段除湿では外気冷却型はCOP、再生空気温度の観点から外気導入型と同等以上の性能を有する。33

以上の結果から、外気冷却型は従来のデシカント空調システムと比較して同等あるいはそれを上回る省エネルギー性と冷房能力を有しており、有用であることが分かった。

参考文献

- [1] 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講演会講演論文集, pp.617-620
- [2] Akio Kodama, Kousuke Andou, Masashi Ohkura, Motonobu Goto and Tsutomu Hitose : Process Configurations and Their Performance Estimations of an Adsorptive Desiccant Cooling Cycle for Use in a Damp Climate, Journal of Chemical Engineering of Japan, Vol.36, No.7(2003), pp.819-826
- [3] 児玉昭雄, 後藤元信, 広瀬勉, 川崎春夫, 岡野浩志: 吸着式デシカント冷房における究極的性能発現のための諸施設の統合, 第 35 回空気調和・冷凍連合後援会講演論文集, (2001.4), pp.93-96
- [4] Akio Kodama, Tadashi Hirayama et al : The use of psychrometric charts for the optimization of a thermal swing desiccant wheel : Applied Thermal Engineering 21(2001), pp.1657-1674
- [5] ERIK KLAASSEN : International Comparison of Fossil Power Efficiency and CO2 Intensity, Ecofys Netherlands by, Project number CMNNL11457 (2011), pp. 58
- [6] 井上宇市 : 改訂 5 版 空気調和ハンドブック, 丸善株式会社(2008), pp.275-277
- [7] 新晃工業(株):空調機・除湿機技術資料
- [8] (株)西部技研:ハイ・パネックス・イオン PAC-1300T カタログ
- [9] ウェットマスター(株):高圧スプレー式加湿器 WM-SVN タイプカタログ

第 6 章

CO₂ 冷媒ヒートポンプを組み込んだ放射冷房と

デシカント除湿の複合システムの提案

6.1 放射冷房パネルの特徴

現在最も普及している対流型空調方式は、冷凍機の性能向上によって省エネルギー性が年々向上している。しかし、対流型空調は室内の温度分布が不均一になりやすく、冷気や暖気が直接人体に当たって快適性を損なうという問題がある。

一方、放射式空調方式では、室内の温度分布が均一化され、放射パネルからの放射によって人体が冷却されるため、快適性が高くなる。さらに、パネルに循環させる冷水温度が対流型空調より高いため、放射式空調方式の方が冷凍機の COP も向上できる大きな優位性がある。しかし、高温多湿である我が国では、天井設置型放射パネルに結露が発生する場合があります。外調機による除湿の併用が不可欠である。したがって、高い省エネルギー性を有する放射式空調と外調機の複合システムが強く望まれる。

放射冷房と併用される外調機は、冷却除湿式の他にデシカント式がよく用いられており、以下の知見が報告されている。

- 1) 放射冷房と外調機の併用によって対流型空調よりも送風機の空気量が減少し、送風機動力を削減できる^[1]。
- 2) 外調機にデシカント式を用いると冷却除湿式と比較して FCU の表面に結露が生じ難いため、室内 IAQ が向上する。しかし、ボイラなどによる加熱が必要であるため、エネルギー消費量が増加する^[2]。
- 3) 太陽熱駆動の吸着式冷凍機を用いた放射冷房とデシカント除湿の組み合わせは、従来のヒートポンプを用いたパッケージエアコンの電力使用量を約 41%削減できる。しかし、冷房・除湿ともに太陽熱駆動であるため気象の影響を大きく受ける欠点がある^[3]。

放射冷房とデシカント除湿を複合した研究は従来から行われているが、まだまだ数が少なく、十分な評価には至っていない。特に、放射冷房に複合可能なデシカント除湿には複数の方式があり、それらと冷却除湿における性能、経済性の比較まで行った検討はほとんどない。

本報では、王、添田ら^[4]が行った放射式冷房と冷却除湿の複合システムに対する省エネルギー性の評価を、放射式冷房とデシカント除湿の複合システムに対しても行い、両者の省エネルギー性を比較評価するものである。なお、複合するデシカント除湿法は、従来式に加え、5章で新たに提案した外気冷却式も対象とした。

6.2 解析対象

6.2.1 放射冷房

図 6.2.1.1 に解析対象のモデル室(10m×6m×2.7m)の外観を示す。長机を中央付近に配置し、その上にプリンタ 2 台と PC4 台を設置した。他にコピー機 2 台を想定し、これらを床面からの発熱によって与えた。また天井には 10 個の照明を発熱体として与え、日射による発熱を窓面(9m², 遮蔽係数 0.5)に与えた。隙間風による換気回数は、0.2 回/h とした。放射パネルは、天井全体(60m²)に設置した^[4]。

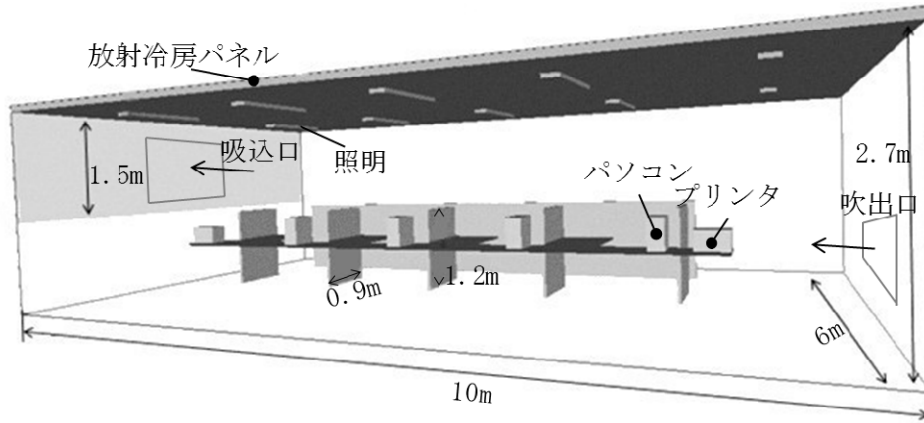


図 6.2.1.1 解析対象室^[4]

図 6.2.1.1 に示す解析対象室天井に設置する放射冷房パネルの主な仕様を表 6.2.1、概略図を図 6.2.1.2 に示す。

表 6.2.1 放射パネルの仕様

放射パネル	厚さ	1.5mm	配管	ピッチ間隔	15mm
	素材	アルミニウム		外径	3.4mm
	熱伝導率	236W/(m・K)		内径	2.3mm
断熱材	厚さ	42mm		肉厚	0.55mm
	素材	グラスウール		素材	ポリプロピレン
	熱伝導率	0.02W/(m・K)		熱伝導率	0.12W/(m・K)

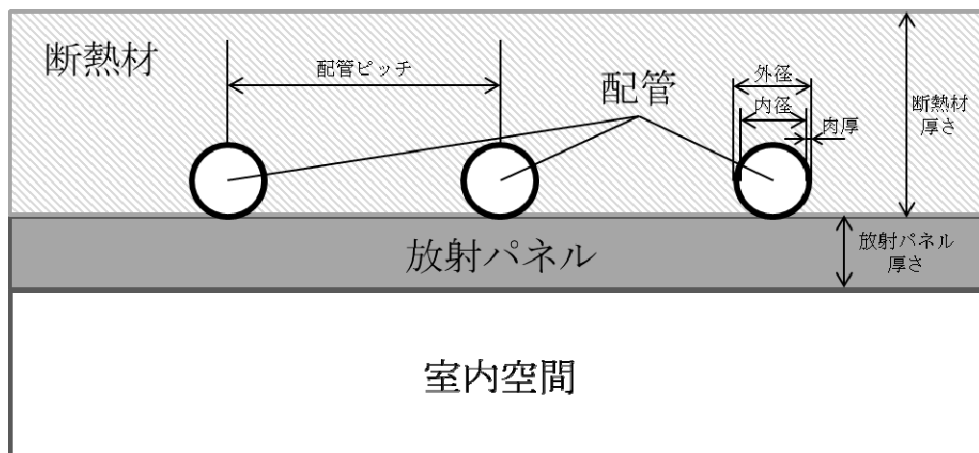


図 6.2.1.2 放射パネルの概略図

6.2.2 外調機の仕様

本報では、室内空調用の外調機として、冷却除湿式あるいはデシカント式を用いた。外調機の概略を図 6.2.2(a)~(d)に示す。図中の HP はヒートポンプである。小金井ら^[5]はデシカント空調に CO₂ 冷媒ヒートポンプを用いることを提案している。本研究でも、CO₂ 冷媒ヒートポンプを使用して放射冷房・冷却コイル供給用の冷熱とデシカント除湿用の温熱の両方を供給する。

冷却コイルと放射パネルでは、必要とする冷水の温度と流量がそれぞれ異なる。そこで、冷却コイルと放射パネルの冷水温度の低い方に蒸発器から供給する冷水温度を設定し、冷却コイルと放射パネルの入口と出口の間にバイパスを設け、供給する冷水の温度と流量を調整できるようにした。

(1) 冷却除湿式^[4]

取り込まれた外気①は、全熱交換器で室内還気と全熱交換される。そして室内還気の一部と混合された後、冷却除湿、再熱されて室内に吹き込まれる。このとき、冷却除湿はヒートポンプから供給される冷水を用いるが、再熱は外気を用いて行うため、再熱負荷は評価の対象としない。

(2) 標準型デシカント除湿^[6]

外気①は除湿ロータで除湿された後、顕熱交換器で室内還気によって冷却され、さらに冷却コイルで吹出温度まで冷却される。一方、室内還気⑤は気化冷却器で水噴霧されて冷却され、顕熱交換器で外気の冷却に用いられる。その後、加熱コイルで加熱されて除湿ロータの除湿に用いられる。加熱コイルでは、ヒートポンプから供給される温熱が用いられる。

(3) 二段除湿外気冷却型デシカント除湿(第 5 章で提案)

一段目の除湿ロータから排出される外気②を、水噴霧によって冷やされた空気①'で冷却し、さらに二段目で除湿するため、標準型よりも冷房と除湿の能力が向上する。

(4) 全熱交換型デシカント除湿^[5]

全熱交換器を用いて外気①と室内から排出される空気⑤の間で全熱交換を行うため、①'の空気は①よりも低温、低湿度になる。その結果、標準型よりも冷房と除湿の能力が向上する。

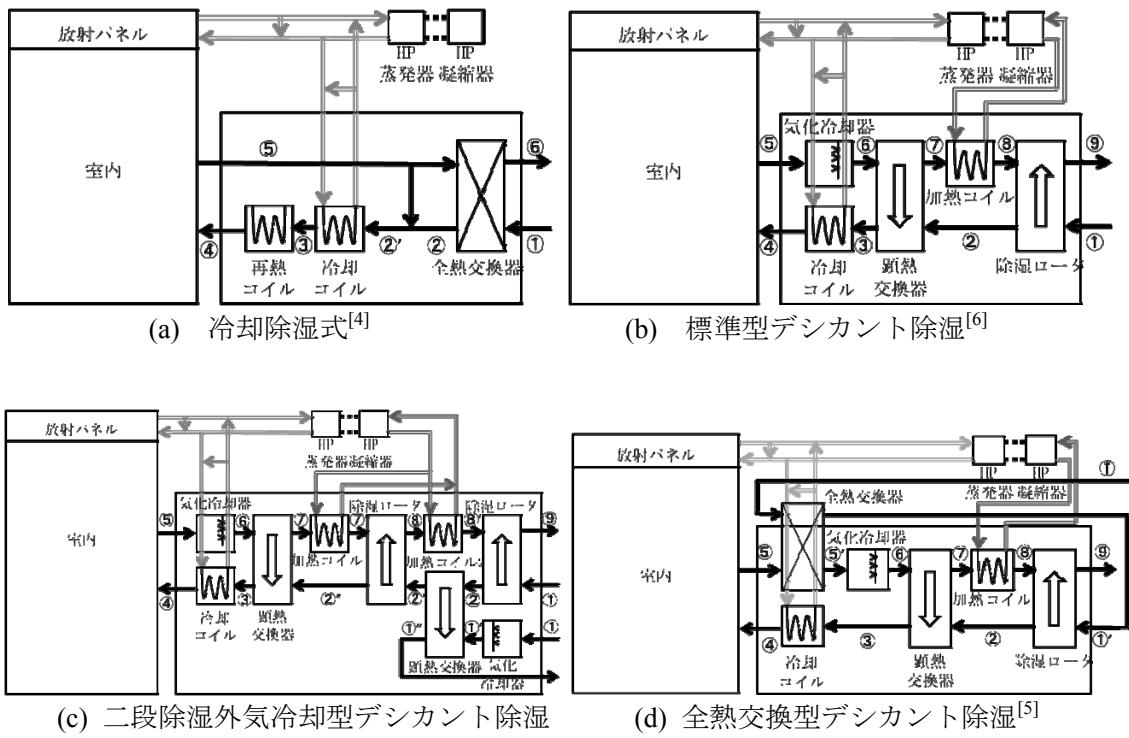


図 6.2.2 解析対象の外調機の概要

6.3 熱気流解析コード SCIENCE の理論

本研究では数値実験によって、放射冷房システムのエネルギー解析を行った。数値実験には熱気流環境解析コード SCIENCE を用いた。

数値環境試験室を構築する上で、重要な事柄は、室内における気流や熱移動現象を正確に扱うことである。本節では、数値環境試験室の骨組みである数値解析手法についてまとめた。図 6.3 に数値環境試験室の概念図を示す。

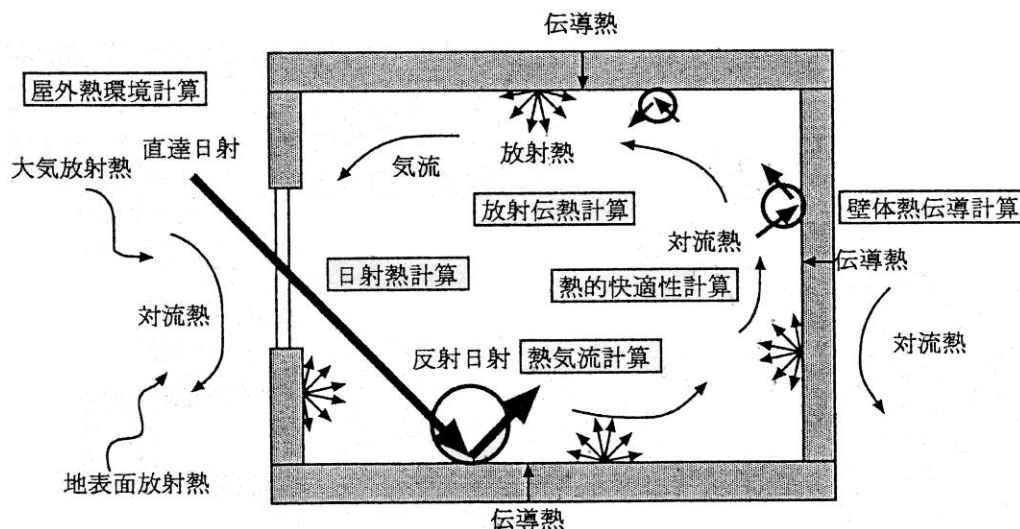


図 6.3 数値環境試験室の概念図^[7]

室内の熱気流環境を正確に予測するには、気流分布の再現や壁面での放射・伝導・対流による複合伝熱を正確に扱うことが重要である。熱気流環境解析コード^[8]では、気流場を予測する際に、一般的な標準 $k-\epsilon$ 乱流モデルを用いている。また気流計算、壁体内部の熱伝導計算、ならびに壁体表面間の放射計算を連成させながら、壁表面における熱収支式を解く HBM(Heat Balance equation Methods)を採用している。また室内における壁面近傍の気流性状はあいまいで複雑であるため、壁体表面における対流伝熱の扱いは容易ではないが、提案されている壁関数^{[7][8]}が実用的に許容しうる精度であると判断し、採用している。

一方、屋外熱環境が室内へ及ぼす影響についても考慮しており、日射に関しては、直達日射と天空(拡散)日射に分類し、室内の壁に到達する直達日射に関しては、その壁面での反射日射を更に追跡し、各壁面の日射吸収係数を算出している。更に天空日射は拡散光として扱い、壁面では完全拡散反射をすると仮定している。また大気放射や地表面放射なども考慮しており、屋外熱環境の複雑な要素を考慮に入れて計算を行っている。

なお、室内の熱気流環境が人体に及ぼす影響については、熱的快適性指標である PMV(予測平均申告)を用いて、快適性の評価を行っている。

6.3.1 k-ε 乱流モデル

エアコンなどの対流式空調を使用しない場合は、室内気流は自然対流が支配的であると考えられるが、低レイノルズ数型乱流モデル^[9]などは計算コストの面で実用的ではない。一般的に室内気流を予測する際には、計算コストや広範囲に適用できる点などから標準 k-ε 乱流モデルが用いられている。よって、SCIENCE では、室内気流を予測する際に標準 k-ε 乱流モデルを用いることとした。

非圧縮性乱流の支配方程式は、全ての変数に関して同形であるため、以下に示す一般式で表せる。

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \phi)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \left(\Gamma_{eff}^\phi \right) \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right\} + S_\phi \quad \dots (6.3.1.1)$$

ここで、変数 ϕ は、それぞれ速度成分 u, v, w 、温度 θ 、乱流エネルギー k 、乱流エネルギー消散率 ε に

対応しており、各変数に対する乱流拡散係数 Γ_{eff}^ϕ 、生成項 S_ϕ を表 6.3.1.1 に示す。

表 6.3.1.1 各従属変数に対する $\Gamma_{\phi_{eff}}^\phi, S_\phi$

ϕ	Γ_{eff}^ϕ	S_ϕ
u_i	$\mu + \mu_t$	$-\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + F_i$
θ	$\frac{\lambda}{c_p} + \frac{\mu_t}{\sigma_t}$	-
k	$\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}$	$G + B - \rho\varepsilon$
ε	$\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_t}$	$C_1 \frac{\varepsilon}{k} (G + B) - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k}$

(λ, c_p は流体の熱伝導率, 比熱を表す)

また、乱流エネルギー k の生成項 G および浮力項 B はそれぞれ次式で表される。

$$G = \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad \dots (6.3.1.2)$$

$$B = g\beta\Gamma_t^\phi \frac{\partial\theta}{\partial x_j} \quad \dots (6.3.1.3)$$

また、渦粘性係数 μ_t は経験定数 C_D を用いると、

$$\mu_t = C_D \frac{\rho\kappa^2}{\varepsilon} \quad \dots (6.3.1.4)$$

となる。

以上の式に表れた $C_D, C_1, C_2, \sigma_k, \sigma_\varepsilon$ は、いずれも $k-\varepsilon$ モデルの経験定数であり、Launder-Spalding により推薦されている値^[10]を用いた (表 6.3.1.2)

表 6.3.1.2 標準 $k-\varepsilon$ 乱流モデルの経験定数と乱流 Pr 数

C_1	C_2	C_D	σ_k	σ_ε	σ_t
1.44	1.92	0.09	1.0	1.3	0.7

これらの式の離散化、差分スキーム、ならびに SIMPLE 解法は、全て Patankar の手法^[11]に準拠している。

6.3.2 壁面境界条件

SCIENCE では、標準 $k-\varepsilon$ 乱流モデルを採用しており、これは充分発達した欄流域にのみ適用可能である。従って低レイノルズ数乱れ領域が存在する壁面近傍流れを含んだ計算を行う場合には、何らかの考慮が必要となる。そこで、SCIENCE では、対数則に基づく壁関数(Wall Function, WF)^{[12] [13]}を用いることとした。WF は壁面からの第一メッシュ点を ($y^+ > 30$) で使用すると固体表面で境界条件を設定するのと同等の機能を持つものである。

ここで無次元距離 y^+ は、

$$y^+ = \frac{u_* y}{\nu} \quad \dots (6.3.2.1)$$

と表され、 y は壁面からの距離、 ν は動粘性係数、摩擦速度 u_* は、 $u_* = \sqrt{\tau_w/\rho}$ と定義される。また、対数則の速度分布

$$\frac{u}{u_*} = \frac{1}{k} \ln Ey^+ \quad \dots (6.3.2.2)$$

を用いると、摩擦応力 τ_w は、

$$\tau_w = \frac{u_p \kappa \rho \psi_P^+}{y_P \ln(Ey_P^+)} \quad \dots (6.3.2.3)$$

と表され,これを速度 u の境界条件として与える.

但し,これは点 P (壁面に隣接する格子点)が剪断応力一定の層にあることが前提となっており,式(6.3.2.3)の y_P^+ を求める際には,慣性底層内において乱流エネルギー k の輸送方程式中の生成項と消散項が支配的になるということから導かれる

$$\tau_w = \rho C_D^{0.75} k_P \quad \dots (6.3.2.4)$$

を使用する.また,壁面に沿うセルにおいて,乱流エネルギー k の壁面の拡散フラックスを 0 と置き, k の輸送方程式中の消散項に

$$\frac{1}{y_P} \int_0^{y_P} \varepsilon dy = -\rho \frac{C_D^{0.75} k_P^{1.5}}{\kappa y_P} \ln(Ey_P^+) \quad \dots (6.3.2.5)$$

を使用する.一方,乱流エネルギーの消散率 ε については,壁面近傍の乱れの混合距離 l が $l = \kappa y$ で表されると仮定して,

$$\varepsilon_P = \frac{C_D^{0.75} k_P^{1.5}}{\kappa y_P} \quad \dots (6.3.2.6)$$

を適用する.但し κ はカルマン定数である.

次に,壁面剪断(摩擦)応力 τ_w とのアナロジを仮定すると,壁面での対流熱流束 q_C は次式で表される.

$$q_C = \frac{\rho C_P C_D^{0.25} k_P^{1.5}}{\frac{\sigma_t}{\kappa} \ln(Ey_P^+) + P(\sigma_t, \sigma)} (\theta_W - \theta_P) \quad \dots (6.3.2.7)$$

但し, C_P は空気の比熱, θ_W は壁表面温度, θ_P は空気温度, σ, σ_t はそれぞれ P_t (プラントル) 数, 乱流プラントル数である.また, $P(\sigma_t, \sigma)$ は $y^+ \geq 30$ の範囲における伝熱抵抗に関する関数であり, P-function と呼ばれ,様々な形が提案されている. SCIENCE では, Launder ら^[14]の推薦する次式を使用した.

$$P(\sigma_t, \sigma) = 9.0 \left(\frac{\sigma}{\sigma_t} - 1 \right) \left(\frac{\sigma}{\sigma_t} \right)^{-0.25} \quad \dots (6.3.2.8)$$

また,対流熱流束 q_C より対流熱伝達率 α_C は次式となる.

$$\alpha_C = \frac{\rho C_P C_D^{0.25} k_P^{1.5}}{\frac{\sigma_t}{\kappa} \ln(Ey_p^+) + P(\sigma_t, \sigma)} \quad \dots (6.3.2.9)$$

6.3.3 複合伝熱計算手法

室内の熱環境を予測する際に、壁表面における熱伝達が重要な要素となり、気流による対流熱伝達、壁体を通り抜ける貫流熱、日射熱の吸収による発熱、更に他の壁表面からの放射熱などが複雑に影響しており、複合的な要素を含んでいる。このような壁体表面上での複雑な熱の出入りを正確に扱うことは、室内の熱環境を正確に予測することにつながるものと考えられる。よって、本研究では壁表面上の熱収支式を解く HBM を用いて、壁表面上の複合伝熱を正確に扱った。図 6.3.2 に壁表面における熱収支の模式図を示す。

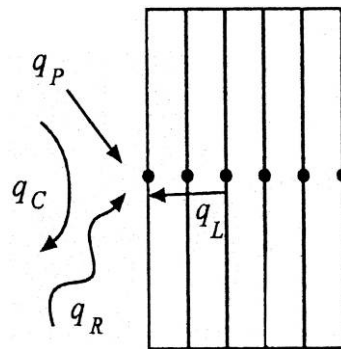


図 6.3.2 壁面表面での熱収支

この HBM により壁表面温度 T_w を求めて、室内側空気への対流熱流束 q_C を算出し、これを室内の熱気流計算における温度の境界条件として与え、また壁体内部への伝導熱流束 q_L を算出し、これを壁体内部の熱伝導計算における境界条件として与えた。

空気から壁体表面へ対流で伝わる対流熱流束を q_C 、壁面相互放射交換により壁面が受ける放射熱流束を q_R 、壁体内部から壁体表面へ伝導で伝わる伝導熱流束を q_L 、壁体表面での発熱(日射など)を q_P とすると、熱収支式

$$q_C + q_R + q_L + q_P = 0 \quad \dots (6.3.3.1)$$

が得られる。

但し、 q_C , q_R , q_L は、壁面に流入する熱流を正とすると、

$$q_C = \alpha_C (\theta_P - \theta_{W,1}) \quad \dots (6.3.3.2)$$

$$q_R = \sigma \varepsilon_W (T_{mrt}^4 - T_W^4) \quad \dots (6.3.3.3)$$

$$q_L = \lambda_W \frac{\partial \theta_{W,1}}{\partial x} \Big|_{(x=0)} = \lambda_W \frac{-3\theta_{W,1} + 4\theta_{W,2} - \theta_{W,3}}{2\Delta x} \quad \dots (6.3.3.4)$$

として表される.ここで $T_W = \theta_{W,1} + 273$, T_{mrt} は平均放射温度であり, q_L は2次の前進差分を用いている.次に式(6.3.3.1)に式(6.3.3.2),(6.3.3.3),(6.3.3.4)を代入すると

$$\underbrace{\alpha_C \{(\theta_P + 273) - T_W\}}_{\text{対流}} + \underbrace{\sigma \varepsilon_W (T_{mrt}^4 - T_W^4)}_{\text{放射}} - \underbrace{\frac{\lambda_W}{2\Delta x} \{3T_W - 4(\theta_{W,2} + 273) + (\theta_{W,3} + 273)\}}_{\text{伝導}} + \underbrace{q_P}_{\text{発熱}} = 0 \quad \dots (6.3.3.5)$$

が得られる.この式は T_W に関して4次の非線形方程式となっており,SCIENCE では,水野ら^[15]の手法を採用して, T_W を求める.以下にその導出過程を示す.

先ず T_W を推定値 T_W^* と修正値 T_W' との和で表すと次式になる.

$$T_W = T_W^* + T_W' \quad \dots (6.3.3.6)$$

ここで, T_W^4 は T_W' の2次以上の項は無視すると,

$$T_W^4 = (T_W^*)^4 + 4(T_W^*)^3 T_W' \quad \dots (6.3.3.7)$$

となる.これを式(6.3.3.5)に代入すると,

$$\begin{aligned} & - \left\{ 4\sigma \varepsilon_W (T_W^*)^3 + \alpha_C + \frac{3\lambda_W}{2\Delta x} \right\} T_W' + \alpha_C \{(\theta_P + 273) - T_W^*\} \\ & + \sigma \varepsilon_W \left\{ T_{mrt}^4 - (T_W^*)^4 \right\} + \frac{\lambda_W}{2\Delta x} \left\{ 4(\theta_{W,2} + 273) - (\theta_{W,3} + 273) \right\} + q_P = 0 \end{aligned} \quad \dots (6.3.3.8)$$

が得られる.この式を T_W' について整理し, T_W' を式(6.3.3.6)に代入すると,

$$T_w = \frac{\alpha_c(\theta_p + 273) + \sigma\varepsilon_w \left\{ T_{mrt}^4 - 3(T_w^*)^4 \right\} + \frac{\lambda_w}{2\Delta x} \left\{ 4(\theta_{w,2} + 273) - (\theta_{w,3} + 273) \right\} + q_p}{4\sigma\varepsilon_w (T_w^*)^3 + \alpha_c + \frac{3\lambda_w}{2\Delta x}} \quad \dots(6.3.3.9)$$

が得られる.以上のようにして,壁表面温度 T_w が求まる.

6.3.4 放射熱の扱い

物体表面における放射熱の吸収や反射の性質は波長によって異なる.太陽からの放射熱は物体表面の主に色で決まり,黒色であれば吸収が良く,白色や明るい色であれば吸収は悪い.また,反射も物体表面の滑らかさなどによって,拡散反射(乱反射)と鏡面反射(規則反射)の割合が異なる.例えば,ガラス面ではほぼ鏡面反射と見なせるが,コンクリートの場合は大部分が拡散反射である.一方,物体表面から出る長波長放射熱の場合,アルミ(放射率 $\varepsilon=0.1$ 以下)のような特別な物質を除き,殆どの物質(非金属)は灰色体であるため,吸収が良く,また反射は乱反射が主である.また空気は全ての波長の放射熱に対して透明であるとみなせる.

SCIENCE では,日射熱と物体表面から出る長波長放射熱と完全に区別して扱うこととする.つまり,長波長放射熱は平均放射温度 T_{mrt} などにより表現し,日射熱は壁面における発熱 q_p として扱っている.

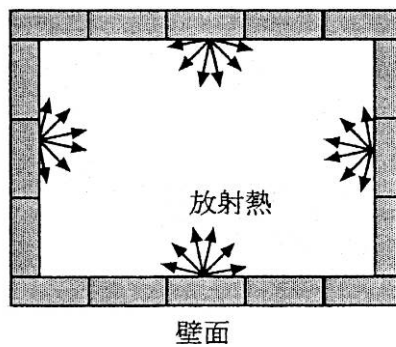


図 6.3.4.1 室内における壁面間の放射熱

また, 図 6.3.4.1 に壁面間における放射熱の模式図を示すように,室内の壁面間における長波長放射熱の相互反射・吸収を考慮するために Gebhart の吸収係数^[16]を用いている.一方,室内への到達日射に関しては,直達日射は鏡面反射と拡散反射を考慮し,鏡面反射成分は追跡することにより,壁面における日射吸収量を算出する.また,拡散反射成分については,長波長放射と同様に壁面間における相互反射・吸収を考慮して,壁面における日射吸収量を算出する.

Gebhart の吸収係数については後述するが、その吸収係数を算出する際に各面の形態係数が必要となる。そこで、形態係数の算出方法として、早坂の放射熱線追跡法^[17]を修正した児玉らの手法^[18]を用いている。放射熱線追跡法とは、ある物体からの実際の放射エネルギーを多数の熱線と見立てて、直接シミュレートし、その熱線の到達本数から形態係数を求める手法である。但し、面からの放射エネルギーは Lambert の法則に従うものとする。熱線の射出の模式図を図 6.3.4.2 に示す。

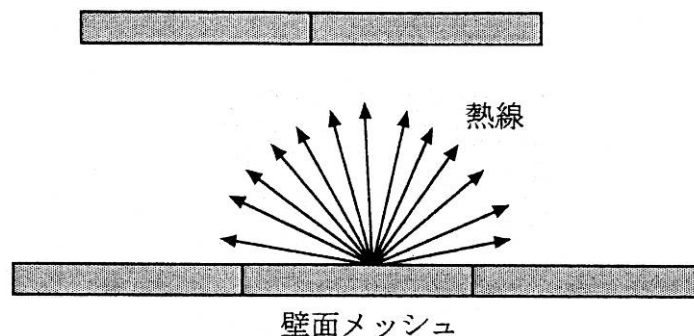


図 6.3.4.2 熱線の射出

6.3.5 平均放射温度

放射熱の解析のために壁体を微小面要素^{*1}に分割し、その分割数の総数を N とする。各面に $1 \cdots N$ まで番号を付け、それぞれの面あるいは面に関する諸量は添え字 I, j を付して区別するものとする。本研究では、壁面間における長波長放射熱の相互反射・吸収を考慮する際に Gebhart の吸収係数 B_{ij} を用いる。 B_{ij} は次式で定義される。

$$B_{ij} = \varepsilon_j F_{ij} + \sum_{k=1}^N B_{ik} (1 - \varepsilon_k) F_{kj} \quad \cdots (6.3.5.1)$$

本研究では、計算機の記憶容量(メモリ)の負荷を軽減するために、気流計算で用いている気流解析用メッシュとは別に、メッシュ数の少ない放射解析用メッシュを作成し、そのメッシュ上において、放射計算を行っている。ただし、 ε_j は面 j の放射率である。また、 B_{ij} は面 i から放射された放射熱流束のうち、壁面間の相互反射を含めて最終的に面 j に吸収される割合を表す。この吸収係数 B_{ij} を用いると、面 i の平均放射温度 $T_{mrt,i}$ は次式で表される。

$$T_{mrt,i}^4 = \sum_{j=1}^N B_{ij} T_{w,j}^4 \quad \cdots (6.3.5.2)$$

式(6.3.5.2)で、面 i に対して、周囲の壁面からの放射熱をあるひとつの黒体(放射率 $\varepsilon=1$)からの放射熱と等価であると仮定すると、その黒体の温度が平均放射温度 $T_{mrt,i}$ となる。この $T_{mrt,i}$ が求まると、壁表面の放射伝熱流束 q_R も求まることになる。

また、人体の熱的快適性を評価する際に、人体に対する平均放射温度を求める必要がある。本研究では、人体を微小球であると仮定するモデル(添え字 o で表す)を用いており、各空気セ

ル(放射解析用メッシュ)における人体モデル o と壁体の面 j 間の Gebhart の吸収係数 B_{oj} は、人体モデル o と面 j の形態係数 F_{oj} を用いると、

$$B_{oj} = \varepsilon_j F_{oj} + \sum_{k=1}^N B_{kj} (1 - \varepsilon_k) F_{ok} \quad \cdots (6.3.5.3)$$

と表される。また、この B_{oj} を用いると、人体モデル o の平均放射温度 $T_{mrt,o}$ は次式で表される。

$$T_{mrt,o}^4 = \sum_{j=1}^N B_{oj} T_{w,j}^4 \quad \cdots (6.3.5.4)$$

また、日射が入射する室内において、人体の平均放射温度を求める際には日射を考慮する必要がある。そこで、日射を考慮した平均放射温度の簡易モデル^[19]として、半径 r の微小球に入射する全放射熱を考えると、

$$\begin{aligned} 4\pi r^2 \sigma T_{mrt,o}^4 &= (1 - \rho) \pi r^2 q + \sum_{j=1}^N 4\pi r^2 B_{oj} \sigma T_{wj}^4 \\ T_{mrt,o}^4 &= \frac{q(1 - \rho)}{4\sigma} + \sum_{j=1}^N B_{oj} T_j^4 \\ &= \frac{q(1 - \rho)}{4\sigma} + T_{mrt,o}^4 \quad \cdots (6.3.5.5) \end{aligned}$$

が得られる。ここで、 $T_{mrt,o}^s$ は日射を考慮した平均放射温度、 ρ は人体の日射反射率(本研究では

0.7 を与えている)、 q は微小球に到達する日射熱の熱流束を表す。この平均放射温度 $T_{mrt,o}^s$

は、人体が受ける放射熱量の影響を考慮した温度であり、熱的快適性指標である PMV の算出の際に必要なとなる。

6.3.6 熱的快適性評価指標 PMV (Predicted Mean Vote)

熱的快適性を支配する因子は、気温、気流速度、湿度、放射温度、ならびに人体側の条件として着衣量と代謝量の 6 要素であると言われる。現在、熱的快適性評価指標は数多く提案されており、中でも PMV^[20]、SET (Standard Effective Temperature)^[21] は代表的な指標である。

P.O.Fanger は人間の熱的快適感は人体の熱収支における熱負荷 L_h [W/m²] の関数であると考え、1000 人を超える被験者の実験データに基づいて、御礼間の予測平均申告値(PMV)と L_h の関係を表す実験式を導出した。本解析コードでは、比較的扱い易い PMV を採用して室内の熱的快適性の評価を行っている。この PMV は次式で与えられる。

$$PMV = f(M) \cdot L_h \quad \cdots (6.3.6.1)$$

ここで、着衣裸体表面積あたりの代謝量 M の関数係数 $f(M)$ は、被験者実験の結果を統計的に解析すると、

$$f(M) = 0.303e^{-0.036M} + 0.028 \quad \dots (6.3.6.2)$$

として与えられる.一方,人体の熱負荷 L_h は次式で表される.

$$L_h = \underbrace{M(1-\eta)}_{\text{人体の内部発熱量}} - \underbrace{3.05\{5.73 - 0.007M(1-\eta) - f_p\}}_{\text{皮膚の発汗による熱損失}} - \underbrace{0.42\{M(1-\eta) - 58.15\}}_{\text{快適時の皮膚表面での発汗による熱損失}} - \underbrace{0.017M(5.867 - f_p)}_{\text{呼吸による潜熱移動量}} - \underbrace{0.0014M(34 - t_a)}_{\text{呼吸による顕熱移動量}} \quad \dots (6.3.6.3)$$

$$- \underbrace{0.396 \times 10^{-8} f_{cl} \{(\theta_{cl} + 273)^4 - T_{mrt,o}^4\}}_{\text{人体と周囲環境との放射熱交換量}} - \underbrace{f_{cl} h_{cl} (\theta_{cl} - \theta_p)}_{\text{対流による熱移動量}}$$

この PMV を求める式では,着衣表面温度 θ_{cl} が未知数となっており,

$$\theta_{cl} = 35.7 - 0.0028 M(1-\eta) - 0.155 I_{cl} \left[3.96 \times 10^{-8} f_{cl} \{(\theta_{cl} + 273)^4 - T_{mrt,o}^4\} + f_{cl} h_{cl} (\theta_{cl} - \theta_p) \right] \quad \dots (6.3.6.4)$$

を解いて決定する必要がある.ここで η は代謝量のうち外部へなされる仕事の割合, $T_{mrt,o}$ は人体の平均放射温度, θ_p は空気温度を表す.また, I_{cl} は着衣量によって決まる衣服の熱抵抗を表し, clo という単位を持つ. $I[clo]$ は $0.186[m^2 \cdot hK/kcal]$ に相当する.また,着衣表面積と裸体表面積の比である f_{cl} は,

$$f_{cl} = \begin{cases} 1.00 + 0.2I_{cl} & \dots I_{cl} \leq 0.5 \\ 1.05 + 0.1I_{cl} & \dots I_{cl} > 0.5 \end{cases} \quad \dots (6.3.6.5)$$

から求める.また,対流熱伝達率 h_{cl} を決定する際には,人体周囲の気流速度 v を考慮する必要がある,

$$h_{cl} = \begin{cases} 2.38(\theta_{cl} - \theta_p)^{0.25} \\ 12.1\sqrt{v} \end{cases} \quad \dots (6.3.6.6)$$

を求めて,より大きな値を示す方を採用する.

表 6.3.6 PMV と温冷感の対応

PMV	温冷感
+3	非常に暑い
+2	暑い
+1	やや暑い
0	中立
-1	やや寒い
-2	寒い
-3	非常に寒い

ここで、PMV と温冷感申告予想値の対応関係を表 6.3.6 に示す。また、PMV を導く実験結果から、ある PMV 値において、どれだけの人々が不快感を持つかという割合が求められる。これを PPD(Predicted Percentage Dissatisfied, 予測不満足者率)と呼ぶ。一般的に PPD の値が 10%以下、つまり、 $-0.5 \leq \text{PMV} \leq +0.5$ の範囲が快適だとされている。図 6.3.6 に PMV と PPD の関係を示す。

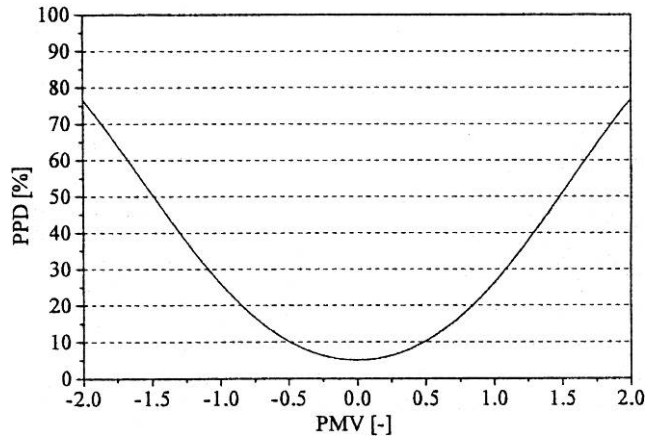


図 6.3.6 PMV と PPD の関係

6.4 解析手順

6.4.1 解析の概要

本解析は、以下の4つのステップで行った。

- 1) 先ず、室内PMVと室内相対湿度などの環境条件を設定
 - 2) 熱気流解析コード SCIENCE による室内熱環境解析を行い、室内の環境条件を満足するように、放射パネルの冷水温度、流量等を決定。さらに、放射パネルで除去できなかった室内の顕熱負荷および潜熱負荷に見合う外調機吹出空気の温度と湿度を決定
 - 3) (2)で決定された外調機の空気条件を外調機モデルに代入して外調機の運転状態を決定し、運転時に外調機が必要とする冷水温度、温水温度、冷温水循環流量等を算出
 - 4) (2),(3)で得られた結果をCO₂ヒートポンプモデルに代入してヒートポンプの運転状態を求め、ヒートポンプのCOP、消費電力を算出
- 以下に、各モデルにおける解析方法の詳細を示す。

6.4.2 室内熱環境解析モデルと計算方法

本研究では、大西らが開発した熱気流環境解析コード SCIENCE^[8]を用いて室内環境を解析した。人体モデルは単純な微小球を考え、各放射メッシュにおけるPMVを計算して、PMVの空間分布を算出した。また、金ら^[22]の空調冷房負荷算出手法を参照し、タスク域におけるPMVの空間平均 PMV_{avg} を空調目標値 PMV_{target} になるように放射パネル表面温度 t_{panel} を決定した。

室内熱気流解析と放射パネル循環水の温度および流量の決定手順の詳細を図6.4.1に示す。計算は先ず気象条件、室内条件、境界条件などの環境条件および、目標値となる室内PMVと相対湿度を決定し、外調機の吹出空気温度 t_{SA} の初期値を23℃とする。次に熱気流解析を行い、タスク域平均 PMV_{ave} が目標値になるように放射パネルの表面温度 t_{panel} を変更して全体の収束計算を行う。また、パネル表面での結露を防止するため、 t_{panel} の下限は露点温度より1℃高い温度(結露危険温度と称する)とし、負荷が処理できない場合は、吹出空気温度 t_{SA} を1℃下げるといった制御を行った。 PMV_{ave} が目標値に達すると熱気流解析を終了し、放射パネル表面温度 t_{panel} 、外調機吹出温湿度 t_{SA} 、 x_{SA} 、室内温湿度 t_{room} 、 x_{room} などを算出する。続いて、 t_{panel} を境界条件として、放射パネルの伝熱計算^[4]を行い、放射パネルの入口水温 $t_{rp,in}$ 、出口水温 $t_{rp,out}$ 、流量 Q_{rp} を算出する。ここで、外調機の吹出絶対湿度については、人体と隙間風による潜熱負荷および室内相対湿度から算出しており、湿度の輸送方程式は解いていない。

図6.4.2に、例として標準型のデシカント空調システムにおける計算手順を示す。なお、図中の左側は外調機における空気側の計算であり、右側は放射冷房とヒートポンプの計算からヒートポンプの消費動力とCOPなどが求められる。

計算は、先ず熱気流解析で得られた外調機吹出温湿度、吸込温湿度、除去熱量の結果をもとに外調機の計算前提を設定する。次に気化冷却器の還気側の水噴霧量 l 、加熱コイルの投入熱量 q_{hc} 、冷却コイルの冷却量 q_{cc} をそれぞれ0から徐々に増加させ、計算される室内の

温度 t_5 と絶対湿度 x_5 が目標値 t_{room} と x_{room} に一致するように l , q_{hc} , q_{cc} を求めた。これらが求められると、外調機内の各位置 (図 6.2.2(b)の①から⑨) における空気の状態量も決定される。

次に得られた q_{cc} から、冷却コイルを流れる冷水の入口と出口の温度、流量を求める。ここで、熱気流解析の結果から得られた放射パネルの入口と出口の冷水温度および流量から、冷水配管の各地点の冷水温度および流量を満たすバイパス流量を算出し、ヒートポンプ入口および出口の冷水温度と流量を求める。

一方、 q_{hc} から同様に加熱コイルに供給される温水の温度と流量が決定できる。これらがヒートポンプの蒸発器および凝縮器から供給される循環水の温度と流量に等しいことから、ヒートポンプにおける各地点の冷媒温度が決定される。

ここで、外調機における l , q_{hc} , q_{cc} の解の組み合わせは無限に存在するため、気化冷却器の出口における相対湿度 ϕ を 95% から 5% ずつ減少させて l , q_{hc} , q_{cc} を求めた。その後ヒートポンプの消費電力が最小となる 1 つの組み合わせを選択した。

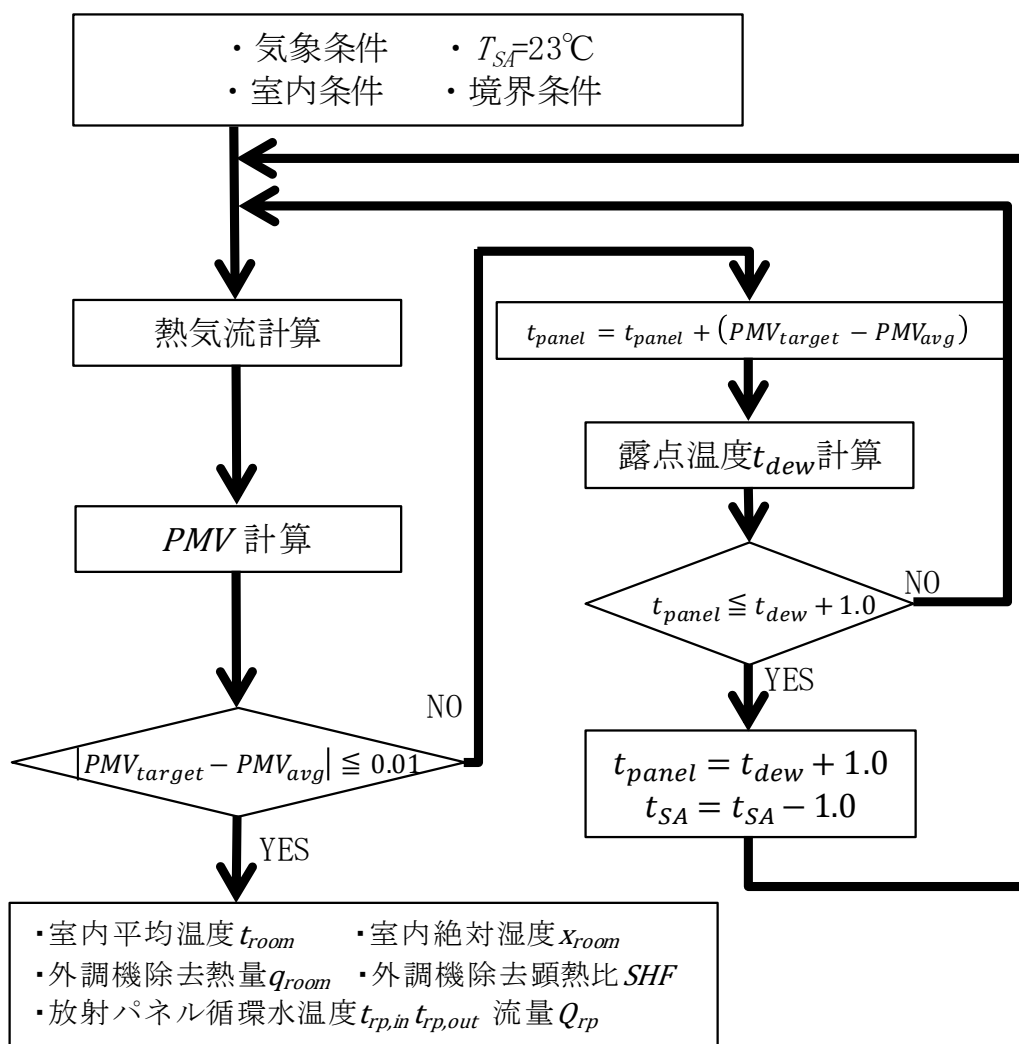


図 6.4.1 室内熱環境解析手順^[8]

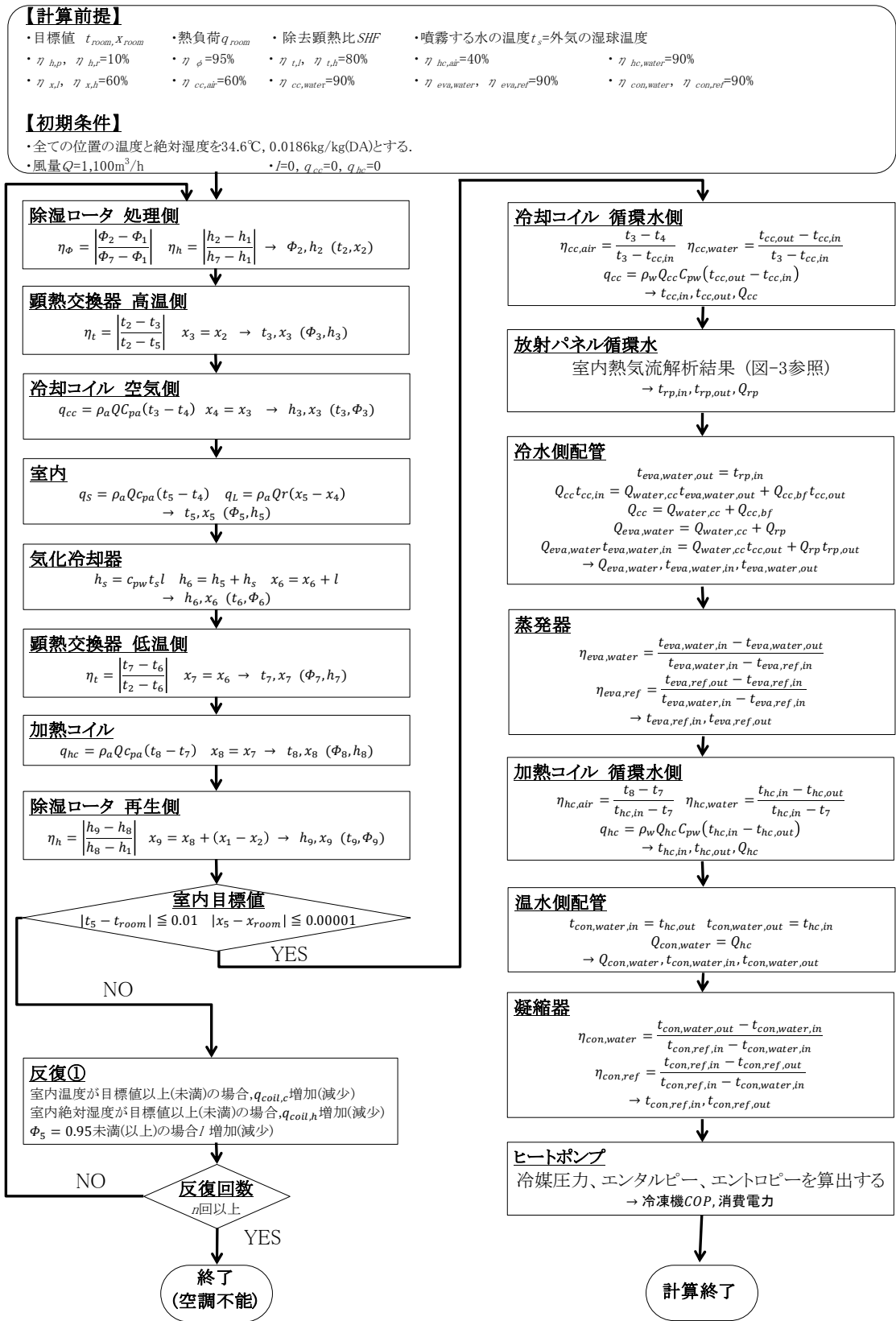


図 6.4.2 標準型デシカント除湿に関する計算手順

6.4.3 CO₂ ヒートポンプのモデルと計算方法

ヒートポンプの蒸発器と凝縮器において、循環水と冷媒間の熱交換は3.2.2節で示した温度効率で表される。ここでは、文献値^[23]よりおよその温度効率を算出して用いるものとして、蒸発器と凝縮器における循環水側の温度効率 $\eta_{eva,water}$, $\eta_{con,water}$, 冷媒側の温度効率 $\eta_{eva,ref}$, $\eta_{con,ref}$ をそれぞれ90%とした。

CO₂ ヒートポンプの $p-h$ 線図の例を図6.4.3に示す。圧縮機の圧縮性能は、一般的に式(6.4.3.1)で表される断熱圧縮効率 η で与えられる。ここで、凝縮器入口比エンタルピーは、理論断熱圧縮後(図中の2)が h_2 , 実際の圧縮機による圧縮後(図中の2')が $h_{2'}$ である。本研究では断熱圧縮効率 η を文献^[24]から0.7とした。冷水供給側の成績係数である冷凍機COPは、式(6.4.3.2)で表される。

$$\eta = \frac{h_2 - h_1}{h_{2'} - h_1} \quad \dots(6.4.3.1) \quad \text{冷凍機 } COP = \frac{h_1 - h_4}{h_{2'} - h_1} \quad \dots(6.4.3.2)$$

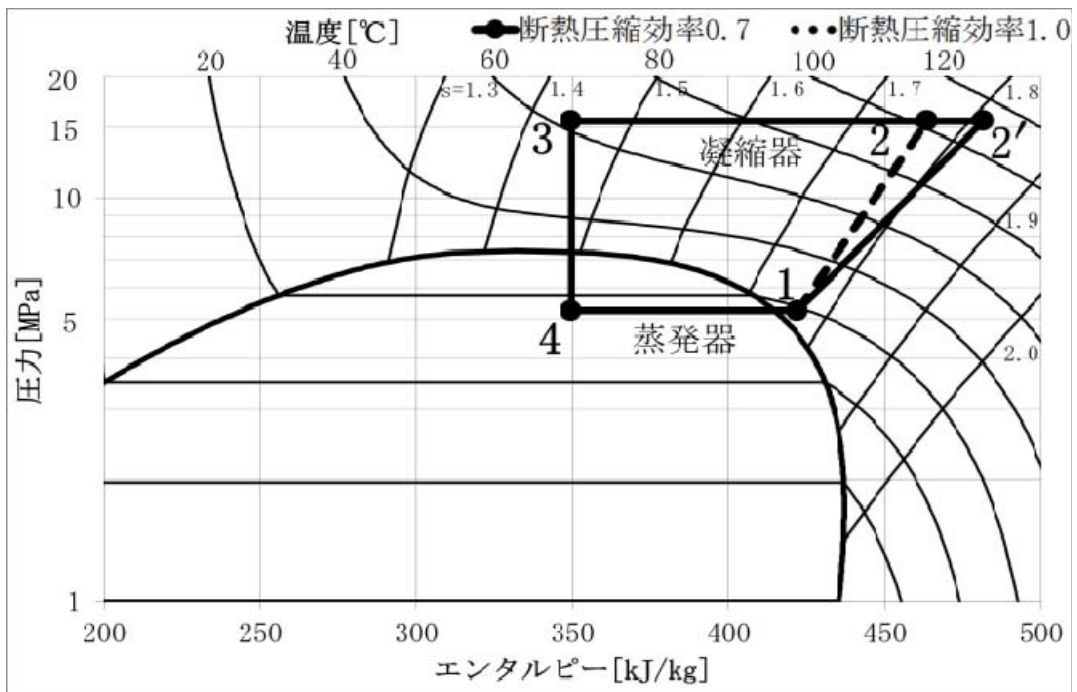


図 6.4.3 CO₂ 冷媒の $p-h$ 線図

6.5 解析条件

6.5.1 環境条件

冷却除湿式の外気導入量は、建築基準法を満たす一般的な値^[25]として $25\text{m}^3/[\text{人}\cdot\text{h}]$ とした。また室内吹出風量および吹出温度については、一般的な空冷式チラーの冷水出口温度の下限 4°C 、温度差 10°C で運転可能かつ、快適性を損なわない吹出温度として、吹出風量 $1100\text{m}^3/\text{h}$ 、吹出温度 23°C と設定した。このことから、デシカント式の室内吹出空気量も冷却除湿式に合わせて $1100\text{m}^3/\text{h}$ とした。

計算条件を表 6.5.1.1 と表 6.5.1.2 に示す。case1, 2 では空調学会の設計最大負荷熱計算法で用いられる大阪の夏季ピーク時における気温と絶対湿度を与えた。case3, 4 では夏季ピーク時における日平均気温を与え、case1, 2 と同等の相対湿度になるように絶対湿度を設定した。また、case1 と case3 は室内条件を高負荷、case2 と case4 では低負荷とした。

case5~8 は、case1~4 の外気条件下において室内温熱環境を ISO7730 で推奨する $\text{PMV}\pm 0.5$ 、 $\text{PPD}10\%$ 以下となるように設定した。

計算において、空気と水の物性値は以下の値を使用した。

$$c_{pa} = 1.006 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K}), \quad \rho_a = 1.293 \text{ kg}/\text{m}^3, \quad c_{pw} = 4.186 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K}),$$

$$r = 2501 \text{ kJ}/\text{kg}$$

表 6.5.1.1 室内 PMV を一定とした計算条件

外気負荷条件	case1	case2	case3	case4
外気温度 [$^\circ\text{C}$]	34.6		30.7	
外気絶対湿度 [$\text{kg}/\text{kg}(\text{DA})$]	0.0186		0.0147	
室内PMV	0			
室内相対湿度 [%]	50			
在室人数 [人]	12	8	12	8
人体顕熱負荷 [W/人]	55			
人体潜熱負荷 [W/人]	64			
照明発熱 [W]	1744	1376	1744	1376
機器発熱 [W]	PC, プリンタ	1300	0	1300
	コピー機	800		
日射負荷 [W]	791	360	791	360
隙間風負荷	0.2ACH			
外壁の熱抵抗 [$\text{m}^2\text{K}/\text{W}$]	1.47			

表 6.5.1.2 室内 PMV を変化させた計算条件

外気負荷条件	case5	case6	case7	case8
外気温度 [$^\circ\text{C}$]	34.6		30.7	
外気絶対湿度 [$\text{kg}/\text{kg}(\text{DA})$]	0.0186		0.0147	
室内PMV	+0.5	-0.5	+0.5	-0.5
室内相対湿度 [%]	50			
在室人数 [人]	12	8	12	8
人体顕熱負荷 [W/人]	55			
人体潜熱負荷 [W/人]	64			
照明発熱 [W]	1744		1376	
機器発熱 [W]	PC, プリンタ	1300	0	
	コピー機	800		
日射負荷 [W]	791		360	
隙間風負荷	0.2ACH			
外壁の熱抵抗 [$\text{m}^2\text{K}/\text{W}$]	1.47			

6.5.2 解析対象とする部屋数

本研究では、118kW 程度と比較的大型の空冷チラーおよび CO₂ 冷媒ヒートポンプの利用を想定しているため、図 6.2.1.1 に示す解析対象室が 9 部屋あるとして計算を行った。なお、各部屋の熱負荷は部屋の配置に関わらず同一とした。

6.5.3 送風機および循環水ポンプの消費電力

送風機の消費電力は 5.4 節と同様の手法で算出を行った。さらに、加熱コイルおよび冷却コイルに用いる循環水ポンプの消費電力はポンプの必要動力 L に等しいとして、式(6.5.3)から算出した。

$$L = \frac{QP_t}{\eta_s} \quad \dots\dots(6.5.3)$$

Ps は冷却・加熱コイルと放射パネルの圧力損失である。 η_s はポンプ効率であり、70%²⁰⁾とした。

式(6.5.3)から循環水ポンプの消費電力を求めるためには、圧力損失が必要になる。本研究では、放射パネルの圧力損失については表 6.2.1 の放射パネルの仕様をもとに算出した。また、加熱コイル、冷却コイルについては一般的なプレートフィンコイル^[26]として、加熱コイルは 10 列×5 段で伝熱管 9.53φ、冷却コイルは 10 列×5 段で伝熱管 15.88φ を用いることを想定した。それらの値を表 6.5.3 に示す。

表 6.5.3 各構成要素の圧力損失

機器名称	放射パネル	冷却コイル	加熱コイル
圧力損失	96.8kPa	59.5kPa	69.8kPa
動圧	0.25kPa	0.26kPa	0.18kPa

6.5.4 システムの運転状態

図 6.5.4(a)~(d)に、case1 に関して計算された各システムの運転状態を空気線図と p-h 線図に示す。各線図に見られる各システム間の傾向は case1~case4 で大きな違いは無いことから、ここでは case1 に注目し、各システムの特徴を述べる。

(a)の冷却除湿式では、冷却コイルに入る空気②'は室内還気と全熱交換および混合させることで約 28℃、0.012kg/kg(DA)と比較的低温低湿にできるものの、冷却コイル内部での除湿時に露点温度である約 14.8℃まで下げる必要がある。そのため冷却コイルによる除湿は 2.3(4)節に示す温度効率を与えると約 7℃と非常に低温な冷水を要する。

(b)の標準型デシカント除湿では、室内還気に水噴霧した空気⑥を顕熱交換器に入れることによって、冷却コイル入口の空気③を冷却除湿式と同等である約 28℃まで冷却することができる。さらにデシカント除湿では冷却コイルでの除湿を必要としないため、冷却コイ

ルの冷水温度は約 17℃と比較的高温な冷水を用いればよい。さらに冷却コイルの冷水温度は放射パネルを流れる冷水温度とほぼ同等であるため、冷凍機で生成する冷水温度を高くすることができる。しかしながら、除湿ロータの再生に要する空気⑧の温度は約 74℃となり、除湿にはヒートポンプの冷媒を約 15MPa まで圧縮する必要がある。

(c)の二段除湿外気冷却型デシカント除湿では、除湿時の吸着熱を外気で冷却するため標準型デシカント除湿と比較して冷却コイル入口温度を 3℃程度下げることができ、冷却コイルで必要となる冷却量が減少する。また、除湿サイクルを 2 段階に分割することで、再生空気温度を約 54℃で除湿可能となり、ヒートポンプの冷媒圧力は約 10MPa まで下げることができる。

(d)の全熱交換型デシカント除湿では、外気①を室内還気⑤と全熱交換することで低温低湿になるため、除湿ロータにおける除湿量が削減でき、再生空気⑧の温度は約 58℃に抑えることができる。しかし、気化冷却器入口空気⑤は全熱交換によって高温高湿となるため、水噴霧された空気⑥は標準型ほど低温にならない。したがって、顕熱交換器出口空気③は 33℃程度までしか冷却できず、冷却コイルでの冷却量は他のデシカント除湿式と比較して増加する。ヒートポンプの冷媒圧力は約 13MPa であり、標準型と二段除湿外気冷却型の中間程度の圧力となる。

冷却除湿に対してデシカント除湿はヒートポンプ排熱を除湿に用いることができるものの、標準型では除湿に必要な再生空気温度が高いため冷媒を非常に高い圧力まで圧縮する必要があり、後述するようにヒートポンプ COP は 1.5~2.0 まで低下し、冷却除湿と比較して消費電力が増加してしまう。しかし二段除湿外気冷却型と全熱交換型は、標準型と比較して再生空気温度が低く、冷媒圧力 10~13MPa 程度で運転が可能であるため、ヒートポンプ COP が 4.5~6.0 程度となり、ヒートポンプの性能を低下させることなく除湿が行える。

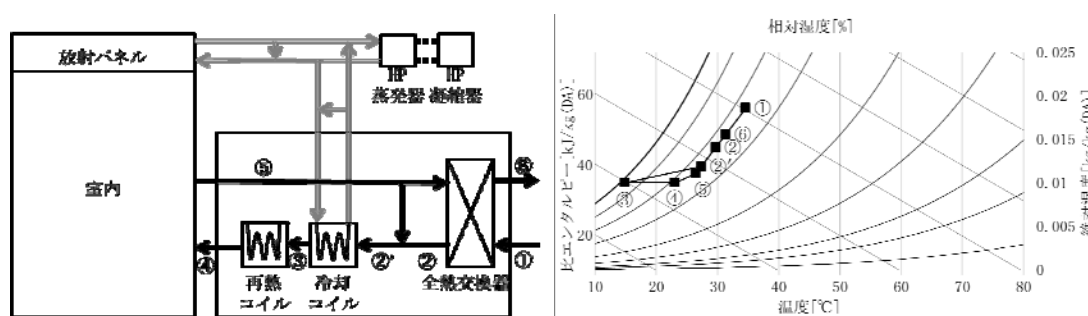


図 6.5.4(a) 冷却除湿システム

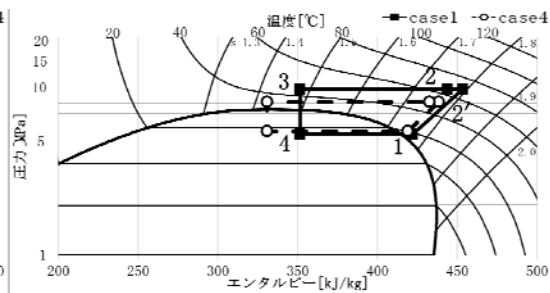
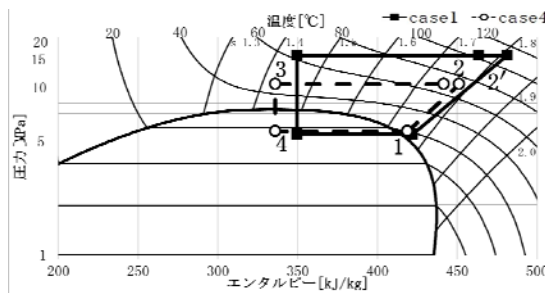
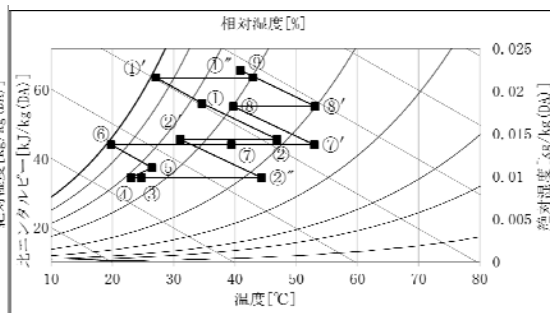
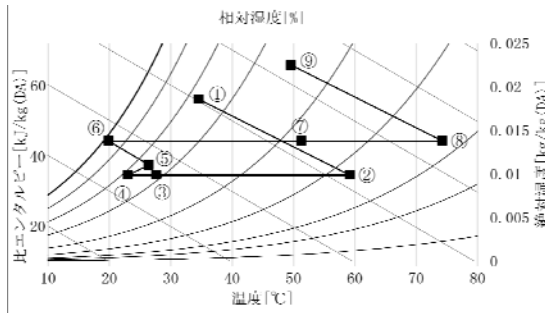
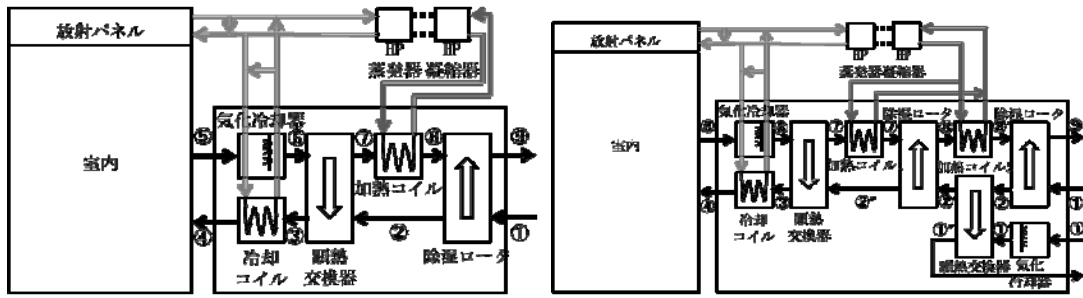


図 6.5.4(b) 標準型デシカントシステム

図 6.5.4(c) 二段除湿外気冷却型
デシカントシステム

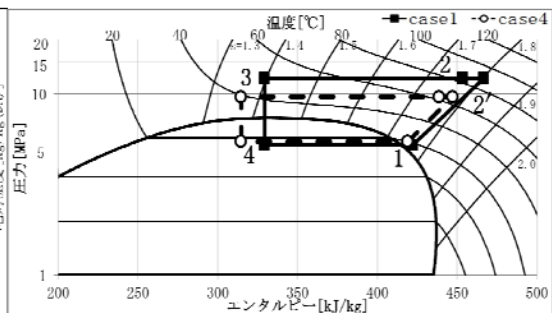
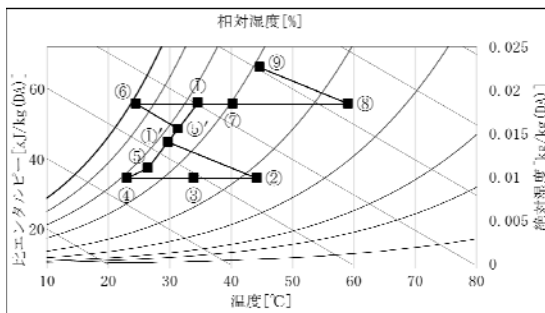
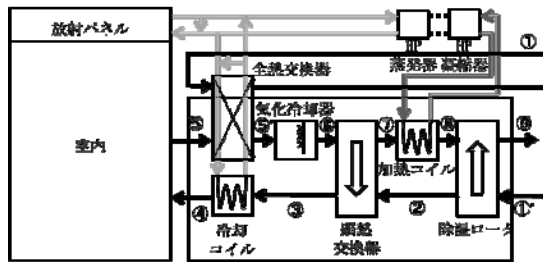


図 6.5.4(d) 全熱交換型デシカントシステム

6.6 case1~4における各システムの評価

図 6.6(a)~(j)に各システムにおける case1~4 で得られた解析結果を示す。

(a)に各条件下における放射パネルと外調機の除去熱量と外調機が処理する熱負荷の SHF を示す。空調が処理する室内の除去熱量は case1, case3, case2, case4 の順で高い結果となっており、外気条件よりも室内条件の影響が大きいことがわかる。しかし(b)に示す消費電力に着目すると、冷却除湿式では除去熱量に比例して消費電力が減少するのに対して、デシカント式では case2 と case3 が逆転する結果となった。これは図 6.5.4(a)~(d)に示すように、冷却除湿式が多く室内還気を室内に再循環させるため室内条件の影響が大きい。しかしデシカント式は外気を処理して室内に取り込むため外気の影響が大きくなることから、冷却除湿式とデシカント式では消費電力に見られるこのような特性の違いが生じる。したがって、外気条件が高負荷である case1 と case2 においてはデシカント式の二段除湿外気冷却と全熱交換型は冷却除湿式と同等かわずかに下回る程度だが、外気条件が低負荷となる case3 と case4 においてデシカント式は冷却除湿式に対して全てのシステムで下回る結果となり、二段除湿外気冷却型と全熱交換型は冷却除湿式の高効率チラーと比較して消費電力量が 40.7~46.7%削減できる結果となった。

(c)に各システムにおける冷凍機の COP を示す。外気負荷が高い case1 と case2 においてはデシカント式で用いる CO₂冷媒ヒートポンプの冷凍機 COP は冷却除湿式の空冷チラーより低くなっているが、外気負荷が低い case3 と case4 では冷却除湿式と同等もしくは上回る結果となっている。また、デシカント式では COP は二段除湿外気冷却型が最も高く、全熱交換型、標準型の順で低くなる結果となった。これは温水温度が影響しており、(f)に示す冷水温度がデシカント式では約 17~20°C とほぼ同等であるものの、(g)に示すように温水温度が case1 と case2 では二段除湿外気冷却型が 61~66°C、標準型が 101~106°C、全熱交換型が約 85~88°C と高温になるため COP が低下する。しかしながら、case3 と case4 での温水温度は二段除湿外気冷却型が 46~51°C、標準型が 67~71°C、全熱交換型が 60~65°C となる。このように、外気負荷が低く除湿量が少ないケースにおいては温水温度を低くできるため、ヒートポンプの低温熱源と高温熱源の温度差が小さくなって COP が向上する。冷却除湿式の空冷チラーも外気温度が低くなると COP が向上するものの、二段除湿外気冷却型と全熱交換型の CO₂冷媒ヒートポンプの COP が大きく向上し、case3 と case4 で冷却除湿式の空冷チラーの COP を超える結果となった。

(h)と(i)に示すシステムの運転に必要な冷却量と加熱量は、冷却量はデシカント式の各システム間で大きな差はないものの、加熱量において二段除湿外気冷却型は他のシステムと比較して概ね高い結果となっている。しかしながら(g)に示すように低い温水温度で運転が可能であるため、COP を加味した消費電力量では二段除湿外気冷却型は他のシステムより低くなる傾向がある。

(d)に示す室内熱負荷に対する COP は(a)の全体の室内除去熱量を(b)の消費電力量で割ったものである。case1 と case2 ではデシカント式の標準型の COP は 1.2 程度となり冷却除湿

式を下回るものの、二段除湿外気冷却型と全熱交換型は 1.7～2.0 程度となり冷却除湿式の高効率チラーと同等以上となる。また、case3 と case4 では全てのデシカント式は冷却除湿式より 0.8～1.4 程度上回る。これは冷却除湿式が除湿時に空気を露点温度である約 15℃まで冷却する必要があるため、(f)に示すように放射パネル冷水温度は 17～20℃程度であるものの、冷却コイルに必要な冷水温度が 7℃程度と比較的低い。さらに冷却除湿式の冷却量がデシカント式に比べて 3.6～5.2kW 程度多くなるため、冷却除湿式の冷凍機 COP はデシカント式より高いにもかかわらず消費電力量は大きくなる。したがって、冷却除湿式においては COP が 3.0 を超える高効率なチラーを用いた場合であっても、室内熱負荷に対する COP が 1.6～1.8 程度と低い結果となる。

(j)に各システムにおける冷凍機の負荷率を示す。空冷チラーの冷却能力は比較的高負荷である case1 における運転時に負荷率が 1 に近いように選定した。また、CO₂冷媒ヒートポンプにおいて、本報では定格出力を定めていないため空冷チラーと同様に case1 における負荷率を 0.9 として、各ケースの負荷率を算出した。いずれのケースにおいても負荷率は 0.3～0.9 程度となっている。このことから、冷却除湿式の運転には定格冷却能力が 118kW の空冷チラー、各デシカント式の運転には定格加熱能力がそれぞれ二段除湿外気冷却型では 91.3kW、標準型では 116.6kW、全熱交換型では 99.0kW 程度の CO₂冷媒ヒートポンプを用いればよい。

以上のことから、デシカント式における二段除湿外気冷却型と全熱交換型は冷却除湿式に対して高い省エネルギー性を有していることが分かった。

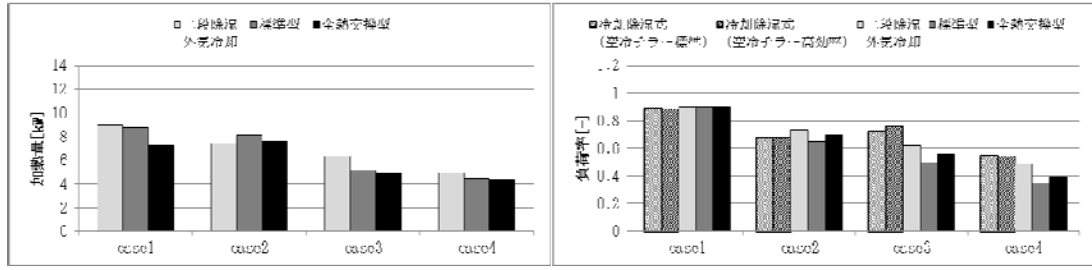
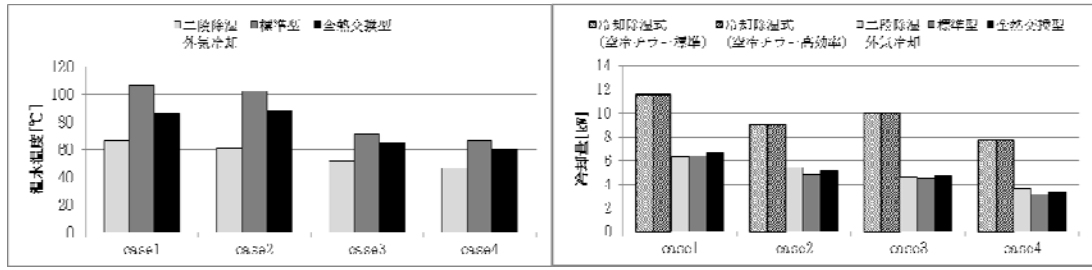
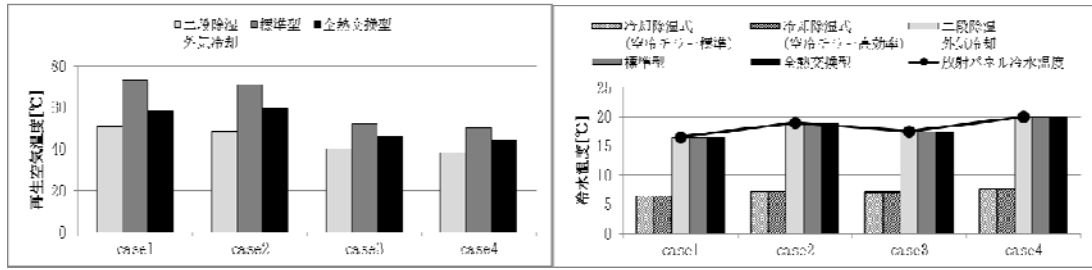
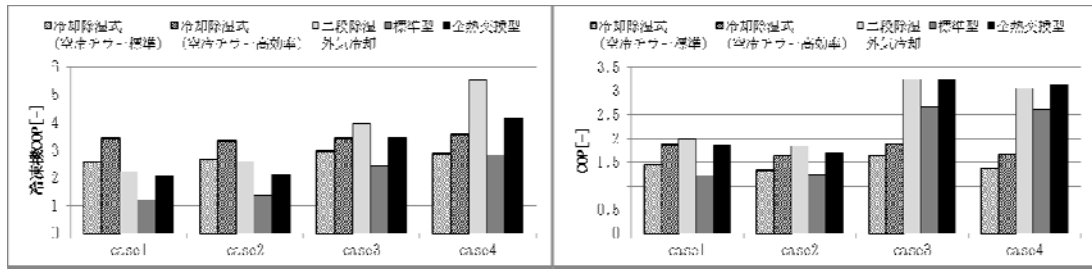
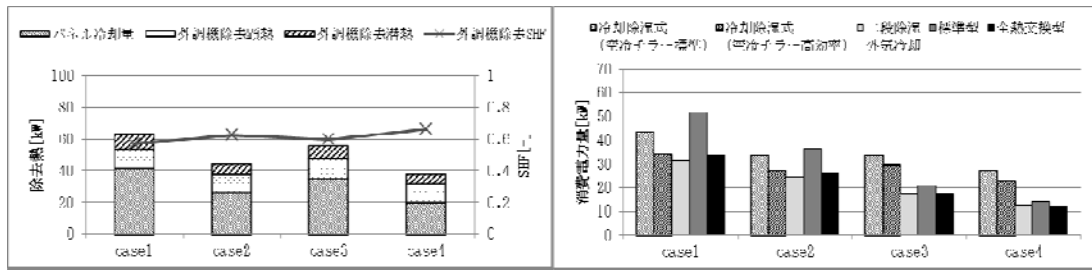


図 6.6 室内 PMV を一定としたときの各システムの解析結果

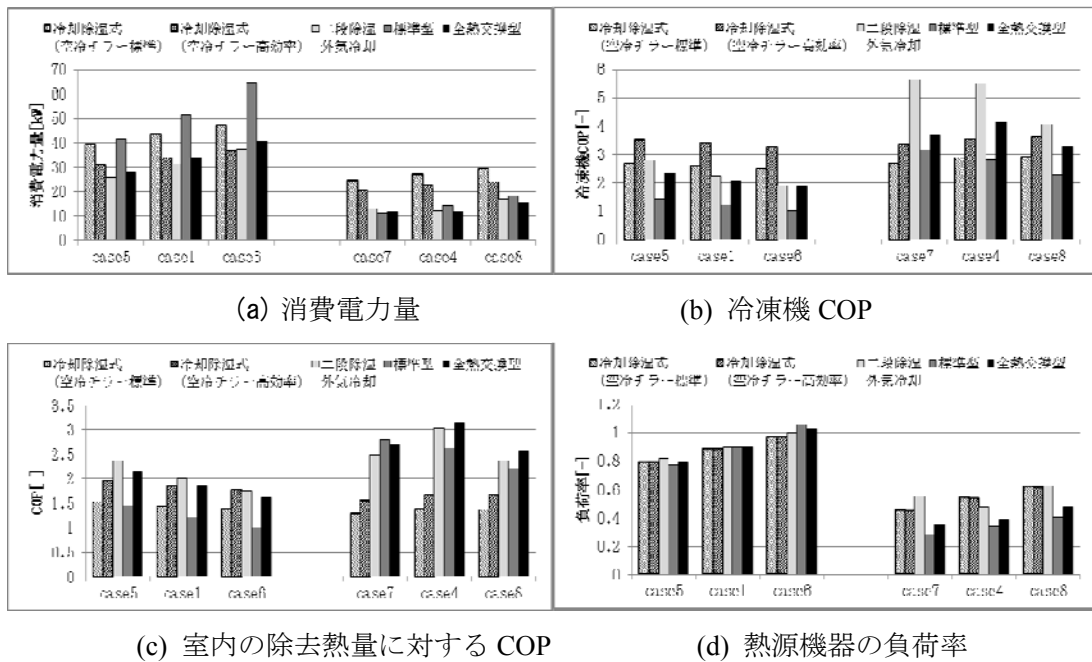


図 6.7 室内 PMV を変化させた場合の各システムの解析結果

6.7 case5~8 における各システムの評価

図 6.7(a)~(d)に case1 と case4 の室内 PMV をそれぞれ変化させて解析を行った結果を示す。なお, case5 と case6 は case1 を基準として室内 PMV をそれぞれ+0.5 と-0.5 したものであり, case7 と case8 も同様に case4 を基準に室内 PMV を変化させた場合である。

(a)に示す各システムの消費電力量に着目すると, case5, 1, 6 においては case6 で冷却除湿式の高効率チラーがデシカント式の全熱交換型をわずかに下回る結果となった。これは (b)に示すようにデシカント式の COP が case6 において著しく低下するためであるが, 室内 PMV の変化によって各システムの優位性が大きく変化するとは言い難い。また, case7, 4, 8 における全てのデシカント式は冷却除湿式に比べて消費電力量が 30.0~42.6%削減できる結果となった。このことから(c)に示す室内の除去熱量に対する COP の優位性も同様の結果となる。case7,4,8 でデシカント式の二段除湿外気冷却型の冷凍機 COP が全熱交換型より高いにも関わらず, 室内の除去熱量に対する COP が低くなる原因としては, 送風機の消費電力量の差が顕著に現れたためである。デシカント式においては, 低負荷時では各システム間の省エネルギー性に大きな差はないものの, 冷却除湿式に対しては省エネルギー性が高い。また高負荷時においても, 二段除湿外気冷却型と全熱交換型は高効率チラーを用いた冷却除湿式と同等もしくはそれ以上の省エネルギー性を有している。

(d)に示す負荷率においては, case6 で標準型と全熱交換型の負荷率が 1.0 をわずかに超えるものの, 6.6 節で選定した熱源機器の能力で運用可能といえる

6.8 結言

空調における省エネルギー化に対応するために、CO₂冷媒ヒートポンプを用いた放射冷房とデシカント除湿の複合システムを提案し、エネルギー消費量について検討を行った。これらのシステムの省エネルギー性と有用性を検討するため、外気条件と室内条件をパラメータとして熱源機器の消費電力量、COP、負荷率などを算出し、従来の空調システムと比較を行った。これらの検討から、以下の新知見が得られた。

- 1) 放射冷房とデシカント除湿の複合システムを用いることで、除湿方式に冷却除湿を用いる場合と比較して冷水温度を 10～13℃程度高く設定できる。熱源機器に CO₂ 冷媒ヒートポンプを用いることで、排熱で高温な温水を生成できるものの、標準型デシカント除湿を用いた場合では 100℃を超える温水が必要となるため COP が低下する。二段除湿外気冷却型を用いた場合、温水温度が 48～68℃程度に下げることができ、標準型に比べて冷凍機 COP が 1.0～2.8 程度向上する。
- 2) デシカント除湿に二段除湿外気冷却型を用いると、多くの条件下において冷却除湿式に比べて省エネルギー性が高くなる。室内熱負荷に対する COP は外気条件が高負荷時で 1.8～2.4、低負荷時では 2.4～3.1 に達する。
- 3) デシカント除湿において、標準型と全熱交換型は室内還気に対して加湿限界まで噴霧することで熱源機器の消費電力量が最小となるが、二段除湿外気冷却型では噴霧量を最適化することで消費電力量を 14%程度削減することができる。
- 4) 二段除湿外気冷却型は、冷却除湿式に対して消費電力量を外気が高負荷時で-1.7～17.0%、低負荷時で 30.0～45.8%削減可能であるため、低負荷時において特に省エネルギー性が高い。

以上の結果から、放射冷房とデシカント除湿に CO₂ 冷媒ヒートポンプを組み込んだ複合システムにおいて、二段除湿外気冷却型もしくは全熱交換型を用いたシステムは従来の冷却除湿式やデシカント式を上回る省エネルギー性を有しており、有用であることがわかった。

参考文献

- [1] Xiaolo Hao, Guoqiang Zhang : A combined system of chilled ceiling, displacement ventilation and desiccant dehumidification, *Building and Environment* 42(2007), pp.3298-3308
- [2] L.Z.Zhang, J.L.Niu : A pre-cooling Munters environmental control desiccant cooling cycle in combination with chilled-ceiling panel, *Energy* 28(2003), pp.275-292
- [3] 山口雅弘 : エコスクール化の実現および推進, *クリーンエネルギー*(2013.5), pp.60-65
- [4] Suya Wang, Megumi Morimoto, Haruo Soeda, Tatsuya Yamashita : Evaluating the low exergy of chilled water in a radiant cooling system, *Energy and Buildings* 40(2008), pp.1856-1865
- [5] 小金井真, 加藤信介, 大岡龍三, 蔡耀賢 : 非結露型次世代空調システムに関する研究, *空気調和・衛生工学会論文集 No.116*(2006.11), pp.51-57
- [6] 安藤幸助, 児玉昭雄, 広瀬勉 : 吸着式デシカント空調プロセスにおける還気側加湿操作の導入効果, *日本冷凍空調学会論文集 Vol.21 No.4*(2004), pp.61-69
- [7] 添田晴生, 潜熱蓄熱材(PCM)を利用した住宅の熱環境調整に関する研究, 大阪大学, 2003, 博士論文
- [8] 大西潤治, 竹谷伸行, 水野稔 : 室内熱気流環境の数値予測手法に関する研究, *空気調和・衛生工学会論文集 No.58*(1995.6), pp.23-34
- [9] G. H. Hoffman : Improved Form of the Low Reynolds Number $k-\epsilon$ Turbulence Model, *The Physics of Fluids*, Vol.18, No.3, pp.309-312, 1975
- [10] D. B. Launder and D. B. Spalding : The numerical computation of turbulent flows. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 3, pp.269-289, 1974
- [11] Suhas V. Patankar, 水谷幸夫, 香月庄司 訳 : コンピュータによる熱移動と流れの数値解析, 森北出版株式会社, pp.82-130, 1983
- [12] E. E. Khalil, et al. : The Calculation of Local Flow Properties in Two-Dimensional Furnaces, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.18, pp.775-791, 1975
- [13] Y. Kang and K. Suzuki : Numerical Study of Confined Jets I, *Memorirs Faculty Engng Kyoto Univ.*, Vol.40, Part2, pp41-61,1978
- [14] D. B. Launder and D. B. Spalding : The numerical computation of turbulent flows. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 3, pp.269-289, 1974
- [15] 水野稔, S. Mahmoud GHAEMMAGHAMI, 内藤和夫 : ふく射熱交換を考慮した空調時熱収支式の反復法による解法, *空気調和・衛生工学会論文集*, No.30, pp.79-88, 1986
- [16] B. Gebhart : A New Method for Calculating Radiant Exchanges, *ASHRAE Trans.*, Vol.65, pp.321, 1959
- [17] H. Hayasaka : A Direct Simulation Method for the analysis of Radiative Heat Transfer in Furnances, *Proc. ASME 24th National Heat Transfer Conference*, pp.59-63, 1987
- [18] 児玉 久, 服部宣弘, 長光左千男 : 室内温熱環境評価のための放射伝熱計算手法, *空気調和・衛生工学会論文集*, No.58, pp.133-143, 1995

- [19] 佐藤信孝, 村上周三, 加藤信介 : 歩行者デッキの屋根の日射遮蔽係数性能が温熱環境に及ぼす影響(その2), 空気調和・衛生工学会学術講演論文集, pp.149-152, 1995
- [20] Fanger P. O. : Thermal Comfort, McGraw Hill Book Company, 1972
- [21] Gagge A. P., Stolwijk J. A. S. and Nishi Y. : An effective temperature scale based on a simple model of human physiological regulatory response, ASHRAE Transactions 76, pp.247-263, 1971
- [22] 金泰延, 加藤信介, 村上周三 : 対流・放射・湿度輸送と空調システム制御の連成シミュレーション, 空気調和・衛生工学会論文集 No.78(2000.7), pp.35-44
- [23] 榎原久介, 加藤裕康, 秋山訓孝 : 家庭用自然冷媒(CO₂)給湯器の開発, デンソーテクニカルレビューVol.7 No.1(2002), pp.81-90
- [24] 斎川路之, 橋本克巳, 長谷川浩巳, 岩坪哲四朗 : CO₂ ヒートポンプサイクルの効率把握と挙動・制御に関する検討, Yokosuka Research Laboratory Rep.No.W98004, pp.1-34
- [25] 井上宇市 : 改訂5版 空気調和ハンドブック, 丸善株式会社(2008), pp.13
- [26] 株式会社山昇冷機製作所 : 製品紹介

第7章

各章のまとめ

第1章では本研究を行うにあたって、研究の背景、研究例、デシカント空調機の解説などを述べた。

第2章では一般的なデシカント空調システムに用いられている各種装置を取り上げ、各々の用途や特徴などを述べた。

第3章では空調システムに用いられている各種装置および空気の状態変化などの理論に基づいた解析手法で紹介した。

第4章では児玉らの行った実験モデルを対象として、3章で示した理論に基づいたシミュレーションモデルを作成し、シミュレーションモデルの妥当性の検証を行った。その結果、空気線図上におけるデシカント空調システム内部の空気の变化で絶対湿度に3%程度の誤差が生じるものの、全体としては実験値とシミュレーション値で良好な一致が得られた。さらに、投入熱量が2%、COPで1.5~1.6%程度の精度となり、おおむね良好な結果が得られた。これらのことから、シミュレーションモデルの妥当性について検証を行うことができた。

第5章では、外気冷却型デシカント空調システムを提案し、定常状態におけるシミュレーションによりパラメータスタディすることでシステムの効率などの解析を行った。その結果から得た知見を以下にまとめる。

- 1) 除湿ロータの後に顕熱交換器を導入すると、全ての条件において投入熱量が増加し、COPは15~30%程度低下する。しかしながら、処理可能な潜熱負荷の上限が10%程度増加する。実際に運用するにあたっては、除湿ロータ後の顕熱交換器の効率を排気側の風量調整にて可変とし、除湿可能である限界付近で運用するのが望ましい。
- 2) 熱源出口温度を70℃~150℃の間で解析を行い、熱源出口温度は低ければ低いほどCOPは上昇するという結果になったが除湿能力は低下するため、熱源出口温度も前述と同様、熱源出口温度を除湿可能な限界付近で運用するのが望ましい。
- 3) 室内顕熱負荷が極端に高くなると、室温の湿球温度に等しい水の温度での噴霧では処理できなくなるため、噴霧する水を冷凍機等であらかじめ冷却してから噴霧することや、室内入口空気を冷却コイルなどを用いて冷却することが求められる。

第6章では、第5章で検討したシステムに放射冷房とCO₂冷媒ヒートポンプを組み合わせた複合システムの提案と省エネルギー性の検討を行った。これらの検討から、以下の新知見が得られた。

- 1) 放射冷房とデシカント除湿の複合システムを用いることで、除湿方式に冷却除湿を用いる場合と比較して冷水温度を10～13℃程度高く設定できる。熱源機器にCO₂冷媒ヒートポンプを用いることで、排熱で高温な温水を生成できるものの、標準型デシカント除湿を用いた場合では100℃を超える温水が必要となるためCOPが低下する。二段除湿外気冷却型を用いた場合、温水温度が48～68℃程度に下げることができ、標準型に比べて冷凍機COPが1.0～2.8程度向上する。
- 2) デシカント除湿に二段除湿外気冷却型を用いると、多くの条件下において冷却除湿式に比べて省エネルギー性が高くなる。室内熱負荷に対するCOPは外気条件が高負荷時で1.8～2.4、低負荷時では2.4～3.1に達する。
- 3) デシカント除湿において、標準型と全熱交換型は室内還気に対して加湿限界まで噴霧することで熱源機器の消費電力量が最小となるが、二段除湿外気冷却型では噴霧量を最適化することで消費電力量を14%程度削減することができる。
- 4) 二段除湿外気冷却型は、冷却除湿式に対して消費電力量を外気が高負荷時で-1.7～17.0%、低負荷時で30.0～45.8%削減可能であるため、低負荷時において特に省エネルギー性が高い。

以上の結果から、排熱利用を前提としたデシカント空調システムでは外気冷却型は従来のデシカント空調システムと比較して同等あるいはそれを上回る省エネルギー性と冷房能力を有しており、有用性が高い。また、放射冷房とデシカント除湿にCO₂冷媒ヒートポンプを組み込んだ複合システムにおいては、二段除湿外気冷却型もしくは全熱交換型を用いたシステムは従来の冷却除湿式やデシカント式を上回る省エネルギー性を有しており、有用であることが確認された。

第 8 章

総括

本研究では、外気冷却を用いたデシカント空調システムを提案し、各システムの数値計算モデルを作成し、定常状態における投入エネルギー量や省エネルギー性の特性について比較・検討を行った。数値計算は設計変更や試算が非常に容易である反面、計算結果の信頼性については実験値との比較を行うことは研究成果の信頼性に関わる重要な事項である。しかしながら、本研究のように多くのシステムを実験により検証するには膨大なコストが必要となる。また、既に他の研究者により明らかにされている実験を再度実行したところで、得られる未知のデータはほとんどないと考える。これらのことから著者はまず、他の研究者の行った実験結果をもとに数値モデルを構築し、数値モデルの信頼性に問題がないことの検証を行った上で、あらゆるシステムの検証に取り組んだ。

このシミュレーションツールの製作により、あらゆるデシカント空調システムの数値モデルの構築が、短時間で容易に行えるようになり、システム間における省エネルギー性や消費電力量、必要温水の温度レベルなどの検討・評価もまた容易となった。

今後の課題を次に示す。

まず、本研究で用いたデシカント空調システムのシミュレーションツールの課題について述べる。本研究で取り扱っている消費電力量や室内熱負荷などは全て定常状態におけるものであり、立ち上がり負荷や、環境条件の変化などについては考慮していない。現実的には、環境条件は常に変化することから、これらを考慮した場合のシミュレーションを今後行う必要がある。

次に、本研究で取り扱ったデシカント空調や放射冷房、CO₂冷媒ヒートポンプなどについて述べる。デシカント空調・放射冷房・CO₂冷媒ヒートポンプなどの個々の信頼性については十分に検証を行ったものの、これらを複合したシステムについての実験結果との比較についての検証は行っていない。個々のシミュレーションによる誤差はわずかとしても、システム全体が複雑化するにつれ、わずかな誤差が重なり合い許容できない誤差を生む可能性もあることから、やはり実際に実験を行い検証することが不可欠といえる。

最後に、デシカント空調のシステム構成について述べる。現在普及し始めているデシカント空調システムは従来の冷却除湿空調と比較して、除湿運転時に省エネルギー性が高いものである。このことから、冷却除湿空調との併用で省エネルギー性を高めるといった使用方法が主である。こういった背景から、多くの研究者により冷房運転時に省エネルギー性が高いデシカント空調システムの提案が行われており、本研究で提案した外気冷却型デシカント空調システムもそのひとつである。外気冷却型は現在までに提案されてきたシス

テムの中では省エネルギー性は高く有用性のあるシステムであるものの、外気冷却型がデシカント空調システムの完成形とは言えず、さらなる未知の高性能なシステム構成も存在すると著者は考える。このことから、本論文を踏まえたうえで、今後さらなる有用なシステムの提案へ繋げていく必要がある。

あとがき

本論文をまとめ終え、長い学生生活を振り返ると、著者の周囲の多くの人の支えがあったことで、今の自分が居ることを実感する。研究を始めた当初は C 言語がわずかに使える程度だったものの、研究を通してシミュレーションツールを製作できるようになり、あらゆるシステムの解析が行えるようになったことは非常に有意義な過程であったといえる。特に、システムを構築していく中で、システム内部に機器を組み込んでも、正常な制御を行わなければ運転シミュレーションが行えない点では、自動制御の分野で非常に勉強になった。この研究を遂行するなかで、先生方や後輩から非常に多くのことを学ぶことができ、自分自身が大きく成長したように思える。

また、本研究ではデシカント空調システムのシミュレーションを行ったが、前述のように課題も数多く存在する。その中でシミュレーション結果の検証は多くのコストを必要とし、企業の協力無しでは非常に困難であるものの、デシカント空調自体は近年実用化が進んでおり研究分野でも盛んに行われていることから、今後の発展に期待できる。将来的には、一般家庭向けのコージェネレーションシステムなどの普及にともない、その受け皿の 1 つとしてデシカント空調の普及にも期待する。

最後に、諸言でも述べたように、日本国内のみならず、地球規模で化石燃料の枯渇や温暖化が深刻な問題となっているものの、人類全体が十分に積極的に対策に取り組んでいるとは言い難い。これらの問題に対して、国家レベルのみならず、一企業、さらには我々個人が真剣に取り組む必要があると考える。本論文も、デシカント空調システムという空調システムを通して、さらなる省エネルギー性を追求し、これらの問題に立ち向かう所存である。

謝辞

終わりに、本研究の遂行にあたっては、大阪電気通信大学工学部環境科学科准教授 添田晴生先生、同大学工学部機械工学科教授 森幸治先生、同大学工学部環境科学科教授 高岡大造先生には非常に数多くの御指導、御助言をいただき、厳しくも温かく見守って下さり、深く感謝申し上げます。本論文のみならず、私自身が成長できたのは、先生方の御指導があったからであり、誠に感謝と尊敬の意を表します。添田晴生先生には、私が学部生の頃からの12年間という、非常に長くも有意義な期間、多大な御指導を賜り、また御面倒を見ていただき、誠に深く感謝申し上げます。私個人として未熟な点が非常に多く、いつも御迷惑をおかけしていたにも関わらず、いつも優しく温かく、時に厳しく見守っていただいたことに深く感謝する所存です。研究面においても、デシカント空調の分野および数値計算に分野で様々な御助言、アイデアなどを賜り、研究に行き詰ったときにいつも相談に乗っていただいております。普段の会話においても、精神的に学ぶことが数多く、人間的に大きく成長させていただきました。森幸治先生には、博士後期課程で私を受け入れていただき、3年間の御指導をいただいたことに深く感謝申し上げます。あらゆる場面で行き詰ったときに、いつも叱咤激励の言葉をかけていただき、非常に多くの元気をいただきました。投稿論文を執筆する際においても数々の数えきれない御指導、御助言をいただき、どれほど感謝しても感謝しきれない所存です。高岡大造先生には、博士前期課程からの6年間、研究面・生活面ともに数多くの御指導、御助言を賜っております。いつも温かい言葉と優しい笑顔で元気づけられ、私自身の心の支えとなっていたと感じます。また、投稿論文の執筆においても数々の御助言をいただき、深く感謝申し上げます。

また、多忙な中、本論文を査読していただいた、大阪電気通信大学工学部機械工学科教授 井口学先生、石井徳章先生、小笹俊博先生に心より感謝申し上げます。

学部時代から御指導いただいた、大阪電気通信大学工学部環境科学科准教授 中田亮生先生、同大学工学部環境技術学科教授 故・大西潤治先生、同大学工学部環境技術学科教授 徳島耕治先生には、講義だけでなく、生活指導の面で非常に御迷惑をおかけしたにも関わらず、温かく見守っていただいたことに心より感謝申し上げます。

新晃工業株式会社 山口雅弘氏には、デシカント空調機の技術資料を御提供いただき、厚く御礼申し上げます。

大阪電気通信大学大学院工学研究科制御機械工学専攻博士前期課程修了(2012年)川田康弘君、同大学工学部環境技術学科修了(2012年)松田淳志君、同大学工学部環境技術学科および環境科学科添田研究室の学生諸氏、同大学機械工学科森研究室の学生諸氏、同大学環境技術学科および環境科学科高岡研究室の学生諸氏には、誠にお世話になり、研究を助けて頂きましたことを深く感謝致します。

本論文に関する著者の発表論文

学術論文

- (1) 岡田裕也, 添田晴生, 森幸治, 高岡大造: 外気冷却式デシカント空調システムの提案およびその省エネルギー性と有用性に関する検討, 空気調和衛生工学会論文集 No.203, pp.13-24

- (2) 岡田裕也, 添田晴生, 森幸治, 高岡大造: CO₂冷媒ヒートポンプを組み込んだ放射冷房とデシカント除湿の複合システムの提案と省エネルギー性に関する検討, 空気調和衛生工学会論文集 No.214, pp.19-32

国内学術講演論文

- (1) 岡田裕也, 川田康弘, 添田晴生, 高岡大造, 中田亮生: 外気冷却を用いたデシカント空調システムの数値解析, 空気調和衛生工学会大会学術講演論文集(2011), pp.2173-2176

- (2) 岡田裕也, 添田晴生, 森幸治: 外気冷却式デシカント空調システムにおける省エネルギー性と冷房能力に関する検討, 空気調和衛生工学会近畿支部学術研究発表会演論文集(2012), pp.267-270