

## 博士論文

論文題目 高分子収着剤塗布型熱交換器の収脱着特性と  
それを用いた空調システムに関する研究

氏 名 東 朋寛

# 目次

記号表 .....	3
図目次 .....	6
表目次 .....	9
第1章 緒言 .....	10
1.1. エネルギー消費と空調.....	10
1.2. 種々のデシカントと高分子収着剤.....	14
1.2.1. 吸着の原理と吸着等温線.....	14
1.2.2. シリカゲル.....	17
1.2.3. ゼオライト.....	17
1.2.4. メソポーラスシリカ.....	18
1.2.5. 高分子収着材.....	18
1.3. 空調へのデシカント利用とデシカント塗布型熱交換器.....	20
1.4. 研究目的 .....	24
引用文献 .....	24
第2章 デシカント塗布型熱交換器の収脱着計算モデル.....	27
2.1. 序論 .....	27
2.2. 解析モデル .....	29
2.3. 計算結果 .....	33
2.4. まとめ .....	34
引用文献 .....	34
第3章 デシカント塗布型熱交換器の収脱着特性測定.....	36
3.1. 序論 .....	36
3.2. 等温吸脱着試験の導入.....	37
3.3. 実験方法 .....	37
3.3.1. デシカント塗布型熱交換器.....	37
3.3.2. 実験装置 .....	39
3.4. 実験結果と考察.....	42
3.4.1. 熱移動特性の解析.....	42
3.4.2. 物質移動特性の解析.....	43

3.4.3. 熱物質移動特性の同定.....	55
3.5. まとめ .....	57
引用文献 .....	57
3.6. 序論 .....	59
3.7. 廃熱利用空調システム.....	62
3.7.1. システム構成.....	62
3.7.2. 計算モデルと計算条件.....	63
3.7.3. 計算結果 .....	64
3.7.4. 再生空気バイパスの導入.....	67
3.7.5. 空気切替機構.....	69
3.7.6. 実験装置 .....	70
3.7.7. 実験結果 .....	71
3.8. 潜熱分離空調システム.....	73
3.8.1. システム構成と運転モード.....	73
3.8.2. 計算モデル.....	76
3.8.3. 省エネ性評価手法.....	77
3.8.4. 運転条件 .....	78
3.8.5. 計算結果 .....	79
3.8.6. 収着材塗布型熱交換器の最適化設計.....	86
3.9. まとめ .....	94
引用文献 .....	95
第4章 結言 .....	96
謝辞 .....	99

## 記号表

$A$	面積	$m^2$
$c$	比熱	$J/kg\ K$
$c_p$	等圧比熱	$J/kg\ K$
$D$	代表長さ	$m$
$D_d$	等価物質拡散係数	$m^2/s$
$dP$	圧力損失	$Pa$
$E_a$	活性化エネルギー	$J/mol$
$f_e$	吸着等温線	
$f_p$	フィンピッチ	$m$
$h$	熱伝達率	$W/m^2\ K$
$i$	比エンタルピー	$J/kg$
$j$	質量流速	$kg/m^2\ s$
$k$	物質移動係数	$kg/s$
$l$	外周長さ	$m$
$m$	質量流量	$kg/s$
$M_v$	物質移動速度	$kg/s$
$P$	圧力	$Pa$
$Q$	伝熱量	$W$
$q$	熱流束	$W/m^2$
$R$	気体定数	$J/mol\ K$
$RH$	相対湿度	$\%RH$
$S$	断面積	$m^2$
$S_{ad}$	収着量	$kg$
$T$	温度	$^{\circ}C$
$t$	時間	$s$
$u$	速度	$m/s$
$W$	質量	$kg$
$w$	含水率	$kg/kg$
$W_{ad}$	吸着量	$kg$
$X$	絶対湿度	$kg/kgDA$

$x$  冷媒乾き度 -

#### ギリシャ文字

$\gamma$  吸着（脱着）潜熱 J/kg  
 $\delta$  厚み m  
 $\eta$  フィン効率 -  
 $\theta$  温度効率 -  
 $\lambda_d$  等価熱伝導率 W/m K  
 $\rho$  比重 kg/m<sup>3</sup>

#### 添え字

$a$  空気  
 $b$  ブライン  
 $d$  デシカント  
 $i$  入口  
 $l$  液相  
 $max$  最大  
 $min$  最小  
 $o$  出口  
 $r$  冷媒  
 $v$  気相  
 $w$  熱交換器壁

#### 略語

AD Adsorption 収着，吸着（過程）  
DCHE Desiccant coated heat exchanger デシカント塗布型熱交換器  
DE Desorption 脱着（過程）  
DW Desiccant wheel デシカントローター  
EA Exhaust air 排気  
LH Latent heat 潜熱  
OA Outside air 外気  
RA Return air 還気

SA	Supply air	給気
SH	Sensible heat	顕熱
SHEX	Sensible heat exchanger	顕熱交換器
TH	Total heat	全熱

## 図目次

Fig. 1-1 Change in supply of primary energy .....	10
Fig. 1-2 CO <sub>2</sub> concentration in atmosphere .....	11
Fig. 1-3 Change in world average temperature .....	11
Fig. 1-4 Change in energy consumption unit .....	12
Fig. 1-5 Relationship between air temperature, humidity and comfort index .....	12
Fig. 1-6 Schematic diagram of heat pump .....	13
Fig. 1-7 Comparison of cooling dehumidification and desiccant dehumidification .....	14
Fig. 1-8 Schematic diagram of adsorption phenomena .....	15
Fig. 1-9 Several types of adsorption isotherm .....	16
Fig. 1-10 Schematic diagram of capillary condensation .....	17
Fig. 1-11 Development of zeolite sorbent .....	18
Fig. 1-12 Production method of meso-porous silica .....	18
Fig. 1-13 Chemical structure of polymer sorbent .....	19
Fig. 1-14 Particle of polymer sorbent taken by SEM .....	19
Fig. 1-15 Swelling of polymer sorbent .....	20
Fig. 1-16 Comparison of sorption isotherm in several desiccants .....	20
Fig. 1-17 Desiccant wheel .....	21
Fig. 1-18 Air conditioning system using desiccant wheel .....	22
Fig. 1-19 Desiccant coated heat exchanger (DCHE) .....	23
Fig. 1-20 Comparison of cooling dehumidification, isenthalpic adsorption and isothermal adsorption .....	23
Fig. 2-1 Schematic diagram of DCHE .....	29
Fig. 2-2 Overview of calculation model .....	30
Fig. 2-3 Cross-sectional view of calculation model .....	30
Fig. 2-4 Example of calculation result .....	34
Fig. 3-1 Isothermal adsorption/desorption on DCHE .....	37
Fig. 3-2 DCHE used in the experiment .....	38
Fig. 3-3 Polymer sorbent mixed with binder .....	39
Fig. 3-4 Sorption isotherm of pure polymer sorbent and polymer sorbent mixed with binder .....	39
Fig. 3-5 Experimental apparatus .....	41

Fig. 3-6 Results on heat transfer analysis .....	43
Fig. 3-7 Change in air temperature, humidity, brine temperature, and mass transfer rate under standard condition.....	44
Fig. 3-8 Comparison between experimental results and sorption isotherm .....	46
Fig. 3-9 heat transfer to air and brine.....	47
Fig. 3-10 Change in air humidity in different temperature .....	48
Fig. 3-11 Comparison between calculation results and experimental results on mass transfer rate .....	50
Fig. 3-12 Change in air humidity in different air velocity .....	51
Fig. 3-13 Change in air humidity under different thickness of desiccant layer .....	52
Fig. 3-14 Temperature dependence of equivalent mass diffusion coefficient.....	53
Fig. 3-15 Comparison between air enthalpy method and gravimetric method .....	54
Fig. 3-16 Change in air temperature and humidity at AD and DE.....	56
Fig. 4-1 Cooling dehumidification and desiccant dehumidification .....	59
Fig. 4-2 p-h diagram of refrigeration cycle.....	60
Fig. 4-3 Energy demand and supply on ZEB.....	61
Fig. 4-4 Solar heat utilization system.....	61
Fig. 4-5 Schematic diagram of waste heat utilization system .....	62
Fig. 4-6 Psychrometric chart .....	63
Fig. 4-7 Calculation model .....	63
Fig. 4-8 Schematic diagram of DW system .....	64
Fig. 4-9 Changes in air temperature and humidity.....	65
Fig. 4-10 Cooling capacity with respect to switching interval at different air velocity .....	66
Fig. 4-11 Cooling capacity with respect to waste heat temperature.....	67
Fig. 4-12 Exhaust air bypass ratio.....	68
Fig. 4-13 Cooling capacity, waste heat usage and COP with respect to exhaust air bypass ratio .....	68
Fig. 4-14 Air flow path switching mechanism.....	69
Fig. 4-15 DCHE module.....	70
Fig. 4-16 Experimental apparatus .....	71
Fig. 4-17 Experimental results at waste heat temperature of 50°C .....	72
Fig. 4-18 Cooling capacity and dehumidification rate of experimental and calculation results .....	73



Fig. 4-19 Hybrid air conditioning system .....	74
Fig. 4-20 Operation modes in summer condition.....	75
Fig. 4-21 Operation modes in winter condition .....	75
Fig. 4-22 Calculation model on refrigeration cycle .....	76
Fig. 4-23 Calculation results in summer rated condition .....	80
Fig. 4-24 Change in indoor humidity with and without hybrid system .....	81
Fig. 4-25 Calculation results in summer intermediate condition .....	82
Fig. 4-26 Calculation results in winter rated condition.....	84
Fig. 4-27 Residential air conditioner with DW .....	85
Fig. 4-28 Comparison of electricity consumption.....	86
Fig. 4-29 Relationship between dehumidification rate and switching interval under several fin pitch and thickness of desiccant layer .....	89
Fig. 4-30 Relationship between dehumidification energy efficiency and switching interval under several fin pitch and thickness of desiccant layer .....	91
Fig. 4-31 Relationship between fin pitch, maximum amount of desiccant and heat transfer area .....	93
Fig. 4-32 Relationship between dehumidification rate and switching interval at optimum design .....	94

## 表目次

Table 2-1 Summary of calculation models for desiccant device.....	29
Table 3-1 Geometrical parameters of DCHE .....	38
Table 3-2 Accuracy of sensors .....	42
Table 3-3 Experimental and calculation conditions on heat transfer analysis.....	42
Table 3-4 Experimental conditions .....	43
Table 3-5 Equivalent mass diffusion coefficient.....	49
Table 3-6 Experimental and calculation conditions on heat and mass transfer analysis.....	55
Table 4-1 Calculation condition.....	64
Table 4-2 Geometrical parameters of DCHE .....	64
Table 4-3 Geometrical parameters of DCHE .....	70
Table 4-4 Experimental parameters .....	71
Table 4-5 Working state at each condition .....	75
Table 4-6 Demanded capacities .....	78
Table 4-7 Air temperature and humidity .....	78
Table 4-8 Geometrical parameters of DCHE and heat exchangers.....	79
Table 4-9 Property of reference refrigeration cycle .....	79
Table 4-10 Comparison between DCHE system and conventional heat pump under summer rated condition .....	81
Table 4-11 Comparison between DCHE system and conventional heat pump under summer intermediate condition .....	83
Table 4-12 Comparison between DCHE system and conventional system with DW under winter rated condition .....	85
Table 4-13 Calculation conditions .....	87
Table 4-14 Calculation conditions on optimization of DCHE .....	92
Table 4-15 Calculation results and optimum design .....	94

# 第1章 緒言

本研究は、高分子接着材塗布型熱交換器の性能特性に関する研究と、それを利用した空調システムに関する研究の成果を取りまとめたものである。

## 1.1. エネルギー消費と空調

近年の地球温暖化を始めとした種々の地球環境問題を背景とし、省エネルギー化が大きな課題となっている。Fig. 1-1 に一次エネルギー国内供給の推移を示す[1-1]。特に、石油や天然ガス、石炭といった化石燃料の消費量が約 90%を占めている。化石燃料を使用することで大気中に二酸化炭素が放出され、地球温暖化に悪影響を及ぼすとされている。Fig. 1-2 に大気中 CO<sub>2</sub> 濃度の変化を、Fig. 1-3 に世界の平均気温の変化をそれぞれ示す[1-2]。CO<sub>2</sub> 濃度は上昇し続けており、同時に地球温暖化の進行も確認されている。この温室効果ガス排出量の問題に対して世界中で対策が行われており、例えば 1997 年に採択された京都議定書では各国で温室効果ガス削減量を各国ごとに掲げ、削減に向け努力が進められてきた[1-3]。原子力発電は温室効果ガス削減に効果的だとされ、我が国では多くの地域で推進されていた。しかしながら 2011 年に発生した東日本大震災と、それに伴う福島第一原子力発電所の事故により、原子力発電の安全性が問われ原子力発電の割合が大幅に減少した。近年では原子力発電や火力発電に代わる太陽エネルギーやバイオマスエネルギーといった代替エネルギーの普及や省エネルギー機器の開発が急務となっている。

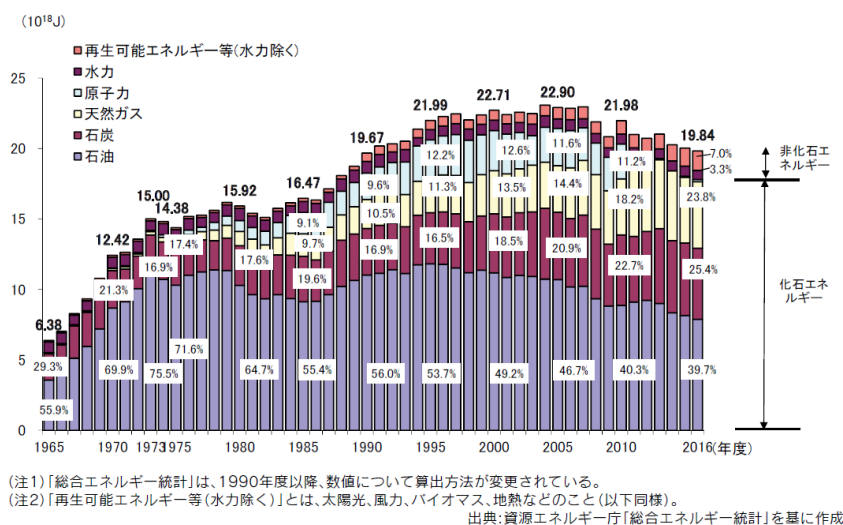


Fig. 1-1 Change in supply of primary energy

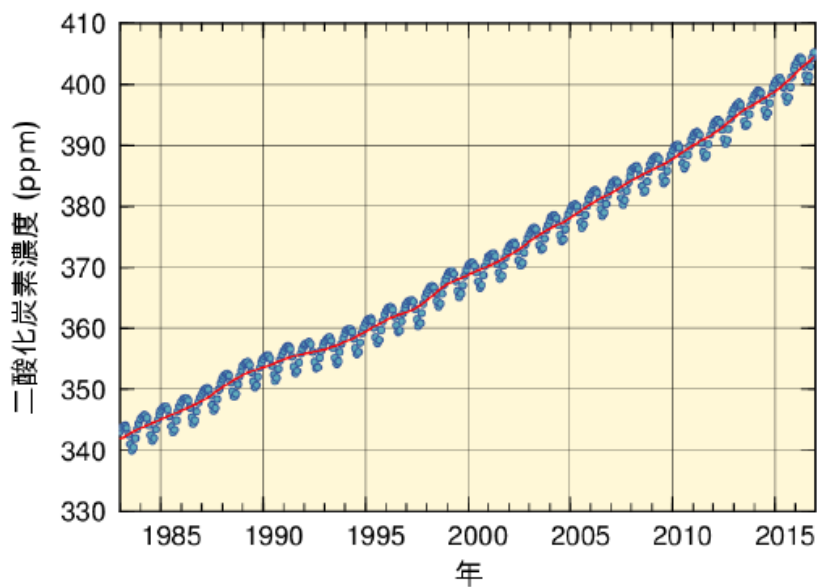


Fig. 1-2 CO<sub>2</sub> concentration in atmosphere

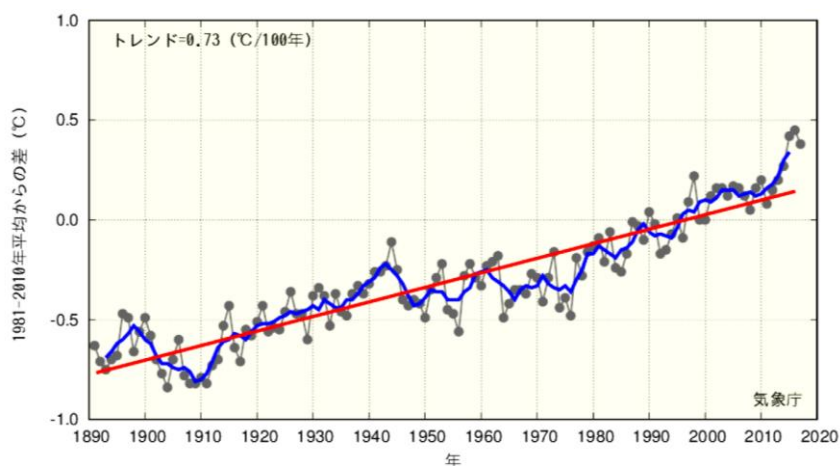
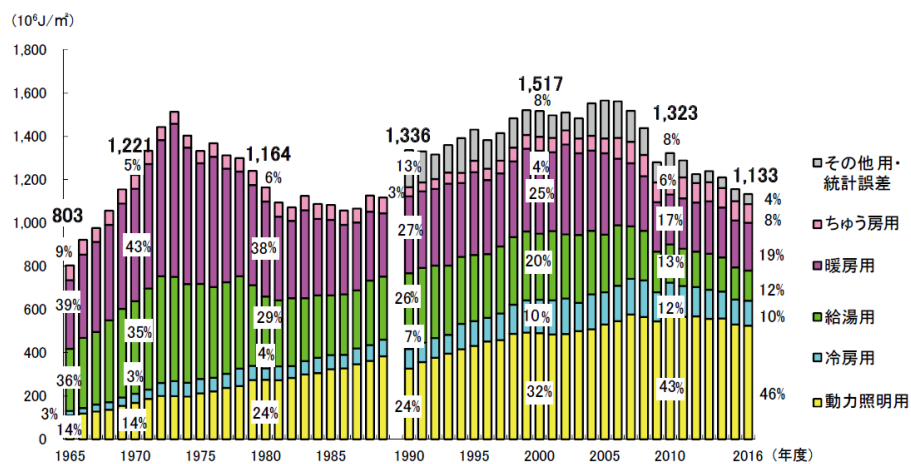


Fig. 1-3 Change in world average temperature

Fig. 1-4 に用途別エネルギー消費原単位の推移を示す[1-1]. 冷房と暖房を合わせて空調に30%弱のエネルギーが用いられていることが分かる. 昨今の地球温暖化による平均気温上昇を受け空調の重要性が今後より一層高まると考えられ, 空調分野機器の省エネ化は地球環境問題解決と人類の快適な生活における重要な課題となりうる.

Fig. 1-5 に, 空調温湿度と快適性の関係を示す. 横軸が空気乾球温度, 縦軸が絶対湿度を示す空気線図になっており, 中央の黄色で塗られた範囲が快適性の高い条件である. 同じ温度であっても適切な湿度制御により快適性は向上することが分かる. 例えば夏期冷房であ

れば、設定温度を上げつつ湿度制御により快適性を維持することで、省エネな空調を実現できる可能性がある。本研究では、温度と湿度をそれぞれ制御することにより省エネ性を実現した空調システムの開発も研究目的の1つとする。



(注)「総合エネルギー統計」は、1990年度以降、数値の算出方法が変更されている。  
 出典：日本エネルギー経済研究所「エネルギー・経済統計要覧」、資源エネルギー庁「総合エネルギー統計」を基に作成

Fig. 1-4 Change in energy consumption unit

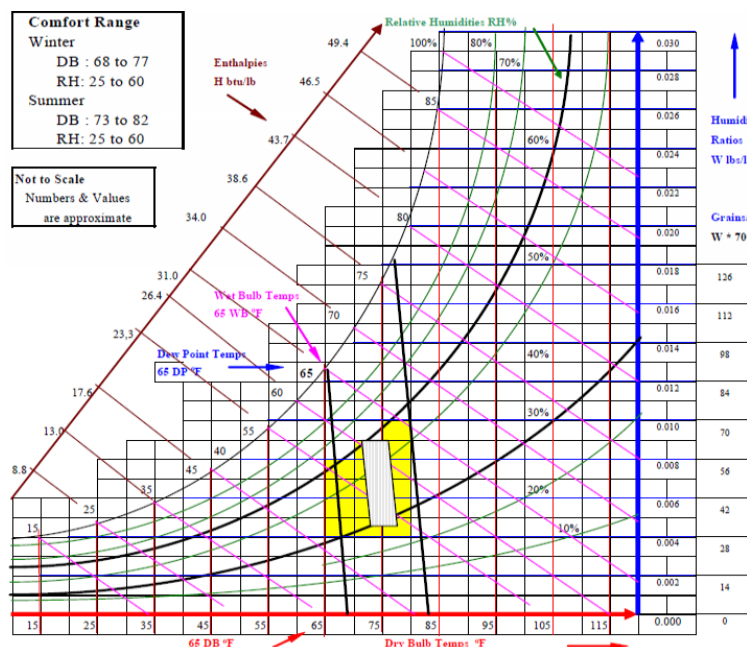


Fig. 1-5 Relationship between air temperature, humidity and comfort index

空調機器には一般的にヒートポンプと呼ばれる技術が利用されている。Fig. 1-6 にヒートポンプの概略図を示す。圧縮機、膨張弁、凝縮器、蒸発器で構成されており、冷媒が循環することで熱移動を輸送している。この冷媒は、かつてオゾン破壊係数（ODP）や地球温暖化係数（GWP）の高いフロン系冷媒（CFC や HCFC）が用いられていたが、地球環境への悪影響が明らかになった現在では自然冷媒の採用など低 GWP 冷媒の転換が広く推進されている[1-4]。低 GWP 冷媒の中には可燃性を有する冷媒も存在するため安全性を確立するために種々の研究が行われている[1-5][1-6]。

ヒートポンプはまず①圧縮機で冷媒が高温・高圧のガスとなり凝縮器へ向かう。次に②凝縮器で外部に熱を放出し、冷媒が凝縮する。③凝縮した冷媒は膨張弁へ入り低温・低圧の二相状態になる。その後④冷媒は蒸発器で外部から熱を奪って蒸発し再度、圧縮機へ戻る。このようなサイクルで熱の輸送を行う。このヒートポンプは高いエネルギー効率で加熱、冷却を行うことができるが、湿度制御に関しては課題が残る。Fig. 1-7 にヒートポンプを用いた除湿の概念図を空気線図上に示す。ここでは、高温高湿の①の空気を、低温低湿の②の空気まで冷却、除湿することを考える。青線で示すヒートポンプを用いた除湿では、まず蒸発温度を空気の露点温度以下まで下げることで蒸発器表面で結露を発生させ、除湿を行う。このままでは冷却しすぎなため、再度加熱することで目標温湿度を達成している。一度過剰に冷却する上に蒸発温度を下げる必要があり、ヒートポンプのエネルギー消費が増加する。また熱交換器表面の結露も、熱伝達を阻害しエネルギー効率を下げる一因となる。また加湿は基本的に不可能であり、別途加湿器を用意する必要があるが、液体の水を用いるため衛生管理やミネラル析出による故障を防ぐため定期点検が不可欠である[1-7]。

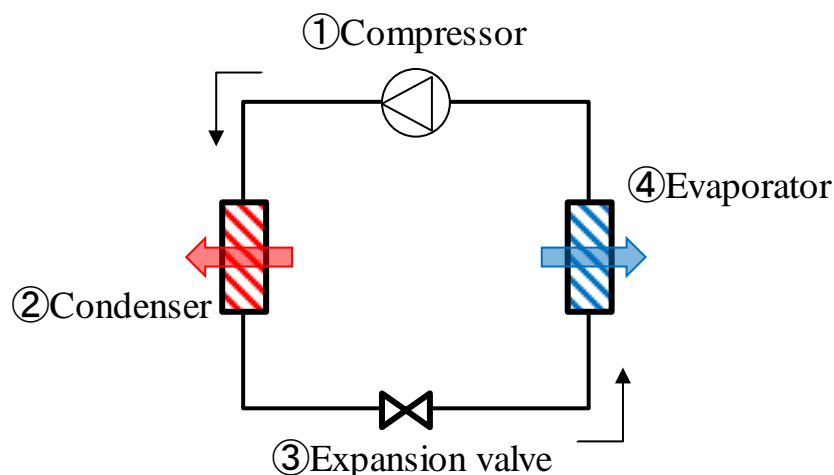
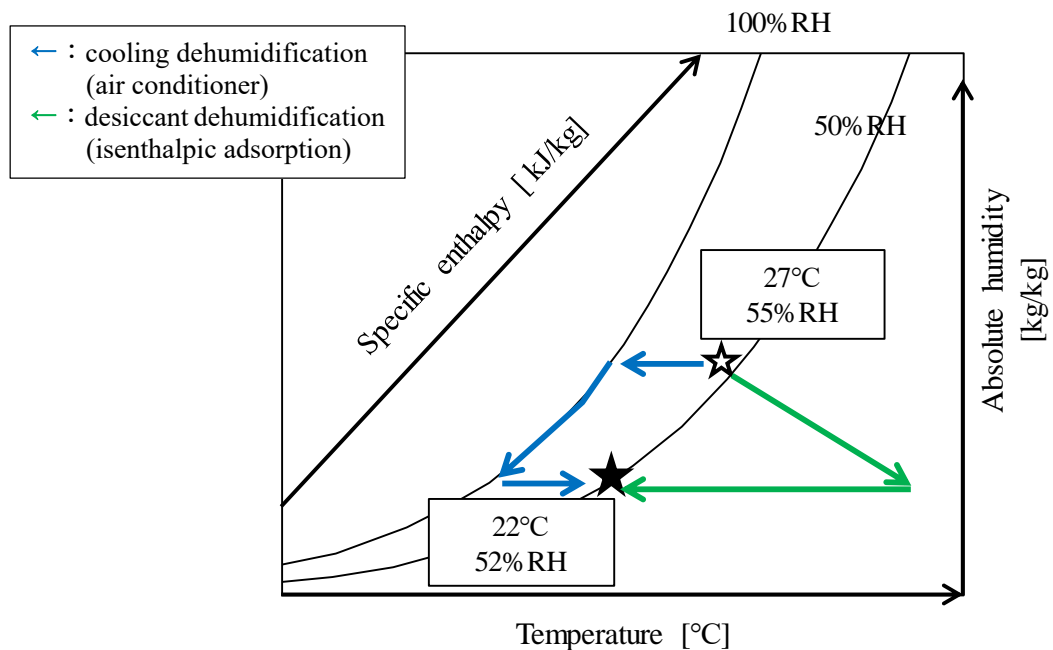


Fig. 1-6 Schematic diagram of heat pump



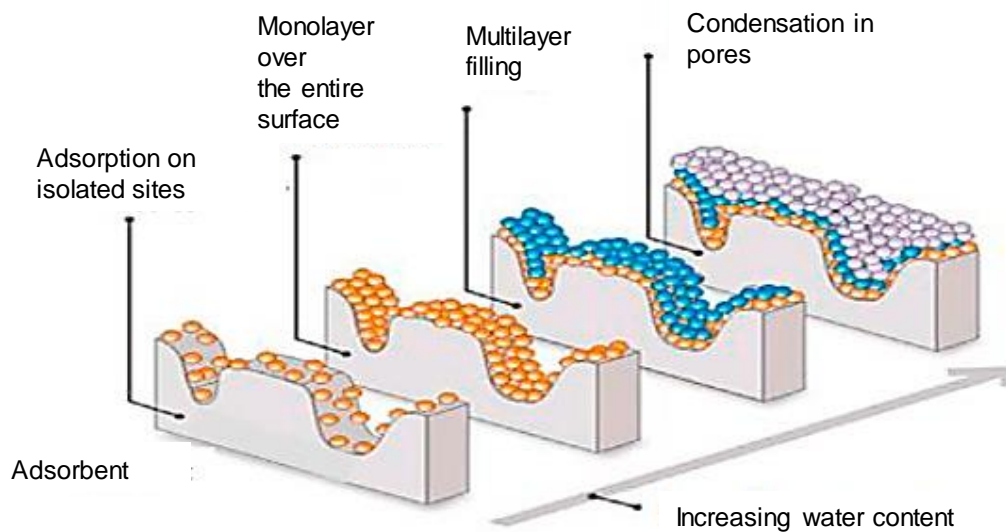
**Fig. 1-7 Comparison of cooling dehumidification and desiccant dehumidification**

本研究では、デシカントとそれを用いた空調、特に湿度制御に着目した。デシカントは空気中の水蒸気を直接吸着、脱着することのできる物質であり、後述のように様々な種類が存在する。Fig. 1-7において、デシカントを用いた場合の除湿の概念図を空気線図上に緑線で示す。まずデシカントによる吸着のため、空気は除湿される。その際吸着熱が発生し、温度は上昇する。その後別途冷却器を用いて、目標温湿度を達成する。先程のヒートポンプを用いた場合と比較し、エネルギー消費は少ない。また加湿については上記の過程を逆に進めば良く、デシカントを用いた除加湿を行うことができる可能性がある。

## 1.2. 種々のデシカントと高分子収着剤

### 1.2.1. 吸着の原理と吸着等温線

Fig. 1-8 に、吸着の模式図を示す[1-8]。吸着はデシカントの多孔質かつ粒状の表面に水分子を固定することからなる物理現象として説明される。デシカントは表面に低蒸気圧領域を作り出すことで、空気中から水分を引き付ける[1-9]。すなわち、空気中の水蒸気分圧がデシカント表面の水蒸気分圧より高ければ吸着が行われる。反対に、空気中の水蒸気分圧がデシカント表面の水蒸気分圧より低ければ脱着が行われる。Fig. 1-8 は、吸着量増加に伴い吸着剤表面に水分子が積層する様子を表している。



**Fig. 1-8 Schematic diagram of adsorption phenomena**

上記の理由から、平衡状態におけるデシカントに吸着された水分量は、雰囲気の水蒸気分圧に依存する。その関係を表すのが、吸着等温線である[1-10]。Fig. 1-9 に種々の吸着等温線を示す[1-11]。横軸が雰囲気中の水分量を表しており、通常飽和水蒸気圧との分圧比や相对湿度で表現される。縦軸が吸着された水分量であり、吸着剤の質量当たりの水分量で表されることが多い。この吸着等温線は物質によって異なり、6種類に分類することができる。Fig. 1-9 はその区分を示しており、それぞれ下記の特徴を持つ[1-12]。

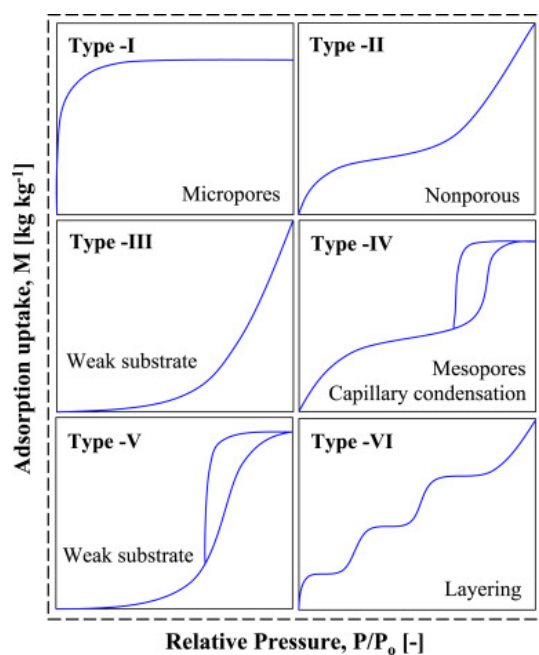
**Type I**：吸着量は圧力の増加とともにある一定値に近づく。細孔径の小さい活性炭等の吸着で現れる。

**Type II, III**：吸着剤表面で多分子吸着層を形成する物理吸着。

**Type IV, V**：毛管凝縮のため、圧力を増加させた際の吸着量と、減少させた際の吸着量が異なる（ヒステリシスを持つ）。**Type IV**は吸着熱が大きい吸着で、**Type V**は吸着熱が小さい吸着で見られる。水蒸気吸着では直径 2nm~50nm のメソ孔を持つ吸着剤で発生する。

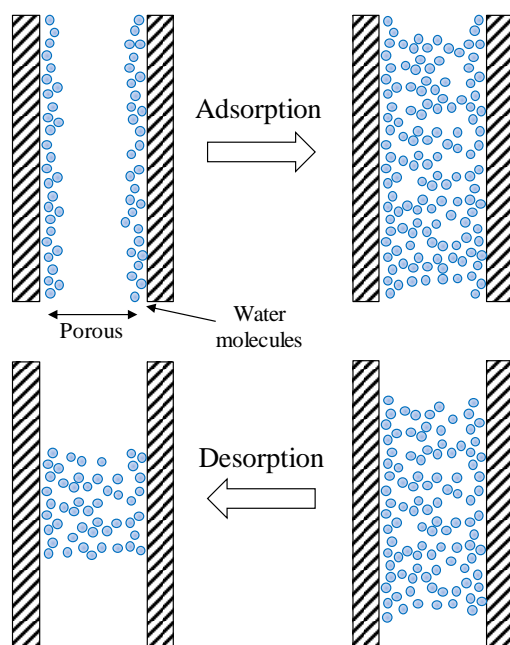
**Type VI**：階段型吸着等温線と呼ばれる。吸着分子どうしの引力により秩序構造を持った吸着層を形成する場合等に観測される。





**Fig. 1-9 Several types of adsorption isotherm**

Fig. 1-10 に、毛管凝縮の模式図を示す。吸着量の少ない状態から蒸気圧を増加させると、細孔壁面で分子層を形成しながら吸着されるが、吸着が進むと細孔中心で水分のブリッジが発生し急激に細孔内の吸着物質が増加する。これが毛管凝縮と呼ばれる現象である。この急な吸着量の増加が起こる湿度帯は細孔径の大きさによって異なり、また細孔径が小さい場合、大きな細孔と比べ毛管凝縮が発生する湿度が低湿度に移行する。脱着の際は細孔が水分子で満たされたまま上下の吸着層表面から脱着が発生する。このように吸着と脱着の様子が異なるため、ヒステリシスが発生する。



**Fig. 1-10 Schematic diagram of capillary condensation**

以下，代表的ないくつかの吸着剤について述べる

### 1.2.2. シリカゲル

シリカゲルは食品の乾燥剤等に使用されるほど一般的によく用いられる吸湿材である。大きさが数 $\mu\text{m}$ から数 $\text{mm}$ の粒や球状の製品が製造されている[1-13]。また細孔径は不均一であり，幅広い細孔径分布を持つ。そのため比較的広い吸着湿度帯を持ち，吸着量は線形的に増加することが知られている。しかしながら大きな細孔径を持つため極低温の環境では細孔内で凍結が起こり通常と異なる吸脱着が起こる可能性があると考えられている。また必要な吸着量を得るためには再生の湿度差を大きく取る必要がある。

### 1.2.3. ゼオライト

ゼオライトはある種の多孔質無機結晶の総称であり，天然，合成を含め様々な種類がある。[1-15]。最近ではリン酸アルミニウムの結晶を用いたゼオライト系吸着剤が開発され，合成時に細孔径を制御することで低温再生を可能としている。細孔径によって吸着等温線の立ち上がる位置が変わるため，再生温度に応じた使い分けがなされている[1-16]。Fig. 1-11にゼオライトの1種であるAQSOAの吸着等温線と構造を示す。

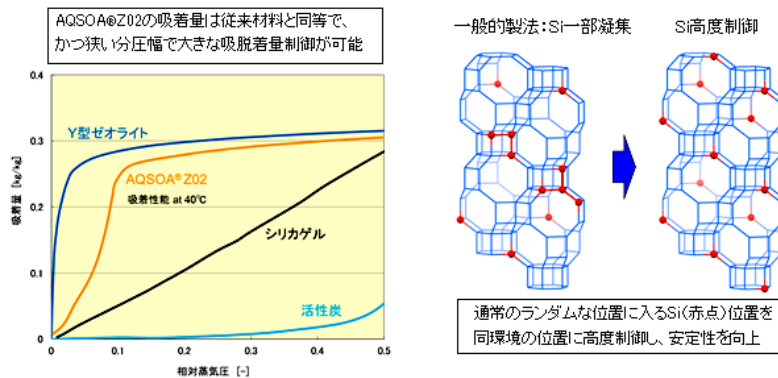


図2 AQSOA®Z02の吸着等温線<sup>※6</sup>

図3 AQSOA®Z02の構造的特

Fig. 1-11 Development of zeolite sorbent [1-14]

#### 1.2.4. メソポーラスシリカ

メソポーラスシリカは、界面活性剤のミセルを鋳型として合成するハニカム状の均一なメソポアを持つシリカ多孔体である。細孔径は 2nm 程度から 50nm 程度まで存在し、Fig. 1-12 に示すように制作時にこの細孔径を選択することが出来る[1-17][1-18]。

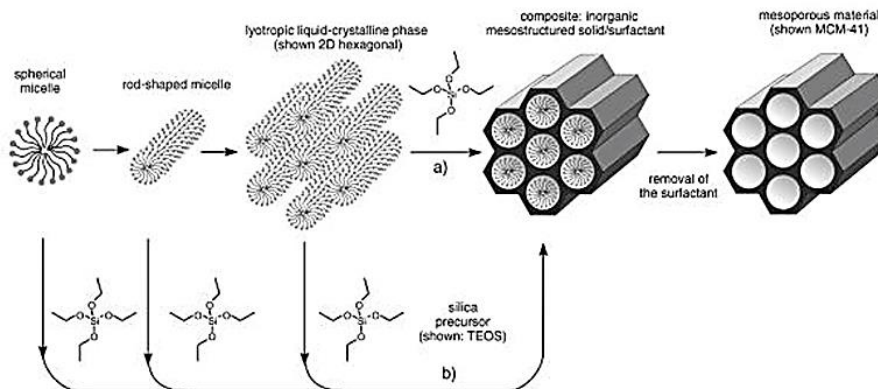


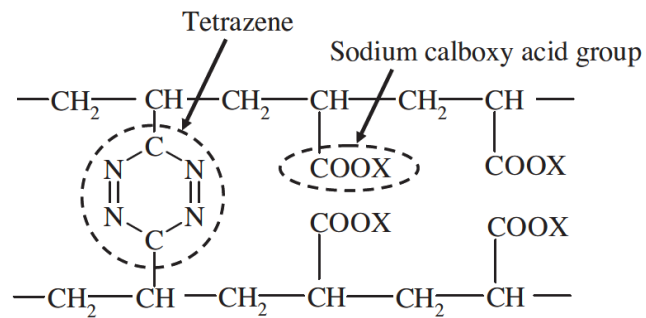
Fig. 1-12 Production method of meso-porous silica [1-19]

#### 1.2.5. 高分子吸着材

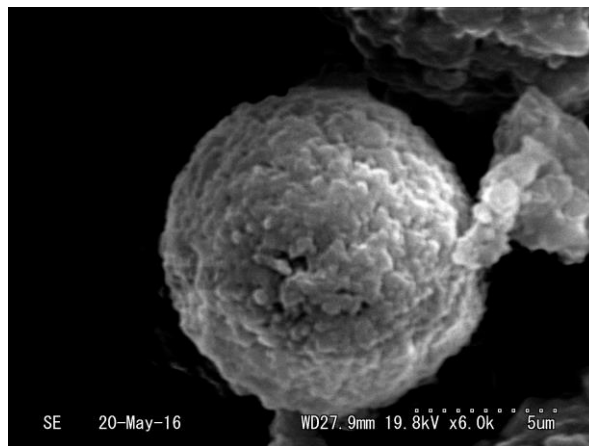
高分子吸着材は炭素鎖（ポリアクリル系高分子主鎖）と親水性の高い架橋で構成されている[1-20]。Fig. 1-13 に高分子吸着材分子構造の概略図を示す[1-21]。Fig. 1-14 に電子顕微鏡で撮影した高分子吸着材の粒子を示す。高分子吸着材は通常の吸着現象とは異なり、分子表面に水分が吸着した後、Fig. 1-15 のように炭素鎖が膨潤し分子内部に水分が蓄えられる。このような表面吸着と分子内部への吸収を伴う現象を吸着と呼ぶ。上記の吸着のメカニズムから、吸着材は非常に大きな吸着量を得ることができる。Fig. 1-16 に他の吸着剤との吸着等温

線の比較を示す[1-22]. 横軸が相対湿度, 縦軸が質量当たりの吸着量であり, 他の吸着剤と比較し高い吸着量を持つ. 線形的に吸着量が増加するたためどの湿度でも吸着できる特徴を持ち, 比較的低温での再生が可能であることが知られている.

本研究ではこの高分子吸着材に注目し, その性能解析と高分子吸着材を用いた空調システム開発を行った.



**Fig. 1-13 Chemical structure of polymer sorbent**



**Fig. 1-14 Particle of polymer sorbent taken by SEM**

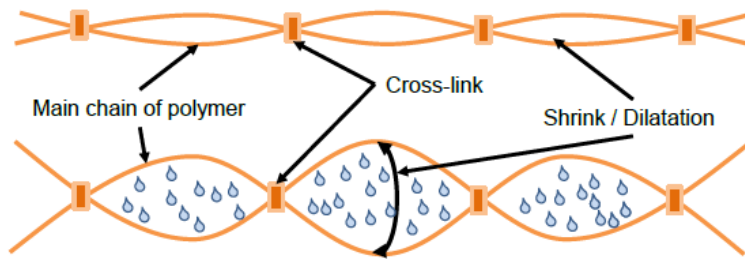


Fig. 1-15 Swelling of polymer sorbent

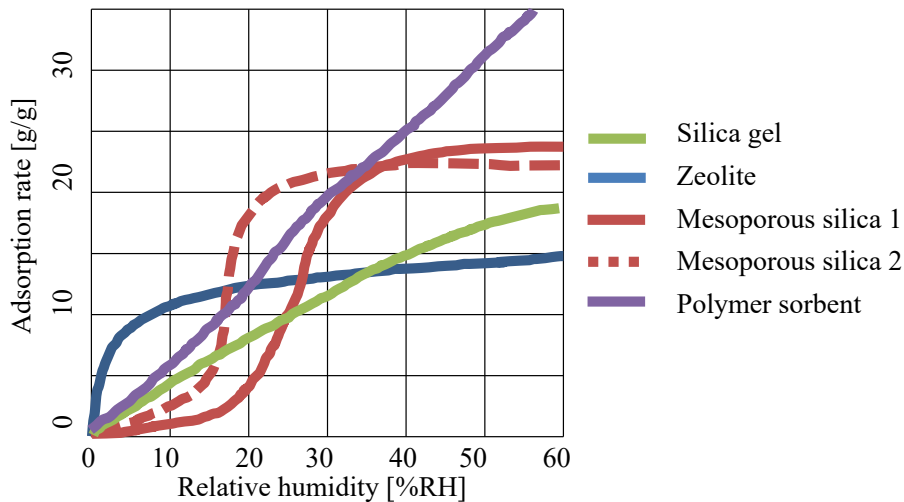


Fig. 1-16 Comparison of sorption isotherm in several desiccants

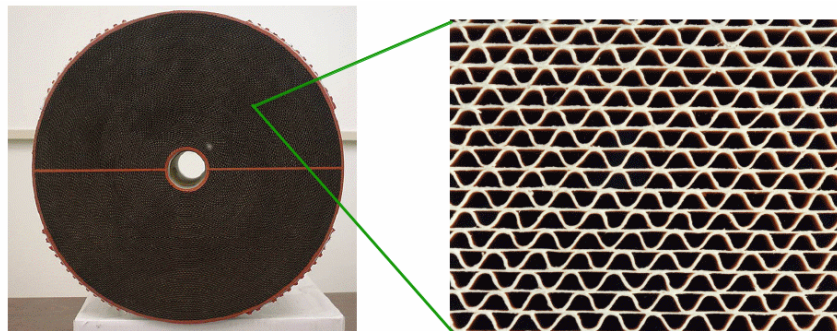
### 1.3. 空調へのデシカント利用とデシカント塗布型熱交換器

デシカントが水分を吸着する際一度飽和吸着量に達すると、それ以上は吸着できなくなる。デシカントを空調に利用するためには吸着と脱着を交互に行う必要がある。また吸着と脱着で湿度差を発生させる必要があるが、通常空気温度を変化させることで相対湿度を変化させており、空気温度とデシカントの吸脱着を制御する仕組みが必要である。

デシカント空調利用の代表的な方法として、デシカントローターが挙げられる。Fig. 1-17 にデシカントローターの外観図と拡大図を示す[1-23]。通常ハニカム構造やコルゲート構造を持つローターの表面にデシカントが塗布されており、ローター垂直方向に流れる空気によって吸脱着が行われる。ローターには 2 系統の空気流路が接続されており、一方は高温空気、もう一方は低温空気が流れている。ローターは数 rph~数十 rph の速度で回転しており、一方で吸着を行ったデシカントがもう一方まで移動し脱着を行うことで、連続的な吸脱着

運転を実現している。Fig. 1-18 にデシカントローターを用いたシステムの代表的な構成を示す[1-24]。デシカントローターと冷却器，加熱器，顕熱交換器より構成されている。外気から導入された空気 1 はデシカントローターにより除湿され空気 2 となるが，その際吸着熱により温度が上昇する。このような吸着課程は断熱吸着（等エンタルピー吸着）と呼ばれる。その後空気 2 は顕熱交換器と冷却器により冷却され，空気 4（または 5）として室内に給気される。一方室内からの還気 6 は顕熱交換器と加熱器により加熱され，デシカントローターの脱着運転に用いられる（空気 7～9）。脱着時は蒸発潜熱により温度が低下している。

このようにデシカントローターによって連続的な除湿運転が可能であるが，等エンタルピー吸脱着による温度変化は吸脱着性能の低下を招く。吸着時は空気の温度が上昇するため，相対湿度が低下する。デシカントの飽和吸着量が低下し，吸着性能が低下する。脱着時も同様に，温度低下による相対湿度上昇により，脱着性能が低下する。



**Fig. 1-17 Desiccant wheel**

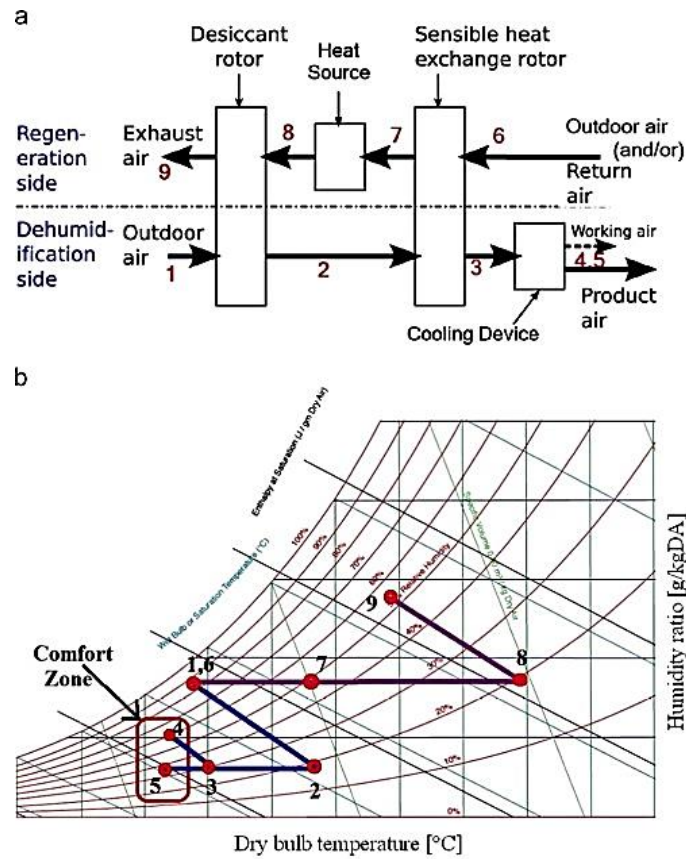


Fig. 1-18 Air conditioning system using desiccant wheel

上記の問題を解決するため、熱交換器の表面にデシカントを塗布したデシカント塗布型熱交換器 (Desiccant coated heat exchanger, DCHE) が注目を集めている。Fig. 1-19 に DCHE を示す。フィンチューブ熱交換器の表面に、白いデシカントが塗布されていることが分かる。DCHE 内部を流れる冷媒によってデシカントを直接冷却、加熱でき、吸脱着時の温度変化を抑制できる。Fig. 1-20 に DCHE を用いた除湿の概念図を空気線図上に示す。緑線で示した等エンタルピー吸着と異なり DCHE を用いた赤線は温度が変化せず除湿している。この吸着課程は等温吸着と呼ばれる。これにより高い相対湿度でも同等の除湿量を確保でき、デシカント量当たりの吸着性能が向上するとされている。

ただし後述する通り、DCHE では物質移動と熱移動が同時に発生しており、その性能測定や解析には依然として困難な点が多い。本研究では等温吸脱着試験を導入することにより熱移動特性と物質移動特性を切り離して測定し、数値解析モデルを構築してその性能特性を調べた。

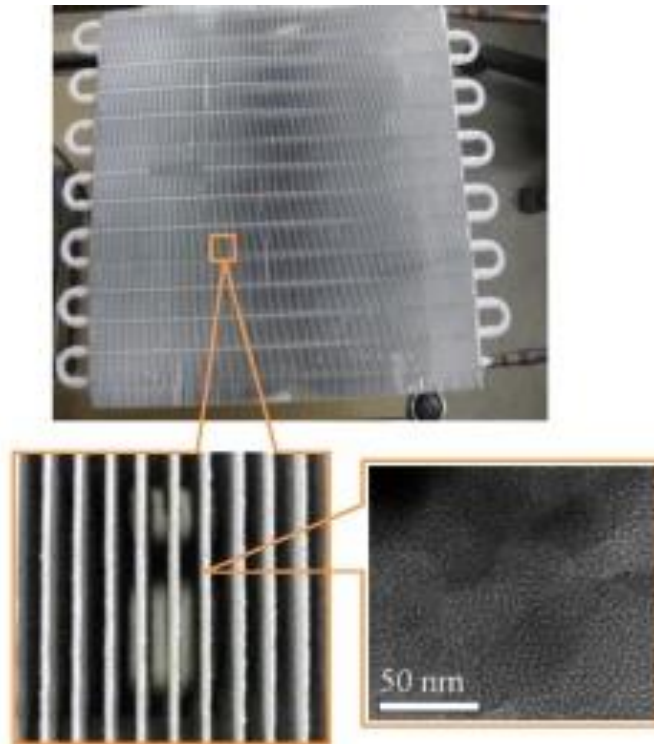


Fig. 1-19 Desiccant coated heat exchanger (DCHE) [1-23]

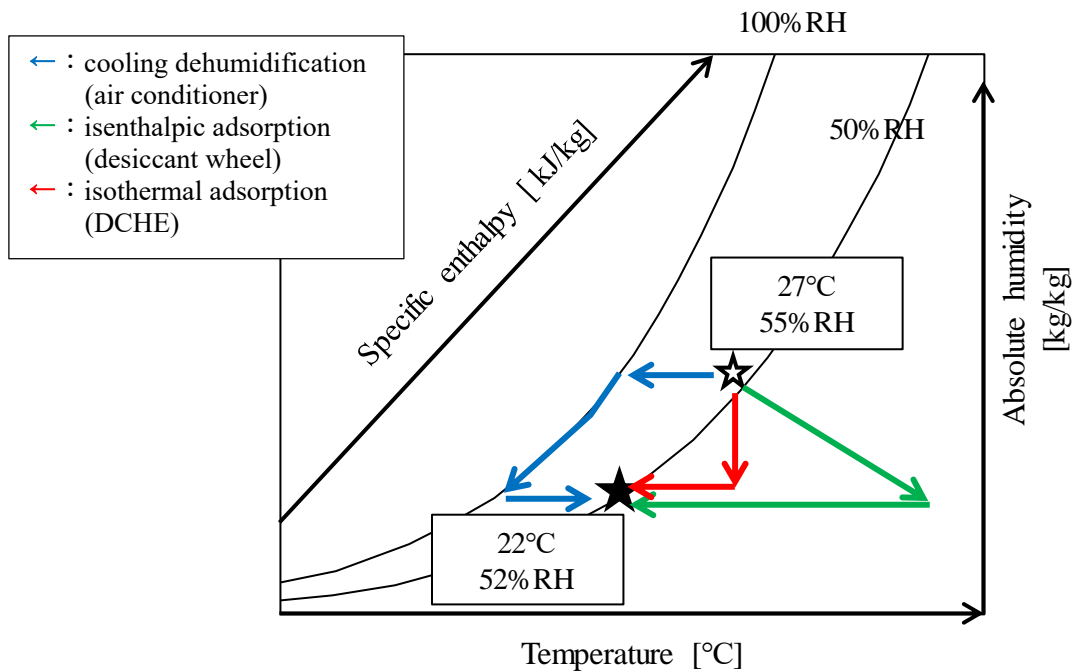


Fig. 1-20 Comparison of cooling dehumidification, isenthalpic adsorption and isothermal adsorption



#### 1.4. 研究目的

本研究の目的は、以下である。

- 1) 特性解析のために DCHE 計算モデルの構築を行う。収着層内の熱伝導と物質拡散を考慮し、異なる寸法や収着層塗布厚さであっても性能を予測できるモデルを構築する。
- 2) 収着材を塗布した DCHE の性能を測定し、その収脱着特性を明らかにする。熱移動と物質移動が同時に生じる DCHE ではそれぞれが互いに影響を及ぼし合っているため分析には困難が伴っていた。本研究では等温収脱着試験を導入することで物質移動特性に着目した測定を行う。1)で述べた計算モデルに必要な物性値の同定を行う。
- 3) DCHE を用いた空調システムを構築する。DCHE と蒸気圧縮式冷凍サイクルを組み合わせた潜顕熱分離空調システムと、廃熱利用空調システムを検討する。

#### 引用文献

- [1-1]経済産業省資源エネルギー庁, “平成 29 年度エネルギーに関する年次報告 (エネルギー白書 2018)”, 2018.
- [1-2]気象庁, “気候変動監視レポート”, 2017.
- [1-3]環境省, “京都議定書の概要”, <http://www.env.go.jp/earth/cop6/3-2.html>, (2018 年閲覧).
- [1-4]環境省, “モントリオール議定書に基づくオゾン層破壊物質の生産量及び消費量の規制スケジュール”, [https://www.env.go.jp/earth/ozone/montreal/Schedule\\_present.jpg](https://www.env.go.jp/earth/ozone/montreal/Schedule_present.jpg) (2018 年閲覧).
- [1-5]日本冷凍空調学会, “微燃性冷媒リスク評価委員会最終報告書”, 2016
- [1-6]Higashi T., Saitoh S., Dang C., Hihara E., "Diesel combustion of oil and refrigerant mixture during pump-down of air conditioners", *International Journal of Refrigeration*, 75, pp. 300-310, 2017.
- [1-7]Wet master, “ 帰 化 式 加 湿 器 の 不 具 合 事 例 “ , <https://www.wetmaster.co.jp/maintenance/impact/kikasiki.html>, (2018 年閲覧).
- [1-8]Zouaoui A., Zili-Ghedira L., Nasrallah S. B., “Open solid desiccant cooling air systems: A review and comparative study”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 54, pp 889-917, 2016.
- [1-9]Harriman III LG, “The dehumidification handbook”, MA, USA: Munters corporation, pp. 194, 1990.
- [1-10] Brunauer S., Lola S. Deming, Edwards Deming W., Teller E., “On a Theory of the van der Waals Adsorption of Gases”, *Journal of the American Chemical Society*, 62(7), pp. 1723-1732,

1940.

- [1-11] Sultan M., Miyazaki T., Koyama S., “Optimization of adsorption isotherm types for desiccant air-conditioning applications”, *Renewable Energy*, 121, pp. 441-450, 2018.
- [1-12] 小野嘉夫, 鈴木勲, “吸着の科学と応用”, pp. 19-20, 株式会社講談社, 東京, 2003.
- [1-13] 近藤精一, 石川達雄, 安部郁夫, “吸着の科学第2版”, pp. 194, 丸善株式会社, 東京, 2001.
- [1-14] 齋藤潔, “デシカント空調システムの基礎理論と最新技術”, pp.102, S&T 出版株式会社, 東京, 2015.
- [1-15] 窪川精一, “新吸着剤 AQSOA® (アクソア®) を適用した製品開発”, 日本吸着学会 *Adsorption News*, 25(4), pp. 6-11, 2011
- [1-16] 新エネルギー・産業技術開発機構, “高性能蓄熱材の低コスト・量産製造技術を確立”, [http://www.nedo.go.jp/news/press/AA5\\_100735.html](http://www.nedo.go.jp/news/press/AA5_100735.html), (2018 年閲覧).
- [1-17] Suzuki N., Kiba S., Yamauchi Y., “Fabrication of mesoporous silica/polymer composites through solvent evaporation process and investigation of their excellent low thermal expansion property”, *Physical Chemistry Chemical Physics*, 13, pp. 4957-4962, 2011.
- [1-18] Beck J. S., Vartuli J. C., Roth W. J., Leonowicz M. E., Kresge C. T., Schmitt K. D., Chu C. T.-W., Olson D. H., Sheppard E. W., McCullen S. B., Higgins J. B., Schlenker J. L., “A New Family of Mesoporous Molecular Sieves Prepared with Liquid Crystal Templates”, *Journal of American Chemical Society*, 114(7), pp. 10834-10843, 1992.
- [1-19] Akinjokun A. I., Ojumu T. V., Ogunfowokan A. O., “Biomass, Abundant Resources for Synthesis of Mesoporous Silica Material”, *Microporous and Mesoporous Materials*, pp. 103-114, 2016.
- [1-20] 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, “初歩と実用シリーズ デシカント空調システム—究極の調湿システムを目指して—”, pp. 40, 日本工業出版株式会社, 東京, 2006.
- [1-21] Horibe A., Sukmawaty, Haruki N., Hiraishi D., “Sorption–desorption operations on two connected fluidized bed using organic sorbent powder”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 65, pp. 817-825, 2013.
- [1-22] 中川直紀, “デシカント材の吸脱着動特性の研究”, 2013 年度東京大学修士論文, 2014.
- [1-23] 日本冷凍空調学会 デシカント・吸着・吸収, 化学系技術委員会, <http://www.jsrae.or.jp/committee/refrigeration/desiccant.html>, (2018 年閲覧)

- [1-24] Sultan M., Ibrahim I. El-Sharkawy, Miyazaki T., Saha B. B., Koyama S., “An overview of solid desiccant dehumidification and air conditioning systems”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 46, pp. 16-29, 2015.
- [1-25] Zhang L., Saikawa M., Fujinawa T., “Experimental study on heat and mass transfer characteristics for a desiccant-coated fin-tube heat exchanger”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 89, pp. 641-651, 2015.

## 第2章 デシカント塗布型熱交換器の収脱着計算モデル

### 2.1. 序論

第2章では、DCHEの熱物質移動特性を解析する数値計算モデルの構築を行う。

デシカントローターやDCHEの熱物質移動特性解析に際し、これまで多くの計算モデルが考案されてきた。これらは大きく分けて以下の2種類に分類することが可能である[2-1]。

- 1) Gas-side resistance (GSR) モデル
- 2) Gas and solid-side resistance (GSSR) モデル

GSSRモデルは、さらにpseudo-gas-side (PGS) モデル、gas and solid-side (GSS) モデルや、parabolic concentration profile (PCP) モデルに細分化することが可能である。

GSR (Gas-side resistance) モデルでは、空気からデシカントへの熱及び物質移動の特性は、空気側の抵抗によってのみ決定されると仮定する。主に吸着層内部の複雑な拡散機構の研究が不十分であった時期に考案された。Charoensupayaらは吸着層内の熱伝導、物質拡散や、空気の熱伝導、水蒸気拡散を無視する等の理想的な仮定に基づき単純な1次元吸着モデルを構築した[2-2]。このモデルを用いて除湿器の性能予測を行い、適切なデシカント量や流路長さによりCOPを最大化できることを示した。Zhengらは一次元デシカントローター計算モデルを構築した[2-3]。1次元GSRモデルを用いて、デシカントローターの回転速度最適化[2-4]、デシカントローターの除湿性能に及ぼすデシカントの吸着特性、ローター大きさなどの影響[2-5]、定格条件と大きく離れた条件でのデシカントローターの性能調査[2-6]等の研究が行われている。

GSRモデルでは吸着層内の熱伝導と物質拡散は考慮されておらず、デシカントの実際の物質移動特性を反映しきれていない。特に設計においては、デシカント塗布厚さを変化させた際にその性能を正しく予測することができない。この問題を解決するために、空気側と吸着層側両方で熱移動と物質移動を考慮した、GSSR (Gas and solid-side resistance) モデルが提案されている。このモデルは吸着層内の熱伝導と物質拡散の効果を説明することができ、先程のGSRモデルと比較しよりより正確に熱物質移動特性を表現できるとされている。一般的に水蒸気の拡散は、細孔径や水分子の平均自由行程との関係から、通常の拡散や表面拡散等複数のメカニズムを持ちうる。Pesaranらはシリカゲル中の拡散メカニズムを調べた[2-7]。シリカゲルは多孔質構造を持ち、細孔表面に吸着した水分子が移動する表面拡散が支配的であることを明らかにした。

吸着層内の物質拡散抵抗 (SSR) を表現するため、GSSRモデルはさらにいくつかもモデ

ルに分類される[2-1]

- 1) 集中定数系を用いる pseudo-gas-side (PGS) モデル
- 2) 二次拡散項が追加された gas and solid-side (GSS) モデル
- 3) 濃度勾配が放物線状になると仮定した parabolic concentration profile (PCP) モデル

PGS モデルでは、吸着層内の熱伝導を解き、物質移動については集中定数系を用いる。この際、総括物質移動係数を用いて物質移動を解く。これまで PGS モデルによるデシカントを用いた装置の解析が行われている[2-8][2-9]。また熱移動単位数を用いた  $\epsilon$ -NTU 法を組み合わせた解析も報告されている[2-10]。PGS モデルによる予測結果は実験結果と比較して許容可能であるが、性能予測に用いられた総括物質移動係数等の定数は一定ではなく、時間と共に変化すると報告されている[2-11]。物質移動特性に際し集中定数系を用いる PGS モデルは、デシカントの特性を確実に予測できない可能性がある。

上記の問題を踏まえ、GSS (gas and solid-side) モデルが提案された。吸着層内の拡散を計算するため PGS モデルと比較し計算負荷が大きくなるが、より正確に物質移動特性を表現できる。Charoensupaya らはデシカントローターの半径方向の表面拡散と熱伝導を考慮した 2次元 GSS モデルを確立した[2-12]。Zhang らも同様に 2次元 GSS モデルを用いてデシカントローターの性能解析を行った[2-13]。GSS モデルにおいて、吸着層内の拡散係数が物質移動特性を表す重要な変数である。Pesaran らは GSS モデルでシリカゲルを用いたデシカントローターを解析した。シリカゲル内では表面拡散が支配的であり、拡散係数の温度依存性はアレニウスの式に従うと報告している[2-14]。Sultan らも同様に、細孔を持つデシカントの拡散係数はアレニウスの式で表されるとしている[2-15]。その他、拡散係数の温度依存性は複数の研究により報告されている[2-16]-[2-18]。

GSS モデルはより正確に物質移動特性を予測できるが、吸着層内の物質拡散を解くため計算負荷が大きくなる。一方 PGS モデルは計算負荷は小さいが、総括物質移動係数を決定するためにより多くの実験データが必要となる。PCP (parabolic concentration profile) モデルは、効率的に解析を行うために考案されたモデルであり、吸着層内の物質濃度分布が放物線であると仮定する。比較的 GSS モデルより小さい計算負荷で物質移動特性を予測できるとされており、PCP モデルを用いた研究が報告されている[2-19][2-20]。

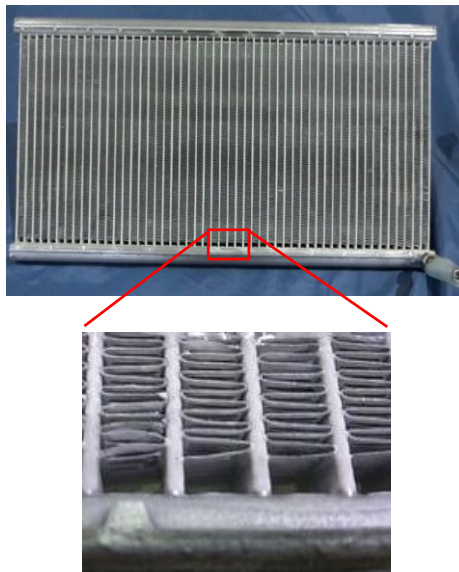
Table 2-1 に、それぞれのモデルの特徴をまとめる。本研究では、より正確に DCHE の熱物質移動特性を解析するために GSS モデルを採用した。熱移動特性を表す等価熱伝導率と、物質移動特性を表す等価物質移動係数は、第 3 章の実験結果との比較により同定した。

**Table 2-1 Summary of calculation models for desiccant device**

Model	Thermal conduction in desiccant layer	Mass diffusion in desiccant layer
GSR	Lumped parameter	Lumped parameter
GSSR	PGS	○
	GSS	○
	PCP	○ (parabolic concentration profile)

## 2.2. 解析モデル

Fig. 2-1 に、DCHE の概略図を示す。熱交換器として総アルミ製扁平管型熱交換器を用いた。扁平管間にコルケートフィンが配置されている。収着材はバインダーと呼ばれる糊状の物質と混合され、フィンと扁平管表面に塗布されている。本研究では、この扁平管熱交換器を用いた DCHE の解析を行う。実際に用いた DCHE の詳細な寸法等は次章で述べる。



**Fig. 2-1 Schematic diagram of DCHE**

Fig. 2-2 に、DCHE 熱物質移動解析モデルの概略図を示す。本モデルは扁平多交換型熱交換器を用いた DCHE の、空気からブラインまでの熱移動と、空気・収着層間の物質移動を解いた。Fig. 2-3 に本モデルの断面図を示す。上から空気層、収着層、熱交換器壁面、及びブライン流路となっている。収着層内は熱伝導と収着された水の物質拡散を解いており、こ

れにより異なる塗布厚さでも正しく熱物質移動特性を評価できると考えた。

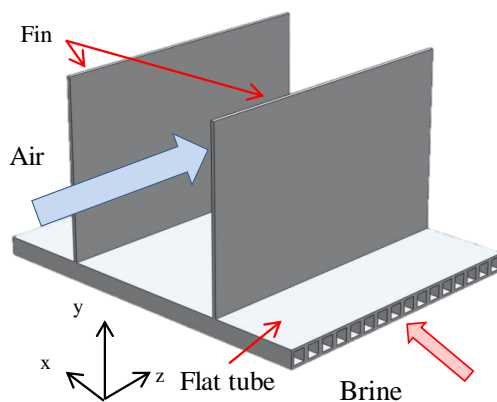


Fig. 2-2 Overview of calculation model

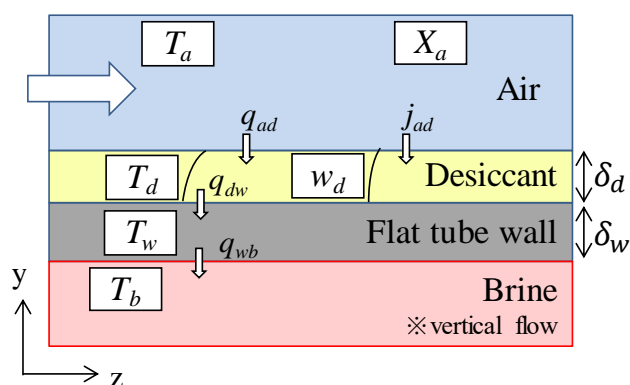


Fig. 2-3 Cross-sectional view of calculation model

本モデルの構築に際し、以下の仮定を行った。

- 1) 圧力は大気圧で一定であり、同時刻において空気速度，ブライン速度は一定である。
- 2) 空気，ブラインは集中定数系とし，温度と湿度は流路方向のみに分布する。
- 3) 空気湿度と収着層表面の含水率の関係は，収着等温線に従う
- 4) 収着層内の熱伝導と物質拡散は，Fig. 2-3 における z-y 方向に行われる。

以下に，主な支配方程式を示す。

空気のエネルギー保存則，及び空気に含まれる水分の質量保存則は以下となる。ここで  $u_a$  は空気流速， $T_a$  は空気温度， $X_a$  は空気絶対湿度である。また  $q_{ad}$  と  $j_{ad}$  はそれぞれ収着層との熱流束，水蒸気質量流束を表している。

$$\rho_a c_{p,a} \frac{\partial T_a}{\partial t} + \rho_a c_{p,a} u_a \frac{\partial T_a}{\partial z} + \frac{l_a}{S_a} q_{ad} = 0 \quad (2.1)$$

$$\rho_a \frac{\partial X_a}{\partial t} + \rho_a u_a \frac{\partial X_a}{\partial z} + \frac{l_a}{S_a} j_{ad} = 0 \quad (2.2)$$

収着層内の支配方程式は以下となる．Eq. (2.3)において $\lambda_d$ は等価熱伝導率である．Eq. (2.4)において $w_d$ は収着材の含水率であり， $D_d$ は等価物質拡散係数である．なお実際の DCHE では次章で述べるように，収着材とバインダーと呼ばれる接着剤を混合したものが塗布されているが，熱伝導や物質拡散の物性値はそれらの混合物としての等価熱伝導率と等価物質拡散係数として定めた．これらの物性値は，実験結果との比較による同定が必要である．

$$\rho_d c_d \frac{\partial T_d}{\partial t} = \lambda_d \left( \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right) T_d \quad (2.3)$$

$$\frac{\partial w_d}{\partial t} = D_d \left( \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right) w_d \quad (2.4)$$

収着層と空気間の熱伝達は以下のように表される．Eq. (2.6)において熱伝達率 $h$ は平衡平板間の層流助走区間における局所熱伝達率であり，Eq. (2.7)で表されるヌセルト数の実験式から求めた[2-21]．

$$T_{a,surface} = T_d \Big|_{y=\delta_d} \quad (2.5)$$

$$q_{ad} = h(T_a - T_{a,surface}) \quad (2.6)$$

$$\text{Nu} = \begin{cases} 1.233x_*^{-1/3} + 0.40 & (x_* \leq 0.001) \\ 7.541 + 6.874(10^3 x_*)^{-0.488} e^{-245x_*} & (x_* > 0.001) \end{cases} \quad (2.7)$$

ただし $x_*$ は入口からの距離を無次元化した値であり，フィンピッチ ( $f_p$ ) を用いた代表長さ ( $D$ ) により下記のように表される．

$$x_* = \frac{x/D}{\text{Re}_D \text{Pr}} \quad (2.8)$$



$$D = 2f_p \quad (2.9)$$

$$h = \frac{\text{Nu}\lambda_a}{D} \quad (2.10)$$

ただし $\lambda_a$ は空気の熱伝導率である。

空気と収着層間の物質移動は Eq. (2.11)で表される。ただし $k$ は物質移動係数であり、Eq.(2.12)の Chilton–Colburn のアナロジーを用いてヌセルト数から求めた。Eq. (2.12)から求まるシャーウッド数と物質移動係数の関係は Eq. (2.13)である。

$$j_{ad} = k(X_a - X_{a,surface}) = \rho_d D_d \left. \frac{\partial w_d}{\partial y} \right|_{y=\delta_d} \quad (2.11)$$

$$\frac{\text{Sh}}{\text{ReSc}^{1/3}} = \frac{\text{Nu}}{\text{RePr}^{1/3}} \quad (2.12)$$

$$\text{Sh} = \frac{kD}{D_a} \quad (2.13)$$

ただし、 $D$ は Eq. (2.10)と同様であり、 $D_a$ は空気中の水分の拡散係数である。

収脱着潜熱を伴う物質移動は、下記のように表される。ここで $q_{ad}$ と $m_{ad}\gamma$ は空気と収着層間でやり取りされる顕熱と潜熱をそれぞれ表している。Eq. (2.15)において、 $f_e$ は収着等温線から求まる、ある温度と湿度における収着材の含水率である。収着材表面の含水率を元に境界条件を与えている。

$$q_{ad} + j_{ad}\gamma = \lambda_d \left. \frac{\partial T_d}{\partial y} \right|_{y=\delta_d} \quad (2.14)$$

$$w_d \Big|_{y=\delta_d} = f_e(T_{a,surface}, X_{a,surface}) \quad (2.15)$$

収着層と熱交換器壁面との境界条件は下記のように表される。ここでは物質交換は行われないため、Eq.(2.16)のように物質濃度勾配は0となっている。Eq. (2.17), (2.18)は、収着層から熱交換器壁面への熱伝導を表す。

$$\left. \frac{\partial w_d}{\partial y} \right|_{y=0} = 0 \quad (2.16)$$

$$T_d \Big|_{y=0} = T_w \quad (2.17)$$

$$q_{dw} = \lambda_d \left. \frac{\partial T_d}{\partial y} \right|_{y=0} \quad (2.18)$$

ブライン温度は、空気温度と同様に下記のように表される。ここで $h_b$ はブラインと熱交換器壁面間の熱伝達率であり、矩形間内の層流発達流を仮定して算出した。

$$\rho_b c_b \frac{\partial T_b}{\partial t} + \rho_b c_b u_b \frac{\partial T_b}{\partial x} + \frac{l_b}{S_b} q_{bw} = 0 \quad (2.19)$$

$$q_{bw} = h_b (T_b - T_w) \quad (2.20)$$

熱交換器壁面温度は収着層から受け取る熱流束 $q_{dw}$ とブラインに与える熱流束 $q_{wb}$ を用いて下記のように表される。ここで $\rho_w c_w \delta_w$ は熱交換器自体の熱容量を表しており、熱交換器の温度変化も加味して解析を行った。

$$\rho_w c_w \delta_w \frac{\partial T_w}{\partial t} = q_{dw} + q_{bw} \quad (2.21)$$

### 2.3. 計算結果

Fig. 2-4 に、計算結果の例を示す。入口空気温度は 20°C、空気湿度は収着時 70%RH、脱着時 10%RH である。Fig. 2-4 において、横軸が時間、縦軸が DCHE 出入口空気温湿度である。100 秒から 1300 秒にかけて収着条件、その後は脱着条件であり、収着時に水蒸気が収着され出口空気湿度が入口と比べて低くなり、その際に発生した収着潜熱により空気温度が上昇している様子が分かる。また脱着時は反対に、出口空気湿度が高くなり、空気温度は低下している。このように、収脱着に伴う熱物質移動が計算されていることが分かる。

なお先に述べたように、収着層物性値の同定のため実験結果との比較が必要である。次章で行う DCHE 特性試験の結果と比較し、解析を行う。

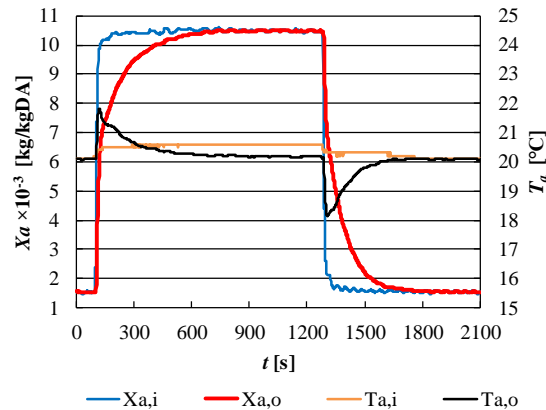


Fig. 2-4 Example of calculation result

#### 2.4. まとめ

本章では、取着層内の熱伝導と物質拡散を解く GSS モデルを採用し、扁平管熱交換器を用いた DCHE の熱物質移動計算モデルを構築した、取着層の物性値として仮定した等価熱伝導率と等価物質拡散係数は、次章で述べる実験結果との比較により同定する。

#### 引用文献

- [2-1]Ge T.S., Li Y., Wang R.Z., Dai Y.J., “A review of the mathematical models for predicting rotary desiccant wheel”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 12, pp. 1485-1528, 2008.
- [2-2]Charoensupaya D, Worek WM., “Parametric study of an open-cycle adiabatic, solid, desiccant cooling system”, *Energy*, 13(9), pp. 739–747. 1988.
- [2-3]Zheng W, Worek WM. “Numerical simulation of combined heat and mass transfer processes in a rotary dehumidifier”. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 23(2), pp. 211–32, 1993.
- [2-4]Zheng W, Worek WM, Novosel D., “Control and optimization of rotational speeds for rotary dehumidifiers”, *ASHRAE Transactions*, 99, pp. 825–33, 1993.
- [2-5]Zheng W, Worek WM, Novosel D. “Performance optimization of rotary dehumidifiers”, *Journal of Solar Energy Engineering*, 117(1), pp. 40–44, 1995.
- [2-6]Zheng W, Worek WM, Novosel D. “Effect of operating conditions on optimal performance of rotary dehumidifiers”, *Journal of Energy Resources Technology*, 117(1), pp. 62–66. 1995.
- [2-7]Pesaran AA, Mills AF. “Moisture transport in silica gel packed beds. I—theoretical study”. *International Journal of Heat Mass Transfer*, 30(6), pp. 1037–1049, 1987.

- [2-8] Clark JE, Mills AF, Buchberg H. “Design and testing of thin adiabatic desiccant beds for solar air conditioning applications”, *Journal of Solar Energy Engineering*, 103, pp. 89–91, 1981.
- [2-9] Mei VC, Lavan Z., “Performance of cross-cooled desiccant dehumidifiers”, *Journal of Solar Energy Engineering*, 105(3), pp. 300–304, 1983.
- [2-10] Van den Bulck E, Mitchell JW, Klein SA., “Design theory for rotary heat and mass exchangers I: Wave analysis of rotary heat and mass exchangers with infinite transfer coefficients”, *International Journal of Heat Mass Transfer*, 28(8), pp. 1575–1586, 1985.
- [2-11] Ghezelayagh H, Gidaspow D., “Micro-Macropore model for sorption of water on silica gel in a dehumidifier”, *Chemical Engineering Science*, 37(8), pp. 1181–1197, 1982.
- [2-12] Charoensupaya D, Worek WM., “Effect of adsorbent heat and mass transfer resistances on performance of an open cycle adiabatic desiccant cooling system”, *Heat Recovery System and CHP*, 8(6), pp. 537–48, 1988.
- [2-13] Zhang HF, Yu JD., “Research and development of the key components for desiccant cooling system”, *Renewable Energy*, 9, pp. 653–656, 1996.]
- [2-14] Pesaran AA, Mills AF., “Moisture transport in silica gel packed beds. I—theoretical study”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 30(6), pp. 1037–49, 1987.
- [2-15] Sultan, M., El-Sharkawy, I. I., Miyazaki, T., Saha, B. B., Koyama, S., Maruyama T., Maeda, S. and Nakamura, T., “Water vapor sorption kinetics of polymer based sorbents: Theory and experiments”, *Applied Thermal Engineering*, 2016, **106**: p. 192-202.
- [2-16] Ali, M., Vukovic, V., Sahir, M. H., Basciotti, D., “Development and validation of a desiccant wheel model calibrated under transient operating conditions”, *Applied Thermal Engineering*, 61, pp. 469-480, 2013.
- [2-17] San JY, Hsiau SC., “Effect of axial solid heat conduction and mass diffusion in a rotary heat and mass regenerator”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*”, 36(8), pp. 2051–2059, 1993.
- [2-18] Zhang LZ, Niu JL., “Performance comparisons of desiccant wheels for air dehumidification and enthalpy recovery”, *Applied Thermal Engineering*, 22(12), pp. 1347–1367, 2002.
- [2-19] Pesaran AA, Mills AF., “Moisture transport in silica gel packed beds—II. Experimental study”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 30(6), pp.1051–1060, 1987.
- [2-20] Chant EE, Jeler SM. “On the use of the parabolic concentration profile assumption for a rotary desiccant dehumidifier”. *Journal of Solar Energy Engineering*, 117(1), pp. 45–50, 1995.
- [2-21] Bejan A., Kraus, A.D., “Heat Transfer Handbook” John Wiley & Sons Inc, pp. 408–412, 2003.

## 第3章 デシカント塗布型熱交換器の吸脱着特性測定

### 3.1. 序論

これまでデシカントローターを始めとしたデシカント装置の性能測定は多く行われてきた[3-1][3-2]. デシカントローターの性能は回転速度及び再生温度などの運転条件, またローター自体の構造やデシカントの特性など複数の条件に影響される. したがって, 異なる条件下での性能を比較することが重要である.

Chung らはデシカントローターの運転条件, 特に回転速度や再生温度の最適化について検討した[3-3]. Mihajlo らは, 異なる大きさの分子構造を持つゼオライトを用いたデシカントローターを作成し, その性能を比較した[3-4]. Yamaguchi らはデシカントローターの空気温湿度測定結果を, 物質拡散を仮定した数値モデルの計算結果と比較し, ローターの吸着特性を解析した[3-5].

先に述べたように, デシカントローターは等エンタルピー吸脱着であり, 温度変化が発生するため吸脱着性能が低下する. 一方 DCHE は内部を流れる冷媒によって温度変化を抑制することができ, 性能向上が見込まれる.

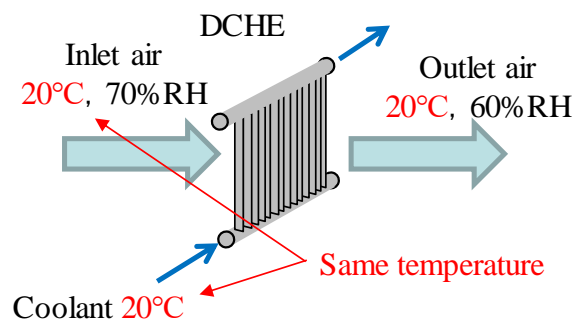
Zhang らは, フィンチューブ熱交換器を用いた DCHE の熱移動特性と物質移動特性を実験的に調べ, それらを理論モデルと比較した[3-6]. Shimooka らは機能性吸着材 (FAM) を用いた DCHE を作成し, ローターと性能を比較した[3-7]. Ge らはシリカゲルと高分子吸着材を用いた 2 種類の DCHE の性能を調べた[3-8]. 数値モデルを用いたデシカントの吸脱着特性解析に関しては, 複数の研究が報告されている[3-9]-[3-13]. 解析モデルに関しては, 次章で詳しく述べる.

冷媒を直接流しデシカントを加熱できるため, DCHE は廃熱の効率的な使用に有利である. 太陽熱エネルギーの利用についてのいくつかの研究が行われており[3-14][3-15], DCHE と組み合わせたのヒートポンプサイクルの研究報告もある[3-16].

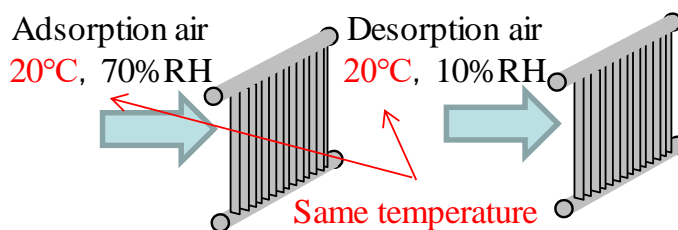
これらの報告では, DCHE では熱移動と物質移動が同時に行われるため, それらの詳細な分析が困難であることが示唆されている. 吸脱着物質移動により発生した潜熱により, 温度が変化する. さらに熱移動により温度が変化すると, デシカントの特性が変化する可能性がある. さらに, 熱交換器は通常金属製であり, ローターよりも高い熱容量を有する. 一般に吸着と脱着は異なる温度で行われるが, その場合 DCHE 自体が温度変化するため, 動的な測定において熱容量を無視できない. 上記の問題を解決するために等温吸脱着試験を導入して, 熱移動と物質移動を分離して詳細な検討を行った.

### 3.2. 等温吸脱着試験の導入

本研究では DCHE の性能特性解析に際し、熱移動特性と物質移動特性を分離して測定・解析を行うために、等温吸脱着試験を導入した。Fig. 3-1 に、等温吸脱着試験の概念図を示す。1 つ目の特徴は、空気温度と DCHE 内を流れるブライン温度が等しいということである。これにより空気—ブライン間の顕熱移動を低減することが可能である。吸脱着潜熱により温度変化は発生してしまうが、ブラインにより温度変化を抑制し、等温に近い状態で吸脱着を行う。2 つ目の特徴は、吸着と脱着を等しい温度で行うという点である。空気の温度は一定のまま湿度のみを変えることで、吸着と脱着を行った。



(a) Temperature of the air and the brine are set to be same temperature



(b) Adsorption and desorption are carried out under same temperature

**Fig. 3-1 Isothermal adsorption/desorption on DCHE**

### 3.3. 実験方法

#### 3.3.1. デシカント塗布型熱交換器

Fig. 3-2 に、実験で用いた DCHE と拡大図を示す。熱交換器として総アルミ製扁平管型熱交換器を用いた。扁平管間にコルケートフィンが配置されている。収着材はバインダーと呼ばれる糊状の物質と混合され、フィンと扁平管表面に塗布されている。Table 3-1 に、DCHE の主な寸法を示す。

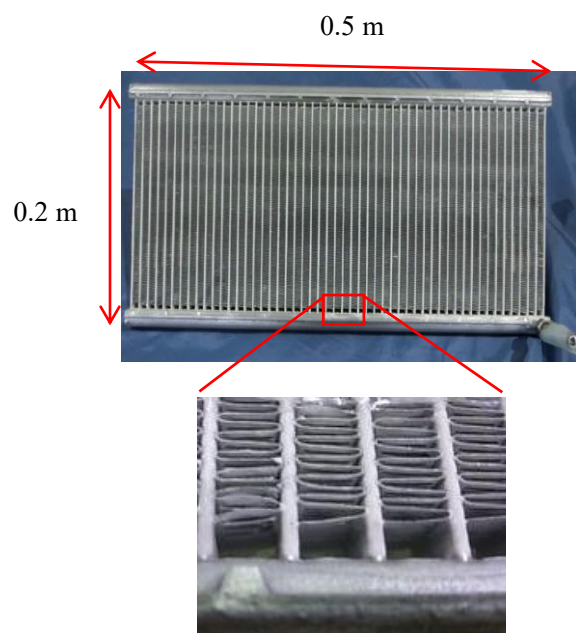


Fig. 3-2 DCHE used in the experiment

Table 3-1 Geometrical parameters of DCHE

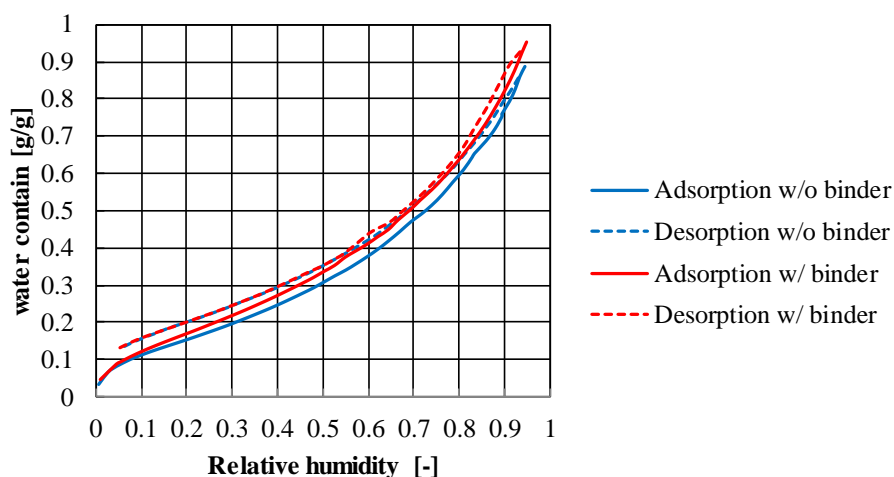
Height, m	0.2
Width, m	0.5
Depth, m	0.016
Thickness of the flat tube, m	$1.6 \times 10^{-3}$
Number of flat tubes	52
Fin pitch, m	$1.2 \times 10^{-3}$
Mass of desiccant, kg	$24.6 \times 10^{-3}$ , $54.1 \times 10^{-3}$ , $87.8 \times 10^{-3}$
Coated area, m <sup>2</sup>	2.4
Density of desiccant layer, kg/m <sup>3</sup>	375.9

収着材はHU-770PK（日本エクスラン工業株式会社）を用いた。ここで収着材は、バインダーと呼ばれる接着剤と混合され、その中に熱交換器を漬けた後乾燥させる、ディップコーティングと呼ばれる手法で塗布される。Fig. 3-3 に熱交換器への塗布と同様に作成された収着層を示す。収着材とバインダーが混合され、厚さ数百マイクロメートルの薄い膜になっている。



**Fig. 3-3 Polymer sorbent mixed with binder**

20°Cにおける収着材と、バインダーと混合した収着材の収着等温線を Fig. 3-4 に示す。横軸は相対圧、縦軸は収着剤質量当たりの収着量である。測定は定容法にて行った (Belsorp-max : Microtrac BEL 製)。収着材は細孔を持たず、収着と脱着で収着のヒステリシスはほとんど発生しない。また、通常細孔構造を持つデシカントはローターや熱交換器に塗布される際、バインダーによる目詰まりのため吸着量が低下する。一方収着材では水分が収着材分子内に浸透するため、そのような性能低下が発生しづらい。Fig. 3-3 で示したバインダーに混合された収着材の収着等温線も測定し、収着材ではバインダーによる収着量低下が発生しないことを確認した。



**Fig. 3-4 Sorption isotherm of pure polymer sorbent and polymer sorbent mixed with binder**

### 3.3.2. 実験装置

Fig. 3-5 に実験装置を示す。本装置は2系統の空気供給源、2系統のブライン恒温槽、DCHEを設置する風洞と各測定機器から構成されている。空気供給源は温度、湿度、風量をそれぞれ独立に制御する。空気流路には三方弁が接続されており、片方の空気供給源から供給され

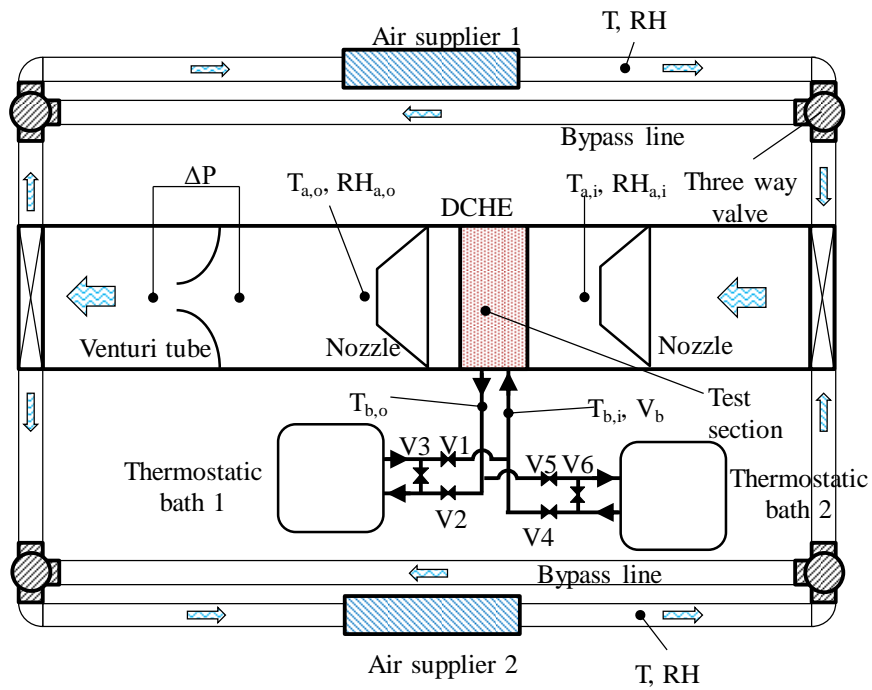


た空気が DCHE を通過している時、もう片方の空気はバイパスされている。ブラインについても同様に、片方が DCHE に供給されもう片方はバイパスされている。これらの流路を切り替えることで、収脱着運転を切り替える。

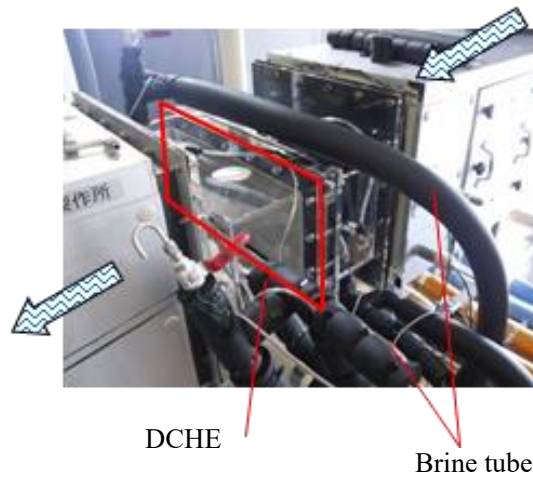
DCHE の出入口空気温度は、白金測温抵抗体（精度 $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$ 、測定範囲 $-70\sim 180^{\circ}\text{C}$ ）と薄膜湿度計（精度 $\pm 1\% : 0\sim 90\%RH$ 、 $\pm 1.7\% : 90\sim 100\%RH$ ）を用いて測定した。測定部前方にはノズルを用いた空気混合部があり、各平均温湿度を測定した。風量は差圧式流量計（精度 $\pm 1.5\%F.S.$ ）を用いて測定した。DCHE 出入口ブライン温度は白金測温抵抗体を用いて測定した。ブライン体積流量は電磁式流量計（精度 $\pm 0.5\%F.S.$ 、測定範囲 $0\sim 11.76\text{l/min}$ ）を用いて測定した。Table 3-2 に、用いた測定機器の精度をまとめる。

実験は以下の手順に従って行った。

- 1) 収着用空気とブライン、脱着用空気とブラインをそれぞれ目標温湿度に設定しバイパス流路に流し、安定するまで待つ。
- 2) 脱着用空気とブラインを DCHE に導入する。その際収着用空気とブラインはバイパス流路を流れている。
- 3) 収着用空気とブラインを DCHE に導入する。その際脱着用空気とブラインはバイパス流路を流れている。
- 4) 2)と 3)を繰り返す。



(a) Schematic diagram



(b) Test section

**Fig. 3-5 Experimental apparatus**

**Table 3-2 Accuracy of sensors**

Device	Type	Accuracy	Range
Thermometer	Pt temperature sensor	$\pm 0.2$ °C	-70 - 180 °C
Hygrometer	Capacitive thin-film polymer humidity sensor	$\pm 1$ % (0-90 %RH), $\pm 1.7$ % (90-100 %RH)	0 - 100 %RH
Air flow meter	Differential-pressure type	$\pm 1.5$ %F.S.	0.001 - 0.19 m <sup>3</sup> /s
Brine flow meter	Electromagnetic flow meter	$\pm 0.5$ %F.S.	0 - 11.76 l/min

### 3.4. 実験結果と考察

#### 3.4.1. 熱移動特性の解析

物質移動が行われない平衡状態において、熱移動特性の解析を行った。Table 3-3 に実験条件を示す。収着が平衡に達するまで十分な時間を経過させた状態で、実験結果と計算結果を比較した。

**Table 3-3 Experimental and calculation conditions on heat transfer analysis**

Air temperature, °C	20
Brine temperature, °C	12, 14, 16, 18, 20
Air velocity, m/s	0.5

Fig. 3-6 に、実験結果と計算結果をそれぞれ示す。横軸が時間、縦軸が空気温度であり、点線が実験結果 (exp.) を、実線が計算結果 (cal.) をそれぞれ示す。グラフ左端の 0 秒が収着開始時であり、開始直後は収着熱によりブライン温度より空気温度が高くなっている。やがて収着が平衡に達すると空気温度はブライン温度と等しくなった。この状態で実験結果が計算結果と一致するよう Eq. (2.3) の等価熱伝導率を変化させ、その値を同定した。上記の結果から、等価熱伝導率は 0.11W/mK と求まった。

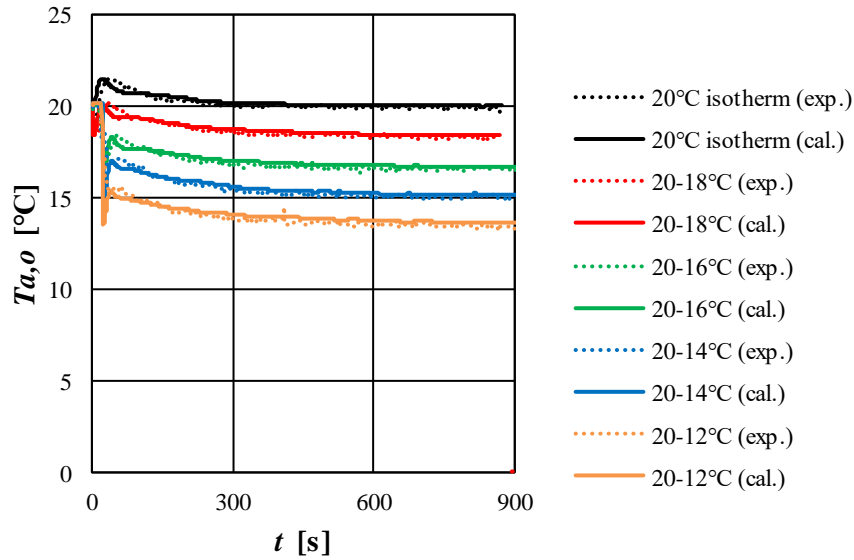


Fig. 3-6 Results on heat transfer analysis

### 3.4.2. 物質移動特性の解析

Table 3-4 に、等温収脱着試験の収着時 (AD) と脱着時 (DE) の実験条件を示す。等温収脱着試験により熱移動と温度変化を低減し、物質移動特性に注目した解析を行った。全ての条件において、収着時と脱着時の、空気とブライン温度は等しくなっている。温度は、5°C から 30°C まで変化させ温度依存性を調べた。空気湿度は収着時 70%RH、脱着時 10%RH とした。風速は 0.25m/s, 0.5m/s, 1.0m/s とした。収着材塗布量の異なる 3 種類の DCHE を作成し、収着層厚さによる特性の違いを調べた。

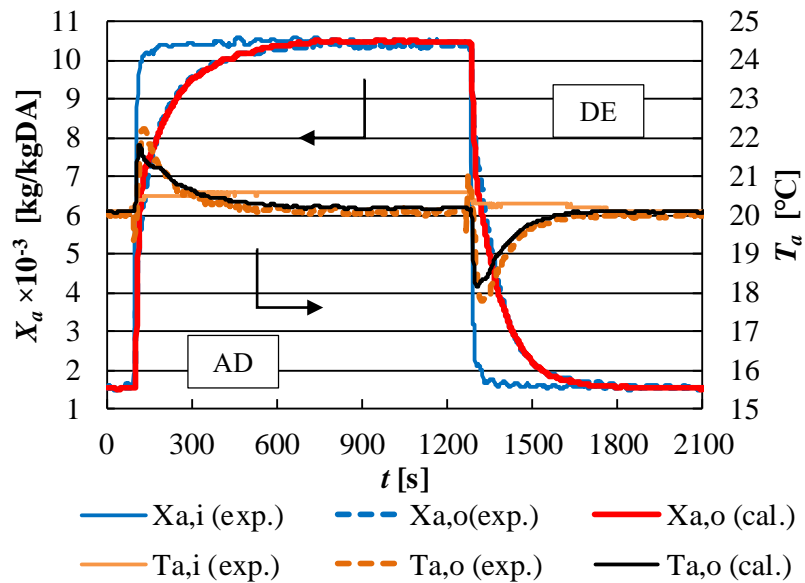
Table 3-4 Experimental conditions

	AD	DE
Temperature of air, °C	5, 10, 15, <u>20</u> , 30	(Equal to AD)
Relative humidity of air, %	70	10
Air velocity, m/s	0.25, <u>0.5</u> , 1.0	(Equal to AD)
Temperature of brine, °C	(Equal to air)	(Equal to air)
Amount of desiccant, g	24.6, 54.1, <u>87.8</u>	

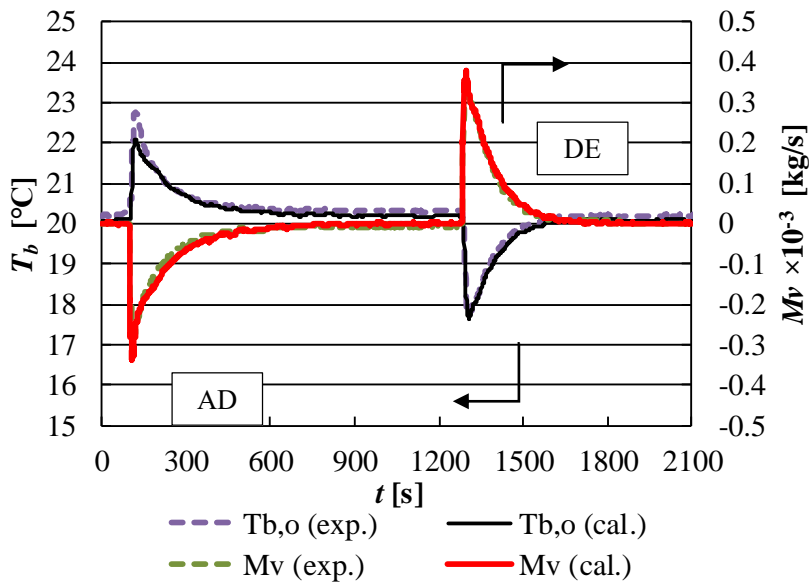
※ Underlined: Standard conditions

Fig. 3-7 に、代表的な実験結果を示す。空気、ブライン温度は 20°C、風速は 0.5m/s、塗布

量は 87.8g である。横軸が時間を示しており、Fig. 3-7 (a)において左縦軸が空気絶対湿度、右縦軸が空気温度、Fig. 3-7 (b)において左縦軸がブライン温度、右縦軸が物質移動速度を示している。後述の収脱着速度を実験結果と計算結果で比較し、両者の誤差が最小となるよう最小二乗法を用いて Eq.(2.4)における等価物質拡散係数を決定し、その値を用いた結果を示している。



(a)air temperature and humidity



(b)brine temperature and mass transfer rate

**Fig. 3-7 Change in air temperature, humidity, brine temperature, and mass transfer rate under standard condition**

Fig. 3-7 (a)において、時刻 100s で収着運転が開始された。入口空気湿度 ( $X_{a,i}$ ) は上昇し、それに追従して出口空気湿度 ( $X_{a,o}$ ) もなだらかに上昇している。収着材が水分を収着することにより、出口空気湿度は入口よりも低い状態に保たれている。600 秒程で平衡状態に達し、その後は出入口湿度はほぼ等しくなった。収着時には収着熱の発生により出口空気温度 ( $T_{a,o}$ ) が約 2 度上昇し、やがて入口温度に収束した。時刻 1300s で脱着運転が開始された。入口空気湿度は低くなり、出口空気湿度もなだらかに追従した。その際脱着熱により空気温度が低下し、約 300 秒で平衡状態となった。

Fig. 3-7 (b)において、ブライン温度 ( $T_{b,o}$ ) は収着時に上昇し脱着時に低下した。これは収着による潜熱がブラインに伝わり、冷却、加熱効果により温度変化が抑えられていることを意味する。

物質移動速度 ( $M_v$ ) は、Eq. (3.1)により出入口空気湿度差から求めた。

$$M_v = m_a (X_{a,o} - X_{a,i}) \quad (3.1)$$

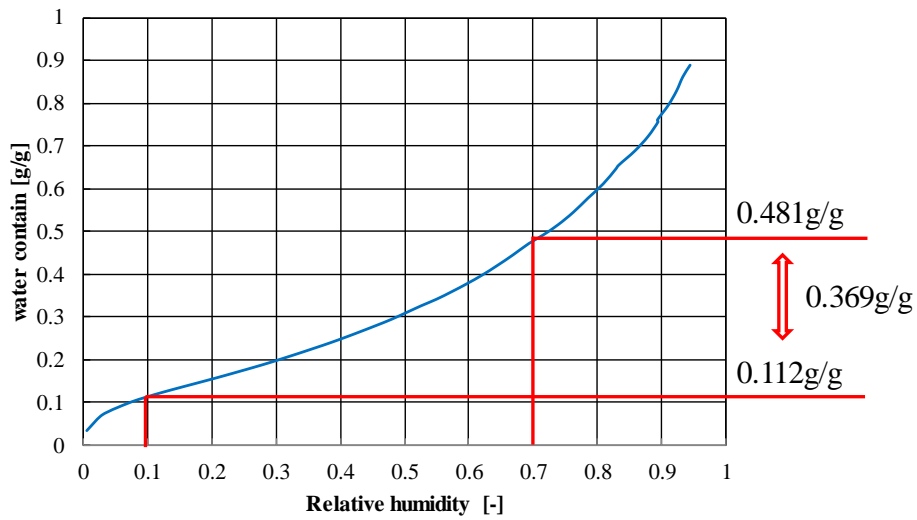
ただし  $m_a$  は空気の質量流量である。ここで  $M_v$  は収着時に負となり、脱着時に正となる。

収着開始時に  $M_v$  は最低、すなわち収着速度が最大となった。これは収着材が十分に乾いた状態で高湿空気が導入されるためである。収着の進行に伴い収着材の含水量も上昇し、やがて飽和に達するとそれ以上収着できなくなり、 $M_v$  は 0 に収束した。脱着時も同様に、脱着開始時に脱着速度が最大となり、やがて 0 に収束した。

収着材が収脱着した水分の総量 ( $W_{ad}$ ) を Eq. (3.2)を用いて、物質移動速度を時間積分することで算出した。

$$W_{ad} = \int^t M_v dt \quad (3.2)$$

Fig. 3-7 (b)において、実験結果から収着時の  $W_{ad}$  は 34.5g であり、脱着時は 35.7g である。その誤差は約 3.4%であり、高い精度で測定が行われたと考えられる。また収着量から収着材質量当たりの含水率を求めると、約 0.406kg/kg である。収脱着湿度と Fig. 3-8 のように収着等温線から求まる収着量は約 0.369kg/kg であり、おおよその一致が見られた。出入口空気湿度を測定することで収脱着の様子を正しく測定できたと言える。



**Fig. 3-8 Comparison between experimental results and sorption isotherm**

収脱着時には潜熱が発生し、それが空気とブラインに伝わっている。Fig. 3-9 に、空気とブラインへの熱移動量の時間変化を示す。空気、ブラインへの熱移動量  $Q$  は、次のように求めた。

$$Q = mc_p(T_o - T_i) \quad (3.3)$$

ただし  $m$  は質量流量、 $c_p$  は（定圧）比熱である。収脱着で発生した潜熱の多くが空気の温度変化ではなく、ブラインに回収されていることが分かる。収着終了までの熱移動量の和を比較すると、生じた熱量のうち 8 割程度がブラインの温度上昇に用いられている。その分空気やデシカントの温度変化は抑制されおり、DCHE を用いることで効果的にデシカントを冷却、加熱できていることが示された。

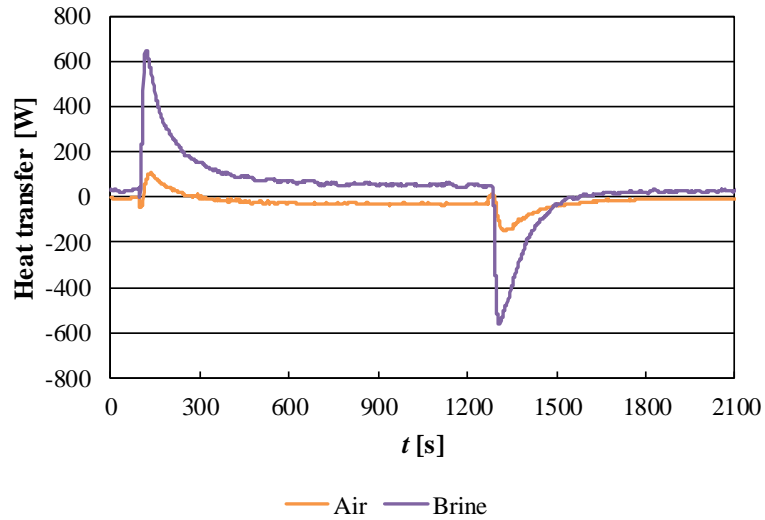


Fig. 3-9 heat transfer to air and brine

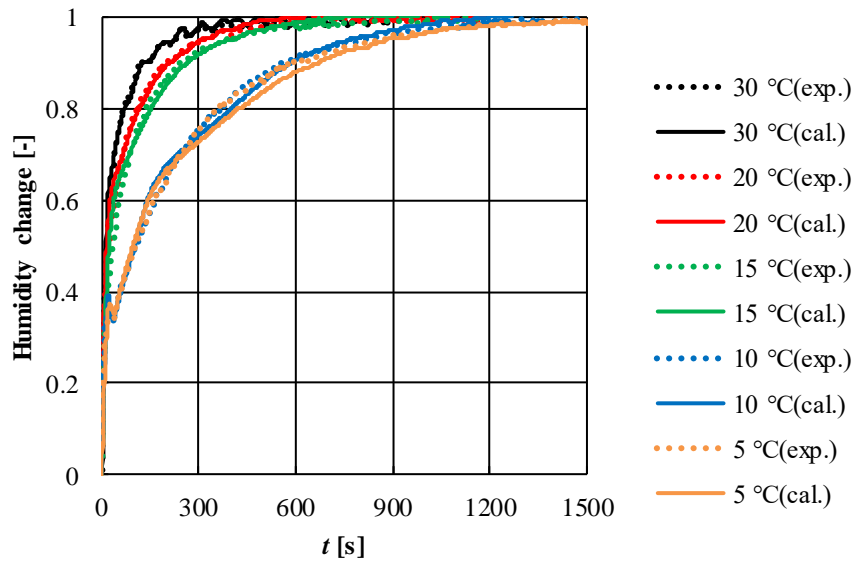
以下，異なる条件で行った実験結果について述べる。

Fig. 3-10 に，異なる温度における空気湿度変化の様子を示す．横軸が時間，縦軸が空気の絶対湿度変化を示している．温度は 5~30°Cであり，その他の条件は Table 3-4 の標準条件である．実線が実験結果，点線が計算結果を示す．絶対湿度変化は，Eq. (3.4)を用いて正規化した．

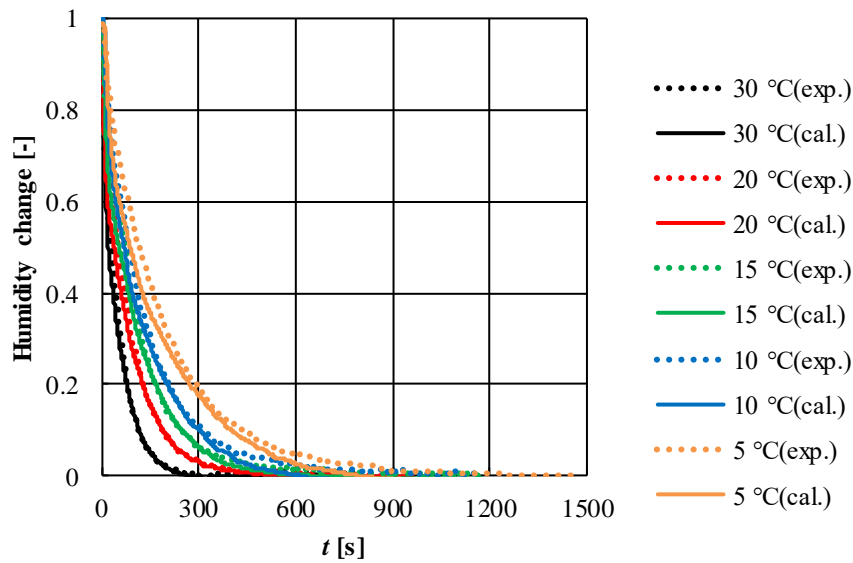
$$\text{Humidity change [-]} = \frac{X_{a,o}(t) - X_{\min}}{X_{\max} - X_{\min}} \quad (3.4)$$

ただし， $X_{\min}$ と $X_{\max}$ はそれぞれ収着と脱着の各条件における最大，最小絶対湿度である．物質移動速度は 30°Cで最も速く，収着は約 600 秒，脱着は約 300 秒で終了した．温度の低下に伴い物質移動速度も低下し，収着で約 1300 秒，脱着で約 700 秒を有した．





(a) AD



(b) DE

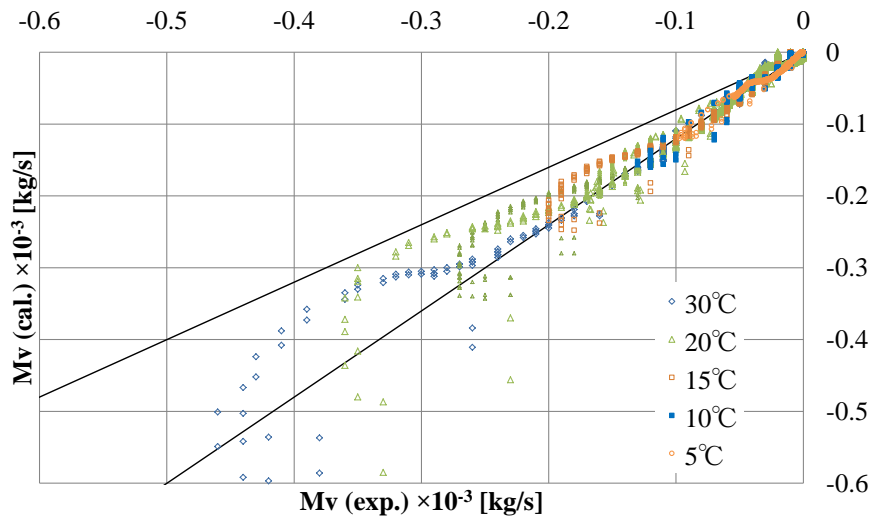
**Fig. 3-10 Change in air humidity in different temperature**

異なる温度において、等価物質拡散係数 $D_d$ は異なる値を取った。各温度における $D_d$ の値を Table 3-5 に示す。温度が高いほど、 $D_d$ の値も大きくなった。これは高い温度で収脱着速度が速くなった実験結果とも合致する。収着材物質移動特性の、温度依存性が明らかとなった。また収着より脱着の方が早く平衡に達していたが、同じ $D_d$ の値を用いて収着と脱着における物質移動を表すことができた。

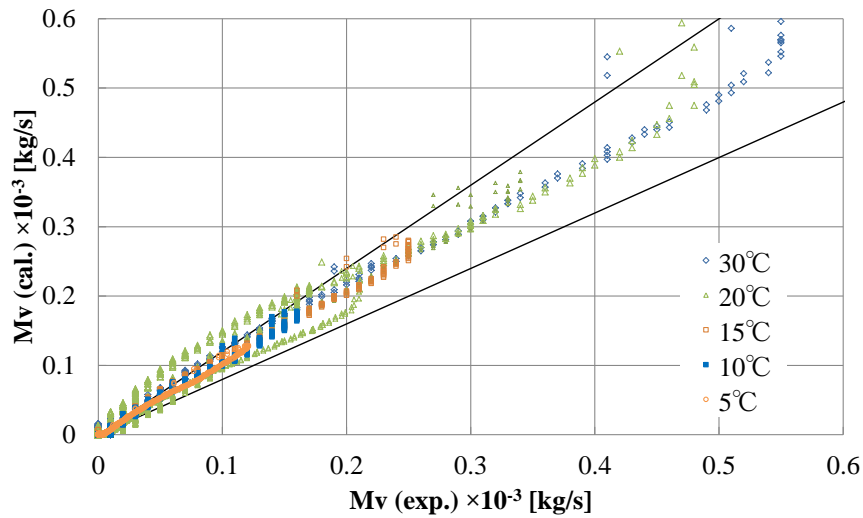
**Table 3-5 Equivalent mass diffusion coefficient**

$T_d$ [°C]	$D_d$ [m <sup>2</sup> /s]
30	$3.0 \times 10^{-10}$
20	$2.0 \times 10^{-10}$
15	$1.5 \times 10^{-10}$
10	$1.1 \times 10^{-10}$
5	$8.0 \times 10^{-11}$

実験結果と計算結果の、収脱着速度の比較を Fig. 3-11 に示す。両者は 20%の精度で合致した。より高い収脱着速度での誤差が相対的に大きくなっており、これは収着、脱着開始時に湿度が大きく変化するため湿度計の応答性による誤差が発生してしまう他、収脱着速度のグラフが一次応答に近い形をしているため、時間軸方向の誤差がより大きく表れてしまうためと考えられる。



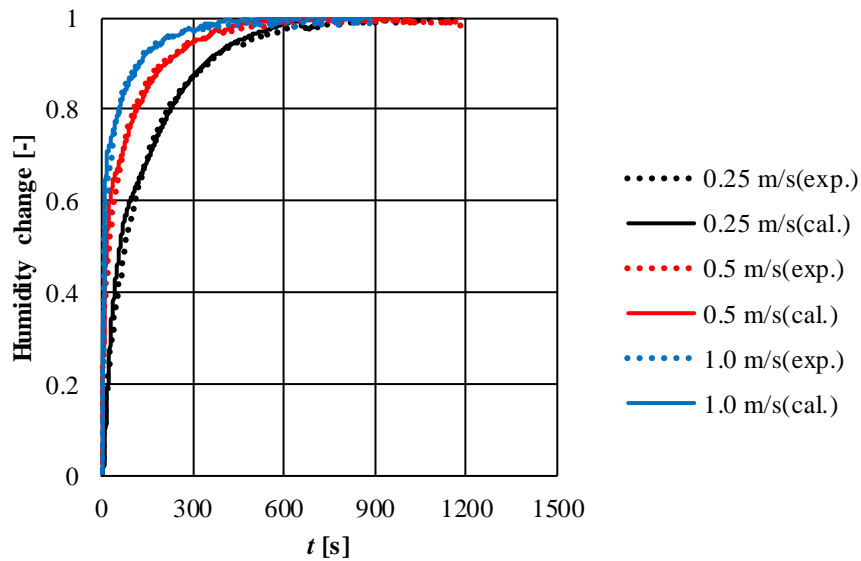
(a) AD



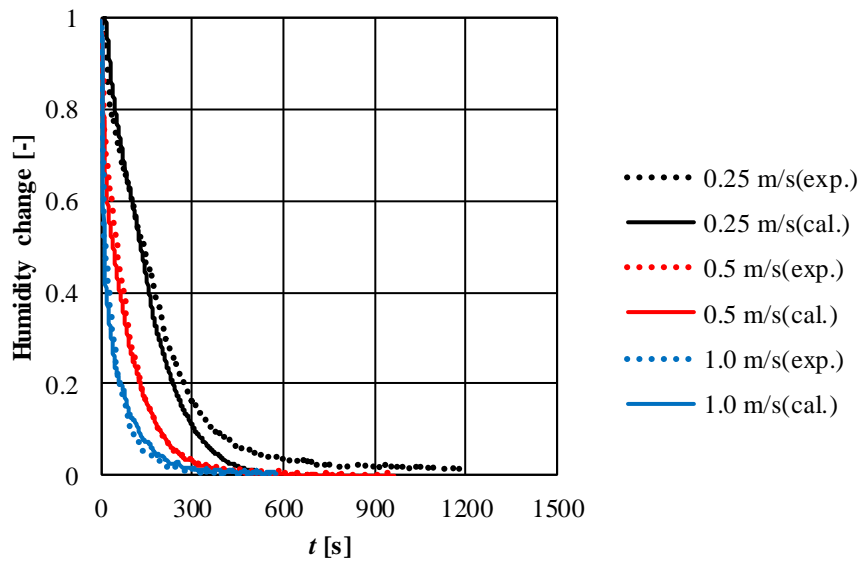
(b) DE

**Fig. 3-11 Comparison between calculation results and experimental results on mass transfer rate**

Fig. 3-12 に、異なる風速における空気湿度変化の比較を示す。風速は 0.25, 0.5, 1.0m/s であり、その他の条件は Table 2-3 における標準条件である。風速が速い程収脱着速度は大きくなった。またいずれの条件でも、脱着は収着より短い時間で終了した。物質移動特性は Table 3-4 に示した等価物質拡散係数の値を用いて再現できた。風速が速い程空気流路の湿度勾配が小さくなり収脱着速度は上昇するが、収着材の物質移動特性は風速に依存しないことが明らかとなった。



(a) AD

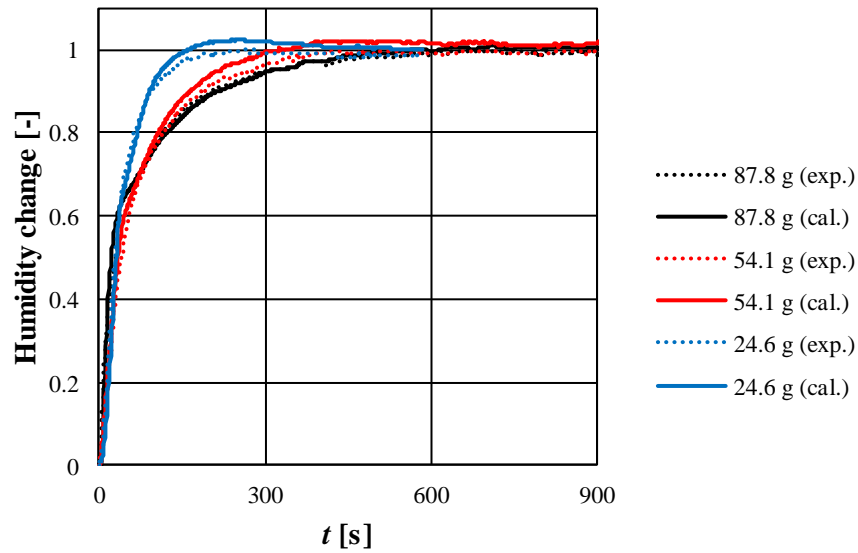


(b) DE

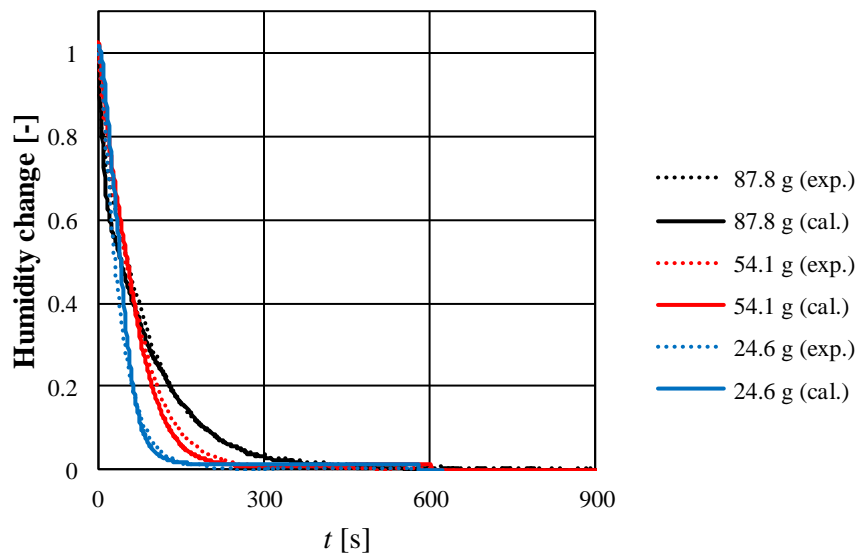
**Fig. 3-12 Change in air humidity in different air velocity**

Fig. 3-13 に、異なる収着材塗布量における空気湿度変化の比較を示す。塗布量は 24.6, 54.1, 87.8g であり、その他の条件は Table 3-3 における標準条件である。デシカント塗布面積と密度から、それぞれの塗布厚みはそれぞれ 0.041, 0.090, 0.146 mm であると算出した。いずれの塗布量においても、同じ等価物質拡散係数を用いた計算結果と実験結果が良く一

致した。本モデルが塗布量に依存せず物質移動特性を表現できることを示し、GSS モデルの大きな優位点である。



(a) AD



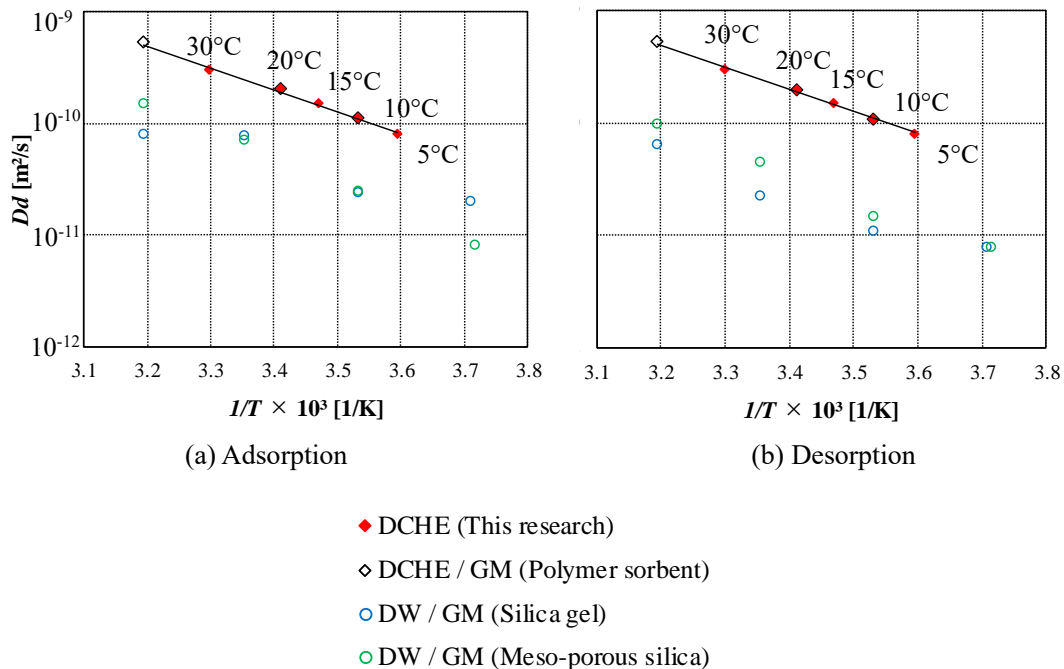
(b) DE

**Fig. 3-13 Change in air humidity under different thickness of desiccant layer**

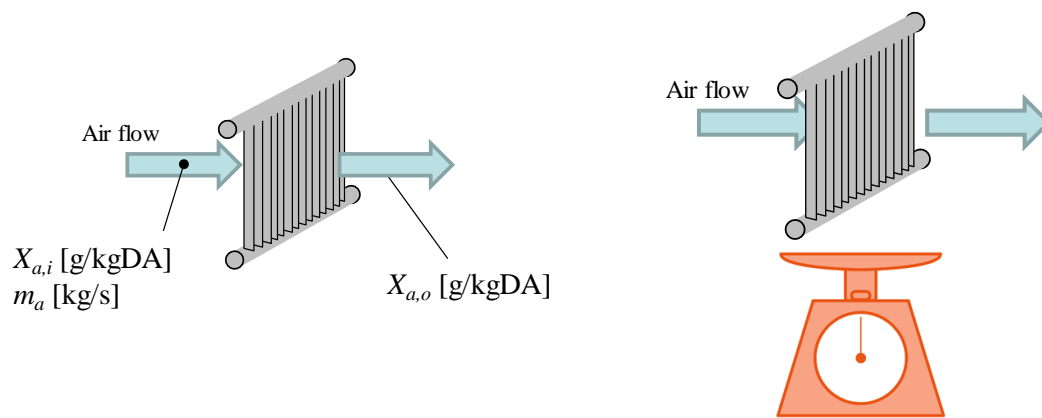
上記の結果より、等価物質移動係数  $D_d$  の温度依存性をまとめる。Fig. 3-14 に、等価物質移動係数のアレニウスプロットを示す。横軸が絶対温度の逆数、縦軸が拡散係数の対数表示となっている。また比較のため、重量法を用いて測定し同様の計算モデルを用いて解析した

収着材 (DCHE) とシリカゲル, メソポーラスシリカ (デシカントローター) の拡散係数を示す[3-17]. 凡例で GM は重量法試験の結果を示し, DCHE で用いられたデシカントは本研究と同じ高分子収着剤, デシカントローター (DW) で用いられたデシカントはシリカゲルとメソポーラスシリカである. ここで重量法とは, DCHE やデシカントローターの質量変化を測定することで, 物質移動量を直接測定する手法である. Fig. 3-15 に空気エンタルピー法と重量法の概略図を示す. 物質移動量は, 空気エンタルピー法では出入口空気湿度差の時間積分となるのに対し, 重量法では質量変化から求まる.

Fig. 3-14 において, メソポーラスシリカやシリカゲルと比較し, 収着材は高い拡散係数を持つことが分かる. また, メソポーラスシリカとシリカゲルは吸着と脱着で異なる値を取った. 両者は多孔質材であり, 吸着と脱着のメカニズムが異なることによると考えられる. 一方収着材は吸着と脱着で同じ拡散係数を取った. Sultan らは重量法を用いて高分子収着材の収着速度を調べた. MLDF (modified liner driving force) モデルを用いることで実験結果を良く表現できるとし, 収着材内の水分拡散係数はアレニウスの式に従うとした[3-18]. Fig. 3-9 から, 本試験で得られた収着層内の物質拡散係数はアレニウスの式に良く従っていることが分かる. 等価物質移動係数の温度依存性は, Eq. (3.5) で表された.



**Fig. 3-14 Temperature dependence of equivalent mass diffusion coefficient**



$$W_{ad} = \int m_a (X_{a,in} - X_{a,out}) dt$$

(a) air enthalpy method

$$W_{ad} = \Delta W$$

(b) gravimetric method

**Fig. 3-15 Comparison between air enthalpy method and gravimetric method**

$$D_d(T) = A \exp\left(-\frac{E_a}{RT}\right) \quad (3.5)$$

ただし、 $A = 9.0 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$ 、活性化エネルギー $E_a = 3.73 \times 10^4 \text{ J/mol}$ 、気体定数 $R = 8.314 \text{ J/mol}\cdot\text{K}$ である。本モデルを用いることで異なる塗布量の DCHE であっても性能を予測でき、システムの設計等における有用性が示された。

### 3.4.3. 熱物質移動特性の同定

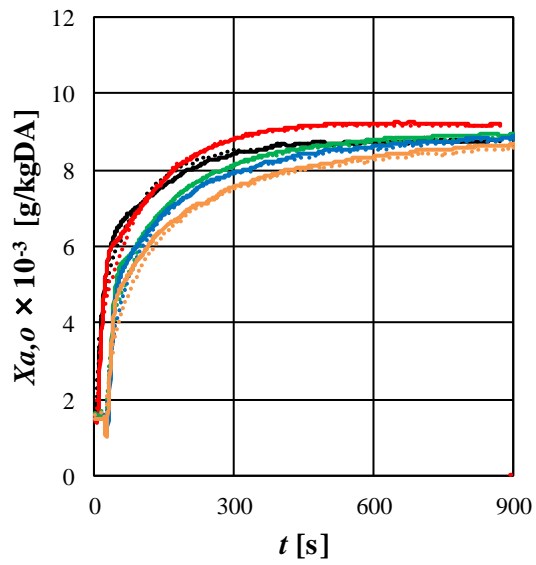
これまで解析を行ってきた熱移動特性と物質移動特性を組み合わせ、DCHEの熱物質移動特性を検討した。実験及び計算条件をTable 3-6に示す。収着時空気温度とブライン温度を異なる値に設定し、(顕)熱移動と物質移動が同時に行われる条件で解析を行った。Table 3-6に記載されていない条件は、全てTable 3-4における標準条件である。

**Table 3-6 Experimental and calculation conditions on heat and mass transfer analysis**

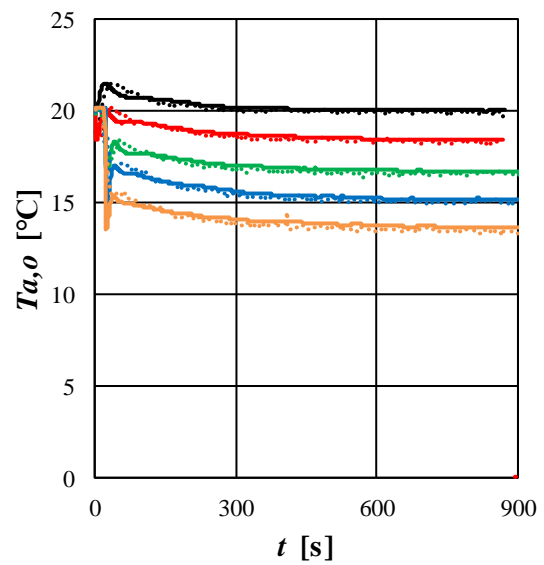
	AD	DE
Temperature of air, °C	20	20
Relative humidity of air, %	70	10
Air velocity, m/s	0.5	0.5
Temperature of brine, °C	12, 14, 16, 18, 20	20
Amount of desiccant, g	87.8	

Fig. 3-16 (a)–(d)に、収着 (AD)、脱着 (DE) 時の空気温度、湿度をそれぞれ示す。横軸が時間、縦軸が絶対湿度と温度である。Fig. 3-16 (a)の収着時絶対湿度の結果において出口湿度は入口湿度に収束したが、ブライン温度が低い程よりなだらかに収束した。出入口湿度の差が収着速度であるので、ブライン温度が低い程収着速度やそれを時間積分した収着量は多くなっている。Fig. 3-16 (b)の収着時温度の結果において、収着過程開始時に空気温度が上昇した。これは収着時に発生した潜熱によるものである。その後なだらかに温度が下降し、ブライン温度に収束した。Fig. 3-16 (c)の脱着時絶対湿度計算結果において、脱着温度が等しいにも関わらず収着温度が低い程なだらかに収束した。これは収着温度が低い程収着量が多くなることに起因する。Fig. 3-16 (d)の脱着時温度は、脱着潜熱により温度が低下した後、ブライン温度に収束した。実験結果はこれら温湿度変化において良く一致しており、本計算モデルはDCHEの熱移動と物質移動特性を再現できることが示された。

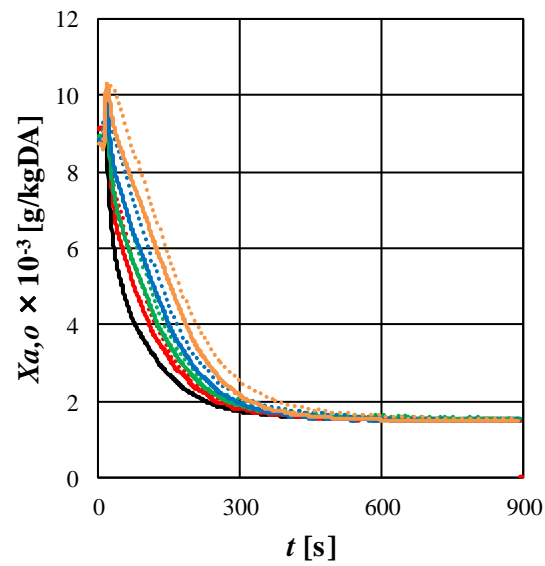




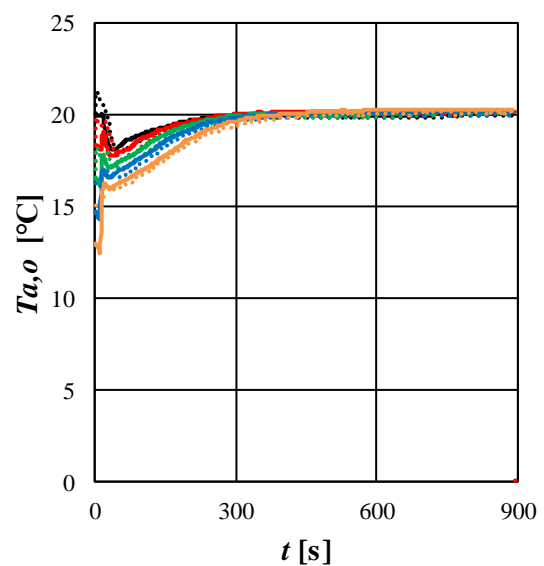
(a) Humidity / AD



(b) Temperature / AD



(c) Humidity / DE



(d) Temperature / DE

- ..... 20°C isotherm (cal.)
- 20°C isotherm (cal.)
- ..... 20-18°C (exp.)
- 20-18°C (cal.)
- ..... 20-16°C (exp.)
- 20-16°C (cal.)
- ..... 20-14°C (exp.)
- 20-14°C (cal.)
- ..... 20-12°C (exp.)
- 20-12°C (cal.)

Fig. 3-16 Change in air temperature and humidity at AD and DE

### 3.5. まとめ

本章では、収着材を塗布した熱交換器の物質移動特性を、空気エンタルピー法を用いて測定した。通常、熱移動と物質移動が同時に発生する DCHE に対し等温収脱着試験を用いることで、特に物質移動特性に注目した測定を行った。異なる温度、風速条件で測定を行い、温度が高い程、また風速が高い程、収脱着は早く飽和に達した。また、脱着は収着より早く進行するという傾向が見られた。前章で得られた計算モデルとの比較により、収着層の特性を表す等価熱伝導率と等価物質拡散係数を同定した。物質移動特性を決定する等価物質拡散係数には温度依存性があり、アレニウスの式で表されることが明らかになった。異なる温度、風速、塗布厚さの DCHE の特性を、同一のモデルで予測することが可能となった。

### 引用文献

- [3-1]Eicker U., Shurger U., Kohler M., Ge T. S., Dai Y., Li H., Wang,R., “Experimental investigations on desiccant wheels”, *Applied Thermal Engineering*, 42, pp. 71-80, 2012.
- [3-2]Ge T. S., Dai Y. J., Wang R. Z. ,Li Y., “Experimental investigation on a one-rotor two-stage rotary desiccant cooling system”, *Energy*, 33, pp. 1807-1815, 2008.
- [3-3]Chung J. D., Lee D. Y., Yoon S. M., “Optimization of desiccant wheel speed and area ratio of regeneration of dehumidification as a function of regeneration temperature”, *Solar Energy*, 83, pp. 625-635, 2009.
- [3-4]Golubovic M. N., Hettiarachchi H. D. M., Worek W. M., “Sorption properties for different types of molecular sieve and their influence on optimum dehumidification performance of desiccant wheels”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49, pp. 2802-2809, 2006.
- [3-5]Yamaguchi S., Saito K., “Numerical and experimental performance analysis of rotary desiccant wheels”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 60, pp. 51-60, 2013.
- [3-6]Zhang L., Saikawa M., Fujinawa T., “Experimental study on heat and mass transfer characteristics for a desiccant-coated fin-tube heat exchanger”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 89, pp. 641-651, 2015.
- [3-7]Shimooka S., Oshima K., Hidaka H., Takewaki T., Kakiuchi H., Kodama A., Kubota M., Matsuda H., “The Evaluation of Direct Cooling and Heating Desiccant Device Coated with FAM”, *Journal of Chemical Engineering of Japan*, 40, pp. 1330-1334, 2007.
- [3-8]Ge T. S., Dai Y. J., Wang R. Z., Peng Z. Z., “Experimental comparison and analysis on silica gel and polymer coated fin-tube heat exchangers”, *Energy*, 35, pp. 2893-2900, 2010.

- [3-9] Ruivo C. R., Costa J. J., Rigueiredo A. R., “Numerical study of the influence of the atmospheric pressure on the heat and mass transfer rates of desiccant wheels”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54, pp. 1331-1339, 2011.
- [3-10] Lee D. Y., Kim D. S., “Analytical modeling of a desiccant wheel”, *International Journal of Refrigeration*, 42, pp. 97-111, 2014.
- [3-11] Majumdar P., “Heat and mass transfer in composite desiccant pore structures for dehumidification”, *Solar Energy*, 62, pp.1-10, 1998.
- [3-12] Pesaran A. A., Mills A. F., “Moisture transport in silica gel packed beds - I. Theoretical study”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 30, pp. 1037-1049, 1987.
- [3-13] Pesaran A. A., Mills A. F., “Moisture transport in silica gel packed beds - II. Theoretical study”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 30, pp. 1051-1060, 1987.
- [3-14] Ge T. S., Dai Y. J., Wang R Z., “Performance study of silica gel coated fin-tube heat exchanger cooling system based on a developed mathematical model”, *Energy Conversion and Management*, 52, pp. 2329-2338, 2011.
- [3-15] Ge T. S., Dai Y. J., Wang R Z., “Simulation investigation on solar powered desiccant coated heat exchanger cooling system”, *Applied Energy*, 93, pp. 532-540, 2012.
- [3-16] Aynur T. N., Hwang Y., Radermacher R., “Field performance measurements of a heat pump desiccant unit in heating and humidification mode”, *Energy and Buildings*, 42, pp. 678-683, 2010.
- [3-17] Higashi T., Yamaguchi M., Nakagawa N., Dang C., Hihara E., “Gravimetric Method for Sorption Performance Measurement of Desiccant Wheel and Desiccant Coated Heat Exchanger”, *Applied Thermal Engineering*, 144, pp. 639-646, 2018.
- [3-18] Sultan M., El-Sharkawy I. I., Miyazaki T, Saha B. B., Koyama S., Maruyama T., Maeda S., Nakamura T., “Water vapor sorption kinetics of polymer based sorbents: Theory and experiments”, *Applied Thermal Engineering*, 106, pp. 192-202, 2016.

## 第4章 デシカント塗布型熱交換器を用いた空調システムの開発

### 4.1. 序論

室内空調における重要な要素として温度と湿度の制御が挙げられるが、通常の冷凍サイクルを用いた空調ではそれらを個別に制御することは難しい。Fig. 4-1 に、冷凍サイクルを用いた冷房時の空気の遷移を示す[4-1]。VRF はビル用マルチエアコンの略であり、紫線で示された冷却除湿では除湿量を上手く制御できないことから、青で塗られた快適領域に対し除湿過多となっており、消費電力も大きい。一方赤線と青線で示されている、除湿と冷却を個別に行う潜顕熱分離空調では、デシカントによる除湿と冷凍サイクルの蒸発器による冷却がそれぞれ行われる。Fig. 4-1 より、潜顕熱分離空調はより小さなエネルギーで快適な空調を実現していることが分かる。さらに除湿のために冷凍サイクルの蒸発温度を下げる必要がないため、サイクル COP も向上する。Fig. 4-2 に冷却除湿時と潜顕熱分離空調時の冷媒のモリオリ線図を示す[4-1]。潜顕熱分離空調では蒸発温度が上がることで圧縮機投入エネルギーが低下し、高いサイクル COP となる。このように湿度制御と温度制御を個別に行うことで快適性と省エネ性を両立できる。DCHE を冷凍サイクルに組み込んだ外調機の開発も行われている[4-2]

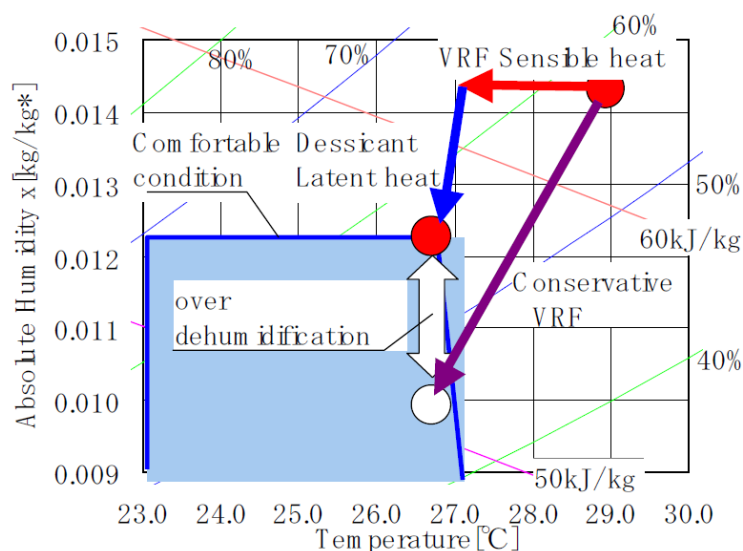


Fig. 4-1 Cooling dehumidification and desiccant dehumidification

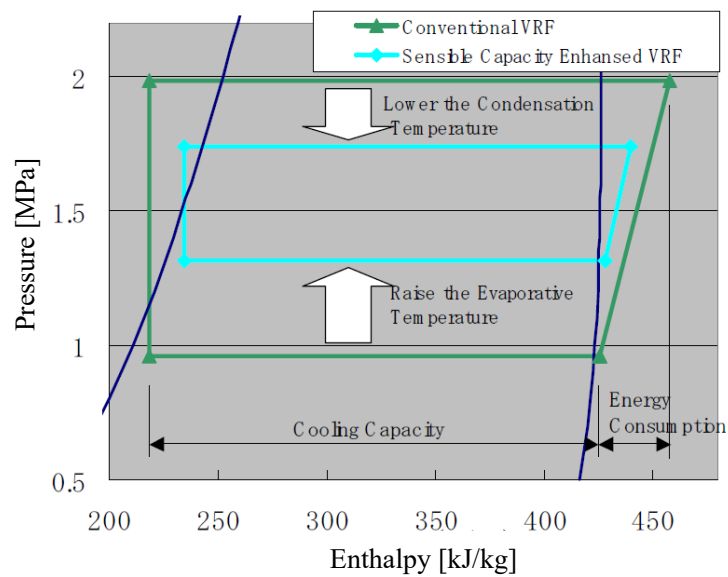
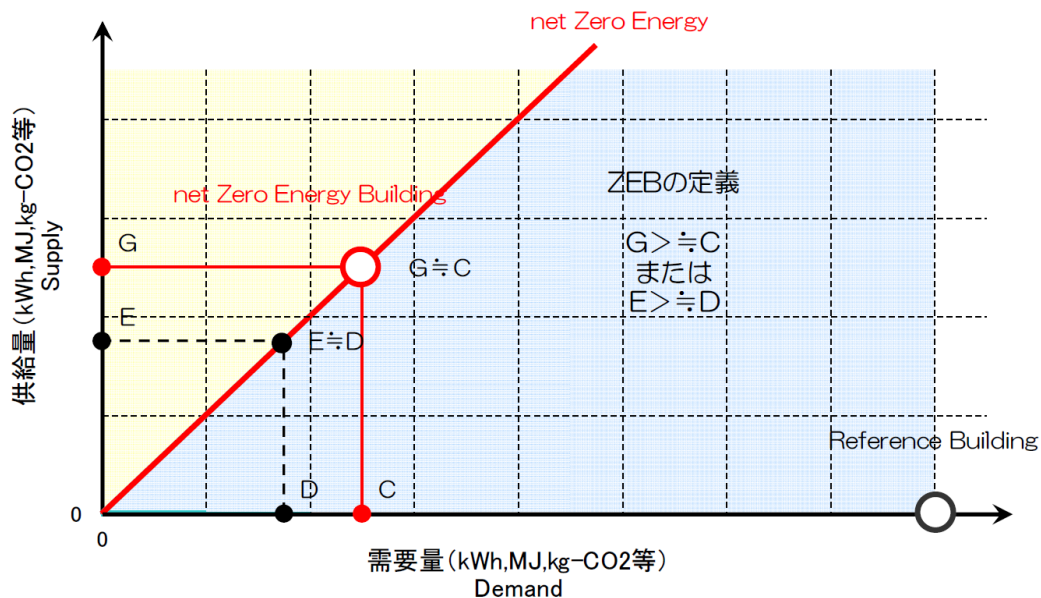


Fig. 4-2 p-h diagram of refrigeration cycle

関連した技術課題として、ZEB（Zero-Energy Building）が挙げられる。これは室内及び室外の環境品質を低下させることなく、負荷抑制、自然エネルギー利用、設備システムの高効率化等により、大幅な省エネルギーを実現したうえで、再生可能エネルギーを導入し、その結果、運用時におけるエネルギー（あるいはそれに係数を乗じた指標）の需要と供給の年間積算収支(消費と生成、又は外部との収支)が概ねゼロもしくはプラス(供給量>需要量)となる建築物、と定義されている[4-3]。Fig. 4-3 に ZEB におけるエネルギー需要量と供給量の関係図を示す。省エネ化によりエネルギー需要量を減らした上で、再生可能エネルギーを用いて建物のエネルギー消費を賄えるようにする。デシカントシステムは熱源をその再生に利用できるため、太陽光コジェネレーションシステムや廃熱利用との相性が良い。Fig. 4-4 に太陽光集熱システムとデシカントシステムを組み合わせた空調システムの模式図を示す[4-4]。デシカントローターを用いた空調が行われ、集熱システムで得られた熱はデシカントローターの再生運転に使用されている。



- 需要量と供給量は、原則として一次エネルギー消費量とする。
- 係数を乗じれば、CO2排出量、エネルギーコストで考えることもできる。
- ZEBの物理的な定義  $G \geq C$  または  $E \geq D$

Fig. 4-3 Energy demand and supply on ZEB

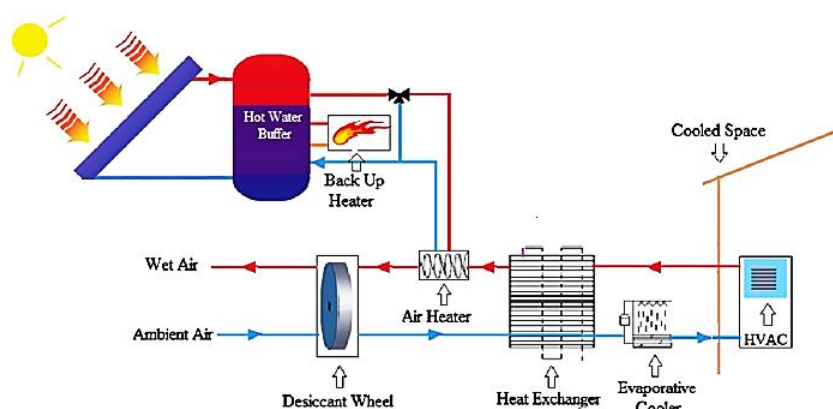


Fig. 4-4 Solar heat utilization system

本研究では、廃熱利用空調システムと、冷凍サイクルと DCHE を組み合わせた潜顕熱分離空調システムを提案する。廃熱利用空調システムでは、2枚のDCHEを組み合わせて廃熱を用いて冷房を行うシステムの検討を行った。数値計算によるデシカントローターとの性能比較と、空気切替機構を作成し性能試験を行った。潜顕熱分離空調システムではDCHEが除加湿を、冷凍サイクルが冷却加熱を担うことで、それぞれを独立に制御した潜顕熱分離空調を行い、省エネ性と快適性の実現を目指した。さらに夏季冷房運転時は冷却除湿を行わないノンドレイン運転を、冬季暖房運転時は外気から水分を導入する無給水加湿の実

現可能性を検討した。従来の空調と比較した省エネ評価と、DCHE の最適化設計を行った。

#### 4.2. 廃熱利用空調システム

ここでは、廃熱を利用して換気と冷房を行う（外調機）、DCHE を 2 枚用いた空調システムについて述べる

##### 4.2.1. システム構成

Fig. 4-5 にシステムの概略図を示す。本システムは DCHE を 2 枚と顕熱交換器を有しており、片方の DCHE には廃熱を用いて得られた温水が、もう片方の DCHE には冷却水が繋がれている。また空気側は換気、給気、排気、外気が繋がれている。Fig. 4-6 に、各位置における空気状態の例を空気線図上に示す。外気(OA)は DCHE 1 で除湿された後（空気 1）、顕熱交換器（SHEX）で冷却され、室内に給気される（SA）。還気(RA)は顕熱交換器で加熱された後（空気 2）、DCHE 2 の再生に用いられ排気される(EA)。空気（還気→排気と外気→給気）と水回路（温水と冷却水）は一定時間間隔で切り替えることで冷房運転を行う。

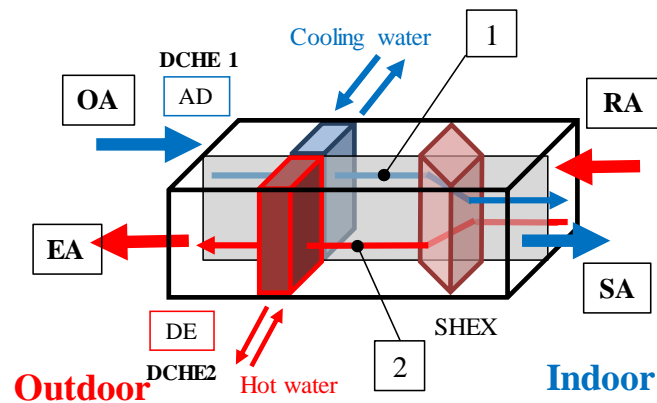


Fig. 4-5 Schematic diagram of waste heat utilization system

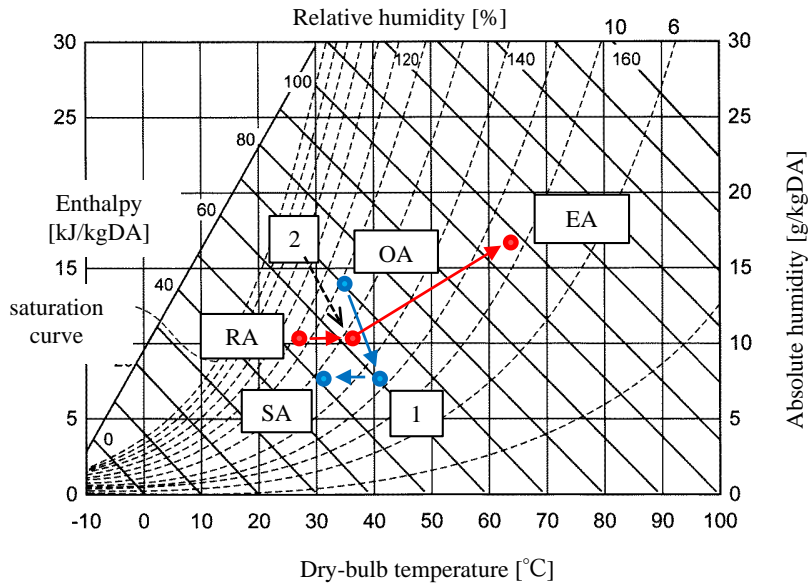


Fig. 4-6 Psychrometric chart

#### 4.2.2. 計算モデルと計算条件

計算モデルを構築し性能予測を行った。Fig. 4-7 に計算モデルの概略図を示す。DCHE、顕熱交換器（SHEX）での熱物質移動を計算した。DCHE の計算には、第 2 章で得られた計算モデルを用いた。顕熱交換器では、温度効率を仮定して熱移動を解いた。

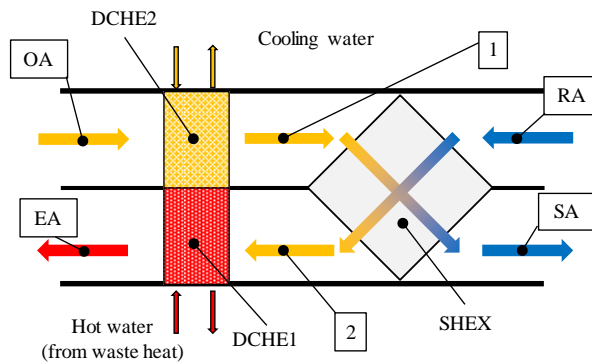


Fig. 4-7 Calculation model

Table 4-1 に計算条件を、Table 4-2 に DCHE の主な寸法をそれぞれ示す。空気条件は JIS 冷房定格条件に従った。冷却水は外気温度と等しい温度とした。風速、切替時間排熱温度を変化させて性能を調べた。



**Table 4-1 Calculation condition**

Outside air	35 °C, 14.2 g/kgDA
Return air	27 °C, 10.5 g/kgDA
Cooling water temperature	(equal to OA)
Waste heat temperature	45 - 90 °C (80* °C)
Temperature efficiency of SHEX	0.7
Air velocity	0.5, 1.0*, 1.5 m/s
Switching interval	0.5 – 7.5 min

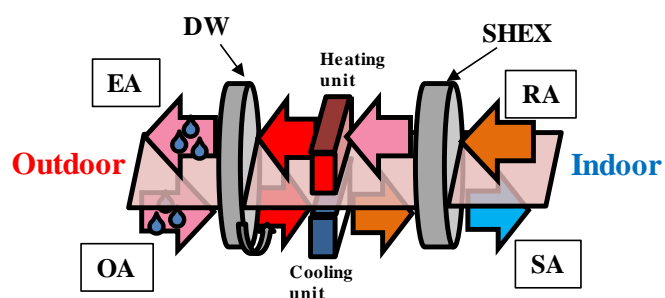
\*: Standard condition

**Table 4-2 Geometrical parameters of DCHE**

Height, width, thickness	205, 450, 100 mm
Amount of desiccant	500, 1000* g

\*: Standard condition

また比較のため、デシカントローター (DW) を用いたシステムの性能予測を行った。Fig. 4-8 にシステム概略図を示す。DCHE と異なり、DW を用いたシステムではヒーターと冷却器が別途必要となる。ただしローターが回転しているため空気や水流路を切り替える必要がなく、連続的な冷房運転が可能である。性能予測に際し、DW 寸法は前面面積、厚さ、デシカント塗布量が DCHE と等しくなるように定めた。



**Fig. 4-8 Schematic diagram of DW system**

#### 4.2.3. 計算結果

Fig. 4-9 に空気温湿度の代表的な計算結果を示す。計算条件は Table 4-1, 4-2 の基準条件である。それぞれ横軸が時間であり、縦軸は Fig. 4-9 (a)で温度、Fig. 4-9 (b)で絶対湿度となっ

ている。DCHE を用いたシステムは収脱着切替を行うため、温湿度は 1 サイクル内で時間変化する。切替直後は収着により給気 (SA) 湿度が下がり、脱着により排気 (EA) 湿度が上昇している様子が分かる。時間経過に伴い、給気湿度は外気 (OA) 湿度に、排気湿度は換気 (RA) 湿度に収束した。1 サイクルの時間平均を取り、各条件での計算結果とした。

冷房能力は給気と外気のエンタルピー差から求めた。ただし、DCHE による冷房への寄与に注目して比較するため、Eq. (4.1)第 2 項のように顕熱交換器による寄与を除いて冷房能力を定義した。

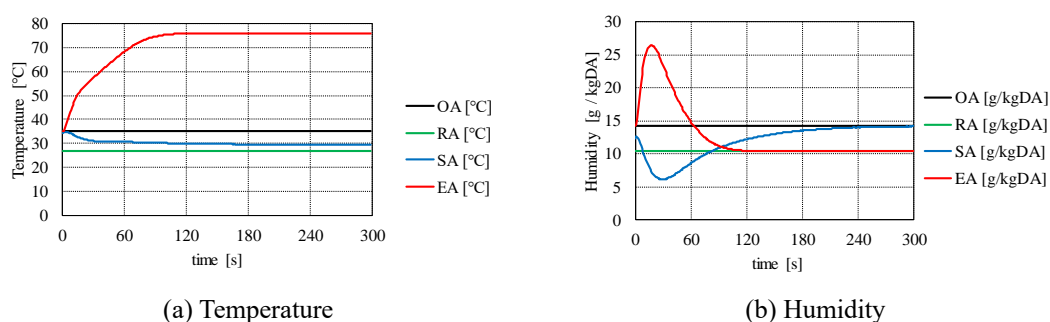


Fig. 4-9 Changes in air temperature and humidity

$$\text{Cooling capacity} = (i_{OA} - i_{SA})m_a - c_{p,a}(T_{OA} - T_{RA})m_a\theta \quad (4.1)$$

ただし  $\theta$  は顕熱交換器の温度効率である。

COP は、冷房能力と廃熱利用量の比から求めた。

$$\text{COP} = \frac{\text{Cooling capacity}}{\text{Waste heat usage}} \quad (4.2)$$

Fig. 4-10 に、切替時間を変化させた際の冷房能力と COP を示す。横軸が切替時間であり、縦軸が冷房能力と COP である。ただし DW に関しては、ローターが半周するのに要する時間を切替時間とした。凡例は風速を示す。ここでは異なる風速、塗布量において、DCHE と DW を比較した。冷房能力と COP はそれぞれ最大値を取る切替時間が存在した。また、最大冷房能力は風速の上昇に伴い増加した。切替時間を延ばすと、異なる風速における冷房能力は同じ値に収束した。これは 1 サイクルの除湿量は風速によらずデシカント塗布量で定まることによる。DCHE の冷房能力は DW と比較し、切替時間に対しより顕著に依存した。

最大冷房能力は DCHE の方が大きい値を取った。塗布量の多い 1000g の結果では、冷房能力、COP 共に 500g と比較し大きくなった。また、より長い切替時間で両者が最大となった。

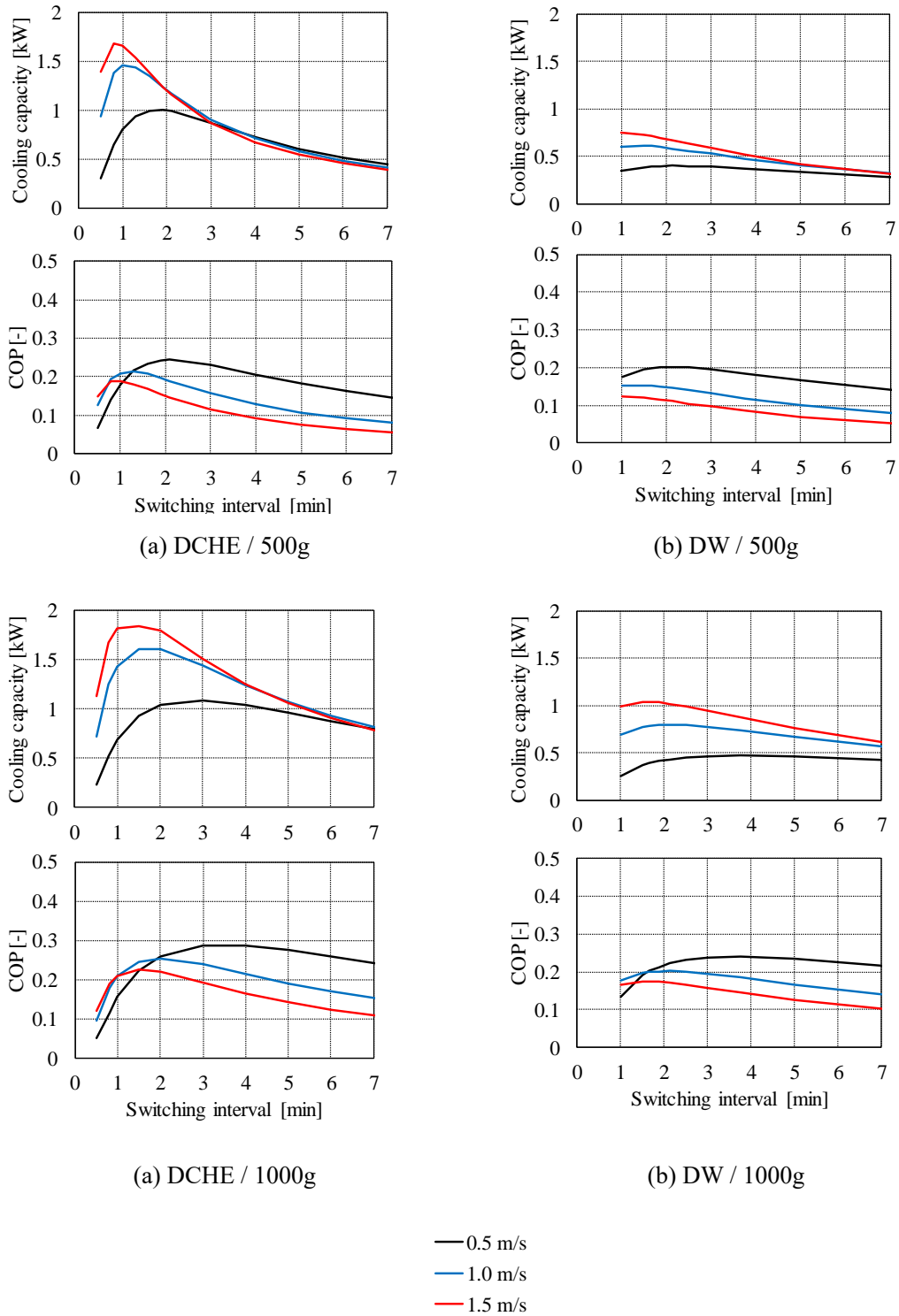


Fig. 4-10 Cooling capacity with respect to switching interval at different air velocity

Fig. 4-11 に、異なる排熱温度における計算結果を示す。風速は 1.0m/s、切替時間は 2 分、塗布量は 1000g である。DCHE、DW いずれも、排熱温度が下がると冷房能力が低下している。これはデシカントの再生能力が悪化したためである。しかし排熱温度が下がると熱利用量も減るため、DCHE では COP は向上している。一方 DW ではそれ以上に冷房能力が低下してしまうため、COP の向上はあまり見られない。DW における等エンタルピー脱着では発生した潜熱により温度が低下するため、排熱温度が低いと再生が十分に進まない程温度が低下してしまう。一方 DCHE における等温脱着では廃熱温度でデシカントが加熱されるため温度低下が抑えられ、低い排熱温度でも再生運転を行うことができることが分かる。

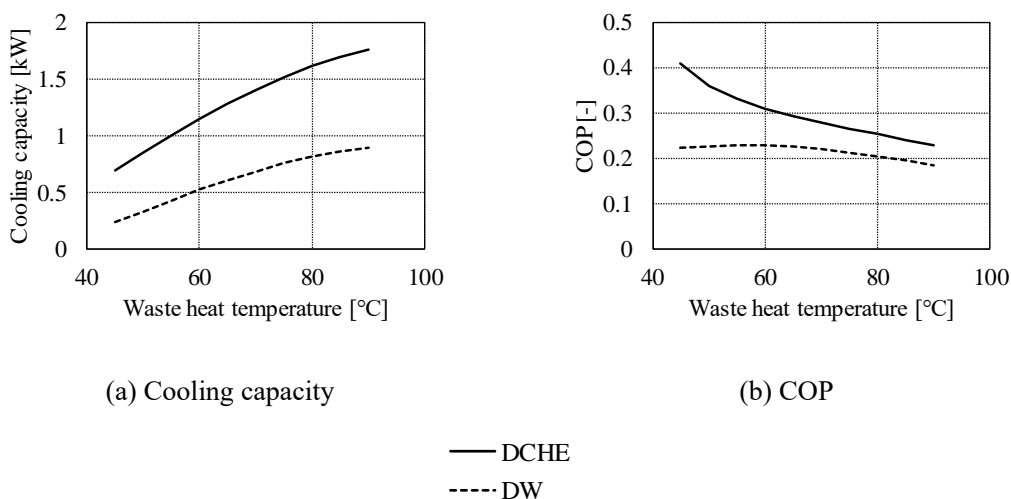


Fig. 4-11 Cooling capacity with respect to waste heat temperature

#### 4.2.4. 再生空気バイパスの導入

これまで述べてきたように、本研究で用いている収着材は収着より脱着の方が速く進行するが、本システムの特長上収着時間と脱着時間を等しくする必要があるので排熱利用に無駄が生じる。Fig. 4-9 (b)を見ると、収着過程 (OA→SA) は 240 秒程で完了しているのに対し、脱着過程 (RA→EA) は 120 秒程で完了しており、以降は空気の加熱 (顕熱) のみに廃熱が用いられている。これにより廃熱利用量が上昇し、COP の低下を招いている。そこで COP 向上のため、再生空気をバイパスさせ DCHE に流れる再生空気量を減らし性能を検討した。再生空気バイパスの概略図を Fig. 4-12 に、定義を Eq. (4.3) にそれぞれ示す。RA から SHEX を通過した後の空気を一部バイパスし、DCHE2 に流入する空気量を減らしている。

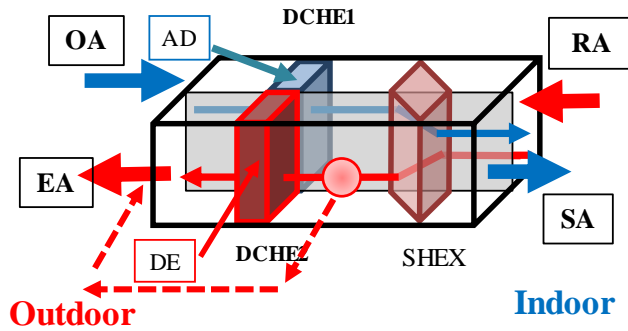


Fig. 4-12 Exhaust air bypass ratio

$$\text{Exhaust air bypass ratio} = \frac{\text{Bypass air flow rate}}{\text{Original air flow rate}} \quad (4.3)$$

Fig. 4-13 に、再生空気バイパスを導入した際の DCHE システムの冷房能力、廃熱利用量、COP をそれぞれ示す。横軸が再生空気バイパス率であり、0 の時が全ての空気を再生に用いた場合であり、グラフの右に進むに従いバイパス空気が増え、DCHE の再生に用いられる空気は減る。凡例は切替時間を示し、その他の条件は Table 4-1, 4-2 の基準条件である。再生空気バイパス率の上昇に伴い、廃熱利用量が低下した。これは空気の温度上昇（顕熱）に用いられる廃熱が減ったからである。再生空気バイパス率が 0 から 0.5 程度の範囲では、冷房能力はわずかに低下するに留まった。この範囲ではデシカントの再生はほぼ完了している。上記の理由から、COP は向上した。しかし再生空気バイパス率が 0.7 以上になるとデシカントの脱着量が減り、冷房能力の低下を招いている。このように適切な再生空気バイパス率を設定することで、冷房能力を維持したまま COP を向上できることが明らかとなった。

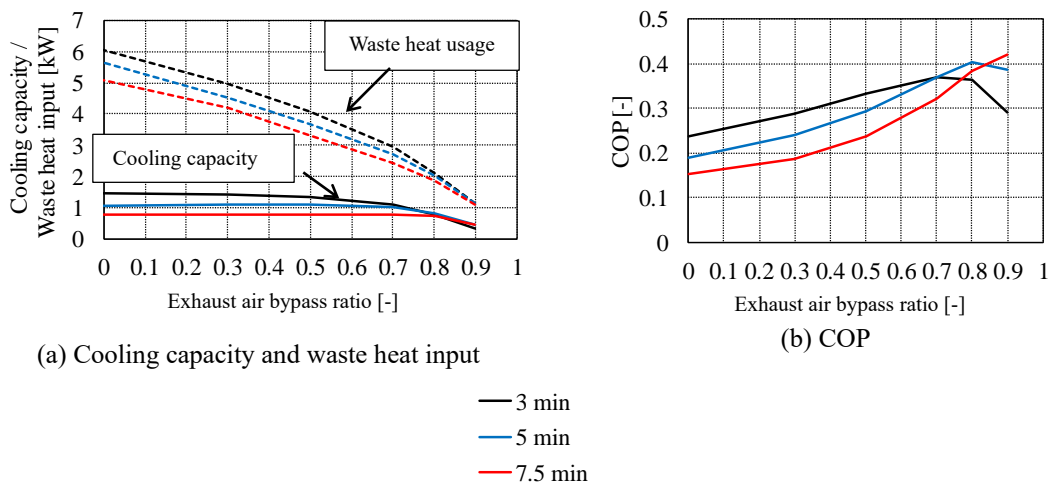


Fig. 4-13 Cooling capacity, waste heat usage and COP with respect to exhaust air bypass ratio

#### 4.2.5. 空気切替機構

先に述べたように、本システムでは水だけでなく空気流路の切替が必要である。通常このようなシステムで2系統の空気を切り替える場合8つのダンパーが必要となり[4-6]、装置の大型化、複雑化等の問題がある。そこで新しい空気切替機構を考案し、試作を行った。Fig. 4-14に切替機構の概略図を示す。本機構は穴の開いた固定板の手前に左右に動くスライド板が重なる組み合わせとなっている。スライド板の上部は給気(SA)と、下部は換気(RA)とそれぞれ接続されている。また固定板はDCHEの空気流路と繋がっており、左右にDCHEが配置されている。Fig. 4-14 (b)の左図のようにスライド板が左に移動した場合、右上と左下の穴が接続され、右のDCHEにSAが、左のDCHEにRAが流れる。反対にスライド板が右に移動した場合、左上と右下の穴が接続され、左のDCHEにSAが、右のDCHEにRAが流れる。この固定板とスライド板を2組用いて、片方にRAとSAを、もう片方にEAとOAを接続すれば、本システムで必要な空気切替を行うことができる。それぞれの板はアクチュエータ1つで稼働可能であり、4枚の板で構成されるため装置の小型化も可能である。

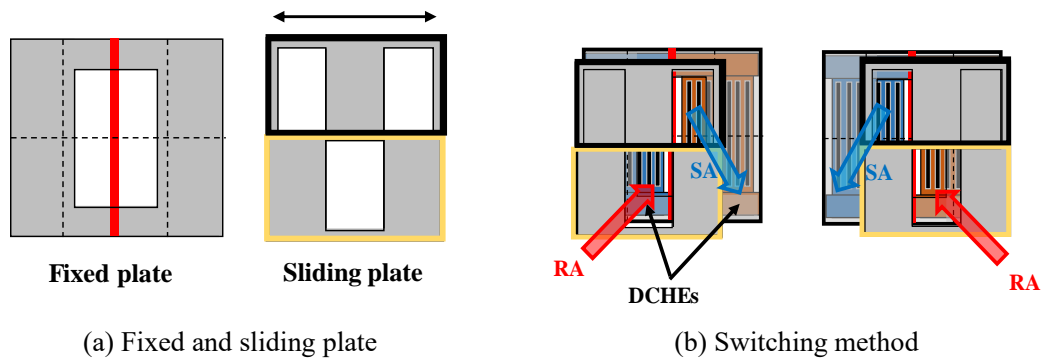


Fig. 4-14 Air flow path switching mechanism

#### 4.2.6. 実験装置

上記の切替機構を作成し，空気供給源に接続して性能試験を行った．Fig. 4-15 に作成した試験装置を，Table 4-3 に使用した DCHE の主な寸法をそれぞれ示す．全長約 1100mm の箱の内部に，DCHE2 枚，顕熱交換器，切替機構 2 つが備わっている．Fig. 4-16 に実験装置概略図を示す．2 系統の空気供給源を接続し，それぞれ外気と還気として用いる．同様に 2 系統の恒温槽を，廃熱源と冷却源として用いた．

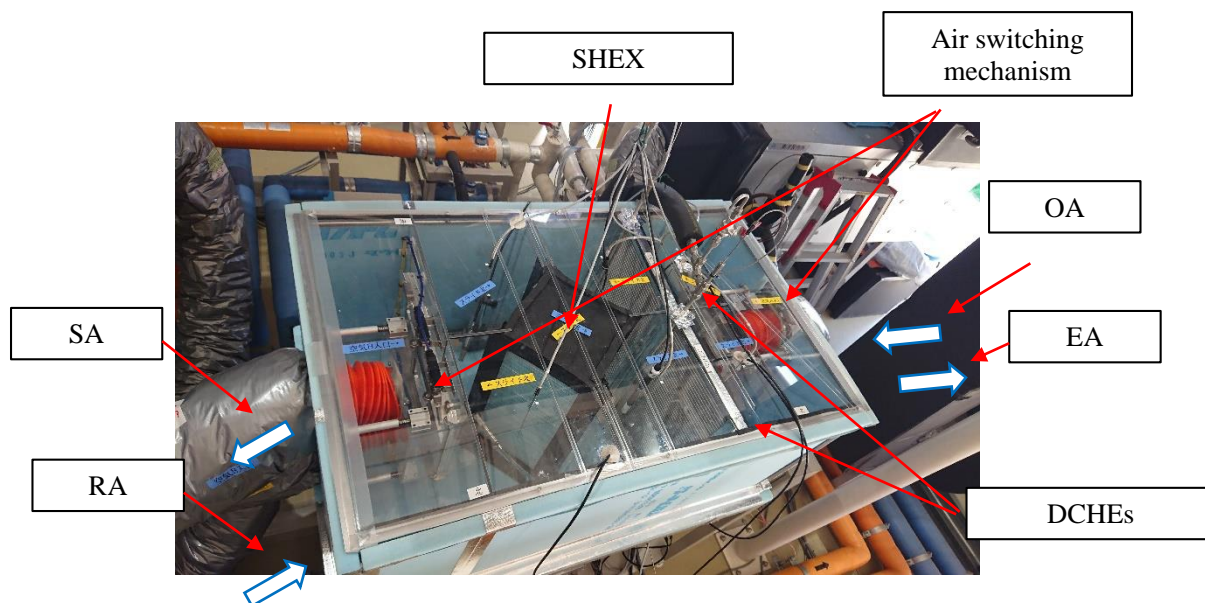


Fig. 4-15 DCHE module

Table 4-3 Geometrical parameters of DCHE

Height, m	0.3
Width, m	0.45
Depth, m	0.016
Thickness of the flat tube, m	$1.6 \times 10^{-3}$
Number of flat tubes	52
Mass of desiccant, g	150.0

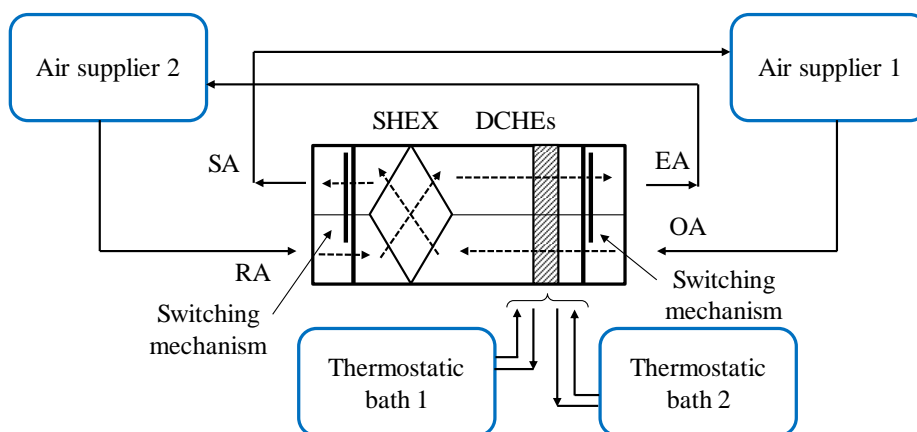


Fig. 4-16 Experimental apparatus

#### 4.2.7. 実験結果

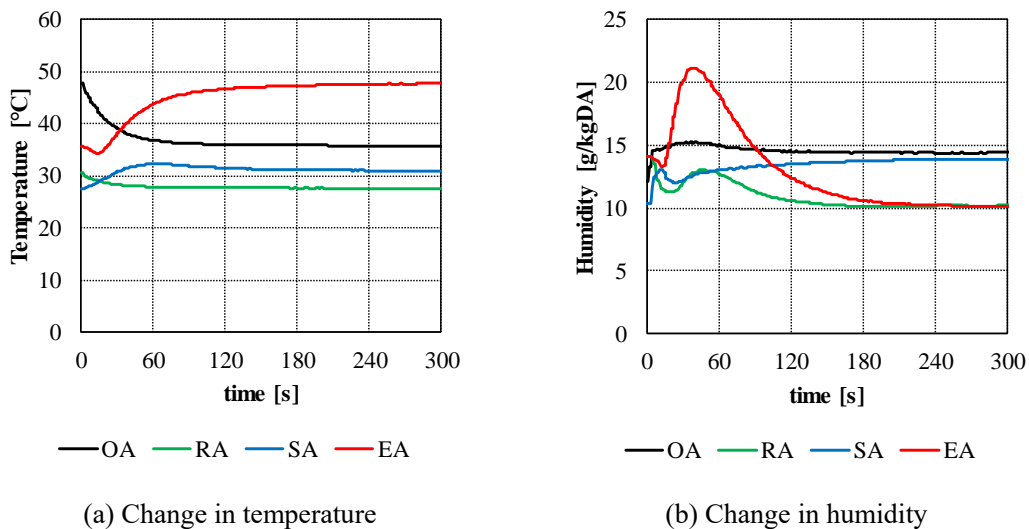
Table 4-4 に実験条件を示す。排熱温度を変化させ、除湿性能を調べた。

Table 4-4 Experimental parameters

Outside air	35 °C, 14.2 g/kgDA
Return air	27 °C, 10.5 g/kgDA
Cooling water temperature	32°C
Waste heat temperature	45 - 60 °C
Air velocity	0.5 m/s

Fig. 4-17 に代表的な実験結果を示す。排熱温度は 50°Cである。これまで行ってきた計算と同様に、還気 (RA) が DCHE の再生に用いられ高温多湿となり排気 (EA) され、外気 (OA) が除湿され給気 (SA) されている様子が分かる。空気切替機構のスライドには 6~7 秒程度必要なため、切替直後は切替部で空気が混合してしまっている。切替が完了した後、上記の取着、脱着過程が進行し排気と給気の湿度が変化している様子が分かる。

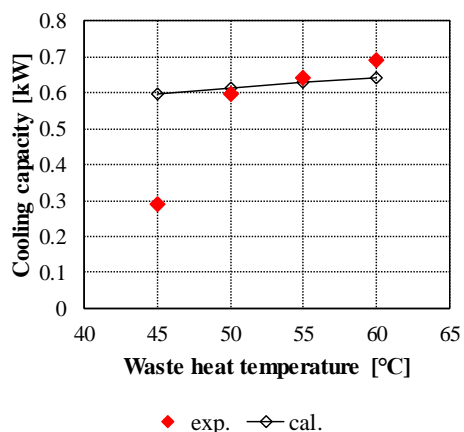




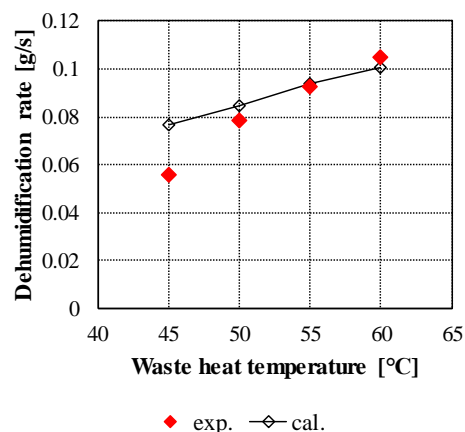
**Fig. 4-17 Experimental results at waste heat temperature of 50°C**

実験結果と、同条件で行った計算結果の時間平均を取り、除湿速度と冷房能力を比較した。Fig. 4-18 に結果を示す。横軸が排熱温度である。ここではシステムとしての性能に注目するため、Eq. (4.1)とは異なり、Eq. (4.4)に示すように外気と給気のエンタルピー差から冷房能力を計算した。

排熱温度 45°Cの結果を除き、実験結果と計算結果は約 10%の誤差で一致した。しかし切替時や壁での熱ロスが発生するのにも関わらず、一部条件では計算結果より高い値が実験結果から得られた。これは、例えば RA と SA を比較した際に、本条件では RA の方が温度も湿度も低いいため、そこでの混合や熱ロスは冷房能力を上げる方向に働く。より除湿量の多い条件ではこの混合により冷房能力が低下してしまう。より漏れの少ない切替機構やシステム設計に関しては、今後の課題とする。



(a) Cooling capacity



(b) Dehumidification rate

Fig. 4-18 Cooling capacity and dehumidification rate of experimental and calculation results

$$\text{Cooling capacity} = (i_{OA} - i_{SA}) m_a \quad (4.4)$$

### 4.3. 潜顕熱分離空調システム

ここでは、DCHE と蒸気圧縮式冷凍サイクルを組み合わせた潜顕熱分離空調システム（以下複合システム）について述べる。

#### 4.3.1. システム構成と運転モード

Fig. 4-19 に、複合システムの概略図を示す。本システムは圧縮機 (COMP)、四方弁、2つの熱交換器 (HEX1, HEX2)、DCHE、2つの可変膨張弁 (EXPV1, EXPV2) で構成されている。通常のルームエアコンに対して、可変膨張弁 1 個と DCHE1 個が追加されている。

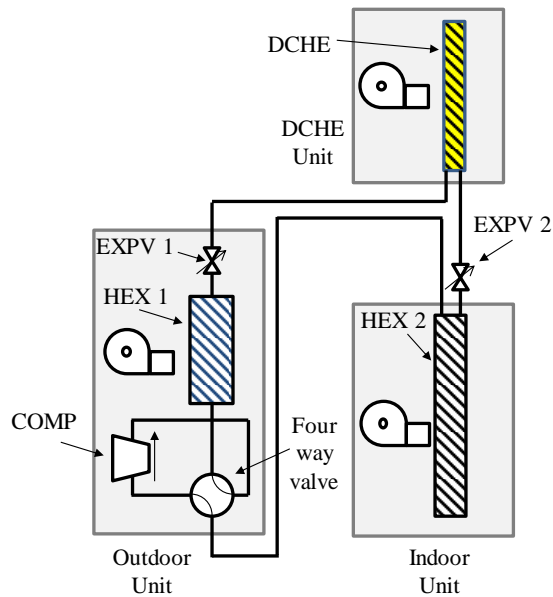


Fig. 4-19 Hybrid air conditioning system

Fig. 4-20 に夏期の、Fig. 4-21 に冬期の運転モードをそれぞれ示す。夏期冷房条件において、室内熱交換器は蒸発器、室外熱交換器は凝縮器として働く。Fig. 4-20 (a)の吸着運転時は EXPV2 が全開となることで、DCHE は蒸発器として働く。室内空気を DCHE に通気させることで水蒸気が吸着され、室内を除湿する。Fig. 4-20 (b)の脱着運転時は EXPV1 を全開とすることで、DCHE は凝縮器として働く。吸着された水分は脱着され、室外空気と通気することで水分を排気する。これら吸着運転と脱着運転を交互に行うことで除湿を行う。顕熱処理を蒸発器、潜熱処理を DCHE が担う潜顕熱分離空調を行うことで、より省エネな温湿度制御を行う他、蒸発器で水蒸気の結露が発生しないノンドレイン運転を行うことができる。冬期暖房条件においては、室内熱交換器と室外熱交換器はそれぞれ凝縮器、蒸発器として働く。Fig. 4-21 (a)の吸着運転時は外気と通気しつつ DCHE を蒸発器として用いることで、室外の水分を吸着する。Fig. 4-21 (b)の脱着運転時は DCHE を凝縮器として用い水分を脱着することで、室内に加湿する。水の供給を必要としない無給水加湿を行う。このように、本システムは DCHE を 1 個しか搭載していないので、夏期では再生運転しているときには除湿をすることはできないなど、調湿できる時間に制限がある。DCHE を 2 個搭載して切り換え運転するシステムに比べて、除加湿量を同等として比較すると、デシカント担持量を少なくすることはできないが、冷凍回路や气流切り換え機構が簡略化されるメリットがあると考えている。

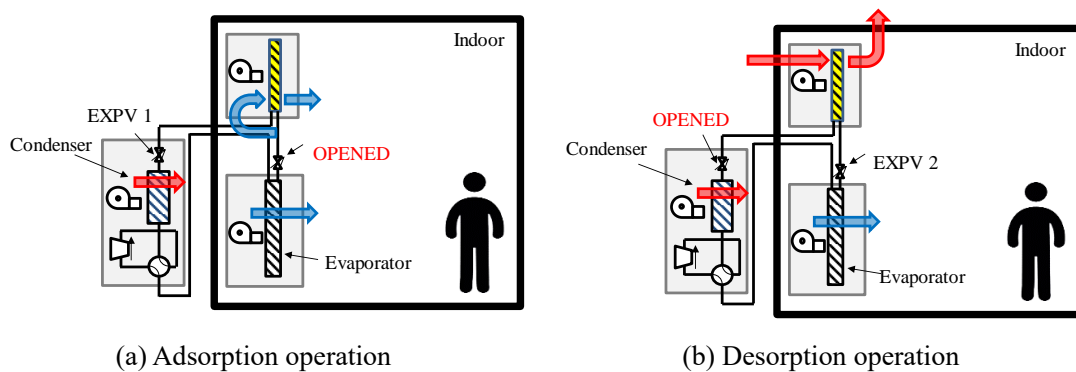


Fig. 4-20 Operation modes in summer condition

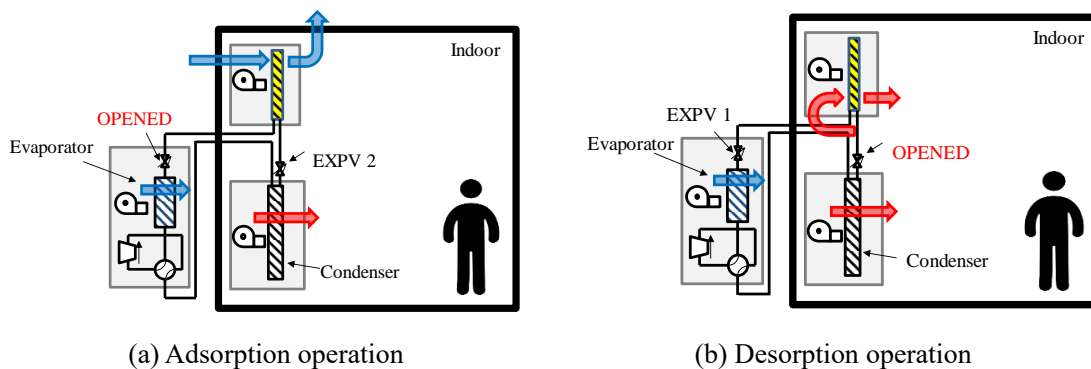


Fig. 4-21 Operation modes in winter condition

Table 4-5 に、各運転モードでの熱交換器、DCHE、可変膨張弁、四方弁の動きをまとめる。四方弁は冷暖房切替のみに用いられ、吸脱着切替は可変膨張弁のみで行うことができる。室内、室外熱交換器は通常のルームエアコンと同様に、冷房と暖房でその役割が入れ替わる。DCHE は蒸発器、凝縮器としての役割が入れ替わりながら、吸脱着を繰り返す。

Table 4-5 Working state at each condition

		Indoor HEX	Outdoor HEX	DCHE	EXPV 1	EXPV 2	Four-way-valve
Summer	AD	Eva.	Con.	Eva.	Closed	Opened	Off
	DE			Con.	Opened	Closed	
Winter	AD	Con.	Eva.	Eva.	Opened	Closed	On
	DE			Con.	Closed	Opened	

※Eva.: Evaporator, Con.: Condenser

#### 4.3.2. 計算モデル

複合システムの性能予測のため、システム計算モデルを作成した。この計算モデルは DCHE の熱物質移動計算モデルと、蒸気圧縮式冷凍サイクル計算モデルから構成される。ここでは DCHE は第 2 章で述べた扁平多交換型熱交換器を用いるとし、第 3 章で述べた計算モデルを用いた。

蒸気圧縮式冷凍サイクル計算モデルは、圧縮機、凝縮器、膨張弁、蒸発器から構成される。圧縮機は断熱効率を仮定し、等エントロピー圧縮との差から出口状態を計算した。膨張弁は、等エンタルピー膨張とした。Fig. 4-22 に、凝縮器と蒸発器の計算モデルを示す。どちらもフィンチューブ熱交換器を仮定した。各計算セルにおいて、空気と冷媒の入口状態からそれぞれの出口状態を計算した。

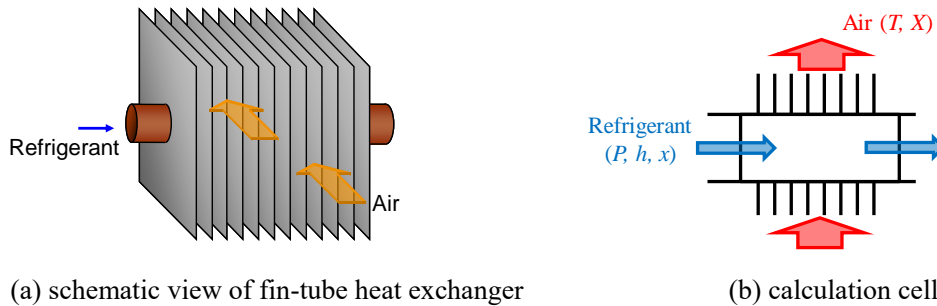


Fig. 4-22 Calculation model on refrigeration cycle

空気と冷媒のエネルギー保存はそれぞれの熱伝達から以下の式で表される。

$$h_a \frac{T_{a,i} - T_{a,o}}{\ln \left\{ \frac{T_{a,i} - T_w}{T_{a,o} - T_w} \right\}} (A_{o,tube} + \eta A_{fm}) = m_a (i_{a,i} - i_{a,o}) \quad (4.5)$$

$$h_r (T_w - T_{r,i}) A_{i,tube} = m_r (i_{r,o} - i_{r,i}) \quad (4.6)$$

ここで  $h_a$  と  $h_r$  はそれぞれ空気側と冷媒側の熱伝達率であり、 $\eta$  は空気側フィン効率である。それぞれの (対数平均) 温度差から求まる熱伝達量が、エンタルピー変化量に等しいとした。

空気、冷媒のエネルギーバランスは以下の式で表される。

$$m_a (i_{a,i} - i_{a,o}) = m_r (i_{r,o} - i_{r,i}) \quad (4.7)$$

冷媒の運動量保存則は以下の式で表される。

$$(P_i - P_o)S = \tau l_{tube} L_{cell} + m_r \left\{ (1 - x_o)u_{l,o} + x_o u_{v,o} - (1 - x_i)u_{l,i} - x_i u_{v,i} \right\} \quad (4.8)$$

ここで $\tau$ は管摩擦損失係数であり、Colburn の式と Lockhart-Martinelli の関係から求めた。Eq. (4.8)は冷媒の圧力損失を示す。

蒸発器において水蒸気の凝縮が発生する場合、物質伝達係数は Eq. (4.9) に示す Lewis の関係式から求めた。

$$k_a = \frac{h_a}{\rho_a c_{pa}} \quad (4.9)$$

本モデルは過熱度、過冷却度、冷房（暖房）能力を入力変数とし、冷凍サイクルの収束計算を行い、圧縮機消費電力や蒸発温度等を計算した。DCHE 計算モデルと冷凍計算サイクル計算モデルを組み合わせ、複合システム計算モデルを構築した。

比較のため、従来のルームエアコンを用いた空調（以下従来システム）の性能予測も行った。冷却、加熱は上記の冷凍サイクルで行い、除湿は冷却除湿を行い、加湿については後述のデシカントローターを備えたルームエアコン[4-5]を仮定した。複合システムと従来システムそれぞれの消費電力を比較し、省エネ性を評価した。

#### 4.3.3. 省エネ性評価手法

複合システムの性能評価に際し、必要な冷暖房能力及び除加湿量を仮定した。従来のルームエアコン性能試験では顕熱と潜熱を合わせた全熱のみ考慮されていたため、除加湿量を正しく評価できない。そこで本研究では要求処理量を顕熱と潜熱それぞれに設定した。Table 4-6 に夏期定格、夏期中間、冬期定格条件での要求処理量を示す。本計算において、床面積 90m<sup>2</sup> の住居に大人 2 人子供 2 人が居住していると仮定し、冷房定格 5.6kW、冷房定格 6.7kW のルームエアコンを想定した。要求除加湿量は換気量と発汗量から算出した。夏期定格条件では、ルームエアコンは通常冷却除湿を行っている。そのため、要求全熱処理量を定格の 5.6kW とし、要求潜熱処理量は除湿量から算出した 0.71kW、要求顕熱処理量は両者の差から 4.89kW とした。冬期暖房条件においては、ルームエアコンは通常加湿を行っていない。

そのため、要求顕熱処理量を定格の 6.7kW とし、要求潜熱処理量を加湿量から算出した 0.52kW、要求全熱処理量は両者の和の 7.22kW とした。夏期中間条件では、除湿量は夏季定格条件と等しく、要求全熱処理量が半分になるとした。

**Table 4-6 Demanded capacities**

Condition	SH, kW	LH, kW	Dehumidification / humidification rate, g/h	TH, kW
Summer rated	4.89	0.71	1020	5.6
Summer intermediate	2.09	0.71	1020	2.8
Winter rated	6.7	0.52	750	7.22

※ SH: Sensible heat, LH: Latent heat, TH: Total heat

#### 4.3.4. 運転条件

Table 4-7 に、室内外空気条件を示す。夏期、冬期共に、JIS ルームエアコン性能試験の定格条件に従うとした。

**Table 4-7 Air temperature and humidity**

		Temperature, °C	Absolute humidity, g/kgDA
Summer	indoor	27	10.46
	outdoor	35	14.24
Winter	indoor	20	8.58
	outdoor	7	5.38

Table 4-8 に、DCHE と室内外熱交換器の主な寸法を示す。DCHE にはこれまで論じてきた高分子収着材を用いるとし、塗布量を 750g とした。室内外熱交換器の寸法は実際のルームエアコンを参考に、夏期定格条件における蒸発温度が 13.0°C となるように決定した。この室内外熱交換器を用いた冷凍サイクルの、夏期定格、冬期定格における蒸発温度、凝縮温度、COP を Table 4-9 に示す。

**Table 4-8 Geometrical parameters of DCHE and heat exchangers**

	Width, mm	Height, mm	Depth, mm	Amount of desiccant, g
Indoor HEX	751	286	46	-
Outdoor HEX	1264	381	66	-
DCHE	450	300	80	750

**Table 4-9 Property of reference refrigeration cycle**

	Eva. temp., °C	Con. temp., °C	COP, -
Summer rated	13.0	48.8	4.41
Winter rated	1.15	41.2	4.69

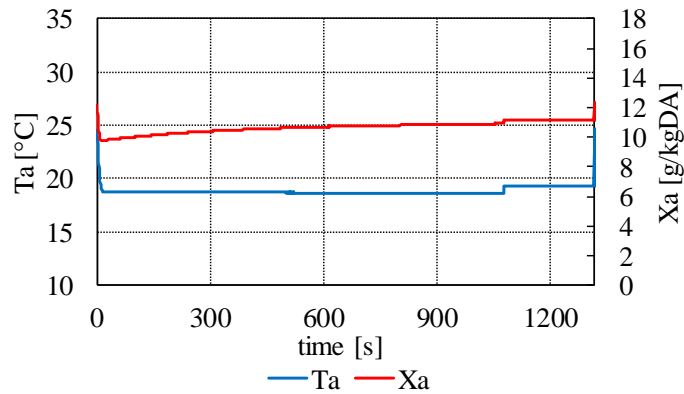
複合サイクルの夏季条件において、冷凍サイクルの蒸発温度は室内空気の露点温度+1°Cとした。これは蒸発器での水蒸気結露を防ぎ、ノンドレイン運転を行うためである。

#### 4.3.5. 計算結果

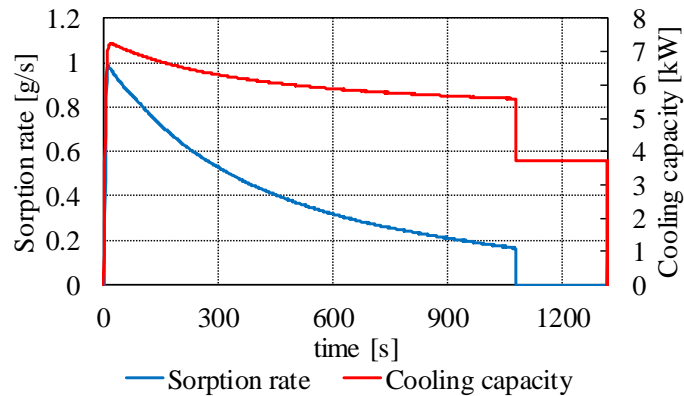
##### (a) 夏期冷房定格条件

Fig. 4-23 に夏季定格条件における、給気の温湿度、除湿速度と冷房能力（全熱処理速度）を示す。横軸が時間、縦軸がそれぞれの値となっている。最初の 1080 秒（18 分）が吸着運転、その後の 240 秒（4 分）が脱着運転であり、合計して 22 分で 1 サイクルとなっている。ここでそれぞれの運転時間は、Table 4-6 で定めた処理量を満足するために調整した。Fig. 4-23 において、除湿速度は吸着運転開始時に最大値を取り、時間の経過に伴い減少している。蒸発器は除湿を行わないため、脱着運転時は除湿量が 0 である。蒸発器が顕熱を、DCHE が潜熱をそれぞれ処理する潜顕熱分離空調が行われている。複合システムでは給気状態が動的に変化しているため、1 サイクルの時間平均を取り、従来システムと比較した。





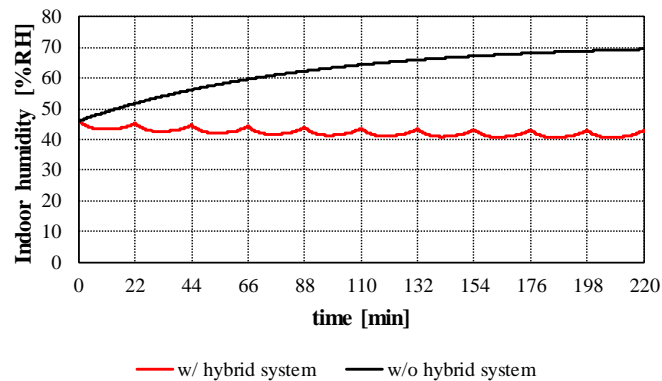
(a) supply air temperature and humidity



(b) sorption rate and cooling capacity

**Fig. 4-23 Calculation results in summer rated condition**

Fig. 4-24 に、上記の除湿速度から求めた、室内相対湿度の夏期定格条件における変化を示す。横軸が時間、縦軸が室内相対湿度であり、本システムを用いた場合と用いない場合の変化を比較した。室内体積、換気量、発汗量は、4.3.3 項で述べた値を用いた。空調システムのない場合は換気と発汗によって室内湿度が 70%RH 程度まで上昇してしまっているのに対し、本システムを用いた場合は 42%RH 程度に抑えることができている。さらに相対湿度変化は 3%RH 未満であり、収脱着切替運転を行っても快適性を損なわない除湿が可能であると考えらえる。



**Fig. 4-24 Change in indoor humidity with and without hybrid system**

Fig. 4-10 に夏期定格条件における複合システムと従来システムの比較を示す。従来システムは冷却量と除湿量を個別に制御できないため、13.0°Cと低い蒸発温度で運転し除湿過多となっており、結果として高い消費電力となっている。複合サイクルは15.7°Cと比較的高い蒸発温度で運転できるため冷凍サイクルの効率が高く、また除湿量を制御できるため無駄のない冷房除湿が行えている。結果として消費電力が抑えられており、従来システムと比較すると24.4%の省エネが実現された。

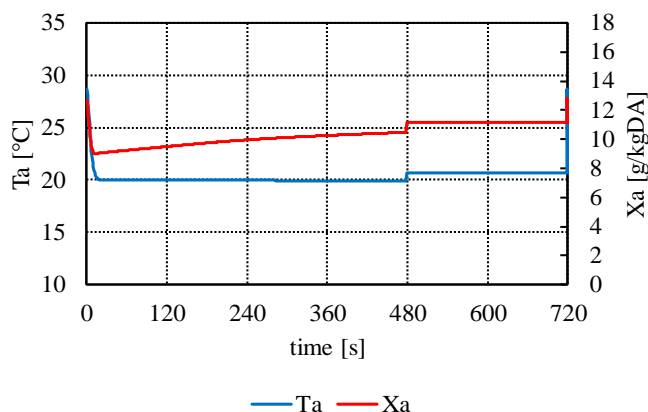
**Table 4-10 Comparison between DCHE system and conventional heat pump under summer rated condition**

	Conventional heat pump	Hybrid system		
		Total	Evaporator	DCHE
SH, kW	4.54	4.90	3.70	1.20
LH, kW	1.06	0.73	0	0.73
Dehumidification rate, g/h	1532.7	1052.5	0	1052.5
TH, kW	5.60	5.63	3.70	1.93
Eva. temp., °C	13.0		15.7	15.7
Electricity consumption, kW	1.27	0.96		

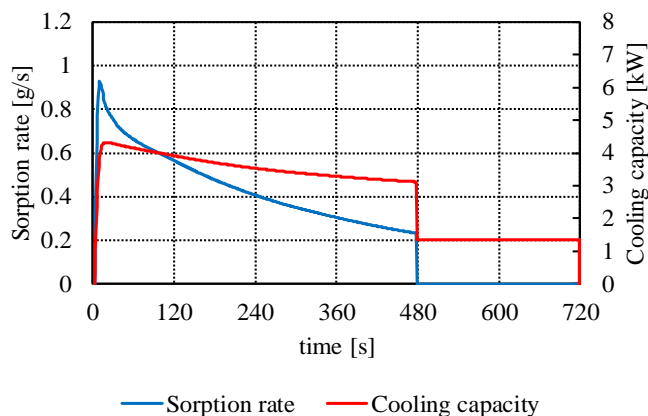
※ SH: Sensible heat, LH: Latent heat, TH: Total heat

(b) 夏期冷房中間条件

Fig. 4-25 に夏季中間条件における，給気の温湿度，除湿速度と冷房能力（全熱処理速度）を示す．最初の 480 秒（6 分）が吸着運転，その後の 240 秒（4 分）が脱着運転であり，合計して 12 分で 1 サイクルとなっている．先程の夏期定格条件と比較すると顕熱比の低い冷房を行う必要があるため，サイクル間隔を短くし除湿量を向上させた．このように吸着運転，脱着運転時間を調整することで，必要な除湿量に合わせた運転を行えることが示された．



(a) supply air temperature and humidity



(b) sorption rate and cooling capacity

**Fig. 4-25 Calculation results in summer intermediate condition**

Table 4-11 に夏期中間条件における複合システムと従来システムの比較を示す．従来システムは風量を低下させることで顕熱比を下げ，要求除湿量に合わせた運転を行っている．しかし依然として蒸発温度は 11.0°C と低く，消費電力は大きい．複合サイクルは蒸発温度が 18.0°C と非常に高いが必要な除湿量は満足しており，結果として消費電力は小さくなっている．

る。従来システムと比較すると 27.5%の省エネが実現された。

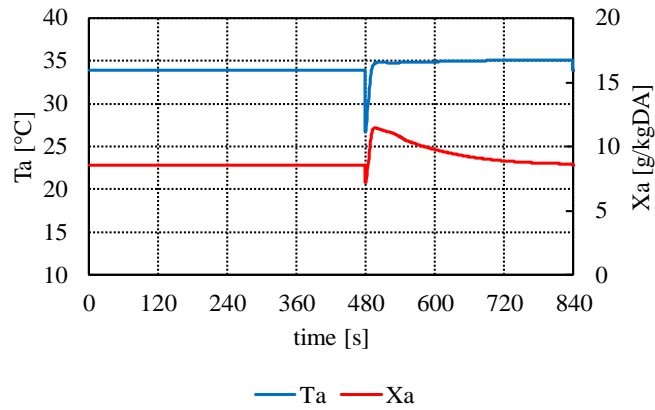
**Table 4-11 Comparison between DCHE system and conventional heat pump under summer intermediate condition**

	Conventional heat pump	Hybrid system		
		Total	Evaporator	DCHE
SH, kW	2.11	2.07	1.34	0.73
LH, kW	0.71	0.73	0	0.73
Dehumidification rate, g/h	1028.3	1044.5	0	1044.5
TH, kW	2.82	2.80	1.34	1.46
Eva. temp., °C	11.0		18.0	18.0
Electricity consumption, kW	0.51	0.37		

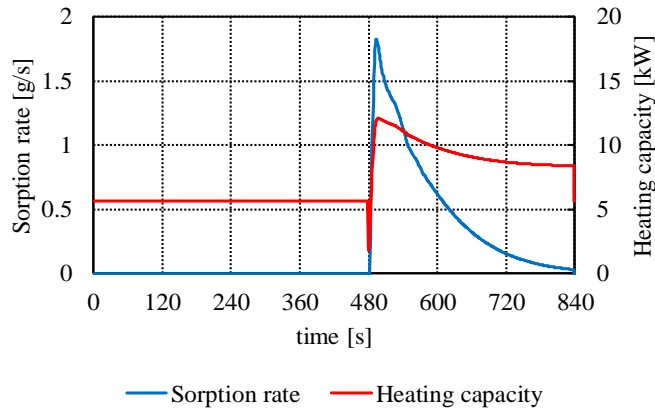
※ SH: Sensible heat, LH: Latent heat, TH: Total heat

(c) 冬期暖房定格条件

Fig. 4-26 に冬期定格条件における、給気の温湿度、加湿速度と暖房能力（全熱処理速度）を示す。最初の 480 秒（6 分）が吸着運転、その後の 300 秒（5 分）が脱着運転であり、合計して 11 分で 1 サイクルとなっている。冬期暖房条件では脱着時に加湿を行うが、脱着の方が速く終わるため、吸着運転の方が長く脱着運転は短くなっている。吸着運転時加湿量は 0 であり、脱着運転開始時に加湿速度が最大となり、その後徐々に低下する。外気から水分を吸着し、無給水加湿を行っている。



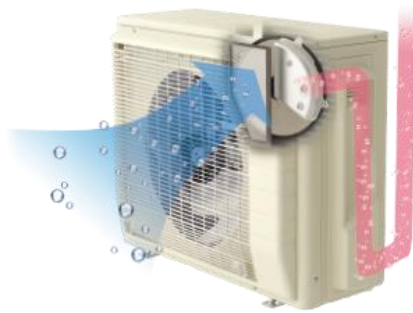
(a) supply air temperature and humidity



(b) sorption rate and cooling capacity

**Fig. 4-26 Calculation results in winter rated condition**

Table 4-12 に冬期定格条件における複合システムと従来システムの比較を示す。ここで従来システムとして、デシカントローターを備えた無給水加湿機構付きルームエアコンを比較対象とした。室外機にデシカントローターを内蔵しており、電気ヒーターで外気を加熱後、ローターに供給し脱着運転を行う。室外機と室内機が空気用ホースで接続されており、ローターで加湿された空気はホースを通り室内に供給される。従来システムの消費電力算出に際し、デシカントローターは COP が 1 の電気ヒーターを用いて脱着運転が行われているとした。Fig. 4-27 に比較対象のデシカントローターを備えたルームエアコンを示す。



**Fig. 4-27 Residential air conditioner with DW[4-5]**

従来システムにおいて、凝縮器は顕熱処理を担い、ローターは潜熱処理を担っている。加湿の際 COP が 1 の電気ヒーターを用いて加熱しているため、ローターでの脱着熱と同等の電力が消費されている。一方複合システムでは DCHE の脱着は COP が 4 以上の冷凍サイクルの熱を用いて行われる。結果として消費電力が抑えられ、15.9%の省エネかつ無給水加湿の暖房運転が実現された。

**Table 4-12 Comparison between DCHE system and conventional system with DW under winter rated condition**

	Reference system using DW			Hybrid system		
	Total	Condenser	DW	Total	Condenser	DCHE
SH, kW	6.70	6.70	0	6.73	5.66	1.07
LH, kW	0.52	0	0.52	0.53	0	0.53
Humidification rate, g/h	750	0	750	764.7	0	764.7
TH, kW	7.22	6.7	0.52	7.26	5.66	1.6
Con. temp., °C		41.2			39.1	39.1
Electricity consumption, kW	1.95	1.43	0.52	1.64		

※ SH: Sensible heat, LH: Latent heat, TH: Total heat, DW: Desiccant wheel

Fig. 4-28 に、夏期標準、夏期中間、冬期標準条件での従来システムと複合システムの消費電力を示す。いずれの条件においても複合サイクルの高い省エネ性が示された。これは蒸発温度を上げることにより、冷凍サイクルそのものの効率が向上したことによる。冷却除湿を

行わないため、ノンドレイン運転が実現された。冬期条件では、デシカントの脱着に冷凍サイクルの熱を用いることができるため、電気ヒーターを用いた従来のシステムと比較し表し電力が抑えられた。更に外気から水分を収着することで、無給水加湿により必要な加湿量を確保できることが示された。

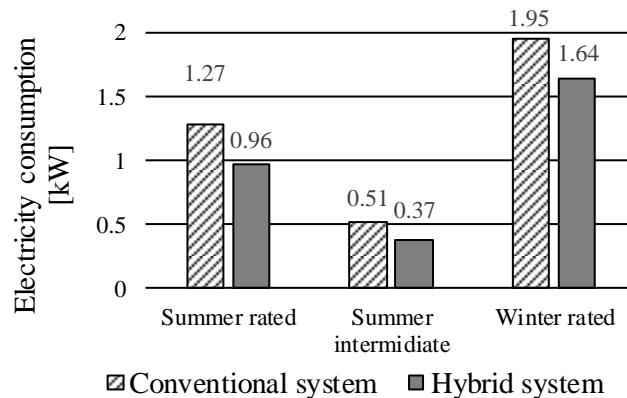


Fig. 4-28 Comparison of electricity consumption

#### 4.3.6. 収着材塗布型熱交換器の最適化設計

夏期冷房定格条件において DCHE の各設計を変化させた際の性能予測を行った。計算条件を Table 4-13 に示す。ここでは DCHE の外寸を固定し、フィンピッチと塗布厚さを変化させた。室内外気条件は Table 4-7 に準拠した。冷媒温度については、前項で考察した結果を参考に、収着温度 15.7°C、脱着温度 44.0°C とした。収着時間と脱着時間はこれまでの考察から、2:1 とした。フィンピッチは 1.0~3.0mm の 0.5mm 間隔、塗布厚さは 0.05~0.35mm の 0.05mm 間隔で変化させた。

各設計条件において、吸脱着切替時間を 0.5~7min まで変化させて計算を行った。除湿速度や用いられた投入エネルギーを求めた。

**Table 4-13 Calculation conditions**

Air velocity, m/s		1.0
Ratio of AD/DE interval		2:1
Eva. and Con. temperature, °C		15.7 / 44.0
DCHE	Width, mm	450
	Height, mm	300
	Depth, mm	64
Fin pitch, mm		0.5 – 3.5
Thickness of desiccant layer, mm		0.05 – 0.35
Adsorption switching interval, min		0.5 – 7.0

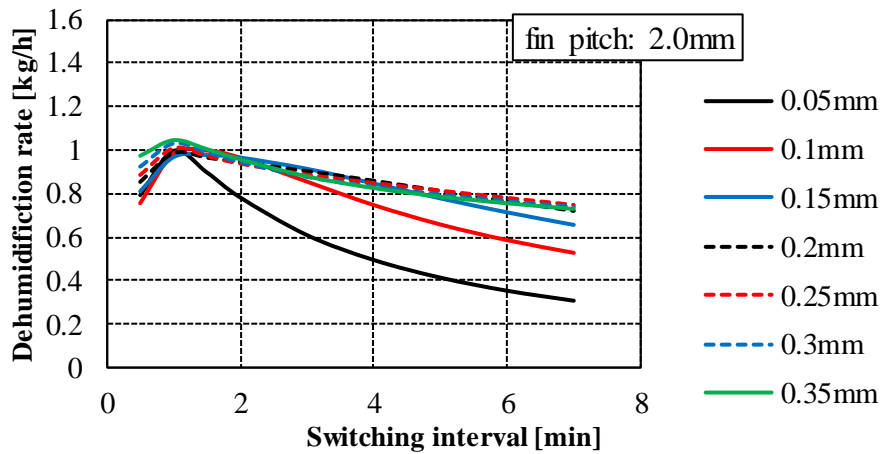
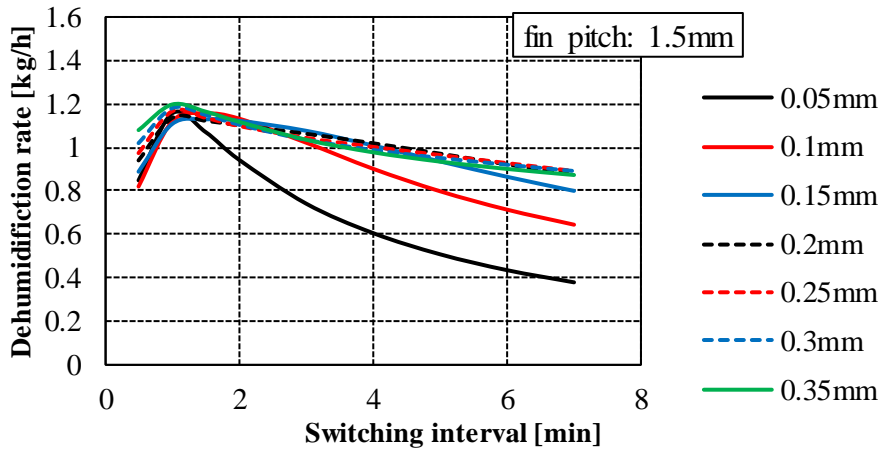
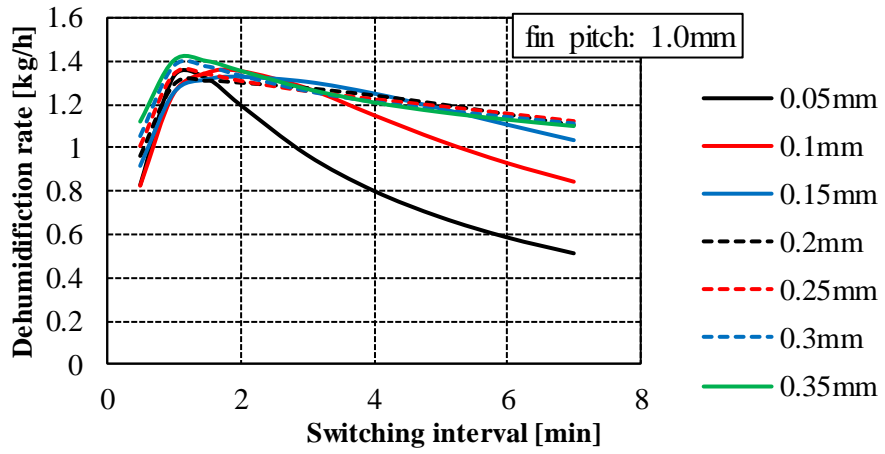
Fig. 4-29 に、除湿速度の計算結果を示す。横軸が切替時間であり、縦軸が除湿速度である。切替時間が 1～1.5 分程度で除湿速度は最大値を取り、より切替時間の短い範囲では急激に除湿速度が低下した。これは素早く切り替えすぎると冷媒や空気の交換が進まず収脱着が十分に行われなためである。また更に切替時間が長い範囲では収脱着が飽和に近くなり、除湿速度が低下している。異なるフィンピッチの結果において、塗布厚みが 0.15mm 以下では塗布厚みの増加に伴い除湿速度も上昇している。しかし 0.20mm 以上では除湿速度の上昇があまり確認されなかった。これは収着層を厚くしても表面近くのみで収脱着が行われ、性能が頭打ちになるためだと考えられる。

Fig. 4-30 に、除湿エネルギー効率を示す。除湿エネルギー効率は 1g の水を除湿するために必要な投入冷却量であり、以下の式で表される。

$$\text{除湿エネルギー効率 [g/k]} = \frac{\text{除湿速度 [g/s]}}{\text{投入冷却量 [kW]}} \quad (4.10)$$

切替時間が長い程除湿エネルギー効率は高くなった。これは頻繁に切り替えると DCHE の自体の冷却により多くの熱が奪われるためである。切替時間が短い程熱交換器の熱容量負荷により損失が大きくなる。このように、除湿速度と除湿エネルギー効率は基本的にトレードオフの関係にある。





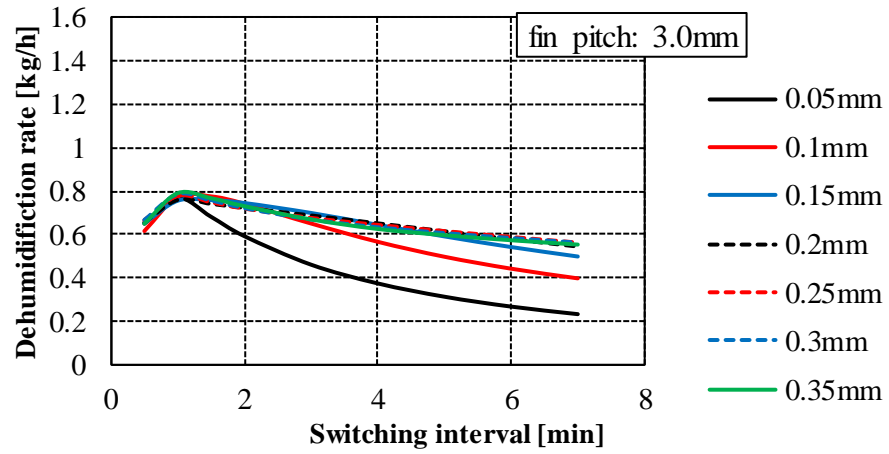
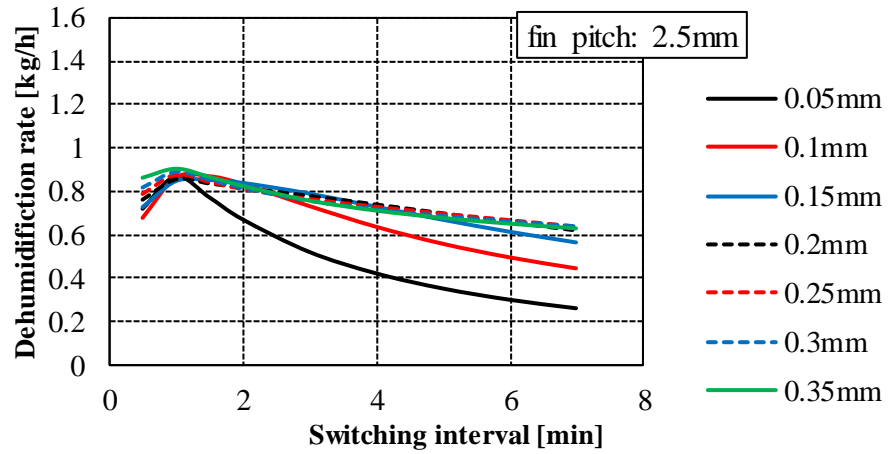
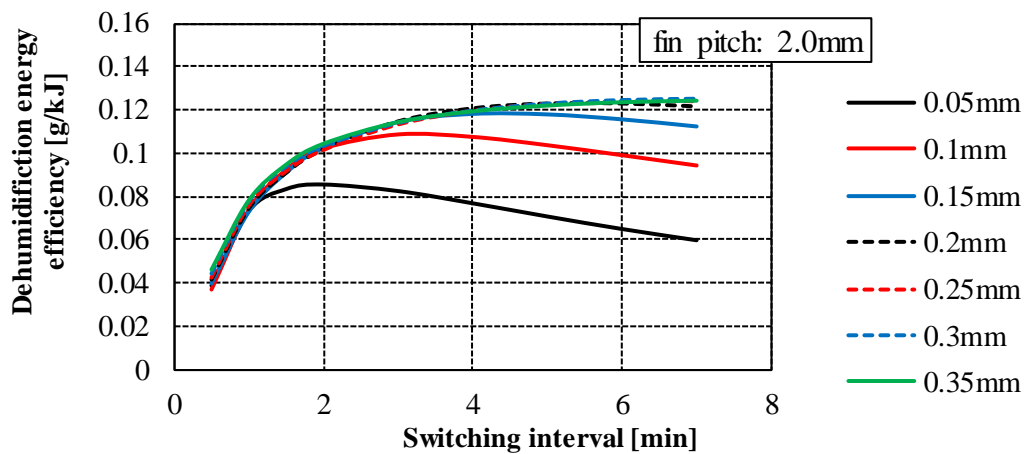
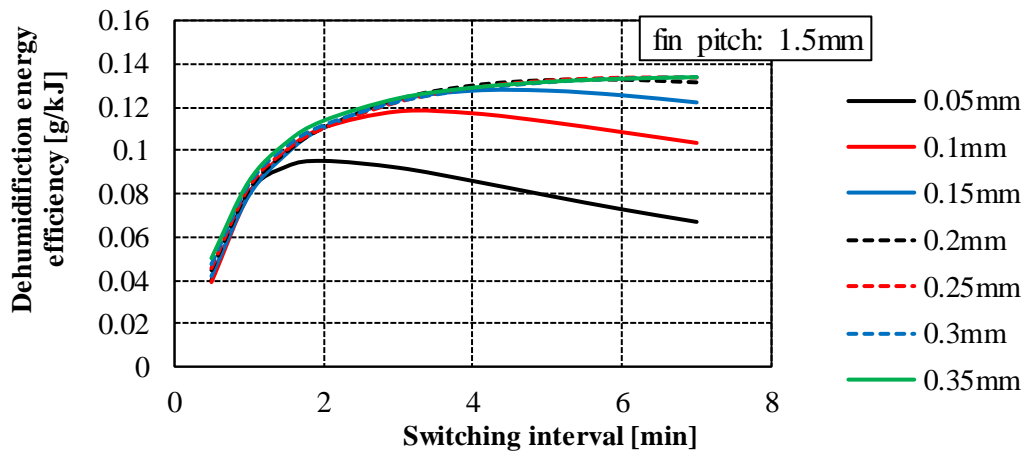
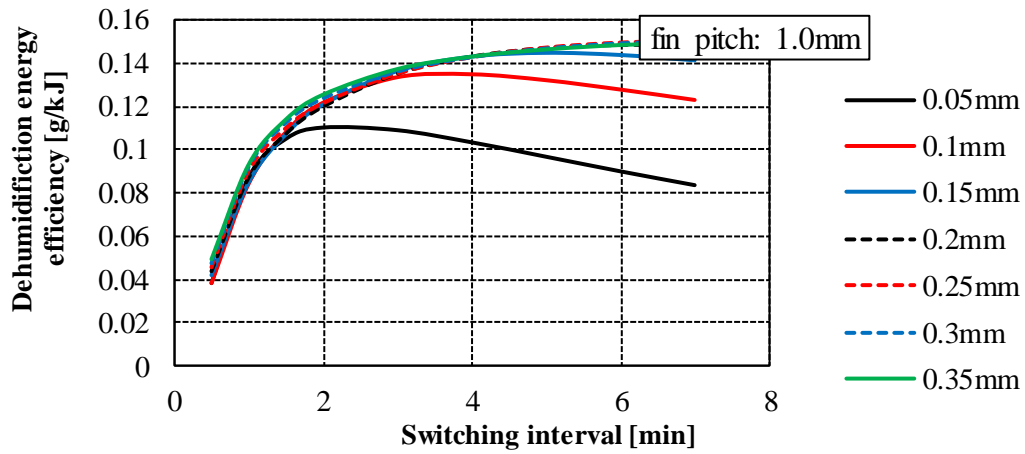
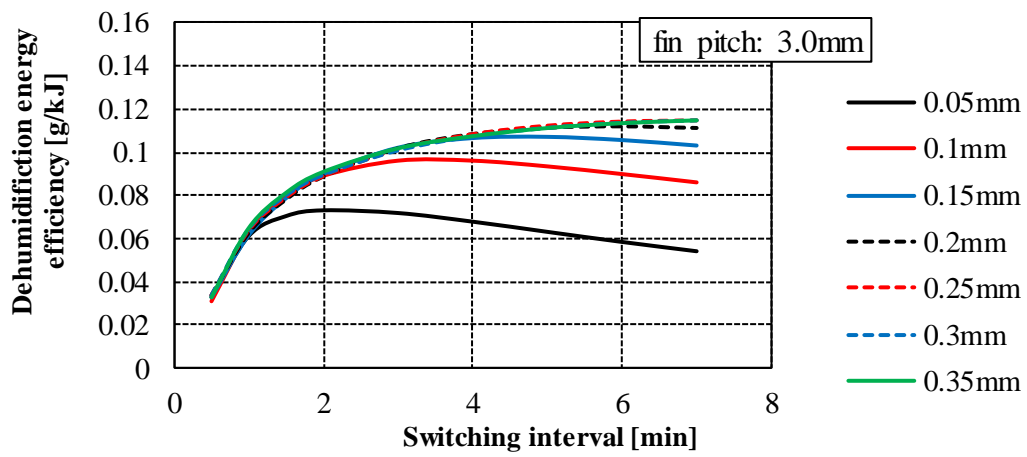
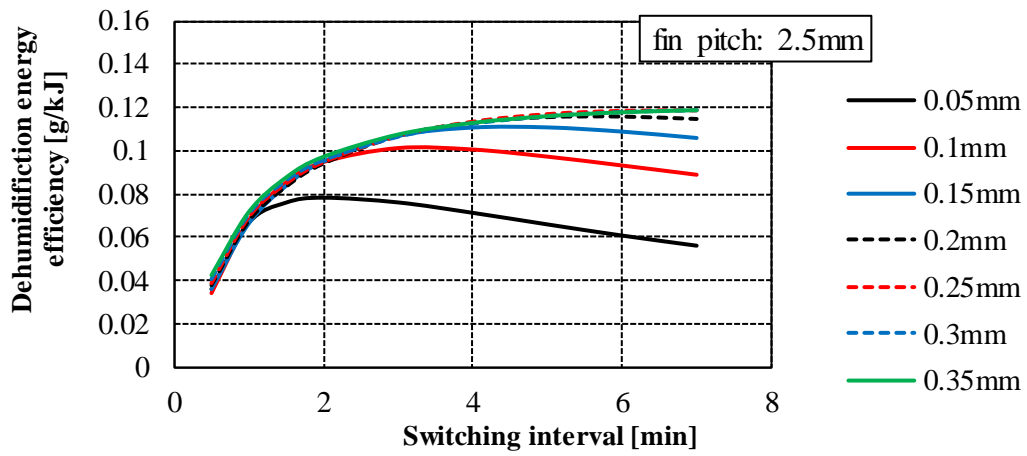


Fig. 4-29 Relationship between dehumidification rate and switching interval under several fin pitch and thickness of desiccant layer





**Fig. 4-30 Relationship between dehumidification energy efficiency and switching interval under several fin pitch and thickness of desiccant layer**

夏期定格条件における除湿速度，冬期定格条件における加湿速度を最大化するよう，DCHE の最適化設計を行った。主な計算条件を Table 4-14 に示す。ここでは，フィンピッチ，塗布厚さ，切替時間を変数とし，除湿速度を最大化する条件を求めた。ただし実際の空調機器として用いる際は，冷暖房性能に加えて空気側圧力損失も重要な要素である。そこで制約条件として，扁平管熱交換器の空気側着霜に関する研究[4-7]を参考に，許容空気圧力損失を 50Pa と設定した。この圧力損失は層流摩擦損失係数を用いて求めた。Eq. (4.11)に目的関数と制約条件を示す。

**Table 4-14 Calculation conditions on optimization of DCHE**

<b>Constant</b>		
Indoor/Outdoor air condition		Summer / winter rated
Air velocity, m/s		1.0
Ratio of AD/DE interval		2:1
Eva. and Con. temperature, °C		15.7 , 44.0 (Summer) / 5.93 , 39.0 (Winter)
DCHE	Width, mm	450
	Height, mm	300
	Depth, mm	64
<b>Variable</b>		
Fin pitch, Thickness of desiccant layer, Switching interval		
<b>Constraint condition</b>		
Air side pressure drop, Pa		≤50
<b>Objective function</b>		
Dehumidification / humidification rate ( $M_v$ ) [kg/h]		

$$\text{Maximize } M_v = M_v(\delta_d, f_p, t_{switch}) \quad \text{with respect to } \delta_d, f_p, t_{switch} \quad (4.11)$$

$$\text{subject to } dP \leq 50\text{Pa}$$

ただし， $M_v$  は除湿速度（夏期）または加湿速度（冬期）[g/h]， $\delta_d$  は塗布厚さ[mm]， $f_p$  はフィンピッチ[mm]， $t_{switch}$  は切替時間[sec]， $dP$  は空気側圧力損失[Pa]である。ここで圧力損失は，Eq. (4.12)のようにフィンピッチと塗布厚さの関数となる。また，フィンピッチは Eq.

(4.13)のように、フィン枚数 $N_f$ より定まる。

$$dP = dP(\delta_d, f_p) \quad (4.12)$$

$$f_p = f_p(N_f) \quad (4.13)$$

Fig. 4-31 に制約条件を踏まえたフィンピッチと最大塗布量、伝熱面積の関係を示す。フィンピッチが狭い程伝熱面積は広くなるが、その分塗布量は減ってしまうことが分かる。

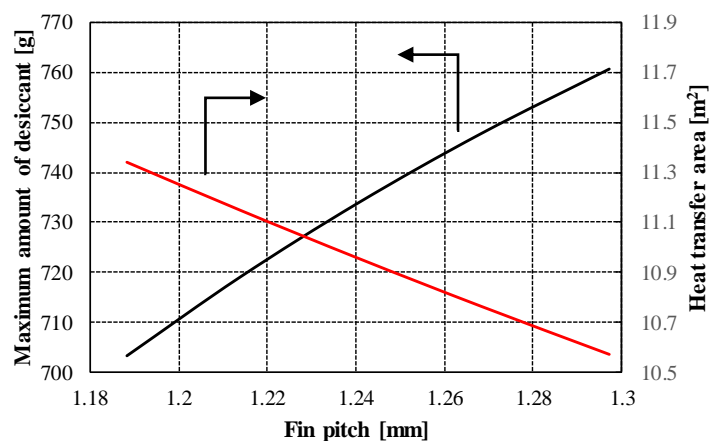


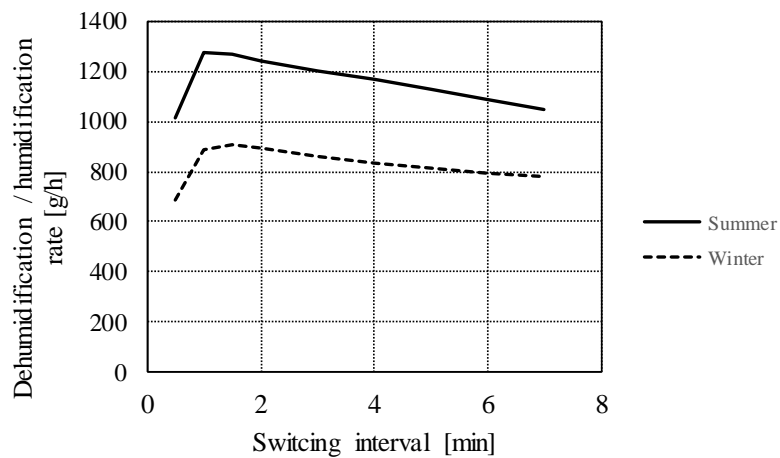
Fig. 4-31 Relationship between fin pitch, maximum amount of desiccant and heat transfer area

先の計算により、局所最大値を与える値が最適解となることが推定されるため、 $\Delta\delta_d=0.01\text{mm}$ ,  $\Delta N_f=1$ 枚,  $\Delta t_{switch}=2\text{sec}$ を最小移動幅とした山登り法により、夏期冷房除湿、冬期暖房加湿それぞれの最適解を求めた。

Table 4-15 に得られた DCHE の設計を示す。冬期暖房条件と比較し、夏期冷房条件ではよりフィンピッチを狭く、塗布を薄くする条件が最適解となった。夏期は冬期と比較し高い温度で運転され収着層表面の物質流束が高いため、伝熱面積を増やした方が有利であるからと考えられる。反対に冬期は塗布量を増やすためフィンピッチを広げて厚く塗布した方が有利であるという結果が得られた。両者の平均を取り、フィンピッチ 1.13mm, 塗布厚さ 0.23mm を本条件における最適設計とした。この結果から、必ずしも多量のデシカントを厚く塗布することが適しているとは限らず、塗布厚さには最適値があることが示された。この設計における切替時間と除湿（加湿）速度の関係を Fig. 4-32 に示す。切替時間を調整することで除湿量を制御でき、除湿量に応じた省エネな潜顕熱分離空調が可能であることが分かる。

**Table 4-15 Calculation results and optimum design**

	Summer	Winer	Optimum design
Width, height, depth, mm	450, 300, 64		
Fin pitch, mm	1.01	1.24	1.13
Thickness of desiccant layer, mm	0.18	0.27	0.23
Amount of desiccant, g	579.3	905.4	734.0



**Fig. 4-32 Relationship between dehumidification rate and switching interval at optimum design**

#### 4.4. まとめ

DCHEを用いた2種類の空調システムの検討を行った。排熱利用空調システムでは、DCHEを2枚用いて、廃熱のみで冷房を行う外調機を検討した。デシカントローターとの比較により、DCHEにおける等温収脱着の優位性が見られた。再生空気バイパスを導入し冷房能力を維持しつつ廃熱利用量を減らすことで、COPを向上できることが確認された。また2枚の板を組み合わせた小型で簡素な空気切替機構を作成し、DCHEを備え付け性能試験を行った。デシカント塗布型熱交換器と冷凍サイクルを組み合わせた空調システムは、DCHEが潜熱処理を担うことで潜顕熱分離空調を行う。従来システムとの省エネ性の比較において、要求処理量を顕熱と潜熱で個別に設定することにより、除加湿能力を含めた冷房能力を評価した。夏期冬期いずれにおいても、複合システムの高い省エネ性が示された。また、夏期には凝縮水の発生しないノンドレイン運転、冬期は外気から取り入れた水分を用いた無給水

加湿が可能であることが示された。さらに、除加湿量を最大化するよう DCHE の最適化設計を行い、塗布厚さとフィンピッチには最適値が存在することが明らかとなった。

#### 引用文献

- [4-1]Nishimura T., Matsui N., Okumiya M., “Experimental Evaluation Study of The HVAC System with Temperature and Humidity Independent Control Using Separate Type Air Conditioners”, 11<sup>th</sup> IEA Heat Pump Conference 2014, O.2.6.2, Montreal, Canada, 2014.
- [4-2]ダイキン工業株式会社, “全館調湿・換気ユニットデシカホームエア デシカの仕組み”, [http://www.daikinaircon.com/catalog/kanki/desica\\_home/mechanism/](http://www.daikinaircon.com/catalog/kanki/desica_home/mechanism/), (2018 年閲覧)
- [4-3]空気調和・衛生工学会, “ZEB (ネット・ゼロ・エネルギー・ビル) の定義と評価方法”
- [4-4]Baniyounes A. M., Liu G., Rasul M. G., Khan M. M. K., “Comparison study of solar cooling technologies for an institutional building in subtropical Queensland, Australia”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 23, pp.421-430, 2013.
- [4-5]ダイキン工業株式会社, “ルームエアコン (大型家電量販店取扱商品) R シリーズ” [http://www.daikinaircon.com/roomaircon/products/r\\_series/index.html](http://www.daikinaircon.com/roomaircon/products/r_series/index.html), (2018 年閲覧)
- [4-6]ダイキン工業株式会社, “DESICA(仕組み・特長)”, <http://www.daikinaircon.com/desica/features/index.html>, (2018 年閲覧)
- [4-7]Li J. Y., Dang C., Hihara E., “Heat transfer enhancement in a parallel, finless heat exchanger using a longitudinal vortex generator, Part B: experimental investigation on the performance of finless and fin-tube heat exchangers”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 128, pp. 66-75, 2019.



## 第5章 結言

空調機器の省エネルギー化は重要な課題であり，デシカントを用いた空調システムの開発は，省エネ化による環境負荷の低減と快適性の両立という観点から注目を集めている．本研究は以下の内容を取りまとめたものである．

- 1) GSS モデルによる DCHE 熱物質移動解析モデルの構築
- 2) 収着材を塗布したデシカント塗布型熱交換器 (DCHE) の，空気エンタルピー法を用いた等温収脱着試験による物質移動特性の測定
- 3) DCHE を 2 枚用いた廃熱利用空調システムと，DCHE と冷凍サイクルを組み合わせた複合空調システムの構築

次に，各章の概要を示す．

第 1 章では，地球環境に関わる諸問題を背景とし，空調分野におけるエネルギー消費削減の重要性を述べた．空調には調温と調湿という 2 つの観点があるが，従来の調湿方法に代わりデシカントを用いた空調が注目されている．吸着の原理や，種々のデシカント材についてまとめ，高分子収着材が優れた特性を持つことを示した．またデシカントを用いた装置として，冷媒により直接デシカントを冷却，加熱できるデシカント塗布型熱交換器が，従来の等エンタルピー吸脱着を行う装置と比較し優れた吸脱着特性を持つ．本研究では，収着材を塗布した熱交換器について調べた．

第 2 章では GSS モデルを採用した DCHE 熱物質移動計算モデルを構築した．熱交換器内を流れる冷媒，熱交換器，収着層，空気に至る熱移動と物質移動を解いた．収着層のモデル化では等価熱伝導率と等価物質拡散係数を仮定し，熱伝導と収着された水分の物質拡散を計算した．入口空気状態を入力条件として計算を行い，収脱着により空気湿度が変化すること，収脱着潜熱により空気温度が変化することを確認した．性能予測に必要な収着層各物性値の同定は，第 3 章の実験結果との比較により行った．

第 3 章では，空気エンタルピー法を用いて DCHE の動特性を調べた．通常 DCHE では潜熱移動が同時に発生し，物質移動特性を解析するのが困難である．また金属でできているため，熱容量による影響も無視できない．本研究では等温収脱着試験を導入し，熱移動特性と物質移動特性を切り分けて測定した．収着時と脱着時で空気とブラインの温度を一定とし，空気湿度のみを変化させて収脱着を行った．収着，脱着開始時に物質移動速度は最大となり，その後徐々に 0 に収束した．収脱着によって発生した潜熱は多くはブラインに回収

され、空気とデシカントの温度変化を抑制していることが確認された。異なる条件で測定し、高温度、高風速時に収脱着が促進された。異なる温度条件下での、第2章で構築した計算モデルの計算結果との比較により、DCHEの物質移動特性を決定する等価物質拡散係数は温度依存性を持ち、アレニウスの式で表現できることが明らかとなった。異なる風速や収着材塗布厚さとの比較により、等価物質拡散係数は温度のみに依存し、風速や塗布厚さには依存しないことが明らかになった。熱移動と物質移動特性解析結果を組み合わせ、DCHEの熱物質移動特性解析モデルを構築した。実験結果と計算結果の比較により、異なる温度、風速、塗布厚さにおいて、本モデルはDCHEの熱物質移動を予測することが可能でありその有用性が確認された。

第4章では、DCHEを用いた2種類の空調システムを検討した。排熱利用空調システムでは、DCHEを2枚用いて、廃熱のみで冷房を行う外調機を検討した。片方のDCHEが外気を除湿し給気する。もう1枚のDCHEには廃熱から得られた温水を流し、還気を用いてDCHEを再生したのち排気する。このように廃熱のみで駆動する省エネな空調システムとなっている。第2章で得られたDCHE計算モデルを用いたシステム計算モデルを構築し、収脱着切替時間、風速、デシカント塗布量、排熱温度の各条件を変化させ性能を予測した。また同様にデシカントローター(DW)を用いたシステムの計算モデルを作成し、性能を比較した。冷房能力やCOPは切替時間の関数となり、ある値で最大値を取った。排熱温度と冷房能力は正の相関が見られた。DWと比較し、DCHEは同条件において高い冷房能力を持ち、等温収脱着の優位性が見られた。再生空気バイパスを導入し冷房能力を維持しつつ廃熱利用量を減らすことで、COPの向上を図ることが確認された。また2枚の板を組み合わせた小型で簡素な空気切替機構を作成し、DCHEを備え付け性能試験を行った。

DCHEと冷凍サイクルを組み合わせた複合システムを構築し、潜顕熱分離空調による除湿(加湿)能力と省エネ性を予測した。複合システムは一般的なルームエアコンの冷凍サイクルにDCHEと可変膨張弁を1つずつ追加した簡素な構造を持つ。2つの可変膨張弁開度を切り替えることでDCHEの吸脱着を切り替える。従来の全熱のみを考慮するルームエアコン試験規格に代わり、冷却(加熱)量と除湿(加湿)量を個別に指定した評価基準を作成し、複合システムと従来の冷凍サイクルを用いた空調の省エネ性を比較した。夏期冬期いずれにおいても、複合システムの高い省エネ性が示された。また、夏期には凝縮水の発生しないノンドレイン運転、冬期は外気から取り入れた水分を用いた無給水加湿が可能であることが示された。夏期冬期定格条件におけるDCHEの最適化設計を行った。空気圧力損失を制約条件として設定し除加湿速度を最大化する設計を求めた。必ずしも多量のデシカントを用いることで性能を向上できるわけではなく、塗布厚さには最適値が存在することが明

らかとなった。

以上のように、収着材を用いたデシカント塗布型熱交換器の数値解析，実験測定，システム開発と，系統立てた一連の研究を行った。高効率な空調システムの開発，普及により省エネルギー化が促進されることを願い，本稿の結びとする。

## 謝辞

本研究は東京大学大学院新領域創成科学研究科人間環境学専攻，飛原英治教授のご指導の下に行われました。飛原教授には筆者が工学部機械工学科に所属していた頃より，研究内容のみならず，研究に対する姿勢等多くのことを学ばせて頂きました。ご迷惑も多々お掛けしてしまったかと存じますが，大変お世話になりました。心より感謝申し上げます。

同じく人間環境学専攻，党超鋺准教授にも，研究を進めるにあたり多くのご助言を頂きました。また学生に近い目線から研究室生活に心を配って下さり，いつも有意義なご指摘を賜りました。ここに感謝の意を申し上げます。

本研究は，電力中央研究所との共同研究として行われました。エネルギーイノベーション創発センターの張莉様と齋川路之様には実験データをご提供頂いた他，デシカント空調に関して多くのアドバイスを頂きました。厚く御礼申し上げます。

また，学位審査をお引き受け頂いた齋川様，鹿園先生（東大），陳先生（東大），党先生には，ご多忙の中多くのご指摘やご助言を頂きました。この場をお借りして御礼申し上げます。

最後に本論文を執筆するにあたり，お世話になった全ての皆様と，27年間支え続けてくれた両親への感謝を記して，本論文の謝辞とさせていただきます。

2019年 2月7日 東 朋寛