

気候特性を考慮したデシカント空調の有効性の検討

Effectiveness of Desiccant Dehumidifier considering Climate Characteristics

桃井 良尚 (福井大学)

Yoshihisa MOMOI, University of Fukui

キーワード：熱負荷(Heat load), シミュレーション(Simulation), デシカント空調(Desiccant Dehumidifier)
全熱交換器(Total heat exchanger), 外気冷房(Outdoor air cooling), 熱的快適性(Thermal comfort)

1. はじめに

近年、省エネルギー基準改正や建物の ZEB/ZEH 化に伴い、建物の高断熱高气密化が進んだ結果、住宅においては暖房負荷が削減された一方で、冷房負荷の増加や換気による外気負荷の割合が相対的に増加することが懸念される。冷房負荷は暖房負荷と比較すると少なく、さらに潜熱負荷は顕熱負荷に比べると少ないため軽視されがちであるが、夏期においては潜熱除去が室内の熱的快適性の向上に大きく寄与すると考えられる。

これまで、潜熱分離空調方式として注目されているデシカント除湿空調システムのデシカントロータをモデル化し、デシカントエレメント内の熱水分輸送方程式を導出し、その数値解析手法を検討した¹⁾。本報では、まずデシカントロータで生じる水分の吸脱着現象を詳細に把握した上で、ロータの除湿性能を2つの除湿係数で表現することで、ロータの出口空気の温湿度を簡便に予測する方法について検討を行った。次に、このデシカントロータ出口空気の温湿度予測手法を用いて、換気方式の違いと地域特性による外気導入に伴う室内の外気熱負荷と熱的快適性への影響を建物全体の期間熱シミュレーションを行うことで正確に評価するとともに、デシカント除湿空調システムの有効性及び高効率化について検討を行った結果について報告する。

なお、本報は、既報^{2),3)}を再構成し、一部加筆したものである。

2. デシカントロータの数値シミュレーション

2.1 デシカントエレメント内の熱・水分輸送方程式

図1に示すように、デシカントロータは円筒形でその断面はコルゲート状のハニカム構造を有している。ここから微小体積を切り出して、松本・銚井らの熱水分同時移動理論^{4),5)}を参考にモデル化した。以下に基礎方程式を示す。

(1) 微小体積内の流路内空気の水蒸気収支式

$$\beta \rho_a \frac{\partial X_a}{\partial t} = -\beta u \rho_a \frac{\partial X_a}{\partial x} + \beta \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_a \frac{\partial X_a}{\partial x} \right) - \gamma \frac{\partial w}{\partial t} \quad (\text{kg/m}^3\text{s}) \quad (1)$$

(2) 流路内空気の熱量収支式

$$\beta C_a \rho_a \frac{\partial \theta_a}{\partial t} = -\beta u \rho_a C_a \frac{\partial \theta_a}{\partial x} + \beta \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_a \frac{\partial \theta_a}{\partial x} \right) - \alpha S (\theta_a - \theta_d) \quad (\text{J/m}^3\text{s}) \quad (2)$$

(3) デシカント材の熱量収支式

$$(1-\beta) C_d \rho_d \frac{\partial \theta_d}{\partial t} = (1-\beta) \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_d \frac{\partial \theta_d}{\partial x} \right) + L \alpha' S (X_a - X_b) + \alpha S (\theta_a - \theta_d) \quad (\text{J/m}^3\text{s}) \quad (3)$$

また、デシカント材の質量含水率は、デシカント材表面と流路空気の絶対湿度差を駆動力とする湿気伝達により変化するため、式(4)のように表現することができる。

$$\gamma \frac{\partial w}{\partial t} = \alpha' S (X_a - X_b) \quad (\text{kg/m}^3\text{s}) \quad (4)$$

上記の方程式系は、4つの方程式に対して、5つの未知数 $X_a, X_b, \theta_a, \theta_d, w$ があり、方程式が閉じていない。そこで、(5)式に示すデシカント材表面(吸脱着相)の絶対湿度と含水率の関係が、瞬時に平衡含湿率曲線に従うという局所平衡の仮定を取り入れ、方程式を閉じる。

$$w = f(X_a, \theta_a) = f(X_b, \theta_d) \quad (\text{kg/kg}) \quad (5)$$

なお、上記の式は、外部への熱損失はなく、空気の流れは層流で、圧力・流速一定とし、吸着材の厚さ方向の温度分布・含水率分布は存在しないと仮定している。

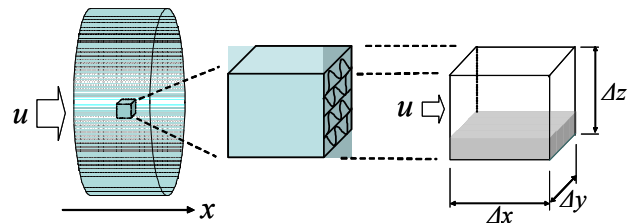


図1 デシカントロータのモデル化

2.2 吸脱着過程でのデシカントエレメントの状態変化

前述したデシカントロータの数値計算モデルによる計算結果より、吸脱着過程においてデシカントロータ内でのどのような現象が生じているかについて考察する。図2に示すように、デシカントロータを流れ方向に20分割し、処理時には左側から境界条件として温度30°C、相対

湿度 90%の空気を流入させ、再生時には右側から温度 70°C、相対湿度 6.4%の空気を流入させて計算を行った。ロータ厚さを 100mm、物質移動係数 αS を 3.5 とし、回転数は 30rpm、通過風速 u を 1.16m/s (直径 300mm のロータに 100m³/h の空気を通過させた際の風速に相当) とした。

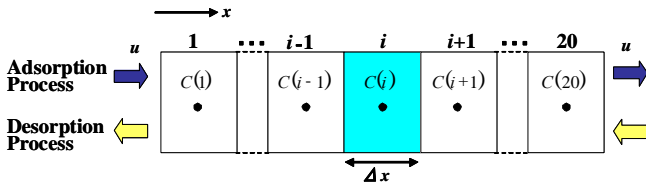


図2 ロータの空間分割及び境界条件

デシカントエレメントの含水率は、式(5)からも分かるように、エレメント表面の相対湿度によって平衡含水率曲線に沿って状態変化する。図3に、吸着過程における分割要素 $x=1, 10, 20$ での含水率の時間変化を示す。また、図4にロータの厚さ x 方向の含水率分布の時間変化を示す。ロータ回転数 30rpm では、各要素の含水率変化はそれほど大きくないことがわかる。このことから、吸着性能を向上させるには、デシカントロータに平衡含水率曲線の傾きが大きな材料を使用することと、除湿の速度が速い、つまり物質移動係数 αS が大きな材料を使うことが重要と言える。

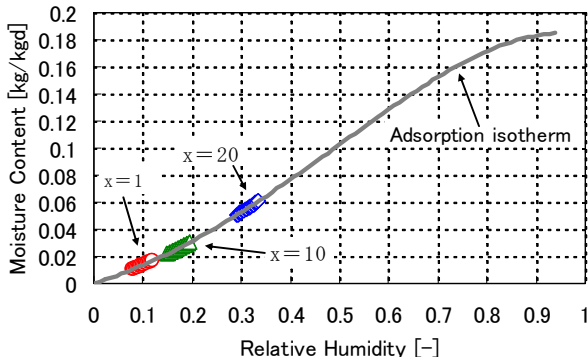


図3 吸着等温線上のデシカント材の状態変化

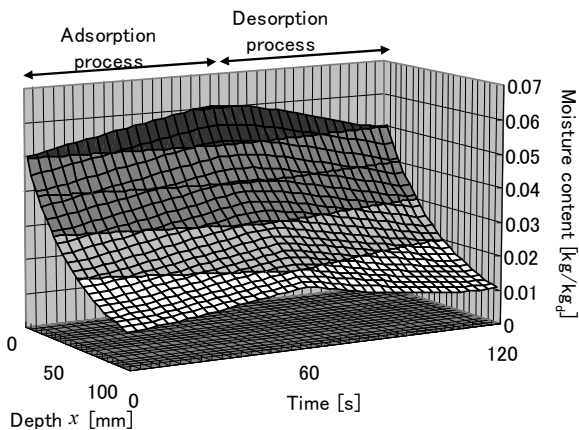


図4 デシカント材の含水率分布の時間変化

2.3 吸脱着過程でのロータ通過空気の状態変化

次に、ロータによって除加湿される空気側の状態変化に着目する。ロータを通過する空気は、湿り空気線図上を移動し、図5に示すとおり、OAはロータを通過した際に、除湿された水蒸気の潜熱が顕熱として発生するため、理想的には等エンタルピー線に沿って温湿度が変化する。しかし、実際には、処理側出口ではロータが除湿過程に切り替わる直前まで高温のRAに晒されているため、再生側から処理側への熱のキャリアオーバーが生じ、処理側出口での平均温湿度 (SA) は等エンタルピー変化よりも高温側になる。また、除湿後空気SAの相対湿度は理想的にはRAの相対湿度と同じになるが、実際には、除湿の速度を決定する物質移動係数 αS やデシカント材が吸着できる水蒸気量が有限であることから、SAの相対湿度は時間の経過とともに上昇する。以上のことから、実際のSAは理想のプロセスとは異なる状態変化となる。また、再生側空気の状態変化も同様に理想のプロセスとは異なる変化となる。このことは、既往の東北大で行った実験結果⁶⁾においても示されている。

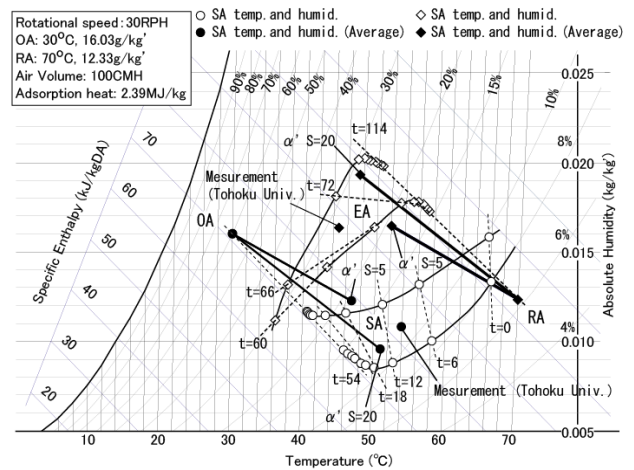


図5 デシカントロータ通過後空気の温湿度

3. デシカントロータのモデル化

3.1 除湿係数の定義

図6、図7に示すように、前述した理想プロセスからのずれを、それぞれエンタルピーに関する除湿係数と相対湿度に関する除湿係数として表現する η 。RAのエンタルピー座標 ($F1_{RA}$) とOAのエンタルピー座標 ($F1_{OA}$) の差に対するSAのエンタルピー座標 ($F1_{SA}$) とOAのエンタルピー座標 ($F1_{OA}$) の差を、エンタルピーに関する除湿係数 ϵ_{F1} と定義する。また、RAの相対湿度座標 ($F2_{RA}$) とOAの相対湿度座標 ($F2_{OA}$) の差に対するSAの相対湿度座標 ($F2_{SA}$) とOAの相対湿度座標 ($F2_{OA}$) の差を、相対湿度に関する除湿係数 ϵ_{F2} と定義する。除湿性能は、 ϵ_{F1} が小さくなるほど、 ϵ_{F2} が大きくなるほど良いと言える。除湿係数 ϵ_{F1} 、 ϵ_{F2} はそれぞれ以下の式で表現される。

$$\varepsilon_{F1} = \frac{F1_{SA} - F1_{OA}}{F1_{RA} - F1_{OA}} \quad (6)$$

$$\varepsilon_{F2} = \frac{F2_{SA} - F2_{OA}}{F2_{RA} - F2_{OA}} \quad (7)$$

ただし、エンタルピーは $F1$ 、相対湿度は $F2$ という湿り空気線図上での座標変数に変換し表現している。座標変換は下式で表現される。

$$F1 = -\frac{2865}{T^{1.490}} + 4.344X^{0.8624} \quad (8)$$

$$F2 = \frac{T^{1.490}}{6360} - 1.127X^{0.07969} \quad (9)$$

ここで、 T は絶対温度[K]、 X は絶対湿度[kg/kg]。

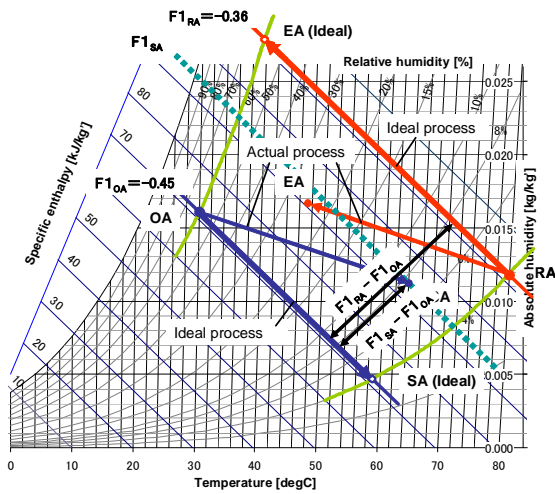


図6 エンタルピーに関する除湿係数 ε_{F1}

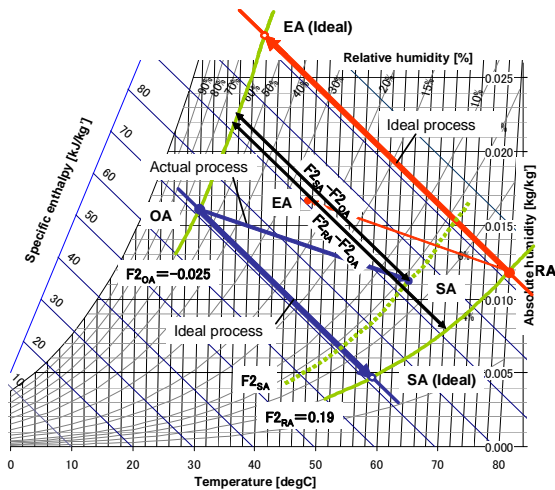


図7 相対湿度に関する除湿係数 ε_{F2}

3.2 既往の実験結果から算出した除湿係数

計算及び既往の実験⁶⁾における出口空気の温湿度変化を図8に示す。低回転数(5rph)では、再生側から処理側への熱のキャリーオーバーが少ないため等エンタルピー線に近い理想的变化をし、 ε_{F1} は小さくなる。しかし、SAの相対湿度が約26%と高く、 ε_{F2} は理想変化(1.0)に

対して0.6程度しか除湿されない。一方、高回転数(60rph)では、SAが相対湿度約7.5%まで除湿されるため、 ε_{F2} は0.9程度と高い値を示すものの、等エンタルピー線からのずれが大きく、 ε_{F1} は大きくなる。

東北大学の実験データ⁶⁾から算出した ε_{F1} 、 ε_{F2} を、それぞれ図9、図10に示す。再生温度が高くなるにつれ、 ε_{F1} 、 ε_{F2} とも若干低下するが、それほど大きくは変化しない。また、風量が100CMHから200CMHになると、 ε_{F1} は0.1程度低下する。これは、風量が多くなると、再生側からキャリーオーバーした熱が素早く除去されるためと考えられる。また、風量が多くなった場合、SAの相対湿度が高くなるため、 ε_{F2} は低下する。

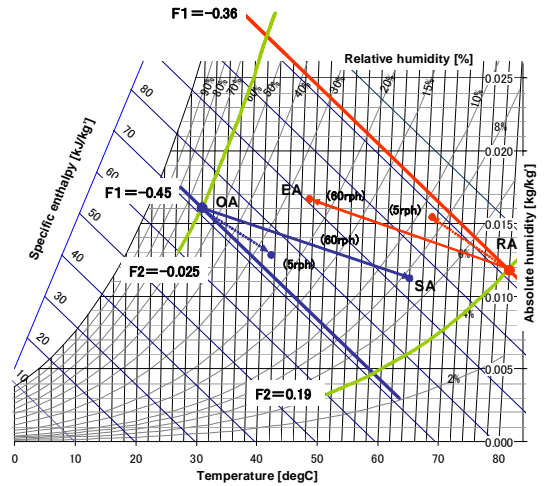


図8 測定から算出したデシカントロータの除湿係数

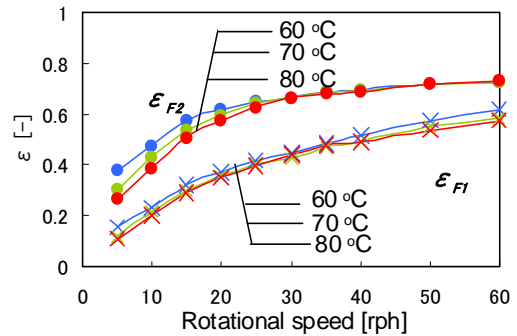


図9 ロータ回転数と除湿係数の関係 (100CMH)

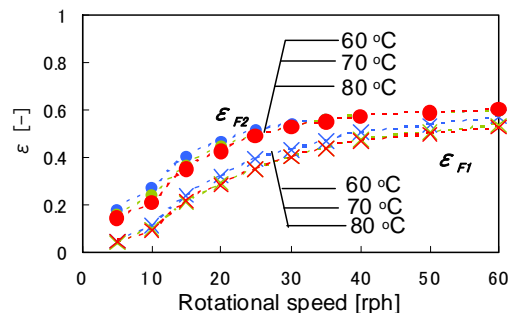


図10 ロータ回転数と除湿係数の関係 (200CMH)

3.3 デシカントロータの数値計算モデルを用いて算出した除湿係数

デシカントロータの数値解析モデルを用いてシミュレーションすることで、広範囲な設計条件及び運転条件における除湿係数の算出が可能である。図 11、図 12 に、ロータ厚さを 100 mm とし、処理空気の温湿度が 30°C、16.0g/kg³、再生空気の温湿度を 60・70・80°C、16.0g/kg³ として、ロータの除湿係数を試算した結果を示す。実験から算出した除湿係数同様、再生温度による除湿係数の差異は小さく、風量が大きくなると ϵ_{F1} 、 ϵ_{F2} ともに小さくなる結果が得られた。

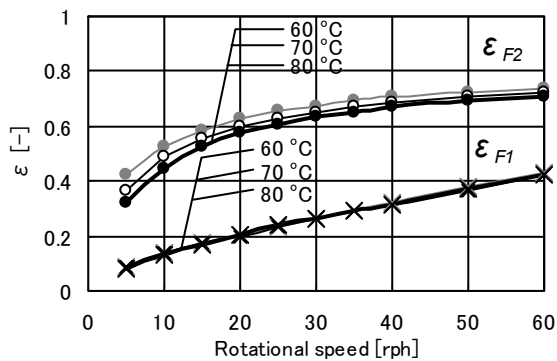


図 11 数値解析モデルから算出した除湿係数 (1m/s)

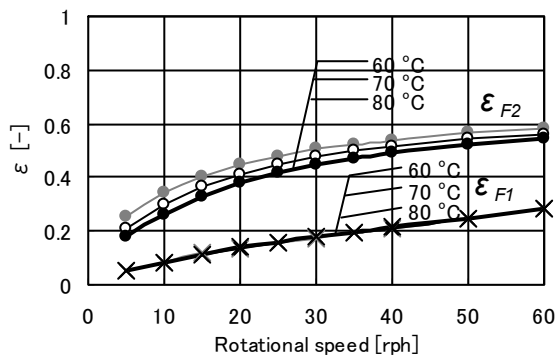


図 12 数値解析モデルから算出した除湿係数 (2m/s)

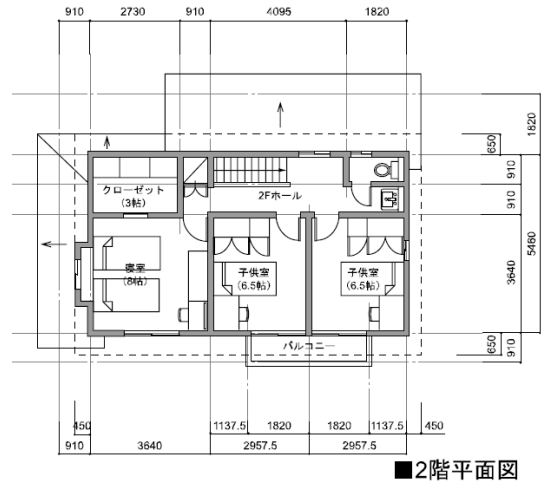
4. 冷房熱負荷計算

地域特性を考慮した戸建住宅の通風性能については、赤林ら⁸⁾が室内通風デグリアワーを用いて評価を行っている。一方、機械換気に関しては、全熱交換エレメントの性能評価⁹⁾や潜熱処理熱量の実態調査¹⁰⁾の研究事例はあるものの、換気方式、地域特性、快適性を考慮した検討した研究事例^{11), 12)}は多くない。

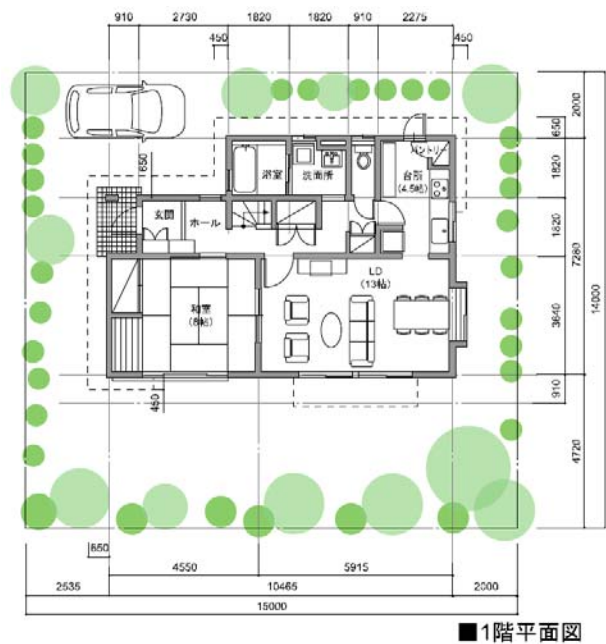
4.1 建物モデル

自立循環型住宅開発プロジェクトにおいて設定された計算条件¹³⁾を用いた。図 13 に数値シミュレーションで用いた戸建住宅モデル(温暖地モデル)の平面図を示す。延床面積は 120.7m² (1 階 62.93m², 2 階 57.14m²) の木造 2 階建てで、主な居室は 1 階に LDK と和室の 2 室、

2 階に寝室と洋室 2 室の合計 5 室から成る。開口面積は 32.3m² (開口比率 26.8%) を設定した。住宅の外皮性能は、平成 25 年省エネ基準相当とし、外皮平均熱貫流率 (UA 値) を 4 地域で 0.75、5~7 地域で 0.87 と設定した。



■2階平面図



■1階平面図

図 13 戸建住宅モデル¹³⁾

4.2 計算条件

解析には、多数室の動的熱計算ソフト TRNSYS 16.1 を使用した。気象データは、地域区分毎に代表地点を 4 地点 (4 地域: 仙台(Sd), 5 地域: 福井(Fu), 6 地域: 東京(Tk), 7 地域: 福岡(Fo)) を選定し、拡張アメダス気象データ¹⁴⁾の標準年 (1985 年~1991 年) を用いた。解析期間 (冷房期間) は、日平均気温が初めて 18°C を超えた日から最後に 18°C を下回った日までの前日とした。表 1 に、定義した冷房期間と冷房日数を都市ごとに示す。

計算間隔は 1 時間とし、十分な助走計算を行った。

表 1 冷房期間と冷房日数

地域	冷房期間	冷房日数
仙台	5月8日 ~ 10月1日	147
福井	4月26日 ~ 10月11日	169
東京	4月23日 ~ 10月13日	174
福岡	4月30日 ~ 11月2日	187

家族構成は、4人家族（夫婦+子2人）とした。居住者の生活スケジュールは、平日と休日を設定し、自立循環型住宅開発プロジェクトの実証実験により設定されている生活スケジュール（在室者スケジュール、内部発熱スケジュール、照明設備スケジュール、局所換気スケジュール）を1時間毎に設定した。詳細は参考文献¹³⁾を参照されたい。全般換気は、和室、LDK、クローゼット、寝室、洋室の各居室に給気され、トイレや廊下等の非居室から排気されるとし、換気量は住宅全体で0.5回/hとした。図14に全般換気の換気経路及び換気量を示す。換気方法による室内環境及び熱負荷への影響を明らかにするため、外気のエンタルピーによる換気制御を行い、各室の室内温湿度、期間熱負荷（顕熱・潜熱）、外気熱負荷（顕熱・潜熱）、PMVを算出した。

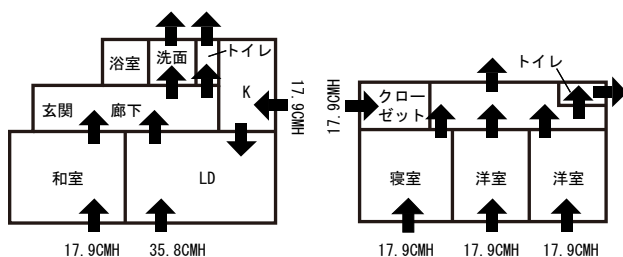


図 14 全般換気の換気経路及び換気量

4.3 解析ケース

解析は、換気方式（通常換気、全熱交換換気、デシカント換気）の違いにより計5ケースで行った。いずれの条件も換気は常時換気を行い、在室者がいる場合のみエアコン運転を行う部分間欠冷房を行うものとした。設定温湿度は、27℃・60%と設定した。

(1) 通常換気

前述の換気経路で、外気を熱交換や除湿をせず、直接室内に常時導入する方式とし、これを基準ケース（VENT）とする。

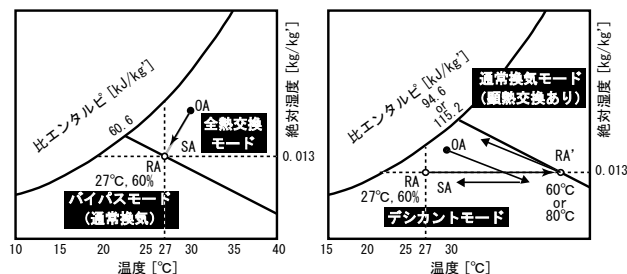
(2) 全熱交換換気

全熱交換換気では、常時全熱交換運転とする条件（HEX）と外気の条件に応じて全熱交換運転と通常換気を切り替え条件（HEXC）の2ケースを設定した。図15(a)に換気方式の制御図を示す。切り替え運転では、外気OAの比エンタルピーが、冷房期間の室内条件RA（27℃・60%）の比エンタルピー60.6kJ/kgよりも大き

い場合には全熱交換運転を行い、小さい場合にはバイパス運転を行うこととする。全熱交換器の熱交換効率 ϵ は、顕熱交換効率は0.7、絶対湿度交換効率は0.6を設定した。

(3) デシカント換気

デシカント換気では、再生温度が60℃（DEC60）と80℃（DEC80）の2ケースを設定した。図15(b)に換気方式の制御図を示す。外気OAの相対湿度が再生空気RA'の相対湿度以上で、比エンタルピーが再生空気RA'（60℃または80℃、13.13 g/kg）よりも小さい場合に、デシカント換気運転するとした。計算にはTESSのデシカントロータモジュール（Type683）⁷⁾を用い、外気の温湿度と再生空気の温湿度を入力値とし、ロータの除湿性能を表す除湿係数を設定することで、処理空気の出口温湿度を算出した。除湿係数は、デシカントロータの回転数及び再生温度によって変化するが、本報では $\epsilon_{F1}=0.202$ 、 $\epsilon_{F2}=0.613$ を設定して、計算を行った¹⁵⁾。また、デシカントシステムでは理想条件では湿り空気線図上の等エンタルピーに従って除湿されるため、ロータ通過後の空気は、外気の温度よりも高くなってしまふ。そこで、処理空気のアフタークーラーとして、顕熱交換器を導入することとする。顕熱交換器の熱交換効率は0.7とした。



(a) 全熱交換運転 (HEXC) (b) デシカント運転 (DEC60, 80)

図 15 換気制御図

4.4 快適評価

LDを代表室として、PMVにより快適評価を行った。気流速度0.1m/s、代謝量1.1met、着衣量0.6cloとしてPMVを算出した。PMVが-0.5から0.7（27℃・60%のPMV）の範囲であった時間を快適時間とし、空調時間に対する快適時間の割合を快適時間率と定義した。

4.5 結果と考察

表2及び図16に、計算結果をまとめて示す。HEXの運転時間は、自動切り替えモードでは全換気時間のうち26~44%で、地域差としては南へ行くほど運転時間が増加する。これは外気温湿度が高い条件が多いためと考えられる。DECの運転時間は、いずれの再生温度条件でも100%であった。LDにおける空調時間については、

実際にエアコンがオンになった時間は、全換気時間のうち38%~53%であった。VENT条件を見ても分かるように、HEX/DEC運転時間同様、南の地域ほど、空調時間率も増加している。快適時間率は、VENT条件では、南の地域ほど、高温高湿の生外気が流入するため、低くなっている。しかし、デシカント運転を行った場合、湿度が低下するため、快適時間率が大幅に増大していることが分かる。次に、処理熱量を見てみると、潜熱負荷は、全熱負荷の約20~25%程度あることがわかる。HEX条件では、外気温湿度条件によって、負荷が増加する場合と減少する場合があるため、差し引きではVENT条件と比較して大きな変化はない。HEXC条件では、外気が高温の条件ではVENT条件と比較して若干の熱負荷削減が見られるが、熱交換する室内空気は非空調室の空気を含むため温度が高く、夏期では大きな効果は見込めない。DEC条件では、除湿をした分SA温度が高くなるため、潜熱負荷がゼロになる一方、外気顕熱負荷は増大することが見てとれる。再生温度による大きな違いは見られず、60℃でも十分に除湿が行えていることが分かる。

図17に、VENT条件を基準として各換気条件の変化を見るため、横軸にVENT条件からの全熱負荷の増加率

を、縦軸にVENT条件からの快適時間の増加率を取ったものを示す。仙台では、VENT条件と比較してDEC条件の負荷が1.4倍程度増加しているが、快適時間は2倍以上になっている。南の地域ほど、若干負荷増加率は小さくなり、快適時間率は増加する傾向が見られる。

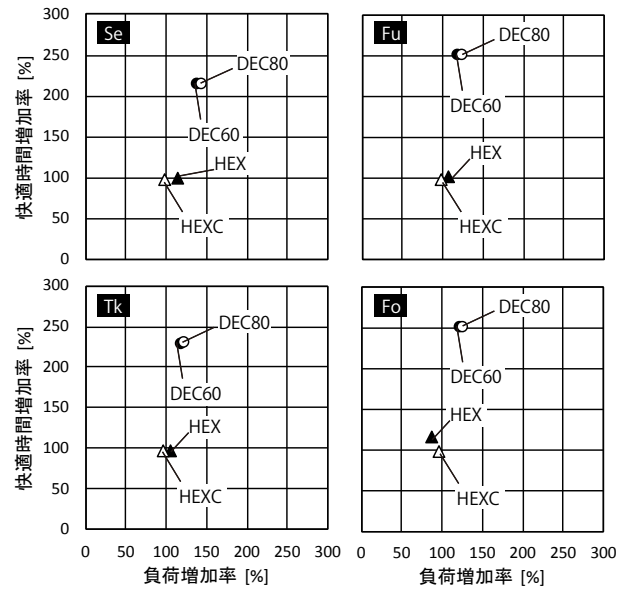


図17 負荷増加率と快適時間増加率

表2 熱負荷, 外気処理熱量, 各時間率

	顕熱負荷 [MJ/m ²]	潜熱負荷 [MJ/m ²]	負荷合計 [MJ/m ²]	HEX/DECの 外気処理顕熱 [MJ/m ²]	HEX/DECの 外気処理潜熱 [MJ/m ²]	快適時 間率[%]	LD空調 時間率[%]	HEX/DECの 運転時間率[%]
Sd	VENT	45.7	16.4	62.1	0	34	38	0
	HEX	55.6	14.8	70.4	-24.8	34	43	100
	HEXC	48.4	12.4	60.8	-4.4	33	38	26
	DEC60	85.2	0	85.2	-82.6	74	50	100
	DEC80	89.2	0	89.2	-89.8	73	51	100
Fk	VENT	79.6	22.0	101.5	0	21	41	0
	HEX	88.4	19.4	107.8	-23.3	21	43	100
	HEXC	83.4	15.3	98.7	-6.5	20	41	39
	DEC60	120.1	0	120.1	-91.1	52	49	100
	DEC80	124.4	0	124.4	-99.8	52	49	100
Tk	VENT	80.0	24.7	104.7	0	27	43	0
	HEX	88.9	20.9	109.8	-21.6	3.0	26	45
	HEXC	83.8	16.3	100.1	-6.6	8.4	26	43
	DEC60	122.8	0	122.8	-91.9	185.1	63	50
	DEC80	127.4	0	127.4	-101.0	187.8	63	50
Fo	VENT	98.6	26.1	124.8	0	18	46	0
	HEX	89.4	20.5	109.8	8.7	8.9	20	40
	HEXC	103.8	17.3	121.0	8.7	8.9	17	46
	DEC60	150.4	0	150.4	-104.5	206.2	45	53
	DEC80	155.7	0	155.7	-114.5	209.3	44	53

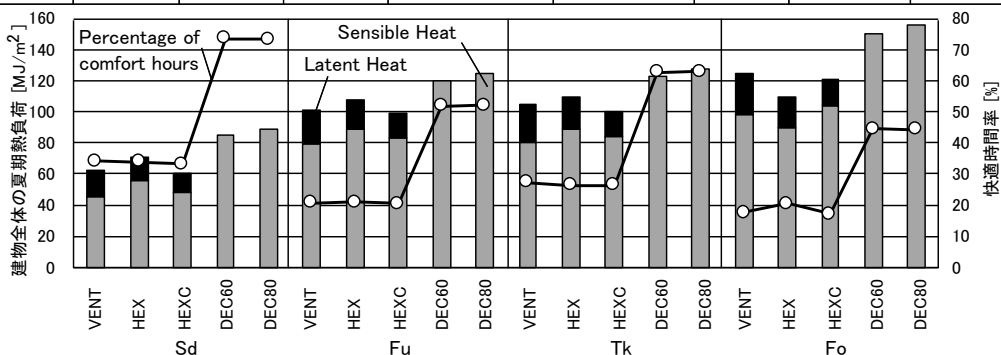


図16 各条件における熱負荷と快適時間率

5. まとめ

デシカントロータの数値計算モデルを用いた計算結果から、デシカント材の含水率の空間分布及び時間的变化と、ロータ出口空気の温湿度変化を把握し、ロータ内部で生じている吸放湿現象について明らかにした。また、ロータ出口の平均温湿度について、除湿係数を用いてロータ前後での温湿度変化を整理することで、再生温度に依らずロータ出口空気の温湿度が予測可能であることを示した。さらに、デシカントロータの除湿係数を用いた建物全体の動的熱シミュレーションを行い、換気方法の違いや地域特性による夏期の熱負荷及び快適時間を算出し、デシカント換気の有効性を示した。

今後、除湿係数については、風速や回転数のパラメータについても除湿係数を普遍化することにより、汎用的な除湿性能を現す指標として利用できることが期待される。また、建物の熱シミュレーションについては、全館空調条件、建物断熱条件 (ZEH 基準相当 (UA=0.46)), 地域条件等を変化させたシミュレーションもを行い、負荷を増加させずに快適時間率を増加させるデシカント換気の再生温度や制御方法の最適化について検討を行う予定である。

参考文献

- 1) 義江龍一郎, 山口福太郎, 星野一人, 桃井良尚, 佐竹晃, 吉野博, ロータ式デシカント空調機の除湿性能予測を目的とした数値シミュレーション手法の開発, 日本建築学会環境系論文集, Vol. 78, No. 686, pp. 341-349. 2013. 4
- 2) 桃井良尚, 義江龍一郎, 佐竹晃, 吉野博, 吸着式デシカント空調システムの数値シミュレーション(その4) デシカントローターの除湿係数の算定, 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, pp. 127-130, 2010. 3
- 3) 桃井良尚, デシカント換気システムによる室内湿度制御, 第48回熱シンポジウム, 2018. 10
- 4) 松本衛, 新建築学体系10 環境物理, 彰国社, 第3章, 1984
- 5) 銚井修一, 建築環境学2, 丸善, 第12章, 1993
- 6) 高木理恵, Enteria Napoleon, 吉野博, 佐竹晃, 義江龍一郎, 三田村輝章, 桃井良尚, 今野賢一, 通年利用型ソーラー給湯・空調換気システムの研究開発 その3 従来型デシカント空調システムの最適制御に関する実験, 日本建築学会大会学術講演梗概集D-2, pp. 625-626, 2007. 8
- 7) JURINAK J. J., Open Cycle Desiccant Cooling—Component Models and System Simulations, Ph.D. thesis, University of Wisconsin-Madison, 1982
- 8) 赤林伸一, 坂口淳, 細野淳美, 佐藤英樹, 久保俊輔, 室内気流分布を考慮した通風性能評価に関する研究: 室内通風デグリアワーを用いた戸建住宅の通風性能評価, 日本建築学会環境系論文集 73 巻 633 号, pp. 1261-1266, 2008. 11
- 9) 外川一, 亀石圭司, 伊藤一秀, 数値解析による換気用全熱交換エレメントの性能評価(第1報), 小型全熱交換エレメントを対象とした基礎実験と熱水分移動解析, 空気調和・衛生工学会論文集 No. 256, pp. 9-18, 2018. 7
- 10) 佐藤大輔, 松井伸樹, 宮田征門, 西村忠史, (第1報) 空調システムにおける顕熱負荷・潜熱負荷処理量の実測調査と特性比較, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 第3巻, pp. 169-172, 2015. 9
- 11) 尾崎明仁, 李明香, 真方翔, 自然開閉窓の最適制御方法および室内快適性に関する研究(第1報) 自然開閉窓システムの概要と制御方法の検討, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 第4巻, pp. 57-60, 2017. 9
- 12) 真方翔, 尾崎明仁, 李明香, 自然開閉窓の最適制御方法および室内快適性に関する研究(第2報) 地域性や外皮性能の違いによる影響, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 第4巻, pp. 61-64, 2017. 9
- 13) 建築環境・省エネルギー機構, 住宅事業建築主の判断基準におけるエネルギー消費量計算方法の解説
- 14) 日本建築学会, 拡張アメダス気象データ, 丸善, 2000. 1
- 15) Yoshihisa MOMOI, Ryuichiro YOSHIE, Akira SATAKE and Hiroshi YOSHINO, Calculation of Dehumidification Coefficients for Numerical Simulation of Desiccant Wheel, AIVC International Conference 2010, 3B-2 (in USB flash drive), 2010. 10

[記号表]

C	: 比熱 (J/kg°C)
$f(X, \theta)$: 平衡含水率の関数 (kg/kg _a)
L	: 水の蒸発潜熱 (J/kg)
S	: 単位体積あたりのデシカント材表面積 (m ² /m ³)
t	: 時間 (s)
u	: 流路を流れる空気の流速 (m/s)
w	: 質量含水率 (kg/kg _a)
x	: 流路方向の空間座標 (m)
X	: 絶対湿度 (kg/kg _a)
α	: デシカント材表面での熱伝達率 (J/sm ² °C)
α'	: デシカント材表面での湿気伝達率 (kg/m ² s(kg/kg _a))
β	: 空隙率 (断面積に対する流路面積の割合)
γ	: デシカント材の充填密度 (kg/m ³)
θ	: 温度 (°C)
λ	: 熱伝達率 (J/sm°C)
λ'	: 湿気伝達率 (kg/ms(kg/kg _a))
ρ	: 密度 (kg/m ³)
(添字)	
a	: 流路を流れる空気
d	: デシカント材 (固体)
b	: 吸脱着層 (デシカント材表面)