

オフィス執務者を対象としたパーソナル換気方式における
換気効率の体系的整備に向けた基礎的研究
(その5) LESを用いたCFD解析の精度検証

**Fundamental Research on Systematic Organization of Ventilation Effectiveness
in Personalized Ventilation System for Office Workers
(Part 5) Validation of CFD Prediction using LES**

○花谷 大輔 (きんでん) 小林 知広 (大阪大学) 崔 ナレ (大阪大学)
山澤 春菜 (大阪大学) 尾本 和夫 (きんでん)

Daisuke HANATANI*1 Tomohiro KOBAYASHI*2 Narae CHOI*2 Haruna YAMASAWA*2 Kazuo OMOTO*1

*1 Kinden Corporation *2 The University of Osaka

In office spaces, task-area ventilation is attracting attention as an infectious disease countermeasure and a means to improve wellness. This study aims to provide technical data for practical design of Personalized Ventilation (PV) by organizing systematic knowledge on the relationship between PV supply conditions and ventilation effectiveness. In this paper, CFD validation is conducted based on chamber experiments using a circular nozzle PV diffuser. The relationships between supply direction, distance, nozzle diameter, flow rate, and SVE4 are examined. Since PV airflow fluctuation strongly influences ventilation effectiveness, unsteady Large Eddy Simulation (LES) is applied.

はじめに

近年、感染症対策やウェルネスの観点から執務空間における居住域や呼吸域を対象とした換気方式が注目されている。Melikovら¹⁾はパーソナル換気(PV: Personalized Ventilation)に着目し、効率的なPV給気装置について更なる検討が必要と指摘している。また、PVは他方式と比較して交差感染リスク低減に有効であることが報告されている。感染者にPVを適用した場合、感染因子(汚染質)が拡散する懸念もあるが、混合換気と併用する場合においてはPVによって対象者の呼吸空气中汚染質濃度は低減することが示されている。

本研究では、PVにおける複数の給気条件の組合せと換気効率の関係を明らかにすることで実務設計の技術資料整備と提供を目指す。既報²⁾では、円形ノズル型PV吹出口を用いた実験室実験により、複数の給気条件の組合せと換気性能の関係を整理した。その中で、換気効率指標であるSVE4³⁾を用いて吹出口のポテンシャルコア長さと周囲環境の影響によって生じるPV気流の変動が換気効率に大きく寄与すると考察している。

本報では、実験で十分に評価できていないオフィス環境やPVの給気条件における換気性能について、今後CFDを用いて換気性能を評価するために、まずCFDの精度検証を行う。ここでは、PV気流の変動が換気効率に及ぼす影響が大きいという点と変動するPV気流による汚染質の拡散を評価するという点から、Large Eddy Simulation (LES)による非定常解析を用いる。

1. CFD精度検証用実験

1.1 実験概要

精度検証には、既報²⁾の実験結果を用いる。実験は人工気候室で行い、構成をFig. 1に示す。机を4台設置し、在室者4名が対面するオフィスレイアウトを模擬した。高さ2.5mの下がり天井に設けたアネモスタット型吹出口より空調外気を500 m³/h給気し、高さ2.77mの天井面に設けた12箇所のスリットより天井チャンバー方式で排気した。室内には模擬人体4体(H0, H1, H2, H3)を設置し、それぞれにPV吹出口を設けてPVの給気には空調外気を用いた。熱負荷として、模擬人体4体を75 W/体、模擬PC4台を50 W/台で発熱させ計500 Wとした。室内の温度設定は排気温度が26°Cとなるようにアネモの給気温度を調整し、PVの給気温度は等温吹出での検証を目的として26°Cに設定した。

1.2 PV給気条件

PV吹出口の条件としてここではFig. 2に示す1条件を選択した。吹出口径を0.102 m、吹出方向を対象者前方上部のFront top、離隔距離を0.62 m、吹出風量を20 m³/hとして精度検証を実施する。

1.3 測定条件

換気効率測定には、測定対象者へのPV吹出空気トレーサーガスとしてSF₆を注入し用いた。測定点における吹出口由来の空気の割合を示すSVE4 [-] (Eq. 1)を用いて、その瞬時値と時間平均値を評価する。

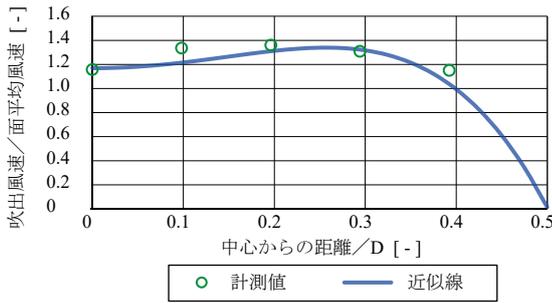


Fig. 4 Approximate distribution of PV supply air velocity

2.4 LES 解析条件

LES で解析を行うにあたり、初期条件を形成するための RANS 定常計算と LES へ移行するための助走計算を行った。まず SST $k-\omega$ による定常計算を 3,000 回反復計算し、LES にて名目換気時間の 10 倍程度である 8 分間の助走計算を実施し、その後の 10 分間を統計解析に用いるデータとして使用した。SGS モデルとしては、熱プルームの再現性を考慮して WALE モデルを用いる。また、解法アルゴリズムおよび離散化スキームは Table 1 に示す。解析は、格子解像度の妥当性を確認するため、Table 2 に示す 3 条件で実施した。

3. 解析値と実験値の比較

3.1 人体前方気流性状

換気性能を比較する前に、PV 気流と人体熱プルームおよび PC 熱プルームによって形成される人体前方の気流性状を比較するため、Fig. 5 に実験と各解析結果の気流分布を示す。実験値は超音波風速計を用い、20Hz で測定した 1 分間の時間平均値を示す。各解析結果は 10 分間の平均値を示す。PV 気流を見ると、実験値および各解析結果で、気流が中心軸より上部に偏向していることが確認できる。模擬人体および PC の熱プルームの影響であると考えられる。熱プルームについてみると、実験値と比較して解析結果では模擬人体下部からの熱プ

Table 1 Numerical setup for LES

解析コード	Ansys Fluent 2023R1		
解法アルゴリズム	PISO		
離散化スキーム	勾配	Least Squares Cell Based	
	圧力	Body Force Weighted	
	運動量	Central Differencing	
	成分	Bounded Central Differencing	
	熱量	Bounded Central Differencing	
時間離散化	Second Order Implicit		

Table 2 Comparison of Grid Resolutions

ケース	Fine	Middle	Coarse
セル数	1,190,013	729,230	414,078
Δt [s]	0.016	0.02	0.02

ルームが強い。これは解析空間を構築する際、極小の隙間を避けるために機の厚みを減らして机下面と模擬人体の隙間を大きくしたためと考えられる。しかし、PV 気流の偏向に大きな差はなく、PV 気流への影響は少ないと思われる。また各解析結果を比較すると、Fine 条件では噴流の広がり若干小さく、Coarse 条件では模擬人体への到達風速が若干大きくなっているが、どの条件も傾向に大きな違いはない。

3.2 SVE4

Fig. 6 に実験値および各解析結果の 10 分間の瞬時 SVE4 の時系列を示す。各解析値は実験値と比較して高周波の変動が顕著である。傾向を比較するため、Fig. 7 にそれぞれのパワースペクトル密度を示す。実験値と解析値を比較すると 0.4 Hz 以下では同様の傾向を示しているが、0.4 Hz 以上では実験値のパワースペクトル密度が大きく減少している。これはガス濃度測定に用いたチューブが長く高周波成分が平滑化された可能性があり、今後検証実験を行う予定である。

次に Table 3 に、SVE4 瞬時値の 10 分間の平均値と最大値および最小値を示す。平均値をみると Middle が最も実験値に近くなった。Coarse 条件の平均値が低いのは格子解像度が低く数値拡散が大きくなったためと考えられる。逆に Fine 条件において、最大値、最小値が

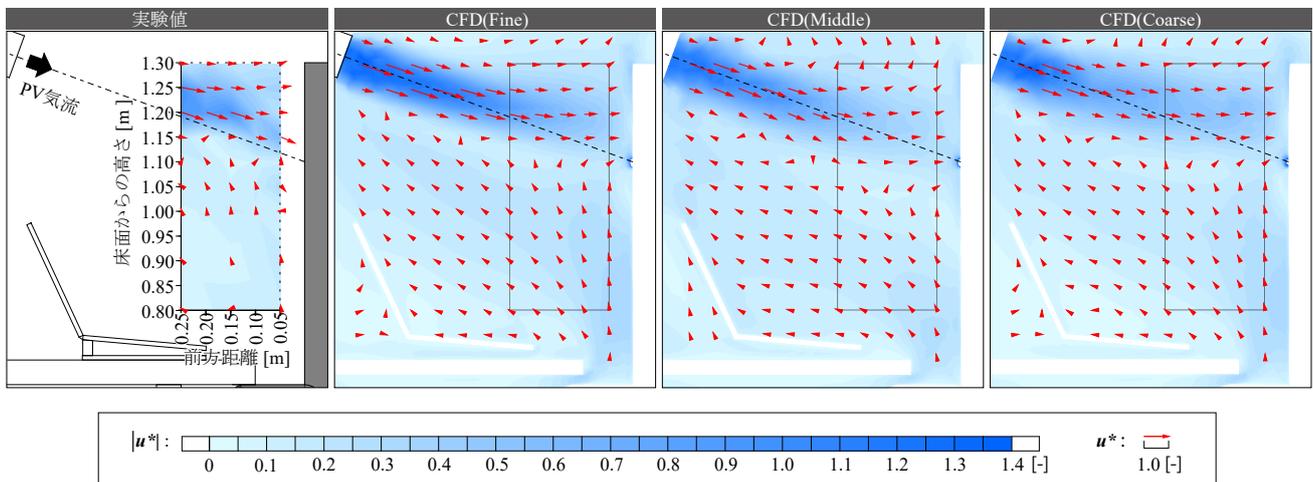


Fig. 5 Comparison of Airflow Distributions in Front of the human simulator

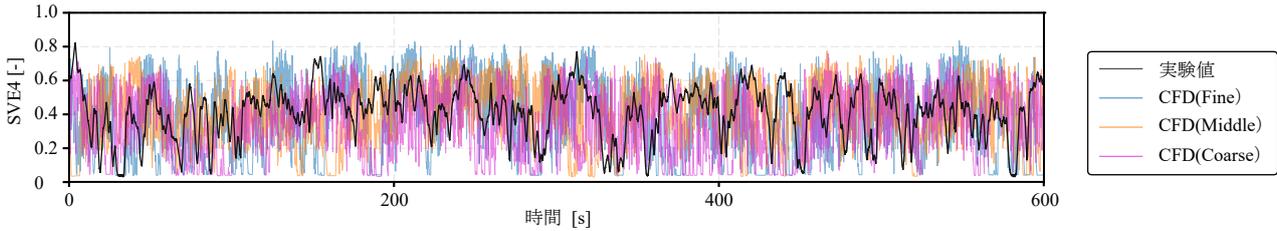


Fig. 6 Time Variation of SVE4 over 10 Minutes

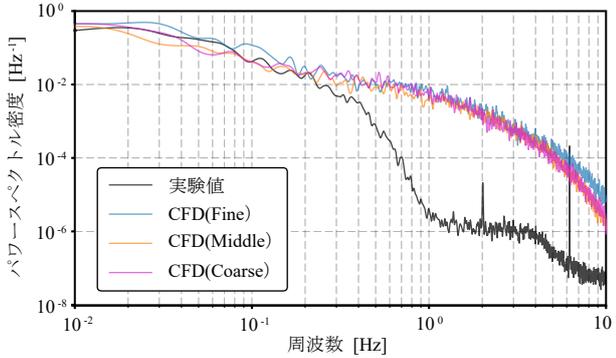


Fig. 7 Comparison of Power Spectral Densities

Table 3 Comparison of Statistical Values

	平均値	最大値	最小値
実験値	0.413	0.823	0.030
CFD(Fine)	0.366	0.838	0.037
CFD(Middle)	0.401	0.776	0.030
CFD(Coarse)	0.337	0.759	0.032

比較的大きいのに平均値が小さくなった原因は、吹出面のメッシュ分割が変わったためと考えられる。吹出面のメッシュを細かくした結果、Middle条件とCoarse条件と比較して流入する運動量が減少していた。吹出面のメッシュ分割の影響について、今後更なる精度検証用の解析を行う予定である。

3.3 汚染質 CO₂ 濃度

ポール P1 ~ P6 における汚染質 CO₂ 濃度の解析結果を Fig. 8 に示す。まず P1 ~ P3 の実験値において 1.1 m 以下における濃度上昇が見られるが、これは汚染質として導入した CO₂ がチューブ接続部分で漏洩したと考えられるため実験誤差も大いに含んでいる可能性が高い。実験値で局所的な濃度上昇が見られない P1, P3, P4, P6 においては実験値と解析値で大きな差はないと考えられるが、P2, P5 の局所濃度上昇部分においては挙動が異なる。P5 においては実験値同様に解析値でも濃度上昇が見られるが、P2 においては解析値で 1.5 m での濃度上昇が見られない。1.5 m 高さでの平面濃度分布をみると模擬人体 H3 から汚染質 CO₂ が流れてくるものの、P2 までは達していないことがわかった。しかし近傍には濃度上昇部分があり、濃度勾配が大きい部分であるため測定位置のわずかなずれが誤差要因になると考えられる。この点に関しては引き続き検討する。

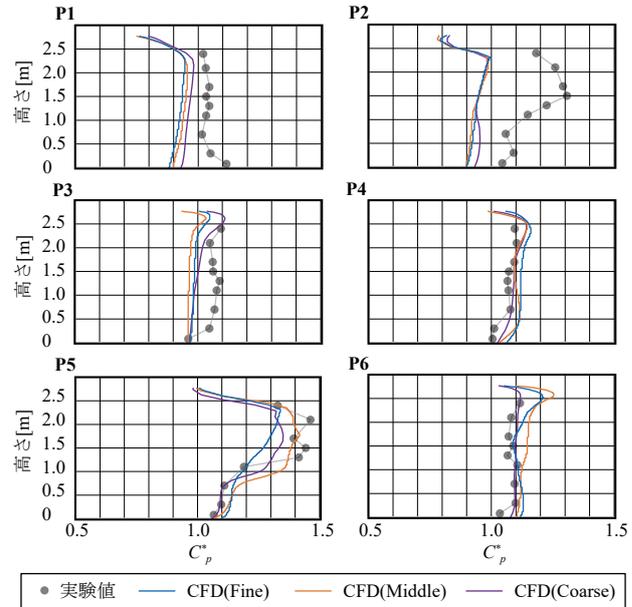


Fig. 8 Vertical Distribution of Contaminant CO₂ Concentration

おわりに

本稿では、混合換気と併用した PV の LES 非定常解析に向けて、実験値を用いた精度検証を行った。人体前方気流および SVE4 についてはよく合うが、SVE4 の高周波成分の誤差と周囲汚染質濃度の誤差および PV 吹出面のメッシュ分割の影響について検証が必要である。

今後は、精度検証の不足分を補った後、LES を用いた PV の換気性能検証を行っていく。

参考文献

- 1) Arsen K. Melikov, Radim Cermak, Milan Majer : Personalized ventilation : evaluation of different air terminal devices, Energy and Buildings, 34-8 (2002.9), p. 829-836
- 2) 河野, 小林, 山澤, 花谷, 尾本 : オフィス執務者を対象としたパーソナル換気方式における換気効率の体系的整備に向けた基礎的研究 (その 3) PV 吹出口径と気流の乱れが換気効率指標に及ぼす影響の把握, 空調調和・衛生工学会大会 学術講演論文集, 2025.9, J-59
- 3) 小林, 加藤, 村上 : 不完全混合室内における換気効率・温熱環境形成効率評価指標に関する研究 第 1 報 CFD に基づく局所領域の換気効率指標の開発, 空調調和・衛生工学会論文集, 23-68 (1998.1), p. 29-36

Impinging Jet Ventilation 方式の室内環境予測に関する研究
 (その 17) 高発熱体を有する大空間における温度及び汚染質濃度分布の評価
Prediction of Indoor Environment for Impinging Jet Ventilation System
(Part 17) Distribution of Temperature and Concentration in a Large Space
with a High-Heat-Generating Element

○喜田 健太郎 (大阪大学) 小林 知広 (大阪大学)
 山澤 春菜 (大阪大学) 崔 ナレ (大阪大学)
 李 善根 (大阪大学)

Kentaro KIDA*¹ Tomohiro KOBAYASHI*¹ Haruna YAMASAWA*¹

Narae CHOI*¹ Sungeun LEE*¹

*¹The University of Osaka

This study investigates the indoor environment and ventilation performance of Impinging Jet Ventilation (IJV) in a large space with high-heat-generating elements, such as factories. Using CFD analysis validated against experimental data, parametric studies were conducted on the placement of heating element, the number of supply terminals, and airflow rates. The results indicate that supply velocity significantly influences indoor temperature and contaminant distribution. While IJV maintains high ventilation efficiency under low supply velocity conditions, increased momentum can lead to indoor air mixing. This transition provides a crucial design criterion for implementing IJV in large scale applications.

はじめに

近年、エネルギー問題の深刻化や感染症の流行に伴い高効率な換気手法に注目が集まっており、その一つとして Impinging Jet Ventilation 方式 (IJV)^{1),2)} が挙げられる。IJV では、壁面に設置したダクトより鉛直下向きに給気を行い気流を床面に衝突させる。衝突後の給気気流は床面に沿って室全体へ拡がり、室内に存在する発熱体に周辺の空気は熱上昇流に巻き込まれて室上部に輸送されて天井付近より排気される。これにより室内には温度成層が形成され、室内の汚染質も発熱体のブルームによって室上部へ輸送されるため、居住域の空気を清浄に保つことができる。こうしたなかで日本国内においては IJV に関する実際の導入事例や設計指

針に資する知見は未だ十分とはいえないのが現状であり、本研究では当該方式の室内環境の適切に予測する手法を確立することを目的としている。

既報³⁾では、オフィスを対象として知見を整理したが、本方式は強い熱上昇流が発生する高熱工場等における産業空調・換気にも有効に用いられる可能性が高い。そこで、本報では CFD 解析を用いて高発熱体を有する大空間における IJV 導入時の室内環境把握、および空調・換気性能を検討する。生産工場を想定し、発熱体配置、給気口本数、給気風量をパラメータとした検討を行い、室内環境や換気効率に及ぼす影響を定量的に評価する。

1. 解析概要

Fig. 1 に示す通り、比較的大きな高天井空間として

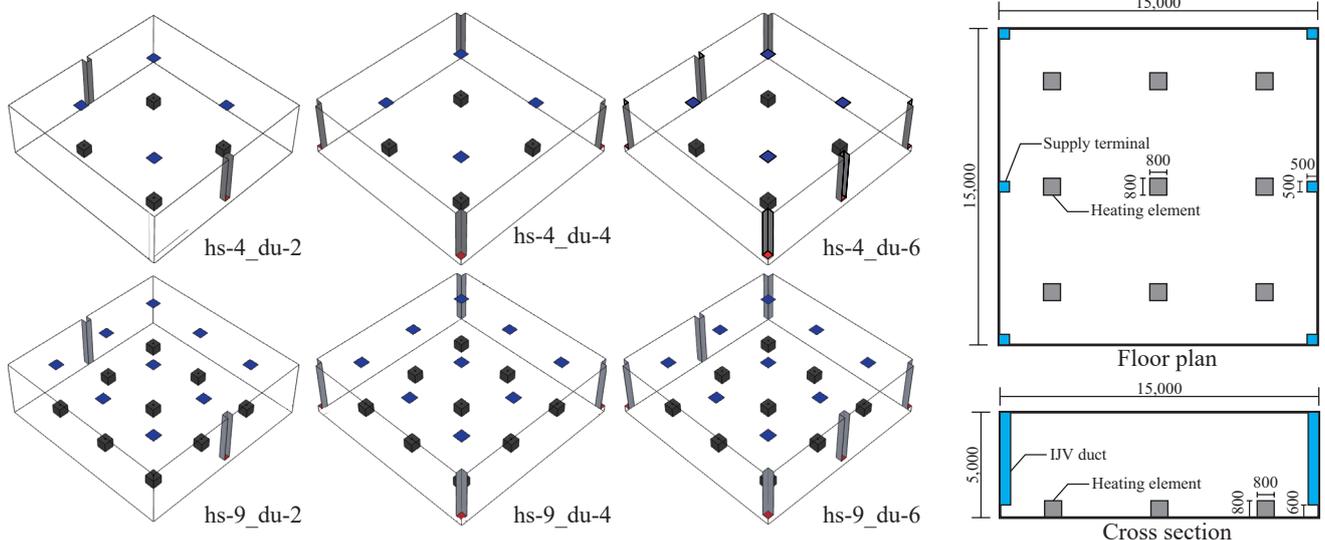


Fig. 1 Schematic of analytical domain

Table 1 CFD method

CFD code	ANSYS Fluent 2023 R1
Turbulence model	SST $k-\omega$
Radiation model	Surface to Surface
Algorithm	SIMPLE
Gradient scheme	Green-Gauss Cell Based
Pressure interpolation scheme	Body Force Weighted
Scheme of convection component	QUICK
Analytical domain	15×15×5 (height) m
Inlet boundary	Velocity & temperature: Case-dependent (refer to Table 3)
Outlet	Velocity: Case-dependent
Ceiling, Wall, Floor	Adiabatic

15×15×5 m (高さ) の解析空間において検討した。生産装置を模擬して一辺 0.8 m の立方体の発熱体 (2.0 kW/台) を 4 台または 9 台を室内に均等配置した。また、換気効率評価を目的として、発熱体直上で 0.1×0.1×0.025 mm の空間より空気と同物性のトレーサガスを汚染質を模擬して発生させた。給気は床上 0.6 m の高さに設置した 0.5 m 四方の角形給気口から行い、給気ダクトは 2, 4, 6 本の 3 条件を設定した。排気は各発熱体直上の天井面に設けた 0.8 m 四方の排気口より行った。

解析手法を **Table 1** に、メッシュ数を **Table 2** に、解析条件を **Table 3** に示す。既往研究³⁾を参考に乱流モデルには SST $k-\omega$ を採用し、すべての壁面は一般性を持たせるため断熱条件とした。給気条件は、排気温度を 26 °C と想定した上で、給排気温度差 $\Delta T = 10, 8, 6$ °C (発熱体 1 台あたりの給気量はそれぞれ 600, 750, 1,000 m³/h) となるように設定した。

2. 評価指標

Table 2 Total number of cells

		Number of supply terminals		
		2	4	6
Number of heating elements	4	7,235,056	6,817,774	7,285,080
	9	9,227,280	10,234,680	10,145,880

温度は、給気温度 T_s [°C] からの差を給排気温度差 $T_e - T_s$ [°C] で無次元化した無次元温度 T^* [-] で評価する。

$$T^* = \frac{T - T_s}{T_e - T_s} \quad (\text{Eq. 1})$$

汚染質濃度は、給気濃度 C_s [ppm] からの差を給排気濃度差 $C_e - C_s$ [ppm] で無次元化した規準化濃度 C^* [-] で評価する。

$$C^* = \frac{C - C_s}{C_e - C_s} \quad (\text{Eq. 2})$$

給気温度と居住域平均温度 T_{oz} [°C] の差と給排気温度差の比を表す、熱除去効率 ε_t [-] を以下の式より算出する。ただし、本報では FL+1.8 m までの領域を居住域と定義する。

$$\varepsilon_t = \frac{T_e - T_s}{T_{oz} - T_s} \quad (\text{Eq. 3})$$

給気濃度と居住域平均濃度の差と給排気濃度差の比を表す、汚染質除去効率⁴⁾(CRE) ε_c [-] を以下の式より算出する。ここで、 C_{oz} [ppm] は居住域での平均汚染質濃度を表す。

$$\varepsilon_c = \frac{C_e - C_s}{C_{oz} - C_s} \quad (\text{Eq. 4})$$

IJV を有する室内環境で重要と考えられる給気の慣性力と浮力の比であるアルキメデス数 Ar を定義して条件を整理する。ただし、 g [m/s²] は重力加速度、 β [1/K] は体膨張係数、 H_c [m] は空間の天井高、 v_s [m/s] は給気風速を表す。

$$Ar = \frac{g\beta H_c (T_e - T_s)}{v_s^2} \quad (\text{Eq. 5})$$

Table 3 Studied cases

Case	Number of heating elements (Total heat load)	Number of ducts	Supply flow rate per heating element (Supply temperature, ΔT)			Total supply flow rates [m ³ /h]	Supply velocity [m/s]	Ar [-]	
			1,000 m ³ /h (20 °C, 6 °C)	750 m ³ /h (18 °C, 8 °C)	600 m ³ /h (16 °C, 10 °C)				
hs-4_du-6_1000cmh	4 (2.0 kW × 4 = 8.0 kW)	6	X			4,000	0.74	1.784	
hs-4_du-6_750cmh				X		3,000	0.56	4.229	
hs-4_du-6_600cmh					X		2,400	0.44	8.260
hs-4_du-4_1000cmh			4	X			4,000	1.11	0.793
hs-4_du-4_750cmh					X		3,000	0.83	1.880
hs-4_du-4_600cmh						X	2,400	0.67	3.671
hs-4_du-2_1000cmh			2	X			4,000	2.22	0.198
hs-4_du-2_750cmh					X		3,000	1.67	0.470
hs-4_du-2_600cmh						X	2,400	1.33	0.918
hs-9_du-6_1000cmh	9 (2.0 kW × 9 = 18.0 kW)	6	X			9,000	1.67	0.352	
hs-9_du-6_750cmh				X		6,750	1.25	0.835	
hs-9_du-6_600cmh					X		5,400	1.00	1.632
hs-9_du-4_1000cmh			4	X			9,000	2.50	0.157
hs-9_du-4_750cmh					X		6,750	1.88	0.371
hs-9_du-4_600cmh						X	5,400	1.50	0.725
hs-9_du-2_1000cmh			2	X			9,000	5.00	0.039
hs-9_du-2_750cmh					X		6,750	3.75	0.093
hs-9_du-2_600cmh						X	5,400	3.00	0.181

3. 解析結果と考察

3.1 温度分布

Fig. 2 に、同一高さにおいて面平均した無次元温度の鉛直分布を示す。**Fig. 2 (a)** において、給気風量の差異による影響を検討するため、室の幾何学形状が同じ条件どうしで比較する。全ての **hs-4** 及び **hs-9_du-6** を見ると、給気量の増加に伴って室下部における温度の低下が確認できる。この傾向は、温度成層型換気方式における一般的な傾向と合致する。一方で、**hs-9_du-4** 及び **hs-9_du-2** を見ると、給気量の増加に伴って温度の上昇が確認できる。これは、給気風速の増大により室内の混合が促進され、室内気流性状が完全混合に近づいたためであると考えられる。

Fig. 2 (b) において、給気口本数すなわち給気風速の差異による影響を検討するため、合計風量が同じ条件どうしで比較する。発熱体の台数及び給気風量に関わらず、ダクト本数が多く給気流速の小さい **du-6** の条件で最も温度が低く、ダクト本数が少なく給気流速の大きい **du-2** の条件で温度が高くなる傾向が確認できる。以上より、室内温度場の形成には風速の影響が大きいことが示唆された。

3.2 汚染質濃度分布

Fig. 3 に、同一高さにおいて面平均した規準化濃度の鉛直分布を示す。温度分布同様、同一幾何学形状ごと、同一合計風量ごとに比較している。高さ 0.8 m の位置において濃度が急上昇しているが、これはこの地点に汚染質発生源を配置しているためである。**Fig. 3 (a)** に示す給気風量による影響を見ると、給気量の増加に伴って **hs-4_du-6**, **du-4** では室下部の濃度が低下するが、他の条件では逆に濃度が

上昇する結果となった。これは、給気風速が大きくなることで室内空気の混合が促進され、汚染質が発熱体からのブルームを離れ、条件によっては汚染質発生源よりも低い位置にまで拡散する結果となったと考えられる。

hs-4_du-4_750cmh, **1000cmh** の条件では室上部まで濃度が低いままとなった。これは、発熱体からのブルームにのって室上部へ汚染質が輸送されるが、発熱体直上に排気口を設けたために局所排気のように汚染質が排気されたためであると考えられる。したがって、汚染質発生源と排気口の位置関係に起因する一般性を欠く濃度性状を示した上記 2 条件については、以降の検討では除外する。

Fig. 3 (b) に示す、給気風速の影響を見ると、風量の比較的小さい **du-6** の条件では濃度勾配の形成が確認できるが、**du-4**, **du-2** となると風速が大きくなることで、完全混合に近い性状となり、特に総給気風量の大きい発熱体 9 台の条件でより顕著である。

3.3 換気効率指標

前述した各換気効率指標とアルキメデス数との関係を **Fig. 4** に示し、それぞれとの関係を以下にまとめる。

Fig. 4 (a) に熱除去効率と Ar の関係を示す。 Ar が小さくなるほど熱除去効率は 1.0 に近づく一方、 $Ar = 1$ 付近までは Ar が大きくなるほど熱除去効率が高くなる傾向が確認できる。したがって居住域における熱除去効率の観点からは、給気量を確保しつつも、ダクト本数を増やすことで給気風速を抑えた方が望ましいと考えられる。

Fig. 4 (b) に汚染質除去効率と Ar の関係を示す。概ね熱除去効率において見られた傾向と同様の傾向が確認でき

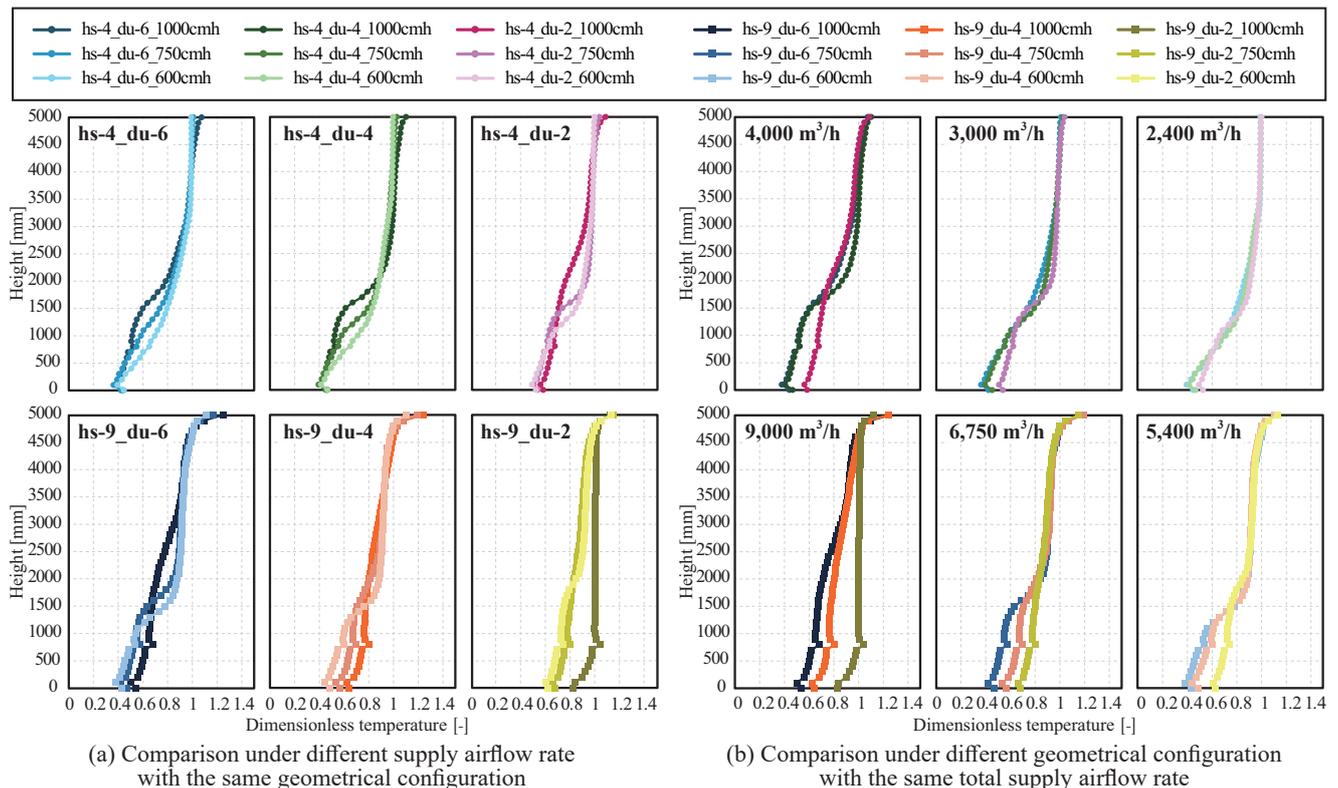


Fig. 2 Vertical profiles of dimensionless temperature

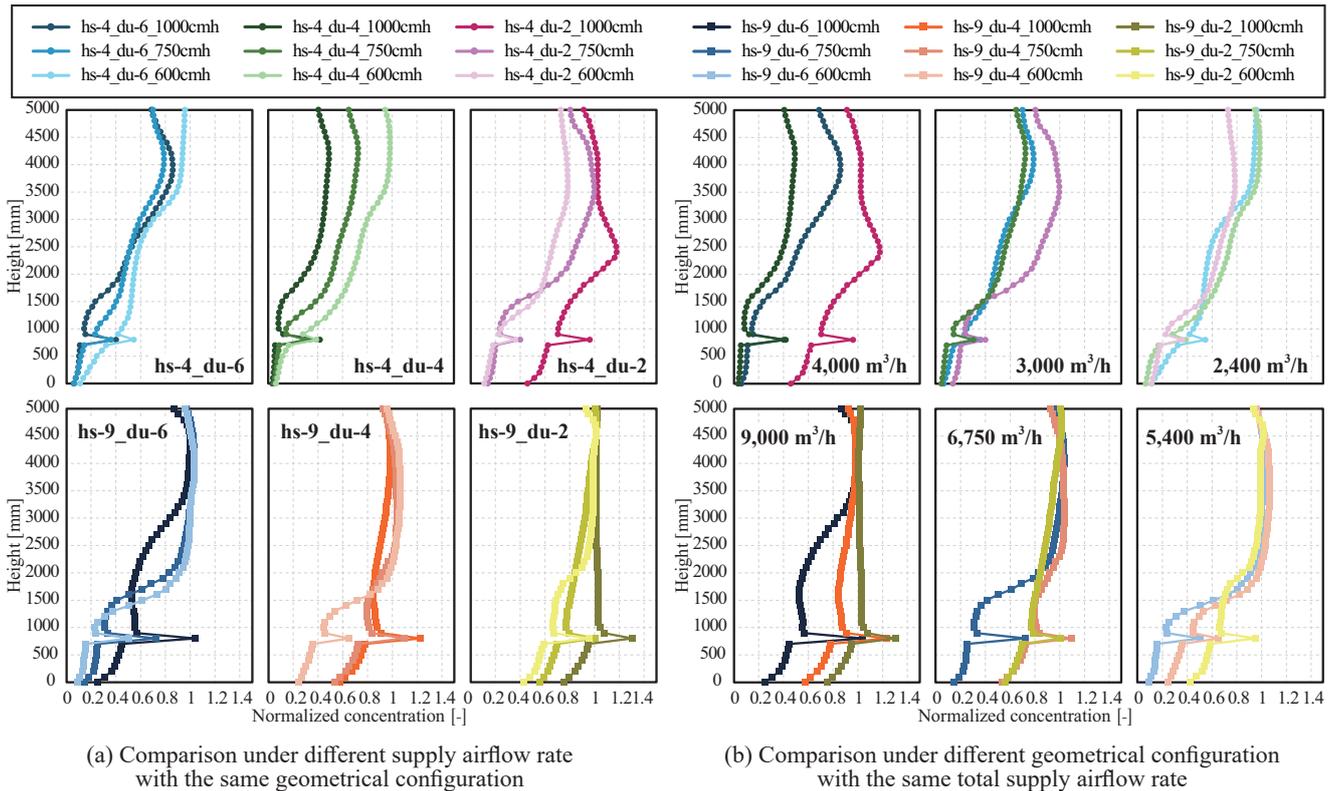


Fig. 3 Vertical profiles of normalized contaminant concentration

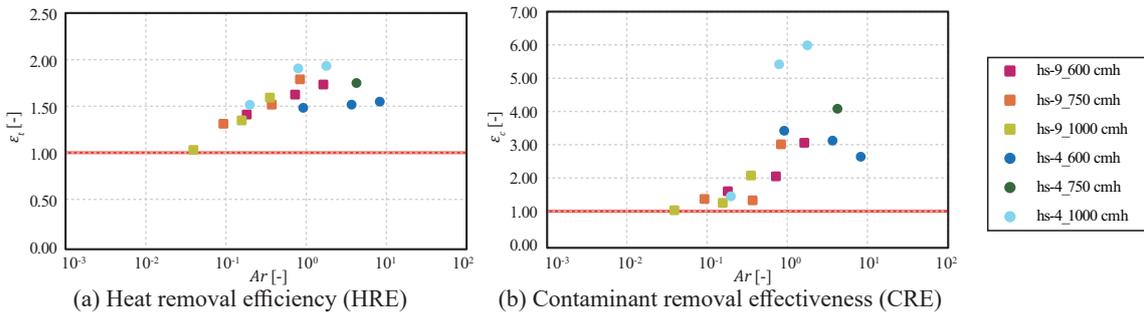


Fig. 4 Relationship between heat removal efficiency (HRE) / contaminant removal effectiveness (CRE) and Archimedes number Ar

る。 Ar が小さくなるほど汚染質除去効率は1.0に近づき、室内の空気との混合が促進されることで完全混合と同等の性能になる。一方で、 $Ar = 1$ 付近からそれ以上の範囲においては、 Ar の値が近い場合でも汚染質除去効率が異なる条件があり、また、 Ar と汚染質除去効率に負の相関がみられる条件も存在した。このとき、違いは給気風量に由来するものと考えられ、ある Ar 以上からは置換換気的な性状に切り替わったものとする。

まとめ

本報では高発熱体を有する大空間を対象として、CFD解析を用いたパラメトリックスタディを行い、IJV導入時の室内環境把握及び空調・換気性能についての検討を行った。結果として、温度・汚染室濃度分布には給気風速が大きく影響することが確認でき、一定風速を超えると完全混合と同等の性能になることが示された。一方で給気の運動量と浮力の比を表す Ar が大きな条件においては換気効率が向上し、今回の条件では $Ar = 1$ を超

えると置換換気同様の性状となることが示唆された。

今後は、解析条件を増やし、換気効率指標と Ar との関係を明確化するとともに、大空間解析のさらなる一般化のために排気口位置による検討や、IJVの有効性を評価するために同様の空間における他の換気方式による結果との比較が必要と考える。

【謝辞】

本研究は大阪ガス(株)との共同研究によるものであり、ここに記して謝意を表す。また、本研究の一部はJSPS科研費25K01377の助成を受けた。

【参考文献】

- 1) T.Karimipناه, H.Awbi : Theoretical and experimental investigation of impinging jet ventilation and comparison with wall displacement ventilation, Building Environment, 37, 1329-1342.1, 2002,11
- 2) T. Kobayashi, N. Umemiya: Simplified prediction using blockmodel for vertical profile of temperature and contaminant concentration in a room with impinging jet ventilation, Building and Environment, Vol. 209, 108643, 2021
- 3) 越田, 小林, 山中ら : Impinging Jet Ventilation 方式の室内環境予測に関する研究 (その9), 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, A-28, 2023,3
- 4) 空気調和・衛生工学会 訳・編: REHVA 換気効率ガイドブック - 理論と応用 - 空気調和・衛生工学会, 2009

省エネ性と快適性を両立した執務室の自然換気口制御に関する研究
(その5) 実験室実験との比較によるCFD解析の精度検証
Control of Natural Ventilation Opening to Keep Energy
Saving and Thermal Comfort in Office Room
(Part 5) CFD Validation by Comparison with Laboratory Experiment

○明石 大 (大阪大学) 小林 知広 (大阪大学) 崔 ナレ (大阪大学)
山澤 春菜 (大阪大学) 北林 航 (大阪大学)

Hajime AKASHI*¹ Tomohiro KOBAYASHI*¹ Narac CHOI*¹
Haruna YAMASAWA*¹ Wataru KITABAYASHI*¹

*¹ The University of Osaka

Recently, introducing natural ventilation (NV) systems into non-residential buildings, particularly office buildings, has become more prevalent to reduce energy consumption and improve indoor air quality. While introducing low-temperature outdoor air is beneficial for reducing air-conditioning loads, it may compromise thermal comfort, especially in the perimeter zone. Therefore, it is essential to understand the correlation between NV conditions and the spatial distribution of thermal comfort. The purpose of this paper is to obtain true value and boundary conditions for CFD analysis and to propose an appropriate reproduction method for the CFD analysis.

はじめに

近年、省エネルギー性や執務者の快適性向上の観点から、オフィスビル等の非住宅建築物への自然換気システムの導入例が増加している¹⁾。しかしながら、その性能は常に変化する外界気象条件に依存するため、適切な開口制御が求められる。省エネルギー性の観点からは、導入する外気の温度が低いほど処理する熱負荷が減少するため有益であるが、室内、特にペリメータゾーンでの熱的快適性の低下が懸念される。そのため、省エネルギーと熱的快適性の両立を目指した自然換気口制御手法の提案は重要であり、自然換気口制御パラメータと室内温熱環境に関する整備が必要である。

本研究では、自然換気を導入した一般的な執務室を対象に、熱的快適性が担保される換気回数の上限値を整備し、その上限値を組み込んだ自然換気開閉制御手法の提

案へ繋げることを目的とする。この上限値の検討をCFD解析による数値実験により行うことを目指しているため本報告では、まずペリカウンター型の自然換気口に対象を限定し、その精度検証用、特に自然換気装置からの流入気流の解析精度検証用の真値および境界条件を実寸大の実験室実験により取得した上で、実験空間を再現したCFD解析を行い比較を行う。その際に、計算格子の分割幅を変更した条件でCFD解析を行い、格子依存性から適切な格子分割幅の検討の後、複数の乱流モデルを用いた解析を行い、その影響も検討する。

1. 実験概要

1.1 実験概要

大阪大学実験棟内に設置した断熱処理を施した建屋内

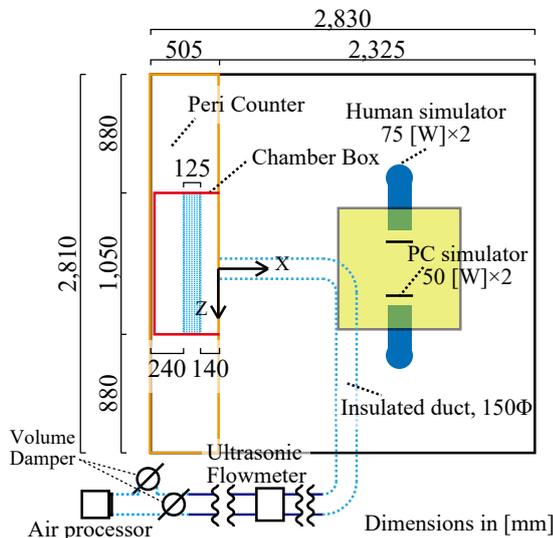


Fig. 1 Experimental Space Plan

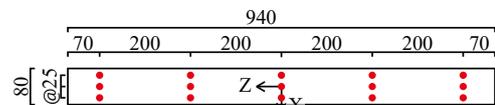
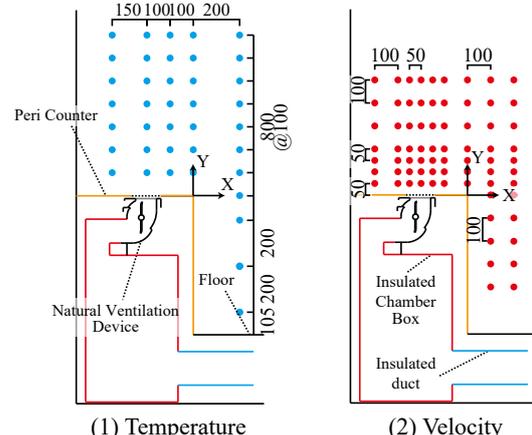


Fig. 2 Sampling Points for Boundary Condition



(1) Temperature (2) Velocity
Fig. 3 Sampling Points for True Value

に、**Fig. 1** に示すような内寸 $2,830 \times 2,810 \times 2,690$ [mm] の、自然換気装置を組み込んだペリカウンター周辺空間の一部を実寸大で作成した。自然換気口には、定風量型自然換気装置 (オイレス ECO 社, エコレーター ER-f) を用い、装置内部にある風量調節弁の開度は最大で固定した。自然換気装置はペリカウンター内部に収めており、自然換気装置からの外気流入は、 $5^{\circ}\text{C} \sim 35^{\circ}\text{C}$ で温度を調整できるエアプロセッサ (オリオン機械, AP-750M-C) による送風で再現した。吹出面風速の分布を一様にするを意図して自然換気装置をチャンバーに接続し、自然換気装置流出口の上部に設けたペリカウンター開口部から吹出グリルを介して鉛直上向きに流入させた。気流は給気経路に設置した超音波流量計により風量の確認を行い、送風量が 125 [m³/h] となるようボリュームダンパーにより固定した。排気は天井に設置された排気口より排気し、給排気温度差は 6 [°C] とした^{註)}。発熱源として模擬人体 (75 [W/体]) と模擬 PC (50 [W/台]) を **Fig. 1** のように設置した。

1.2 測定概要

本実験では、精度検証用 CFD 解析に用いる境界条件取得実験 (実験①) と CFD 解析精度検証用の真値取得実験 (実験②) を行った。実験①では、I 型熱線風速計 (日本カノマックス社, 0251R-T5) を用いて吹出面風速およびその乱流統計量の測定を等温条件下で行った。測定点は $Y=10$ [mm] の高さで、**Fig. 2** に示す 3 点 (X 方向) \times 5 点 (Z 方向) の計 15 点とした。サンプリング周期は 1.0 [kHz] とし、平均化時間は 1 分とした。また実験②ではペリカウンター中央鉛直断面 ($Z=0$ [mm]) における温度分布および風速分布を測定した。温度測定は T 型熱電対を用い、風速測定は超音波風速計 (ソニック社, DA-700 及び TR-92T) を用いた。実験②の測定点を **Fig. 3** に示す。

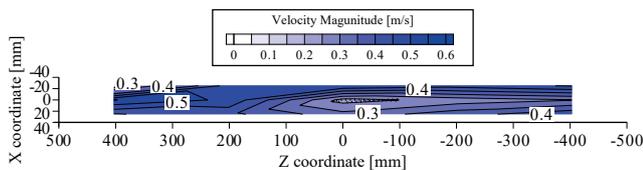


Fig. 4 Velocity Contour for Boundary Condition

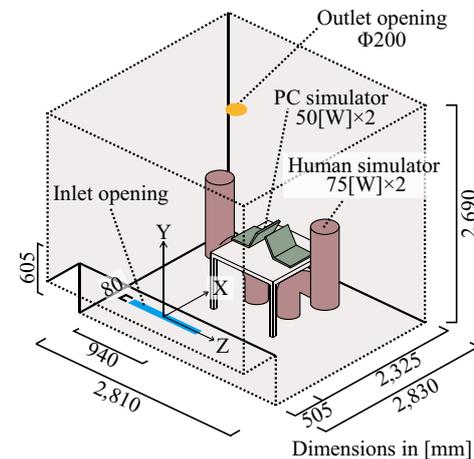


Fig. 5 Analysis Domain

2. 実験結果

実験①の結果より得られた吹出面風速分布を **Fig. 4** に示す。本実験では風速の分布が見られたが、後に行う CFD 解析では簡単のため境界条件を吹出面に一様に与え、精度の検証を行う。実験②の結果は解析精度検証に用いるため、CFD 解析結果とともに後述する。

3. CFD 解析概要

前述の実寸大実験を再現した CFD 解析を行った。実験装置において自然換気装置流出口の上部に位置するペリカウンターを含む空間を再現している。**Table 1** に CFD 解析概要を、**Fig. 5** に解析空間を示す。流入条件は実験①より得られた結果をもとに、乱流エネルギーおよびエネルギー散逸率を算出し、先述の様にその平均値を面一様として与え、流出境界風速および内部発熱は実験②の値を設定した。対流・放射連成解析とし、天井および壁面の境界条件は実験と同様の条件、その他の固体面境界条件は断熱条件とした。

4. 解析精度の格子依存性の検討

4.1. 解析条件

解析結果の計算格子依存性の確認を行うため、吹出口周辺の格子分割の種類を Grid 1 ~ Grid 4 の 4 種類を用いて解析を行う。**Table 1** に格子分割数およびその他の解析

Table 1 CFD Analysis Condition (Dependence on Mesh Division)

CFD Code		Ansys Fluent 2023	
Turbulence Model		Standard k - ε	
Algorithm		SIMPLE	
Discretization Scheme		QUICK	
Total Thermal Load [W]		250	
Boundary Condition	Inlet	Wall Emissivity	0.9
		Velocity [m/s]	0.453
		Temperature [°C]	23.4
		Turbulent Kinetic Energy [m ² /s ²]	0.003086937
		Turbulent Eddy Dissipation [m ² /s ³]	0.001605222
	Outlet	Velocity [m/s]	1.105
Total Number of Cells	Grid 1	744,120	
	Grid 2	1,460,214	
	Grid 3	2,368,728	
	Grid 4	2,892,955	

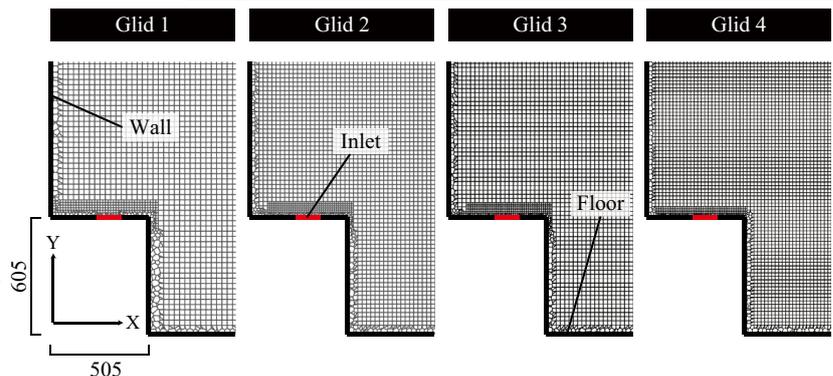


Fig. 6 Mesh Layout of Enlarged View around Inlet

条件を、Fig. 6 に自然換気口吹出口周辺の格子分割を示す。

4.2. 解析結果と考察

Fig. 7 に吹出口中心部 (X=0 [mm], Z=0 [mm]) における、スカラー風速と Y 方向風速の分布を示す。Grid 3, 4 では風速が概ね一致しているのに対し、Grid 1, 2 では Y=500 [mm] 以下の高さでは風速が低い結果となった。

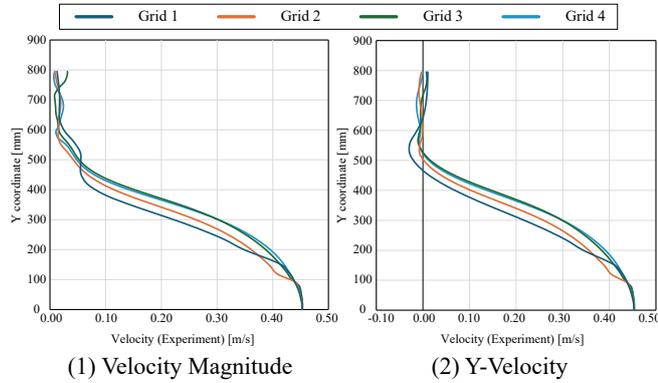


Fig. 7 Velocity Distribution above the Center of Inlet

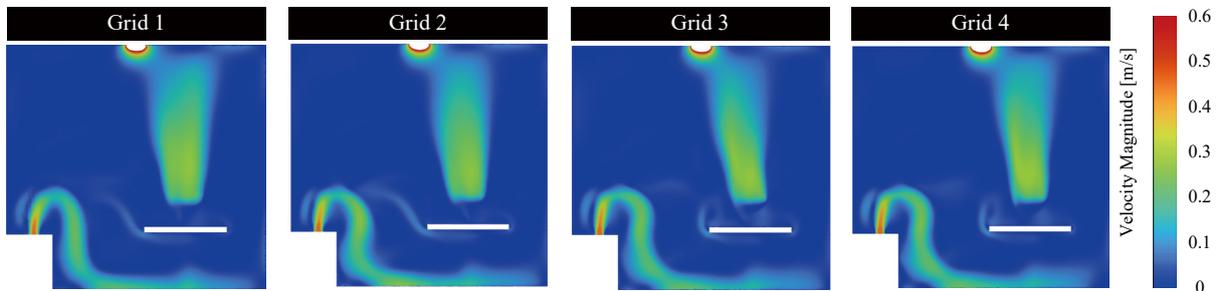


Fig. 8 Contour of Velocity (Dependence on Mesh Division)

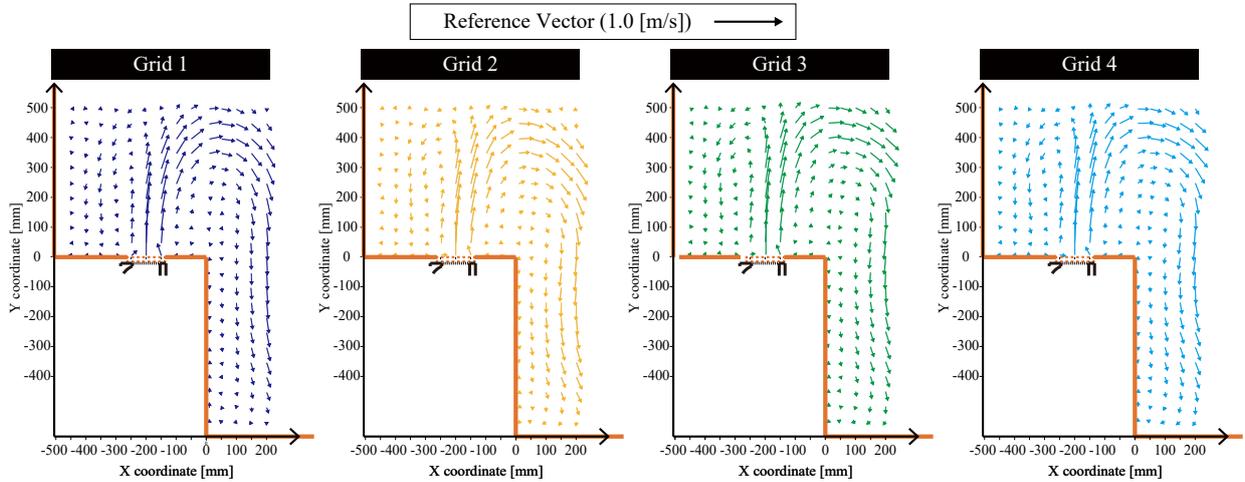


Fig. 9 Velocity Vector (Dependence on Mesh Division)

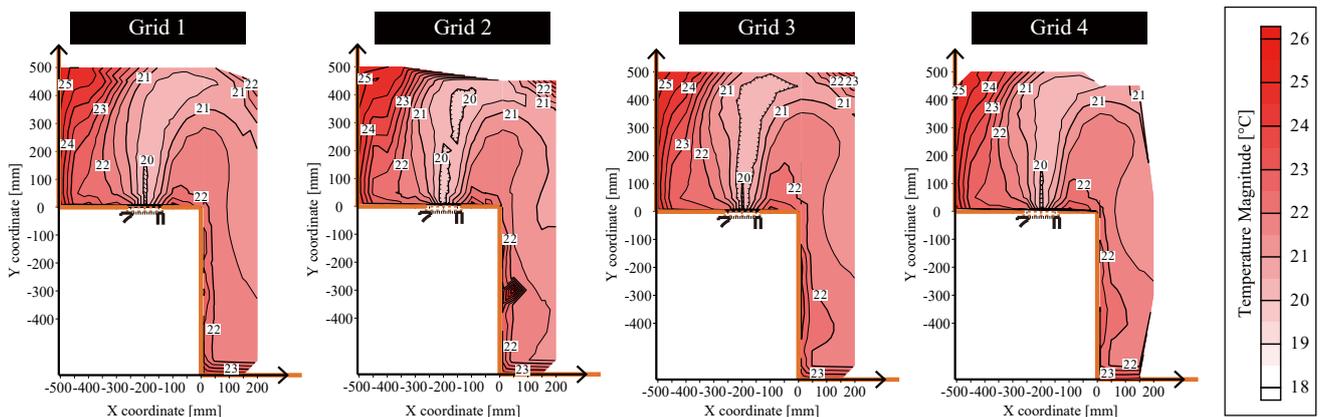


Fig. 10 Contour of Temperature (Dependence on Mesh Division)

Fig. 8 に自然換気口の中央断面 (Z=0 [mm]) を通る、解析空間全体における風速分布を、Fig. 9 に吹出口周辺の風速ベクトルを示す。概ね気流性状は類似しているが、Grid 1, 2 では吹出口直上での 0.4 [m/s] 程度の風速を示す領域はやや低い位置までしか見られなかった。

Fig. 10 に吹出口周辺の温度分布を示す^{注)}。温度分布は比較的どの格子分割数でも類似した結果となった。

以上より、Grid 3, 4 では解析結果が概ね格子分割幅に依存していないと考えられ、計算負荷を考慮し、今後の詳細解析における格子分割数は Grid 3 を採用する。

5. 乱流モデルによる影響の検討

5.1. 解析条件

乱流モデルが解析精度に与える影響の検討を行うため、標準 k-ε モデル (SKE)、RNG k-ε モデル (RNG)、SST k-ω モデル (SST) の 3 種類の乱流モデルを用いて解析を行っ

A-25

た。このとき、SKE の条件は前章と同様の分割を行ったため、前章の結果を用いる。SST では比散逸率を前章の流入条件と同様、実験の測定値より算出し、風速、乱流エネルギー、比散逸率を与えた。解析条件を **Table 2** に示す。

5.2. 結果

Fig. 11 に吹出口周辺の風速分布を、**Fig. 12** に吹出口周辺の温度分布を示す。どの条件も実験と概ね一致しており、吹出口近傍の吹出気流を再現できている。SST の結果のみ、風速が 0.2 [m/s] 程度まで残っている高さが他のモデルと比べてやや高い。

以上の結果より、SKE と SST は同程度で SST より精度は良く、吹出口直上部の気流性状は概ね再現できた。

6. おわりに

本報では、ペリカウンター型の自然換気装置周辺を対象として、CFD 解析に用いる境界条件および解析精度検証用の真値を実寸大実験により測定し、その実験を再現した CFD 解析の格子依存性の検討および、乱流モデルの解析結果への影響について検討した。

今後は本報同様の解析条件による、オフィスビル執務室の一角を模擬した CFD 解析によるパラメトリックスタディを行い、熱的快適性と省エネ性を両立した上限換

気量を様々な条件ごとに算出し、それらを開口制御へ組み込んだ換気回路網計算を行い、自然換気口制御に関する技術資料の整備を行う所存である。

注) 本研究では排気温度 26 [°C] を想定したが、実験室外との温度差による熱貫流の影響が認められたため、給気温度を上昇させ全体的に温度を高温側へとシフトさせることで熱貫流を抑え、想定する風量と給排気温度差を担保した。

【参考文献】

- 1) 日本建築学会編：実務者のための自然換気設計ハンドブック、技報堂出版、2013

Table 2 CFD Analysis Condition

CFD Code		Ansys Fluent 2023	
Turbulence Model	Standard k-ε (SKE)		
	RNG k-ε (RNG)		
	SST k-ω (SST)		
Algorithm		SIMPLE	
Discretization Scheme		QUICK	
Thermal Load [W]		250	
Boundary Condition	Wall Emissivity		0.9
	Inlet	Velocity [m/s]	0.453
		Temperature [°C]	23.4
		Turbulent Kinetic Energy [m ² /s ²]	0.003086937
		Turbulent Eddy Dissipation [m ² /s ²]	0.001605222
		Specific dissipation rate [1/s]	5.777832335
	Wall	Standard k-ε (SKE)	Standard Wall Function
		RNG k-ε (RNG)	Enhanced Wall Treatment
		SST k-ω (SST)	
	Outlet	Velocity [m/s]	1.105
Total Number of Cells		2,368,728	

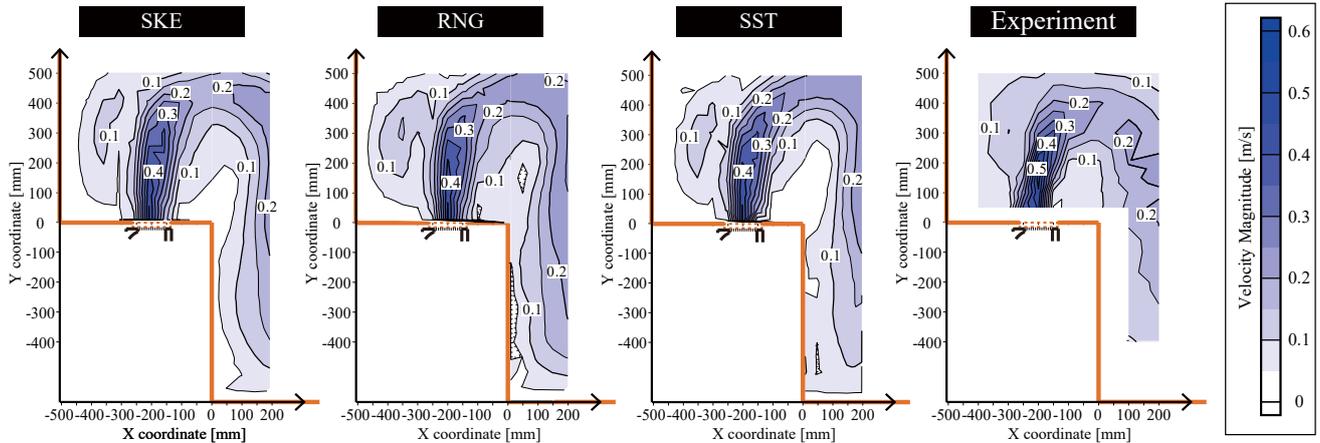


Fig. 11 Contour of Velocity (Effect of Turbulence Model)

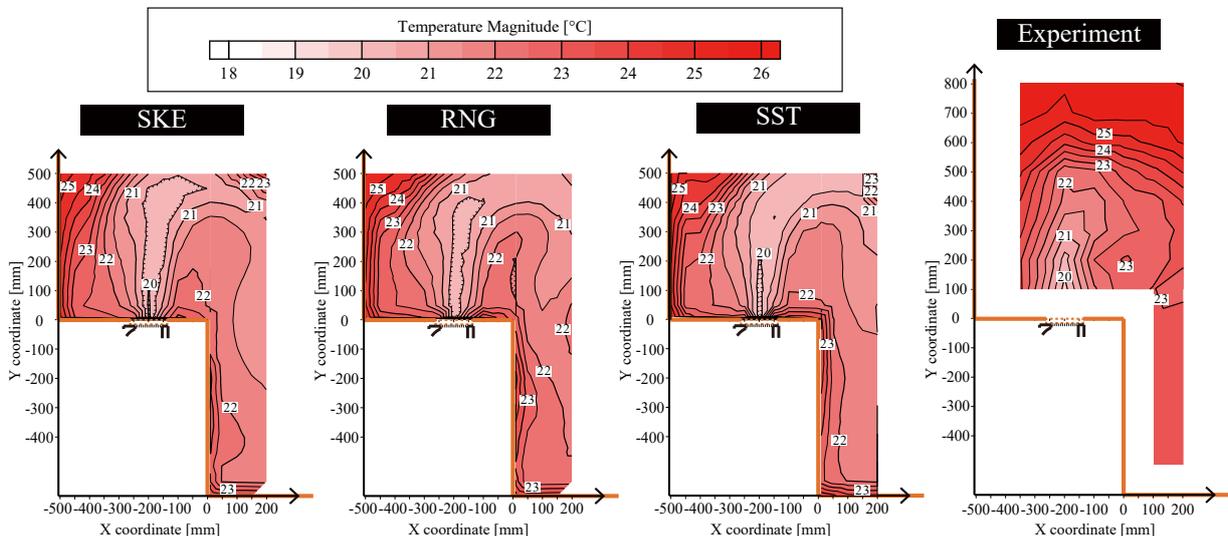


Fig. 12 Contour of Temperature (Effect of Turbulence Model)

縦型誘引吹出空調を有する4床病室の換気性能に関する研究
(その9) 冬期窓面下降流の影響を防止するための医療用カーテン及び排気手法に関する検討
Study on Ventilation Performance of Four-bed Ward with Vertical Induction Air-conditioning
(Part IX) Study on Medical Curtains and Exhaust Methods to Prevent Effects of Winter
Window-Surface Downdrafts

○山中 俊夫 (大阪大学)
小林 知広 (大阪大学)

盛 紹宇 (武漢理工大学)
山澤 春菜 (大阪大学)

Toshio YAMANAKA*¹ Shaoyu SHENG*² Tomohiro KOBAYASHI*¹ Haruna YAMASAWA*¹

*¹The University of Osaka *²Wuhan University of Technology

In vertically installed induction air conditioning systems, restricting air outlets to the lower part of the room enables displacement ventilation within the space, proving effective even in hospital wards. However, during winter, cooling surfaces generate downward airflow, raising contamination of occupied zones. Therefore, full-scale experiments were conducted to investigate the impact of altering curtain installation height and installing local exhaust vents above each bed on winter ventilation performance. Results revealed that suspending curtains from the ceiling, setting the roll partition 400mm below the ceiling, and introducing local exhaust significantly reduced contaminant concentrations in the breathing zone compared to central exhaust.

1. はじめに

静穏空調と言える縦型設置の誘引吹出空調において、吹出し口を室下部に限定することにより、室内に置換換気 (DV) を形成でき、病室などでも有効であるが、冬期には外壁・窓の冷却面による下降気流が発生し、居住域が汚染される懸念がある。先行研究¹⁾では、ベッド周りの医療用カーテン (以下カーテン) が呼気由来の汚染物質と冷下降流の混合を防ぎ (Fig.1(a))、各ベッド上部の局所排気が室中央排気に比べて汚染物質の捕集効率を高め、冬期の DV 性能を向上できることを示した。しかし、汚染源が窓付近に位置する条件に限られており、汚染源位置が変化した場合の性能や、中央排気との体系的な比較は十分ではなかった。そこで本報では、実大実験により、窓側および室内側に発生源を設定した場合に、カーテン及び局所排気口の設置 (Fig.1(b)~(d)) が冬期の換気性能に与える影響を検討した結果を報告する。

2. 実験概要

実験は、2024年11月から2025年2月に、ショールームを改装した4床病室の実大実験室 (図3) において実施した。実験室は西側に腰窓を再現し、外気環境を模擬する仮想外気チャンバーを設置するが、チャンバー内温度は空調機で制御される。室の四隅に縦型の誘引吹出し口を設置し、ユニット内スリットから150m³/(h・ユニット)の給気を行う。腰壁上部には単板ガラス相当の6×1.7mポリカーボネート板4mm、(U=5.8W/m²・K)を配置し、冬期の低温窓面を再現した。周壁の断熱および下階の連続空調運転により、中間階病室に

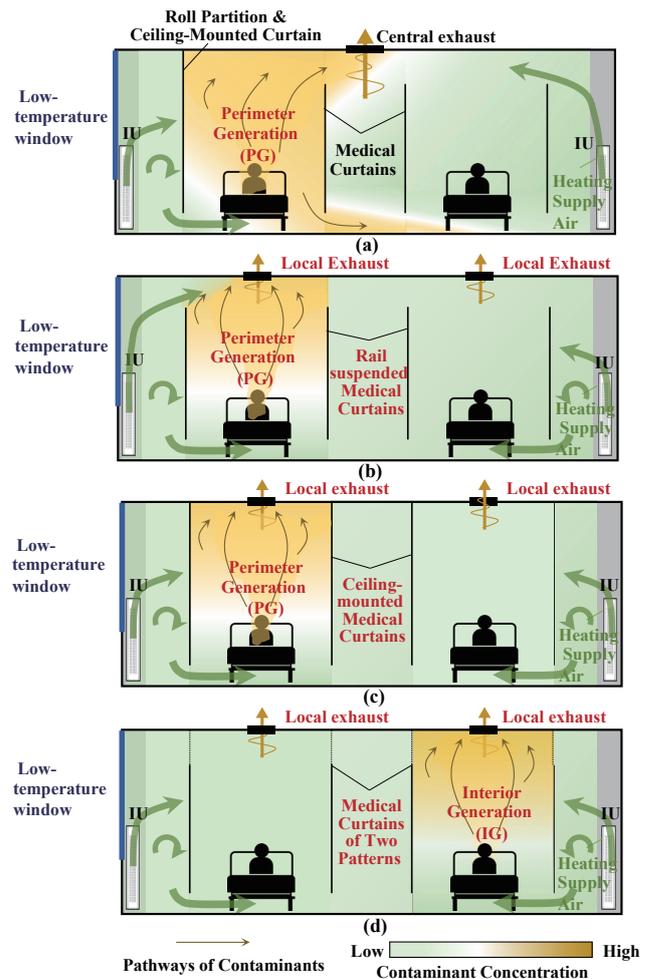


Fig.1 Methods for Improving Ventilation Performance in the Presence of Window Downdrafts
(Effects of Curtain Type, Exhaust and Source Location)

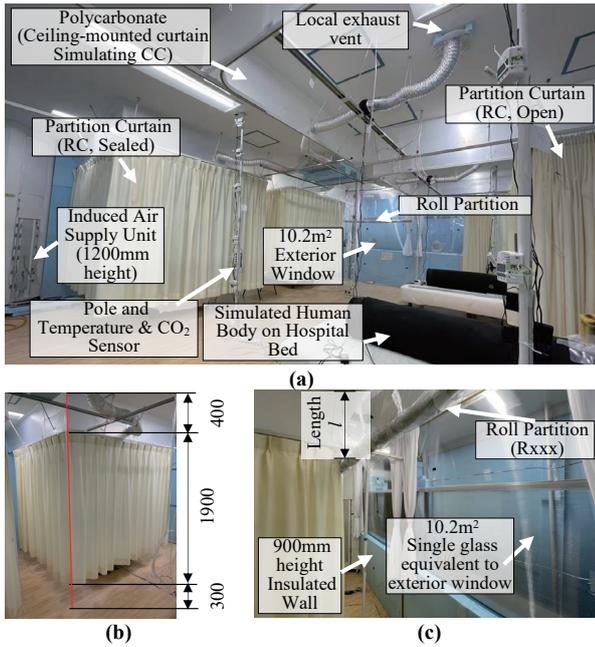


Fig. 2 Inside Experimental Room (a) Four-bed ward laboratory (b) Curtains and drop ceiling (c) Partition near the window)

近い熱環境を模擬している。各ベッドに発熱量 50W のシリンダー型模擬人体と、機器発熱を模擬する 60W ブラックランプを配置し、病室内の内部発熱を再現した。汚染質は、北西または北東ベッドの模擬人体頭部付近からトレーサガスとして CO₂ (1.5 L/min) と He (0.9 L/min) の混合ガスを連続放出し、患者 1 名分の呼気由来汚染質発生を模擬した。カーテン条件は、レール上部へのポリカーボネート板の設置有無により、天井直付型カーテン (CC) とレール吊下型カーテン (RC) をそれぞれ切り替えて再現した。また、窓から 1m の天井位置には、室幅に対応する長さ可変のロールパーティション (ケース記号 R) を設置し、その長さを 0 ~ 2300mm で 4 段階に変化させた。冬期条件の内外温度差を確保するため、室内設定温度は一般値より高めに設定した。給気モードは、一次給気 (スリット吹出し風量) 600 m³/h・誘引風量約 400m³/h (計 1000 m³/h) の「中風」条件、および IU (給気口) 上半分を閉塞し下端 1200 mm のみから給気する「1/2 吹出」²⁾ 条件とした。なお、一次給気量中の取り入れ外気量は 30% である。

CO₂ 濃度および温度は、各測定点で 3 時間以上連続測定し、定常を確認した後、1 時間の平均値を求めた。なお、濃度は全て規準化濃度 C_n ((1) 式) で表す。

$$C_n = \frac{C_P - C_{PA}}{C_{EA} - C_{PA}} \dots\dots (1)$$

C_P: 測定点濃度 [ppm] C_{PA}: 一次給気濃度 [ppm]
C_{EA}: 排気濃度 [ppm] C_n: 規準化濃度 [-]

実験パラメータは、カーテンおよびロールパーティションの有無・長さ、ならびに排気方式 (中央排気または局所排気) とし、実験ケースを表 1 に示す。なお Case 名末尾に (P) のつく 4 条件は、局所排気と中央排

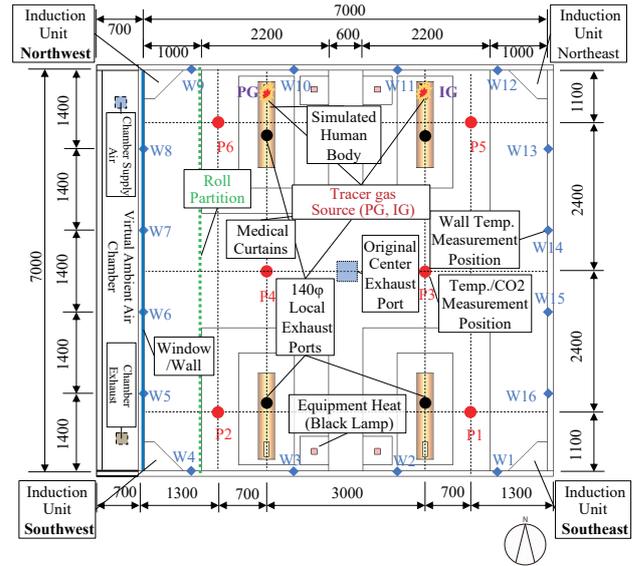


Fig. 3 Dimensions of Experimental Room and Measurement Point Layout

Table 1 Experimental Cases and Parameters

Case Name	Curtain	Location of CO ₂ Generation	Type of Exhaust Ports	Length of Roll Partition (mm)	Interior/Exterior Temperature Difference (°C)
RC-R0-PG	Rail Suspended (RC)	Perimeter (PG)	Local Exhaust Above Each Bed	None (0)	14.06
RC-R400-PG				400	13.63
RC-R800-PG				800	12.20
RC-R2300-PG				2300	12.27
RC-R0-IG				None (0)	14.30
RC-R400-IG				400	13.47
RC-R800-IG	800	12.29			
RC-R2300-IG	2300	12.39			
CC-R0-PG	Ceiling Direct Mount (CC)	Perimeter (PG)	Local Exhaust Above Each Bed	None (0)	13.63
CC-R400-PG				400	15.17
CC-R800-PG				800	12.96
CC-R2300-PG				2300	13.07
CC-R0-IG				None (0)	12.14
CC-R400-IG				400	13.64
CC-R800-IG	800	11.96			
CC-R2300-IG	2300	13.36			
RC-R0-PG-(P)	Rail Suspension (RC)	Perimeter (PG)	Central Exhaust	None (0)	11.94
RC-R2300-PG-(P)	2300			12.32	
CC-R0-PG-(P)	Ceiling Direct Mount (CC)	Perimeter (PG)	Central Exhaust	None (0)	11.11
CC-R2300-PG-(P)				2300	11.30

気の比較を行うため、温度、給気およびカーテン条件を同一とし、中央排気方式で実施した既報³⁾の実験結果を引用している。

3. 実験結果と考察

図 4 および図 5 に、CO₂ 発生源位置 (図 3 の PG、IG) ごとに、レール吊下型 (RC) および天井直付型 (CC) カーテンを使用した場合の室内温度および規準化濃度の各評価領域における鉛直分布を示す。

各図 (a) の温度分布に関しては、全条件において床上付近から天井にかけて上下 2-3°C 程度の温度成層が形成されているが、カーテンの種類 (RC or CC) やロールパーティション長さによる有意な差は認められない。また、温度レベルが条件によって異なるのは、外気温度の影響によるものと考えられる。

一方、各図 (b) の規準化濃度に関しては、中央排気時 (P) の付く条件を除けば、局所排気時にはカーテン条件にかかわらず、ロールパーティション長さの影響

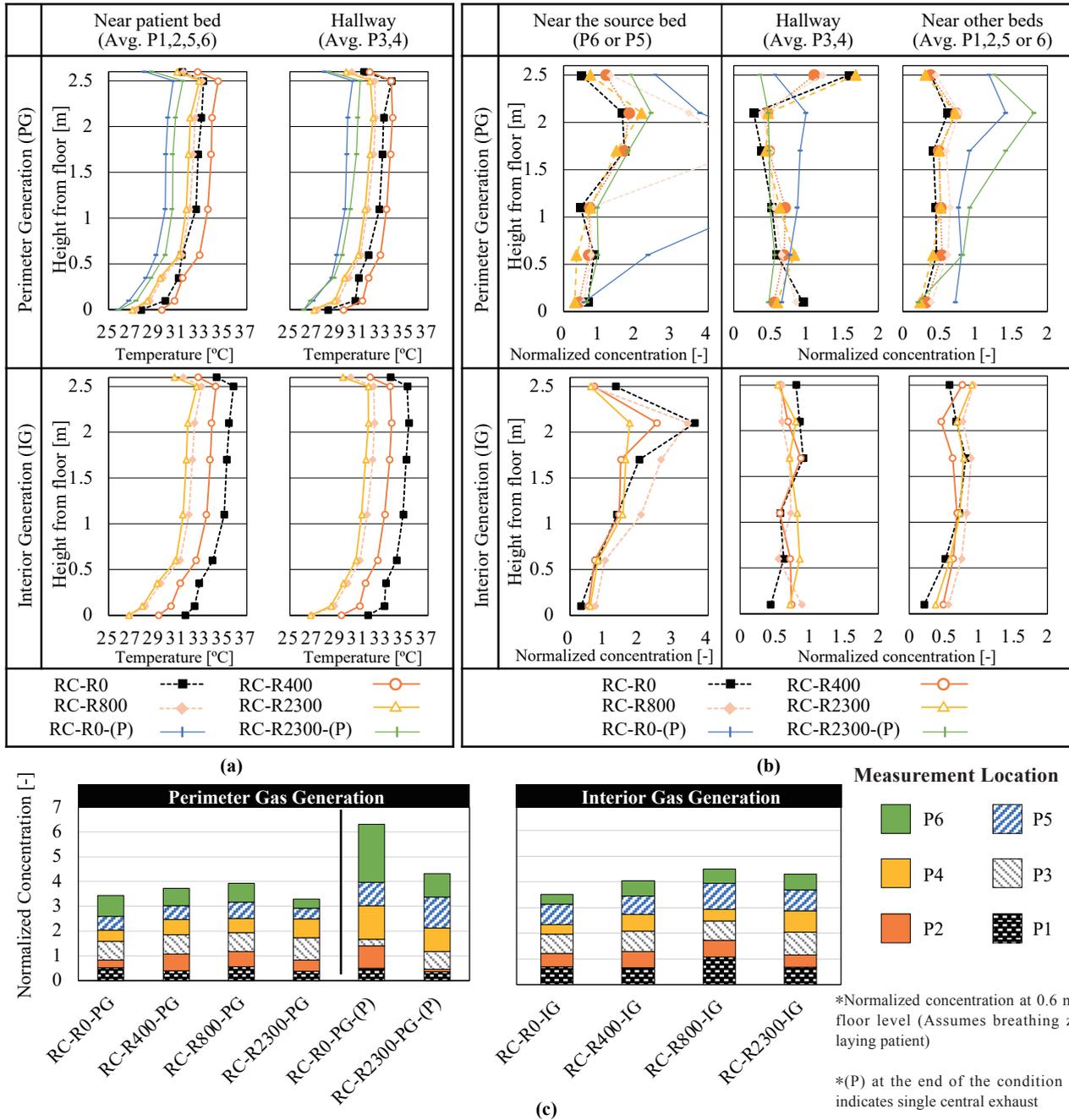


Fig. 4 Rail Curtain (RC) Case ((a) Temperature Distribution (b) Normalized Concentration Distribution (c) Respirable Zone Normalized Concentration (Cumulative))

は大きくはないが、CC (図 5(b)) の PG 点発生ではロールパーティションの効果が見られている。

中央排気と局所排気の比較が可能な PG 点での発生では、局所排気の導入により呼吸域濃度は RC 条件で約 1/2、CC 条件で約 1/8 に低減し、規準化濃度の顕著な低下が見られ、局所排気の優位性が確認できる。

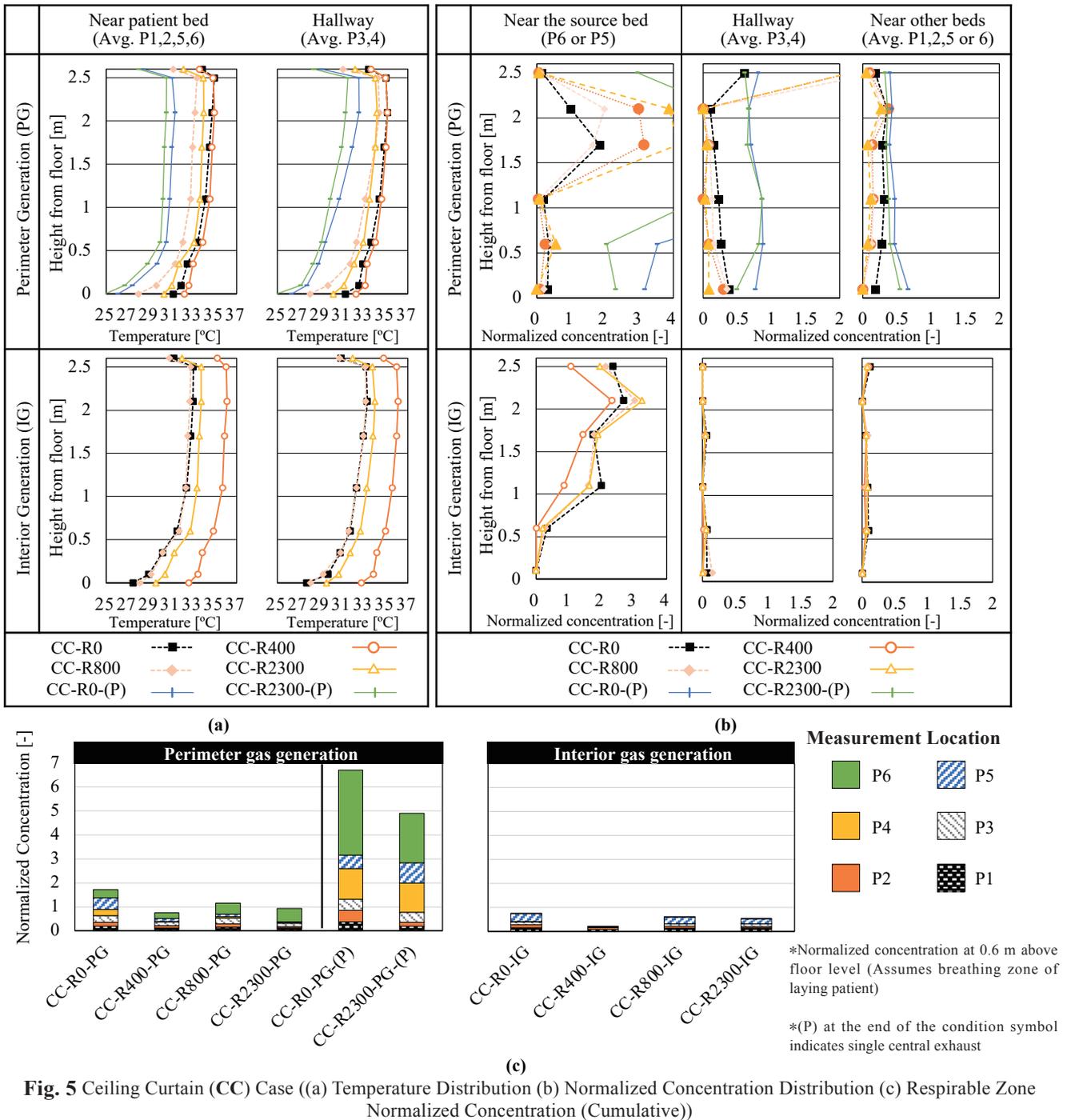
発生源位置の影響については、RC 条件では PG 点発生と IG 点発生の差異は比較的小さかったのに対し、CC 条件では IG 点発生の規準化濃度がほぼ 0 に近い値となり、PG よりも大幅に低減した。CC 条件では、暖房給気が窓面下降流と混ざりながら床面へ広がることで、比較的明瞭に各カーテン内で置換換気が形成されるのに対し、RC 条件ではカーテン上部の空間を介した

気流の流入により、カーテン下部からの流入気流量が減少し、置換換気の濃度境界面が低下することによると推定できる。

4. まとめ

各ベッド上での局所排気の導入により、呼吸域の汚染質濃度が中央排気に比べて大幅に低減され、冬季において非常に有効であることが確認された。

カーテン条件については、上部に隙間を持たない天井直付け型 (CC) が優れた換気性能を示し、レール吊下型 (RC) でも一定の換気効果が得られた。一方、ロールパーティションは、局所排気を併用する場合には換気性能への寄与が大きくないが、PG 点発生を想定して



天井下 400mm 程度は必要と考えられる。

また、RC では上部開口を介した流入気流がカーテン内換気に影響することが示され、さらに CC では PG と IG の間で換気性能にやや差が現れる傾向も確認された。これらを踏まえると、局所排気のペリメータ側および室内側の排风量配分を最適化することで、発生源位置の影響を緩和しつつ、換気効果を一層向上させ得る可能性も示唆されるが、定量的検証は今後の課題である。今後は、気流構造や有効置換換気量の詳細な把握を目的として、CFD 解析による広範囲かつ体系的な検討を進める所存である。

【謝 辞】

本研究は木村工機（株）との共同研究によるものであり、種々の便宜を図って頂いた関係各位に深謝致します。

【参考文献】

- 1) 盛紹宇, 山中俊夫, 小林知広, 山澤春菜「縦型誘引吹出空調を有する4床病室の換気性能に関する研究 その8 実大実験に基づく排気方式および気流制御エレメントによる換気効率維持手法に関する検討」, 令和7年度空気調和・衛生工学会大会学術講演会講演論文集, 第3巻, pp.73-76, 2025.09.
- 2) 盛紹宇, 山中俊夫, 小林知広, 崔ナレ「縦型誘引吹出空調を有する4床病室の換気性能に関する研究 - 実大実験室実験に基づく室内換気効率の評価」, 空気調和・衛生工学会論文集, 第329巻, pp.9-19, 2024.07.
- 3) S. Sheng, T. Yamanaka, T. Kobayashi "Ventilation efficiency and improvements for displacement ventilation systems during heating: A case study of a ward with vertical induction units", Building and Environment, Vol. 266, 2024.

気候変動が住宅の冷房エネルギー消費量と吸放湿材貼付効果に及ぼす影響 Influence of Climate Change on Energy Consumption for Cooling and the Effects of Applying Moisture Hygroscopic Materials in Detached Houses

○于 皓旭 (大阪公立大学) 竹野 直寛 (大阪公立大学)
岸本 嘉彦 (大阪公立大学)
Haoxu YU*1 Naohiro TAKENO*1 Yoshihiko KISIMOTO*1
*1 Osaka Metropolitan University

Using 1981 as a baseline, the air-conditioning cooling load and electricity consumption in 2025 nearly doubled due to rising outdoor temperatures, with approximately 70% of the total increase occurring between 2021 and 2025. The increases were highly correlated with changes in the sol-air temperature degree-hours. On a monthly basis, changes were relatively small in midsummer (July–August), whereas months near the intermediate seasons (June, September, and October) exerted a greater overall influence. Continued warming may slightly reduce the energy-saving effect of hygroscopic materials and occasionally increase energy use; however, the impact is limited, indicating stable humidity-control performance under future climate warming.

1. 研究背景と目的

Fig.1 に示すように、吸放湿材は室内湿度だけでなく冷房エネルギー消費量にも影響を及ぼすが、近年、外気温上昇などの気候変動が空調負荷に及ぼす影響の把握が重要な課題となっており、長期的な気候変動が吸放湿材貼付効果に及ぼす影響については十分に検討されていない。

そこで本研究では、1981～2025年の気象データを用い、相当外気温の degree hour を説明変数とした冷房エネルギー消費量および吸放湿材貼付効果の経年変化性状の把握を目的とする。さらに、分析結果に基づき、将来的な気温上昇の影響についても簡易な予測により検討する。

2. 計算条件と方法

本研究の対象住宅の平面図を Fig.2 に、壁体に用いた材料物性値を Table 1 にそれぞれ示す。対象住宅は省エネルギー基準における地域区分 4 の基準値を満たす戸建住宅 (U_A 値=0.71[W/m²K]) とした。これを単室モデルとして扱い、水蒸気移動支配の熱・水分同時移動モデルに基づき非定常計算により、冷房設定温度を 26 [°C]とした場合の室内温湿度、顕熱処理量、潜熱処理量、COP、消費電力量をそれぞれ算出した²⁾。

対象年は 1981～2025 年とし、1981～2011 年については 10 年ごと (1981・1991・2001・2011)、後述する気候変動が大きい 2020～2025 年については 1 年ごとを選定した。計算対象期間は 5 月 1 日から 10 月 31 日とし、5 月 1 日から 5 月 31 日までを助走期間、6 月 1 日から 10 月 31 日を検討対象期間とした。

外界気象データ 1991 年～2025 年については、気象庁

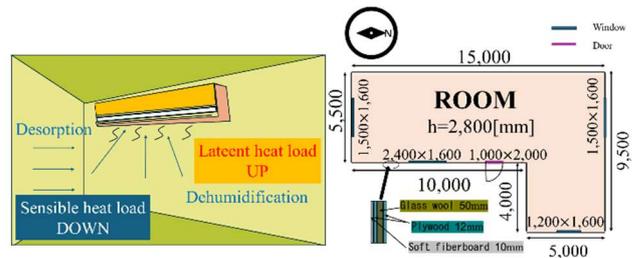


Fig.1 Relationship between moisture hygroscopic materials and AC

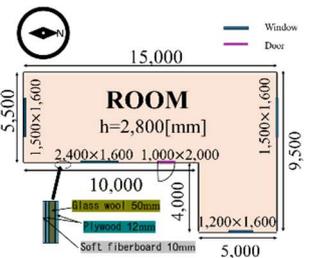


Fig.2 Object of numerical analysis (Floor plan)

Table 1 Material properties

Material	Volumetric specific heat [kJ/m ³ K]	Thermal conductivity [W/mK]	Moisture conductivity [kg/mh(kg/kg)]	Hygroscopic properties κ [kg/m ³ (kg/kg)]	Hygroscopic properties ν [kg/m ³ K]
Soft fiberboard	311.5	0.064	0.0177	8148	3.33
Multi-layered glass	1.95	0.072	0	-	-
Class wool	20.1	0.049	0.0979	-	-
Hollow layer	1165	0.556	0	-	-

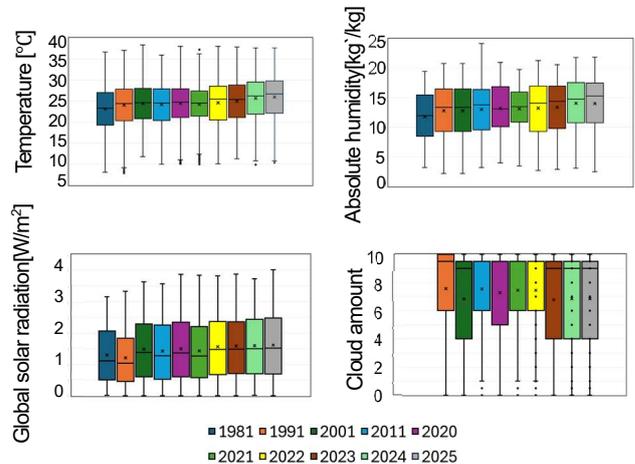


Fig. 3 Interannual variability of key meteorological variables in Osaka city

が公開しているの外気温度, 外気相対湿度, 水平面全天日射量, 雲量の時別値を用いた。1981 年については雲量の測定値が公開されていないため, 拡張アメダス気象データを用いた。日射量については, 松本の式²⁾を用いて太陽位置を算出し, Bouguer の式と Berlage の式の合計が水平面全天日射量の測定値と一致する大気透過率を求めることにより直散分離した。得られた法線面直達日射量と水平面天空放射量から算出し数値計算に用いた。計算対象期間における各気象要素の平均値と四分位を Fig.3 に示す。絶対湿度については, 温度と相対湿度から Goff-Gratch の式を用いて換算した値である。Fig.3 より, 気温および湿度はいずれも年々上昇しており, 特に 2021 年から 2025 年にかけては, 日射量の増加に伴い, 上昇勾配が増加していることがわかる。日射量については, 上記の水平面全天日射量を直散分離し, これを各壁面の到達日射量に算定して計算に用いた。

3. 運転時間と冷房負荷に及ぼす影響

3-1 相当外気温度の導入

冷房処理全熱量の説明変数を検討するため, 相当外気温度の degree hour, 外気温の degree hour, 平均外気温, 平均相当外気温度を選定した。各変数と冷房全熱処理量の相関関係を Fig.4 に示す。Fig.4 より, 処理全熱量との相関係数 R は, 相当外気温度の degree hour が 0.98 と最も高い。したがって, 次節では相当外気温度の degree hour を説明変数として冷房処理熱量に及ぼす気候変動の影響を検討する。

3-2 気候変動が冷房運転時間に及ぼす影響

運転時間の経年変動を Fig.5 に示す。Fig.5 より, 気候変動の影響により 2025 年の期間冷房運転時間は 1981 年と比較して約 2 倍に増加している。特に, 2021 年に対して 2025 年の期間運転時間は約 40[%]も増加している。

1981 年を基準とした各月における運転時間増加率の変化を Fig.6 に示す。Fig.6 より, 検討期間においては 6 月, 9 月および 10 月の冷房運転時間が継続して増加する傾向にあることがわかる。Fig.5 に示した増加量から, 9 月の増加量が全体の運転時間増加の主要因であることがわかる。一方で, 7 月と 8 月の両者を合計した運転時間は増加しているものの, 全体に占める割合は低下する傾向が見られた。改めて増加率に着目すると, 2025 年の 6 月の冷房運転時間は 1981 年比で 137[%], 10 月は 268[%]と大幅な増加を示している。このことから, 近年の気候変動により, 6 月および 10 月の冷房需要が著しく増大していることがわかった。

3-3 気候変動が冷房処理熱量に及ぼす影響

エアコンの処理全熱量, 処理顕熱量, 処理潜熱量, 消費電力量の経年変動をそれぞれ Fig.7 に示す。Fig.7 より, 四項目はいずれも相当外気温度の degree hour と類似

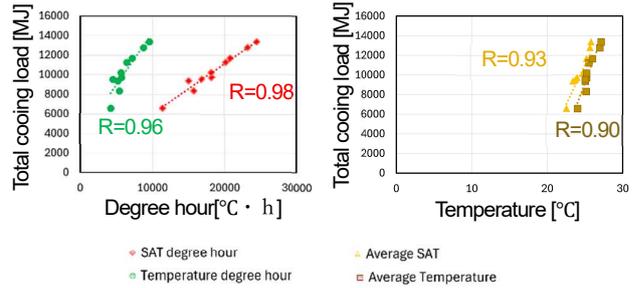


Fig. 4 Identification of explanatory variables for cooling load

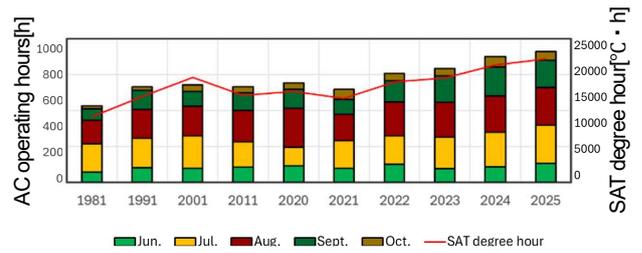


Fig. 5 Interannual variation in AC operating hours

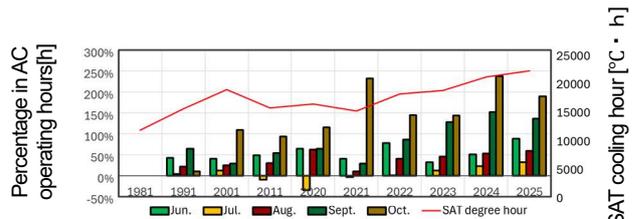


Fig. 6 Percent Increase in AC operating hours since 1981

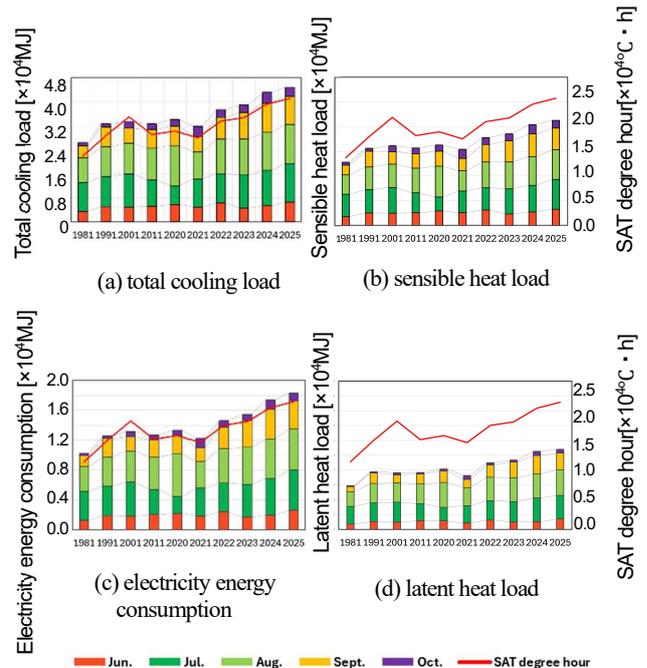


Fig.7 Interannual variation in thermal loads and electricity consumption

した傾向で推移し、気温上昇に伴って年々増加している。また、2025年と1981年を比較すると、処理全熱量、顕熱処理量、潜熱処理量、消費電力量はそれぞれ1.48倍、1.66倍、1.84倍、1.79倍に増加した。特に2021年以降の増加量は、全体の増加量に対してそれぞれ69, 62, 60, 68[%]を担っており、全熱処理量と消費電力量についてはほぼ7割に至る。近年の気候変動の影響が極めて大きいことがわかる。

月別に見ると、Fig.7より、各月の全熱処理量、顕熱処理量、潜熱処理量および消費電力量はいずれも、相当外気温度の degree hour の増減傾向と同様の变化を示しており、外気温度および日射量の上昇に伴って年々増加している。

全熱処理量については、6, 9, 10月の増加量が大きく、特に9月は期間全体の増加量が大きな影響を与えているが、6, 10月の影響は比較的小さい。一方、7月および8月の全熱処理量は年によらず大きく、その変化量は比較的に少ない。

消費電力量についても、6月および10月の増加量は大きいものの、年間全体への影響は小さい。7月および8月の合計消費電力量は常に高い値を示している。しかし、図には示していないが、気温上昇に伴い、その増加率は年間総消費電力量に占める割合としては低下する傾向が見られた。一方で、8月および9月の増加量は大きく、年間全体に対する影響も大きい。

4. 吸放湿材の貼付効果に及ぼす影響

4-1 吸放湿材の省エネルギー効果

Fig.8より、吸放湿材の貼付により、顕熱処理量が-250~-158[MJ]減少するが、それ以上に潜熱処理量が446~693[MJ]増加しており、結果としていずれの年においても全熱処理量は96~535[MJ]の増加を示した。全熱処理量が増加を示しているにもかかわらず消費電力量は初期に負の値を示している。しかし、2025年に近づくるとほぼ0となり、省エネルギー効果が次第に弱まる傾向が見られた。

月別に見ると、顕熱処理量については、9月における減少量の低下が、全体における減少量低下の主要因である。

潜熱処理量については、2011年から2025年にかけて、気温上昇に伴い相対湿度が低下するため、各月の潜熱処理量の増加量は全体的に減少する傾向が見られた。その中でも、8月の潜熱処理量が大きいことから、8月の変動が年間全体の変動傾向を決定している。

処理全熱量については、6月、9月および10月の変動が主要な要因であるが、特に9月の変動による影響が最も大きい。

消費電力量については、7月および9月において、省エネルギー効果が気温上昇により増エネルギーへと転じるため、年間全体の省エネルギー効果が弱まる主要因とな

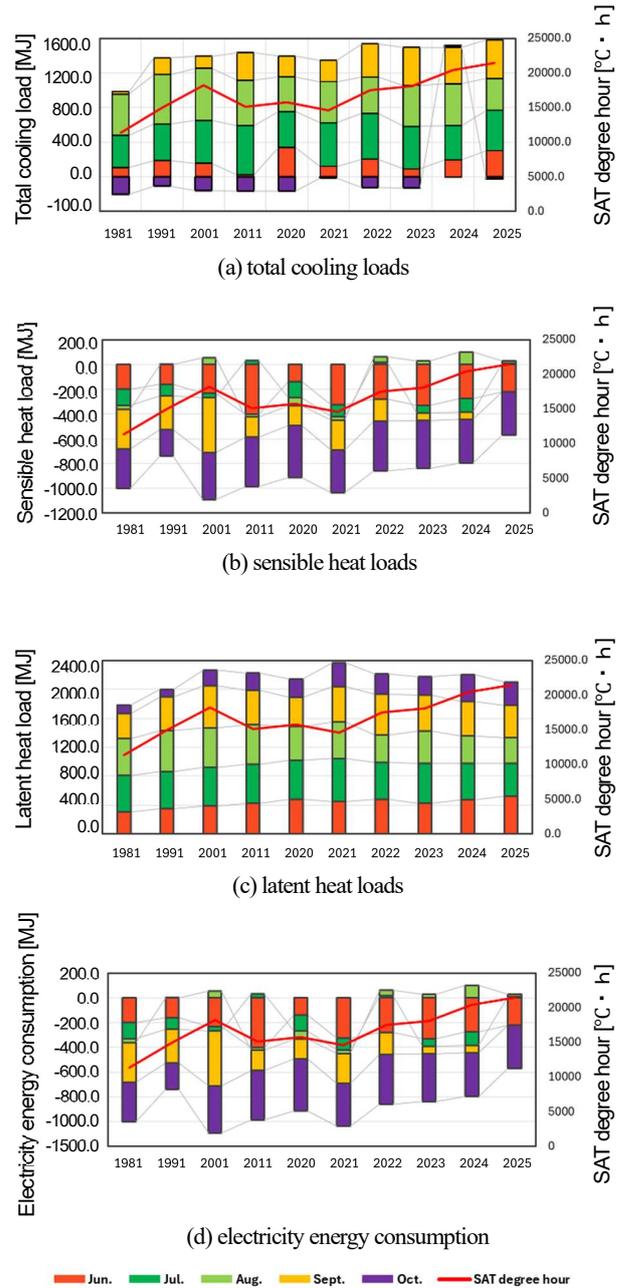


Fig. 8 Impact of hygroscopic materials on interannual changes in thermal loads and electricity consumption

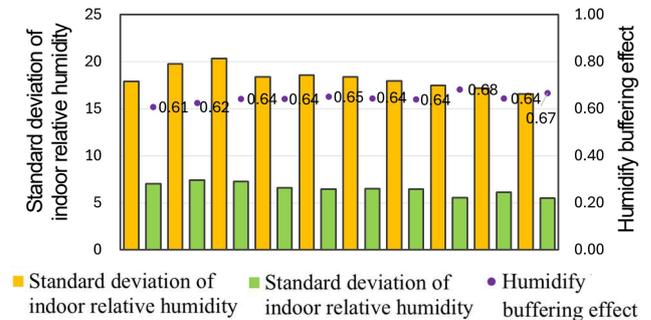


Fig. 9 Impact of hygroscopic materials on interannual humidity variability

っていることがわかる。

4-2 吸放湿材調湿効果

また、吸放湿材の調湿効果 E_{hy} ⁴⁾について、全体的に見ると、気温上昇に伴い、調湿効果は0.61から0.67へと、変動幅は小さいものの緩やかに増加する傾向が見られた。

図には示していないが、月別に見ると、 E_{hy} は6月で0.59から0.73へ増加し、7月では0.65から0.77まで上昇する。一方、8月では0.78から0.72へと減少し、9月は0.73前後でほぼ変化が見られない。また、10月についても0.68前後でほぼ一定となる特徴が見られた。

5. 温度上昇による処理熱量と消費電力量変動の予測

2025年を基準として、外気温が1[°C]から3[°C]上昇した場合における処理全熱量、顕熱処理量、潜熱処理量、電力消費量の変化について、吸放湿材貼付なしの場合、吸放湿材貼付ありの場合、およびその差分をFig.10に示す。Fig.10より、気温上昇が3[°C]以内の範囲においては、処理全熱量・顕熱処理量・潜熱処理量・電力消費量のいずれも気温上昇に対してほぼ直線的に増加することがわかる。

2025年の結果と比較すると、吸放湿材貼付なしの場合、処理全熱量、顕熱処理量、潜熱処理量、電力消費量はそれぞれ1[°C]あたり30[%]、23[%]、21[%]、29[%]増加した。また、吸放湿材を貼付した場合には、貼付なしの場合に対する処理全熱量増加率が1[°C]あたり約0.3[%]減少したが、消費電力量増加率は0.3[%]増加した。吸放湿材貼付による省エネルギー効果は次第に弱まり、気温が1[°C]上昇すると増エネルギーに転じるが、絶対値が小さいため、その影響は極めて小さい。

図には示さないが、月別に見ると、6月では2[°C]、10月では3[°C]上昇すれば、吸放湿材貼付による変化量が0となり、省エネルギー効果が大きく低下したが、エネルギー消費量が比較的少ないため、その影響は小さい。一方で、エネルギー消費量が大きい7月、8月および9月では、上昇温度によらず約100[MJ]の増加量を示したが、全体消費電力量の約0.5[%]であるため、この影響は無視できる。

6. まとめ

- 1) 相当外気温の上昇に起因して、1981年から2025年まで、6、9、10月の冷房運転時間1981年に比して約2倍に増加した。処理全熱量、顕熱処理量、潜熱処理量、消費電力量はそれぞれ1.48倍、1.66倍、1.84倍、1.79倍に増加しており直近5年の増加量は全体の6~7割を占める。
- 2) 将来、温暖化の傾向が続くと、気温上昇に応じて処理熱量および消費電力量は直線的に増加する。吸放湿材貼付による省エネルギー効果は次第に弱まり、増エネルギー側に転じるが、その増加量は全体の0.5[%]程

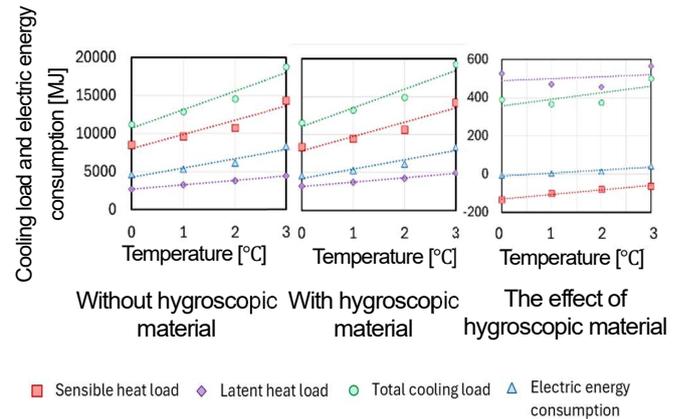


Fig. 10 Prediction of heat loads and energy consumption under rising temperatures

度であるため、十分に無視できる。

- 3) 外気温の上昇により、吸放湿材貼付による省エネルギー効果は次第に弱まる傾向が見られたが、その影響は極めて小さい。気候変動によらず一定の調湿効果を継続して発揮できることがわかった。

参考文献

- 1) 松本衛, 桜井浩之:「室の温湿度及び熱負荷の性状 -壁の吸放湿の熱負荷への影響-」, 日本建築学会近畿支部研究報告集, pp. 73-76, 1988
- 2) 竹野直寛, 岸本嘉彦:「冷房設定温度と吸放湿材の省エネルギー効果の関係に及ぼす住宅の断熱性の影響に関する研究」, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp. 801-802, 2025
- 3) 松本真一:「太陽視赤緯と均時差計算に関する一考察」, 日本建築学会東北支部研究報告集, 計画系, 第68号, pp. 89-96, 2005.6
- 4) 岸本嘉彦:「寒冷地の冷暖房実態に即した吸放湿材の効果的利用」, 第48回熱シンポジウム「湿気の仕組み・制御・評価」, pp. 135-140, 2018

プランターによる屋上緑化の熱環境緩和効果
～（その2）セダムを用いた模型実験～
Environment Mitigation Effect of Rooftop Greening using Planters
- (Part 2) Model Experiment using Sedum -

○小柴 陸斗（大阪電気通信大学） 平賀 大輝（大阪電気通信大学）

添田 晴生（大阪電気通信大学）

Rikuto KOSHIBA*1 Taiki HIRAGA*1 Haruo SOEDA*1

*1 Osaka Electro-Communication University

This study demonstrates that rooftop greening with Sedum pots effectively lowers rooftop temperatures and ceiling heat flow, but the effect on indoor temperature was small. Through experiments and analysis, it was clarified that heat flow reduction trends can generally be predicted using a simplified model by setting the effective soil thickness based on the placement pattern's total volume. However, since some contradictions occurred, further verification is needed. Future studies must validate whether this method is applicable to actual planter arrangements.

はじめに

近年、地球温暖化によって気候変動や夏季の高温化が進み、ヒートアイランド現象がより顕著化している。このような熱環境の悪化に対し、建物の屋根部を緑化する「屋上緑化」は有効な緩和策とされてきた。これまでの既往研究の多くは、屋根の全面を覆う緑化手法を対象としており、室温や熱流の低減効果については有益な知見が得られている^[1]。しかしながら、メンテナンスを含めたコストは安くなくことや、荷重の制限、さらには効果が予想ににくいことなどが課題として挙げられる。

そこで本研究では、プランターなどを用いた低コストかつ手軽な屋上緑化に着目した。著者らは既報^{[2][3]}において、ゴマを栽培したプランターを用いた屋上緑化の実測とシミュレーションを行い、プランター設置により天井熱流が低減することを確認した。しかし、プランターの最適な配置密度については十分に解明されていない。

1. 研究目的

本研究では、去年から引き続き行っているゴマを用いたプランターによる屋上緑化を模擬的に再現するために、屋上緑化の研究によく使われるセダム^[4]を用いた模型実験とシミュレーションを行い、熱環境緩和効果を調べる。実地では行にくい配置パターンの検討とその結果の分析を行い、実測データを取得する。また、その実測データを用いてシミュレーションを行い、最適なポット数および配置計画について検討する。このシミュレーション結果を根拠としてプランターによる屋上緑化の設計に生かすことができるようにすることが目的である。

2. 実験概要

2.1 実験方法と条件

実測は大阪電気通信大学 D 号館東屋上にて実施した。実験期間は 2025 年 9 月から 10 月にかけてである。模型正面が南を向くように設置し、模型同士の日影影響を避けるため距離を確保した。

2.2 模型概要

実験にはファルカタ集成材（厚さ 12mm）を用いた直方体の模型（縦 624mm×横 724mm×高さ 536mm）を使用した。これを 2 体用意し、一方を「基準模型（緑化なし）」、もう一方を「緑化模型」として比較実験を行った。模型は日射吸収率を揃えるため白色ペンキで塗装している。測定項目は、屋上表面温度、天井温度、天井熱流、中心温度（室内温度）、模型下温度、および外気象データ（気温、日射量等）である。特に天井熱流は、熱流センサーを用いて計測した。設置場所に関しては Fig. 1 に示した通りである。

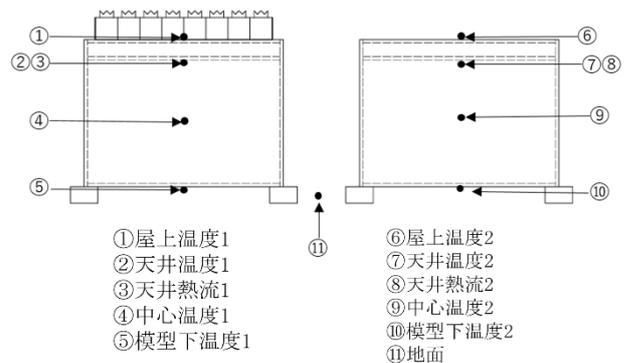


Fig.1 sensor diagram

2.3 緑化概要

緑化には Fig.2 のようにセダムポット (3号、直径約8cm、土厚約5cm) を使用し、ポット自体の日射吸収による影響を抑えるため、容器は白色のものを使用した。実験ケースとして、ポットの数と配置を変えた計8 ケースを設定した。それらを Fig.3 に示す。



Fig.2 The greening model and the reference model

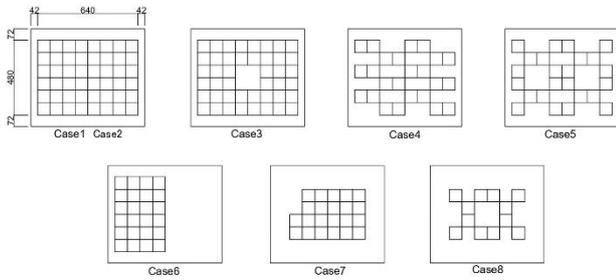


Fig.3 Experiment case list

3. 実験結果

3.1 基準模型比較実験

緑化を行わない状態で2つの模型の熱的挙動を比較した結果、屋上温度、中心温度、天井熱流の平均差はそれぞれ0.4℃、0.3℃、0.4 W/m²であり、個体差は無視できる範囲であることを確認した。

3.2 基準模型・セダム緑化模型比較実験

基準模型とセダム緑化模型との比較を行った。Fig.4 と Fig.5 に主要なケースの一日の結果を示す。また、Table.1 と Table.2 にそれぞれの屋上温度、中心温度、天井熱流の最大差と平均差をまとめたものを示す。Table.3 にはそれらを Case ごとにまとめたものを示す。

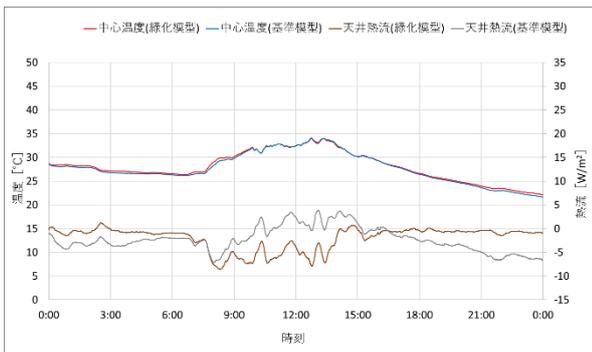


Fig.4 Comparison of central temperature and ceiling heat flow (2025/09/21 Case1)

Table.1 Absolute difference between greening model and reference model (case1)

	屋上温度	中心温度	天井熱流
最大差	9.0 °C	0.5 °C	7.9 W/m ²
平均差	3.0 °C	0.1 °C	4.9 W/m ²

Case1(48個)では Table.1 より、緑化模型は9時~15時の時間帯において、基準模型より最大で屋上温度は9.0℃、中心温度は0.5℃低くなった。天井熱流も最大差7.9 W/m²となった。この結果から緑化の効果が多少はあると言える。しかし、夜間になると緑化模型より基準模型の屋上温度は低くなっている。これは大気への放射現象が影響したと考えられる。

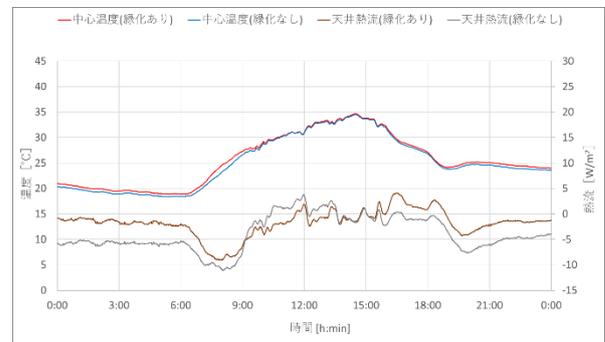


Fig.5 Comparison of central temperature and ceiling heat flow (2025/09/30 Case5)

Table.2 Absolute difference between greening model and reference model (case5)

	屋上温度	中心温度	天井熱流
最大差	6.8 °C	0.7 °C	3.7 W/m ²
平均差	3.2 °C	0.3 °C	1.3 W/m ²

Case5(24個)では Table.2 より、緑化模型の屋上温度が基準模型より最大6.8℃低くなった。中心温度では、最大0.7℃低くなっていたが、差はほとんど出していない。天井熱流は夜間が最大3.7 W/m²の差が出ている。また Case1(48個)に比べて Case5(24個)では、屋上温度の最大差が2.2℃程小さくなり、天井熱流は4.2 W/m²程小さくなった。しかし、中心温度に関しては Case1(48個)と Case5(24個)で最大差に大きな差はない。

Table.3 より、セダムポットの設置数が多いほど、屋上温度および天井熱流の低減効果が大きい傾向が確認された。特に屋上表面温度への影響は顕著であり、日射遮蔽効果が大きい。一方で、中心温度については、すべてのケースで基準模型との差は最大でも0.5℃程度と小さかった。

Table.3 Comparison table of rooftop temperature, center temperature, and ceiling heat flow

	屋上温度 [°C]		中心温度 [°C]		天井熱流 [W/m ²]	
	最大差	平均差	最大差	平均差	最大差	平均差
9/19~23 Case1	9.0	3.0	0.5	0.1	7.9	4.9
10/13~17 Case2	9.5	3.3	0.5	0.2	9.8	3.6
10/17~21 Case3	10.8	2.4	0.5	0.2	8.4	2.4
10/3~7 Case4	9.6	2.0	0.4	1.6	7.1	1.7
9/29~10/3 Case5	6.8	3.2	0.7	0.3	3.7	1.3
9/24~29 Case6	7.1	1.4	0.6	0.2	4.8	1.6
9/8~12 Case7	9.5	5.7	0.3	0.1	7.9	4.3
9/12~15 Case8	2.8	1.1	0.5	0.3	3.4	1.6

4. シミュレーション

4.1 解析手法

得られた実験結果を元に熱負荷計算コード「SCIENCE-Macro」^[5]を用いて、模型実験を再現する。計算条件には外気温、直達日射量、天空日射量、相対湿度、風速、地面と断熱材の間の温度、地表面温度を用いる。今回、緑化の蒸発散作用は考慮せず、緑化部分は土と仮定して、1次元熱伝導計算を行う。その際の土の日射吸収率は模型の最適な日射吸収率に合わせる。また、配置パターンに応じて土の総体積を一次元化し、土の厚さを変化させ、昼間の緑化の効果を検証するため9時~15時の時間帯で誤差評価を行う。

4.2 基準模型緑化模型シミュレーション比較

最初に各実験から得られたデータに対し、模型と土の日射吸収率を変更して計算を行った。その結果、日射吸収率 0.1 が最適であると分かった。そのうえで、Case1 (48個)とCase5 (24個)に行った実測結果に対して計算を行った。ここではグラフが見やすいように一日のデータを抽出した。各Caseの配置パターンに応じて一次元化した土の総体積の厚さで検討を行った。Case1では3.9cm、Case5では2.0cmが検討を行う際の土の厚さとなった。Fig. 6、Fig. 7に天井温度、天井熱流の実測値とのシミュレーション比較結果を示す。また、Table. 4、Table. 5に天井熱流の実測値とシミュレーション値の絶対値の平均誤差を表にまとめたものを示す。

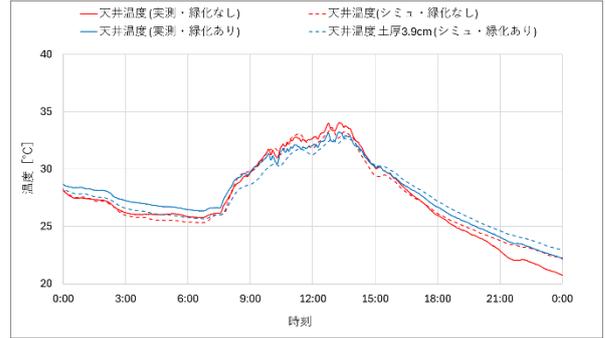


Fig.6 Ceiling temperature measurements and simulation results (2025/09/21 Case1)

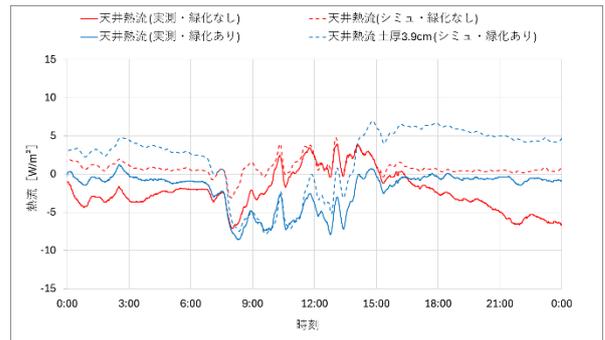


Fig.7 Ceiling heat flow measurement and simulation results (2025/09/21 Case1)

Table.4 Comparison of measured values and simulation results for the reference model and greening model for ceiling heat flow

(9/21~9/22, 9:00 - 15:00)

	天井熱流 (基準模型)	天井熱流 土厚 3.9cm(緑化模型)
	絶対値の平均誤差	1.4 W/m ²

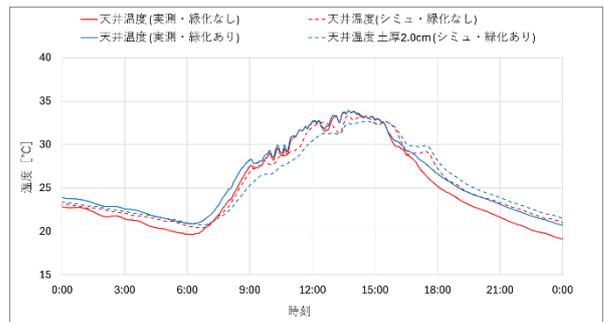


Fig.8 Ceiling temperature measurements and simulation results (2025/10/1 Case5)

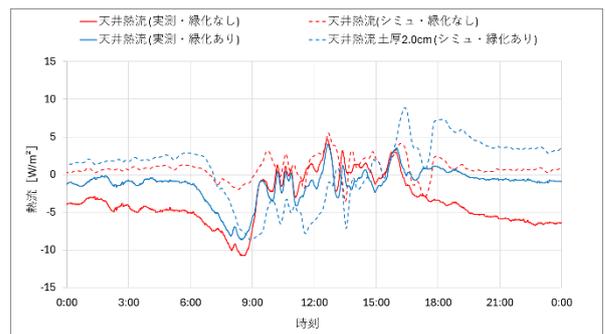


Fig.9 Ceiling heat flow measurement and simulation results (2025/10/1 Case5)

Table.5 Comparison of measured values and simulation results for the reference model and greening model for ceiling heat flow (9/29~10/3, 9:00 - 15:00)

	天井熱流 (基準模型)	天井熱流 土厚 1.8cm(緑化模型)
絶対値の平均誤差	2.1 W/m ²	3.2 W/m ²

Table. 4 より、Case1 の天井熱流の絶対値の平均誤差は基準模型が 1.4 W/m²、緑化模型では、1.9 W/m² となった。また、Table. 5 より Case5 では基準模型が 2.1 W/m²、緑化模型では、3.2 W/m² となった。

4.3 シミュレーション結果の考察

Table. 6 に各 Case の土厚とそれに伴った天井熱流の実測値とシミュレーション値の平均差を示し、Fig. 10 にはそれらをグラフにしたものを示す。Table. 7 には各 Case の日平均最大日射量と日平均最高気温を示す。

Table.6 Comparison table of absolute differences in ceiling heat flow between actual measurements and simulations of the reference model and the greening model

	土厚 [cm]	実測値	計算値
		平均差 [W/m ²]	平均差 [W/m ²]
Case1 48 個	3.9	4.9	6.2
Case2 48 個	3.9	3.6	5.8
Case3 44 個	3.6	2.4	4.3
Case4 24 個	2.0	1.7	2.4
Case5 24 個	2.0	1.3	5.5
Case6 24 個	2.0	1.6	5.4
Case7 22 個	1.8	4.3	3.6
Case8 12 個	1.0	1.6	1.6

Table.7 Daily average maximum solar radiation and daily average maximum temperature for each case

	日射量	外気温
	日平均最大[W/m ²]	日平均最高気温[°C]
Case1	890.3	31.9
Case2	559.7	28.5
Case3	590.0	25.4
Case4	483.7	26.0
Case5	806.3	31.6
Case6	752.8	31.2
Case7	813.3	35.5
Case8	735.0	33.2

Table. 6 より、全面敷設に近い 48 個の場合は実際の土厚約 3.9 cm を設定し、半数の 24 個の場合は約 2.0 cm 程度に設定することで整合性が取れた。また、そのことからシミュレーション上の土厚設定はプランターの配置パターンに応じた土の総体積を一次元化した際の土の厚さを変更して低減させる手法が有効であると推察される。ただし、天井熱流については、Case5 と Case6 の計算値は Fig. 10 に示された通り、実測値と大きく乖離している。計算上では基準模型と緑化模型との差が大きくなるはず

が、実際は差が小さくなっており、計算と矛盾が生じている。明確な原因はわからないものの、Table. 7 から日射量や外気温が計算値に対して強く影響を及ぼしたと考えられる。一方で、Case7 においては全ケースの中で最も気温が高い条件下であったにもかかわらず、実測値が計算値を上回るという逆転現象が発生している。本来の計算モデルの特性上、計算値は実測値よりも高く算出されることが想定される。しかし Case 7 という高温条件下においてのみ、なぜ実測値が計算値を上回る結果となったのか、これも明確な原因については現時点では特定できておらず、さらなる検証が必要である。また二次元的な配置パターンのモデル化の単純化による限界と考えられる。全体として計算値はポットの数を減らしていった際の実測値の大まかな傾向を捉えていると言える。

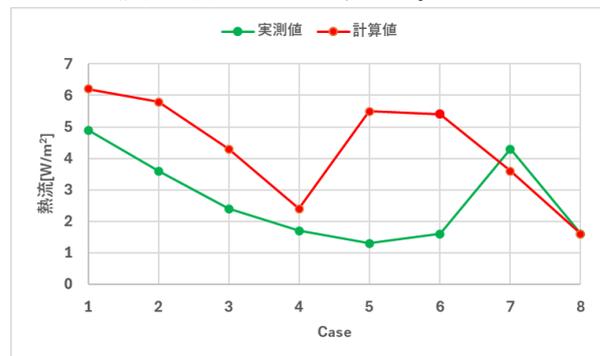


Fig.10 Comparison of the average difference in ceiling heat flow between actual measurements and simulations

5. 結論

セダムポットによる屋上緑化は、屋上温度と天井熱流の低減に有効だが、室温への効果は小さかった。実験と解析から、配置パターンに応じた土の総体積を一次元化した際の土の厚さを設定することで、簡易的なモデルでも熱流の低減傾向を概ね予測可能であることを明らかにした。しかし一部、矛盾が生じているところもあるため、更なる検証が必要である。今後は実際のプランター配置に対して、適用できるかどうかの検証も必要である。

参考文献

[1] 藤田 蓮ほか：天然芝を用いた屋上緑化に伴う室内熱環境に関する研究，日本建築学会中国支部研究報告集，Vol.47, pp.451-454,2024-3
 [2] 小柴陸斗ほか：ゴマを用いた屋上緑化による室内熱環境への影響，空調調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集，2025-3
 [3] 小柴陸斗，添田晴生：プランターによる屋上緑化の熱環境緩和効果～(その1)ゴマを用いたプランター栽培時の実測とシミュレーション～，空調調和・衛生工学会大会学術講演論文集，pp.513-516,2025-9
 [4] 平野勇二郎ほか：屋上セダム緑化面の熱収支特性に関する実測評価，環境工学研究論文集，Vol.43, pp.661-672,2006-5
 [5] 添田晴生ほか：CFD 簡略化による熱負荷計算の精度向上に関する検討 第1報—SCIENCE-Macro の概要と SMASH との比較，空調調和・衛生工学会論文集，No.183, pp.67-75,2012-6

単層・全層併用型のダブルスキンにおける換気回路網計算を用いた性能評価 Performance evaluation of single-layer and full-layer hybrid double-skin facades using network calculations

○佐嶋 俊彦 (竹中工務店) 尾形 直志 (竹中工務店)
兵頭 梨瑛 (竹中工務店)

Toshihiko SAJIMA*1 Naoyuki OGATA*1 Rie HYOUDOU*1

*1 Takenaka Corporation

In double-skin facades, the challenge is how to conduct ventilation within the cavity efficiently. To improve ventilation performance, this study combines a single-layer ventilation type (where the cavity is partitioned by floor) with a full-layer type (where the entire cavity is ventilated without partitions). This report presents the results of an investigation into the envelope performance of the hybrid single-layer/full-layer double-skin facade using network calculations.

はじめに

近年、ZEB 認証取得の観点から、空調負荷低減のために建物の外皮性能の向上が求められている。外皮負荷を低減する手法の一つとして、ダブルスキンファサード(以下、ダブルスキン)があるが、外付けブラインドに比べ、夏期にダブルスキン内空間(以下、キャビティ)の温度が上昇し、貫流熱が増大するというデメリットがある。そこで、キャビティ内の換気をいかに効率よく行い、排熱するかが課題となる。

ダブルスキンは、キャビティを各階ごとに区切った単層換気型と、区切らずに全体を換気する全層換気型に大別される。単層換気型は、各階ごとにキャビティ内を換気するため、上下階で温度差はほとんど生じず、また床が庇として日射を遮蔽する効果も期待できる反面、高低差が取れないことから重力換気による換気性能は低いという欠点がある。また、全層換気型は、高低差が大きく取れるため、重力換気による換気性能は大きくなる反面、強い上昇気流によるブラインドの揺れの問題や、上層階ほど高温になり、貫流熱が増大するという難点がある。

そこで、単層換気型と全層換気型を組み合わせることで、それぞれのメリットは残しつつ、デメリットを解決する単層-全層併用型のダブルスキンを提案する。本報では、熱・換気回路網計算により、単層-全層併用型のダブルスキンにおける外皮性能を検討した結果を報告する。

1. 単層-全層併用型ダブルスキンの概要

単層-全層併用型ダブルスキンの概要を Fig.1 に示す。単一階ごとに区画されたダブルスキンに縦方向の風の抜け道(ポイド)を作り、キャビティ内への給気は各階ごとに行い、排気はポイドを経由して最上部開口にて行う。

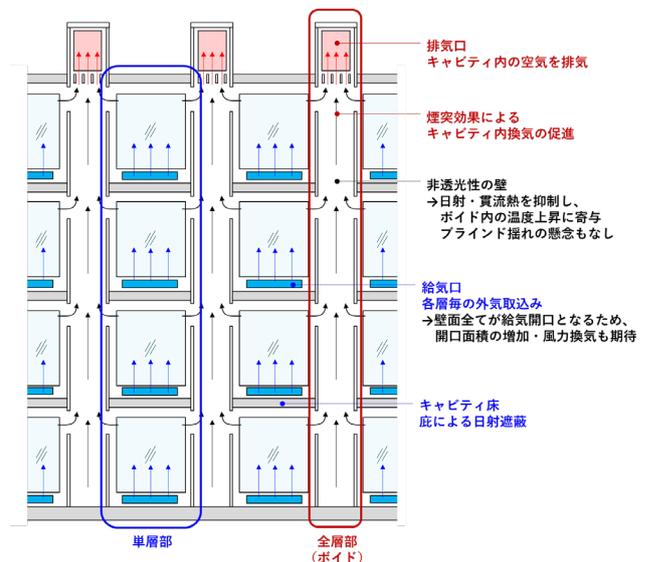


Fig.1 Summary of hybrid double-skin

全層部(ポイド)の煙突効果により、換気は促進しつつ、各階ごとの外気取入れにより、上下階の温度差は抑制する。また、各階の開口が全て給気用となるため、卓越風を利用した風力換気の効果も期待できるため、単層換気型の欠点を大きく改善しつつ、全層換気の長所を兼ね備えたダブルスキンとして、機能することが期待できる。

2. 解析概要

2.1 解析モデル

Fig.2 に作成した熱・換気回路網モデルを、Fig.3 にモデル化したダブルスキンの平面および開口面積を示す。10階建ての建物における1~10階までの1壁面におけるキャビティ空間をモデル化し、単層換気型・全層換気型・単層-全層併用型(ポイド分割なし)・単層-全層併用型(ポイド分割あり)の4つのモデルを作成した。キャビティ空間は温度分布を表現するため、各階ごとに分割した。

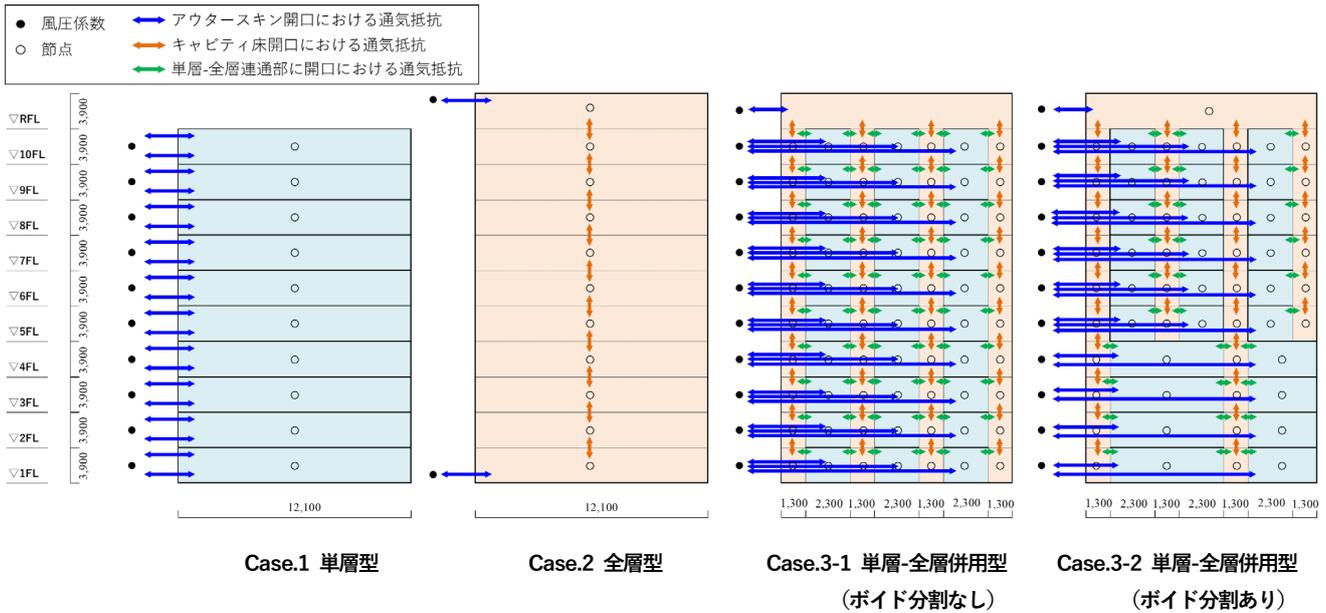


Fig.2 Models of network calculation

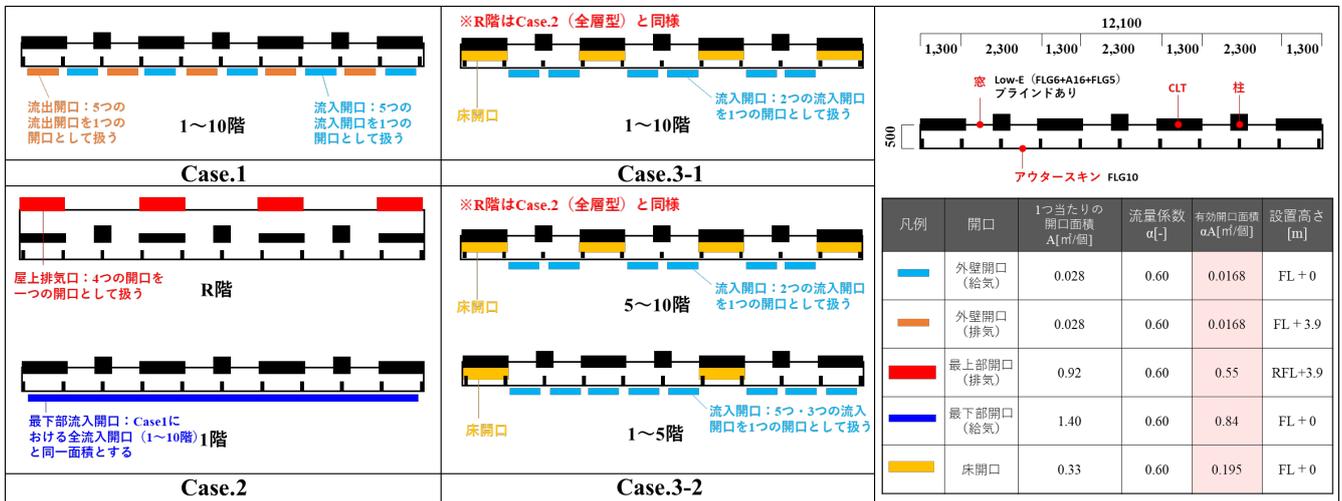


Fig.3 Plan of each double skin

2.2 外気条件

Table.1 に示す外気条件にて定常計算を行った。計算に用いる風圧係数を Fig.4 に示す。風圧係数は、データベースを参考に設定した値を用いて行い、壁面に直行する方向から風圧を受ける想定とした。風圧係数の基準動圧は、最高高さにおける外部風の動圧とする。ダブルスキンを設置する方位別の夏季における日射量の経時変化を Fig.5 に示す。日射量は、単層型、全層型それぞれのダブルスキンをモデル化した日射解析を行い、暑い夏の日における水平面および鉛直面における受熱量を算出した。各方位における日射量の最大値をキャビティ内における発熱量として入力した。

2.3 計算条件

Case1~Case3-2 の計 4 つのモデルについて、ダブルスキンが面する方位を変更した条件で計算を行った。東西ではほぼ同じ日射量となるため、西(東)・北・南の 3 方位

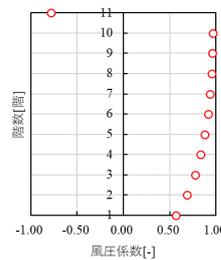


Fig.4 Wind pressure coefficient

での計算とした。

また、外皮性能の把握のため、キャビティからの貫流熱とダブルスキンを透過する日射量の合計値を室内側が受け取る外皮負荷として算出する。貫流熱は、Fig.3 に示すインナースキン (窓・柱・CLT) からの取得熱量として算出する。また、室内側が取得する日射量については、Fig.6 に示す日射熱取得率を鉛直面の日射量に乗じた値とする。

Table.1 Outside air condition

項目	単位	数値	備考
外部風速	[m/s]	3.0	
風向	-	-	壁面に直行する方向
外気温度	[°C]	35.0	

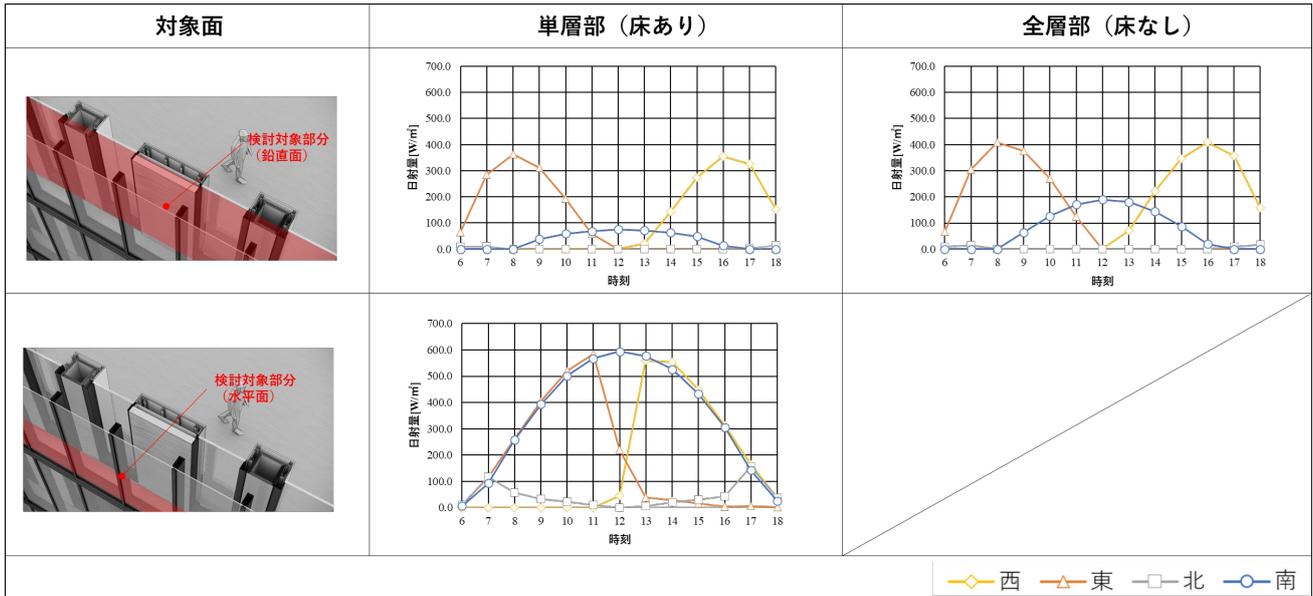


Fig.5 Solar radiation on each surface

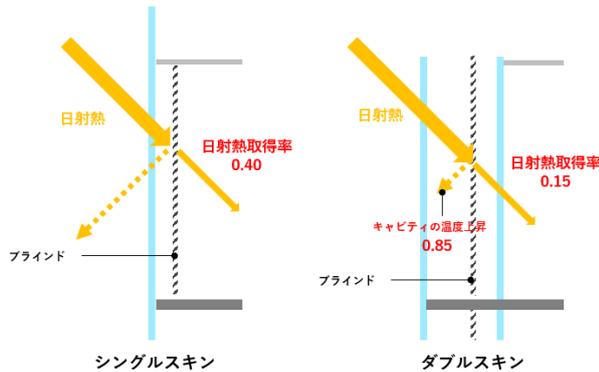


Fig.6 Solar heat gain coefficient

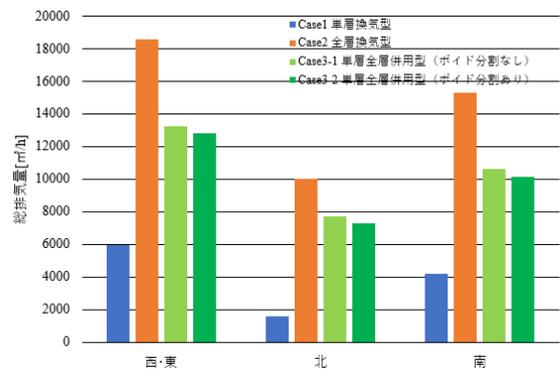


Fig.7 Comparison of total ventilation rate

3. 計算結果

3.1 計算条件

(1) キャビティにおける総換気量[m³/h]

キャビティの換気量の合計値を各方位ごとに算出した結果を Fig.7 に示す。Case.1 (単層型) では各階ごとの換気量が均等に分布している。Case.2 (全層型) では、浮力効果により下層から上層へ向かう強い上昇気流が生じ、総換気量は全 Case の中で最大となった。Case.3 (単層-全層併用型) では、ポイド分割あり・なしともに総換気量が単層型と全層型の間程度の数値を示した。

(2) 鉛直温度分布[°C]

キャビティ内の鉛直温度分布を各方位ごとに算出した結果を Fig.8 に示す。特に西・東において、大きな違いがみられ、Case.1 (単層型) では、各階ごとにキャビティ内温度が均等になり、最上階と最下階の温度差は 1°C 以下に留まった。Case.2 (全層型) では上層階ほど温度が上昇し、温度差は約 20°C と大きくなった。Case.3 (単層-全層併用型) では、温度分布が両者の中間的な特性を示し、最上階と最下階の温度差は約 10°C 程度となった。

(3) 外皮負荷[W]

Fig.9 に方位ごとに算出した各 Case の外皮負荷を示す。外皮負荷は、日射+貫流熱を 1~10 階まで合計した数値を示している。日射 (窓ガラスからの透過日射量) は、全方位において、単層換気型 (Case1) = 単層全層併用型 (Case3) < 全層換気型 (Case2) となり、Case1・3 は、床が庇の役割をするため、透過日射量が小さくなったためと考えられる。

貫流熱については、全方位において、全層換気型 (Case2) < 単層全層併用型 (Case3) < 単層換気型 (Case1) となり、全層換気では、重力換気の効果最大化されるため、貫流熱は最小となったと考えられる。

外皮負荷 (日射+貫流熱) については、方位によって各 Case で大小に差異が見られるが、全方位において、Case3 の外皮負荷が最小となることがわかる。これは、庇の効果と重力換気の促進という単層型と全層型の長所を単層-全層併用型が兼ね備えた結果と言える。

Fig.10 にシングルスキンと各 Case のダブルスキンの外皮負荷の低減率の比較を示す。シングルスキンと比較し

て、ダブルスキンでは、貫流熱が増大するもの日射量が大きく低減できるため、全ての Case において外皮負荷は半分程度に低減できることがわかる。中でも、Case3 (単層-全層併用型) が全方位において、削減量が最大となり、大きな低減率を実現できることがわかる。

(4) ボイド分割の効果

今回の解析においては、ボイドを分割しない条件においても各階の流入口から排気される逆流は見られず、ボイドを分割しなかった条件と分割した条件で大きな差異は見られなかった。ただし、モデルがさらに高層になった条件では、上階部分の流入口から排気が行われる可能性があるため、ボイドを分割することで、逆流が防止できると考えられる。

4. まとめ

本報で提案した単層-全層併用型ダブルスキンは、単層換気型と全層換気型の長所を兼ね備えた設計として最も優れた外皮性能を示すことが確認された。

換気性能については、ボイドを通じた縦方向の風の流路確保により、単層換気型よりも優れた換気量を実現しながら、全層型の過度な上昇気流を抑制できた。また、温度差については、上層階への過度な温度上昇を緩和し、各階間の温度差を適切な範囲に保つことで、層間での熱負荷の不均衡を改善した。外皮負荷については、単層型および全層型と比較して、外皮負荷を最も低減でき、空調負荷削減に貢献する可能性が示唆された。

今後、実際のプロジェクトへの適用を視野に、より詳細な実証検証を進めることが重要である。

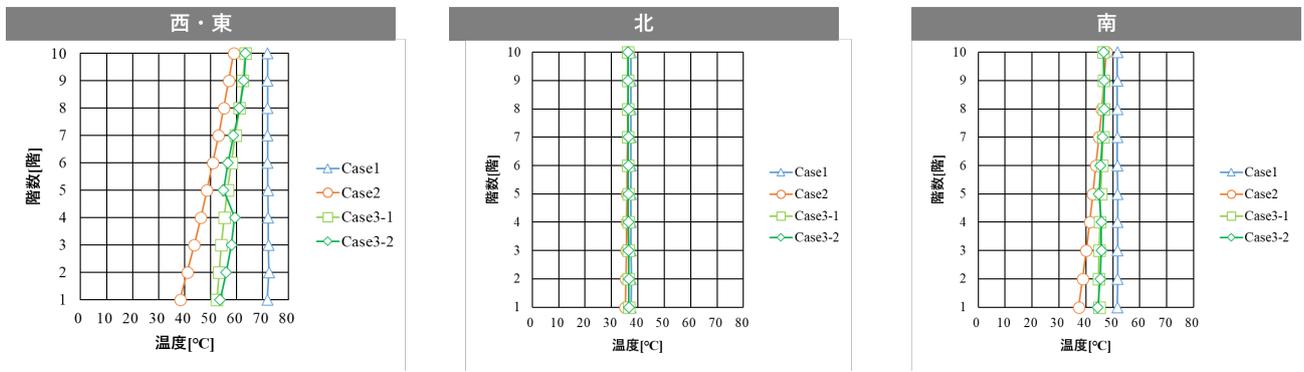


Fig.8 Comparison of vertical temperature distribution

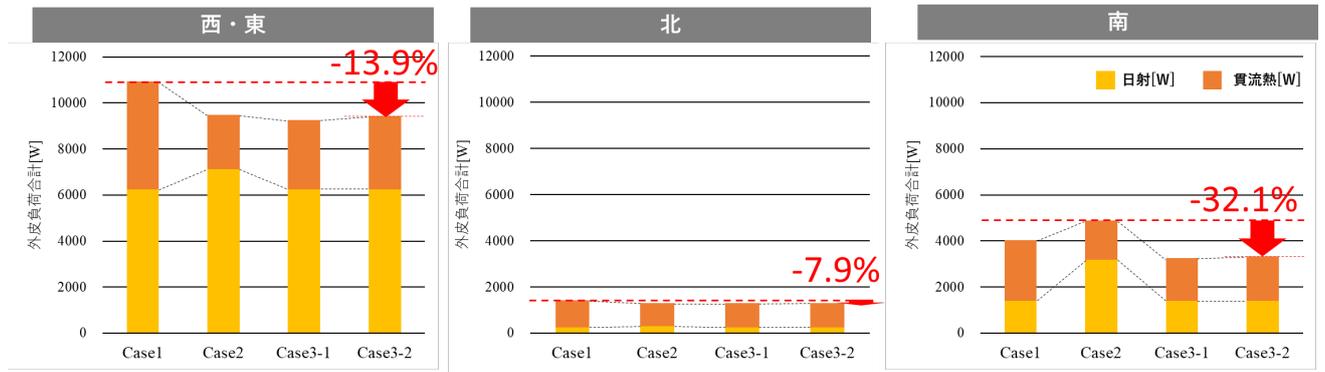


Fig.9 Comparison of skin load [W]

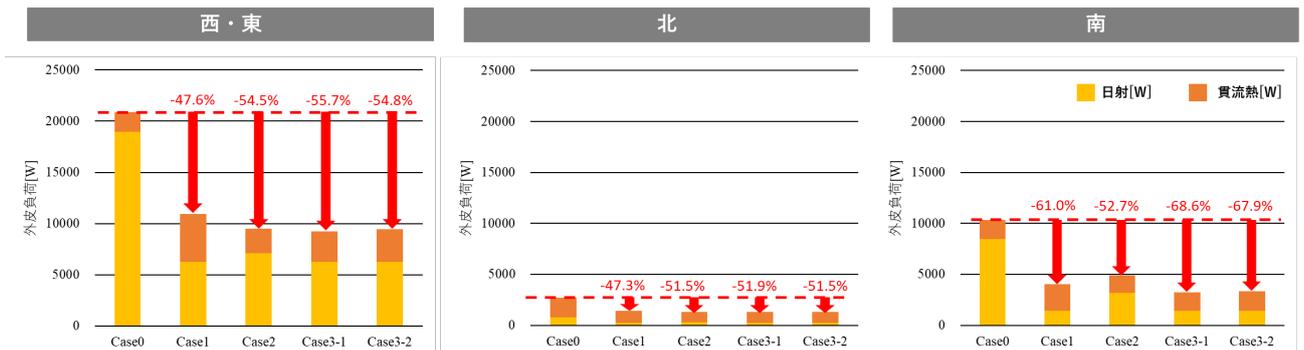


Fig.10 Rate of reduction in skin load from single skin [%]

実態調査に基づく高齢者の熱中症対策が冷房負荷に与える影響に関する研究

Study on the Effects of Measures against Heat Stroke for the Elderly on Cooling Load Based on a Survey of Actual Air Conditioning Use

小田 拓諒 (神戸大学) 竹林 英樹 (神戸大学)
 森山 正和 ○橋高 康介 (神戸大学)
 Takuma ODA*1 Hideki TAKEBAYASHI*1
 Masakazu MORIYAMA Kosuke KITTAKA
 *1 Kobe University

In this study, we analyzed the indoor thermal environment and air conditioner usage patterns in actual elderly housing. We identified the cooling load for each case by considering thermal insulation performance, cooling schedules, and cooling setpoint temperatures as conditions for air conditioner use. Based on the relationship between each parameter and cooling load, we quantitatively evaluated the cooling load and electricity consumption when assuming forced cooling operation as a measure against heatstroke.

1. はじめに

高齢者は暑さに対する感度が低下しており、エアコンは健康に良くないという意識や経済的理由でエアコンを使用しない場合もあるため、住宅内での熱中症リスクが課題となっている。この問題の対策として、高齢者の判断に依存しない強制的な冷房使用の可能性が想定される。具体的な方策として、センサーや親族による見守り機能による冷房、さらに自動制御技術を用いた行政等による強制的な冷房も想定される。これらの方策の可能性の検討には、制度、技術、安全性などの課題とともに、冷房使用に伴うランニングコスト(電気代)の定量的な把握も必要である。本研究では現地調査に基づき、高齢者住宅の室内温熱環境とエアコン使用の実態を分析し、住宅の断熱性能、冷房スケジュール、冷房設定温度などをパラメータとして、冷房負荷を熱負荷シミュレーションにより検討した。各パラメータと冷房負荷の関係をふまえ、熱中症対策として強制的な冷房使用を想定した場合の冷房負荷、電力消費量を定量的に評価した。

2. 高齢者住宅の冷房実態調査

阪神地域の高齢者住宅(戸建て)5軒(Table 1)において、昼間主に滞在する居室(居間)および寝室を対象にエアコン吹出温度、室内代表点の温湿度を測定し、エアコン稼働実態および室内温熱環境を調査した。各住宅の測定データからWBGTを算出した。A邸、D邸、E邸の居間、寝室のWBGTに基づく熱中症リスクの時間比率をFig.1~Fig.3に示す。A邸はほとんどの時間が最も熱中症リスクの低い「注意」(WBGT<25℃)であった。D邸で

Table 1 Measurement outline

	House A	House B	House C	House D	House E
Locatin	Ashiya City	Takarazuka City	Takarazuka City	Kobe City	Kawanishi City
Number of Elderly Residents (Age)	1 (91)	2 (78・71)	2 (84・79)	2 (71・67)	2 (84・80)
Measurement Period	2025/8/6~9/25				

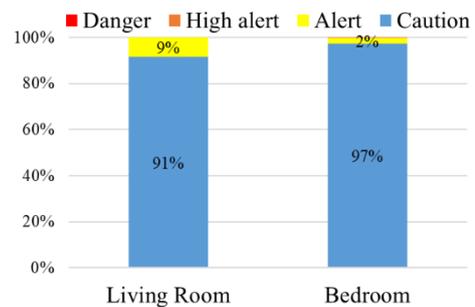


Fig.1 Time ratio of heatstroke risk according to WBGT in House A

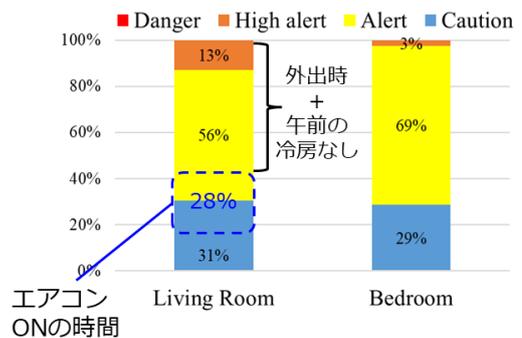


Fig.2 Time ratio of heatstroke risk according to WBGT in House D

Table 4 Calculated cooling load results [MJ/year]

Cooling schedules	Cooling setpoint temperature	thermal insulation performance			
		ZEH	H11	H4	S55
Schedule 1 LDK:all day Master bedroom: during occupancy	26℃		31,388	32,999	
	27℃		28,659	29,244	
	28℃	24,556	25,993	26,955	28,876
	29℃	22,333	23,430	24,103	25,850
Schedule 2 LDK:during occupancy Master bedroom: during occupancy	26℃	24,617	25,373	25,244	26,177
	27℃	22,696	23,136	22,836	23,660
	28℃	20,806	20,955	20,519	21,243
	29℃	18,939	18,854	18,292	18,920
Schedule 3 LDK:during occupancy Master bedroom: before sleeping	26℃		24,208		
	27℃		22,175		
	28℃		20,184		
	29℃		18,257		
Schedule 4 LDK:during occupancy Master bedroom: no cooling	26℃		23,152		
	27℃		21,239		
	28℃		19,360		
	29℃		17,519		
Schedule 5 LDK:only afternoon Master bedroom: no cooling	26℃		19,225		
	27℃		17,767		
	28℃		16,324		
	29℃		14,901		

3.2 計算結果, 文献値との比較

Table 4 に年積算冷房負荷の計算結果を示す. Fig.5 に磯崎ら²⁾による東京の冷房負荷 (間欠冷房, 26℃設定) の計算結果との比較を示す. 気象条件は異なるが, 建物モデルは本研究と同じ「標準問題」を使用しており, 冷房負荷 (文献値の 2010 年代-ZEH と本研究の 2024 年-ZEH) はほぼ同じである. 文献値の 1990 年代-H4, 2000 年代-H11 と 2010 年代-ZEH の差は温暖化による外気温上昇の影響で約 20%の増加率である. 本研究の 2024 年-ZEH は他の断熱条件 (-H4, -H11) と比較して若干小さいが, 断熱性能の影響は温暖化の影響と比較してかなり小さい. Fig.6 に断熱性能と年間の冷房負荷を示す.

冷房運転時間と年間の冷房負荷を Fig.7 に示す. 冷房時間の増加に伴って冷房負荷も増加する. 「LDK 午後のみ」と「LDK のみ」の差, 「在室時のみ」と「2 室全日」の差はともに約 22%, 「LDK のみ」と「LDK+寝室就寝前のみ」の差, 「LDK+寝室就寝前のみ」と「在室時のみ」の差はともに約 4%であった. 昼間の冷房時間の増加の影響は大きい, 夜間の影響は小さい. 設定温度を 1℃低下させた場合 (Fig.8) の冷房負荷の増加量, 増加率は 2000MJ, 10%程度である.

4. 熱中症対策として冷房した場合の冷房負荷増加量

全日冷房, 在室時のみ冷房, LDK 午後のみ冷房の運転条件での LDK の年間の冷房負荷の時刻変化を Fig.9 に示す. LDK 午後の場合には立上げ時刻の 12 時に大幅に増加するが, 在室時のみ冷房の場合の立上げ時刻の 6 時にはあまり増加しない. 午前中の外気温の上昇に伴って室温が上昇したため, 12 時の立上げ時刻に

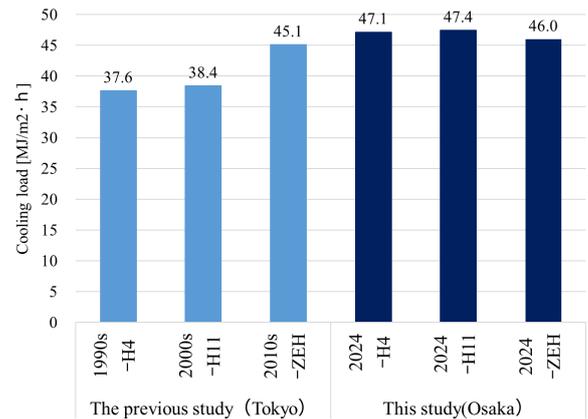


Fig.5 Comparison with previous studies on cooling load

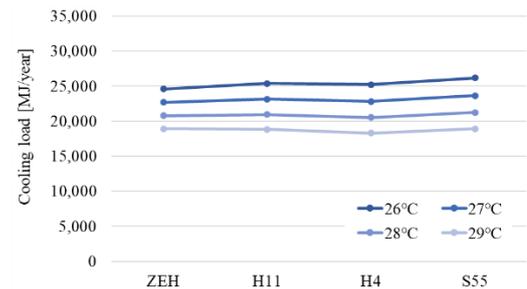


Fig.6 Thermal insulation performance and annual cooling load (Schedule 2)

は設定温度まで低下させる必要がある。その後も蓄熱の影響で全日冷房の場合より若干大きい。寝室では在室時のみ冷房の立上げ時刻の22時に全日冷房より増加しているが、その後の蓄熱の影響は小さい。LDKでは、全日運転、在室時のみ運転、午後のみ運転の場合の冷房負荷はそれぞれ17774MJ, 19110MJ, 16324MJであり、その差は1336MJ, 2786MJと小さい。午後のみ運転が最も小さいが午前中の熱中症リスクが高まる上に、無駄の多い運転であるため、熱中症リスク、冷房負荷の観点からLDKでは全日冷房が推奨される。寝室では、全日運転、在室時のみ運転の場合の冷房負荷は8224MJ, 1849MJとであり、その差は6375MJと大きい。昼間の不在時(6時~22時)の冷房負荷が大きいため、寝室では在室時のみ冷房が推奨される。

熱中症対策として冷房した場合に増加する冷房負荷をFig.10に示す。全日冷房とすると25,993MJ/年、在室時のみ冷房とすると20,955MJ/年、推奨されるLDKで全日冷房、寝室で在室時のみ冷房とすると19,623MJ/年の冷房負荷が増加する。

5. 結論

本研究では、高齢者の熱中症対策として冷房した場合の冷房負荷、電力消費量を評価した。既往研究²⁾で示された20年間の温暖化による冷房負荷の増加率は20%であった。設定温度を1°C下げると冷房負荷はほぼ一定の割合で増加し(38.1MJ/m²)、その増加率は10%で、20年間の温暖化の影響の半分である。断熱性能の影響はほぼない。日中の冷房時間が電力消費量に大きな影響を与え、LDKでは、全日運転、在室時のみ運転、座午後のみ運転の場合の冷房負荷は17,774MJ, 19,110MJ, 16,324MJとその差は小さく、熱中症リスク、冷房負荷の観点から全日冷房が推奨される。寝室では、全日運転、在室時のみ運転の場合冷房負荷は8,224MJ, 1,849MJと大きく、昼間の不在時(6時~22時)の冷房負荷が大きいため、在室時のみ冷房が推奨される。熱中症対策として冷房した場合に増加する冷房負荷は全日冷房とすると25,993MJ/年、在室時のみ冷房とすると20,955MJ/年、推奨されるLDKで全日冷房、寝室で在室時のみ冷房とすると19,623MJ/年である。

参考文献

- 1) 宇田川光弘:住宅用標準問題, 日本建築学会環境工学委員会熱分科会第15回熱シンポジウム, (1985)
- 2) 磯崎恭一郎, 武田仁, 秋本孝之:気候変動による冷暖房負荷の変動 第5報一住宅外皮断熱基準と負荷変化量, 空調調・衛生工学会論文集, 345, 11-18 (2025)

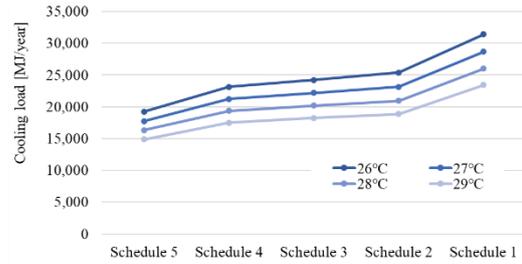


Fig.7 Cooling schedule and annual cooling load (H11)

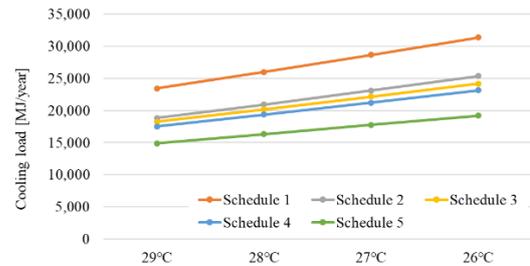


Fig.8 Cooling setpoint temperature and annual cooling load (H11)

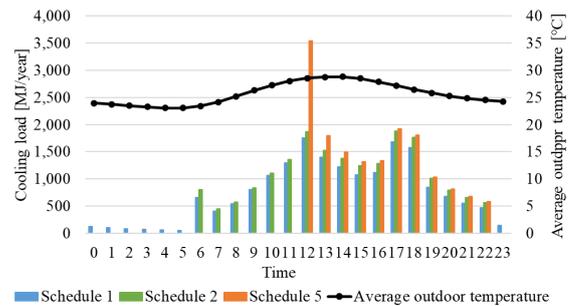


Fig.9 Time variation of annual cooling load in LDK under Schedule 1, Schedule2, Schedule5

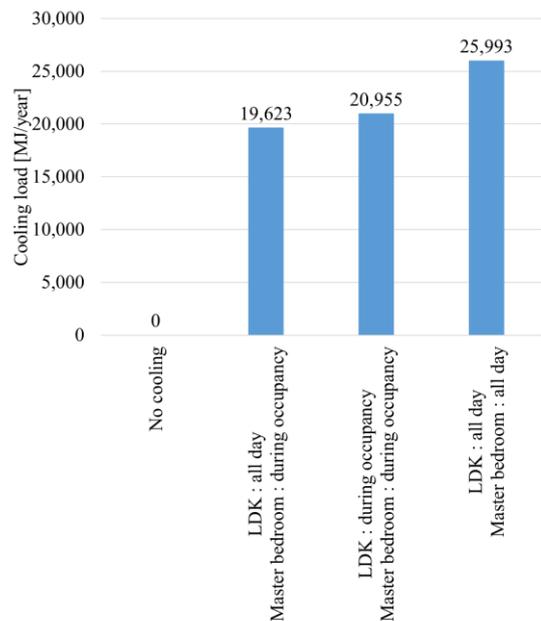


Fig.10 Cooling load by air conditioning schedule for each room

調湿建材の配置条件の違いによる室内温湿度および空調エネルギーに及ぼす影響
(その1) 数値シミュレーションによる室内温熱環境および熱負荷解析

Effects of Different Layout Conditions of Hygroscopic Materials on Indoor Hygrothermal Conditions and Air-conditioning Energy Performance (Part 1) Numerical Simulation of Indoor Thermal Environment Relevant to Human Thermal Comfort and Heat Loads

○長谷川 颯太 (立命館大学) 李 明香 (立命館大学)

Sota HASEGAWA*1 Myonghyang LEE*1

*1 Ritsumeikan University

In recent years, hygroscopic materials have attracted attention for reducing indoor humidity fluctuations. Previous studies suggest that they can stabilize indoor temperature and humidity and reduce air-conditioning load, especially latent heat. However, their energy-saving effects depend on operating conditions, and their performance under heating operation has not been fully explored. This study focuses on the effects of hygroscopic materials on indoor temperature, humidity, and air-conditioning load under both cooling and heating set-point temperatures. The type, placement, and coverage of the materials will be varied to examine how to use them more effectively in air-conditioning operation and building design.

はじめに

近年、室内の湿度変動を抑える手法として吸放湿材が注目されている。既往研究では、吸放湿材が空調負荷、特に潜熱負荷の増加に寄与するものの、室内温湿度の変動を緩和する可能性が示されている^{文1)}。一方で、その省エネルギー効果は空調の運転条件に依存し、地域差や冷房設定温度による空調機器性能の影響があることも報告されている^{文2)}。しかし、調湿建材の敷設面積の影響やその物性値に係る要因については十分に検討されていない。

そこで本研究では、躯体の吸放湿計算が可能なソフトである THERB for HAM ^{文3)} を用いて、調湿建材の敷設面積や湿気移動に係る物性値が室内温湿度および空調負荷に及ぼす影響について検討することを目的とする。まず、2種類の調湿建材について、空調設定温湿度との関係を整理し、室内湿度および熱負荷に及ぼす影響を明らかにする。また、調湿建材の敷設場所および敷設面積について検証する。さらに、調湿建材の水分伝導率および水分容量を変化させたパラメトリック解析を行い、それらの影響について検討する。

1. 調湿建材有無による室内湿度と熱負荷に及ぼす影響

1.1 計算モデルおよび計算概要

Table.1 と Fig.1 に、計算概要および計算モデルの平面図を示す。U_A 値は 0.841[W/(m²・K)]である。空調条件は、大きく自然状態と間欠空調の二つに分けており、自然状態では主に湿度の挙動について、間欠空調ではさらに Table.2 で示す温湿度設定をパラメトリック解析とし、相対湿度の分布や熱負荷について検討する。今回、空調対象

Table.1 Calculation overview

Meteorological conditions	Expanded AMEDAS Standard Meteorological Year Data (Tokyo)	
Calculation period	Summer seasons	June to September
	Winter seasons	December to February
Air changes per hour (ACH)	0.5 air changes per hour (ACH)	
Air-conditioning settings	No air conditioning	
	Temperature and humidity-controlled air conditioning (intermittent operation)	
Internal heat and moisture generation	Considering daily life schedules based on the NHK Survey on Time Use and Leisure Activities	



Fig.1 Calculation model

Table.2 Air-conditioning control conditions

Temperature and humidity set points			
Summer	27°C, 60% RH	Winter	22°C, 50% RH
			20°C, 50% RH
	28°C, 70% RH	er	22°C, 40% RH
			20°C, 40% RH

Table.3 Placement and coverage area of hygroscopic materials

case	Installation location	Japanese-style room	Living room	Master room	Children's room 1	Children's room 2
Case1	No hygroscopic materials	0	0	0	0	0
Case2	Part of the wall	9.31	12.70	6.35	5.66	5.66
Case3	Entire ceiling	16.56	21.53	13.24	10.76	10.76
Case4	Entire wall	30.08	32.24	29.84	27.02	26.35

Table.4 Physical properties of interior materials

		Gypsum board	Hygroscopic materials A	Hygroscopic materials B
Thickness	(m)	0.012	0.0095	0.016
Conductivity	(W/m K)	0.220	0.152	0.260
Specific heat	(J/kg K)	870	1400	1481
Specific weight	(kg/m ³)	706	750	1248
Moisture conductivity	(kg/m s Pa)	2.13E-11	2.92E-12	1.78E-09
Moisture capacity	(kg/m ³ (kJ/kg))	2.24E-05	2.502E-01	5.431E-01

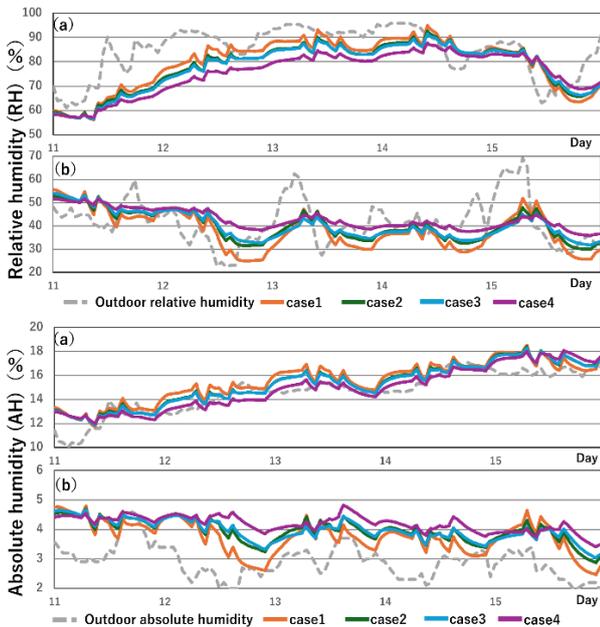


Fig.2 RH & AH of Hygroscopic Material A (Master Bedroom, No AC) (a)summer (b)winter

とした居室は、1階の和室、居間、2階の寝室、子ども部屋2室の5部屋であり、Table.3に各ケースの調湿建材の敷設位置と各部屋の面積を示す。調湿建材の敷設位置について、各居室において「壁部分」は北側一面、「天井全面」は天井全面、「壁全面」は壁四方全面の敷設としている。各ケースの総面積は居室五部屋に敷設した調湿建材の総面積(窓や戸は除く)である。Table.4に調湿建材なしとした石膏ボード(クロス仕上げ)と調湿建材2種類(以下、それぞれの調湿建材を調湿A,Bと称す)の物性値を示す^{注1)}。

1.2 非空調時における室内温湿度

Fig.2、Fig.3に、それぞれ調湿A、調湿Bの敷設位置による主寝室の相対湿度と絶対湿度の経時変化を示す。夏季においては、調湿建材の敷設面積が最も大きい^{注2)} case4

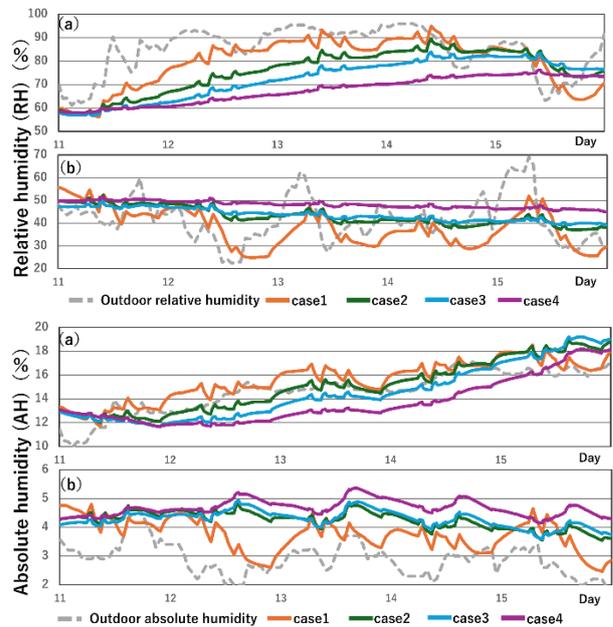


Fig.3 RH & AH of Hygroscopic Material B (Master Bedroom, No AC) (a)summer (b)winter

で、相対湿度の上昇が抑制された。つまり、調湿建材の敷設面積が拡張するほど、相対湿度の上昇が抑制されることが分かった。調湿AとBを比較すると、調湿Bの方が相対湿度の上昇をより抑制する傾向を示した。これは、調湿建材の水分伝導率および水分容量の違いによるものであり、調湿Bは水分伝導率が高く、水分容量も大きいことから、湿気を建材内部に保持する能力が高いことが示唆される。冬季においても、調湿建材の敷設面積が大きいほど相対湿度の低下が抑制される傾向が確認され、調湿A,B間の差についても夏季と同様の傾向が見られた。

1.3 間欠空調時における快適性と熱負荷への影響

Fig.4に、各パラメータ条件における季節別の間欠空調時の積算熱負荷を示す。なお、色とグラフ下部の数値はTable.3に示す各ケース番号と対応している。調湿建材の

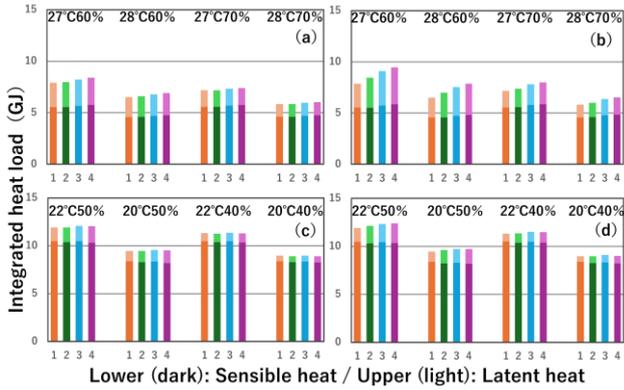


Fig.4 Integrated heat load with air conditioning (a) Material A, Summer (b) Material B, Summer (c) Material A, Winter (d) Material B, Winter

敷設位置の比較では、積算熱負荷は概ね横ばい、もしくは敷設面積の拡大に伴い増加する傾向が確認された。Fig.5 および Fig.6 に、空調停止時の居間の相対湿度のヒストグラム分布を示す。調湿建材の敷設面積が拡大するほど、相対湿度は常湿域に分布する割合が増加する傾向となった。また、調湿 B の方が常湿域への分布割合が大きく、室内湿度が安定した。一方で、Fig.4 に示すように、調湿 B は、吸放湿により非空調時間帯は湿度を保つことができるが、空調時にも吸放湿していることから、潜熱負荷としては大きくなることが明らかとなった。

Fig.7 に季節ごとの各ケースにおける、5 部屋の PMV の平均と潜熱負荷の相関を示す。調湿建材は B を使用した。夏季においては温湿度設定に関わらず、調湿建材の敷設面積が拡大するほど、快適になると同時に潜熱負荷は増大した。冬季においても同様の結果となり、快適性の向上に伴い、エネルギー消費量が増加した。

2. 湿度移動に係る建材物性値が調湿性能に及ぼす影響

2.1 計算条件

Table.4 および Table.5 に、計算概要と計算条件を示す。計算期間は7月とし、空調設定温度は27°C、24時間空調とした。ここでは、顕熱・潜熱負荷に加えてエアコン消費電力量についても検討する。建材の組み合わせとしては、前章で検討した調湿建材 2 種類の水分伝導率と水分容量をそれぞれ組み合わせ、4 ケースの検証を実施した。なお、熱物性値については調湿建材 A と同様とし、湿気物性値による影響のみを抽出したパラメトリック解析とした。エアコン電力の算出には既往研究^{文4)}に基づくモデルを採用し、除湿についてはエアコンの冷媒能力により生じる自然除湿として計算した。

2.2 室内湿度への影響

Fig.8 に7月の3日間の主寝室の各ケースの相対湿度の比較を示す。水分伝導率に着目して比較すると、水分伝導率が小さい Case2 および Case3 では、同一の水分容量を有する Case4 および Case5 と比較して、相対湿度が高い傾向を示した。これは、材料内部への水分移動および材料

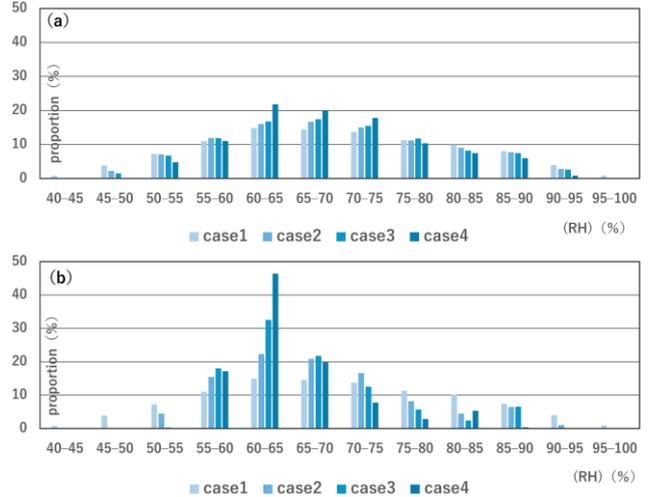


Fig.5 Histogram of relative humidity in the master bedroom with Material A (Int. AC OFF) (a)summer (b)winter

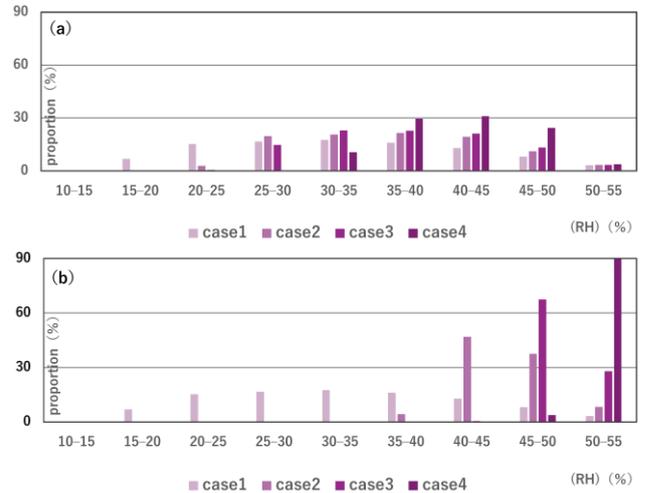


Fig.6 Histogram of relative humidity in the master bedroom with Material B (Int. AC OFF) (a)summer (b)winter

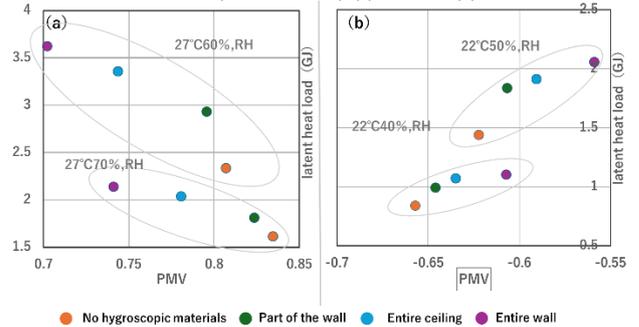


Fig.7 Scatter plot of PMV vs. latent heat load for Material B. (a)summer (b)winter

内での水分伝導が抑制された結果、空間側に水分が滞留したためと考えられる。また、水分容量について着目すると、水分容量の大きい Case3,5 は小さい Case2,4 よりも低湿側を推移することが分かった。

2.3 熱負荷および消費電力量の検討

Fig.9 に7月1か月の積算熱負荷および積算消費電力量を示す。また、Fig.10 に各ケースの除湿量の比較を示す。Case1 では顕熱負荷が最も小さい一方、潜熱負荷および除湿量が最大となった。これに対し、Case2~Case5 では除

Table.4 Calculation overview

Calculation period	July
Air-conditioning settings	27 °C setpoint (24 h AC operation)
Placement of hygroscopic materials	Entire wall

Table.5 Material properties of each case

	Moisture conductivity (kg/m s Pa)	Moisture capacity (kg/m ³ (kJ/kg))
Case1	-	-
Case2	2.92E-12	2.502E-01
Case3	2.92E-12	5.431E-01
Case4	1.78E-09	2.502E-01
Case5	1.78E-09	5.431E-01

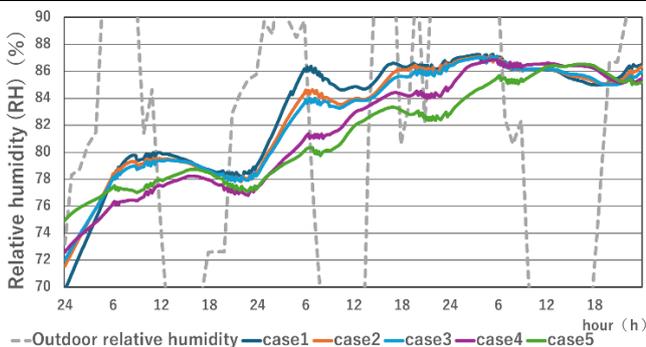


Fig.8 Comparison of Relative Humidity for Each Case (Master Bedroom)

湿量が低減し、それに伴い潜熱負荷も抑制された。調湿建材を用いた Case では、吸放湿作用により室内相対湿度の変動が抑制された。吸湿時には吸着熱の発生により顕熱負荷がわずかに増加するが、室内湿度の低下により空調機の除湿量が減少し、潜熱負荷が低減した。一方、調湿なしの Case1 では室内湿度が高く推移したため除湿量が増加し、潜熱負荷が大きくなった。

Case2~Case5 の比較より、水分容量および水分伝導率の両者が室内湿度に影響することが確認された。水分容量の大きい Case3 および Case5 では湿度変動が緩和され、同一伝導率の Case と比較して潜熱負荷が低減した。一方、水分伝導率の高い Case4 および Case5 では建材内部への湿気移動が促進され、室内相対湿度の振幅が抑制されたと推察される。

3. まとめ

本研究では数値シミュレーション解析により、調湿建材の種類と敷設位置による省エネルギー効果、および快適性について明らかにした。得られた知見を以下に示す。

- 1) 調湿建材の敷設面積が拡大することにより、自然状態の相対湿度について、夏季では上昇、冬季では低下が抑制された。

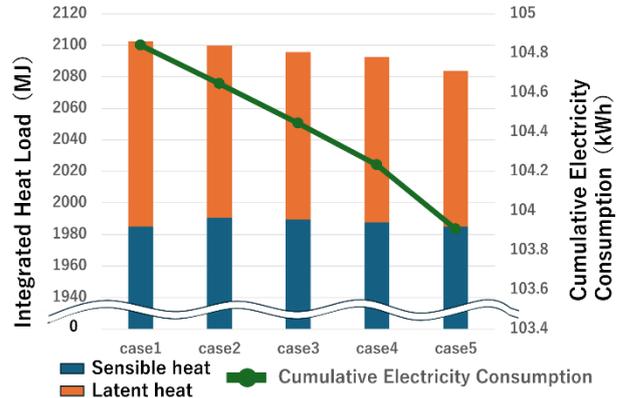


Fig.9 Comparison of Sensible and Latent Heat Loads and Energy Consumption Across Cases

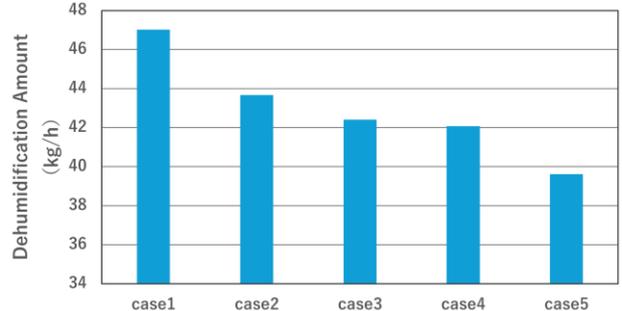


Fig.10 Comparison of Whole-Building Dehumidification Across Cases

- 2) 調湿建材の敷設面積が拡大することにより、空調時には、相対湿度の常湿域への分布が増加し、快適性が向上すると同時にエネルギー消費量が増加することとなった。
- 3) 新たに電力量を算出する別の計算モデルにおいて、水分容量および水分伝導率の増大により室内相対湿度の振幅が抑制され、湿度環境が安定することが確認された。調湿建材を用いた case では吸放湿作用により除湿量が低減し、それに伴い潜熱負荷および消費電力量が抑制された。

謝辞

本研究では日本建材・住宅設備産業協会の方々をはじめ、情報の提供をしてくださった企業の方々に協力をしていただきました。多大なる感謝を申し上げます。

注釈・参考文献

文1) 巽佑介, 小椋大輔:「吸放湿材が室内温湿度性状および空調負荷に及ぼす影響の検討」,日本建築学会大会学術講演梗概集, D-2, pp.239-240, 2014

文2) 廣岡志保, 岸本嘉彦:「冷却設定温度が吸湿・放散材の適用による省エネ効果に与える影響」,日本空調衛生学会第 51 回年次総会論文集, A30, 2021

文3) 尾崎明仁: Simulation Software to Describe the Hygrothermal Environment of Whole Buildings Based on detailed Physical Simulation in Buildings, P03 (24 Pages),2006

文4) 電力中央研究所:「家庭用エアコンの熱源特性モデルの開発」,発行年月,2015/07

注1) 「調湿建材なし」の壁面における石膏ボードの上は、透湿率 7.330e-12 [kg/m² s Pa]のクロス仕上げとしている。

注2) 本文中では「壁部分」→「天井全面」→「壁全面」になるにつれ、調湿建材の敷設面積が大きいものと表現する。

屋根面の画像解析に基づく民生業務部門の熱源採用状況のモデリング

Modeling Heat Source System Adoption in Commercial Buildings based on Roof Surface Image Analysis

○西村 純 (大阪大学) 林 優羽 (大阪大学)

山口 容平 (大阪大学) 内田 英明 (大阪大学) 下田 吉之 (大阪大学)

Jun NISHIMURA*1 Yu HAYASHI*1 Yohei YAMAGUCHI*1 Hideaki UCHIDA*1 Yoshiyuki SHIMODA*1

*1 Osaka University

This study develops a model to estimate the adoption status of heat source equipment in individual buildings to support regional decarbonization planning. Using high-resolution aerial imagery and the YOLOv8n_obb machine learning model, the system automatically detects rooftop equipment, including cooling towers and air-cooled heat pump chillers. The model achieved F1 scores exceeding 0.70 during cross-validation. When applied to 100 buildings in Chuo Ward, Tokyo, the model successfully estimated the equipment adoption status with 78% accuracy, enabling high-resolution regional simulations beyond simple statistical estimates.

1. 結論

地球温暖化対策の推進に関する法律¹⁾では、都道府県、指定都市、中核市および施行時特例市に温室効果ガス排出量の削減、温室効果ガスの吸収作用の保全及び強化を含む地方公共団体実行計画を定める義務が課され、その他の自治体には努力義務が課されている。地域脱炭素化に向けた対策導入の検討には、対策導入に関するシナリオに基づいて将来の二酸化炭素排出量を推計し、削減対策を設計するアプローチが有効である。このような検討において社会の変化をエネルギー需要、二酸化炭素排出量の変化として解釈するモデル分析が必要であり、物理シミュレーションに基づく推計モデルが有効である。都市レベルの推計を行うモデリング技術に UBEM (Urban Building Energy Modeling) があり、近年国際的にも開発が進んでいる。UBEM では個々の建物、あるいはストックグループのエネルギー需要を物理シミュレーションに基づいて推計し、その積み上げとしてストックのエネルギー需要を定量化する。このようなボトムアップ型の仕様から、将来における技術の変化を想定することによって対策導入の効果を定量化することができる。空気調和設備に関しては各種省エネルギー技術の導入によるエネルギー効率の改善、熱源の燃料転換が有効と考えられている。本研究では特に空気調和設備の燃料の利用に主眼を置く。

自治体等が燃料転換を含む施策を主導するエネルギー施策立案を行うためには、個々の建物の技術採用の現況、さらにその更新を把握し、UBEM と組み合わせてエビデンスベースの制度設計を行うことが重要である。一方で、

UBEM に使用することができる空調熱源の使用燃料に関する情報は限定的である。Yamaguchi²⁾は竣工設備データに基づいて空気調和設備の採用状況を模擬するロジスティック回帰モデルを開発したが、回帰モデルの説明変数が乏しく、個々の施設における技術採用を模擬する精度を持ち合わせていない。このような背景に対して、衛星画像を用いて、個々の建築物ストックで採用されている設備をデータ化するアプローチが開発されている。Barth³⁾は、冷房設備の導入現況の把握を目的として、衛星画像を用いて対象エリアの施設屋根面に設置されている熱源システムの検出および熱源容量の推定を行う手法を開発した。手法では屋根面の外観的特徴に基づいて屋根面の物体を検出する畳み込みニューラルネットワーク (CNN) が用いられており、ドイツにおけるケーススタディでは高い精度での検出・推定が可能であることが示されている。この手法は日本の業務施設の空調システムを検出することに応用可能であると考えられる。

そこで本研究では、Barth³⁾の既往研究を適用し、屋根面画像から熱源システムを推定する手法を開発することを目的とした。多数の自治体は固定資産税関連の業務の一環として定期的に航空写真を取得しており、これを活用することにより、熱源設備採用の現況、経時的变化を空間的に把握することが可能になると考えられる。

2. 方法

開発手法では、屋根面にある熱源設備に関するオブジェクトを検出し、その結果から建物の熱源設備採用状況を推定する。検出対象とするオブジェクトは、中央熱源方

式の排熱に使用される冷却塔 (CT: Fig. 1 左上)、中央熱源であるが冷却塔を使用しない空冷ヒートポンプチラー (ACC: Fig. 1 右上)、個別熱源方式であるビル用マルチエアコン (MUL: Fig. 1 左下)、パッケージ空調機に代表されるオブジェクト (PAC: Fig. 1 右下) の四種類である。Fig. 3 に開発した手法の概要を示す。

STEP1 では機械学習に inputs する訓練データを用意した。訓練画像は 1000×750 pixels の 405 枚のオルソ画像であり、GSD (Ground Sample Distance) は 5cm である。STEP2 では Fig. 2 のように各航空画像中の熱源設備に対して、学習に用いる教師ラベルを付与した。このプロセスはアノテーションと呼ばれる。STEP3 では構築した学習用データセットを YOLOv8n_{obb} モデルにより転移学習し、熱源設備検出モデルを生成する。訓練データセット全体の学習の繰り返しの数である epochs 数は過学習にならない程度で 100 回に設定した。



Fig. 1 Target objects for detection on rooftop surfaces

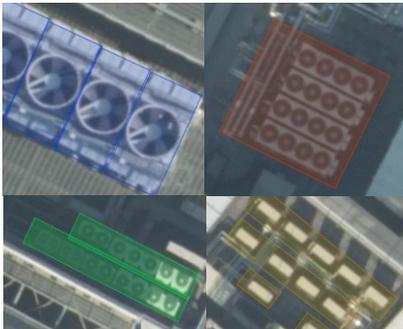


Fig. 2 Annotation methodology for each object

STEP3 で構築したモデルの精度検証を行うため、2 つの検討を行った。STEP4 では、オブジェクトの検出精度を確認するため、検出モデルのクロスバリデーションを行った。具体的には、STEP2 でアノテーションした画像をランダムに 5 つの評価用データセットに分け、検出オブジェクトと正解オブジェクトとの IoU (Intersection of Union) が 0.5 以上であれば真陽性として、計 5 回検出モデルの評価を行った。このうち次に説明する評価指標が総合的に優れているモデルを STEP5 で採用する。

STEP5 では、生成したモデルを東京都中央区の建物 100 棟に適用して得られた熱源設備採用状況と、目視で観測

して得られた熱源設備採用状況を比較し、UBEM での応用を想定した精度検証を行う。ここでは各建物の CT、ACC、個別熱源方式 (MUL または PAC) の有無の検出を評価した。具体的なモデルの適用手順は以下の通りである。まず、対象の建物を含む航空画像全体に熱源設備検出モデルを適用する。次に、各建物の建物境界線データを用いて建物範囲内にある検出されたオブジェクトを抽出する。これらのオブジェクトは、0.10 から 1.00 の信頼度 (Confidence) で検出される。最後に、各クラスの閾値 (Confidence Threshold) を独立して設定し、閾値以上の信頼度で対象オブジェクトが一つでも検出された建物を対象設備が設置されたものと考え、陽性とする。なお、各対象設備で用いる閾値は正解データとの一致率が最大となるように 0.1 から 0.9 まで 0.1 刻みで最適化した。

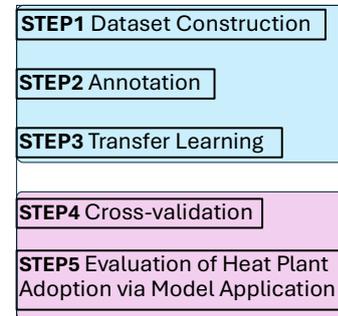


Fig. 3 Outline of the Model Development Process

STEP4、STEP5 では評価指標として式(1)~(3)により与えられる F1-score を用いた。

$$Precision \text{ (適合率)} = \frac{TP}{TP + FP} \quad (1)$$

$$Recall \text{ (再現率)} = \frac{TP}{TP + FN} \quad (2)$$

$$F1 = \frac{2 \times (Precision \times Recall)}{Precision + Recall} \quad (3)$$

ここで、 TP は真陽性、 FP は偽陽性、 FN は偽陰性である。加えて、平均適合精度 (AP: Average Precision) を用いた。この指標は物体検出モデルの総合的な性能評価をするために広く使われる指標であり、PR 曲線 (Precision-Recall Curve) の積分値として定義される (式(4))。

$$AP = \int_0^1 p(r) dr \quad (4)$$

ここで $p(r)$ は再現率 r における適合率を表している。全クラスにおける AP の平均値を mAP と呼び、これをモデルの最終的な性能指標として用いた。

3. モデルの精度検証結果と考察

3.1 STEP4 クロスバリデーション

クロスバリデーションの結果から性能の高いモデルを選択して採用した。採用したモデルの指標を Table 1 に示

す。表では Barth ら³⁾と比較している。Barth らは2つの設備の分類を対象とするものであるが、mAP、CTのF1-scoreは、Barth らよりも低い結果となった。一方、PACを除き他の設備は0.8以上のF1-scoreを達成しており、実用上十分な水準にある。PACでは0.745であるが、他の熱源機器と比較してオブジェクトサイズが小さく、屋上の他の構造物との判別が難しいことがこの要因として考えられる。また、他の設備がなければPACであると想定することもできるため、実用上十分な水準にある。

Table 1 Comparison of metrics between this study and previous research

Metrix	This study	Barth et al. ³⁾
mAP	0.834	0.860
F1-score[CT]	0.89	0.934
F1-score[ACC]	0.80	0.786
F1-score[MUL]	0.85	-
F1-score[PAC]	0.73	-

Fig. 4のF1-Confidence Curveは、採用したモデルの閾値とF1-scoreの関係を示したグラフであり、各クラス0.1から0.8までの幅広い閾値の設定で高いF1-scoreを維持している。また、CTに関しては、閾値が0.239のときに0.89と高水準なF1-scoreを示している。またFig. 5に採用したモデルのPrecision-Recall curveを示す。各クラスのAPの平均値であるmAPが0.834と総合的なモデルの性能が高いことが確認できた。またCTのAPは0.905と非常に高くなっており、誤検出が少なく正確な検出が可能なモデルとなっている。

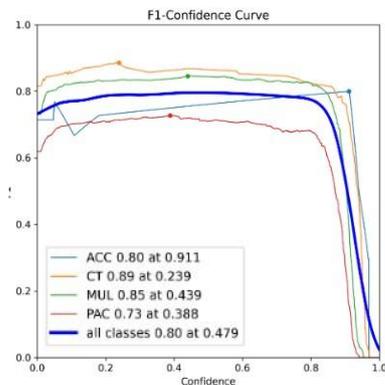


Fig. 4 F1-confidence curve of the best model

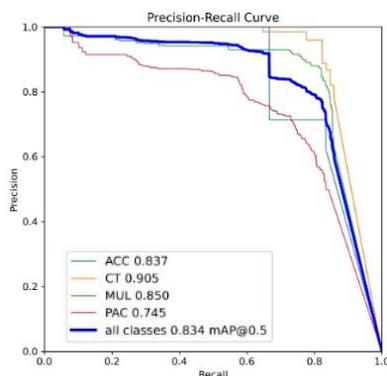


Fig. 5 Precision-Recall curve of the best model

3.2 東京都中央区への適用

STEP5において各クラスの設備採用の有無が全て一致していた対象は78棟(母数100)であった。このときの物体検出モデルの閾値は、CT:0.4、ACC:0.4、MUL:0.3、PAC:0.3であった。クラスごとの設備採用推定の評価結果をTable 2に示す。本研究で重視しているCTの設備採用は、89%の精度で正確に推定することが確認できた。

なお、Yamaguchi ら²⁾によるロジスティック回帰モデルをSTEP5で評価対象とした建物に適用して得られた熱源設備採用状況と、目視で観測して得られた熱源設備採用状況の一致率は25%であった。この結果は、推計精度を格段に向上させることを示唆する。

Table 2 Evaluation of equipment adoption estimation for each class

CLASS	Accuracy[%]	F1-score
CT	89	0.895
ACC	93	0.788
decentralized	94	0.965

3.3 検出モデルの課題

本節はSTEP5において誤検出および未検出になったオブジェクトのケースを示す。小型のファンが4つ敷き詰められているACCを、CTと誤検出したケースが4件確認された。Fig. 6に一例を示す。ACCについての学習データのバリエーション不足が主因と考えられる。これ以外にも、パラボラアンテナをPACと誤検出するケースがみられた。



Fig. 6 false detection of cooling towers

次に未検出である。CTにはFig. 1に示した角形冷却塔のほかにも丸型冷却塔がある。丸型のCT8件が未検出になった。Fig. 7に一例を示す。また、Fig. 8のように、低明度なファンガードの影響による特徴抽出の失敗により、ACCが未検出となってしまうケースが4件確認された。



Fig. 7 Examples of undetected CT

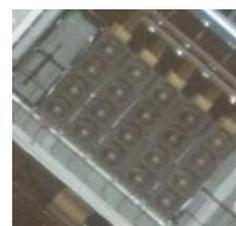


Fig. 8 Examples of undetected ACC



Fig. 9 Heat Plant adoption in Nihonbashi, Chuo, Tokyo

4. 開発モデルの面的適用

東京都中央区の全建物に本研究のモデルを 3.2 節で特定した閾値の組み合わせで適用し、熱源設備採用状況を推定した。その結果に基づいて、各建物の延床面積を熱源設備採用種別ごとに積算した。Fig. 10 に町丁字ごとに集計した結果を示す。京橋、日本橋、銀座などの大規模な業務施設が多い高度利用地区において、CT が設置されている燃料式の熱源機器が導入されている合計延床面積が大きい。

CT が検出された建物の合計延床面積が大きかった日本橋エリアにおいて、建物単位で Fig. 9 のように空間分析を実施した。これにより、赤色で示している燃料式の熱源機器を採用している建物の空間的な分布特性を把握することができるようになった。

5. 結論

本研究では、建物の熱源設備採用状況を 78%の精度で推定することが可能なオブジェクト検出モデルを開発した。ただし 3.3 節に述べた誤検出や未検出を解消するためには多種多様なオブジェクトを学習データに追加する必

要がある。今後は、本研究のモデルで推定した建物の熱源設備採用状況を需要推計モデルに適用して、対策導入に関する現況、変化を把握し、温室効果ガス排出量を推計することで対策導入効果を定量化して自治体支援に繋げていきたい。

謝辞

本研究の一部は、内閣府総合科学技術・イノベーション会議の戦略的イノベーション創造プログラム (SIP) 第3期「スマートエネルギーマネジメントシステムの構築 (JPJ012207)」(研究推進法人: JST) によって実施されました。

参考文献

- 1) 環境省；地球温暖化対策の推進に関する法律の一部を改正する法律案の閣議決定について
https://www.env.go.jp/press/press_02855.html
- 2) Yamaguchi, Bumjoon Kim, Takuya Kitamura, Kotone Akizawa, Hemiao Chen, Yoshiyuki Shimoda. Building stock energy modeling considering building system composition and long-term change for climate change mitigation of commercial building stocks
 Appl Energy 2022;306:117907.<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261921012204?via%3Dihub>
- 3) Florian Barth, Simon Schüppler, Kathrin Menberg, Philipp Blum. Estimating cooling capacities from aerial images using convolutional neural networks. Applied Energy 2023;349:121561.<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S030626192300925X?via%3Dihub>
- 4) Joher, G., Chaurasia, A., & Qiu, J. (2023). Ultralytics YOLO (Version 8.0.0) [Computer software].
<https://github.com/ultralytics/ultralytics>

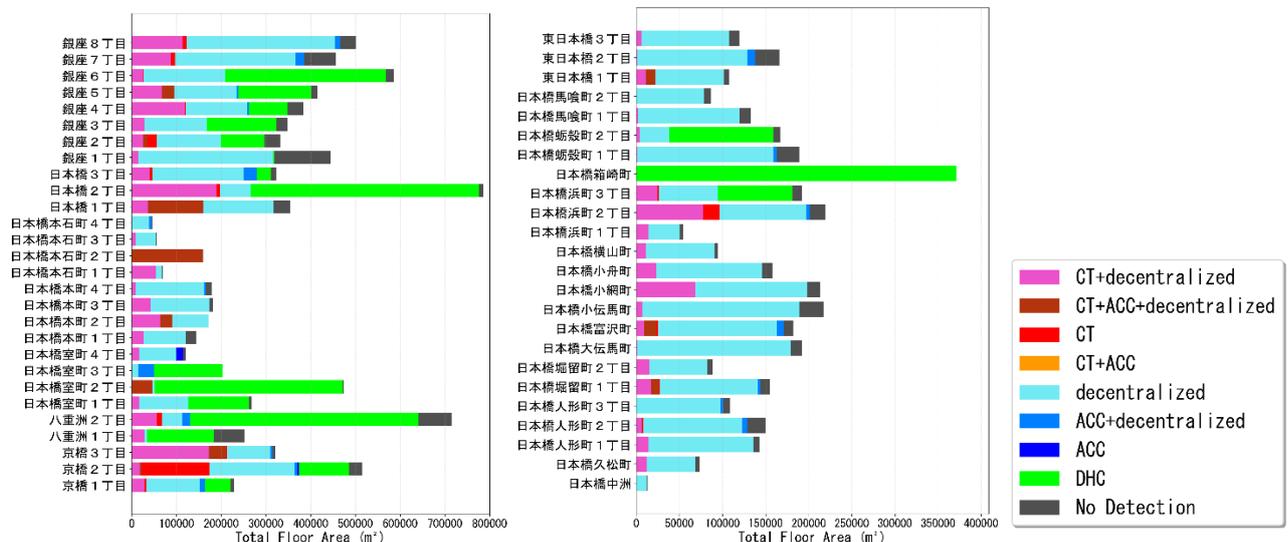


Fig. 10 Total floor area by heat plant adoption for each district in Chuo, Tokyo

ミストの付着および蒸発を考慮した人体—衣服の熱・水分収支モデル

A human-clothing heat and moisture balance model incorporating mist deposition and evaporation

○本 山 広 海 (大阪公立大学) 安 田 龍 介 (大阪公立大学)
木 下 進 一 (大阪公立大学) 吉 田 篤 正 (早稲田大学)
秋 山 英 之 (大阪公立大学)

Hiromi MOTOYAMA*1 Ryusuke YASUDA*1 Shinichi KINOSHITA*1

Atsumasa YOSHIDA*2 Hideyuki AKIYAMA*1

*1 Osaka Metropolitan University *2 Waseda University

We developed a human–clothing heat and moisture balance model incorporating mist deposition and evaporation to quantify pseudo-sweating in mist-spraying environments. Based on the Gagge two-node framework, the model employs four nodes (core, exposed skin, covered skin, and clothing) and introduces mist deposition as an external moisture flux whose latent heat is coupled to the heat balance. Ineffective sweating, dripping, and skin–clothing contact are included to prevent unrealistic over-wetting. Validation with intermittent clothing wetting experiments by Song et al. (2019) reproduced CON–WEC temperature differences. Field-based simulations further showed that mist effects can be separated into ambient-condition changes and pseudo-sweating driven by evaporation of deposited water. Future work will couple the model with mist-transport simulations for comprehensive outdoor assessments.

1. はじめに

近年、都市部の暑熱環境悪化により熱中症リスクが顕在化している。屋外暑熱対策として広く用いられるミスト噴霧は、周囲空気の温湿度変化に加え、皮膚・衣服への付着による濡れと蒸発潜熱によっても生じる疑似発汗効果をもたらす。しかし、従来の評価手法では濡れ過程を人体モデル内部で算定してはならず、ミスト噴霧の疑似発汗効果まで考慮して評価を行うことは困難である。

本研究では、ミスト沈着を外部フラックスとして水分収支に導入し、蒸発潜熱を熱収支へ反映する人体—衣服の熱・水分収支モデルを構築した。無効発汗・滴下および皮膚—衣服間の接触率を考慮し、既往の被験者実験^[1]を対象に妥当性を検証した。さらに、ミスト噴霧量、相対湿度、衣服水分容量、接触条件に対する感度解析によりモデル特性を把握し、過去の環境実測データに基づく条件設定の下で、濡れが人体の熱・水分収支に与える影響を定量評価することを目的とした。

2. 数値モデル

2.1 モデルの概要

本モデルは、皮膚を露出部と被覆部に分け、皮膚層2つと衣服を、水分を保持し蒸発する層として扱うことで、ミスト沈着水分が時間とともに蒸発し人体熱収支に影響す

る過程を表現可能とした。また、気相の水分移動だけでなく液相の移動を考慮することで、過度な濡れによる無効発汗量や衣服からの液水の滴下を表現した。さらに、被覆部皮膚層と衣服層が密着している面積の割合を与え、両者の間の熱・水分移動が変化するように設計した。なお、被覆層と衣服層はそれぞれ単一層としている。

2.2 モデルの構成

本研究では、Gagge et al.の2ノードモデル^[2]を基にミスト沈着および蒸発を考慮した人体—衣服の熱・水分収支モデルを構築した。モデルは人体—衣服系をコア (cr)、露出部皮膚 (br)、被覆部皮膚 (cov)、衣服 (cl) の4ノードに分割し (Fig.1)、外部環境条件 (気温・湿度・平均放射温度・風速) と人体表面へのミスト沈着フラックスを入力として、各ノードの温度および表面・衣服水分量の時間変化を解く。

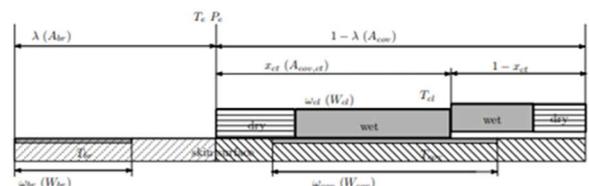


Fig.1 Schematic of the four-node human–clothing heat and moisture balance model under mist exposure.

2.3 熱収支

各ノードの熱収支は対流・放射・蒸発に加えて、ミスト付着や皮膚表面から衣服への汗の移動に伴う熱損失を含めて評価する。熱バランスにより、コア温度 T_{cr} 、露出部皮膚温度 T_{br} 、被覆部皮膚温度 T_{cov} 、衣服温度 T_{cl} の時間発展を計算する。

1) コア層

$$S_{h,cr} = M - W - Q_{res} - \lambda Q_{cr-br} - (1 - \lambda) Q_{cr-co} \quad (1)$$

2) 露出部皮膚層

$$S_{h,br} = Q_{cr-br} - (Q_{conv,br} + Q_{rad,br} + Q_{evap,br}) - Q_{mist,br} \quad (2)$$

3) 被覆部皮膚層

$$S_{h,cov} = Q_{cr-co} - x_{ct} Q_{cov-cl} - (1 - x_{ct})(Q_{conv,cov} + Q_{rad,cov} + Q_{evap,cov}) \quad (3)$$

4) 衣服層

$$S_{h,cl} = x_{ct} Q_{cov-cl} - (Q_{conv,cl} + Q_{rad,cl} + Q_{evap,cl}) - Q_{sw,cl} - Q_{mist,cl} \quad (4)$$

ここで $S_{h,*}$ [W/m^2] は熱蓄積, Q_{conv} , Q_{rad} , Q_{evap} , Q_{sw} , $Q_{mist,cl}$ [W/m^2] は対流・放射・蒸発・汗の付着・ミストの付着による熱損失を表す。露出率 λ [-] は体表面積に対する露出部面積比であり, x_{ct} [-] は被覆部における皮膚—衣服の接触率である。

2.4 水分収支

各層の水分収支によって露出部皮膚表面水分量 W_{br} 、被覆部皮膚表面水分量 W_{cov} 、衣服水分量 W_{cl} が時間刻みで更新される。露出部・被覆部の発汗に加え、ミスト沈着フラックスを外部水分供給として扱う。

1) 露出部皮膚層

$$S_{w,br} = \dot{m}_{rsw,br} + \dot{m}_{mist} - \dot{m}_{evap,br} - \dot{m}_{inef,br} \quad (5)$$

2) 被覆部皮膚層

$$S_{w,cov} = \dot{m}_{rsw,cov} - (1 - x_{ct}) \dot{m}_{evap,cov} - \dot{m}_{inef,cov} \quad (6)$$

3) 衣服層

$$S_{w,cl} = \dot{m}_{inef,cov} - \dot{m}_{evap,cl} + \dot{m}_{mist} - \dot{m}_{drop,cl} \quad (7)$$

ここで, $S_{w,*}$ [$kg m^{-2} s^{-1}$] は水分蓄積, \dot{m} [$kg m^{-2} s^{-1}$]: 単位面積当たりの質量フラックス, rsw : 調整発汗, $mist$: ミスト付着, $evap$: 蒸発, $inef$: 無効発汗, $drop$: 衣服からの滴下を表す。

皮膚および衣服層では、表面に保持される水分量 W_* [kg/m^2] を状態量として扱い、その飽和度合いを濡れ率 ω_* により表す。濡れ率は、各層が保持可能な最大水分量 $W_{max,*}$ [kg/m^2] によって次式で定義する。

$$\omega_* = \frac{W_*}{W_{max,*}} \quad (0 \leq \omega_* \leq 1) \quad (8)$$

ここで添字 * は、露出部皮膚 (br)、被覆部皮膚 (cov)、衣服 (cl) を表す。濡れ率 ω_* は蒸発潜熱移動の有効面積を表す指標として用い、各ノードの蒸発量は $Q_{evap} = \omega h_e (P_s - P_a)$ として与える³⁾。ここで、 h_e [$W m^{-2} Pa^{-1}$]: 水分移動係数, P_s [Pa]: 表面温度における飽和水蒸気圧, P_a [Pa]: 周囲空気の水蒸気分圧 $\omega_* = 0$ は乾燥, $\omega_* = 1$ は保持水分が最大に達した飽和状態を意味する。

また、発汗やミスト沈着により W_* が増加し、最大保持量 $W_{max,*}$ を超過する場合、超過分は当該層に保持されず「無効発汗量」あるいは「滴下量」として系外へ排出されるものとして処理する。具体的には、水分保持量を次のように上限値で制限する。

$$\begin{cases} W_* = W_* & W_* < W_{max,*} \\ W_* = W_{max,*} & W_* \geq W_{max,*} \end{cases} \quad (9)$$

このとき、超過分に相当する排出量は

$$m_{inef,*} = W_* - W_{max,*} \quad (10)$$

で与える。ここで $m_{inef,*}$ [kg/m^2] は、皮膚層では主に「無効発汗 (保持されず滴下・衣服へ移動する汗)」を、衣服層では「滴下 (衣服が保持できず落下する水分)」を表す。

2.5 衣服内空間層

被覆部皮膚層 (cov) と衣服層 (cl) の間に形成される衣服内空間層 (ag) は、本モデルでは独立した熱容量・水分容量をもつ状態ノードとしては扱わず、被覆部皮膚層と衣服層の間の熱・水分移動を与える媒介層として取り扱う。このとき空間層は準定常で常に熱平衡にあると仮定し、被覆部皮膚側および衣服側の熱伝達係数に応じて空間層の代表状態が決まるものとした。空間層の代表温度 T_{ag} は、被覆部皮膚温 T_{cov} と衣服温 T_{cl} の線形補間により次式で与える。

$$T_{ag} = \alpha T_{cov} + (1 - \alpha) T_{cl} \quad (11)$$

ここで α は空間層の代表状態が皮膚側にどの程度寄るかを表す重み係数 ($0 \leq \alpha \leq 1$) であり, $\alpha = 1$ で皮膚側, $\alpha = 0$ で衣服側に一致する。

同様に、空間層の代表水蒸気分圧 P_{ag} は、被覆部皮膚側の水蒸気分圧 P_{cov} と衣服側の水蒸気分圧 P_{cl} を線形補間して次式で与える。

$$P_{ag} = \alpha P_{cov} + (1 - \alpha) P_{cl} \quad (12)$$

なお、 P_{cov} および P_{cl} は飽和水蒸気圧 $P_s(T)$ に濡れ率を乗じた水蒸気分圧として表す。

以上により、本モデルでは空間層 (ag) を介した顕熱・潜熱移動を、皮膚側・衣服側の状態に応じて統合的に評価する。

3. 妥当性の検証

本研究モデルの妥当性は、間欠的な衣服湿潤が人体熱応答に及ぼす影響を扱った Song et al. (2019) [1] の被験者実験を対象として検証した。

同実験では、高温高湿環境 ($T_a = 43^\circ\text{C}$, $RH = 57\%$) に 90 min 曝露する CON 条件と、環境条件は同一のまま衣服を再湿潤する WEC 条件 ($t = 0, 30, 60\text{min}$ に湿潤操作) を比較している。本研究では、深部体温 T_{cr} および平均皮膚温 T_{sk} の時系列に加え、湿潤操作による影響量を条件差 $\Delta T_{cr} = T_{cr,CON} - T_{cr,WEC}$, $\Delta T_{sk} = T_{sk,CON} - T_{sk,WEC}$ により評価した。

結果、解析では $T_{cr} = 38.0^\circ\text{C}$ への到達時刻が実験より約 20 分早く、絶対的な熱応答は相対的に速い傾向を示した。一方で、CON と WEC の温度差は概ね再現され、 ΔT_{cr} は実験値 0.3°C に対して解析値も 0.3°C と一致し、 ΔT_{sk} も実験値 0.3°C に対して解析値 0.4°C と近い値を示した。

以上より、本モデルは応答速度には改善余地がある一方、衣服湿潤による条件の違いが表現されており、疑似発汗効果の評価に応用可能であると示唆される。

4. ミスト有用性評価の数値解析手法

ミスト噴霧の効果を評価するため、Table 1 に示す 4 つの解析ケースを設定した。Case1 は屋外 (日よけ無し)、Case2 は日よけあり、Case3 はミスト噴霧による周囲環境条件の変化のみ (ミスト沈着なし)、Case4 は Case3 にミスト沈着を付加した条件である。

本解析は、過去に実施した屋外環境実測実験 (気温・湿度・MRT・風速・およびミスト噴霧条件) データとそこから算出された濡れ条件に基づき、総解析時間 150 min として実施した。また、実測に基づき Phase3 はミスト停止後に日向条件へ変化する条件として設定した。入力条件 (気温、相対湿度、平均放射温度、風速、およびミスト沈着量) は Table 2 に示す値を用いた。

Case4 では外部水分供給 \dot{m}_{mist} としてミスト沈着量を水分収支式に入力し、付着に伴う濡れと蒸発過程を表現した。

Table 1 Analysis Phases for each case

Phase	Phase 1 (0-60 min)	Phase 2 (60-90 min)	Phase 3 (90-150 min)
Case1	Sunny Area	Sunny Area	Sunny Area
Case2	Sunny Area	Tent	Sunny Area
Case3	Sunny Area	Tent + mist	Sunny Area
Case4	Sunny Area	Tent + mist + deposition	Sunny Area

Table 2 Environmental setting for each Phase

Phase	Sunny Area	Tent	Tent + mist	Tent + mist + deposition
Temperature [°C]	31	31	27.5	27.5
RH [%]	38	38	67	67
MRT [°C]	56	45	45	45
Wind speed [m/s]	1.0	1.0	1.0	1.0
mmist [kg/m ² /s]	0	0	0	4.7E-5

5. 結果と考察

5.1 評価方法

評価指標として、温度は深部温 T_{cr} および平均皮膚温 T_{sk} を用い、 T_{sk} は $T_{sk} = \lambda T_{br} + (1 - \lambda) T_{cov}$ で求めた。ミスト噴霧の有無による水分収支の違いを評価するため、全身発汗量・蒸発量・衣服滴下量を求めた。これらは露出部・被覆部の積算値を面積率と衣服接触率で加重して全身量へ換算した。

温度指標の全体傾向を解析終盤区間 (120–150 min の平均) における区間平均値より把握するとともに、ミスト噴霧による発汗低減量を、ミスト噴霧期間 (60–90 min) の区間積算値に基づいて求めた。特に発汗低減については、噴霧期間中 30 分間の全身発汗の総量を用いることで、疑似発汗効果による発汗減少量を算出した。

1) Case2 と Case3 比較：ミスト噴霧に伴う周囲環境条件の影響

2) Case3 と Case4 比較：ミスト沈着に起因する影響

3) Case2 と Case4 比較：両者を含む複合的な影響

5.2 人体温度応答

温度応答の時系列より、ミスト噴霧条件へ移行する 60 min 以降、Case2, Case3, Case4 では露出部皮膚温が急激に低下し、特に Case4 で低下が顕著であった (Fig.2)。これは、周囲環境条件の変化に加えて、皮膚表面に沈着したミストの蒸発潜熱が疑似発汗効果として作用したことを示す。

一方、深部体温は露出皮膚温ほど変化しないが、ミスト噴霧中、時間の経過とともに条件による差が拡大し、日射の低減・ミストによる環境変化・ミスト沈着が人体全体の熱負荷低減に寄与することが確認された (Fig. 3)。

解析終盤 30 分 (120–150 min) の平均値では、深部体温は Case1 が最も高く、Case2, Case3, Case4 の順に低下した。

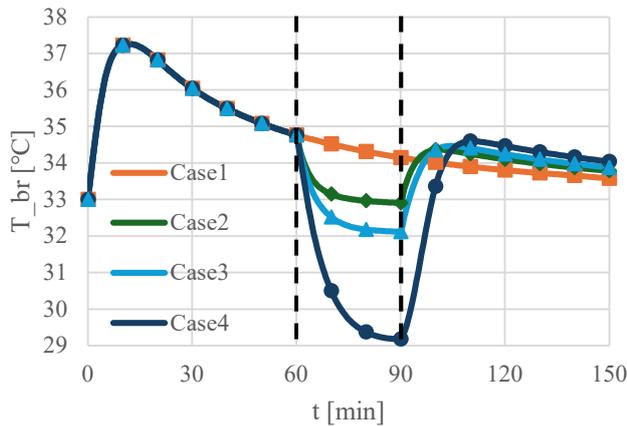


Fig.2 Exposed-Skin Temperature Response T_{br} Under the Four Cases

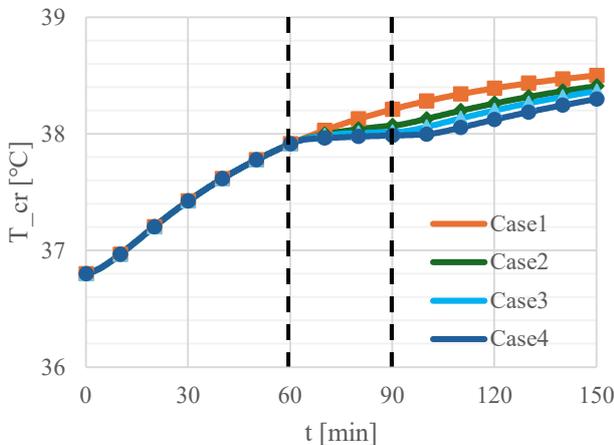


Fig.3 Core Temperature Response T_{cr} Under the Four Cases

5.3 発汗応答

発汗量は、ミスト噴霧の影響が反映される噴霧期間 (60–90 min) を対象に評価した。

Table 3 にその結果を示す。まず、Case2 と Case3 の比較より、周囲環境条件の変化のみでも発汗量が低減することが分かる。積算全身発汗量は Case2 の 158.5 g に対して Case3 では 146.0 g であり、約 7.9% 低下した (158.5 → 146.0 g)。これに対して Case4 では 88.3 g となり、約 44% の発汗低減がみられた (158.5 g → 88.3 g)。

Case3 と Case4 は周囲環境条件が同一であるにもかかわらず Case4 の発汗量がより低下しており、ミスト沈着・蒸発を考慮したことにより皮膚表面での冷却が発汗の一部を代替する (疑似発汗) 効果が表れている (Table 4)。

Table 3 Cumulative sweat (60–90 min)

Case	mrsw_br [g/m ²]	mrsw_cov [g/m ²]	Amount sweat [g]
Case1	101.2	110.5	192.2
Case2	81.7	92.3	158.5
Case3	75.6	84.8	146.0
Case4	45.7	51.4	88.3

mrsw_br, mrsw_cov are cumulative sweat mass per unit area.

Table 4 Cumulative evaporation and ineffective sweating during the spraying period (60–90 min)

Case	Evaporation [g]	Ineffective sweating [g]
Case1	105.2	91.5
Case2	92.3	71.8
Case3	86.4	63.8
Case4	115.2	29.6

6. まとめ

本研究では、ミスト沈着および蒸発を考慮した人体—衣服の熱・水分収支モデルを組み込んだ、ミスト噴霧環境下における人体温熱応答を評価可能なモデルを構築した。特に、環境実測実験に基づく数値解析により、ミスト噴霧の効果周囲環境条件の変化と、沈着水分の蒸発に起因する疑似発汗効果に分離して評価できることを示した。

今後は、ミスト挙動などの周囲環境を通じた総合的なシミュレーションを通して、屋外ミスト噴霧環境を包括的に評価することが課題である。

参考文献

- 1) W. Song, F. Wang, C. Zhang, “Intermittent wetting clothing as a cooling strategy for body heat strain alleviation of vulnerable populations during a severe heatwave incident”, Journal of Thermal Biology 79(2019) 33–41.
- 2) A. P. Gagge, A. P. Fobelets, L. G. Berglund; “A standard predictive index of human response to the thermal environment”, ASHRAE Transactions, 92(2B), 709-731, 1986.
- 3) 山田晶子, 「シミュレーションによる絹布の放湿過程の解析」, 糸絹研誌, 8, 25–32, 1999.

ZEB化した既存中小規模オフィスの性能評価に関する取組み （第1報）1年目運用実績および夏期室内環境の評価

A Study on Performance Evaluation of a ZEB-Retrofitted Small- to Medium-Scale Existing Office Building

Part 1. Evaluation of First-Year Operational Performance and Summer Indoor Environmental Quality

○加藤 功太郎（関西電力） 山口 弘雅（関西電力）
三島 憲明（関西電力） 金子 亮平（関西電力）
中村 和弘（ニュージエック）

Kotaro KATO*1 Hiromasa YAMAGUCHI*1 Noriaki MISHIMA*1

Ryohei KANEKO*1 Kazuhiro NAKAMURA*2

*1 The Kansai Electric Power Co., Inc. *2 NEWJEC Inc.

This paper reports a performance evaluation of a ZEB-retrofitted small- to medium-scale existing office building. The target building underwent a major retrofit aiming at ZEB Ready, including improvements to the building envelope, HVAC systems, and lighting. First-year operational performance was evaluated using BEMS data by comparing measured energy consumption with design and reference values. In addition, summer indoor environmental quality was assessed through field measurements and occupant questionnaires. The results confirm a significant reduction in overall energy consumption, particularly for HVAC systems, while maintaining a stable and comfortable indoor environment. These findings provide practical insights into performance verification of ZEB retrofits based on measured data.

はじめに

我が国では2050年カーボンニュートラルの実現に向け、既存建築物の省エネルギー化が重要な課題となっている。特に業務用建築物においては、ZEB (Net Zero Energy Building) 化が有効な手段であるが、改修後の「実績値」に基づくZEB達成状況や運用面での課題整理に関する知見は十分とは言えない。本報告では、当社既存事務所建物を対象に実施したZEB化改修について、BEMSデータに基づく実績値の評価、夏期における快適性評価（アンケートおよび実測）を中心に整理した結果を報告する。

1. 対象建物のZEB化概要

対象建物の概要を表1に示す。対象建物は1959年に竣工した事務所建物であり、ZEB化改修前は外皮断熱がほとんど施されていない状態であった。老朽化した設備更新を契機として、2023年7月から2024年6月にかけて、ZEB Readyの達成を目標としたZEB化改修工事を実施した。主な改修内容は、外壁・屋根の断熱性能向上、Low-E複層ガラスへの更新、高効率ビル用マルチエアコンの採用、照明の全面LED化、給湯のヒートポンプ化等である（表2）。これらの改修により、設計段階においてBEI 0.49

を達成し、ZEB Readyの認証を取得した。改修後はBEMSを更新し、空調・換気・照明・給湯等の用途別エネルギー消費量をより詳細に把握可能な計測環境を整備した。これにより、設計値と運用実績値の比較や、建物全体のエネルギー消費傾向を評価することが可能となった。

表1 建物概要

用途	事務所
所在地	大阪府
竣工	1959年（築67年）
延床面積	2936.42 m ²
階数・構造	地上3階・RC造



図1 建物外観

表2 改修概要

設備	改修前	改修後
外壁・屋根	断熱なし	押出ポリスチレン 50mm
窓	単板ガラス	Low-E 複層ガラス
空調	ビルマル、氷蓄熱ユニット	高効率ビルマル、外気処理空調
換気	個別式（有圧扇）	個別式（有圧扇）
照明	Hf 照明	LED 照明、明るさ・人感センサー
給湯	電気温水器	エコキュート

2. BEMS データに基づく運用実績値の評価

2.1 評価の考え方と評価対象期間

ZEB 化改修後のエネルギー性能を実運用条件下で把握するため、BEMS により取得された電力量データを用いて運用実績値の評価を行った。評価にあたっては、省エネルギー基準に基づく基準一次エネルギー消費量および設計段階で算定された設計一次エネルギー消費量と、改修後 1 年間の実測値を比較することで、ZEB 化改修による省エネルギー効果の実態を確認した。

改修後実績値の評価対象期間は、2024 年 11 月から 2025 年 10 月までの 1 年間とし、季節変動を含めた年間エネルギー消費傾向を把握することを目的とした。また、改修前実績値の評価対象期間を 2022 年 6 月から 2023 年 5 月までとし、改修後実績値との比較についても可能な範囲で実施した。一次エネルギー消費量は、BEMS で取得した電力量を一次エネルギー換算して算出した。一次エネルギー換算係数は、WEB プログラムに合わせて 9.76MJ/kWh としている。

2.2 年間一次エネルギー消費量の評価

図 2 に年間一次エネルギー消費量の比較結果を、表 3 に用途別の一次エネルギー消費量を示す。改修後の年間一次エネルギー消費量は、設計値および改修前実績値のいずれも下回っており、ZEB 化改修による省エネルギー効果が実運用条件下においても確認された。建物全体(コンセント等を除く)では、設計値比で 31.4%、改修前実績値比で 56.8%の削減が達成されている。

用途別に見ると、空調用途および換気用途において、設計値と比較して大幅な削減が確認された(表 3)。空調用途については、図 3 に示すとおり、設計時の WEB プログラムで想定した稼働時間数および負荷率に対して、実際の運用では稼働時間が短く、負荷率も低い傾向にあったことが要因と考えられる。また、後述する他用途の演算値に空調機(PAC)が一部含まれていることも影響している。換気用途については、実績値が設計値を下回っているが、当該用途の一部は演算値であり、計測方法や演算精度の影響を受けている可能性がある。

一方、照明用途および給湯用途では、設計値に対して実績値が上回る結果となった。照明用途については、演算過程において PAC が含まれていることが確認されており、対象 PAC の設計値(約 100 GJ/年)を考慮すると、設計値と実績値は概ね同程度と評価できる。給湯用途については、図 4 に示すように昼間時間帯の追い炊き運転が頻繁に発生していることが確認された。給湯使用量に対して貯湯量が多く、過大な熱ロスが生じている可能性があり、給湯の運用案については今後整理が必要である。

改修前実績値との比較では、換気用途を除き、概ね 50~60%の削減が確認された。ただし、改修前後で熱源方

式や室レイアウト、BEMS 計測区分が変更されているため、用途別の厳密な比較には限界がある。

以上より、用途別評価には留意点があるものの、建物全体としては実運用条件下においても ZEB Ready 相当の省エネルギー性能を達成していることが確認された。

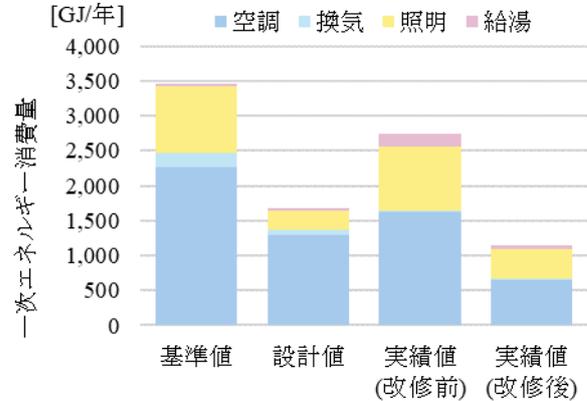


図 2 年間一次エネルギー消費量の比較

表 3 用途別一次エネルギー消費量の比較

GJ/年	設計値	実績値 (改修前)	実績値 (改修後)	増減%	
				設計値比	改修前比
空調	1298.4	1471.5	720.5	-44.5%	-51.0%
換気	69.5	1.2	10.2	-85.3%	+741.2%
照明	266.7	1031.2	362.0	+35.7%	-64.9%
給湯	46.2	161.6	59.6	+29.0%	-63.1%
合計	1680.9	2665.5	1152.3	-31.4%	-56.8%

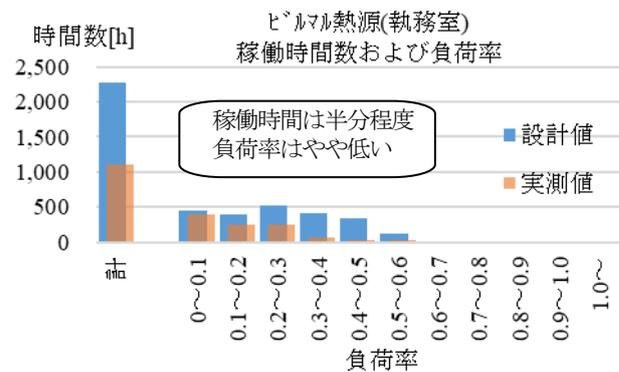


図 3 熱源稼働時間数および負荷率の比較 (冷房)

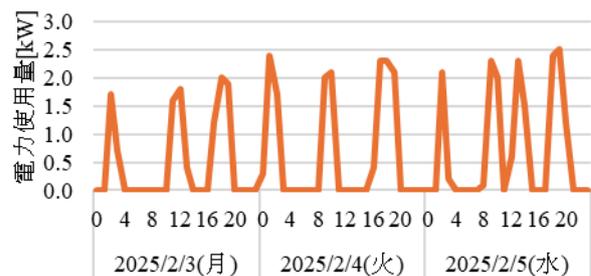


図 4 エコキュートの時刻別電力使用量

3. 夏期室内環境の実測評価

3.1 実測概要および評価方法

ZEB 化改修後の室内環境性能を把握するため、夏期において執務室を対象とした室内環境実測を実施した。図5に計測位置を、表4に計測項目を示す。実測は2025年8月5日から8月27日までの約3週間、1階代表執務室を対象として実施し、執務時間帯を中心に連続計測を行った。上下温度分布は、床面および床上0.1m、0.6m、1.1m、1.7m、2.5m、ならびに天井面において計測した。PMVの算出にあたっては、代謝量1.0 met、着衣量0.5 cloを用いた。評価にあたっては、改修前の同時期に実施された室内環境計測結果¹⁾(2018年)を参照し、改修前後の室内環境の変化を把握した。

3.2 夏期室内環境の実測結果

(1) 窓表面温度

図6に窓表面温度の経時変化を示す。改修前は2018年8月6日から8月24日、改修後は2025年8月6日から8月22日(いずれも土日祝日を除く)を対象期間とした。実測結果から、改修後は窓表面温度のばらつきが抑えられ、最高温度も改修前と比較して低く推移していることが確認された。ZEB 化改修において採用されたLow-E 複層ガラスによる断熱性能向上の効果が明確に現れている。

(2) 上下温度分布

図7に代表日(8月7日)における9時、12時、15時の上下温度分布を示す。改修前は、時刻や高さによって温度のばらつきが大きく、上部空間が十分に冷却されない傾向が見られた。一方、改修後は上下温度差および時刻別のばらつきが抑制され、空間全体でより均一な温度分布が形成されている。これは、外皮性能の向上に加え、適正な室温設定も寄与しているものと考えられる。

(3) PMV

図8にPMVの経時変化を示す。改修前は2018年8月6日から8月24日、改修後は2025年8月6日から8月22日(いずれも土日祝日を除く)を対象期間とした。改修後のPMVは快適範囲内で安定して推移しており、改修前に見られた日別のばらつきや寒冷側への偏りは解消されている。寒冷側への偏りが解消された要因としては、改修前の室温設定が23°C程度と低く、改修後に適正な室温設定となったことが一因と考えられる。

以上の実測結果から、ZEB 化改修における外皮性能向上は、エネルギー消費量削減に寄与するだけでなく、夏期における室内温熱環境の均質化および安定化にも効果を及ぼしていることが確認された。特に、ペリメータゾーンにおける窓表面温度の低減と上下温度差の改善は、執務環境の快適性向上に大きく寄与していると考えられる。

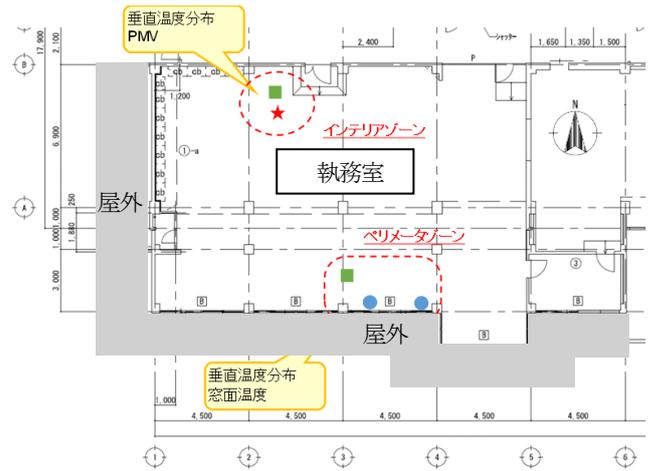


図5 計測位置(1階執務室)

表4 計測項目

凡例	計測項目	計測機器	計測間隔
●	窓表面温度	小型温湿度計	10min
■	上下温度分布		
★	PMV	PMV計	1h

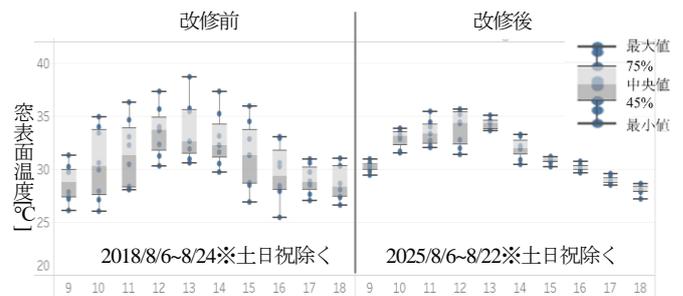


図6 窓表面温度の経時変化

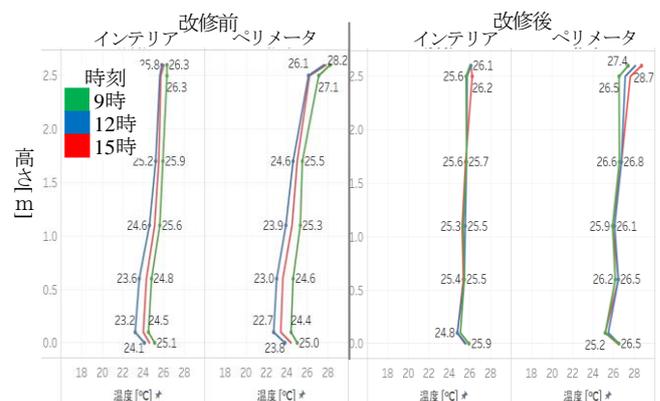


図7 時刻別上下温度分布(8月7日)

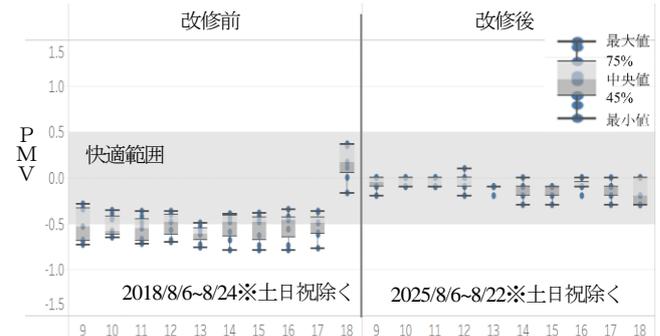


図8 PMVの経時変化

4. 夏期快適性評価（アンケート調査）

4.1 アンケート調査概要および評価手法

ZEB 化改修が執務者の主観的快適性に与える影響を把握するため、従業員（74人）を対象としたアンケート調査を実施した。アンケートは改修前に実施された調査りと同一形式を基本とし、温熱環境、空気環境、光環境、音環境、空間満足度等に関する主観評価を収集した。改修前の回答者数は34人であり、改修後は回答母数が増加している点に留意が必要である。さらに、アンケート結果を基に CASBEE-OHC²⁾（オフィス健康チェックリスト）の評価指標を算出し、ZEB 化改修前後の比較を行った。これにより、建物の物理的的性能向上が執務者の主観評価にどの程度反映されているかを定量的に検証した。

4.2 室内環境アンケート結果

図9に室内環境アンケート結果を示す。改修前と比較して、各評価項目において満足率が向上し、不満率が減少する傾向が確認された。特に、光環境、音環境および空間満足度の改善が顕著である。光環境の改善は、LED照明への更新による照度分布の均一化および視環境の向上が主な要因と考えられる。音環境については、窓の複層ガラス化等による外部騒音の低減に加え、レイアウト変更等の影響が複合的に寄与している可能性がある。空間満足度の向上は、これらの各環境要素の改善が総合的に反映された結果と解釈できる。

4.3 CASBEE-OHC 評価結果

図10および図11に CASBEE-OHC の評価結果を示す。改修後は各評価項目および合計スコアが向上しており、ZEB 化改修による建物性能向上が執務者の主観評価にも反映されていることが確認された。これらの結果は、前章で示した室内温熱環境の均質化および安定化の傾向と整合している。

以上より、今回の ZEB 化改修はエネルギー性能の向上にとどまらず、執務環境の質的向上にも寄与していることが示された。

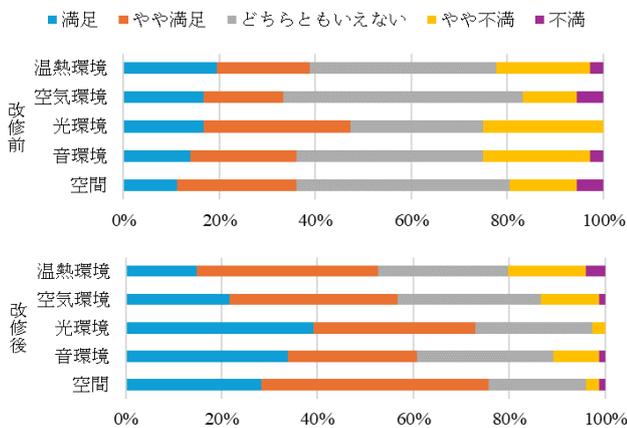


図9 夏期アンケート結果 (満足度)

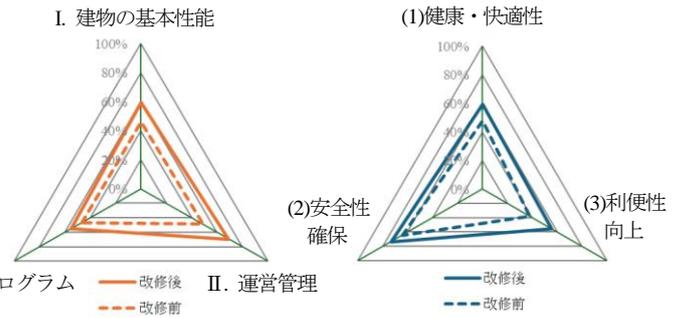


図10 CASBEE-OHC 評価結果 (各項目)

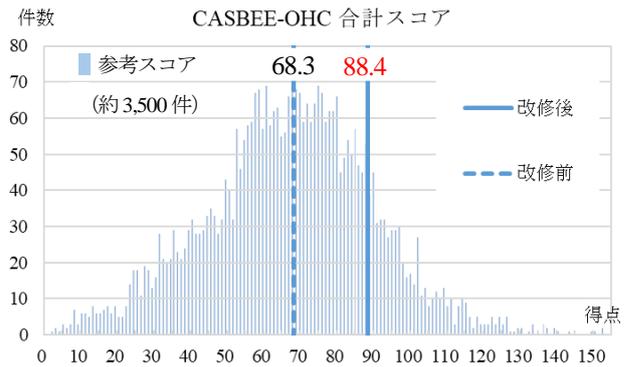


図11 CASBEE-OHC 評価結果 (合計スコア)

5. まとめ

本報告（第1報）では、ZEB 化改修を実施した既存中小規模オフィス建物を対象に、改修後1年目の運用実績値および夏期の室内環境・快適性を評価した。

BEMS データに基づく分析の結果、改修後の年間一次エネルギー消費量は設計値および改修前実績値を下回り、実運用条件下においても ZEB Ready 相当の省エネルギー性能が達成されていることが確認された。

室内環境実測では窓表面温度の低減や上下温度差の改善、PMV の安定化が確認され、温熱環境の均質化が図られていることが示された。さらに、アンケートおよび CASBEE-OHC 評価においても執務環境への満足度向上が認められ、建物性能向上が主観評価にも反映されていることが明らかとなった。

今後は、引き続き運用実績値を注視していくとともに、冬期の室内環境・快適性についても、実測およびアンケート調査により評価したい。

参考文献

- 1) 本山優作・白石靖幸・佐藤孝輔・伊藤浩士・吉田亘佑・山口弘雅・妹尾将司：中小規模オフィスにおける ZEB 化改修技術としての放射空調システムに関する研究，空調調和・衛生工学会論文集，46 巻 286 号，39-45，2021
- 2) 一般社団法人日本サステナブル建築協会：CASBEE オフィス健康チェックリスト 解説書，2020

工場生産ラインにおけるパンカールーバー吹出しの気流解析を用いた 空調効果の検証 第一報

Verification of Air Conditioning Effects Using Airflow Analysis of Punkah Louver Outlets in Factory Production Lines First Report

○池田 健人 (竹中工務店) 齋藤 誠 (竹中工務店)
世利 公一 (竹中工務店)
Kento IKEDA*1 Makoto SAITO*1 Koichi SERI*1
*1 Takenaka Crporation

This study evaluated thermal environment improvements in factory workplaces using computational fluid dynamics simulation. The punkah-louvre outlet method was tested to enhance cooling efficiency while reducing energy consumption. Results showed temperature reductions of 1°C or more and WBGT value improvements up to 1.8°C. By simply changing the outlet design, the method effectively transported cooling air over longer distances without increasing energy use. This demonstrates that spot air conditioning can be optimized through outlet modification alone, improving workplace thermal conditions while supporting CO₂ reduction goals.

はじめに

工場における作業場の環境は、労働生産性と従業員の健康に大きな影響を与える重要な要素である。特に温熱環境は、作業者の身体的・精神的負担に直結し、作業効率の低下やエラー発生率の上昇を引き起こす可能性がある。近年の気温上昇に伴い、屋内外問わず熱中症による死亡災害件数が増加している。そのため、厚生労働省により、熱中症対策が義務化されたように、屋外や工場などの熱的に過酷な環境の改善が急速に求められるようになっていく。

一方で、2050年のカーボンニュートラル社会の実現へ向け、工場用途の建築物においてもCO₂排出量を削減することが求められている。得てして大空間となる工場では、空調するために膨大なエネルギーを要するため、工場における空調を効率化することが急務となる。このような大空間では、全体空調ではなく、一部分のみを空調するゾーン空調やスポット空調が採用されるケースが多い。

スポット空調の概念としては、室全体の熱負荷を処理するのではなく、作業者の居る特定の場所や範囲だけを効率的に空調するものである。また、スポット空調域での作業者の快適性は気流感によるものが大きい。

一方で、生産機器レイアウトの都合上、空調機器を工場中央部に置くことは困難である。また、空調吹出し口の結露水が生産機器や製品へ滴下するリスクから、ダクトリングして作業者の直近へ制気口を配置することも困難なケースがある。本稿で対象とする工場においても、

既存空調計画では外周部に空調機を配置し、VHS 制気口より直吹きしているが、生産ラインの中央部に居る作業者にとっては快適な環境ではないのが実状である。

そこで今回新たに実装する工場では、スポット空調域における気流感に着目して、外周部から中央部に居る作業者まで気流感を与えるため、空気誘引型パンカールーバーによる吹出し方式を採用した。作業員に気流感を与えることで、同じ空調能力で、より広範囲の作業者の居住空間における温熱環境を改善することを試みた。

その効果を比較・評価するため、既存吹き出し方式(既存案)と実装吹き出し方式(実装案)のモデルを作成し、流体解析シミュレーションを行った。熱中症リスクを評価する上で活用される指標である、WBGT値を用いて総合的に評価を行う。

実測結果は今後続報で報告する予定である。

1. 建物概要・空調方式概要

1-1 建物概要

本稿におけるシミュレーションは、生産ラインを有する工場の建物を想定して行った。面積は約7750 m²とし、工場内は3つの空間に分かれており、それぞれに熱を発生する生産ラインが配置されている。

1-2 空調方式概要

本建物は、中央の室に設置したルーフファン(給気)により外気を供給し、パス開口を通じて隣接する室のルーフファン(排気)により排気を行うといった換気計画である。大風量の外気を処理して導入するには、膨大な

エネルギーを必要とするため、外気処理は行わず生外気を導入して換気を行う計画とした。空調に関しては、空冷ヒートポンプ方式の設備用床置きパッケージエアコンで行う計画とした。

実装案シミュレーションモデルの平面図および断面図を Fig. 1 に、既存案および実装案の空調吹出し模式図を Fig. 2 に示す。

実装案では、生産ラインの南北へ床置き PAC を配列し、空気誘引型パンカールーバーを複数備えた横引きダクトを敷設している。パンカールーバーの姿図及び断面図を Fig. 3 に示す。吹出しノズルに空気を誘引するための誘引リングが付属しており、これによりノズルの吹出し風量の約 1.2 倍の風量で吹出すことを可能にしている。パンカールーバーは生産ライン間を狙って空調空気を供給するような配置とし、高さ約 2.5m の位置から、水平より -30° で吹出している。誘引リングは結露防止仕様となっており、生産ラインへの結露水の滴下リスクにも配慮している。

既存案の空調機は Fig. 1 と同様の配列に、Fig. 2(a) (b) に示すような VHS 制気口を備えた床置き PAC を配置した。機器は等間隔に配置し、吹出しの高さは約 1.8m とした。

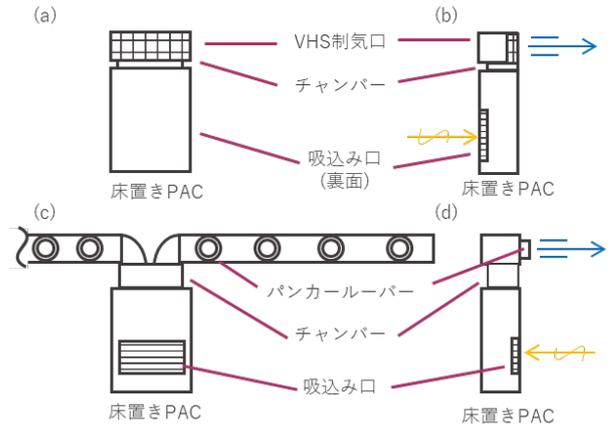


Fig.2 既存空調方式模式図 (a)正面図 (b)側面図
実装案空調方式模式図 (c)正面図 (d)側面図

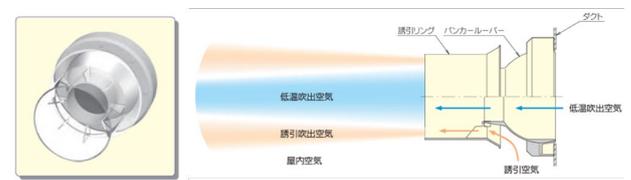


Fig. 3 空気誘引型パンカールーバー

2. シミュレーション条件

シミュレーション条件を Table. 1、空調機条件を Table. 2 に示す。

Table. 1 シミュレーション条件 (既存案・実装案共通)

解析ソフト	Flow Designer 2022
解析種別	定常解析
乱流モデル	k-ε モデル
メッシュ数	既存案:9907560 実装案:9234000
温度条件	初期温度 35.8 °C 湿度 53.5% 2023年8月10日14時
その他条件	日射解析
生産機器条件	発熱量 100W/m ² と設定 生産ライン(28ライン/列) 幅 1.7m×奥行 17m ×高さ 2.0m

Table. 2 空調機条件設定

	既存案	実装案
空調機能力	22.4 kW/台 計 896 kW	56 kW/台 計 896 kW
吹出し流量	2100 CMH/台	12160 CMH(誘引混合空気)/台
吹出し面積 箇所数	約 0.2 m ² 1 か所/台	約 0.03 m ² 8 か所/台
吹出し風速	約 5.7 m/s	約 14 m/s
空調機台数	40 台	16 台

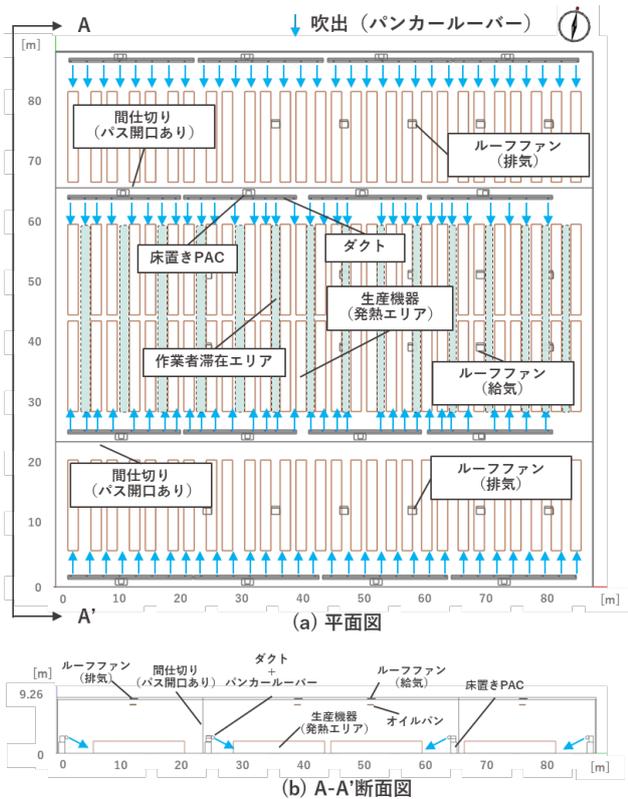


Fig.1 実装案シミュレーションモデル
(a) 平面図 (b) A-A'断面図

生産機器発熱は 100W/m²となるように発熱量を按分し、生産機器を模したオブジェクトに熱発生エリアを重ねて配置することでモデル化している。特定の面ではなく、全面から発熱する機器を想定している。

空調機能力は、吸い込み空気温度に寄らず一定の冷房能力を与えて吹出す条件で解析を行った。両者ともに合計の空調機能力は同じとしているが、実装案においては、前述の通り作業員へ気流を届けることを目的にしているため、吹出し風量の多い機器を選定した。

3. 評価結果

3-1 評価結果

気温、風速、湿球温度、WBGT 値の既存案における解析結果を Fig. 4、実装案における解析結果を Fig. 5 に示す。すべて平面図に各要素をコンター表示したものである。いずれも FL+1000mm の高さでの結果を示している。ここでは中央の生産エリア内の生産ライン間における代表的

な点を取り上げて温熱環境に関して議論をする。

Fig. 4 より、既存案では生産ライン間中央部で温度は 33°C を超えている。風速は空調機に最も近い端の部分でも最大 0.3m/s となっており、空調機から最も遠い生産ライン中央部での気流は 0.2m/s となっている。湿球温度は 27.4°C となっている。その際の WBGT 値は 29.5°C となっている。

一方で Fig. 5 より、実装案ではその状況が改善されていることが見受けられる。まず空調空気を遠くまで運んでいることから、生産ライン間の全体的な温度が既存案より 1°C 以上改善している。加えて生産ライン中央部分でも ~0.4m/s の気流が到達していることにより、湿球温度が ~1.1°C の改善がみられる。その際、WBGT 値は 28°C 未満を示しており、既存案と比較して約 1.8°C の改善がみられる。当然、生産ライン中央部より吹出し口に近い位置においても気流を感じる事ができ、WBGT 値の改善がみられる。

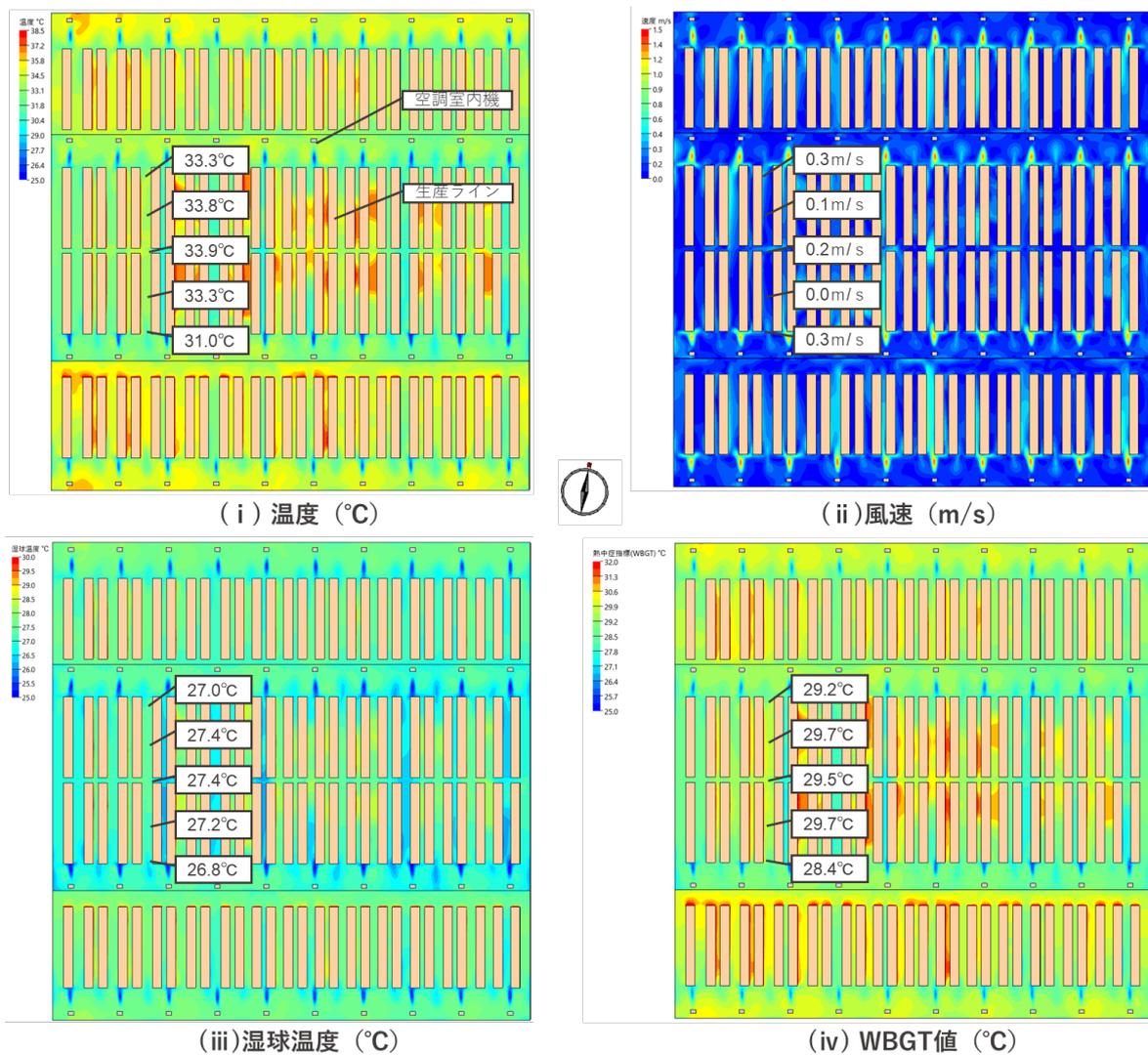


Fig. 4 既存案シミュレーション結果 温度、相対湿度、風速、WBGT 値

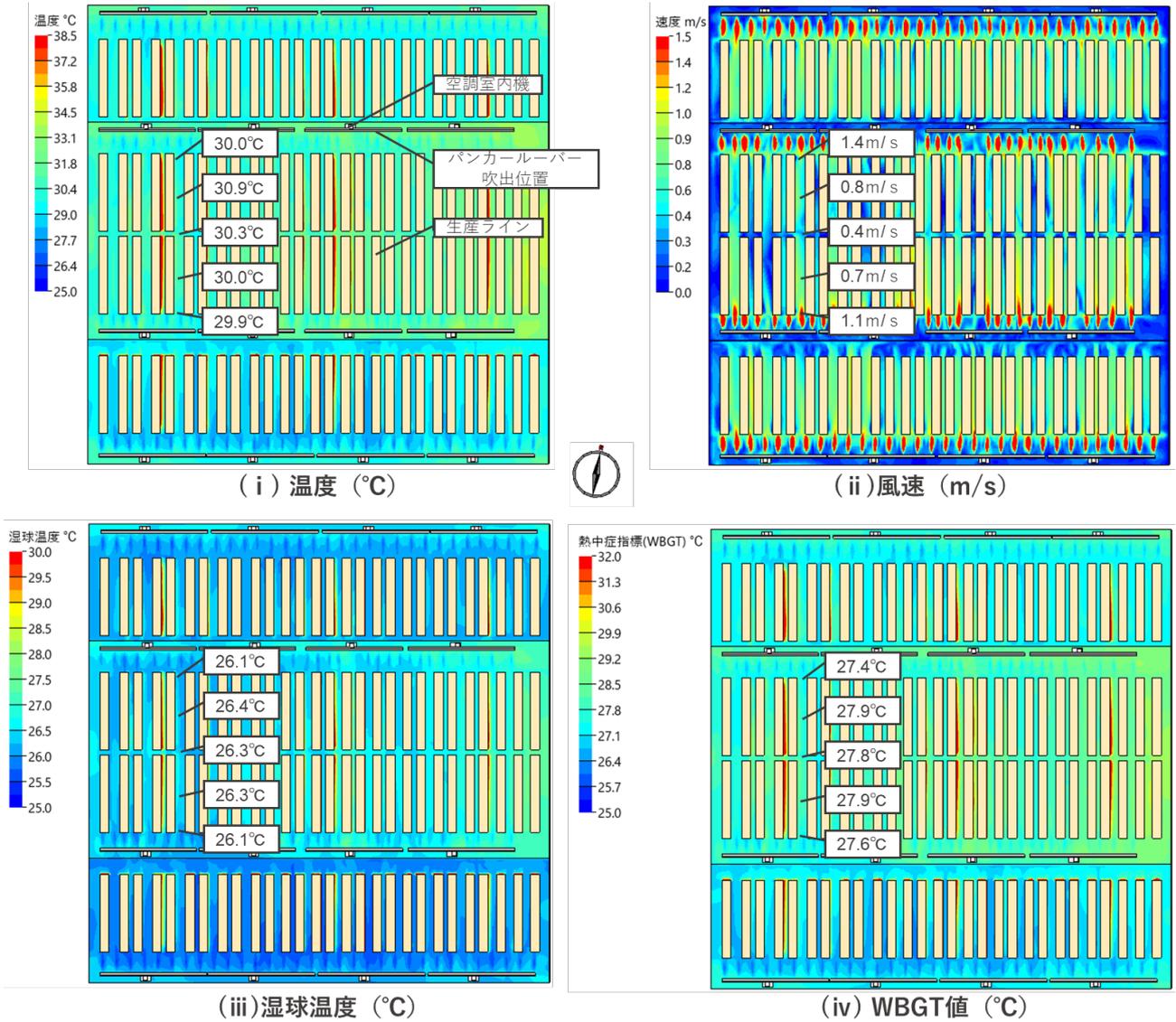


Fig. 5 実装案シミュレーション結果 温度、相対湿度、風速、WBGT 値

3-2 考察

屋内における WBGT 値は以下の式により算出され、湿球温度に依存する部分が多い。

$WBGT = 0.7 \times \text{湿球温度} + 0.3 \times \text{黒球温度} \quad (^\circ\text{C})$
 湿球温度は風速が大きくなることで水分の蒸発が促され低下する。また、黒球温度においても風速が大きくなることで表面の熱が奪われ、低下する傾向にある。したがって、ライン間中央部分における WBGT 値の改善は、空調空気が到達することによる気温の低下に加えて、最大 0.4m/s の気流が到達していることも寄与していると考えられる。

4. まとめと考察

本稿では工場における生産ラインを模したモデルによる空調シミュレーションにより、作業員へ気流を供給す

ることで作業環境の改善が見込まれることを WBGT 値による評価を用いて報告した。空調能力を増加させることなく、気流を作業員へ届けることにより作業場の温熱環境の改善が可能であることが分かった。そのために、遠くへ気流を到達させる方法の一つとして空気誘引型パンカーラーバーの有用性を示した。

このように、発熱を伴う生産ラインを有する工場のような特殊な環境下においては、気温のみならず気流を考慮して評価を行うことで、より効率的なスポット空調を計画することが可能であることが示唆された。

本稿は第一報であり、シミュレーションによる計画・評価結果を報告した。今後、実測結果を続報で報告する予定である。

小規模劇場における機械排煙起動時の扉開閉障害の対策手法

Practical Methods for Door Opening/Closing Malfunctions during Smoke Exhaust Activation in A Small-Scale Theater

○佐藤 可奈 (竹中工務店)

山形 光生 (竹中工務店)

Kana SATO*1 Mitsuo YAMAGATA*1

*1 Takenaka Corporation

In theater architecture, airtightness significantly affects sound insulation and acoustic performance. However, mechanical smoke exhaust systems during fires generate negative pressure, causing obstacles to door opening during evacuation. The higher the airtightness, the greater the excessive negative pressure generated. As a countermeasure to prevent excessive negative pressure, a Pass duct will be installed in this case. This paper discusses the design of a PASS duct for overpressure prevention in a theater and analyzes door opening resistance during mechanical smoke exhaust.

はじめに

劇場建築において、シアタールームの気密性能は防音効果と音響効果に大きく影響を与えるため、気密性能を高めることは非常に重要である。しかしながら、火災時に機械排煙装置が起動した際には、室内の煙を強制的に外部へ排出するため室内が負圧状態となり、室内外の圧力差によって扉に開閉障害が発生する恐れがある。気密性能が高いほど過度な負圧が生じやすくなり、内外圧力差がより大きくなることで、扉が開かなくなる事態が予想される。このような開閉障害は避難活動や消防活動の大きな妨げとなるため、適切な対策を講じる必要がある。

シアターにおいて機械排煙が起動した際の過負圧防止のため室内負圧を補うための通気風道の設置が必須とされる。避難扉の開閉障害対策については明確な法令上の記載はないが、排煙時に導入する空気が火災促進及び排煙効果を阻害する懸念があるため、設置に当たっては確認審査機関、所轄消防の承諾が必要となる。

本論文では、大阪府の某商業施設内にあるシアターを対象として、過負圧防止のためパス（通気）ダクトを計画し、機械排煙起動時の扉の開荷重と開閉障害が発生する際の対策について述べる。

1. 計画概要

1.1 シアター概要及び排煙システム概要

対象建物は大阪府の某商業施設であり、5階建ての鉄骨造である。建物概要をTable1に示す。シアターについては1階に位置しており、全部で9室ある。平面計画をFig1に示す。排煙システムは2系統となっており、シアター1~4までを系統SEF-C-1、シアター5~9までを系統SEF-C-2としており、系統SEF-C-1についてはシアターの他にロビーや事務所、WC、休憩室等の諸室も含む系統としている。排煙システム図をFig2に示す。各系統の排煙ファンについては、風量 66,000 m³/h の片吸込リミットロードファン（テラル）を3階の屋外機器置場に2台設置している。

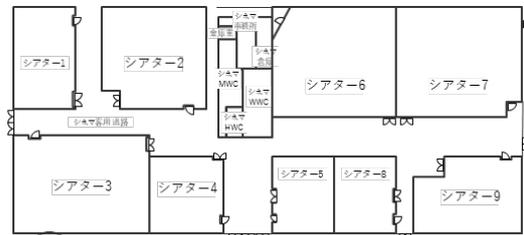


Fig 1 シアター平面計画

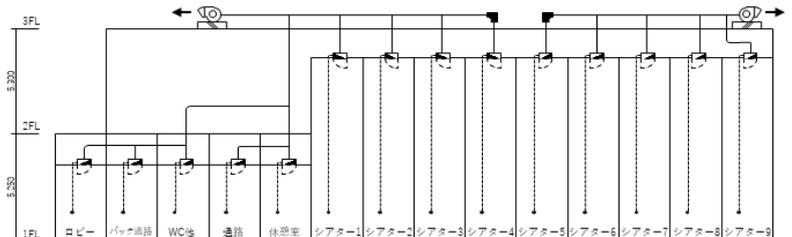


Fig 2 排煙システム図

Table 1 シアター建築概要

建築地	大阪府某所
主要用途	商業施設
規模	地上5階建て
構造	S造
シアターエリアの面積	3,500㎡程度（シアター9室、後方諸室等合計）

1.2 排煙差圧対策

排煙起動時にシアターの内外差圧解消の検討を行った。排煙差圧の対策案としてパターンA~Dの検討を行い、メリットデメリットを洗い出すことで対策案を考察した。Table2に各対策の概念図と安全性やコストなどの影響をまとめた表を示す。

パターンAの方式は、既存ダクトを排煙起動時に通気ダクトとして利用する方法である。この方式は既存ダクトを使用するため、コストやシネマレイアウトに影響を与えることがない。しかし、既存ダクトを使用するため、ダンパー等の圧力損失や既存ダクトがパスダクトとして使用する想定となっていないことから、内外差圧を解消するほどの風量を確保できるとは限らない。パターンBのパスダクト方式は、天井内とハト小屋から屋外へ通じるパスダクトを排煙起動時に開放する方法である。この方式はパスダクトを新設するコストはかかるが、シネマレイアウトの変更をすることなく、適切な大きさのパスダクトを設置することで差圧解消が可能と言える。パターンCの避難口を2重扉にする方式は、扉新設のコストやシネマレイアウトの変更、避難の障害となり得ることから適切な方法とは言えない。最後にパターンDの避難扉に補助型のドアクローザーを設置する方式は、故障時は差圧が解消できないことや、避難扉用の商品がなく製品保証ができないことから採用は難しいと考える。

上記の検討の結果、今回対象のシアターではパターンBで内外差圧対策を行う。次章以降はパスダクトの設置検討として、シアター内差圧限界の検討を行い、パスダクトサイズの選定を行う。

2. パスダクトの設計

2.1 シアター内差圧限界の検討

シアター内の機械排煙が起動した際、避難時に扉を開けるために必要な差圧限界を検討する。今回扉の開放力を体感する実験を行い、扉の開放力が100[N]程度以下の時、扉を開ける際には多少重く感じる程度で避難に支障なく扉の開放が可能であるという所見を得た。開放力が100[N]以下つまり、扉の重さが10.2[kg]程度以下となるような室内外圧力差としなければならない。※1[kgf]=9.8[N]として算出。この扉の重さは差圧による圧力とドアクローザーモーメントが寄与するとして算出する。今回シアターの扉に使用するドアクローザーの開扉角度5度の時の開閉力(開け力)が2.55[kg]となる。そのため、差圧による圧力の大きさは10.2-2.55=7.65[kg]となる。今回のシアターの扉は1,800[mm]×2,100[mm]の2枚の両開き扉であるため、1枚の扉にかかる差圧は7.65[kg]×9.8/(0.9[m]×2.1[m])=39.7[Pa]となる。つまり40[Pa]が避難可能な扉の開放力となる差圧限界となる。扉にかかる圧力及び扉の重さについての概念図をFig3に示し、各差圧と扉の重さの実験により得られた所見をTable3にまとめる。

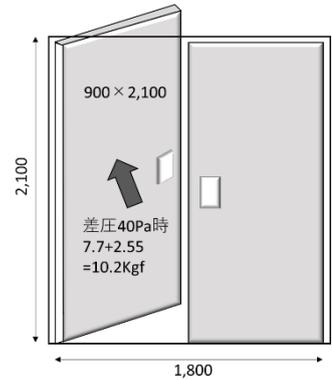


Fig 3 差圧と扉の重さ

Table 2 排煙差圧解消の対策案

パターン	A (従来案)	B	C	D
方式	通気ダクト	パスダクト	二重扉	ドアクローザー
特徴	既存ダクトを空気ダクトとして利用	パスダクトを設ける	避難口二重扉とする	避難扉に補助型ドアクローザーを設置する
概念図				
避難上の安全性	△ 既存ダクトを使用するため、圧力損失が大きくなり、既存のダクトサイズでは排煙差圧の解消できない恐れがある	○ 適切な大きさのパスとすることで差圧の解消が可能	△ 二重扉を設けることで排煙差圧は解消できない	△ ドアクローザーが故障した場合、排煙差圧は解消できない
コスト	◎ 既存ダクトを通気ダクトとして利用できる	○ 新たにパスダクトを設置する必要がある	△ 新たに扉を設ける必要がある	× 避難扉用の商品がないこと(メーカー問合せの結果)、製品保証ができないことから採用は難しい。
シネマレイアウトへの影響	○ 既存ダクトを利用する為、レイアウト変更はない	○ 天井内にパスダクトを設ける為、レイアウト変更はない	△ 二重扉にする箇所のレイアウト変更が生じる	○ 扉にクローザーを設置するだけでよい為、レイアウト変更はない
評価	△ 排煙差圧の解消できないと非難上の安全性が確保できない	○ 排煙差圧解消が可能で、避難上の安全性も高い	× 排煙差圧が解消できないため、避難上安全ではない	× 避難扉用の商品がなく、採用が難しい

Table 3 差圧と扉の重さ

差圧 (Pa)	圧力 (kg)	ドアアルジーモメント (kg)	合計 (kg)	実験における所見
150	28.9	2.55	31.46	大人1人で扉を開けることが困難
100	19.3	2.55	21.82	大人1人で扉を開ける最大値
70	13.5	2.55	16.04	大人1人で扉を開ける為に大きな力を要する
50	9.6	2.55	12.19	扉は重いが大人1人で開ける事は可能
40	7.7	2.55	10.26	避難時に扉の開放が可能な限界差圧

2.2 パスダクト開口面積の算定

シアター内の機械排煙設備の稼働時に、扉の開閉障害が生じないときの限界差圧を保持するために必要なパスダクトの面積を算定する。限界差圧は2.1節より40[Pa]である。ベルヌーイの定理に基づき、風量Vは差圧ΔPの平方根に比例する下記の式により求められる。

$$V = 60 \times \alpha A \sqrt{\frac{2}{\rho} \times \Delta P}$$

V：風量[m³/min]

αA：有効開口面積[m²]

ρ：空気密度[kg/m³] (1.2 kg/m³)

ΔP：圧力差[Pa]

この式から各シアターの排煙風量と限界差圧からパスダクトの有効開口面積を求めることができる。

排煙風量については、床面積1m²当たり1m³/minで算出する。室内の隙間を通じて漏洩する漏れ空気量を考慮する場合は、排煙風量に漏れ空気量を除いた値が必要通気量として算出を行う必要がある。今回は遮音性を高めて計画されているシアターであること及び計算上安全側の数値となることを考慮し、本検討では漏れ空気量をなしとした。限界差圧40Paを目標差圧と設定すると、パスダクトの開口面積が算出できる。算出に必要な各種値及びパスダクトを正方形の角ダクトと想定した時の寸法の算出結果をTable4に示す。パスダクトの開閉率を80%と想定した時の値を必要開口寸法として示す。

理論的にパスダクトの開口面積を算出したが、実際はパスダクト内のダンパー及びダクトの圧力損失を考慮していないことや、排煙風量については排煙口の同時開放の影響も考慮していないため、実際にこのパスダクト寸法が扉の差圧を解消する寸法であるとは限らない。これらの圧力損失や同時開放を机上で算出することは計算が煩雑になるため、実験により竣工後の本物件に対して差圧解消を検討した。

第3章では竣工した本物件において、採用したパスダクト寸法で機械排煙を作動した際の差圧解消及び扉の重さを検証した実験について述べる。

Table 4 パスダクト寸法

対象室	排煙風量 (m ³ /min)	目標差圧 (Pa)	必要通気量 (m ³ /min)	有効開口面積 (m ²)	必要開口寸法 (mm)	必要開口寸法 開口率80%(mm)
シアター1	140.4	40	140.4	0.287	535 × 535	599 × 599
シアター2	299.5	40	299.5	0.611	782 × 782	874 × 874
シアター3	313.1	40	313.1	0.639	799 × 799	894 × 894
シアター4	170.0	40	170	0.347	589 × 589	659 × 659
シアター5	123.8	40	123.8	0.253	503 × 503	562 × 562
シアター6	363.2	40	363.2	0.741	861 × 861	963 × 963
シアター7	432.2	40	432.2	0.882	939 × 939	1050 × 1050
シアター8	123.8	40	123.8	0.253	503 × 503	562 × 562
シアター9	204.5	40	204.5	0.417	646 × 646	722 × 722

3. 竣工建物における扉解放検討

3.1 実験概要

竣工した対象建物に対して、実際に機械排煙設備が起動した際の9室あるシアターの扉開放力を検証する実験を行った。本実験は、パスダクト設置後の実運用環境において、理論計算によるパスダクト寸法が実際にシアター扉の差圧解消を達成でき、扉の開放が可能であることを確認することが目的である。

実験は以下の段階に従って実施することとした。

第1段階：各シアターの排煙機を起動し、排煙口の直近にアネモマスター風速計6113を配置して風速を測定する。測定した風速値から排煙風量を算出し、設計風量との整合性を確認した。

第2段階：排煙機が稼働している状態で、メイン扉およびサイド扉の開荷重を測定し、100N以下の目標値を達成するかの確認を行った。ここで言うメイン扉とは観客が出入りするための扉であり、サイド扉とは二方向避難のためのスクリーン側にある非常用の扉のことである。排煙機が起動していない通常時での開荷重も測定することで、排煙機が起動する有無が開荷重に及ぼす影響を確認する。排煙機が起動時の開荷重の測定値が目標値以下であれば当該シアターの扉の差圧解消に関する検証は完了となる。しかし、100Nを超える場合は第3段階を実施することとする。

第3段階：隣接する他の排煙口を同時に開放することで排煙気流を分散させ、室内の過負圧を更に低減させる方法を検討した。同時開放可能な排煙口については、事前に検討を行う。それでも扉の階荷重が100Nを超える場合は第4段階を実施することとする。

第4段階：各扉に装備されたドアクローザーの調整を実施し、開き始めの抵抗値を低減させることで扉開放力をさらに改善する計画とした。

上記の手順に沿って、実際の排煙風量の測定及び扉の開荷重の測定を行い、開荷重が100Nを超える場合の対応策を計画した。

3.2 排煙風量の測定結果 (第1段階)

排煙設備の動作確認を行った後、測定風量が設計風量以上となっているか確認を行った。各シアターの排煙口サイズ、設計風量、測定風量の結果を Table5 に示す。全てのシアターで設計風量以上の測定風量を確認することができた。しかし、パスダクトは設計風量から寸法を算出しているため、測定風量が設計風量を大きく上回る場合、設計したパスダクトでは排煙差圧の解消ができない恐れがある。設計風量と測定風量の比率を確認すると、最大で設計風量の **1.44 倍** の風量が確認された。これは排煙ファンの設計では最大排煙区画の床面積の 2 倍の面積を基準に風量を算出することが影響している。以上から、初期の計算段階で実際の風量を把握しておく必要があり、今回の検討ではパスダクト寸法算定時には設計風量の 1.3 倍程度の風量は見込んでおく必要があったと言える。

3.3 排煙起動時における扉の開荷重測定 (第2段階)

次にシアターにあるメイン扉及びサイド扉を対象に扉の開荷重測定を行った。測定については排煙を起動していない通常時及び排煙を起動させた時において行う。扉の開荷重の測定結果を Table6 に示す。

シアター1, 2, 3, 6, 8, 9 については、扉の開荷重が 100N 以下となっており、パスダクトにより室内の負圧を解消したことが分かった。シアター7については、サイド扉で 100N 以上であるが、扉の開放力を現地にて確認を行い、避難に支障がないと判断した。しかし、シアター4, 5 は比較的大きな開放力が必要であると判断し、追加で扉の開放力を低減させる策を講じることとした。まずは排煙口の同時開放を行うことで、室内の過負圧を低減させる方法で差圧の解消を検討する。

Table 5 各シアター排煙風量測定

室名	排煙口		設計値	測定値			備考	風量 測定値/設計値
	サイズ			有効開口面積	風量	風速		
	mm	× mm	m ²					
シアター-1	600	× 600	0.2952	9,900	11.5	12,221		1.23
シアター-2	900	× 900	0.7128	20,700	10.1	25,917		1.25
シアター-3	900	× 900	0.7128	21,500	9.1	23,403	最大区画	1.09
シアター-4	700	× 700	0.4116	12,600	11.3	16,744		1.33
シアター-5	600	× 600	0.2952	9,700	12.3	13,071		1.35
シアター-6	950	× 950	0.8032	24,800	10.0	28,915		1.17
シアター-7	1050	× 1050	0.9923	29,600	11.3	40,367	最大区画	1.36
シアター-8	600	× 600	0.2952	9,000	11.8	12,540		1.39
シアター-9	750	× 750	0.4838	15,100	12.5	21,711		1.44

3.4 同時開放による差圧解消検討 (第3段階)

事前に同時開放可能な排煙口を選定し、同時開放時の扉の開放力を測定する。シアター4 では、MWC, WWC, シネマ事務所, バック廊下, シアター1 の排煙口を同時開放する。シアターでは、シアター8 の排煙口を同時開放する。ここで同時開放を考慮した計画では、排煙風量の大きな部屋のみが同一の排煙系統の場合、風量の調整が難しく、注意が必要なことが分かった。同時開放後の各排煙口での風量についても、同日測定を実施し、測定風量が設計風量以上であることを確認したうえで開放力の測定を行った。

対策後の開放力の結果も Table6 に示す。シアター4, 5 ともに 100N 以下の開放力となり、排煙口の同時開放により、扉の開閉障害の低減を図ることができた。

4. まとめ

本論文では、小規模劇場における機械排煙起動時の扉開閉障害対策として、パスダクト方式の設計手法と実証実験について報告した。

まず、シアターの気密性能と機械排煙時の負圧発生について整理を行い、扉開放力 100N 以下を目標として限界差圧 40Pa を設定した。排煙差圧対策として 4 つのパターンを比較検討し、安全性・コスト・施工性の観点からパスダクト方式を採用した。パスダクト寸法の算定では、理論計算を行い寸法の決定を行った。

開荷重測定の実験では、9 室のシアターで測定風量が設計風量を上回ることを確認した。測定風量は設計風量よりも 1.3 倍程度大きく、実際の排煙風量は設計風量に余裕率を加味する必要があることが分かった。排煙起動時の扉開放力については、7 室で目標値 100N 以下を達成し、超過した 2 室は排煙口の同時開放により差圧の低減を図り、避難に支障のない開放力を確保することができた。

今後の展望として、気密性能とパスダクト寸法の関係についてデータ蓄積が必要であると考え。また、ダクト内の圧力損失を含めた統合的な計算手法の確立や、排煙口同時開放の最適な組み合わせ選定方法についても検討が求められる。これらの知見により、劇場建築における音響性能と避難安全性の両立に向けた設計指針の構築に貢献できると考える。

Table 6 扉の開荷重測定結果

室名	シアター-1		シアター-2		シアター-3		シアター-4		シアター-5		シアター-6		シアター-7			シアター-8		シアター-9										
	メイン	サイド	メイン	サイド①	サイド②	メイン	サイド	メイン	サイド																			
通常時	32	60	N	30	58	N	32	45	N	35	49	N	28	41	N	52	44	N	35	85	48	N	35	52	N	34	44	N
排煙起動時	77	98	N	70	97	N	69	92	N	100	130	N	110	105	N	75	70	N	80	107	67	N	98	68	N	83	100	N
単位換算 (kgf)	8	10	kgf	7	10	kgf	7	9	kgf	10	13	kgf	11	11	kgf	8	7	kgf	8	11	7	kgf	10	7	N	8	10	kgf
判定	○		○		○		×		×		○		○			○		○										
排煙起動時(対策後)	-	-	N	-	-	N	-	-	N	88	93	N	92	83	N	-	-	N	-	-	-	N	-	-	N	-	-	N
単位換算 (kgf)	-	-	kgf	-	-	kgf	-	-	kgf	9	9	kgf	9	8	kgf	-	-	kgf	-	-	-	kgf	-	-	N	-	-	kgf
判定(対策後)	-		-		-		○		○		-		-			-		-										

生産施設クリーンルーム向け天井カセット形ファンコイルユニットの開発 Development of ceiling cassette type fan coil units for production facility clean rooms

○石那田 将 (竹中工務店) 岡本 尚 (竹中工務店)
井上 智 (竹中工務店)

Masashi ISHINADA*1 Takashi OKAMOTO*1 Satoshi INOUE*1

*1 TAKENAKA CORPORATION

This paper presents a ceiling cassette-type fan coil unit (FCU) for cleanroom production facilities. Existing systems could not simultaneously solve three key problems: maximizing production floor area, securing ceiling space, and improving maintenance accessibility.

The developed FCU features inspection ports on top, enabling maintenance from the ceiling plenum without contaminating the cleanroom. Its ductless design reduces ceiling space requirements by 30%.

Results show approximately 20% cost reduction and 75% construction time savings per unit. This innovative solution maintains cleanroom performance while addressing all three problems, offering significant benefits for facility planning and construction efficiency.

はじめに

近年 AI、IoT、電動化(EV)等の普及により半導体や電子デバイスの需要は世界的に拡大し続けている。また、医薬品・ワクチン製造、再生医療や食品・化粧品産業における品質管理の厳格化、さらには研究開発施設での精密実験環境の需要も高まっている。これらの生産・研究施設では清浄な環境を保つクリーンルームが必要不可欠であり、その計画にあたっては空調機器のコスト・メンテナンス性、設置スペース等を総合的に検討し、計画・施工する必要がある。

生産・研究施設では生産性確保の観点から、床面積を最大限確保することが求められる。そのため、限られた空間をいかに効率よく使うかは計画上優先課題となる。

今後もクリーンルームの需要増加が予想される中、クリーンルームとしての機能を満たしつつ、生産エリアの床面積を有効に確保できる技術開発により高付加価値な計画を提供できる技術開発を行った。今回は ISO クラス 7 のクリーンルーム向けに適応可能な技術開発を目的とするものである。

1. 従来空調システムの課題

クリーンルームを計画する上で重要なことは清浄度を損なわないため、維持管理動線と生産に携わる人の動線を分けて計画することが重要である。これは空調設計をするうえで大前提となるが、既存の空調手法では、以下に示す3つの課題を解決する必要がある。

1.1 課題① 生産エリアの床面積最大化

限られた建物の床面積の中で、生産エリアの床面積を最大化することが求められている。しかしこの場合、空調機器の設置スペースが重要な検討課題となることが避けられない。

床置き型の空調機は、機器本体が占有するスペースと共に、メンテナンス可能なスペースも同時に考慮される必要がある。具体的には、HEPA フィルターの定期的な交換作業、機器の故障時における修理対応、日常のおよび定期的な点検業務など、多くのメンテナンス業務を実施する必要があり、機械置場(機械室)が必要となる(Fig. 1 参照)。

このような課題の対策としてまず挙げられるのは、床置き型ではなく、空調機器を天井内に設置する方法である。建物全体としての生産に関わる有効床面積を最大化することができるという利点がある。



Fig. 1 課題① 生産エリアの床面積最大化

1.2 課題② 天井内のスペースの確保

天井に空調機を設置する場合、メンテナンスのスペースを検討する必要がある。清浄度を確保するために定期的なHEPA フィルターのメンテナンスが必要であり、これを確実に実行できる環境の整備が重要である。天井内隠ぺい形ダクト方式のファンコイルユニット(以下、FCU)の場合、天井内のダクトを考慮したうえで、十分なメンテナンススペースを確保しなければならない。

天井内にその他の設備もなく、懐も十分に確保されている空間であれば特に問題がないが、そういったケースは少ないというのが現実である。実際のプロジェクトでは、複数のダクトや設備配管や配線が複雑に配置されていることが大半である。特に階高が制限されている場合、天井内隠ぺい形ダクト方式ではメンテナンスに必要な歩行空間を確保することが極めて困難になる。ただし、これは Fig. 2 に示すように天井面は全面歩行可能なパネル構造であることが前提である。

以上より、天井内メンテナンススペース確保の視点ではダクトを排除した天井カセット形が最も有利で実用的な手法となる。

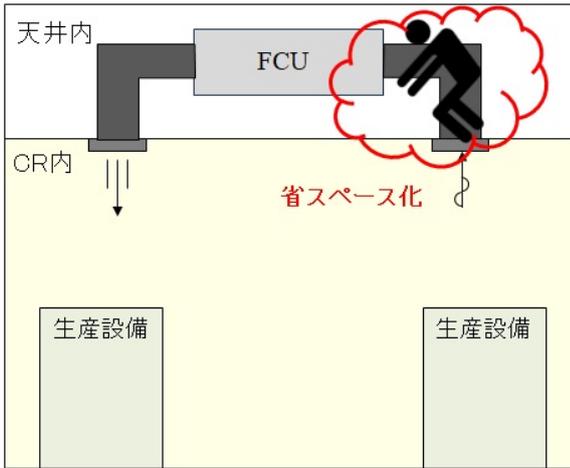


Fig. 2 課題② 天井内のスペースの確保

1.3 課題③ メンテナンス性

ダクトが不要な天井カセット形とした場合、天井内の必要スペースはより小さくなるが、メンテナンスはクリーンルーム側(天井下)から実施することが前提となる。しかし、クリーンルーム側からメンテナンスを行う際には、フィルターに蓄積された塵埃が室内に飛散し、クリーンルームとしての清浄度を確保できなくなってしまう。

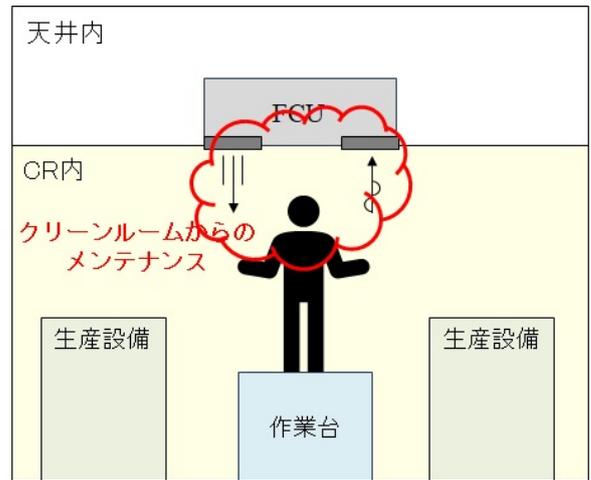


Fig. 3 課題③ メンテナンス性

そのため、これら3つの課題解決を実現する技術開発を行うに至った。

2. 課題解決のための技術開発概要

Table 1 に前章において説明した空調方式別の課題を示す。従来では解決できなかった、3つの課題を同時に解決する方法を検討した。

天井カセット形でありながらメンテナンス性の課題を解決すると、これらの課題を同時に解決できると考え、天井内でメンテナンスできるように機器上部への点検口設置とし、天井内からのメンテナンスを可能としたFCUを開発した。

Table 1 既存の空調手法の課題と今回の開発目標

パターン名称	空調機械室設置	天井内隠ぺい形ダクト方式	天井カセット形
①生産面積最大化	×	○	○
②天井内スペース	△	×	○
③メンテナンス性	◎	△	×→○へなるよう開発

機器のイメージ図を Fig. 4 , Fig.5 に示す。

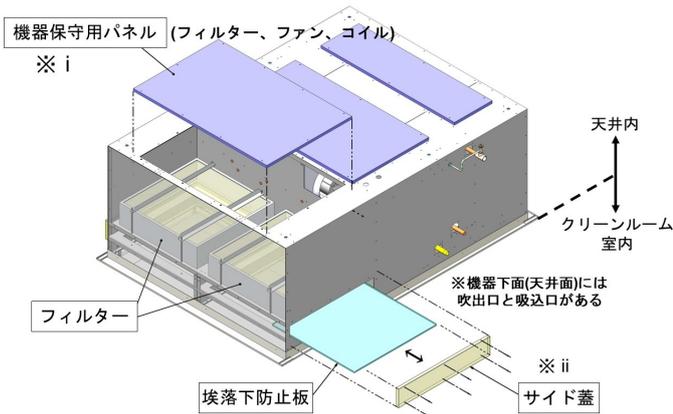


Fig. 4 今回開発した FCU の概略図(上面)

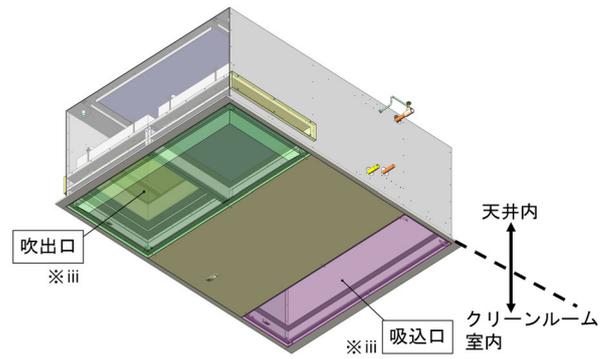


Fig. 5 今回開発した FCU の概略図(下面)

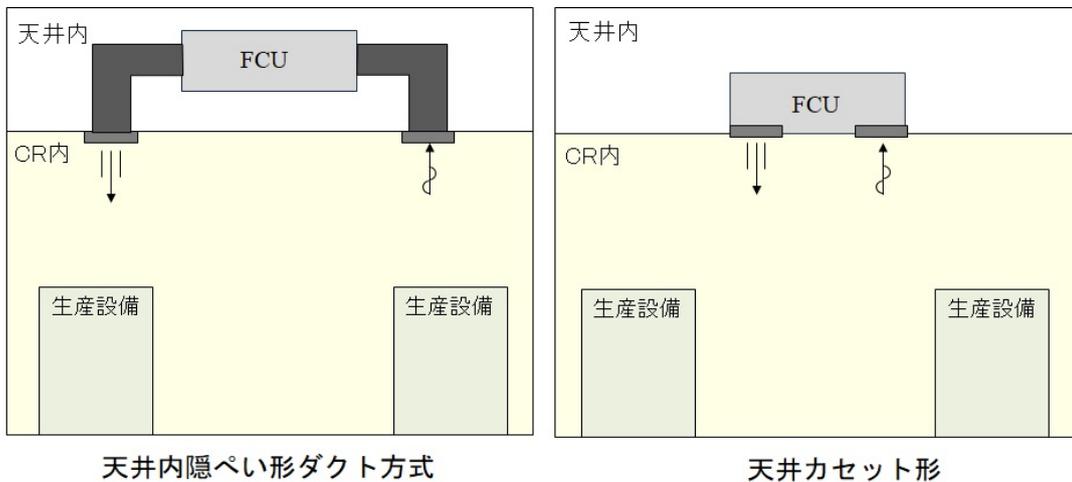


Fig. 6 効果検証のため比較

Fig. 4 に、今回開発した FCU の上面の概略図を示す。機器のメンテナンス用点検口を機器上部に配置し、限られた天井内でのメンテナンス作業を可能とした。Fig. 4 の※iはその点検口である。これらは、コイル用、ファン用、および HEPA フィルター用として、それぞれの用途に応じて設置されている。

また、

Fig. 5 に FCU の下面の概略図を示す。吹出口の直上に HEPA フィルターが配置されている。このままであるとまだ、HEPA フィルターを交換する際、フィルターに捕集された塵埃がメンテナンス時にクリーンルーム内に落下する恐れがあった。この問題を解決するため、

Fig. 5 の※iiに示すサイド蓋を設置し、メンテナンス時には塵埃落下防止板を挿入したうえで、フィルター交換を行える構造としこの問題点への対応を施した。

これらの工夫によりクリーンルームとしての機能を保ちつつ、①生産エリアの床面積を最大化し②天井内のスペースを確保ができ③メンテナンスの制約の課題を一気に解決することができた。

3. 効果検証

この技術は、階高の制限されている既存建物に開発した空調機を実装し、実プロジェクトに大きく貢献できた。さらに、今回の開発がどのような省コスト化や省人化に寄与したか評価するために、天井内隠ぺい形ダクト方式と天井内メンテナンスが可能な天井カセット形の比較検証を行った。

Fig. 6 は天井内隠ぺい形と天井カセット形のイメージ図である。先の課題にも示した通り、天井内隠ぺい形ダクト方式は給気ダクトと還気ダクトが必須となり、これらが天井内に大きなスペースを占有することになる。

この方式を採用していた場合を想定し、システムの構築コストと施工に要する時間について比較・評価した。特に、ダクト工事に伴う材料費、労務費、さらには施工期間の延長に伴う間接費などの項目を含めた総合的なコスト分析を実施することにより、今回開発した天井カセット形の経済的優位性を示すことを目指した。

3.1 工事コスト削減効果

今回開発した天井カセット形FCUでは、天井内隠ぺい形ダクト方式と比べ、1台当たりのコストを約20%削減となる。

機器自体のコストやそれを据え付ける架台のためのコストはアップとなるが、ダクトや保温・吹出口・吸込口が無くなることにより、施工にかかるコストも考慮すると削減効果が大きく、施工費も含めたトータルで比較するとこのような結果となった。

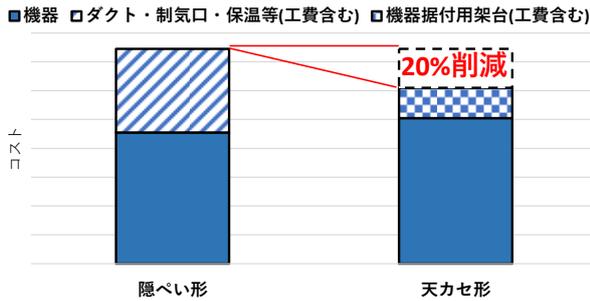


Fig. 7 コスト削減効果

3.2 施工時間削減効果

また、ダクト工事が削減されることで、施工時間が大幅に短縮され、1台当たり約75%の工程削減の効果があり、今回の計画では計396時間(1台当たり11時間、全36台)の工程短縮となった。

さらに、天井内にダクトがある場合、その平面に占める割合は30%であり、天井カセット形を採用することで、そのスペースをメンテナンススペースとして有効に活用することができる。

また、階高や天井高さを抑制できるため、建築計画上也有利に働く効果が得られた。

これらにより、前述した3つの課題に加え、コスト削減、工期短縮も同時に達成することができた。

最後に Table 2 に課題に対する評価と効果についてまとめた。

Table 2 今回開発したFCUの課題に対する適応と評価

パターン名称	空調機械室床置き形ダクト方式	天井内隠ぺい形ダクト方式	天井内メンテナンス可能な天井カセット形FCU
①生産面積最大化	×	○	○
②天井内スペース	△	×	○
③メンテナンス性	◎	△	○
コスト		基準	約20%削減
施工時間		基準	約75%削減

4. まとめ

開発した生産施設クリーンルーム向け天井カセット形FCUにより、クリーンルームとしての性能を確保しつつ、生産エリアの床面積を最大化し、天井内のスペースを確保し、メンテナンス性の向上、コスト・工数の削減を実現することができた。本開発FCUは様々な生産施設やクリーンルーム物件への幅広い水平展開が期待される。

特に既存建物など階高が制限された物件では、その効果は極めて高く、既存設備の更新時における有力な選択

肢となる可能性を秘めている。

なお、本技術は特許出願中である。

建設業界における人手不足と労務費上昇が深刻化する中、施工効率化と省人化を実現する本開発が業界全体の生産性向上と運用段階におけるメンテナンス業務の効率化により、ライフサイクルコストの削減も実現でき、建物所有者にとっても経済的メリットをもたらし、発展に寄与することを期待している。

小規模建築における将来気候変動を考慮した性能検証

(第一報) 将来気候予測と断熱・遮熱性能評価

Building Performance Verification Using Future Weather Data,
(First) Future Weather Prediction and Thermal Insulation/Heat Shielding Performance

○川村 まい (竹中工務店)

原崎 ひかり (竹中工務店)

今井 達也 (竹中工務店)

小林 佑輔 (竹中工務店)

Mai KAWAMURA*1 Yusuke KOBAYASHI*1 Tatsuya IMAI*1 Hikari HARASAKI*1

*1 Takenaka Corporation

In recent years, as climate change progresses, the performance required of buildings is also changing. Therefore, this paper verified changes in the thermal environment inside buildings in the future by utilizing future weather data developed by Takenaka Corporation. Additionally, we verified the effects of insulation and heat shielding under future climate conditions and examined how they impact the thermal environment inside buildings.

はじめに

近年深刻化している気候変動を適切に評価し、将来の建物性能へ反映させる必要がある。本研究では竹中工務店が開発した将来気象データ (Met. box)¹⁾ を活用して、気候変動が建物の熱負荷に与える影響を検証した。まず、将来気象データから将来気候下における外気温・湿度の変化を明らかにした。また、解析ソフトEnergyPlusを用いて架空の建物モデルを対象に熱負荷の解析を行い、断熱性能と遮熱性能の有効性を評価した。

1. 将来気象データ

1.1 シナリオ

IPCC 第6次評価報告書²⁾ では、2300年までの気候変動シミュレーションが評価されており、SSPシナリオの中でも特に、SSP1-1.9、SSP1-2.6、SSP2-4.5、SSP3-7.0、及びSSP5-8.5の5つのシナリオが重視されている。SSPシナリオの名称の一つ目の数字は想定されている共通社会経済経路 (SSPs) を示し、二つ目の数字は2100年時点の世界全体のおおよその有効放射強制力 (ERF) を示す。SSPsとは、将来の社会経済の多様な発展経路であり、緩和と適応の困難度で5段階に分類され、SSP1が「持続可能」、SSP5が「従来型発展」とされる。一方で、2100年頃の温室効果ガスの大気中濃度のレベルとそこに至るまでの経路を仮定した代表的濃度経路をRCPシナリオと言い、RCP2.6、RCP4.5、RCP6.0、RCP8.5の4種があり、各数字が放射強制力を表す。現状研究者の間では今世紀末までにSSP2-4.5とSSP5-8.5の間で気候変動は終着するとの見方が強い。そこで本論では気候変動対策が導入されない最大のGHG排出量を想定したSSP5-8.5シナリオを使用した。

1.2 将来気象データ (Met. box)

竹中工務店が、2000年代の標準気象データをもとに2030年から2090年までの将来気象データを整備したもので、気温、相対湿度、全天日射量、大気放射量、現地気圧、雲量、降水量、風速の予測データと、それらから計算される様々なデータがある。

1.3 気候

(1) 気温

a 明石市

図1に8月と2月における2020、2050、2080年の明石市の週間の時刻別平均気温を示す。8月においては、各年代で、週の最低気温は、26.6°C、28.0°C、29.1°C、最高気温は35.7°C、37.0°C、38.3°Cとなり、50年間で約2.5°C上昇することが分かる。次に冬期については最低気温が-1.0°C、0.5°C、1.8°C、最高気温が8.5°C、10.1°C、11.3°Cとなり、この50年で2.8°Cの上昇が起こる。過去100年に日本全体で1.44°Cの気温上昇³⁾ が起きたことを鑑みると、この先50年で大きな気候変動が起こることがわかる。

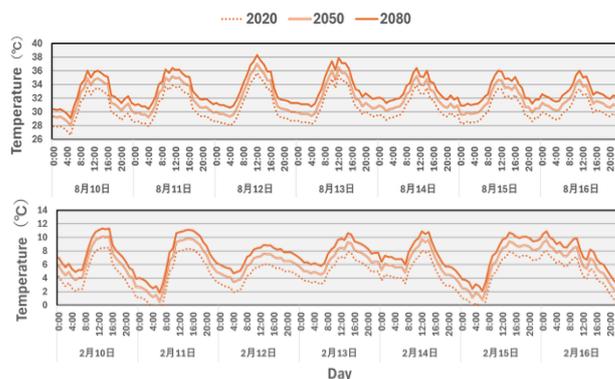


図1 明石の時刻別平均気温
(上: 8月 下: 2月)

b 仙台市・明石市・那覇市の比較

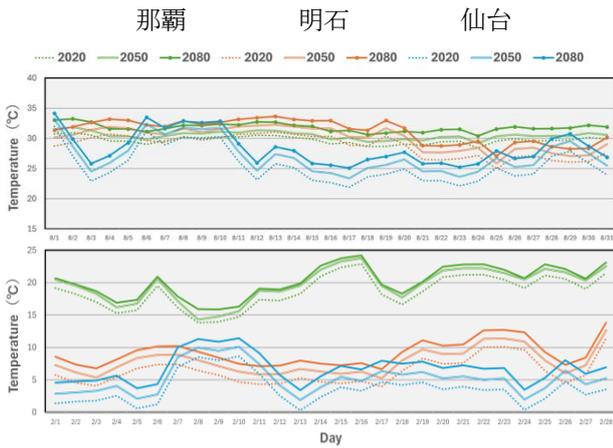


図2 三都市の日平均気温
(上：8月 下：2月)

表1 3都市の8月の平均気温

	那覇			明石			仙台		
	2020	2050	2080	2020	2050	2080	2020	2050	2080
夏期	29.7	30.5	31.8	28.7	30.0	31.2	25.6	27.1	28.4
冬期	18.6	19.7	20.2	6.3	7.8	9.1	3.6	5.2	6.8

今回解析対象敷地となる明石市は住宅の省エネ基準の断熱等級の地域区分⁴⁾で地域6に属している。本節では比較のために地域区分4の仙台市と地域区分8の那覇市を対象に将来の気象データを解析した。図2に仙台市、明石市、那覇市の8月と2月の日平均気温の推移、表1に月間の平均気温を示す。8月は、那覇市は明石・仙台と比べると気候変動に伴う気温の上昇が小さく、那覇・明石・仙台の順で気温の上昇幅が大きくなる。2月は、明石と仙台において8月と比較すると気温の上昇幅が大きくなる。既往研究⁵⁾により、気候変動における気温の上昇は寒冷地域ほど顕著になることが示されたが、ここでも同様の結果となった。

(2) 湿度

a 絶対湿度

図3に夏期・冬期における2020、2050、2080年の明石市における一週間の時刻別絶対湿度の平均の推移を示す。各年代で平均絶対湿度(kg/kg(DA))は8月に17.5、18.7、19.8となり、60年間で約2.3(kg/kg(DA))上昇する。冬期には3.2、3.5、3.7となり、60年間で約0.5(kg/kg(DA))上昇する。8月と2月を比べると、8月の方が絶対湿度は大きくなり、蒸し暑さが問題になることが予想できる。逆に、2月は気温の上昇と比べ、絶対湿度の上昇があまり大きくないことから、乾燥が課題になる可能性がある。

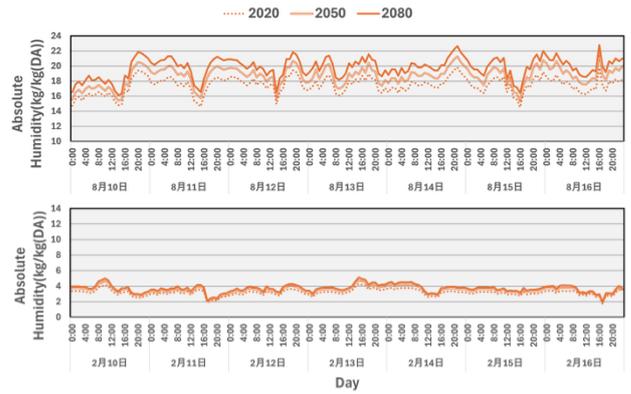


図3 明石の時刻別絶対湿度の推移
(上：8月 下：2月)

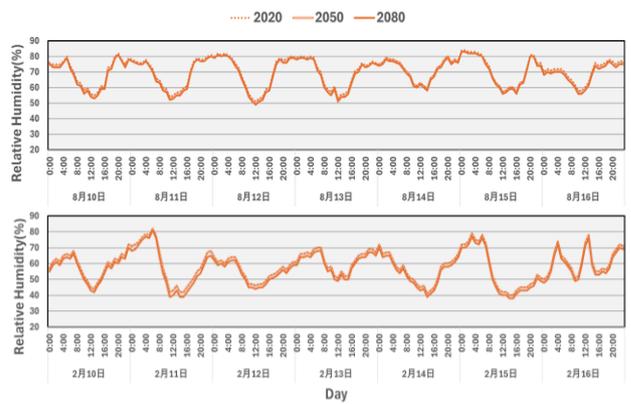


図4 明石の時刻別相対湿度の推移
(上：8月 下：2月)

b 相対湿度

図4に8月と2月における2020、2050、2080年の明石の時刻別相対湿度の推移を示す。相対湿度は、気温・絶対湿度のデータと比べると先60年の変化量が小さく、気候変動の影響をあまり受けないことが分かる。

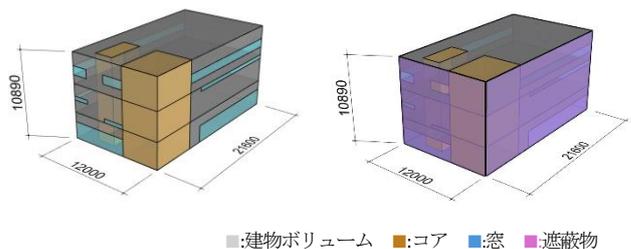
2. 将来気象下における断熱性能と遮熱性能の有効性

2.1 モデル建物

モデル建物は兵庫県某所に計画予定の地上3階建て、延床面積約800㎡の集会所を検証モデルとした。図5に解析モデルの北側からの俯瞰イメージを示す。解析モデルでは建物ボリューム、コア(階段+PS)、窓を組み込んだ。

図5 解析モデル1
(遮蔽物なし)

図6 解析モデル2
(遮蔽物あり)



■:建物ボリューム ■:コア ■:窓 ■:遮蔽物

2.2 解析概要

(1) 解析ケース

本章では、将来気候下において建物の断熱性能と遮熱性能が空調負荷にどのような影響を与えるのか検証した。表 2 に検討した建物性能に関する部材構成詳細を示す。断熱性能と遮熱性能を変数とした以下 6 つのケースをそれぞれ 2020 年と 2080 年の気象データで解析した。断熱性能には外壁と地面に接する床の断熱材の厚みを変数とし、case1~3 で断熱材の厚みを厚くし、断熱性能を高くした。case1 では計画建物で現状想定している Ua 値 0.81W/m²を想定し、case2 は省エネ基準法で定められている Ua 値 0.60W/m²、case3 は断熱等級で 6 地域の等級 6 に当たる Ua 値 0.46W/m²になるように断熱材の厚みを調整した。一方 case4~6 では、遮熱性能を比較するために case1~3 の解析モデルに壁面から 100mm 外側に壁面と同サイズの遮蔽物を設け、遮蔽物の日射透過率を 20%として解析を行った。(図 6) 以降、case△の○○○○年代の解析結果を【case△-○○○○】と表記する。

表 2 建物性能

	Ua 値 [W/m ²]	外皮ウレタンフ ォーム厚さ(mm)	遮蔽物 日射透過率(%)
Case1	0.81	25	—
Case2	0.60	85	—
Case3	0.46	380	—
Case4	0.81	25	20
Case5	0.60	85	20
Case6	0.46	380	20

(2) 解析条件

計算エンジン	Energy Plus
計算期間	年間毎時計算
運用時間	平日・休日：9：00~14：00 特定日：9：00~17：00
空調設定温度	暖房：22℃ 40% 冷房：26℃ 50%
内部発熱	人体：0.27 人/m ² 照明：10W/m ²
機械換気	5 m ³ / (m ² ・h)

2.3 解析結果

(1) 夏期 (8 月)

図 7 に case1~6 の 2020 年と 2080 年における冷房負荷解析結果を示す。断熱性能を向上させた case1~3 を比較すると、両年代において断熱性能が向上するにつれ、冷房負荷は減少していく。減少幅は 2020 年の-0.3 MJ/m²よりも 2080 年の方が-0.9 MJ/m²となり大きく、気候変動において、断熱性能の向上が 8 月の冷房負荷削減に有効であることがわかる。しかし、【case 1-2020】より【case3-2080】の方が、冷房負荷が大きくなってしまふことから、

気候変動への対応として、現状定められている断熱等級 6 では性能が足りないことがわかる。一方で、遮熱性能をもたせた case4~6 をそれぞれ case1~3 と比較すると、2020 年で-5.4 MJ/m²、-4.2 MJ/m²、-3.5 MJ/m²、2080 年で-6.8 MJ/m²、-6.4 MJ/m²、-5.0 MJ/m²となり、断熱性能の向上より、遮熱性能の向上の方が 8 月の冷房負荷削減には有効であることが分かる。また、削減量は断熱性能が低いほど大きくなる。

(2) 冬期 (2 月)

図 8 に case1~6 の 2020 年と 2080 年における暖房負荷解析結果を示す。断熱性能を変数とした case1~3 を比較すると、断熱性能が向上するにつれて暖房負荷は減少していく。また、【case 1-2020】と【case3-2080】を比較すると【case3-2080】の方が 4.3 MJ/m²小さくなることから、気候変動による気温の上昇と断熱性能の向上がともに進むことで、暖房負荷は約 65%削減できることがわかった。さらに、遮熱なしの case1~3 と遮熱ありの case4~6 を比較すると、両年代どのケースにおいても、遮熱性能ありの case4~6 の方が暖房負荷は増加しており、遮熱性能のみを高めると暖房負荷が大きくなってしまふことが分かる。2020 年と 2080 年ともに 6 ケース中、case3 が暖房負荷は最小となることから暖房負荷削減には遮熱物がなく、断熱性能をできるだけ高めた方が良いことが分かる。

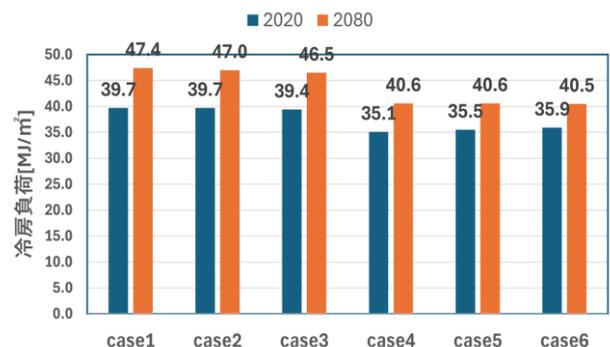


図 7 8月冷房負荷

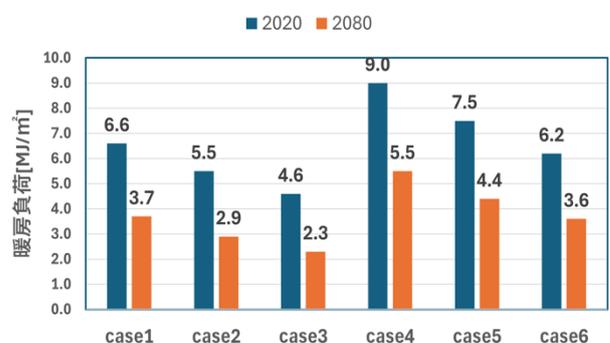


図 8 2月暖房負荷

表3 年間空調負荷[MJ/m²]

	Case1	Case2	Case3	Case4	Case5	Case6
2020年	194.0	193.0	192.4	176.8	171.8	173.8
2080年	234.6	233.7	232.7	210.5	210.2	210.6

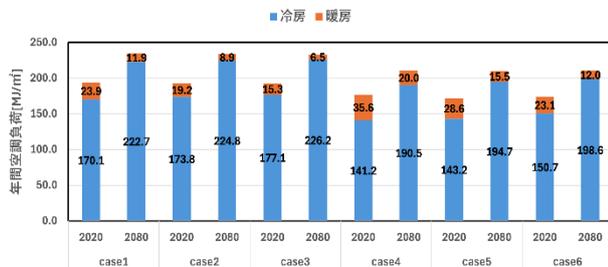


図9 年間空調負荷

(3) 年間の空調負荷

図9に明石市の2020年と2080年における冷房と暖房負荷を示す。case1～3の冷房負荷に着目すると、(1)の8月の冷房負荷とは逆に、断熱性能が高まるにつれて両年代で、冷房負荷が増加していることが分かる。これは、8月の冷房負荷は断熱性能の向上とともに減少するが、気候変動とともに冷房期間が増え夏期の総冷房負荷が増加してしまうためだと考えられる。表3に年間空調負荷を示す。図9より、気候変動とともに暖房負荷は減少するが表3より、年間の空調負荷はcase1～3 case4～6で変わらないことから、年間空調負荷削減に断熱性能の向上をあまり効果がないことが分かる。一方で、case1とcase4、case2とcase5、case3とcase6を比較するとそれぞれ遮熱性能ありのcase4～6の方が24.1 MJ/m²、23.5 MJ/m²、22.1 MJ/m²年間空調負荷が小さいことから、年間空調負荷削減には断熱性能の向上が有効であることが示された。

3. まとめと考察

本論では、竹中工務店が作成した将来気象データをもとに将来気象を分析し、計画建物を解析モデルとして断熱・遮熱性能が建物の内部の熱負荷にどのような影響を与えるかについて検証した。

将来気象データより、明石市では8月の気温は約2.5℃上昇し2月の気温は約2.8℃上昇することがわかった。湿度においては、気候変動の影響を受けて、相対湿度の大きな変動は見られないものの、絶対湿度はかなり上昇し、除湿対策が必須となる。

第2章では、計画建物をモデルに気候変動と遮熱・断熱の関係を明らかにした。結果として、8月の冷房負荷削減には断熱性能の向上は有効であるが、断熱等級地域6における断熱等級6は、気候変動による気温の上昇には不十分な性能であることがわかった。気候変動が進行するほど、また、建物の断熱性能が低いほど、遮熱性能の向

上が冷房負荷削減に寄与することがわかった。2月の暖房負荷削減には、断熱性能の向上が有効で、遮熱性能の向上は効かず、不利に働くことがわかった。年間空調負荷の結果からは、断熱性能の向上は年間空調負荷の削減には効かず、遮熱性能を向上させることで、年間で約23 MJ/m²削減できることがわかった。

今回は遮熱性能を1パターンのみで検証した。現在使用されている建材用の反射塗料は反射率60～80%のものがあるため、今後は各反射塗料による空調負荷削減量を明らかにすることで、外壁面の反射塗料と熱負荷の関係をより明らかにして、反射塗料の有効性を示すことができる。また、今回の解析では遮蔽物を4面の壁面全面に解析を行ってしまったため、開口部を除いた遮蔽物を設けて解析を回す必要がある。

参考文献

- 「気候変動シナリオに基づいた建物計画用の将来気象データ Met. box を開発」：竹中工務店 HP
(<https://www.takenaka.co.jp/news/2024/07/06/>)
- 「AR6 Synthesis Report : Climate Change」：IPCC HP
https://www.data.jma.go.jp/cpdinfo/temp/an_jpn.html
- 「日本の年平均気温」：気象庁 HP
https://www.data.jma.go.jp/cpdinfo/temp/an_jpn.html
- 断熱等級：国土交通省
<https://www.mlit.go.jp/shoene-label/insulation.html>
- 「LCD 将来気象データの開発と建物設計への活用（第3報）」：渡邊大祐

小規模建築における将来気候変動を考慮した性能検証 (第2報) ホールライフカーボンと快適性評価 Building Performance Verification Using Future Weather Data (Second) Whole Life Carbon and Comfort

○原崎 ひかり (株式会社竹中工務店) 川村 まい (株式会社竹中工務店)
今井 達也 (株式会社竹中工務店) 小林 佑輔 (株式会社竹中工務店)
Hikari HARASAKI*1 Mai KAWAMURA*1 Tatsuya IMAI*1 Yusuke KOBAYASHI*1

*1 Takenaka Corporation.

This study examines how different insulation thicknesses affect comfort and whole-life carbon emissions, considering future electricity CO₂ factors and climate change. Results indicate that completion-stage comfort assessment is important, even accounting for future climate change. Selecting appropriate insulation thickness that balances embodied and operational carbon is crucial for reducing whole-life carbon, rather than simply increasing thickness. Thick insulation is effective for passive natural ventilation.

1 はじめに

前報¹⁾では、計画建築物における断熱および遮熱性能の違いが熱負荷に及ぼす影響について述べた。

建築物の外皮性能は、エネルギー消費量だけでなく、利用者の快適性にも影響する。本研究では快適性に関して、空調設備からの自立達成度「Thermal Autonomy」(TA)^{2,3)}を用いて評価し、設計初期段階における検討を行う。

近年、建築物の脱炭素化を目指す中、建築物運用段階のCO₂排出量「オペレーショナルカーボン」(OC)や、建材の製造や解体段階のCO₂排出量「エンボディドカーボン」(EC)を含む、ライフサイクルにおける「ホールライフカーボン」(WLC)を削減することが重要視される。そのためには、ECとOCのバランスを考慮した設計が大切である。さらに、OCは、エネルギー消費量とCO₂排出係数の積により算出され、将来気候変動に伴う空調負荷の変化やCO₂排出係数の変化に影響されるため、それらを考慮することでより実態に即した検討が可能となる。

本報では、ある小規模建築を対象として、将来気候変動およびCO₂排出係数の将来変化を考慮し、外皮性能と自然換気が快適性およびWLCに与える影響を分析する。

図1に解析モデル、表1にモデル設定条件を示す。本報では、前報と同様に集会所として計画された3階建ての小規模建築物を対象とした。

2 評価指標の算出概要

図2に研究手法概要を示す。本研究では、気候変動および電力のCO₂排出係数変化を考慮したTAおよびEC、OCを算出する。以下に、各項目の算出手法詳細を示す。

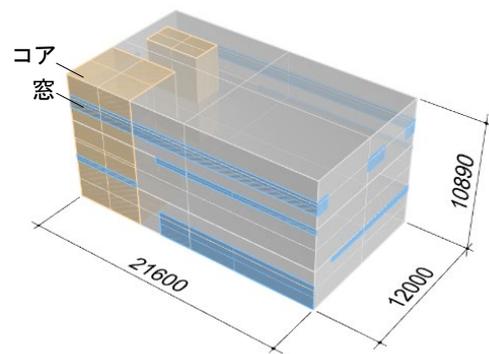


図1 解析モデル

表1 モデル設定条件

階数	3階建て
延床面積	約800 m ²
建築面積	約260 m ²
コア延床面積	約120 m ² (約16%)
開口率	約20% 窓面積/延べ床面積

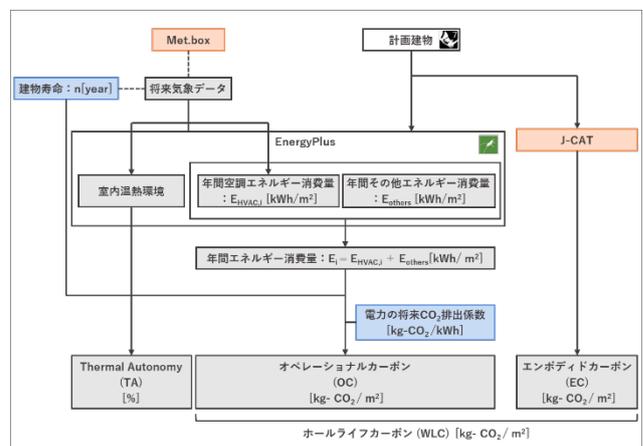


図2 研究手法概要

2.1 Thermal Autonomy (TA)

快適性評価方法として、建築物の有する環境性能のポテンシャルを評価する Thermal Autonomy (TA) が挙げられる。TA は、「パッシブ手法のみにより室内を許容できる温熱環境に保つことができる時間の、年間在室時間における割合」として定義され³⁾、空調設備から自立し、外皮性能が持つ快適性維持能力を評価することが可能である。本研究では、温熱環境の閾値として、ASHRAER-55 Adaptive Comfort Standard⁴⁾の 80%許容範囲を用いて、計画建築物の主な空調運転時間である 9 時~14 時における 80%許容範囲内となる年間時間割合を TA として快適性を評価する。TA が高いということは、空調使用機会が少なく快適性を保つことが可能であることを示し、OC 削減のポテンシャルが高いことを意味する。

2.3 ホールライフカーボン (WLC)

表2にホールライフカーボン評価の対象を示す。ECは、建築物の生産に伴う CO₂ 排出に着目し、製造および施工段階 (A1-A5) を対象とした³⁾。OC は、建築物運用時のエネルギー消費段階 (B6) を対象とした。

2.4 エンボディドカーボン (EC) の算出方法

EC は、建築物ホールライフカーボン算定ツール「J-CAT」⁵⁾を用いて算出した。各材料の CO₂ 排出原単位、更新周期、修繕率などは J-CAT の各細目に準じた。

2.5 オペレーショナルカーボン (OC) の算出方法

表3に空調エネルギー消費量解析条件、図3に熱負荷スケジュール設定を示す。空調起因のエネルギー消費量は気象条件によって将来的に変動すると推定されるため、竹中工務店⁶⁾が作成した将来気象データ「Met.box」を用いて Energyplus⁷⁾により 10 年単位で年間空調エネルギー消費量を算出し、値を線形回帰することで建築物残存期間中の各年の空調起因のエネルギー消費量 (E_{HVAC,i}) を推定した。内部発熱や機械換気設定は、エネルギー消費性能計算プログラム (WEBPRO) の用途別デフォルト値を参考に、実際の使用を想定した値を入力することとした。空調以外の換気、照明、給湯、EV、その他のエネルギー消費量 (E_{others}) は、将来気象およびシミュレーション条件の影響は受けないため、全条件で同様とした。算出された年間エネルギー消費量に、竹中工務店⁶⁾による電力の将来 CO₂ 排出係数をかけ合わせて OC を算出した。将来気象データと電力の将来 CO₂ 排出係数について、本研究では最も起こりやすいシナリオとして、将来気象データは SSP2-4.5 を、電力の将来 CO₂ 排出係数は中位シナリオを参照した。中位シナリオでは、2070 年頃に CO₂ 排出係数が 0 になると想定される。詳細は既報を参照されたい。

表2 ホールライフカーボン評価の対象

		ホールライフカーボン															
		エンボディドカーボン												オペレーショナルカーボン		エンボディドカーボン	
		資材製造段階			施工段階			運用段階						解体段階			
		A1	A2	A3	A4	A5	B1	B2	B3	B4	B5	B6	B7	C1	C2	C3	C4
対象境界	J-CAT による	■	■	■	■	■											
	Energyplus による											■					

表3 空調エネルギー消費量解析条件

計算エンジン	EnergyPlus
気象データ	地点：明石 2020年版標準年EA気象データ、2030-2080年将来気象データ
計算期間	年間の毎時計算 (8760時間)
空調運転時間	平日・休日：9:00-14:00 特定日：9:00-17:00
空調設定温度	暖房期：22°C, 40%、冷房期：26°C, 50%
空調能力	冷房COP：3.5 暖房COP：3.7
内部発熱	人体：0.27人/m ² 、照明：10W/m ²

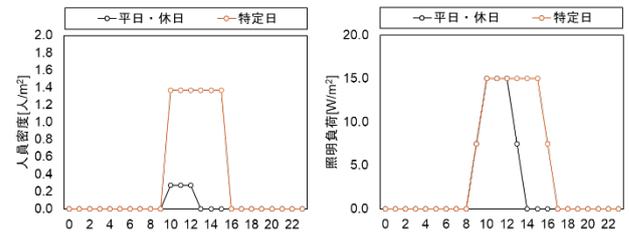


図3 熱負荷スケジュール設定

表4 シミュレーション条件

検討項目	設定条件
断熱材厚み	25mm (Ua値0.81相当) 85mm (Ua値0.60相当) 380mm (Ua値0.26相当)
自然換気	あり、なし

表5 自然換気設定条件

換気回数	2回/h 窓面積/延べ床面積は約20%
開放条件	18~26°C、30%RH~90%RH、~52.9kJ/kg ⁸⁾
スケジュール	適応時間のうち、WEBPROによる在室時間

2.6 シミュレーション概要

表4にシミュレーション条件、表5に自然換気設定条件を示す。本報では、断熱材厚みを変更することによる WLC および快適性への影響を検証する。断熱材厚みは、前報同様、25mm (計画値)、85mm (ZEH 基準である U_A 値 0.6 を満たす条件)、380mm (HEAT20 G2 相当の U_A 値 0.46 を満たす条件) の計 3 条件とした。各 3 条件について、自然換気あり・なしとした場合の TA、EC、OC を算定する。自然換気設定条件は、既往研究を参考に実態に即して決定した^{3,10,11)}。自然換気回数は、2 回/h に対して比較のため 5 回/h でも検討することとした。

3. 算出結果

3.1 Thermal Autonomy (TA) の算出結果

図4に TA 経年変化、図5に室温が許容範囲外となる時間割合の経年変化、図6に自然換気回数と TA の関係を示す。図4、図5における自然換気回数設定条件はいずれも 2 回/h の結果を示す。自然換気可能時間は、どの条

件も年間約 220~230 時間程度であった。TA は竣工時点から概ね同程度を推移し、経年による大きな変動は無いことが確認された。図 5 より、2030 年から 2080 年にかけて、気候変動に伴い、室温が許容値を下回る割合が減り、上回る割合が増えていたため、結果として TA がバランスしたと考えられる。よって、計画建築物において、快適性に関して将来気候変動を考慮した TA により検討する際は、竣工時点の TA を検討することがより重要であることが示唆された。

断熱性能別に比較すると、断熱 380mm の方が断熱 25mm よりも 50 年間平均 TA が約 13.9%低かった。空調を使用しない条件では断熱性能が良いと内部で発生した照明や人体に起因する熱が外部に逃げず夏季の TA が低下したためであると考えられる。

自然換気を行うことにより、TA は、換気回数 2 回/h の場合は 25mm で約 4.2%、85mm で約 9.2%、380mm で約 7.1%向上した。換気回数 5 回/h の場合、向上率は断熱材の厚さに依存し、25mm で約 17.6%、85mm で約 25.9%、380mm で約 35.1%向上した。以上より、自然換気を行うことで全ての条件で TA が向上したが、TA の向上効果や傾向には断熱材厚みや換気回数により差があることが明らかになった。

3.2 エンボディドカーボン (EC) の算出結果

図 7 に断熱性能別の EC を示す。断熱材 25mm の場合、断熱材起因 EC は全体 EC の約 0.6%と小さかった。断熱材 25mm から厚みを増やすことにより、断熱材 85mm では約 0.7%、断熱材 380mm では約 4.3%の EC 増加がみられたが、計画建築物において断熱材による EC への影響は比較的小さいことが確認された。

3.3 オペレーショナルカーボン (OC) の算出結果

図 8 に空調起因 OC 経年変化 (断熱 25mm)、図 9 に空調起因 OC 累積値を示す。図 8、図 9 における自然換気回数設定条件はいずれも 2 回/h の結果を示す。将来 CO₂ 排出係数に中位シナリオを用いた場合 (-中位)、2070 年頃には空調起因 OC が 0 となると想定された。建物残存期間中の累積値の算出結果より、自然換気なし条件では断熱材が厚い条件ほど OC は削減されるが、削減量は僅かであり、断熱材厚みによる大きな影響は無かった。

自然換気を行うことにより、累積値は、断熱 25mm で約 48.7kg-CO₂/m² (約 12.5%削減)、断熱 85mm では約 50.7kg-CO₂/m² (約 13.1%削減)、断熱 380mm では約 52.7kg-CO₂/m² (約 13.7%削減) 削減可能と想定された。以上より、自然換気による OC 削減の有効性が示され、特に断熱材が厚い条件では自然換気による OC 削減効果が大きいことが示された。

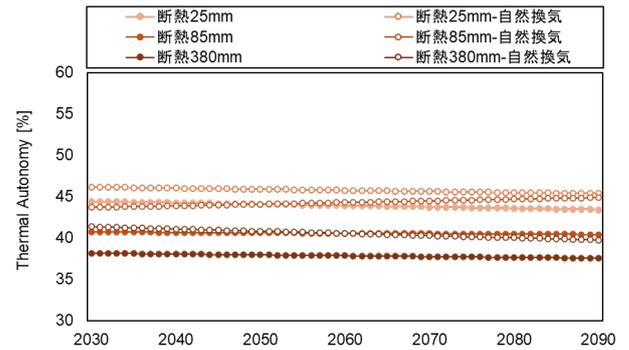


図 4 TA 経年変化

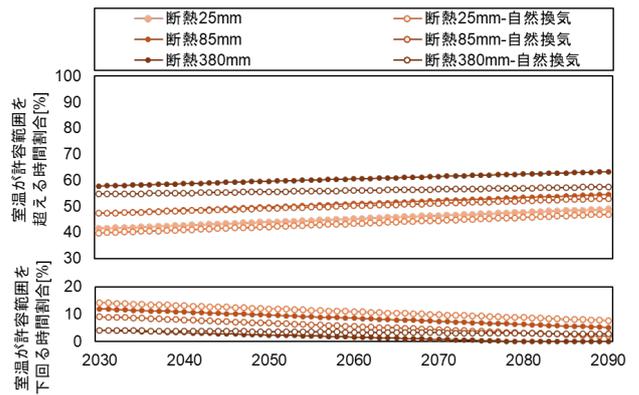


図 5 室温が許容範囲外となる時間割合の経年変化

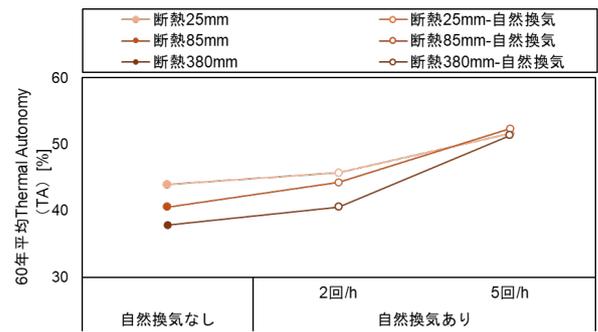


図 6 自然換気回数と TA の関係

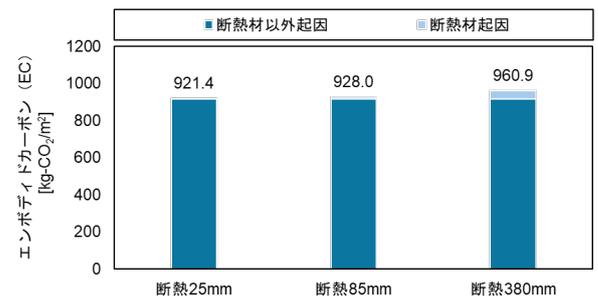


図 7 断熱性能別の EC

4. ホールライフカーボン (WLC) と Thermal Autonomy (TA) の関係性

図 10 に断熱性能別 WLC、図 11 に WLC と TA の関係、表 6 に自然換気による効果 (換気回数 2 回/h) を示す。計画建築物においては、断熱材厚みによる EC 増加量が WLC に与える影響は小さかったが、断熱材を厚くした場合の OC 削減効果が EC 増加量よりも小さかったため、WLC は増加した。自然換気を行うことによる WLC 削減

効果は、自然換気 2 回/h の場合、断熱材が厚い場合の方が僅かに大きかった。TA は、自然換気を行うことで全ての断熱条件で改善され、改善効果は換気回数 5 回/h で断熱材が厚い場合に最も大きかった。

5. まとめ

本報では、小規模建築物における断熱材厚みおよび自然換気が TA および WLC に与える影響について、電力の将来 CO₂ 排出係数と将来気候変動を考慮して検討した。以下に、得られた知見を示す。

1) 対象とした小規模建築物において、TA は、断熱材厚みに依らず建築物の残存期間中には概ね竣工時点と同程度の割合を推移した。将来気候を考慮して設計する場合であっても、竣工時点の TA を重視して設計することが快適性の観点で有効である可能性が示された。

2) 断熱材を厚くした場合の OC 削減効果は EC 増加量と比べて小さかったことから、断熱材を厚くすることが WLC 削減に寄与するとは限らないため、計画建築物ごとに EC と OC がバランスする断熱材厚みを適切に見極める必要があることが示された。

3) 自然換気による WLC 改善効果は断熱材が厚い方が僅かに大きかった。TA は換気回数により向上の程度に差はあるが、全ての条件で向上が確認された。以上より、効果的な自然換気を促すパッシブ的な建築物利用が快適性と脱炭素の観点で有効であることが示された。特に、断熱材が厚い場合には自然換気による WLC 改善効果が大きい可能性があることが示された。

TA、WLC は、計画地や建物用途、室形状、自然換気条件により大きく異なる可能性があり、更なるケーススタディは必要である。さらに、本報のような検討を計画建築物ごとに設計初期段階で実施することが重要で、適切な環境性能を有する建築物の設計に寄与すると考えられる。

参考文献

1) 川村ら, 小規模建築における将来気候変動を考慮した性能検証 (第一報) 将来気候予測と断熱・遮熱性能評価 2) 菅ら, パッシブデザイン手法が快適・省エネルギー性能に及ぼす影響度に関する研究 (その 1): 戸建住宅を対象とした検討, 日本建築学会環境系論文集, 第 90 巻 第 835 号, 419-427, 2025. 3) 樋山ら, 統合設計プロセスにおけるパッシブデザイン評価手法の検討 Thermal Autonomy の適用による自然換気性能評価, 日本建築学会環境系論文集, 第 85 巻 第 775 号, 655-663, 2020. 4) ASHRAE: ASHRAE/ANSI Standard 55-2010 Thermal environmental conditions for human occupancy. American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers: Atlanta, GA. 2010. 5) 一般社団法人住宅・建築 SDGs 推進センター, https://www.ibecs.or.jp/zero-carbon_building/jcat/. 6) 伊勢田ら, Life Cycle Design 将来気象データの開発と建築物設計への活用, 空調調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 第 5 巻 65-68, 2023. 7) EnergyPlus, <https://energyplus.net/>. 8) 伊勢田ら, 将来の CO₂ 排出係数シナリオを活用した建築物のライフサイクル評価に関する研究 その 1~その 5. 9) 山本ら, 自然換気システムの換気口開放条件に関する研究, 日本建築学会環境系論文集, 第 81 巻 第 722 号, 375-384, 2016. 10) 藤田ら, 自然換気・放射併用パーソナル空調を導入したテナントオフィスの評価研究 (第 7 報) 実運用下における自然換気時のアンケート評価, 空調調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 第 6 巻 465-468, 2019.

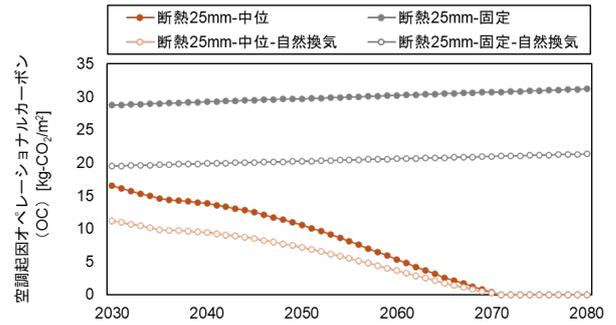


図 8 空調起因 OC 経年変化 (断熱 25mm)

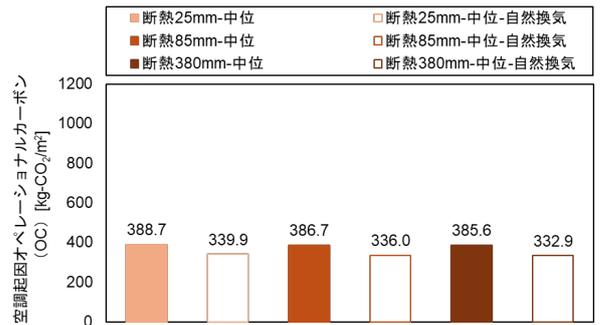


図 9 空調起因 OC 累積値

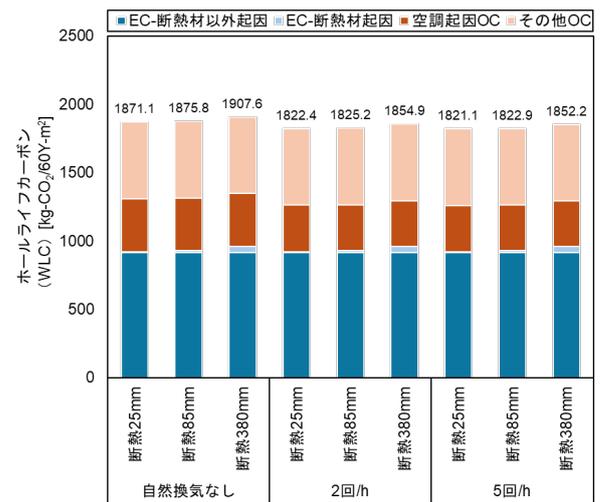


図 10 断熱性能別 WLC

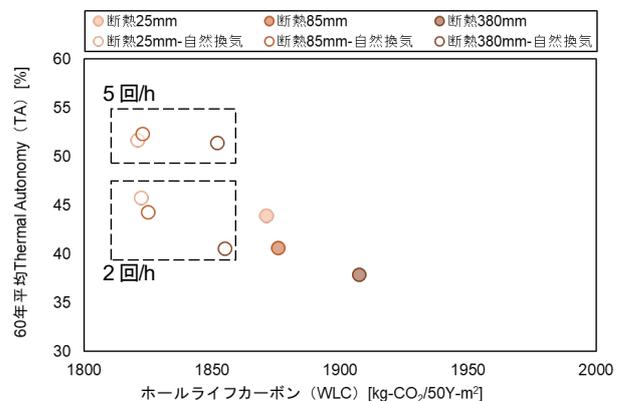


図 11 WLC と TA の関係

表 6 自然換気による効果 (換気回数 2 回/h)

	断熱25mm	断熱85mm	断熱380mm
TA改善率 [%]	4.2	9.2	7.1
WLC削減率 [%]	2.6	2.7	2.8

ソース・レセプター関係を用いた在室者の影響を考慮した空調機の最適制御

Optimal Control of Air Conditioners Considering the Effect of Occupants Using Source-Receptor Relationships

○境 健伍 (大阪大学) 松尾 智仁 (大阪大学)
 三保 昌大 (大阪大学) 嶋寺 光 (大阪大学)
 Kengo SAKAI*1 Tomohito MATSUO*1
 Masaharu MIHO*1 Hikari SHIMADERA*1

*1 The University of Osaka

The Source-Receptor (SR) method models indoor temperature as a linear superposition of contributions from various heat sources. However, conventional SR methods assume fixed indoor heat loads, limiting their applicability to varying occupant distributions. This study proposes an optimal HVAC control method that incorporates individual occupant heat contributions into the SR matrix by pre-calculating their thermal impacts. This enables determining optimal supply air temperatures for arbitrary occupant arrangements. Numerical experiments demonstrate that the proposed method evaluates occupant impacts as accurately as CFD simulations across diverse distributions. The results confirm its high precision and practical effectiveness for simplified air-conditioning control.

はじめに

人々は平均 87%の時間を室内で過ごす¹⁾。また、温熱環境は人々の作業パフォーマンスに影響を与える²⁾ため、空調機を適切に制御し快適な温熱環境を形成することが求められている。松尾ら³⁾は、空調吹出温度と室内温度分布間の線形関係であるソース・レセプター(SR)関係を用いて、室内温度分布を目標分布に近づける空調吹出温度の逆解析を行ったが、同手法は室内の熱負荷を固定しており、熱負荷が異なる場合に適用できない。そこで本研究では、在室者影響の影響についての SR 関係を追加することで、任意の在室者分布について適用可能な空調設備の最適制御手法を提案する。

1. 研究手法

1.1 最適制御手法

在室者の発熱を考慮した SR 法による予測温度分布 T_{SR} は式 (1) で定義される。

$$T_{SR} = T_{base} + A_{ac}\Delta Q_{ac} + A_{occ}\Delta Q_{occ} \quad (1)$$

T_{base} は基準とするケースの温度分布、 A は各熱負荷と室内温度分布の SR 関係を表す行列、 ΔQ は各熱負荷の基準ケースからの変化量を示すベクトルであり、下付きの ac 、 occ はそれぞれ空調、在室者を表す。SR 行列 A は各熱負荷を基準ケースから独立に変化させたケースの CFD 計算によって得られた評価点温度の差分から求められる。本手法において、在室者の配置および発熱量は既知の入

力条件であり、制御の対象ではない。在室者による温度影響は、算出した SR 行列 A_{occ} と現在の在室状況を示すベクトル ΔQ_{occ} の積により考慮できる。在室者による温度影響を考慮した後、目標温度分布 T_{obj} を与えることで、最適空調負荷 $Q_{ac,opt}$ を式(1)から求めることができる。しかし、式(1)を満たすような、完全に T_{obj} と T_{SR} を一致させる Q_{ac} の存在は保障されないため、本研究では T_{obj} と T_{SR} の差を最小にするような Q_{ac} を式(2)、(3)に示すような最急降下法により求める。

$$I = (T_{SR} - T_{obj})^2 \quad (2)$$

$$Q_{ac, k+1} = Q_{ac, k} - \alpha \left. \frac{\partial I}{\partial Q_{ac}} \right|_{Q=Q_k} \quad (3)$$

$$= Q_{ac, k} - 2\alpha \{A_{ac}^T (T_{SR} - T_{obj})\} \Big|_{Q_{ac}}$$

1.2 数値実験の計算条件

提案手法の有効性の検証のため数値実験を行った。計算領域は実在の講義室を模擬した冷房空間とした (Fig.1)。室内には 3 台の空調機と 4 対の全熱交換器がある。空調機の吹出角度は天井に平行な向きを 0° として 30° 下向きに吹き出す設定とした。SR 行列を作成するためのデータ取得点として評価点を 99 点配置した。評価点位置は各座席に人が座った時の上半身の高さとなる床から 0.85 m の位置に配置した。計算領域は階段教室であり、

講義室後方は床が 15 cm、30 cm 高くなっているため、床高さに応じて評価点の Z 座標を調整しており、中央の段では 1.0m、後方の段では 1.15m としている。講義室には高さ 1.5m、幅 12.3m の窓面が存在し、窓面の上端の高さは天井から 0.4 m である。窓面からは熱貫流を仮定している。計算条件 Table1 に示す。CFD 計算には FlowDesigner v.2024 を用いた。非圧縮性定常流れを仮定し、ブジネスク近似によって浮力の影響を考慮した。乱流モデルには標準 k-ε モデルを用い、対流項の離散化には QUICK 法を用いた。メッシュ数は計算領域を 5 cm の均等格子で分割し総メッシュ数は約 41 万(411600)メッシュである。

SR 行列の作成のため、在室者 0 人、空調機の吹き出し温度を 19°C としたケースを基準ケースとし、各熱負荷の影響を(SR 関係)を求めるため、いずれかの座席に在室者を配置した 66 ケースと、いずれかの空調機の吹き出し温度を 21°C にした 3 ケースを追加して、計 70 ケースの CFD 計算を行った

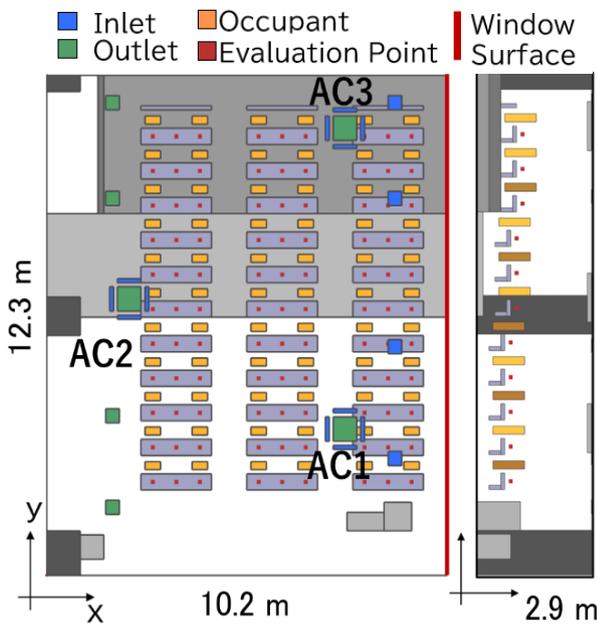


Fig. 1 Computational domain

1.3 SR 行列による最適化条件と精度検証方法

CFD 計算結果から作成した SR 行列と式(3)を用いるこ

とで、評価点の温度を目標温度に最も近づける空調吹出温度の組み合わせを求めることができる。

SR 法による温度分布の制御精度の検証のため目標温度分布を、各 SR 法により求めた最適吹出温度を境界条件とした CFD 計算を行い、目的温度分布との誤差を評価した。検証においては在室者を 30 名配置した場合に全評価点を 25°C 均一にすることを目的とした。また、在室者の配置の違いが SR 法の制御精度に与える影響を明らかにするため、以下の 3 シナリオについて吹出温度の最適化を行いその有効性を評価する。

- 1) 標準シナリオ (Std. Scn)
在室者 30 人を室内全体に等間隔に配置するシナリオ。
- 2) 高感度シナリオ(HS Scn)
評価点温度に対する感度が大きい位置に 30 人配置するシナリオ。
- 3) 低感度シナリオ(LS Scn)
評価点温度に対する感度が小さい位置に在室者 30 人を配置するシナリオ。

ここでの感度とは、在室者を配置した際にどれだけ評価点温度を上昇させるかを意味する。Fig.2 に各シナリオの在室者の配置位置を示す。

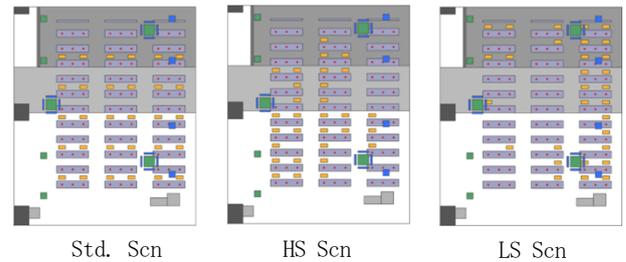


Fig. 2 Occupant position

また、SR 法による在室者の発熱影響の考慮による効果を評価するため、以下の SR 法 A~SR 法 C の 3 つの手法で最適吹出温度の逆推定を行い、予測精度を比較する。

- 1) SR 法 A (提案手法)
在室者発熱による温度変化を SR 行列に組み込み評価関数 I に反映することで、在室者の発熱影響を考慮する。

Table1 Boundary condition

Air Conditioner		Total Heat Exchanger		Outdoor Temperature	Occupant Heat Generation	window thermal transmittance
Airflow Rate [m ³ /min]	Setting Temperature [°C]	Airflow Rate [m ³ /min]	Heat Exchange Efficiency [-]	[°C]	[W/Person]	[W/m ² /K]
22	19	5.4	0.6	35	60	5

2) SR 法 B

在室者の発熱による温度変化を無視(式(1)の右辺第3項をゼロ)して最適吹出温度の逆推定を行う。この場合、在室者の人数や配置が変更されても在室者が0人の場合の最適吹出温度が算出される。SR法BとSR法A、SR法Cの比較を行うことで在室者を考慮しない最適化が、実際の空間でどの程度の誤差が生じるかを明らかにすることができる。

3) SR 法 C

在室者を実際に配置した状態でのCFD計算結果を用いて作成したSR行列を用いて、最適吹出温度の逆推定を行う。SR法Cでは在室者の配置や人数の変更のたびにCFD計算が必要となり計算コストが大きく、実運用における最適制御手法として用いることはできない。そのため、SR法Cは、在室者影響をSR法により線形近似し考慮するSR法Aの精度を検証するための真値を与えるためのケースとなる。SR法CとSR法Aの比較を行うことで、SR法により簡易的に在室者の発熱影響を推定することにより生じる誤差を明らかにすることができる。

以上のように、提案手法であるSR法AをSR法B、SR法Cと比較することでSR法Aが実用上十分な制御精度を持っていることを明らかにする。

また、SR法による温度分布の制御精度検証のため、SR法により求めた最適吹出温度を境界条件としCFDで再計算を行い、目標温度分布との誤差を評価した。

目標温度分布との誤差は平均バイアス(MB)および二乗平均平方誤差(RMSE)で評価した。 n は評価点の総数を、 $T_{CFD,i}$ はCFD再計算により算出された評価点温度を示す。

$$MB = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (T_{CFD,i} - T_{obj,i}) \quad (4)$$

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (T_{CFD,i} - T_{obj,i})^2} \quad (5)$$

2. 結果と考察

2.1 SR 行列の作成

SR行列作成のための基準ケースと空調機ケース・在室者ケースの代表的な1ケースにおける温度場をFig.3に示す。基準ケースにおいて評価点平均温度は21.4°Cで標準偏差は0.21°Cだった。 $z=1.0$ mの断面においては温度分布にばらつきが見られた。窓面貫流熱や全熱交換器からの吹出によって窓側(図の右側)の温度がやや高くなっている。得られたCFD計算結果を用いてSR行列の作成を行った。

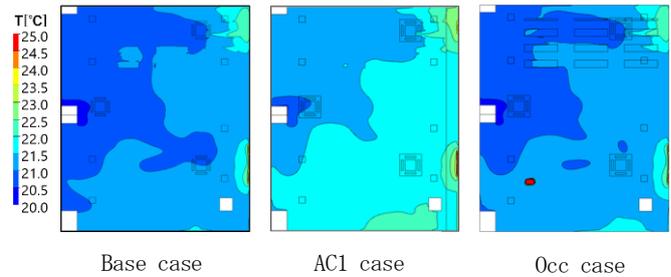


Fig.3 Temperature fields of representative cases used for SR matrix construction ($z=1.0$ m)

2.2 各SR法による最適吹出温度の逆推定結果

前節で作成したSR行列を用いて、評価点温度を目標温度分布に近づける最適吹出温度を求めた。得られた最適吹出温度をFig.4に示す。SR法Bにより求められた最適吹出温度はどの空調機においてもSR法A、SR法Cによって求めたものよりも高くなった。これは在室者発熱を考慮しないことにより目標温度分布を実現するのに必要となる冷房負荷が過小評価されたことが原因だと考えられる。また、SR法Aでは、SR法Cと比較してAC2の最適吹出温度はほぼ等しくなったが、AC1の最適吹出温度が低く、AC3の最適吹出温度が高くなる傾向がある。このことからSR法ではCFD計算値よりも前方の評価点温度を過大に予測し、後方の評価点温度を過小に予測していることが示唆される。

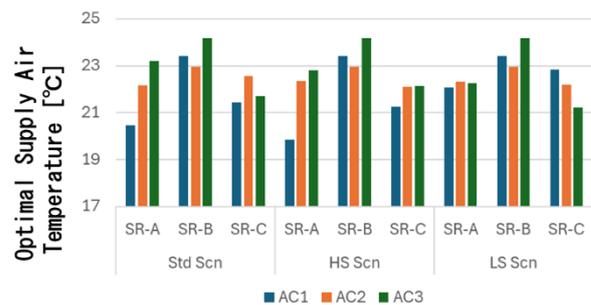


Fig.4 Optimal supply air temperature from SR method

最適吹出温度を、空調機の境界条件として与えた場合のCFD再計算結果の温度場をFig.5に示す。在室者発熱の影響を考慮しないSR法Bでは、必要とする冷房負荷の過小評価により冷却不足となっており、SR法A、SR法Cに比べて温度が高くなっている。すべてのシナリオにおいて基準ケースで見られた、全熱交換器の吹出や貫流熱により、窓側の温度がやや高くなるという傾向は解消されず完全に均一な温度分布を実現することはできなかった。この原因としては本研究における空調システムの物理的な制御限界があげられる。本研究では最適化の対象としている空調パラメータが空調機の吹出温度のみで

あり、1 台に 4 口ある吹出口の吹出温度を一括で制御している。そのため、窓面からの熱貫流のような局所的な外乱に対応することができないためであると考えられる。したがって、温度分布を均一に近づけるためには 4 つの吹出口を個別に操作する、吹出温度以外に吹出角度などの他の空調パラメータを組み合わせる制御を行うことが必要だと考えられる。

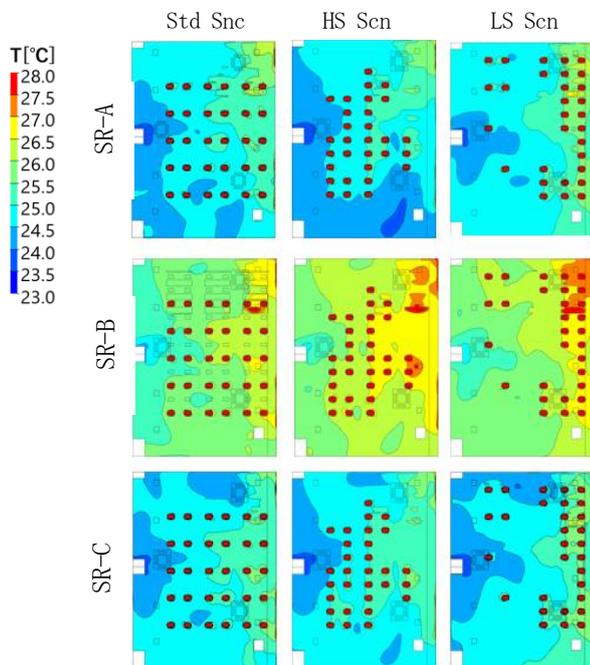


Fig.5 Temperature field of recalculated cases (z=1.0m)

得られた最適吹出温度を境界条件としたときの CFD 計算結果と目標温度分布との RMSE および MB を Fig.6 に示す。まず、SR 法 A を用いた際の配置位置の違いが制御精度に与える影響を評価する。標準シナリオおよび低感度シナリオでは MB が概ね 0°C となり、評価点平均温度を目標温度に近づけることができた。一方で高感度シナリオでは MB が -0.17°C となり、評価点平均温度が目標温度に対しわずかに低くなった。RMSE は標準シナリオ < 高感度シナリオ < 低感度シナリオとなり、標準シナリオと低感度シナリオの差は約 0.1°C 程度だった。低感度ケースでの RMSE が増大した理由としては、基準ケースで温度が高い窓側に在室者が集中しているため、温度分布の偏りが顕著になったことだと考えられる。以上から、在室者配置によって SR 法 A による制御精度は変動するものの、実用的な範囲に収まっているといえる。

次に SR 法 A~C について比較を行う。在室者の発熱を考慮しない SR 法 B は、誤差が他手法よりも顕著に大きくなった。SR 法 A の MB は概ね 0°C、RMSE は 0.3~0.4°C となり、評価点平均温度を目標温度に近づけること

ができた。CFD 計算で在室者を考慮する SR 法 C は、SR 法 A に比べて RMSE がわずかに (0.05~0.10°C) に低くなった。SR 法 B と A・C の精度差から、在室者の発熱を考慮することが重要であると言える。SR 法 A と C の比較より、在室者影響を SR 法で推定することによる誤差は比較的小さいと言える。したがって、提案手法は簡易的な空調制御手法としては有効であるといえる。

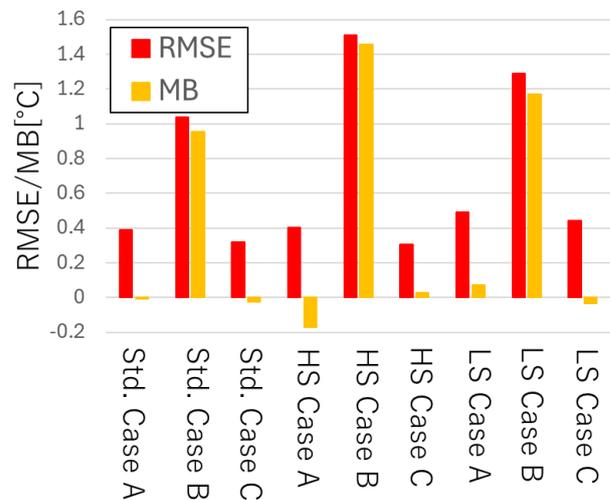


Fig.6 RMSE and MB between recalculated temperature and target temperature

3. 結論

本研究では空調吹出温度と室内温度分布に線形関係を仮定した従来の SR 法に在室者発熱についての SR 関係を追加することで、任意の在室者配置について適用可能な空調設備の最適制御手法の提案を行った。その結果、以下のことが分かった。

1. 提案手法は様々な在室者配置に対して精度よく最適吹出温度を求めることができた。
2. 在室者の発熱を SR 法で考慮することによる誤差は小さかった。

参考文献

- 1) Klepeis N.E. et al. The National Human Activity Pattern Survey (NHAPS): a resource for assessing exposure to environmental pollutants. *Journal of Exposure Analysis and Environmental Epidemiology*. 2001, vol.11, no.3, p.231-252.
- 2) Wargocki, P. et al. The relationship between classroom temperature and children's performance in school. *Building and Environment*. 2019, vol.157, p.197-204.
- 3) 松尾智仁、嶋寺光. 空調負荷と室内温度分布の線形性を仮定した最適空調制御手法の検討. *空気調和・衛生工学会大会*. 高松、2025.

空調条件下での室内空気質改善における空気清浄機の有効性評価

Assessing the Effectiveness of Air Purifiers for Improving Indoor Air Quality Under Air Conditioning.

○西田 貞一朗（大阪大学） 松尾 智仁（大阪大学） 嶋寺 光（大阪大学）

Teiichirou NISHIDA*1 Tomohito MATSUO*1 Hikari SHIMADERA*1

*1 The University of Osaka

People spend about 90% of their time indoors, so indoor air quality and thermal comfort are important for health and productivity. Increasing ventilation can reduce indoor pollutants, but it also worsens thermal conditions and increases energy use. In this study, I evaluated the performance of installing air purifiers, rather than increasing ventilation volume in a cooled classroom with formaldehyde emissions from building materials using CFD simulations. The results showed that installing 13 air purifiers under weak ventilation achieved lower pollutant concentrations and temperatures than the case under strong ventilation. In addition, this method reduced total energy consumption by about 4.4%.

はじめに

人々は約90%の時間を室内で過ごすため、室内の温熱快適性と空気質の向上は人々の健康と生産性の維持に必要不可欠である¹⁾。家具などから放出される揮発性有機化合物による空気の汚染は、居住者にシックハウス症候群を引き起こす原因となる²⁾。一方で、空気質改善のための換気量の増加は、外気流入によって温熱環境を悪化させ空調のエネルギー消費量の増加につながる。そのような状況における空気清浄機の利用は、換気量を抑制しつつ空気質を改善することで、温熱環境と空気質の両立に資する。そこで本研究では、換気量を増加する代わりに空気清浄機を設置したとき、換気量増加に見合った空気質を得るために必要な空気清浄機の台数やその効率的な設置方法について、CFDシミュレーションを用いて検討した。またその結果から空気清浄機活用によるエネルギー消費の削減効果を簡易的に評価した。

1. 方法

1.1 計算領域

本研究ではCFDシミュレーションを行う対象空間を大阪大学工学部/工学研究科M3棟211講義室を模擬した室とした（Fig. 1）。対象領域は10.2m×12.3m×2.9mの空間であり、空調機が3カ所、全熱交換器の吹き出し口と吸い込み口がそれぞれ4カ所ずつ設置されている。また室内には一番低い床から高さ10cmの段差が教室の中央にあり、一番低い床から高さ30cmの高さの段差が教室の後方（上側）にある。右側の壁には窓が設置されており、貫流熱があるものとする。本研究では室内汚染源としてホル

ムアルデヒドを対象物質として解析をおこなった。空気質の評価指標として全体と居住域の2つの領域での平均濃度をもちいた。居住域は教員と学生が長時間滞在すると思われる7.9m×11.0m×1.7mの空間である。本研究ではCFDソフトとして、流れ場は非圧縮性・定常流れとして扱い、密度変化による浮力の影響はブシネスク近似により考慮した。乱流の影響はk-ε乱流モデルを用いて評価した。メッシュは10cm格子で均一に配置した。各境界条件をTable 1に示す。

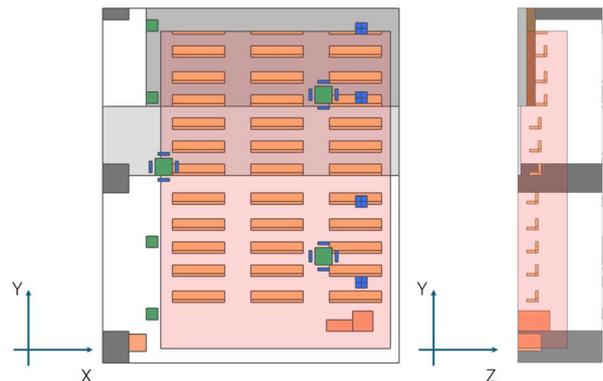


Fig.1 Calculation domain: X-Y plane (a) and Y-Z plane (b).

Table 1 Boundary conditions

Air conditioning		
Air volume [m ³ /min]	Temperature [°C]	Wind direction [°]
17.2	20.0	15

Total heat exchanger			
Air volume [m ³ /min]		Wind direction [°]	Heat exchange coefficient [%]
low	high		
8.332	10.833	60	75

Outside temperature [°C]	Overall heat transfer coefficient [W/m ² ·°C]	Amount generated [μg/m ² ·h]	Air purifier ³⁾	
			Air volume [m ³ /min]	Removal rate [%]
32.0	5.5	0.005	2	36

1.2 空気清浄機設置ケース

空気清浄機の設置に関して設置の候補場所となる点を教室内に設置した。候補場所は教室の居住域内高さ 0.3m に X 軸に 7 個、Y 軸に 14 個の計 98 個設置した (Fig. 2 left)。各設置候補場所に 300mm×500mm×600mm の空気清浄機を設置していく (Fig. 2 right)。本研究では空気清浄機の設置方法として 2 つの方法 (ケース A、B) を評価した (Fig. 3)。ケース A は、設置する空気清浄機の台数を N 台とすると、0 台設置時の計算結果において、各設置候補のうちホルムアルデヒド濃度が高い方から順に N 台を設置するケースである。ケース B は 0 台設置時に濃度が 1 番高かった設置候補 1 台目の空気清浄機を設置して再度計算を行い、計算ごとに濃度が最大となる設置候補に 1 台ずつ設置するケースである。

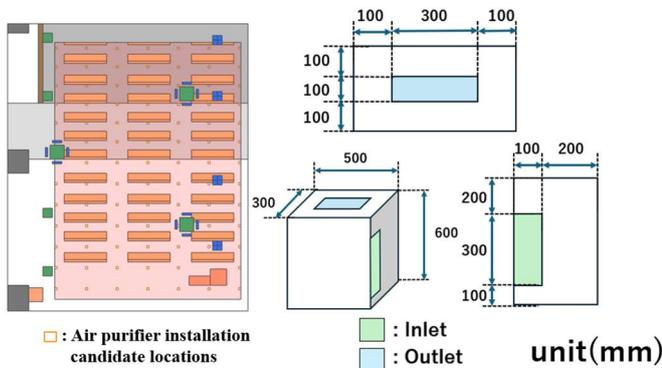


Fig.2 Candidate installation locations for the air purifier (left) and its dimensions (right)

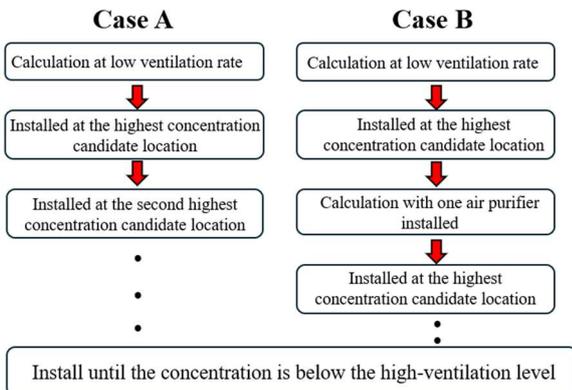


Fig.3 Installation method for multiple air purifiers.

1.3 消費エネルギー計算

本研究では消費エネルギー量について簡易的な比較を行った。消費エネルギー量の数式を (1)~(3) に、使用した変数を Table 2 に示す。

$$Q = E_{ven} + E_{con} + E_{pur} \quad (1)$$

$$E_{con} = \frac{m \times \rho \times C_p}{COP} \Delta T \quad (2)$$

$$E_{pur} = e \times N \quad (3)$$

消費エネルギー量は全熱交換器の消費エネルギー量と空調の消費エネルギー量・空気清浄機の消費エネルギー量の合計で示している。全熱交換器の消費エネルギー量は換気弱運転時と換気強運転時の 2 種類についてカタログ値を用いている。空調の消費エネルギー量は空調が温度分布を維持するための単位時間当たりの冷房能力を成績係数で除した値を用いている。今回の研究では空気清浄機の発熱は考慮していない。空気清浄機の消費電力は 1 台当たりの消費電力を設置台数でかけた値を用いている。

Table 2 Variables used in Equations (1)-(3)

Variable	definition	[unit]
Q	Total energy consumption	[W]
E_{ven}	Energy consumption of a total heat exchanger system	[W]
E_{con}	Energy consumption of air conditioning	[W]
E_{pur}	Energy consumption of air purifier	[W]
m	Supply air mass flow rate	[m ³ /s]
ρ	Air density	[kg/m ³]
C_p	Specific heat of air at constant pressure	[J/kg·K]
COP	Coefficient of Performance	[-]
ΔT	Supply-return air temperature difference	[K]
e	Energy consumption per air purifier	[W]
N	Number of air purifiers installed	[-]

2. 結果および考察

2.1 事前ケース

空気清浄機を設置する前の換気弱運転時と換気強運転時の高さ 1m での濃度分布と温度分布を比較した。Fig. 4 より換気弱運転時は給気口がある右側で温度が高く発生源が換気口から離れた下側で濃度が高くなる傾向が確認された。強運転時も分布傾向は同様であるが、外気流入量の増加により室内温度は右側で上昇し、濃度は全体的に低下した。すなわち換気量の増加は濃度低減に有効である一方、温度上昇に伴い空調の熱処理エネルギーが増加する。本研究では、換気弱運転条件下で空気清浄機を段階的に設置し強運転時と同等の濃度となる条件を求め、そのときの温度分布を比較した結果から、総消費エネルギーを比較評価する。

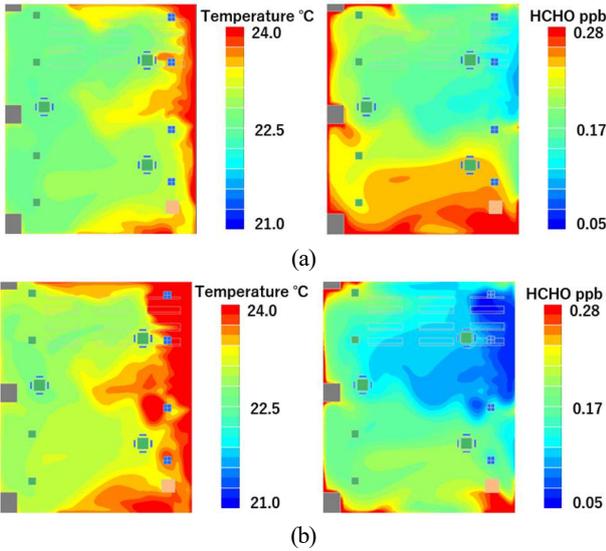
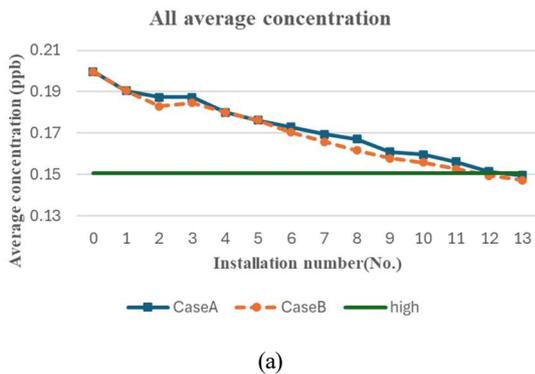


Fig.4 Temperature and concentration distributions at a height of 1 m under low (a) and high (b) ventilation.

2.2 濃度変化の比較

設置する空気清浄機を増やしながらか教室全体および居住域の平均濃度の推移を CFD 計算により求めた結果、教室全体の平均濃度はケース A では 13 台、ケース B では 12 台の設置で換気強運転時の平均濃度を下回った (Fig. 5)。居住域の平均濃度は、ケース A・B ともに 12 台の設置で基準を下回った。平均濃度の低下はケース B の方が早く、これは各段階で最も濃度が高い位置に空気清浄機を設置するケース B の配置方法がより効率的であったことを意味する。また Fig. 6 より居住域内の最大ホルムアルデヒド濃度について比較をすると、ケース A およびケース B のいずれにおいても空気清浄機を 6 台設置することで換気強運転時の最大濃度を下回った。また Fig. 5 の平均濃度の結果と比較すると、最大濃度は平均濃度よりも少ない設置台数で換気強運転時の値を下回ることが確認された。最大濃度は局所領域の濃度によって決まるため、本研究のように濃度の高い位置から順に空気清浄機を設置していく手法では、少数台の設置でも当該局所領域の濃度が効果的に改善されたと考えられる。したがって、局所的な高濃度領域を低減する手法としては、空気清浄機の設置は換気強運転と比較して有効であることが示唆される。



(a)

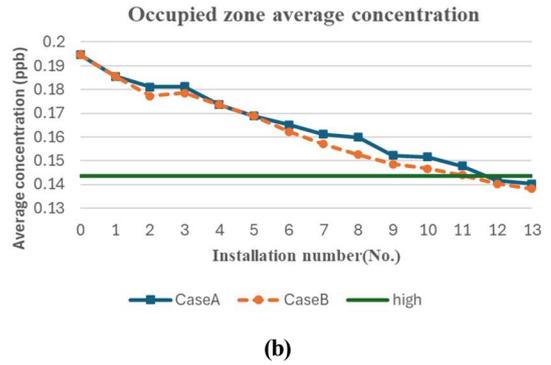


Fig.5 Changes in average formaldehyde concentration in (a) the entire room and (b) the occupied zone with increasing number of air purifiers.

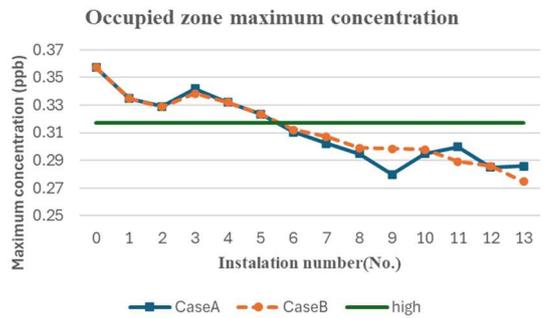


Fig.6 Change in the maximum formaldehyde concentration in the occupied zone.

2.3 設置方法の比較

本研究では最大 13 台の空気清浄機を設置して濃度変化について検討した。実験結果に基づいて、ケース A およびケース B の空気清浄機の設置場所の分布を Fig. 7 に示す。Fig. 7 よりケース A とケース B における空気清浄機の設置候補場所の分布を比較すると、ケース A では換気弱運転時に濃度が高かった教室前方に空気清浄機が集中して設置されている。一方、ケース B では設置初期はケース A と同様に濃度が高かった教室前前方に設置されているが、段階的に空気清浄機を設置していくことで教室下側の濃度が低くなり、後半では教室の左側や上側にも設置され、教室全体に分散して配置されている。

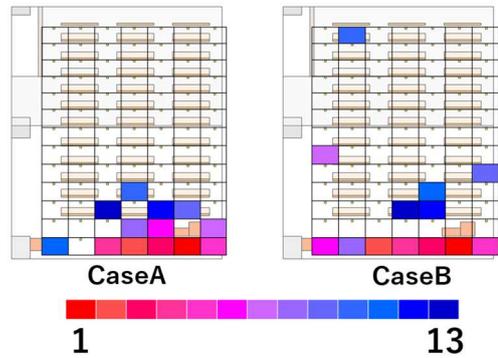


Fig.7 Distribution of air purifier installations

2.4 温度分布の比較

空気清浄機を13台設置した時のケースA、ケースBの
高さ1mでの温度分布をFig. 8に示す。Fig. 8とFig. 4の
換気強運転時の高さ1mでの温度分布の比較より、換気量
を減らしたうえで空気清浄機を設置した場合、換気強運
転時の温度を下回る温度分布が形成されることが確認さ
れた。またTable 3より換気強 運転時とケースA・Bの
平均温度を比較すると、全体と居住域ともにケースA・B
は換気強 運転時の温度を下回ることがわかった。以上の
結果から、換気量の抑制と空気清浄機の設置の組み合わ
せは、空気質の悪化を抑制しつつ温度分布を低下させる
ことができることが確認された。

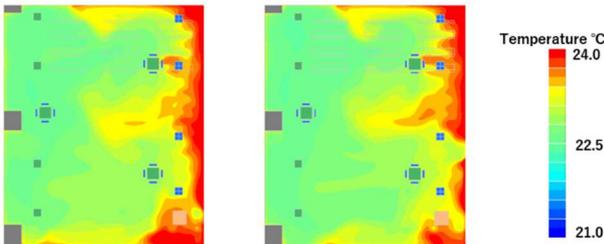


Fig.8 Temperature distribution at a height of 1 m with 13 air purifiers installed. (Case A[left] and Case B[right])

Table 3 Average temperatures of the entire room and the occupied zone for each case.

	Strong	CaseA	CaseB
All (°C)	23.4	23.1	23.1
Occupied zone (°C)	23.3	23.0	23.0

2.5 消費エネルギー量の比較

以上の結果から換気強運転時とケースA、Bにおける消
費エネルギー量について簡易的な比較する。空調の吸い
込み温度と吹き出し温度の差は換気強運転時とケースA、
Bとでそれぞれ3.4°Cと3.1°Cであった。消費エネルギー
の計算式(1.3)にTable 4に示す数値を代入して、求め
た消費エネルギー量をTable 5に示す。換気強運転時と
ケースA、B間での消費エネルギーの差からエネルギー消
費量の削減率を計算すると、約4.4%の削減がみられた。
簡易的な計算ではあるものの冷房空間では空気清浄機を
設置することによって消費エネルギーを削減しながら換
気強運転時を下回る濃度を達成することが示された。また
ケースBは効率的な濃度低減に寄与できる設置方法で
あるが、1台設置するごとに計算をしないといけないため
現実的ではない。一方でケースAは換気弱運転の濃度分
布を参考に空気清浄機を複数台設置することから実用的
な方法であり、その方法においてもエネルギー消費量を
削減することができるため濃度低減かつ省エネルギーと
してより有効な手段であるといえる。

Table 4 Values of variables used in Equations (1)– (3)

$E_{ven}[W]^{(3)}$		$\rho[kg/m^3]$
high	low	
555	424	1.2

COP	e[W]	$\Delta T[K]$	
		high	CaseA,B
5	9	3.4	3.1

Table 5 Energy consumption in each case

high	CaseA,B
791[W]	756[W]

3. 結論

本研究では、室内汚染物質濃度の低減における空気清
浄機の有効性を検討することを目的として、CFDシミュ
レーションを用いて、夏場の冷房空間を対象とした条件
下で 壁面からのホルムアルデヒドを発生源とした教室
で計算をおこなった。本研究の結論を、以下にまとめ
る。

- 空気清浄機を13台設置することで、実全体お
よび居住域の両エリアでの、換気強運転時を
下回る平均濃度が得られた。
- 消費エネルギー量について簡易的な比較をす
ると、空気清浄機を設置したケースは換気強
運転時に比べて消費量が少なく、在室者が少
人数で、建材からホルムアルデヒドが放散さ
れる空間において、換気弱運転と空気清浄機
の併用が特に有効な手法であることが示され
た。

参考文献

- 1) Xue Tian、 Young Cheng、 Zhang Lin: Modeling indoor environment indicators using artificial neural network in the stratified environment, Building and Environment, Volume 208, 108581, 2022
- 2) Mohammed Sherzad、 Chuloh Jung: Evaluating the emission of VOCs and Hcho from furniture based on the surface finish methods and retention periods, Frontiers in Built Environment, Volume 8, 1062255, 2022
- 3) 長谷川麻子、羽田崇秀、小峯裕己、鎌田元康、単体ガス成分に対する家庭用空気清浄機の性能試験方法に関する検討、日本建築学会環境系論文集、第572号、2003年10月
- 4) ダイキン工業 株式会社, VAM650GDES, DT-NET, [VAM650GDES | 商用図面 | ダイキン工業株式会社 | DT-NET](#)

行った屋外解析から、各窓中心位置から屋外に 250 mm 位置での窓面と並行な平面方向の風速成分と、各窓中心位置での風圧係数から算出した窓面法線方向風速との合成ベクトルとした。またその他乱流統計量については窓の開口部をその形状から長方形管とみなし、幾何的な寸法から水力直径 D_h を与えた。また、その他乱流のパラメータについては乱流強度 I は 5 %、乱流長さスケール L は $0.07D_h$ 、モデル定数は 0.09 とした。

1.3. 窓開度制御方法

本解析では室内環境をフィードバックした窓開度の制御を実現するため、解析の所定の計算ステップごとに窓開度を調整する手法を採用した。Fig. 4 に窓開度の制御フローを示す。定常計算の各イタレーションごとにこのプログラムを実行することにより、所定の窓開度となるよう流入境界を設定する。窓開度はすべての窓を一様制御することとし、評価指標およびモニタ点については予備解析により決定する。

窓開度の再現については、水平方向に 10 分割の窓要素に分割された各窓において、北側の窓については左側から、西側の窓については右側から、決定した窓開度となる窓要素の数だけ所定の流入風速を与え、残りの窓要素については風速を 0 m/s として与えることにより 10 % 単位での窓開度調整を再現した。

Table 3 にモニタ点数と目標値を変更した予備解析の窓開度結果を示す。モニタ点数は Fig. 2 に示す 1, 4, 12 点の 3 種とし、4 点、12 点条件ではその平均値が目標温度になるよう開度制御を行った。目標値は空気温または $SET^*25^\circ\text{C}$ の 2 種とし、窓開度の収束性を向上させるため、それぞれの目標値に上下 1.0°C の猶予をもたせた。各モニタ点位置については発熱体からの熱流束の影響を受けず、かつ、室を代表できる位置を意図して配置した。

Table 1 Internal Heat Generation

Total	Internal occupants	$60.00[\text{W/person}] \times 36[\text{persons}] = 2,160[\text{W}]$
	Computers	$15.00[\text{W/m}^2] \times 196.0[\text{m}^2] = 2,940[\text{W}]$
	Lights	$10.00[\text{W/m}^2] \times 196.0[\text{m}^2] = 1,960[\text{W}]$
Heat Flux	Internal occupants	$60.00[\text{W/person}] / 1.640[\text{m}^2/\text{person}] = 36.59[\text{W/m}^2]$
	Computers	$2,940[\text{W}] / (0.120[\text{m}^2/\text{computer}] \times 36[\text{computers}]) = 680.6[\text{W/m}^2]$
	Lights	$1,960[\text{W}] \times (0.240[\text{m}^2/\text{light}] \times 24[\text{light}]) = 340.3[\text{W/m}^2]$

Table 2 CFD method

Software	Fluent2025R1
Turbulent Model	Standard k-e
Radiation	Surface to Surface (S2S)
Algorithm	SIMPLE
Density	buoussinesq
Gravity	$Z = -9.80665$
Total Number of Cells	4,336,256

Table 3 Number of Monitoring Points and Target Value

Number of Monitoring Points	Temperature $25 \pm 1^\circ\text{C}$	$SET^* 25 \pm 1^\circ\text{C}$
1	30%	20%
4	20%	20%
12	20%	20%

目標値に SET^* を使用した際には、モニタ点から取得する物理量については温度及び風速のみとし、 SET^* 算出に使用する他の温熱 6 要素については、平均放射温度は簡単のため測定点温度を与え、湿度、代謝量、着衣量、についてはそれぞれ固定値で 50 %、1.0 Met、0.5 clo をそれぞれ与えた。屋外諸条件については屋外参考点風速： 3 m/s (軒高風速で 2.1 m/s)、屋外風向:北、屋外温度： 20°C とした。

Fig. 5, 6 にそれぞれ温度、 SET^* を目標値とした窓開度変化を示す。温度を目標値とした結果についてはモニタ点 1 点の条件で 8,200 イタレーション時点で開度が他の条件と異なる 30 % となった。モニタ点 1 点では定常計算の中で解が振動するおそれがある。解の振動は SET^* を目標値とした 1 点更新でも初期の 2,000 イタレーションで見られた。また、温度、 SET^* の両ケースともにモニタ点は多くなるにつれ早期に安定した。目標値について比較すると温度を目標値としたケースで窓開度の収束は早くなるが、モニタ点を 12 点程度取得してその平均の SET^* を目標値としたケースにおいても早期に開度が収束することが示された。

以上の予備解析を踏まえ、本解析ではモニタ点数を 12 点、目標値を $SET^*25^\circ\text{C}$ とし、 SET^* の算出には予備解析で用いた方法と同様とした。

2. 開度目安の作成

窓開度目安の作成のため、36 種の屋外条件を想定し、パラメトリックスタディを行った。パラメータは屋外風向 (北 (N)、東 (E)、南 (S)、西 (W) の 4 条件)、屋外参考点風速 ($1, 3, 5 \text{ m/s}$ の 3 条件 (軒高風速は $0.71, 2.13, 3.55$

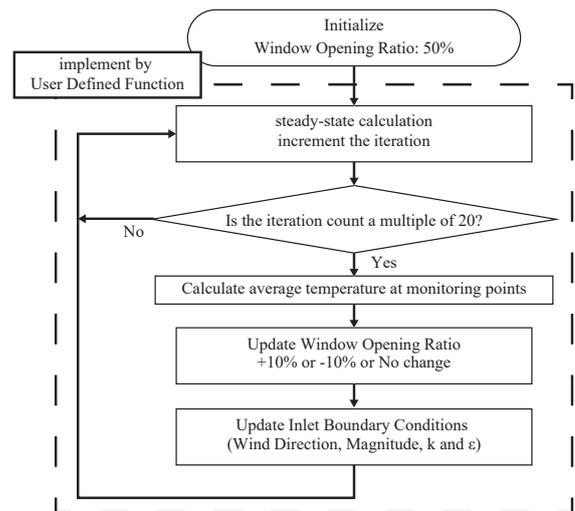


Fig. 4 Satisfaction in thermal environment

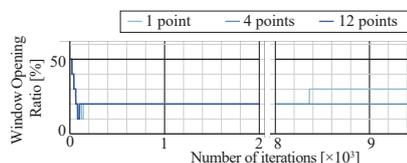


Fig. 5 Iteration history of window opening ratio (Target Value: Temperature $25 \pm 1^\circ\text{C}$)

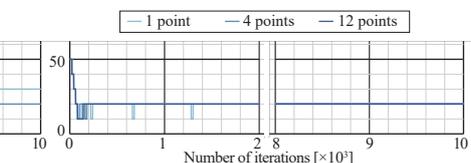


Fig. 6 Iteration history of window opening ratio (Target Value: $SET^* 25 \pm 1^\circ\text{C}$)

m/s)、屋外温度 (16, 20, 24 °Cの3条件) の3種である。

各屋外風向条件での窓開度を Fig. 7 に示す。ここで、図中に×のプロットで示した条件では目標値を達成できなかったケースを表す。風向 N については4条件、Eについては3条件、Sについては2条件、Wについては3条件がそれぞれ SET*25 ± 1°Cが達成できず、自然換気により目標の SET* とはならない結果となった。風向条件 N と W はいずれも風上側正面に自然換気窓が存在するので屋外風速が高めの 5 m/s 条件では外気温度 16 °C において最小開度 (10 %) であっても室内平均 SET* が目標 SET* より低くなり、目標を達成しなかったと考えられる。また、風向条件 E と S においては背面が風上となるので、風速が足りず、屋外風速 1 m/s の条件において外気温度 20 °C、24°Cでは最大開度 (100%) であっても目標 SET* より高くなり、目標を達成しなかった。また、風向 N, E の組、S, W の組は流入境界の境界条件は線対称となるため、最適窓開度は同様の結果となった。外気温・外部風速が同じであっても、風向条件によっては最大 50% の窓開度差が見られるため、実際に導入する際は屋外風向により流入風速が大きく変化する窓では開度幅を小さくする運用などが必要であると考えられる。

3. 室内の環境評価

3.1 SET* 分布

Fig. 8 に各ケースの床上 +1,100mm 平面での SET* 分布を示す。平均値とともにヒストグラムを示した。グラフでは外気温度によりヒストグラムの形状は大きく変化しなかったが、すべての方角について外部風向が 1 m/s の条件では標準偏差が小さく分布が集中し、5 m/s の条件では標準偏差が大きくなった。風速が向上したことにより、風速分布が形成され、室内の SET* 分布のばらつきが大きくなったことが影響すると考えられる。したがって、風速が向上する条件ほど、モニタ点の代表性が失われるため、測定点を増やし、正確な室内温度、風速を取

得する必要があると考えられる。

Fig. 9 および Fig. 10 に室内 SET* のコンター図を示す。ここでは目標 SET* を達成できなかった条件の結果は囲いで示しているが、これらの条件は全開でも SET* が 26 °Cを超過、または開度一律 10 %でも SET* が 24 °Cを下回ることを意味し、自然室温では目標を達成できない。逆にその他の条件では開度を適切に制御することで空調を用いずに室内環境を適切に保つことができることを表している。

(N, W) と (S, E) の組では屋外風向と窓位置の形状対称性により、同様の結果となったため、屋外風向 N 及び E の結果のみ掲載する。黄色の部分为目标値 (SET* 25 ± 1 °C) であり、多くの結果に置いて執務空間全域で目標値を達成できていることが示される。ただし、同じ平面で 4 ~ 5 °C差がある平面なども見られ、場合によっては目標値を大幅に下回る領域も見られた。例えば屋外風向 W・屋外風速 5 m/s・屋外温度 24 °Cの条件など、モニタ点によっては正確な室温を代表できていないケースが存在する。垂直分布については給気が低い条件については SET* の成層などが見られた。

3.2 温度分布

Fig. 11 および Fig. 12 に室内温度のコンター図を示す。SET* の結果と比較し、全体的に室温は高い状態となった。また、窓周辺など、風速が高くなる位置については SET* との差が 8 ~ 10 °C程度大きな差も確認された。これらのケースにおいて室温のみによる窓開度決定は好ましくなく、風速の影響を考慮することが、自然換気窓の開口率制御において重要と言える。

4. まとめ

本研究では CFD 解析を用いて窓開度の制御解析を行い、外気条件における最適な窓開度目安の作成をおこなった。結果としては設定上の屋外条件において過半数の条件では目標値を達成したが、風向により最適な窓開

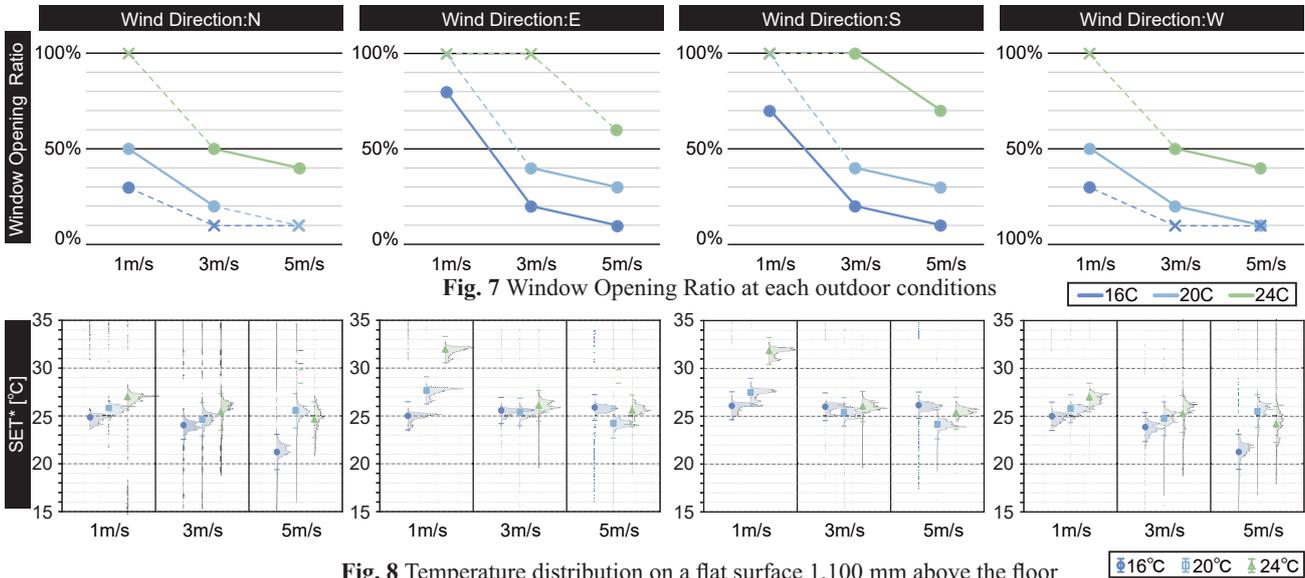


Fig. 8 Temperature distribution on a flat surface 1,100 mm above the floor

度は 50 % 程度も変化し、実際に導入する際は外気風向により流入風速が大きく変化する条件では開度幅を小さくする制御などが考えられた。また、高風速領域でも SET* 上は快適と評価される場合があり、快適な室内環境形成には温熱指標に加え、風速の影響を考慮することが、自然換気窓の開口率制御において重要と考えられる。

参考文献

- 1) 廣瀬ら：スキップフロアを採用した一体空間型オフィスにおける自然換気性能に関する研究（その3）窓開閉行動と運用時の執務環境の実測およびアンケート調査，日本建築学会近畿支部研究報告集 第 65 号，環境系，pp.169-172,2025.06
- 2) 譚ら：手動開閉窓を用いたオフィスの自然換気設計手法に関する研究（その2）外部風向及び窓の開度と数が室内環境に及ぼす影響，空調和・衛生工学会学術講演会講演論文集 ,G-11,2023.09

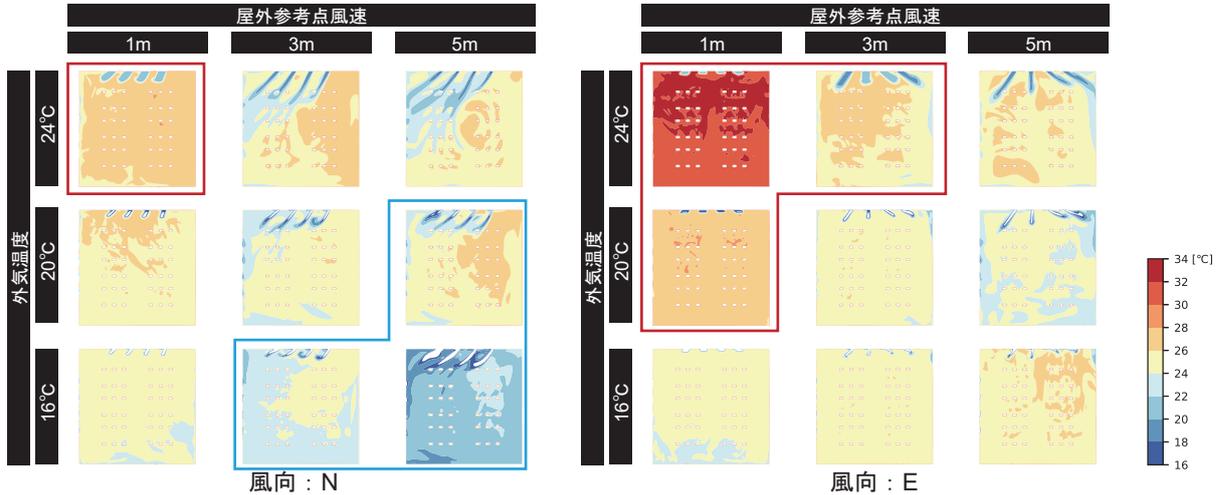


Fig. 9 Horizontal distributions of SET*

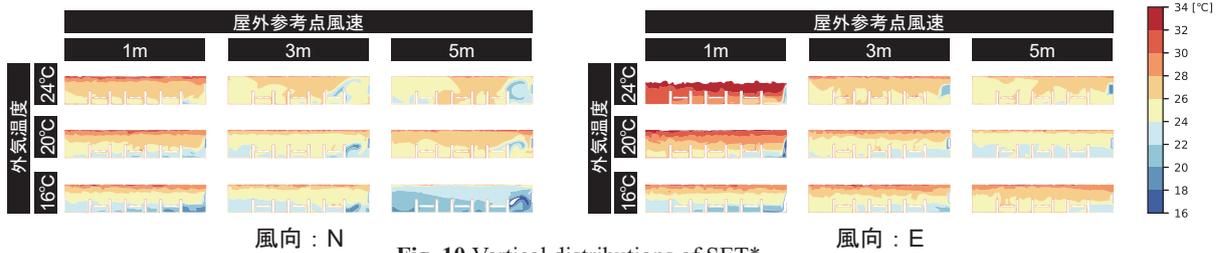


Fig. 10 Vertical distributions of SET*

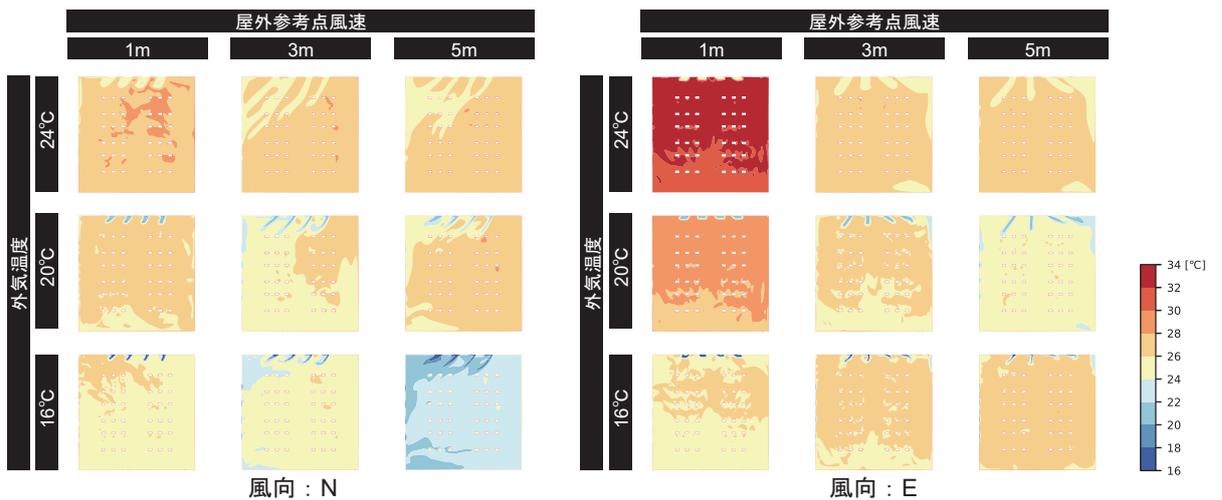


Fig. 11 Horizontal distributions of Temperature

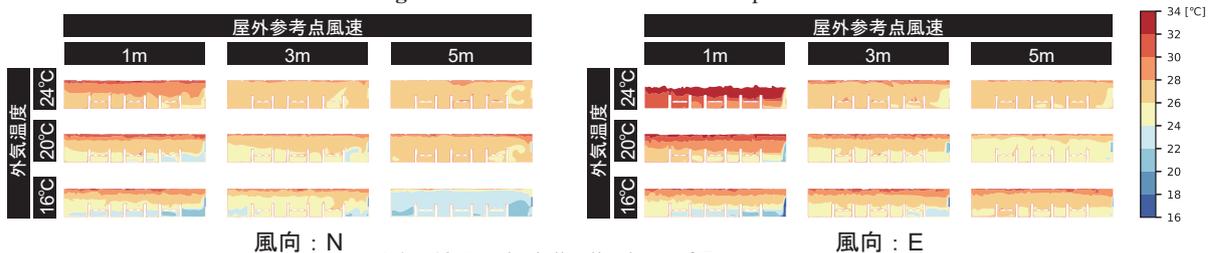


Fig. 12 Vertical distributions of Temperature

寒冷環境での放射パネルによる温熱快適性と皮膚温への影響

Effects of radiant panels on the occupants' thermal comfort and skin temperature in the cold environment

○都築 和代（関西大学）

土屋 朝日（関西大学）中村 健人（関西大学）

Kazuyo TSUZUKI Asahi TSUCHIYA Kento NAKAMURA

A series of experiments simulating the vehicle interior in a cabin within a 10°C climate chamber were conducted at Kansai University during the winter season. These experiments utilized seat heaters and small radiant panels to warm occupants' lower limbs. Indoor temperature distribution and occupants' skin temperatures were measured, while subjective reports on thermal sensation and comfort were collected. Due to the confined space, increasing the number of panels raised the air temperature. As the air temperature increased, skin temperature rose, the perception of thermal sensation shifted from cold to slightly warm, and the perception of comfort changed from uncomfortable to slightly comfortable.

1. はじめに

寒冷環境における暖房には放射，対流，伝導と種々の方式が使用されている¹⁾。対流暖房は空間全体を暖めるためにエネルギー消費は空間の大きさの影響を受け，温まるまでの速暖性に欠けるといった課題があり²⁾，乾燥による不快感も懸念される。近年，普及が進む電気自動車（EV）やハイブリッドカーにおいては，暖房による電力消費が航続距離に直結するため，よりエネルギー効率の高い暖房方式の確立が必要とされている。そこで注目されているのが，身体を直接加温する伝導や放射による暖房である。熱伝導によるシートヒータに関する研究は既に大井ら³⁾⁴⁾に多くの研究が実施され，その有効性が実証されている。そこで，放射暖房⁵⁾を加えることにより，低温下でも迅速に温熱快適性を向上させ，省エネルギー化を両立できる可能性を有していると考えられる。本研究では車室内環境を模したキャビンにおいて，局所放射暖房が人体に及ぼす生理・心理的影響を明らかにすることを目的として実験を行った。

2. 方法

関西大学の人工気候室に車室を模したキャビンを作り実験を行った。人工気候室の内法は 4.4m×3.5m×2.6m（広さ 15.8 m²，容積 41 m³）であり，温度は 4～45°C±0.5°C，相対湿度 30～80%±3.0%RH，室内気流は無風換気方式 吹き出し部 0.13m/0.5m(sec)で設定・制御が可能ある（Fuji 人工環境制御室）。その中に，車室を模したキャビン（1.7m×0.9m×1.4m）を製作した。キャビンの

材料は骨格を HI パイプ，壁材を 50mm 厚のスタイロフォームを用い，すき間のないようにアルミテープで塞いだ。断熱性能に関しては一般の車室の熱抵抗が 0.2 m²・K/W であるのに対し⁶⁾，今回の空間は 1.39 m²・K/W の熱抵抗である。その中にカーシートと放射パネルを入れた。

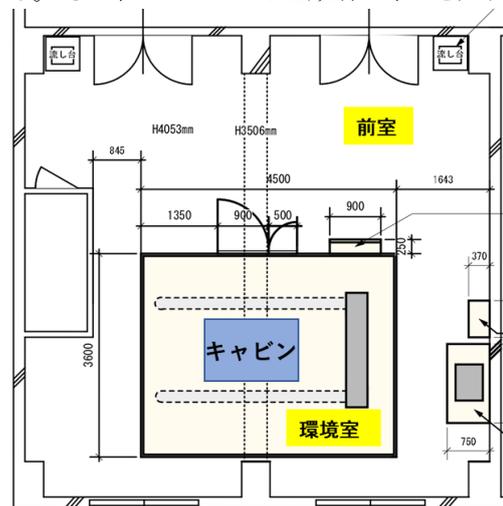


Fig. 1 人工気候室の平面図



Fig. 2 キャビンの外観，内側，実験の様子

測定項目は、環境側としては気温、相対湿度、二酸化炭素濃度、気流速度、グローブ温度、表面温度、熱流束を連続測定した。被験者の生理反応は皮膚温をサーミスター温度計で額、背中、胸、腹、腰、上腕、前腕、手背、膝上、大腿前、大腿後、下腿前(脛)、下腿後(脛脛)、足背の14部位を測定し、Hardy-DuBoisの7点法の変法によって平均皮膚温を算出した。心理量は温冷感・快適感に関するアンケートを2分間隔で取得した。5分間の順応時間3分経過後(開始2分前;-2分)、暖房開始を0分、実験終了を20分として、-2分から20分の2分毎に申告を受けた。

実験条件は以下の6条件とし、1回に2条件ずつ実施した。着替えや測定機器の取り付け後に、10°Cの人工気候室に入室し、5分間の順応時間の後、放射パネルによる加熱実験を20分間行った。

- ・座面ヒータとパネルC(脛脛)を稼働(以下、座面C)
- ・座面ヒータとパネルA(膝上), パネルC(脛脛)を稼働(以下、座面AC)
- ・座面ヒータとパネルB(脛), パネルC(脛脛)を稼働(以下、座面BC)
- ・座面ヒータとパネルA(膝上), パネルB(脛), パネルC(脛脛)を稼働(以下、座面ABC)
- ・パネルA(膝上), パネルB(脛), パネルC(脛脛)を稼働させる(以下、ABC)
- ・パネルA(膝上), パネルB(脛), パネルC(脛脛), パネルD(大腿左横), パネルE(大腿右横)を稼働(以下、ABCDE)

実験参加者は冬服を着用した20歳~23歳の大学生12名(男子7名, 女子5名)であり、2025年11月中旬から12月下旬にかけて実施した。

3. 結果および考察

3.1 キャビン内の環境

着座なし状態の座面表面温度と放射パネルの温度変化をFig. 3に示す。人工気候室とキャビンの気温は10°Cに保たれており、シート表面の温度は人が着座していないと約15°Cであったが、着座することにより徐々に上昇し、5分後には30°Cを達した。パネル表面温度は通電すると5分で50°Cとなり、20分間で60°Cまで上昇した。

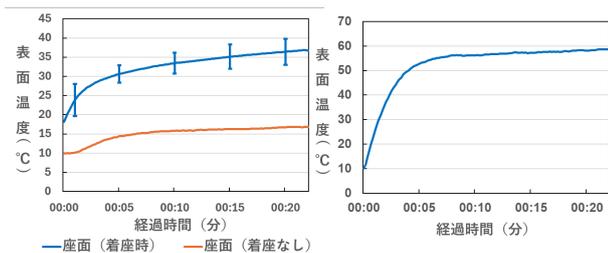


Fig. 3 座面の表面温度と放射パネルの温度の変化

Fig. 4に座面C条件, Fig. 5に座面ABC条件, Fig. 6にABCDE条件でのキャビン内気温の変化を高さ別に示す。パネル数が増えるほど気温は高くなり、また、同じ条件でも測定位置が高くなるほど気温は高くなった。

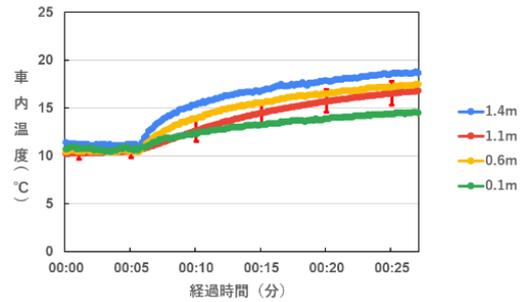


Fig. 4 座面C条件のキャビン内気温の分布

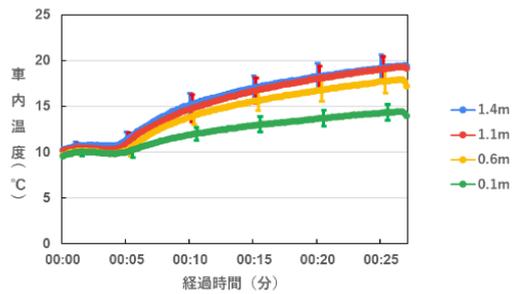


Fig. 5 座面AC条件のキャビン内気温の分布

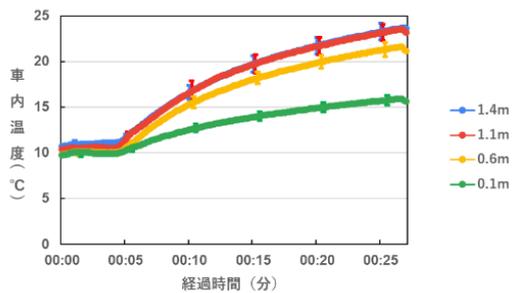


Fig. 6 ABCDE条件のキャビン内気温の分布

3.2 皮膚温

Fig. 7に平均皮膚温の条件別の参加者全員の平均値の変化とTable1に平均皮膚温の実験開始時と実験終了時、その変化度を数値で示す。Fig. 8には座面と接する大腿後ろの皮膚温の変化を示す。平均皮膚温は実験開始時に31°C~32°Cの範囲にあり、条件ごとに差がなかったが、座面ACとABCDEの条件が他の4条件と比べ低くなった。実験前後で最も皮膚温の上昇が大きかった条件はABCDEであり、皮膚温上昇が小さかった条件は座面ACであり、それぞれ1.44°Cと0.88°Cであった。大腿後の皮膚温はどの条件も着座すると上昇しており、座面ヒータを使用していない条件でも皮膚温は上昇しており、座面の断熱性

が高かったために、人体と密着することにより皮膚温が上昇したと考えられた。

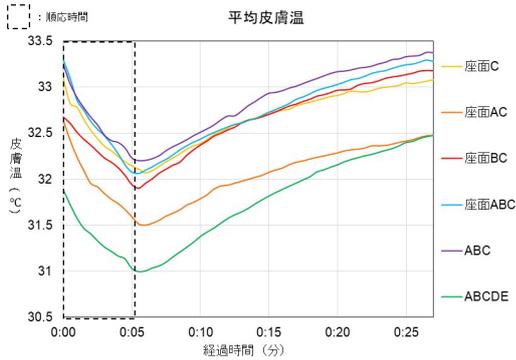


Fig. 7 平均皮膚温の変化

Table 1 平均皮膚温の変化

	座面C	座面AC	座面BC	座面ABC	ABC	ABCDE
実験開始時 (°C)	32.15	31.59	31.95	32.08	32.23	31.03
実験終了時 (°C)	33.07	32.47	33.18	33.28	33.37	32.47
差 (°C)	0.92	0.88	1.23	1.2	1.14	1.44

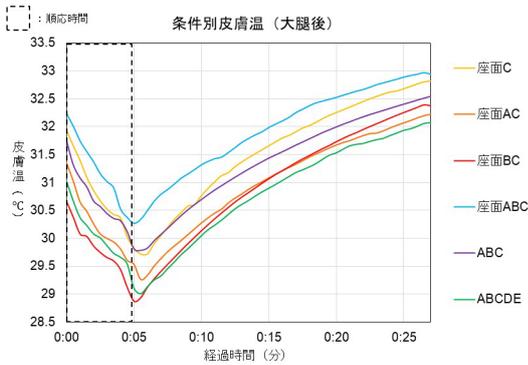


Fig. 8 大腿皮膚温の変化

3.3 温冷感, 快適感への影響

Fig. 9 に全身温冷感, Fig. 10 に臀部温冷感, Fig. 11 に全身快適感, Fig. 12 に臀部快適感の時間変化を示す。全身温冷感は開始時には「非常に寒い」～「やや寒い」であるが、実験経過とともに中性・暖かい側に変化した。実験終了時には座面C, 座面AC, 座面ABCが平均5.3と最大値をとった。座面ABCが座面ヒータを使用していないABCよりも暖かい側となり、座面ヒータは温冷感を向上させていた。ABCDE条件はパネルが多いので早くから全身温冷感を座面ACや座面ABCと同じ変化を示していた。臀部温冷感は、座面ヒータを使用している条件で中性や暖かい側へ申告を早く変化させていた。全身快適感は、実験開始時に「非常に不快」～「やや不快」であり、実験終了時には「どちらでもない」～「快適」の間となった。一方、10分以降には座面Cで不快側に変化していた。臀部快適感は座面Cが早くから快適側に変化したあと、8分目から不快側に変化し、他の座面条件も14分から同様に不快側に変化した。

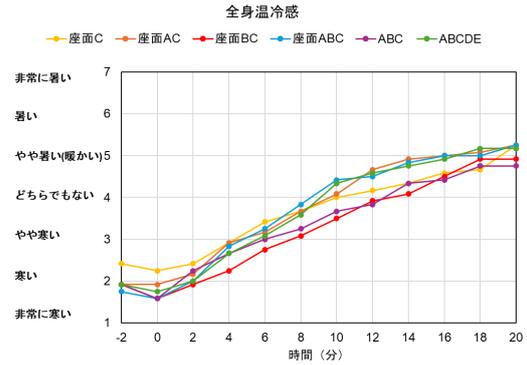


Fig. 9 全身温冷感

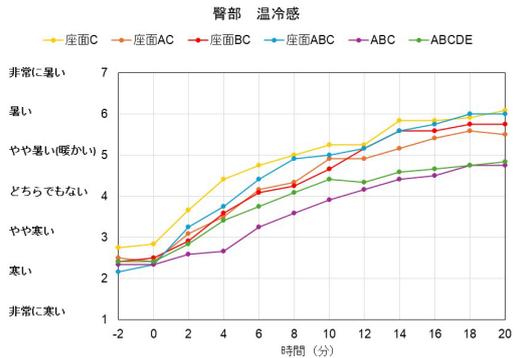


Fig. 10 臀部温冷感

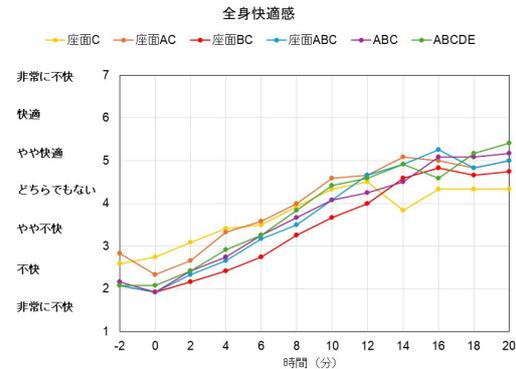


Fig. 11 全身快適感

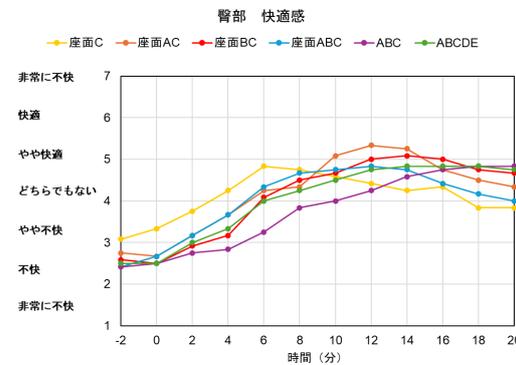


Fig. 12 臀部快適感

平均皮膚温と全身温冷感の関係を Fig. 13 に示す。平均皮膚温が高くなるにつれて温冷感は寒いからどちらとも

いえない、やや暖かいへと変化し、皮膚温の変化に対する温冷感申告の変化はどの条件もほぼ同等であった。また、回帰式には有意な相関関係が認められた。温熱中性申告が得られる平均皮膚温は ABCDE で 31.8°C、座面 AC で 32.2°C、座面 ABC、座面 C、座面 BC、ABC の順で 32.7~33°C の範囲にあった。また、平均皮膚温と快適感との関係も平均皮膚温が高くなるにつれて不快から快適側変化し、快でも不快でもない申告は先述した中立申告の皮膚温とほぼ同じであった。

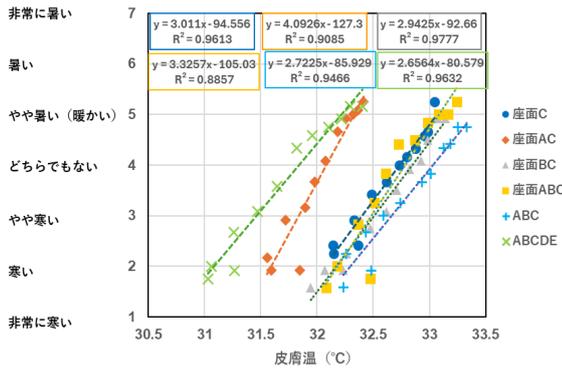


Fig. 13 平均皮膚温と温冷感との関係

許容度に関する平均値の変化を Fig. 14 に示す。開始前は許容できない側の申告になっており、座面 C と座面 AC がやや許容できると答えて人がいた。時間とともに許容できる側に変化していき、非許容の割合が減っていった。特に、座面 AC が最も低くなった。

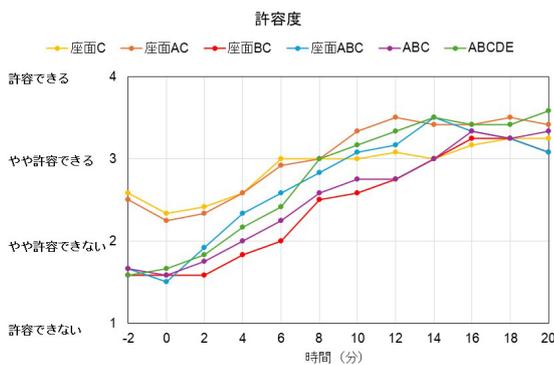


Fig. 14 許容度申告の平均値の変化

まとめ

本研究では冬季に 10°C の環境に設置したキャビン内に座面ヒータと放射パネル (1 から 5 枚使用) を設置し、キャビン内の温度分布や人体の皮膚温、主観申告についてデータを取得する実験を行った。

1) 主観申告からは座面 AC と ABCDE の条件が温冷感と快適感の向上に優位を示した。平均皮膚温の経時変化、平均皮膚温と温冷感・快適感の相関から、特に座面 AC の条

件が最も少ない放射パネルの数で温冷感・快適感を向上させた。

2) 本研究の効率的な条件は座面 AC と考えられ、車室のような小空間において効率的に温冷感・快適感を向上させるための優先部位は臀部、大腿後、膝上、下腿後の順であると考えられた。

これらの結果は全データの平均値から得た結果であり、被験者には男女が参加していたため、今後さらに分類して分析する必要がある。また、温冷感と皮膚温との関係には変化度には相関関係が見られたが、さらに詳細な分析・検討が必要と考えられる。

今後の展望

本研究は昨年の研究⁵⁾を引き継ぎ、車室を模したキャビンを製作し、その影響について実験しデータを取得した。今回のキャビンは昨年に反して高断熱材料で製作した遮蔽空間になったことから、周囲気温の上昇等が見られるなど断熱性の高い空間での実験になった。今後は実際に使用できる暖房方法を提案するために、車内に近い環境あるいは車内での検証を行う必要がある。

謝辞

本研究の遂行にあたり、断熱性能に関する貴重なご助言を賜りました日産自動車株式会社の大井元、ならびに、実験にご協力いただいた被験者の皆様に深謝申し上げます。昨年度の実験は AIST Solutions の支援を受け、2025 年度は関西大学先端科学技術推進機構人間・環境系生体応答・感覚モデルグループ (2023-2025 年度) の助成を受けた。

参考文献

- 1) 都築和代ほか、暖房器具の違いが室内温熱環境と生理・心理反応に及ぼす影響 その 2 高齢男性と青年男性の比較、日本建築学会大会 D-2 分冊, p. 19, 2011
- 2) Seyed Mohammad Hooshmand, et al., A review of local radiant heating systems and their effects on thermal comfort and sensation, Energy and Buildings, 296, 2023
- 3) 大井元、シートヒータの使用による暖房エネルギー削減効果の検討、日産技法, NO. 77, 57-62, 2015
- 4) 田畑 広二ほか、シート加温速度の違いが乗員の温熱的快適性に及ぼす影響、日本人間工学会大会講演集, 45 巻 2E3-2, 2009
- 5) 青石悠吾、木本孝太郎、寒冷環境における局所放射暖房が人体に及ぼす影響、令和 6 年度 関西大学環境都市工学部建築学科卒業論文, 2024
- 6) 大井 元、個人的なメール, 2025 年 11 月 29 日

CFD 解析による椅坐位人体各部位の対流熱伝達率の予測 Prediction of Convective Heat Transfer Coefficient at Each Part of Human Body in Sitting Position by CFD Simulation

○市川 和花（福井大学） 桃井 良尚（福井大学）

Nodoka ICHIKAWA*1 Yoshihisa MOMOI*1

*1 University of Fukui

The objective of this study was to clarify the convective heat transfer coefficients of each part of the human body surface when exposed to a steady airflow. CFD analysis was conducted to evaluate the convective heat transfer coefficient (CHTC) on the surface of a thermal manikin (TM) model in sitting position. The CFD results for the whole body and individual body parts were compared with experimental results reported in previous studies to examine the calculation accuracy.

1. はじめに

室内空調における気流の積極的な利用は、体感温度の低減効果¹⁾により室温設定の緩和に寄与すると考えられる。その一方で、「望まれない局部気流」であるドラフトは、人体に不快感を与える要因となる。このように、気流は人間の温冷感に大きく影響する非常に重要な環境要素であるが、気流感に関する研究^{2),3),4)}は少なく、未だに気流の感覚知覚メカニズムは十分に解明されていない。そこで、本研究では気流感が主に人体皮膚表面の気流、対流熱伝達、静圧によって生じると仮定し、実験及び CFD 解析によって得られる「物理量」と、被験者実験によって得られる「心理量」（人体各部位別の気流感申告）との関係性を明らかにすることで、人間の気流に対する感覚知覚メカニズムを解明することを最終目標としている。本報では、椅坐位人体における定常一様気流曝露時の CFD 解析を行い、その結果と既報^{5),6)}の実験結果を比較することにより CFD 解析の精度検証を行うと共に、人体全体及び各部位の対流熱伝達率について考察する。

2. 実験概要

東京工芸大学風工学研究センターのアクティブ制御マルチファン人工気候室において、サーマルマネキン（Newton 20-Zone Sweating Thermal Manikin, 米国 MTNW 社製、以下 TM とする）を椅坐位で設置し、TM を対象に人体表面の対流熱伝達率測定を行った。Fig.1 に TM 表面の測定点を示す（測定の詳細は既報^{5),6)}参照）。

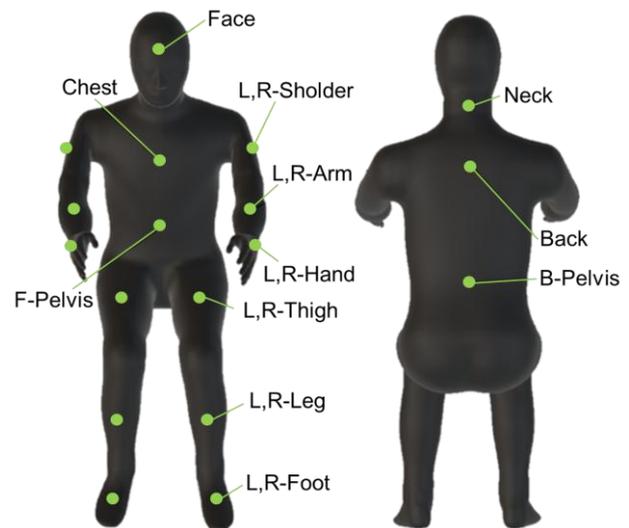


Fig.1 TM shape and measurement point

3. 解析概要

3.1 解析対象及び空間

本解析では、人体正面からの一様流について、椅坐位状態の人体周辺の CFD 解析を行った。人体形状には、TM を 3D スキャンしたデータを修正したものを用いた。この形状の表面を、TM の部位分割と部位面積に従って面領域に分割し、人体各部位で対流熱伝達率評価を行った。Table1 に各部位面積を示す。解析空間として Fig.2 に示す実験室を模した空間（3.7m×8.0m×2.7m）を作成し、測定実験と同じ位置に人体形状を設置した。

Table1 Surface area of each body part

Body part	Surface area [cm ²]	Body part	Surface area [cm ²]	Body part	Surface area [cm ²]
Whole Body	16746	L-Shoulder	673.76	R-Shoulder	673.79
Face	465.30	L-Arm	593.10	R-Arm	593.03
Neck	951.49	L-Hand	450.40	R-Hand	449.85
Chest	1184.0	L-Hip	801.29	R-Hip	801.06
Back	990.01	L-Thigh	1242.9	R-Thigh	1243.0
F-Pelvis	1167.7	L-Leg	1187.9	R-Leg	1188.3
B-Pelvis	920.47	L-Foot	584.60	R-Foot	584.44

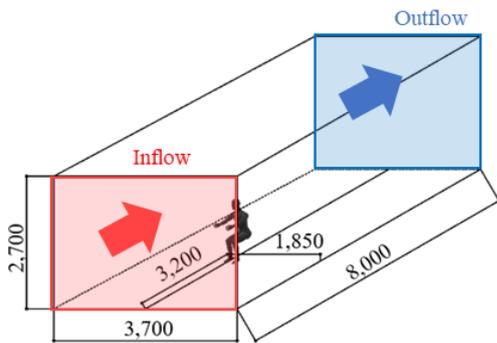


Fig.2 Computational domain

3.2 解析条件

測定実験と同様に人体形状の正面から気流を発生させ定常 CFD 解析を行った。Table2 に流入流出条件を、Table3 に解析条件を示す。本研究では、実験時の流れ場を再現した対流解析を行った。

Table2 Inflow and outflow conditions

Inflow Direction	Forward flow
Inflow Boundary	Velocity inlet ($U=0, 0.25, 0.5, 1.0\text{m/s}$, $T=26^\circ\text{C}$) $k=0.0001\text{m}^2/\text{s}^2$, $\epsilon=0.0001\text{m}^2/\text{s}^3$
Outflow Boundary	Static pressure outlet ($P=0\text{Pa}$)

Table3 Analytical conditions

Analytical Code	scFLOW v2024.2
Algorithm	SIMPLEC(Steady)
Meshes	15 million(Unstructured)
Turbulence Model	SST $k-\omega$ model
Differential Scheme for Convection Term	QUICK
Convergence	10^{-4}
Wall Treatment	Velocity: No slip Human model Surface Temperature: 34°C (measured value) Wall Surface temperature: 26°C (measured value)

既報⁷⁾で用いていたメッシュは、メッシュ数 3200 万に及び、解析時間が膨大になってしまうため、CFD 解析にあたって新たにメッシュを作成した。作成したメッシュについて示す。解析ソフト上で、先述の解析空間を八分木で立方体空間に分割、それを基に非構造メッシュを作

成した。メッシュの分割の分布の様子を Fig.3 に示す。Fig.3(1),(2)について、図中のメッシュは、八分木を外側の粗い側から 160mm, 80mm, 40mm, 20mm, 10mm, 5mm, 2.5mm と設定し、非構造メッシュを作成した。Fig.3(3)に、人体周辺部分のメッシュを、Fig.3(4)に、人体表面のメッシュを拡大して示す。人体表面には境界層要素を挿入し、表面から押し出しメッシュを作成した。既往研究⁸⁾を参考に人体表面から第 1 層目を 0.5mm と設定し、変化率を 1.1 として徐々に厚くしながら 14 層挿入した。なお、既報のメッシュで行った CFD 解析結果と本報のメッシュで行った CFD 解析結果は概ね一致していた。

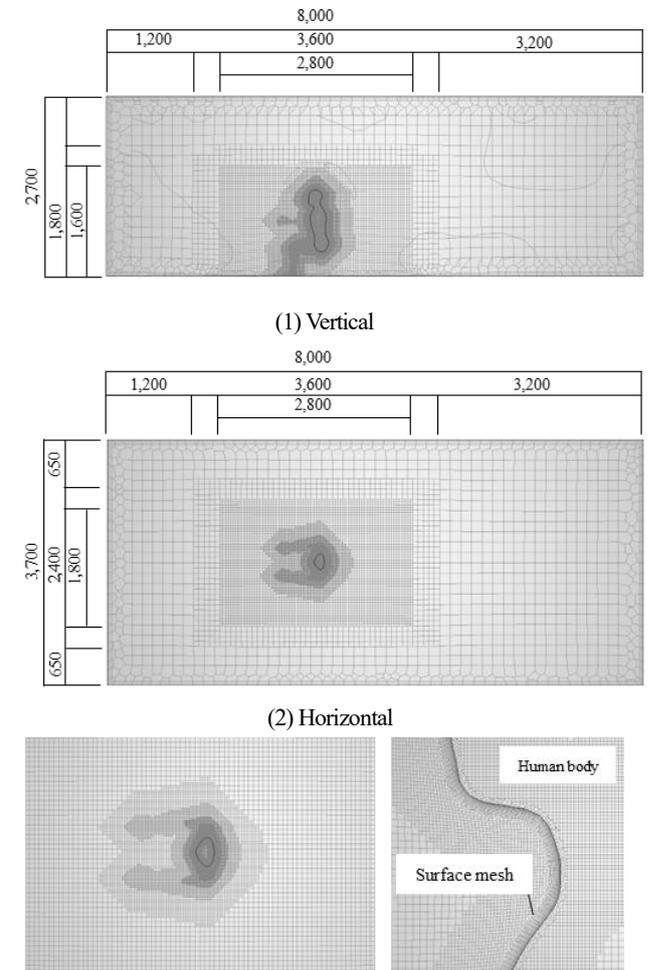


Fig.3 Mesh Layout

4. 対流熱伝達率の算出

実験結果と CFD 解析結果から、Fig.4 に示す 3 つの方法で対流熱伝達率の算出を行った。

4.1 実験測定値から算出

(1) 熱流センサと輻射熱センサ測定値から算出

熱流センサで測定した顕熱放熱量から輻射熱センサで測定した放射放熱量を引き、対流放熱量を求めた。そして、この対流放熱量を制御していた表面温度と周辺温度

及び室温の差で除して、局所の対流熱伝達率を算出した (Fig.4 中の式①)。

(2) TM 発熱量と輻射熱センサ測定値から算出

TM で記録した発熱量から輻射熱センサで測定した放射放熱量を引き、対流放熱量を求めた。そして、この対流放熱量を TM で記録していた表面温度と周辺温度及び室温の差で除して、部位平均の対流熱伝達率を算出した

(Fig.4 中の式②)。

4.2 CFD 解析値から算出

向らの研究^{9),10)}を参考に、解析結果として出力される表面熱流束 Q_c (対流放熱量) を表面温度 T_{sk} と空気温度 T_{ref} との差で除して対流伝達率を求めた (Fig.4 中の式③)。

各風速条件について、人体形状を部位分割した部位平均熱流と、実験の測定点位置に合わせて読み取った人体

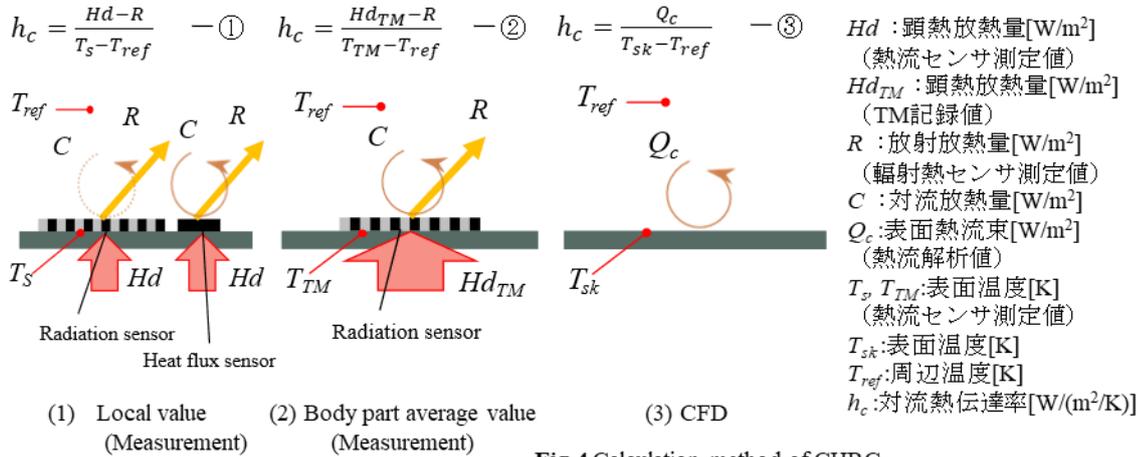


Fig.4 Calculation method of CHRC

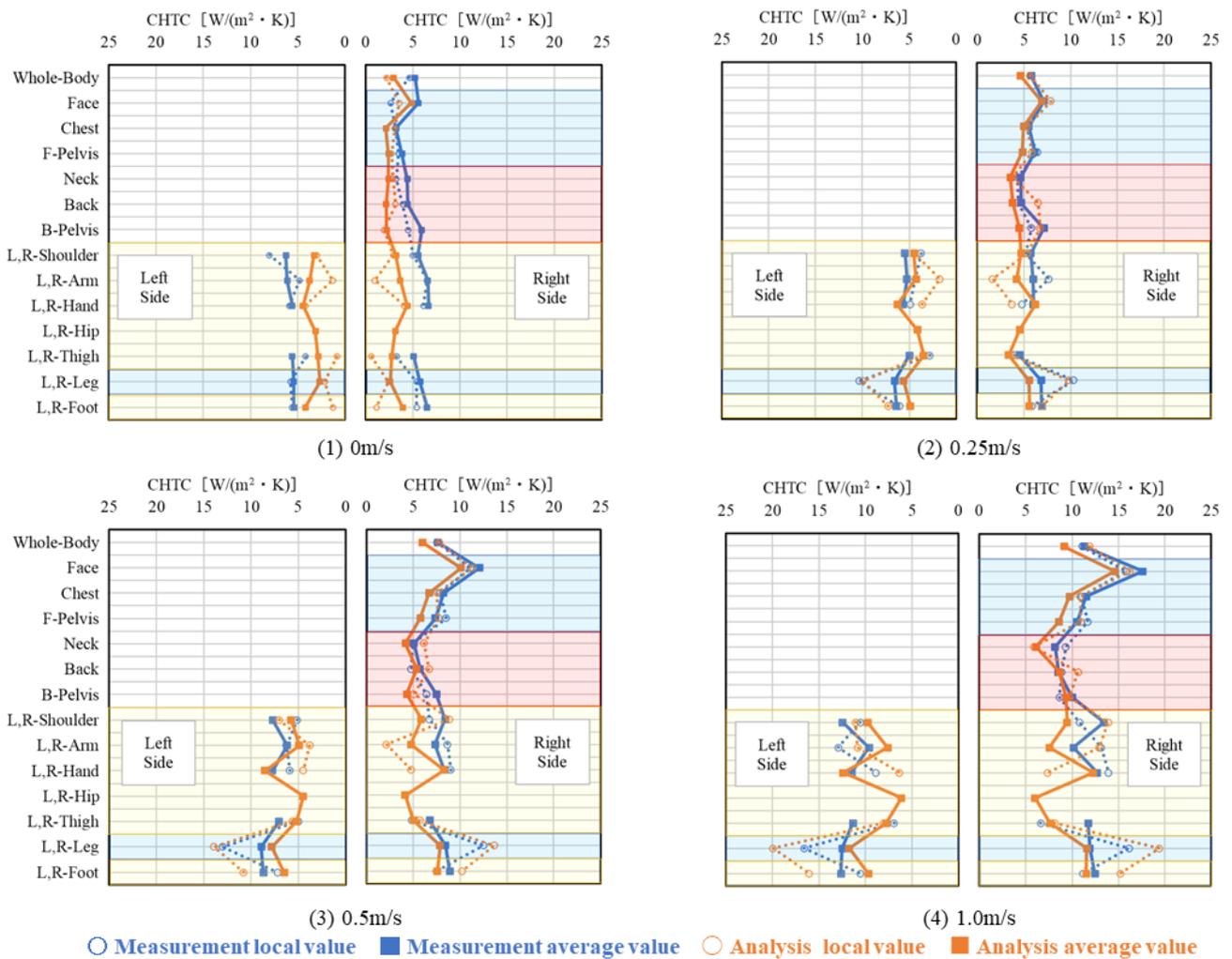


Fig.5 CHTC at each body part

局所の熱流の解析値をそれぞれ求め、表面温度 T_{sk} を 34°C 、周辺空気温度 T_{ref} を 26°C として、CFD 解析結果から部位平均と局所の対流熱伝達率 h_c (解析部位平均値、解析局所値) を算出した。

5. 人体周辺対流熱伝達率の実験結果及び解析結果

5.1 CFD 解析の精度検証

Fig.5 に人体周辺対流熱伝達率の測定結果と CFD 解析結果を示す。測定実験結果と CFD 解析結果を比較すると、自然対流を除くいずれの風速条件でも局所値・部位平均値ともに概ね一致していた。しかし、局所値の Neck, Hand, Leg, Foot では特に高風速であるほど、測定実験と解析の差異が大きくなる傾向が見られた。これは、該当部位に気流が衝突した範囲が狭く、測定点が含まれていたことが原因であると考えられる。そのため、解析で人体形状上からピックアップした測定点が少しくずれると大きな差異が生じると考えられる。また、Neck, Hand, Foot に関しては、部位の形状上非常に気流が剥離しやすいため、測定実験の際にその影響を受けている可能性があると考えられる。

また、自然対流の部位平均値について、いずれの部位においても解析値が測定実験値より下回っていた。文献値¹¹⁾では、自然対流の対流熱伝達率はおよそ3程度とされているのに対し、測定実験では局所の対流熱伝達率で4.6程度、部位平均の対流熱伝達率で5.2程度であったことが要因として考えられる。

5.2 既往研究との比較

Fig.6 に全身の対流熱伝達率における既往研究との比較を示す。実験局所・部位平均は Mitchell¹²⁾や市原ら¹³⁾の回帰曲線と概ね一致しているのに対し、解析部位平均は石垣ら¹⁴⁾の回帰曲線に一致している傾向が見られた。

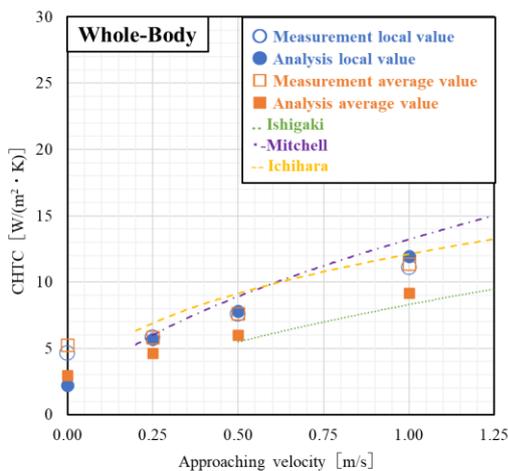


Fig.6 CHTC with approaching velocity of whole body

6. まとめ

本研究では、定常気流曝露時の人体表面の対流熱伝達率について、測定実験と CFD 解析を行い、全体を通しておおむね一致する傾向が見られた。また、局所値の Neck, Hand, Leg, Foot では特に高風速であるほど、測定実験と解析の差異が大きくなる傾向が見られた。今後は、立位姿勢における定常気流曝露時の人体表面の物理量について CFD 解析を行い、同様に測定実験と CFD 解析の結果を比較し、精度検証を行う予定である。

参考文献

- ANSI/ASHRAE STANDARD55-2020,2020
- 窪田英樹, 山田則行, 水野正弘:「気流感」に関する研究(その1), 日本建築学会大会学術講演梗概集計画系, pp.455-456, 1976.8
- 榑原典子, 三島由美, 梁瀬度子, 花岡利昌: 室内気流の体感に及ぼす影響に関する実験的研究 その1 気流温度変化による風速閾値, 日本建築学会大会学術講演梗概集計画(55), pp.643-644, 1980.9
- Channgakham Phonesavanh, 本間宏: 局所気流の感知に関する被験者実験について その1 予備実験結果, 日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2, pp.395-396, 2001.7
- 南條莉花, 桃井良尚, 宮本征一, 義江龍一郎: 立位人体表面の風速・対流熱伝達率・静圧の測定, 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, A-14, 2024.3
- 桃井良尚, 宮本征一, 義江龍一郎: 定常気流曝露時における人体各部位の風圧に関する研究, 人間-生活環境系シンポジウム報告集 46, pp.235-236, 2022
- 水谷虹作, 桃井良尚, 宮本征一, 義江龍一郎: CFD 解析による定常気流曝露時における人体各部位の対流熱伝達率の予測, 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表論文集, A-21, 2022.3
- 山本新, 桃井良尚: 人体表面の対流熱伝達率・圧力分布の CFD 解析手法に関する基礎的検討, 空気調和・衛生工学会近畿支部学術講演会公演論文集, A-32, 2020.3
- 向雄基, 伊藤一秀, 林徹夫: Virual Manikin を対象とした人体表面各部位の対流熱伝達率データベース(第一報)座位形状-鉛直方向気流を対象とした対流熱伝達率データ, 日本建築学会九州支部研究報告 47 号, pp.297-300, 2008.3
- 向雄基, 伊藤一秀, 林徹夫: 同題(第二報)座位形状-水平方向気流を対象とした対流熱伝達率データ, 日本建築学会九州支部研究報告 47 号, pp.301-304, 2008.3
- 田中俊六, 武田仁, 土屋喬雄, 秋元孝之, 岩田利枝, 寺尾道仁: 最新 建築環境工学[改訂4版], 井上書院, 2022.3
- J.L.Monteith, L.E.Mount: CONVECTIVE HEAT TRANSFER FROM MAN AND OTHER ANIMALS, Heat Loss from Animals and Man, Butterworth-Heinemann, London, pp.59-76, 1974
- 市原真希, 斎藤正文, 西村美加, 田辺新一: サーマルマネキンを用いた立位・座位人体各部位の放射・対流熱伝達率の測定, 日本建築学会 計画系論文集, 第 62 巻, 第 501 号, pp.45-51, 1997.11
- 石垣秀圭, 堀越哲美, 持田徹, 土川忠浩, 磯田憲生, 久保博子: 人体の対流熱伝達と風速の生理心理反応に及ぼす影響, 空気調和・衛生工学会 学術講演会講演論文集 1991(0), pp.865-868, 1991.1

摺り上げ摺り下げ障子を用いた住宅の通風特性および在宅者への気流感の検証 Verification of ventilation characteristics of a house using sliding screens and the airflow sensation to residents.

○安部 鳳保（立命館大学） 李 明香（立命館大学）

土井 脩史（大阪公立大学）

Takao ABE*1 Myonghyang Lee*1 Shushi DOI*2

*1 Ritsumeikan University *2 Osaka Metropolitan University

We measured wind speed when windows and openings were open and examined the feeling of airflow depending on how the fittings were opened. The cross-ventilation characteristic experiment revealed that pressure difference ventilation was occurring in the entrance area other than on the north and west sides, and that there was a possibility of upward drafts. Furthermore, subject experiments revealed that the case in which only the bottom of the target fittings was open produced the best effect on the subjects' sense of warmth and coolness, feeling of airflow, and comfort.

はじめに

従来の研究において、建具に着目した研究は、採光や断熱に関するものが多く^{文1) 文2)}、建具そのものの通風特性を調査している研究はほとんど見られない。そこで本研究では、居室間の通風を目的として考案された、建具の上部及び下部を開放可能な“摺り上げ摺り下げ障子”に着目した。Fig.1に本研究で対象とする建具を示す。従来の障子のように横方向の可動域に加え、建具の上下部を摺り上げ、摺り下げて開放することが可能な建具である。これにより人の視線を通さずに通風を確保することや、採光を確保することができる。一方で、開放の具合で空間が一体となり、視線が通ってしまうなどのデメリットもある。

本研究では、検証対象とした住宅における通風特性を把握したうえで、居室間の通風を目的として考案された摺り上げ摺り下げ障子に着目し、その開放条件が居住者の気流感に与える影響を被験者実験により明らかにすることを目的とする。

研究フローとして、通風特性実験により、窓・開口の開閉状況により各居室にどの程度の風が流入するかを明らかにし、その後に被験者実験により、温冷感、気流感、快適性を調べ、摺り上げ摺り下げ障子が在宅者にどのような影響を与えるのかを明らかにする。



Fig.1 対象建具“摺り上げ摺り下げ障子”

1. 実験対象住宅の概要およびヒアリングによる開口部の開閉状況の把握

実験は、大阪府大阪市北区にある鉄骨造 5 階建てのビルの最上階を住空間にリノベーションしたフロアで実施した。Fig.2に実験対象住宅の平面図および配置図を示す。対象ビルは、南面および東面には 9 階および 7 階高層の集合住宅が近接して位置している。そのため、本フロアでは、採光および外部からの通風を主として、高層建物のない、西面および北面から取り入れ、子供部屋からリビング、主寝室へと住宅内を L 字に風が抜けることを意図した間取りとなっている。なお、南面および東面の高層の建物に面している方角にも窓を有しているため、4 面それぞれに窓を持つフロアとなっている。階段室は建物内部にある。この住宅の居住者から、使用する頻度の高い開口についてのヒアリングを行った。その結果、子供部屋と主寝



Fig.2 実験対象住宅平面図・配置図

室の窓(窓 A、窓 C)の使用頻度が最も高く、高層集合住宅

のない西・北面から日常的に通風していることが分かった。加えて、リビング、書斎、玄関の窓と開口(窓 B、窓 D、開口 E)は時折使用していることが分かった。ヒアリング結果から窓開け状況の Case を 5 つに分け、窓 A、窓 C を開けは Case を居住者が普段使用する窓の開閉条件のため、これを基準とする。被験者実験では、障子を摺り上げ摺り下げることを想定し実験条件を 4 つに分け、7 人の被験者へのアンケート調査を実施する。障子を開放した条件を基準とし、他 Case との考察を行う。被験者実験の際の窓の開閉 Case は通風特性実験の Case1 として実験を実施する。

2. 通風特性実験

2-1. 実験概要

通風特性実験は、2025 年 9 月 18 日～2025 年 9 月 19 日に実施した。クリモマスター風速計と、おんどとりを Fig.2 に示す測定点(FL+1200)に設置し、各開口条件における風速および温度を測定した。片開き窓はすべて左側を開くこととした。測定時間は 10 分間とし、測定間隔は 10 秒とした。子供部屋-リビングで測定する風速を子供部屋部分の風速、主寝室-書斎で測定する風速を書斎部分の風速、玄関で測定する風速を玄関部分の風速、障子で測定する風速を障子部分の風速とする。各 Case は Table.1 に示す。

Table.1 通風特性実験で使用する窓の方角 Case

	北西 A	北 B	南東 C	南 D	玄関 E
Case1	○	×	○	×	×
Case2	○	○	○	×	×
Case3	○	×	○	○	×
Case4	○	×	○	×	○
Case5	○	○	○	○	○

○が開、×が閉

2-2. 実験結果

Fig.3、Fig4、Fig5、Fig6 に、外部風速 V および外部風速比 R_v を示す。外部風速比 R_v とは、障子部分を通過する風速 V_i を外部風速 V で除した値であり、以下の式で求められる。

$$\text{外部風速比} R_v = V_i \div V$$

開口 E(玄関)を開けていない Case1～Case3 は外部風速比が外部風速の変動と同様に変動している。一方、開口 E を開けている Case4、Case5 は、部分的に外部風速比が高くなった。Fig.3、Fig4 をみると、書斎部分と障子部分では外部風速比が上昇しているが、子供部屋では上昇していない。これは、玄関外側にある階段室を通じて圧力差換気が行われていることが考えられ、上昇流が生じている可能性がある。加えて、玄関、書斎、障子部分の外部風速比が上昇していることから、上昇流がある場合、書斎側に

流れていることが分かる。子供部屋の外部風速比が他の測定箇所(玄関、書斎)の外部風速比と比べて高いということが Fig.3、Fig4 から分かり、居住者からのヒアリングで判明していた L 時空間(子供部屋-リビング-主寝室)の風の流れるという情報は正しく、主寝室の外部風速比が高くないということから、子供部屋側から風が流入していることが分かった。Fig.5、Fig6 をみると、玄関を開けている際に外部風速比が上昇していることが分かる。

Case 間の比較をすると、外部風速比より、Case5>Case2>Case4≧Case1>Case3 の順で外部風速に対して、障子部分に入る風量が多くなっていることが平均値から分かる。加えて、窓 B と窓 D を開けた Case は基準とした Case1 の外部風速比の値を上回っていることから、建物に面していない窓 B だけでなく、集合住宅と面している窓 D も居室の風速に大きくかわることが分かった。これは、窓 D を開けることで、陰圧となり、建具付近での風速が変わったからではないかと考える。風の流入があった可能性も考慮する必要があるが、建物と面している窓も、対象住宅の通風に大きく関与しているということが分かった。

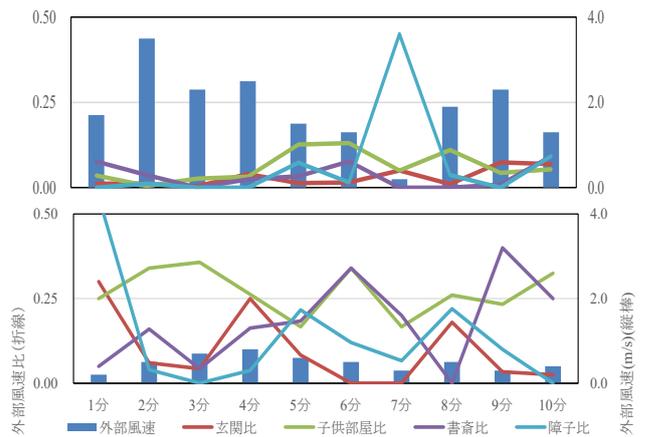


Fig.3 Case1 の外部風速比と外部風速

1 日目(上図)2 日目(下図)

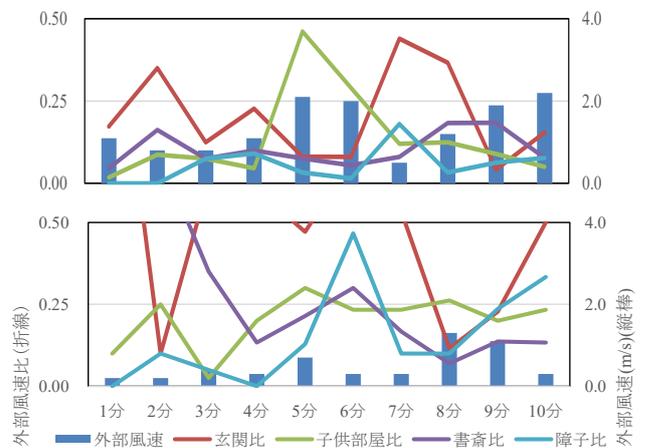


Fig.4 Case4 の外部風速比と外部風速

1 日目(上図)2 日目(下図)

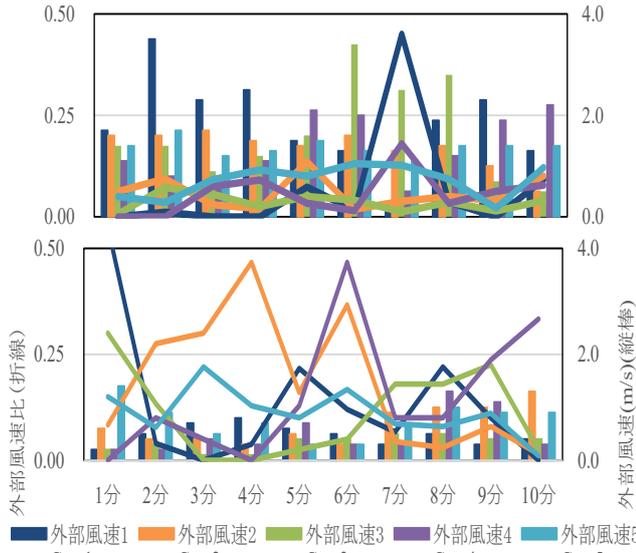


Fig.5 障子部分における Case 間の外部風速比と外部風速
1 日目(上図)2 日目(下図)

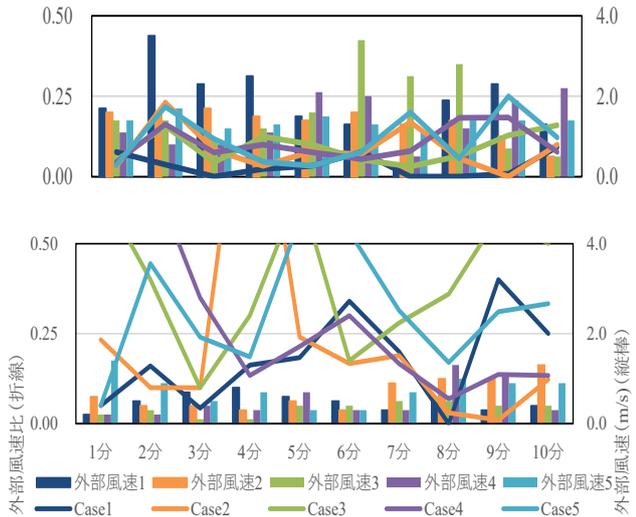


Fig.6 書斎部分における Case 間の外部風速比と外部風速
1 日目(上図)2 日目(下図)

3. 被験者実験

3-1. 実験概要

被験者実験は、2025 年 9 月 16 日～2025 年 9 月 17 日に実施した。被験者 7 人を対象としてアンケート調査を実施した。被験者は 19-22 歳の健康な男性とし、着衣量は約 0.3-0.4clo(半袖+半ズボン)とした。WHO が定める、 $18.5 \leq BMI \leq 25.0$ の普通体重、厚生労働省が定める、6 時間以上の睡眠時間を確保している非喫煙者とした。リビングの椅子に着座し、実験を実施した。測定時間は 20 分間とし、5 分毎にアンケートに回答してもらう。リビングの隣に FL+1200 の高さにクリモマスター風速計と、FL+100、FL+600、FL+1200 の高さにおんどりを設置し、測定間隔 10 秒で実験を行う。各 Case は Table.2 に示す。

温冷感・乾湿感・気流知覚・発汗知覚・快適性の質問を

Table.2 障子の開閉 Case

	障子	摺り上げ	摺り下げ
CaseI	×	×	×
CaseII	○	×	○
CaseIII	○	○	×
CaseIV	○	○	○

○が開、×が閉



Fig.7 摺り上げ摺り下げ障子(左から CaseI～CaseIV)

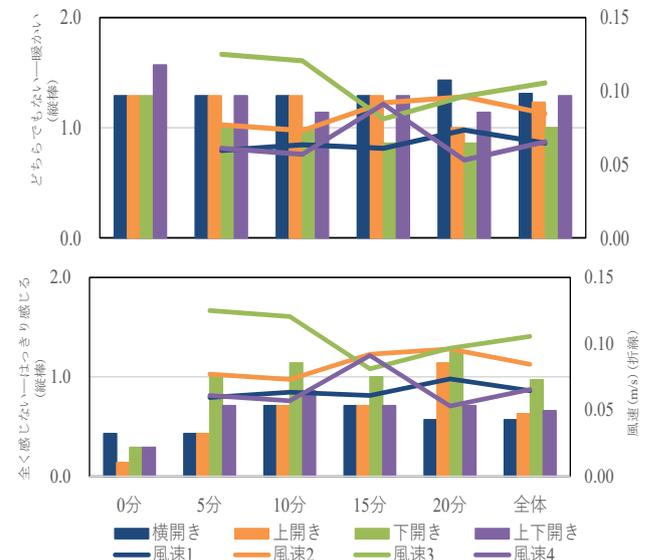


Fig.8 温冷感・気流感とリビングの風速の Case ごとの平均
温冷感平均(上)気流感平均(下)

行い、集まった回答の平均と相関により、摺り上げ摺り下げ障子の開閉により、気流感の変化を調査する。

3-2. 実験結果

実験中の室内の平均温度は CaseIから順に 32.6°C、33.0°C、33.4°C、32.0°Cとなった。

Fig.8 に、5 分毎の被害者全員の平均温冷感及び平均気流感、リビングにおける風速を示す。

Fig.8 より下部を開放している CaseIIIは、温冷感で中立 0 に近くなり、気流感においても気流を感じる側での申告が多くなった。加えて、CaseIIIは他 Case に比べて、風速が一番高い値を示している。これは空気の密度変化により、暖気が高いところへ移動し、対流が行われ可能性がある。これにより下のみを開いている CaseIIIは暖気を感じなかったのではないかと考える。

Fig.9 に温冷感と快適性の相関、Fig.10 に気流感と快適性の相関を示す。左図は CaseIの相関、右図は CaseIIIの相関

を示している。

Fig.9、Fig.10 より快適側の申告数は CaseI では n=8 であるのに対して、CaseIII は n=14 となった。室温を比較するといずれの Case においても同様となっていることから、快適側の申告となった要因は気流感によるものであると推察される。CaseI に比べて、温冷感、気流感の数値に差異はないが、快適性は高い数値を示しており、より快適だということが分かる。

Fig.8 の全体平均と Fig.9、Fig.10 の CaseI と CaseIII の比

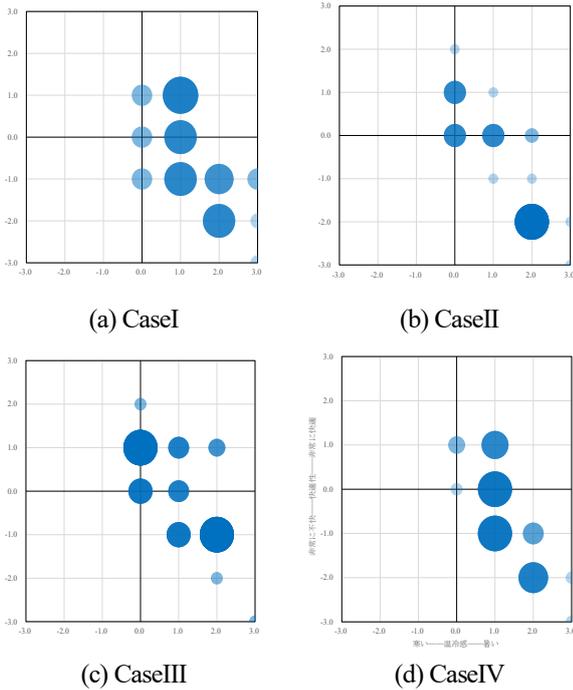


Fig.9 温冷感と快適性の各申告値の相関

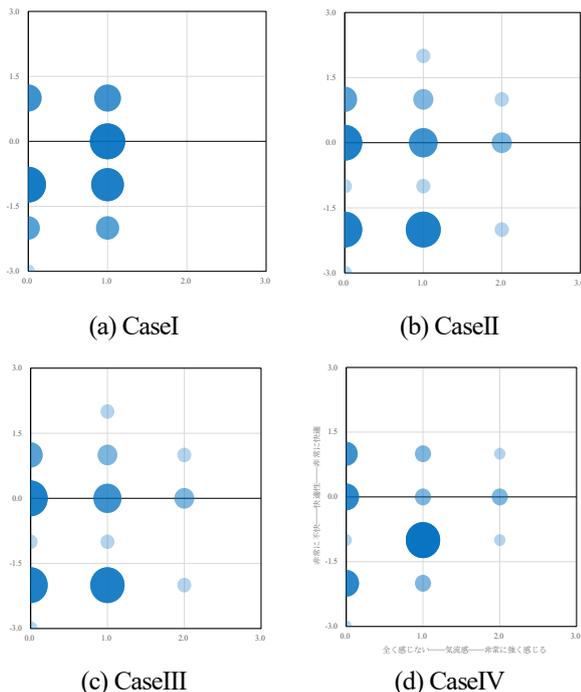


Fig.10 気流感と快適性の各申告値の相関

CaseI(左上図)、CaseII(右上図)

CaseIII(左下図)、CaseIV(右下図)

較、から CaseIII > CaseI ≥ CaseIV > CaseII の順で快適側の申告が多くなったことが分かる。その中でも CaseIII は他 Case と比べて、温冷感、気流感、快適性において、特に涼しい側、気流あり、快適側の申告となった。

4. 考察

通風特性実験の結果は圧力差がとても重要だと考えられる。玄関を開いている Case4、Case5 のみ外部風速比の値が大きくなっていった。2 日間の検証でどちらも玄関を開いた時のみ、結果に大きな変化があった。

被験者実験の結果は暖気の移動、通風面積の大きさなどが関係している可能性が考えられる。これは主に CaseIV の結果になるのだが、開口面積が基準である CaseI に次いで大きいにもかかわらず、快適性の面で劣ってしまったという点である。加えて、アンケートの回答に対して、極端に暑さを覚える被験者がいたという点である。被験者の選定基準として、暑いと感じる指標のようなものを次回の実験では作成することで、より正確なデータの収集が出来るのではないかと考える。

今回の検証で、対象住宅の上昇流、対象建具付近による暖気・冷気の移動の検証はまだ行っていない。今後の課題として、FL+1200 等の決められた高さ 1 点ではなく、複数高さでの風速の測定を行うべきだと考える。加えて、摺り上げ摺り下げ障子の模型の作成を行い気流の流れを可視化する必要性もあると考える。1~5 階までの階段室で、上昇流の測定を行うことで、摺り上げ摺り下げ障子を有する住戸で、この建具がどのように気流感に関与しているのかが明らかになると考える。

5. まとめ

本研究では、窓・開口を開けた時の風速測定と、建具の開け方による気流感について検証した。

その結果、通風特性実験より、北側と西側以外に玄関部分の圧力差換気が行われていることが考えられ、上昇流が生じている可能性があることを明らかにした。

また、被験者実験により、対象建具の下のみを開いている Case が被験者に対して最も温冷感・気流感・快適性に良い働きを生むことを明らかにした。

参考文献

文1)土井 脩史、高田 光雄、近本 智行、生川 慶一郎:既存集合住宅における断熱建具を導入した部分断熱改修手法に関する研究、日本建築学会計画系論文集、81 巻 720 号、p.249-258、2016 年
文2)原田 和幸、近本 智行、高田 光雄、土井 脩史、生川 慶一郎:京町家における建具及び天井部での部分断熱改修による夏期・冬期の省エネ効果の検証、空調・衛生工学学会学術講演論文集、pp.209-212、2015

オフィス在室者への情報付与が自然換気窓の開閉行動と室内環境に及ぼす影響に関する研究
(その3) 在室者へのナッジの与え方が自然換気窓開閉意欲と行動に及ぼす影響
Study on the Effects of Giving Information to Office Occupants on the Opening and Closing
Behavior of Natural Ventilation Windows and the Indoor Environment
(Part 3) Effects of Nudging Strategies for Occupants on the Willingness and Behavior
in Operating Natural Ventilation Windows

○射矢 航我 (大阪大学) 小林 知広 (大阪大学)
山澤 春菜 (大阪大学) 山中 俊夫 (大阪大学)
崔 ナレ (大阪大学) 小椋 梨音 (大阪大学)
田中 宏昌 (日建設計) 田辺 慎吾 (日建設計)
五明 遼平 (日建設計) 松崎 眞子 (日建設計)

Kouga IRUYA*¹ Tomohiro KOBAYASHI*¹ Toshio YAMANAKA*¹ Haruna YAMASAWA*¹ Narae CHOI*¹
Rion KOMURO*¹ Hiromasa TANAKA*² Shingo TANABE*² Ryohei ITSUAKI*² Mako MATSUZAKI*²

*¹ The University of Osaka *² Nikken Sekkei

In recent years, many buildings have been incorporating manually controlled natural ventilation systems with the aim of giving workers freedom to adjust the environment in addition to saving energy. However, in offices equipped with manually operated windows, their use currently depends on occupants' voluntary actions and often remains underutilized. Therefore, this study aims to examine how nudges influence occupants' window opening/closing behaviors and the factors inhibiting such actions. This paper presents results of the experiments that measured the effects of nudges promoting natural ventilation, using different stimuli such as light, sound, and scent, on occupants.

1. はじめに

近年、快適性の向上や省エネルギーを目的としてオフィスへの自然換気の導入が増えている。なかでも、低コストかつ執務者に自由な環境調整性を与えることを目的とし、手動制御による自然換気システムの導入事例が増加している。しかし、手動開閉式の窓を有するオフィスにおいて、その運用は在室者の自発的な行動に依存しており、設計時の想定通りに活用するための工夫は重要と言える。そこで、この「実施の不確実性」を補うため本研究では、在室者の窓操作を補助するためのナッジの有効性に着目し、その与え方が在室者の窓開閉行為や行動阻害要因に与える影響を検討することを目的とする。

本報では、光、音、香りといった異なる刺激を用いた自然換気促進ナッジを導入した実オフィスにてアンケート実測を実施し、各ナッジが在室者に与える影響を検討したので、その結果を報告する。

2. 実測概要

本調査は、大阪府大阪市のオフィスビルの5階から8階の執務室を対象に実施した。本執務室はABW(Activity-Based Working)を採用したフリーアドレス制となっている。執務室の基準階平面図をFig. 1に示す。執務室には平面図に示す8箇所に2枚ずつ手動開閉式自然換気窓(Fig. 2)が設置されている。また、自然換気窓にはFig. 3に示すようなライトが窓上部に設置されており、各色によってナッジを行う運用を導入している。ナッジの色

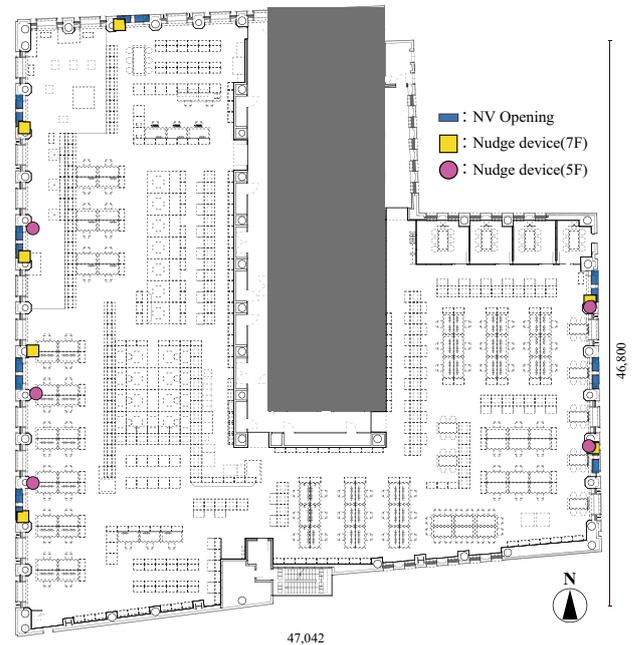


Fig. 1 Office floor plan and device locations

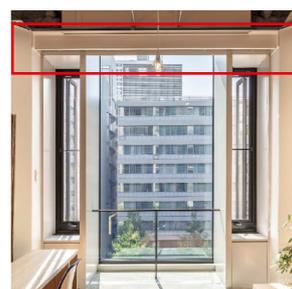


Fig. 2 Natural ventilation windows



Fig. 3 Light nudge

の決定プロセスを Fig. 4 に、条件表を Table 1 に示す。窓が閉じている状態かつ、外部の気象状況が自然換気に適していた場合に青色ナッジが出力される。また、フローチャートに従って青色ナッジが出る状態を「自然換気推奨時」とする。

実測条件を Table 2~4 に示す。本調査は 2025 年の春季と秋季の 2 期間に分けて行った。春季実測では、既存の光ナッジを利用し、光によって自然換気ナッジを行うことによる影響を調査した。調査期間は 2025 年 4 月 21 日から 5 月 23 日の期間中の 3 週間である。1st week はナッジを運用せず、2nd week、3rd week は光によるナッジを運用し、「自然換気運用時」に青色の光を点灯させることでナッジを行った。秋季実測では、音と香りによる自然換気ナッジを行い、その影響を調査した。実測期間は 2025 年 10 月 27 日から 11 月 6 日までの期間中の 3 日である。10 月 27 日は全フロアでナッジを運用しない case-none 条件とした。11 月 4 日は 7 階で音ナッジを運用する case-sound 条件、5 階で香りナッジを運用する case-

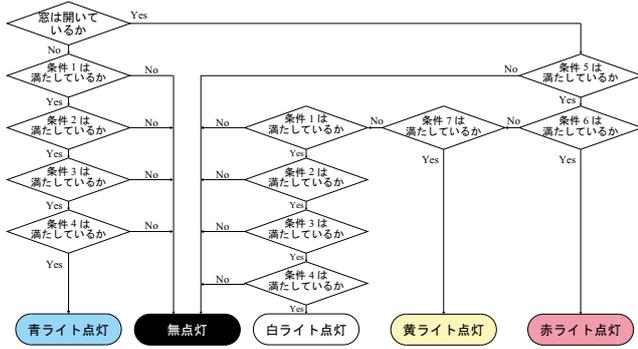


Fig. 4 Nudge color decision flowchart

Table 1 Flowchart condition

条件 1	時間が平日：8:00~21:00 土曜：8:00~18:00
条件 2	現在から3時間以内の気温が16°C以上24°C未満
条件 3	今から3時間以内の風速が全て 5m/s未満
条件 4	今から3時間以内の天気全て「晴れくもり、快晴、うす曇り」
条件 5	時間が平日：8:00~24:00 土曜：8:00~24:00
条件 6	以下のいずれかに当てはまっているか ・現在から1時間以内に下記のいずれかがある [雨、雪、みぞれ、猛暑、小雨、大雨・嵐、大雪] ・現在から1時間以内で7m/s以上が一つでもある
条件 7	以下のいずれかに当てはまっているか ・現在値が16°C未満or26°C以上 ・現在から3時間以内に下記のいずれかがある [雨、雪、みぞれ、猛暑、小雨、大雨・嵐、大雪] ・現在から3時間以内で7m/s以上が一つでもある

Table 2 Spring field survey

1st week (2025.4/21~4/25)	2nd week (2025.5/12~5/16)	3rd week (2025.5/19~5/23)
No nudge	Light nudge	Light nudge

Table 3 Fall field survey

	case-none	case-sound	case-scent
	No nudge	Sound nudge	Scent nudge
2025.10/27	2025.11/4	2025.11/4	
7F:case-none	7F:case-sound	7F:case-scent	
5F:case-none	5F:case-scent	5F:case-sound	
6F/8F:case-none	6F/8F:case-none	6F/8F:case-none	

scent 条件とし、6 階と 8 階は case-none とした。11 月 6 日は 5 階と 7 階の条件を転換し、7 階で case-scent、5 階で case-sound とした。

Fig. 5 に case-sound で音ナッジに使用したスピーカーの写真を、Fig. 6 に case-scent で香りナッジに使用したディフューザーの写真を示す。各機器は Fig. 1 に示す位置に設置した。なお、レイアウトの都合上 5 階では 5 箇所、7 階では 7 箇所の設置となった。実測では 15 分ごとに気象情報を確認し、「自然換気推奨時」であった場合 case-sound では風鈴の音源¹⁾を 18 秒間発生させ、case-scent では既往研究²⁾を参考に非容認率が低かったラベンダーの香りを 10 秒間噴霧した。

アンケート項目を Table 4 に示す。アンケートは各条件で一回ずつ実施した。執務者に Microsoft Forms を用いて、春季は各週の最終出勤日に一度、秋季は実施日に一度回答を依頼した。回答者属性、ナッジについての評価、影響度合、窓開閉欲求頻度や行動頻度、開閉行動を阻害する要因等についての設問を用意した。

3. 結果と考察

3.1. 窓開放欲求頻度及び窓開放行動頻度

Fig. 7 に各条件における在室者の窓開放欲求頻度及び窓開放行動頻度の結果を示す。春実測では、2nd week 以降は光ナッジを作動させているにも関わらず週を重ねるごとに窓開放欲求頻度及び行動頻度ともに減少傾向が確認された。2nd week の期間以降、気温が上昇しているこ



Fig. 5 Speaker



Fig. 6 Diffuser

Table 4 Questionnaire items

	項目	選択肢
光ナッジについて	理解度	0 理解していない/+1 一部理解している/+2 概ね理解している/+3 全て理解している
	見た回数	0回/1-3回/4-6回/7-9回/10回以上
	窓を操作しようと思ったか	0 思わない/+1 やや思う/+2 思う/+3 とても思う
	継続希望度	あって欲しい/あってなくてもよい/無くして欲しい
音・香りナッジについて	ナッジの認知	知っている/知らない
	光ナッジに比べての気が付きやすさ	0 変わらなかった/+1 やや気が付きやすかった/+2 気が付きやすかった/+3 とても気が付きやすかった
	ナッジによって窓を操作しようと思ったか	0 思わない/+1 やや思う/+2 思う/+3 とても思う
	自由意見	
窓開放	欲求頻度	0回/1-2回/3-4回/5-6回/7回以上
	理由	15項目、理由ではない/少し理由だ/理由だ/とても理由だ
	その他理由	
	行動頻度	0回/1-2回/3-4回/5-6回/7回以上
窓閉鎖	満足度合い	-3 非常に不満/-2 不満/-1 やや不満/どちらでもない/+1 やや満足/+2 満足/+3 非常に満足
	理由	0回/1-2回/3-4回/5-6回/7回以上
	その他理由	
	行動頻度	0回/1-2回/3-4回/5-6回/7回以上
窓操作行動阻害要因	満足度合い	-3 非常に不満/-2 不満/-1 やや不満/どちらでもない/+1 やや満足/+2 満足/+3 非常に満足
	要因度合い	7項目、要因ではない/少し要因だ/要因だ/とても要因だ
	その他要因	
	他人の窓操作について	-3 非常に不満/-2 不満/-1 やや不満/どちらでもない/+1 やや満足/+2 満足/+3 非常に満足
	他人の窓操作について (自由意見)	

とが確認されており、ナッジの発生頻度が減っておりそもそも自然換気に適さない時期であったことが原因として考えられる。秋実測では、ナッジの無い case-none と比較して、case-sound では窓開放希望頻度及び窓開放行動頻度共に減少する傾向がみられ、case-scent では頻度が増大する傾向が見られた。このことより、香りによる自然換気ナッジが在室者の窓開放に影響を及ぼす可能性が示唆された。人の五感への情報伝達として、嗅覚への刺激は意識せずとも行われるため影響が大きかったことが考えられる。また、音ナッジは音源を再生した18秒間のみのナッジだったことに対し、香りナッジはアロマ

噴霧後も香りが残り続けるため、自席にいなかった執務者や打ち合わせ等で席を移動した執務者が気が付きやすかったことが原因として考えられる。

3.2. 窓閉鎖欲求頻度及び窓閉鎖行動頻度

Fig. 8 に各条件における在室者の窓閉鎖欲求頻度及び窓閉鎖行動頻度の結果を示す。春実測では、窓開放同様、週を重ねるごとに希望頻度行動頻度共に減少傾向がみられた。こちらも外気温の上昇が原因として考えられる。秋実測においては、開放とは異なり case-scent での頻度向上は見られないかった。窓閉鎖のナッジは出していないことが原因であると考えられる。

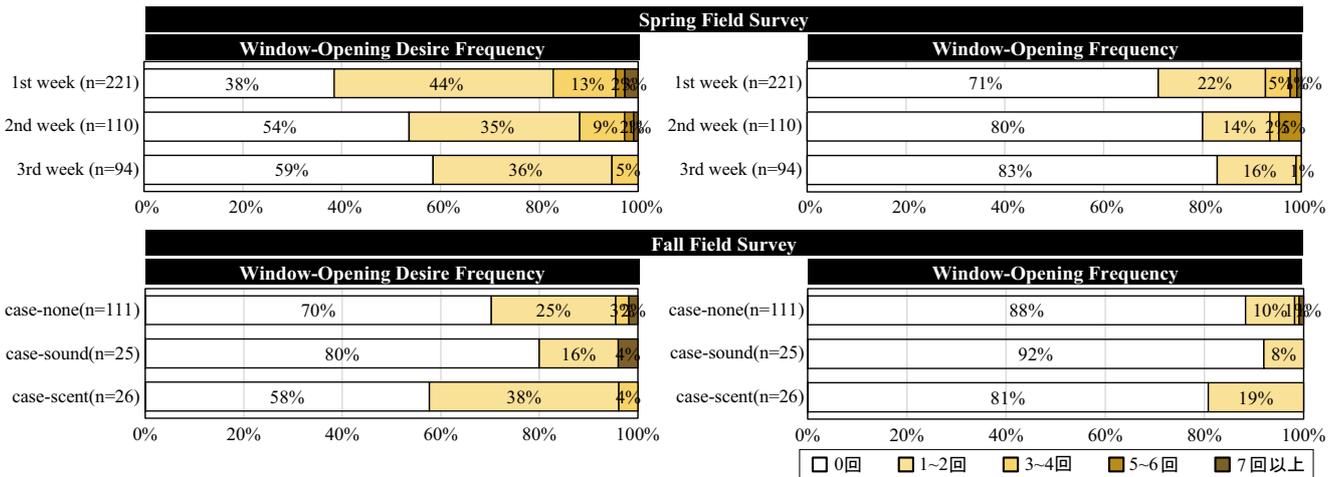


Fig. 7 Window-opening desire frequency and actual window-opening frequency

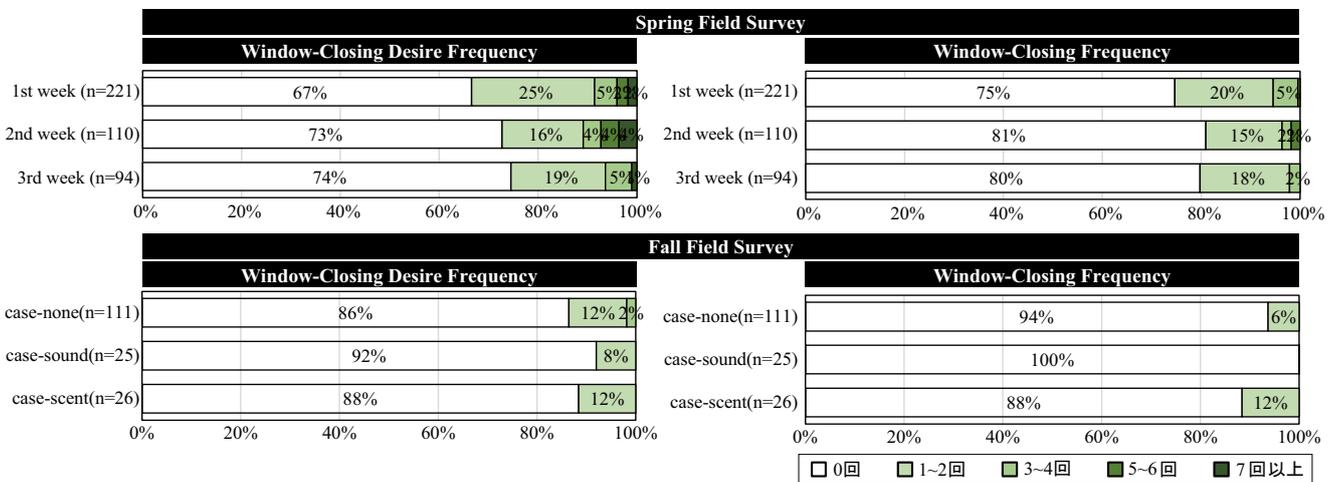


Fig. 8 Window-closing desire frequency and actual window-closing frequency

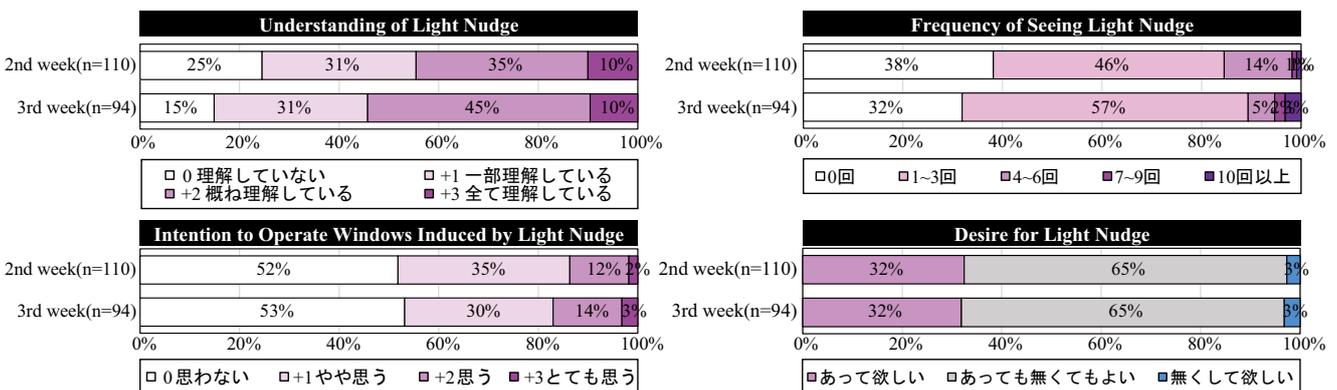
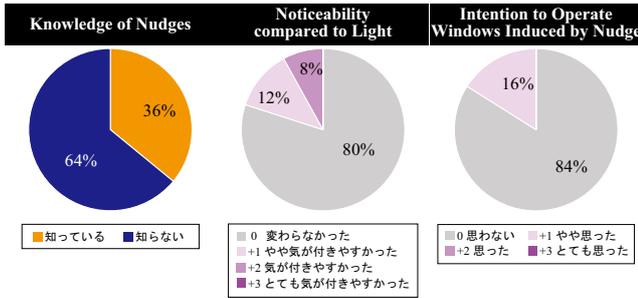
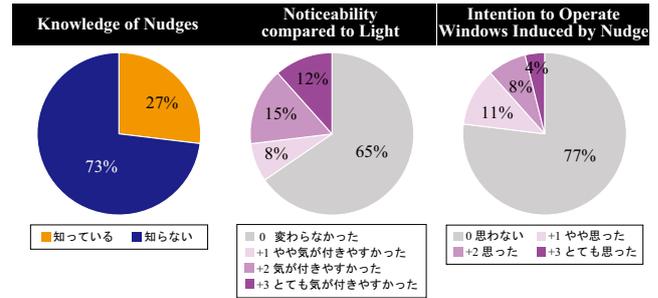


Fig. 9 Occupant assessment of light nudge



〈自由記述意見〉
 ・鳴ってたのかが分からなかった
 ・音に気付かなかった
 ・全く気付かない
 ・流石にインテリア側では聞こえなかった

Fig. 10 Occupant assessment of sound nudge (n=25)



〈自由記述意見〉
 ・臭いがきついで換気した
 ・香りが弱すぎるのか全く気付いていなかった
 ・匂いがしたが、窓の開閉にはつながらなかった
 ・香りがよいので、開けるのが勿体ない

Fig. 11 Occupant assessment of scent nudge (n=26)

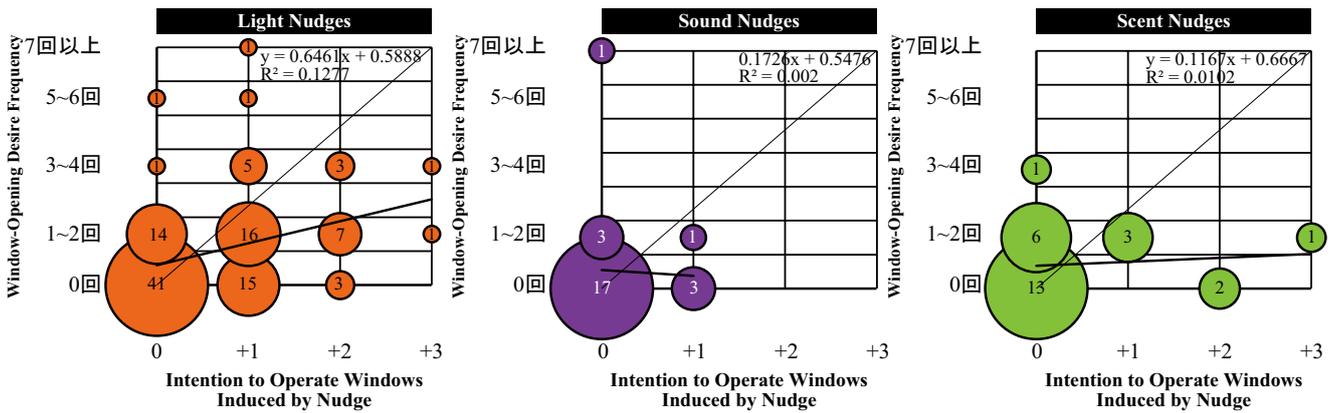


Fig. 12 Relationship between the degree of increased motivation to open windows by nudges and window opening desire frequency

3. 3. 各ナッジの在室者評価

Fig. 9 に光ナッジの在室者による評価アンケート結果を示す。光ナッジでは、ナッジによる窓開閉希望頻度等への影響はみられなかったものの、ナッジによって窓操作をしようと思ったかどうかアンケートにおいて、約半数の在室者が「+1 やや思う」以上の回答をしていた。このことから、光ナッジは外気温による影響を排除することは出来ないまでも、心理面への一定の窓操作意欲向上に寄与している可能性が示唆された。

Fig. 10 に音ナッジの在室者による評価を、Fig. 11 に香りナッジの在室者による評価を示す。認知度合いは音ナッジ香りナッジともに3割程度と大きく差はなかったことが確認された。ナッジの気が付きやすさ、ナッジによる意欲向上度合はともに香りナッジのほうがプラス評価が多い結果であった。前節の結果の傾向と一致し、香りナッジの在室者の窓操作心理への影響度合いが比較的高かったことを示している。自由記述意見を見ると、音ナッジに関してはナッジに気が付いていないという意見が多かった。ナッジの音量やスピーカーの設置位置に関して柔軟な検討をすることが必要だと考えられる。香りナッジに関してはアロマについての意見が散見された。香りについて肯定的な意見と否定的な意見がみられたため、アロマについてどのような香りが在室者に受け入れられ、自然換気に繋がるかの検討が必要である。

3. 4. ナッジによる窓開放意欲向上度合いと窓開放希望頻度の関係

Fig. 12 にナッジによる窓開放意欲向上度合いと窓開放希望頻度の関係を表したバブルチャートを示す。光ナッジの相関係数が高かったことから、他のナッジに比べてナッジによる意欲向上が窓開放希望頻度に繋がっていることが示された。このことより、ナッジとしての効果という観点で、光ナッジが優れていた可能性が考えられる。

4. まとめ

本報では、光、音、香りといった異なる刺激を用いた自然換気促進ナッジが、在室者の窓開閉へ与える影響を検討した。在室者評価より光ナッジと香りナッジによる窓開放への影響がみられたものの、光ナッジの窓開放希望頻度への直接的な影響はみられなかった。香りナッジについては在室者への直接的な影響が大きいことから、実施方法について一層の検討が必要になると考える。

【謝辞】

本研究において、実測の実施にご協力頂きました建物関係者各位に深く感謝いたします。

【参考文献】

- 1) 社団法人日本建築学会, 『建築と環境のサウンドライブラリ』, 2004.11.20
- 2) 福本ら: 香り環境下における学習効率に関する研究 (その9) アロマオイルを噴霧した自習室の学習効率を香りに関する在室者心理評価, 空調調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (神戸), 第8巻, 2022, 9.14~16

手動開閉窓による自然換気を行う ABW オフィスにおける環境選択に関する研究

(その5) 個人の中立温度を考慮した熱環境評価と座席選択要因の分析

Study on Environmental Selection in ABW Office with Natural Ventilation

by Manually-Operated Windows

(Part 5) Evaluation of Thermal Environment Considering Individual Neutral Temperatures
and Analysis of Seat Selection Factors

○小椋 梨音 (大阪大学) 小林 知広 (大阪大学) 山澤 春菜 (大阪大学)
 山中 俊夫 (大阪大学) 崔 ナレ (大阪大学) 射矢 航我 (大阪大学)
 田中 宏昌 (日建設計) 田辺 慎吾 (日建設計) 五明 遼平 (日建設計)
 松崎 真子 (日建設計)

Rion KOMURO*¹ Tomohiro KOBAYASHI*¹ Haruna YAMASAWA*¹ Narae CHOI*¹ Koga IRUYA*¹
 Toshio YAMANAKA*¹ Hiromasa TANAKA*² Shingo TANABE*² Ryohei ITSUAKI*² Mako MATSUZAKI*²

*1 The University of Osaka *2 Nikken Sekkei

Workspaces are evolving toward diversified work styles, increasing interest in Activity-Based Working (ABW) and natural ventilation as strategies for flexibility, energy conservation, and infection control. However, natural ventilation is sensitive to outdoor conditions and occupant window operation, causing thermal instability that may affect comfort, productivity, and well-being. This study aims to optimize natural ventilation for thermal stability in ABW offices. A field survey was conducted in an Osaka office using natural ventilation to evaluate ventilation performance and comfort. Thermal comfort and environmental selection were analyzed using an individual neutral temperature index derived from measurements, questionnaires, and exposure temperature assessments.

1. はじめに

近年の執務空間は、働き方の多様化に伴い変化しており、Activity-Based Working (ABW) 形式は、柔軟な働き方を支える手法として注目されている。また、省エネルギーや感染症対策の観点から、自然換気の導入事例も増加している。しかし、自然換気導入時には室内の温熱環境が不安定になりやすいという課題も存在する。本研究では、ABW 形式における座席選択の自由度に焦点を当て、執務環境の快適性を維持しつつ、省エネルギーを実現できる自然換気システムの設計を目的に実地測定を行った。本報では、ABW オフィスにおける座席選択行動時の要因と物理的な温熱環境の適合性の双方から分析を行うことを目的とする。

2. アンケート実施概要

Fig. 1 に測定対象建物の基準階平面図を示す。測定対象空間は対象建物の5階～8階である。執務者は働き方の種別に応じて、フロアや座席を自由に選択できる。各階執務室には、手で開閉可能な片開き窓が16枚設置されている。本調査では、自然換気の運用実態を把握することを目的とし、空調と自然換気を併用した通常運用条件下で2段階のアンケート調査を行った。

Table 1 に調査概要を示す。まず、個人の熱的嗜好を把握するため継続調査を実施した。2024 年秋季 (10/28 ~ 12/6) および 2025 年春季 (5/12 ~ 6/20) において、

年齢・性別が均等になるように各期間 32 名ずつ計 34 名の被験者を選定した。被験者には執務中の曝露温度を測定するために温湿度計 (RTR-503, T&D 社製) の携帯と、室内環境評価アンケートの回答を期間中 30 回以上依頼した。設問は既往研究¹⁾を参考に設定した。続いて、ABW 運用における座席選択要因の傾向を把握するために全体調査を行った。2025 年秋季 (10/20 ~ 10/27) において、対象執務室に勤務する執務者を対象に実施した。一人一回の回答を依頼し、座席選択の理由や環境情報提示による意識変化について 208 名からの回答を得た。

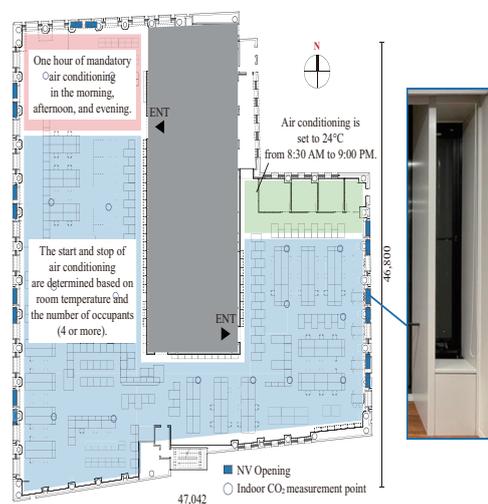


Fig. 1 Floor plan of the target floor

Fig. 2 に各測定期間における室内外温度を示す。屋外測定点は、屋上に1点、室内平均値は **Fig. 1** に示す7階執務室の測定点16点のデータを平均して記載する。2024年秋季および2025年春季の室温は、概ね23~25℃の間で推移し、安定した温熱環境が維持されていた。しかし、外気条件には顕著な差異が見られた。2024年秋季の外気温は低下傾向を示し、12月上旬には10℃程度まで低下した。内外温度差の拡大により、自然換気の運用にあたってはコールドドラフトの発生に対する制御が求められる期間であった。2025年春季の外気温は、期間を通じて上昇しながら推移した。2025年秋季については、室温は他期間と比較してやや高めの値を示したが、外気条件は自然換気に適する時間が長く、外気導入による環境調整が有機能しやすい期間であった。

3. ABW オフィスにおける座席選択要因

3.1 座席選択に影響を与える要因の分析

自然換気によって生じる環境の不均一性が、ABW オフィスにおいてどの程度活用できるかを把握するため、執務者の座席選択時の決定要因に関する分析を行った。

Fig. 3, Fig. 4 に2025年春季および2025年秋季アンケートにおける各座席選択要因の重要度を示す。

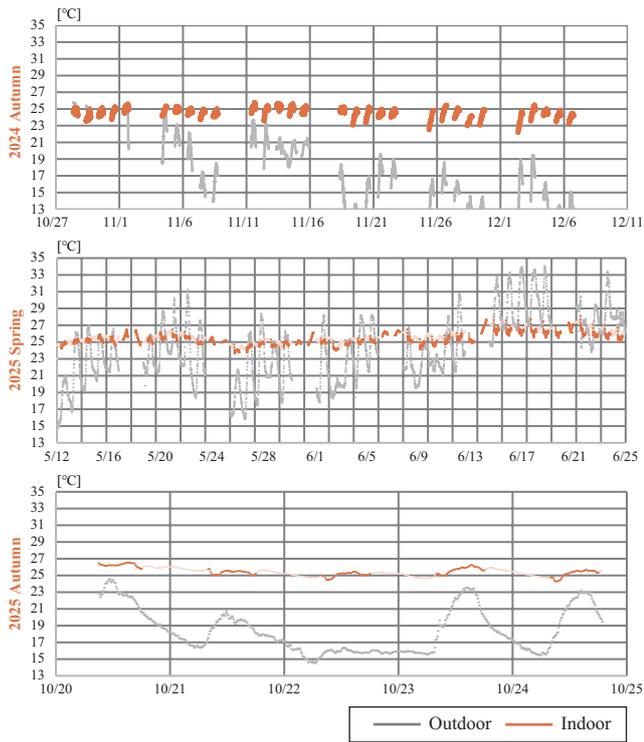


Fig. 2 Indoor and outdoor temperature

春季調査において、最も重視された項目は「既設モニタの有無や枚数」および「席やエリアへの慣れ」の2項目であり、環境要因や人に関する要因を大きく上回る重要度を示した。特に、モニタに関する重要度は「非常に重要」の回答割合が最も高く、業務のための作業環境が座席決定の決定的な要因となっていることが確認された。次いで、室内環境要因および同僚との距離などの人的要因が同程度の重要度で続いた。秋季調査の結果においても、最も重要度が高いのは「作業性」であり4以上の回答が6割以上を占めた。これは春季におけるモニタを重視する結果と一致しており、季節や調査対象者を問わず作業環境が座席選択の上で大きな要因であることが確認された。次いで重視されたのは「場所」であり、特定の座席への「慣れ」を求める傾向も維持されていた。

一方で、秋季においては「室内環境」を重視する回答が春季と比較して低下し、重要ではないとする回答が大半を占めた。これは調査期間中の温熱環境が概ね不満のない範囲で安定していたため、環境要因が座席選択の動機として顕在化しなかったことに起因すると考える。

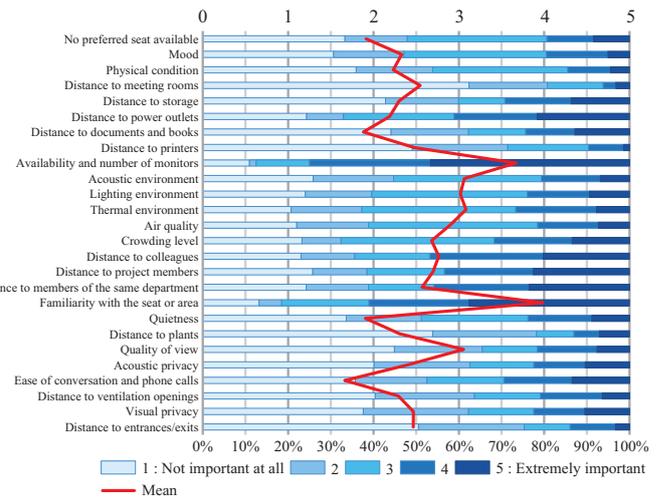


Fig. 3 Importance of seat selection factors (2025 Spring)

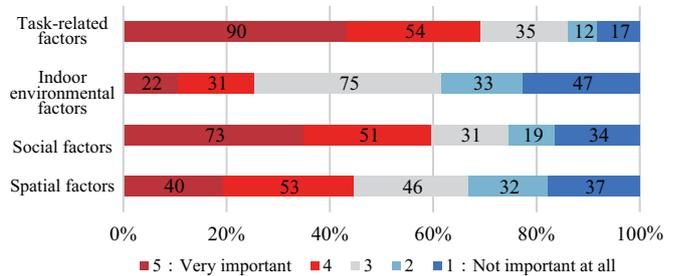


Fig. 4 Importance of seat selection factors (2025 Autumn)

Table 1 Survey outline

Survey period		2024/10/28 ~ 12/6, 2025/5/12 ~ 6/20	Survey period		2025/10/20 ~ 10/27
Participants		n = 34	Participants		n = 208
Evaluation Items	Seat selection factors	Importance : Task-related, Indoor environment, Society, Space	Seat selection factors	Importance : Task-related, Indoor environment, Society, Space	
	Subjective evaluation of the indoor environment	TSV, Thermal comfort, Productivity Satisfaction, Exposed temperature	Subjective evaluation of the indoor environment	Overall comfortable	
	Personal characteristics	Age, Gender, Sensitivity (Heat, Cold), Sweating tendency	Influence of environmental information on seat selection	Comparison of seats with other areas, Intention to use the signage	

3.2 総合快適性と座席選択要因

2025年秋季の調査結果より、座席選択時に重視した要因が総合的な執務環境への快適性にどのような影響を与えているかを検証するため、総合快適性の回答に基づき回答者を「快適群」と「不快群」と「中立群」に分類し、各カテゴリの平均重要度についてt検定を、各重要度の回答を「重視した群」と「重視していない群」に分けてカイニ乗検定を行った。

Fig. 5 に各座席要因毎の平均重要度を示す。分析の結果、「作業性」カテゴリでは、快適群が不快側と比較して有意に高い値を示した。同様に「場所」カテゴリにおいても、快適群は不快群よりも有意に高く、モニタ等の設備やエリアへの慣れなどの理由で座席を選ぶことが、快適性に影響していることが確認された。また、「室内環境」カテゴリにおいても、快適群の平均重要度は不快群よりも有意に高かった。環境要因を重視する執務者は少数であるが、明確な意図を持って座席を選んだ場合には、高い快適性を得ていることを示す。一方で、「人」カテゴリでは各群に有意差が見られず、不快側の平均スコアが最も高かった。これは、他者の在席状況や行動はコントロールが及ばず、人的要因により座席を選んだとしても、期待した環境が得られなかったことや、物理的快適性がトレードオフとなってしまった可能性が考えられる。以上より、ABW環境における快適性は、執務者自身が「作業性・場所・環境」といった明確かつ物理的な基準を持って座席を選ぶことが大きく影響している。

Fig. 6 に各カテゴリを重視したか否かと、総合快適性との関係を分析するためのカイニ乗検定による調整済み残差を示す。その結果、全てのカテゴリにおいて「重視した群」は「快適側」に有意に偏る傾向が確認された。特に、「場所」および「作業性」を重視した群では、快適側の調整済み残差が有意水準 $p < 0.05$ 相当の +1.96 を超える高い値を示した。これは、モニタ等の設備や慣れといった物理的要因を重視して座席を選ぶことが、快

適性に影響していることを示している。また、室内環境重視群においても快適側残差は3.66と高く、少数派ではあるものの、環境を求めて移動すれば高確率で快適な場所が得られることが示された。

以上の結果より、「作業性・場所・室内環境」といった物理的要因については重視するほど快適になるという関係が成立していることがわかる。一方で、「人」要因については、重視した結果快適になる層もいれば不快になる層も存在した。ABW環境における快適性は、人という不確定要素ではなく、執務者自身が制御可能な物理的基準を持って座席を選ぶ過程が影響しているといえる。

4. 個人ごとの中立温度と室温分布の適合性評価

4.1 算出手法の比較

ABWの環境選択性を評価するためには、執務者個々の熱的嗜好と形成される室内環境の適合性を検討する必要がある。そこで、個人の熱的中立温度(以降、中立温度)を算出するにあたり、既往研究²⁾を参考に三通りの手法で導出、室内環境を評価した。

- 1) 線形回帰法：回答時曝露温度を独立変数、温冷感申告を従属変数とした線形回帰式を導出し、温冷感申告 = 0 の場合の温度を中立温度とした。
- 2) 中立申告時平均法：温冷感申告 = 0 の場合の回答時曝露温度の平均値を中立温度とした。
- 3) Griffiths法：温冷感申告に対する回帰係数を定数 ($a = 0.5$) と仮定し、回答時曝露温度と寒暑感申告から個別に推定した中立温度の平均値を中立温度とした。

Fig. 7 に曝露温度から個人の中立温度を差し引いた値と寒暑感申告の関係を示す。線形回帰法は室温変動が小さいため感度が定まらず、中立申告時平均法は制御された室温に依存し個人の嗜好差が反映されにくいという課題があった。対して Griffiths法は、外れ値がなく安定し、約4°Cの個人差を持つ妥当な分布を示した。実際の寒暑感申告との整合性も最も高く、他二手法と比較して個人の熱的嗜好を捉えていたため、次節の分析で用いる。

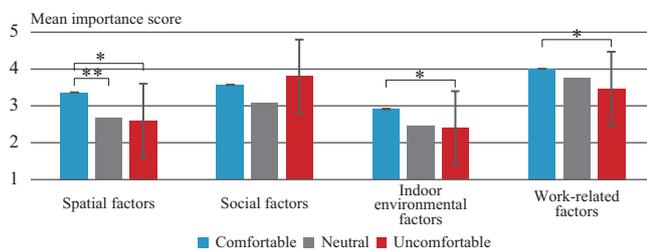


Fig. 5 Importance of seat selection items

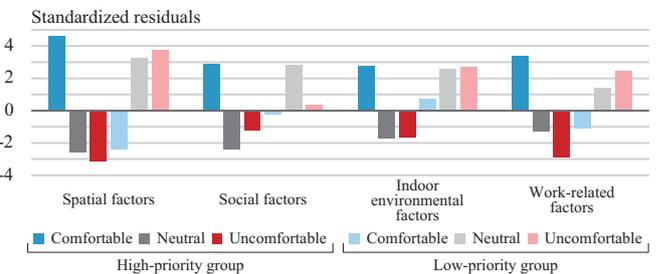


Fig. 6 Standardized adjusted residual

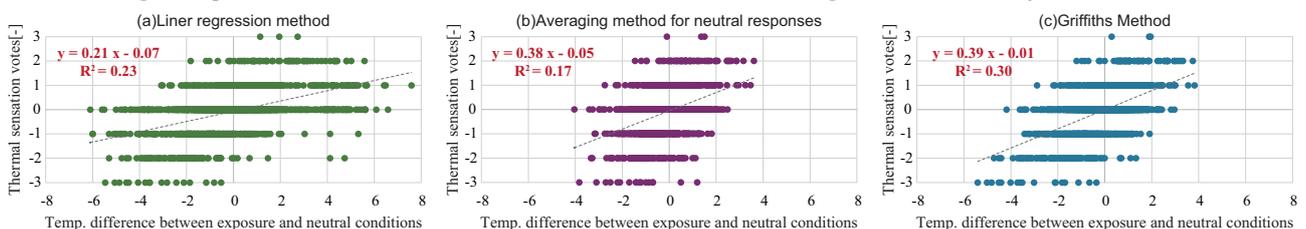


Fig. 7 Relationship between exposure-neutral temperature difference and thermal sensation

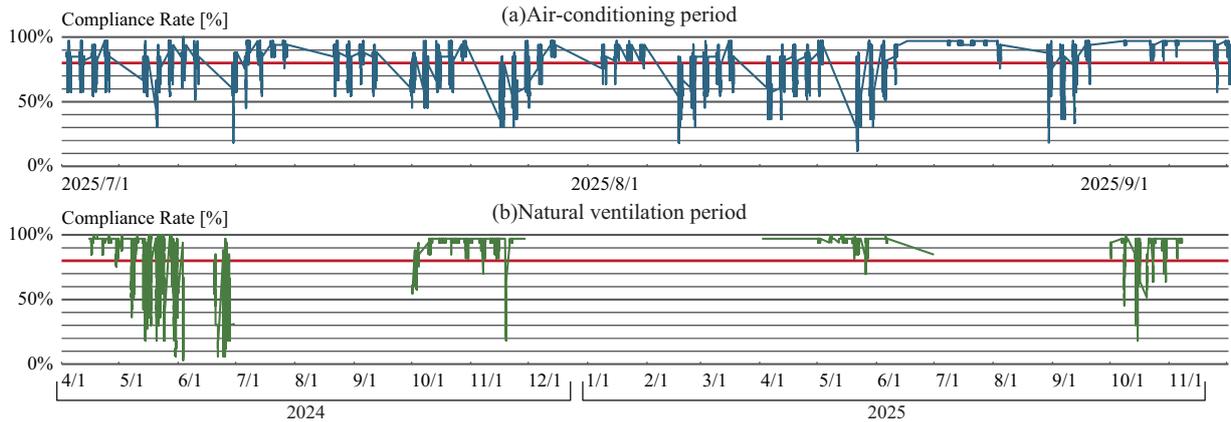


Fig. 8 Changes in compliance rate:2025 air-conditioning period and natural ventilation periods

Table 3 Mean differences and variance ratio

Period	Mean	Unbiased Variance	Mean Difference	Variance Ratio
Air - conditioning	26.02	0.46	0.85	0.80
Spring 2024	26.02	0.80	0.84	1.39
Autumn 2024	24.91	0.44	- 0.27	0.76
Spring 2025	25.04	0.55	- 0.14	0.94
Autumn 2025	25.48	0.75	0.31	1.30
Distribution of T_{acc}	25.17	0.58		

4.2 自然換気時の室温分布と中立温度分布の適合性

Griffiths 法により算出された 33 名の中立温度分布を、対象室全員の温熱環境の需要と仮定し、同時期に測定された室温分布を供給と定義して両者の適合性を検証した。室温分布は Fig. 1 に示す測定点の値を使用する。評価にあたっては、まず期間全体の平均値差・分散比を用いて空間の選択性を評価したのち、同時刻における適合率を用いて環境選択性の有効性を検証する。

(1) 期間全体の統計量による環境選択性評価

需要と供給の分布形状を比較するため、両者の平均値差および分散比を算出した結果を Table 3 に示す。ここで、平均値差は分布の重心のズレを、分散比は個人の嗜好差を包含できる幅を有しているかを示す指標であり、1.0 以上であれば十分な幅があると判断する。

空調が主体の期間においては、平均値差が + 0.85 と高い値を示しており、かつ室温分布が設定温度付近に集中するため分散比は 1.0 を下回った。したがって、室温分布の幅が中立温度の幅に対して不足しており、物理的に選択の余地がなかったことを示している。一方、自然換気運用期間の 2024 年春季と 2025 年秋季においては、外気導入により室温分布が拡大し、分散比はいずれも 1.3 を示した。これにより、自然換気導入時は執務者の多様な熱的嗜好を包含するのに十分な環境選択の分布幅を有していたと評価できる。しかし、平均値差を評価すると、2024 年春季は 0.84、2025 年は 0.31 であることから期間によって分布の重心が異なることが確認された。

(2) 同時刻の適合率による有効性の検証

上記の期間全体の統計量に加え、実際の ABW 運用において重要となる同時刻の温熱環境選択性を検証するため、時系列での適合率を算出した。検証において、個人の許容範囲： $T_{neu} \pm 1.0^{\circ}C$ を設定した。ある時刻において、個人ごとの許容範囲に収まる温度の地点が空間内に一つ

でも存在した執務者の割合を適合率として算出した。

Fig. 8 に 2025 年空調期および 2024 年春季～2025 年秋季までの中間期における適合率の推移を示す。

2024 年春季は、期間全体の分散比は高かったものの、同時刻の適合率は期間を通して低い値を示している。この結果は、平均値差が + 0.84 と高い側にシフトしていたことに起因する。したがってこの期間では、多くの執務者にとって許容可能な選択肢を提供できていなかったといえる。加えて、2025 年秋季は期間全体の分散比は 1.3 と高かったものの、適合率は多くの日で 80 % を下回っている。室内外気温の推移に大きな違いがないため、この分散の大きさは日中の経時的な室温変動に起因するものであり、同時刻の空間分布が十分に形成されていたと言いはし難い。このため、自然換気の開閉や空調の強弱を一層意図的に行うことで、ABW の選択肢としての熱環境の分布を形成することにつながると言える。

5. まとめ

本研究では、自然換気を導入した ABW オフィスを対象に、執務者の座席選択行動の要因、温熱環境の選択性を分析した。座席選択では作業性が支配的であり、物理的要因に基づく能動的選択は快適性に寄与することが示された。自然換気は高い環境選択性のポテンシャルを有するが、単なる時間変動による温度分布同時刻の選択性を低下させる。したがって、環境選択性を評価するには同時刻における温度ムラの検証と、熱的要求の分布に合わせた温度設定と窓開閉が有効であるといえる。

【謝辞】

本研究における寒冷感尺度に関する評価手法に関して、専門的かつ有益なご助言を賜りました京都府立大学松原教授に、深く感謝申し上げます。また、中立温度算定にあたり Griffiths 法の適用をご提案いただきましたシドニー大学 Richard de Dear 教授に対し、ここに記して深く謝意を表します。

【参考文献】

- 藤田 ほか：自然換気・放射併用パーソナル空調を導入したテナントオフィスビルの評価研究 (第 7 報) 実運用下における自然換気時のアンケート評価、日本建築学会 2020 年度大会学術講演梗概集, pp.771-772, 2019.9
- 中野：滞在者の温熱環境適応を考慮した熱的快適条件に関する考察 (第 1 報) 空調されたアトリウムの熱的中立温度、空調調和・衛生工学会 2015 年度大会学術講演論文集, pp.141-144, 2015.9

作業場における温熱環境と熱的快適性に関するフィールド調査
作業場温熱環境と適応モデルの比較
Survey on the thermal environment and occupant's comfort in the workspace
Comparison between thermal environment and adaptive model

○二川 慎之介 (大阪工業大学) 今川 光 (大阪工業大学)
Shinnosuke FUTAGAWA*1 Hikaru IMAGAWA*1

Thermal comfort in workspaces is strongly affected by environmental conditions and occupants' metabolic rates. To clarify the thermal environment and occupants' comfort, a longitudinal field survey in a university workspace had been conducted using continuous environmental measurements and questionnaires. Indoor thermal conditions were analysed seasonally and compared with adaptive models including ASHRAE Standard 55, EN15251 (CEN) and CIBSE Guide. This workspace has low humidity and vertical temperature stratification on winter, and lower indoor temperature than acceptable range of adaptive model by AC cooling on summer. Most of corrected temperatures based on metabolic rate using PMV is within adaptive comfort ranges. There is a possibility to develop the adaptive model in workspaces by correction for metabolic rate.

はじめに

作業場空間には、粉塵等の汚染や作業場内の気温の変動による不快、機械音による危険察知や作業への集中を阻害するなど作業員への影響要因が複数挙げられる。作業員の生産性向上や事故低減を実現するためには、作業場の物理環境とその快適性の実態を明らかにし、課題点の抽出や快適性基準の作成を行うことが重要と考える。特に温熱環境の制御は難しい項目の一つであることから、建築空調設備を利用した適切な熱的快適性のための室内環境を計画することは重要である。

今日まで、オフィスや住宅の温熱環境や熱的快適性の調査事例は数多く存在する。一方で、作業場や工場といったオフィスや住宅と異なる空間で行われた快適性については小笠原¹⁾のクリーニング工場や飯塚²⁾の建設現場の研究事例があるものの、様々な用途の作業空間があることから、まだ十分ではないと考えられる。

本研究では共同作業場の作業場空間において温熱環境を中心とした長期フィールド調査を実施し、取得したデータを用いて温熱環境について分析を行った。特に本研究では、適応モデルとの比較を行い、作業場環境における適応モデルの利用可能性を検討することを目的とするなお、本研究ではASHRAE Standard³⁾やEN15251³⁾、CIBSE Guide³⁾の3つの適応モデルと比較する。

1. 研究方法⁴⁾

本研究では、共同作業場内の1空間において物理環境測定とアンケート申告を併用したフィールド調査を1年間実施した。調査対象は大阪市内の大学にある共同作業

場(約11.3m×39mの440.7m²、天井高さ約6m、南面に大開口部、室内には作業者が操作可能な空調機が18台設置)である。主な作業内容は研磨作業といった軽作業などである。本作業空間では服装制限はなく、作業者は自由な服装をしている。調査期間は2023/5/11から2024/5/10までである。環境測定の方法は①長期間における環境測定を目的とした常設機器による定点測定(10分ごとにデータロガーで記録する)と②広い室内面積の測定を目的とした持参機器による多点測定(2パターンを同時実施した。測定項目は1.1mの室内気温や相対湿度、照度、大気圧などの他、持参機器による多点測定ではサーモカメラ撮影や3測定高さの温湿度(1.1m、0.6m、0.1m)も測定した。外気温は気象台データの中から調査対象共同作業場に最も近い「大阪」のデータを引用した。

アンケート申告では作業員の任意のタイミングで寒暑感や快適感などの主観申告19項目(3~7段階評価)や着衣状態、申告日時を記入してもらった。アンケート申告の調査対象人数は38名であり、60申告が得られている。

作用温度(OT)および快適グローブ温度については書籍^{3),5)}の式を用いた。PMVの計算条件は、着衣量は0.55clo、相対風速は0.1m/s、活動量は2.0met(軽いベンチワークを想定)および1.4met(軽い立・歩行作業を想定)の2パターンとして算出した。また、照度の時系列データによる分析から、照度が500lx以上となるケースを本調査における作業時間帯と定義⁴⁾し、作業時間帯のみを分析対象にして研究を行った。

表 1.1 各季節のビル管法の温湿度範囲外の度数

項目	データ数			
	春季	夏季	秋季	冬季
①基準範囲内	3799	4399	4603	647
②温度のみ範囲外	48	0	46	87
③湿度のみ範囲外	2226	572	1162	3642
④温湿度の どちらも範囲外	116	0	2	407
合計	6189	4971	5813	4783

表 1.2 各範囲に含まれる割合および範囲外の割合(ASHRAE)

	含まれる割合[%]		範囲外[%]	
	90%範囲	80%範囲	OT[°C]高	OT[°C]低
通年	68.0	86.1	0.4	13.6
春季	78.1	94.5	0.1	5.3
夏季	37.7	65.8	0.0	34.2
秋季	72.2	89.5	0.0	10.5
冬季	81.2	92.0	1.5	6.5

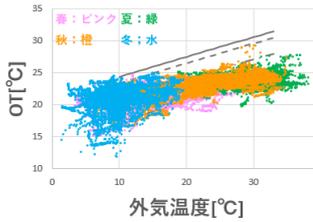


図 1.1 OT と外気温度の関係および ASHRAE Standard 55 の適応モデル

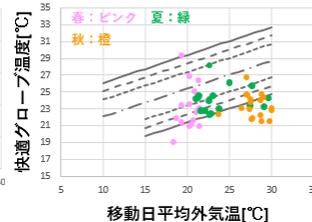


図 1.2 季節ごとの快適グローブ温度と移動日平均外気温の関係および EN15251 の適応モデル

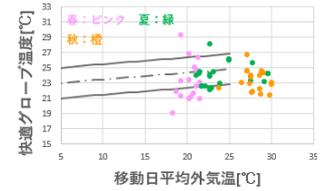


図 1.3 季節ごとの快適グローブ温度と日平均外気温の関係および CIBSE Guide の適応モデル

表 1.3 各範囲に含まれる割合および範囲外の割合(EN15251)

	含まれる割合[%]			範囲外[%]	
	±2範囲	±3範囲	±4範囲	快適グローブ温度[°C]高	快適グローブ温度[°C]低
通年	31.7	38.3	63.3	1.7	35.0
春季	50.0	55.0	75.0	5.0	20.0
夏季	36.4	50.0	77.3	0.0	22.7
秋季	5.6	5.6	33.3	0.0	66.7

表 1.4 各範囲に含まれる割合および範囲外の割合(CIBSE)

	含まれる割合[%]	範囲外[%]	
	±2範囲	快適グローブ温度[°C]高	快適グローブ温度[°C]低
通年	61.7	5.0	33.3
春季	55.0	10.0	35.0
夏季	77.3	4.5	18.2
秋季	50.0	0.0	50.0

2. 分析結果

2.1 室内温湿度環境の分布とビル管法との比較

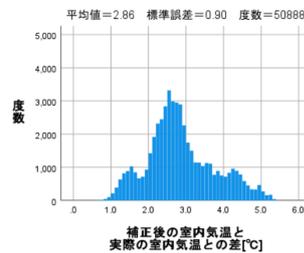
既報⁴⁾において室内温湿度環境の分析を行った。表 1 に各季節におけるビル管法の温湿度範囲内外のデータ数を示す。特に冬季の温湿度に着目すると、作業時間帯であってもビル管法における温度 18~28°C の範囲外に 10.3% が該当するだけでなく、相対湿度 40~70% の範囲外でも 84.7% が含まれることが明らかとなった。なお、作業時間帯以外も含むと 88.8% が範囲外になることも明らかとなった。このことから、低温低湿の環境となり不快側の環境となることが考えられる。また、冬季において上下温度差が最大で約 5°C あることが確認されている⁴⁾。

2.2 適応モデルとの比較

本研究では ASHRAE Standard 55³⁾ や EN15251³⁾、CIBSE Guide³⁾ の 3 つの適応モデルも用いて、本作業場の温熱環境評価を試みる。なお、ASHRAE Standard 55 や EN15251 では、エアコン使用時には PMV の快適範囲による温熱環境制御が定められているが、作業者の適応行動や慣れといったその他の心理的ファクターに期待して、ここではあえてエアコン不使用時のための適応モデルとの対応関係を比較してみる。

図 1.1 に OT と外気温度の関係および ASHRAE Standard 55 の適応モデルを、表 1.2 に各範囲の割合を示す。なお、図中に実線で $T_{comf} \pm 3.5$ の範囲(80%許容範囲)を、破線で $T_{comf} \pm 2.5$ の範囲(90%許容範囲)を、一点鎖線で T_{comf} の中心線を示す。本節の結果から、全季節において 80%許容範囲よりも低温側で範囲外になる傾向が多かった。これについて、夏季では比較的低めの設定温度によるエアコン使用により低い室内温度が多く実現されていると考えられた。また、暖房使用期間である春季および冬季に比べて冷房使用期間である夏季および秋季の方が範囲外の割合が多いことが確認された。このことから本調査対象空間においては夏季の低温環境の温度を上昇させることで適応

(a)2.0met を用いた場合



(b)1.4met を用いた場合

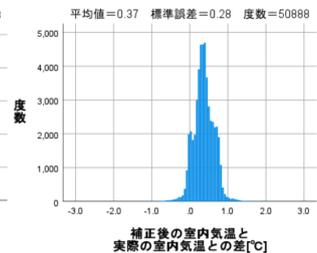


図 1.4 補正後の室内気温と実際の室内気温の差の分布

モデル許容範囲内に含まれやすくなる可能性が考えられた。

図 1.2 に快適グローブ温度と日平均外気温の関係および EN15251 の適応モデルを、表 1.3 に各範囲の割合を示す。なお、図中に実線で $T_{comf} \pm 4.0$ の範囲を、破線で $T_{comf} \pm 3.0$ の範囲を、点線で $T_{comf} \pm 2.0$ の範囲を、一点鎖線で T_{comf} の中心線を示す。高外気温帯となった秋季では他の季節と比較して適応モデルの許容範囲内に含まれる割合が少なく、また範囲外となる快適グローブ温度も低温側の方が多いたことが確認された。このことから本作業場においては作業員からは低い室内温度も求められている可能性も考えられた。このような結果となった要因として、低めの設定温度のエアコン使用による室内気温での活動に慣れたことが挙げられる一方で、作業による Met 値の上昇などによる可能性も考えられる。

CIBSE Guide³⁾には空調使用時を想定した適応モデルも導入されている。そこで、図 1.3 に季節ごとの快適グローブ温度と日平均外気温の関係および CIBSE Guide の適応モデルを、表 1.4 に各範囲の割合を示す。なお、図中に実線で $T_{comf} \pm 2.0$ の範囲を、一点鎖線で T_{comf} の中心線を示す。CIBSE Guide における適応モデルはヨーロッパを主に想定して開発されているため、夏季や秋季において適用範囲外となる移動日平均外気温が存在する。そこで、本研究では範囲外の移動日平均外気温については、本適応モデルの移動平均外気温の範囲を外挿した上で割合を算

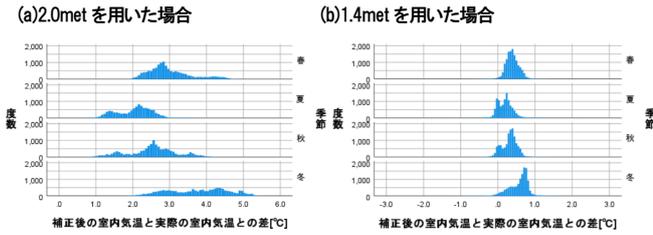


図 1.5 各季節の作業時間帯における PMV の分布

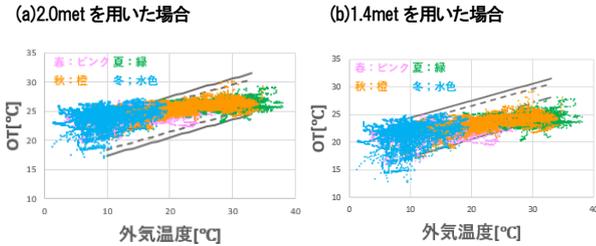


図 1.6 補正後の作業時間帯における季節ごとの外気温度および OT の関係

出した。秋季に加えて春季においても適応モデルの許容範囲内の割合が低いことが確認された。エアコン使用状態を想定した本適応³⁾モデルは、非使用時よりもモデル式の傾きが 0.09 と低くなることから、低い移動日平均外気温帯の許容範囲が少し高くなったため、春季においても範囲外となったと考えられた。しかし、秋季でも許容範囲外の分布が存在することから、本調査対象の作業場では服装の厳しい規定は存在しないものの、図 1.2 と同様にオフィスなどと比較して活動量が増加していることにより、春・秋季の両方で快適グローブ温度が下回った可能性が考えられる。このことから、作業時の Met 値に応じて補正した室内気温を用いることで、各適応モデルの範囲内に含まれる可能性があり、そのことを次節より検証することとした。

2.3 補正した室内気温と実際の室内気温の差の分布

ASHRAE Standard 55³⁾や EN15251³⁾、CIBSE Guide³⁾の適応モデルでは、代謝量は 1.2met 程度を想定されていると考えられるため、Met 値の高い作業を行う本調査対象空間では必ずしも当てはまらない。そこで、測定された室内気温を 1.2met 相当の室内気温となるように補正を試みた。補正手順について、まず調査対象空間で妥当と考えられる代謝量(1.4met および 2.0met)を用いて PMV を算出する。次に、この算出された PMV と等しくなる 1.2met 時の PMV を、室内気温を変数として算出することで、Met 値に応じて補正された室内気温を算出した。なお、算出時には既報⁴⁾における室内気温 T_i [°C] とグローブ温度 T_g [°C] の関係式 ($T_g=0.98T_i+0.55$, $R^2=0.998$) からグローブ温度を同時に算出して、PMV 計算に利用した。

図 1.4 に補正後の室内気温と実際の室内気温の差の分布を示す。なお、横軸は正の数になると補正後の室内気温が高くなることを示す。代謝量 2.0met を用いて算出した PMV から補正した室内気温では、補正後の室内気温と実際

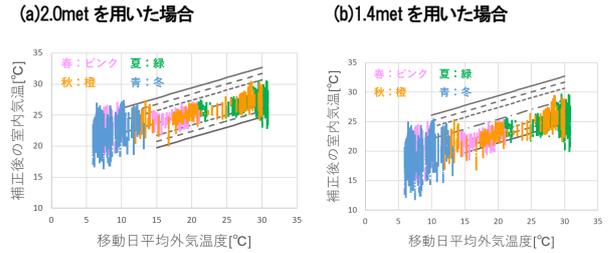


図 1.7 補正後の季節ごとの日平均外気温と室内気温の関係

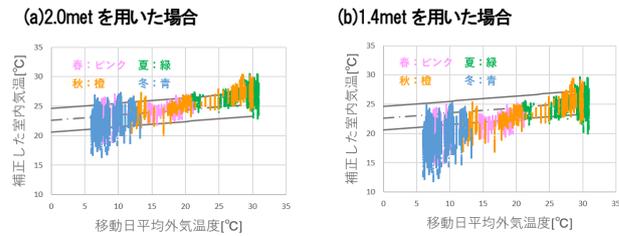


図 1.8 補正後の季節ごとの日平均外気温室内気温の関係

表 1.5 各範囲に含まれる割合および範囲外の割合 (ASHRAE)

	含まれる割合 [%]		範囲外 [%]			含まれる割合 [%]		範囲外 [%]	
	90%範囲	80%範囲	OT [°C]高	OT [°C]低		90%範囲	80%範囲	OT [°C]高	OT [°C]低
全年	72.8	85.0	14.9	0.2	全年	71.7	88.8	0.9	10.2
春季	78.6	89.5	10.5	0.0	春季	84.6	96.8	0.2	3.0
夏季	92.1	99.4	0.0	0.6	夏季	43.6	72.3	0.0	27.7
秋季	82.2	94.7	5.3	0.0	秋季	76.6	92.2	0.2	7.7
冬季	33.7	52.4	47.6	0.0	冬季	78.5	91.6	3.8	4.6

の室内気温の差の平均値が約 2.86°C であることから、測定した室内気温から約 2.86°C 変更すると適応モデルの補正が可能であると考えられる。また、同様に代謝量 1.4met を用いて算出した PMV から補正した室内気温では、測定した室内気温から約 0.37°C 変更すると適応モデルの補正が可能であると考えられる。ただし、2.0met から補正した場合の方はこの差のばらつきが広いことから、Met 値が高いほど一律の補正ではなく、個々の測定値に対して補正を行う必要があることが分かる。

また、(b) 代謝量 2.0met を用いて算出した PMV から補正した室内気温では、補正後の室内気温がすべてのケースにおいて実際の室内気温より高温であることが読み取れ、その差は (a) 代謝量 1.4met から補正した室内気温の場合よりも大きいことも分かる。この要因の 1 つとして、代謝量 1.2met と元となった代謝量 (2.0met および 1.4met) の差が大きいことが考えられる。

図 1.5 に季節ごとの補正後の室内気温と実際の室内気温の差の分布を示す。(a) (b) 双方で季節差がみられ、分布の山はどちらも春季・冬季において高温側に、夏季・秋季において低温側にずれていることが確認された。このような結果となった要因の 1 つとして、室内グローブ温度は室内気温との関係式から算出された値を用いており、これにより本補正による室内気温とグローブ温度の差による熱流の変化や PMV 計算において met 値に乗ずる水蒸気分圧の季節差が影響した可能性が挙げられる。

2.4 補正後の室内気温と適応モデルの比較

Met 値による補正された室内気温を用いた上で、各適応モデルの許容範囲との対応関係を再度比較してみる。

図 1.6 に作業時間帯における季節ごとの外気温度および OT の関係と ASHRAE Standard 55 の適応モデルを、表 1.5 に各範囲の割合を示す。代謝量 2.0met を用いた場合では年間を通して適応モデルの範囲内のデータ数が大幅に増加したことが確認された。補正前と比較すると 90%範囲では、春季および夏季、秋季で含まれる割合が増加したが、冬季は減少した。また、80%範囲では、夏季および秋季では含まれる割合が増加したが、春季および冬季では減少した。しかし、代謝量 1.4met の場合の春季では増加した。このことから、春季および冬季では着衣などの適応行動をより積極的に行なっている 2.0met 程の作業者は少し暑く感じる場合がある可能性が考えられた。

図 1.2 および図 1.3 においてどの季節においても適応モデルより低温なグローブ温度が求められていたことが確認された。そこで、移動日平均外気温と室内気温の関係を確認することで低温な温熱環境が求められた要因について分析を行う。

図 1.7 に季節ごとの移動日平均外気温と室内気温の関係および EN15251 の適応モデルを示す。(b)代謝量が 1.4met の場合では適応モデル内でも低温側に分布した一方で、(a)2.0met では多くのケースで適応モデル内に含まれ、これは図 1.6 と異なる傾向が確認された。このことから、補正前に低温側が求められていた要因の 1 つとして代謝量の大きい場面に合わせて、涼しくしたい等の低温側が求められたとケースが多かったと考えられる。

図 1.8 に季節ごとの移動日平均外気温と室内気温の関係および CIBSE Guide の適応モデルを示す。なお、本節においても範囲外の移動日平均外気温の外挿を行った。図 1.7 と同様に代謝量が小さい場合 (b)1.4met) だと適応モデル内でも低温側に分布し、代謝量が大きい場合 ((a)2.0met) の方が比較的多くのケースで適応モデル内に含まれた。また、本適応モデル³⁾の傾きは 0.09 であったが、(a)代謝量 2.0met の場合では、移動日平均外気温と室内気温の回帰式の傾きが 0.25 となり CIBSE Guide の空調使用時の適応モデルより大きいことが確認された。この傾きの違いによって、本調査対象空間の年間の日平均外気温の変動幅 (25℃程度) では、本適応モデル³⁾による年間の室内気温の変動幅は 2.25K である一方で、本作業場の回帰式 ($y=0.25x+19.95, R^2=0.62$) からは約 2.8 倍の約 6.25K であることが分かった。本適応モデル³⁾の傾きより大きいことで、本調査対象空間は CIBSE Guide により想定されている空調使用時の温熱環境よりも広い変動範囲で運用されていることが分かる。本作業場での作業者の全ての熱的快適性が快適側とは限らないものの、こ

のような年間変動を実施できている理由として、前述の着衣調整や心理的な慣れなどの適応的要因が挙げられる可能性がある。このことから、今後このような作業場空間においても年間の季節変動に応じた温度変動が比較的大きな温熱環境の実現とそのための適応モデルの運用も可能性があると考えられた。ただし、本節の分析結果などでも示した通り、従来の適応モデルではなく、Met 値に応じた補正や、Met 値ごとの快適性申告も用意して適応モデルの開発し直す必要があると考えられた。

3. まとめ

本研究では、共同作業場における温熱環境と適応モデルとの対応関係を分析し、以下のことを明らかにした。

- 1). 本作業場においては、冬季において作業時間帯であっても低温湿環境となりやすく、また約 5K の上下温度差が生じるケースもみられていた。
- 2). 各適応モデルと比較を行い、夏季では冷房使用による低温側のデータ数が多かった。快適グローブ温度も適応モデルの下限値を下回ったケースもあり、比較的低温な環境を求めていたケースも確認された。
- 3). PMV を用いて 1.2Met 相当と同等に補正された室内気温を算出した。この補正により平均して、2.86K (2.0met) および 0.37K (1.4met) の室温上昇に等しいと算出された。ただし、2.0met ではこの上昇幅のばらつきが広いいため、一律ではなくケースに応じた補正を行う必要性が明らかとなった。また、この補正においては、補正後の室内気温への変動幅のばらつきには Met 値の変動幅やグローブ温度との差異、水蒸気分圧が関係していると考えられた。
- 4). 補正後の室内気温を用いたところ、ASHRAE Standard との比較から、2.0met 程の作業者は春季・冬季においても着衣などの適応行動をより積極的に行なった場合に少し暑く感じる可能性が考えられた。また、その他の適応モデルでも 2.0met でも許容範囲内に収まる傾向があり、作業者の met 値上昇により従来の適応モデルよりも低温環境が求められていた可能性が考えられた。
- 5). CIBSE Guide の空調使用時の適応モデルの傾き 0.09 と比較して、本作業場の室内気温の年間変動の傾き 0.25 の方が大きく、年間で約 2.8 倍の室内気温変動幅であった。Met 値の差異も含め従来の適応モデルをそのまま利用できないものの、作業場環境に向けた適応モデルを開発することで、季節に応じた適応的な作業場温熱環境の運用可能性が考えられた。

謝辞

調査においては、共同作業場の方々にご協力いただいた。記して謝意を示す。

参考文献

- 1) 小笠原ら, 空気調和・衛生工学会大会学術講義論文集第 6 巻, pp. 145-148, 2019
- 2) 飯塚ら, 日本建築学会大会学術講演梗概集, 4053, pp. 937-938, 2018
- 3) Nicol et. al : Adaptive Thermal Comfort, Principles and Practice, pp. 38-43, pp. 54-59., 2012
- 4) 二川ら, 日本建築学会近畿支部研究報告集, 4027, pp. 105-108, 2025
- 5) 田中ら : 最新建築環境工学改訂 4 版, 井上書院, 2019

グリーンカーテンによる歩行空間の平均放射温度低減効果に関する実験的研究 Experimental Study on the Reduction Effect of Mean Radiant Temperature in Walking Spaces by Green Curtains

○三宅 莉功 (大阪公立大学) 鍋島 美奈子 (大阪公立大学) 西岡 真稔 (大阪公立大学)

Riku MIYAKE*1 Minako NABESHIMA*1 Masatoshi NISHIOKA*1

*1 Osaka Metropolitan University

The worsening heat stress environment in urban areas during summer is becoming a major issue, and urban greening utilizing plant transpiration and solar radiation shielding effects is attracting attention as a countermeasure. This study evaluates the heat stress and radiation environment in walking spaces formed by green curtains through actual measurements, clarifying the cooling effect on the human body based on changes in WBGT and mean radiant temperature. Furthermore, comparisons with other shading materials under the same conditions are made to organize the characteristics of plant-derived cooling effects and examine the heat stress mitigation effect of green curtains.

1. 研究背景

近年、都市部ではヒートアイランド現象が深刻化し、夏季の気温上昇による熱中症リスクの増加や生活環境快適性の低下が社会問題となっている。こうした状況に対応するため、植物の蒸散作用と日射遮蔽を活用した都市緑化は、有効な暑熱対策として注目されている。特に街路空間や建築周辺におけるクールスポットの形成が注目されており、その創出において植物の役割が期待されている。奥島ら¹⁾は、グリーンカーテンが表面温度を低下させ、蒸散による冷却効果があることが示されているが、歩行空間における人体が受ける放射環境への影響については、定量的な評価が少ない。特に、WBGT (暑さ指数) や平均放射温度などの熱環境指標を用いた評価が必要である。

2. 研究目的

本研究では、グリーンカーテンが形成する空間における暑熱環境の変化と放射温度の変化を実測し、冷却効果と人体への放射環境改善効果を明らかにすることを目的とする。さらに、同じ場所・条件下で他の遮蔽材との比較を通じて、植物由来の冷却効果を明確化し、グリーンカーテンがクールスポットの形成にどの程度影響を与えるのかを評価する。

3. 研究方法

3.1 各遮蔽材の比較による実験

本実験では、歩行空間にグリーンカーテンを設置し、各遮蔽材による暑熱環境の違いを実測により評価した。比較対象として模擬植物および遮光ネットを用い、同時測定、同条件下での比較実験を行った。実験場所は、大阪公

立大学杉本キャンパス工学部棟 E 棟 E-109 前の南面において実施した。各条件において、気温、湿度、風速、水平面全天短波放射量 (日射量)、鉛直面長・短波放射量、表面温度、蒸発散量、WBGT を計測し、暑熱環境および放射温度の変化を把握し、遮蔽材の違いが歩行空間の暑熱環境に与える影響を調査した。

Fig.1 に各遮蔽材の設置状況を示す。グリーンカーテンは、つる性植物であるニガウリ (ゴーヤ) を用いて葉群を形成したものであり、日射遮蔽効果に加えて植物の蒸散による冷却効果が期待される遮蔽材である。また、表面が葉によって凸凹している形状になっている。

模擬植物は、形状がややグリーンカーテンと似ており、蒸散作用を持たない人工材料を用いた遮蔽材である。模擬植物の材質は高圧ポリエチレンである。

遮光ネットは、一定の遮光率を有するシート状の遮蔽材であり、日射の透過量を低減させる効果を持つ。遮光ネットの材質はポリエチレンである。

これら3種類の遮蔽材を同一条件下で比較することで、日射遮蔽や蒸散の有無といった要因が歩行空間の暑熱環境に与える影響を整理した。



Fig.1 Installation conditions of each shading material

本研究では評価指標としてWBGTと平均放射温度を算出し、暑熱環境の評価を行った。WBGTは熱中症を予防することを目的とした指標であり、人体と外気との熱のやりとり(熱収支)に着目した指標で、人体の熱収支に与える影響の大きい①湿度、②日射・輻射など周辺の熱環境、③気温の3つを取り入れた指標である。WBGTの算出式を式(1)に示す。

平均放射温度(MRT: Mean Radiant Temperature)は、人体が周囲から受ける放射の影響を等価な温度として表した指標であり、放射環境を評価する上で重要な指標である。実験における平均放射温度は、黒球温度、乾球温度および風速を用いた簡易算出式である式(2)により算出した。

$$WBGT = 0.7T_w + 0.2T_g + 0.1T_a \quad \text{式(1)}$$

$$T_r = T_g + 2.37\sqrt{v}(T_g - T_a) \quad \text{式(2)}$$

T_w : 湿球温度 [°C]

T_a : 乾球温度 [°C]

T_g : 黒球温度 [°C]

T_r : 平均放射温度 [°C]

v : 風速 [m/s]

3.2 短波放射量と長波放射量の算出

本研究では、計測機器の設置数に制約があったため、長波放射量、短波放射量の実測はグリーンカーテンに限定して実施した。そのため、遮光ネットおよび模擬植物については短波放射量および長波放射量の実測データが得られていない。そこで、本研究では形態係数を用いた算出手法を採用し、各遮光材の表面温度や遮光率を基に、人体が受ける短波放射量および長波放射量を算出し、評価した。

歩行者を代表点と設定し、周囲の地表面および遮光材との位置関係に基づき形態係数を算出した。形態係数は、人体が各方向から受ける放射の寄与率を表す指標であり、人体周囲の放射環境を解析するために用いた。評価点は、歩行者を代表する点として微小立方体により近似し、その6面それぞれについて周囲放射要素との形態係数を算出した。Fig.2に本研究における解析対象空間の設定概念図を示す。微小立方体の各面は、遮光材面、建物側面、奥側面、手前面、上面、下面の6方向を表し、各面が周囲放射要素をどの程度視認しているかを基に形態係数を算出した。解析対象空間の大きさは建物側・遮光材側の横の長さをX、歩道の幅の長さをD、高さをHとした。また代表点の位置を手前側からの距離をx、遮光材側からの距離をd、地面からの高さをhとした。本実験の際の寸法をそれぞれTable 1に示す。これらにより算出した代表点における各面の形態係数をTable 2に示す。

算出した形態係数と実験で測定した各遮光材の表面温度から人体が受ける長波放射量を求めるとともに、遮光

材を透過して人体に到達する短波放射量を実験で測定した遮光されていない場所での短波放射量に各遮光材の遮光率を乗じることで算出し、放射環境の評価を行った。それらを足し合わせたものを全放射量とし、微小立方体の各面に入射する全放射量を式(3)により求めた。形態係数を用いた短波放射量算出の際に用いた各遮光材の遮光率をTable 3に示す。

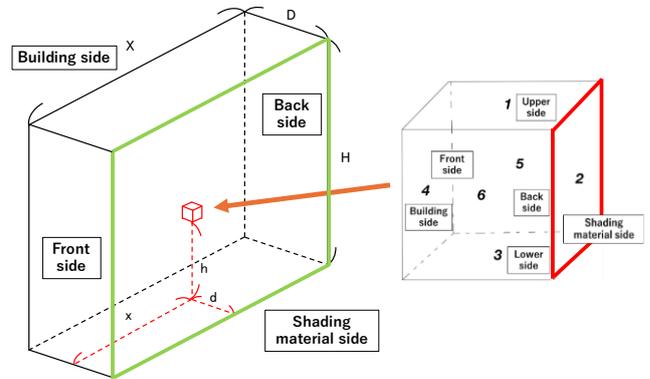


Fig.2 Conceptual diagram of the analysis domain

Table 1 Dimensions during the experiment

Height to the ceiling, H(cm)	350
Sidewalk width, D(cm)	150
Sidewalk length, X(cm)	200
Height of the representative point, h (cm)	120
Width of the representative point, d (cm)	30
Depth of the representative point, x(cm)	100

Table 2 View factors of each surface at the representative point

View factor(%)	Upper side	Lower side	Back side	Front side	Shading material side	Building side	Total
1 (Upper side)	14.3		15.0	15.0	39.0	16.7	100.0
2 (Shading material side)	0.2	1.1	1.9	1.9	94.8		100.0
3 (Lower side)		34.4	10.0	10.0	35.5	10.1	100.0
4 (Building side)	2.7	10.1	15.8	15.8		55.6	100.0
5 (Back side)	1.5	6.1	47.6		34.9	9.9	100.0
6 (Front side)	1.5	6.1		47.6	34.9	9.9	100.0

$$R_{i,total} = \epsilon_{bs}S_i + \epsilon_{bl}\sigma \sum_j F_{i,j}T_j^4 \quad \text{式(3)}$$

$R_{i,total}$: 微小立方体の各面iが受ける全放射量 [W/m²]

S_i : 短波放射量 [W/m²]

$F_{i,j}$: 微小立方体から各面を見込む割合 [-]

T_j : 各面の表面温度 [K]

σ : ステファン=ボルツマン定数(5.67×10⁻⁸) [W/m²K⁴]

ϵ_{bs} : 人体への日射吸収率 [-]

ϵ_{bl} : 人体への長波放射率 [-]

Table 3 Shading rate of each shading material

	Green curtain	Artificial plant	Shade net
Shading rate(%)	84.42	67.99	80.34

形態係数により算出した微小立方体の各面に入射する全放射量より式(4)を用いて平均放射温度を求めた。

$$\theta_{i,MRT} = \frac{R_{i,total} - \varepsilon\sigma(\theta_{skin} + 273.15)^4}{4\varepsilon\sigma(\theta_{skin} + 273.15)^3} + \theta_{skin} \quad \text{式(4)}$$

$\theta_{i,MRT}$: 微小立方体の各面*i*の平均放射温度

θ_{skin} : 人体の表面温度 (32°Cに設定)

4. 実験結果

4.1 各遮蔽材の比較による実験結果

(1) 各遮蔽材における WBGT の実験結果

Fig.3に各遮蔽材における WBGT 実験結果を示す。模擬植物および遮光ネットでは、WBGT が高い時間帯において対策なし条件と比較して約 2°Cの低下が確認された。一方、グリーンカーテンでは約 4°Cの低下が確認され、他の遮蔽材と比較して最も大きな低減効果を示した。

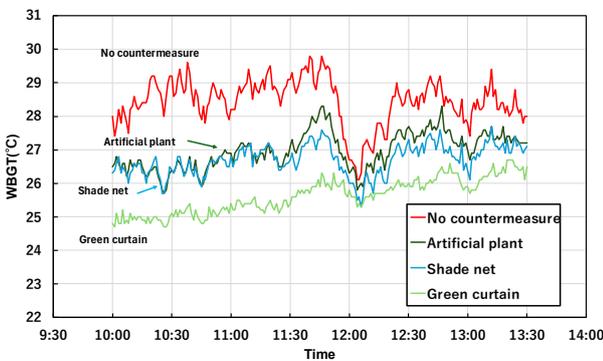


Fig.3 WBGT results for each shading material

(2) 各遮蔽材における平均放射温度の実験結果

Fig.4 に各遮蔽材における平均放射温度の実験結果を示す。模擬植物と遮光ネットの平均放射温度は概ね同程度の値と変化を示した。一方、グリーンカーテンは他の遮蔽材と比較して約 5°C低い値を示した。12 時頃に天候が曇へと変化した時間帯では、各条件において平均放射温度が一時的に低下しており、短波放射量の低下と対応した挙動を示した。

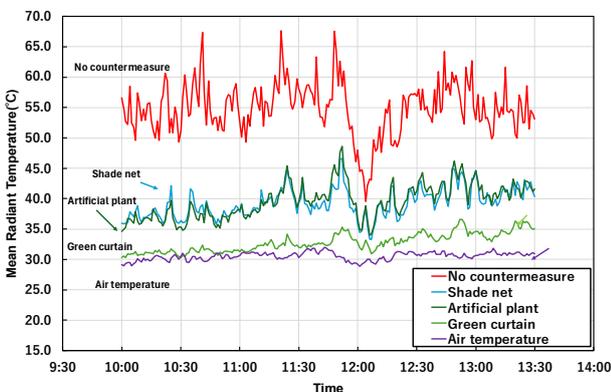


Fig.4 Mean radiant temperature results for each shading material

(3) 各遮蔽材における表面温度の実験結果

Fig.5 に各遮蔽材における表面温度の実験結果を示す。遮光ネットは最も高い表面温度を示していた。午前においては遮光ネット、模擬植物、グリーンカーテン車道側の表面温度は概ね近い値で推移したが、グリーンカーテン歩道側の表面温度は気温に近い値で推移した。天候が一時的に曇りになった 12 時以降については、グリーンカーテンの車道側の表面温度の上昇がほかの遮蔽材と比較して小さくなる傾向が確認された。午前に関しては、グリーンカーテンは他の素材より厚みがあり熱抵抗が大きいため、グリーンカーテンの車道側と歩道側の温度差が 6°C程度と大きくなったと考えられる。また、午後はグリーンカーテンの葉が重層的であり、日射の当たる角度によって日陰が形成されるためであると推察される。

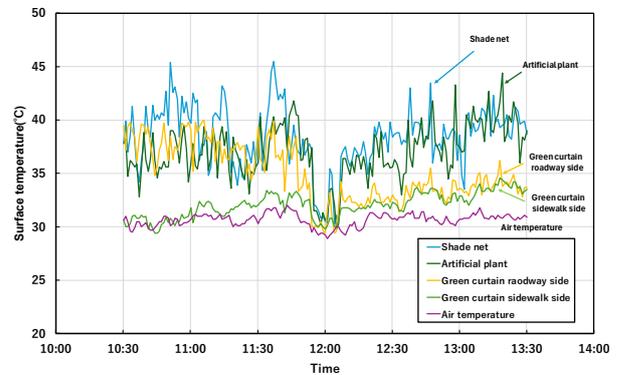


Fig.5 Surface temperature results for each shading material

(4) グリーンカーテンの短波放射量の実験結果

Fig.6 にグリーンカーテンの車道側と歩道側における短波放射量の実験結果を示す。短波放射量は日射の強い時間帯に高い値を示しており、歩道側ではグリーンカーテンによる遮蔽効果により短波放射量が約 85%低減された。12 時頃に天候が曇へと変化した時間帯には、車道側および歩道側ともに短波放射量が一時的に低下し、水平面全天短波量 (日射量) の変化に対応した挙動を示した。

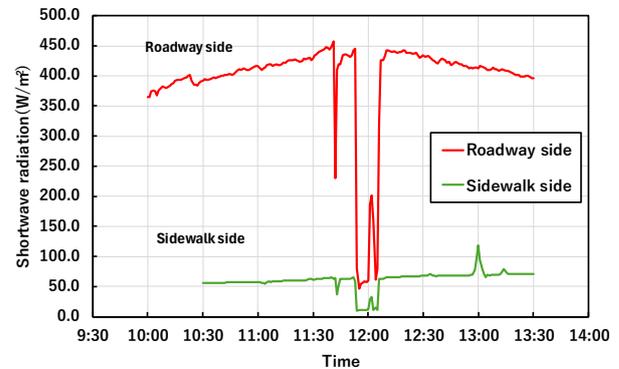


Fig.6 Shortwave radiation on the roadway side and sidewalk side

(5) グリーンカーテンの長波放射量の実験結果

Fig.7 にグリーンカーテンの車道側と歩道側における長波放射量の実験結果を示す。長波放射量は車道側で最大約 509W/m^2 のとき、歩道側で約 487W/m^2 となり、約 22W/m^2 の差が見られた。これは、車道側におけるアスファルトや建物などからの長波放射を遮ることによって得られた結果だと考えられる。

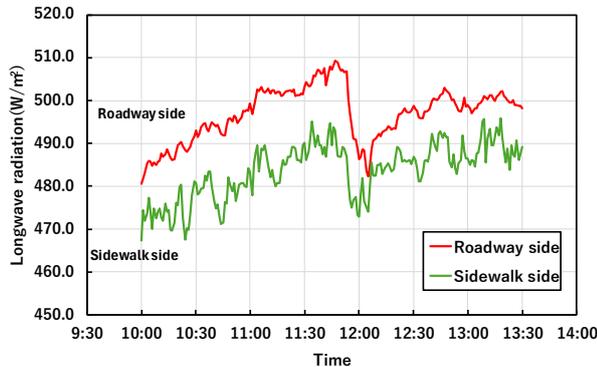


Fig.7 Longwave radiation on the roadway side and sidewalk side

4.2 短波放射量と長波放射量の算出結果

Fig.8 に前章で算出した形態係数をもとに求めた微小立方体 6 面のうち、遮蔽材に面する 2 の面 (遮蔽材に相対する面) における各遮蔽材の正味の長波放射量と短波放射量を足し合わせた全放射量を示す。棒グラフは遮蔽材面である 2 の面における全放射量を示し、折れ線は、形態係数を用いて微小立方体モデル 6 面それぞれの全放射量を算出し、式 (4) により各面の平均放射温度を求め、6 面を平均した値を示している。なお、図に示す値は、実験を行った 10 時 30 分から 13 時 30 分までのデータをもとに算出した平均値である。本研究で用いた正味長波放射量とは、人体が周囲から受ける長波放射量から、人体表面から放出される長波放射量を差し引いたものであり、人体に正味として作用する長波放射量を表す指標である。人体表面温度は 32°C と仮定し、人体からの長波放射量を算出した。

長波放射量では遮光ネットの影響が最も大きく、グリーンカーテンと比較して約 40.5W/m^2 高い値を示した。これは遮蔽材表面温度の違いが長波放射量に反映された結果であり、表面温度の高い遮蔽材ほど人体が受ける長波放射量が増加する傾向が示された。短波放射量では遮光率の違いによる影響が大きく、模擬植物が最も高い値を示し、グリーンカーテンと比較して約 65.2W/m^2 高かった。これらの結果より、2 の面の全放射量としては模擬植物が最も大きく、次いで遮光ネット、グリーンカーテンの順となり、遮蔽材の種類によって人体が受ける放射負荷に明確な差が生じることが示された。この傾向は平均放射温度にも反映され、2 の面の全放射量の大きい遮蔽材ほど平均放射温度が高くなる結果となった。グリーンカーテン

については、形態係数を用いて算出した 2 の面の全放射量と、実測により得られた 2 の面の全放射量との間に大きな差は見られなかった。

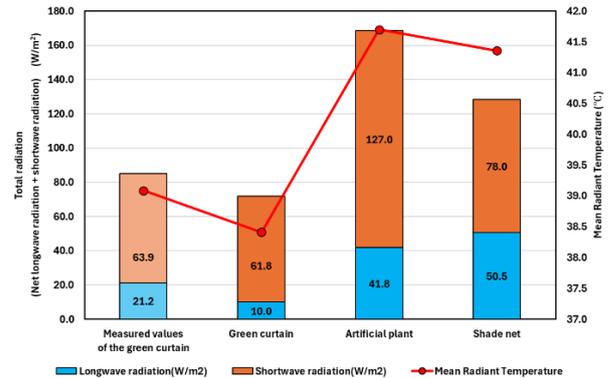


Fig.8 Net radiation for each shading material

5. 結論

本研究では、歩行空間に設置したグリーンカーテンを対象に、遮光ネットおよび模擬植物との比較実験を行い、遮蔽材の種類による暑熱環境および放射環境への影響を実測により評価した。その結果、遮蔽材の違いによって表面温度、短波・長波放射量、平均放射温度、WBGT に差が生じることが確認された。遮光ネットは表面温度が最も高く、それに伴い人体が受ける長波放射量も増大する傾向を示した。一方、グリーンカーテンでは、葉群の厚み構造による日射遮蔽効果と蒸散作用により表面温度の上昇が抑制され、歩道側では気温に近い値で推移した。短波放射は葉群によって大きく遮蔽され、さらに表面温度の抑制により長波放射も低減された結果、平均放射温度は他の遮蔽材と比較して低い値を示した。また、WBGT は最大で約 4°C 低減し、遮光ネットおよび模擬植物よりも高い暑熱緩和効果が確認された。以上より、短波放射の遮蔽と長波放射の抑制を同時に実現できるグリーンカーテンは、歩行空間における放射温度低減の改善に有効な対策であると考えられる。

今後の課題としては、本研究では主に放射環境に着目して評価を行ったため、対流や蒸散といった放射以外の熱移動過程の影響を十分に考慮できていない点が挙げられる。また、葉面積指数 (LAI) について測定が行えていないため、その評価も必要である。さらに、蒸散を考慮した熱収支モデルへの発展や、WBGT 以外の暑熱指標 (SET 等) を用いた評価を行うことで、グリーンカーテンの暑熱緩和効果をより明らかにできると考えられる。

参考文献

- 1) 奥島里美, 海保昭, 石井雅久, 森山英樹, 佐瀬勘紀, 高倉直. グリーンカーテンによる冷却効果の比較解析. 生物と気象 14 号. 2014. p.10-17