空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022. 3. 11）

Impinging Jet Ventilation 方式の室内環境予測に関する研究
（その７）計算モデルによる室内の鉛直温度・濃度分布予測

Prediction of Indoor Environment for Impinging Jet Ventilation System
(Part 7) Prediction of Vertical Profiles of Temperature and Contaminant Concentration by Zonal Model

○山澤　春菜（大阪大学）　　小林　知広（大阪大学）
山中　俊夫（大阪大学）　　崔　　ナレ（大阪大学）
Haruna YAMASAWA*[1] Tomohiro KOBAYASHI*[1] Toshio YAMANAKA*[1] Narae CHOI*[1]
*[1] Osaka University

This study aims to predict the vertical profile of temperature and contaminant in a room with impinging jet ventilation system (IJV) by a calculation model based on the zonal model and turbulence jet theory. The details of the calculation model are introduced, and the calculation results are compared to those of CFD analysis. The vertical turbulent diffusion coefficient is expressed as the function of an Archimedes number (balance between buoyancy and inertial force of supply flow). It was shown that although some limitations exist, the calculation model developed can predict the temperature and contaminant gradient in the room.

はじめに

床面に対して給気し、床面衝突後に床に沿って給気が移動する Impinging Jet Ventilation System (以下、IJV) が既往研究において提案されている [1]。IJV では、冷房時に温度・濃度成層を形成して居住域における高い換気効率を実現するとされる。既報 [2-3] では、冷房条件下において、実大実験により IJV を置換換気方式と比較し、CFD 解析により室内環境への給気条件の影響を検討した。本報では、IJV を有する室内における冷房条件下での温度・濃度分布を予測する計算モデルを提案する。また、既往研究 [4] の CFD 解析結果を真値として計算モデルの精度を検証する。

１．計算モデルの概要

本計算モデルの概念図と計算フローを Fig. 1 に、計算モデルで用いる式の一覧を Table 1 に示す。各計算プロセスの詳細は 1.1 ～ 1.8 節に示す。ただし、空気を非圧縮性流体と仮定し、乱流プラントル数 Pr_t・乱流シュミット数 Sc_t が等しいと仮定している。

1.1　最下部ゾーンの厚み

小林ら [5] の IJV 室内温度･濃度分布予測モデルでは、室の上部と下部では給気気流の影響が異なると考え、それぞれに異なる室ブロック間の乱流拡散係数を与えた。小林らは室を鉛直方向に等分割したが、本研究では噴流理論をもとに噴流幅 δ を予測し、δ を室の最下部ゾーンの厚みとして残りの空間を等分割した。

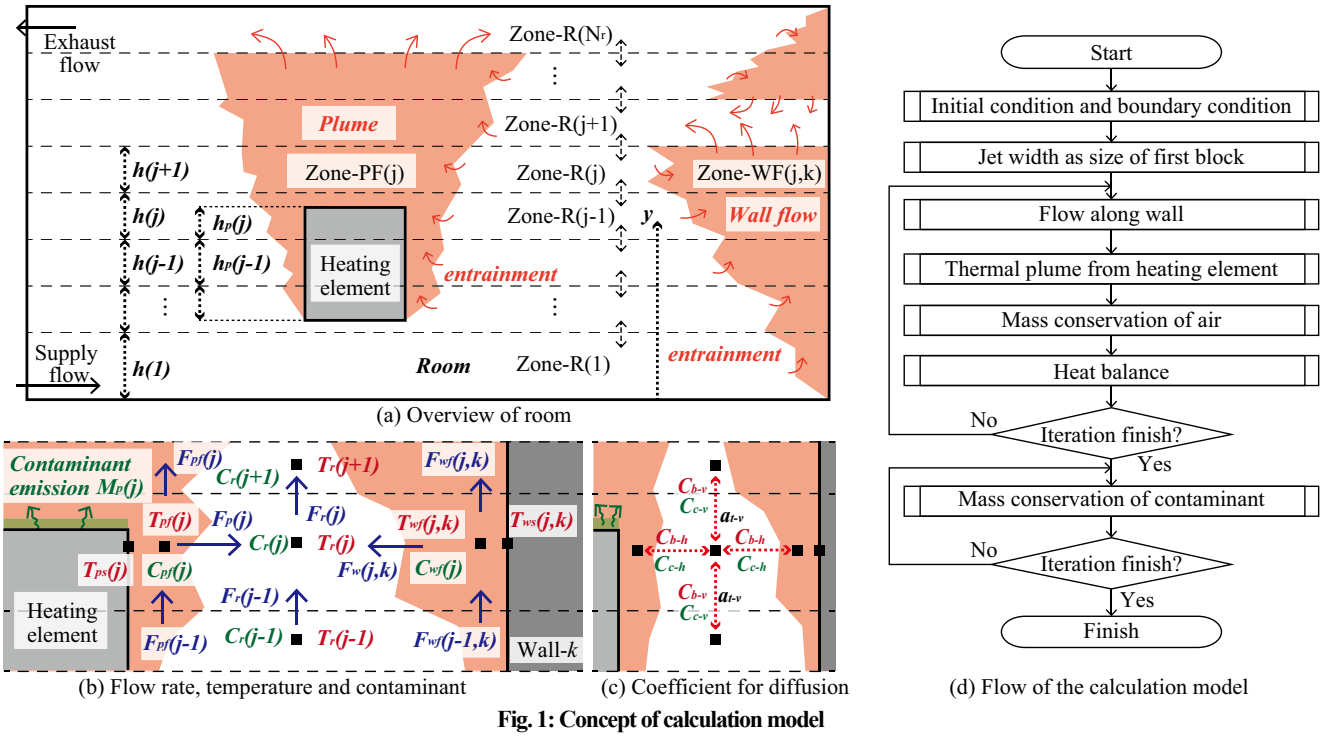


Fig. 1: Concept of calculation model

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022. 3. 11）

Table 1: List of equations for the calculation model

Size of the first zone at the bottom

$$h(1) = \delta = 0.09\frac{V_m}{V_s} D_s[-0.7^{-1} log\, V']^{1/2}$$

Archimedes number

$$Ar_{room} = \frac{\{g\beta H_c(T_e - T_s)\}}{v_s}$$

Wall-flow

$$\frac{\Delta F_{wf}(j)}{\Delta y} = 0.0033|T_{ws}(j) - T_r(j)|^{\frac{2}{5}} y^{\frac{1}{5}} \times (width) \qquad T_{wf}(j) = 0.25T_{ws}(j) + 0.75T_r(j)$$

Thermal plume from heating element

$$\frac{\Delta F_{pf}(y)}{\Delta y} = 1.67 \times 10^2 \times \eta_p \left[g \times \{C_p\rho(T_{ref} + 272)\}^{-1}\right] P_{HE}^{\frac{1}{3}} [y - y_{p0}]^{\frac{2}{3}} \qquad \eta_p = 0.19$$

$$0 = C_p\rho[F_{pf}(j-1)T_{pf}(j-1) - F_{pf}(j)T_{pf}(j) - F_p(j)T_r(j)] + C_{b-h}S[T_r(j) - T_{pf}(j)]$$

Mass conservation

$$0 = F_r(j-1) - F_r(j) + F_p(j) \times N_{HE} + \Sigma_{k=1}^{N_w}[F_w(j,k)] \qquad (air)$$

$$0 = \Delta M_{r-c} + \Delta M_{p-c} + \Delta M_{w-c} + (\Delta M_{r-d} + \Delta M_{p-d} + \Delta M_{w-d}) + M_p \qquad (contam.)$$

Heat balance

$$0 = \Delta Q_{r-c} + \Delta Q_{p-c} + \Delta Q_{w-c} + (\Delta Q_{r-d} + \Delta Q_{p-d} + \Delta Q_{w-d})$$

$$\Delta Q_{r-d} = C_{b-v}S[T_r(j+1) - T_r(j)] + C_{b-v}S[T_r(j-1) - T_r(j)]$$

$$\Delta Q_{w-d} = \Sigma_{k=1}^{N_w}[C_{b-h}S\{T_{ws}(j,k) - T(j)\}] \qquad \Delta Q_{p-d} = C_{b-h}S[T_{pf}(j) - T_r(j)]$$

Diffusion

$$a_{t-v} = 0.0057 Ar_{room}^{-0.569} \qquad C_{b-v} = \frac{C_p\rho a_{t-v}}{L} \qquad C_{c-v} = \frac{C_{b-v}}{C_p\rho} = \frac{a_{t-v}}{L}$$

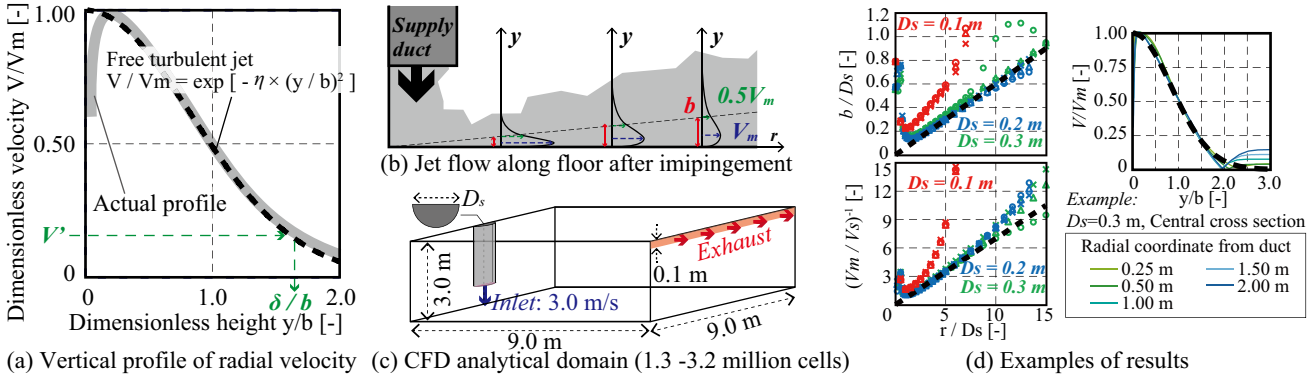
$$C_{b-h} = \frac{\eta_{d-h} S_{HE-h} N_{HE}}{S_{r-h}} \qquad \eta_{d-h} = 800$$

【Nomenclature】

Ar_{room}: Archimedes number[-] a_t: Turbulent diffusion coefficient [m²/s²]
b: Half velocity width[m] C: Contaminant concentration[-]
C_b: Heat transfer coefficient by diffusion [W/m²K]
C_c: Material transfer coefficient by diffusion [m/s]
$C_p\rho$: Volumetric heat capacity [J/m³ K] D_s：Diameter of supply duct[m]
F: Flow rate[m³/s] g: Gravity acceleration [m/s²]
H_c: Height of ceiling [m] $h(j)$: Height of each zone [m]
L: Distance between zone centres[m] M: Flow rate of contaminant [m³/s]
N: Total number [-] P_{HE}: Heat generation rate of heating element [W]
Q: Heat [W] r: Radial coordinate [m]
S: Area [m²] T: Temperature [°C] V: Velocity [m/s]
V': Ratio between velocity at δ and maximum velocity [-]
y: Vertical coordinate [m] y_{p0}: Height of virtual heat source [m]
y_{b-H}: Height of heating element top from floor [m]
β: Volume expansion coefficient [1/K] δ: Jet width [m] η: Constant

【Subscript】

e: Exhaust $emis$: Emission m: Maximum p: Plume
pf: Zone-PF r: Zone-R ref: Reference s: Supply
w: Wall wf: Zone-WF ws: Wall surface
$-c$: Convection $-d$: Diffusion $-h$: Horizontal $-v$: Vertical



(a) Vertical profile of radial velocity (c) CFD analytical domain (1.3 -3.2 million cells) (d) Examples of results

Fig. 2: Analytical conditions in section 1.1

Table 2: Analytical conditions

CFD code	*Scheme for advection*	*Turbulence model*	*Near-wall treatment*	*Thermal conditions of wall**	*Radiation model**
Ansys Fluent 19.2	QUICK	SST k-ω model	Enhanced wall treatment	Adiabatic	Surface-to-surface model

*Notes: The conditions with * are only used for CFD cases in section 2.*

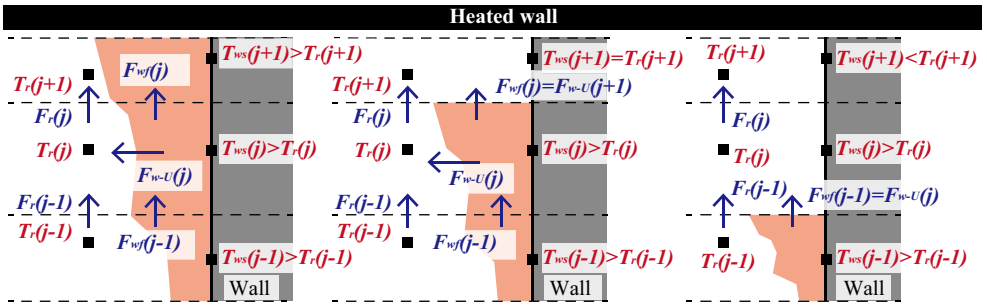
これにより、給気気流の影響が大きい部分を最下部のゾーンに包含できると仮定して、ゾーン間の乱流拡散係数は鉛直方向に一様な値を用いることとした。

Verhoff[6] は、二次元壁面噴流の風速分布を測定し、Fig. 2 (a) に示すように壁面から離れた部分では自由噴流と概ね同じ分布性状であるとした。本節で得る δ は壁面から離れた部分のため、CFD 解析の結果を自由噴流の式と比較し、式の定数を最小二乗法により求めた。また、放射方向距離 r と最大風速 V_m、r と半値幅 b の相関が放射状壁面噴流の理論[7] に基づき $V_m \propto r^{-1}$、$b \propto r$ で表せると仮定し、その相関も同様に求めた (Fig. 2 (b) 参照)。この関係を用いて、V_m が任意の値になる r における風速分布を予測し、厚み方向に減衰する風速が V_m に対して一定割合 V' (=V/V_m) にまで低減する高さを δ として Table 1 の式で定義する。ただし、本報では V_m = 0.5 m/s となる地点の風速分布において、正規分布を仮定すると噴流の流量の99%を包含可能な V' = 1% になる厚みを δ とした。

δ を得るため、既往研究[4] で精度検証された CFD 解析手法 (Table 2) を用い、Fig. 2 (c) のような空間で給気ダクト直径を 0.1、0.2、0.3 m と変化させて等温条件のもと CFD 解析を行った。Fig. 2 (d) のような相関が得られ、D_s = 0.1 m を除く、より現実的な給気直径の結果から Table 1 に示す δ の予測式を得た。

1. 2　加熱・冷却壁面に沿う壁面流

崔ら[8] を参考に、壁面流内の上下方向の温度分布を考慮して Table 1 の式より加熱・冷却壁面に沿う壁面流の流量と温度を求める。各高さでの Zone-R の温度 T_r と壁面温度 T_{ws} との関係より場合分けして考える。加熱壁面の場合を Fig. 3 に示す。(a) J と J+1 の両方で $T_{ws} > T_r$ のとき、J の高さでは壁面流が存在し、J+1 の高さの壁面流に流入する。(b) J の高さで $T_{ws} > T_r$、J+1 の高さで $T_{ws} = T_r$ のとき、J の高さでは壁面流が存在するが J+1 の高さには存在せず、J の高さの壁面流は直接 J+1 の Zone-R へ流入する。(c) J の高さで $T_{ws} > T_r$、J+1 の高さで $T_{ws} < T_r$ のとき、J、J+1 ともに



(a) $T_{ws}(j)>T_r(j)$ and $T_{ws}(j+1)>T_r(j+1)$ (b) $T_{ws}(j)>T_r(j)$ and $T_{ws}(j+1)=T_r(j+1)$ (c) $T_{ws}(j)>T_r(j)$ and $T_{ws}(j+1)<T_r(j+1)$

Fig. 3: Case divisions of wall-flow model

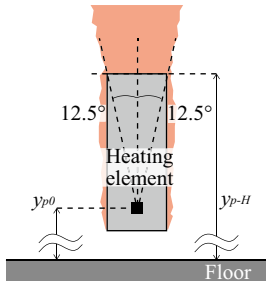


Fig. 4: Model of thermal plume from heating element

壁面流は存在せず、J-1 の壁面流は J の Zone-R へ直接流入する。冷却壁面の場合は逆方向に計算を行う。

1. 3　発熱体からのプルーム

発熱体からのプルームは、発熱体側面では加熱壁面における壁面流と同様に計算した。上部ではシリンダーからのプルームを Fig. 4 のように想定し、既往研究[9]で与えられるプルーム流量の算出式を微分して Table 1 の式で求めた。

1. 4　空気の質量保存

各ゾーン間での質量収支式を Table 1 の式のように解くことで Zone-R 間の流量を算出した。

1. 5　熱バランス

Table 1 に示す各ゾーン間の熱収支式を解くことで各ゾーンにおける温度を算出した。ただし、熱移動については移流に加えて乱流拡散も考慮した。乱流拡散係数 a_t の詳細は 1.7 節で述べる。

1. 6　汚染質の質量保存

1.4 節同様、Table 1 に示すゾーン間の汚染質の質量収支式を解くことで各ゾーンの汚染質濃度を算出した。ただし 1.5 節同様に乱流拡散の影響も考慮した。

1. 7　拡散係数

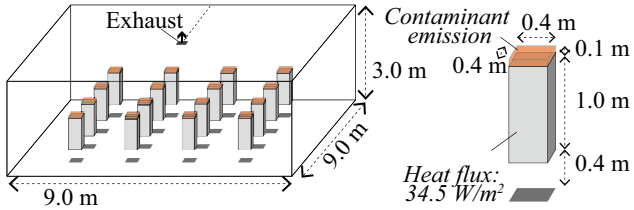
熱・汚染質の乱流拡散係数 a_t について、小林ら[5]は Zone-R 間（鉛直方向）での a_t（$a_{t\text{-}v}$）を温度の CFD 解析結果より同定し、Zone-R と他ゾーンとの間（水平方向）での a_t（$a_{t\text{-}h}$）を固定値として計算した。また、同定した $a_{t\text{-}v}$ とアルキメデス数との相関を近似式で示しており、逆にその近似式を用いてアルキメデス数から予測した $a_{t\text{-}v}$ を用いた場合の計算も行っている。

本報でも $a_{t\text{-}v}$ は温度分布の CFD 解析結果から同定し Table 1 の Ar_{room} との相関を示すが、$a_{t\text{-}h}$ は在室人数の関数として表す。また、本モデルでは $Pr_t = Sc_t$、すなわち熱と汚染質の拡散係数が等しいと仮定した。

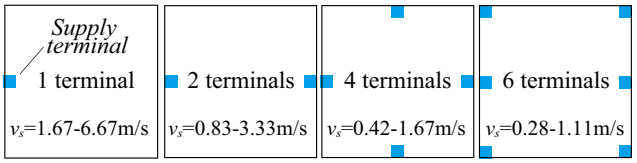
2.　CFD 解析による計算モデルの精度検証

2. 1　解析・計算条件

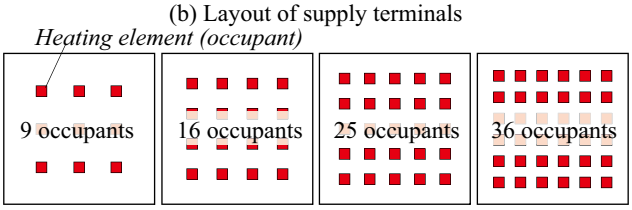
計算モデルの精度検証を行うため、計算結果を既往研究[4]の CFD 解析結果の一部と比較した。今回想定する室の条件を Fig. 5 に、解析手法を Table 2 に示す。0.4 × 0.4 × 1.0 m の模擬座位人体を床から 0.4 m の位置に 9, 16, 25, 36 台設置した。発熱量は 60 W/ 人、給気量は 60 m^3/h/ 人を想定した。人体由来の汚染質を想定して各模擬人体の直上 1.4 ～ 1.5 m の部分から汚染質を発生させた。また、0.6 m の高さに給気面が 0.3 x 0.3 m の給気装置を設置して 23 ℃ で給気し、数は 1, 2, 4, 6 台で変化させた。排気は室の天井面中央の排気口から行った。給気風速は 0.278 ～ 6.67 m/s 程度、CFD 解析のメッシュ数は 200 ～ 800 メッシュ程度である。



(a) Geometrical settings of room and occupants (16 occupants)



(b) Layout of supply terminals



(c) Layout of heating element

Fig. 5: Distributions of air temperature at North-South cross section

2. 2　結果と考察

温度と排気基準の規準化汚染質濃度 (C/C_e) の鉛直分布について、CFD 解析と計算モデルの結果をそれぞれ灰色と赤色の実線で Fig. 6 に、解析結果から同定した $a_{t\text{-}v}$ と Ar_{room} との相関を Fig. 7 に示す。温度は精度よく一致したものの、汚染質濃度は、特に在室人数が多い条件で比較的精度が低く、熱と汚染質の a_t が等しいという仮定が不適当であったと考えられる。

Fig. 7 を用いて Ar_{room} から予測した $a_{t\text{-}v}$ を適用した場合の計算結果を Fig. 6 に青色の破線で示す。温度は $a_{t\text{-}v}$ を同定した場合と概ね同じ結果となった。汚染質濃度は、在室人数が多く Ar_{room} が小さいときに過大評価し、在室人数が少なく Ar_{room} が大きいときに過小評価する傾向が示された。これは Fig. 7 における近似式と同定結果との差によるものと考えられ、Ar_{room} を在

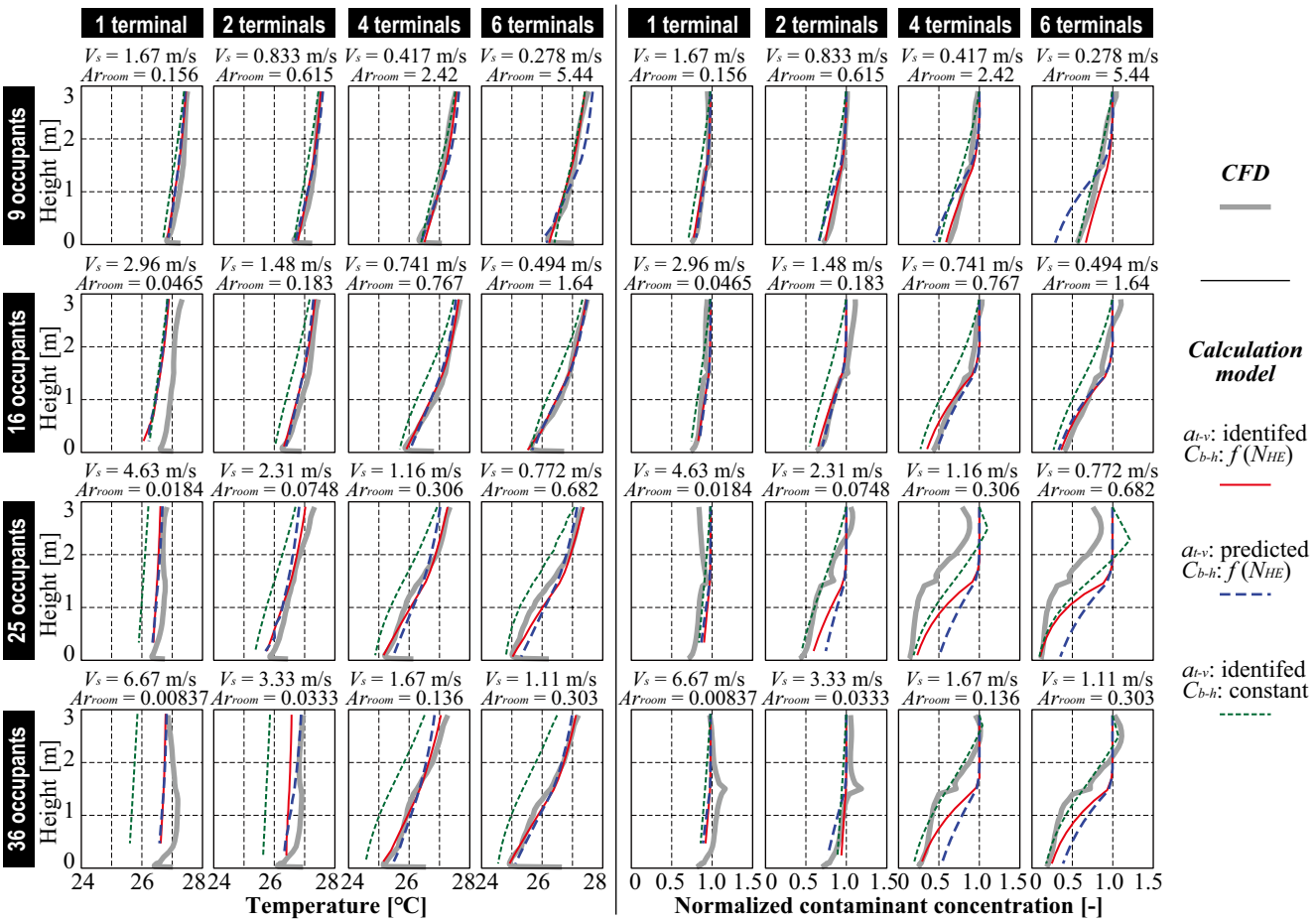


Fig. 6: Comparison between analytical and calculational results of temperature and contaminant concentration

室人数の関数として表す必要性が示唆された。

$a_{t\text{-}v}$ は同定結果、$a_{t\text{-}h}$ を既往研究同様 1.0 として計算した結果を Fig. 4 中に緑の点線で示す。CFD 解析結果と比較すると、特に在室人数が多い条件で温度を過小評価することがわかり、$a_{t\text{-}h}$ を在室人数・換気量等の関数として表すことの必要性が示唆された。

3. 結論

IJV を有する室における温度・濃度の鉛直分布を予測するモデルを提案した。温度は概ね CFD 解析の結果を精度よく予測できたのに比べ、汚染質濃度は比較的精度が低かった。これは、熱と汚染質の乱流拡散係数が等しいという仮定が不適当であったためと考えられる。上下方向の乱流拡散係数を CFD 解析より同定し、その結果をアルキメデス数との相関で表したが、在室人数の関数で表す必要性が示唆された。一方、水平方向の乱流拡散係数を在室人数の関数として表したが、妥当であったと考えられる。今後は、室形状や給気条件等を変化させ、より多くの条件で精度検証を行うとともに、熱と汚染質の乱流拡散係数の違いについて検討する。

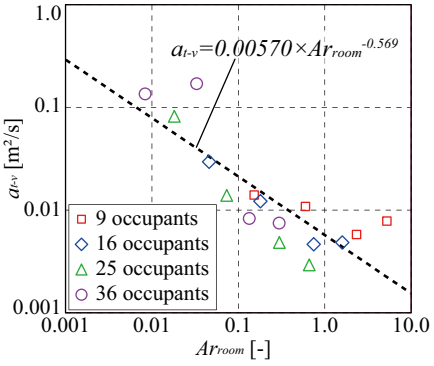


Fig. 7: Correlation between Ar_{room} and $a_{t\text{-}v}$

参 考 文 献

1) T. Karimipanah ら：Theoretical and experimental investigation of impinging jet ventilation and comparison with wall displacement ventilation, Build. and Env. Vo. 37 (2002) 1329-1347
2) 山澤ら :Impinging Jet Ventilation 方式の室内環境予測に関する研究 (その 3), 令和元年度空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集 (2020) A-1
3) 山澤ら：Impinging Jet Ventilation 方式の室内環境予測に関する研究 (その 6), 令和 3 年度空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集 (2021) C-17
4) H. Yamasawa ら：Experimental Investigation of Difference in Indoor Environment using Impinging Jet Ventilation and Displacement Ventilation Systems, Int. J. Vent. (2021)
5) T. Kobayashi ら：Simplified prediction using block model for vertical profile of temperature and contaminant concentration in a room with impinging jet ventilation, Build. Environ. 209 (2021) 108643
6) A. Verhoff, The two-dimensional, turbulent wall jet with and without an external free stream, 1963.
7) N. Rajaratnam, Turbulent Jets, Elsevier Science Ltd., Amsterdam, 1976
8) N. Choi ら：Displacement ventilation with radiant panel for hospital wards: Measurement and prediction of the temperature and contaminant concentration profiles, Build. Environ. 160 (2019) 106197
9) H. Skistad, Displacement Ventilation, Research Studies Press Ltd., 1994

謝 辞

本研究の遂行にご協力いただきました Mathias Cehlin 氏（University of Gavle）、Arman Ameen 氏（同）に深く感謝いたします。本研究は JSPS 科研費 JP20J10608 の助成 (研究代表者：山澤春菜) を受けたものです。

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022. 3. 11）

Impinging Jet Ventilation 方式を用いた飲食店における温熱環境・換気効率の検討

Thermal Environment and Ventilation Effectiveness of Restaurant with Impinging Jet Ventilation

○越田　萌恵（大阪大学）　　小林　知広（大阪大学）
山中　俊夫（大阪大学）　　崔　　ナレ（大阪大学）
山澤　春菜（大阪大学）

Moe KOSHIDA[*1] Tomohiro KOBAYASHI[*1] Toshio YAMANAKA[*1] Narae CHOI[*1] Haruna YAMASAWA[*1]
[*1] Osaka University

Basic strategy of impinging jet ventilation system (IJV) is to keep high air quality within the occupied zone. Most of the studies investigate the indoor environment of IJV within simple room set-ups, whereas the studies with complicated set-ups is limited. To investigate the applicability of IJV to a restaurant as the comparison of mixing ventilation system (MV) in terms of thermal environment and contaminant removal effectiveness, CFD analysis was conducted in the present study. Although IJV has higher draught risk around floor compared to MV, cooling performance and contaminant removal effectiveness of IJV are superior to that of MV.

はじめに

現在、一般に多く用いられている換気方式は混合換気方式 (以下 MV）であり、この方式では室内の空気を給気で混合希釈して換気し、室内環境を均一に保つ。それに対し、温度成層を形成し居住域の空気質を清浄に保つ換気方式が近年注目されている。その一種である Impinging Jet Ventilation 方式 [1)] (以下 IJV) では、給気を下方へ吹出し、床面に衝突した後の給気は床面に沿って進み、室奥まで気流を到達させる。IJV についてはこれまで基礎的な研究が多く行われてきたが、具体的な空間への適用に関する研究は少ない。そこで本研究では、飲食店への IJV の導入可能性を、温熱環境と感染症対策の観点からの換気効率をもとに検討するため、IJV を有する飲食店を対象に CFD 解析を行う。その際、MV の場合の解析も行い、MV と比較したときの IJV の長所・短所を確認した。

1. 解析概要

本研究では **Fig. 1** に示すような発熱量の大きい厨房機器を有する飲食店を想定して解析を行った。解析手法を **Table 1** に、境界条件を **Table 2** 及び Table 3 に示す。IJV の給気は床上 0.6 m で 0.3 × 0.3 m の給気面積を持つダクト 12 本から、給気風速 1.185 m/s で給気した。また、MV では、天井に設置した 0.2 × 0.2 × 0.05 m の直方体で模擬したアネモスタット型吹き出し口 [2)]8 箇所から、鉛直下向きに 1.33 m/s、水平方向に 2.00 m/s で給気した。給気温度は MV、IJV ともに 21.45 ℃ とした。排気は、IJV、MV ともに厨房内の排気フード 2 台と客席の天井排気口 4 箇所から行った。フードの排気量はフードの面風速が 0.3 m/s となるような排気量 3,200 m^3/h とし、各フードの中に設けた 0.2 × 0.2 m の排気面より排気した。客席側の排気口は 0.3 × 0.3 m の寸法で 20 m^3/h/ 人の換気量より 32 人を想定して 640 m^3/h と

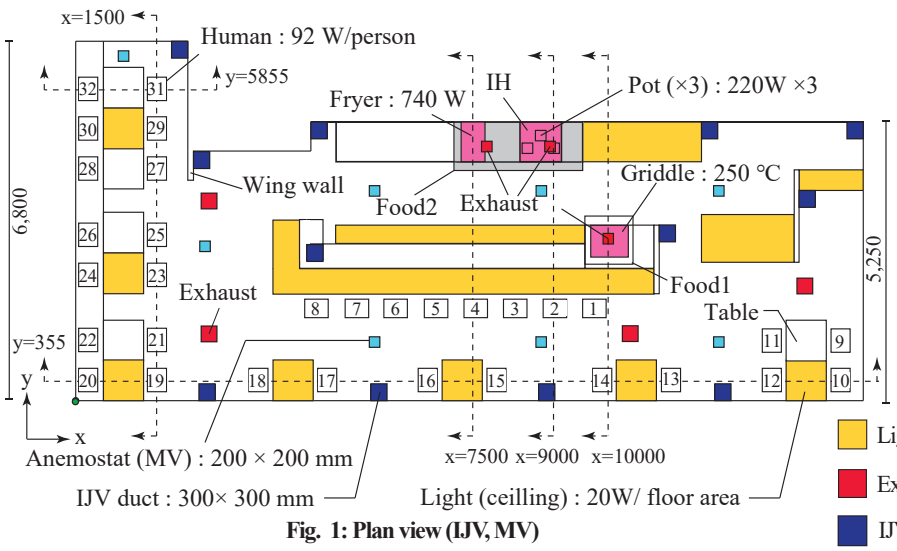


Fig. 1: Plan view (IJV, MV)

Table 1:CFD method

Software	Cradle STREAM 2021.1	
Turbulence model	RNG k-ε model	
Scheme of convection component	QUICK	
Algorithm	SIMPLEC	
Radiation model	VF method	
Number of cells	IJV	1,354,773
	MV	1,339,437

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022. 3. 11）

Table 2: Inlet and outlet boundary conditions

System	Ventilation rate	Inlet			Outlet	
		Velocity	Turbulence	Temperature	Hood	Dining area
IJV	3840[m^3/h]	0.988 [m/s]	k=0.0146 m^2/s^2 ε = 0.00133 s^{-1}	21.45[℃]	Hood1: 5.29 m/s (762 m^3/h) Hood2: 8.47 m/s (2438 m^3/h)	0.494 m/s (640 m^3/h)
MV		2.00 [m/s](Horizontal) 1.33 [m/s](Vertical)	k=0.0400m^2/s^2 ε = 0.0262 s^{-1}			

Table 3: Boundary conditions of heat sources

Name		Conditions	Internal emissivity	Surface area
Human simulator	Surface	52.27 W/m^2 (92 W/person)	0.9	1.76 m^2 / person
	Mouth	[Inlet] Velocity magnitude: 0.01 m/s, Temperature: 32.0 ℃	-	0.05 × 0.05 = 0.025 m^2 / person
Light		103.87 W/m^2　20 W/(floor area) × 79.79 m^2 (floor)	0.9	15.0 m^2
Fryer		2055.5 W/m^2 (740 W)	0.3	0.45 × 0.75 = 0.338 m^2
Top of griddle		α_c: 180 W/m^2K, Temperature: 250 ℃	0.3	0.7 × 0.6 = 0.42 m^2
Pot	Top	[Inlet] Velocity magnitude: 0.036 m/s, Temperature: 100 ℃	-	0.2 × 0.2 = 0.04 m^2 / pot
	Side	α_c: 50 W/m^2K, 1,375 W/m^2 (220 W)	0.3	0.2 x 0.2 x 4 = 0.16 m^2 / pot
Other walls		Adiabatic	0.9	-

Notes: α_c is convective component of heat taransfer coefficietnt

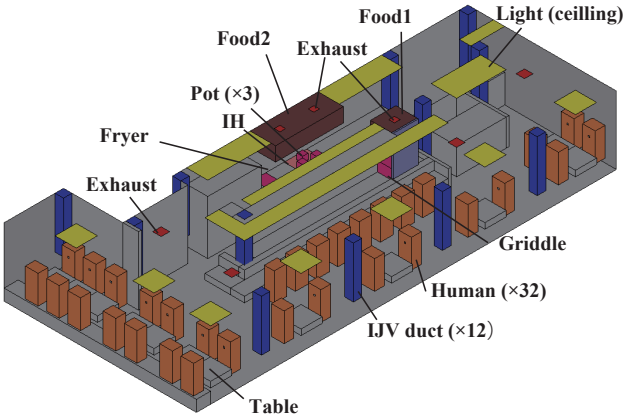


Fig. 2: Isometric view (IJV)

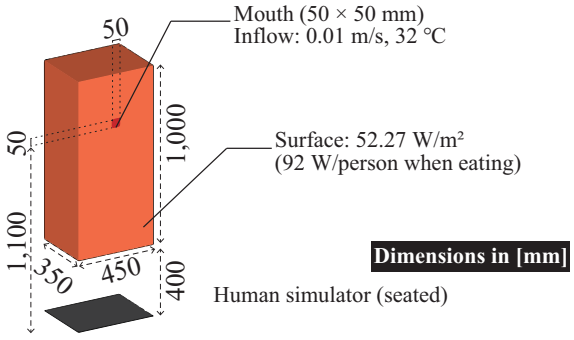


Fig. 3: Human model

し、総流量は計 3,840 m^3/h とした。

室内には各 92 W(座位飲食時 [3] を想定) で発熱する模擬座位人体を 32 体配置した。座位人体は足元の抵抗が少ないとし、床面より高さ 0.4 m の座面から 0.45 × 0.35 × 1.0 m^4) の四角柱で簡易的に模擬した。下面は断熱の座面とし、上面と側面のみを発熱させた。今回の模擬人体は人体の表面積が 1.7-2.0 m^2 程度という既往研究 [5] を参考に、全表面積を 1.92 m^2、発熱面積を 1.76 m^2 とした。また、**Fig. 3** に示すように床面より高さ 1.1 m に設けた 0.05 × 0.05 m の口から 32 ℃ の空気を 0.01 m/s で呼出させた。感染症対策のための空気質評価においては、一部の人体からの呼気を空気と同じ物性の汚染質とすることで換気効率を評価する。なお当該検討は i) カウンター席の Human-4、ii) テーブル席の Human-18、iii) 室奥部の Human-32、iv) 全ての人体から汚染質を発生させた場合の 4 条件で行う。

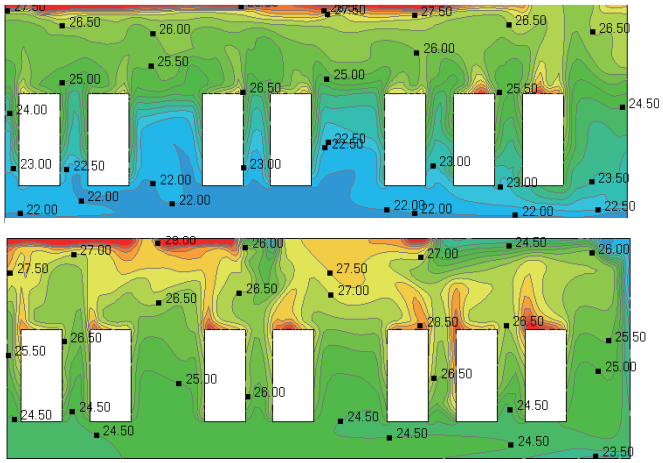
厨房機器の境界条件は **Table 3** に示す通りで、近藤ら [6] の研究を参考に電気グリドル上面を 250 ℃、対流熱伝達率を 180 W/(m^2・K) で与え、電気フライヤーは上面を 740 W 発熱させた。電磁調理器の上の鍋 (3 個) は 200 W/個で側面を発熱させ、上面からは 100 ℃ の水蒸気を想定したガスを 0.056 m/s で発生させた。照明発熱は、**Fig. 1** に示す位置の天井面に床面積当たり 20 W/m^2 で与えた。発熱面以外は断熱境界とし、厨房機器及びフード、ワークテーブルの放射率を 0.3、それらを除いた壁面 (発熱体も含む) の放射率を 0.9 として放射連成解析を行った。

2. 汚染質除去効率の評価指標

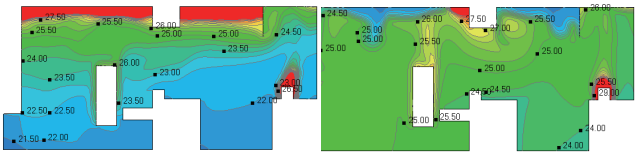
汚染質除去性能を表す指標として室全体と居住域内で汚染質除去効率 [7] を定義する。汚染質除去効率 ε^c は、室全体において空気中の汚染質がどのくらいはやく室内から除去されるのかを表す指標である。定常状態における排気及び室内平均の汚染物濃度を c_e および $\langle c \rangle$ とすると、ε^c は次式で定義される。

$$\varepsilon^c = \frac{c_e}{\langle c \rangle} \qquad \text{(Eq.1)}$$

つまり、ε^c は排気濃度を基準とする規準化濃度の室内平均の逆数に等しい。完全混合状態では、排気濃度は室内平均濃度と等しくなるため ε^c は 1 となる。すなわち、$\varepsilon^c > 1$ のとき汚染質除去の効率が完全混



(a) x = 1500 mm cross section (top: IJV bottom: MV)



(b) x = 9000 mm cross section (left: IJV right: MV)

Fig. 4: Temperture distribution

合状態より高いことを、$\varepsilon^c < 1$ のとき完全混合状態より低いことを示す。また、居住域内に注目し、居住域内の汚染質除去効率として ε_p^c を以下のように定義する。

$$\varepsilon_{oz}^c = \frac{c_e}{\langle c \rangle_{oz}} \quad \text{(Eq.2)}$$

ただし、$\langle c \rangle_{oz}$ は汚染質濃度の居住域内平均であり、本報では高さ 1.3 m までを座位時の居住域とした。

3. 結果と考察

3.1 温度分布

Fig. 1 中の各断面における温度分布について解析結果の一部を **Fig. 4** に示す。厨房機器からのプルームはフードに直接捕集・排気されている様子が確認できた。IJV では、室全体で温度成層が形成されたが、頭と足元の温度差で 3℃ 以内 [8] を満たしている。一方、MV では温度分布は概ね均一であり、室内が混合されている様子が見られた。それぞれ、座位人体の居住域の温度は IJV では 24 ℃ 程度、MV では 26 ℃ 程度であり、IJV の方が居住域の空調効率が高いことが示された。

3.2 足元の風速分布

IJV では、足元の風速による不快感が生じないための配慮が必要であり、MV ではドラフトのリスクは足元より頭部付近で懸念される。そのため、それぞれの高さでの風速分布を **Fig. 5** に示す。IJV においてダクト付近では風速 0.8 m/s 程度の気流となり基準値を上回ったものの、IJV、MV ともに座位人体周辺では、風速は概ね 0.5 m/s 以下となったため、検討を行った条件ではドラフトの懸念は大きくないと言える。

3.3 汚染質濃度

前述の各位置から汚染質を発生させた際の汚染質濃度分布を排気濃度で除した規準化濃度として示す。

(i) 汚染質発生源：Human-4（カウンター席）

Fig. 6 で示すカウンターの Human-4 が汚染質発生源の場合、IJV では口から発生した汚染質はプルームに乗って上昇し、厨房内のフードへ向かい、そこで直接捕集・排気されたため、他の在室者の口元には到達しなかった。一方、MV では汚染質は排気される前に広がり、他の在室者にも到達した。

(ii) 汚染質発生源：Human-17（テーブル席）

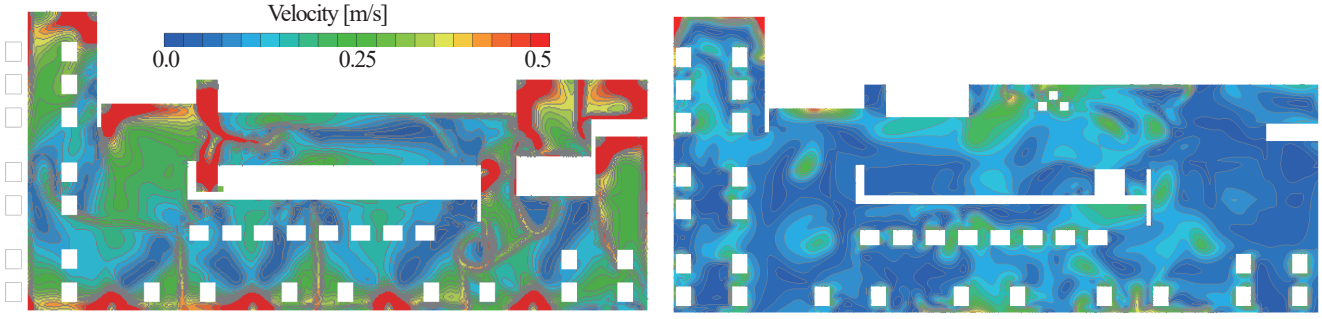
テーブル席の Human-17 から汚染質が発生した場合を **Fig. 7** に示す。IJV、MV ともに汚染質発生源がカウンター席の場合よりも汚染質が広がったものの、その広がりは IJV の方が抑えられた。

(iii) 汚染質発生源：Human-32（テーブル席、室奥）

最も奥まった座席に座る Human-32 が汚染質発生源であった場合の口元高さでの汚染質濃度分布を **Fig. 8** に示す。Human-32 は IJV、MV ともに給気口は近くに存在するが、排気口までが比較的離れていたため汚染質が滞留したと考えられる。IJV では同じテーブルの在室者へ汚染質が広がったものの、その他の在室者には比較的汚染質が到達しなかったのに対し、MV では室の半分程度の広範囲で汚染質が広がった。

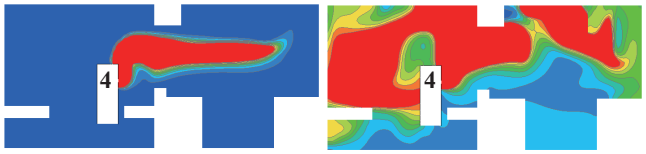
排気量の多いフードに近い Human-4、比較的排気量が少ない排気口に近い Human-17、排気口から遠い Human-32 で順に他の在室者の口元における汚染質濃度が高くなり、排気口配置計画の重要性が示された。

(iv) 汚染質発生源：在室者全員

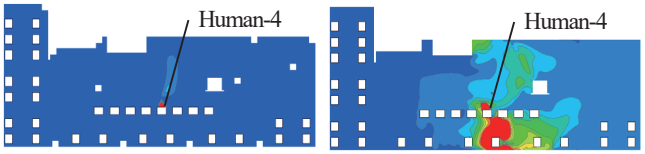


(a) IJV z = 100 mm cross section　　(b) MV z = 1000 mm cross section

Fig. 5: Velocity distribution

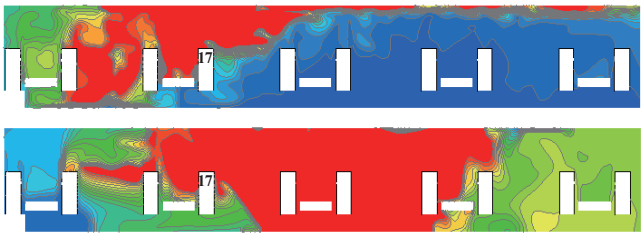


(a) x = 7425 mm cross section (left: IJV right: MV)

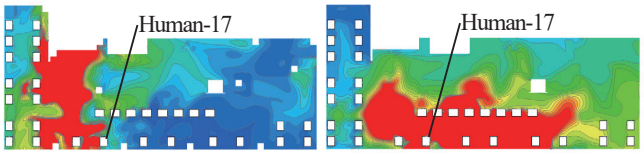


(b) z = 1100 mm cross section (left: IJV right: MV)

Fig. 6: Distribution of contaminant consentration (Human-4)

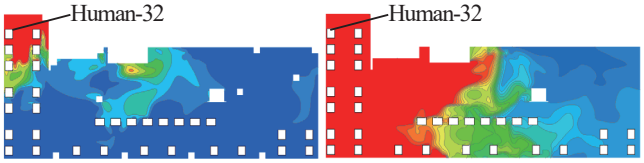


(a) y = 355mm cross section (top: IJV bottom: MV)



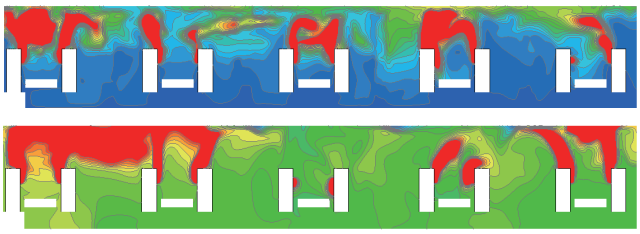
(b) z = 1100 mm cross section (left: IJV right: MV)

Fig. 7: Distribution of contaminant consentration (Human-18)

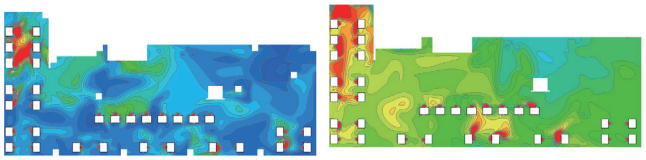


z = 1100 mm cross section (left: IJV right: MV)

Fig. 8: Distribution of contaminant consentration (Human-32)



(a) y = 355mm cross section (above: IJV below: MV)



(b) z = 1100 mm cross section (left: IJV right: MV)

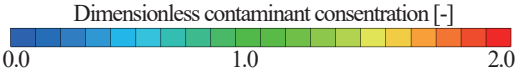


Fig. 9: Distribution of contaminant consentration (All humans)

Nomenclature

ε^c ：汚染室除去率　c_e ：排気濃度　$\langle c \rangle$ ：室内平均濃度
c_p ：任意のある点 P での汚染室濃度
ε^c_{oz} ：居住域清浄度指数　$\langle c \rangle_{oz}$ ：居住域平均濃度

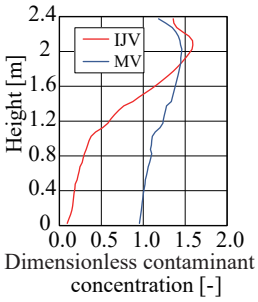


Table 4:Contaminant concentration

	IJV	MV
$\langle c \rangle$	0.746	1.210
ε^c	1.340	0.826
$\langle c \rangle_{oz}$	0.233	1.038
ε^c_{oz}	3.472	0.963

Fig. 10: Vertical profile of contaminant concentration

在室者全ての口から汚染質が発生した場合の結果を **Fig. 9** に示す。IJV、MV ともに汚染質は口から発生した後上昇しているが、居住域の規準化濃度は IJV の方が小さい。この条件における水平面平均の規準化汚染質濃度の鉛直分布を、**Fig. 10** に示す。IJV では明確な濃度分布が形成されており、室内の低い位置で汚染質濃度が低くなっている。**Table 4** に示す室全体の汚染質除去効率は IJV で 1.340、MV で 0.826 となり、IJV の方が汚染質除去の性能が高いことが示された。また、居住域における局所清浄度指数では、IJV で 3.472、MV で 0.963 となり、前述の傾向がより顕著となった。

4. 結論

本研究では、厨房を有する飲食店における IJV 方式の性能を評価することを目的に CFD 解析を行い、IJV と MV を比較した。居住域における空調効率と汚染質除去効率について、IJV は MV と比較して高い性能が示された。居住域内の風速分布について、IJV では MV よりも大きくなったものの、在室者付近では概ね 0.5m/s を下回ることが示された。今後は、ドラフトや厨房汚染質の広がりについての検討を行う。

参考文献

1) T. Karimipanah et al: Theoretical and experimental investigation of impinging jet ventilation and comparison with wall displacement ventilation, Build. Environ. 37 (2002) 1329–1342.1.
2) 村上有美 (レモン) : CFD におけるアネモスタット型吹き出し口の簡易近似法 (第 1 報) 近似法の概要と適用範囲
3) 団法人空気調和・衛生工学会：第 14 版空気調和・衛生工学便覧 3 空気調和設備編
4) H.Yanasawa et al: Numerical investigation and accuracy verification of indoor environment for an impinging jet ventilated room using computational fluid dynamics, Build. Environ. 115 (2017) 251–268.
5) P. Tikuisis et al: Human body surface area: measurement and prediction using three dimensional body scans, Eur. J. Appl. Physiol. 85 (2001) 264–271.
6) 近藤ら：天井給気型置換換気方式を適用した中規模業務用電化厨房の温熱環境実測と CFD 解析 (2013)
7) E.Mundt, H. Martin, M. Peter, V. Nielsen, A. Moser, Ventilation Effectiveness, Rehva Guidebook No2,REAVA, Brussels (2004)
8) ISO, ISO-7730, Ergonomics of the Thermal Environment — Analytical Determination and Interpretation of Thermal Comfort Using Calculation of the PMV and PPD Indices and Local Thermal Comfort Criteria (2005).
9) 新版ビル管理ハンドブック編集委員会：新版ビル管理ハンドブック (1999)

謝辞

本研究の遂行にご協力いただきました大阪ガス株式会社に深く感謝いたします。本研究は JSPS 科研費 JP20J10608 の助成 (研究代表者：山澤春菜) を受けたものです。

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022.3.11）

非定常熱上昇流モデルによるフードの捕集率予測に関する研究
Capture Efficiency of Exhaust Hood Predicted by Transient Thermal Plume Model

○宣　嘉鈺（福井大学）　　桃井　良尚（福井大学）
XUAN JIAYU*1　Yoshihisa MOMOI*1
*1　University of Fukui

Increasing the prediction accuracy of the capture efficiency of exhaust hoods can improve the thermal environment and energy reduction in a commercial kitchen. Therefore, in this study, the transient thermal plume model was proposed to accurately simulate the temporal fluctuation for the distribution of the air velocity, temperature and contaminant concentration on the virtual plane above the pot. In this paper, the capture efficiency calculated from CFD simulation using LES with the transient thermal plume model assumed the time variation of the sine function was compared with that of RANS.

はじめに

業務用厨房では高発熱による長時間の連続調理作業となることも多く、温熱環境や燃焼廃ガス及び調理汚染物（油煙、水蒸気、におい等）によって空気環境が悪化し、厨房は調理者にとって過酷な労働環境になりやすい空間と言える。建築基準法において、業務用厨房ではガス調理機器の燃焼に必要な新鮮外気を供給し、燃焼廃ガス及び調理汚染物を適切に室外に排出するための必要換気量が規定されている。しかし、燃焼機器が低負荷時には、厨房内環境が悪化しない程度に排気風量を削減することで送風機の消費電力を大幅に削減することができるため、エネルギー削減につながると考えられる。

そのため、業務用厨房における局所排気フードの捕集率の予測について、これまでに多くの研究が行われている。百瀬ら[1]は、実験によってレンジから発生する熱上昇気流の性状を把握し、時間平均した熱上昇流モデルを作成し、定常 CFD 解析によるフードの捕集率の予測を行っている。しかし、定常 CFD 解析では、低排気量時に捕集率の予測精度が低下することが指摘されている。島貫・倉渕ら[2]は鍋上気流の PIV 測定により熱上昇流が時間的に変動することを明らかにしている。そこで、本研究ではフードの捕集率の予測精度を向上させるため、Fig. 1に示す鍋上面における風速・温度・濃度の各物理量分布を仮定し、時間的に周期変動させた非定常熱上昇流モデルによる非定常 CFD 解析を行い、既往の定常熱上昇流モデルで予測される捕集率と比較検討することを目的とする。

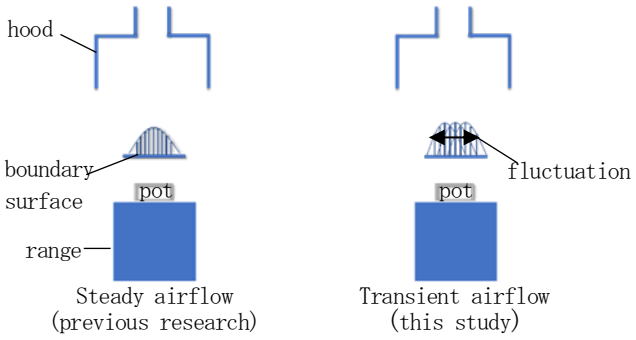


Fig. 1 Thermal plume model above pot

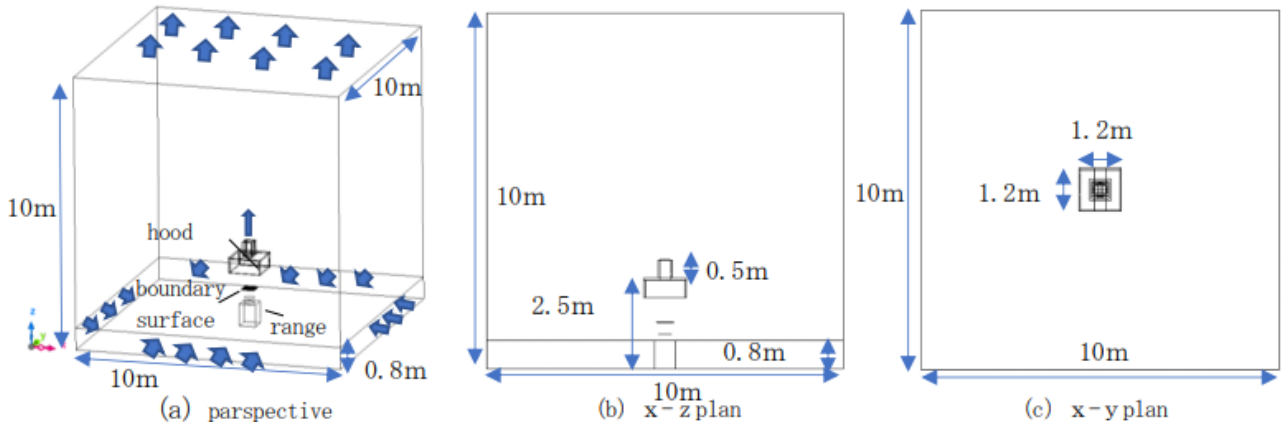


Fig. 2 Analysis domain

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022.3.11）

1. 定常 CFD 解析による捕集率予測

1.1 定常熱上昇流モデル

百瀬ら[1]は定格発熱量 14.5kW のガスコンロに設置した鍋の上 0.31m の面において熱上昇流の各物理量測定を行った。Table1 に、それらの時間平均値を式(1)に示す正規分布に回帰して得られた最大値と特性長を示す。

$$\Phi(x) = \Phi\max \times 2^{-\frac{r^2}{r0.5^2}} \quad (1)$$

Φ：風速[m/s]、温度[℃]、濃度[-]のいずれか
$\Phi\max$：最大値［m/s]、[℃]、[-]
r：鍋中心からの距離［m]
$r_{0.5}$：特性長［m]

1.2 解析条件

Fig.2 に示す解析空間において、室中央の床上 1.3m（レンジ上面から高さ 0.5m）に熱上昇流を与える仮想面を、床上高さ 3m に排気フード（1.2m×1.2m×0.5m(H)）を設定した。フード排気量を 540m³/h(40KQ 相当)、天井面排気量を 3600m³/h(平均風速 0.01m/s）とし、室への給気量はフード排気量と天井面排気量の合計とした。壁面の床上高さ 0.8m までを流入面とし、天井面をゲージ圧がゼロの流出面と設定した。Fig.3 に示す仮想面（0.48m×0.48m）を 6×6＝36 個の正方形の領域に分割し、各小分割面に対し Table2 に示す上昇気流モデルに基づく各値を入力した。Table3 に解析条件を示す。

1.3 定常解析結果及び捕集率の算出結果

Fig.4 に、フード中央断面における風速ベクトル分布、風速スカラー分布、温度分布、濃度分布を示す。Table 4 に式(2)より算出したフード捕集率ηを既往研究[3),4)]の値と併せて示す。本研究では既往研究と異なる測定結果に基づくモデルを用いたことにより熱上昇流の中心風速に若干増加が見られたものの、捕集率はほぼ同じであった。

$$\eta = \frac{Me}{Me+Mc} \times 100 \quad (2)$$

Me：フードで排気される汚染物の質量流量[g/s]
Mc:天井から排出される汚染物の質量流量[g/s]

Table1 Maximum value and characteristic length

	Maximum value	Characteristic length (m)
Air velocity	1.18 m/s	0.148
Air temperature	94.1 ℃	0.234
Concentration ratio	0.42	0.15

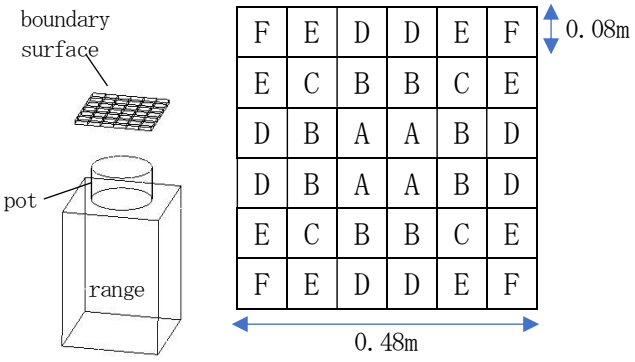


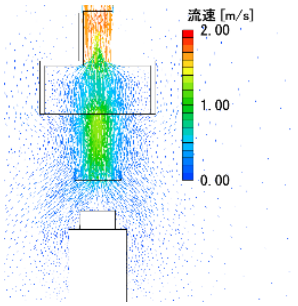
Fig.3 Thermal plume model (Steady CFD)

Table2 Boundary condition

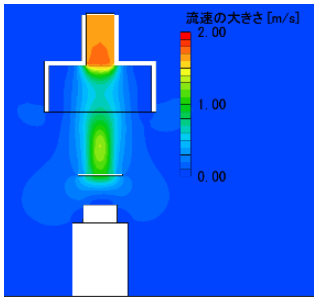
	Distance [m]	Air velocity [m/s]	Air temperature [℃]	Concentration ratio [-]
A	0.057	1.066	90.36	0.3806
B	0.126	0.711	76.85	0.2566
C	0.170	0.474	65.35	0.1730
D	0.204	0.316	55.58	0.1166
E	0.233	0.211	47.26	0.0786
F	0.283	0.094	34.18	0.3570

Table3 Analysis condition

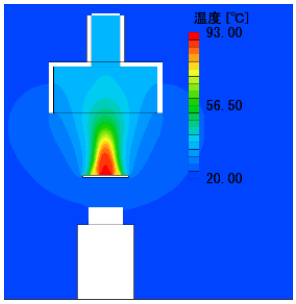
CFD code	scFLOW V2021.1
Algorithm	Steady State (SIMPLE)
Turbulence model	Standard k-ε model
Discretization Scheme	QUICK



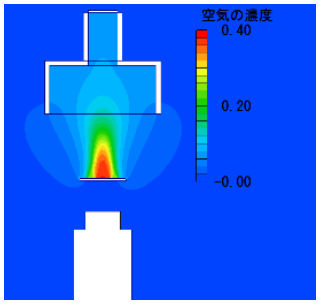
(1) Air velocity vector distribution



(2) Air velocity scalar distribution



(3) Temperature distribution



(4) Concentration distribution

Fig.4 Steady analysis result of vertical distribution of each physical quantity of thermal plume

Table4 Capture efficiency

Past experiment [3)]	Past CFD [4)]	This research
68.2%	73.9%	75.1%

2. 非定常 CFD 解析による捕集率予測

2.1 非定常熱上昇モデル

1 章で作成した定常熱上昇流モデルの物理量分布を、Fig.5 に示すように時間的に変動させて非定常熱上昇流モデルを作成した。定常熱上昇流モデル同様、Fig.6 に示す各小分割面に、式(3)より算出した各物理量を入力した。各物理分布は、ピーク値の位置を原点から一次元方向にのみ移動させ、時間変動させるものとした。

$$\Phi(x) = \Phi\max \times 2^{-\frac{(x-\mu(t))^2}{{x_{0.5}}^2}} \times 2^{-\frac{y^2}{{y_{0.5}}^2}} \qquad (3)$$

Φ：温度[℃]、風速[m/s]、濃度[-]のいずれか
Φmax：温度[℃]、風速[m/s]、濃度[-]の最大値
x：各小分割面の中心の x 座標[m]
y：各小分割面の中心の y 座標[m]
$x_{0.5}, y_{0.5}$：特性長[m]
$\mu(t)$：t 秒におけるピークの位置[m]

各物理量のピーク位置$\mu(t)$は、式(4)に示す三角関数を用いて周期的に移動するとした。

$$\mu(t) = \mu max \sin\frac{2\pi}{T}t \qquad (4)$$

ここで、μ max はピーク位置の最大移動距離[m]、Tは時間変動周期[s]、t は時間[s]を表す。鍋の直径が 32cm であるため、本研究では、μ max を 4cm、8cm、16cm の 3 条件とし、変動周期 Tは 4s、8s、16s の 3 条件とした。さらに、時間変動させない条件を含め、合計 10 条件を設定した。

Fig.7〜9 に、最大移動距離 16cm・周期 4s 条件における各物理量（風速・温度・濃度）分布の時間変動を示す。

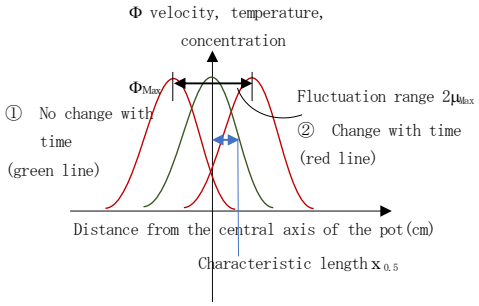


Fig.5 Schematic diagram of thermal plume fluctuation

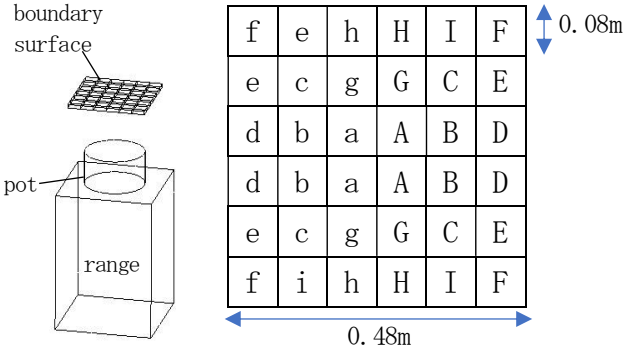


Fig.6 Thermal plume model (Transient CFD)

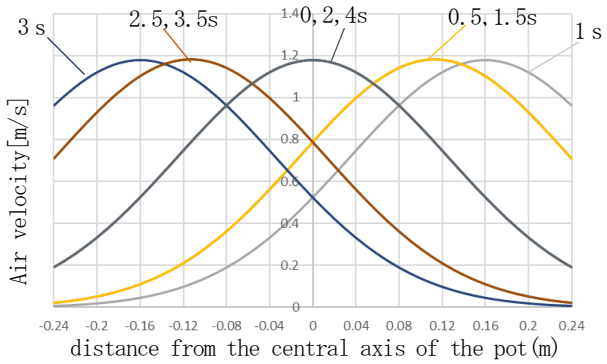


Fig.7 Time-varying air velocity distribution (16cm・4s condition)

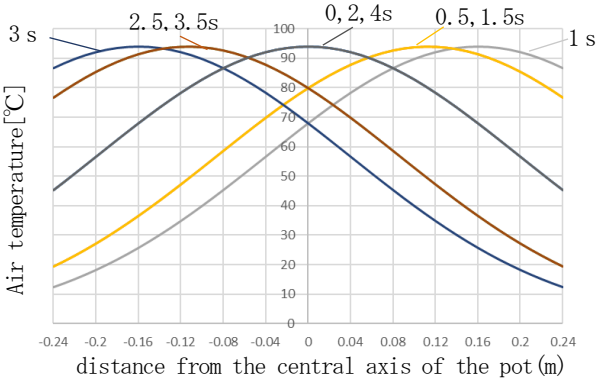


Fig.8 Time-varying air temperature distribution (16cm・4s condition)

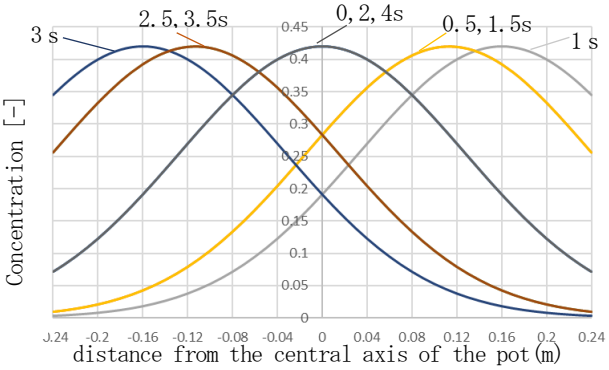


Fig.9 Time-varying concentration distribution (16cm・4s condition)

2.2 解析条件

非定常解析での解析領域は、定常解析と同一とした（Fig.2 参照）。Table5 に解析条件を示す。計算時間間隔Δtは、クーラン数の値が 1 を超えないよう 0.01s に設定し、周期定常に十分達したと判断できる 300s 間の非定常解析を行った。

2.3 非定常解析結果

Fig.10 に 4cm・4s 条件の、Fig.11 に 16cm・4s 条件の濃度分布を示す。Fig.10 の 4cm・4s 条件と Fig.11 の 16cm・4s 条件の濃度分布を比較すると、ピーク移動幅が

大きい 16cm・4s 条件では、フード端部で熱上昇流による排気汚染物が漏れていることが分かる。

2.4 非定常熱上昇流モデルの捕集率

非定常熱上昇流では、式(5)を用いてフードの捕集率 η[%]を算出した。

$$\eta = \frac{Mh}{Mv} \times 100 \quad (5)$$

Mv：周期 T[s]間に仮想面で発生する汚染物量［g］
Mh:周期 T[s]間にフードから排気される汚染物量［g］

非定常解析では、仮想面での汚染物発生量が時間変動するため、仮想面で発生する汚染物量 Mv は、式(6)に示すように、36 個の小分割面で発生した汚染物の質量流量を加算し、解析開始後 35s から各条件の周期 T[s]の間積算した。フードから排気される汚染物の質量流量 Mh についても、同様の方法で計算を行った。

$$Mv = \sum_0^T \sum_i^{36} \rho i v i A i \, C i \Delta t \quad (6)$$

ρi：各小分割面 i における汚染物密度［kg/m³］
vi：各小分割面 i における風速［m/s］
Ai：各小分割面 i の面積［m²］
Ci：各小分割面 i における汚染物濃度［-］
Δt：時間間隔［s］

Table6 に非定常 CFD 解析での捕集率の算出結果を示す。同じピーク移動周期では、ピーク移動幅が小さい 4cm や 8cm では捕集率の低下がほとんど見られなかったのに対し、ピーク移動幅 16cm では捕集率が若干低下した。同じピーク移動幅でもピーク移動周期が短いほど捕集率が低下する結果となった。

まとめ

本論では、非定常熱上昇流モデルを用いて、フードの捕集率予測を行った。仮想面に与える各物理量を時間変動させた場合、時間変動させない場合と比較して最大で 4.5%の捕集率の低下が見られた。

参考文献

1. 百瀬敏成：室内環境予測に基づく業務用厨房の換気設計に関する研究，大阪大学大学院博士論文，2004.11
2. 島貫友貴，奥田篤，鳥海吉弘，倉渕隆：粒子画像流速測定法による業務用ガスレンジ上方の速度測定，空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集，pp.161-164，2017.9
3. 藤村倫子，山中俊夫，甲谷寿史，桃井良尚，相良和伸，増井一徳：業務用厨房における局所排気フードの捕集メカニズムに関する研究（その３）フードサイズが燃焼廃ガス及び調理生成物質の捕集性能に及ぼす影響，空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集，pp.316-319，2015.3
4. 増井一徳，山中俊夫，甲谷寿史，桃井良尚，相良和伸：厨房における局所排気フードの捕集原理に関する研究（その 1）業務用厨房を対象とした気流・汚染物濃度解析，日本建築学会近畿支部研究発表会 第 54 号 環境系，pp.261-264，2014.6

Table5 Analysis condition

CFD code	scFLOW V2021.1
Solution	Transient analysis
Turbulence model	LES
Discretization Scheme	QUICK
Time term accuracy	Secondary accuracy
Time interval	0.01s

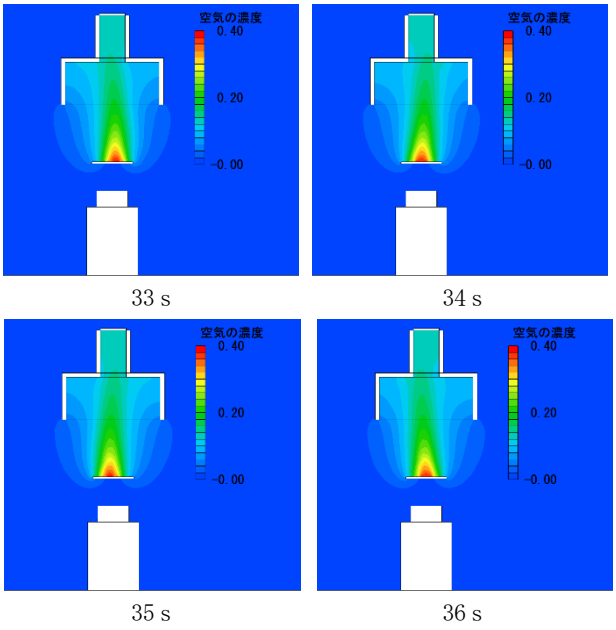


Fig.10 Concentration distribution under 4cm・ 4s

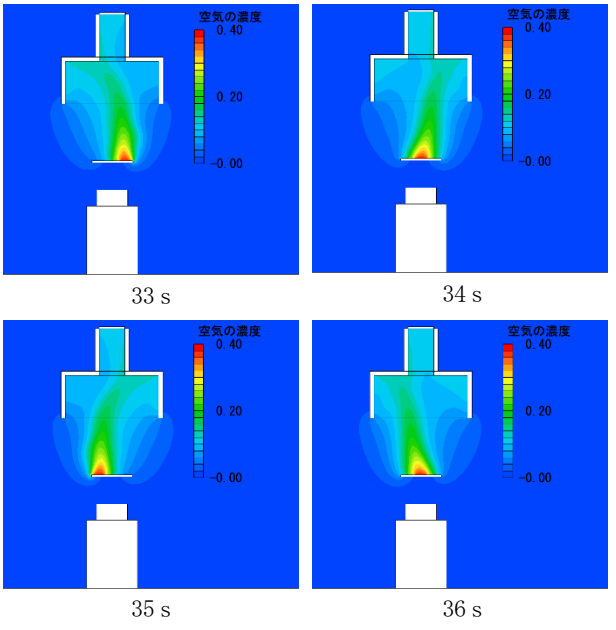


Fig.11 Concentration distribution under 16cm・4s

Table6 Capture efficiency for transient CFD

Capture Efficiency [%]		Maximum moving distance			
		0cm	4cm	8cm	16cm
Moving cycle	16s	87.4	87.0	86.6	84.8
	8s		85.5	84.8	83.2
	4s		84.9	84.7	82.9

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022.3.11）

エアロゾル拡散防止パーティションに関する基礎的研究
Basic research on aerosol diffusion prevention partition

○山中　勇暉（摂南大学）　堀江　昌朗（摂南大学）
Yuki YAMANAKA*1　Masaaki HORIE*1
*1　Setsunan University

The coronavirus spreads mainly from droplets and aerosols in expiration air. To prevent infection, not only wearing the mask but also room ventilation is important. Moreover, to prevent direct inhalation of the aerosol, partition walls are set up in various places. The expiration air flows toward the partition wall and impinges afterwards. Larger droplets fall quickly to the ground or on the desk, however, aerosols containing the virus come to diffuse, and remain suspended in the air. In this study, the partition that decreases the diffusion of the aerosols is designed, and it reports on the effect of this device.

１．はじめに

COVID-19の世界的な感染拡大によって私たちの生活様式は大きく変化した。私たち一人ひとりが行える感染対策として、アルコール消毒、うがい・手洗い、マスクの着用などが挙げられるが、諸外国だけでなく日本においてもワクチン接種や治療薬の普及、感染者数の動向などにより、個人の感染防止意識はその時々によって変化する。今後のwith・postコロナ社会においては、個人が意識することなく感染防止対策があたり前の社会となることが重要であると考える。今日の代表的な社会・環境における感染防止対策として、飲食店やイベントなどの人数や滞在時間の制限、室内空間の換気、パーティションの設置などが挙げられる。室内換気は、部屋の大きさや換気装置の性能、窓や家具の配置などにより、十分な換気が行えない場合があり、空気がよどむ場所ではウイルスが含まれるエアロゾルが長時間浮遊する可能性があるため注意が必要である。また、呼気に含まれるエアロゾルが対面に位置する人に直接的に当たらないようにするため、平板タイプのパーティションが飲食店をはじめ、様々な場所で利用されている。しかし、エアロゾルはパーティションに衝突した後、室内に拡散してしまい、不特定の人が間接的に吸引してしまう可能性がある。また、寸法の大きなパーティションは相手の声が聞こえ難くなるという新たな問題も生じている。既にスーパーコンピュータ「富岳」を用いた飛沫とエアロゾルの飛散シミュレーションが行われており[1]、特に換気扇が動作している空間においてパーティションを設置することにより感染リスクが大きく減少する[2]とされているが、空気のよどむ場所が発生し扇風機などで換気のムラを減らすことが重要であるといわれている[3]。そこで、著者らは呼気から発せられたエアロゾルが拡散する前に回収できるようにするため、エアロゾル拡散防止機構を設けたパーティションを考案した（特願2021-088900）。本研究では、このエアロゾル拡散防止機構を有するパーティションの有効性について検討を行った。

２．エアロゾル拡散防止パーティション

Fig.1は呼気に含まれる飛沫やエアロゾルの拡散する様子を模式的に示しており、(a)は一般的な平板タイプ、(b)は端部にエアロゾル拡散防止部を有するエアロゾル拡散防止パーティションのイメージである。ここで、WHOの公式文書では、粒径が5μm以上のものを「飛沫」、エアロゾル内に含まれている粒径が5μm以下のものを「飛沫核」と定義しているが[4]、エアロゾルの明確な定義はなされていない。そこで、本稿では気体分子と同等の動きとみなせる粒径10μmまでの粒子[5]をエアロゾルとし、重力加速度の影響を受ける粒径10μm以上の粒子を飛沫とする。呼気に含まれる飛沫は粒径が大きいため、空気中に拡散することはなく、重力加速度の影響を受けて机や床に落下、あるいはパーティションに到達した後、壁面に付着する。これに対してエアロゾルは粒径が小さいため、口から排出されると同時に拡散しながらパーティションに到達し、その後、壁面に沿って四方に広がり空気中に拡散する。このことから、パーティション越しの相手にエアロゾルが直接吹きかかることを防ぐため、パーティションの高さや幅を大きくしたものが広く利用されている。しかし、エアロゾルは空気中に拡散されて浮遊したままの状態となり、また、パーティションを大きくすることによって声が聞こえ難くなるために会話の音量が大きくなり、パーティションの脇で会話をすることも少なくない。そこで、パーティションに衝突したエアロゾルの拡散を低減するために、平板の端部にエアロゾル回収部を設けたエアロゾル拡散防止パーティションを考案した。このパーティションを用いた場合、呼気は壁

面に衝突した後に壁面に沿って四方に拡散するが、エアロゾル拡散防止部に入り込み、呼気中のエアロゾルはこの部分で滞留するため、外部への拡散を防止することができると考えられる。

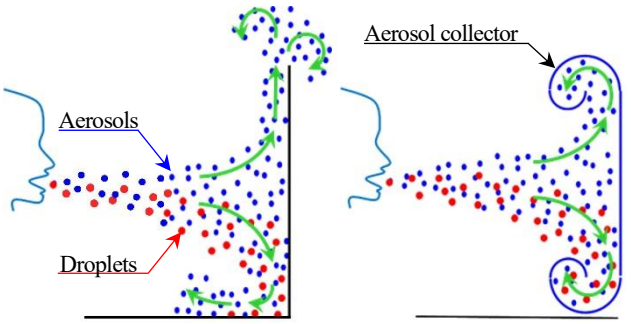


Fig.1 Outline of partition

3．咳および会話の呼気量

3.1　呼気の測定実験

数値シミュレーションにおいて実際の呼気量を設定するために、会話と咳の呼気量の測定実験を行った。測定は2021年8月2日に摂南大学で20代の成人9名を対象に実施した。本実験では、鼻あてと鼻あての出口側に取り付けられた気体用流量センサ(KEYENCE社製　FD-A50)を使用した。

3.2　測定結果

Fig.2は例として3名分の人為的に行った咳の呼気量を示しており、横軸は時間t［s］、縦軸は流量Q［ℓ/s］とし、図中のV_cはそれぞれサンプルの呼気量の平均である。測定では人為的な咳を各自3回行っているが、咳の呼気量は人によって異なるものの、各自の呼気量は3回ともほぼ同じであった。なお、9名の人為的な咳の呼気量の平均は84mℓであった。

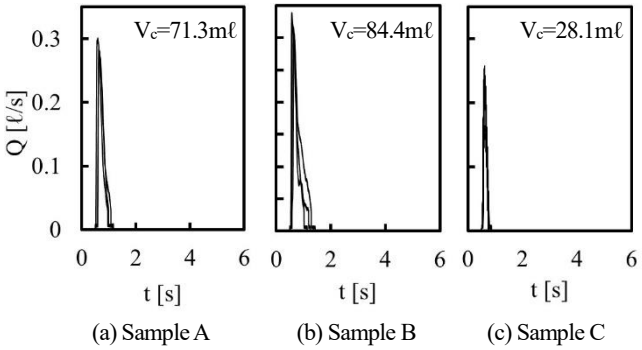


Fig.2 Flow rate of coughing

次に、会話の呼気量の測定では、「one、two、three、・・・、ten」という言葉を発声してもらい、音量を「普通」と「大きい」の2通り、会話の速度を「普通」と「早口」の2通りの合計4条件として測定した。Fig.3に会話による呼気量の実測値のサンプルを示しており、図中のV_tは9名の呼気量の実測値の平均である。音量が大きくなると呼気量は約20%増すが、会話の速さによる呼気量の変化はほとんどないことが明らかになった。

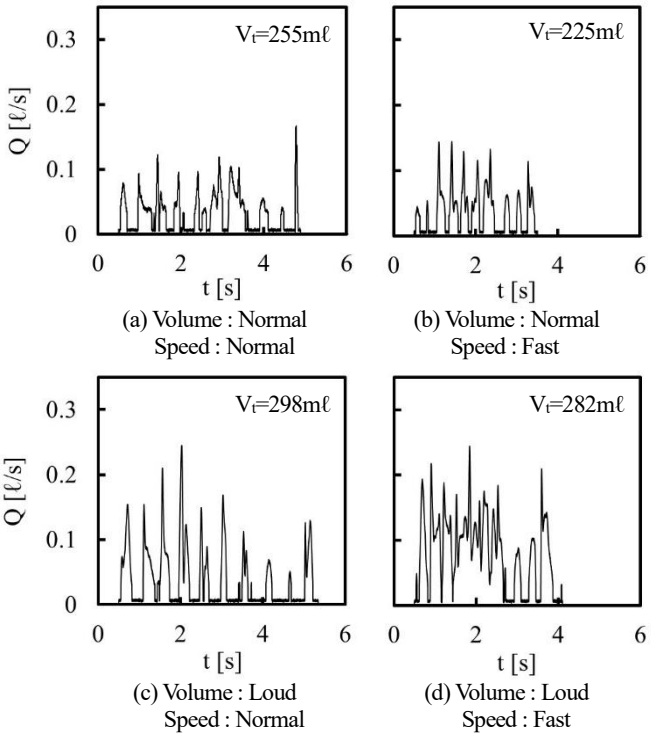


Fig.3 Flow rate of talking

ここで、本研究ではエアロゾル拡散防止部の有効性を検証するために、咳と会話の流量がそれぞれ最も大きい値となった174mℓと530mℓの流量波形を代表とし、後述する数値解析を行った。なお、それぞれの流量波形はFig.4に示し、これらは平均値に対して2～3倍程度の流量である。

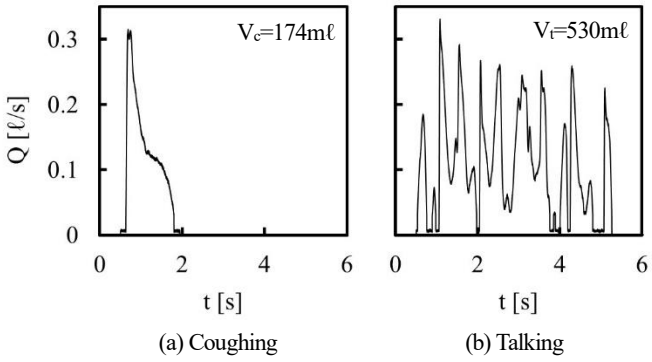
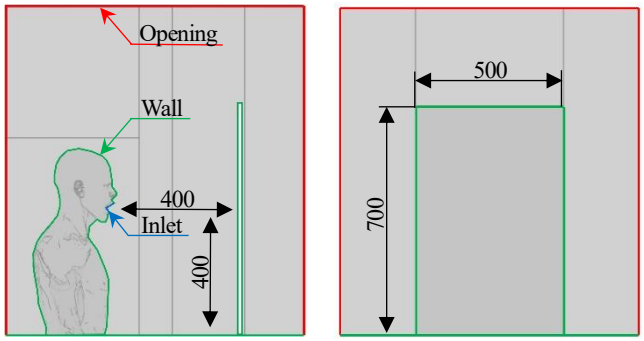


Fig.4 Representative flow rate

4．数値解析モデル

Fig.5に本研究で使用した数値解析モデルを示す。本研究では、人の口腔から発せられた呼気がパーティションに衝突した後の流動状態を確認するために数値解析を行った。解析モデルは、人体とパーティション、自由空間で構成されている。人体モデルの形状は、イーフロンティア社製3D-CGソフトウェアPOSER 11から男性のモデルを使用した。数値解析においては、ANSYS社製汎用熱流体解析ソフトウェアCFX 2021 R1を使用した。本解析

モデルは成人が椅子に座った状態を模擬しており、図の底部を机上とし、人体モデルからパーティションまでの距離と、床から排出口の高さはともに約400mmとしている。また、人体モデルの口腔内部に呼気を発する境界面を設け、Fig.4の咳と会話の流量を設定し、水平に対して約15°下方へ向かって噴出するようにした。口腔内部の境界面以外の人体モデル表面と床、パーティションは壁面とし、自由空間の外周部は気体の流入出が可能である設定とした。本解析モデルの要素数はパーティションの形状によって異なるが、およそ400万である。本解析では、有限体積法によるレイノルズ平均ナビエ・ストークス方程式(Reynolds-averaged Navier-Stokes equations：RAMS)を採用し、乱流モデルにはSST(Sheer Stress Transport)モデルを用いた。ここで、計算領域内の空間はすべて25℃の空気で満たされており、無風の状態で呼気のみによる空気の流れを算出している。なお、飛沫やエアロゾルなどの微粒子の分別は行っていない。



(a) Side view　　(b) Front view

Fig.5 Outline of calculation model

５．パーティションの形状の違いによる呼気の拡散状態

Fig.6～Fig.8はパーティションの形状のちがいによる咳または会話の呼気の濃度分布を示している。なお、各図の色の違いは呼気の濃度を示しており、流動状態を容易に理解するために、濃度割合が30%以上のものを赤く表示させている。

5.1　平板タイプのパーティション

はじめに、一般的な平板タイプのパーティションを用いた場合の呼気の流動状態をFig.6に示す。(a)は人為的な咳、(b)は会話の場合の解析結果を示している。咳の場合、呼気の流速は速く、パーティションに到達するまでの呼気の拡散は少ない。また、呼気がパーティションに衝突した後は拡散するものの、会話より流量が少ないため濃度は低い結果となった。それに対して会話の場合は「one、two、three、・・・、ten」と数秒をかけて連続的に発声するため、呼気は拡散しながらパーティションに到達する。また、呼気の総量が多いために衝突後も壁面に沿って高い濃度で拡散し、机上近くでは高い濃度の呼気が滞留することが明らかになった。これは飲食の場においてパーティション近くの食品に飛沫やエアロゾルが付着しやすく、また、受付等の窓口に設置されている下部に開口部が設けられているパーティションの場合、この開口部からエアロゾルが相手側に漏れる可能性があることを示唆している。なお、咳と会話の呼気は、パーティションの高さが700mmであることから上部に拡散した呼気はパーティションを超えることはなかったが、パーティションに衝突した呼気は壁面に沿って渦輪を形成しながら四方に拡散することが確認された。

5.2　エアロゾル拡散防止部を設けたパーティション

次に、一般的な平板タイプのパーティションの端部にエアロゾル拡散防止部を設けたパーティションを用いた場合の会話の呼気の流動状態をFig.7に示す。このパーティションの高さはFig.6の解析結果を基に設計し、高さを約470mmとした。エアロゾル拡散防止パーティションの場合、壁面に衝突した呼気は平板に沿って渦輪を形成しながら広がった後に、渦輪の回転エネルギーによって拡散防止部に自ら流入し、滞留する。さらに、エアロゾル拡散防止部には“かえり”を設けていることから、拡散防止部に流入した呼気は拡散防止部からほとんど漏れ出ることないことが確認された。このことから、本エアロゾル拡散防止パーティションは呼気の拡散を低減させる効果を十分有しており、汚染されたエアロゾルを拡散防止部に滞留させることが可能であると考えられる。しかし、この形状では入口面積が大きくなるため、現実的な形状ではなく、また、拡散防止部を小さくするだけではエアロゾルを十分に回収することが困難であると考えられる。

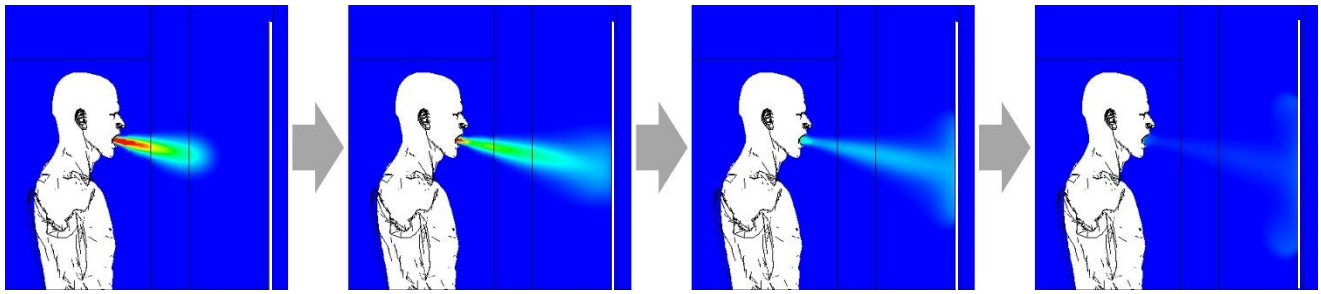
5.3　拡散防止部に吸引条件を設定したパーティション

最後に、一般的な平板タイプのパーティションの端部にエアロゾル拡散防止部を設け、吸引条件を設定したパーティションを用いた場合の会話の呼気の流動状態をFig.8に示す。なお、ここでは拡散防止部に小型吸引装置を取り付け、小型化することを想定し、上下の拡散防止部に会話の呼気量の約4倍の吸引量を設定した。エアロゾル拡散防止部において吸引を行うことにより、呼気が壁面に衝突してから約30秒程度で拡散防止部へ流入することが確認された。また、Fig.7に比べて呼気の拡散低減効果を有したままエアロゾル拡散防止部の入口面積を約30%、断面積を約70%減少させることができた。このことから、吸引装置を設けることにより、エアロゾル拡散防止部を小さくすることが可能であると考えられる。

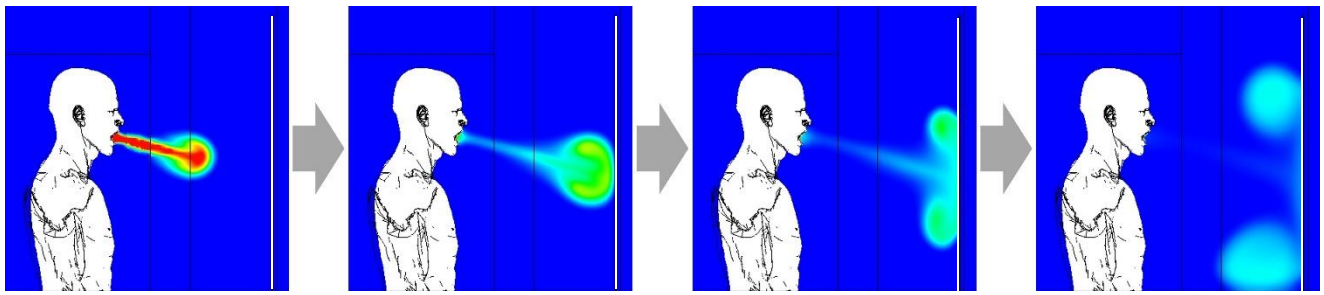
５．結論

エアロゾル拡散防止部を設けたパーティションの有効性を検証するために、呼気の測定実験と数値解析を行い、以下の結論を得た。

・一般的な平板のパーティションに衝突した呼気は、渦



(a) Coughing



(b) Talking

Fig.6 Flow pattern of expiration with flat partition

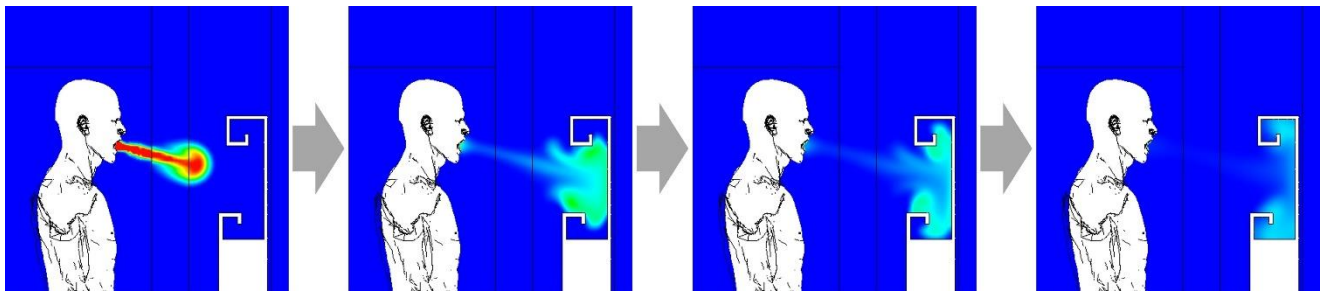


Fig.7 Flow pattern of partition with aerosol collector (talking)

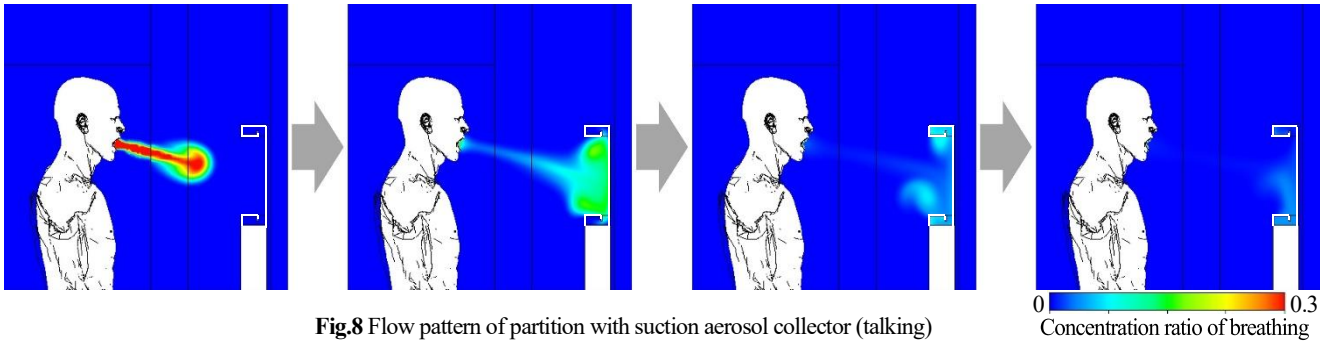


Fig.8 Flow pattern of partition with suction aerosol collector (talking)

輪を形成しながら壁面に沿って拡散する。

・エアロゾル拡散防止部をパーティションの端部に設けることにより、呼気は内部に流入し、滞留する。さらに、内部の“かえり”によって拡散防止部から呼気が流出することはほとんどない。

・エアロゾル拡散防止部に吸引装置を取り付けることにより、拡散低減効果を有したまま拡散防止部の小型化を図ることができる。

参 考 文 献

1） 坪倉誠,「富岳」によるウイルス飛沫・エアロゾル飛散シミュレーションと感染リスク低減対策の提案, ながれ : 日本流体力学会誌40(2), pp.86-93, 2021

2） 坪倉誠, 室内環境におけるウイルス飛沫感染の予測とその対策, 理化学研究所計算科学研究センター, 2020.8.24, https://www.r-ccs.riken.jp/outreach/formedia/200824Tsubokura/ (参照2022.2.14)

3） 坪倉誠, 飛沫やエアロゾルの飛散の様子を可視化し有効な感染対策を提案～「富岳による新型コロナウイルス対策その１」, 理化学研究所計算科学研究センター, 2020.11.20, https://www.r-ccs.riken.jp/highlights/pickup2/ (参照 2022.2.14)

4） Atkinson, J., Chartier, Y., Pessoa-Silva, C.L., Jensen, P., Li, Y. and Seto W. -H., Natural ventilation for infection control in health-care settings. WHO guidelines 2009

5） 竹川暢之, エアロゾルと飛沫感染・空気感染, エアロゾル研究36(1), pp.65-74, 2021

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022. 3. 11）

複数ボイドを有する中高層オフィスビルの自然換気計画法に関する研究
（その 3）中層オフィスにおけるボイド切替方法及びパス開口面積が重力換気量に及ぼす影響
Design Method of Natural Ventilation System for Mid- to High-Rise Building with Multiple Voids
(Part 3) Effect of Switching Floor and Path Opening Area on Buoyancy Induced Natural Ventilation Rate for Mid-Rise Office Building

○佐藤　可奈　（大阪大学）　　小林　知広　（大阪大学）
山中　俊夫　（大阪大学）　　崔　ナレ　（大阪大学）

Kana SATO[*1]　Tomohiro KOBAYASHI[*1]　Toshio YAMANAKA[*1]　Narae CHOI[*1]
[*1]Osaka University

In recent years, the number of office buildings that introduce natural ventilation (NV) is increasing. However, the establishment of the NV design method is not yet complete, and the establishment of a method that considers both wind and buoyancy is required. In this study, parametric studies assuming an general building with buoyancy induced NV system is performed using flow network model. In this paper, we focus on the switching floor of void and the path opening area, and describe the results of calculating the natural ventilation rate.

1. はじめに

本研究では一般的な非住宅建築の自然換気設計手法の確立のため、各種設計条件と自然換気量の関係についての知見を体系的に整備することを目的とする。前報[1]では熱・換気回路網プログラム Nets[2]を用いた換気計算により、重力換気を対象としてボイド切替階に着目し、自然換気口の有効開口面積とボイド上部の排気経路等のパラメータが各階の自然換気量に及ぼす影響を評価した結果を報告した。本報では、換気回路網計算を行うことで、主にボイドの切替とパス開口に着目したパラメータ解析を行った結果について報告する。

2. 解析対象建物の概要

Fig.1 及び **Table1** に対象建物の概要を示す。対象建物は 14 階建て（最高高さ 60 m）の一般的な中層オフィスビルを想定した。基準階平面は 20 m × 36 m、階高は 4.0 m、天井高を 2.8 m と想定した。自然換気対象室である執務室の基準階床面積は 504 m^2 である。自然換気口は外壁 1 面のみに面しており、自然換気経路としてはボイドから執務室への逆流を防ぐ設計を意図して 1 F から中層までの低層フロアに接続して自然換気を行う低層ボイドと、中層から 14 F までの高層フロアに接続する高層ボイドの合計 2 本の自然換気用ボイドを用いることを想定した。なお、本報でも前報[1]と同様に高層ボイドの開始階をボイドの「切替階」と呼称して、これを回路網計算のパラメータとする。自然換気用ボイドの平面寸法は低層ボイド・高層ボイド共に 3.0 m × 3.0 m とし、両ボイドともに 14 階上部に突出を設けてその高さを 4.0 m とし、気流はその最上部から排出されることを想定した。

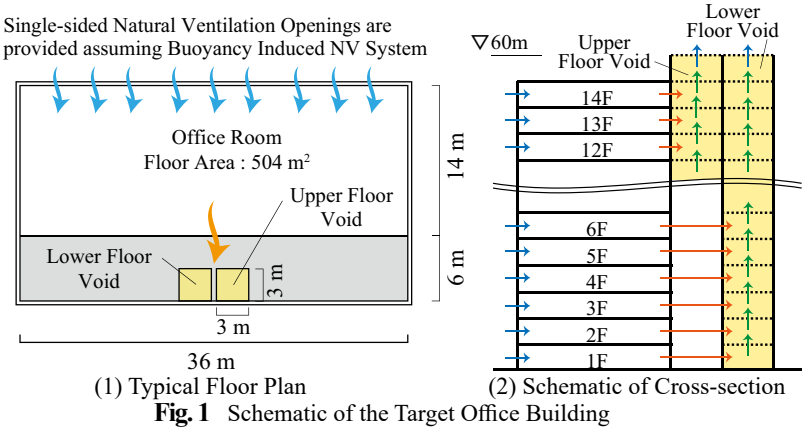


Fig. 1　Schematic of the Target Office Building

3. 換気回路網計算による自然換気量の算定方法

3.1. 計算アルゴリズム

本報では独自の換気回路網プログラムを用いて計算を行った。プログラムは簡便性と安定性からガウス・ザイデル法による反復法を使用した。当該計算手法は、計算時点までに得られた最新の近似解により次の近似解を算出する方法である。例えば **Fig.2** の場合、節点 P(i,k) の j+1 回目の近似解 $P(i,k)^{j+1}$ を得る際に周囲の枝で繋がれた 4 点を用いて計算するが、節点 P(i,k+1) と P(i+1,k) では j 回目の近似解を用い、節点 P(i-1,k) と P(i,k-1) では j+1 回目の計算が終了している最新の近似解を用いて $P(i,k)^{j+1}$ の計算を行う。

Table 1　Target Office Building

Building Type	Office
Building Information	Total Floor Area : 10,080 m^2 Total Number of Floor :14 Total Height : 60m
Typical Floor Information	Floor Height : 4.0 m Ceiling Height : 2.8 m Floor Area : 504 m^2

3. 2. 対象とした換気回路網モデル

対象建物の換気回路網モデル図を **Fig.3** に、計算フローチャートを **Fig.4** に示す。各階執務室の室内圧及びボイド内圧力を仮定し、流量収支計算を行って、圧力を修正し、すべての室及びボイドの流量収支式が収束判定値を満たすまで繰り返し計算を行う。

例として、i 階における執務室の流量収支を考える。自然換気口を通過する風量 $V_o(i)$ 及びパス開口を通過する風量 $V_p(i)$ は以下の式により算出できる。(室からの流出を正)

$$V_o(i) = sgn\{P_r(i) - \rho_r \cdot g \cdot h_o - (P_o(i) - \rho_o \cdot g \cdot h_o)\} \cdot \alpha A_o \cdot \sqrt{\frac{2}{(\rho_o + \rho_r)/2}\left|P_r(i) - \rho_r \cdot g \cdot h_o - (P_o(i) - \rho_o \cdot g \cdot h_o)\right|}$$

$$V_p(i) = sgn\{P_r(i) - \rho_r \cdot g \cdot h_p - (P_v - \rho_v \cdot g \cdot (h_p + h(i-1)))\} \cdot \alpha A_p \cdot \sqrt{\frac{2}{(\rho_v + \rho_r)/2}\left|P_r(i) - \rho_r \cdot g \cdot h_p - (P_v - \rho_v \cdot g \cdot (h_p + h(i-1)))\right|}$$

定常状態では、執務室の流量収支が成り立つことから、以下の式 ΔV が成立するはずであり、これが成立する執務室内圧力 $P_r(i)$ を二分法により求める。

$$\Delta V = V_o(i) + V_p(i) = 0$$

ボイド内の流量収支については、まずボイド内の最下点の圧力を仮定し、低層ボイド接続階では 1 階から切替階までの階、高層ボイド接続階では切替階から最上階の 14 階におけるパスの通過風量 $V_p(i)$ 及びボイドトップの排気口の通過風量 V_{top} を以下の式により算出する。

$$V_p(i) = sgn\left\{P_v - \rho_v \cdot g \cdot \left(h_p + h(i-1)\right) - (P_r(i) - \rho_r \cdot g \cdot h_p)\right\} \cdot \alpha A_p \cdot \sqrt{\frac{2}{(\rho_v + \rho_r)/2}\left|P_v - \rho_v \cdot g \cdot \left(h_p + h(i-1)\right) - (P_r(i) - \rho_r \cdot g \cdot h_p)\right|}$$

$$V_{top} = sgn\{P_v - \rho_v \cdot g \cdot (h_t + h \cdot n) - P_p\} \cdot \alpha A_t \cdot \sqrt{\frac{2}{(\rho_v + \rho_o)/2}\left|P_v - \rho_v \cdot g \cdot (h_t + h \cdot n) - P_p\right|}$$

定常状態では、低層ボイドと高層ボイドのそれぞれにおいて流量収支が成り立つことから、以下の式 ΔV が成立するはずであり、これが成立するボイド内圧力 $P_v(i)$ を二分法により求める。

$$\Delta V = V_{top} + \sum V_p(i) = 0$$

ここではハイブリッド空調を想定して室温は固定値 (24℃) で与え、中間期の定常状態を想定して、外気温を 20℃で固定した。また、摩擦損失等によるボイド内の圧力損失は考慮しない回路網モデルとした。

4. 換気回路網計算概要

4. 1. 解析のパラメータ

パラメータ解析の概要を **Table 2** に示す。ここでは、1) 執務室の床面積に対する自然換気口の有効開口面積、2) ボイドトップの排気口の有効開口面積、3) ボイドの切替階、4) 執務室の床面積に対するパスの有効開口面積の 4 項目をパラメータとした。

執務室の床面積に対する自然換気口の有効開口面積 $\alpha A_{openiong}/A_F$ については、1/1500 , 1/1000 , 1/750 , 1/500 , 1/250 の 5 条件設定した。自然換気口の高さは天井付近を想定し、FL+2.8 m とした。ボイドトップの排気口の有効開口面積 αA_{top} については、両ボイドともにボイドの水平投影面積である 9.0 m^2 を最大値

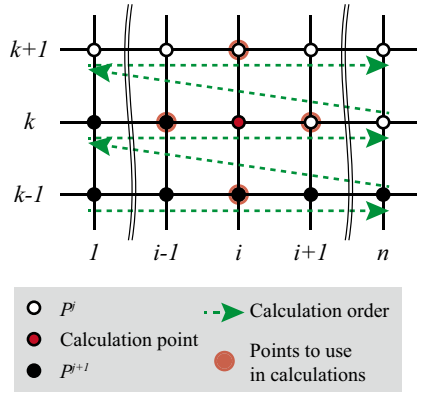


Fig. 2 Schematic of Gauss-Seidel method

Table 2 Studied Cases in Parametric Study

$\alpha A_{opening}/A_F$ [-]
1/1500 , 1/1000 , 1/750 , 1/500 , 1/250
αA_{void} [m^2]
9.0 , 6.0 , 4.0 , 2.0 , 1.0
Switching Floor
8 , none(Single Void)
$\alpha A_{path}/A_F$ [-]
1/1000 , 1/750 , 1/500

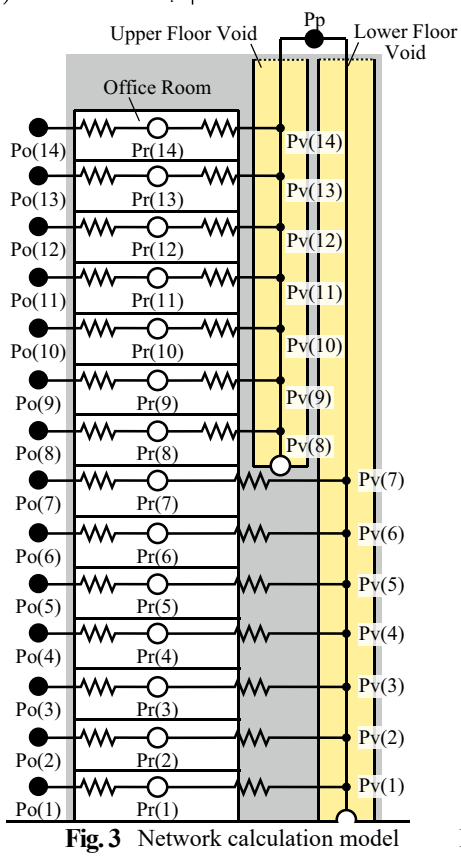


Fig. 3 Network calculation model

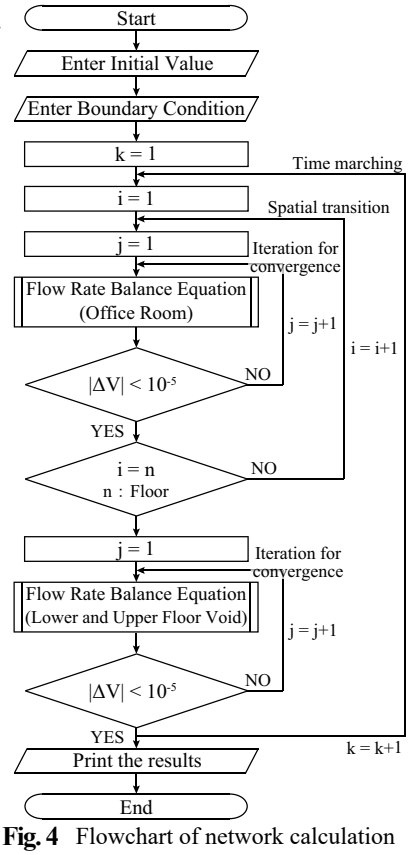


Fig. 4 Flowchart of network calculation

として、6.0 , 4.0 , 2.0 , 1.0 m^2 と 5 段階設定した。ボイドの切替階は、前報 [1] の結果から自然換気量の確保に有効な 8 階切替を採用し、比較としてボイド 1 本の場合の切替なし条件についても条件とした。執務室の床面積に対するパスの有効開口面積 $\alpha A_{path}/A_F$ については、1/1000 , 1/750 , 1/500 の 3 条件設定し、パス開口の高さは天井付近を想定し、FL+2.8 m とした。

4. 2. 自然換気量の評価

換気回路網計算プログラムにより算出した各階執務室の自然換気量を縦軸にフロア階数、横軸に換気量を取り、**Fig.5** に切替階が 8 階の結果を **Fig.6** に切替階なしの結果を示す。ここでの自然換気量は、自然換気口からの外気流入量と定義しており、負値がボイドから執務室への流入 (逆流) を示す。なお、グラフの上部には換気回数を併記している。

どの切替階条件においても、自然換気口の有効開口面積である $\alpha A_{openiong}$ が小さいほどグラフが重なっていることから、パスの有効開口面積である αA_{path} の影響が小さいことが分かる。また、$\alpha A_{openiong}$ と αA_{path} が大きいほど、逆流のリスクが高まっており、$\alpha A_{openiong}$ を大きくとることで建物全体の換気量の増大をはかる際には αA_{path} を絞ることで逆流の防止とフロア間のばらつきの平準化に有効に働く可能性がある。ただし、αA_{top} が小さい条件では、どの自然換気口・パス開口条件についても逆流の発生が見られ、αA_{top} の確保も同様に重要と言える。

切替階 8F と切替なしの結果を比較すると、切替なしでは αA_{path} を絞ることでフロア間のばらつきが小さくなる傾向がより顕著に見られた。また、ほとんどの条件で上層階での逆流が生じており、切替階を設

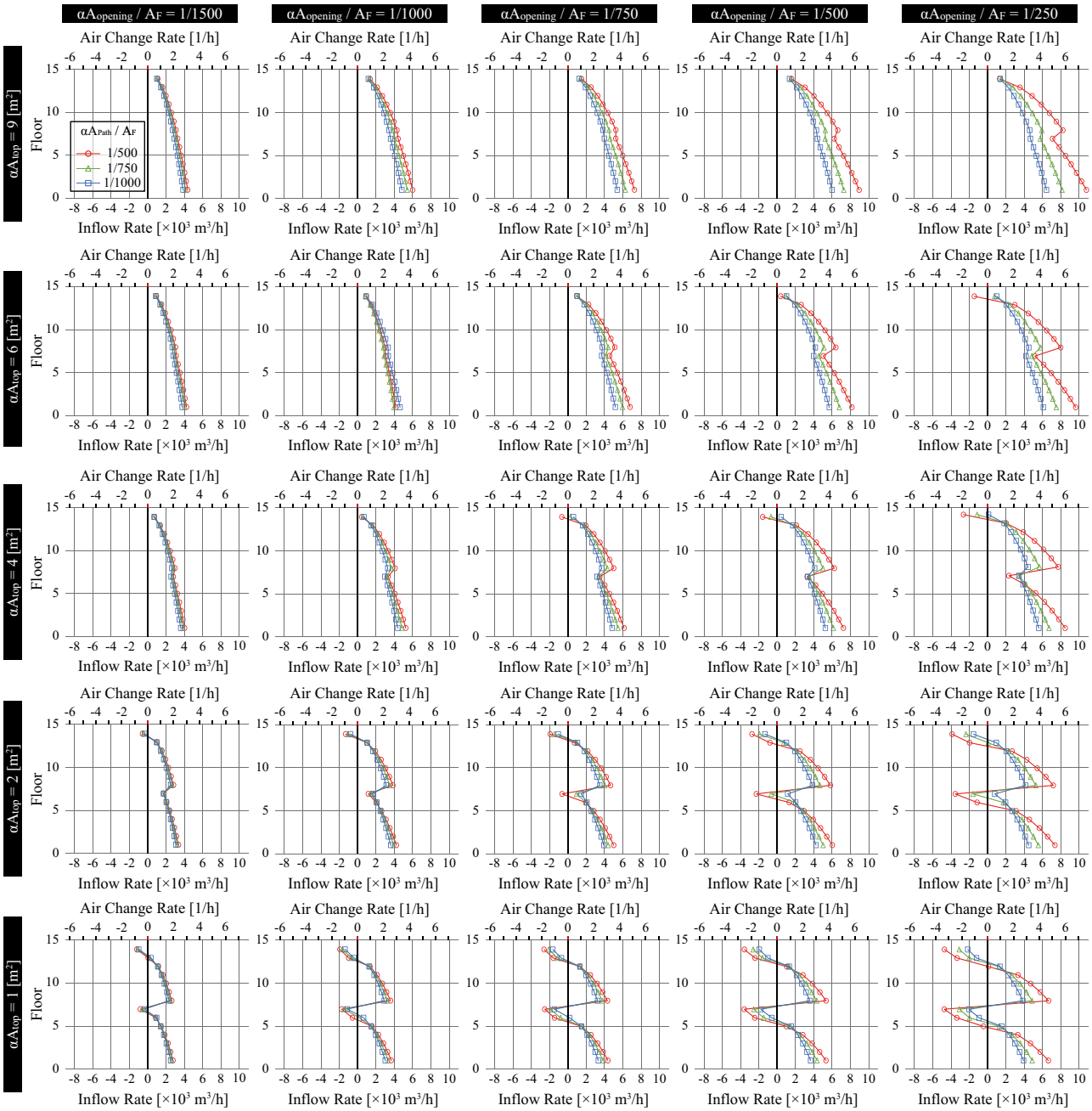


Fig. 5 Estimated Natural Ventilation Rate (switching floor 8F)

定することで逆流のリスク低減に対して有効に働くと言える。

5. まとめ

本報では、一般的な中層自然換気建物を対象とした換気回路網計算により、ボイドの切替及びパス開口に着目したパラメータ解析を行った。今後は、高度な自然換気制御に着目して、室内の快適性を考慮した室内開口部制御を行った際の自然換気量評価を行う所存である。

【参考文献】

1) 佐藤可奈、小林知広、山中俊夫、崔ナレ：複数ボイドを有する中高層オフィスビルの自然換気計画法に関する研究 (その 2)，空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、第 4 巻 ,pp.129-132,2021.9
2) 奥山博康：建築物の熱回路網モデルに関する理論的研究，早稲田大学博士号学位請求論文 , 1987 年 12 月

記号表

$V_o(i)$	: 自然換気口の通過風量	[m^3/h]
$V_p(i)$	: パス開口の通過風量	[m^3/h]
V_{top}	: ボイドトップの排気口の通過風量	[m^3/h]
ΔV	: 風量収支	[m^3/h]
$P_r(i)$	: i 階執務室の床面静圧	[Pa]
$P_o(i)$	: i 階高さの外気圧	[Pa]
P_v	: ボイド内の床面静圧	[Pa]
P_p	: ボイドトップにおける外気圧	[Pa]
ρ_r, ρ_o, ρ_v	: 執務室・外気・ボイド内の空気密度	[kg/m^3]
h_o	: 自然換気口高さ	[m]
h_p	: パス開口高さ	[m]
h	: 階高	[m]
h_t	: ボイド突出高さ	[m]
$\alpha A_o, \alpha A_p, \alpha A_t$	: 換気口・パス・排気口の有効開口面積	[m^2]
n	: 階数	[階]
g	: 重力加速度	[m/s^2]
sgn	: 符号関数 () ＞ 0 のとき＋ 1, () ＜ 0 のとき −1	

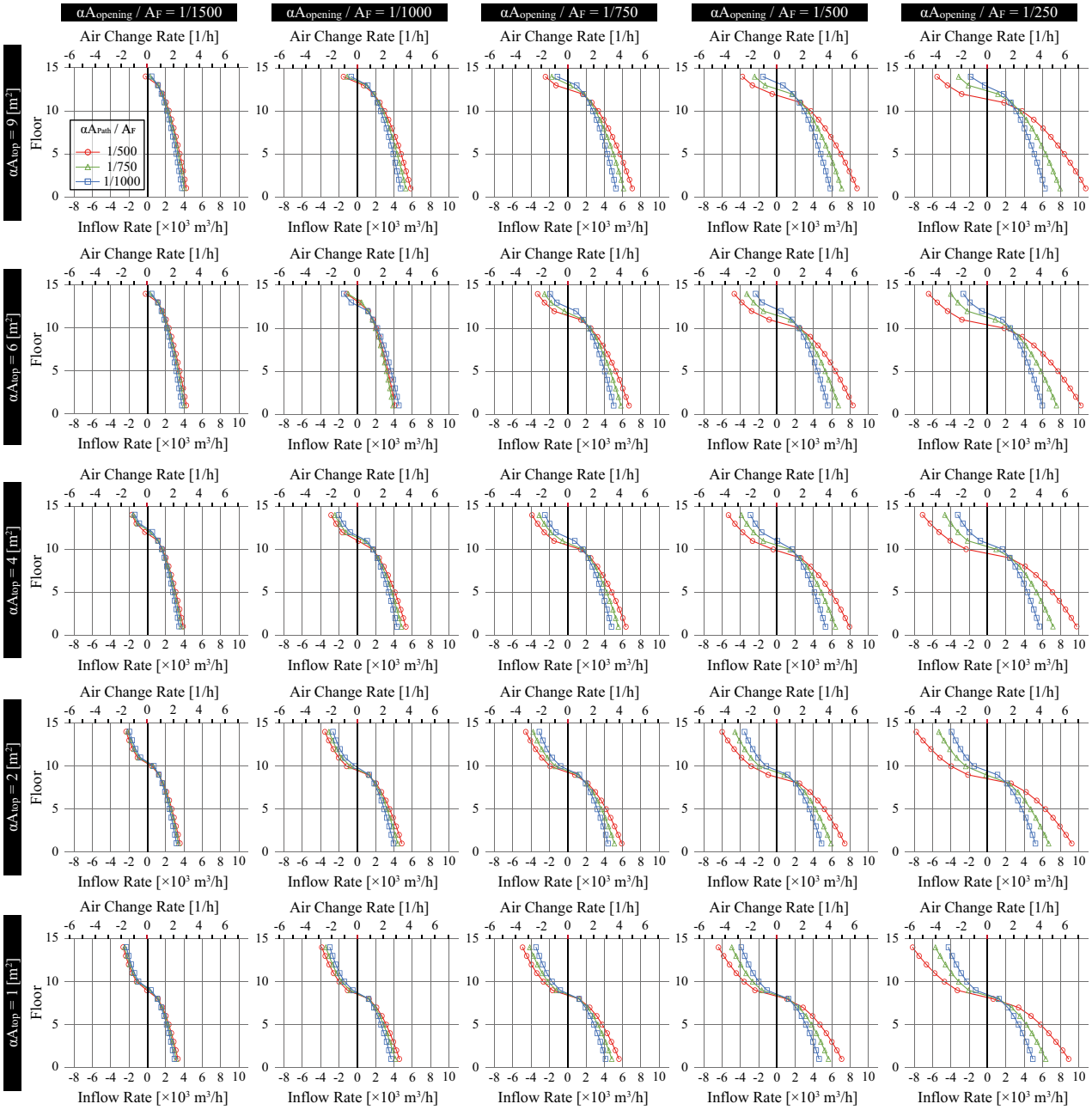


Fig. 6 Estimated Natural Ventilation Rate (Single Void)

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022. 3. 11）

領域分割法を用いたLESによる室内通風気流の非定常解析手法に関する基礎的研究
（その5）単室モデルを対象とした外部風向条件毎の各種領域分割法の解析精度検証

Unsteady Analysis of Cross-Ventilation Flow using Domain Decomposition Technique with LES
(Part5) Validation of Various Domain Decomposition Techniques for Isolated Cubic Building Model in each Wind Direction

○田中　佑亮　（大阪大学）　　小林　知広　（大阪大学）
山中　俊夫　（大阪大学）　　小林　典彰　（大阪大学）
崔　　ナレ　（大阪大学）

Yusuke TANAKA[*1]　Tomohiro KOBAYASHI[*1]　Toshio YAMANAKA[*1]
Noriaki KOBAYASHI[*1]　Narae CHOI[*1]
[*1] Osaka University

This study presents CFD analysis using Domain Decomposition Technique (DDT) by LES to find out related issues. The previous paper studied under two wind direction and suggested that the pre-conditioning term and main calculation term may have been insufficient.This paper reconsiders calculation procedure and applies three kinds of DDT by LES to a generic isolated building model under three conditions of wind directions, i.e. 0° , 45° and 90°, to investigate the validity of DDT for a basic building model .

はじめに

本研究ではLESによる屋外気流解析データが利用可能な状況を想定し、通風時の室内気流場を非定常で予測する際に領域分割法[1]をLESで適用して精度を確保しつつ計算負荷を軽減する解析手法の検討を行っている。前報[2]では2つの風向条件のみで検討し、平均化時間が不十分であった可能性が示唆された為、本報では風向条件を追加し計算手順を変更してLESによる領域分割法による室内気流の非定常解析の検討及び精度検証を行う。

1. 解析概要

1.1 室内外同時解析（全域計算：Whole Domain）

既報[3]の風洞実験に基づき、室内外を再現した解析を行った。建物モデルは外寸1辺200 mm、壁厚2.0 mmとし、壁面中心位置で、対向するように1辺20 mmの開口を2ヶ所設けた。本報では**Fig.1**に示すように外部風向条件が0°、45°、90°の条件を想定し建物の配置を変更する事で風向条件を変更した。**Fig.2**にCase 1の解析領域及びメッシュレイアウトの一例を示す。計算手順としては標準k-εモデルの結果を初期条件とし、計算時間間隔1/2000 sで計算開始後の10,000 time stepをLESへの助走計算として結果を破棄し、その後の20,000 time stepを本計算とし結果を取得した。流入境界は**Fig.3**に示す風洞実験[3]から得られた境界層流にSmirnovら[4]の手法を適用して作成した変動風を与えた。**Table 1**に解析条件の一覧を示す。

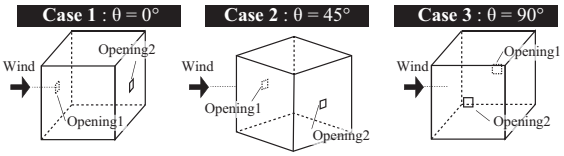
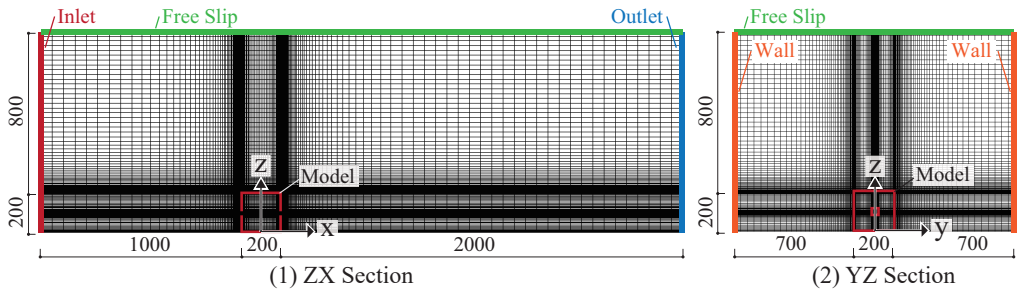


Fig.1 Wind direction (Whole Domain)

Table 1 Calculation Condition (Whole Domain and Sealed Model)

CFD Code		Ansys Fluent 19.2	
Turbulence Model		Large Eddy Simulation (Smagorinsky-Lilly Model : C_s=0.12)	
Algorithm		PISO	
Discretization Scheme for Advection Term		Central Differencing	
Time Step		0.0005 sec. (2 kHz)	
Pre-conditioning Term		10,000 time steps (5 sec.)	
Boundary Condition	Inlet	Smirnov's Method based on Experimental Value	
	Outlet	Gauge Pressure : 0 [Pa]	
	Walls	Werner and Wengel Wall Function	
	Top	Free slip	
Total Number of Cells		Whole Domain	Sealed Model
	$\theta = 0°$	3,264,244	2,227,240
	$\theta = 45°$	2,174,780	2,988,896
	$\theta = 90°$	3,710,938	2,227,240
Mian Calculation Term		20,000 time steps (10 sec.)	30,000 time steps (15 sec.)



(1) ZX Section　(2) YZ Section

Fig.2 Computational Domain and Computational Grid (Whole Domain)

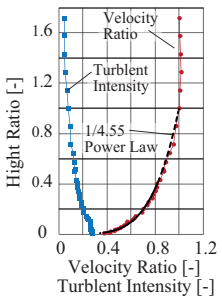


Fig.3 Approach Flow

また本計算中の全 time step において、各開口面において開口面を 8 × 8 に分割し、各々分割面の中央点で法線方向風速を取得し後述の通気量 (AFR) の算出に用いた。

1.2 屋外気流解析 (シールドモデル :Sealed Model)

LES による領域分割法を用いた室内気流解析を行う際に必要な屋外気流解析データ取得を目的とし、本報では既報 [5] と同様に開口を持たないシールドモデルによる屋外気流解析を行った。計算手順としては標準 k-ε モデルの結果を初期条件とし、計算開始後の 10,000 time step を LES の移行期間として結果を破棄し、その後の 30,000 time step を本計算とし結果を取得した。その他の解析条件は全域計算と同様であり解析条件は **Table 1** に示す。

1.3 局所相似モデルを用いた領域分割法 (Method1)

局所相似モデル [6] を導入した領域分割法による非定常解析を行う (以下、Method 1)。計算手順を **Fig.5** に示す。前節で示したシールドモデルでの屋外気流解析において開口中心想定位置の瞬時壁面静圧と壁面の開口中心想定位置から 5.0 mm 離れた位置で壁面接線方向の瞬時風速 2 成分及び瞬時全圧を取得した。(STEP 1)。これらを基に局所相似モデルを適用し、各時点で収束計算により通風量を算出した (STEP 2)。次に通風量を開口面積で除した開口面法線方向瞬時風速と、STEP 1 で取得した接線方向の瞬時風速 2 成分を、室内解析の流入出境界に time step 毎に与え、室内のみの非定常解析を行った (STEP 3)。室内の計算格子は全域計算と一致させており総メッシュ数は 165,998、メッシュレイアウトを **Fig.6** に示す。その他の解析条件及び計算手順は全域計算と同様である。なお、時系列の境界条件作成にはシールドモデルの本計算で得られた 15 s のデータを用い、領域分割法による室内解析において、初めの 5 s のデータは初期値である SKE から LES へ移行する助走計算に用い、残り 10 s のデータを本計算に用いた (**Fig.7**)。

1.4 流入風向のみを考慮した領域分割法 (Method 2)

Method 1 を簡易化した LES による領域分割法として、開口の流量係数を固定し、流入風向は屋外気流解析の接線方向風速に基づいて与える手法にて解析を行う (以下、Method 2)。開口 1 と開口 2 の流量係数は 0.67 とし、瞬時壁面静圧とオリフィス式を用いて通風量を各時点で算出した。次に通風量を開口面積で除した開口面法線方向瞬時風速と、シールドモデルで取得した開口面接線方向の瞬時風速 2 成分を、室内解析の流出入境界に time step 毎に与え、室内のみの非定常解析を行った。その他の解析条件及び計算手順は Method 1 と同様とした。

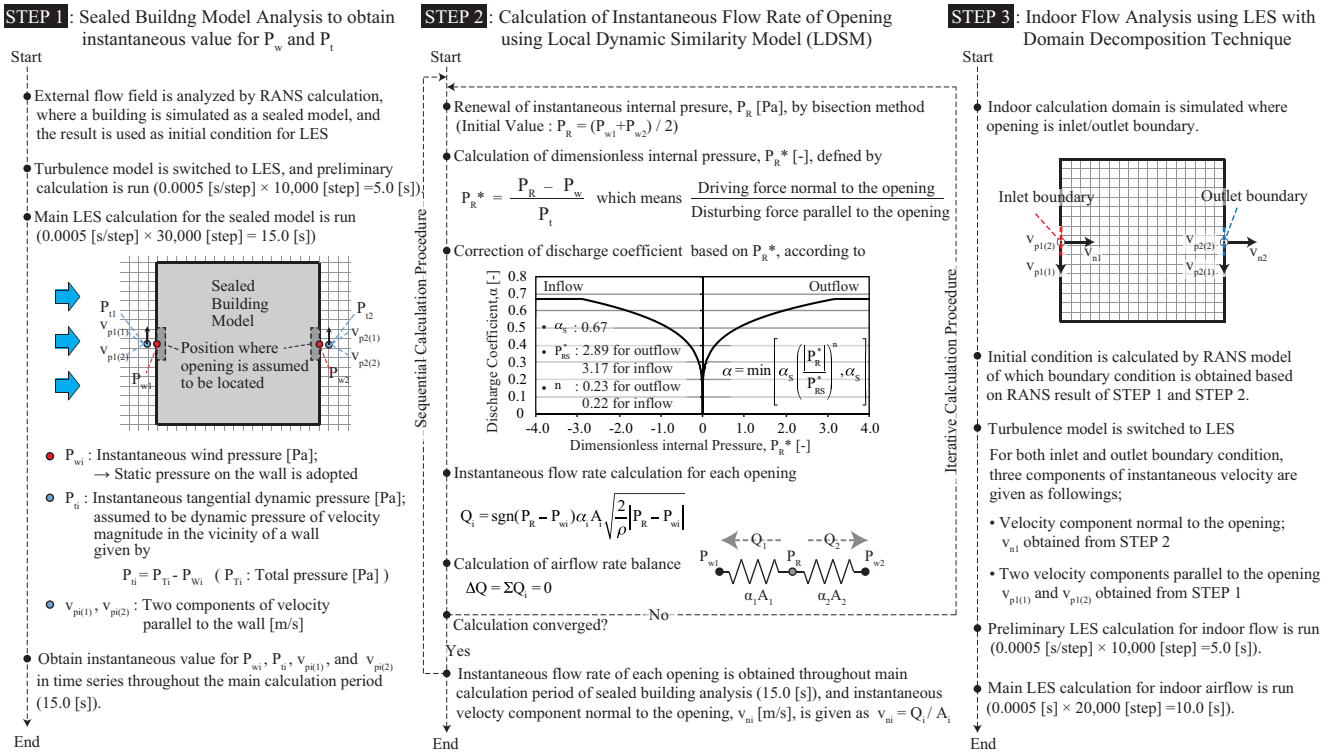


Fig.5 Calculation Procedure of LES using Domain Decomposition Technique with Local Dynamic Similarity Model (Method1)

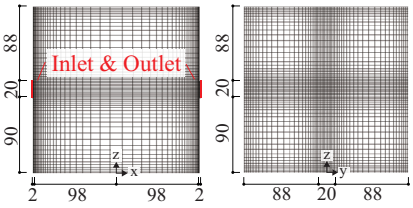


Fig.6 Computational Domain and Computational Grid (Indoor)

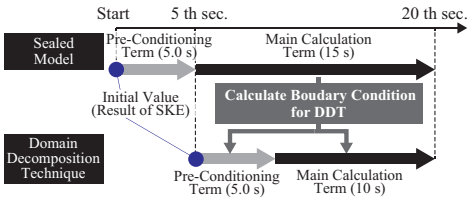


Fig.7 Calculation Timeline

1.5　開口法線方向に流入する領域分割法 (Method 3)

Method 2 を更に簡易化した LES による領域分割法として、各開口の流量係数を 0.67 に固定し、シールドモデルを対象とした屋外解析の瞬時壁面静圧を基にオリフィス式から算出した各時点での通気量に基づいて開口面法線方向風速のみを流入出境界とする解析を行った (以下、 Method 3)。なお、当該計算では流量係数を 0.67 に固定するため、瞬時の流入出風量と法線方向風速は Method 2 と完全に一致する。

2.　解析結果と考察

2.1　瞬時流量係数 (Method 1)

Fig.8 に Method 1 で局所相似モデルにより算出された瞬時流量係数 α_{LDSM} の経時変化を示す。なお、添字は開口を示す。グラフより、$\theta = 0°$ では開口部の接線方向動圧が小さく、α_{LDSM} は概ね 0.67 で一定となった。一方 $\theta = 45°$ では接線方向動圧が大きくなり α_{LDSM} が比較的時変動し、時間平均値は 0.67 よりもやや小さくなった。更に $\theta = 90°$ では、接線方向動圧と α_{LDSM} の時変動共に非常に大きく、時間平均値が 0.67 よりも小さくなった。

2.2　AFR 及び室内平均風速コンター図

風向条件毎に領域分割法による全域計算の解析結果の再現性を考察する。AFR は、全域計算では前述の各開口分割面の中央点で得られた開口に垂直に流入出する瞬時風速から瞬時合計流入風量と瞬時合計流出風量を全 time step で求め、その絶対値を時間平均して AFR を算出した。また LES による領域分割法では STEP 2 の通風量計算で得られた値を AFR とした。

Fig.9 (a) に $\theta = 0°$ における室内平均スカラー風速コンター図を AFR と共に示す。AFR に関して全ての手法で良く一致した。これは本条件で α_{LDSM} がほぼ 0.67 であったことが要因と言える。また室内の風速コンター図より風向に若干の違いがあるものの Method 1 と Method 2 が全域計算と概ね一致する事を確認した。次に **Fig.9 (b)** に $\theta = 45°$ での結果を示す。AFR に関しては Method 1 が全

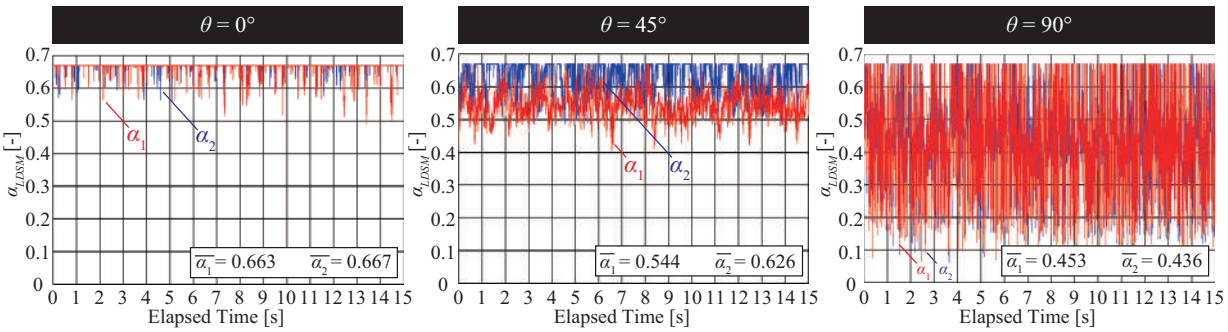


Fig.8 Instantaneous Discharge Coefficient by LDSM (Method 1)

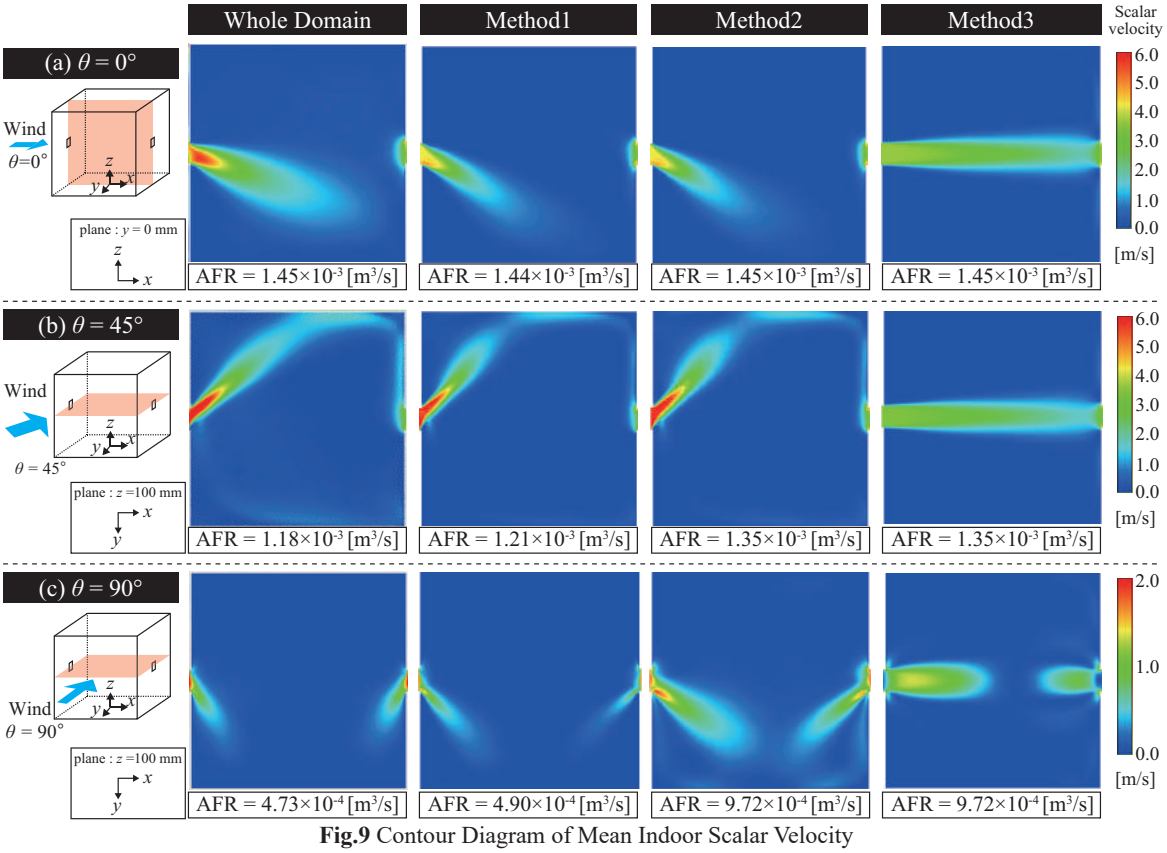


Fig.9 Contour Diagram of Mean Indoor Scalar Velocity

域計算と良く一致しており、Method 2 が若干過大予測した。これは先述の通り $\alpha_{LDSM} < 0.67$ であり、$\alpha = 0.67$ と一定値にした事が Method 2 での若干の過大予測に繋がったと考えられる。しかし風速コンター図からは Method 1 と Method 2 が共に全域計算と良く一致した事が確認できる。よって本条件では室内平均風速分布に関して局所相似モデルの有無があまり影響しない事が確認された。**Fig.9 (c)** に $\theta = 90°$ での結果を示す。AFR に関して Method 1 が全域計算と良く一致した一方で Method 2 が倍程度過大予測した。また室内平均風速コンター図を比較すると Method 1 が良く全域計算と一致し Method 2 が全域計算よりも過大に予測した。本条件では局所相似モデルを適用した非定常解析を行うことで非常に精度良く通風量と室内平均スカラー風速分布を予測できた。

一方で Method 3 は、**Fig.9** に示す室内平均風速コンター図を比較すると、どの条件においても全域計算と大きく異なる結果となり、開口部の流入出風向条件の有無が室内風速分布に与える影響は非常に大きかった。

2.3　室内スカラー風速パワースペクトル分布

風速の変動成分について評価を行う。外部風向条件毎に室内の代表 3 点を設定し、各点で time step 毎に得られた時系列スカラー風速をフーリエ変換して求めた風速のパワースペクトルを **Fig.10** に示す。手法毎で比較すると、各風向条件における全域計算の再現性について 2. 2 節の考察で述べた傾向と同様の傾向が確認された。

3.　まとめ

本報では 3 つの風向条件を対象に全域計算と流入出境界条件の与え方が異なる 3 種類の領域分割法による室内気流の非定常解析を行い各手法による解析結果の精度検証と知見の取得を行った。今後は更なる風向、開口条件出の検討や、境界条件の与え方の検討を行う所存である。

【謝辞】
本研究の一部は JSPS 科研費 (基盤研究 (B) JP20H02311, 研究代表者 : 小林知広) の助成を受けた。ここに記して謝意を表す。

【参考文献】

1)T. Kurabuchi, M. Ohba, T. Nonaka : Domain Decomposition Technique Applied to the Evaluation of Cross-Ventilation Performance of Opening Positions of a Building, The International Journal of Ventilation, Vol.8, No.3, pp.207-217, 2009
2) 田中佑亮 , 小林知広 , 山中俊夫 ら : 領域分割法を用いた LES による室内通風気流の非定常解析手法に関する基礎的研究 (その 4), 令和 3 年度空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集 , D-21, pp.86-88, 2021 年 9 月
3) 佐野香之 , 小林知広 , 山中俊夫 ら : 領域分割法を用いた LES による室内通風気流の非定常解析法に関する基礎的研究 (その 1), 令和 2 年度空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集 , A-13, 2021 年 3 月
4)A.Smirnov, S.Shi, I.Celik : Random Flow Generation Technique for Large Eddy Simulations and Particle-Dynamics Modeling, Journal of Fluids Engineering, Vol.123, Issue 2, pp.359-371, 2001.6
5) 佐野香之 , 小林知広 , 山中俊夫 ら : 領域分割法を用いた LES による室内通風気流の非定常解析手法に関する基礎的研究 (その 3) , 令和 3 年度空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集 ,D-20,2021 年 9 月
6)T.Kurabuchi, M. Ohba, T. Nonaka : Evaluation of Cross-Ventilation Performance of Opening Positions of a Building, The International Journal of Ventilation, Vol.8, No.3, pp.207-217, 2009

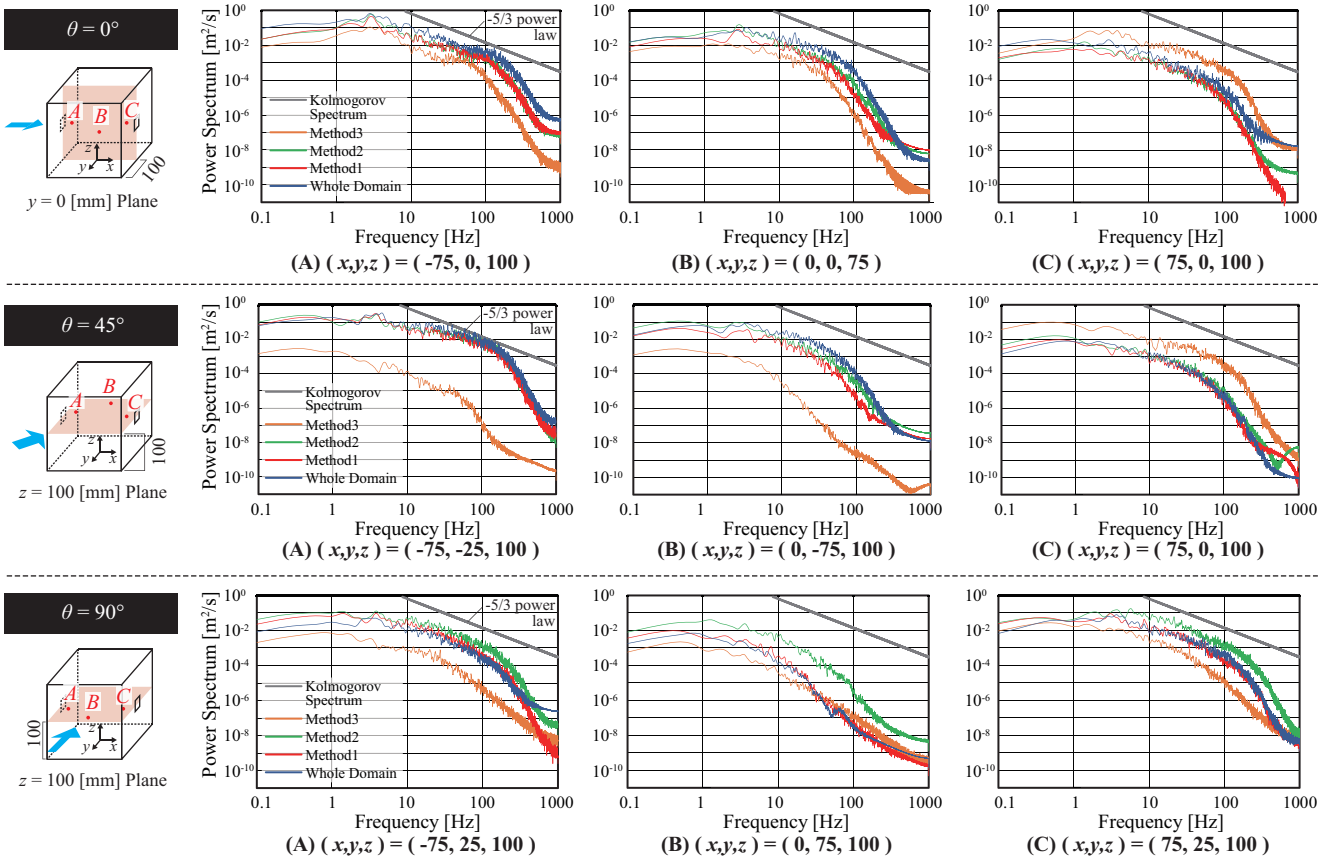


Fig.10 Power Spectrum of Instantaneous Velocity at each Monitoring Point

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022. 3. 11）

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 1）ペリカウンター型自然換気口を対象としたハイブリッド空調時の室内熱環境評価

Control of Natural Ventilation Opening to Keep Energy Saving and Thermal Comfort in Office Room
(Part 1) Thermal Environment of Hybrid Air Conditioning with Natural Ventilation Opening of Built-in Peri-Counter Box Type

○丹羽　剣竜　（大阪大学）　　小林　知広　（大阪大学）
山中　俊夫　（大阪大学）　　崔　ナレ　（大阪大学）
佐藤　可奈　（大阪大学）

Kenryu NIWA[*1]　Tomohiro KOBAYASHI[*1]　Toshio YAMANAKA[*1]　Narae CHOI[*1]　Kana SATO[*1]
[*1]Osaka University

In recent years, the number of office buildings that introduce natural ventilation(NV) is being increased to save energy.However, depending on air conditions of outsides, NV has possibility that worsens thermal comfort. Therefore NV works only for a short period of time. In order to keep both energy saving performance and thermal comfort, it is necessary to understand the relation between NV conditions and the indoor environment.In this paper, the indoor environment is evaluated changing NV conditions by using CFD analysis for a general office room.

1. はじめに

近年、オフィスビルにおいて、自然換気導入例が増加している。自然換気の適用は空調による熱処理負荷を減らすことができる一方、外気温や自然換気量等の条件によっては室内の熱的快適性を損なう可能性がある。そこで省エネ性と熱的快適性を両立するために、外界条件に応じて自然換気口の開度を制御する高度な自然換気の運用が必要になると考えられる。しかし、そのような自然換気口制御手法は確立されているとは言い難く、制御パラメータと室内熱環境の関係に関する体系的な整備が必要である。そこで本報では一般的なオフィス空間を想定し、自然換気時の室内外温度差と自然換気量に着目したパラメータ解析を CFD により実施した。また、これに基づいて室内環境評価指標を算出し、熱的快適性を大きく損なうことのない換気回数の上限値を内外温度差から予測する手法の検討を行った結果を報告する。

2. CFD 解析モデル

Fig.1 に対象とした執務室の概要を示す。対象空間は一般的な執務室を想定しており、対称境界面を用いて、桑山、白石ら[1]と同様にワンスパン分の解析を行った。解析領域は横幅 3.2 m、奥行 14.0 m、高さ 2.8 m とした。また、ペリカウンターによる自然換気と天井に設置したアネモスタット型ディフューザー (以下、アネモ) により室温を 26 ℃に保つハイブリッド空調を想定した。なお、本報では高さの異なる 2 種類のペリカウンター (Type 1:0.6 m, Type 2:0.25 m) について解析した。**Fig.2** にメッシュ分割を示す。基本的に 50 mm の等間隔分割としたが、P.V. 法[2]によりアネモの吹出気流を再現するために天井面から第 1 メッシュを 20 mm, 第 2 メッシュを 30 mm で分割した。**Table 1** に内部発熱負荷条件を示す。人体発熱負荷は熱流束境界で与え、一人あたり 60 W とした。また、机上機器

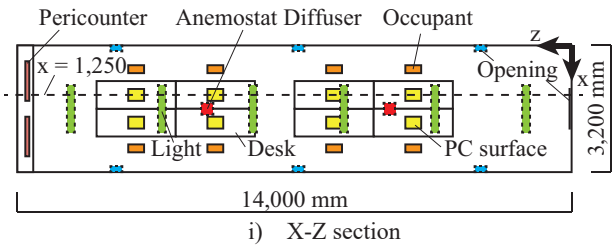


Fig.1 Analysis domain

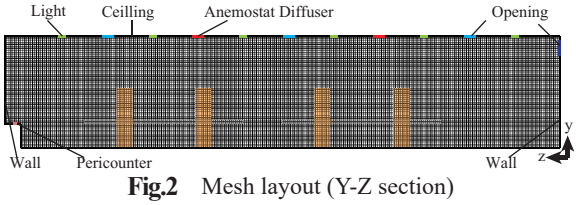


Fig.2 Mesh layout (Y-Z section)

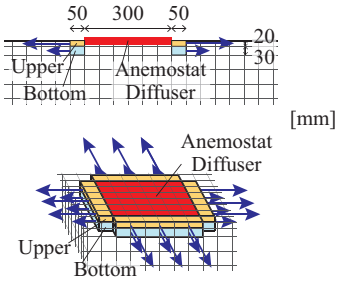


Fig.3 P.V. surface domain

Table 1 Heat load

Internal occupants	60 [W/person] × 8 [persons] = 480 [W] →31.915 [W/m²] at the occupants surface
Heat generation rate	15 [W/m²] × Floor Area [m²] = 672 [W] → 700 [W/m²] at the PC surface
light	10 [W/m²] × Floor Area [m²] = 448 [W] → 155.56 [W/m²] on the lights, 5.15 [W/m²] on the floor
Anemo supply air Temperature [℃]	16 [℃]

による熱負荷は床面に対して 15 W/m^2 に相当する発熱量を机上機器を模した 0.3 m × 0.4 m の面に与え、照明による熱負荷は床面に対して 10 W/m^2 に相当する発熱量を照明を模した天井パネルと床面に分けて与えた。なお、壁面、天井面、床面は断熱条件とした。

CFD 解析により自然換気時の室内熱環境への影響について基礎的な検討を行う。CFD 解析手法の概要を **Table 2** に示す。自然換気時の外気温を 4 条件 (T_o = 14, 16, 18, 20 ℃)、自然換気量を 5 条件 (Q = 50, 100, 200, 300, 400 m^3/h) パラメータとして設定し、**Table 3** に示す 13 条件を解析した。アネモは吹出温度 16 ℃ の VAV を想定し、領域全体のアネモ吹出風量は自然換気の処理する室内顕熱負荷から、排気温度が 26 ℃ になるよう設定した。**Table 4** に条件毎の風量を示す。アネモの吹出気流の再現にあたっては長澤・近藤らの手法 [2] を簡易化し、**Fig.3** に示す吹出口を囲う鉛直方向 2 メッシュ (上から Upper, Bottom とする) を P.V. 面として、**Table 5** に示す風速を与えた。

3. 室内温度分布

自然換気吹出口を含む鉛直断面 (x = 1,250 mm) にお

Table 2 CFD analysis condition

Analysis Zone		3,200(X) 2,800(Y) 14,000(Z) mm
CFD code		ANSYS Fluent 19.2
Turbulence Model		Standard k-epsilon Model
Algorithm		SIMPLE
Discretization Scheme for Advection Term		QUICK
Total Numeber of Cells	Type 1	998,656
	Type 2	1,002,240

Table 3 Studied cases in parametric study

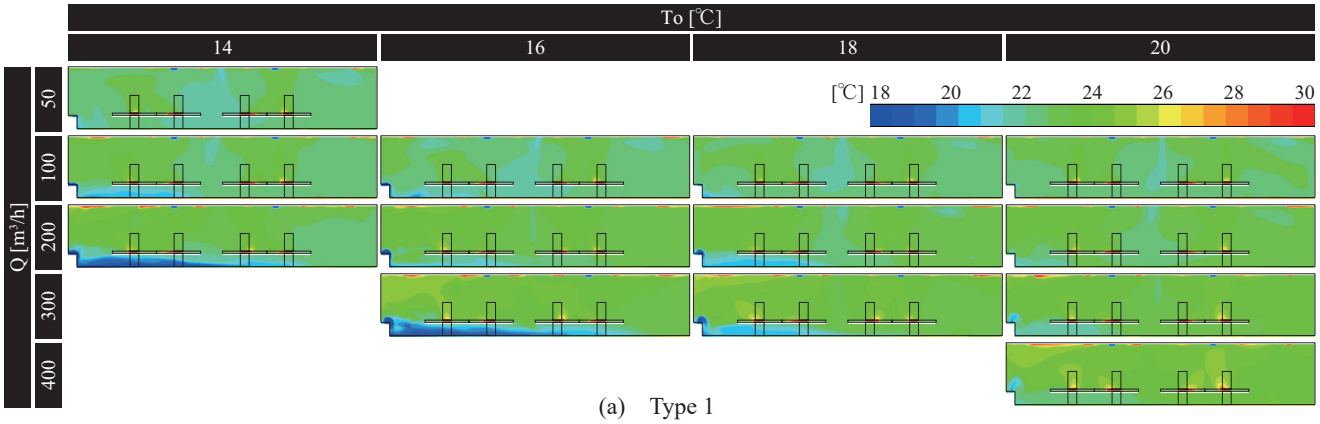
Q [m^3/h] (N [1/h])	To [℃] 14	16	18	20
50 (0.399)	○	-	-	-
100 (0.797)	○	○	○	○
200 (1.594)	○	○	○	○
300 (2.392)	-	○	○	○
400 (3.189)	-	-	-	○

Table 4 Supply air flow rate from anemostad diffuser

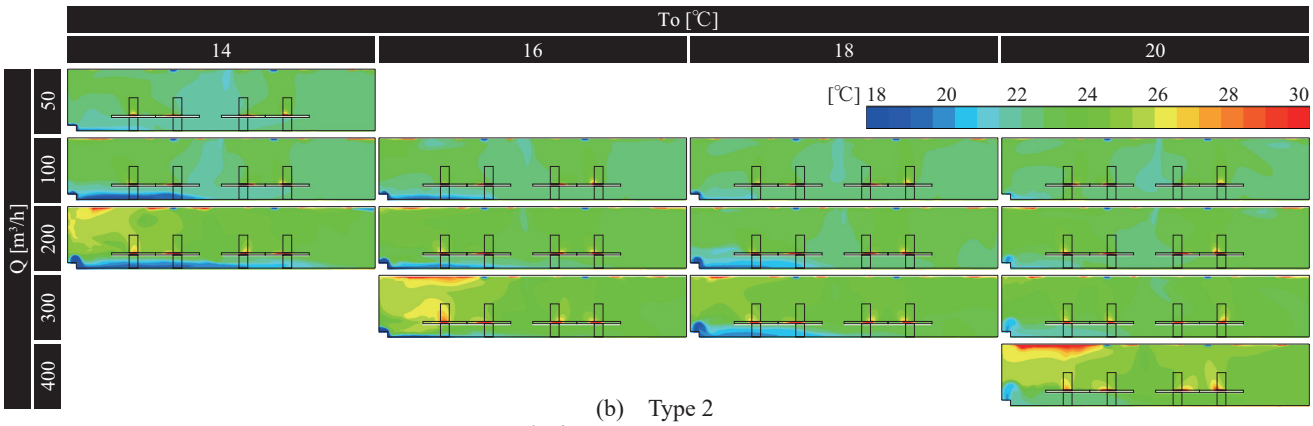
Outdoor Air Temperature [℃]	14				16				18				20			
Natural Ventilation Flowrate [m^3/h]	50	100	200	300	100	200	300	400	100	200	300	400	100	200	300	400
Total Supply Flowrate from Anemostat diffurser [m^3/h]	420	360	240	120	380	280	180	80	400	320	240	160	420	360	300	240

Table 5 Velocity on P.V. surface

Outdoor Air Temperature [℃]	14				16				18				20			
Natural Ventilation Flowrate [m^3/h]	50	100	200	300	100	200	300	400	100	200	300	400	100	200	300	400
upper [m/s]	2.867	2.458	1.638	0.819	2.594	1.912	1.229	0.546	2.731	2.185	1.638	1.092	2.867	2.458	2.048	1.638
bottom [m/s]	0.754	0.646	0.431	0.215	0.682	0.503	0.323	0.144	0.718	0.574	0.431	0.287	0.754	0.646	0.538	0.431



(a) Type 1



(b) Type 2

Fig.4 Temperature contour

ける温度コンターを **Fig.4** に示す。両 Type において、自然換気による熱処理の割合が大きい (外気温が低い及び自然換気量が大きい) 条件ほど、空調を含む領域全体の顕熱処理量が等しいにも関わらずペリカウンター近傍の足元が低温となっている。これは、自然換気の吹出気流が室温に比べ低温であるためにペリカウンターから垂れ下がるためと言える。

4. 室内環境の快適性評価指標

4.1 上下温度差

本報では執務室を想定しているため、3 ℃ [3] 以下が推奨される座位頭部高さ (FL+1.1 m) と足元高さ (FL+0.1 m) の温度差 ($\Delta T_{1.1\text{-}0.1}$) を評価指標の 1 つとして用いた。

4.2 ADPI

ADPI は冷房時の室内の快適性を表す指標で、室内空間の体積に対する室内の快適空間の体積割合を表す。本報では居住域での評価を目的として対象空間を床面から高さ 1.8 m までを対象とした。なお、快適空間は以下の条件 (a)(b) を満たす空間とする。値が大きい方が快適であり、80 % [4] 以上が推奨される。

$$\begin{cases} U_x < 0.35\ [\mathrm{m/s}] & \text{条件 (a)} \\ -1.7 \le t_{ed} \le +1.1 & \text{条件 (b)} \end{cases}$$

ここで、t_{ed} は有効ドラフト温度で (1) 式で求められる。

$$t_{ed} = (t_x - t_r) - 7.73(\overline{U_x} - 0.15) \quad (1)$$

4.3 Popiolek らによるスカラー平均風速換算式

ADPI の算定に用いる風速は無指向性 (スカラー平均風速) を前提としているが、CFD 解析により得られる風速は各成分のレイノルズ平均値であるため、Popiolek らによる (2) 式 [5] を用いて換算を行った。

$$\overline{U_e} = \begin{cases} \overline{V}(1 - 0.044\,Tu + 1.195\,Tu^2 - 0.329\,Tu^3) & \text{if } Tu \le 1.3 \\ \overline{V}(0.287 + 1.502\,Tu) & \text{if } Tu > 1.3 \end{cases} \quad (2)$$

5. 室内環境評価及び上限換気回数

5.1 室内環境評価

Fig.5 にペリカウンターからの距離と上下温度差 $\Delta T_{1.1\text{-}0.1}$ の関係を示す。ここで、上下温度差 $\Delta T_{1.1\text{-}0.1}$ は各高さにおける X 方向の水平ライン上の平均値の差とする。

いずれの条件においても、概してペリカウンターから離れるほど上下温度差 $\Delta T_{1.1\text{-}0.1}$ は小さくなる。また、自然換気による熱処理の割合が大きい条件ほど、上下温度差 $\Delta T_{1.1\text{-}0.1}$ が大きくなる傾向が見られる。T_o = 14 ℃において、Q = 50, 100 m^3/h の条件では概ね $\Delta T_{1.1\text{-}0.1} \leqq 3$ ℃となっているため外気温が低い条件でも風量を絞ることで室の快適性を確保できることが示唆される。

5.2 上限換気回数の算出

室内外温度差条件 T_o-T_i に対して、室内環境の快適性を確保できる自然換気による換気回数の上限値を上限換気回数 N_{max} とする。

換気回数 N に対する、上下温度差 $\Delta T_{1.1\text{-}0.1}$ 及び ADPI を **Fig.6** 及び **Fig.7** に示す。ここでの上下温度差 $\Delta T_{1.1\text{-}0.1}$ は、ペリメータ (自然換気吹出口から 5 m 以内の範囲とする) における水平面平均上下温度差とした。また、各評価指標において、内外温度差条件ごとに評価指標を自然換気量 Q の二次式で近似した結果を併記する。導出した近似式と各指標の推奨値 ($\Delta T_{1.1\text{-}0.1}$ = 3 ℃及び ADPI = 80 %) の交点における自然換気量 Q を各内外温度差条件での上限自然換気量 Q_{max} とし、上限換気回数 N_{max} を求める。

$\Delta T_{1.1\text{-}0.1}$ と ADPI の推奨値に基づいて算定した上限換気回数 N_{max} を **Table 6** にそれぞれ示す。また、**Fig.8** に示すように、$\Delta T_{1.1\text{-}0.1}$ と ADPI に基づく上限換気回数 N_{max} を比較すると、Type 1 は全条件で、Type 2 では T_i-T_o = 10 ℃以外の条件において、ADPI による N_{max} が

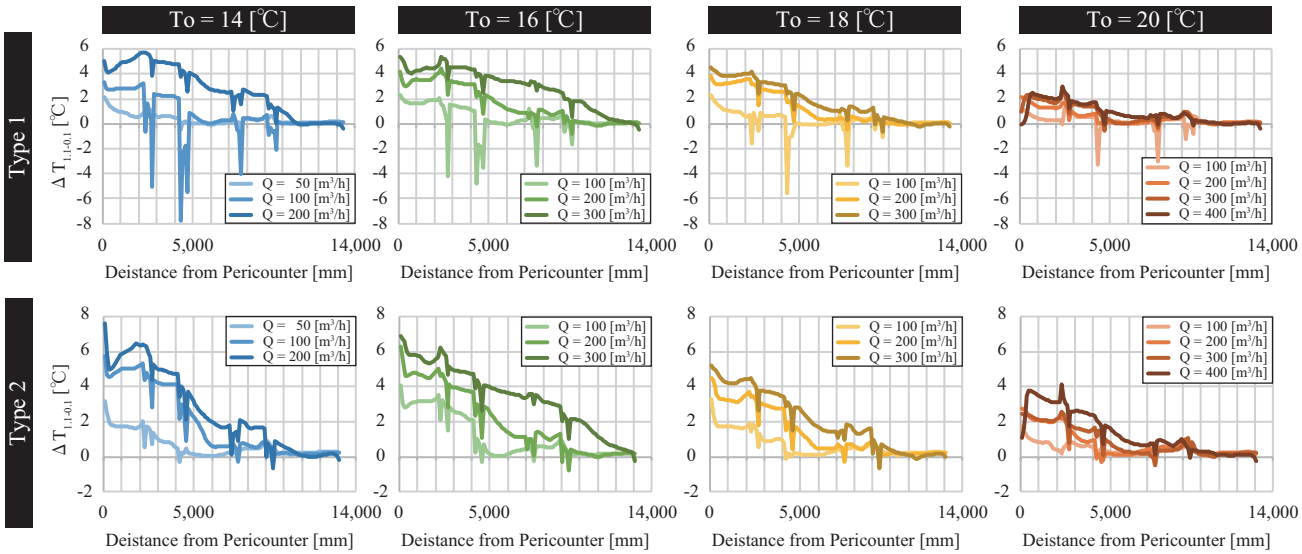
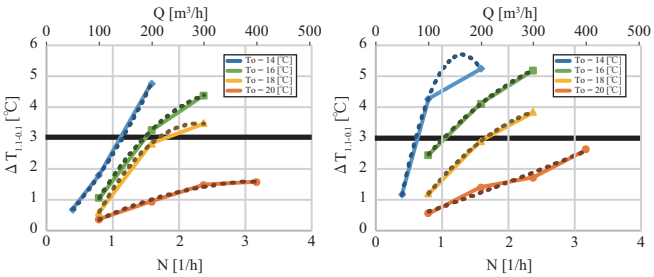
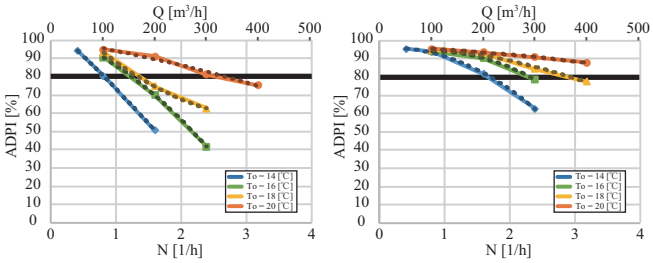


Fig.5 Relationship between distance from pericounter and temperature diffrence between head and ankle



1) Type 1　　2) Type 2

Fig.6 Relationship between air exchange rate and temperature difference beteween head and ankle



1) Type 1　　2) Type 2

Fig.7 Relationship between air exchange rate and ADPI

Table6 Maximum air exchange rate

i) From temperature difference between head and ankle

Ti-To [℃]	12	10	8	6
Type1 [1/h] ([m³/h])	1.15(143.7)	1.41(177.1)	1.67(209.4)	-
Type2 [1/h] ([m³/h])	0.65(81.5)	1.06(132.9)	1.74(218.4)	5.63(706.3)

ii) From ADPI

Ti-To [℃]	12	10	8	6
Type1 [1/h] ([m³/h])	0.82(103.4)	1.22(153.1)	1.31(164.4)	2.72(340.9)
Type2 [1/h] ([m³/h])	0.64(80.5)	1.09(137.0)	1.31(164.2)	2.43(305.3)

より小さい値となった。したがって、本報では安全側となる ADPI = 80 % を N_{max} 算定の基準として採用することとした。

ADPI = 80 % を基準として、解析を行った内外温度差 4 条件に対する N_{max} の算出結果から近似曲線を用いて外気温による上限換気回数の数式化を行う。近似式は (3) 式に示す反比例式をモデルとして、最小二乗法によって求められる定数部分の組 (a, b) を用いた。

$$N_{max} = \frac{b}{(T_i - T_o) - a} \quad (3)$$

上式は T_i-T_o = a と Q_{max} = 0 に漸近するが、これは内外温度差が一定の値 (a ℃) 以下のときは自然換気量 Q に関係なく ADPI = 80 % が担保され、また、内外温度差が大きい (外気温が低い) 場合に上限換気回数が 0 に近づくことを意図したことによるものである。

(4) 式及び (5) 式にそれぞれの自然換気方式における上限換気回数 N_{max} の近似式を示す。

$$N_{max} = \frac{6.82}{(T_i - T_o) - 3.46} \quad \text{for Type 1} \quad (4)$$

$$N_{max} = \frac{6.27}{(T_i - T_o) - 3.42} \quad \text{for Type 2} \quad (5)$$

また、各自然換気方式における内外温度差と N_{max} の関係を **Fig.9** に示す。Type 1 では T_i-T_o = 3.46 ℃、Type 2 では T_i-T_o = 3.42 ℃以下の時に自然換気量によらず ADPI ≧ 80 % となり、室内環境の快適性が保たれる結果となった。また、例えば上限換気回数が 2.0 回 /h となる内外温度差は Type 1 と Type 2 のそれぞれで 6.9 ℃と 6.6 ℃となる。快適性を確保したまま満たすことが出来る。

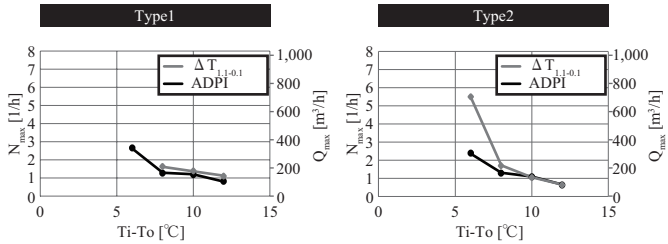


Fig.8 Comparision of air exchange rate by each matrics

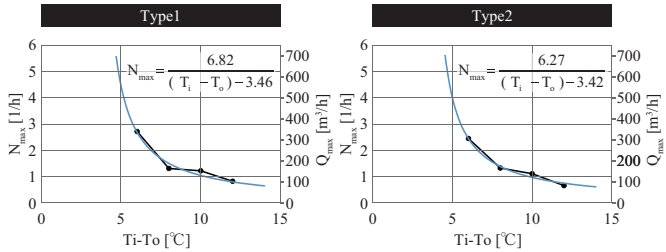


Fig.9 Maxmum air exchange rate

仮に自然換気装置の P-Q 特性が既知で内外差圧が BEMS でモニターされる場合、このような関係式を用いることで外気温に応じた自然換気口のダンパー制御により自然換気時の熱的快適性の維持や自然換気期間の長期化につながる可能性があると言える。

6. まとめ

本報ではペリカウンターを有するオフィスのワンスパンモデルにおいて自然換気条件をパラメータとした CFD 解析を行い、室内環境の評価及び内外温度差に対する上限換気回数の数式化を行った。上限換気回数算出における室内環境評価指標としては ADPI = 80 % を基準とし、2 種類の換気方式において内外温度差 7 ℃付近で上限換気回数が 2.0 回 /h を超える結果となった。

今後は、異なる自然換気口タイプでの検討を行うとともに、新たな室内環境評価指標の検討も行い、解析データを蓄積することで数式のさらなる精度向上を目指す所存である。

【参考文献】
1) 桑山、白石ら :「外断熱建築における躯体蓄熱型放射＋床吹出システムに関する研究 (第 4 報)」, 日本建築学大会学術講演梗概集 , No.41652 , pp1371-1372 , 2016.8.
2) 長澤康弘 , 近藤靖史 :「数値流体解析における空調用天井吹出口のモデリング手法 (その 4)」, 日本建築学会計画系論文集 , No.585 , pp.27-34, 2004.11
3)ISO:7730,2005, vertical air temperature difference
4)ASHRAE:ASHRAE HANDBOOK HVAC Applications SI Edition, 58.6, 2019
5)Z.Popiolek, and Arsen K. Melikov:Improvement of CFD predictions of air speed turbulence intensity and draught discomfort, 11th International conference on Indoor Air Quality and Climate - Indoor Air 2008;Vol.paper 718

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022. 3. 11）

オフィスにおけるブース型置換換気を用いた感染症対策パーソナル空調に関する研究
（その 3）ブース型置換換気と従来型置換換気の特性比較

Booth Type Displacement Ventilation for Prevention from Infectious Diseases in Office
(Part 3) Comparison Between Booth Type Displacement Ventilation and Traditional Displacement Ventilation

○鹿野　奈々　（大阪大学）　山中　俊夫　（大阪大学）
崔　ナレ　（大阪大学）　小林　知広　（大阪大学）
難波　和佳子　（大阪大学）

Nana SHIKANO*1　Toshio YAMANAKA*1　Narae CHOI*1　Tomohiro KOBAYASHI*1　Namba Wakako*1
*1　Osaka University

As the coronavirus disease 2019 (COVID-19) pandemic continues, in offices, they install partitions or wear masks. However, this method cannot prevent aerial infection completely and may disturb supplying fresh air to the occupants. In this research, we propose the booth-type displacement ventilation system and examine its performance. In the previous paper, it was suggested that the booth and the thermal plume from the heat source prevented contaminants. In this paper, we compare the performance of this system with traditional displacement ventilation system, and also we investigate the difference of this system depending on the position of contaminants source.

はじめに

昨今では長期化する新型コロナウイルスの流行に伴い、感染症の収束だけでなく共存が目指されている。特に長時間を執務空間内で過ごすことが想定される執務者については、マスクやパーティションを利用するなどの対策が講じられることが多い。しかし、この方法では飛沫核の拡散を完全に防ぐことはできず、新鮮空気も執務者に供給されにくい。そこで本研究は、ブースごとに新鮮空気を供給する、ブース型置換換気を用いたパーソナル空調を提案し、その性能を把握する。

既報[1]では、ブースと、発熱源による上昇気流が汚染物の拡散を抑制し、汚染物を効率的に排出できる可能性が示された。本報では従来型の置換換気と本システムを比較し、本システムの性能を検討する。また、汚染源位置を変更した実験により、排気口との位置関係による汚染物分布特性の違いを検討する。

1. 従来型置換換気との比較実験概要

1. 1　実験室概要

ブースを設置した場合の実験室の構成を **Fig. 1** に示す[1]。本実験ではオフィスの一部を再現しており、ブース A ～ D には発熱源として模擬人体 (75 W/ 体) と模擬 PC (50 W/ 台) を設置した。また、ブース内にはスチレンフォームによって作成した机と椅子も設置した。給気口は各ブース内 1 か所ずつと、ブース外の壁面計 6 か所にあり、全て HEPA フィルターを通して給気を行う。条件によってブースの設置方法と使用する給気口を変更する。排気は天井面 1 か所で行った。また、ブース C の模擬人体の呼吸高さ（1100 mm）から、感染者から発

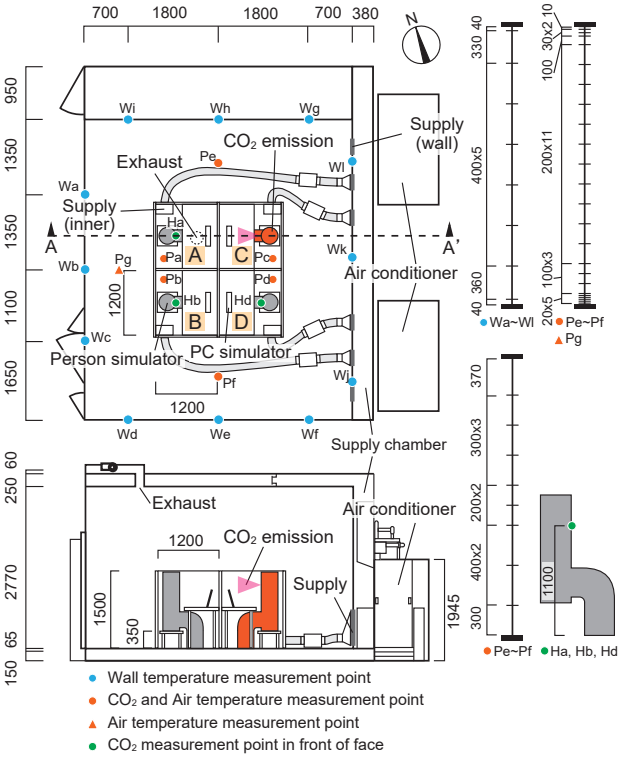


Fig.1 Plan and A-A' section of experimental set-up [mm]

Table. 1 Experimental condition

Case	Booth Type	Supply airflow [m³/h]		Supply air-flow tempe-rature [℃]
		Inner	Outer	
Case BD-A	All	80 x4	60 x2	10
Case BD-S	Front and side			18
Case DV-A	All	0	220 x2	15
Case DV-S	Front and side			18
Case DV-NB	No booth			15

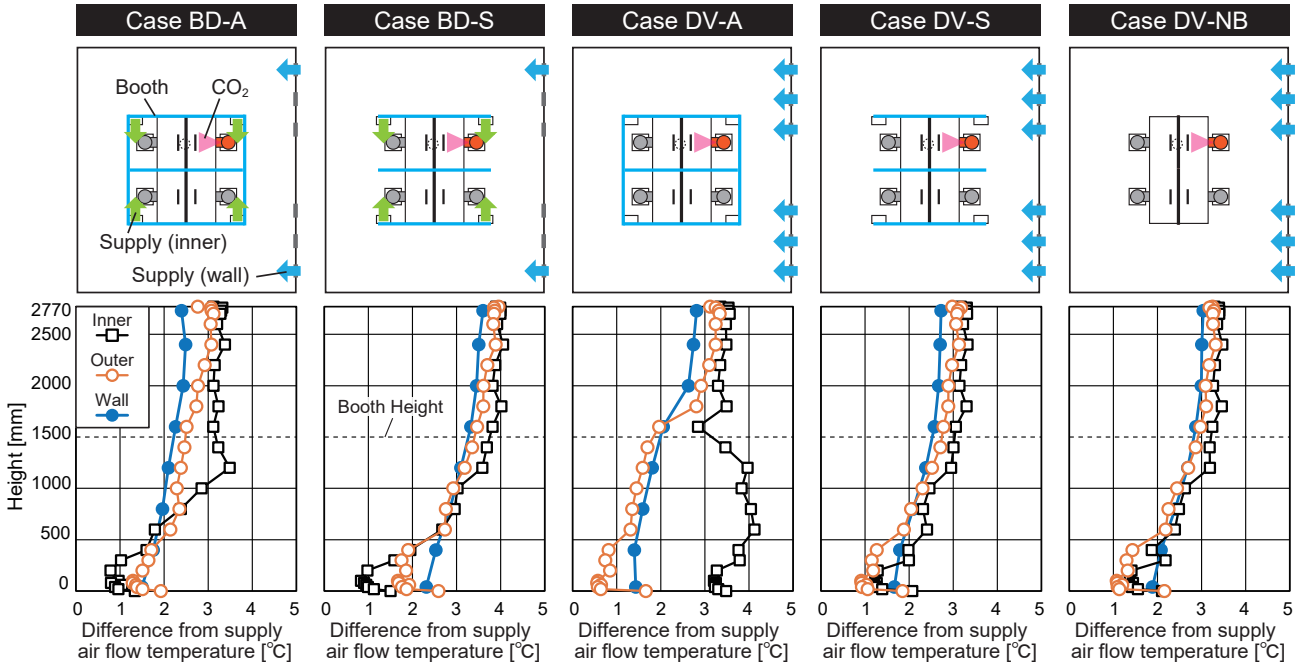


Fig. 2 Outline of Experimental condition - 1, Average vertical temperature distribution of each case

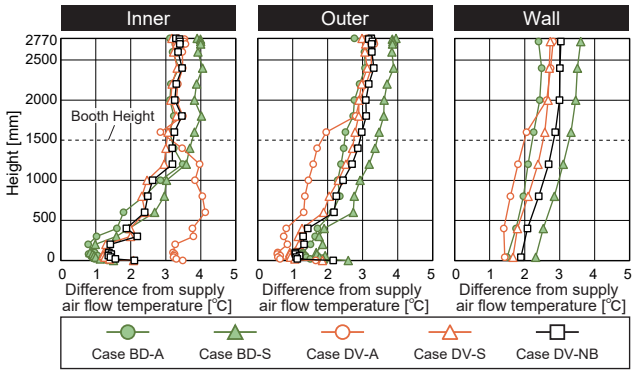


Fig. 3 Vertical average temperature distribution of each area

生する飛沫核を模擬した CO_2 を発生させた。CO_2 の発生量は 2 NL/min であり、スポンジを用いて染み出すように発生させた。

1. 2　実験条件

実験条件を **Table. 1**、各実験条件での実験室の概略平面図を **Fig. 2** に示す。実験条件は給気条件をブース型置換換気 (BD)、従来型置換換気 (DV) の 2 条件、ブースの設置方法を各机の全周 (A)、各机の両側と向かいのみ (S)、ブースなし (NB) の 3 条件とし、これらを組み合わせた Case BD-A, BD-S, DV-A, DV-S, DV-NB の 5 条件について測定した。ブースを設置した条件ではブース高さを全て 1500 mm とした。

給気については全条件総給気量を 440 m^3/h とした。ブース型置換換気ではブース 1 か所あたり 80 m^3/h（ブース内給気、計 4 か所）と、壁面 1 か所あたり 60 m^3/h（ブース外給気、計 2 か所）を給気した。従来型の置換換気では壁面 6 か所から計 440 m^3/h を給気した。また本実験では条件ごとに測定した時期が異なることから、壁面付近の熱損失と下降気流の発生を防ぐため、外気条件によって給気温度を 10, 15, 18 ℃と変更した。

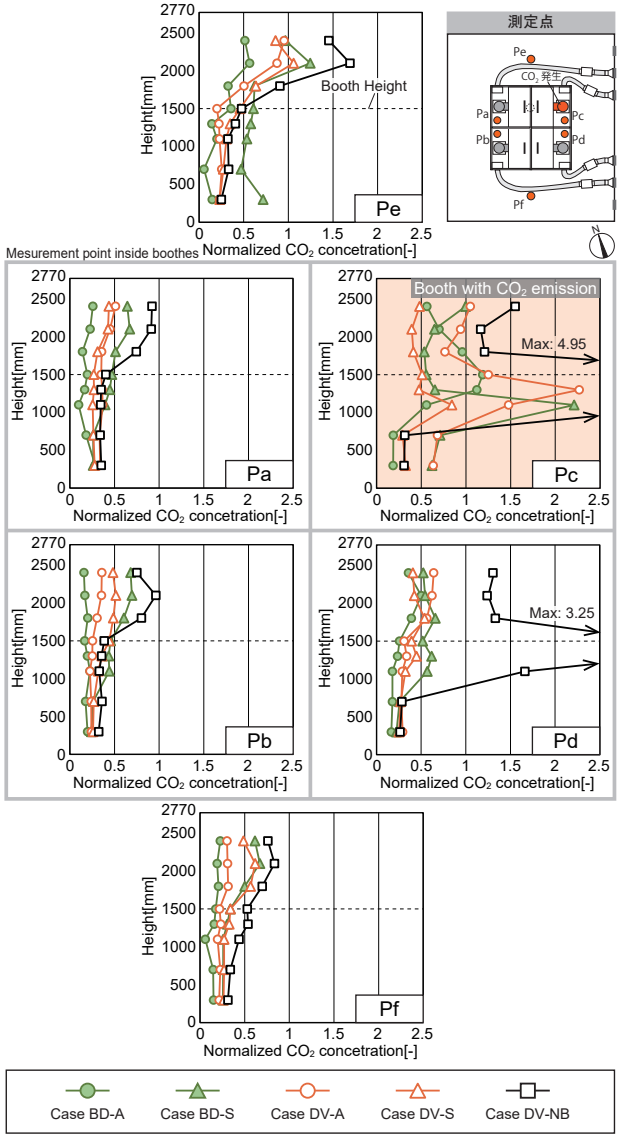


Fig. 4 Vertical CO_2 concentration distribution at each measurement point

1. 3　測定方法

実験では温度と CO_2 濃度を測定した。測定点を **Fig. 1** に示す。温度は壁面 Wa ～ Wl と室内 Pa ～ Pg の鉛直方向について、CO_2 濃度は Pa ～ Pf の鉛直方向と顔前測定点 Ha, Hb, Hd について測定した。温度測定には T 型熱電対を用い、CO_2 濃度測定には小型 CO_2 データロガー（RTR-576、T&D 社）を用いた。測定間隔は 1 分とし、温度・CO_2 濃度が定常になった後の 30 分間の平均を算出した。また､給排気の温度と CO_2 濃度も測定を行った。この温度測定には前述と同様の熱電対を用い、CO_2 濃度測定には CO_2 濃度測定計（GM70PUMP、ヴァイサラ社）を用いた。

2. 従来型置換換気との比較実験結果

2. 1　室内鉛直温度分布

鉛直温度分布については条件により給気温度が異なることから、給気温度との差で比較を行う。室内鉛直温度分布を **Fig. 2, 3** に示す。各グラフはブース内側測定点 Pa ～ Pd (Inner)、ブース外側測定点 Pe ～ Pg (Outer) 、壁面測定点 Wa ～ Wl (Wall) について平均したものを示しており、**Fig. 2** は条件ごとにエリア間の比較を、**Fig. 3** はエリアごとに条件間の比較をしている。**Fig. 2** より全条件のほとんどのエリアで温度成層が形成されているが、Case DV-A の Inner については、ブース高さ以下で室上部より温度が高くなっている。Case DV-A では全方向にブースを設置しているが、ブース内給気がないため､ブース内が発熱源によって温められたと考えられる。**Fig. 3** より Case BD-A, DV-S, DV-NB では条件間による違いは小さい。対して Case BD-S は特に室上部で他に比べて温度が高い。他条件より外部温度が高かったことが原因として考えられる。

2. 2　室内鉛直 CO_2 濃度分布

室内鉛直 CO_2 濃度分布を **Fig. 4** に示す。グラフは測定点の位置に合わせて配置している。**Fig. 4** より室全体として Case BD-A の濃度が最も低く、Case DV-NB の濃度が最も高い傾向である。よってブース型置換換気が感染症対策として、従来型置換換気より有効であることとが分かる。また、Case DV-NB では室全体で濃度境界面が形成されているのに対し、他の条件では濃度境界面が形成されていない点も見られる。ブースやブース内給気が汚染物の拡散を防ぐことで、汚染物の水平分布に偏りが生じ、濃度境界面が形成されない点が生じると考えらえる。

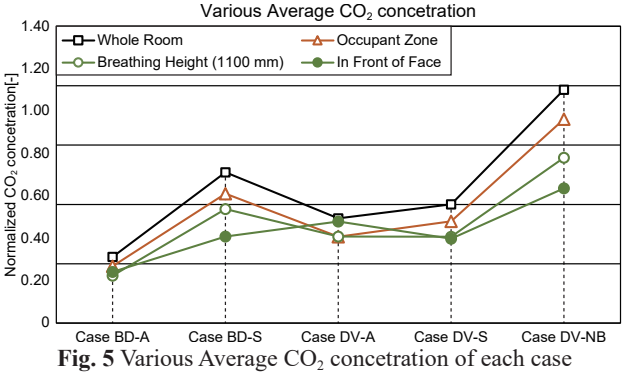


Fig. 5 Various Average CO_2 concetration of each case

2. 3　評価指標による比較

各条件の人体顔前平均濃度、呼吸高さ平均濃度、居住域平均濃度、室内平均濃度を **Fig. 5** に示す。人体顔前平均濃度は Ha, Hb, Hd での結果を平均し、呼吸高さ平均は Ha, Hb, Hd に加え、他の測定点の高さ 1100 mm での濃度を平均した。居住域平均濃度では高さ 0 ～ 1800 mm までの間の結果を全て平均した。ただし各条件の感染症対策としての性能を検討するため、感染源を模擬した汚染源ブース内側の Pc の結果は除外して、各指標を算出した。**Fig. 5** より全体として Case BD-A で平均濃度が低い。また、Case BD-A と比較して人体の背面パーティションがない Case BD-S の平均濃度が全体的に高い傾向にあることから、全方向にパーティションがある場合、汚染物を防ぐ効果が高いことが示唆された。室内平均濃度と居住域平均濃度は Case DV-A ＜ Case DV-S であるのに対し、呼吸高さ平均と顔前濃度平均については Case DV-S ＜ Case DV-A である。よってブース内給気がない従来型の置換換気ではブースで人体周囲を完全に覆うと、低温給気が人体まで届かず、上昇気流が発生しにくくなり、発熱源付近に汚染物が拡散することが考えられる。ただし、Case DV-A, DV-S は Case DV-NB と比較するとどちらも全ての指標で濃度が低いことから、パーティションによる効果は大きいことがわかる。

3. 汚染源位置を変更したブース型置換換気実験概要

実験室の構成と測定方法は第 1 節と同様で、実験条件によって汚染源とする人体と顔前測定点を変更した。実験条件の概略平面図を **Fig. 6** に示す。実験は第 1 節の Case BD-A と同様の条件で汚染源位置をブース A, B, D

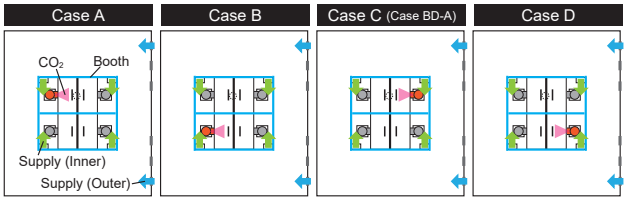


Fig. 6 Outline of Experimental condition - 2

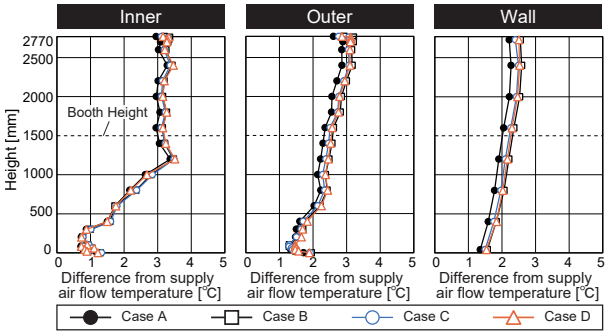


Fig. 7 Average vertical temperature distribution of each area (Case A ～ D)

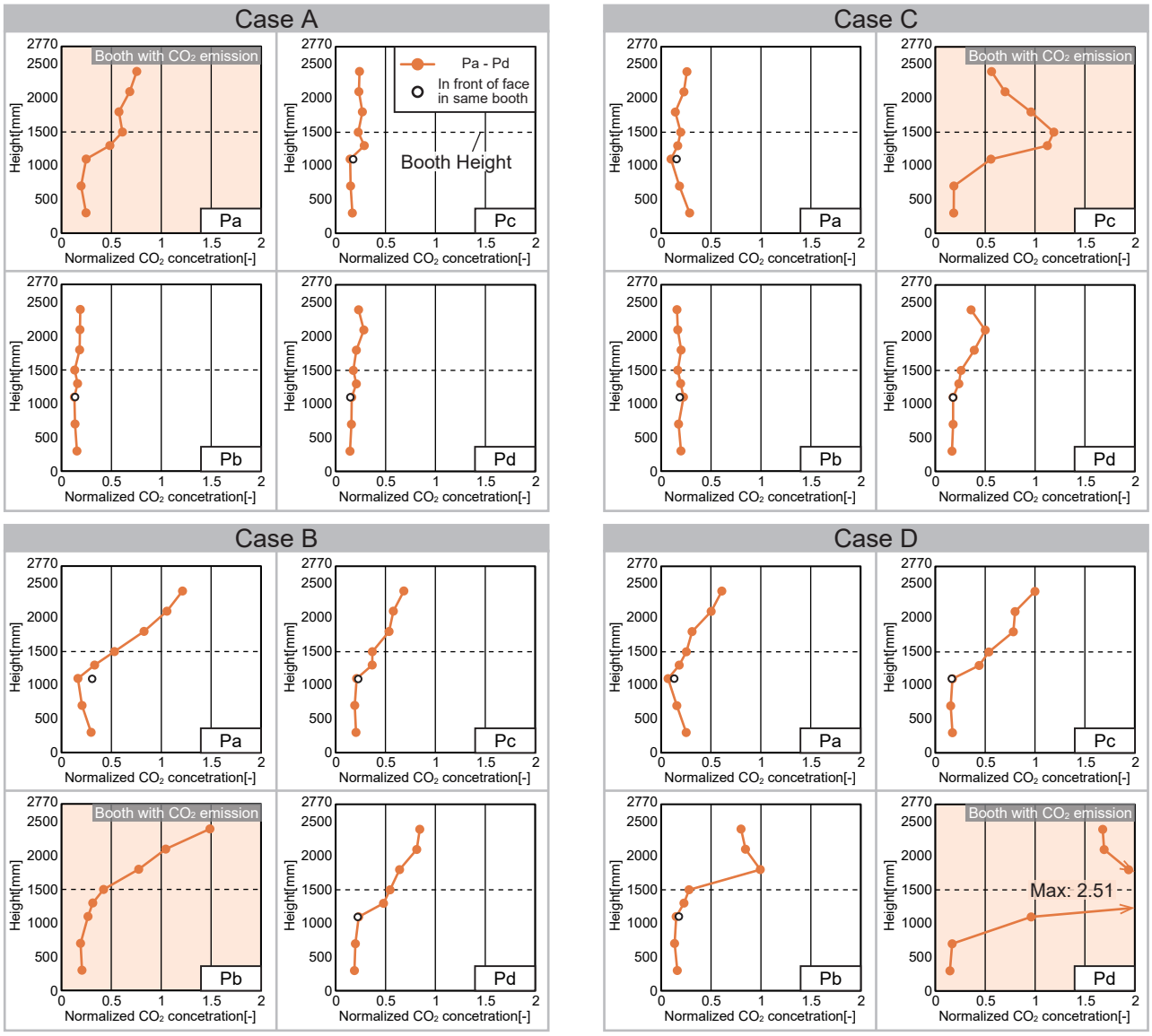


Fig. 8 Vertical CO_2 concentration distribution at each measurement point (Case A ～ D)

内の人体と変更した Case A, B, D について新たに測定を行った。本実験では比較しやすいよう、ブース C 内から汚染物を発生した Case BD-A を Case C と表記する。

4. 汚染源位置を変更したブース型置換換気実験結果

4. 1 鉛直温度分布

Fig. 7 に各条件の鉛直温度分布をエリアごとに示す。**Fig. 7** よりどのエリアでも条件による差があまり見られない。Case A ～ D は汚染源位置以外の条件が全て等しいため、実験の再現性が高いことが示された。

4. 2 鉛直 CO_2 濃度分布

Fig. 8 に各条件のブース内側測定点 Pa ～ Pd における鉛直 CO_2 濃度分布を、測定点の位置に合わせて示す。**Fig. 8** より Case A, C では汚染源以外のブース内側測定点の濃度が全体の高さで低く、汚染物が拡散せず効率的に排出されたと考えられる。対して Case B, D では汚染源以外のブース内側測定点で濃度境界面が形成されており、汚染物が汚染源以外に拡散したことがわかる。本試験室では天井面の排気口がブース A とブース C の間に位置していたため、Case A, C で汚染物が効率的に排気されたと考えられる。ただし、全条件とも高さ 1500 mm 以下では濃度が低い。よって、ブース型置換換気がどの条件でも居住域を清浄に保ったことが考えられる。

5. まとめ

本報ではブース型置換換気と従来型置換換気を比較した。結果から、ブース型置換換気の清浄性が示された。また、排気口と汚染源の位置関係による特性の違いも検討した。汚染源が排気口に近いほど汚染物が効率的に排気されたが、どの条件でも居住域はブース型置換換気によって清浄に保たれた。

ー謝辞ー

本研究は、大和ハウス工業株式会社との共同研究であり、関係位各位に謝意を表します。

ー参考文献ー

1) 鹿野ら：オフィスにおけるブース型置換換気を用いた感染症対策パーソナル空調に関する研究（その 2）、空気調和・衛生工学会学術研究発表論文集、(2021. 9)

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022. 3. 11）

オフィスにおける感染症対策のための呼吸域給気併用置換換気に関する研究
（その 1）呼吸域給気条件が温度・人体発生汚染物の鉛直分布に及ぼす影響

Displacement Ventilation with Breathing Zone Air Supply for Prevention from Infectious Disease in Office
(Part1) Vertical Distribution of Temperature and Human-originated Contaminants in Full-scaled Experimental Chamber

○難波　和佳子　（大阪大学）　　山中　俊夫　（大阪大学）
崔　　ナレ　（大阪大学）　　小林　知広　（大阪大学）
小林　典彰　（大阪大学）　　鹿野　奈々　（大阪大学）

Wakako NAMBA*1　Toshio YAMANAKA *1　Narae CHOI*1　Tomohiro KOBAYASHI*1
Noriaki KOBAYASHI*1　Nana SHIKANO*1
*1 Osaka University

As the coronavirus disease 2019 (COVID-19) pandemic continues, we propose the displacement ventilation with breathing zone air supply and examine its performance. In displacement ventilation, supply air is provided from the floor level. This system aims to further improve air quality of the breathing zone by changing some of the air supply from the floor level to breathing zone. This paper presents the experimental results, which investigated the influence of the breathing zone air supply temperature, airflow rate and air supply position on the temperature and contaminants concentration distribution.

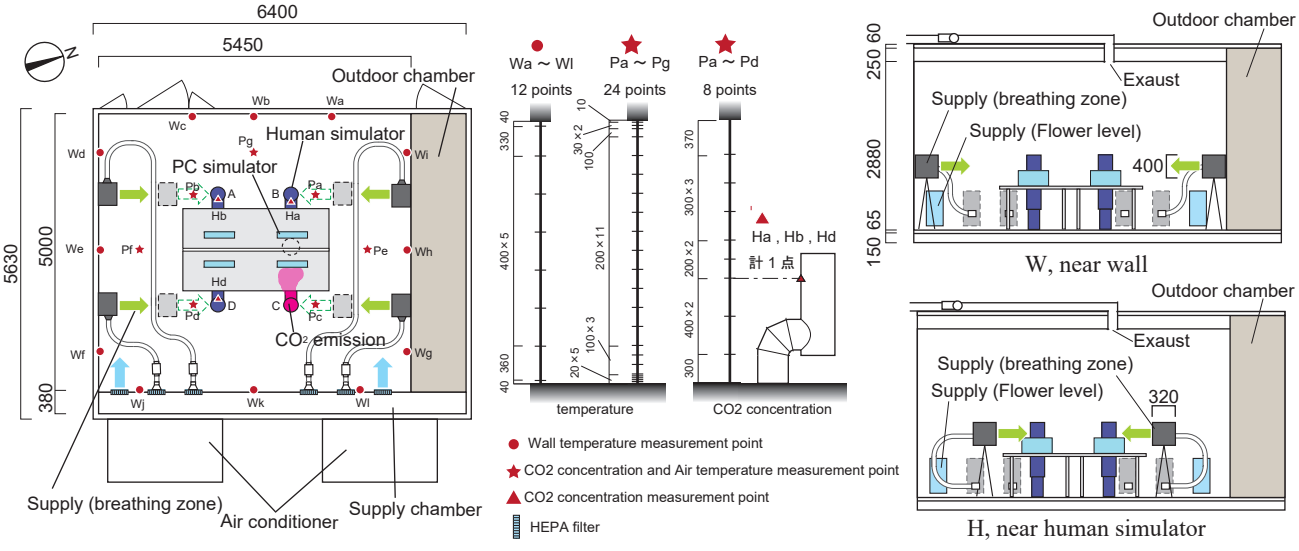
はじめに

長期化する新型コロナウイルスの流行から、昨今では感染症との共存が求められている。多くの人が同時に利用するオフィスでは、特に換気手法が重要である。置換換気は、居住域を清浄に保つと同時に高い換気効率を維持できる点で評価されている。一般的な置換換気では全ての給気を室下部から行っていたのに対し、本研究ではその一部を呼吸高さ (1100 mm) から行い、温度成層を考慮し給気温度を変更した。この手法を呼吸域給気併用置換換気と呼び、呼吸高さを集中的に清浄化し、かつ省エネルギーな換気を目指す。本報では、オフィスを再現した実大実験により温度・CO_2 濃度分布を比較し、本システムの性能を検討する。

1. 実験概要

1.1 実験方法

実験は大阪大学構内の人工気候室にて行った。実験室[1)]の構成を **Fig. 1** に示す。本実験では、オフィスの一部を再現しており、スチレンフォームによって作成した机



(a) Plan of experimental room　**(b)** Measurement points　**(c)** Measurement points

Fig.1 experimental set-up [mm]

Table 1 Experimental condition

Supply airflow rate [m³/h]		Supply air temperature [℃]				
Floor level	Breathing zone（Q_B）	Breathing zone（θ_B）				
		15	16	17	18	19
400	0				Case 6	
280	120				Case 7	
200	200	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case5
120	280				Case 8	
0	400				Case 9	

※Floor level supply temperature :15 ℃

と椅子を設置した。また、発熱源として模擬人体 A ~ D (75 W/ 人) と模擬 PC (50 W/ 台) 4 台を設置した。給気は、床面付近 2 か所（以下床面高さ給気）と、呼吸高さ (1100 mm) 4 か所（以下呼吸域給気）の合計 6 か所から、HEPA フィルターを通して行った。呼吸域給気には整流用として中性能フィルターも併用した。全ての給気は低速 (0.3 m/s 以下) で行った。排気は天井面 1 か所で行った。また、感染者を模擬するため、模擬人体 C については呼吸高さ (1100 mm) から呼吸による飛沫核を模擬した CO_2 をスポンジにより染み出すように発生させた。CO_2 の発生量は 2 NL/min である。

1. 2　実験条件

実験条件を **Table 1** に示す。本実験は冬期に実施したことから壁面付近の熱損失と下降気流の発生を防ぐために床面高さ給気温度を 15 ℃に設定した。総給気量は全ての条件において 400 m³/h とした。給気量は、Case 1 ～ 5 では床面高さ給気量と呼吸域給気量をともに 200 m³/h とし、Case 4 , 6 ～ 9 では呼吸域給気量を 0 , 120 , 200 , 280 , 400 m³/h と増加させることで床面高さ給気量と呼吸域給気量の割合を変化させた。呼吸域給気温度は、予想される温度成層を考慮し、Case 1 ～ 5 では 15 ～ 19 ℃で変化させ、Case 4 , 6 ～ 9 では、18 ℃とした。また、全条件において、呼吸域給位置を壁面付近と人体付近 (**Fig.1 (c)**) の 2 条件行った。条件名では、それぞれ W , H で表すこととする。

1. 3　測定方法

実験では温度と CO_2 濃度を測定した。測定点を **Fig.1(b)** に示す。温度は壁面 Wa ～ Wl、室内 Pa ～ Pg について、鉛直方向に測定した。CO_2 濃度は Pa ～ Pf について鉛直方向と、模擬人体 A, B, D の口元 (1100 mm) である Ha , Hb , Hd で測定した。Case 6 については別実験で測定を行ったため Pa ～ Pd の位置が若干異なるが比較の上では問題ないと考える。温度測定には T 型熱電対を用い、CO_2 濃度測定には小型 CO_2 データロガー（RTR-576、T&D 社）を用いた。測定間隔は 1 分とし、温度・CO_2 濃度が定常になった後の 30 分間の平均値を算出した。また、給排気口における温度と CO_2 濃度も測定を行った。この温度測定には測定点と同様に熱電対を用い、CO_2 濃度測定には CO_2 濃度測定計（GM70PUMP、ヴァイサラ社）を用いた。

2.　実験結果

鉛直温度分布は壁面測定点 Wa ～ Wl (Wall)、模擬人体横測定点 Pa ～ Pd (Human simulator side)、周辺域測定点 Pe ～ Pg (Surrounding area)、についてそれぞれ平均したものを比較する。

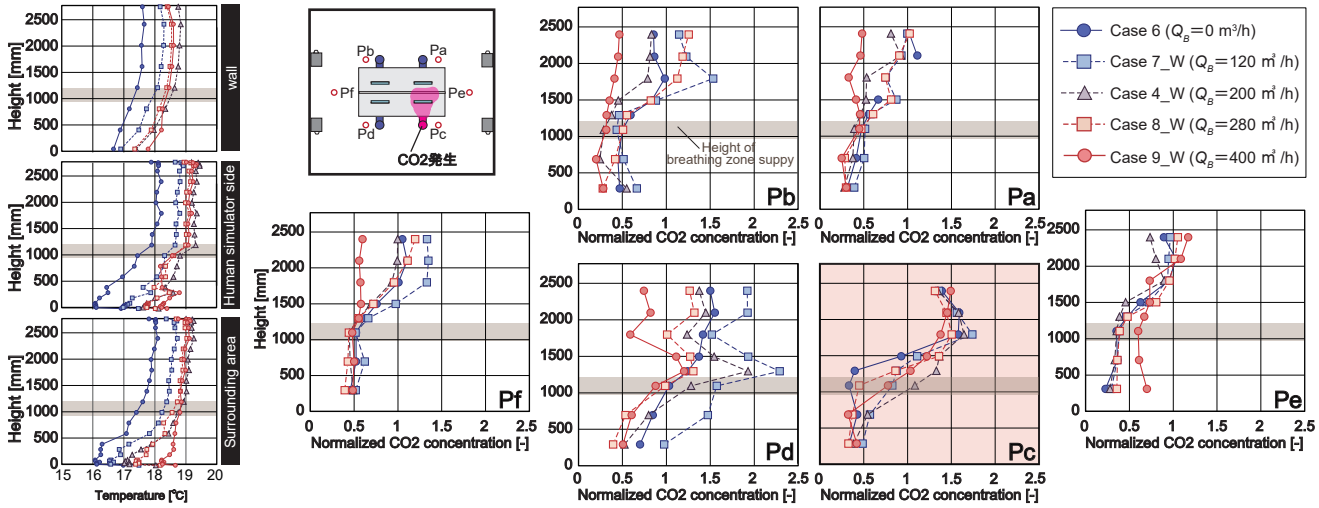
2. 1　呼吸域給気温度による違い

Fig. 2 に Case 1_W ～ Case 5_W の結果を、**Fig. 3** に Case 1_H ～ Case 5_H の鉛直温度・CO_2 濃度分布の測定結果を示す。

Fig. 2(a) より、5 条件とも温度成層が形成されいることがわかる。Fig. 2(b) から、θ_B=15 ～ 17 ℃である Case 1_W ～ 3_W では全体的に室下部の汚染物濃度が低く、条件間の大きな差異は見られなかった。θ_B=19 ℃である Case 5_W では、明確な濃度境界面が形成されていない点も確認できた。また、 **Fig. 2(b)** より、給気温度と給気高さである 1100 mm 辺りの空気温度とを比べると、θ_B = 19 ℃の Case 5_W のみ給気温度が給気高さの空気温度より高いことがわかる。よって、空気温度よりも高い温度で呼吸域高さから給気を行うと、置換換気が成立しにくいと考えられる。

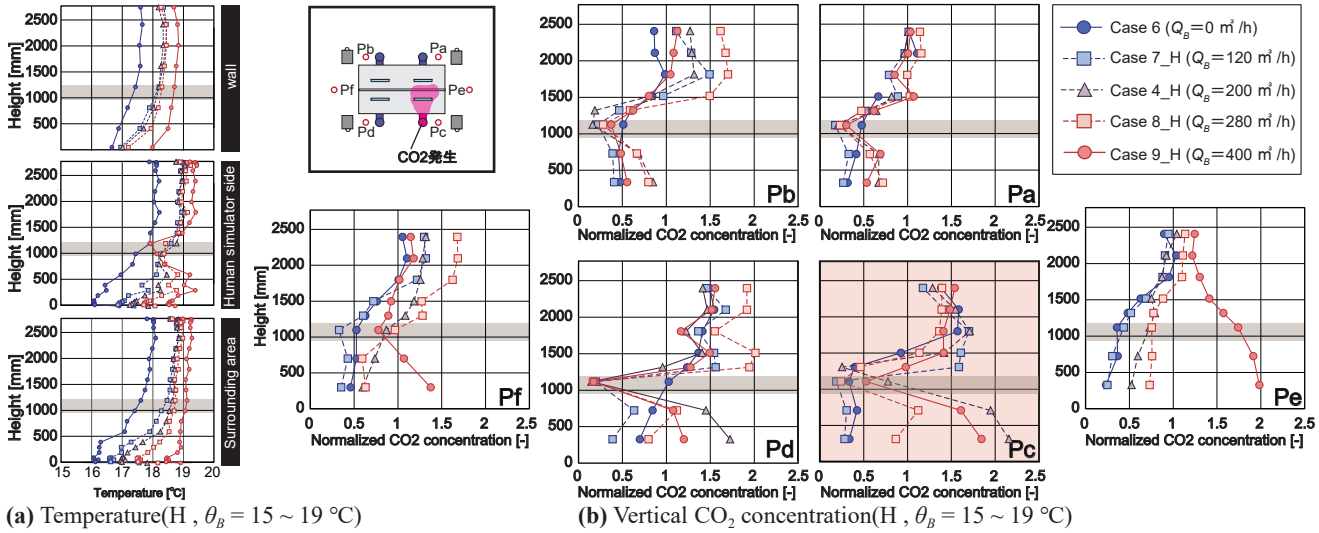
Fig. 3(a) より、 全条件において温度成層が形成されていた。模擬人体横の鉛直温度分布を見ると、θ_B=15 ～ 18 ℃で給気した Case 1_H ～ 4_H の場合には給気高さ（1100 mm 辺り）よりも低い位置の温度が呼吸域給気温度に近づき、θ_B=19 ℃で給気した Case 5_H は 1100 mm よりも高い位置の温度が呼吸域給気温度に近づいていることがわかる。温度が低い θ_B=15 ～ 18 ℃の給気は気流が下降し室下部が冷やされたのに対し、温度が高い θ_B=19 ℃の給気は気流が上昇し室上部が温められたのだと考えられる。**Fig. 3(b)** より、θ_B=18 ℃ , 19 ℃で給気した場合に人体横測定点 Pa ~ Pd の高さ 1100 mm の CO_2 濃度が集中的に低下しており、呼吸域給気が給気高さに集中的に広がったと考えられる。また、汚染源の人体横測定点 Pc の分布から、18 ℃で給気した場合の室下部の CO_2 濃度が高くなっている。これは、室下部に下降した汚染物が呼吸域給気によって再び上昇することがなく、室下部に停滞したためと考えられる。

Fig. 2(b) , **Fig. 3(b)** を比較すると、いずれの呼吸域給気温度においても、人体付近で給気を行った **Fig. 3(b)** の方が分布が乱れており、特に汚染源付近の Pd で室下



(a) Temperature(W , θ_B= 15 ~ 19 ℃)　**(b)** Vertical CO_2 concentration(W , θ_B= 15 ~ 19 ℃)

Fig. 2 Vertical temperatire and normalized CO_2 concentration distribution at each measurement point (W , θ_B= 15 ~ 19 ℃)



(a) Temperature(H , θ_B = 15 ~ 19 ℃)　**(b)** Vertical CO_2 concentration(H , θ_B = 15 ~ 19 ℃)

Fig. 3 Vertical temperature and normalized CO_2 concentration distribution at each measurement point (H , θ_B = 15 ~ 19 ℃)

部の CO_2 濃度が高い傾向が見られた。人体付近で給気した場合、呼吸域給気が模擬人体の上昇気流を乱し CO_2 濃度分布に影響を及ぼしていると考えられる。

2. 2　呼吸域給気量による違い

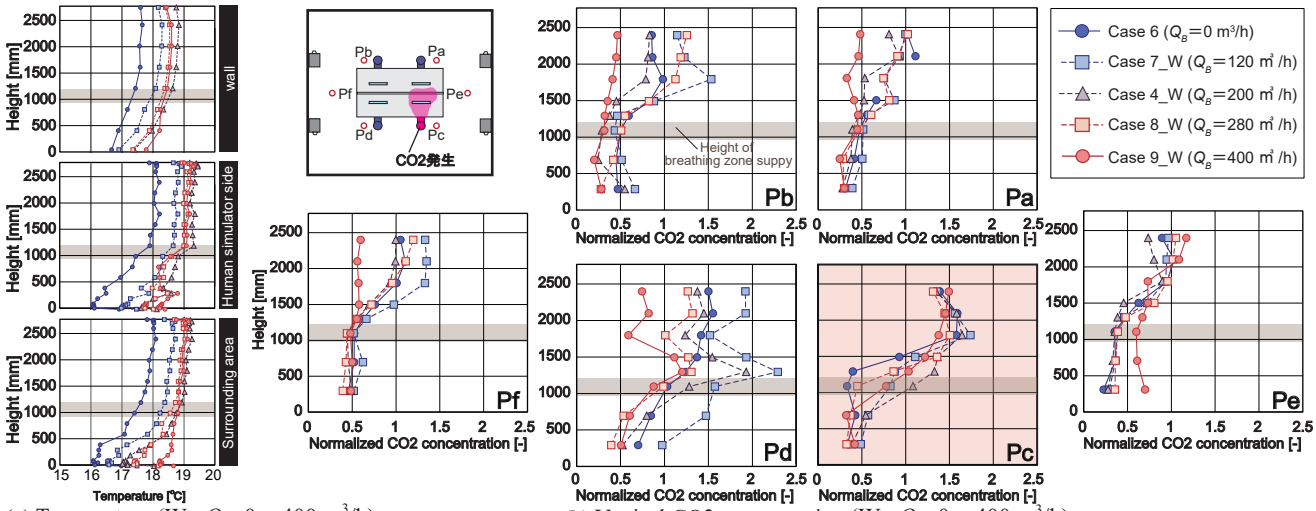
Fig. 4 に Case 4_W , Case 6_W ～ Case 9_W の、**Fig. 5** に Case 4_H , Case 6_H ～ Case 9_H の鉛直温度・CO_2 濃度分布の測定結果を示す。**Fig. 4(a)** より、呼吸域給気量が増えるにつれて温度成層が緩やかになっていることがわかる。**Fig. 4(b)** からも、Case 4_W, 6_W ~ 9_W では濃度境界面が見られた。呼吸域給気のみを行った Case 9_W では平面方向の分布が大きく、汚染源から離れた測定点 Pa , Pb , Pf で CO_2 濃度が低い傾向が見られた。汚染源付近の測定点以外では、床面高さからのみ給気を行った Case 6 よりも呼吸域給気を行った W_Case 4 , 8 , 9 の方が全体的に CO_2 濃度が低くなり、呼吸域のみで給気を行った Case 9_W が最も低い CO2 濃度分布を示した。しかし、今回の実験では条件により外部温度が異なったことから、その影響を確認するため CFD 解析を用いた更なる検討が必要であると考えられる。**Fig. 5(a)** より、人体付近で給気した場合も同様に、呼吸域給気量が増えるにつれて温度成層が緩やかになっていることがわかる。**Fig. 5(b)** より、呼吸域給気量が多い場合に足元高さの CO_2 濃度が高くなっていることから、壁面下降気流などにより下降した汚染物が室下部に停滞したと考えられる。

2. 3　顔前濃度による検討

Fig. 6 , **Fig. 7** にそれぞれ Case 1 ～ 5、Case4 , 6 ~ 9 における模擬人体の顔前測定点である Ha , Hb , Hd の規準化 CO_2 濃度の結果を示す。

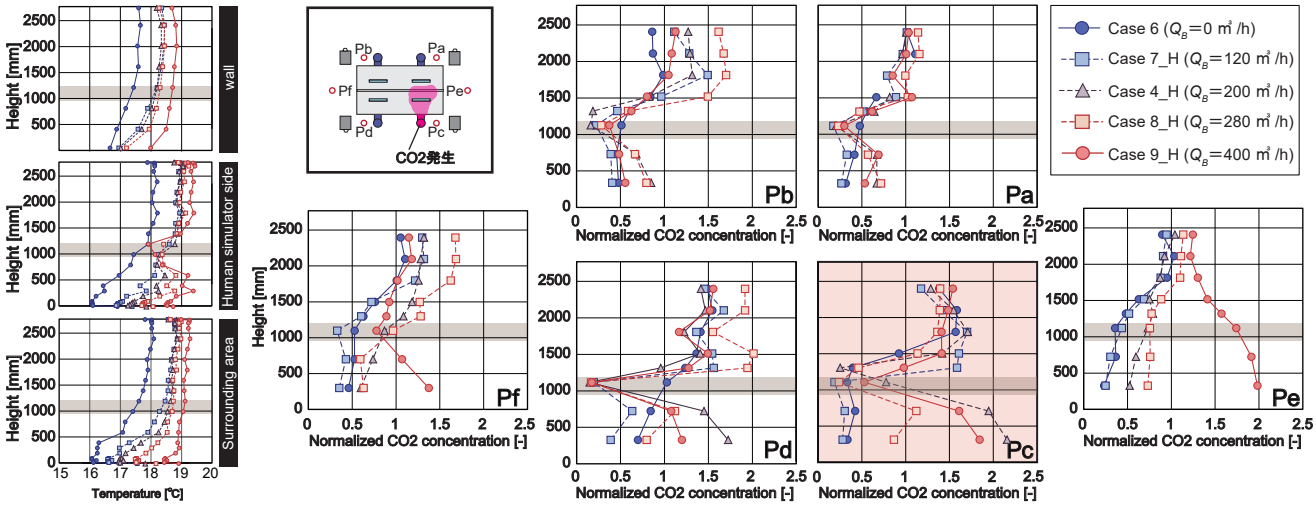
Fig. 6(W) より、壁面付近で呼吸域給気を行った場合では、θ_B=15 ～ 17 ℃で給気した Case 1_W ~ 4_W は似た結果となったが、θ_B=19 ℃で給気した W_Case 5 で顔前濃度が高くなる傾向が見られた。対して、**Fig. 6(H)** より、人体付近で呼吸域給気を行った場合は θ_B = 19 ℃の場合に比較的清浄化され、給気温度が低い場合に Hd の CO_2 濃度が高くなった。また、呼吸域給気温度によらず、Ha , Hb の CO_2 濃度が低いことがわかる。模擬 PC の上昇気流により汚染空気が模擬人体 A , B 側に流れるのを抑制したためと考えられる。

Fig. 7 より、壁面付近で呼吸域給気を行った場合では、



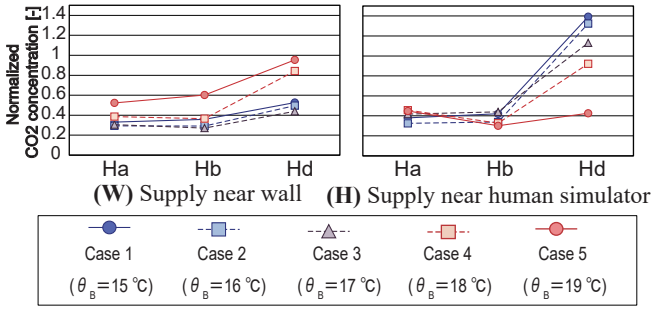
(a) Temperature (W , Q_B=0 ~ 400 m^3/h) **(b)** Vertical CO2 concentration (W , Q_B=0 ~ 400 m^3/h)

Fig.4 Vertical temperature normalized CO_2 concentration distribution at each measurement point (W , Q_B=0 ~ 400 m^3/h)



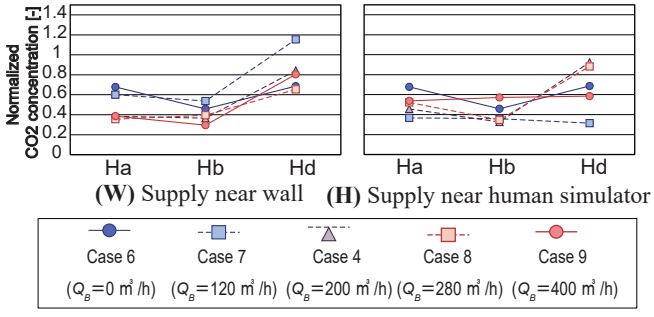
(a) Temperature(H , Q_B=0 ~ 400 m^3/h) **(b)** Vertical CO2 concentration(H , Q_B=0 ~ 400 m^3/h)

Fig.5 Vertical temperature and normalized CO_2 concentration distribution at each measurement point (H , Q_B=0 ~ 400 m^3/h)



(W) Supply near wall **(H)** Supply near human simulator

Fig. 6 normalized CO_2 concentration at the mouth



(W) Supply near wall **(H)** Supply near human simulator

Fig. 7 normalized CO_2 concentration at the mouth

条件間で一定の傾向は見られなかった。よって、顔前の CO_2 濃度に関しては、同じ給気条件でも給気位置によって結果が大きく変わることがわかる。

まとめ

本報では実大実験により、呼呼吸域給気の給気温度、給気量、給気位置を変更して、呼吸域給気条件が呼吸域給気併用置換換気に及ぼす影響を検討した。呼吸域給気の気流は、給気高さの空気温度と関係することが確認できた。また、呼吸域給気を併用することで、口元高さの汚染物濃度を低下させることが可能であることもわかった。同じ給気条件でも給気位置の違いによる影響が大きいと考えられることから、今後は、呼吸域給気位置による影響の詳しい検討と、呼吸域給気量についての更なる考察を行う所存である。

ー謝辞ー
本研究は、科研費基盤研究 (B)21H01492 の助成を受けたものである。ここに記して謝意を表す。

ー参考文献ー

1) 鹿野ら：感染症対策を目的としたブース型置換換気に関する研究（その 1)、日本建築学会 2021 年度近畿支部研究報告集、第６１号・環境系、pp.153 ～ 156、2021.6

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022. 3. 11）

開口上部設置型エアカーテンの性能予測法に関する研究
（その 3）CFD 解析の境界条件及び精度検証用データ取得のための等温実大実験
Performance of Air Curtain located at the Top of Large Opening
Part 3. Full-Scale Test under Isothermal Condition to obtain Boundary Condition and Experimental Data for CFD Validation

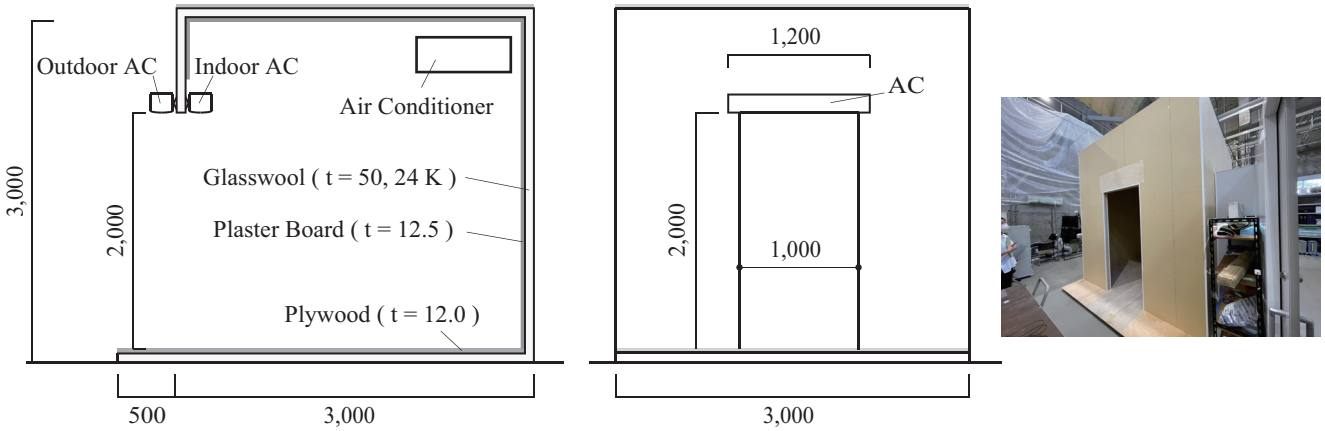
○古谷　知大　（大阪大学）　　小林　知広　（大阪大学）
山中　俊夫　（大阪大学）　　崔　　ナレ　（大阪大学）
千田　紗恵　（大阪大学）　　尾本　和夫　（きんでん）
水野　慶蔵　（きんでん）

Chihiro FURUYA[*1]　Tomohiro KOBAYASHI[*1]　Toshio YAMANAKA[*1]　Narae CHOI [*1]
Sae SENDA[*1]　Kazuo OMOTO[*2]　Keizou MIZUNO[*2]
[*1] Osaka University　[*2] KINDEN CORPORATION

Large openings opened which causes increase of the heat loss due to intrusion of the outdoor airflow and corresponding leakage of the indoor air. Therefore, reducing the air-conditioning load at the entrance can be an important issue when considering the thermal environment and energy saving of buildings. As a method of reducing the air conditioning load in the building, there is a solution installing an air curtain at the entrance. Air curtains block off two spaces by blowing out the airflow with a constant velocity. This paper reports the results of velocity measurement over the outlet surface and P.V.surface, and central cross-section to obtain boundary conditon and experimental data for CFD.

はじめに

建物の出入口など、人の出入りや積み荷の通行などによって開放状態で利用される場所では、屋外空気の侵入や室内空気の漏出などによる熱損失が生じ得る。これは室内の温熱環境や空調負荷を考える上での課題と言え、その解決方法のひとつとして、2 つの空間の境界部分に一定速度の気流を吹出すことにより空気の移動を抑制するエアカーテン（Air Curtain 以下：AC）があげられる。AC の性能予測に関する研究事例はこれまでにも多くあり、例えば渡邊・永田 [1] らが縮小模型実験と CFD 解析により、内外差圧がある状態において AC の吹出口や開口部まわりのパラメータが変化した際の AC の遮断性能を評価し、李 [2] は非定常 CFD 解析により熱遮断効果を評価した。また、飯田・近藤 [3] は AC を屋外側と室内側の両方に設置する二重 AC の効果検証を行い、二重 AC が片側 AC に比べて高いシーリング効率を期待できることを明らかにした。このように、CFD での評価例は多い一方で、精度を担保した適切な解析手法の検討は十分とは言い難い。そのため、本研究では CFD による AC 吹出気流の適切なモデリング手法の提案を目的とする。本報では、CFD 解析のための境界条件の取得を目的として実大実験を行い、等温条件下で AC の吹出面風速の測定、及び将来的により低計算負荷で解析を行うことのできる P.V. 法を適用することを想定して P.V. 面風速の測定を行った結果の報告を行う。併せて、CFD 解析精度検証用の実験値として AC からの気流の風速分布測定を行った結果を報告する。



(1) Cross-Section　　(2) Photo of Full-Scale Model

Fig. 1　Full-Scale Model

2. 実験項目と実験装置の概要

実大実験により 1) AC 吹出面の風速分布、2) P.V. 面の風速分布、3) AC の直交垂直断面上の風速分布について測定を行った。実験には大阪大学実験棟内に設置した **Fig.1** に示す外寸 1 辺 3,000 mm の建屋を用いた。建屋の外側と内側には **Fig.2** に示す AC（三菱電機 , GK-3012S）を開口上部に設置し、それぞれ屋外側 AC、室内側 AC と呼称する。ここで用いた AC は 6 台の軸流ファンの気流を 25 mm 幅の吹出口 2 箇所から吹出すものである。

3. AC 吹出風量測定

3.1 測定方法

AC の吹出風量と電圧の関係の把握を目的として、吹出風速を測定し、吹出風量を算出した。**Fig.3** に示すように室内側 AC に 130 × 1,164 × 500 mm (高さ) のプラスチック製のダクトを取り付け、100 V で AC を運転した。測定は I 型熱線風速計（日本カノマックス , 0251R-T5）を用い、**Fig.3** に示すプラダクト下端の 11×7 点において、測定周波数 1,000 Hz で 60 秒間測定を行った。

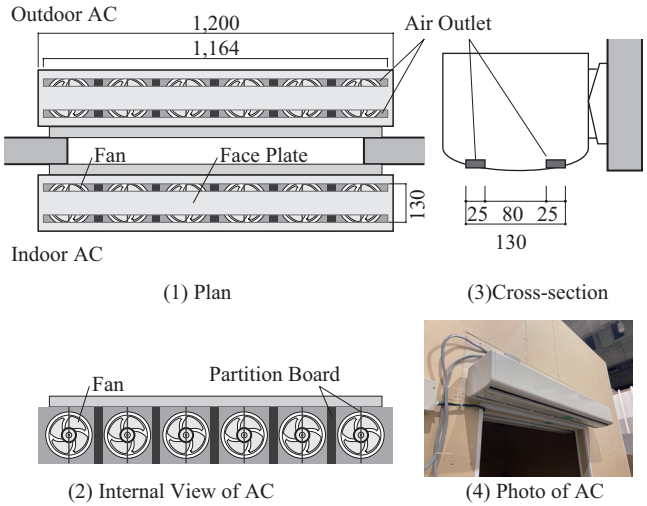
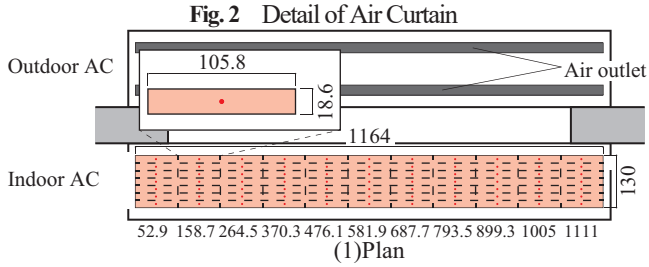


Fig. 2 Detail of Air Curtain



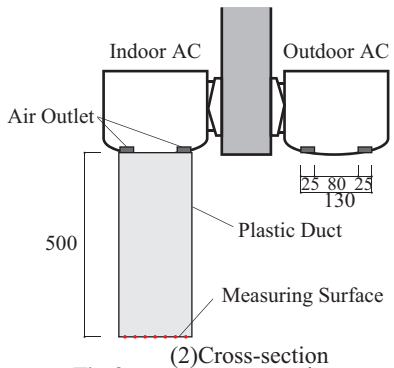


Fig. 3 Measurement point

3.2 結果と考察

Fig.4 に 100 V における風速分布測定結果を示す。この平均値にプラダクトの断面積を乗じて吹出風量を算出すると、定格 100 V の強運転の結果は 1,706 m^3/h となり、カタログ値 1,720 m^3/h と概ね一致した。以降の測定は全てこの吹出風量で行った。

4. AC 吹出面の風速分布

4.1 測定方法

吹出口を詳細に再現する CFD 解析を実施するための境界条件取得を目的として、AC 吹出面の風速分布の測定を行った。室内側 AC のみを運転し、風速測定には I 型熱線風速計を用いた。**Fig.5** に示す通り吹出面直下の AC 吹出面より 5 mm 下の水平面において Y 方向（長辺方向）に 12 点、X 方向（短辺方向）に 6 点の計 72 点で、測定周波数 1,000 Hz で 60 秒間測定を行った。

4.2 結果と考察

Fig.6 に吹出面風速の測定結果を示す。Y 軸のライン番号毎に結果を示しているが、番号の偶奇によって 2 つの傾向が交互に現れたと言える。12 列の測定点と AC 内部の 6 つの軸流ファンとの位置関係により、2 種類の風速分布が形成されたと考えられる。また、この結果は今後吹出口を詳細に再現した CFD 解析を実施する際の境界条件として使用することとする。

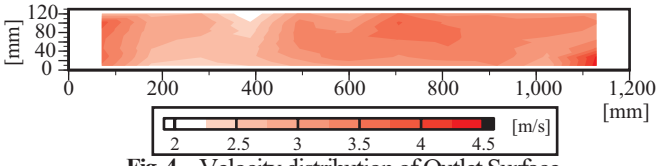
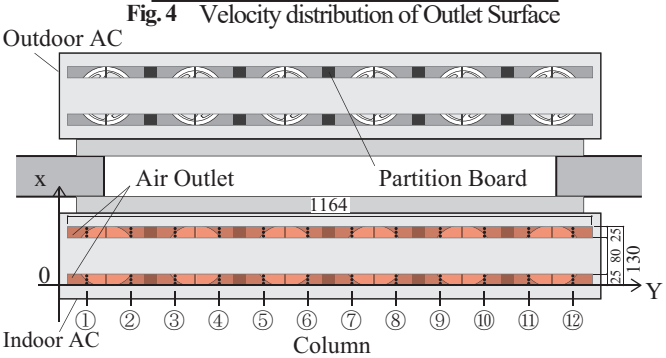


Fig. 4 Velocity distribution of Outlet Surface



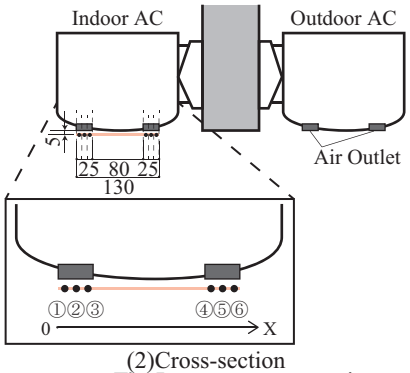


Fig. 5 Measurement point

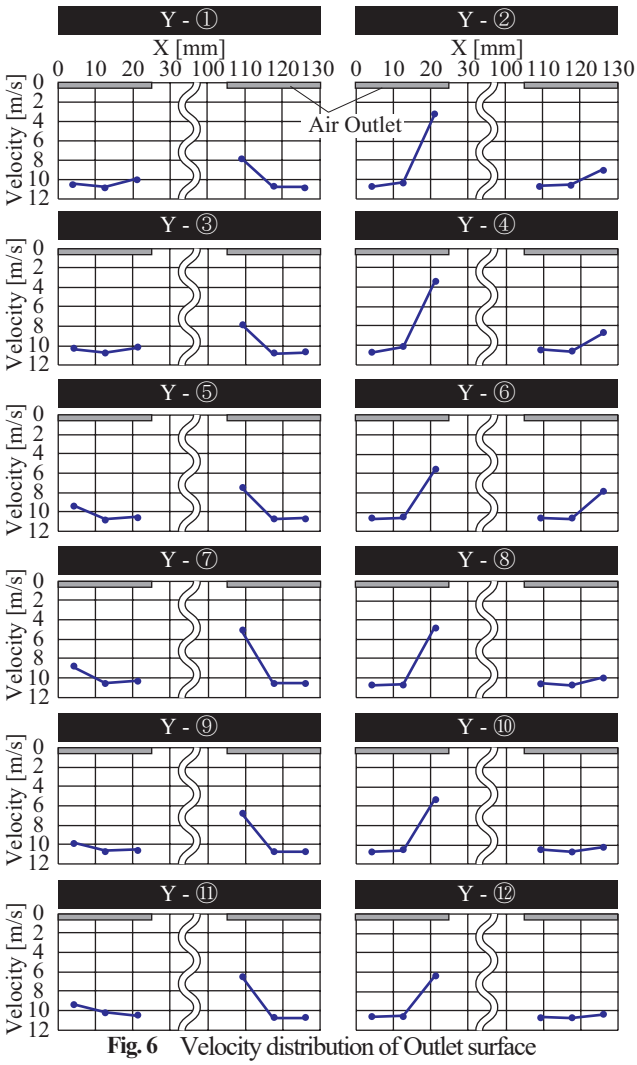


Fig. 6 Velocity distribution of Outlet surface

5. P.V. 面の風速分布

5.1 測定方法

P.V. 法では粗いメッシュで再現した吹出口の吹出風速を補正する面が必要となる。将来的により低計算負荷で CFD 解析を行うために P.V. 法を適用することを想定し、P.V. 面の決定及び P.V. 面風速取得を目的とした風速分布測定を行った。室内側 AC のみを運転し、超音波風速計（ソニック , DA-700, TR-92T）を用いて、測定周波数 10 Hz で 60 秒間測定した。測定は **Fig.7** に示す AC 吹出面以下 100, 200, 300 mm の水平断面上において、それぞれ 7 × 12 点の計 84 点で行った。

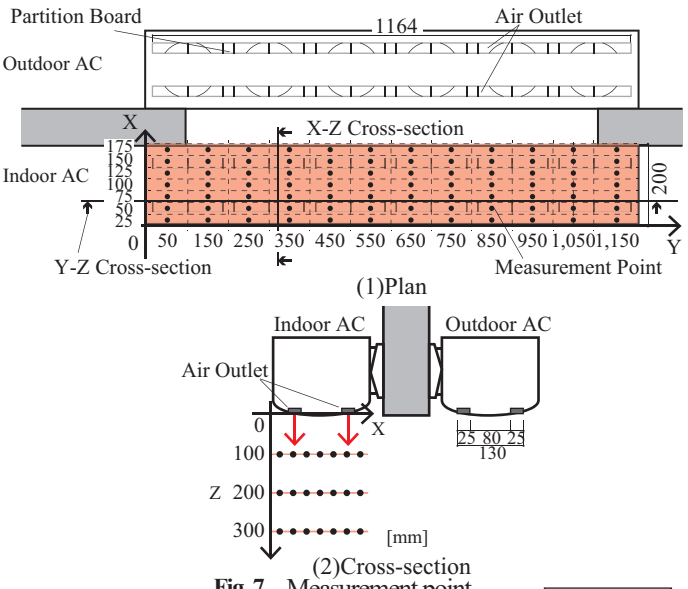


Fig. 7 Measurement point

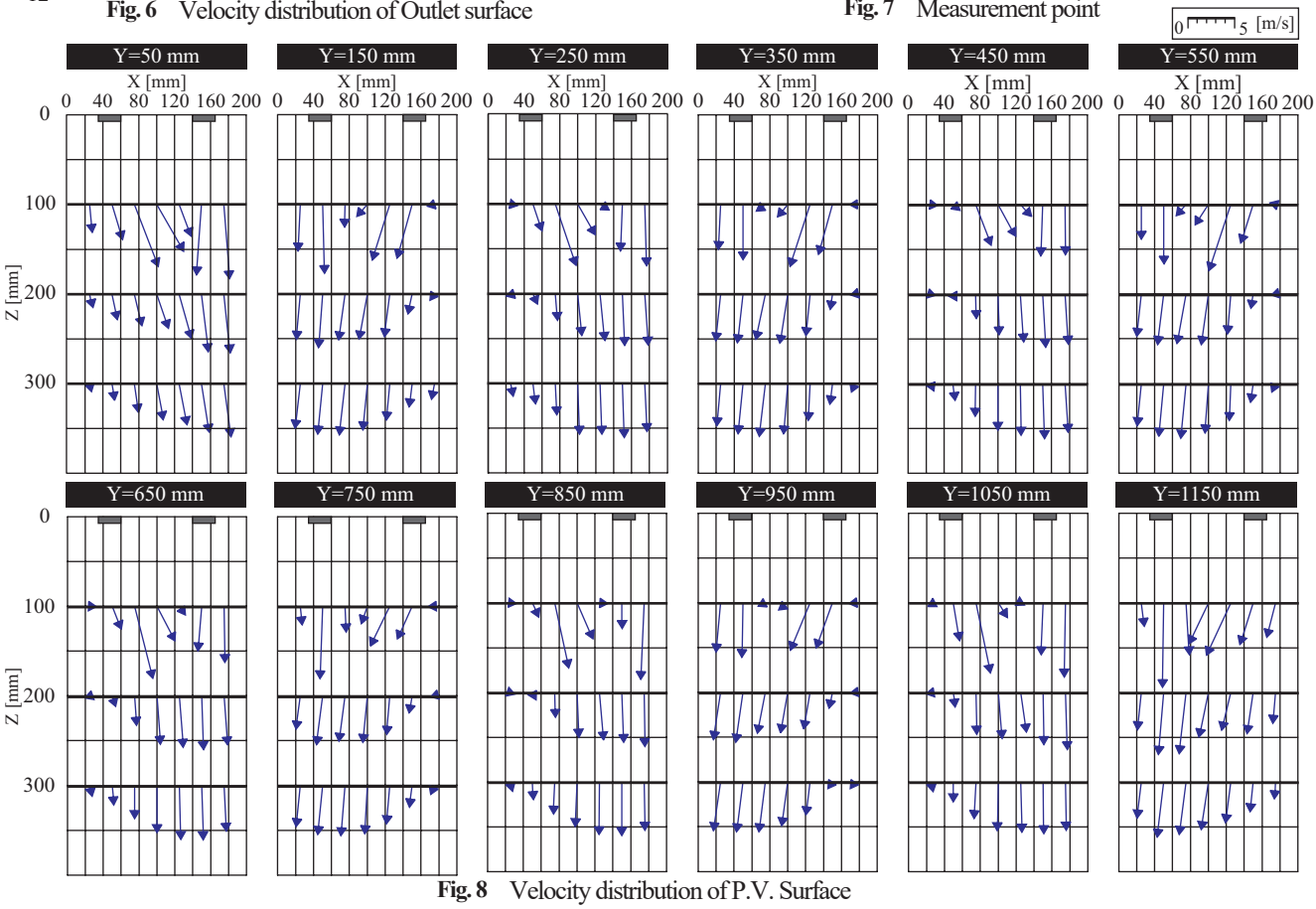


Fig. 8 Velocity distribution of P.V. Surface

5.2　結果と考察

Fig.8 に風速分布の測定結果を示す。この結果においても 4.2 節同様に測定点と AC 内部のファンとの位置関係に起因して 2 つの傾向が見られたた。また全てのグラフにおいて、Z＝100 , 200 mm の高さでは風向にばらつきが見られるが、Z＝300 mm では 2 つの噴流が 1 つになっている。この結果から CFD 解析に用いる P.V. 面は吹出口から 300 mm 程度の高さに設けることが適切である可能性が示唆された。

6.　直交垂直断面の風速分布

6.1　測定方法

解析結果と比較するための実験値取得を目的として、開口部中心より 50 mm の ZX 断面（以降直交垂直断面）上の風速分布を測定した。AC は、室内側、屋外側、両側の 3 条件で運転し、鉛直方向で 200 mm 毎に 9 つの高さにおいて 20 mm 間隔で測定した。測定方法は 5.1 節と同様である。

6.2　結果と考察

Fig.9 に直交垂直断面上の風速分布の測定結果を示す。(1) (2) の結果から、室内側 AC では室内側に、屋外側 AC では屋外側に吹出気流が湾曲していることがわかる。これは室内側 AC は室内の気流を、屋外側 AC は屋外の気流を吹出すため、それぞれ流量収支のバランスを取ろうとした結果､吹出気流が湾曲したと考えられる。また、両側 AC の条件下では 2 つの AC 吹出気流が合流している。これは千田ら [4] の等温場での縮小模型実験でも見られており、実大実験でも同様の傾向になることが確認されたと言える。この結果は今後 AC の CFD モデリングを実施する上での解析精度検証に用いることとする。

7.　おわりに

本報では、CFD 解析の境界条件と精度検証用のデータを取得するため、AC 吹出面の風速分布、P.V. 面の風速分布、AC 直交垂直断面上の風速分布の測定を行った。その結果、以下の知見が得られた。

- 吹出面では 2 種類の気流分布が交互に現れる
- 今回 CFD 解析に用いる P.V. 面としては吹出口から 300 mm 程度が好ましい
- 直交垂直断面風速測定から、片側 AC では吹出気流が湾曲し、両側 AC では 2 つの吹出気流が合流して 1 つの噴流となる結果が得られ、これは既往研究で行った縮小模型と同様の結果となった

次報では、非等温条件下で AC 吹出風速と設置位置が AC 気流遮断性能と熱環境改善効果に及ぼす影響について報告する。

【参考文献】
1. 渡邉久，永田明寛：内外差圧が開口部上部設置型縦吹降式エアカーテンの熱・気流遮断性能に与える影響－模型実験・CFD 解析による検証，日本建築学会環境系論文集，第 83 巻第 743 号，pp. 29-37，2018. 1
2. 李時桓：非循環型吹き下ろし式エアカーテンの熱遮断特性に関する数値的検討，日本建築学会学術講演梗概集，環境工学 II，pp. 1361-1362，2018. 7
3. 田中優汰，近藤靖史：建物出入り口に設置するエアカーテンの高効率化に関する研究，日本建築学会環境系論文集 第 86 巻 第 790 号，pp. 899-908，2021. 12
4. 千田ら：開口上部設置型エアカーテンの性能予測に関する基礎的研究（その 1）縮小模型を用いた等温実験による通気抵抗の評価，日本建築学会 2021 年度近畿支部研究報告集，pp. 177-180，2021. 6

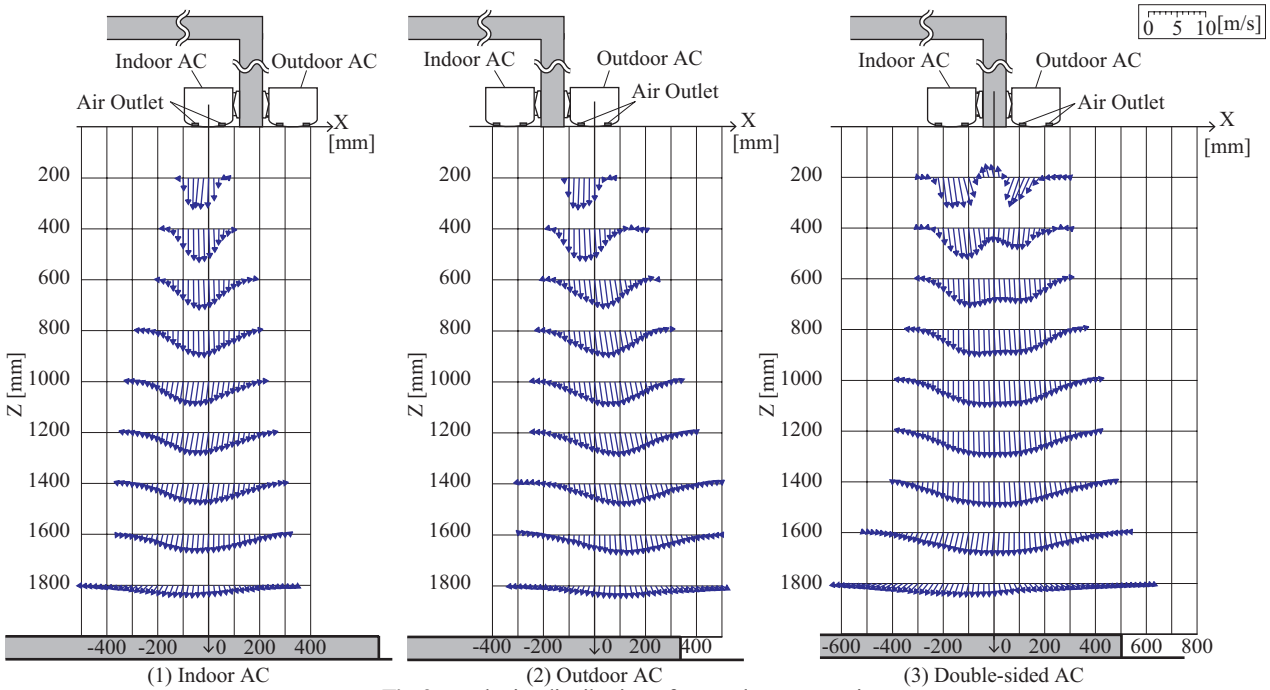


Fig. 9　Velocity distribution of Central Cross-Section

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022. 3. 11）

開口上部設置型エアカーテンの性能予測法に関する研究
（その 4）暖房時の吹出風速および設置位置が室内温度分布に及ぼす影響
Performance of Air Curtain Located at the Top of Large Opening
Part 4. Effect of Supply Velocity and Location on Indoor Temperature Distribution under Operation with Space Heating

○千田　紗恵（大阪大学）　小林　知広（大阪大学）
山中　俊夫（大阪大学）　崔　ナレ（大阪大学）
古谷　知大（大阪大学）　尾本　和夫（きんでん）
水野　慶蔵（きんでん）
Sae SENDA[*1]　Tomohiro KOBAYASHI[*1]　Toshio YAMANAKA[*1]　Narae CHOI [*1]
Chihiro FURUYA[*1]　Kazuo OMOTO[*2]　Keizou MIZUNO[*2]
[*1] Osaka University　[*2] KINDEN CORPORATION

Large openings of industrial or commercial buildings are often used open, which results in heat loss due to intrusion of outdoor airflow and leakage of indoor air through the opening. To reduce air-conditioning load and to improve thermal environment in such a building, installing an air curtain at the opening can be a beneficial technique. The airflow blew out of the device disturbs the heat exchange by airflow through the opening.The impact of temperature difference, blowing speed ,and installation position of air curtain on temperature distribution and invasion flow rate of outdoor air under heating operation was investigated by full-scale experiment.

はじめに

前報 [1] では、今後行う CFD 解析で必要となる境界条件及び検証用データの取得を目的に、実大模型において等温場で 1) 吹出面風速測定、2) P.V. 面風速測定、3) 直交垂直断面風速測定を実施した。本報では、エアカーテン (以下 :AC) が設置される状況として最も考え得る非等温場に着目し、暖房時における AC の気流遮断性能及び熱環境改善効果を把握するため、実大模型を用いて鉛直温度分布及び正味の外気侵入量を測定した結果について報告する。同時にこれらの実験結果を用いて AC の気流遮断性能の評価を行う。

1. 鉛直温度分布測定

1.1 実験装置概要

実験は前報 [1] と同様の建屋 (実験棟内) で行い、使用した AC(三菱電機，GK3012S) も同様である。AC の吹出風速は、可変電圧器 (山菱電機，S-130-10) を用いて 2 (50 V), 4 (65 V), 6 (80 V), 8 (100 V) m/s の 4 条件を設定した。**Table 1** に各風速条件ごとの吹出風量を示す。室内の暖房にはオイルヒーター (アイリスオーヤマ，IWH-1210M-W) を用い、**Fig.1** のように発熱量を 2250, 3350, 4250 W の 3 条件で設定した。

1.2 測定概要

AC の設置位置と吹出風速、オイルヒーターの発熱量を変更した際の建屋内の熱環境改善効果の把握を目的として鉛直温度分布測定を行う。測定点を **Fig.2** に示す。温度は T 型熱電対を用いて室内 A ~ E、屋外 F において、鉛直方向に室内は 12 点、屋外は 3 点で測定した。測定間隔は 1 分とし、定常後 30 分間の平均値を算出した。発熱量は 2250, 3350, 4250 W の 3 条件とし、定常的に発熱させた。**Table 2** に AC の条件を示す。設置位置 3 条件、吹出風速 4 条件とし、2, 6 m/s については発熱量 4250 W のみで行った。加えて AC なしについても同様の発熱条件で行った。

1.3 結果と考察

(1) 温度経時変化

Fig.3 に発熱量 4250 W 条件下での測定位置 A における高さ方向 12 点の温度及び F における 3 点の平均温度の経時変化を示す。それぞれ最初の 30 分は AC

Table 1 Set Up of Blowing Speed

Case	Voltage [V]	Air Flow Rate [m³/h]	Blowing Speed [m/s]
2 m/s	50	478	2.28
4 m/s	65	762	3.64
6 m/s	80	1233	5.89
8 m/s	100	1706	8.14

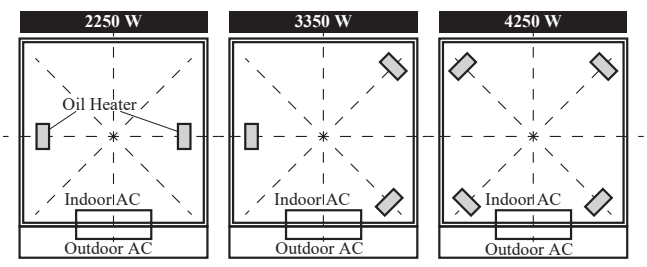
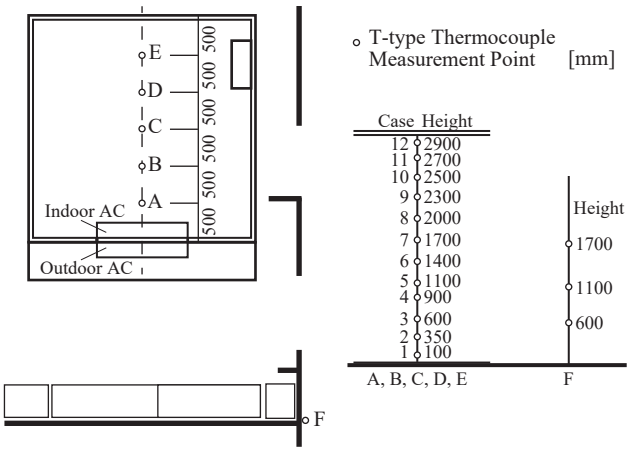


Fig. 1 Position of Oil Heater



(1) Plan (2) Cross-section

Fig.2 T-type Thermocouple Measurement Point

を吹出さずに定常となった温度である。室下部は外気温度に等しく、室上部は温かいことから、鉛直温度差が 10 ℃近くになっている。これは室内の熱的快適性が損なわれた状態であると言える。ここで室内側 AC を 2, 4, 6, 8 m/s でそれぞれ吹出すと、全ての測定点の温度が急激に上昇し AC が外気を遮断する様子を確認できた。また、鉛直温度差も小さくなり熱的快適性が向上した。吹出風速による違いを見ると、風速が大きいほど 12 点のばらつきがより少なく、逆に 2 m/s では鉛直温度差が 5 ℃程度と大きくなった。また、4 m/s で室内の温度が最も上昇した。

(2) AC 吹出風速による違い

Fig. 4 に設置位置ごとの鉛直温度分布の結果を示す。グラフの横軸は室内温度 (A~E) の高さごとの平均値と屋外温度 (F) との温度差である。まず AC なしでは、室下部の温度が概ね外気温度に等しく、外気が室内に侵入したためと考えられる。一方で、AC を使用する全ての条件で、AC なしに比べて内外温度差が大きくなり、また鉛直温度差も小さくなったことから、AC によって良好な室内環境が形成されたことが確認された。AC 吹出風速による違いを見ると、他の条件に比べ、風速 4 m/s の条件で内外温度差が最も大きくなった。これは、吹出風速 6, 8 m/s では床面に衝突した吹出気流が床面付近の気流を乱したため、また 2 m/s では吹出気流が床面に到達していなかったために、外気が多く侵入したと考えられる。

(3) AC 設置位置による違い

異なる AC 設置位置で比較すると、室内側 AC で最も内外温度差が大きくなった一方で、屋外側 AC では AC なしと同様に室下部の温度が外気温度に等しくなった。これは、室内側 AC は室内の温かい空気を、屋外側 AC は屋外の冷たい空気を吹出すという違いによって、開口部付近の温度分布が変化したことが原因として挙げられ、今後開口部付近の温度分布を詳細に把握する必要がある。さらに両側 AC は片側 AC に比べて 2 倍の吹出風量となるが、その内外温度差は室

Table 2 Experimental Condition of AC

Installation Position	IndoorAC, OutdoorAC, Double-sided AC	without AC
Blowing Speed	2*, 4, 6*, 8 m/s	

Notes: Cases with * was only operated when heat load is 4250 W.

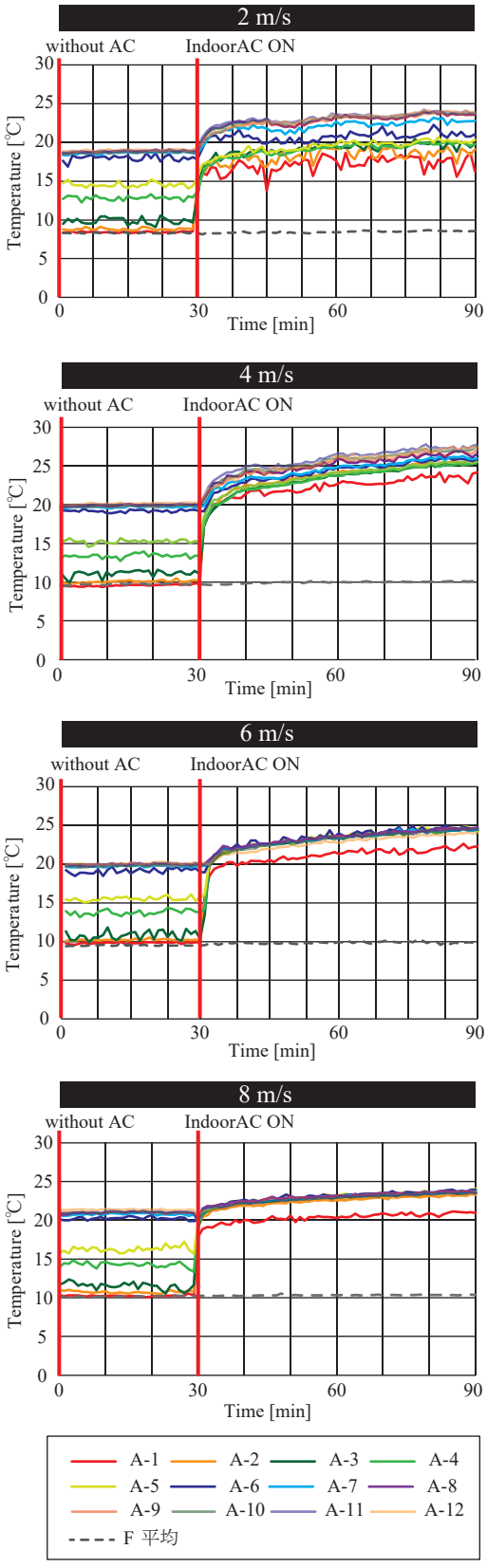


Fig.3 Temperature at Measurement Point A

内側 AC と概ね同様の結果となった。しかし、発熱量 4250 W、吹出風速 2 m/s の条件では、両側 AC のみ室下部でも内外温度差を保った。これは、前報 [1] で両側 AC は片側 AC に比べて吹出気流の水平拡散が大きかったことから、吹出風速の小さい条件においても外気侵入を遮断できたためと考えられる。

2. 外気侵入量測定

2.1 測定概要

正味の外気侵入量の把握を目的として、前節同様の建屋にて CO_2 ガスを用いてトレーサガス定常発生法による外気侵入量測定を行った。**Fig.5** に示す 16 点で CO_2 を同時に発生させ、定常後に室内濃度 C_i 及び屋外 (実験棟内) 濃度 C_o を 30 分間測定した。濃度測定点を **Fig.6** に示す。濃度は CO_2 濃度計 (T&D, RTR-576) を用いて、室内 a ~ e、屋外 f の測定点において、鉛直方向に 5 点で測定した。実験条件は **Table 3** に示す通り、発熱量 3 条件、設置位置 3 条件、吹出風速 2 条件と AC なしを組み合わせた計 21 条件とした。

2.2 結果と考察

正味の外気侵入量は対象領域内でのガスの希釈・排出に有効な換気量として以下の式(1)により算出する。

$$Q_{TG} = \frac{M}{C_i - C_o} \qquad (1)$$

ここで M は単位時間当たりの室内 CO_2 発生量、C_i は室内濃度 [-]、C_o は屋外濃度 [-] である。**Fig.7** に横軸に発熱量、縦軸に正味の外気侵入量 Q_{TG} をとったグラフを示す。まず AC なし条件では、発熱量が増加すると温度差による換気駆動力が大きくなることで、Q_{TG} が増加している。一方、AC ありでは発熱量や設置位置を変化させた時に比べ、AC 吹出風速を変化させた

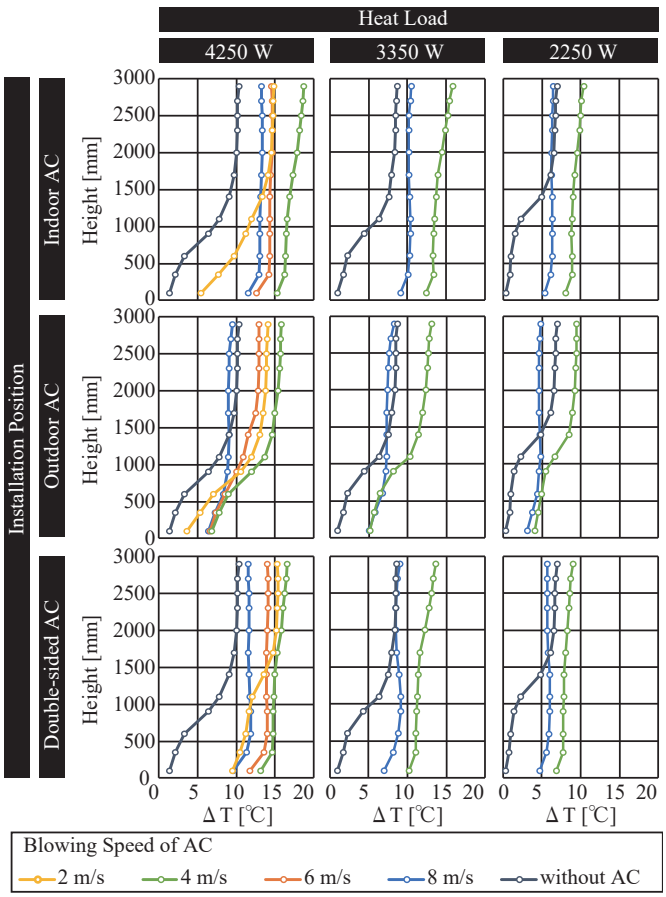


Fig. 4 Vertical average temperature distribution

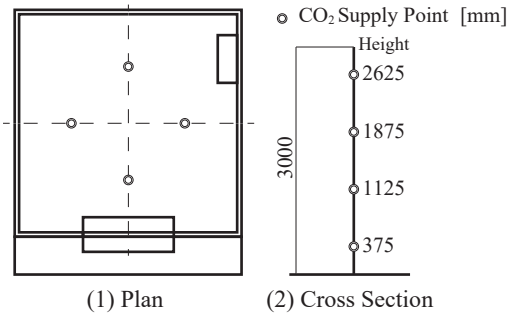


Fig. 5 CO_2 Supply Point

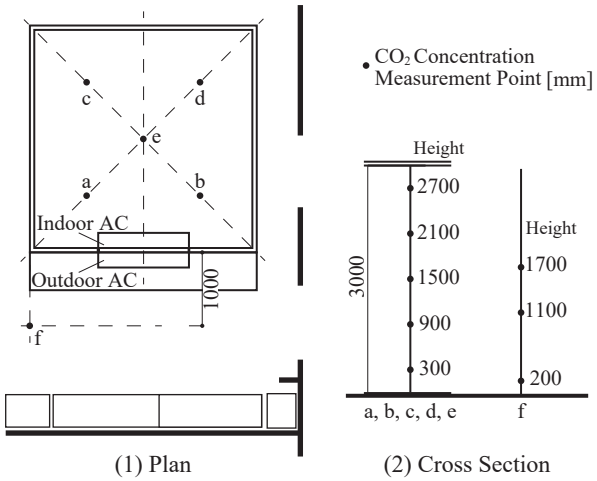


Fig. 6 CO_2 Concentration Measurement Point

Table 3 Experimental Condition

Heat Load	2250, 3350, 4250 W	
Installation Position	IndoorAC, OutdoorAC, Double-sided AC	without AC
Blowing Speed	4, 8 m/s	

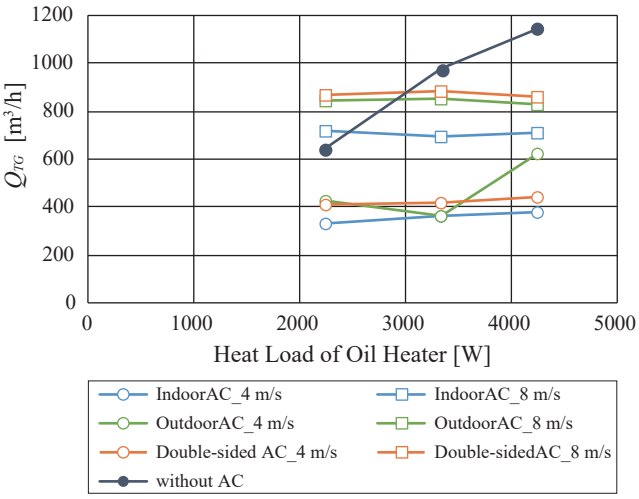


Fig. 7 Relationship between Q_{TG} and Heat Load

時に Q_{TG} が大きく変化した。開口部周辺の気流性状は、AC 吹出風速によって概ね決定され、温度差による換気駆動力 (発熱量) や設置位置の影響は小さいものと考えられる。温度差による換気駆動力の小さい発熱量 2250 W の条件では、AC 吹出風速 8 m/s の条件で AC なしよりも Q_{TG} がより増加した。AC 気流に伴う外気侵入量が温度差換気による外気侵入量を上回ったためであると考えられる。しかし、発熱量 4250 W、4 m/s、屋外側 AC の条件では、他の 4 m/s の条件よりも Q_{TG} が増加した。これは、温度差による換気駆動力が大きいことに加えて、屋外側 AC の気流遮断性能が低いことが原因であると考えられる。

3. AC の性能評価

3.1 評価指標

ここでは、鉛直温度分布及び正味の外気侵入量の結果を用いて、(1) 熱量からの移流量の比、(2) 汚染物濃度からの移流量の比を算出し、AC の気流遮断性能を評価する。

(1) 熱量からの移流量の比　Q_{AC-H}/Q_{0-H}

熱収支の式 (2) より熱量からの移流量を算出し、AC の有無の比を求める。

$$\left.\begin{aligned} C_p\rho Q_{AC-H}\Delta\overline{T_{AC}} - \sum \mathrm{K}A\Delta T_{AC} - W = 0 \\ C_p\rho Q_{0-H}\Delta\overline{T_0} - \sum \mathrm{K}A\Delta T_0 - W = 0 \end{aligned}\right\} \quad (2)$$

Cpρ : 空気の体積熱容量　K : 熱貫流率　A : 壁の面積 [m²]
W:発熱量 [W]　Q_{AC-H}:AC 稼働時の熱量からの移流量 [m³/h]
Q_{0-H} : AC 非稼働時の熱量からの移流量 [m³/h]

(2) 汚染物濃度からの移流量の比　Q_{AC-TG}/Q_{0-TG}

正味の外気侵入量から AC の有無の比を求める。

Q_{AC-TG} : AC 稼働時の正味の外気侵入量 [m³/h]
Q_{0-TG} : AC 非稼働時の正味の外気侵入量 [m³/h]

3.2 結果と考察

(1)(2) の比を **Fig.8** に示す。結果からほとんどの条件で AC を吹出すことで移流量が減少し、特に室内側 AC、4 m/s では 40 % に減少している。汚染物濃度からの移流量の比を見ると、発熱量 2250 W 時には AC を吹出す方が移流量が多くなり 100 %を越える結果も見られた。このように、2 つの比に違いが見られる原因として、熱からの移流量は設置位置、風速の影響を同程度受けるのに対し、汚染物濃度からの移流量は吹出風速の影響が極端に大きいことが挙げられる。これらの指標は適切に使い分けることが必要であり、(1) 熱量からの移流量の比は空調負荷削減や熱的快適性の評価に、(2) 汚染物濃度からの移流量の比はウイルスや埃など汚染物質の遮断性能の評価に用いることが妥当であると考えられる。

4. まとめ

本報では暖房時の AC の気流遮断性能及び熱環境改善効果を把握することを目的に、鉛直温度分布測定及び正味の外気侵入量測定を実施した。結果から、AC の設置位置や吹出風速が性能に及ぼす影響が大きいことが明らかとなり、AC 性能は室内側 AC、吹出風速 4 m/s で最も良い結果となった。これには開口部付近の気流分布や温度分布が影響している考えられ、今後詳しく把握する必要がある。また、正味の外気侵入量は AC の吹出風速に依存することが明らかとなった。今後は、冷房時の検討に加えて温度差と内外差圧の影響の把握を同時に行う。その後 CFD 解析にて実用途を想定した AC 性能評価を行う所存である。

【参考文献】

1) 古谷知大 , 小林知広 ， 山中俊夫 ， 崔ナレ ， 千田紗恵 ， 尾本和夫 ， 水野慶蔵 : 開口上部設置型エアカーテンの性能予測法に関する研究 (その 3) CFD 解析の境界条件及び精度検証用データ取得のための等温実大実験 ， 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会 , 2022.03(発表予定)

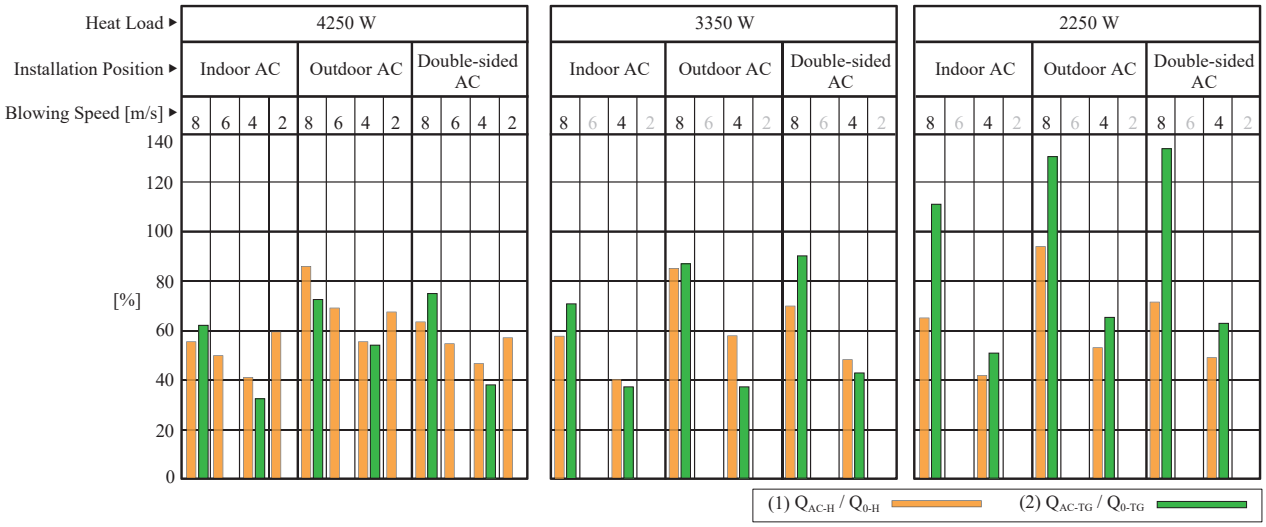


Fig. 8　Bar Graph of the Ratio between AC and No AC

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022. 3. 11）

天吊形 PAC を利用した膜天井空調方式に関する研究
（その 8）実大実験と CFD 解析による膜通気特性に関する検討

Study on Membrane Ceiling Air-Conditioning System Using Ceiling Suspended PAC (Part 8) Examination of membranes permeation charasteristics by full-scale experiment and CFD simulations

○淀野　修司（大阪大学）　山中　俊夫（大阪大学）
小林　知広（大阪大学）　崔　ナレ（大阪大学）
盛　紹宇（大阪大学）

Shuji YODONO[*1]　Toshio YAMANAKA[*1]　Tomohiro KOBAYASHI[*1]　Narae CHOI[*1]　Shaoyu SHENG[*1]
[*1]Osaka University

The ceiling cassette unit of the packaged air conditioner (PAC) may bring a high cold-draught risk to occupants. To solve this problem, the mixing ventilation system can be improved by stretching the non-flammable membrane under the ceiling with PAC. In this study, a full-scale experiment using a membrane experiment device was conducted because the material of the membrane and the method of installing the membrane may affect the cooling performance and comfort of the occupied space.In addition, this study suggests the membrane modeling method for CFD simulation such as differences depending membrane material and installation method.

1. はじめに

既存の天吊形パッケージエアコン (PAC) 下部に布の膜を張り、PAC の課題であるドラフトを解消し快適性を高める新空調方式、膜天井空調方式がある[1]。既往研究[2]では分割型膜天井空調方式（膜を分散配置し、天井裏空間との相互換気による対流を促進し、空気質・空調性能の向上を図る空調方式）（**Fig.1**）の快適性、冷房性能の検討を行い、膜敷設率の増加によって快適性が向上する一方で、冷房性能が減少する結果が得られた。そこで本研究では膜材質、設置方法が膜の通気性に与える影響に関する実大実験を行い、CFD 解析にてそれぞれの膜のモデリング手法についての提案を行った。（**Fig.2**）

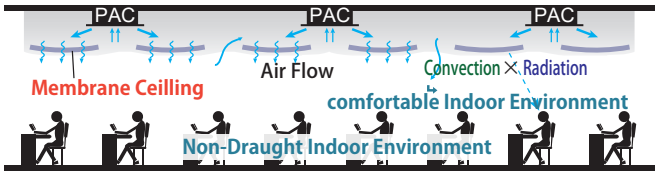


Fig.1 Membrane Air-conditioning System

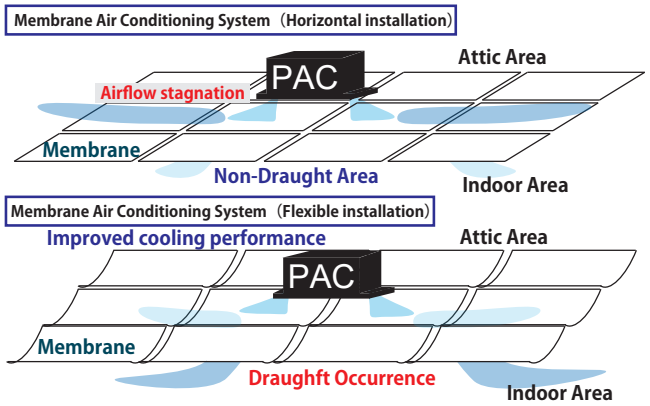


Fig.2 Membrane Installation Method and the Image of the Airflow Distribution

2. 実験概要

2.1 膜実験装置

本実験で用いた膜実験装置を **Fig3** に示す。(W)1500mm×(L)2000mm×(H)2000mm のフレームを作成し、FL+2000mm の位置にライン型ディフューザー (**Fig4**) を設置し、50mm 角のアルミフレームを使用して FL+1000mm に膜を設置した。膜の設置方法には①水平設置、②膜中央部分を 90mm 撓ませる設置方法を用いる。尚、風速測定はライン型ディフューザーの下向き噴流による膜下気流の風速分布を超音波風速計 (DA-700 型、TR-92T 型プローブ；10Hz,60 秒平均) により計測した。

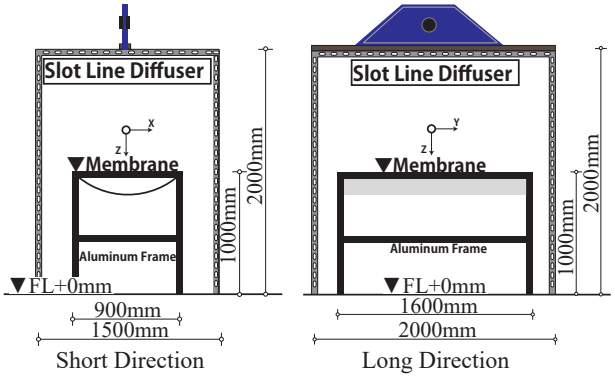


Fig.3 Experimental Equipment Elevation

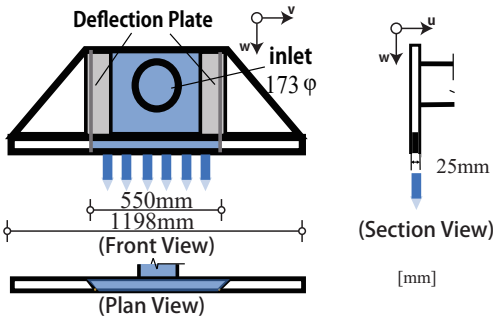


Fig.4 Experimental Equipment Elevation

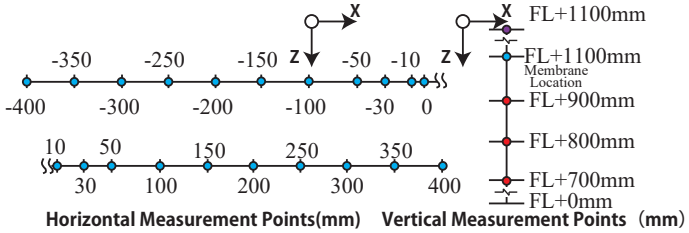


Fig.5 Vertical measurement point of Air Temperature

Table 1 Name of Experimental condition

Case	Material	LC	MF	MO	PP
	Aperture Ratio(%)	19.0	4.5	19.5	22.7
Amount of Deflection L (mm)	0	caseLC-0	caseMF-0	caseMO-0	casePP-0
Membrane L=0 L	90	caseLC-90	caseMF-90	caseMO-90	casePP-90

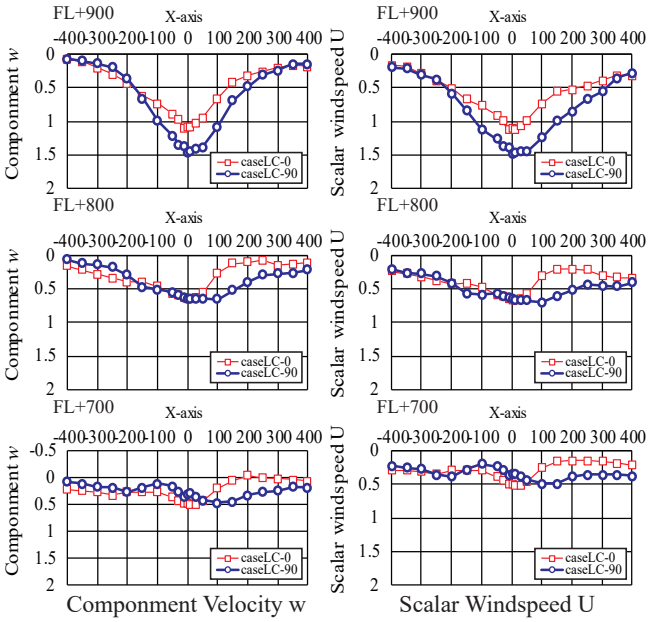


Fig.6 Velocity's Distribution at FL+700~900mm(caseLC-0&LC-90)

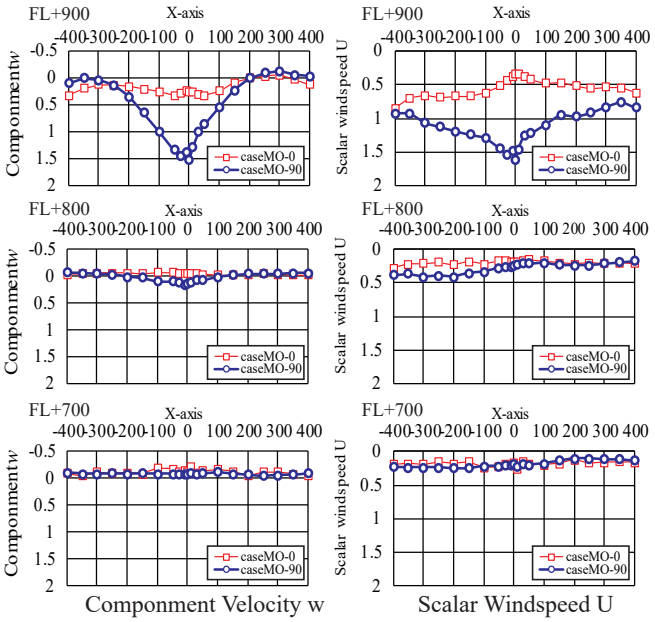


Fig.7 Velocity's Distribution at FL+700~900mm(caseMO-0&MO-90)

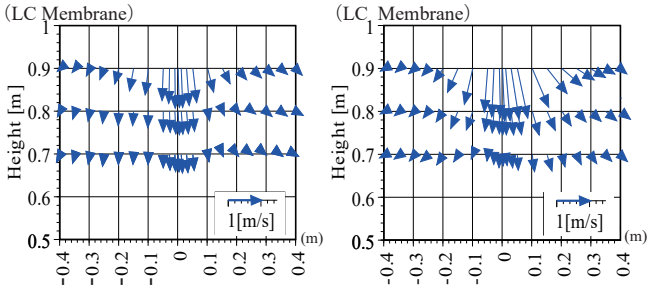


Fig.8 X-Zcross section velocity vector(FL+700~FL+900)
(Left:caseLC-0 Right:caseLC-90)

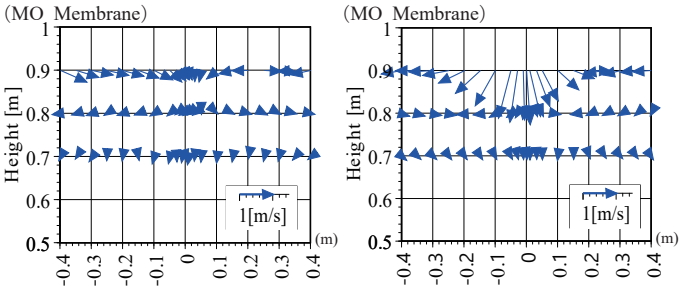


Fig.9 X-Zcross section velocity vector(FL+700~FL+900)
(Left:caseMO-0 Right:caseMO-90)

水平面測定点、鉛直測定点を Fig5 に示す。水平測定点は膜中心を原点 O として -400mm ～ +400mm とし、鉛直測定点は膜下 300mm ～ 100 ㎜ (FL+700mm ～ 900mm) で測定を行った。

3. 実験条件

Table.1 に実験条件を示す。本実験では撓み量と膜材質をパラメータとして実験を行った。本実験では膜材に 2 重レースカーテン (LC:Lace Curtain)、不織布有ガラス繊維膜 (MF:Membrane and Fabric)、不織布無ガラス繊維膜 (MO:Membrane Only)、パンチングパネル (PP:Punting Panel) を用いる。それぞれの開口率 β(**5.3** 参照) は 19.0%、4.5%、19.5%、22.7% である。また撓み量は 0mm と 90mm としており、膜材質と膜設置方法による膜通気特性の変化について検討を行った。

4. 実験結果と考察

CaseLC-0 と CaseLC-90 の FL+700 ～ FL+900mm における w 成分 (Z 方向) 風速分布とスカラー風速 (U) 分布の比較図を **Fig.6** に示す。LC を用いて水平に膜を設置した場合と 90mm 撓ませて膜を設置した場合で風速分布に大きな差が見られなかった。CaseMO-0 と CaseMO-90 の風速分布の比較図を **Fig.7** に示す。MO 膜を用いた場合特に FL+900mm 地点において風速分布の大きな差が出た。このことから MO 膜を使用した場合、撓ませることで通気性が向上することが考えられる。また X-Z 断面におけるベクトル図を **Fig.8,9** に示す。CaseLC-0、CaseMO-0 において風速ベクトル図に差が生じた。MO 膜と LC 膜は開口率 β がおおよそ同値であるのにもかかわらず膜の材質の違いによって LC 膜では膜下気流が膜を突き抜けるような気流分布となり MO 膜を使用した

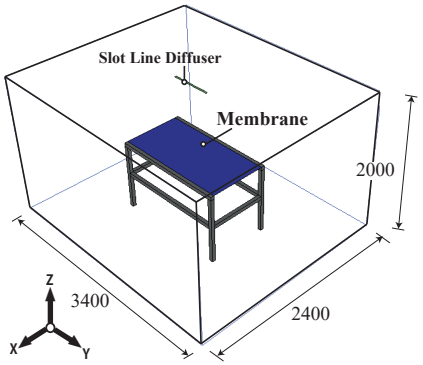


Fig.10 Analysis Isomet Diagram

Table.2 Analysis Conditions

Analysis Method	CFD Code	STREAM V 2021.1
	Turbrance model	Standard k-εmodel
	Algolithm	SIMPLE
	Discretization Scheme	QUICK
	Number of Mesh	2100000

Table.3 Inlet Conditions

Inlet	Slot Line Diffuser
Velocity [m/s]	-9.1
Turbulent Energy k [m^2/s^2]	0.8634
Turbulent dissipation rate ε [m^2/s^3]	41.273

Table.4 Wall Boundary

Wall	Natural outflow
Ceiling	Non-Slip
Floor	

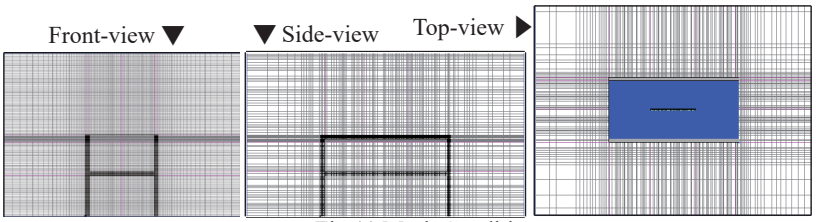


Fig.11 Mesh Condition

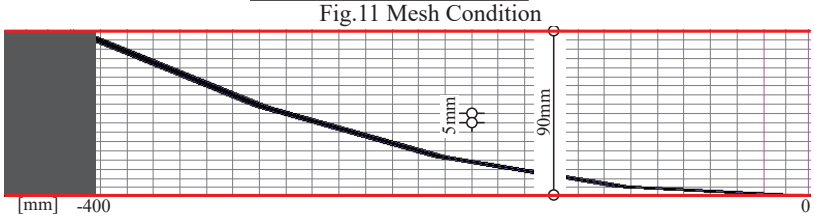


Fig.12 Membrane Mesh Condition

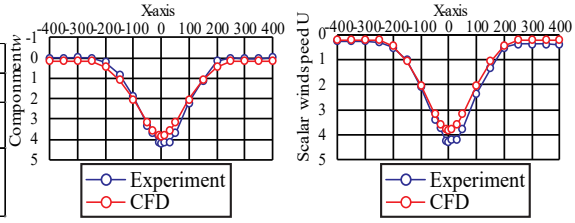


Fig.13 Velocity Comparison at 1.1m(CFD&Experiment)

場合においてはｗ成分 (Z 方向) 風速分布に一部負の値が生じていることから膜表面付近で逆流が生じている可能性があると考えられた。

開口率βが同じ膜を使用した場合においても膜下気流に差が生じる原因として膜材質の違いが考えられる。MO 膜のように材質が比較的固い場合、気流が膜表面で衝突し左右に分散される気流風速が速くなることから膜表面が負圧となるため膜下気流が吸い寄せられると考えられる。一方で LC 膜の様に柔らかい膜材の場合、気流が膜に衝突し僅かに膜が撓むことで分散気流が小さくなり膜を通過するような気流が増加すると考えられた。

このような膜断面形状の違いによる膜下気流の発生の違いのモデリング手法を CFD 解析を用いて検討した。

5 解析概要

5.1 解析手法

解析アイソメ図を **Fig.10** に示す。前述した実大実験との比較検討を行うため解析領域を 2400mm(W)×3400mm(L)×2000mm(H) とし、膜実験装置の寸法をそのまま解析領域の中心部分に取り込んだ。尚、解析手法を **Table.2** に示す。解析領域全体のメッシュ分割図を **Fig.11** に示す。メッシュの基準長さを 15mm とした。撓んだ膜を取り扱う際に膜を階段状のメッシュ分割を行うため精度を上げるため深さ方向を 5mm でメッシュ分割を行った。(**Fig.12**)

5.2 流出入境界条件

流入境界条件を **Table.3** に示す。本解析では実大実験で用いたライン型ディフューザーを 25mm×550mm の均一風速で再現し、流入境界とした。**Fig.13** より流入境界設定には既往研究[3] で使用されたライン型ディフューザーの実験値と CFD 解析で再現した単一開口の風速分布がおおよそ一致したことから本解析の乱流統計量は実験値と同値とした。また壁面境界を **Table.4** に示す。

5.3 膜モデリング手法

本解析では膜を領域解析面として設定し、圧力損失を加えてモデリングを行った。(**Fig.14**) また圧力損失モデルには以下の 2 種類を用いて検討を行った。また本解析では撓み 0mm の場合のみの検討を行う。

① 1 次元圧力損失モデル

領域解析面に対して垂直方向のみに圧力損失 ΔP を設定する手法であり、ΔP には Eq.1 また圧力損失係数 ξ を Eq.2 で算定した。また ξ は膜差圧実験により得た開口率βから補正係数 C(=1.42) を用いて算定する。

② 1 次元圧力損失モデル＋整流効果

圧力損失 ΔP の算定方法は上記のモデルと同様に **Eq.1**、**Eq.2** を用いて行う。一方で整流効果とは、圧力損失を解析領域面に対して垂直面のみに加え、更にその他の方向に対して強制力を加える手法である。尚、この手法で撓みを再現する場合、膜を障害物とみなすため本解析において適切ではない。(STREAM の機能)

$$\Delta P = \xi \cdot \frac{1}{2}\rho v^2 \qquad \textbf{(Eq.1)}$$

$$\xi = C \cdot \frac{1-\beta}{\beta^2} \qquad \textbf{(Eq.2)}$$

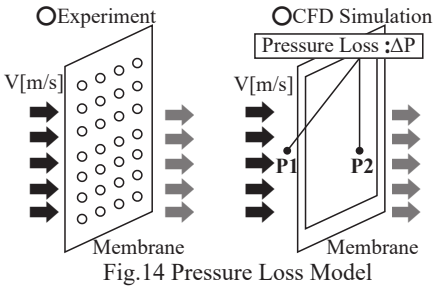


Fig.14 Pressure Loss Model

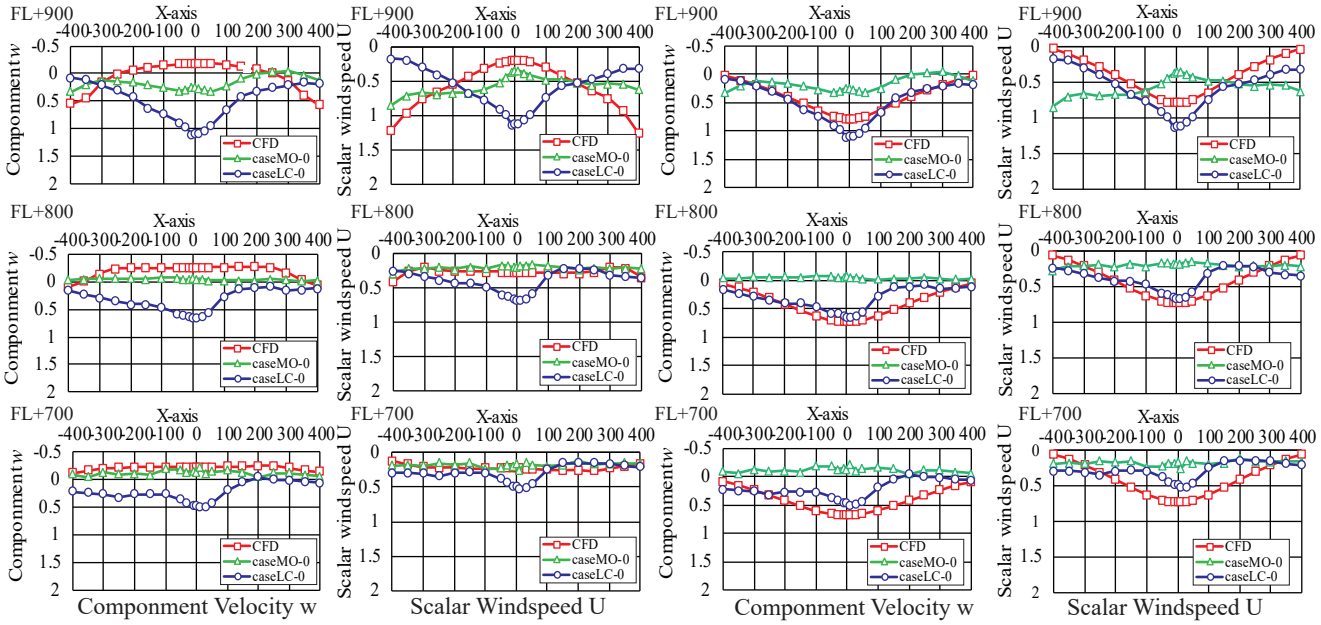


Fig.15 Velocity's Distribution at FL+700~900mm(CFD&CaseMO-0&caseLC-0) Fig.16 Velocity's Distribution at FL+700~900mm(CFD&CaseMO-0&caseLC-0)

① 1D Pressure Loss Model　② PressureLoss+Rectification

6. 解析結果と考察

Fig15 に 1 次元圧力損失により膜をモデリングした CFD 解析結果と実験値の caseMO-0、caseLC-0 との FL+700 ～ FL+900mm における風速分布を示す。本モデリング手法にによる再現では、FL+900mm（膜下 100mm）において CFD と実験値に大きな差が生じた。特に W 成分 (Z 方向) 風速分布において CFD では中心部分の風速が実験値より小さいことが分かる。また FL+800(膜下 200mm) 以下では CaseMO-0 と CFD がおおよそ一致している一方で CaseLC-0 においてはいずれの点でも CFD と風速分布が一致しない結果となった。

Fig.16 に 1 次元圧力損失モデルと整流効果により膜をモデリングした CFD 解析結果と実験値の CaseMO-0、CaseLC-0 との FL+700 ～ 900mm における風速分布を示す。本モデリング手法では CFD 解析結果と caseLC-0 の風速分布がおおよそ一致する結果となった。一方で CaseMO-0 の場合 CFD 解析と前高さにおいて風速分布に差が生じる結果となった。

これらの結果から不織布無ガラス繊維膜などのように材質が比較的固い膜を使用した場合は① 1 次元圧力損失モデルを使用することで FL+800mm 以下で結果が近似することが分かった。また 2 重レースカーテンのように材質が比較的柔らかい膜の場合② 1 次元圧力損失モデル＋整流効果モデルを使用することで解析結果と風速分布が近似することが分かった。これらの結果から膜下空間の気流分布の違いによって膜のモデリング手法を検討する必要があることが示唆された。

7. 今後の検討

本解析では CaseMO-0 など材質が固い膜の再現において① 1 次元圧力損失モデルを使用することで FL+800mm 以下で風速分布がおおよそ一致し、CaseLC-0 など材質が柔らかい膜の再現では② 1 次元圧力損失モデル＋整流効果によって風速分布がおおよそ一致した。一方、① 1 次元圧力損失モデルを使用した際には膜近傍の再現、② 1 次元圧力損失モデル＋整流効果を使用した場合には撓み部材の再現が難しいことが課題として挙げられる。これらの原因として、本解析で用いた 2 つのモデリング手法では膜材質の x,y 方向の適切な圧力損失を用いていないことから Z 方向風速分布が過大、過小評価される可能性が高い。

そこで今後の検討として 3 次元圧力損失モデルの検討が考えられる。これは x,y,z 方向風速に対するそれぞれの圧力損失を、膜の種類ごとに求めることでより正確なモデリングが見込まれる手法である。

記号

ΔP：圧力損失量	[Pa]	v：膜通過平均風速	[m/s]
ξ：圧力損失係数	[-]	β：開口率	[%]
ρ：流体の密度	[kg/m^3]	C：補正係数 =1. 42	[-]

謝辞

本研究はダイキン工業（株）との共同研究であり、ここに記して謝辞を表します。

参考文献

1) 蔵永真理、山中俊夫、前田龍紀、北風春都：PAC を用いた膜天井放射空調の冷房性能に関する実験的研究、日本建築学会環境系論文集 Vol.84 No.757、pp255-262、2019.3
2) 淀野修司、山中俊夫、小林知宏、崔ナレ、伊藤彰吾：天吊形 PAC を用いた分割型膜天井空調方式に関する研究（その 3）実大実験による冷房空調時の室内環境の検討，日本建築学会 2020 年度近畿支部研究報告集 pp185-188,2020.6
3) 盛紹宇、山中俊夫、小林知広、袁継輝、加藤正宏、弓野沙織：ライン型ディフューザを用いた暖房時ペリメータ熱環境制御に関する研究（第 3 報）X 型熱線風速計を用いた風速測定に基づく吹出し気流特性の把握及び CFD 解析，日本建築学会近畿支部研究報告集，第 60 号 2020.6

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022.3.11）

周期的変動風を伴った可変風量吹出口の開発　温熱環境性能および快適性の評価
Development of VAV system with periodic fluctuating air movement Evaluation of comfort and thermal environmental performance

○民秋　篤　（立命館大学）　　近本　智行（立命館大学）
宮崎　清二（空研工業）　　中島　洋一（空調技研工業）　　井守　紀昭（大林組）
Atsushi TAMIAKI*1　Tomoyuki CHIKAMOTO*1
Seiji MIYAZAKI*2　Yoichi NAKASHIMA*3　Noriaki IMORI*4
*1　Ritsumeikan University　*2　KUKEN KOGYO Co. Ltd.
*3　KUCHO GIKEN KOGYO Co. Ltd.　*4　Obayashi Corporation

The purpose of this study is to evaluate the performance of the VAV diffuser unit with periodic fluctuating air movement in terms of comfort and thermal environment. The previous studies [文1] showed that periodic fluctuating air movement was more effective for human comfort than stationary movement of air flow. This study reports the result obtained by the actual measurement of thermal environment and by subjective experiment conducted in the laboratory.

はじめに

従来の空調方式は気流の向きを固定し、空間全体の一時的な温熱環境を均一にすることで居住者の快適性を保つものであった。一方、変動風を利用して快適性と省エネの両立および向上を目的とした空調方式が存在する。既往研究[文1)]では、モーター駆動で吹出口内の風向板を回転させることにより変動風を発生させており、その変動風は定常風に比べ高めに設定された室内温度においても快適感を損なわず、涼感を得られることが温熱感覚の観点で示唆されている。また、変動風により空調負荷を低減させる省エネ効果を図ることができると期待されている。

そこで本研究では、モーター駆動なしで、比較的高く設定された室内温度において周期的に変動風を発生させた吹出口に関して、実験室における環境実測および被験者実験によりその温熱環境性能と温熱感覚および人体生理に着目した上での快適性の評価を行う。

1．研究概要

周期的変動風を伴った可変風量システムは、可変風量によって吹出口内部のプロペラを自立回転させ、その回転を利用して風向板が周期回転となるように制御する。これにより、十分な拡散性能と揺らぎを伴った周期的な変動風を送出するという機構である[注1)]（Fig.2）。

2．実験概要

2021年7月26日～7月30日に福岡県糸島市のK社敷地内にある気流試験施設にて、Table.1に示す実験Caseをもとに環境実測および被験者実験を行った。

Fig.1 Diffuser Unit

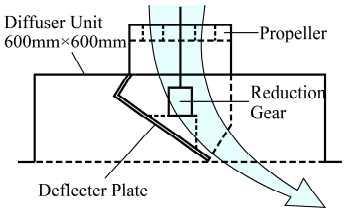


Fig.2 Diffuser System

Fig.3 Image of the Laboratory

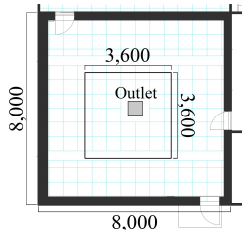


Fig.4 Floor Plan of the Lab

2.1　実験室

実験室の大きさは、8.0m×8.0m、天井高2.8mで、壁面の冷却・加熱パネルにおける熱放射により室温は制御されている。また、本研究対象とする吹出口は、室中央の天井に設置されている（Fig.3・4）。

2.2　実験条件

室内設定温度28℃の条件では吹出口の風量を300CMH[注2)]と200CMHに設定し、風向板の回転数はそれぞれ5.4rpm[注3)]・4.3rpmと2.3rpm・1.2rpmの設定で実験を実施した。また、温度26℃・風量300CMH・5.4rpmの条件においても実施した。

Table.1 Experimental Case

	Temperature	Air volume／Rotational frequency	Air conditioning temperature
Case1	28℃	300CMH／5.4rpm	18℃
Case2		300CMH／4.3rpm	
Case3		200CMH／2.3rpm	
Case4		200CMH／1.2rpm	
Case5	26℃	300CMH／5.4rpm	16℃

2. 3. 1　環境実測

環境実測は風速分布・温度分布特性の検証を目的として実施した。これら分布の環境測定位置をFig. 5に示す。

風速分布は多点風速により、吹出口から水平距離 300㎜ 間隔で 8 点（A 面）および 11 点（B 面）、FL+400㎜ から 200㎜ 間隔で FL+2600㎜ までの 12 点をそれぞれの面で実測した。また、温度分布は熱電対により、吹出口から水平距離 1000㎜ 間隔で 3 点（C 面）および 4 点（D 面）、FL+200㎜ より 200㎜ 間隔で FL+2600㎜ までの 13 点をそれぞれの面で実測した。また、相対湿度およびグローブ温度を吹出口から水平距離 1000㎜ 間隔で、FL+1000㎜ の位置にそれぞれ 3 点を実測した。

2. 3. 2　被験者実験

(1)　被験者概要

被験者実験は、被験者を健康な男子大学生 3 名とし、夏季のオフィスを想定した着衣とし、0. 5clo（肌着+半袖シャツ+長ズボン）、椅座安静（1. 0met）に統一した。また、吹出口に対して横向きの姿勢での曝露となるように実験を行った。

(2)　測定項目

皮膚表面温度は、額、首、胸、前腕、手の甲、上腿、下腿、足の甲の計 8 点を測定した。この際、胸の測定箇所以外はサーモクロンにより測定した。また、発汗および不感蒸泄の度合を確認するために、衣服内湿度（胸）をハイグロクロンにより計測した。

(3)　実験手順

被験者実験の手順は Fig. 7 に示す。被験者には実験室入室 5 分後より、5 分毎のアンケート（前半 30 分）、10 分毎のアンケート（後半 30 分）の記入を行わせた。アンケートの評価項目は、温冷感、快適感、湿度感、湿度感、発汗度の 5 項目の 7 段階評価とした。また、「額/首/胸/背中/上腕/前腕/手の甲/上腿/下腿/足の甲」の 10 点の局所温冷感および「額/首/胸/背中/上腕/前腕/手の甲」の 7 点の局所気流感を評価した。これらのアンケートを Case1～Case5 のそれぞれで実施した。

3．実験結果

3. 1　風速分布

各 Case の風速分布のコンタ図を Fig. 9 に示す（上：A 面、下：B 面）。このとき Fig. 8 に示す通り、周期ごとの最大風速の平均値を風速値として扱う。A 面と B 面の風

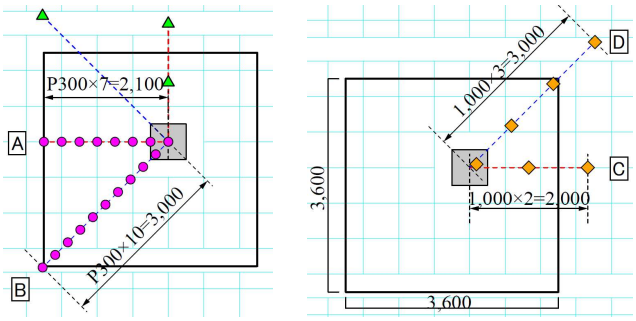


Fig.5 Measurement Point

Table.2 Measurement Item of Thermal Environment Experiment

	Measurement item	Measurement point (Vertical)	Measuring equipment
●	Wind velocity	Total 12 (FL+400, 600, 800, 1000, 1200, 1400, 1600, 1800, 2000, 2200, 2400, 2600mm)	Multi-point anemometer
◆	Air temperature	Total 13 (FL+200, 400, 600, 800, 1000, 1200, 1400, 1600, 1800, 2000, 2200, 2400, 2600mm)	Thermocouples (T-type)
▲	Relative humidity	FL+1000mm	Ondotori
▲	Globe temperature		Globe thermometer

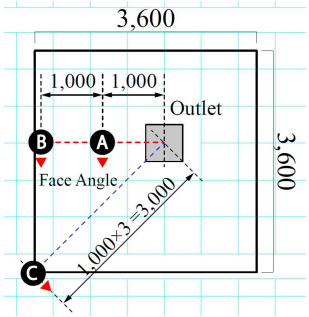


Fig.6 Position of Each Subject

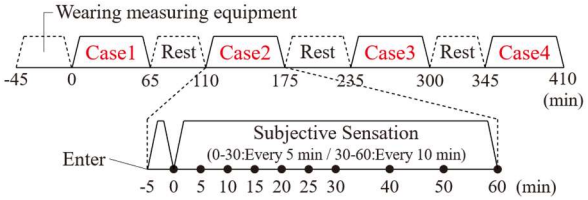


Fig.7 Experimental Procedure (Example)

Table.3 Evaluation Item of Subjective Sensation

Evaluation items	Evaluation method / point
Thermal sensation	7 stage (-3 : Cold ~ +3 : Hot)
Comfortable sensation	7 stage (-3 : Very uncomfotable ~ +3 : Very comfortable)
Humidity sensation	7 stage (-3 : Dry ~ +3 : Wet)
Airflow sensation	4 stage (0 : Not at all ~ +3 : Very)
Sweating sensation	4 stage (0 : Not at all ~ +3 : Very sweaty)
Local thermal sensation	7 stage / Total 10 (Forehead/Neck/Chest/Back/Upper-arm/Forearm/Hand/Thigh/Calf/Foot)
Local airflow sensation	4 stage / Total 7 (Forehead / Neck / Chest / Back / Upper-arm / Forearm / Hand)

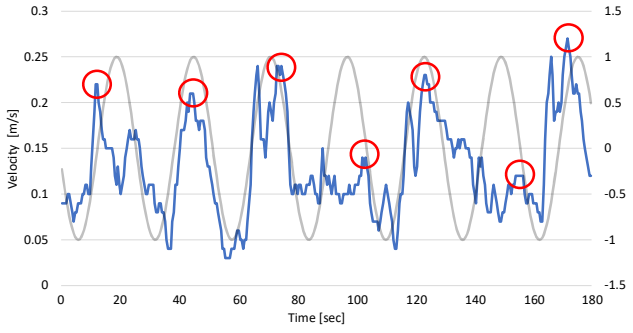
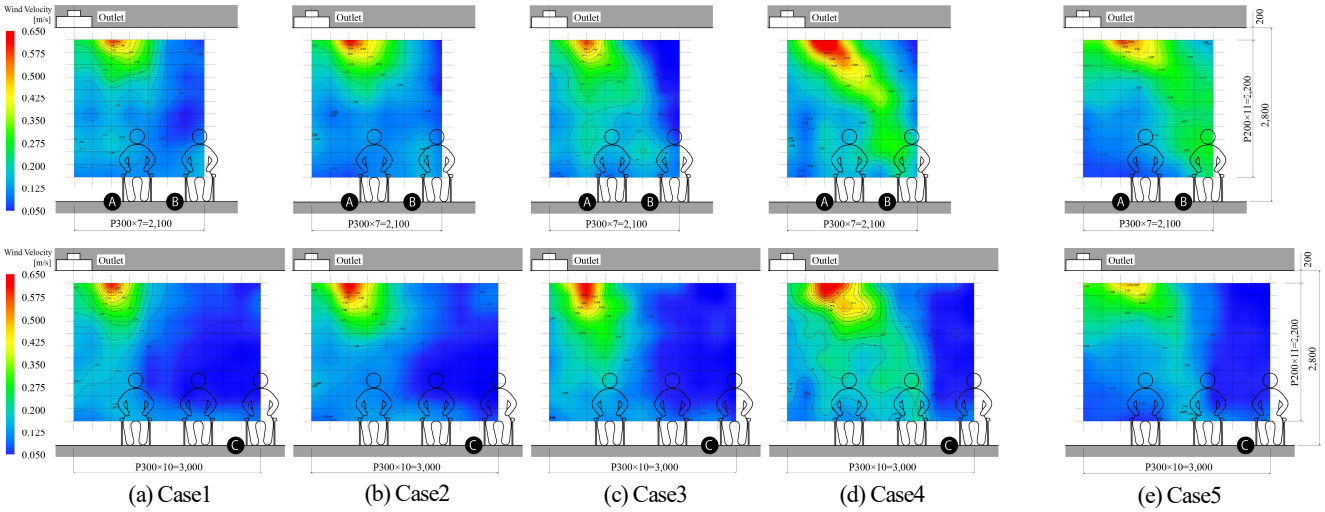
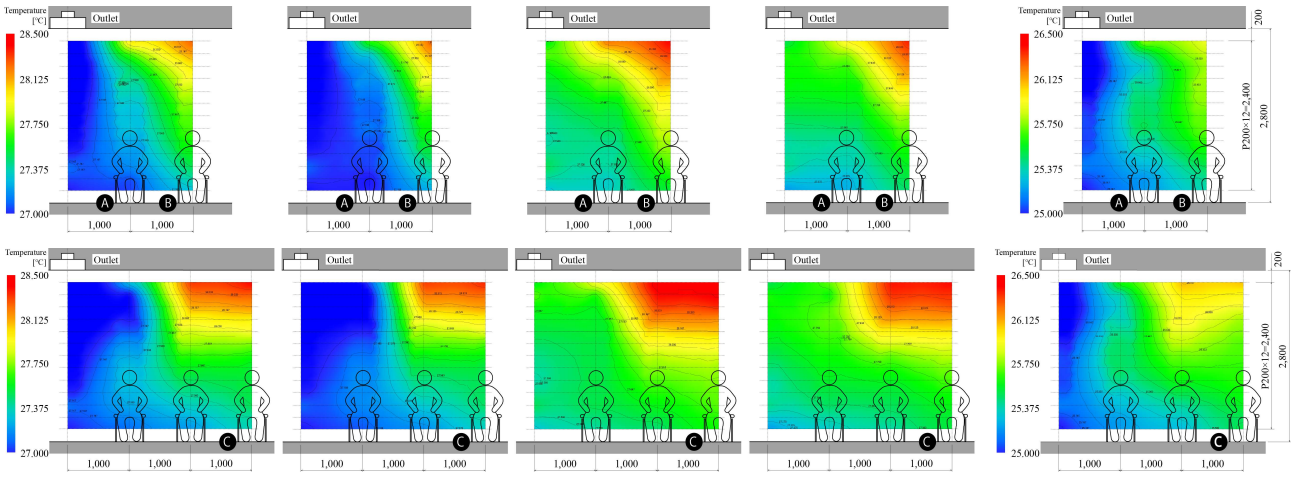


Fig.8 Wind Fluctuation in Subject-A's Head Position (Case3)



(a) Case1　(b) Case2　(c) Case3　(d) Case4　(e) Case5

Fig.9 Wind Velocity Distribution / (upper) Section-A / (bottom) Section-B



(a) Case1　(b) Case2　(c) Case3　(d) Case4　(e) Case5

Fig.10 Air Temperature Distribution / (upper) Section-C / (bottom) Section-D

速分布を比較すると、A 面の方が風速の分布の拡がりがやや大きいということが見られる。また、Case1～4 において、回転周期が小さくなればなるほど、風速の分布は鉛直方向下向きに約 45° 拡がることが読み取れる。

同風量および同回転数で室内温度それぞれ 28℃、26℃と異なる Case1 と Case5 における変動風の到達距離を比較する。Case1 の場合、吹出口より水平距離 1, 000mm が気流の拡がりの限界と考えられる一方、Case5 では水平距離 1, 800mm までの到達が見られる。ただし、Case5 は吹出口真下周辺への気流の到達はあまり見られない。

被験者 A の頭部位置まで変動風が到達していると考えられる実験 Case は、Case3・4・5、被験者 B は Case4・5 である。一方、被験者 C の位置においては変動風が十分到達していない。また、Table. 4 に示す各被験者位置における風速測定結果では、被験者 C の風速値はすべての Case で 1. 0m/s を満たないことから、変動風による影響はほとんど受けず、快適感の評価の検討には及ばないことが分かった。そのため、被験者 C は被験者実験における検証は以降行わないものとする。

3. 2　温度分布

各 Case の温度分布のコンタ図を Fig. 10 に示す（上：C 面、下：D 面）。C 面と D 面の各 Case 温度分布の比較を行ったが、明確な違いはあまり見られず、また同風量かつ回転数が異なる Case 同士の温度分布の違いも同様にあまり見られなかった。

被験者位置の違いによる温度分布の比較を行うと、各 Case ともに被験者 A の頭部位置における温度は、被験者 B の頭部位置と比べ 0.2~0.3℃程低く、また被験者 B と被験者 C の頭部位置における温度はほとんど変わらないという結果が得られた。

Table.4 The Result of Wind Velocity Measurement in Each Subject

			Case1	Case2	Case3	Case4	Case5
Air volume			300CMH		200CMH		300CMH
Rotational frequency			5.4rpm	4.3rpm	2.3rpm	1.2rpm	5.4rpm
	Distance	Height	Periodic fluctuating wind velocity [m/s]				
Subject A	1000	1000	0.17	0.16	0.21	0.20	0.18
Subject B	2000	1000	0.13	0.14	0.10	0.25	0.31
Subject C	3000	1000	0.07	0.05	0.06	0.08	0.09

3. 3　被験者実験

各被験者の各Caseにおける快適感と気流感のグラフをFig. 11 に示す。被験者 A では、Case1・2 では一部「やや快適」、Case3 では一部「不快」の申告が見られるが、これらの Case では全体的に「やや不快」または「どちらでもない」の申告が多い。また、Case1～4 における快適感の平均には差があまり見られないことから、室内温度28℃の条件下では、低風量の 200CMH であっても、変動風による気流感の発生により、高風量の 300CMH の Case と同等の快適感を得られることが考えられる。被験者 B では、Case4 において変動風の気流感を感じる際に、快適感が上昇する傾向が見られる。その際の快適感では「不快」寄りの申告値は見られず、低周期の変動風が温熱感覚に影響を及ぼしたことが考えられる。

各被験者における Case ごとの部位別温冷感を Fig. 12 に示す。28℃条件下の Case1～4 では、被験者 A は温冷感に大きな差は見られなかったが、被験者 B は Case4 のみ「涼しい」寄りの申告をしており、Case5（26℃, 300CMH, 5. 4rpm）の申告と類似している。これは快適感の向上と同様に変動風による気流感の発生が関係していると考えられる。

各被験者の各 Case の部位別および平均皮膚温度を Fig. 13 に示す。平均皮膚温度は Hardy-Dubois の 7 点法に基づき算出した。被験者 A・B において、Case1～4 の部位別の皮膚温度の違いはあまり見られなかった。変動風の風量・回転周期の違いのみでは人体生理への影響の差はあまり出ないことが考えられる。

4．まとめ

本研究では、実測・実験によって周期的変動風を伴った可変風量吹出システムの温熱環境性能および快適性の評価を行った。

1)　A 面と B 面における風速分布の比較では、A 面の方が変動風の到達距離が大きくなる。

2)　吹出口の風量・回転数を低下させた場合、温熱環境はやや悪化するが、低周期の変動風により気流感申告が大きくなる場合には快適感はほぼ一定または向上の傾向が見られた。これより、気流を感じることのできる低周期での変動風は、快適性と省エネの両立を図ることができる可能性が示唆された。

3)　同室温条件下における Case 間の皮膚温度の差に大きな違いは見られなかった。

参 考 文 献

文1）佐藤、出口他：周期的変動気流に基づく空調とその快適性に関する研究、第 2 回衛生工学シンポジウム論文集、2、pp. 168-171、1994-11-01

Table.5 Thermal Environmental Conditions in Subject Experiments

		Case1	Case2	Case3	Case4	Case5
Preset air temperature		28.0℃				26.0℃
Preset air conditionig temperature		18.0℃				16.0℃
Subject A	Air temperature	27.3℃	27.1℃	27.5℃	27.5℃	25.5℃
	Globe temperature	27.8℃	28.0℃	27.9℃	28.1℃	25.8℃
	Humidity	45.7%	45.5%	46.6%	44.6%	45.5%
Subject B	Air temperature	27.7℃	27.6℃	27.9℃	27.7℃	25.7℃
	Globe temperature	28.3℃	28.3℃	28.1℃	28.1℃	26.2℃
	Humidity	43.3%	43.1%	45.0%	43.3%	43.2%
Subject C	Air temperature	27.6℃	27.6℃	27.8℃	27.8℃	25.7℃
	Globe temperature	28.0℃	28.0℃	28.0℃	28.1℃	25.9℃
	Humidity	45.7%	45.5%	46.6%	44.6%	45.5%

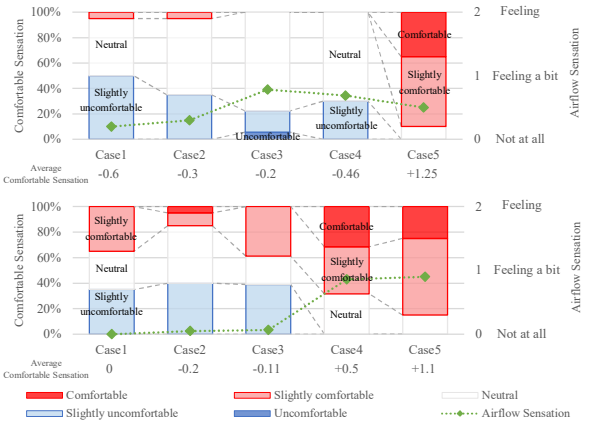


Fig.11 Comfortable Sensation and Airflow Sensation in Case1~5
(top) Subject A / (bottom) Subject B

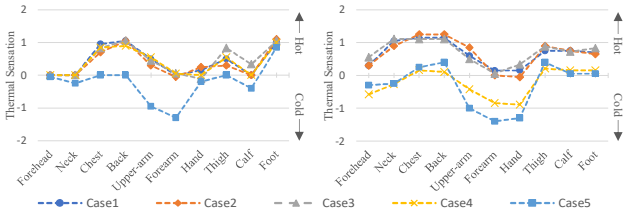


Fig.12 Region-specific Thermal Sensation in Case1~5
(left) Subject A / (right) Subject B

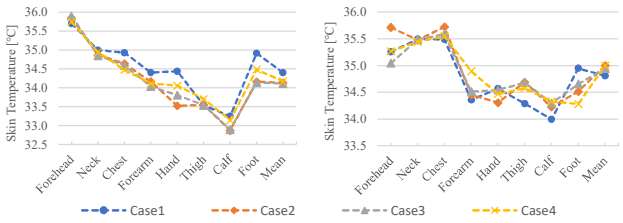


Fig.13 Region-specific and Mean Skin Temperature in Case1~4 注4）
(left) Subject A / (right) Subject B

注 釈

注1）参考文献 1)における吹出口は、小型モーターで風向板を回転させているが、本研究にて評価した吹出口は、ダクトを通る空調空気の風圧のみで風向板を回転させている（電力不要なシステムとなっている）。

注2）送風機の能力を表す単位で Cubic Meter per Hour の略

注3）1 分間での回転数を表す単位で rotation per minute の略

注4）Case5（26℃, 300CMH, 5. 4rpm）の実験結果は省略

謝辞　本研究の実施にあたり、立命館大学理工学部 4 回生の田中哲平君の助力を得たことを記すとともに謝意を表する。

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022. 3. 11）

超音波加湿器の室内温熱環境への影響を表現する CFD モデルの風洞実験による検証

Validation of a CFD model simulating evaporation effects of droplets generated from an ultrasonic humidifier on indoor thermal environment using wind tunnel experiments

○大 屋　那 央（大阪大学）　　松 尾　智 仁（大阪大学）
嶋 寺　　光（大阪大学）　　近 藤　　明（大阪大学）
Naoto OOYA*[1]　Tomohito MATSUO*[1]　Hikari SHIMADERA*[1]　Akira KONDO*[1]
*[1] Osaka University

Accurate estimates of air temperature and humidity are essential for controlling indoor thermal environment. However, conventional CFD models cannot evaluate the phase change of water in a room. This study used a CFD model incorporating a phase change model originally developed for meteorological models. The CFD simulations were compared to wind tunnel experiments with an ultrasonic humidifier for calibration and validation of the phase change model. The model parameters on the evaporation rate of fine droplets were optimized for better estimates of air temperature and humidity. It was found that the mixing ratio of fine droplets related to the accuracy of the model.

はじめに

冬場は暖房使用により室内の空気が乾燥する傾向がある。低湿度下ではウイルスの不活性率が低くなるほか, 咳などの飛沫が速やかに蒸発しウイルスが長時間空気中に滞留することで COVID-19 などの感染症の拡大リスクが増加する [1]。そこで室内の調湿のために超音波加湿器が用いられることがある。超音波加湿器を使用すると気化熱が発生し気温が低下する。加湿器使用時の室内温熱環境の制御には温湿度分布の推定が重要であるが，従来の数値流体力学 (CFD) モデルでは水の相変化を考慮した室内の温湿度推定が難しい。本研究では CFD モデルに気象分野で用いられる水蒸気, 微小/粗大液滴の相変化モデルを導入し，CFD モデルの検証を行った。検証には風洞実験の結果との比較を用い，精度向上のため微小液滴の蒸発速度式のパラメトリック解析を行った。

１． 風洞実験

CFD モデルの再現性の検証を行うことを目的として, 風洞風速と加湿量を変更しつつ **Table 1** に示す 9 ケースについて超音波加湿器の加湿量の計測，超音波加湿器の風上の温度及び相対湿度, 風下の温度の測定を行った。実験に用いた超音波加湿器を **Fig.1** に, 超音波加湿器の仕様を **Table 2** に示す。本実験で用いた加湿器は家庭用のものと比べて 2 倍から 3 倍程度の加湿量となっている。**Fig.2** に測定実験のレイアウト図を示す。風洞の大きさは x, y, z 方向に 950 cm，180 cm，180 cm である。温度の測定点は x 方向に 50 cm から 700 cm まで 18 点，y 方向は加湿器を中心に 40 cm 幅で，z 方向に 50 cm から 130 cm までの幅とし，y，z 方向は 5 cm 格子で測定した。

Table 1 Experiment case

	Wind velocity(m/s)	Amount of humidification(g/h)
w0.5h1	0.5	380
w0.5h2	0.5	550
w0.5h3	0.5	740
w1h1	1.0	380
w1h2	1.0	550
w1h3	1.0	740
w2h1	2.0	380
w2h2	2.0	550
w2h3	2.0	740

Fig.1 Ultrasonic humidifier

Table 2 Ultrasonic humidifier manual

Size	width:290, length:190, heith:510 mm			
Mode	1	2	3	4
Amount of humidification (ml/h)	380	550	740	850

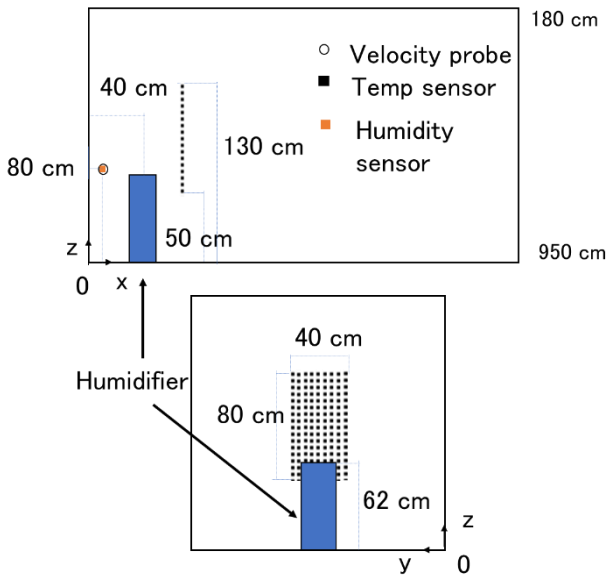


Fig.2 Wind tunnel layout

2. CFD モデル

2. 1　相変化モデル

CFD 計算には OpenFOAM-4.0 を使用した。非圧縮性流体を仮定し，温度変化による浮力を考慮するため Boussinesq 近似を導入し，乱流モデルに標準 k-ε モデルを用いた。水の相変化モデルとして，数値気象予測に用いられる Kessler[2]のモデルを OpenFOAM-4.0 に導入した。このモデルでは、水を水蒸気，重力沈降せず空気中に滞留する微小液滴，重力沈降する粗大液滴の 3 相に分類して扱う。モデル式を式(1)～(5)に示す。

$$\frac{\partial M}{\partial t} = -\boldsymbol{v}\cdot\nabla M - U_r\cdot\nabla M + D_{eff}\nabla^2 M + AC + CC - EP_M \quad (1)$$

$$\frac{\partial m}{\partial t} = -\boldsymbol{v}\cdot\nabla m + D_{eff}\nabla^2 m - AC - CC - EP_m \quad (2)$$

$$\frac{\partial q}{\partial t} = -\boldsymbol{v}\cdot\nabla q + D_{eff}\nabla^2 q + EP_M + EP_m \quad (3)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} = -\boldsymbol{v}\cdot\nabla T + \alpha_{eff}\nabla^2 T + \frac{1}{C_p\rho}(Q_p + Q_o) \quad (4)$$

$$EP_m = (q_{vs} - q) * \left(\frac{m}{m_0}\right)^{\alpha} * f(T) * \beta \quad (5)$$

t は時間，M は粗大液滴量，m は微小液滴量，q は水蒸気量である。$\boldsymbol{v}$ は風速ベクトル，Ur は粗大液滴の終端速度，D_{eff} は実効拡散係数，AC は微小液滴から粗大液滴へのオートコンバージョン，CC は粗大液滴が微小液滴を捕集する効果，EP_M, と EP_m は粗大液滴と微小液滴の蒸発である。また，ρ は空気の密度，T は温度，α_{eff} は実効温度拡散率，C_p は定圧比熱，Q_p は相変化による潜熱，Q_o は外部からの加熱量，q_{vs} は飽和水蒸気量、m_0 は初期微小液滴量，α は係数，$f(T)$ は温度に関する補正である。また，β は微小液滴の蒸発時間に関する係数である。Kessler のモデルでは微小液滴の瞬時蒸発を仮定しており，室内環境推定への直接の適応は不適切であるため，蒸発時間に関する係数を加えた。

2. 2　計算条件

モデル検証のため，計算領域は実験を行った風洞を再現した。格子数は約 61 万である。風洞実験の 9 ケースのうち **Table 3** に示す 4 ケースを計算対象とした。入口空気の温度，相対湿度，風速と加湿器の加湿量，水温，風速の境界条件は実験時に測定した値を用いた。

Table 3 Calculation case

	Wind velocity(m/s)	Amount of humidification(g/h)
w0.5h1	0.62	337.1
w0.5h3	0.50	937.2
w2h1	2.00	369.9
w2h3	1.99	753.1

パラメトリック解析は式(5)の α の値を 1 をベースとして 0.67，0.33 の 3 ケースに変更し，温度低下について実験値と比較した。α=1 の時は微小液滴の粒径が変化せず粒子数が減少し，α=0.67 の時は粒径が減少し粒子数は変化しないことを，α=0.33 の時は粒径，粒子数ともに減少することを仮定している。

3. 計算結果

Fig.3，**Fig.4** に y=90 cm での温度低下分布と微小液滴混合比分布を示す。風速が大きいほど加湿器近傍での温度低下が小さくなり，微小液滴は加湿器近傍で減少し，遠くまで流されていることが分かる。また加湿量が多いほど加湿器近傍の温度低下が大きいことが分かる。これは，風速が大きいと供給空気量当たりの蒸発量が減少するため温度低下が小さくなり，加湿量が多いと空気中の液滴が増え，単位時間当たりの蒸発量が増えたためと考えられる。

Table 4 に w0.5h1 の領域全体の水の物質収支を示す。流入は風洞吹出口からの水蒸気と加湿器からの微小液滴を，流出は風洞吸込口の水蒸気と微小液滴，粗大液滴，領域全体の床面に落ちた水を計算した。流入する微小液滴のうち 96.7%が蒸発して水蒸気となり，微小液滴として残ったのが 0.13%，粗大液滴となったのが 0.1%未満，地表の水となったのが 0.1%未満であり，ほとんどが水蒸気になったことが分かる。なお、収支が一致していないのは計算上の丸め誤差によるものである。このことから，加湿器から放出された微小液滴は液滴同士の併合や地表に落ちることがほとんど無く蒸発していることが分かる。

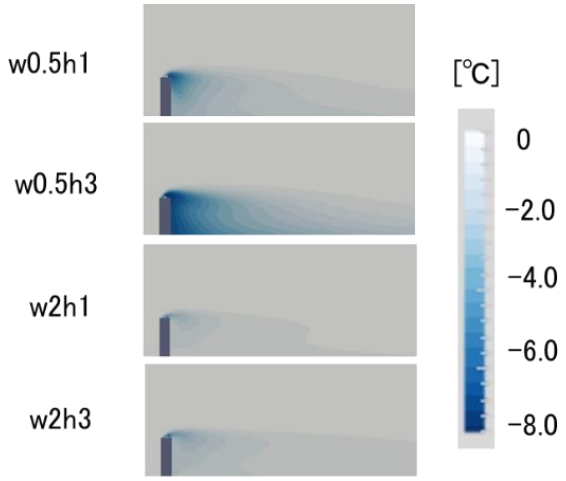


Fig.3 Temperature decrease (y=90 cm)

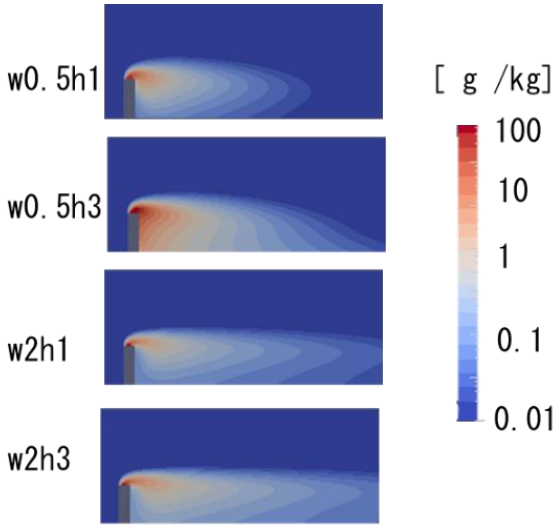


Fig.4 Fine droplets mixing ratio (y=90 cm)

Table.4 Water mass balance (w0.5h1)

	Inlet (kg/s)	Outlet (kg/s)	Conversion (%)
Vapor	0.0198	0.0199	96.7%
Fine droplets	9.4E-05	1.99E-08	-99.8%
Coarse droplets	0	1.07E-15	0.0%
Surface water	0	5.00E-13	0.0%
Total	0.0199	0.0199	-3.1%

Fig.5 に各ケースの計算値と測定値の比較を示す。温度低下は実験時の測定面でそれぞれ平均した値である。w0.5h1，w0.5h3 では温度低下を過大評価しており，特に加湿器近傍で温度低下が大きくずれている。逆に w2h3 では温度低下を過小評価した。また，風速が大きいほど計算値と測定値の差が小さくなっていることが分かる。**Fig.6**, **Fig.7** に w2h3 について α の値を変更した場合の y=90 cm での温度低下分布と微小液滴混合比分布を示す。α を小さくすると加湿器近傍での温度低下が小さくなり，より遠くまで温度低下が見られた。微小液滴は α を小さくすることで遠くまで流れる量が減少した。

Fig.8 に各ケースで α の値を変更した場合の計算値と測定値の温度低下の比較を，**Table 5** に RMSE の値を示す。示す。α=1 の時に加湿器近傍で温度低下を過大評価していた w0.5h1 と w0.5h3 では α を小さくすると温度低下が小さくなり，温度低下を過小評価していた w2h3 では温度低下が大きくなりそれぞれ測定値に近づいた。また，α の値を小さくすると温度低下が緩やかになる傾向がみられた。そのため w0.5h1，w0.5h3 では加湿器近傍以外では実験値との差が大きくなった。加えて加湿器近傍では温度低下に変化がみられたがそれ以外の地点では変化が見られなかったため全体としての RMSE 変化は小さかった。

風速が小さいケースは空気中の液滴量が増えるため温度低下の過大評価が顕著であったため，CFD 計算の精度向上のためには蒸発モデルや物質拡散について更なる改善が必要である。

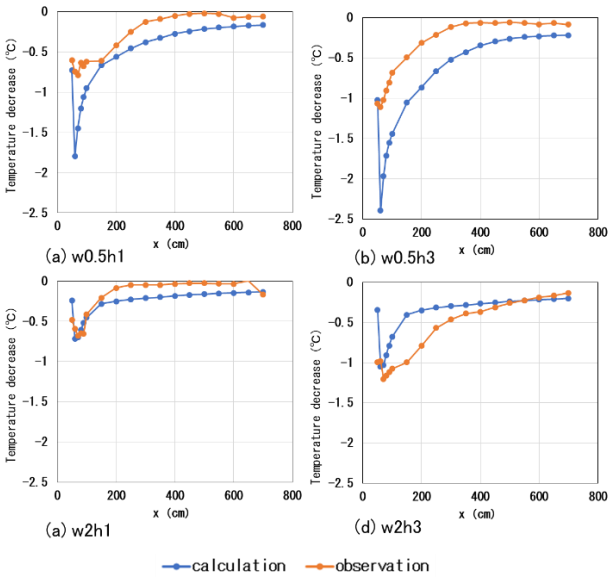


Fig.5 Comparison between calculation and observation

Fig.6 Temperature decrease (w2h3)(y=90 cm)

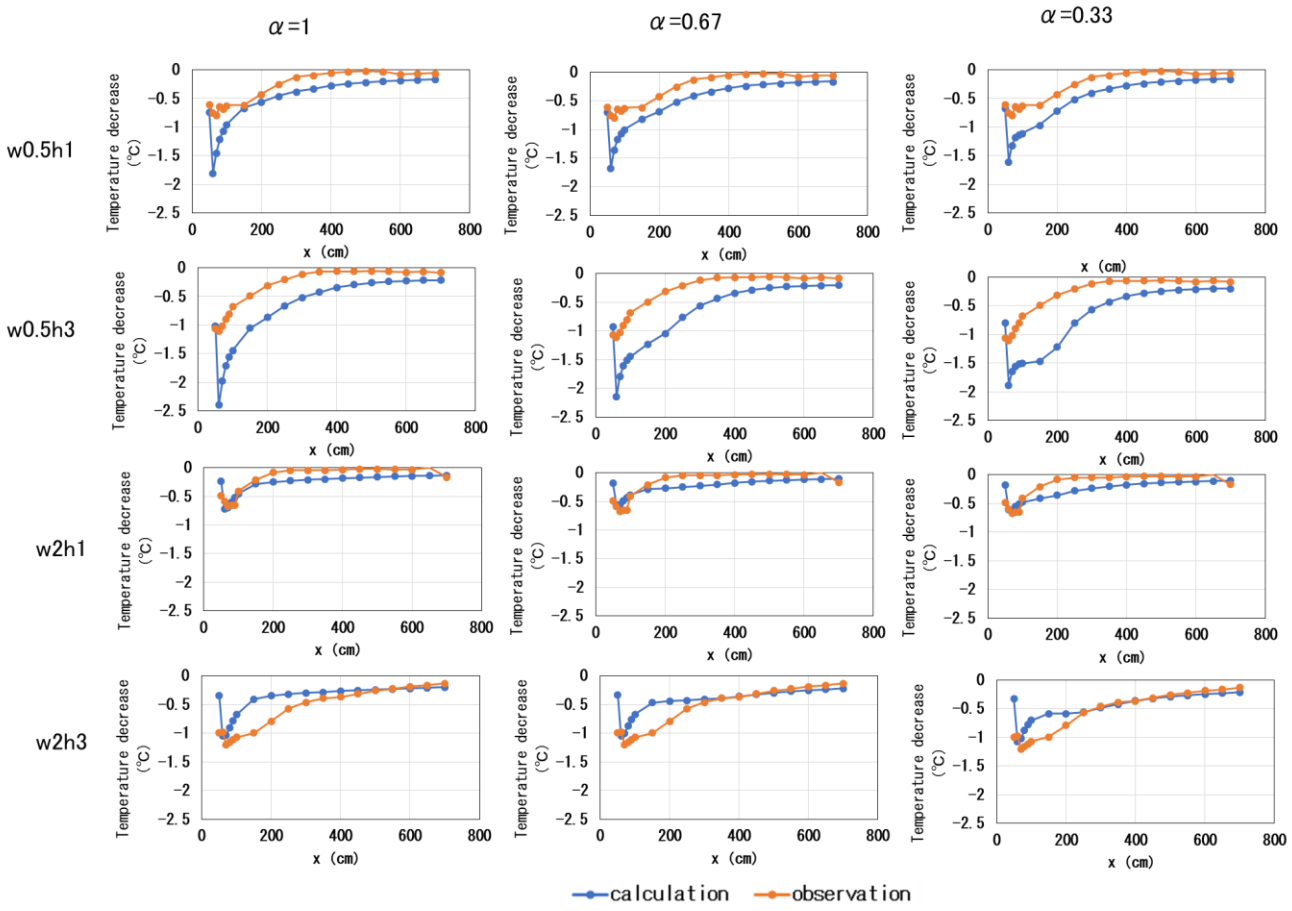


Fig.8 Comparison between calculation and observation

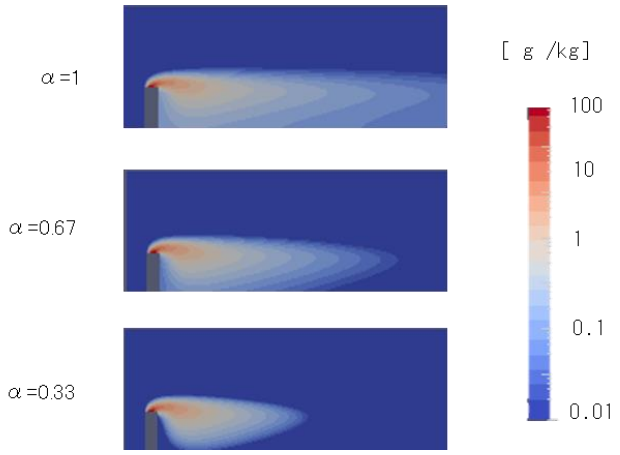


Fig.7 Fine droplets mixing ratio (w2h3)(y=90 cm)

Table 5 RMSE (℃) for each case

	α=1	α=0.67	α=0.33
w0.5h1	0.37	0.36	0.36
w0.5h3	0.57	0.54	0.55
w2h1	0.13	0.15	0.15
w2h3	0.28	0.27	0.24
Average	0.34	0.33	0.32

4. 結論

本研究の結論を以下にまとめる。

1） 水の相変化モデルを導入した CFD モデルを風洞実験との比較によって精度検証を行い，精度向上のためパラメトリック解析を行った。

2） 微小液滴の蒸発速度に関し，粒径と粒子数を加味するため微小液滴混合比の係数に着目することで温度低下が変化するという結果が得られた。

3） 風速が小さく空気中に微小液滴量が多い状態で特に温度低下を過大評価した。

4） CFD 計算精度の向上のため，蒸発モデルや物質拡散について更なる改善が必要である。

参 考 文 献

1） Takashi Kurabuchi, U.Yanagi, Masayuki Ogata,Masayuki Otsuka, Naoki Kagi,Yoshihide Yamamoto, Motoya Hayashi and Shinichi Tanabe, Operation of air-conditioning and sanitary equipment for SARS-CoV-2 infections disease control, Japan Architectural Review, October 2021, vol.4, no.4, 608–620

2） E. Kessler, On the Distribution and Continuity of Water Substance in Atmospheric Circulations, Meteorological Monographs, Vol.10(32), pp.1-84,1969

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022. 3. 11）

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 3 実大実験に基づく吹き出し気流条件が室内の温度・汚染物濃度分布に与える影響

Study on Ventilation Performance of Four-bed Ward with Vertical Induction Air-conditioning
Part III Effect of Outlet Airflow Conditions on Indoor Temperature and Contaminant Concentration Distribution Based on Full-scale Experiment

○学生会員　盛　紹宇　（大阪大学）　技術ﾌｪﾛｰ　山中　俊夫　（大阪大学）
正 会 員　小林　知広　（大阪大学）　正 会 員　崔　ナレ　（大阪大学）

Shaoyu SHENG[*1]　Toshio YAMANAKA[*1]
Tomohiro KOBAYASHI[*1]　Narae CHOI[*1]　Noriaki KOBAYASHI[*1]
[*1] Osaka University

Inductive air conditioning, which has advantages such as non-reheating and transfer power saving, attracts attention as the image of an energy-saving air conditioning system. In our previous study, the thermal and ventilation efficiency of the vertical induction air-condition system used in the hospital ward was examined by CFD simulation. And the simulation results show supplying the conditioned air from the diffuser's lower half with an appropriate volume or surrounding the pollution source with the cubicle curtain could improve the ventilation efficiency by producing and increasing the displacement ventilation. However, the system's efficacy and the improving methods have not been tested by the experiment. Thus, in this study, a full-scale experiment of this system's hospital ward usage was carried out. The indoor air and contaminant concentration distribution was obtained and compared to examine the effect of outlet airflow conditions on indoor thermal and ventilation environments.

1. はじめに

前報[1)2)]では、4 床病室における縦型誘引吹出空調の換気、温熱環境性能を CFD 解析による評価し、吹出位置と給気風量、壁温度、病床周辺の間仕切りカーテンをパラメータとして、既存製品の換気性能を高める改良法を検討した。CFD 解析において、現存の縦型誘引吹出ユニットの下半分から適切な風量で吹き出すことによる換気効率向上の可能性、及び U 字カーテンの設置による汚染物拡散防止と置換換気性能向上の効果を提案した一方、実大実験によるの効果検証はまだ行っていない。そこで、本報では、縦型誘引吹出空調システムを 4 床病室を模擬する実大実験室に設置した。定常状態下の室内温度と汚染物質濃度分布の測定により、異なる吹出状態と間仕切りカーテンが本空調方式の換気、温熱環境性能に及ぼす影響を明らかにした。

2. 実験概要

2. 1 実大実験室と誘引吹出空調

実験は 2021 年 8 ～ 10 月中に木村工機株式会社大阪ショールームを改装した、4 床病室を模擬する実大実験室で行った（**Fig.1**)。実験室は内寸 7 m× 7 m、高さ 2.6 mであり、縦型誘引吹出空調の給気ユニット（KM-200E、木村工機株式会社製）4 台を部屋の四隅に設置した。また、部屋四周の壁を 50mm のポリスチレンフォーム保温板で断熱することや下の階の空調を 24 時間運転させるにより、ペリメータなしかつ中間階に位置する室内空間を想定する。実験対象とした縦型誘引吹出空調は、前報[1)2)]で紹介したもので、誘引給気ユニットの寸法と誘引比を **Fig.2** に示す。カーテンによる影響を検討するため、病床周囲に形状可変のカーテンを設置した。なお、カーテンは、

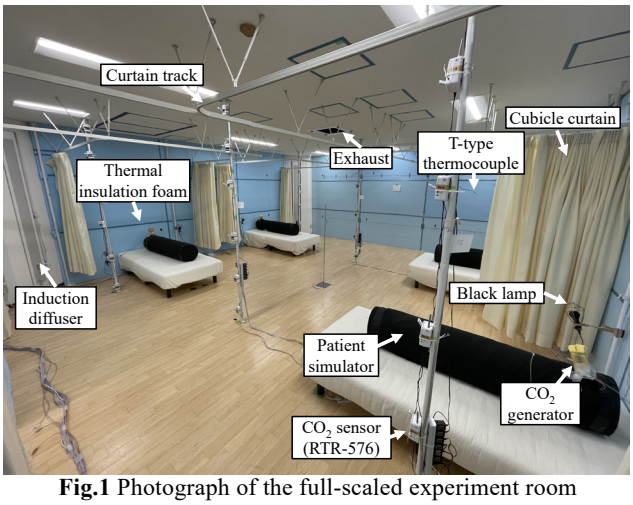


Fig.1 Photograph of the full-scaled experiment room

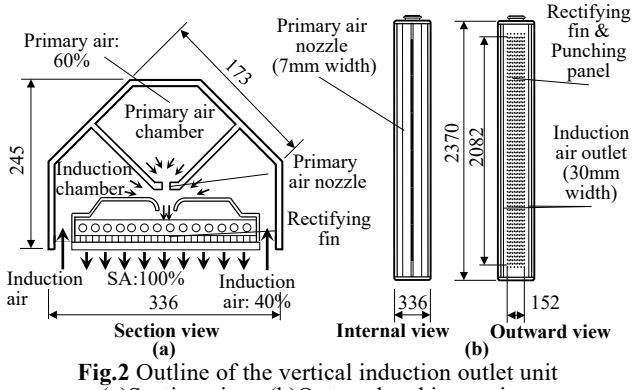
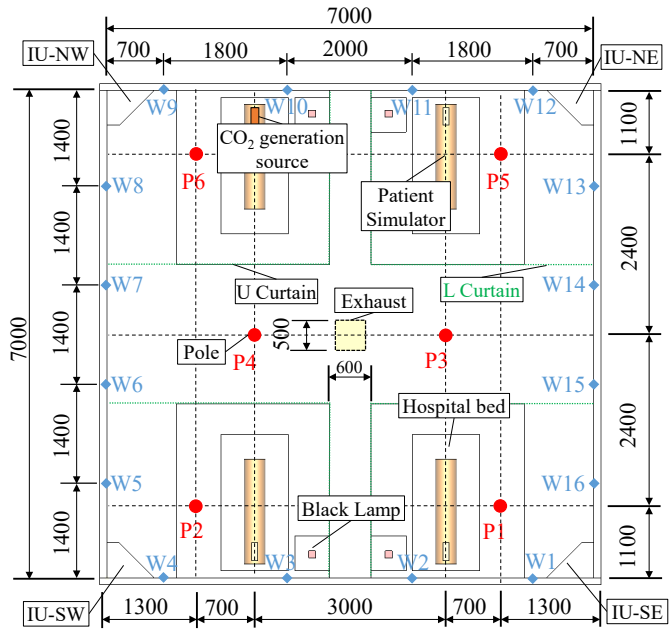


Fig.2 Outline of the vertical induction outlet unit
(a)Section view; (b)Outward and inner view



(a)

Table1 Number and parameter of the experiment cases

Cases	Parameter abbreviation	SA volume (m^3/h)	Outlet area	Shape of the cubicle curtain	OA (℃)	SA (℃)	Wall (℃)
Case1	880noC	880	1/1	no curtain	34.97	18.19	23.72
Case2	880LC	880	1/1	L shaped	33.66	18.04	23.44
Case3	880UC	880	1/1	U shaped	29.64	17.76	22.66
Case4	05880noC	880	1/2	no curtain	27.87	17.97	22.43
Case5	05880LC	880	1/2	L shaped	22.97	17.65	21.88
Case6	05880UC	880	1/2	U shaped	26.46	17.70	21.87
Case7	05600noC	600	1/2	no curtain	26.34	17.94	22.89
Case8	05600LC	600	1/2	L shaped	31.96	18.36	25.14
Case9	05600UC	600	1/2	U shaped	31.76	18.37	25.00
Case10	06600noC	600	3/5	no curtain	20.11	10.12	16.25
Case11	06600LC	600	3/5	L shaped	19.69	9.93	15.22
Case12	06600UC	600	3/5	U shaped	18.83	9.85	15.03
Case13	05330noC	330	1/2	no curtain	30.81	19.02	25.37
Case14	05330LC	330	1/2	L shaped	31.44	18.72	25.82
Case15	05330UC	330	1/2	U shaped	31.55	18.96	26.42

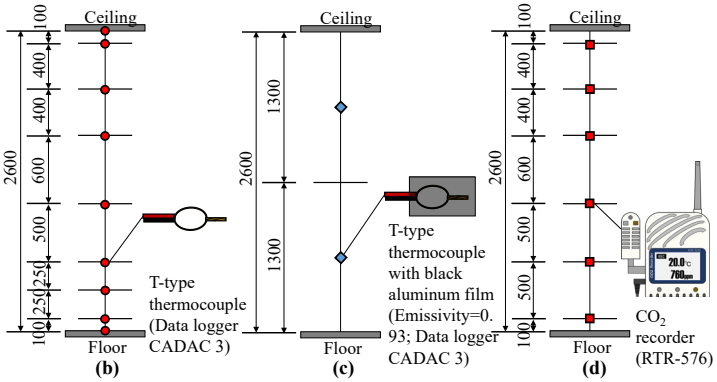
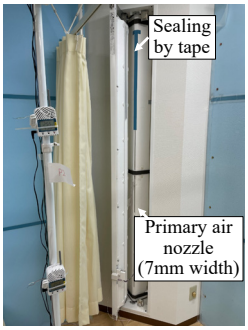
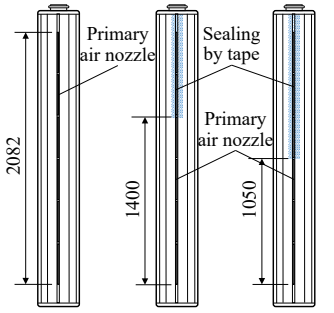


Fig.3 Measurement point arrangement in experiments (a) Horizontal distribution; (b) For vertical temperature; (c) For wall surface temperature; (d) For CO_2 concentration



(a)



(b)

Fig.4 Image of the outlet unit's outlet area adjustment and the overview of the three kinds of outlet mode (a) Photograph of 2/3 outlet mode (b) Nozzle's size of 3 kinds of outlet mode

床上 300mm から天井までで、天井から 400mm は通気性のあるメッシュとしている。人体と機器発熱を模擬するため、発熱量 50W のシリンダー形状模擬人体と 60W のブラックランプをそれぞれ 4 台設置した (**Fig.1**、**Fig.3**)。

2. 3. 測定方法と実験条件

室内温度と濃度分布を把握するため、**Fig.3** に示すように、病床近傍にある P1,P2,P5,P6 と室中心にある P3,P4 の位置に、T 型熱電対（CADAC3 データロガー、江藤電気製）と CO_2 温湿度計（RTR-576、T&D 社製）を用い、それぞれの鉛直温度データ 9 点（**Fig.3 (b)**、CO_2 濃度データ 6 点（**Fig.3 (d)**）を測定した。また、OA、EA、RA と SA（誘引給気ユニットのノズル内部、4 台共測定）の CO_2 濃度データも計測した。それ以外、T 型熱電対を黒色アルミテープ（放射率＝ 0.93）で壁表面に等間隔で、計 32 点の壁温度データ (**Fig.3 (c)**) を測定した。

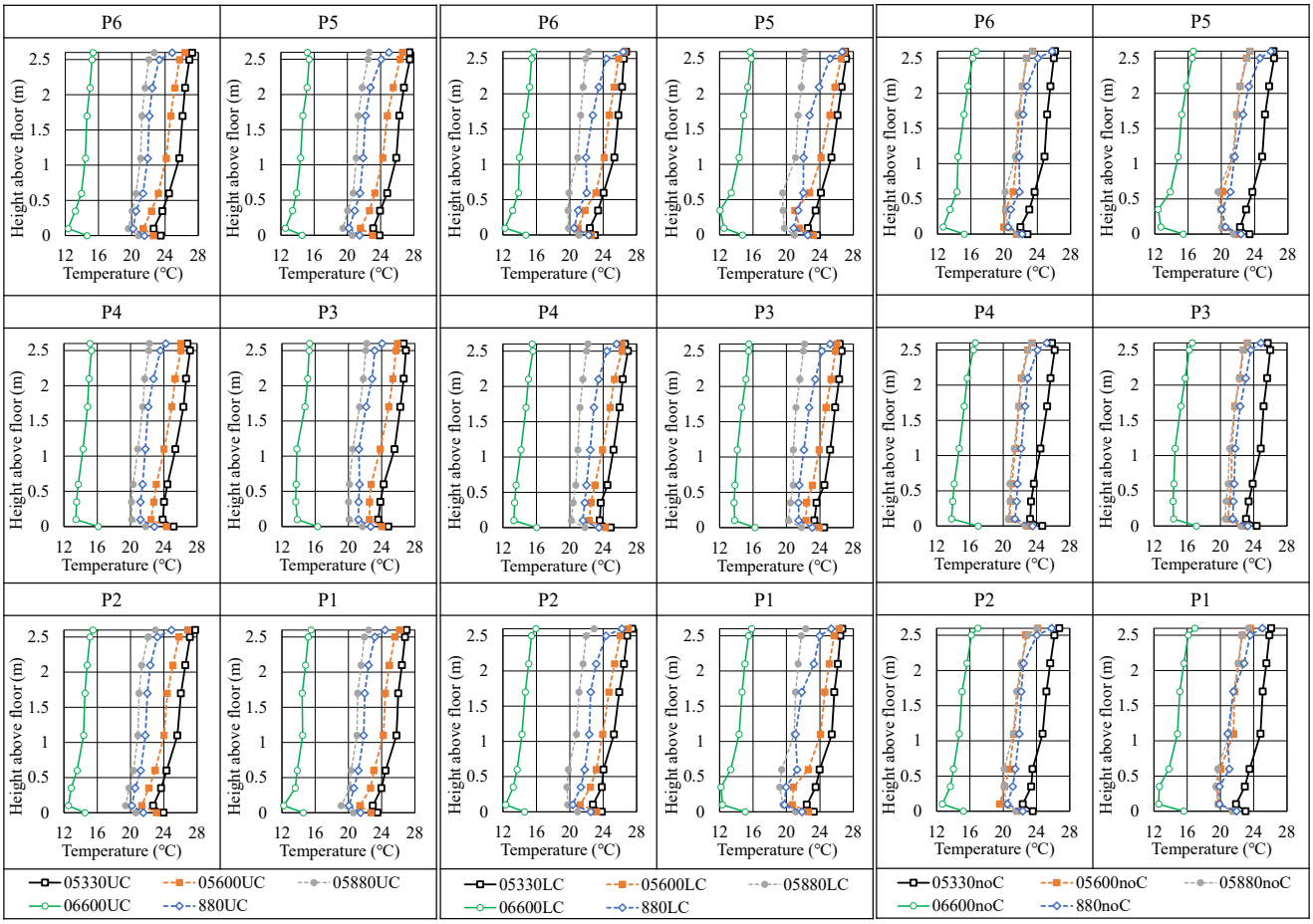
実験は、室内空気温度及び壁温度が定常に達したことを確認後、1 台のみの模擬人体の面部付近（**Fig.3 (a)**）から CO_2 ガスを汚染物質を代表し、1L/min の定量で発生させ、各測定点の CO_2 濃度と温度の 5 時間連続測定を行う。

吹出風量（880m^3/h、600m3/h、330m^3/h）と吹出面積（1/1 吹出、2/3 吹出、1/2 吹出、**Fig.4** 参照）、また間仕切りカーテンの形状（U 字、L 字）と有無をパラメータとし、**Table1** に示すように、計 15 ケースの解析を行った。空調からの給気（一次給気）温度は基本給気風量にかかわらず、18℃に設定されたが、Case10~12 のみでは外気温の急変動により、室内外温度差を保証するため、10℃に設定した。

3. 実験結果と考察

今回の実験では定常状態の結果を分析するため、5 時間連続測定結果の最後 1 時間の定常データを使用し、1 時間平均データによる室内温度と CO_2 濃度分布の折れ線グラフを作成した。

また、本報の CO_2 濃度はすべて規準化濃度で表す。



(a) Cases with U curtain　(b) Cases with L curtain　(c) Cases with no curtain surrounded

Fig.5 Indoor air temperature distribution in the hospital ward with vertical induction air-conditioning system

$$C_n = \frac{C_P - C_{SA}}{C_{EA} - C_{SA}} \quad (1)$$

規準化濃度の計算方法は式 1 に示す。

各測定ポール位置における鉛直温度分布を **Fig.5**、鉛直規準化濃度分布を **Fig.6** に示す。実験室は完全断熱ではないため、各実験ケースの室内温度分布は、給気の量と温度による生じた差以外、日毎の天気状況（OA と壁内表面の温度は **Table1** 参照）からの影響も多少存在しいる。なお、CO_2 発生源は P6 の近くにあり、P1,P2,P4,P5 は病床の横、P3,P4 は 4 床病室の中央部に位置する。

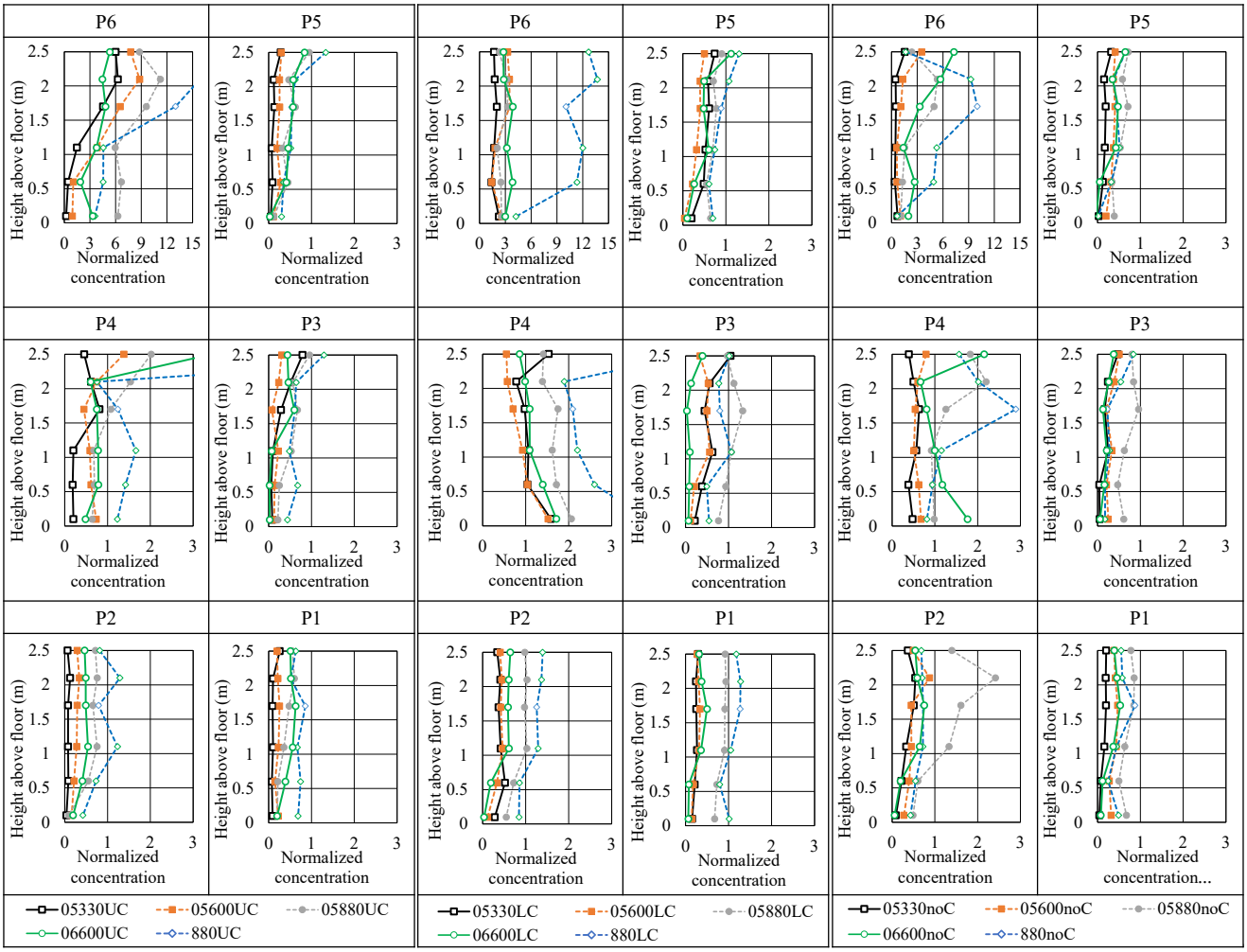
(1) 吹出位置と風量が与える影響

Fig.5 により、880m^3/h で給気する場合では、Δ 2℃以内の居住域鉛直温度差を持ち、600m^3/h の場合では Δ 3℃に近く、330m^3/h の時は既に Δ 3℃を超え、給気量が低い程、温度成層が成り易く一方、過大な上下温度差による快適性への影響も懸念される。また、Case3 と Case6（880m^3/h 風量、1/1 と 1/2 吹出）、Case9 と Case12（600m^3/h 風量、1/2 と 2/3 吹出）の結果を比較すると、概ね同様な温度分布になり、同給気量条件下吹出位置が室内温度分布に与える影響は僅かである。

濃度分布の角度から、**Fig.6** に示すように、1/1 吹出の場合、汚染源付近に一定な置換換気効果を持つものの、室全体の規準化濃度は 1 前後になり、濃度成層は弱く、ほぼ混合換気の濃度分布になっている。前報[1)] の CFD 解析によると、1/1 吹出時、天井近くに滞留している汚染物が誘引吹出口に誘引され、冷房気流と共に再び居住域に供給されることが置換換気の効果が比較的小さい原因だと考える。同様な風量で下半分の吹出口から吹き出しにする（1/2 吹出）と、天井近傍の汚染物の誘引がなくなり、部屋全体の置換換気の性能が向上することができる。そして、Case9（1/2 吹出）と Case12（2/3 吹出）を比較すると、同風量条件で、吹出位置が床面付近に寄る程、汚染物が誘引される可能性が低くなり、より清浄な居住域空気環境が保てる。小風量（330m^3/h）で下半分から吹き出す場合（Case13 ～ 15）、最も顕著かつ安定した鉛直濃度分布となり、最適な置換換気効果を発揮できると考える。

(2) 間仕切りカーテンが与える影響

Fig.5 により、給気風量は同様の限り、間仕切りカーテンの有無と形状に関わらず、相似な温度分布になっている。それは、誘引吹出ユニットの吹出風速は微弱（0.3 ～ 0.5m/s）であり、温度測定点を直撃することがなく、室内温度への影響は局所的な強い対流伝熱より、全室範囲の温度変化が支配的に、カーテンの空調気流遮断能力は発揮されていないと考える。



(a) Cases with U curtain　(b) Cases with L curtain　(c) Cases with no curtain surrounded

Fig.6 Normalized concentration distribution in the hospital ward with vertical induction air-conditioning system

一方、汚染物濃度分布図（**Fig.6**）から見ると、どの吹出し条件でも、発生源付近（P6）の上下濃度分布が比較的に小さく一方、汚染源周辺（P2、P4）には顕著な汚染物拡散が観測された。そして、汚染源と各病床周辺を間仕切りカーテンでU字で囲むと、汚染物の給気ユニットへの遮断や周辺への拡散防止などにより、置換換気の効果が向上させた。また、L字カーテンの場合、汚染源近傍（P6）の濃度成層が破壊され、P4付近の汚染物落下も観測された。それは、給気ユニットと発生源ごとに囲むことで、カーテンによる汚染物の給気ユニットへの拡散が防止できなくなり、汚染源付近の流れ場も不安定になるのは原因だと考える。

4. まとめ

本報は、実大実験により、4床病室における縦型誘引吹出空調の温熱、換気性能を検討した。現存の誘引給気ユニットは一定な置換換気効果があるものの、給気風量の低減かつ吹出位置を床面付近設置（居住域給気）により換気効率の向上効果が明らかにした。しかし、給気風量の低減により、室内の上下温度差が生じ易く、温熱快適性への影響は懸念される。また、病床周囲に間仕切りカーテンの設置が温度分布に対する影響は僅かな一方、カーテンをU字型で病床を囲むことの汚染物拡散防止と置換換気性能向上の効果が分かった。病室による縦型誘引吹出空調の換気と温熱効果を両立するため、誘引給気ユニットの下側設置（居住域給気）が望ましく、病床周囲のみの間仕切りカーテン設置が推奨し、給気風量設定に工夫する必要もある。今後は、誘引給気ユニットの冬季暖房期間の性能と放射空調の効果、そして、ペリメータ負荷の影響と対策を検討する予定である。

【記号表】

C_n^*	Normalized concentration of measurement point
C_P	Concentration of measurement point [ppm]
C_{SA}	Concentration of supply air [ppm]
C_{EA}	Concentration of exhaust air [ppm]
IU	Induction Unit

【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いただいた同社関係各位に深く感謝いたします。

【参考文献】

1): 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　その1 CFDによる室内気流、温度、汚染物質濃度分布の検討、令和2年度（第50回）空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集、A-10、2021.03

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　その2 壁温度が室内気流、温度、汚染物質濃度分布に対する影響、令和3年度空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集、D-45、2021.09

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022. 3. 11）

診察室における感染予防対策としての局所換気システムの性能評価に関する研究
（その１）CFD 解析によるヒト由来飛沫核の拡散挙動と換気による除去性能の検討

Performance of Local Exhaust System as Prevention Measure of Infection in Consulting Room
(Part 1) Behavior of Droplet Nuclei from Human and Removal Performance of Exhaust System by Means of CFD Analysis

○張　靭（大阪大学）　山中　俊夫（大阪大学）　小林　知広（大阪大学）
崔　ナレ（大阪大学）　小林　典彰（大阪大学）　吉原　隼（大阪大学）
Ren ZHANG[*1]　Toshio YAMANAKA[*1]　Tomohiro KOBAYASHI[*1]
Narae CHOI[*1]　Noriaki KOBAYASHI[*1]　Jun YOSHIHARA[*1]
[*1]Osaka University

In this paper, a local exhaust system is introduced into the consulting room to explore more effective ventilation measures to prevent infection. CFD transient analysis was used to figure out the distribution of droplets nuclei when an infector speaks and coughs in a two-person consulting room. In addition, the boundary condition of mouth was derived from an experiment in which the expiratory volume and flow speed of speaking in Japanese was measured.

1. はじめに

世界的な新型コロナウイルスの流行は継続し、飛沫・飛沫核による感染経路が認められた。マスクの着用や 3 密の回避などによる感染防止策が推奨されているが、診察室は医師と患者のマスクなしの接触や近い距離での会話が避けられない場所である。本研究では、診療室における感染予防策に着目し、局所換気システムの導入を提案する。

そこで、本報では CFD の非定常解析により、診療室における会話・咳由来飛沫核の拡散挙動を再現し、局所換気システムによる汚染物の除去性能を検討した。また、日本語の会話時の呼気速度や呼気量に関する既往研究が不足しているため、発話時の呼気速度及び呼気量の測定を行い、その結果を CFD 解析の境界条件に適用した。

2. 発話に伴う呼気速度及び呼気量

2.1 実験概要

実験は本学学生の 6 名（男性 3 人と女性 3 人，21 ~ 24 歳）を被験者とした。被験者には提示した日本語の文章を 1 分間音読してもらい、呼気速度と流量を測定した。呼気速度と流量の測定は別々で 3 回ずつ実施しており、両測定とも同じ文章（**Fig.1a**）を提示した。

呼気速度測定実験は無風の室内環境で実施し、超音波風速計（DA-700 本体、TR-92T プローブ Sonic 社製）を横設置し（**Fig.1b**）、発話に伴う口元 15mm の三方向成分の呼気速度 v_x、v_y、v_z を測定した。発話時の呼気流量測定装置は **Fig.1c** に示す。被験者はサンプリングバックが接続されているマスクをつけた状態で提示された文章を音読した。気密性を保つためにマスクの周りには隙間テープを取り付けた。また、サンプリングバックからの逆流防止のために、チェックバルブを用いてマスクとバッグを接続した。被験者の呼吸に支障がないよう、吸気時にはマスクを緩めた。1 分間の音読が完了した後、積算流量計（NDP-2A-T シナガワ社製）を使用し、バッグ内のガス量を測定した。

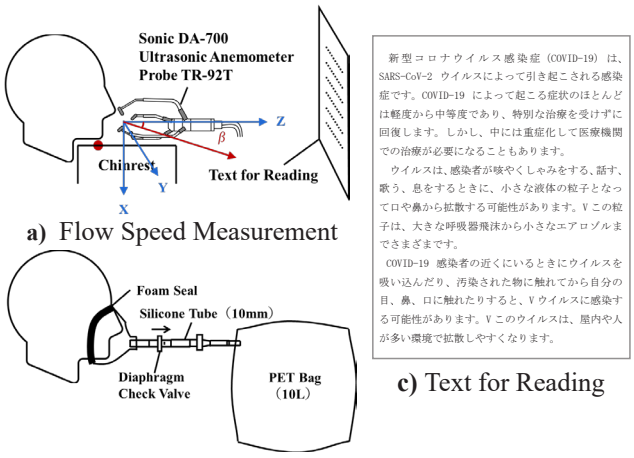


Fig.1 Image of Expiratory Volume and Flow Speed Measurement

2.2 実験結果

ある被験者の呼気速度と角度の測定値を **Fig.2** に示す。吸気の影響を排除するため、0.1m/s 以上の速度データを抽出し、すべての被験者の平均値として、0.299m/s の平均速度を得た。

呼気垂直角度 β については、飛沫核拡散に対し影響

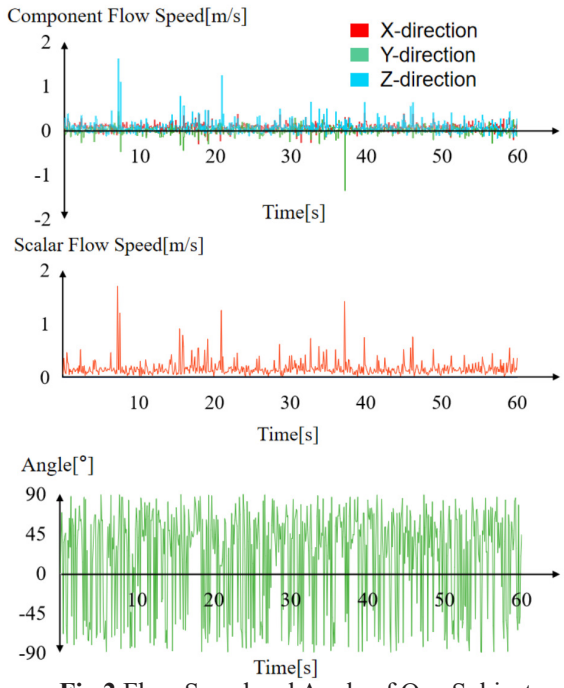


Fig.2 Flow Speed and Angle of One Subject

Table1 Expiratory Volume of All Subjects

Subject	Measured Value	Subject	Measured Value
Male1 Test1	6.67L/min	**Female1 Test1**	3.23L/min
Male1 Test2	7.05L/min	**Female1 Test2**	2.84L/min
Male1 Test3	6.18L/min	**Female1 Test3**	3.13L/min
Male1 Average	6.63L/min	**Female1 Average**	3.07L/min
Male2 Test1	7.12L/min	**Female2 Test1**	5.06L/min
Male2 Test2	7.00 L/min	**Female2 Test2**	6.07L/min
Male2 Test3	8.07L/min	**Female2 Test3**	6.59L/min
Male2 Average	7.39L/min	**Female2 Average**	5.91L/min
Male3 Test1	4.72L/min	**Female3 Test1**	2.55L/min
Male3 Test2	5.02L/min	**Female3 Test2**	3.02L/min
Male3 Test3	4.85L/min	**Female3 Test3**	3.19L/min
Male3 Average	4.86L/min	**Female3 Average**	2.92L/min
Average of All Subjects			
5.21L/min			

が大きいと予想される 0.5m/s 以上の速度データのみを計算要素として選択し、11.882° の平均垂直角度を得た。

被試者全員の呼気量測定値を **Table.1** に示す。各個人の 3 回の測定値には差があまり見られなかったが、個人間には大きな差異が見られた。実験で音読時の音量が指定されていなかったことが一つの原因として考えられるが、実生活でも人によって話し方が違うため、実験結果は有効であると考えられ、平均呼気流量は 5.21 L/min であった。

3. 診療室における飛沫核の拡散性状

3.1 解析対象

Fig.3 にCFDモデル、**Table2** に解析条件、**Table3** 各ケース条件を示す。本解析では、室寸法 2.4 m［W］× 3.8 m［L］× 2.2 m［H］の診療室を想定する。給気が室内の流れ場に与える影響を可能な限り小さくするため、床全面から低速で給気を行う。CASE1 は ISO 推奨の換気回数 6 回 /h（換気量 120.38m³/ h）とし、CASE2 ～ 5 は今後実験を予定している実寸大実験室の空調設備の給気量に合わせて 1000m³/ h に設定した。　局

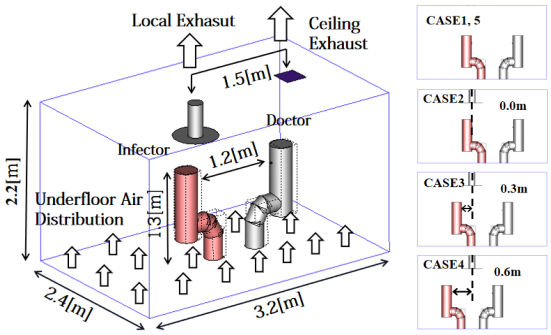


Fig.3 Analytical Model of Consulting Room

Table2 Analysis Condition

CFD Code	STREAM ver.2021
Turbulence Model	Standard k-ε Model
Algorithm	SIMPLE
Discretization Scheme	QUICK
Total Number of Cells	About 2.6 Million
Emissivity	0.9
Wall	Fixed Temperature 20°C; Convection Heat Transfer Coefficient 3.06W/(m²·k)
Floor	Fixed Temperature 20°C; Convection Heat Transfer Coefficient 4.04W/(m²·k)
Ceiling	Fixed Temperature 20°C; Convection Heat Transfer Coefficient 0.97W/(m²·k)
Indoor Initial Air temperature	20[°C]
Human Body Heat	Area Heat Source75W/person
Mouth	Cough:22m/s (22.997m³/h); Speaking:5.21L/min(0.313m³/h) Exhalation Temperature: 32°C

Table3 Case Condiction

	Suppy Flow	Loca Exhaust
CASE1	120.38m³/h	Without Hood
CASE2	1000m³/h	500m³/h; Horizontal Position 0m
CASE3	1000m³/h	500m³/h; Horizontal Position 0.3m
CASE4	1000m³/h	500m³/h; Horizontal Position 0.6m
CASE5	1000m³/h	Without Hood

所排気フードは、半径 0.1m、高さ 0.4m の円柱型であり、下側（床から 1.8m、模擬人体の頭上 0.5m）に半径 0.3m のフランジを持つ。また、一般排気口（0.3m×0.3m）を排気口をフードから 1.5m 距離の天井面に設けた（**Fig.3** 参照）。また、CASE2 は感染者の口をフードの真下に、CASE3 と CASE4 はフードを感染者の口の前からそれぞれ 0.3m と 0.6m 水平距離に配置する。CASE 1 、CASE 5 は局所排気なしとした参照条件である。

3.2 解析概要

医師と感染者は 1.2m の距離で対面の状態で座っており、感染者が話している最中に一度咳をする。同時に、医師は 14.4L/min で常時連続的に吸気している。CFD 解析は、定常と非定常の 2 部分で構成され、最初は発話時の流場を定常解析し、次に咳をする瞬間を 0 秒とし、10 秒間の非定常解析を行った（**Fig.4** 参照）。

発話の境界条件は、上記の実験で得られた平均流量 5.21L/ min、平均速度 0.299m/s、平均垂直角度 11.882° を採用し、GasA を用いて会話時の飛沫核を模擬した。口サイズは流量と速度に合わせ、17mm×17mm とした。咳の発生条件は Zhu ら [1] の研究を参照し、22m/s の速度で 0.18 秒間に GasB を発生させ、咳飛沫核を模擬した。0.18 秒から咳の発生を停止し、0.5 秒から発話状態に戻した。

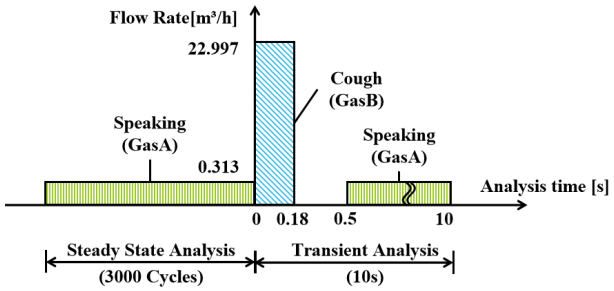


Fig.4 Analysis Process Diagram

3.3 発話及び咳によるウイルス濃度計算

診療室におけるウイルス濃度の分析を再現するため、発話及び咳により発生するウイルス量を検討する。Buonanno ら[2]の研究によると、呼気中のウイルスは次式で算出できる。

$$ER_q = c_v \cdot c_i \cdot V_{br} \cdot N_{br} \cdot \int_0^{10\mu m} N_d(D) \cdot dV_d(D) \quad (1)$$

ER_q-quanta 放出量[Quanta/ h]

c_v-喀痰中のウイルス量 [RNA Copies /mL]

c_i-RNA Copies から quanta への換算係数

V_{br}-呼吸一回換気量[cm³]

N_{br}-呼吸回数 [回/h]

$N_d(D)$-飛沫数量濃度[個/cm³]

$V_d(D)$-単一飛沫の体積[mL]

式 (1) によると、感染率を表す呼気中の quanta 量は感染症による係数（飛沫中のウイルス量、RNA Copies から quanta への換算係数)、呼気流量及び呼気中の飛沫体積濃度に比例することがわかる。この式は呼吸時の計算式であるが、本報では、他の呼気活動による生成された飛沫中のウイルスの量が呼吸と同じであることを前提とし、式 (1) を他の呼吸活動にも適用できると仮定した。

咳と発話時の呼気流量を **Fig.4** に示す。quanta 換算係数は、感染者、感染段階、ウイルスの種類による異なるが、本研究は汎用性のために、ウイルスの種類に関係なく、局所換気の除去効果と診療所でのウイルス拡散性状に着目する。また、本研究では、感染者が 1 人のみで、咳と発話時の quanta 換算係数は同じであると想定しているため、ウイルス濃度の違いは各種活動の飛沫濃度に起因する。咳と発話時の飛沫体積濃度は、**Table4** に示す Morawska ら[3]各活動由来の飛沫粒径別濃度個数濃度により呼気中の飛沫体積濃度計算した。計算結果を **Table4** に示す。

Table4 Number Concentrations of The Aerosol Modes During Each Expiraory Activity

Aerosol Diameter	0.80±0.08[μm]	1.8±0.3[μm]	3.5±0.7[μm]	5.5±1[μm]	Volume Concentration
Speaking	0.236cm^{-3}	0.068cm^{-3}	0.007cm^{-3}	0.011cm^{-3}	6.2004E-07m³/m³
Cough	0.567cm^{-3}	0.093cm^{-3}	0.012cm^{-3}	0.006cm^{-3}	7.7927E-07m³/m³

本報では、咳と発話（咳 779×10^{-9} と発話 620×10^{-9}m³/m³）中の飛沫の体積濃度比を求め、単純は整数比（咳 779, 発話 620）として、それぞれ GasA と GasB に与え、咳飛沫核と会話飛沫核を再現した。その値は実際の汚染物質濃度を表すものではないが、室内ウイルス濃度分布を表すことができ、咳や会話からの飛沫核の拡散挙動を比較するための尺度として用いることができると考えた。

3.4 解析結果

（1）参照条件とする推奨換気量での解析

本報の濃度分布の解析結果と比較するため、REHVA[4]の診療室の推奨換気量（6 回 /h、換気量 120.38m³/ h）で床吹出、フードなしの条件（CASE 1）についても解析を行った。その結果を Fig.7 に示す。

（2）飛沫核拡散挙動と局所排気の除去性能

Fig.5CASE2（吹出 1000m³/ h、フード 500m³/h）における発話飛沫核の分布状況を示す。**Table5** は会話飛沫核捕集率 (10 秒中にフードによって捕集された GasA/GasA の排出総量）を示す。図より、会話時においては、局所換気が飛沫核除去に有効であると考えられ、咳気流は会話で発生した飛沫核の分布にも影響を与えることがわかる。また、**Fig.6** に示す医者の口元の GasA 濃度変化により、咳気流が GasA の吸気濃度（医者口前 10mm 濃度）に影響を及ぼしていることが確認できる。

Fig.7 は今回の解析条件の中で咳飛沫核の除去効果が最も高かった CASE4（水平位置 0.6mm）と局所換気なしの CASE5 の咳飛沫核分布を比較したものであるが、大きな違いは見られず、咳飛沫核に対する局所排気フードの除去性能は低いことがわかる。**Table5** の咳飛沫核捕集率 (10 秒中にフードによって捕集された GasB/10 秒間に発生した GasB の量）も同じ結果を示している。フードの位置が医者に近いほど、フードの咳飛沫核の捕集率は増加するものの、すべての CASE の捕集率は 30％以下である。**Fig.9** の医者の口元の GasB の単位量発生に対する濃度応答によると、フード捕集率と飛沫核吸入濃度が対応していないことがわかる。咳飛沫核は完全に捕集されていないため、医者の体に衝突した咳飛沫核が医者の呼吸域に再び入る可能性が示された。また、換気量 120.38m³/ h の CASE1 と 1000m³/ h の CASE5 を比較すると、CASE5 の咳飛沫核吸入濃度はより高く、咳飛沫核の場合には、拡散性が小さいことから、換気量が多いほど咳飛沫核除去性能が良いとは限らないことがわかる。

4. 考察

本報では、発話時の呼気速度と流量を測定し、診察室における局所排気フードの発話と咳による飛沫核の除去性能について非定常解析により検討した。呼気速度が飛沫核の拡散に大きな影響を与えることが示され、人の各活動による呼気の境界条件を取得することは非常に重要であると考えられる。解析時はガスにより飛沫核を模擬しているが、飛沫に関してはガスとは拡散特性が異なるため、実験により飛沫と飛沫核の特性を把握し、解析結果を検証する予定である。

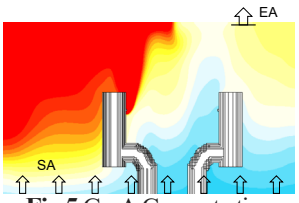
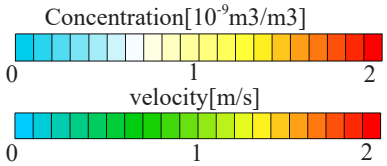


Fig.5 GasA Concentration Distribution of 6ACH Ventilation



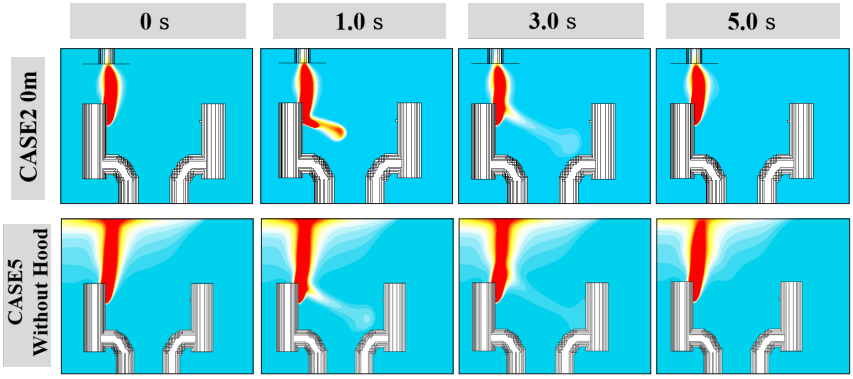


Fig.6 GasA Concentration Distribution on Section Y=1.2m

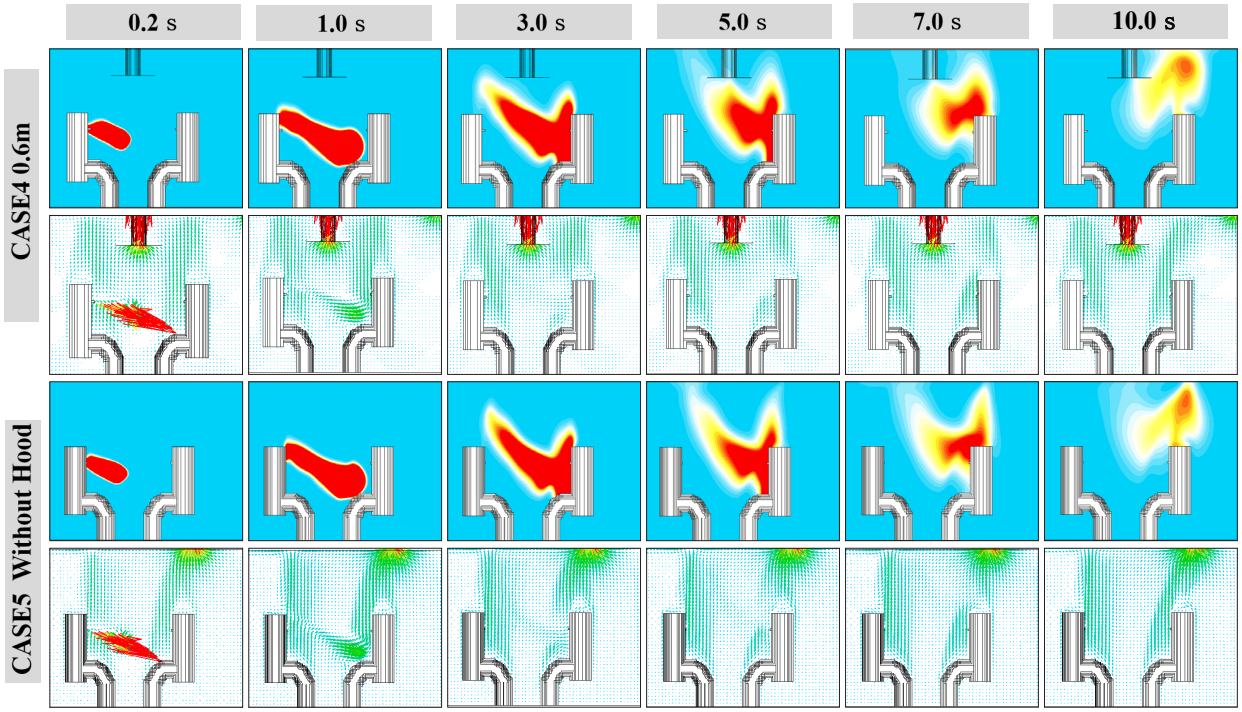


Fig.7 GasB Concentration Distribution on Section Y=1.2m

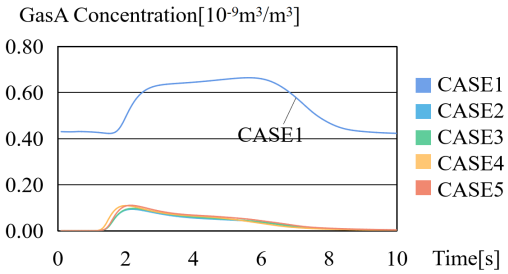


Fig.8 Doctor Inhalation Concentration of GasA

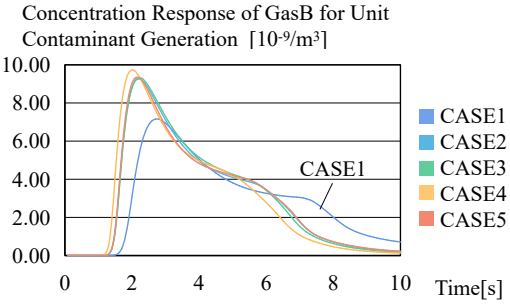


Fig.9 Doctor Amount Inhalation Concentration of GasB for Unit Contaminant Generation

Table.5 Hood Captured Efficiency

GasA Capture Efficiency*1		GasB Capture Efficiency*2	
CASE1	-	CASE1	-
CASE2	99.95%	CASE2	11.90%
CASE3	98.95%	CASE3	17.50%
CASE4	74.24%	CASE4	25.70%
CASE5	-	CASE5	-

*1 GasA Capture Efficiency = GasA Captured by The Hood/GasA be Exhausted in Steady State Analysis
*2 GasB Capture Efficiency = Gas Captured by The Hood/GasB Generated in 10s

【謝辞】

本研究は、科研費基盤研究（B）21H01492、挑戦的研究（萌芽）19K22011、及び令和２年度大阪大学医学部新型コロナウイルス対策研究開発助成を受けたものである。

【参考文献】

1) 朱晟偉，加藤信介：咳による空気やエアロゾルの拡散過程の可視化，可視化情報，No.102(2006)pp.181-186
2) G. Buonannoa, L. Stabilea, L. Morawska,Estimation of airborne viral emission: Quanta emission rate of SARS-CoV-2 for infection risk assessment. Environment International, Vol.141(2020)
3) L.Morawska, G.R.Johnson, et al.: Size distribution and sites of origin of droplets expelled from the human respiratory tract during expiratory .activities.Vol.40(2009), pp.256-269
4) REHVA COVID-19 Guidance V4.1

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022. 3. 11）

診察室における感染予防対策としての局所換気システムの性能評価に関する研究 その 2　対面者からの飛沫核暴露による在室者の感染リスクに関する検討

Performance of Local Exhaust System as Prevention Measure of Infection in Consulting Room - Part 2 Estimation of Infection Risk due to Exposure to Droplet Nuclei from Infected Person in front

○吉原　隼（大阪大学）　山中　俊夫（大阪大学）　小林　知広（大阪大学）
崔　ナレ（大阪大学）　小林　典彰（大阪大学）　張　靭（大阪大学）
Jun YOSHIHARA[*1]　Toshio YAMANAKA[*1]　Tomohiro KOBAYASHI[*1]
Narae CHOI[*1]　Noriaki KOBAYASHI[*1]　Ren ZHANG[*1]
[*1]Osaka University

In this paper, a local exhaust system is introduced into the consultation room to explore more effective ventilation measures in order to prevent infection. This study plans to caryy out the experiment in a full-scale model. CFD steady state analysis was used to figure out the capture efficiency of the hood and estimate the infection risk due to exposure to droplet nuclei from infected person in front. In addition, contribution rate of the hood is estimated using SVE 5, which is known as one of the ventilation efficiency indices.

はじめに

2019 年秋より感染が確認された新型コロナウイルス感染症 (Coronavirus disease 2019: COVID19) は、さまざまに変化を遂げながら 2022 年に入っても収束したとは言えない状況が続いている。その感染経路の一つとして、空中を漂う飛沫核による空気感染が挙げられる。本研究は咳や会話によって排出された飛沫核に対し、局所排気装置（フード）を用いて除去するという着想に基づき、フードの感染予防対策としての性能把握を目的としている。本報では空間として感染者と接触する可能性の高い診察室を、状況として患者と医者が対面し着席して会話をすることを想定した。また患者の口から発生した飛沫核を空気と同じ密度を持つ仮想のトレーサーガスを用いて再現し、数値流体力学（Computational Fluid Dynamics : 以下 CFD）を用いた定常解析において、フードの排気量、高さ、位置及び室換気回数をパラメータとして変化させ、それぞれのケースについて、患者の口から発生したトレーサーガスに対するフードの捕集率を算定した。また換気効率指標として知られる SVE 5[1)]（Scale of Ventilation Efficiencies 5）を用いてフードの寄与率分布を明らかにした。さらに医者の 15 分間在室時の感染リスク及び感染リスクが 5% に達するまでの時間の算定を行なった結果を報告する。

1. CFD 定常解析概要

1.1　解析空間

本研究は **Fig.1** に示す実寸大模擬実験を予定しており、室内に HEPA フィルターを通して浄化した空気を給気することで、クリーンルームとして機能するチャンバーを構築した。**Fig.1** において赤線で示したチャンバー内だけを解析空間とする。給気方法は室内の流れ場に与える影響を最小するため、全面床染み出し空調を採用した。また **Fig.1** に示す実験装置の都合上、予定している実寸大模型実験では床面給気量が 1,000 m^3/h で固定されることになる。この場合、室換気回数は 49.85 回 /h と非常に大きくなる。空間の主要な寸法は **Fig.2** に示すように、2.4 × 3.8 × 2.2 (= 20.064 m^3) の空間で、患者と医者が対面し 1,200 mm の距離を開けて着席して会話をすることを想定する。患者の頭上に局所排気装置 (フード) を導入し、流量バランスを取るための一般的な排気

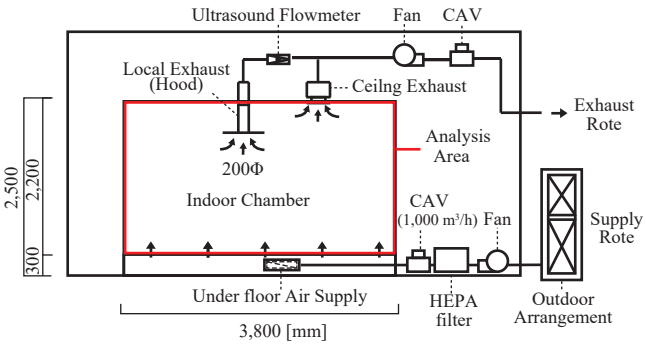


Fig. 1 Cross section of full scale experiment

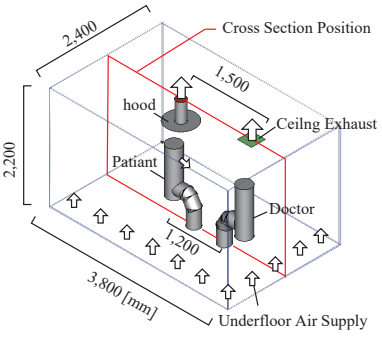


Fig. 2 Analytical model

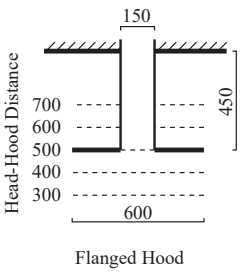


Fig. 3 Detailes of hood

口をフードと中心間距離 1,500 mm の位置に設置した。フードの形状は既往研究 [2] において捕集性能の高かった Flanged 型を採用した **(Fig.3)**。

1. 2　CFD 解析条件及び境界条件

主な解析手法を **Table 1** に示す。患者が新型コロナウイルス感染症に感染していると仮定し、会話により患者の口から発生した飛沫核を、気流と共に挙動するものとして、空気と同じ密度を持つ仮想のトレーサーガスを用いて再現する。なお発生条件は前報 [3] に記載する発話時の呼気風速及び呼吸量の測定実験により得られた風速 0.299 m/s、角度 11.9 °（鉛直下向き）、呼吸量 5.21 L/min（口の大きさ 17.04 mm × 17.04 mm）を使用する。そのため本解析ではマスクをしないで会話をすると仮定する。境界条件を **Table 2** に示す。トレーサーガス発生濃度は換気回数に基づく基準化濃度とし、式 (1) において完全混合時の濃度が 1 となるように、換気量ごとにトレーサーガス発生濃度（C_{tg}）を変化させている。トレーサーガス濃度図 **(Fig.5)** において濃度を相対的に比べることが狙いである。

$$C_p = \frac{M \times C_{tg}}{Q} = 1 \qquad (1)$$

C_p : 完全混合時の室内濃度［−］　C_{tg} : トレーサーガス発生濃度［−］
M : トレーサーガス発生流量［m³/h］　Q : 換気量［m³/h］

また発熱は人体からのみとし一体 75 W × 2 人とした。人体モデルは実験で使用予定の模擬人体を再現した。また乱流エネルギー :k 及び乱流消失率 : ε を **Table 3** に示す。

1. 3　解析パラメータ

フードの捕集率への影響及び感染リスクへの影響を比較するためにフード排気量、フード - 頭上間距離、フード水平位置及び室換気回数をパラメータとして変化させた。パラメータ表を **Table 4** に示す。目的ごとにパラメータを Case A, B, C, D の 4 種類に分類した。Case A は予定している実験の予備解析および実験パラメータの検討として、換気回数を 49.85 回 /h (床面給気量 : 1,000 m³/h) に固定し、フード排気量、フード - 頭上間距離、フード水平位置を **Table 4** の通りに変化させた。Case B では換気回数の影響を見るためにフードの排気量、フード頭上

Table 1 Analysis Condition

Analysis Condition	
CFD Code	STREAM ver.2021
Analysis Volume	2.4 (x) × 3.8 (y) × 2.2 (z)
Total Number of Mesh	2,444,148
Turbulence Model	Standard k-ε model
Algorithm	SIMPLE
Discretization Scheme	QUICK
Number of Cycles	3,000

Table 2 Boundary Condition

Boundary Condition			
Wall	Wall Boundary	no-slip	
	First Mesh from Wall	100 mm wide	
	Converctive heat transfer rate	Ceiling	0.957 W/(m²K)
		Wall	3.048 W/(m²K)
		Floor	4.018 W/(m²K)
	Temperature	20 ℃	
Emissivity		0.9 [-]	
Inflow Boundary*		$k = 3/2(U \cdot I)^2$ $\varepsilon = (C\mu^{3/4} \cdot k^{1/2})/ L$	
Human Heat Generation		75W × 2 person	
Emission	Contaminant	Tracer gas	
	Diffusivity	0.00167 (CO_2)	
	Temperature	32 ℃	
	Concentrration	Nomalization by Ventilation Volume	
	Flow Rate	5.21 L/min	
	Velocity	0,299 m/s	
	Angle	-11.9 °	
	Mouth Size	17.04 × 17.04 mm	
Initial Air Temperature		20 ℃	
Supply Air Temperature		20 ℃	

＊ I : Turbulence intensity　$C\mu$: Turbulence model constant
U: Mean flow velocity [m/s]　L : Turbulent length scale [m]

Table 3 Turbulence Condition

	I [-]	Cμ [-]	L [m]	Q [m3/h]	k [m2/s2]	ε [m2/s3]
mouth	0.1	0.09	0.0017	0.313	1.34E-03	4.74E-03
floor	0.01	0.09	0.01	120.1	2.01E-09	1.48E-12
				240.5	8.05E-09	1.19E-11
				401.0	2.24E-08	5.50E-11
				601.6	5.04E-08	1.86E-10
				802.2	8.96E-08	4.40E-10
				1000	1.39E-07	8.53E-10

Table 4 Details of Each Parameter

	Parameter	Air Change Rate [/h] (Flow Rate [m³/h])	Hood Flow Rate [m³/h]	Hood-Head Distance [mm]	Hood Horizontal Position [mm]
Case A	Referrence Condition	49.85 (1,000)	100	500	0
	Hood Flow Rate	49.85 (1,000)	50, 150, 200, 250, 300	500	0
	Hood-Head Distance		100	300, 400, 600, 700	
	Hood Horizontal Position			500	-300,-200,-100,100,200,300
Case B	Air Change Rate	49.9, 40. 30, 20, 12 ,6	100	500	0
Case C	Referrence Condition	6 (120.1)	100	500	0
	Hood Flow Rate	6 (120.1)	50, 150, 200, 250, 300	500	0
	Hood-Head Distance		100	300,400,600,700	
	Hood Horizontal Position			500	-300,-200,-100,100,200,300
Case D	Air Change Rate	49.9, 40. 30, 20, 12 ,6	0	500	0

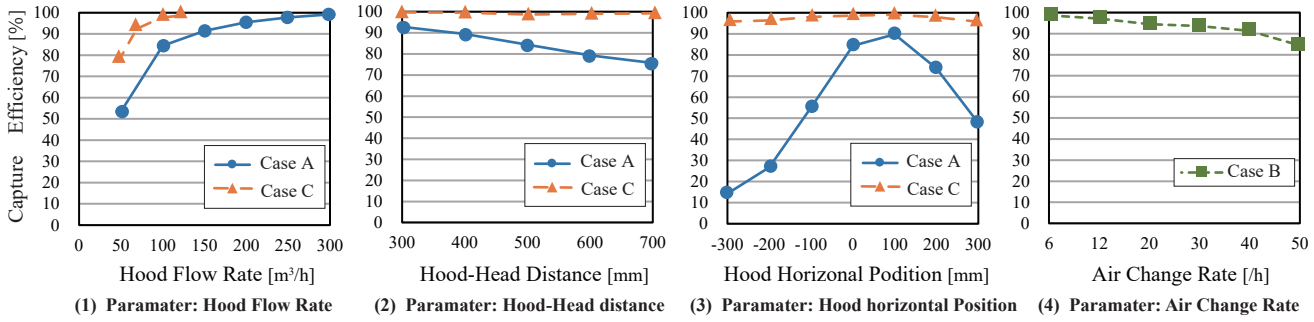


Fig. 4 Estimation of capture efficiency in Case A, B, C

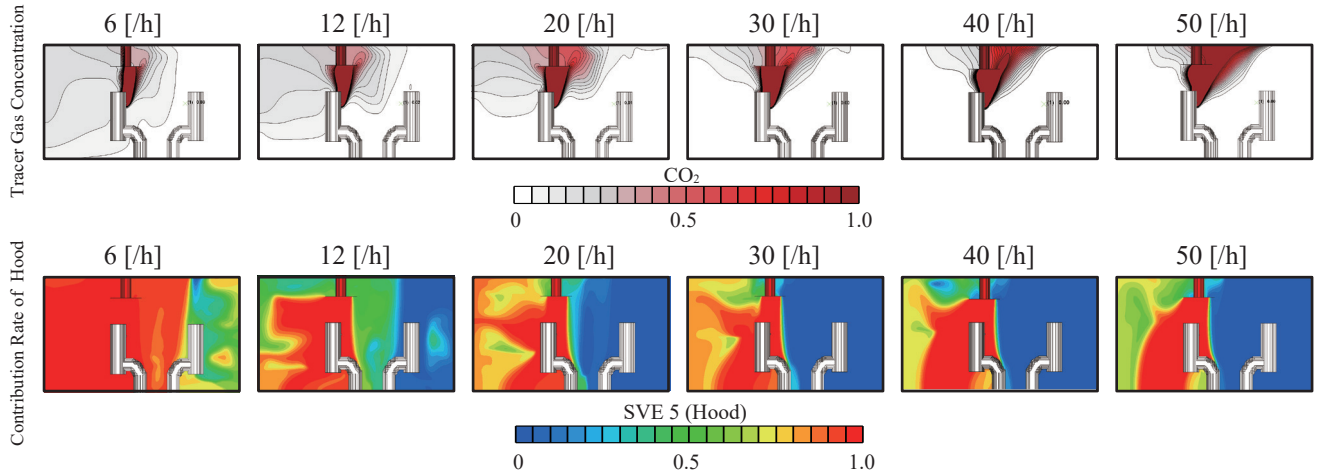


Fig.5 Distribution of tracer gas Concentration and Contribution Rate of Hood in Case B

間距離、フード水平位置を固定し、床面給気量を変化させることにより、換気回数を REHVA[4] の推奨している 6-12 回 /h を参考に **Table 4** の通りに変化させた。Case C ではより一般的な環境下で検討を行うために換気回数 6 回 /h (床面給気量 : 120.4 m^3/h) に固定し、フード排気量、フード - 頭上間距離、フード水平位置を **Table 4** の通りに変化させた。Case D はフードを導入せずに、換気回数を **Table 4** の通りに変化させた。Case B (フード 100 m^3/h) と比較することで、感染リスクの低減をフードの有無で比較することが狙いである。Case A, B, C（37 条件）において捕集率を、Case A, B, C, D（41 条件）において医師の感染リスクを算定した。なお解析サイクル数は、Case A の基準条件（ **Table 4** ）にて 10,000 回、5,000 回、3,000 回とした定常解析を行い、全ての解析で 10^{-4} 以下の収束を確認できたため、サイクル数は 3,000 回とした。

2. 捕集率の算定及び SVE 5 を用いた比較

2. 1 捕集率の算定式

患者の口から発生させたトレーサーガスに対するフードの捕集率を式（2）を用いて算定した。

$$\eta = \frac{Q_h C_h}{Q_h C_h + Q_e C_e} \qquad (2)$$

η : フード捕集率 [-]　　C_h : フードのトレーサーガス排気濃度 [-]
Q_h : フード排気量 [m^3/h]　　C_e : 一般排気口のトレーサーガス排気濃度 [-]
Q_e : 一般排気口排気量 [m^3/h]

2. 2 換気効率指標 : SVE 5

換気効率指標として知られる SVE 5[1] を用いて、空間の任意の点におけるフードの寄与率分布を求めた。SVE 5 は式 (3) により与えられる。

$$SVE\ 5(x) = \frac{C'(x,n)}{C_0(n)} \qquad (3)$$

n : 吸い込み口番号
$C'(x,n)$: 初期条件として室内清浄かつn番吸い込み口濃度$C_0(n)$の条件で温度輸送方程式を逆時間方向に解いて得られる位置xでの濃度
$C_0(n)$: n番吹き出し口（吹き出し風量$Q_{(n)}[m^3/s]$）から$q\ [m^3/s]$のトレーサーガスの発生があるときの吹き出し気流濃度（$C_0(n) = q/Q_{(n)}$ ）

SVE 5 の算出は STREAM.ver2021 の機能を用いた。

2. 3 捕集率の算定結果と考察

Case A, B, C の捕集率の算定結果を **Fig.4** に示す。Case A と Case C を比較すると、すべての条件で捕集率は Case C が上回った。これはフードと一般排気口の流量比が小さくなったためだと考えられる。Case A ではフードの水平位置が捕集率に最も影響を与えた。これは 換気回数 : 49.8 回 /h (総給気量 1,000 m^3/h) という大きな流量が、室全体に強い上向きの気流場を作った影響だと考えられる。Case C ではフード の排気量が捕集率に最も影響を与えた。これによりフードの捕集域に影響を与えるような大きな気流がない場合は、フードの排気量が捕集率に最も影響することが分かった。

2. 4 トレーサーガス濃度分布図と SVE 5 の比較と考察

Case B におけるトレーサーガス濃度分布図及び SVE 5 によるフードの寄与率を **Fig.5** に示す。SVE 5 では 1 に近いほど、その点のトレーサーガスがフードから排

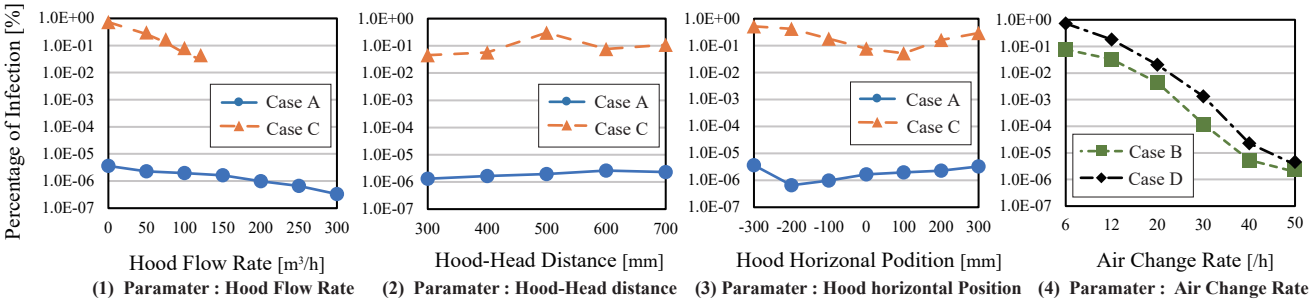


Fig. 6 Estimation of infection risk of doctor in Case A, B, C, D

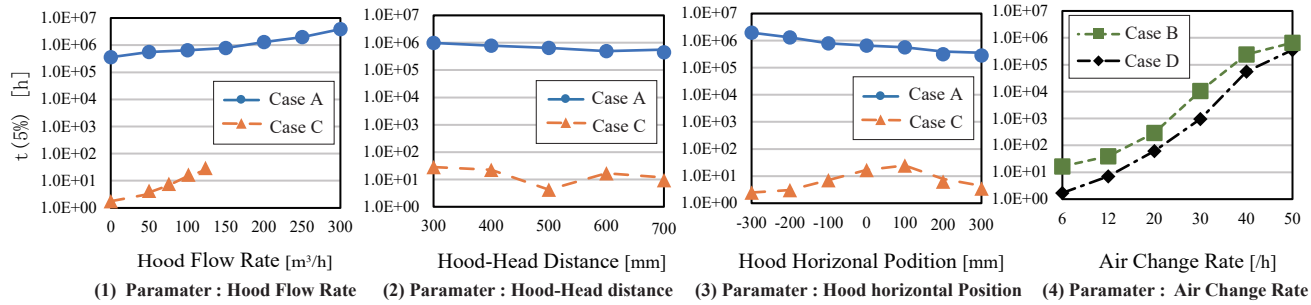


Fig. 7 Estimation of time for infection risk reach to 5% in Case A, B, C, D

出されていることが分かる。**Fig.5**(Case B) ではフードの排気量は 100 m^3/h であり、換気回数が大きくなるに従い、一般排気口の流量も大きくなり、その結果フードの勢力範囲に大きな影響を与えたことが分かった。

3. 感染リスクの算定

3.1 感染リスク評価手法

感染リスク評価には Welles&Riley Model を用いた。Welles&Riley Model の基本式は式（4）で与えられる。

$$P = \frac{C}{S_0} = \frac{S_0 - S}{S_0} = 1 - e^{-n} \qquad (4)$$

P ：閉鎖空間における新規感染者の増加率
C ：新規感染者数
S ：(susceptibles) ある空間に一定時間在室後に感染可能性を有する人の数
S_0 : (susceptibles) 感染可能性を有する人の数の初期値
n ：感染リスクの評価単位［quanta］

本研究では REHVA[4] の算出した軽度の運動、会話時の quanta 生成量 42 quanta/h を用いた。また解析結果から医者の口前濃度と患者の口からのトレーサーガス発生濃度比を取ることにより感染リスクを算定した。また一回の診察時間を考慮して、在室時間は 15 分と仮定した。また感染リスクの評価基準として REHVA[4] が用いた 5% という値を基準に、感染リスクが 5% に達するまでの時間：t (5%) も算出した。

3.2 感染リスクの算定結果と考察

Case A~D の感染リスク :P を **Fig.6** に、感染リスクが 5% に達するまでの時間：t (5%) の算定結果を **Fig.7** に示す。結果を比較すると Case A において、全体的に P = 約 10^{-6} %、t (5%) = 約 10^{6} h となり感染リスクは殆どないと言える。Case C では、フード水平位置 -300 mm における P = 0.52 %、t (5%) = 2.5 h で最大、最短となった。またフードの有無を Case B, D で比較すると、どちらも換気回数が 6 回 /h で、フード排気量 0 m^3/h の Case D では P = 0.73 %、t (5%) = 1.7 h であったのに対し、フードを 100 m^3/h 導入した Case B では P = 0.08 %、t (5%) = 16.7 h となった。t (5%) = 16.7 h は一般的な医師の勤務時間を考えると十分に長い時間だと言える。

おわりに

本報では、診察室で対面着席時に会話をする状況について CFD 定常解析を行い、フードの捕集率、寄与率及び医師の感染リスクの算定結果について報告した。結果から、フードのより純粋な捕集性能を見るためには、実験装置の 49.8 回 /h という換気回数は、過大であることが分かった。また換気回数 6 回 /h (1,000 m^3/h) の場合、フードを 100 m^3/h 導入することで、十分な感染症対策効果があることが確認された。今後は実寸大模型実験を行い、CFD 解析（Case A）の精度検証及び咳発生に対するフードの捕集性能、感染リスク評価を行う予定である。

謝 辞

なお、本研究は、科研費基盤研究 (B)21H01492、挑戦的研究 (萌芽)19K22011、及び令和 2 年度大阪大学医学部新型コロナウイルス対策研究開発助成を受けたものである。

参 考 文 献

1) 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評価指標の開発，空気調和 ・衛生工学会論文集 No. 6, pp29-36, 1998. 1
2) 小森、山中、小林智広、崔ナレ、小林典彰： 横風気流下における局所排気装置の汚染物捕集性能に関する研究 （その 2）フード形状及び汚染源の発熱の有無が汚染物捕集性能に及ぼす影響，日本建築学会大会学術講演梗概集 , pp1453-1454, 2021. 9
3) 張、山中、小林智広、崔ナレ、小林典彰：診察室における感染予防対策としての局所換気システムの性能評価に関する研究，（その 1）CFD 解析によるヒト由来飛沫核の拡散挙動と換気による除去性能の検討，空気調和 ・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集 , 2022. 3, 掲載予定
4) REHVA：COVID-19 guidance document version4,2021

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022.3.11）

病院施設における汎用的な空調換気方式での感染リスク低減に向けた研究
（第１報）建築計画と空調換気システム

Study on Reducing the Risk of Infection with a General Air Conditioning - Ventilation System in Hospital Facilities
(Part 1) Architectural Plan and Air Conditioning - Ventilation System

○松永　知大（竹中工務店）　天野　健太郎（竹中工務店）　齊藤 智（竹中工務店）
千葉　友樹（竹中工務店）　野村　佳緒里（竹中工務店）
上田　真也（竹中工務店）　萩平　隆司（竹中工務店）
Tomohiro MATSUNAGA*1　Kentaro AMANO*1　Satoshi SAITOU*1　Yuki CHIBA*1
Kaori NOMURA*1　Shinya UEDA*1　Takashi HAGIHIRA
*1　Takenaka Corporation

This paper reports on the results of thermal environment and air flow pattern measurement in the hospital room with a general air conditioning-ventilation system. The safety for infection in hospital rooms is important for medical staff. The aim is making clear the risks for infection in hospital rooms with general air conditioning-ventilation system. As a result, it was shown that it was made unbiased thermal environment and air flow pattern that flows from common area to patient's area in hospital rooms with general air conditioning-ventilation system.

はじめに

新型コロナウイルス感染症の拡大に伴い、特定感染症病床を抱えた医療施設のみならず、その他の医療施設でも感染患者の受け入れを求められた。病院施設における感染症に対する安全性の確保は重要であり、特に感染患者が 24 時間滞在する病室は､医療従事者に対する感染リスクを配慮する必要がある。

病院における建築設備の感染症対策の基準として、病院設備設計ガイドライン（空調設備編）HEAS-02-2013 があり､HEAS に準拠した換気回数の確保や部屋ごとの適切な気流方向の設定、室圧の確保などで安全対策を行うことが一般的である。感染患者向けの病室においては、換気回数の確保等に加え、空調機運転時の気流分布に留意することが必要となり、室内で発生した汚染空気の滞留や拡散防止に配慮し、吹出口、吸込口の配置計画を行うことが求められる。病室の空調換気における気流性状等の研究は、様々行われており、患者同士や患者から医療従事者への感染防止を目的として、換気方式や吹出風速の影響 [1]、置換換気など排気口位置の影響、カーテンなどの障害物の影響 [2] 等、病床まわりに着目した検討が行われているが、実際の病室内における気流の実測例や、患者から発生した飛沫や呼気の拡散傾向に関する評価事例は少ない。

そこで本研究では、汎用的な空調換気システムを導入した実際の病院の 4 床病室において、換気回数や気流性状の測定、さらには飛沫や呼気の拡散評価のための実験を行い、その状況把握を試みた。

本報では実測対象病室の計画概要及び換気に関する基本性能の測定について述べる。

１．計画概要

1.1　建築計画

Table.1 に建築概要を示す。本研究では一般病棟の他に結核などの空気感染による感染症の医療に特化した病棟がある病院の病室を対象に測定を行った。感染症病棟の結核病室の他にも一般病室や療養病室といった一般的な病室も有している。

Table.1 Architecture Overview

用途	病院
建築地	大阪府
構造	鉄骨造
階数	6階建
延床面積	10,057㎡
病床数	150床

1. 2　病室計画

(1)　配置計画

Table. 2 に病室計画を示す。一般病室・結核病室ともに 4 床室と 1 床室を計画した。4 床室では患者同士の視線が向かいのベッドと常に重ならないように千鳥型の特徴的なベッド配置とした。清浄度の高い SOA を医療従事者の動線となる室中央から吹出し、患者の頭に少しでも近い位置に排気口を配置することで、ベッド上にいる患者からの感染物質を含んだ呼気を速やかに排気する計画とした。また、室中央に配置した 4 方向天井カセット型エアコンを室に対して 45 度回転させて設置することで、各ベッドに対して空調された空気が行き渡りやすくなるように配慮した。

1 床室は換気量の多い結核病室には 4 床室と同様に頭に近い位置に排気口を設置し、患者からの呼気を速やかに排気し、医療従事者への感染リスクが低減するように配慮した。

(2)　換気システム

Table. 3 に病室換気システムを示す。HEAS に基づき換気回数は一般病室を 2[回/h]、結核病室では 12[回/h]とした。結核病室では 10[回/h]分の空気を、HEPA フィルタを介して循環させることにより、空調負荷の大きい新鮮外気の導入量を削減し、省エネルギー性に配慮した計画とした。また、感染病室では室内が常に陰圧となるような差圧計画とし、感染リスクのある空気が共用廊下へ放出されないように安全性に配慮した計画とした。

(3)　排気増強システム

Table. 4 に排気増強システム概要、Fig. 1 に Flow Designer による排気増強システムシミュレーション結果を示す。一般病室の一部は療養病室となり、療養患者のおむつ交換時の臭気を速やかに排気するために排気増強システムを療養病室の 4 床室に導入した。おむつ交換時に病室内のタイマー付きスイッチにより、排気量を 2[回/h]から 8[回/h]に増強することで、約 15 分間で臭気を除去し、室内の快適性向上を目指す計画とした。

2．実測概要・結果

Table. 5 に実測概要を示す。2021 年 6 月にの冷房を行っている病室において、室内の温熱環境、気流性状、換気量および病床患者の咳飛沫挙動の測定を行った。対象室は排気増強システムを有した一般病室（療養病室）の 1 床室・4 床室および結核病室の 1 床室・4 床室の計 4 室とした。

本報では温熱環境、気流性状の測定方法・結果について示す。

Table.2 Hospital Rooms' Plan

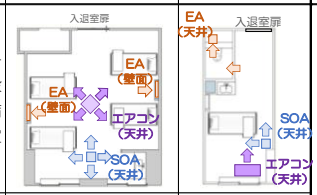
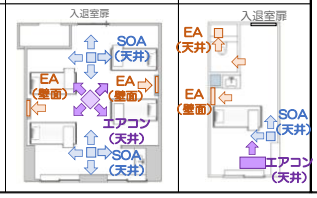
	4床室	1床室	内観
一般病室（療養病室）			
結核病室			

Table.3 Ventilation System of Hospital Rooms

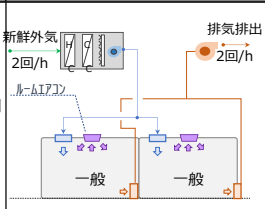
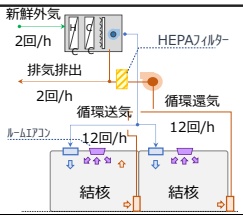
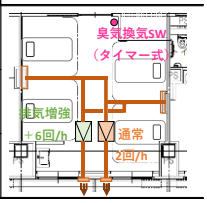
	一般病室（療養病室）	結核病室
システム図		
換気方式	・外調機にて2[回/h]分の新鮮外気を導入	・外調機にて2[回/h]分の新鮮外気を導入 ・10[[回/h]分]はHEPAフィルタを介した循環
換気量[回/h]	2[回/h] （療養病室排気増強時：8[回/h]）	12[回/h]
新鮮外気量[回/h]	2[回/h]	2[回/h]
室間差圧	等圧 （療養病室排気増強時：陰圧）	陰圧
温調	ルームエアコン（天井カセット方式）	ルームエアコン（天井カセット方式）

Table.4 Overview of Exhaust Air Enhancement System

	通常時	排気増強時	システム図
換気回数	2[回/h]	8[回/h]	
換気量	200[㎥/h]	800[㎥/h]	
排気ファン	通常時排気ファン200[㎥/h]	通常時排気ファン200[㎥/h] +排気増強ファン600[㎥/h]	

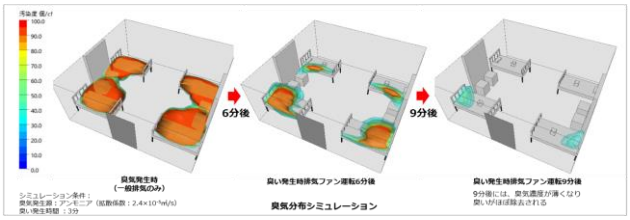


Fig.1 Exhaust Air Enhancement System Simulation Result

Table.5 Measurement Overview

測定期間	2021/6/7~11
測定対象室	一般病室（療養病室）：1床室/4床室 結核病室：1床室/4床室
測定項目	温熱環境、気流性状、 換気量、咳粒子拡散挙動

2. 1　温熱環境測定

（1）　測定方法

温熱環境の測定は汎用な空調システムを導入した 4 床室で各ベッドが適正な温熱環境となっているか明らかにすることを目的とし、一般病室の 4 床室を対象に測定を行った。

Table. 6 に温熱環境測定概要、Fig. 2 に温熱環境測定位置を示す。測定点は各ベッドおよび通路とし、鉛直方向はベッド天面高さを想定し、FL+800 の高さで空気温度・相対湿度・グローブ温度・風速を計測した。測定期間は 6 月 7～8 日の夏期 2 日間で実施し、各ベッド間のカーテンを閉めた状態で 24 時間冷房運転を行った。また、各測定点の計測値から PMV を算出し、温熱快適性の評価を行った。

（2）　測定結果

Fig. 3 に空気温度測定結果、Fig. 4 に相対湿度測定結果を示す。空気温度は 22-23℃を推移し、相対湿度は 50-70%を推移した。なお、測定点 B は欠測となった。15 時前後に設定や扉開閉での影響で空気温度および相対湿度ともに変化はあるが、各ベッドおよび中央通路の測定点による偏りはなく、汎用的な空調設備でカーテンを閉めている状態でも万遍なく空調が出来ていることを確認した。

Fig. 5 に PMV 測定結果を示す。PMV 算出のため、布団をかけパジャマ着用で仰向けの状態を想定し、着衣量を 1. 6[clo]、代謝量を 0. 7[met]と設定[3]して計算を行った。PMV はおおよその時間で-1～0 の値を推移した。各測定点においても同様な推移を示しており、場所によるムラが少なく室内全体で一様な温熱環境となっていることが分かった。

温熱環境の測定結果より、4 床病室においてカーテンを閉めた状態であっても汎用的な空調システムで給排気口や空調の配置を工夫することにより、病室全体を空調して、偏りのない温熱環境を築くことができていると確認した。

2. 2　気流性状実測

（1）　測定概要

Table. 7 に気流性状測定概要、Fig. 6 に気流性状測定点を示す。一般病室と結核病室の 1 床室、4 床室において測定を行った。測定は超音波三次元風向風速計（ソニック, WA-790）を用い、室内の風向・風速を測定した。Fig. 6 に示す通り一定距離間隔で設定した室内測定点を、所定の時間ずつ順次測定するトラバース測定を行い、1 測定点あたり 30 秒間の計測平均値から風向・風速分布を評価した。

Table.6 Thermal Environment Measurement Overview

測定期間	2021/6/7～8
対象室	一般病室4床室
測定項目	空気温度、相対湿度 グローブ温度、風速
測定間隔	1分
空調設定	冷房24℃

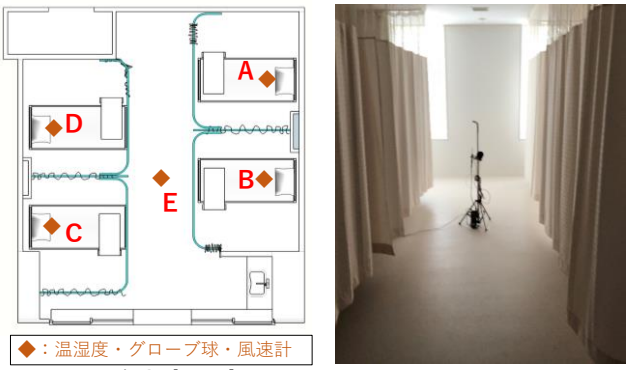


Fig.2 Thermal Environment Measurement Point

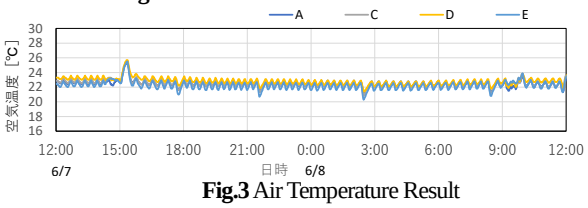


Fig.3 Air Temperature Result

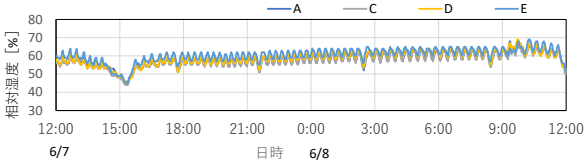


Fig.4 Air Relative Humidity Result

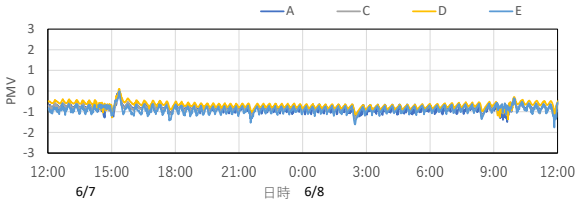


Fig.5 PMV Result

Table.7 Air Flow Pattern Measurement Overview

測定期間	2021/6/7～11
対象室	一般病室　1床室・4床室 結核病室　1床室・4床室
測定項目	風向・風速
空調設定	冷房24℃

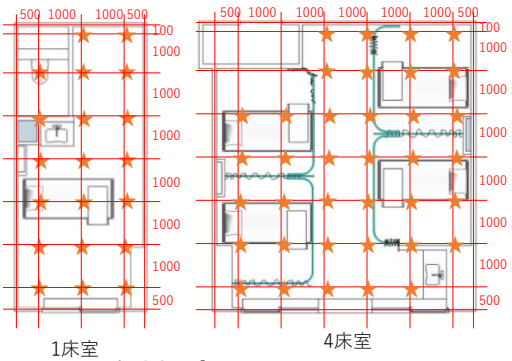


Fig.6 Air Flow Pattern Measurement Point

(2)　測定結果

Fig. 7 に一般病室 1 床室の風向・風速測定結果、Fig. 8 に結核病室 1 床室の風向・風速測定結果を示す。天井カセットエアコンからの吹き出し気流が正面の壁に到達後、側面の壁に沿って広がり、室内で大きく循環する様子が確認された。

Fig. 9 に一般病室 4 床室の風向･風速測定結果を示す。エアコン、SA からの下向きの吹き出し気流が床面に到達後、床面→壁→天井面に沿って広がる様子が見られた。

Fig. 10 に結核 4 床室の風向・風速測定結果を示す。天井面のエアコン近傍、足元排気の近傍で強い気流が見られた。特に天井面ではエアコンを中心に部屋の四隅に向かい広がる気流が形成されていることを確認した。

気流性状の測定結果より、1 床室では天井カセットエアコンの気流がベッドを通り、排気口へ流れる 1 方向の気流が形成され、4 床室では室中央の天井カセットエアコンから各ベッドへ気流が流れていることが分かった。天井カセットエアコンの還気はあるものの、ベッドの頭近傍の排気口へ向かう気流が形成されており、設計意図に則した気流性状となっていることを確認した。

３．まとめ

本研究では、汎用的な空調換気システムを導入した実際の病院の病室における温熱環境や気流を明らかにすることを目的とし実測調査を行った。実測の結果からどの病室ともベッド間の温熱環境に差がない均一な状態を築き、エアコンからの気流がベッド周辺を通過し、排気口へ向かう気流性状が形成されていることを確認した。

また、今回の実測調査を通じて、病院施設で働いている医療従事者にとって日々の業務の中での感染リスクが診療看護上の大きな負担となっていることがわかった。建築や設備側からの様々な感染対策のアプローチに関する周知と、その効果を明らかにすることで、感染リスク低減のための運用の一助を担うことが必要である。

謝辞

本調査の実施にあたり、大阪府結核予防会 大阪複十字病院の関係者皆様に多大なるご協力を、また計画と検証において貴重なご指導をいただきました。心よりお礼申し上げます。

参 考 文 献

1) 本田, 山中ら：「低風速天井吹出し空調による病室の室内環境に関する研究-室内温度・汚染質濃度分布及び換気性能に関する検討-」2016, 空気調和・衛生工学会論文集
2) 崔, 山中ら：「間仕切りカーテンが置換換気を導入した 4 床病室の温度・汚染物濃度分布に与える影響に関する研究」2020, 空気調和・衛生工学会論文集
3) 小川, 白石ら：「病室を対象とした天井放射冷房が睡眠時の人体生理・心理反応に及ぼす影響」2019, 日本建築学会環境系論文集

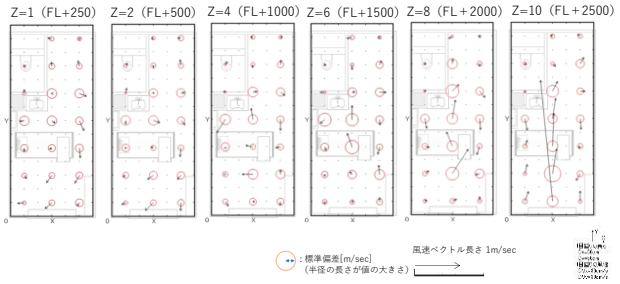


Fig.7 General 1 Bed Hospital Room's Air Flow Pattern

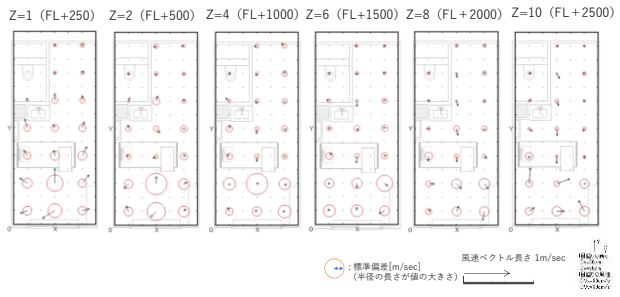


Fig.8 Tuberculosis 1 Bed Hospital Room's Air Flow Pattern

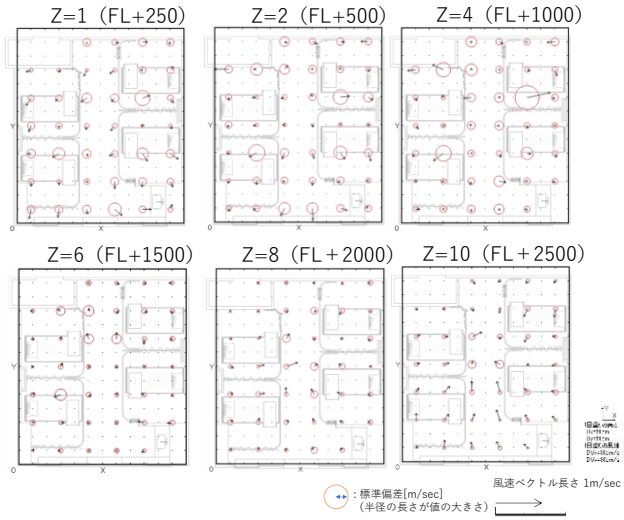


Fig.9 General 4 Beds Hospital Room's Air Flow Pattern

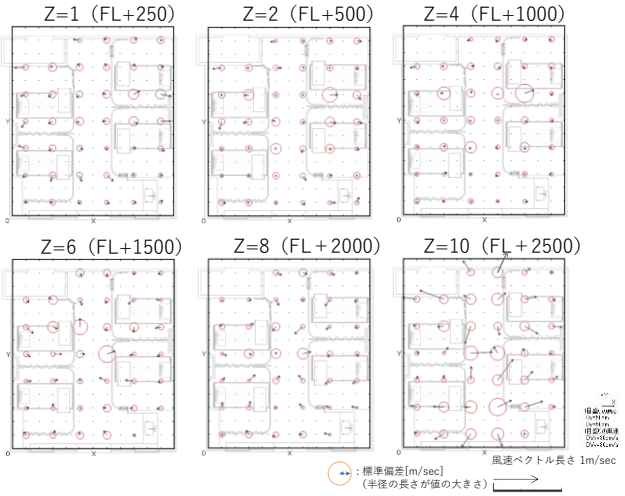


Fig.10 Tuberculosis 4 Beds Hospital Room's Air Flow Pattern

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022.3.11）

病院施設における汎用的な空調換気方式での感染リスク低減に向けた研究
（第２報）病室における気流・換気実測

Study on Reducing the Risk of Infection with a General Air Conditioning - Ventilation System in Hospital Facilities
(Part 2) Air Flow and Ventilation Measurement in Hospital Rooms

○萩平　隆司（竹中工務店）　天野　健太郎（竹中工務店）　齊藤 智（竹中工務店）
千葉　友樹（竹中工務店）　野村　佳緒里（竹中工務店）
上田　真也（竹中工務店）　松永　知大（竹中工務店）
Takashi HAGIHIRA*1　Kentaro AMANO*1　Satoshi SAITOU*1　Yuki CHIBA*1
Kaori NOMURA*1　Shinya UEDA*1　Tomohiro MATSUNAGA*1
*1　Takenaka Corporation

This paper reports on the results of the airflow and ventilation measurements in the hospital room planned to reduce the risk of infection with a general air conditioning – ventilation system. The aim is to promote the understanding of medical staff by visualization of indoor airflow and spreading of respiratory droplets. As a result, it was shown that the age of air is spatially uniform and it is effectively ventilated. Furthermore, it was confirmed that wearing surgical mask helps prevent the spreading of respiratory droplets and the suspended particles derived from cough were removed by the exhaust port.

はじめに

本研究では、感染予防に寄与する知見を得ることを目的に、一般病棟と感染症の医療に特化した病棟を有する病院施設において、空調換気性能の測定や飛沫・呼気の拡散評価を試みた。前報では、対象建物および病室空調換気システムの概要について報告した。本報では、病室の空調・換気による気流性状や換気性能に関して実測調査を行った結果について報告する。

１．測定概要

1.1　測定対象室概要

前報と同様の大阪複十字病院の病室において測定を実施した。Table.1 に測定対象室の概要を示す。測定対象の病室は、結核病室、一般病室（療養型）の 4 床室、1 床室とした。結核病室は、空調機にて外気導入（2 回/h）と HEPA フィルタを介した空気循環（10 回/h）の 12 回/h 換気、一般病室は、外調機にて外気導入（2 回/h）を行い、いずれもパッケージエアコンにて調温している。一般病室のうち療養型病室では、オムツ交換時のにおい除去を目的とした排気増強機能が設けられており、通常 2 回/h の換気量を 8 回/h に増強することを可能としている。

1.2　測定手法

(1)　換気量の測定

一般病室において、CO_2 を用いたトレーサガスステップダウン法 [1]により空気齢と換気量を測定した。CO_2 ガスを 3,000 ppm を目処に室内で均一に充満させたのち、ガス発生を止めて空調換気を運転、濃度測定を開始した。Table.2 に測定条件、Fig.1 にポータブル CO_2 濃度計（T&D 社製, RTR-576）の設置位置を示す。平面分布測定点は床上 1,200 mm の高さに配置した。さらに鉛直分布の測定を行うため、水平分布を測定した点のうち、代表点において鉛直方向に 4 点（床上 100, 600, 1200, 1800 mm）設置した。外気濃度は、外気取入口付近で測定した。

Table.1 Ventilation Conditions of Hospital Rooms

	結核病室	一般病室
換気量	12 回/h	2 回/h （排気増強時 8 回/h）
外気量	2 回/h	2 回/h
室間差圧	負圧 （病室＜廊下）	等圧 （排気増強時 負圧）

Table.2 Experimental conditions (1)

対象室	空調/換気設定
一般病室 1 床室	・エアコン稼働
一般病室 4 床室	・エアコン稼働 ・エアコン非稼働 ・エアコン稼働＋排気増強
結核病室 1 床室	・エアコン稼働

空気齢の算出[2]には Fig. 2 に示すように各点における無次元内外濃度差を区分求積法により求め、測定時間以降の濃度減衰については回帰式を用いて定積分により算出した。換気量は、Fig. 1 に示す代表測定点の測定結果をもとに算出した。

結核病室 1 床室に関しては、設計換気量のうち一部は HEPA フィルタでろ過された循環空気となるため、上記で用いた CO_2 はフィルタ捕捉されない。そこでトレーサ物質として線香粒子を用いた換気回数の測定を行った。Fig. 1 にパーティクルカウンタ（リオン社製, KC-52）の設置位置を示す。線香数本を用い、室内を任意の粒子濃度とした後､拡散ファンを用いて室内濃度を一様とした。その後線香を消し、拡散ファンを停止し、空調換気を運転して室内の浮遊粒子濃度を連続測定した。得られた粒子減衰曲線から換気回数を算出した。

(2)　気流性状の測定

PIV（Particle Image Velocimetry）計測を行い、病室内気流の把握を試みた。Table. 3 に PIV 計測評価システムの詳細、Table. 4 に PIV 計測パラメータ、Table. 5 に実験条件を示す。実験中は空調を冷房設定（24℃）とした。可視化画像取得のためトレーサ粒子を発生させ、粒子挙動が安定した時点以降の撮影画像を解析した。

(3)　咳を模擬した粒子の拡散挙動の可視化

可視化に用いた実験機器の詳細は前項と同様、Table. 3 に示す通り。Table. 6 に実験条件、Fig. 3 に実験レイアウトを示す。試験者の背面にレーザー光源を配置し、足側に設置したカメラで、鉛直断面内の粒子の挙動を撮影した。健常な成人男性 1 名を試験者とし、不織布製マスクを着用しない場合と、マスクを着用した場合の検証をした。試験者は模擬粉（龍角散）を口に含み、咳を 3 回実施した。既往研究[3]より仰臥位で上向きより横向きに咳をしたときの方が飛沫が拡散しやすいと報告されており、Fig. 4 のように横向きとした。

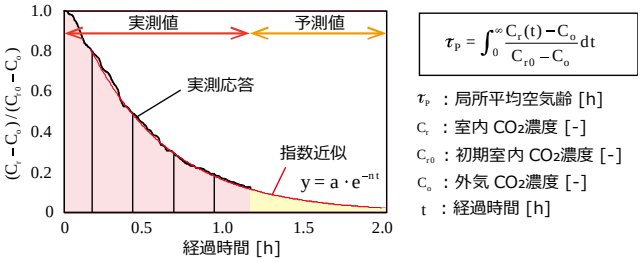


Fig.2 Age of air calculation method

Table.3 Experimental equipment

カメラ	Phantom Miro 110（Vision Research 社製）
レーザー発生装置	PIV Laser G6000（カトウ光研社製）
トレーサ粒子発生装置	PORTA SMOKE PS-2005（ダイニチ工業社製） オイルミスト(1μm<粒径< 100μm)
ソフトウェア	Flow-Expert ver1.2.17

Table.4 PIV measurement parameters

画像サイズ	1,000 pixel×580 pixel
撮影時間	5 sec
測定間隔	10 msec (100fps)
計測点の間隔	0.1m

Table.5 Experimental conditions (2)

対象室	・一般病室 1 床室 ・結核病室 1 床室 ・結核病室 4 床室
空調/換気設定	エアコン稼働

Table.6 Experimental conditions (3)

対象室	結核病室 1 床室
条件	マスク有/無 2 ケース
空調/換気設定	エアコン稼働

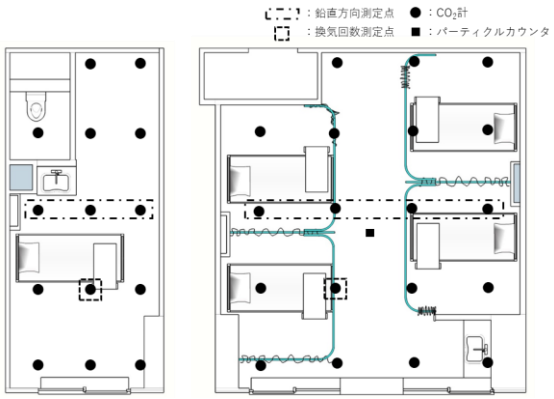


Fig.1 CO_2 / particle measuring points

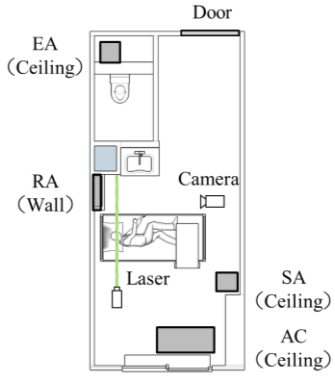


Fig.3 Experimental Layout

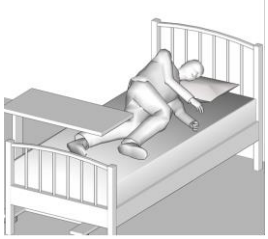


Fig.4 Examiner coughing

2．測定結果

(1)　換気量の測定

Table. 7 に換気回数の測定結果を示す。一般病室の各室において、実測値は設計値を上回っており、所定の換気が確保できていることが確認された。

Table. 8 に結核病室 1 床室において粒子をトレーサとした相当換気回数の測定を行った結果を示す。粒径によって差はあるが、概ね 12 回/h 相当の実測値が得られた。粒径が大きくなるほど重力沈降の影響を受けやすく、相当換気回数は大きくなった。

Fig. 5 に空気齢分布の測定結果を示す。一般病室の各室、各条件のいずれにおいても空気齢の分布がほぼ一様であり、淀みが少ない状態であることが確認された。4 床室においては測定中ベッド仕切りのカーテンを閉じて測定していたが、カーテンによる空気齢分布の偏りは見られなかった。また、一般病室 4 床室のエアコン稼働に加えて排気増強機能の使用時には、空気齢の数値が約 0.3h 程短くなり、換気効果が室全体で向上することが確認された。エアコン稼働とエアコン非稼働では空気齢の数値に大きな差は見られなかった。

(2)　気流性状の測定

Fig. 6 に一般病室 1 床室のベッド周辺気流の PIV 解析結果を示す。下向きに 0.5m/s 未満の気流が生じ、ベッド付近では静穏気流となっていた。

Fig. 7 に結核病室 1 床室の EA 周辺気流、Fig. 8 にベッド周辺気流の PIV 解析結果を示す。床付近の EA 近傍では、EA に向かう 0.3m/s 程度の気流が確認された。ベッド近傍では、寝ている患者の上部でわずかに上昇後、EA に向かって下りていく気流が確認された。

Fig. 9 に結核病室 4 床室のエアコン気流の PIV 解析結果を示す。エアコンから斜め下方向に 1.3m/s を超える気流が発生し、気流が拡散している傾向が確認された。

Fig. 10 に結核病室 4 床室のベッド周辺気流の PIV 解析結果を示す。ベッドで寝ている患者の上部でわずかに上昇後、EA に向かって下りていく気流が確認された。Fig. 11 にベッド仕切りのカーテンを閉じた場合の結果を示す。ベッド周辺は静穏気流となっており、隣のベッドの方へ流れる気流は見られなかった。

(3)　咳を模擬した粒子の拡散挙動の可視化

Fig. 12 にマスク非着用時の可視化結果を示す。咳を模擬した粒子が空気中に浮遊する様子が見られ、その浮遊粒子が EA に誘引除去される様子が確認された。

Fig. 13 にマスク着用時の可視化結果を示す。マスク着用時は咳由来の粒子の拡散が抑制された。なお、当該病院施設では、実際の運用時においては、原則としてマスクの着用がルールづけられている。

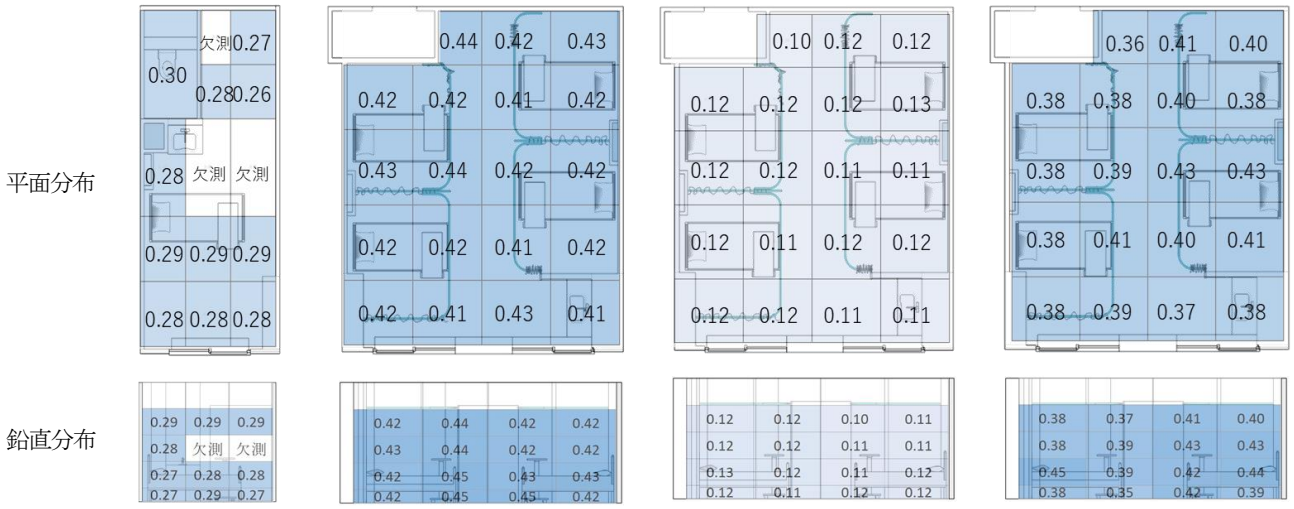
Table.7 ACH measurements in general hospital room

対象室		換気回数［回/h］	
		実測値	設計値
一般病室 1 床室		3.5	2.0
一般病室 4 床室	ｴｱｺﾝ稼働	2.4	2.0
	ｴｱｺﾝ非稼働	2.6	2.0
	ｴｱｺﾝ稼働＋排気増強	9.3	8.0

Table.8 ACH measurements in tuberculosis hospital room

対象室	換気回数［回/h］			
	実測値			設計値
	粒径区分			
	0.3-0.5μm	0.5-1.0μm	1.0-2.0μm	
結核病室 1 床室	11.4	13.1	14.1	12.0※

※外気 2 回/h＋循環 10 回/h



(a) 一般病室 1 床室　(b)-1 一般病室 4 床室 エアコン稼働　(b)-2 一般病室 4 床室 エアコン稼働＋排気増強　(b)-3 一般病室 4 床室 エアコン非稼働

Fig.5 Age of air measurements in general hospital

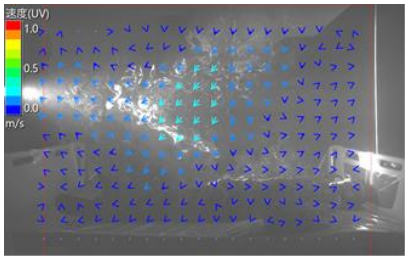


Fig.6 Airflow around the bed in the general one-bed room

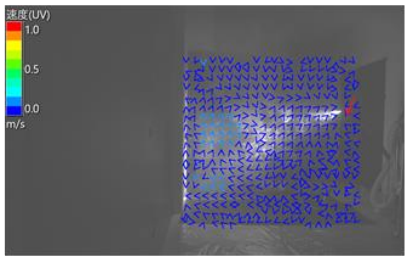


Fig.7 Airflow around the EA in the tuberculosis one-bed room

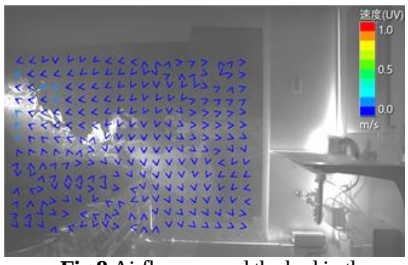


Fig.8 Airflow around the bed in the tuberculosis one-bed room

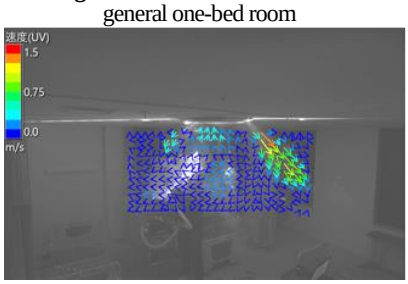


Fig.9 Airflow around the AC in the tuberculosis four-bed room

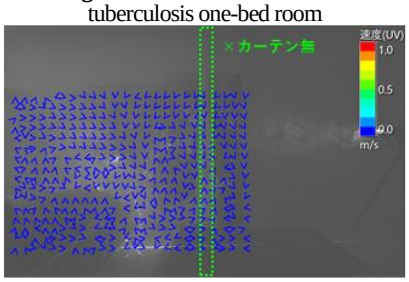


Fig.10 Airflow around the bed in the tuberculosis four-bed room

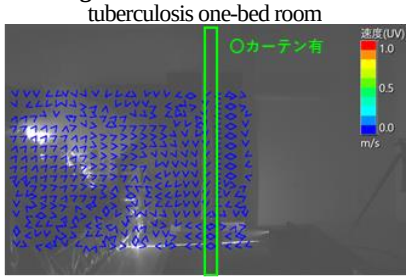
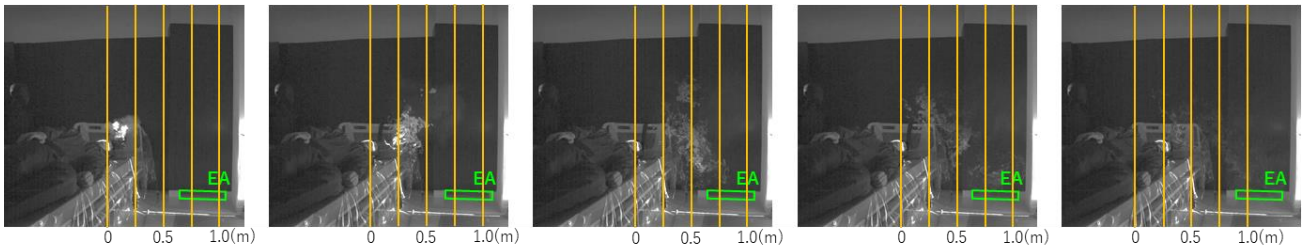
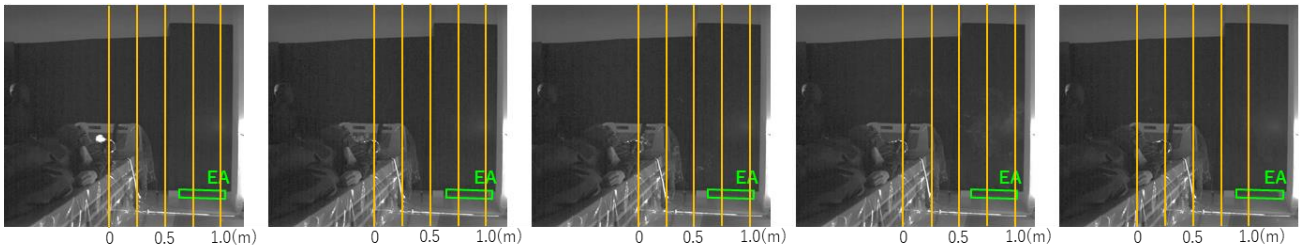


Fig.11 Airflow around the bed in the tuberculosis four-bed room with closed curtains



(a) 1.0s (b) 3.0s (c) 6.0s (d) 10.0s (e) 15.0s

Fig.12 Respiratory droplets spread after the initiation of the emulated cough without wearing a surgical mask



(a) 1.0s (b) 3.0s (c) 6.0s (d) 10.0s (e) 15.0s

Fig.13 Respiratory droplets spread after the initiation of the emulated cough with wearing a surgical mask

3．まとめ

本報では病室において気流性状や換気性能に関する実測調査を行い、以下の知見を得た。

1）換気回数の測定より、設計通りの換気が確保されていること、各病室内の空気齢分布がほぼ一様であり、淀みが少ない状態であることが確認された。

2）室内気流の PIV 解析を行い、ベッド付近や空調換気機器周辺の気流性状を確認した。

3）咳を模擬した粒子の拡散挙動の可視化を行い、マスク非着用時は粒子が EA に除去される様子、マスク着用時は咳由来の粒子拡散が抑制される様子が確認された。

医療従事者にとって感染リスクは診療・看護上の大きな負担である。様々な建築設備による感染対策へのアプローチや、実際にどのように運用すれば感染対策に効果があるのか、医療従事者に周知できているとは限らない。空調換気についてもその性能をより分かりやすく正しく伝え、感染リスクの低減や運用に反映することで、医療従事者の負担を軽減していくことが必要である。

今後は、異なる空調換気方式の CFD 解析等を進め、気流・換気性能や感染リスクの低減効果を明らかにし、計画上のより良い工夫に役立てたい。

謝辞

本調査の実施にあたり、大阪府結核予防会 大阪複十字病院の関係者皆様に多大なるご協力を、また計画と検証において貴重なご指導をいただきました。心よりお礼申し上げます。

参 考 文 献

1） 空気調和・衛生工学会規格：「トレーサガスを用いた単室の換気量測定法」, SHASE-S 116-201

2） REHVA, 空気調和・衛生工学会：「換気効率ガイドブック - 理論と応用 - 」, 丸善, 2009.10

3） 伊濱, 山中：「室内における咳による飛沫・飛沫核の挙動に関する研究(その3)置換換気された病室における咳飛沫核の室内分布特性」, 2018 年度日本建築学会近畿支部研究発表会

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022. 3. 11）

放射モデルの精度評価および壁面放射率が居住者の熱的快適性に与える影響の解析

Validation of Radiation Model and Model Analysis of the Effect of Wall Emissivity on Thermal Comfort of Occupants

○山尾　佳菜子（大阪大学）　西本　啓祐（大阪大学）　松尾　智仁（大阪大学）
相澤　直樹（高砂熱学工業）　大迫　孝輔（高砂熱学工業）　嶋寺　光（大阪大学）
近藤　明（大阪大学）

Kanako YAMAO*1　Keisuke NISHIMOTO*1　Tomohito MATSUO*1　Naoki AIZAWA*2
Kosuke OSAKO*2　Hikari SHIMADERA*1　Akira KONDO*1
*1　Osaka University　*2　Takasago Thermal Engineering Co. Ltd.

Accurate estimates of mean radiant temperature (MRT), as well as air temperature, wind velocity and relative humidity, are essential for evaluating the thermal comfort in a room. However, the most of conventional methods to calculate MRT do not take into account detailed radiation processes such as the distribution of surface temperature and reflection. This study used a computational fluid dynamics (CFD) model incorporating a radiation model in order to simulate the thermal comfort in an experimental chamber under different wall emissivity conditions. The simulation results revealed that the change in emissivity has significant effects on the distribution of thermal comfort indices such as Predicted Mean Vote (PMV).

1．はじめに

室内の熱的快適性は、予想平均温冷感申告 (PMV) などの指標を用いて評価される。それらの指標は気温、相対湿度風速、放射温度 (MRT) 、着衣量、代謝量の 6 要素によって決定される。室内の快適性の評価の際にはこれらのすべての要素を考慮して評価する必要がある[1]。従来の多くの放射計算では放射率、反射率を厳密に考慮しておらず、壁面で生じる多重反射等が考慮できていない。そのため、放射空調使用時など、室内の壁面温度に大きな分布がある場合に、放射温度、ひいては室内の熱的快適性を正しく評価できていない可能性がある。

そこで本研究では、反射率を考慮する Gebhart の吸収係数放射モデル[2]用いた CFD 解析と測定実験を比較することでモデルの精度評価を行うとともに、側壁面の放射率の変化が居住者の熱的快適性に与える影響の解析を行う。

2．実験条件

測定実験に供した実験チャンバー寸法は 2.0m×2.0m×2.0m であり、厚さ 3.0cm の発泡スチロールで外側を覆うことで断熱した。実験チャンバーの概要を Fig.1 に示す。Fig.1 における手前側の壁面は、実験室内への出入り口を設けるために熱電対を設置していない。天井中央には冷熱源として 0.6m×0.6m の放射パネルを 9 枚設置し 18℃の冷水を供給し、床面中央には発熱源として同放射パネルを 1 枚設置し 65℃の温水を供給した。対象領域の立面図、**放射パネルの位置を** Fig.2 **から** Fig.4 **に示す。**測定実験で使用した熱電対の設置個所を Fig.5 から Fig.7 に示す。実験では壁面温度、放射パネルに供給する冷媒温度、放射パネルの表面温度、室内気温を測定した。

Fig.1 Outline of experiment chamber

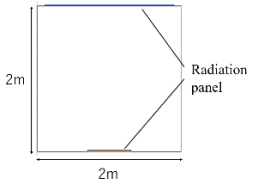


Fig.2 Elevation

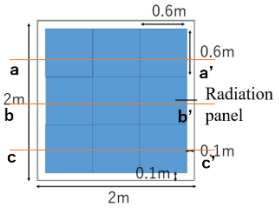


Fig.3 Ceiling plam

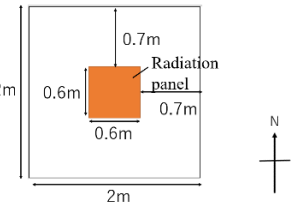


Fig.4 Floor plan

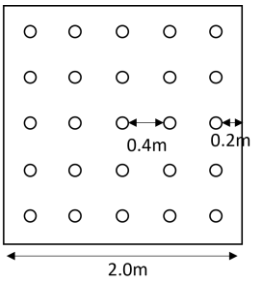


Fig.5 Location of thermocouple (wall, ceiling,floor)

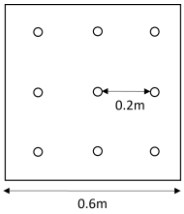


Fig.6 Location of thermocouple (radiation panel)

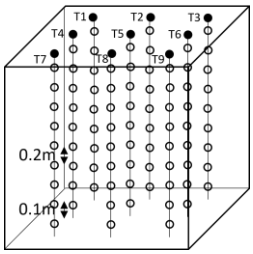


Fig.7 Location of thermocouple

本研究では放射パネルを除く壁面の放射率をすべて 0.94 とした吸収ケースと、吸収ケースから西側の側面のみを放射率 0.08 とした反射ケースの 2 種類の実験を行った。

3. 測定実験結果

吸収ケース、反射ケースの壁面温度分布、およびその差分を Fig.8 に示す。反射ケースの西壁では壁面温度分布が小さくなっている。これは、低放射率の壁面では熱源や冷熱源からの放射を反射する割合が大きいためと推測される。差を示したものでは、北壁、東壁では吸収ケースより反射ケースのほうが壁面温度が高くなっている。

次に、吸収ケースと反射ケースの気温分布、およびその差分を Fig.9 に示す。まず室内全体の平均気温について比較すると、吸収ケースは 26.3℃、反射ケースは 26.5℃となり、反射ケースにおいて平均気温が 0.2℃高くなった。差分より、反射ケースのほうが、室内全体で気温が高くなっている。ある一壁面の放射率を低くした場合、その壁面における放射熱の反射成分が増加するため、気温が上昇し、壁面温度も同様に上昇したと考えられる。

次に、放射パネルの表面温度を Table.1 に示す。パネル温度の平均値は天井面、床面ともに反射ケースのほうが高くなった。室内平均気温の差は 0.3℃程度だったが、天井面の放射パネルも同じような差となっている。床面の放射パネルの温度は反射ケースのほうが 1.0℃高くなっている。床面の放射パネルは、気温や天井面の放射パネルと比べた時に著しく気温差があるため、床面からの熱供給は相対的に放射の寄与が大きくなるため、壁面放射率が低い場合、床面からの放射伝熱が減少し、床面パネルの温度が上昇したと推測できる。よって、気温や壁面温度が上昇したと推測される。

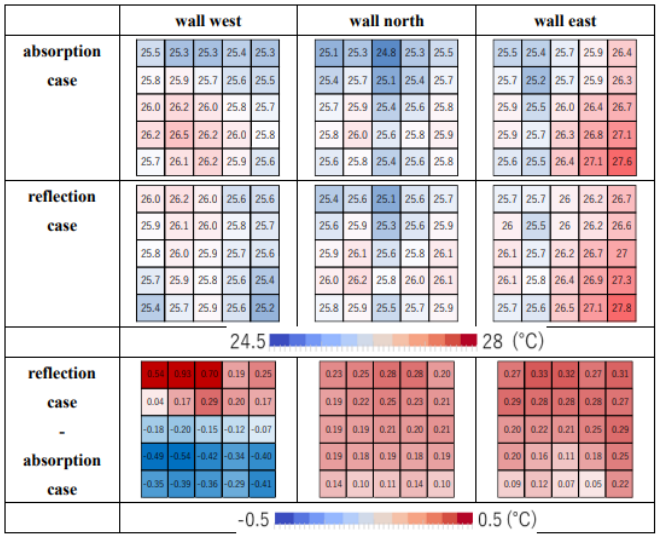


Fig.8 Wall temperature distribution

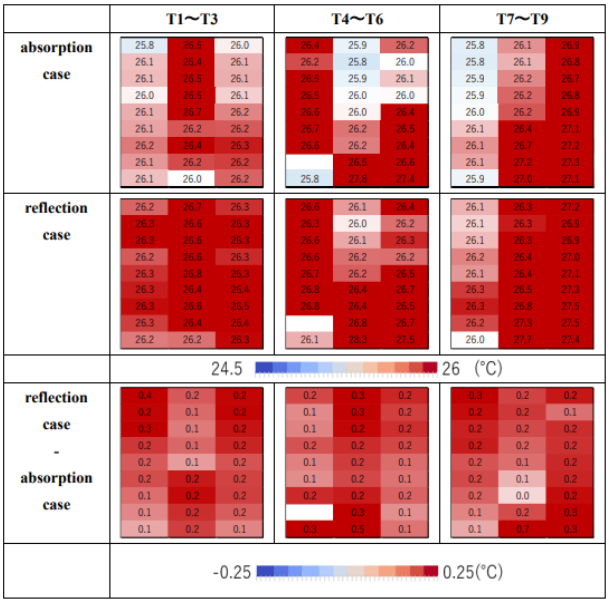


Fig.9 Spatial distribution of air temperature

Table.1 Radiated panel temperature

	Ceiling radiation panel	Floor radiation panel
absorption case	22.9℃	44.8℃
reflection case	23.2℃	45.8℃

4. CFD 計算条件

4.1 放射モデル

本研究では，OpenFOAM-4.1 を利用し CFD シミュレーションを行った。OpenFOAM-4.1 には形態係数を用いた放射モデルが搭載されているが，このモデルでは，固体の吸収率や反射率を考慮できない。そこで本研究では，面の

幾何学的位置関係、放射率、吸収率、反射率、面での多重反射を考慮することのできる分配係数放射モデルを開発し、これを用いて計算を行った。

形態係数放射モデルは，放射伝熱する面の間の幾何学的位置関係を表す形態係数を求めることによって放射による熱輸送量を求める手法である。形態係数は式(1)によって定義され，ある面 j から出射される全放射流束のうち，別の面 i に到達する放射流束の割合を表す。また，放射によって生じる熱伝達は形態係数を用いて式(2)で求めた。式(1)，(2)での変数の定義を，Table.2 に示す。

$$F_{ji} = \frac{1}{A_j}\int_{A_j}\int_{A_i}\frac{\cos\theta_j \cos\theta_i}{\pi r^2} dA_i\, dA_j \tag{1}$$

$$Q_{ji} = \sigma \times A_j \times F_{ji} \times (T_j^4 - T_i^4) \tag{2}$$

Table.2 Definition of the variables in equation (1) and (2)

Variable	Definition	Unit
F_{ji}	View Factor	[-]
A_i	Area of surface *i*	[m^2]
r	Distance between surface *i* and *j*	[m]
σ	Stefan-Boltzmann constant	[W/m^{2}K^4]
T	Surface temperature	[K]
Q	Heat transfer	[W]

分配係数放射モデルでは，形態係数を用いて分配係数を算出しており，放射，吸収，反射を考慮に入れて計算することができる．放射率が既知であり，かつ波長による変動がないと仮定し，式(3)，(4)に示す関係式から吸収率，反射率を算出した．式(5)は面 i から出射される放射熱流束を表している．式(6)は面 i に入射する放射熱流束を表している．式(7)に示すように面 i が受ける正味放射熱流束は式(5)と式(6)の差で表される．式(6)で使用したD_{ij}が分配係数行列であり，式(8)はその定義式を表している．この式は循環方程式であるため，分配係数行列を求めるには繰り返し計算を行うことが必要である．各式の変数の定義を Table.3 に示す.

$$\varepsilon = \alpha \tag{3}$$

$$\alpha + \rho = 1 \tag{4}$$

$$Q_{Ei} = \varepsilon_i \sigma T_i^4 \tag{5}$$

$$Q_{Ii} = \sum_j \left(\frac{A_i}{A_j} D_{ji} Q_{Ej}\right) \tag{6}$$

$$Q_{Ni} = Q_{Ii} - Q_{Ei} \tag{7}$$

$$D_{ji} = \alpha_j F_{ij} + \sum_{k=1}^{N} D_{kj}\, \rho_k F_{ik} \tag{8}$$

Table.3 Definition of the variable in equation (3)～(8)

Variable	Definition	Unit
ε	Emissivity	[-]
α	Absorptivity	[-]
ρ	Reflectivity	[-]
Q_{Ei}	Radiatve heat flux emitted from surface *i*	[W/m^2]
Q_{Ii}	Incident radiative heat flux to surface *i*	[W/m^2]
Q_{Ni}	Net incident radiative heat flux to surface *i*	[W/m^2]
D	Distribution factor matrix	[-]

4.2　計算条件

本研究の CFD シミュレーションには OpenFOAM ver-4.1 を用い、放射計算には Gebhart の吸収係数放射モデルを用いた。対象領域や放射パネルの位置は測定実験と同様の条件とした。

また、測定実験と同様、吸収ケースと反射ケースを設定した。壁面の室外温度は測定値（24.7℃）で固定し、壁体内の熱伝導及び室内側表面の熱伝達はシミュレーションで求めた。天井/床面パネル温度には測定実験で得た値を用いた。CFD シミュレーションで風速、温度、MRT を求め、湿度 50%、着衣量 0.6clo、代謝量 1.0met を仮定して PMV を算出した。

５．結果と考察

吸収ケースと反射ケースの壁面温度分布、正味の放射熱流束とその差分を Fig.10、Fig11 に示す。低放射率の壁面で温度分布が小さくなっており、他の面では正の値を示しているなど、測定実験と同様な傾向をとらえることができた。低放射率の壁面では熱の出入りが緩やかであり、放射伝熱が少ない。

吸収ケースと反射ケースの気温分布、MRT 分布、PMV 分布、および両ケースの差分を Fig.12、Fig.13、Fig.14 に示す。気温分布は、CFD シミュレーションでは温度差が±0.25℃程度しか生じなかった。MRT 分布の差分は正の値を示している箇所がみられ、反射ケースのほうが MRT が高い。また、低放射率であった西側のほうが差は大きいため、壁面放射率が変化すると MRT 分布も変化することが確認できた。本研究では領域内で気流が小さく、また気流・気温に顕著な分布が無いため、PMV は主に MRT 分布の影響を受けており、PMV も MRT 同様に反射ケースのほうが高い値となった。PMV は±0.05 程度の変化がみ

られた。

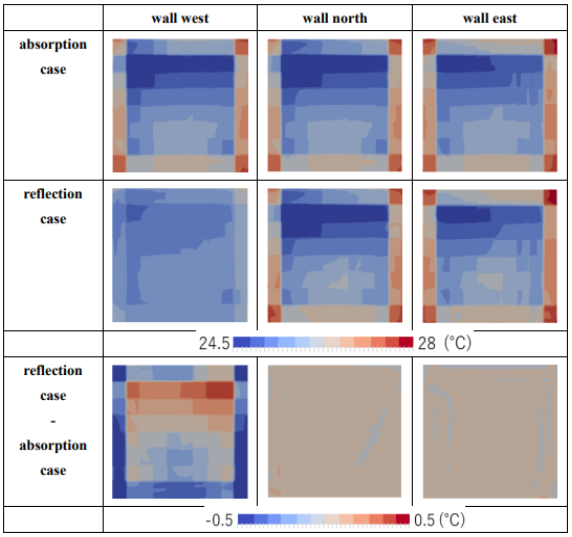


Fig.10 Wall temperature distribution

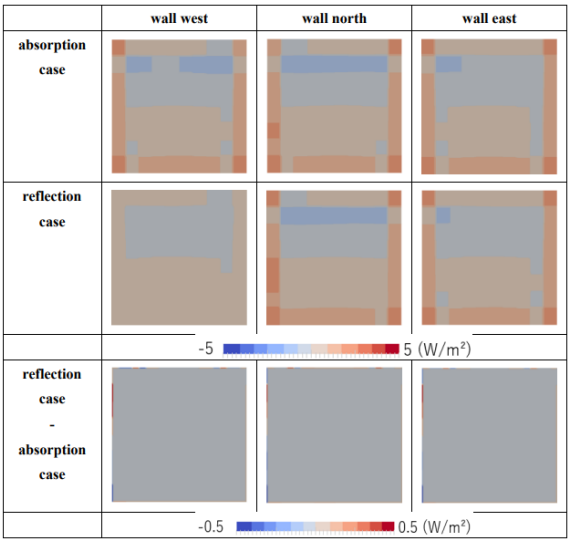


Fig.11 Radiant heat flux distribution

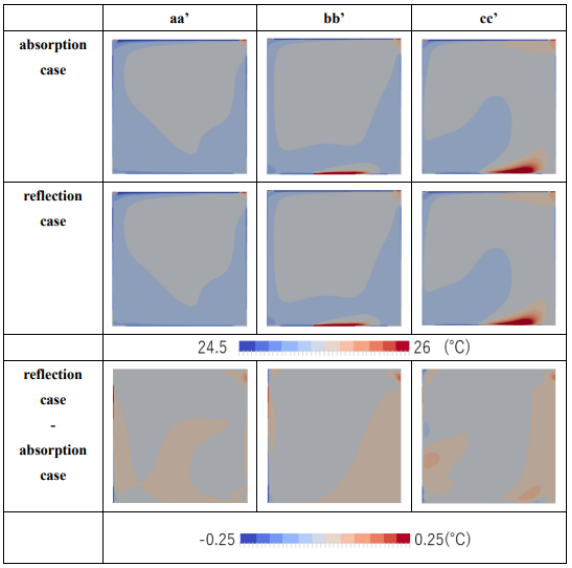


Fig.12 Air temperature distribution

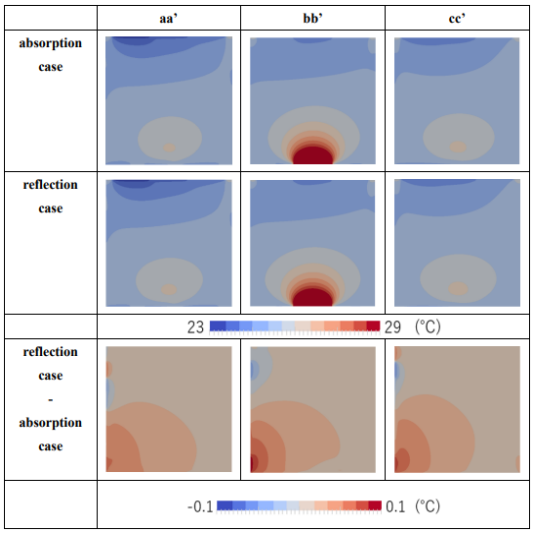


Fig.13 MRT distribution

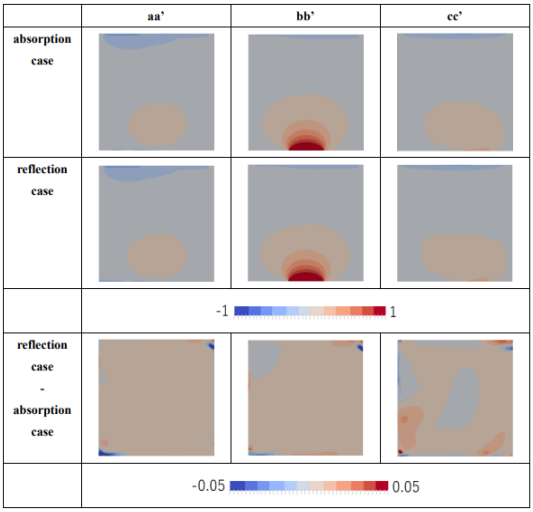


Fig.14 PMV distribution

６．結論

本研究では、反射率を考慮する Gebhart の吸収係数放射モデルを用いた CFD 解析と測定実験を比較することでモデルの精度評価を行うとともに、側壁面の放射率の変化が居住者の熱的快適性に与える影響の解析を行った。CFD シミュレーションにより、壁面温度分布において測定実験と同様の傾向を再現することができた。また、本研究の条件では、全面の放射率を 0.94 としたものと一面のみ 0.08 にさせたケースを比較すると、MRT は±0.1 程度、PMV に±0.05 程度の差が生じた。

参 考 文 献

1) American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. ASHRAE Standard Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy. Atlanta, Ga. :The Society, 1992.

2) Gebhart, B. Heat Transfer, 2nd edition, McGrow-Hill Book Company, New York, USA, 1971

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022. 3. 11）

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
Prediction of Convective Heat Transfer Coefficient at Each Part of Human Body Exposed to Steady Airflow by CFD Analysis

○水 谷　虹 作（福井大学）　　桃 井　良 尚（福井大学）
宮 本　征 一（摂南大学）　　義 江　龍一郎（東京工芸大学）
Kosaku MIZUTANI*1　Yoshihisa MOMOI*1　Seiichi MIYAMOTO*2　Ryuichiro YOSHIE*3
*1　University of Fukui　*2　Setsunan University　*3　Tokyo Polytechnic University

In order to clarify the convective heat transfer from each part of the human body surface when exposed to a steady air flow, experiments were conducted using a thermal manikin (TM) with heat flux sensors and radiant heat flux sensors. Also, CFD analysis was conducted for the convective heat transfer coefficient(CHTC) on the TM shape's surface. The CFD results of the CHTC for the whole body and each part of TM were compared with the experimental results and the previous research and examined for 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。本論文では、定常一様気流曝露時の人体表面の対流熱伝達率測定実験と CFD 解析を行い、その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

Fig.1 に示す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ティファン人工気候室にサーマルマネキン（Newton 20-Zone Sweating Thermal Manikin, 米国 MTNW 社製、以下 TM とする）を椅座位で設置し、TM を対象に人体表面の対流熱伝達率測定を行った。TM 上の測定点に 3cm 角の輻射熱センサ（CAPTEC 製, 輻射センサーRF）、その隣に 1cm 角の熱流センサ（江藤電気製, S11A）を並べて設置し、部位毎に 1 秒間隔で熱流と表面温度を順次貼り替えながら測定した。Fig.2 に測定点を示す。また、TM から出力される人体各部位の発熱量と表面温度を 10 秒間隔で記録した。室温測定には実験室壁面近傍で φ0.2mm の T 型熱電対を用いた。TM は表面温度一定制御を行い、TM の正面に設置された 48 台の DC ファンをインバーター制御することにより一定一様風速の気流を発生させ、Table1 に示す実験条件で実験を行った。

Table1 Experimental conditions

Air flow Direction	Forward flow
Air flow Velocity	U=0, 1.0, 2.0 m/s
TM surface Temperature	34.0°C
Test room Temperature	26.0°C

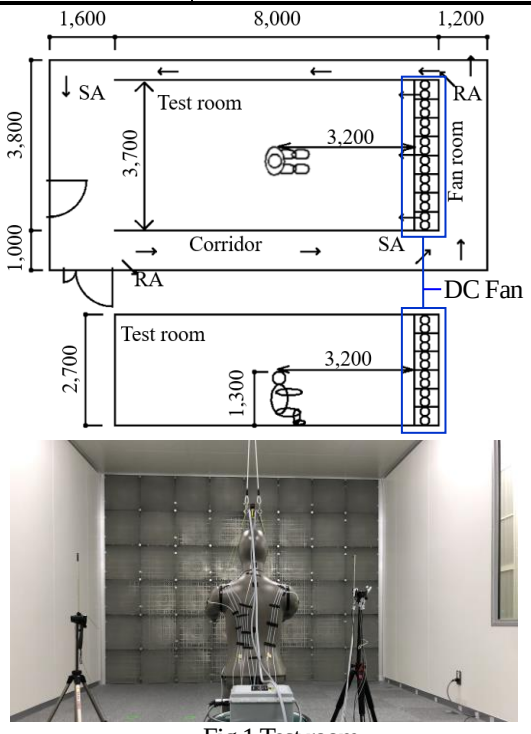


Fig.1 Test room

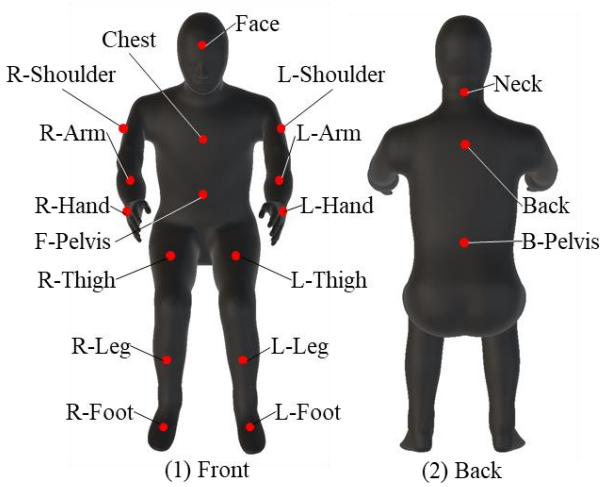


Fig.2 TM shape and measurement point

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、椅座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整したものを用いた。この形状の表面を、サーマルマネキンの部位分割と部位面積に従って面領域に分割し、人体各部位での対流熱伝達率評価を行った。Table2 に各部位面積を示す。解析空間として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定した。

Table2 Surface area of each body part

Body part	Surface area [cm²]	Body part	Surface area [cm²]	Body part	Surface area [cm²]
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

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。Table3 に流入流出条件を示す。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。人体形状表面には既往研究[5]を参考に表面の第 1 層を 0.5mm として、変化率 1.1 倍で 14 層（計 13.99mm）挿入した。人体表面平均の Y+は 4 以下であった。他の空間にはポリヘドラルメッシュを配置し、Table4 に示す条件で解析を行った。

Table3 Inflow and outflow conditions

Inflow Direction	Forward flow
Inflow Boundary	Velocity inlet(U=1.0,2.0m/s, T=26°C) k=0.0001m²/s², ε=0.0001m²/s³
Outflow Boundary	Static pressure outlet(P=0Pa)

Table4 Analytical conditions

Analytical Code	scFLOW v2021.1
Algorithm	SIMPLEC(Steady)
Meshes	32 million(Unstructured)
Turbulence Model	SST k-ω 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)

4．対流熱伝達率の算出

4.1 実験測定値から算出

実験結果から、Fig.3 に示す 2 つの方法で対流熱伝達率の算出を行った。

(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総合熱伝達量q_tから輻射熱センサで測定した放射熱伝達量q_rを引いて対流熱伝達量を求めた。それを、熱流センサで測定した表面温度T_tと熱電対で測定した周辺温度T_{ref}の差で除して対流熱伝達率α_c（測定局所値）を算出した（Fig.3 中の式①）。

(2) TM 発熱量と輻射熱センサ測定値から算出

TM で記録した発熱量を総合熱伝達量q_{TM}とし、輻射熱センサで測定した放射熱伝達量q_rを引いて対流熱伝達量を求めた。それを TM で記録した表面温度T_{TM}と熱電対で測定した周辺温度T_{ref}の差で除して対流熱伝達率α_c（測定平均値）を算出した（Fig.3 中の式②）。

$$\alpha_c = \frac{q_c}{\Delta T} = \frac{q_t - q_r}{T_t - T_{ref}} \quad -① \qquad \alpha_c = \frac{q_c}{\Delta T} = \frac{q_{TM} - q_r}{T_{TM} - T_{ref}} \quad -②$$

α_c:対流熱伝達率[W/(m²･K)]

q_c:対流熱伝達量[W/m²]　T_{ref}:周辺温度[K]

q_t:総合熱伝達量[W/m²]（熱流センサ測定値）

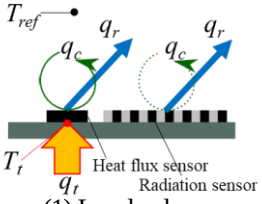
q_r:放射熱伝達量[W/m²]（輻射熱センサ測定値）

T_t:表面温度[K]（熱流センサ測定値）

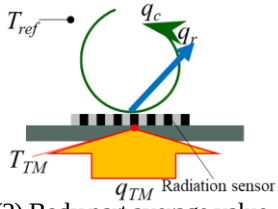
q_{TM}:総合熱伝達量[W/m²]（TM 発熱量）

q_r:放射熱伝達量[W/m²]（輻射熱センサ測定値）

T_{TM}:表面温度[K]（TM 記録値）



(1) Local value



(2) Body part average value

Fig.3 Calculation method of CHTC

4.2 CFD 解析値から算出

向らの研究[6),7)]を参考に、解析結果として出力される熱流 Q_c を表面温度 T_{sk} と空気温度 T_{ref} との差で除して対流熱伝達率を求めた。式③に算出方法を示す。

$$\alpha_c = \frac{Q_c}{T_{sk} - T_{ref}} \quad ③$$

Q_c: 総合熱伝達量[W/m²]（熱流解析値）
T_{sk}:表面温度[K]

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局所の熱流の解析値をそれぞれ求め、表面温度 T_{sk} を 34℃、周辺空気温度 T_{ref} を 26℃として、CFD 解析結果から部位平均と局所の対流熱伝達率 α_c（解析平均値、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.4 に人体周辺対流熱伝達率の測定結果と CFD 解析結果を、Fig.5 に対流熱伝達率分布のコンター図を示す。

測定実験結果と CFD 解析結果を比較すると、部位局所を測定した局所値（測定局所値）と解析結果から読み取った局所値（解析局所値）、TM の発熱量を基に算出した部位平均値（測定平均値）と人体部位毎に解析値を平均した部位平均値（解析平均値）は、それぞれ部位間の大小などの傾向が概ね一致している様子が見られた。また、解析値の四分位範囲は2.0m/s 条件でより大きくなっており、特に Hand のように表面形状の複雑な部位や、Shoulder、Leg、Foot のような風上側と風下側の面の両方を含む部位では、対流熱伝達率の分布が大きくなった。

また、Fig.6 で TM 全体の対流熱伝達率について、測定、解析結果と既往研究実験式との比較を行った。その結果、測定局所値及び解析局所値は石垣ら[8)]の実験式に近く、測定平均値、解析平均値は市原ら[9)]の実験式に近くなった。これは、石垣らは実人体の局所に熱流計を設置して熱流量を測定した一方で、市原らはサーマルマネキン部位別の熱損失量から熱伝達率を求めていたことが要因であると考えられる。本研究と既往研究では、マネキン形状や測定点に若干の差異はあるものの、対流熱伝達率を局所で測定した値から算出するか、部位平均として算出するかという算出手法の違いが大きく影響したためと考えられる。

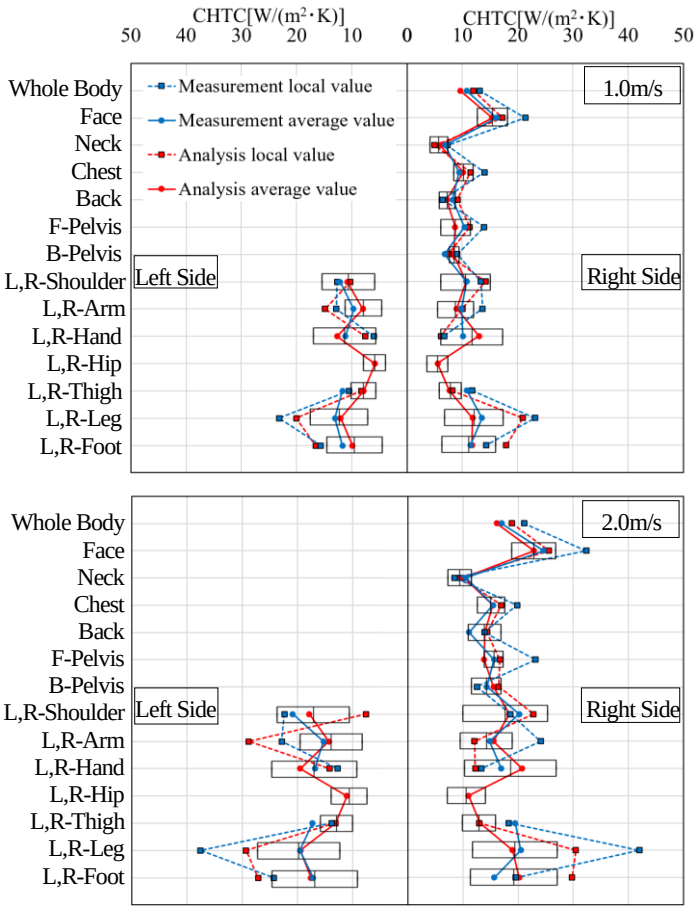


Fig.4 CHTC at each body part

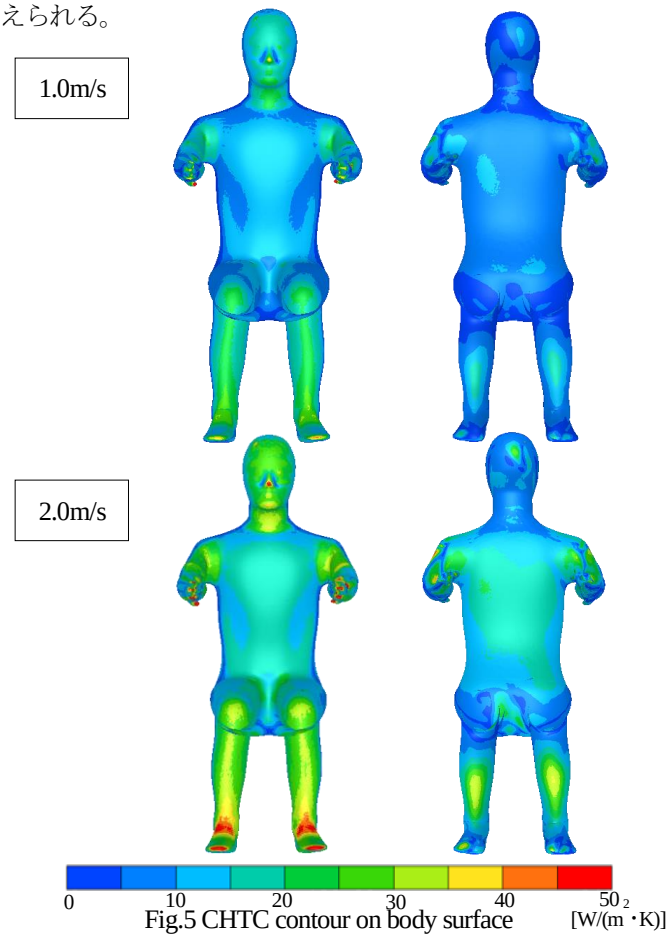


Fig.5 CHTC contour on body surface

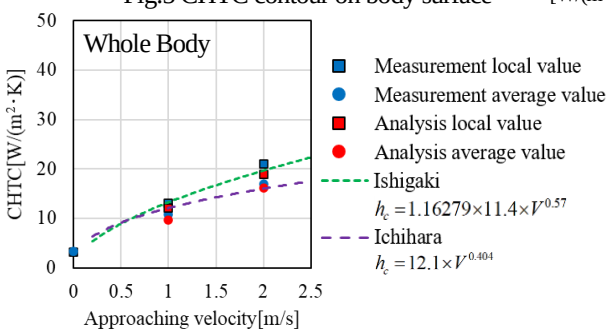


Fig.6 CHTC with approaching velocity of whole body

5. 2 人体各部位の対流熱伝達率

Fig.4、Fig.7 に示すように Leg など風上側で気流が直接人体に衝突する部位では、測定局所値と解析局所値との、部位平均値と解析平均値との差がそれぞれ大きくなる傾向が見られた。Fig.5、Fig.7 のコンター図からも、Face や Leg といった狭い面で気流に曝露する部位では対流熱伝達率解析値の分布が大きくなっている様子が見られる。また、アプローチフロー風速が上がることで、この傾向は大きくなることがわかった。一方で、Fig.4、Fig.7 に示すように Neck など風下側の気流が直接人体に衝突しない部位では、各値のばらつきが小さくなった。

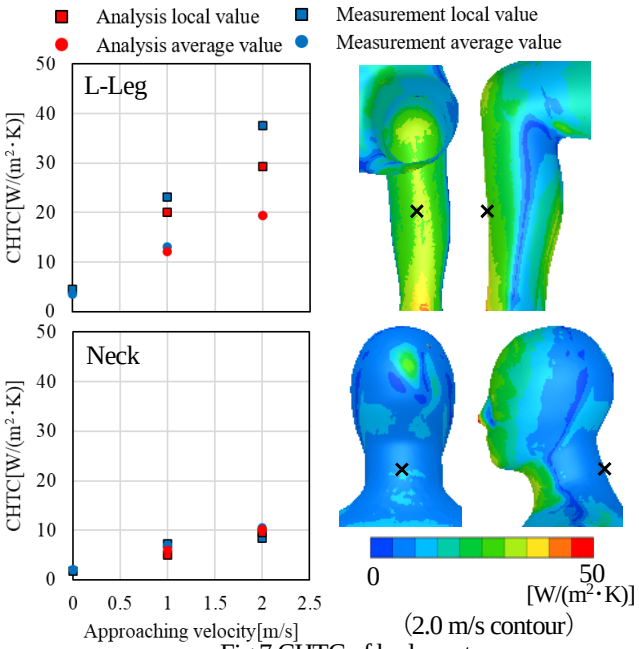


Fig.7 CHTC of body part

5. 3 壁面摩擦速度との相関

Fig.8 に人体全部位の対流熱伝達率（解析平均値、解析局所値）と、同様の部位平均、局所で求めた壁面摩擦速度との相関を示す。

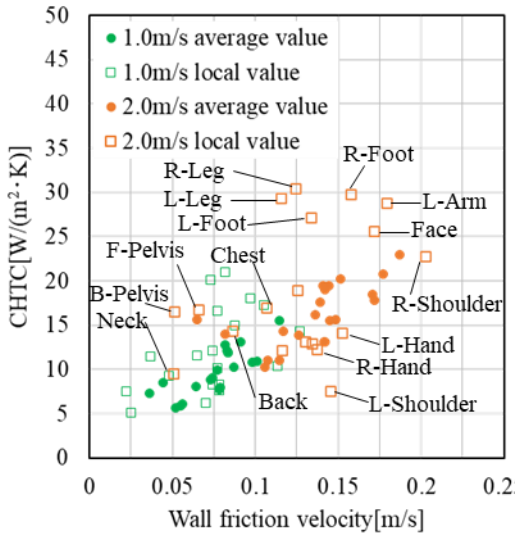


Fig.8 Correlation between Wall friction velocity and CHTC

全体的に解析平均値は概ね正の相関をとっている。風上側の解析局所値では壁面摩擦速度の増加に伴い対流熱伝達率が他の部位に比べて大きくなる部位があることがわかる。これらは Leg や Foot といった気流が直接衝突する部位であり、表面流による熱伝達ではなく、面に直接衝突する気流による熱伝達が生じていると考えられる。また、B-Pelvis や Neck といった風下側の部位は後流域であるため、対流熱伝達率と壁面摩擦速度が小さくなった。

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、全体的に概ね一致する傾向が見られた。特に風上側の気流が直接人体に衝突し、対流熱伝達率が大きくなる部分では、対流熱伝達率の局所値と部位平均値との差が大きくなる傾向が見られた。今後は、人体表面の静圧について同様に測定実験と CFD 解析の結果を比較し、精度検証を行う予定である。

謝 辞

本研究の一部は 2019 年度 JSPS 科研費（基盤研究 C 19K04725 研究代表:桃井良尚）及び東京工芸大学の 2021 年度風工学共同利用・共同研究課題助成を受けたものです。

参 考 文 献

1) ANSI/ASHRAE STANDARD55-2020, 2020
2) 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
3) 榊原典子, 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系,55, pp.643-644, 1980.9
4) Chanhngakham 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
5) 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講演論文集, A-32, 2020.3
6) 向雄基, 伊藤一秀, 林徹夫：Virtual 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
7) 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
8) 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, pp.865-868, 1991.10
9) 市原真希, 齋藤正文, 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 501 号, pp.45-51, 1997.11

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022. 3. 11）

大学講義室内における置換換気性能に関する研究
Performance of Displacement Ventilation in a University Lecture Hall
(Part3) Effect of contaminant source position on transient spread of contaminant based on CFD analysis

Aya ESSA*1　Toshio YAMANAKA *1　Tomohiro KOBAYASHI *1　Narae CHOI *1
*1　Osaka University

Displacement ventilation (DV) is considered an energy saving air conditioning system and is especially recommended for classrooms for providing cool clean air in the occupied zone. However, in the current pandemic situation, ventilation systems should be assessed in terms of infection-spread prevention as well. Hence, this paper aims at investigating the contaminant spread from a single source mimicking one infected individual scenario. Transient simulations were carried out to monitor the diffusion pattern of one pulse emission (exhale). The diffusion direction, speed and dispersion rate were observed and accordingly relatively safe and risky case-scenarios were highlighted among the case-study's ventilation system design.

Introduction

Displacement ventilation (DV) is a buoyancy dependent ventilation system which relay on heat sources inside the space to heat the cool air supplied at low velocity from inlets located near the floor. As air in the occupied zone gains heat it ascends washing along the contaminants upwards and entraining cool clean air from the supply. DV has been studied in multiple research work which investigated and proved its capability to reduce cross-contamination (1). One of the main space types in which DV is implement is educational spaces i.e. classrooms and lecture halls (2).

1. Analysis

The case-study chosen for this investigation is a mid-size university lecture hall (14m×10m×5m) of 120 student capacity, seated as shown in Fig.2a. The DV in the case-study differs from the typical system as inlet fans are placed on ceiling level supplying air to the wall-long flat diffusers through cavity walls. The diffusers are placed on the front and side walls as shown in Fig.1. The backside is an 8 m wide operable wall which allows expanding the room area to include the students lounge.

In order to study the effect of changing a single-contaminant-source location, 10 seats were selected based on the longitudinal symmetry of the hall, as highlighted in Fig.2a.. The standard k-ε model analysis was carried out using STREAM v.20 software using the conditions listed in Table.1. Fig.2b shows the simplified human model used in the simulations with the boundary conditions summarized in Table2.

The cases were simulated with CO_2 representing a passive infectious contaminant emitted from the mouth of source occupant. Although gases and particles possess different properties, research has proved gases to be representative of the diffusion pattern of small particles, < 3mm size, emitted at low velocity (3). Thus, CO_2 concentration was set to 1000 assuming the units to be quanta/m^3. For all cases, steady- state analysis with no emission were run until the temperature was stable, then, transient analysis was carried out for 50s, 2s to simulate one exhale then the emission was stopped to monitor contaminant diffusion.

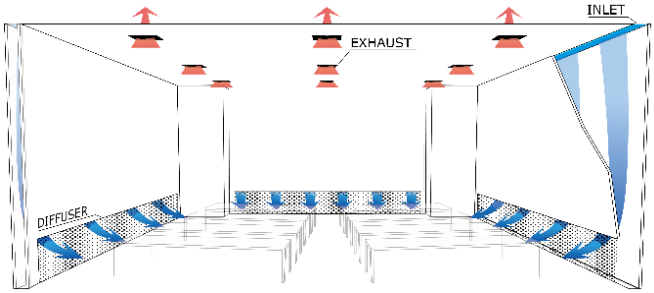


Fig.1 Displacement ventilation system in room

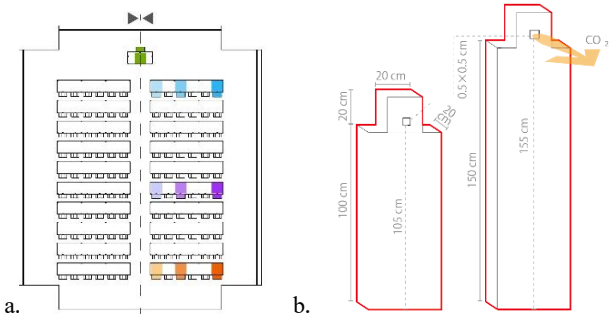


Fig.2 CFD model, a. Room plan with infected individuals highlighted, b. Occupants model

2. Results

In this section covers two main points: 1) Inspecting the temperature vertical distribution for DV stratification after reaching the steady state, and 2) Assessing the inhale air quality for the source, the uninfected occupants especially the source surrounding ones. For all uninfected occupants average inhaled air concentration is calculated. For contaminant source occupant, the inhale air quality is assessed in terms of stagnant time, i.e. how long high contaminant concentration is sustained. For source surrounding occupants, the number of affected occupants and effect severity by time are two factors chosen for evaluation.

To start with, the temperature vertical distribution shows typical stratification with interface height of above 1.7 m in most of the space volume. Fig.3 shows 2 graphs of the temperature vertical distribution; a. whole space average with variance bars, and graph b has the temperature at 4 sample rows plotted to represent the variation in the temperature distribution in the seating zone of the hall. Table.3 shows the temperature distribution at 4 horizontal sections, 3 sections within the occupied zone; at ankle level, seated and standing occupants head level, and one above the occupied zone at 3.2 m. Three vertical sections are presented as well in side and middle aisle, and through the seating zone. As can be observed from Fig.3b, the front row is affected by the front diffuser which can be the cause of the asymmetric air flow. This observation, as mentioned in (Part 2) can affect the contaminant distribution as well.

Regarding the contaminant diffusion assessment, the concentration in the source breathing zone was calculated using the average of 0.2 m cube in front of the occupant's face. For other occupants, a single measuring point in the center of the first mesh next to the mouth was used to derive the concentration as shown in Fig.4.

Table.1 Analysis Conditions

Analysis Software	Stream v.20
Turbulence model	Standard k-ε model
Calculations	Heat, Radiation, Diffusion (CO_2)
Mesh count	~ 4M
Mesh size	0.04 m (1.1 growth rate)

Table.2 Boundary Conditions

Wall	Inner wall	Heat transfer coefficient, 3.06 W/m^2 K		
	Exterior	Adiabatic		
Inflow	Front	2850m^3/h	Sides	4530m^3/h
Outflow	Fixed flow velocity 0.98 m/s			
Heat	60 W/ person			
CO_2 emission	Emission velocity	1 m/s		
	Concentration:	1000 quanta/m^3		
	Mouth surface area	0.0025 m^2 (0.05×0.05 m)		
	Duration	2 s		

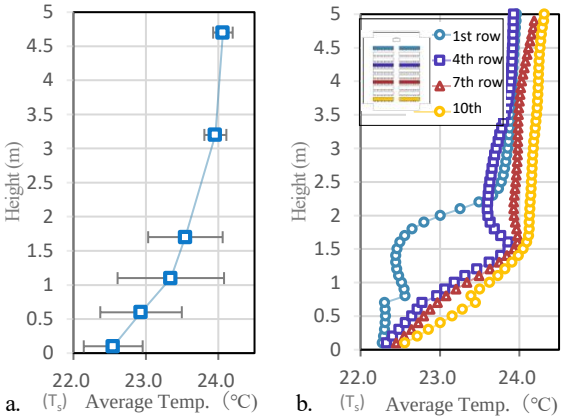


Fig.3 Temperature vertical distribution a. Whole space horizontal plane average with variance b. Breathing zone average of 4 different rows

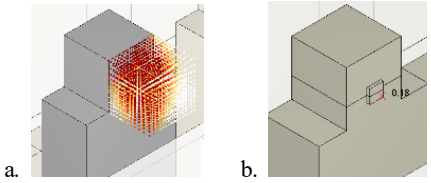
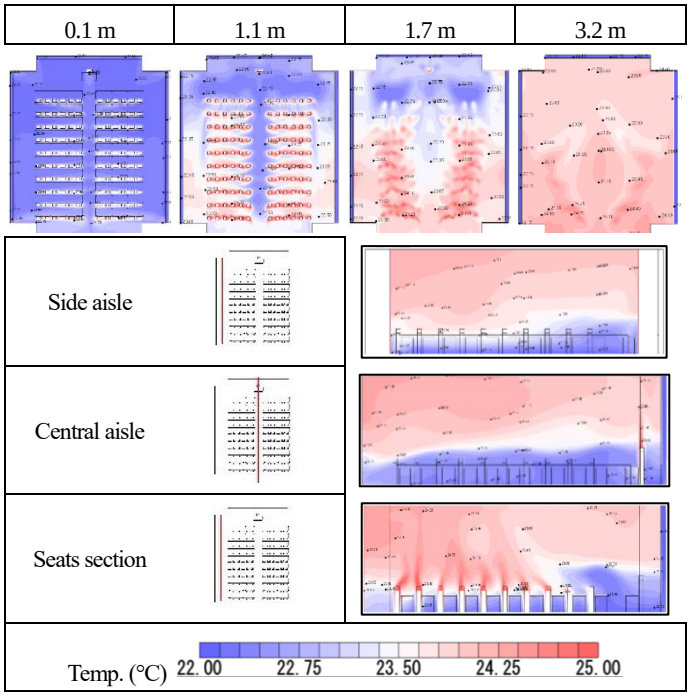


Fig.4 Contaminant measuring points, a. sample volume at source, b. measuring point at all other occupants

Table.3 Temperature horizontal and vertical contours



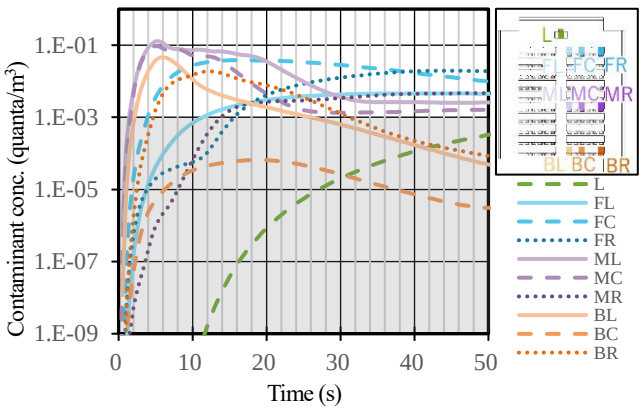


Fig.5 Contaminant concentration at source breathing zone vs time

Average contaminant concentration in inhaled air of all uninfected occupants for the ten cases are plotted in Fig.5. It can be observed that 4 cases reached relatively high concentrations: ML, MC, BL, and FC. Although, the middle cases had the highest concentrations (> 0.1 quanta/m^3), case-FC sustained 0.01 quanta/m^3 for 40 s. Other cases showed negligible concentrations. Case-L, however, showed a delayed increase in concentration that had not reached a peak until the end of the simulation time.

Table. 4 shows the inhaled contaminant concentration the source and surrounding occupants for all ten cases vs. time. First, regarding the stagnant time at the source, it can be noticed that cases L, FL, and FC had slow dispersion rate as it takes around 40 s for the concentration to reach 1 quanta/m^3 while its takes under 10 s in case-BC, for example. Another point worth noting is the trend of re-peaking after steep decrease shown in cases ML and MC which is not restricted to the source but also the surrounding occupants. Assessing the effect on surrounding occupants, front cases have almost all surrounding occupants above 0.1 quanta/m^3 in varying timing. ML and MC cases subjected their adjacent occupant to the right to the highest concentration of more than 10 quanta/m^3. Followed by case-BL, ML and MC are the fastest cases to affect the surrounding occupants as the adjacent occupant reached the maximum concentration within 5 s. BC had no concentration exceeding 0.01 quanta/m^3 which is unlike other back cases as both subjected an adjacent occupant to concentration higher than 1 quanta/m^3. Similar to Fig.5, the concentrations in case-L are increasing and had not reached its peak.

Finally, to visualize the diffusion direction, horizontal and vertical sections of sample cases are shown in Table.5 and Table.6 respectively. The difference in diffusion pattern can be seen in terms of speed, direction, and dispersion rate. Back cases show fast vertical diffusion with minimal dispersion. In contrast, in middle cases the contaminant diffused horizontally. Front cases, on the other hand, show slow horizontal diffusion with high dispersion rate, thus, affecting larger number of occupants.

Table.4 Contaminant concentration at the mouths of occupants surrounding the source vs. time

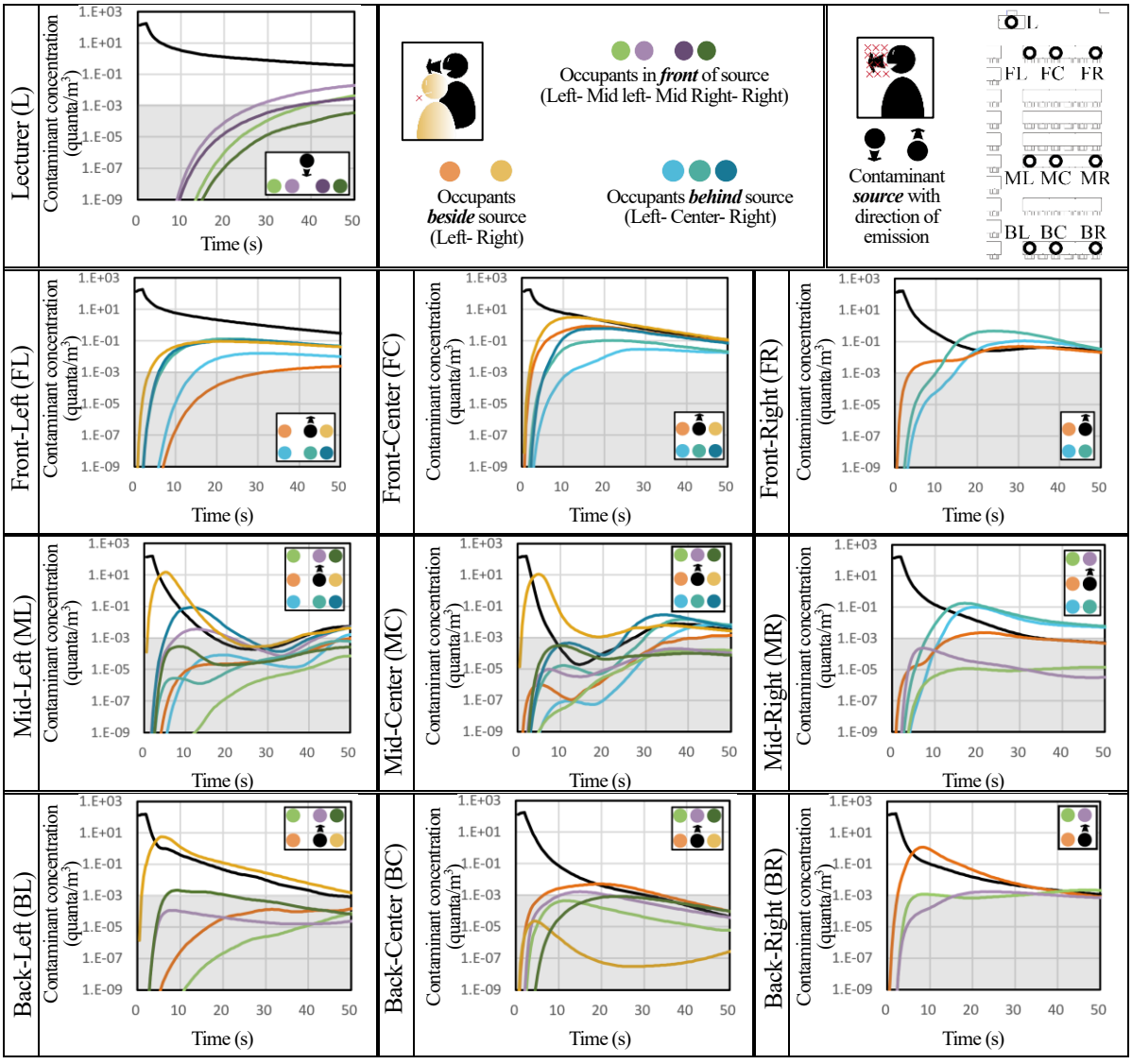


Table.5 Contaminant concentration at horizontal plane, 1.7 m for the standing source case-L and 1.1 m for the seated source cases

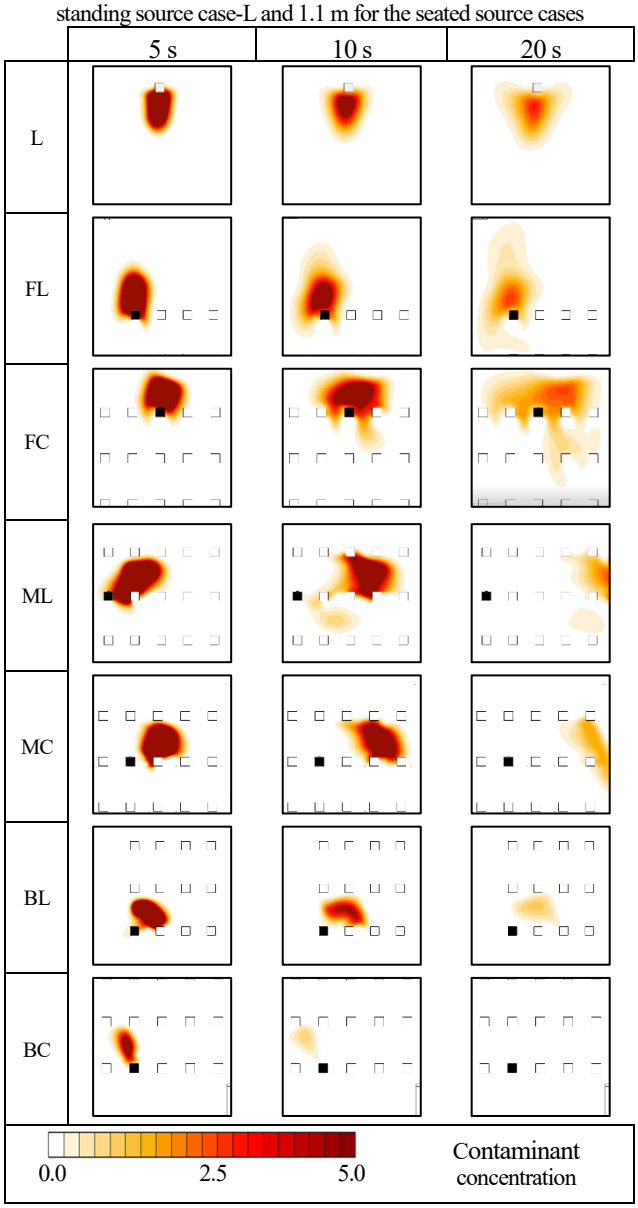
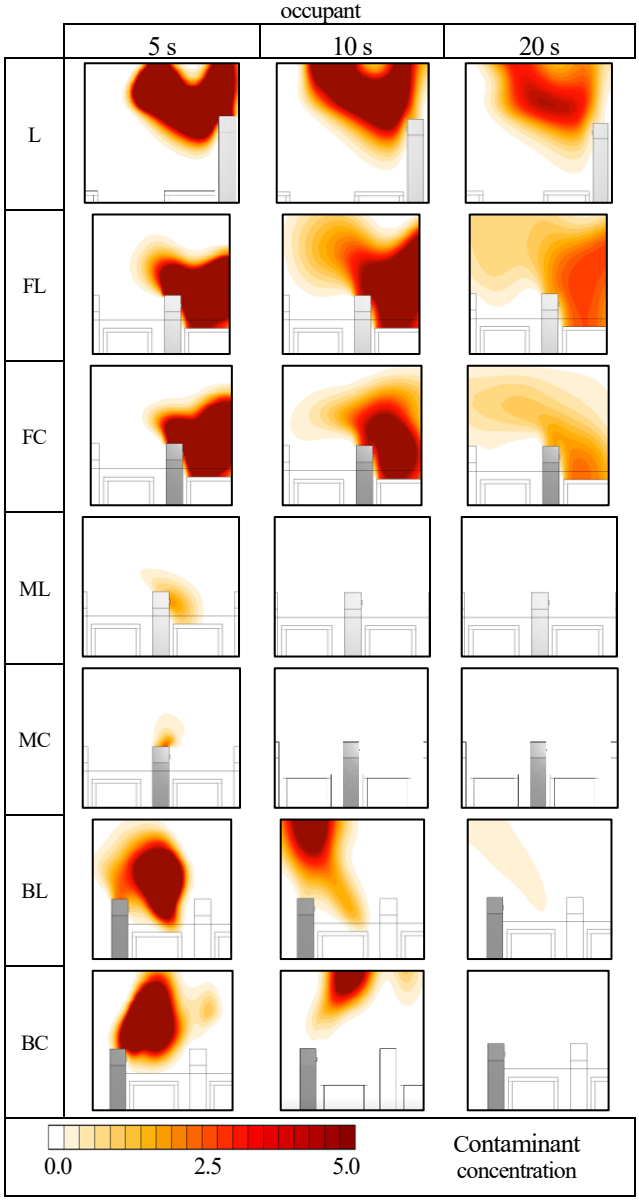


Table.6 Contaminant concentration on vertical plane through source occupant



3. Conclusion

It can be concluded the contaminant source occupant has varying effect severity according to his location in the room. Thus, it was observed that changing the source location has a significant effect on the adjacent occupants' air quality through the quantity of contaminants inhaled, the delay time until the contaminants reaches their breathing zone and the duration the contaminants stay within its range. In addition, the analysis results showed a clear relation between the source occupant location and his own inhaled air quality as well. This study supports the findings of the previous steady state simulation published in (Part 2), however, one significant addition of the transient results is that it highlighted the effect of buoyancy, despite the low speed horizontal air flows, in clearing the occupants' breathing zone by time.

Acknowledgement

This study is funded by Daikin Industries LTD. The authors are grateful to the people concerned.

References

1) Berlanga FA, de Adana MR, Olmedo I, Villafruela JM, San José JF, Castro F.: Experimental evaluation of thermal comfort, ventilation performance indices and exposure to airborne contaminant in an isolation room equipped with a displacement air distribution system. Energy and Buildings, 2018.

2) Mundt, M., H. M. Mathisen, M. Moser, and Peter V. Nielsen: Ventilation effectiveness: Rehva guidebooks, 2004.

3) Y. Yin, J.K. Gupta, X. Zhang, J. Liu, Q. Chen, Distributions of respiratory contaminants from a patient with different postures and exhaling modes in a single-bed inpatient room, Building and Environment, 2011.

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022. 3. 11）

大学講義室内における置換換気性能に関する研究
（その 4）実測による汚染質発生位置が室内濃度分布に及ぼす影響の検討
Performance of Displacement Ventilation in a University Lecture Hall
(Part 4) Effect of Contaminant Source Position on Distribution of Contaminant Concentration : a Field study

○小森　美晴（大阪大学）　山中　俊夫（大阪大学）
小林　知広（大阪大学）　崔　　ナレ（大阪大学）
ESSA　Aya（大阪大学）　石川　慎之助（大阪大学）
Miharu KOMORI[*1]　Toshio YAMANAKA[*1]　Tomohiro Kobayashi[*1]
Narae CHOI[*1]　Aya ESSA[*1]　Shinnosuke ISHIKAWA[*1]
[*1]Osaka University

In this paper, the effect of the contaminant source position on the concentration distribution in a displacement ventilated lecture hall was investigated. The results suggest that a non-uniform airflow field is formed in the room due to the fact that the air is supplied from three sides (north, east, and west) and exhausted from only three outlet. In order to prevent the diffusion of pollutants at the height of the occupied zone, it is necessary to design the building so that a uniform airflow field can be formed.

はじめに

近年の新型コロナウイルスの感染拡大に伴い、高効率な換気手法に注目が集まっており、本研究では換気効率と省エネ性を両立できる置換換気方式に着目する。しかし、現在日本では実際に置換換気を導入した事例は少なく、建物の断熱性や外界条件などの建物条件を含めた設計手法は確立されていない。そこで本研究では、置換換気が導入された講義室を対象とした実測と CFD 解析による、課題点の抽出と設計ガイドラインの確立を最終目的としている。既報 [1] では CFD 解析を用いて、汚染質発生位置をパラメータとし、室内濃度分布に及ぼす影響について検討を行っているが、本報では実際に置換換気が導入されている講義室において実測を行い、同様の検討を行った結果について報告する。

1. 実測概要

1. 1　講義室概要

実測は 2022 年 1 月 9 日から 1 月 31 日の期間に、本学新箕面キャンパスの中講義室で行った。空調機は全外気運転となるよう設定し、運転は送風モードに設定した。換気方式は **Fig. 1** に示すよう、北・東・西側の天井上部から給気され、ふかし壁下部から開口率 39.27 % のパンチングパネルを通して室内に流入し、天井の排気口から排気される。今回行った運転モードでは 9 つの排気口の内、3 つが稼働する (**Fig. 1** 参照)。今回の運転モードにおける、各ディフューザーの給気量と、各排気口の排気量を **Table. 1** に示す。給気量は、北側ディフューザーは 1653 m^3/h、東側ディフューザーは 3170 m^3/h、西側ディフューザーは 3307 m^3/h である。

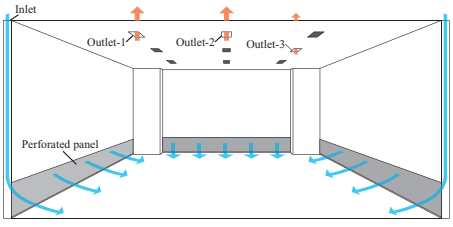
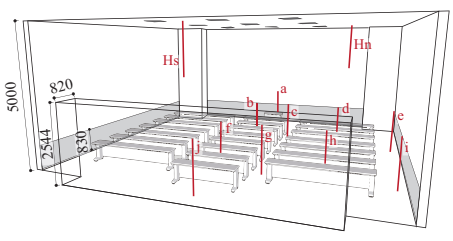


Fig. 1 Ventilation system in the lecture hall



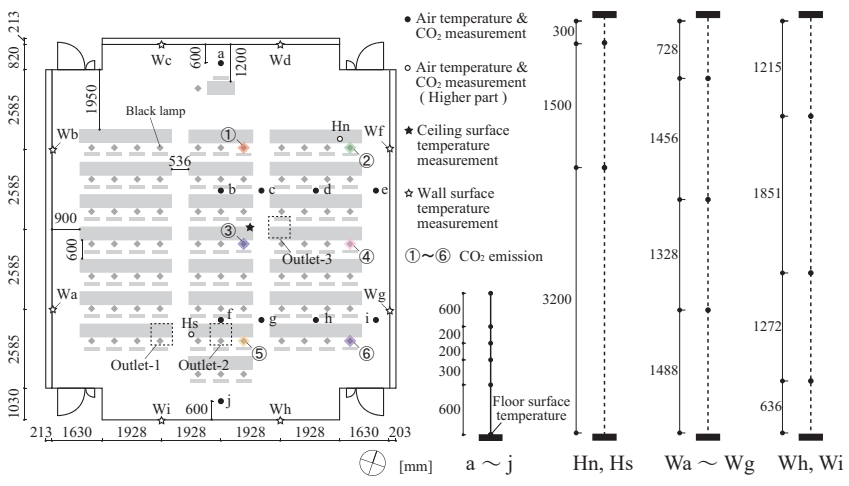


Fig. 2 Plan of the lecture hall and measurement point

Table. 1 Supply and exhaust air flow rate

		Air flow rate [m^3/h]
Inlet	North side	1653
	East side	3170
	West side	3307
Outlet	1	3067
	2	1566
	3	3402

Fig. 3 State during experiment

Fig. 4 diffuser

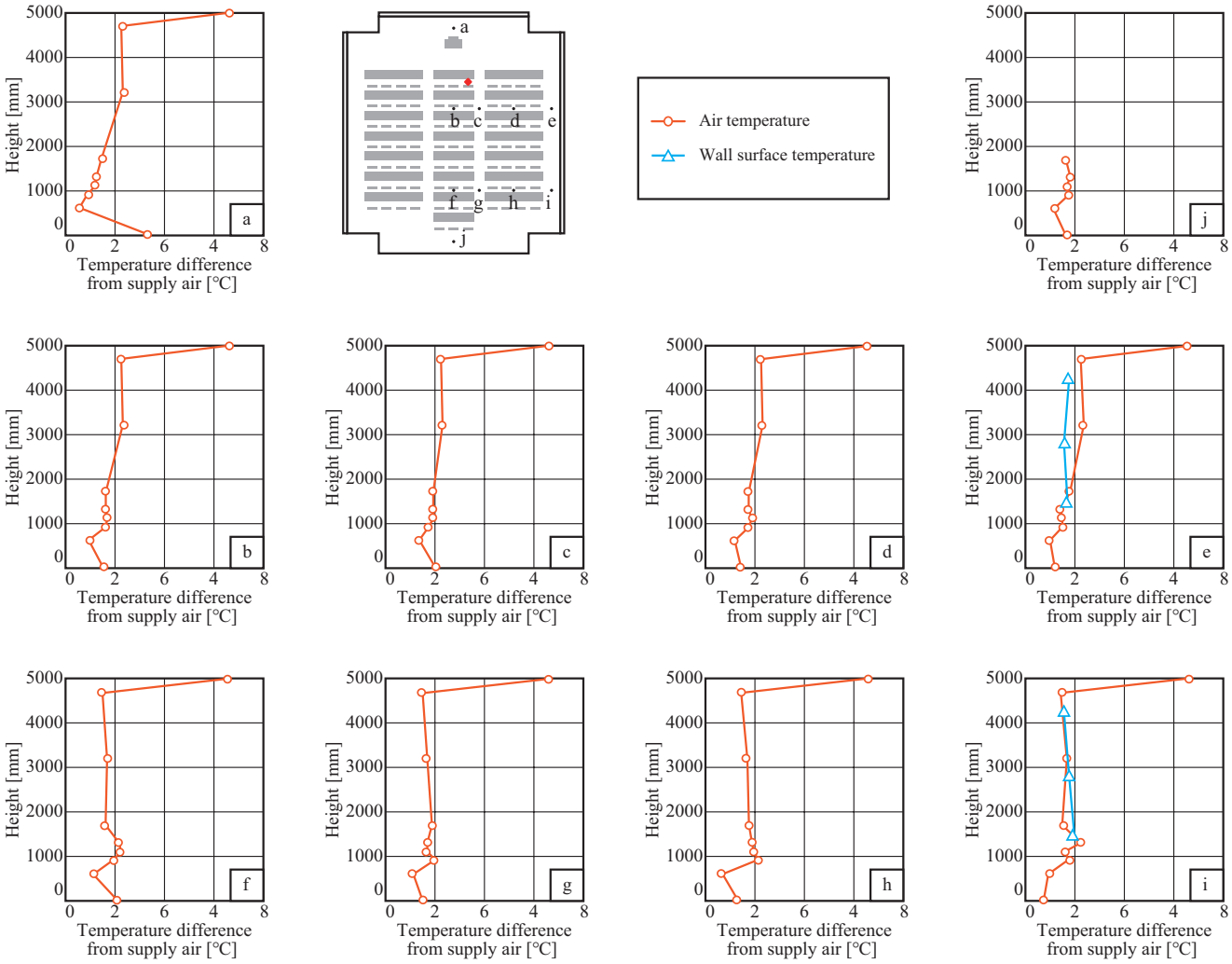


Fig. 5 Vertical temperature distribution & wall surface temperature (Contaminant source : ①)

排気量は、Outlet-1 は 3067 m^3/h、Outlet-2 は 1566 m^3/h、Outlet-3 は 3402 m^3/h である。講義室の概要を **Fig. 2** に示す。対象室内には学生用の席が 80 席と、教師用の席が 1 席設置されている。人体発熱として 60 W/ 個のブラックランプを使用し、着席した学生は各席の机にクリップで固定し、立位教師は高さ 1300 mm の位置に設置して再現を行った。空調性能のみの評価を行うため、照明は消して測定を行った。

1. 2　測定条件と測定概要

汚染質発生位置を **Fig. 2** の①～⑥に変化させ測定を行った。汚染質は CO_2 を使用し、人の呼気を再現するため、CO_2 が上昇気流に乗るよう、10 NL/min の CO_2 を 25 ～ 27 ℃まで温めてから発生させた。本実測では温度と CO_2 濃度を測定した。温度・CO_2 濃度分布の測定は CO_2・温度データロガー (RTR-576、(株) T&D) を用いて、**Fig. 2** の点 a ～ j における、各点鉛直方向 6 点と、点 Hn、Hs における各点鉛直方向 2 点において、測定間隔 15 秒で行った。点 Hn で測定した値は点 a ～ e の鉛直分布とし、点 Hs で測定した値は点 f ～ i の鉛直分布とした。床表面温度は点 a ～ j において、壁面温度は点 Wa ～ Wi の各点鉛直方向 3 点において、それぞれ K 型熱電対を用いて、測定間隔 1 分で測定した。天井表面温度は天井中央付近において (**Fig. 2** 参照)、放射温度計 (IT - 480F、(株) 堀場製作所) を用いて放射率を 0.95 に設定し、測定間隔 1 分で測定した。給気温度は K 型熱電対を用いて測定間隔 1 分で、給気の CO_2 濃度は CO_2 濃度測定器 (GM70PUMP、ヴァイサラ (株)) を用いて測定間隔 15 秒で測定した。排気温度は K 型熱

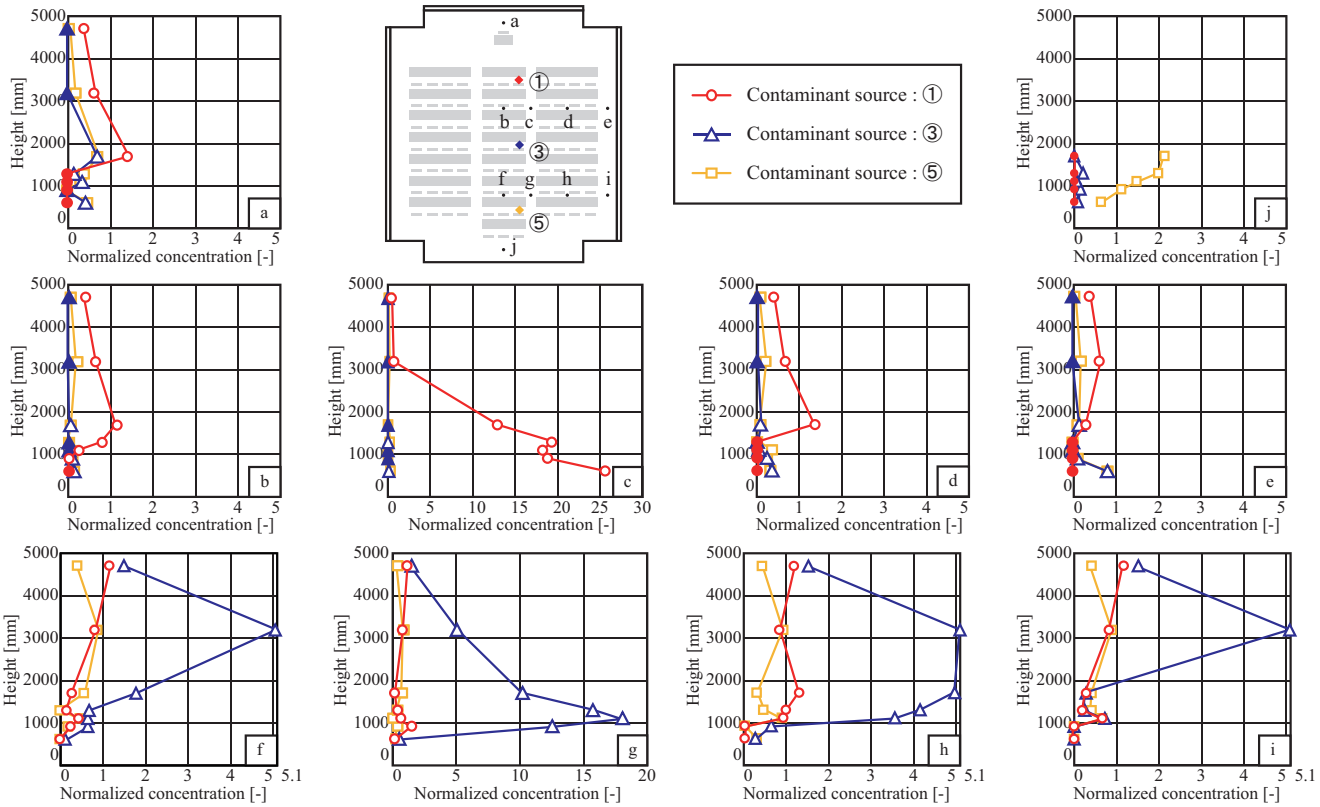


Fig. 6 Vertical distribution of normalized concentration (Contaminant source : ① , ③ , ⑤)

電対を用いて測定間隔 1 分で、排気の CO_2 濃度は CO_2 データロガー (RTR-576、(株) T&D) を用いて測定間隔 15 秒で測定した。測定は、条件設定を行った後、温度の定常待ちを行い (約 45 分～ 1 時間)、定常になったことを確認してから CO_2 を発生させ、再び定常待ち (約 15 ～ 30 分) を行い、定常になったことを確認してから行った。評価には定常後 30 分間の平均値を用いた。

2. 測定結果

Fig. 5 に汚染質発生位置が①の時の、各点の温度及び天井・床面温度と、給気温度との差の鉛直分布を示す。なお、点 c、i のグラフにはそれぞれ点 We、Wf の壁面温度と給気温度との差も示している。また、**Fig. 6** に汚染質発生位置が①、③、⑤のときの鉛直濃度分布を、**Fig. 7** に汚染質発生位置が②、④、⑥の時の鉛直濃度分布を示す。ただし、吹出濃度分布あるいは濃度計の誤差等により、規準化濃度の値が負になる点は値を 0 とし、マーカーは塗りつぶしている。

2. 1　鉛直温度分布

Fig. 5 において、北側の点 a ～ e の鉛直分布と比較すると、南側である点 f ～ j においては明確な温度成層が見られず、他の②～⑥の条件においても同様の傾向が見られた。ディフューザーが北・東・西の 3 面にのみ設置されているため、ディフューザーの設置されていない南側では温度成層が形成されにくいことが原因と考えられる。

また、壁面温度の結果を見ると、それぞれ近くの空気温度と近い値となっていることが確認できた。

2. 2　鉛直濃度分布

(1)　汚染質発生位置：①、③、⑤

Fig. 6 において汚染質発生位置が①の時は点 c の居住域において、汚染質発生位置が③の時は点 g の居住域において濃度が高くなっており、北から南に向かった気流の存在が示唆される。既報 [1] の対象室を模擬した CFD 解析においても、北から南に流れる気流場が見られた。対象室は北・東・西側の 3 面のみから給気を行うことと、全外気運転の設定では南側に非対称的に位置する 3 か所の排気口のみ稼働することから、不均一な気流場が形成されていることが示唆される。**Fig. 6** に見られるように、北から南に向かった気流によって汚染質が居住域高さで南側へ拡散するため、感染症対策として、均一な気流場を形成出来るような、給気口・排気口の配置と設計が必要であることが考えられる。

汚染質発生位置が⑤の時、発生した汚染質が点 j の居住域まで流れているが、そのまま他の場所に拡散していないことが確認できた。対象室内では、北から南へ流れた後、南側上部に位置する排気口へと流れる気流場が形成されていることが示唆される。

(2) 汚染質発生位置：②、④、⑥

Fig. 7 で、いずれの汚染質発生位置の条件においても、汚染質が北から南へ流れていることが確認出来た。また、汚染質発生位置が②、④の時、点 i において、ディフューザー近くにも関わらず高い汚染質濃度となったが、今回設定した運転モードでは、点 i 付近に設置され

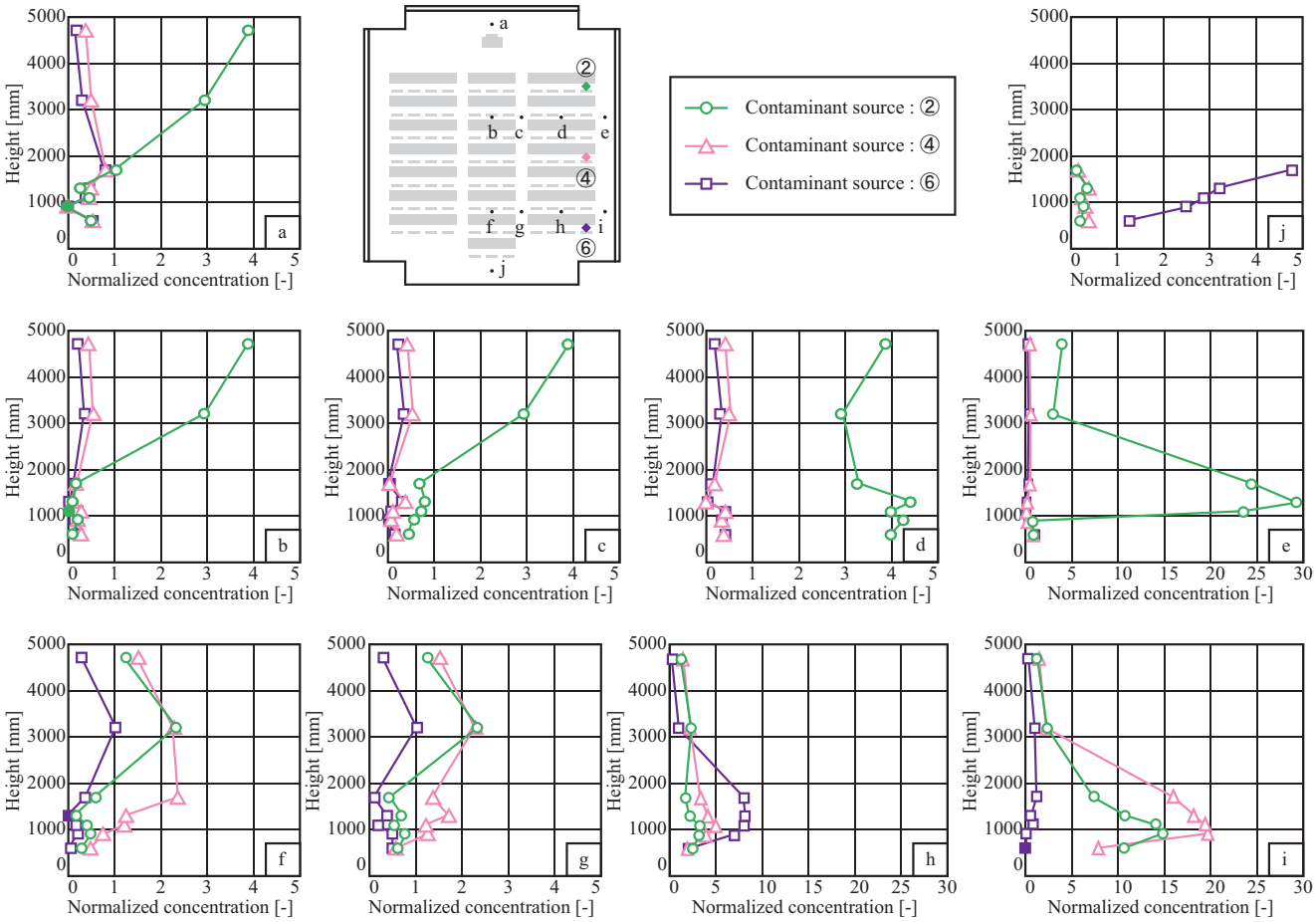


Fig. 7 Vertical distribution of normalized concentration (Contaminant source : ② , ④ , ⑥)

た空調機が稼働せず、点 i 付近でのディフューザーの吹出風速が 0 に近いことが原因と考えられる。

(3) 汚染質発生位置による違い

汚染質発生位置が① (**Fig. 6** 参照) と② (**Fig. 7** 参照) の時の結果を比較すると、汚染質発生位置が①のときは、汚染質が南側へと拡散しているものの、点 c 以外では高い汚染質濃度となる点は見られなかった。一方、汚染質発生位置が②のとき、点 d、e において高い汚染質濃度が見られた。②の汚染質発生位置はディフューザーに非常に近いため、ディフューザーからの吹出気流によって汚染質が拡散したと考えられる。

汚染質発生位置が③ (**Fig. 6** 参照) と④ (**Fig. 7** 参照) の時の結果を比較する。汚染質発生位置が④の時もディフューザーからの吹出気流の影響が考えられた。しかし汚染質発生位置が③の時、汚染源の南に位置する点 g だけでなく、ディフューザー側である点 h においても比較的高い汚染質濃度が見られ、広範囲に汚染質が拡散していることが示唆される。これは、ディフューザーからの吹出し気流があるものの、点 i 付近の空調機が稼働せず、吹出し風速が 0 に近いことが原因と考えられる。

汚染質発生位置が⑤ (**Fig. 6** 参照)、⑥ (**Fig. 7** 参照) の時の結果を比較する。点 h、j では、汚染質発生位置が⑥の時の方が高い濃度となり、ディフューザーからの吹出気流の影響が見られた。

おわりに

本報では実際に置換換気が導入された講義室において実測を行い、汚染質発生位置が室内濃度分布に及ぼす影響について検討を行った。結果から、対象室内で不均一な気流場が形成されていることが示唆された。不均一な気流場では汚染質が居住域高さで拡散することが懸念されるため、感染症対策として均一な気流場を形成出来るような設計が必要と考えられる。さらに、汚染質発生位置がディフューザーに近い程、吹出気流の影響により汚染質が拡散してしまうこと、また、ディフューザーからの吹出気流量が一定以下の場合、汚染質発生位置がディフューザーから離れていても、汚染質が広範囲に拡散することが示唆された。

今後は、実測を行い居住者の着席パターンが室内温度・濃度分布に及ぼす影響について、また CFD 解析を行い給気方法の違いが室内温度・濃度分布に及ぼす影響について検討を行う予定である。

謝　辞

本研究はダイキン工業株式会社との共同研究であり、関係各位に謝意を表します。

参 考 文 献

1) A. Essa, T. Yamanaka, T. Kobayashi, N. Choi : Performance of displacement ventilation in a lecture hall (Part 2) Effect of infected individual position on infection spread, 2021, 9, The Society of Heating, Air - Conditioning and Sanitary Engineers of Japan

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022. 3. 11）

大学講義室内における置換換気性能に関する研究
（その 5）在室者間距離が汚染質濃度分布及び人体上昇気流に及ぼす影響
Performance of displacement ventilation in a university Lecture hall
(Part5) Effect of distance between occupants on distribution of contaminant concentration and upward airflow from occupant

○石川　慎之助　（大阪大学）　山中　俊夫　（大阪大学）
小林　知広　（大阪大学）　崔　ナレ　（大阪大学）
ESSA　Aya　（大阪大学）　小森　美晴　（大阪大学）

Shinnosuke ISHIKAWA[*1]　Toshio YAMANAKA[*1]　Tomohiro KOBAYASHI[*1]
Narae CHOI[*1]　Aya ESSA[*1]　Miharu KOMORI[*1]

[*1]Osaka University

In recent years, displacement ventilation system has received much attention in terms of infectious disease control, due to the epidemic of COVID-19 infections. Upward airflow is a very important factor for displacement ventilation because it determines the height of the contaminant stratification. Therefore, this paper aims at the effect of distance between occupants on distribution of contaminant concentration and upward airflow from occupant. The results suggest the specific distance where upward airflow from occupant interfere with each other in the occupied zone. Our results also indicate that other conditions such as human body posture also affect the interference.

はじめに

近年、新型コロナウイルス感染症の流行に伴い、換気効率・省エネ性・感染症対策としての面から置換換気が注目されており、本研究では講義室に置換換気を導入した際の有効性を検討する事を目的としている。

置換換気において発熱体からの上昇気流が重要な要素であるが、上昇気流同士の干渉に関する研究は少ない。実際に Nielsen[1] は複数の発熱源が近くに位置する際に、上昇気流が単一となる事を示しているが、具体的な距離は示していない。そこで本研究では上昇気流の干渉に関する検討を行うため、在室者間距離、人体の姿勢、給気口の種類、給気量をパラメーターとして CFD 解析（数値流体力学）を行った結果について報告する。

1.　解析概要

1. 1　解析空間

解析空間は既往研究[2] を参考とし、**Fig. 1** に示す 4.6 × 4.6 × 5.1 m の置換換気を導入した講義室を想定

Table. 1 Analysis condition

Analysis Software	STREAM V2021
Turbulence model	Standard k-εmodel
Calculations	Radiation (VF)
Mesh count	2,632,680~3,422,484

Table. 3 Parameters

Distance between occupants [mm]	50,100,150,200,**[250]**,300,400,500,700
Posture of occupants	**[seated]**, standing
Type of diffuser	**[Semi-cylinder]**, Wall supply(from 4 or 1 wall)
Supply airflow rate [m^3/h]	300,**[600]**,900

Table. 2 Boundary condition

Contaminant	0.25 m^3/h,34 ℃
Supply air	20 ℃
Wall	No-slip
Heat	60 W×4person

Table. 4 Area of body [m^2]

Head	0.1515
Upper body	0.97
Lower body	0.6295
Whole body	1.751

Table. 5 Heat transfer coefficient [W/m^2 K]

Ceiling	0.9667
Wall	3.0667
Floor	4.2633

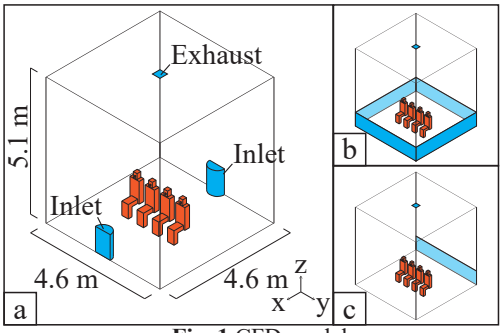
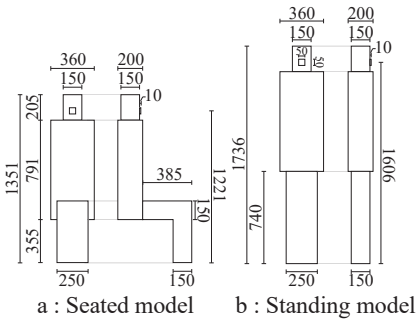


Fig. 1 CFD model
a : Semi-cylinder, b : 4-Wall supply, c : 1-Wall supply



a : Seated model　b : Standing model
Fig. 2 Occupants model [mm]

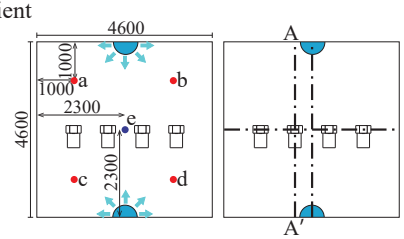


Fig. 3 Plan of the room and measurement position [mm]

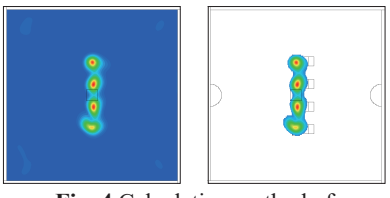


Fig. 4 Calculation method of upward airflow rate

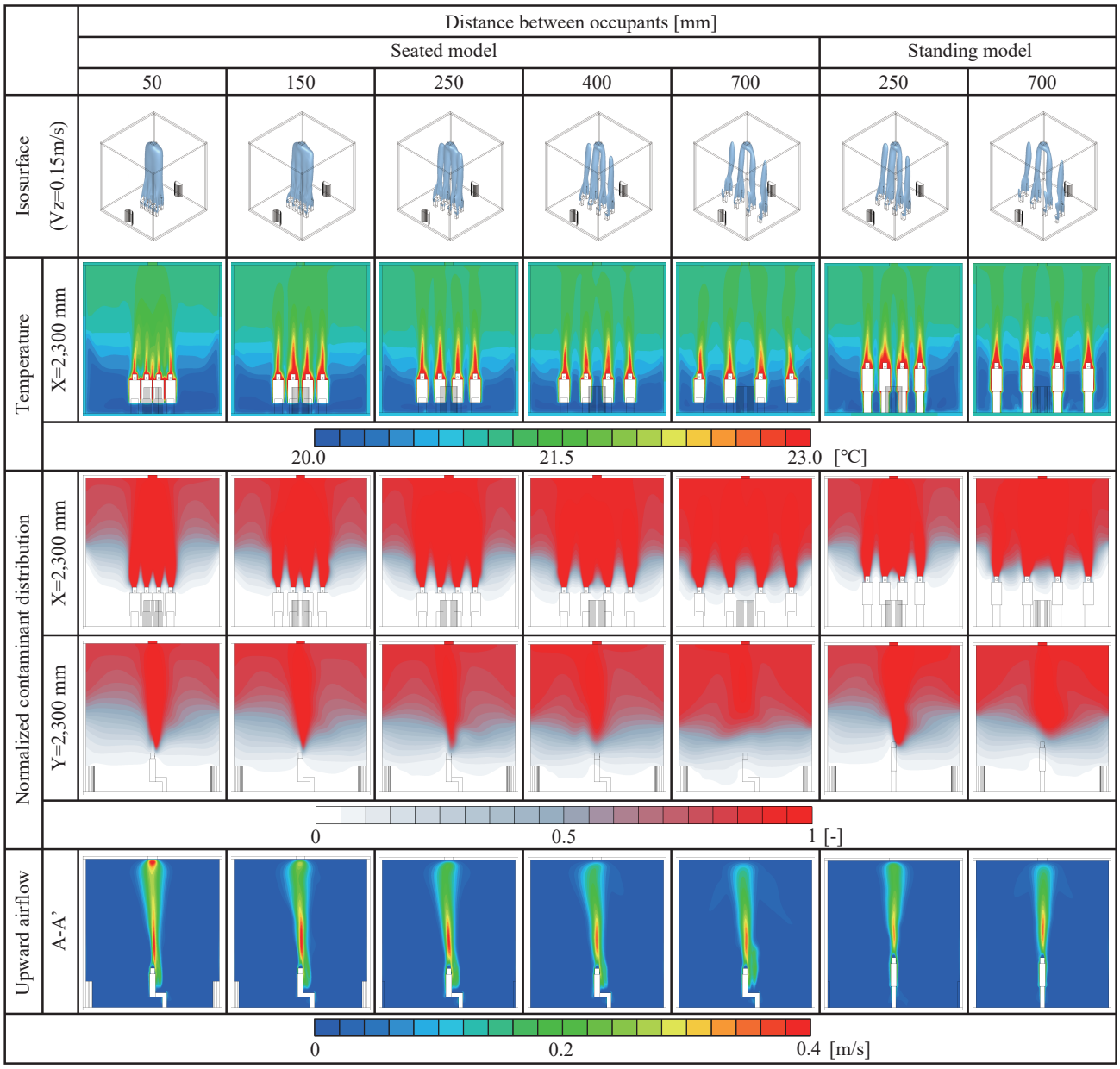


Fig. 5 (a) Temperature, normalized contaminant, and upward airflow distribution (comparison of distance between occupants and posture of occupants)

し、発熱源として人体 (発熱量 : 60 W/ 人) × 4 体を配置した。メッシュ数は各条件に応じて 2,632,680 から 3,422,484 の間で変化しており、最小メッシュ幅は 10 mm で隣り合うメッシュ幅比率が 1.1 倍以下になるようにした。給気口は放射状に吹き出す半径 300 mm で高さが 900 mm の半円筒型ディフューザーと、壁から一様に吹き出す高さ 900 mm の壁面吹き出しを 4 面および 1 面の壁から吹き出す方法の 3 種類を用いた。給気は 20℃とし、床面と水平に吹き出している。排気口は 300 × 300 mm で、天井の中心に設置した。

1. 2 解析条件

解析条件を **Table. 2** に示す。**Table. 3** 内の括弧で囲った条件を基準条件とし、各パラメーターを変化させた。人体の姿勢は **Fig. 2** に示す座位、立位の 2 通りで、既往研究 [3] から各部位の表面積を **Table. 4** に示す値とし、人体の寸法を定めた。また、口は 50 × 50 mm で、4 体から 34 ℃で分子拡散係数 0.00167 [m/s] の汚染質を 1 体あたり 0.25 m^3/h で発生させた。天井、壁、床面の対流熱伝達係数は文献 [4] を基に **Table. 5** に示す値とした。

2. 解析結果と考察

鉛直分布を作成するにあたり、温度、濃度は **Fig. 3** の点 a ～ d の平均値を用いた。また、在室者間距離を比較した条件では、在室者間の中点 e での鉛直温度分布から点 e が上昇気流内にあるかを確認した。人体からの上昇気流量は高さ 1.4 m から 3.6 m の間の各高さで **Fig. 4** に示すように鉛直上向きの流速が 0.01 m/s 以上のメッシュ要素のみを表示し、人体からの上昇気流のみを積分することで算出した。**Fig. 5** に在室者間距離および人体の姿勢を変化させた条件、**Fig. 6** に給気口の

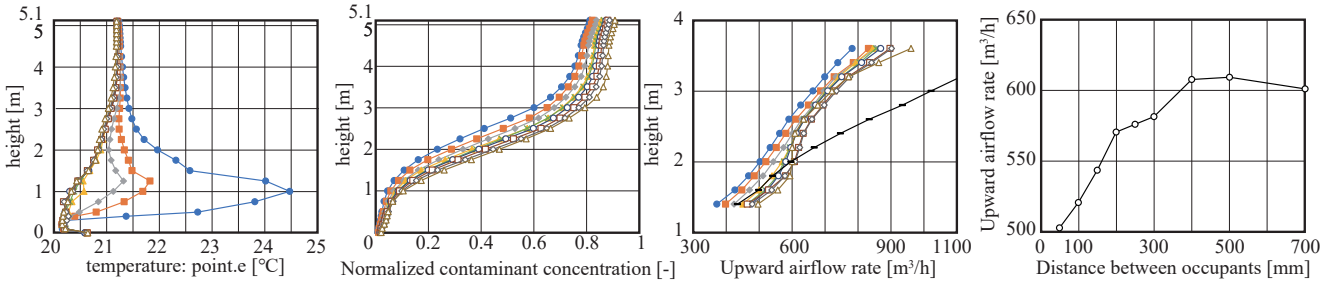


Fig. 5 (b) Vertical distributions of temperature, concentration, and upward airflow rate (comparison of distance between occupants)

Fig. 5 (c) Upward airflow rate at Z=2,000 mm

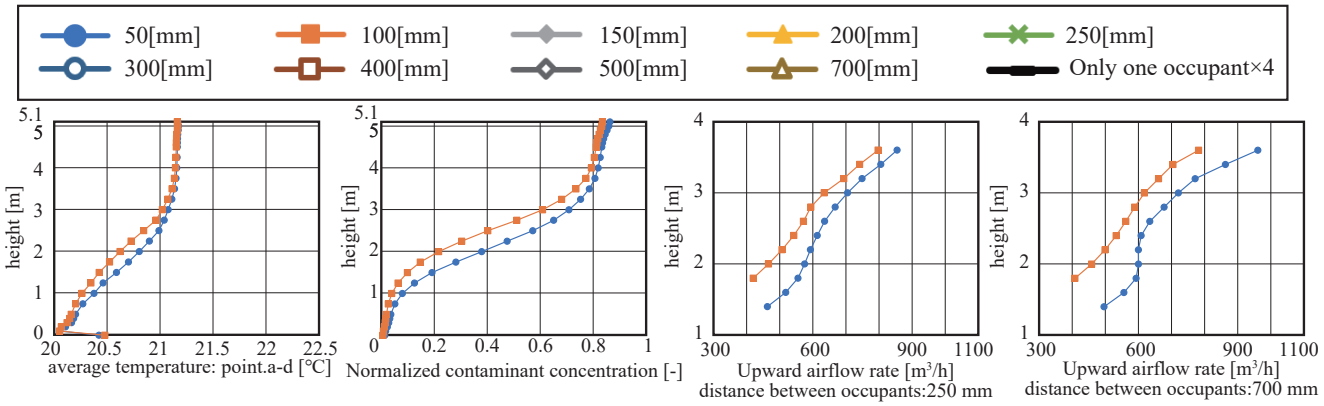


Fig. 5 (d) Vertical distributions of temperature, concentration, and upward airflow rate (comparison of posture of occupants)

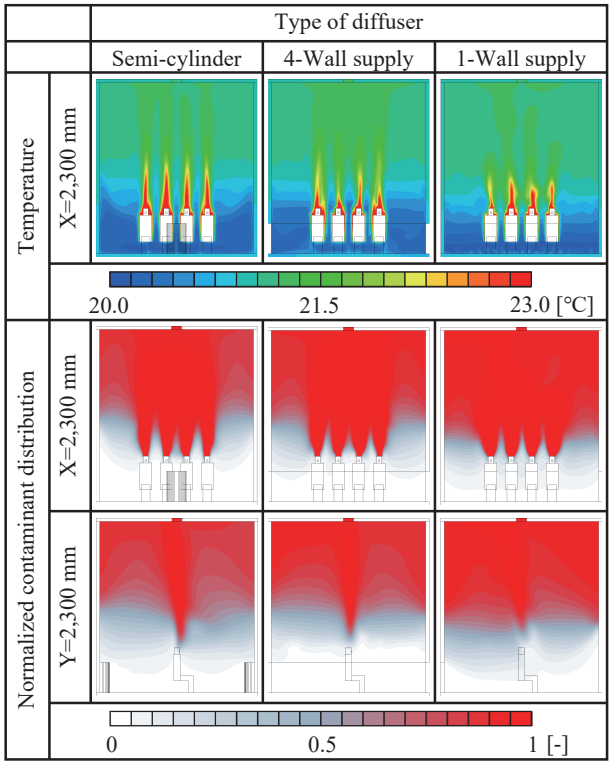


Fig. 6 (a) Temperature and normalized contaminant distribution (comparison of type of diffuser)

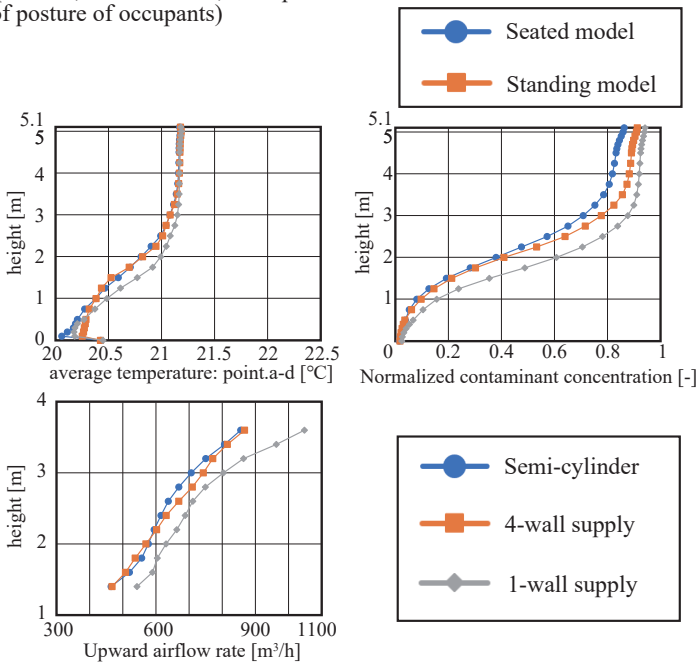


Fig. 6 (b) Vertical distributions of temperature, concentration, and upward airflow rate (comparison of type of diffuser)

種類を変化させた条件、**Fig. 7** に給気量を変化させた条件の結果を示す。**(a)** では鉛直上向きの流速 Vz=0.15 m/s の等値面と **Fig. 3** に示す各切断面でのコンター図を示す。A-A' 面は左から 2 番目の人体の中心を常に通るように切断した面である。**(b)** では **Fig. 3** に示した測定点での鉛直温度、濃度分布と上昇気流量の分布を示す。

2. 1　在室者間の距離による違い

Fig. 5 (a), (b) から在室者間距離が遠いほど汚染物濃度境界面が低くなっていき、徐々に境界面高さが変化しなくなっていく事が確認できる。また、在室者間距離が 50 ～ 250 mm までは在室者間の中点 e で温度成層が形成されていないため、在室者間の中心が上昇気流内にあることが示唆される。また、高さ 2,000mm での在室者間距離ごとの上昇気流量を縦軸とした **Fig. 5 (c)** より在室者間距離が 50 ～ 400 mm までは上昇気流が増加傾向にあり、それ以降は上昇気流量があまり変化し

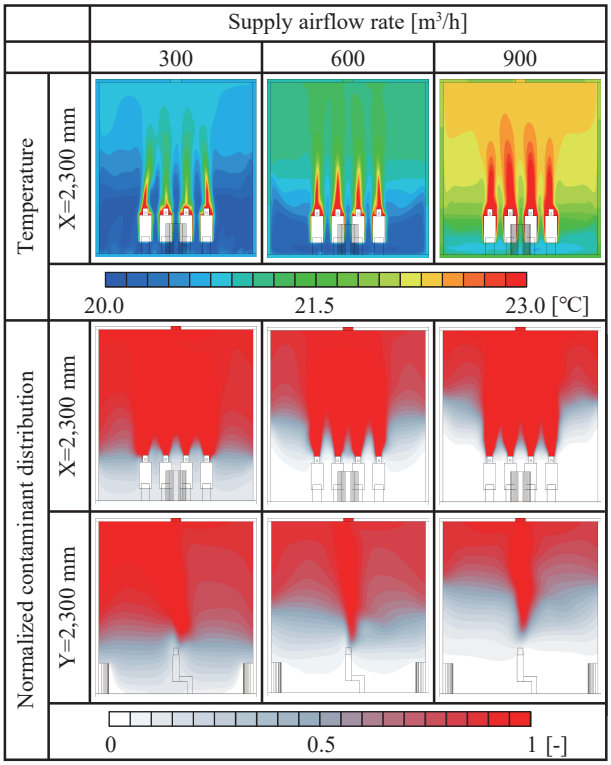


Fig. 7 (a) Temperature and normalized contaminant distribution (comparison of supply airflow rate)

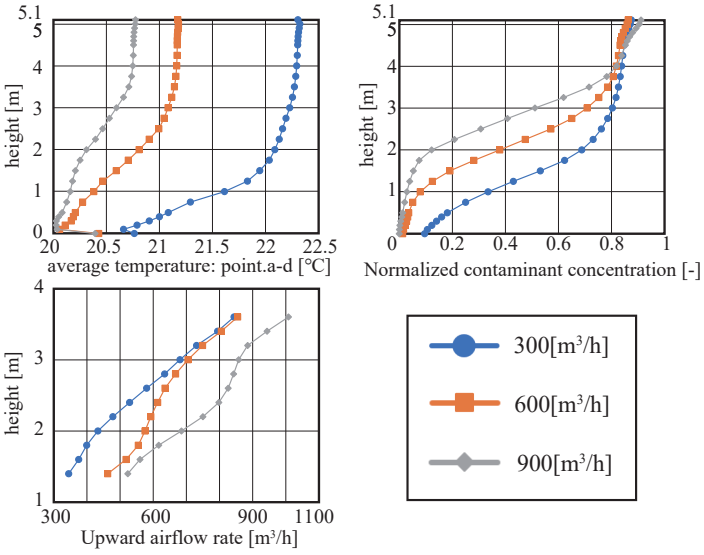


Fig. 7 (b) Vertical distributions of temperature, concentration, and upward airflow rate (comparison of supply airflow rate)

ないことが確認できる。また、**Fig. 5 (b)** から在室者間距離が 300mm 以降は上昇気流量が高さ 2m 付近から上昇気流の増加が緩やかになる範囲があることが分かった。人体が 1 体のみの場合での上昇気流量を 4 倍した値と比較すると、居住域では干渉していなかった上昇気流同士が上昇気流量の増加が緩やかになる高さで干渉していることが分かる。以上の結果から、居住域において在室者間距離が 300 mm 程度まで上昇気流同士が干渉していることが分かった。

2. 2　人体の姿勢による違い

Fig.5 (a), (d) より、座位では足からの上昇気流が発生しており、上昇気流量が大きく、立位と比べ汚染質濃度境界面高さが低くなっていることが確認できた。また、立位では座位の場合で発生した上昇気流量の増加が緩やかになる現象が発生しなかった。この結果から上昇気流量の増加が緩やかになる減少は足からの上昇気流による影響が大きいことが示唆される。

2. 3　給気口の種類による違い

Fig. 6 より、給気口の数が少ない 1 面壁面吹き出しにて、汚染質濃度境界面が低い高さとなっていることが確認できた。これは給気が 1 面からのみであったことから各高さでの平面において濃度分布が生じたためと考えられる。

2. 4　給気量による違い

Fig. 7 より、給気量が大きいと室内温度が低くなること、汚染質濃度境界面高さが高くなることが確認できた。給気量が大きいと換気回数が増加すること、汚染質濃度境界面高さが形成されるために必要な上昇気流量が増加したことが原因と考えられる。また、給気量が大きいほど上昇気流同士が干渉し、上昇気流量の増加が緩やかになる高さが高くなることが確認できた。この結果から、給気量によって上昇気流量の干渉が発生する高さが変化する可能性が示唆される。

おわりに

本報では小規模な講義室を想定したCFD解析を行い、在室者間距離、人体の姿勢、給気口の種類および給気量を変化させ、汚染質濃度分布、温度分布及び上昇気流量を比較した。結果から、居住域において人体からの上昇気流が干渉し始める具体的な距離およびその他の条件が汚染質濃度境界面高さに影響を及ぼすことが判明した。今後はより大きな解析空間において上昇気流の特性と室内汚染質濃度分布について検討を行う予定である。

＜謝辞＞
本研究はダイキン工業株式会社との共同研究によるものであり、関係各位に謝意を表します。

＜参考文献＞

1)Nielsen,P.V.: Displacement Ventilation: theory and design. Indoor Environmental Engineering Vol.R0038 No.18 (1993)
2)R. Kosonen,N. Lastovets,P. Mustakallio,et al.: The effect of typical buoyant flow elements and heat load combinations on room air temperature profile with displacement ventilation. Building and Environment Vol.108 pp. 207-219 (2016)
3) 伊藤 一秀、堀田 太郎 : 数値解析用 Virtual Manikin のグリッドライブラリ作成 (2006) 空気調和・衛生工学会　論文集、第 31 巻、第 113 号、pp. 27-33（2006）
4)ASHRAE Standard Committee: ASHRAE Handbook: Fundamentals.(2013)

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022. 3. 11）

複数開口を有する室を対象とした風の乱れによる換気効果に関する研究
（その 14）片側二開口の単室を対象とした流入出風速及び換気量測定

Ventilation Effect of External Wind Turbulence for a Room with Multiple Openings
(Part14) Measurement of Inflow Outflow Velocity and Ventilation Rate of a Room with Single-Sided Two Opening

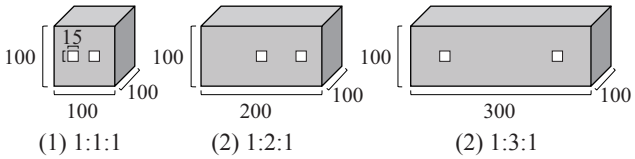
◯佐野　香之　（大阪大学）　　小林　知広　（大阪大学）
山中　俊夫　（大阪大学）　　小林　典彰　（大阪大学）
崔　　ナレ　（大阪大学）　　蔣　　子韜　（大阪大学）

Kayuki SANO[*1]　Tomohiro KOBAYASHI[*1]　Toshio YAMANAKA[*1]
Noriaki KOBAYASHI[*1]　Narae CHOI[*1]　Zitao JIANG[*1]
[*1] Osaka University

In this study, a wind tunnel test for models with minute wind pressure difference between two openings was conducted in order to clarify the ventilation effect caused by external wind turbulence. In this paper, the inflow outflow wind velocity in front of the openings and ventilation rates are measured for a generic isolated building model with two openings on single side of the windward or leeward wall, and the ventilation effects due to the differences in the distance between the openings and the plane aspect ratio of the room are discussed.

はじめに

複数開口を有する室における風力換気量は主に時間平均の風圧係数差により予測されるが、風圧係数差が微小である場合には気流の乱れが駆動力となり適切に予測できない。乱れによる換気の研究として、単一開口に関する研究は多く見られ、その原理は室内空気の圧縮性による脈動現象と乱流拡散による混合現象の 2 種とされている [1]。また、複数開口においても風圧変動により流入出方向が変化する脈動 [2] と混合により換気が行われ、風圧係数差が微小な２開口を対象と研究例 [3)-5)] も見られるが、未だ不明な点も多い。そこで本研究では、乱れによる換気効果の解明を目的として、風圧係数差が微小となる開口条件を対象とした風洞実験を行った。本報では、風上面または風下面の片側に 2 開口を設置した単室模型を対象として、開口近傍での流入出風速及び換気量を測定し、開口間距離や室の平面アスペクト比の違いによる換気効果の検討を行う。



(1) 1:1:1　(2) 1:2:1　(2) 1:3:1

Fig. 1 Building Model

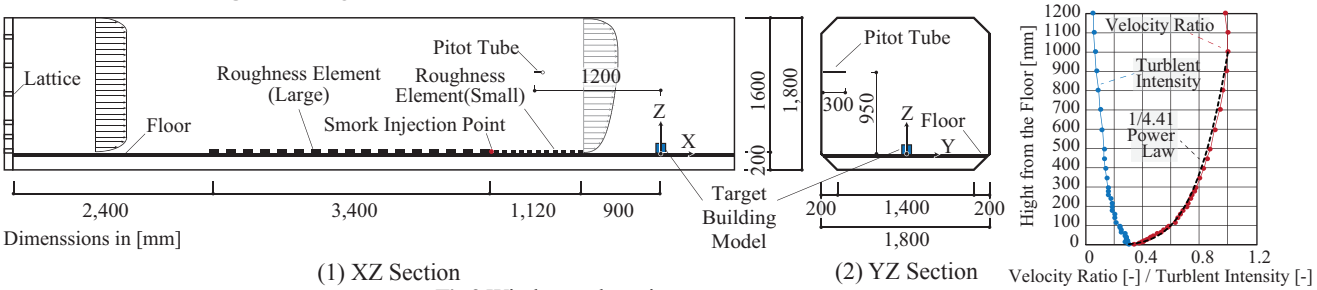
1. 風洞実験概要

実験は大阪大学研究用風洞吹放型にて実施した。対象とする室モデルは、**Fig.1** に示すような板厚 2 mm、高さ 100 mm の平面アスペクト比の異なる 3 種類の角柱で、**Table 1** に示す条件で 15 mm × 15 mm の開口を風上面または風下面の片側 1 面の床上 50 mm の位置に 2 ヶ所設けた 。**Fig.2** に示すように風洞内に模型を設置し、境界層流下で開口近傍での流入出風速及び換気量の測定を行った。**Fig.3** に風洞内アプローチフローの風速及び乱流強度の鉛直分布を示す。この風速測定は、模型を設置しない状態で I 型熱線風速計 (日本カノマックス , 0251R-T5) を用いて 1 kHz で 60 s 実施した。測定時の風洞内風速は床上 1000 mm で 10 m/s に設定し、結果は床上 1000 mm での風速で基準化して示した。測定の結果、概ね 1/4.41 乗のべき乗則に従う境界層流となっていた。

2. 換気量測定

2.1 実験条件

Fig.4 に開口配置面及び開口の位置関係の条件を示す。開口配置面は風上面 (FSs) と風下面 (BSs) の 2 種で、それぞれで開口を対称 (Symmetry : S)、非対称 (Asymmetry : AS) に配置した計 4 種の条件を対象として測定を行った。



(1) XZ Section　(2) YZ Section

Fig.2 Wind tunnel section

Fig.3 Approaching flow

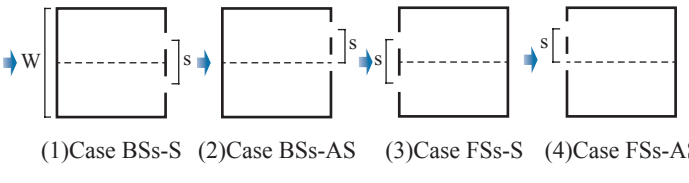
また、開口位置による換気量の違いを評価するため、各条件で以下に示す無次元開口間距離 s' を変更した。

$$s' = \frac{s}{W} \quad (1)$$

ここで、s は開口間距離 [mm]、W は建物幅 [mm] である。アスペクト比が 1:1:1 の室モデルでは開口配置を 10 条件、1:2:1 及び 1:3:1 では各 12 条件を設定し、計 34 条件を測定対象とした。**Fig.5** に模型の開口設置位置を示す。実験時は各条件で設定する 2 ヶ所以外の開口をアクリルパネルで塞ぐことで 2 開口の模型とした。**Table 1** に実験条件をまとめて示す。なお、**Table 1** には後述する実験結果及び次節で算出する Air Flow Rate (AFR) の結果を併せて記載している。

2.2 実験概要

CO_2 を用いたトレーサーガス定常発生法により換気量測定を行った。**Fig.6** に測定概要を示す。実験はまず CO_2 を発生させない通風状況下で、マルチガスモニター (LumaSense Technologies, Innova 1312i) を用いて室モデル内の空気を吸引し、5 分間測定した濃度の平均値を外気濃度 c_o とした。その後、マスフローコントローラー (フジキン , FCST 1005 LC) で 20 sccm に流量を制御して CO_2 を模型内に供給し、定常状態に到達後 10 分間測定した濃度の平均値を室内濃度 c_r とした。**Fig.7** に測定模型を示す。室平均濃度の測定を意図して、1:1:1 の室モデルで



(1)Case BSs-S (2)Case BSs-AS (3)Case FSs-S (4)Case FSs-AS

Fig.4 Opening cases

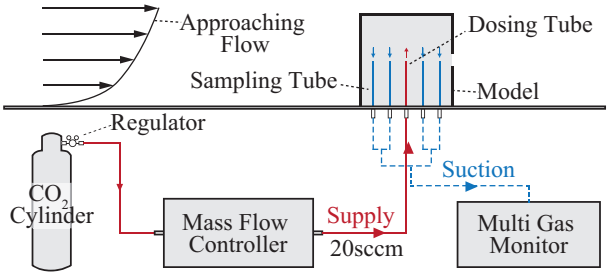
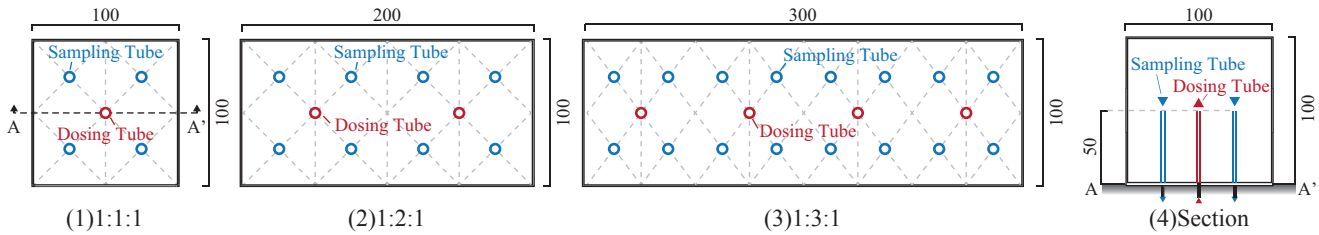
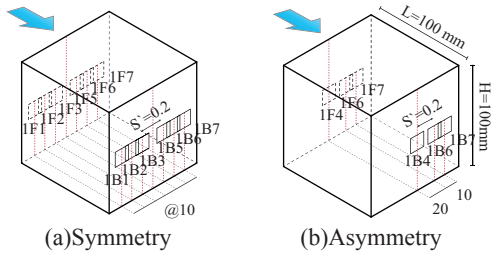


Fig.6 Schematic of ventiration rate measurement



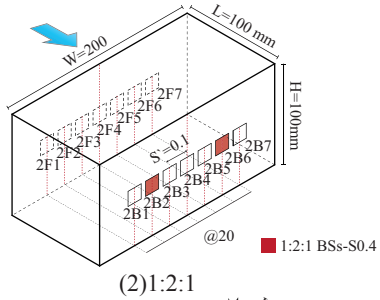
(1)1:1:1 (2)1:2:1 (3)1:3:1 (4)Section

Fig.7 Models of ventilation measurement

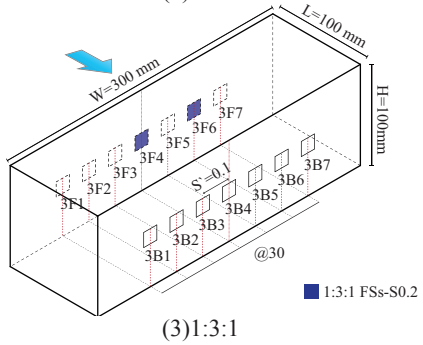


(a)Symmetry (b)Asymmetry

(1)1:1:1



(2)1:2:1



(3)1:3:1

Fig.5 Position of openings

Table 1 Experimental condition and obtained results

Case			Position of Opening		PFR'[-]	AFR'[-]
Aspect Ratio	Side	Configuration	Opening 1	Opening 2		
1:1:1	BSs	S0.2	1B3	1B5	0.093	0.133
		S0.4	1B2	1B6	0.130	0.140
		S0.6	1B1	1B7	0.166	0.148
		As0.1	1B4	1B6	0.097	0.136
		As0.2	1B4	1B7	0.113	0.129
	FSs	S0.2	1F3	1F5	0.139	0.273
		S0.4	1F2	1F6	0.245	0.289
		S0.6	1F1	1F7	0.308	0.349
		As0.1	1F4	1F6	0.137	0.270
		As0.2	1F4	1F7	0.208	0.310
1:2:1	BSs	S0.2	2B3	2B5	0.155	0.137
		S0.4	2B2	2B6	0.214	0.146
		S0.6	2B1	2B7	0.232	0.151
		As0.1	2B4	2B5	0.119	0.132
		As0.2	2B4	2B6	0.139	0.141
		As0.3	2B4	2B7	0.166	0.145
	FSs	S0.2	2F3	2F5	0.248	0.251
		S0.4	2F2	2F6	0.342	0.276
		S0.6	2F1	2F7	0.403	0.293
		As0.1	2F4	2F5	0.185	0.257
		As0.2	2F4	2F6	0.225	0.251
		As0.3	2F4	2F7	0.271	0.279
1:3:1	BSs	S0.2	3B3	3B5	0.145	0.142
		S0.4	3B2	3B6	0.209	0.146
		S0.6	3B1	3B7	0.229	0.144
		As0.1	3B4	3B5	0.105	0.141
		As0.2	3B4	3B6	0.141	0.143
		As0.3	3B4	3B7	0.165	0.131
	FSs	S0.2	3F3	3F5	0.235	0.275
		S0.4	3F2	3F6	0.335	0.287
		S0.6	3F1	3F7	0.417	0.322
		As0.1	3F4	3F5	0.187	0.262
		As0.2	3F4	3F6	0.223	0.272
		As0.3	3F4	3F7	0.280	0.320

は室内 4 箇所、1:2:1 では 8 箇所、1:3:1 では 16 箇所に設けた配管から室内空気を吸引し、CO_2 は 1:1:1 では室中央 1 点、1:2:1 では 2 点、1:3:1 では 4 箇所に設けた配管から供給した。配管の高さはそれぞれ 50 mm である。

2.3 実験結果

Fig.8 に CO_2 濃度応答の一例を示す。外気濃度と室内濃度は共に安定しており、測定した全条件で同様に概ね定常に達していることを確認した。換気量は、対象領域内で汚染源の希釈・排出に有効な換気量を示す Purging Flow Rate (PFR)[6] により評価する。

$$PFR = \frac{m}{c_o - c_r}\ [m^3/s] \qquad (2)$$

ここで m は単位時間当たりの室内 CO_2 発生量 [m^3/s]、c_r は室内濃度 [-]、c_o は外気濃度 [-] である。**Table 1** に各条件での PFR の測定結果を示す。なお、測定結果は以下に示す式で無次元化している。

$$PFR' = \frac{PFR}{A_{eff} U_H}\ [-] \qquad A_{eff} = \frac{A_1 A_2}{(A_1^2 + A_2^2)^{\frac{1}{2}}} \qquad (3)$$

ここで、U_H は軒高風速 (5.7 m/s)、A_1, A_2 は開口面積である。対称条件 (S) では、時間平均の風圧係数差で考えると換気量は 0 となるが、測定値では一定の換気量が得られ、乱れによる換気が行われたと考えられる。

Fig.9 に PFR' と無次元開口間距離 s' の関係を示す。全条件で s' が大きくなるにつれ、PFR' が増加していることが分かる。対象条件 (S) では時間平均の風圧係数差はすべて 0 で等しいが、開口間距離によって風の乱れによる換気効果が異なると考える。

また、開口設置面での比較では、FSs の方が PFR' が大きくなっている。これは、BSs では循環流により低風速で複雑な気流場が生成される後流域に、FSs では高風速の気流が衝突する領域に開口が配置されており、両者の乱流性状の違いが換気効果に影響したと考えられる。

開口配置の比較では、非対称条件 (AS) では時間平均の風圧係数差があるが、s' が同じ場合の PFR' は S と AS で概ね等しくなっている。このことより、片側 2 開口の風力換気では時間平均の風圧係数差の影響は小さく、乱れの性状が重要なパラメーターになると考えられる。

アスペクト比での比較では、平面形状が正方形である 1:1:1 に比べ、長方形である 1:2:1 及び 1:3:1 の PFR' が大きくなっている。また、1:2:1 と 1:3:1 では、概ね等しくなっている。これらから、平面形状による気流性状の違いが乱れによる換気に大きな影響を与えると考えられる。

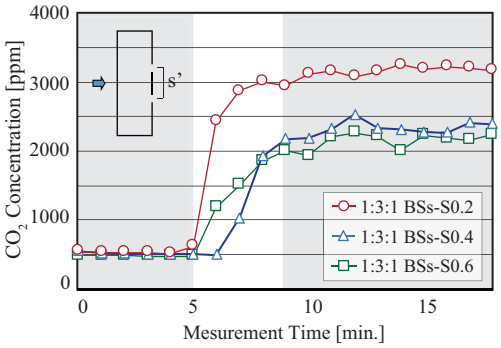
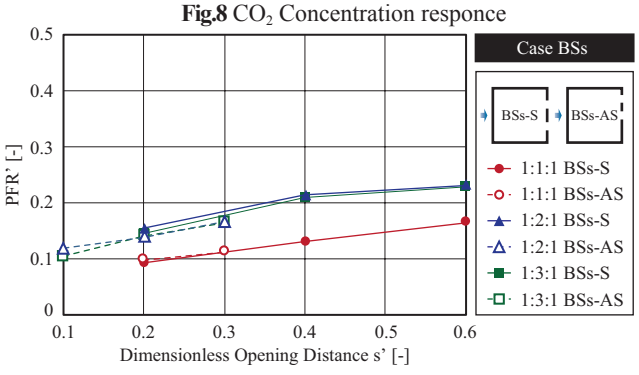


Fig.8 CO_2 Concentration responce



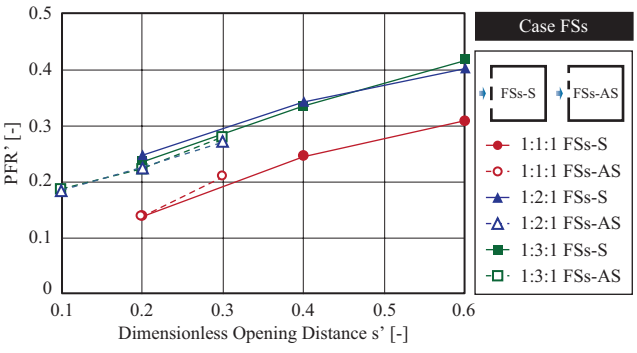


Fig.9 Relationship between s' and PFR

3. 流入出風速測定

3.1 実験概要

レーザードップラー 流速計 (Laser Doppler Velocimeter : LDV) を用いて、換気が行われている室モデルの開口での流入出風速の測定を行った。LDV は、2 本のレーザーの交点に生じる干渉縞を粒子が通過する際の散乱光のドップラー周波数を検出し、速度を測定する。**Fig.10** に測定概要を示す。**Fig.2** に示す模型上流側から煙発生器を用いて気流に粒子を注入し、模型側方に LDV プローブ (日本カノマックス , Smart LDV Model 8741-S) とリフレクターを設置して測定を行った。測定は換気量を測定した対称・非対称の全開口条件で、2 開口のうち片方の開口中心点から 1:1:1 と 1:2:1 では水平方向に 10 mm、1:3:1 では 12 mm 前方で 1 kHz で 20 s 行った。逆流測定のためのシフト周波数は 1 MHz とした。

3.2 実験結果

Fig.11 に、1:1:1 BSs-S0.2 における測定開始後 10 s 間の瞬時の流入出風速の時間変動を示す。なお、レーザーの交点に粒子がなく風速を得られなかった時間は、前後のデータを用いて線形補完より風速を算出した。結果より、時間により風速の正負が変化していることが分かる。測定した全条件で同様の傾向が見られ、流入出が時間変動する脈動的な換気が行われていることが確認できた。

Fig.12 に平均風速、標準偏差、AFR (Air Flow Rate) の測定結果を示す。ここで、平均風速は室への流入方向を正、流出方向を負としている。また AFR は以下に示す式で

算出し、PFR' と同様に無次元化して示している。また、図には PFR' の結果を併記している。

$$AFR = \overline{|v|} \cdot A\ [m^3/s] \quad (4)$$

ここで、v は開口法線方向風速である。平均風速の結果では、BSs では 0 ～ - 0.3 m/s、FSs では 0.7 ～ 1.3 m/s となっている。流入出の平均風速が 0 となると考えられる対称条件 (S) でも一定の平均風速が得られ、これは本来ならば開口面で測定すべき風速を、本測定では開口前方の点で測定したことに起因すると考えられる。**Fig.13** に示す可視化画像から確認できるように、BSs では開口から流出した気流が測定点に概ね通過する一方、FSs では開口から流出後、即座に壁面に沿って流れ測定点をほとんど通過しない。このため測定位置の風速は開口面上の風速とは異なると言え、より詳細な検討には LES による解析が有効と考えられる。

標準偏差の結果では、S および AS の両方で開口間距離が大きくなるほど標準偏差が大きくなる傾向があり、脈動的な換気効果が大きくなると考えられる。

AFR' の結果では、AFR' が PFR' より小さい条件が多く見られる。本来換気効率も考慮した換気量を示す PFR' より AFR' の方が大きくなるが、その要因として上述した測定点の位置による測定精度の問題が挙げられる。

おわりに

本報では風の乱れによる換気効果の解明を目的とし、片側 2 開口を有するアスペクト比の異なる 3 つの室モデルを対象として、流入出風速及び換気量を測定した結果について報告した。次報では、乱れによる換気量の影響要素について検討する。

【謝辞】
本研究の一部は JSPS 科研費 (基盤研究 (B) JP20H02311, 研究代表者 : 小林知広) の助成を受けた。ここに記して謝意を表す。

【参考文献】

1) F. Haghighat, J. Rao, and P. Fazio:The Influence of Turbulent Wind on Air Change Rates - A Modeling Approach, Building and Environment, Vol.26, No2, pp.95-109, 1991
2) F. Haghighat, H. Brohus, and J. Rao:Modelling air infiltration due to wind fluctuations - a review, Building and Environment, Vol.35, pp.377-385, 2000
3) 楢崎正也 , 山中俊夫 , 樋口祥明 : 風の乱れを考慮した換気設計法 に関する研究 第 1 報 風の乱れによる換気効果とそのメカニズム , 空気調和・衛生工学会論文集 , pp.25-34, 1989.2
4) T. Yamanaka, H. Kotani, K. Iwamoto, and M. Kato:Natural, Wind- Forced Ventilation caused by Turbulence in a Room with a Single Opening, International Journal of Ventilation, Vol. 5, No.1, pp.179- 187, 2006.6
5) 河野良坪 , 加藤信介 , 大岡龍三 , 高橋岳生 : 横風時における片側 開口居室の換気量予測 片壁面上のみに開口を有する居室の換気 性状に関する研究 (その 3), 日本建築学会環境系論文集 第 73 巻 第 626 号 , pp.437-443, 2008.4
6) D. Etheridge, M. Sandberg : BUILDING VENTILATION - Theory and Measurement, John Wiley & Sons Ltd, 1996

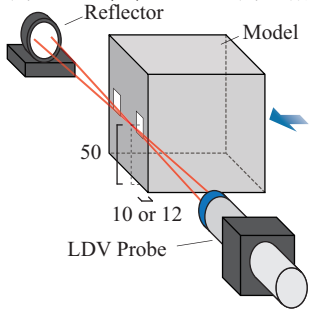


Fig.10 Schematic of LDV

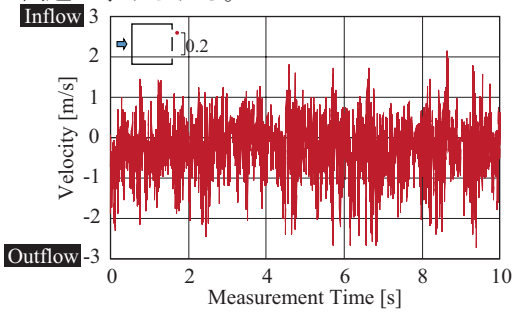
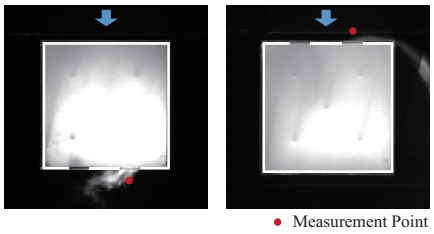


Fig.11 Time fluctuation of inflow/outflow velocity



(1)1:1:1 BSs-S0.4　(2)1:1:1 FSs-S0.4

Fig.13 Visualization

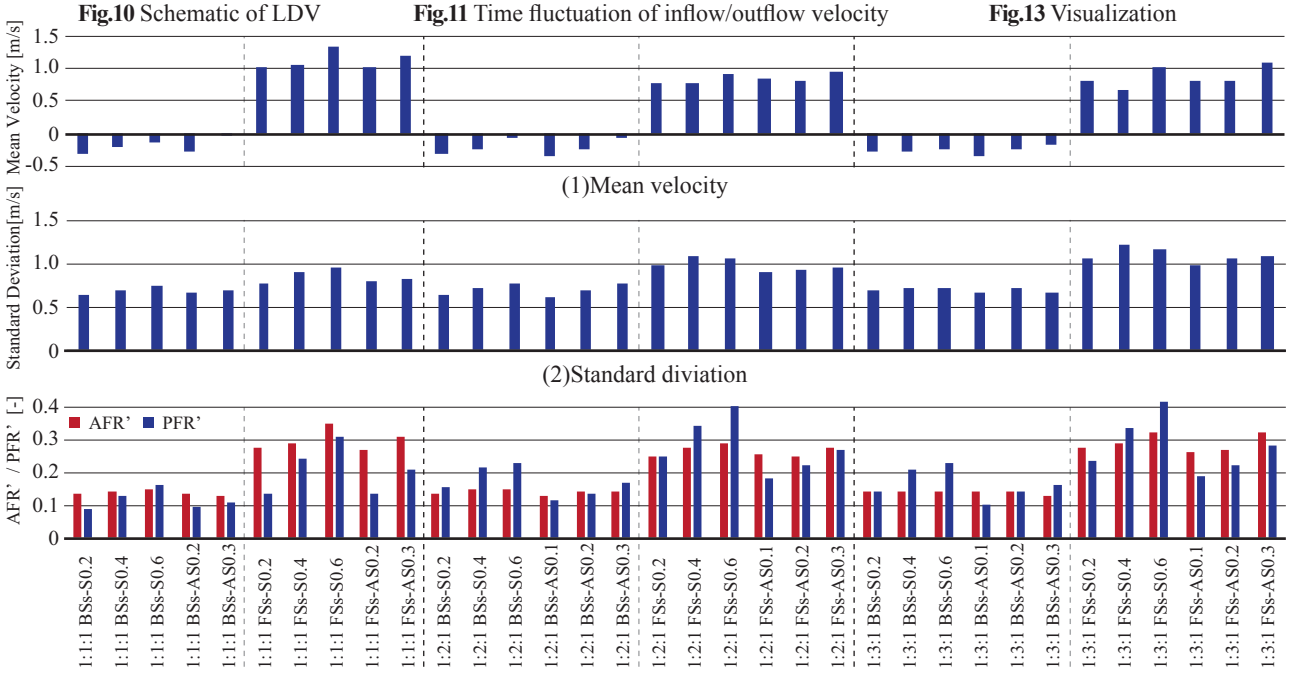


Fig.12 Measurement results of LDV

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022. 3. 11）

複数開口を有する室を対象とした風の乱れによる換気効果に関する研究
(その 15) 片側及び対面二開口の単室の換気量測定とその影響要素の検討
Ventilation Effect of External Wind Turbulence for a Room with Multiple Openings
(Part15) Measurement of flow rate and its affecting factors for a room with single- and double-sided two openings

学生会員　○蒋　子韜 (大阪大学)　正会員　小林　知広 (大阪大学)
技術ﾌｪﾛｰ　山中　俊夫 (大阪大学)　非会員　小林　典彰 (大阪大学)
正会員　崔　ナレ (大阪大学)　学生会員　佐野　香之 (大阪大学)

Zitao JIANG[*1]　Tomohiro KOBAYASHI[*1]　Toshio YAMANAKA[*1]
Noriaki KOBAYASHI[*1]　Narae CHOI[*1]　Kayuki SANO[*1]
[*1] Osaka University

The current work intends to investigate the factors that influence the ventilation rates by focusing on the cases that had minor wind pressure coefficient difference. This paper presents experimental study of single and double-sided ventilation through two openings of a reduced scale building with three different aspect ratios in boundary-layer wind tunnel. Mean wind pressure differemce and surrounding wind velocity were measured, and a simplified ventilation rate prediction method was proposed.

はじめに

2 開口を有する室の風力換気量算定には一般的に以下の式が用いられる。

$$Q = (\alpha A)_{eff} V \sqrt{\Delta C_P} \quad \cdots (1)$$

ここで、$(\alpha A)_{eff}$: 有効開口面積の直列結合値、V : 風圧係数の基準風速 [m/s]、ΔC_P: 風圧係数差 [-] である。この式では風圧係数差がない複数開口で換気量が 0 となるが、実際には風の乱れで換気が生じる。乱れによる換気として単一開口を扱った研究はこれまでにも見られ、そのメカニズムは室内空気の圧縮性による脈動現象と開口部での乱流拡散による混合現象の 2 種とされている [1,2]。片面 2 開口においても Chu ら [3]、Daish ら [4] による研究例も見られるが、風圧係数差が微小な場合に関しては不明な点も多い。本研究では開口間の風圧係数差の時間平均値が微小な場合において従来の換気の式に基づく手法では風力換気量を適切に予測し得ない問題に着目し、乱れによる換気効果を考慮することができる換気量の簡易予測手法の提案を目的とする。本報では、前報 [5] の片側 2 開口条件 (Single-sided , Ss) に加えて、対面 2 開口 (Double-sided , Ds) の単室も含めて風洞実験を実施し、換気量を決定する要因の検討を行い、簡易予測式を提案する。対面 2 開口での模型の開口位置を **Fig.1** に示す。実験条件と後述する測定の結果を **Table.1** に示す。

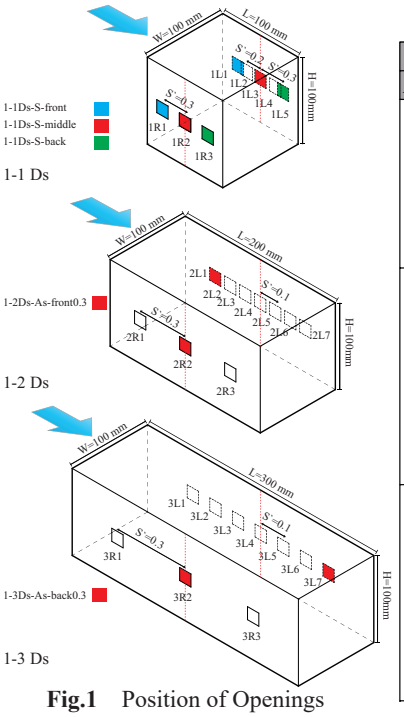


Fig.1　Position of Openings

Table.1　Experimental Conditon and Obtained Results

Case		Position of Opening		$\overline{Cp}$		$\overline{\Delta Cp}$	$\sigma_{\Delta Cp}$	PFR'
Aspect Ratio	Case ID	Opening1	Opening2	Opening1	Opening2			
1:1	Ds-S-Front	1R1	1L1	-0.904	-0.908	0.053	0.520	0.289
	Ds-S-Middle	1R2	1L3	-0.675	-0.659	0.017	0.492	0.328
	Ds-S-Back	1R3	1L5	-0.392	-0.410	0.003	0.370	0.222
	Ds-As-Front0.3	1R2	1L1	-0.675	-0.908	0.222	0.481	0.344
	Ds-As-Front0.2	1R2	1L2	-0.675	-0.847	0.133	0.482	0.354
	Ds-As-Back0.2	1R2	1L4	-0.675	-0.449	0.195	0.433	0.299
	Ds-As-Back0.3	1R2	1L5	-0.675	-0.410	0.261	0.434	0.292
1:2	Ds-S-Front	2R1	2L1	-0.612	-0.652	0.040	0.536	0.300
	Ds-S-Middle	2R2	2L4	-0.238	-0.246	0.007	0.366	0.265
	Ds-S-Back	2R3	2L7	-0.135	-0.103	0.032	0.176	0.135
	Ds-As-Front0.3	2R2	2L1	-0.238	-0.652	0.476	0.457	0.396
	Ds-As-Front0.2	2R2	2L2	-0.238	-0.481	0.295	0.477	0.352
	Ds-As-Front0.1	2R2	2L3	-0.238	-0.316	0.095	0.428	0.306
	Ds-As-Back0.1	2R2	2L5	-0.238	-0.177	0.071	0.323	0.270
	Ds-As-Back0.2	2R2	2L6	-0.238	-0.127	0.075	0.307	0.237
	Ds-As-Back0.3	2R2	2L7	-0.238	-0.103	0.090	0.280	0.212
1:3	Ds-S-Front	3R1	3L1	-0.529	-0.493	0.061	0.529	0.280
	Ds-S-Middle	3R2	3L4	-0.112	-0.112	0.001	0.212	0.173
	Ds-S-Back	3R3	3L7	-0.080	-0.094	0.008	0.112	0.107
	Ds-As-Front0.3	3R2	3L1	-0.112	-0.493	0.407	0.407	0.346
	Ds-As-Front0.2	3R2	3L2	-0.112	-0.268	0.316	0.316	0.262
	Ds-As-Front0.1	3R2	3L3	-0.112	-0.183	0.252	0.252	0.199
	Ds-As-Back0.1	3R2	3L5	-0.112	-0.089	0.173	0.173	0.157
	Ds-As-Back0.2	3R2	3L6	-0.112	-0.089	0.164	0.164	0.153
	Ds-As-Back0.3	3R2	3L7	-0.112	-0.094	0.154	0.154	0.146

1. 風洞実験概要

風洞実験は、前報[5]と同様に大阪大学研究用風洞で床上1000 mm 高さで 10 m/s に設定した境界層下で行った。開口のないシールドモデルを用いて風圧係数と建物近傍風速を測定し、開口を有するモデルで換気量の測定を行った。

2. 風圧係数測定

2.1 実験概要

シールドモデルを用いて、各点の平均風圧係数（$\overline{C_P}$）、開口想定位置間の瞬時風圧係数差（ΔC_P）を測定した。**Fig.2** に $\overline{C_P}$ の測定点を示す。平均風圧係数の測定点は壁面 4 面の床上 50 mm 高さ（開口中心高さを想定）で 10 mm 間隔で各アスペクト比でそれぞれ計 28/48/68 点設置し、二方向に対して測定を行った。各点の平均風圧は微差圧計（Validyne 社 ,DP45）を用いて 100 Hz で 30 s 間測定を行った平均値とし、ΔC_P は同微差圧計により 1000 Hz で 60 s 間測定した。風圧係数の基準速度圧は軒高（床上 100 mm）のアプローチフロー速度圧とし、風洞内基準静圧は前報[5]に示すピトー管位置での静圧とした。

2.2 実験結果

Fig.3 に風下 2 開口 (BSs) の瞬時風圧係数差の時間変動を示す。各条件において風圧係数差の変動が見られる。また、BSs の測定点の配置が完全に左右対称であることから差圧の正負が変動しており、風圧係数差の時間平均値は 0 であるが開口部間で流入出する気流の向きが交互入れ替わる脈動的な換気が行われることが予測される。また、開口間距離が大きいほど、風圧係数差の変動が大きくなる傾向が見られる。

Fig.4 にシールドモデルの各面における平均風圧係数を示す。風圧係数は対称な分布が確認され、全体的な傾向としてアスペクト比が小さい条件では側面の負圧が若干大きくなり風下面の負圧は若干小さくなっていることが確認できる。

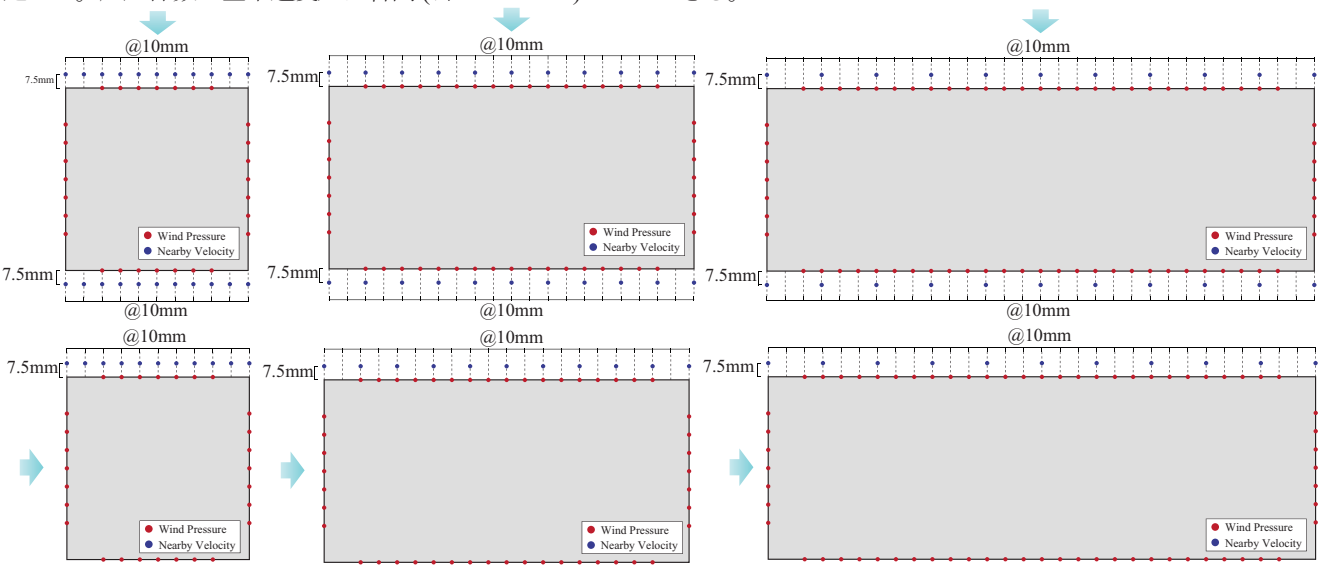


Fig.2 Measurement Points of Wind Pressure and Wind Velocity

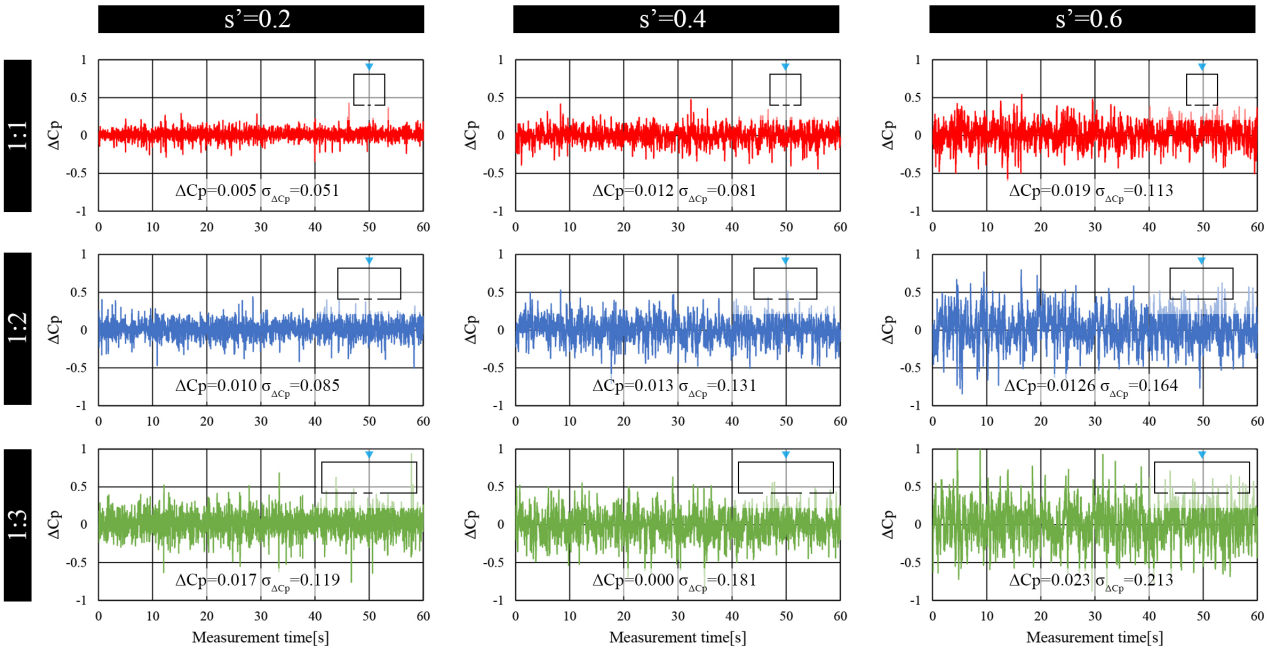


Fig.3 BSs2 ΔC_P Fluctuations

3. 建物近傍風速測定

3.1 実験概要

換気量に影響を及ぼす要素の実験値の取得を目的として、I 型熱線風速計（日本カノマックス , 0251R-T5）を用いてシールドモデルの壁面近傍の風速測定を行った。**Fig.2** に風速測定点を示す。測定点は開口中心位置の前方を想定して、床上 50 mm 高さで、壁から 7.5mm 離れた位置に設置し、対称性を考慮して測定を行った。測定間隔は壁の幅の 1/10 とし、計 99 点において 1 kHz で 60 s 測定した。なお、プローブはワイヤーの向きが水平になるよう設置して壁面に対して接線方向の風速を測定した。

3.2 実験結果

Fig.4 に近傍風速と乱流強度を示す。異なるアスペクト比の平均風速と乱流強度の傾向は一致し、風上面の風速はよどみ点付近の中央部で小さく、乱流強度は中央部で高くなる。風下面の風速と乱流強度はほぼ一定である。側面の風速は上流側が縮流の影響で風速が最も高く、下流側に向かって一度低下し、その後やや上昇する傾向が見られる。

4. 換気量測定

前報で測定した片面 2 開口の条件に加え、建物それぞれの側面に開口を 1 つずつ有する対面 2 開口 (Ds) を対象とした換気量測定を行う。アスペクト比を 1:1:1、1:2:1、1:3:1 とした 3 種類の室モデルの側面に、風向を対して開口を対称 (Symmetry : S) 及び非対称 (Asymmetry : AS) となるよう開口位置を変化させて配置し、計 25 条件を測定対象とした。実験条件及び測定結果は前述の **Table.1** 中に示す。実験手法は前報と同様である。

5. 換気予測式の提案

Fig.5 に実験で得られた $\overline{\Delta C_P}$ と $PFR'_{measured}$ の関係を従来のオリフィス式による算定結果 ($\alpha = 0.65$ で有効開口面積を直列結合) とともに示す。$\overline{\Delta C_P}$ が 0.1 以上の条件では、実測換気量が予測値と概ね一致しているが、$\overline{\Delta C_P}$ が 0.1 を下回る条件では、時間平均の風圧係数差で考えると換気駆動

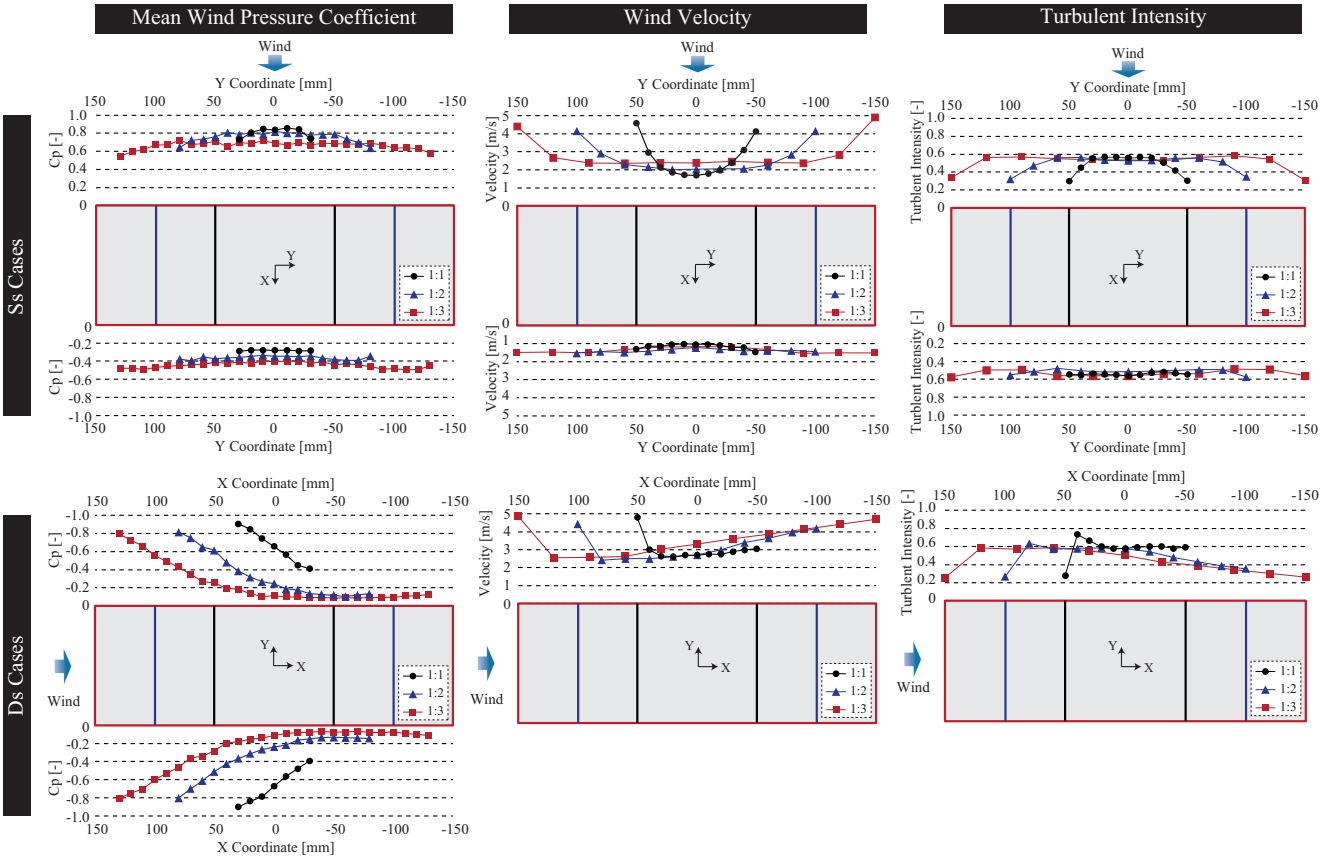


Fig.4 Mean Wind Pressure Coefficient, Nearby Velocity and Turbulent Intensity

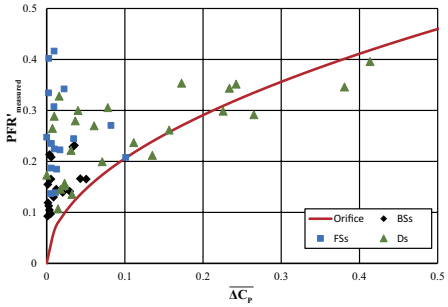


Fig.5 Orifice Equation and $PFR'_{measured}$

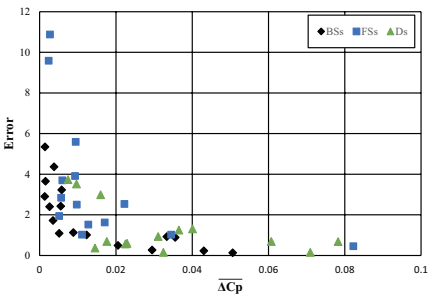


Fig.6 Orifice Equation Prediction Error

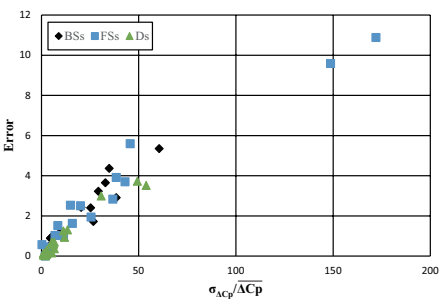


Fig.7 $\sigma_{\Delta Cp}/\overline{\Delta C_P}$ and Error

力がないにも関わらず 0.1 ～ 0.4 程度の $PFR'_{measured}$ となった。この範囲では (1) 式では正確に換気量を予測できないと言える。

Fig.6 に Orifice 式により得られる予測値との誤差率と $\overline{\Delta C_P}$ の関係を示す。誤差率は下記の（2）式から算出した。

$$Error = \frac{1}{n}\sum_{1}^{n}\left|\frac{Q_{predicted} - PFR_{measured}}{PFR_{measured}}\right| \quad \cdots（2）$$

$\overline{\Delta C_P}$ が微小な条件で Orifice 式に基づく予測値との誤差が極めて大きいことが分かる。全ケースの平均誤差は 44.78% である。

Fig.7 に Orifice 式に基づく予測結果との誤差と $\Delta\sigma_{\Delta Cp}/\overline{\Delta C_P}$ の関係を示す。この変動係数が大きくなるとともに、誤差も大きくなることが分かる。したがって、風圧係数差が微小な条件では換気量は $\overline{\Delta C_P}$ に依存せず、気流の乱れが換気の支配的な駆動力になっている可能性が考えられる。

Fig.8 に $\sigma_{\Delta Cp}$ と $PFR'_{measured}$ の関係を示す。風圧係数差の標準偏差と換気量の間には強い正の相関関係があることが分かる。

単一開口における換気を取り扱った研究例 [6] では、換気量は開口面積とその近傍風速に比例することが示されている。筆者らは既報 [7] で 2 開口の風力換気を対象として開口部風速に基づく換気量 AFR(Air Flow Rate) を予測する下記の式 (3) を提案した。

$$AFR_{predicted} = (\overline{\alpha A})_{eff} V_1 \sqrt{a\overline{\Delta C_P} + b\sigma_{\Delta C_P}} + c\sum AV_2 \quad \cdots (3)$$

ここで、V_1 は風圧係数の基準風速 [m/s]、V_2 は開口近傍風速 [m/s] である。既報では LES での解析結果に基づき a = 0.149, b = 0.262, c = 0.053 と同定した。そこで、本報での実験結果より 2 開口の近傍風速と PFR の関係を確認する。

Fig.9 に 2 開口面積と近傍風速の積の和と $PFR'_{measured}$ の関係を示す。片面 2 開口 (BSs、FSs) では風速が上がると換気量も上がる傾向があるが、Ds では近傍風速と換気量は負の相関がある。これらより本報の結果では近傍風速と換気量の関係が不明確と言える。

本報では、近年 Daish ら [4] により提案された片面 2 開口を対象とする以下の式に着目する。

$$PFR_{predicted} = (\overline{\alpha A})_{eff} V \sqrt{a\overline{\Delta C_P} + b\sigma_{\Delta C_P}} \quad \cdots (4)$$

上式は $\overline{\Delta C_P}$ に係数を乗じてその重みを軽くするとともに、$\sigma_{\Delta CP}$ に着目して予測式に組み込んでいる。係数 a, b はそれぞれ 0.343 と 0.084 が提案されており、Chu ら [3] の研究では、a を定数 1 とし , b = 0.457 が得られている。本報で、測定した全条件の換気量に対して最小二乗法を用いて係数 a,b を求めたところ、a = 0.15, b = 0.43 となった。

Fig.10 に同定結果に基づき予測した無次元換気量 $PFR'_{predicted}$ と実測無次元換気量 $PFR'_{measured}$ の関係を示す。なお、破線は誤差 30% の範囲である。予測値と実測値の平均誤差は 12.28% となり、Orifice 式に基づく手法と比較して高精度で乱れによる換気量を予測できると考えられる。

5. まとめ

本研究では微小な風圧係数差の 2 開口条件を対象に換気量予測手法の提案を目的とし、本報では風洞実験での測定結果から換気量の影響要素についての検討を行った。実験では、平均風圧係数、風圧係数差の標準偏差、換気量、建物近傍風速を測定し、平均風圧係数と風圧係数差の標準偏差から簡易的に換気量を予測する手法の検討を行い、精度向上の可能性を示した。今後の課題として、CFD を用いて、開口部風速に基づく換気量 AFR(Air Flow Rate) と、濃度に基づく正味の換気量 PFR(Purging Flow Rate) を比較し、その関係に関してより詳細な検討を行う所存である。

【謝辞】
本研究の一部は JSPS 科研費 (基盤研究 (B) JP20H02311, 研究代表者 : 小林知広) の助成を受けた。

【参考文献】
1) F. Haghighat, J. Rao, and P. Fazio : The Influence of Turbulent Wind on Air Change Rates - A Modeling Approach, Building and Environment, Vol.26, No2, pp.95-109, 1991
2) F. Haghighat, H. Brohus, and J. Rao : Modelling air infiltration due to wind fluctuations - a review, Building and Environment, Vol.35, pp.377-385, 2000
3)C.R. Chu, Y.-H. Chiu, Y.-T. Tsai, S.-L. Wu, Wind-driven natural ventilation for buildings with two openings on the same external wall, Energy and Buildings 108 (2015)365–372.
4)N. Daish, G. C. da Graça, P. Linden, D. Banks: Impact of aperture separation on wind-driven single-sided natural ventilation, Building and Environment 108 (2016) 122–134.
5) 佐野香之 , 小林知広 , 山中俊夫 , 小林典彰 , 崔ナレ , 蒋子韜 : 複数開口を有する室を対象とした風の乱れによる換気効果に関する研究 (その 14) 片側二開口の単室の対象とした流入出風速及び換気量測定，空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集，2022.3 掲載予定
6) 山中俊夫 , 楢崎正也 , 岩本清孝 : 自然風の乱れによる換気効果（その 31）大小二つの開口を持つ室の風の乱れによる換気効果 , 日本建築学会大会学術講演梗概集（関東）, pp819-820,1993.9
7) 複数開口を有する室を対象とした風の乱れによる換気効果に関する研究 (その 6), 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 , 第 4 巻 , pp.41-44, 2017.9

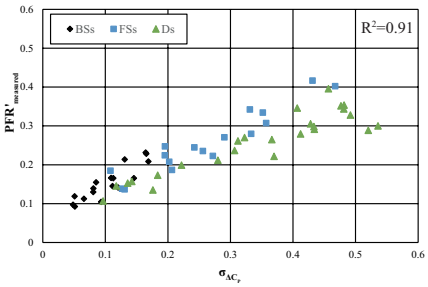


Fig.8 $\sigma_{\Delta Cp}$ and $PFR'_{measured}$

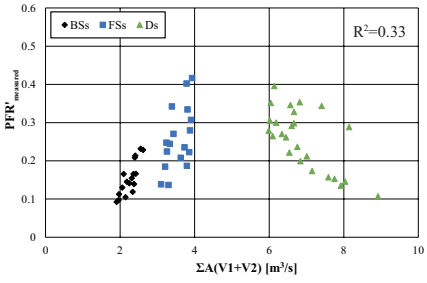


Fig.9 Nearby Velocity and $PFR'_{measured}$

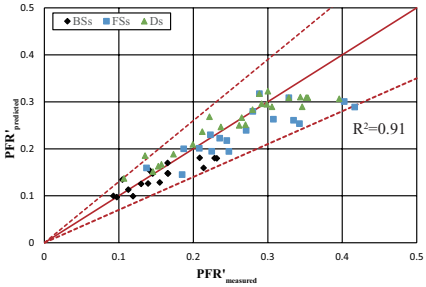


Fig.10 $PFR'_{measured}$ and $PFR'_{predicted}$

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022.3.11）

蒸暑気候における折鋼板屋根の断熱・気密・防露性能の向上に関する研究
（その１）保温改修 工法の計算と実測での比較

Research on Improving Hygrothermal and Air-tightness Performances of Corrugated Steel Roofs in Mixed Climate Zones - Numerical Comparison on Various Thermal Retrofits with In-situ Natural Exposure Monitoring

芝池　英樹（京都工芸繊維大学）　○　カイリナ　ビンティ　カマルル　アドラン（京都工芸繊維大学）
Hideki SHIBAIKE *1　Khairina Binti KAMARUL ADLAN *1
*1　Kyoto Institute of Technology

Metal roofing without good insulation could cause serious issues on condensation and thermal performance, especially in mixed climate zones. Improvement on hygrothermal performance is essential for metal roof since roof is one of the most significant components for affecting hygrothermal performance in the building. Better hygrothermal performance and air-tightness as well, ensures significantly decreased HVAC loads and can provide impactful design for low-energy and sustainable buildings envelope options. In order to find out the best solution, research on hygrothermal performance of various countermeasures on corrugated steel roofs are numerically analyzed and In-situ monitored for mixed climate zones.

1. Introduction

Roof is one of the most significant components for affecting thermal and moisture performances in a building. The roof is the building surface that receives the greatest amount of solar radiation in general, with more than 60% of heat transfer occurs through the roof regardless of weather.[1)]

A roofing material market survey conducted in Japan addresses that the roofing material market size in 2019 increased by 1.3% from the previous year, with metal roofing materials driving the market. Moreover, share by material in Japan's domestic roofing material market in 2019 shows that metal roof has the highest percentage share, which is 64.1%.[2)] Therefore, it can be presumed that metal roofing is widely used in Japan and its usage will increase in the future, mainly in residential buildings, warehouses and factories.

Metal roofing are known for its durability, low-cost, minimal maintenance and longevity. However, metal roofing without good insulation causes serious condensation and thermal issues. In mixed climate zones of Japan, freezing and dew condensation during the winter and rainy season are troublesome and frequent incidental problems that bother builders and facility managers, and an affordable solution is long-awaited. In order to find out the most affordable solution, analyses on hygrothermal performances of various countermeasures of building envelopes, with special focus on corrugated steel roofs are to be investigated for mixed climate zones. Various insulation materials and shapes of metal corrugated roofs as well are to be analyzed for both retrofitting and new construction. The windows application THERM7.8[3)] is applied for computational configuration and performance evaluation for roofs with various insulation strategies. Besides, in-situ monitoring with real scaled specimens is carried out on the building of Meiko Kensho, Co. Ltd. in Fukui.

With improved hygrothermal and air-tightness performances of metal roofs, HVAC loads can be reduced significantly and impactful design options for low-energy buildings and sustainable building envelopes can be provided. This is beneficial on the long-term energy and cost reduction with the lower emission and overall environmental impact.

2. Outline of Computational Method

The two-dimensional steady-state heat conduction occurred in folded-plates steel roofs are examined by THERM7.8 software[3)] provided by LBNL. The Windows application THERM is mathematically modeled by the finite-element method and features built-in heat transfer analysis. Materials can be manipulated under steady state heat conduction and irregular shaped cavities for radiation heat transfer can be handled as well. The calculation results can be viewed in several forms, including U-factors, isotherms and heat-flux vectors.

3. Computational Geometries and Conditions

Improvement on thermal performances for both renovation and new construction are evaluated for several variations of computational geometries. Renovation or retrofitting is a metal

roof repair process consisting of double layer corrugated steel, where the existing metal on a building is overlaid with another layer. However retrofitting results have been examined certeinly, newly built roof geometries consist of the single corrugated layer are to be illustrated since this manuscript has a limited space.

The first option is to select insulation materials such as Fiberglass, Lami-pack SD-S and PEF™. Lami-pack is an air cap with double-sided aluminum foil while PEF™ is self-adhesive polyethylene foam. Only PEF is directly taped on interior surface of roof. As an example, the geometry with 12mm Fiberglass is as shown in **Fig.1**. The next parameter is to select air cavity without ventilation or with slight ventilation. The last option is to select short-wave and long-wave radiation parameters for regular or highly reflective surface (Sipoface paint).

For winter calculations, the temperature is set at 10 ˚C for indoor and -18 ˚C for outdoor. These temperature values are extracted from THERM software. The thermal property and thickness for each material is as shown in **Table.1**. Boundary condition parameters are shown in **Table.2**. Frame Cavity for non-ventilated and slightly ventilated has no conductivity and emissivity value assigned.

4. Computational Results

Although there is temperature contour and heat-flux vectors results illustrated for each geometry, only the effective U-factor comparison is shown in **Fig.2** because of limited space. In the figure, the following abbreviations are used; that is, FG25: 25mm Fiberglass, FG12: 12mm Fiberglass, Lami-P: 4mm Lami-pack SD-S, PEF: 4mm PEF, Naked: no insulation, SIPO: Sipoface coating on exterior surface, NoSIPO: surface just as is, SV: slightly-ventilated air cavity and NV: sealed air cavity.

U-factor is regularly defined in one-dimensional shape. However, these cases consist of two-dimensional geometries where interior and exterior boundaries have different accumulated lengths. In order to compare cases, the shortest length is adapted to convert the two-dimensional results into effective U-factors.

Results shows that FG25 result has the best performance, followed by FG12, Lami-P, PEF and Naked. Sipoface has only little influence on effective U-factor since cases are only applied to nighttime situation. However, NV shows slightly better performances than SV.

5. Purpose of In-situ Monitoring

Since computational conditions adapted in this thesis need to be validated for its applicability, In-situ monitoring is carried out in order to make precise comparisons. The parts that are difficult to parameterize by calculations can be confirmed with actual measurement, such as temporal variation impacts on solar radiation, long-wave radiation, temperature and relative humidity.

The field monitoring is done in Meiko Kensho's research building. In the research building, dew condensation occurred on the indoor side of the metal folded plate roof and a conventional heat insulation measure that is PEF tape, is used. However, after a certain period of time, the PEF will deteriorate and peel off. Even if the existing PEF is peeled off, the PEF tape construction is performed again, and the peeling is repeated in about 10 years.

In order to find a more durable and economical alternative, excellent dew protection measures are to be investigated. As monitoring and actual measurement is done in the research building, the peeled PEF is not repaired.

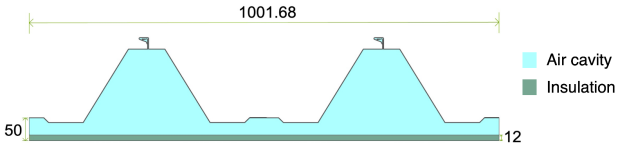


Fig. 1 Two-dimensional cross-section of folded-plate steel roof with 12mm Fiberglass (mm)

Table.1 Material Properties

Material	Thickness [mm]	Conductivity [W/mK]	Emissivity [-]
Galvanized Steel	0.8	45	0.23
Fiberglass	25・12	0.04	0.9
Lami-pack	4.0	0.034	0.09
PEF™	4.0	0.031	0.9
Sipoface	0.2	0.09	0.23

Table.2 Boundary Conditions

Boundary Condition	Convection		Radiation	Relative Humidity, Humidity Ratio
	Temperature	Film Coefficient		
Exterior Surface	-18˚C	26W/m^{2}K	Automatic Enclosure	50%, 0.4
Interior Surface	10˚C	3.29W/m^{2}K	Automatic Enclosure	50%, 3.8

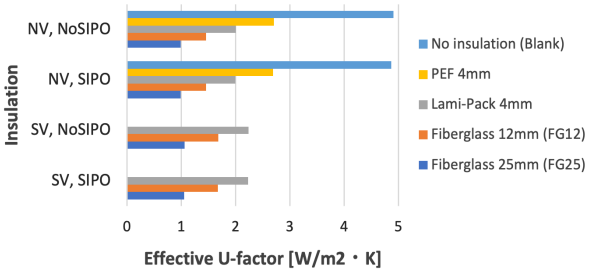


Fig.2 Effective U-factors for folded-plates steel roofs

6. Monitored Roof Sections and Hygrothermal Sensors

Fig.3 shows eight different dew measures being tested. Abbreviations and application method are as listed below,

1. Blank [ASIS] (No insulation)
2. PEF [PEF] (Taped onto plate)
3. Lami-Pack SD-S [LAMS] (Below plate)
4. Corrugated Plastics [COPL] (Below plate)
5. Fiberglass [FGMT] (Below plate)
6. Urethane Board [PUFB] (Below plate)
7. Solar Panel [CVPV] (Above plate)
8. White sheet [CVWS] (Above plate)

The insulation material 3, 4, 5 and 6 in **Fig.3** will be closed back and the air gap between insulation and metal plate will be slightly ventilated. **Fig.4** shows location and names of sensors while **Fig.5** shows the various meters on rooftop.

Fig. 3 Tested Specimens for Various Countermeasures

7. Monitored Performance Results

For observation results, on 23rd December at 8.30am, there was no dew on metal plate's interior surface for PEF, CVPV and CVWS. Next, LAMS, COPL, FGMT and PUFB were thinly covered with ice, while ASIS is heavily condensed.

For metal plate's exterior side, snow remained mostly on South-faced slopes of only FGMT, PUFB and COPL sections. It can be thought that FGMT, PUFB and COPL's air cavity gap between metal plate and insulation material is well sealed with lesser thermal and moisture leakage.

Moreover, snow was accumulated much more on South-faced slope surface as shown in **Fig.6** even though South-faced slope surface is warmer and receives sunlight while North-faced slope surface is in the shadow and colder by touch. This may be caused by nighttime radiation and radiative cooling.

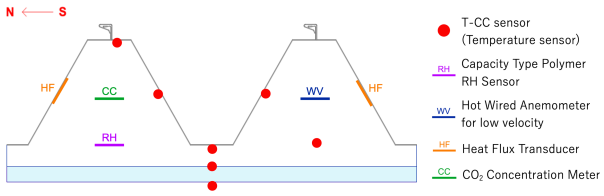


Fig.4 Location of sensors on metal plate roof

Fig.5 Flat metal plate specimen and Weather Monitoring Tower

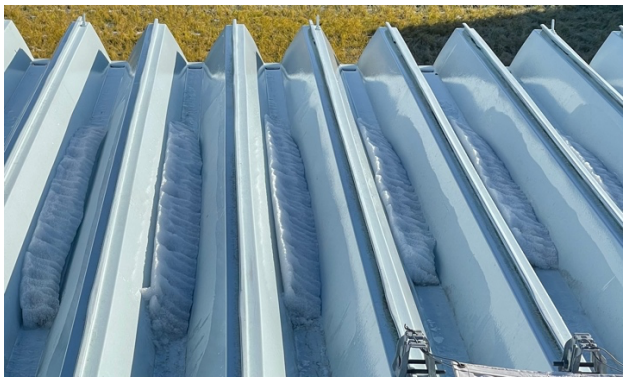


Fig.6 Snow remains on South-faced Slopes

Only results between 22th until 24th December 2021 for Blank, Solar Panel and White sheet is shown in **Fig.7**, **Fig.8** and **Fig.9**

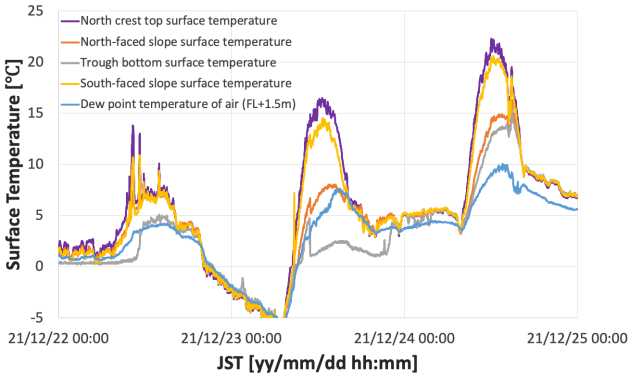


Fig.7 Surface and Dew Point Temperatures for the Bare Roof

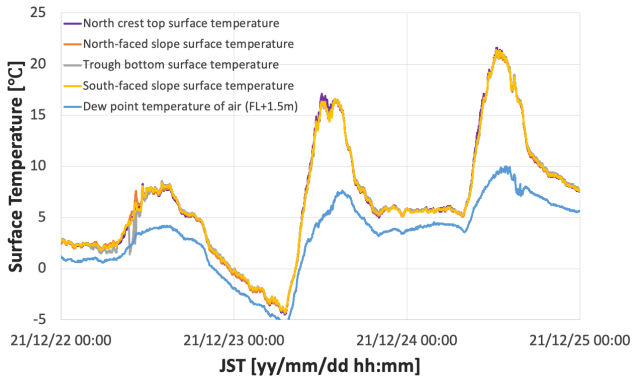


Fig.8 Surface and Dew Point Temperatures for the Roof w/ PV Panels

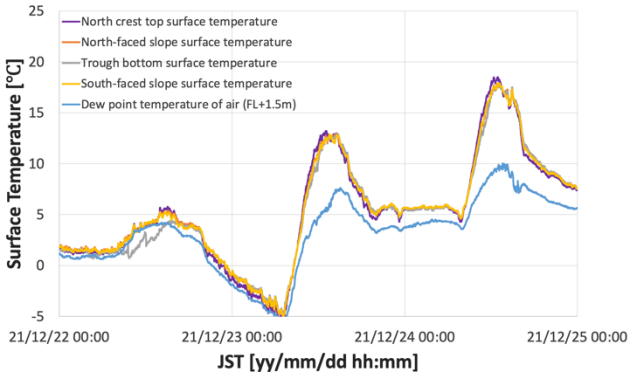


Fig.9 Surface and Dew Point Temperatures for the Roof w/ White Sheet

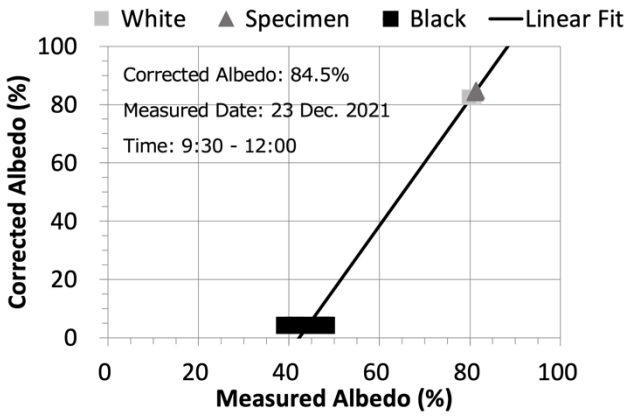


Fig.10 Relation between measured and identified albedo, corrected with black (4.3%) and white (82.6%) sheets

respectively. Blue line indicating dew point temperature need to be lower than other temperatures to avoid condensation. Result shows that when PUFB is compared to COPL, COPL is better. Meanwhile, when CVPV is compared with CVWS, the CVPV is better. Overall, Solar Panel shows the best dew performance than other sections. This is maybe because the solar panel acts as a good barrier between the outside air and the metal plate.

Fig.10 show results where the measured solar reflectance for the flat surface was calibrated with a white and black sheet whose solar reflectance are known in advance, and compared with the solar reflectance in the manufacturer's catalogue value (Sipoface). The identified solar reflectance value for Sipoface paint is 84.5%, shows very good agreement with the catalogue value of 84%.

8. Conclusion

Analysis on hygrothermal performance of various countermeasures on folded-plates steel roofs were investigated for mixed climate zones and In-situ natural exposure performance monitoring under severe winter conditions were carried out to support numerical results. Results show that Solar Panel and White Sheet Covers demonstrate better performances in reducing the impacts of night radiation on the roofs. Sipoface paint and non-ventilated air cavity assist the performance improvement of metal roof as well.

Acknowledgement: Authors express sincere gratitude to people involved for their cooperation and support on this experimental project.

References

1) The impact of roofing material on building energy performance, Badiee, Ali Publication: ProQuest Dissertations And Theses; Thesis (M.S.C.E.)--The University of Alabama at Birmingham, 2015.; Publication Number: AAT 1587036; ISBN: 9781321701029; Source: Masters Abstracts International, Volume: 54-04.; 98 p., Publication Date: 2015

2) Survey on the roofing material market (2020), Yano Research Institute Ltd., 2020/10/2

3) THERM 7 NFRC Simulation Manual NFRC Publication Dates: May 2015, January 2016, July 2016 Original Simulation Manual, THERM6.3 NFRC Simulation Manual, Publication Dates: January 2011, June 2013, July 2013, and January 2014

4) Arasteh, D. K. Finlayson, E. U., and Huizenga, C. 1994. "WINDOW 4.1: A PC Program for Analyzing Window Thermal Performance in Accordance with Standard NFRC Procedures." LBL Report 35298. Berkeley, CA.

5) Finlayson, E.U., Mitchell, R., Arasteh, D., Huizenga, C., Curcija, D.. 1998. "THERM 2.0: Program Description, A PC Program for Analyzing the Two-Dimensional Heat Transfer Through Building Products". LBL-37371 Rev 2.

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022. 3. 11）

高断熱・高気密軸組パネル住宅の熱・湿気性状に関する研究
（その 8）多数室換気モデルにおける換気装置・建材性能の効果検討
Hygrothermal Simulations on a High Performing Single Family House with Traditional Timber Framed Modular Panels (Part 8) Evaluations on Ventilation Systems and Building Material Performances by the Multi-zonal Ventilation Network Model

○伍賀　誠治（京都工芸繊維大学）　　芝池　英樹（京都工芸繊維大学）
Seiji GOKA*1　Hideki SHIBAIKE*1
*1　Kyoto institute of technology

In this manuscript, dynamic hygrothermal simulations dealing for multiple zones in a building which implement interzonal airflow networks are numerically analyzed by using the Windows application WUFI ® Plus with the airflow function. The computational object is a high performing single-family detached house with traditional timber framed modular panels to be built in Chiba Prefecture. Under the intermittent air conditioning situation, the influences of moisture buffering insulating material infilled in the partition walls are examined in details. Results illustrate impacts on the autonomous indoor hygrothermal quality controls and the reduction of AC loads as well.

１．はじめに

住宅における空調負荷削減効果や屋内温熱快適性を評価した報告は多数存在するが、各室通風量は一定値で与えられるケースが多い。しかし、現実の各室通風量は、屋内の熱・湿気性状や屋外の風向・風速に依存し、熱・湿気・空気輸送の連成問題として評価する必要がある。

上述のような背景を踏まえ、既報[1]では、建物の非定常熱・湿気同時移動に加え、多数室間通風量も逐次予測可能な Windows アプリケーション WUFI® Plus Ver.3.2（以下 WUFI Plus と表記）[2),3)]の Airflow 機能を用いて、多数室換気回路網における各種建築的方策、および顕熱・全熱回収型換気装置等の組み合わせ効果を、空調・換気の上流室・下流室の熱・湿気・空気質性状および空調（暖房・加湿、冷房・除湿）負荷の数値予測により検討してきた。

本報では、千葉県旭市に新築予定の木造大型パネル工法を用いた高断熱・高気密平屋住宅モデルに関して、住宅内部の間仕切り壁の中空層に調湿断熱材（GUTEX）を充填することによる屋内の熱・湿気性状および空調負荷への影響について検討する。一日の温・湿度変動の大きい部分間欠空調を検討対象とし、特に非空調時の上流室の間仕切り壁の熱・湿気流に着目する。

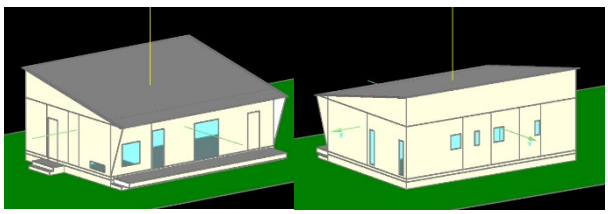


Fig.1 Overview of the model house in WUFI Plus 3.2

２．建物概要

千葉県旭市に新築予定の木造軸組大型パネル住宅を検討対象とし、Google Sketchup を用いて作成した 3D マスモデルを WUFI Plus にインポートした（**Fig.1**）。

多数室換気計算における計算負荷を軽減するため、比較的簡易な換気回路網である平屋住宅を選定している。延床面積は 79.5 m^2、室容積は 300.0 m^3、外皮面積は 297.9 m^2 である。断熱性能は、建物外皮にグラスウールおよびネオマフォームを用いており、屋根、壁、床、窓の熱貫流率は各々0.111、0.177、0.248、1.33 W/m^2・K、外皮平均熱貫流率（U_A 値）は 0.343 W/m^2・K である。

住宅平面は給排気の観点より、居住域 6 ゾーン（寝室［MBR］、子ども室、LDK、トイレ、ウォークインクロゼット［WIC］、洗面所＋風呂）と非居住域 2 ゾーン（床下、小屋裏）の合計 8 ゾーンで構成している（**Fig.2**）。

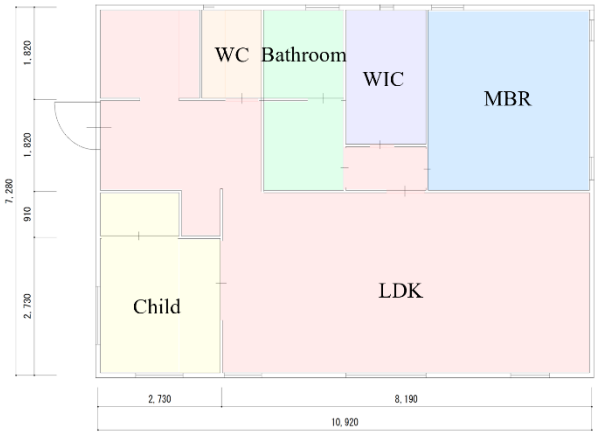


Fig.2 Plan of the model house

3．計算条件

計算期間は 1 年間（助走期間 1 週間経過後、11 月 1 日 1 時から翌年 10 月 31 日 24 時まで）で、外界気象条件は横芝（千葉）の拡張アメダス標準年毎時値を用いる。

内部負荷（対流・放射熱、水蒸気量、CO2 量）は、居住者を計 4 名（夫婦、娘、息子）とし、IBEC が想定した住宅の毎時の生活スケジュール[4]と建物種類別居住者負荷発生量[5]から作成し、冬期平日・休日、夏期平日・休日、中間期平日・休日の 6 パターンで設定する。

換気には第三種換気システムを採用している。換気ルートは **Fig.3** の通りであり、各ゾーンはドアのアンダーカットで LDK に連結している（**Fig.2** 参照）。各ゾーンにおける CO2 発生量から給・排気風量（**Table.1**）を設定するが、WUFI Plus の Airflow 計算ではこの風量は各室の温・湿度および屋外の風向・風速等により毎時変化する。窓を開ける等の人為的な換気はないものとする。

空調は局所間欠空調とし、上流室（寝室、子ども室、LDK）に各 1 台ずつ設置し、居住者が各ゾーンに在室しているときのみエアコンが作動する。エアコンの作動スケジュール（**Fig.4**）は平日・休日の 2 パターンを設定している。冷房期間を 4 月 30 日～10 月 13 日、暖房期間を 10 月 18 日～4 月 25 日として、上流室の温度が 20～25℃、相対湿度が 40～65%を満たすよう運用する。

Table.1 Designated average airflow rates

Zone	Room	Volume	SA		EA	
		[m³]	[m³/h]	[1/h]	[m³/h]	[1/h]
1	Bedroom	38.0	78.0	2.1	-	-
2	Children's room	26.1	65.0	2.5	-	-
3	LDK+α	123.6	62.0	0.5	62.0	0.5
4	WIC	14.3	-	-	21.0	1.5
5	Bathroom	19.0	-	-	86.0	4.5
6	WC	7.1	-	-	36.0	5.0
7	Attic	71.9	-	-	-	-
SUM		300.0	205.0	0.68	205.0	0.68

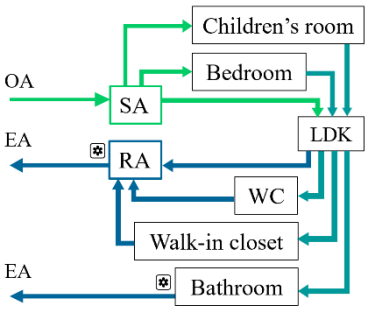


Fig.3 Multi zonal airflow network

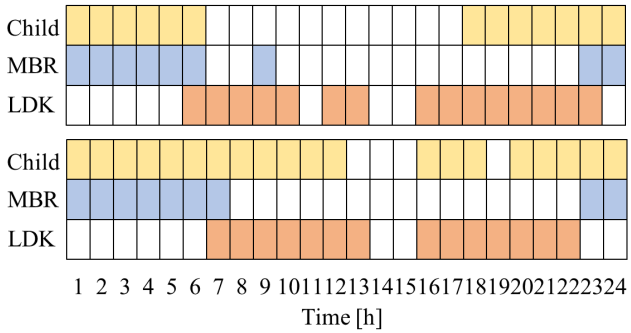


Fig.4 AC schedule (Top: Weekday, Bottom: Holiday)

4．調湿材の選定

WUFI Plus 計算に先立って、間仕切り壁に充填する調湿断熱材を選定した。調湿性能が期待できる建材として、

① セルロースファイバー
② 木質繊維断熱材 GUTEX
③ 木質繊維断熱材 Pavaflex
④ 羊毛繊維断熱材 Swisswool

の 4 種を検討候補に挙げた。各建材の水蒸気拡散抵抗係数と含水量のグラフを **Fig.5**、**Fig.6** に示す。相対湿度 40～80%の範囲における含水量の変化量が最も大きい GUTEX を調湿性能のある建材として計算に用いた。

間仕切り壁の構成は **Fig.7** の通りであり、石こうボード 12.5mm で GUTEX100mm を挟んでいる。

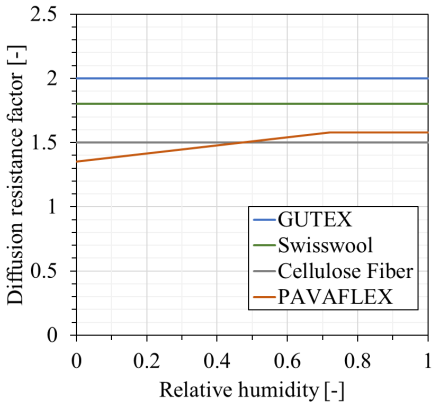


Fig.5 Water vapor diffusion resistance factor (μ)

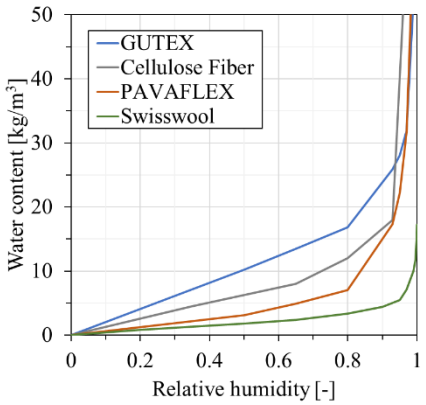


Fig.6 Moisture storage function

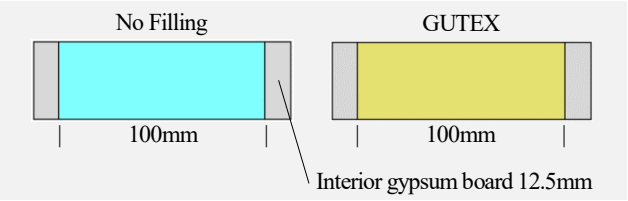


Fig.7 Assembly of partition walls

５．計算結果

高断熱・高気密平屋住宅モデルに関して、WUFI Plus の Airflow 機能を用いた多数室換気計算をした。間仕切り壁の中空層に調湿断熱材（GUTEX）を充填した場合の、局所間欠空調下の間仕切り壁の熱・湿気流、各室温・湿度および屋内温熱快適性（PMV）、空調負荷を数値予測し、充填しない場合（No Filling）との比較をした。

最高気温生起日を含む 3 日間の、LDK と寝室間の間仕切り壁の寝室側表面の熱流および湿気流の時間変動を **Fig.8** に示す。非空調時は両ケースともに間仕切り壁が吸いこむ方向に熱・湿気流が移動している。充填なしの熱・湿気流が大きいのは、間仕切り壁を貫流して隣接ゾーン（LDK）へ熱・湿気が移動する影響だと考えられる。GUTEX 充填の場合は、空調停止直後は吸湿するが、一定時間経つと吸湿が鈍化している。これは GUTEX が間仕切り壁の熱・湿気の貫流を抑制しているため、寝室側から GUTEX の許容限界まで蓄積したため、それ以上吸湿しなかったと考えられる。

最高気温生起日を含む 1 週間の寝室の温度・絶対湿度・相対湿度の時間変動を **Fig.9** に示す。15 時を過ぎると充填なしの方が温度・絶対湿度ともに低くなる。これは先述の GUTEX の吸湿量が減少する時間に対応している。一方で同時刻の相対湿度は充填なしに対して GUTEX 充填は低い傾向にある。温度、絶対湿度に依存するため、温度が高い分だけ相対湿度が抑制されたと考えられる。また、PMV を **Fig.10** に示す。空調時は最高気温生起日でも -0.5 ＜PMV＜0.5 の快適域内であるが、非空調時は快適域外となり、その変動にも温度・絶対湿度の影響が見られた。

1 月および 7 月の非空調時の上流各室の平均温度およ

Table.2 DB and HR averages for non-AC period (No Filling)

	Janualy		July	
	DB [°C]	HR [g/kg]	DB [°C]	HR [g/kg]
MBR	14.9	3.9	26.1	14.4
Children	16.0	4.0	26.3	14.7
LDK	17.4	4.9	25.4	13.1

Table.3 DB and HR averages for non-AC period (GUTEX)

	Janualy		July	
	DB [°C]	HR [g/kg]	DB [°C]	HR [g/kg]
MBR	14.1	3.8	26.3	14.5
Children	15.3	3.9	26.4	14.7
LDK	17.5	4.9	25.4	13.3

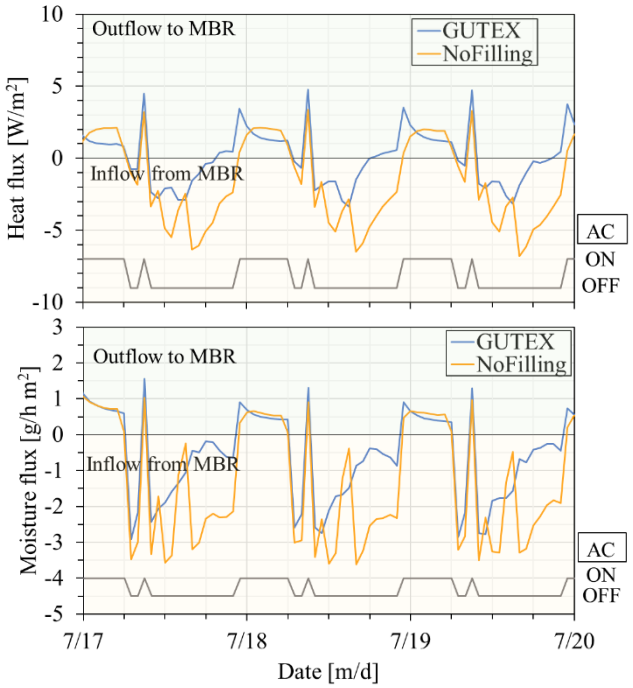


Fig.8 Heat and moisture fluxes on partition surface (MBR)

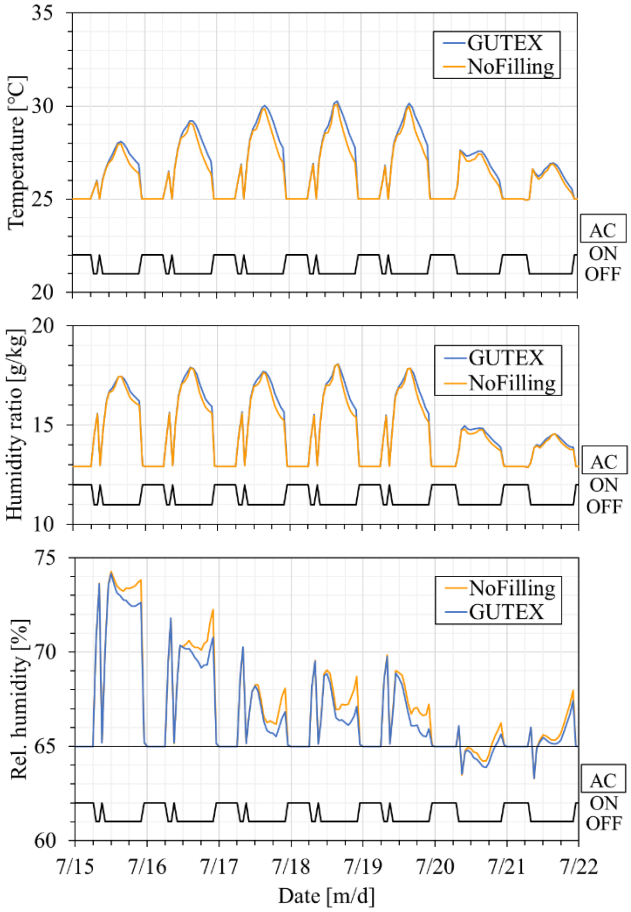


Fig.9 DB, HR and RH in the peak summer week (MBR)

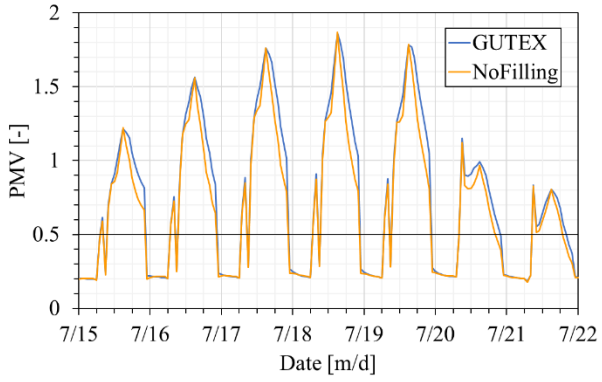


Fig.10 PMV in the peak summer week (MBR)

び絶対湿度を **Table.2**、**Table.3** に示す。7 月の平均温・湿度は充填なしに対し、寝室と子ども室の平均温度が高く、寝室と LDK の平均絶対湿度が高かった。

最高気温生起日を含む 1 週間の、寝室における冷房および除湿負荷の時間変動を **Fig.11** に示す。GUTEX 充填時は空調作動直後、特に 23 時の負荷が充填なしに比べて冷房負荷が増加し、また同時刻の除湿負荷も僅かに増加している。この増加も GUTEX の吸湿が抑制された時刻に対応し、その分負荷が増加したと考えられる。

単位面積当たりの年間空調負荷を **Table.4**、**Table.5** に示す。充填なしに対して、寝室における負荷は加湿負荷以外が増加した。子ども室においては暖房・加湿負荷の削減、冷房負荷の増加が見られ、LDK では、全ての負荷が削減された。これらの数値により、充填なしでは LDK が寝室、子ども室に熱および湿気を供給していたと考えられる。年間空調時間を **Table.6**、**Table.7** に示すが、空調負荷と類似した増加および減少の傾向が見られた。

６．まとめ

千葉県旭市に新築予定の木造大型パネル工法を用いた高断熱・高気密平屋住宅モデルに関して、WUFI Plus の Airflow 機能を用いた多数室換気計算をした。間仕切り壁の中空層に調湿断熱材（GUTEX）を充填した場合の、局所間欠空調下の間仕切り壁の熱・湿気流、各室温・湿度および屋内温熱快適性（PMV）、空調負荷を数値予測し、充填しない場合（No Filling）との比較をした。

充填なし（中空）の場合は、間仕切り壁を貫流して隣接ゾーンへ熱・湿気が移動する。その一方で GUTEX 充填の場合は、貫流を抑制するため、空調停止直後は吸湿するが、一定時間経過により GUTEX の許容限界で吸湿が鈍化する。また GUTEX 充填の場合の上流各室における平均温度および絶対湿度は、充填なしに比べ高い傾向にあり、調湿材による屋内の温・湿度調整および空調負荷削減効果は、今回の検討条件では微弱となった。

参 考 文 献

1) 伍賀誠治, 芝池英樹, 高断熱・高気密軸組パネル住宅の熱・湿気性状に関する研究（その７）多数室換気モデルにおける全熱・顕熱回収換気の計算結果, 空気調和・衛生工学会大会学術講演, D-5, 2021.

2) H.M.Künzel, Simultaneous Heat and Moisture Transport in Building Components One- and two-dimensional calculation using simple parameters, IRB Verlag, 1995.

3) H.M.Künzel, Simulation of indoor temperature and humidity conditions including hygrothermal interactions with the building envelope, Solar Energy 78, 2005.

4) 財団法人建築環境・省エネルギー機構, 住宅事業建築主の判断の基準におけるエネルギー消費量計算方法の解説

5) K.Ahmed・J. Kurnitski・B. Olesen, Data for occupancy internal heat gain calculation in main building categories, Data in Brief, 15, 1030-1034, 2017.

Table.4 Annually accumulated AC loads (No Filling, [kW/m^2])

	Heating	Humid	Cooling	Dehumid
MBR	11.4	1.2	1.1	3.1
Children	8.5	1.3	3.2	3.9
LDK	19.3	5.7	16.9	7.9
SUM	39.1	8.1	21.2	14.9

Table.5 Annually accumulated AC loads (GUTEX, [kW/m^2])

	Heating	Humid	Cooling	Dehumid
MBR	11.9	1.1	1.2	3.2
Children	8.3	1.1	3.4	3.9
LDK	18.9	5.6	15.9	7.6
SUM	39.1	7.8	20.6	14.7

Table.6 Annually accumulated AC period (No Filling, [h])

	Heating	Humid	Cooling	Dehumid
MBR	1606	878	591	1085
Children	2242	1454	1555	1658
LDK	2013	1657	1855	1399

Table.7 Annually accumulated AC period (GUTEX, [h])

	Heating	Humid	Cooling	Dehumid
MBR	1627	824	602	1110
Children	2287	1323	1542	1635
LDK	2009	1607	1814	1347

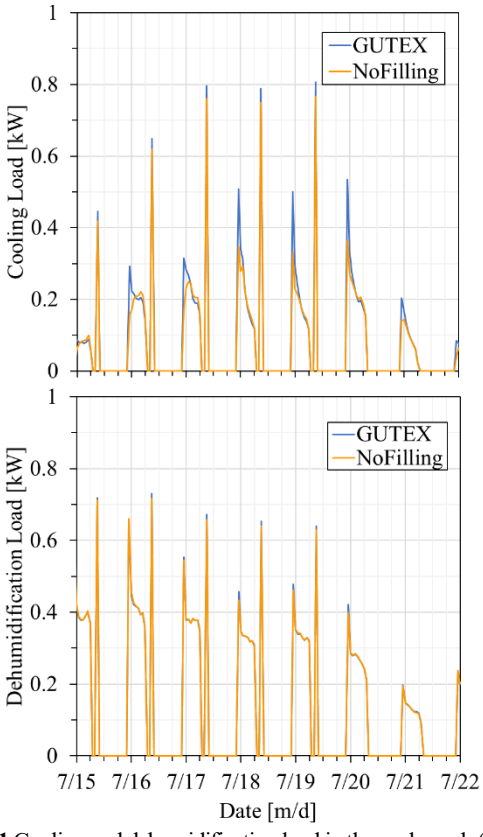


Fig.11 Cooling and dehumidification load in the peak week (MBR)

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022.3.11）

木製外装を施したRC建造物の環境システム解析

Environmental System Analysis of RC Buildings with Wooden Exterior

○瀬戸口　悠（大阪府立大学）　　木下　進一（大阪府立大学）
吉田　篤正（大阪府立大学）　　荘保　伸一（越井木材工業株式会社）
内藤　俊介（越井木材工業株式会社）
Yu SETOGUCHI *1　Shinichi KINOSHITA *1　Atsumasa YOSHIDA *1
Shinichi SHOHO *2　Shunsuke NAITO *2
*1 Osaka Prefecture University　*2 Koshii & Co. Ltd.

The purpose of this study is to verify the thermal insulation performance of existing RC buildings with wooden exteriors in cold climates, Yonezawa city library. The surface temperature and the heat flux on wall and window surfaces and the indoor thermal environment was measured for a long term. We made a model of the Yonezawa city library, in order to calculate numerical value by using the data.

1．はじめに

近年, 問題となっている地球温暖化の緩和策として, 住宅・建造物の省エネルギー対策への関心が高まっている. 建物外皮の高断熱化は住宅・建造物の省エネルギー対策として有効であると考えられ，その中でも外断熱工法は空調負荷低減につながると期待されている．それと合わせて，カーボンニュートラルな特性や調湿性にすぐれており，また燃えても強度が落ちにくいという性質を持つ木材は熱伝導率が低いため，被覆材料として使用することが外皮の断熱性能を高める手段の一つとして有効であると考えられている. これまでに, 木製外装を用いて建物とその周辺を被覆したときの熱移動特性と空調負荷の検証を目的とした一連の研究が行われており，ミニチュアモデル, モデル棟, 既存建物と実験対象の規模を拡大して実験が進められてきた. [1][2]本研究ではその過程の中で, 既存の建造物の中でも寒冷地における木製外装を施した建物の断熱性能の検証を目的とし，長期間測定されたデータを用いて数値計算を行うためのモデル化を行った.

2．測定概要

山形県米沢市に建設されたRC造5階建ての米沢図書館(以下，図書館)を測定対象とした．図書館の寸法は東西南北全て約50m，高さ約20mとなっており，2階から5階は吹き抜け構造になっている．外壁はほぼ全面で木製外装が施されており，構造は木材外装 100mm，空気層65mm, ポリスチレンフォーム15mm, RC壁250mmとなっている．窓ガラスの構造はLow-Eガラス6mm，空気層12mm，フロートガラス6mmとなっている．天井面の構造は防水層(ポリ塩化ビニル)1.5mm，硬質ウレタンフォーム 50mm，スラブ(RC)150mm，空気層(天井懐)350mm, 不燃積層石膏ボード12.5mm, ロックウール化粧吸音板9.0mmとなっている．図書館4階の東，南，西面の木製外装，RC躯体の外側内側，窓ガラス，及び2階の北面の窓ガラスの外側内側にT型熱電対及び熱流束計を設置した. 気象データは屋上で測定しており, 測定項目は風速，風向，全天日射量，赤外放射量，紫外放射量，気温，相対湿度，黒球温度である.

3. 測定結果

3.1 壁面温度，熱流束

測定結果の1つとして図書館東側壁面の木製外装外側・内側表面，空気層，RC壁外側・内側表面，室内の各温度について，約1か月間の日変化の同時刻平均の推移を図1に示す．測定データは2020年12月23日から2021年1月27日のものである．木製外装外側から室内へ向かうにつれ，時間による温度変化及び標準偏差は小さくなっており，室内温度はほぼ一定になっている．また，図書館東側壁面の木製外装外側・内側，RC壁外側・内側の各熱流束の日変化の同時刻平均の推移を図2に示す．木製外装外側からRC壁外側へ向かうにつれ負の値が小さくなっていることから，室内側からの熱流出が低減されていることが分かる.

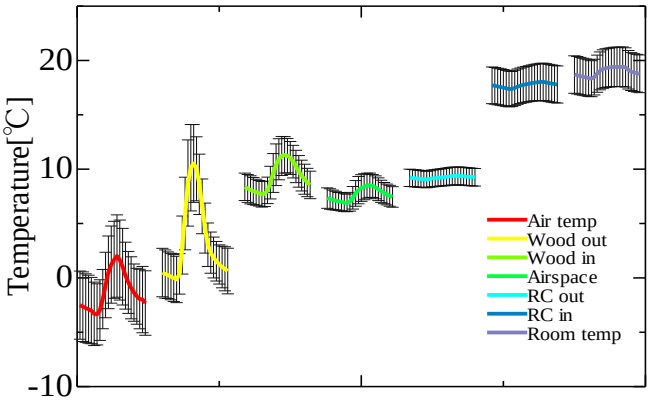


Fig. 1 Diurnal change of surface temperature on wall (east 2020/12/23～2021/1/27)

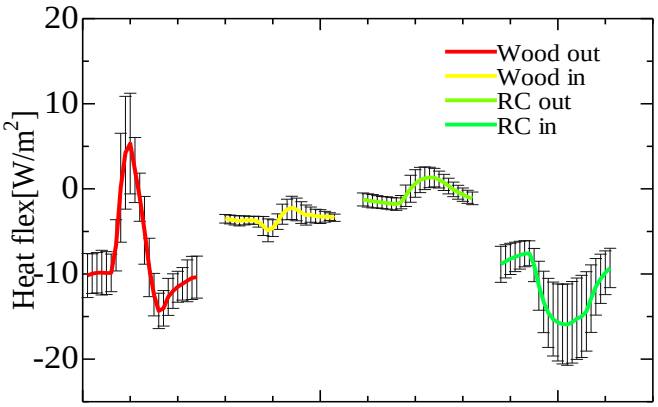


Fig. 2 Diurnal change of surface temperature on wall (east 2020/12/23～2021/1/27)

3. 2 熱流出量

建物の断熱性の評価を行うために，各壁面における熱流量を測定結果から算出した．東，西，南側壁面ではRC内側，窓面では室内側にそれぞれ設置された熱流計の測定値から熱流量を算出した．北側壁面の熱流量は建物の北側に位置する部屋の室温を別途測定し，外気温との温度差と壁の熱貫流率から算出した．天井面については，天井表面と屋上床面との温度差と天井を構成する各要素の熱伝導率から算出した．1 階床面の熱流量については床面近傍に設置した温湿度ロガーの測定値と過去に測定されている山形の地中温度(深度 5m)の値を用い，1 次元非定常熱伝導方程式に基づいて算出した．建物地下については深度 5mまでコンクリート構造であると仮定して，RC の密度，比熱，熱伝導率の値を物性値として与えた．上記で算出した熱流量に各面の面積をかけた，各季節の 1 日で流出する熱流量 (kWh)を図 3 に示す．壁面の各方角と窓，天井，床面からの熱流量をそれぞれ示す．2020 年夏季，2021 年冬季の天井面，床面，2019 年冬季の天井面はデータ欠測している．冬季に関しては，窓面からの熱流出の値が他の値に比べて大きくなっている．また，東，南，西，北の壁面の熱流出量を比べると，西面の熱流出が他の 3 面より大きくなっている．また夏季には床面を除いて，熱流出の値が 0 に近い値もしくはマイナスの値になっていることから，冬季と比べて外気が室内に与える影響は小さいことが分かる．

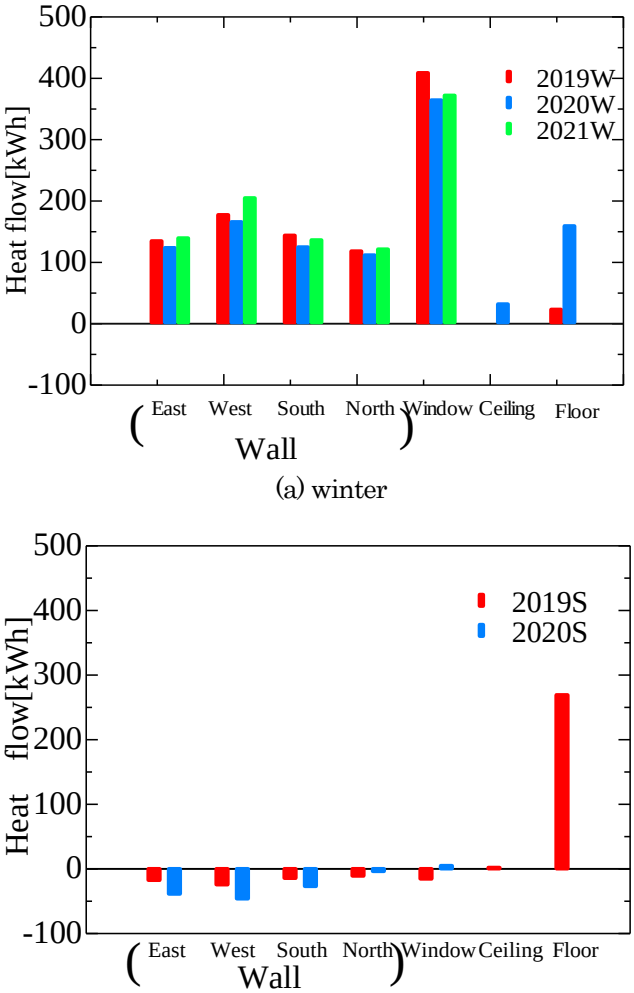


Fig.3 Heat flow on each side

4. 解析モデル

以下の図 4 に，数値解析の際に使用する RC 建造物の解析モデルを示す．東西南北に約 50m，高さ約 20m のボックスモデルを想定し，壁面，窓面，天井面の面積と室内設定温度は図 5 のように想定する．各壁面の壁，窓，カーテン，窓枠の構造は上下に一様とし，室温は室内で一様となっている．壁体の各物性値を表 1 に示す．壁体，窓ガラス，窓枠の厚さと熱貫流率を表 2 に示す．各面要素の面積を表 3 に示す．表 3 から窓，窓枠の面積は壁面の面積と比べて小さいが，表 2 より熱貫流率（U 値）が壁面と比べて大きいので，建物全体の熱流出に与える影響は十分に大きいので考慮する必要がある．

Table 1 Thermophysical property of wall

Wall	Density [kg/m³]	Specific heat [J/(kg･K)]	Thermal conductivity [W/(m･K)]	Thermal diffusivity [m²/s]
Wood	367	1455	0.081	1.53E-07
Airspace	1.18	1007	0.026	2.21E-05
Polystyrene foam	28	1255	0.037	1.06E-06
RC	2100	1050	2.3	1.04E-06

Table 2 U value

	Thickness [mm]	U value [W/(m²･K)]
Wall	430	0.503
Window	24	1.8
Window frame	24	6.66

Table 3 Area of each part of library

Area[m²]	East	West	South	North	Sum
Wall	495	574	349	449	1868
Window	233	152	195	106	686
Window frame	21.0	21.4	25.4	4.8	72.6
Ceiling	-				970

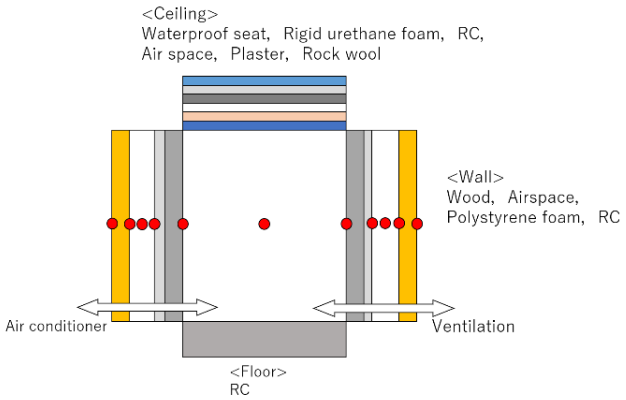


Fig.4 Analysis model (1)

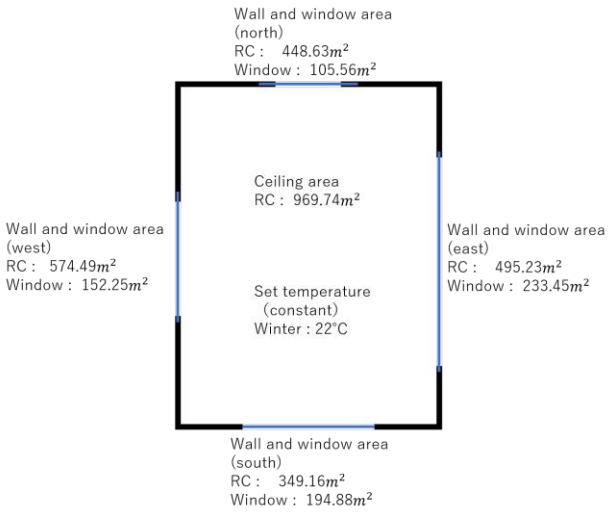


Fig.5 Analysis model (2)

全ての面要素は固体層や空気層からなっており，固体層内部は差分化し一次元熱伝導方程式を立て連立させて，それぞれの表面温度を算出する．

各面要素の外気境界では，太陽からの正味ふく射，外気による対流熱伝達，層内部からの伝導伝熱を考慮する．また，固体層内部，固体層同士の境界では伝導伝熱のみを考慮する．固体層と空気層の境界では向かい合う固体層とのふく射熱交換，空気層による対流熱伝達，層内部からの伝導伝熱を考慮する．室内は黒体とし，放射率 1 の物体としてふく射熱交換を考慮する．

窓ガラスは日射取得型（Low-E 膜が室内側）であり，日射は吸収率を 0，遠赤外線は，透過率を 0 とする．また，ふく射による熱の授受は表面に集中すると仮定する．カーテンは窓面前のみにあり，窓面全てを覆っていると想定する．カーテンの厚さは 0 であり，窓を透過した光エネルギーを一点で全て吸収すると仮定する．

窓枠はアルミニウム 24mm と想定し，窓枠と窓面の熱の授受はないものとする．また壁面やカーテン面と同じように 1 つの面要素として扱う．

室内空間は各面からの貫流熱，各面からのふく射熱，室内発熱，換気による顕熱潜熱の流入出，空調機による暖房冷房に伴う顕熱の流入出を考慮する．

5. 数値計算結果

上記のようなモデルで数値計算を行うことにより，各面要素の層境界面の温度の出力結果を，以下の図 6～図 9 に示す．外気環境の入力値は，米沢図書館屋上で計測した日射量，赤外放射量，外気温，風速の時間平均となっている．また天井面，壁面，窓面，窓枠の初期値は全て室内の空調機設定温度（22℃）になっており，地下温度の初期値は 1 月の深度 5 メートルの山形地中温度[3]としている．データは 2020 年 12 月 23 日から 28 日の値を用いている．また図の壁面，窓面，窓枠面温度は東側壁面のものである．

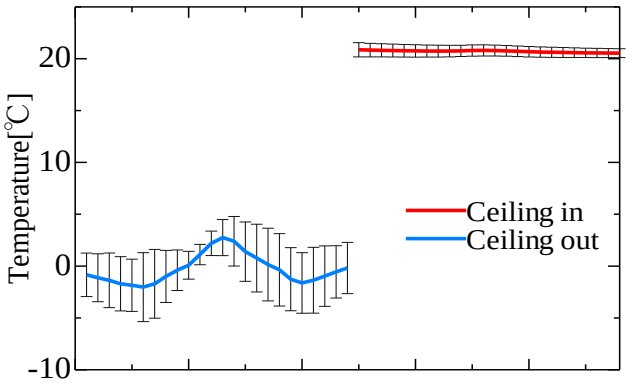


Fig.6 Temperature of ceiling

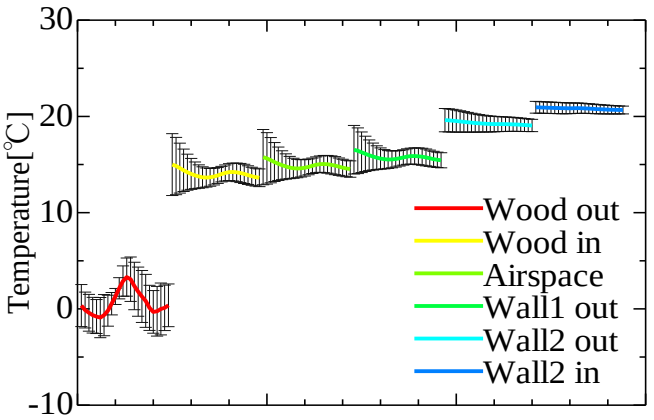


Fig.7 Temperature of wall (East)

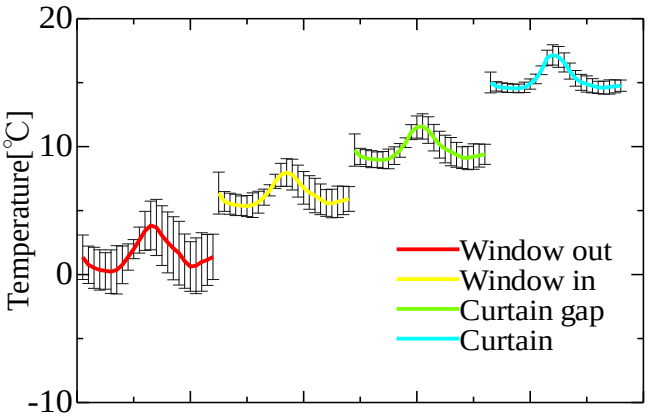


Fig.8 Temperature of window (East)

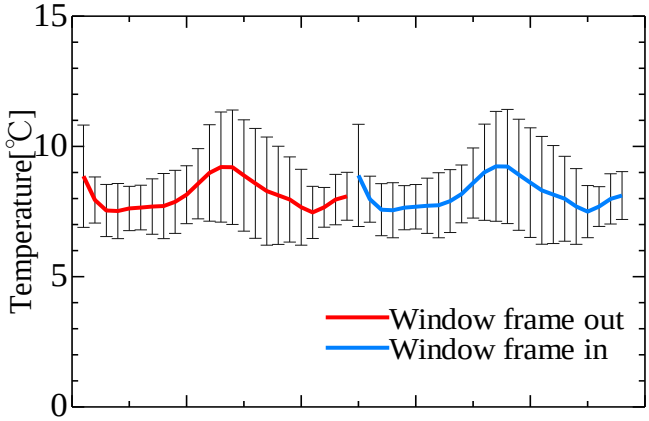


Fig.9 Temperature of window frame (East)

天井面外側に比べて内側の温度変化や標準偏差が小さくなっており，内側は室内設定温度に近い値が出力されている．壁面や窓面でも木製外装の内側と外側では内側の方が温度変化や標準偏差は小さく，また壁面に関しては室内へ向かうにつれ設定温度に近づき，壁面と室内との境界面では温度推移はほぼ一定となっている．窓枠に関しては外側内側では温度分布がほとんど変わらないという結果になった．

6. 結言

木製外装外側に比べて木製外装内側の時間による温度変化及び標準偏差は小さくなっており，また RC 壁に対しても同じことが言えることから木製外装や RC 壁の断熱性を読み取ることができる．

木製外装外側に比べて内側の熱流束の変化や標準偏差が小さいことから木製外装の断熱性が読み取ることができる．

今回構築したモデルでは面要素同士のふく射熱交換や空調による潜熱の流入出を考慮していないため，それを考慮したうえで数値計算した結果と，実測値とを比較しプログラムの整合性を確認する必要がある．

参考文献

[1] 荘保伸一，朝倉靖弘，吉田篤正，木下進一；熱処理木材を使った木製外装による建物模型を用いた断熱性能の評価 日本建築学会技術報告集, Vol.22, No.52, pp.871-874, (2016-10).

[2] Atsumasa Yoshida, Shinichi Shoho, Shinichi Kinoshita,Evaluation of Reduction Effect on Thermal Load Inside and Outside of Concrete Building with Wooden Decoration by Numerical Analysis,The 11th Nordic Symposium on Building Physics (NSB2017), Paper No. 104, Web-page (6 pages), Trondheim, Norway, (2017-6).

[3] 農林水産省；「地中温度に関する資料，農業気象資料第 3 号」(1982).

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022. 3. 11）

冷房設定温度が吸放湿材貼付による省エネルギー効果に及ぼす影響
Influence of Air-Conditioning Temperature Setting for Cooling on the Power Consumption Amount due to Applying Hygroscopic Material

○廣岡　志穂（大阪市立大学）　　岸本　嘉彦（大阪市立大学）
Shiho HIROKA*1　Yoshihiko KISHIMOTO*1
*1　Osaka City University

In order to evaluate influence of air-conditioning temperature setting for cooling on the power consumption due to applying hygroscopic material, numerical calculations were carried out. The conclusions were as follows.

In both cold and warm districts, the power consumption decreases due to hygroscopic material even in case total heat load increases due to ones. For improvement the energy-saving effect of applying hygroscopic materials, it is effective to use the cooling at night when moisture absorption occurs in district with small heat load, to use the cooling during the day when moisture desorption occurs in district with large heat load.

1．研究背景と目的

吸放湿材として多孔質材料を室内側表面に配置した場合に，吸放湿材がルームエアコン(以下「AC」と記す)の冷房負荷に及ぼす影響について，概念図を **Fig. 1** に示す。吸放湿材の調湿効果は AC に対して必ずしも有利に働くわけではなく，潜熱負荷の増加と顕熱負荷の減少が同時に発生し，一般に全熱負荷としては増加する可能性が高い[1)]。しかし近年，空調機容量に対し冷房顕熱負荷が低い場合においては，吸放湿材の併用によって AC の消費電力量が減少する例が報告されている[2)]。つまり，寒冷地のような冷房顕熱負荷の低い地域では省エネルギー効果を示す可能性がある。

また，一般に住宅の熱負荷計算を行う際，地域によらず同一の運転スケジュールや設定温度によるシミュレーションが使用される。しかし，実際の冷房利用実態として，設定温度や運転スケジュールは地域や世帯によって異なる[3)]。そのため，実際の吸放湿材と AC の併用による省エネルギー効果を把握するためには，利用実態を考慮した計算条件による検討が必要である。

以上より，本研究では，冷房設定温度が吸放湿材による省エネルギー効果に及ぼす影響に着目し，寒冷地と温暖地の両地域において，吸放湿材の併用が省エネルギー効果を生む要因について明らかにすることを目的とする。

2．計算条件と検討方法

計算対象住宅は，**Fig. 2** に示す 1 室モデルと想定した木造平屋住宅とする。**Table 1** に壁体に用いた材料物性値を示す。また，本研究では軟質繊維板を吸放湿材とし，吸放湿材の最大効果を把握するため，室内側表面全面に軟質繊維板を貼付した。

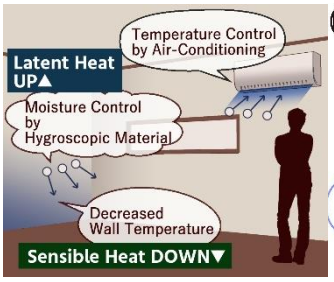


Fig. 1　Relationship between AC and hygroscopic material

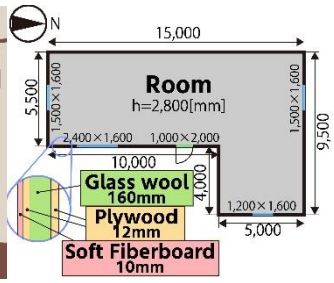


Fig. 2 Object of calculation (Floor plan)

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
Malti-layered glass	1.95	0.072	0	–	–
Glass wool	20.1	0.049	0.0979	–	–
Plywood	1165.6	0.1	0	–	–

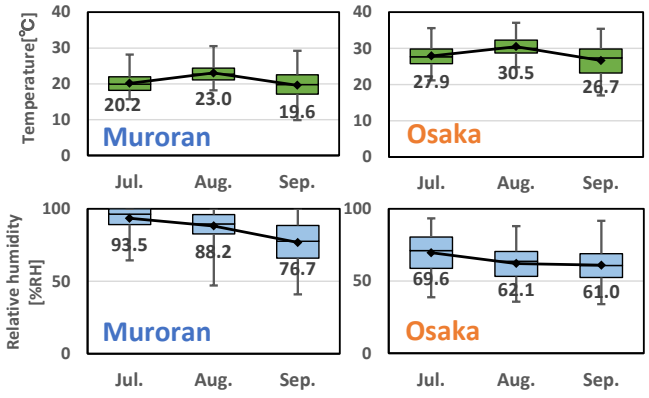


Fig. 3 Outdoor temperature and humidity (in *Muroran* and *Osaka*)

居住者は，成人男性 2 名，成人女性 2 名からなる 4 人家族を想定した。生活パターンについては，平日，休日を設定し，前報[4]の計算条件を参考とした。

AC 運転については，室温が設定温度を超える場合に AC が自動的に運転される終日運転を想定し，設定温度 20[℃]から 30[℃]まで 1[℃]ごとの 11 条件と，終日 AC の運転をしない条件を加えた計 12 条件とした。また，窓は終日閉じているものとし，0. 5[回/h]の強制換気を与えた。

外界条件については，温暖地として大阪府大阪市，寒冷地として北海道室蘭市を対象地域とし，拡張アメダス気象データから 2010 年 6 月 1 日～9 月 30 日の温度，相対湿度，絶対湿度，日射量を用いた。各地点の外気温湿度の四分位と平均値を **Fig. 3** に示す。

数値計算には，熱水分同時移動方程式(κ–νモデル)を用いた。吸放湿材については，壁体表面の湿気伝達率を 0 とした場合を「吸放湿なし」，15.2[kg/m²h(kg/kg')]とした場合を「吸放湿あり」と定義する。

AC の解析モデルについては，時々刻々の空調処理熱量に応じて，凝縮器，蒸発器における冷媒温度および COP を算出可能とする空調モデル[5]を用いた。解析に用いた AC の諸元を **Table 2** に，それに基づく冷房負荷と COP の関係を **Fig. 4** に示す。消費電力量については，時々刻々の空調処理全熱量をそれに対応する COP で除すことにより得られる。計算期間は 2010 年 6 月 1 日～9 月 30 日，6 月を助走期間として，7 月 1 日～9 月 30 日の 3 ヵ月間を検討対象とした。

3．冷房設定温度と吸放湿材が処理熱量や消費電力量に及ぼす影響

吸放湿材貼付による各 AC 処理熱量(顕熱，潜熱，全熱)の増加量を **Fig. 5** に示す。処理顕熱量について，室蘭市では大阪市より減少率が高く，各月において平均外気温より約 4[℃]高い設定温度にて減少量が最大となる。また，大阪市の 8 月以外では，設定温度を上昇させるほど減少量が増加することがわかる。

処理潜熱量の増加量が最大となる設定温度は，室蘭市の 7，8，9 月，大阪市の 7 月では，平均外気温とほぼ等しい。大阪市の 8，9 月については，設定温度による増加量の変動はまばらであるが，増加率としては比較的低い。

処理全熱量について，吸放湿材貼付による増加量は約-50～+150[MJ]となり，算出される増加率は-15～+5[%]程度であった。

吸放湿材貼付による各月の消費電力増加量・増加率を **Fig. 6** に示す。以降，値が負の場合は，減少量，減少率と称す。減少量は，室蘭市より大阪市において多いが，減少率は，大阪市より室蘭市において高い。これは，室蘭市における消費電力量が大阪市より少ないため，減少量がわずかでも消費電力減少率としては相対的に上昇したと考

Table 2 Specifications of AC

Capacity	Min.	Rated	Max.
Cooling load[kW]	0.8	4	4.3
Electric energy consumption[W]	165	1835	2000

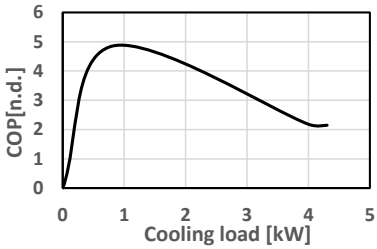


Fig. 4 Relationship between cooling load and COP

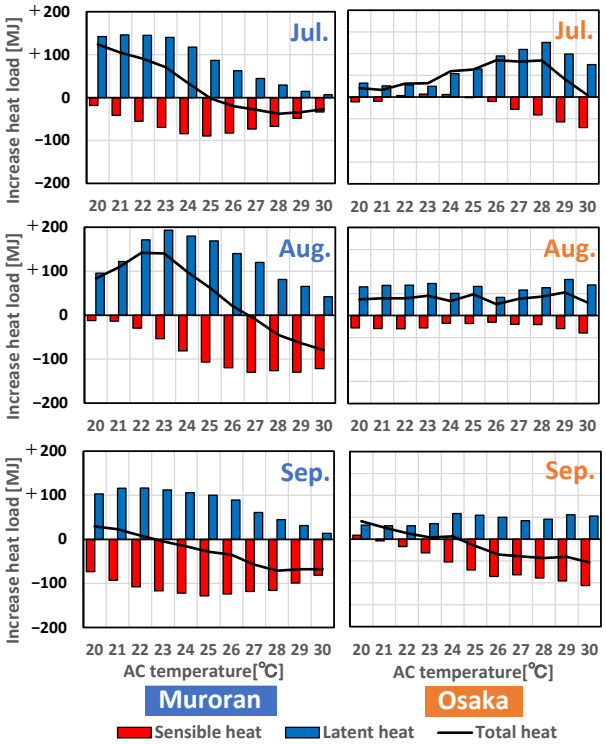


Fig. 5 Variation of increase of heat load due to AC temperature

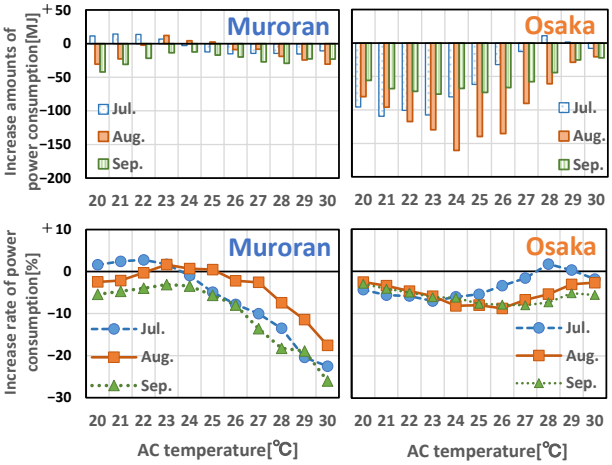


Fig. 6 Variation of increase of heat load due to AC temperature (upper : increase amounts, lower : increase rate)

えられる。

以上より，**Fig. 5** の全熱増加量と **Fig. 6** の消費電力増加量を比較すると，寒冷地と温暖地の両地域において，吸放湿材の貼付によって処理全熱量が増加する場合でも，消費電力量としては減少していることがわかる。

4．冷房と吸放湿材の併用による省エネルギー効果の要因

本章では，吸放湿材による省エネルギー効果の発生要因を明らかにするために，寒冷地と温暖地における COP の出現頻度分布や経時変化を検討する。

4. 1　冷房設定温度の影響

室蘭市と大阪市のそれぞれについて，設定温度が 20, 25, 30[℃]の条件における 8 月の COP 出現頻度分布を **Fig. 7** に示す。ここでは吸放湿なしの条件（図中"not HM"）に着目して検討する。

設定温度 20[℃]の場合の室蘭市において 3[n.d.]付近(以下，「a 点」)と 5[n.d.]付近(以下，「b 点」)に COP の出現頻度のピークがある。図には示していないが，この条件下では冷房が昼間にのみ運転しており，COP が低い a 点は昼間の冷房運転時，COP が高い b 点は運転時より高効率となる冷房発停時の COP がそれぞれ現れたものである。

設定温度 20[℃]の場合の大阪市において，1.5[n.d.]付近(以下，「c 点」)と 3.5[n.d.]付近(以下，「d 点」)に COP の出現頻度のピークがある。図には示していないが，この条件下では冷房はほぼ終日運転しており，COP が低い c 点は日中の冷房運転時，COP が高い d 点は夜間もしくは涼しい日における冷房運転時の COP が現れたものである。

設定温度を上昇させると，室蘭市の場合，昼間の冷房運転時間が減少するため，c 点から徐々に出現頻度が減少していることがわかる。大阪市の場合，暑い昼間ではなく涼しい夜間の冷房運転時間が減少するため，b 点から徐々に出現頻度が減少している。その結果，設定温度の上昇に伴い室蘭市の平均 COP は上昇するが，大阪市の平均 COP は低下する。

また，室蘭市と大阪市において，外気温度と設定温度の差が減少するほど同時刻の COP は上昇するため，a 点，b 点，c 点および d 点の COP は平均外気温度付近の設定温度において最大値を示す。

4. 2　吸放湿材の影響

Fig. 7 より，4.1 項で述べた各出現頻度ピークについて，吸放湿材を貼付すると(図中"HM")，COP が低い a 点や c 点は高効率側に，COP が高い b 点や d 点は低効率側に移動していることがわかる。

ここで，室蘭市における，冷房運転の処理全熱量，消費電力量および COP の日変動の一例(8 月 26 日～27 日の 48 時間)を **Fig. 8** に示す。また，吸放湿ありの条件における各時刻の吸放湿量の正負により判定し，吸放湿材が放湿・吸湿している時間帯についても併記する。

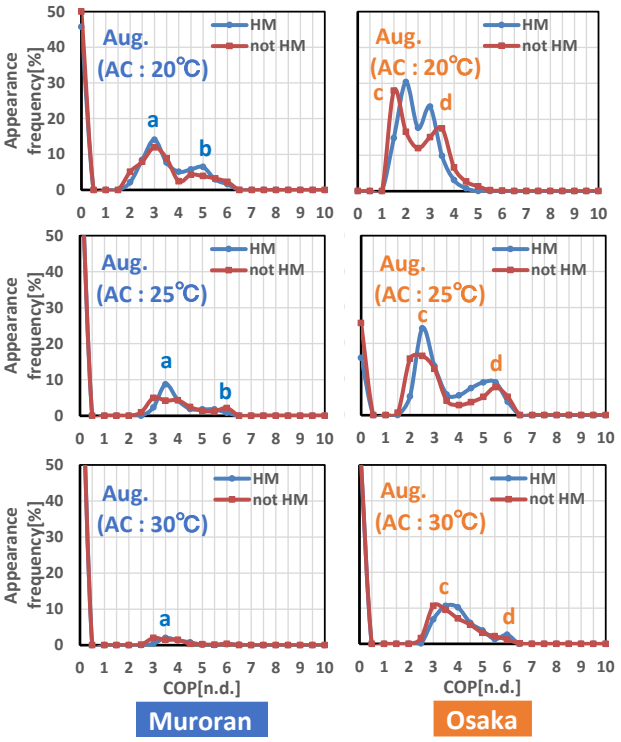


Fig. 7 Appearance frequency distribution of COP at each AC temperature (Aug.)

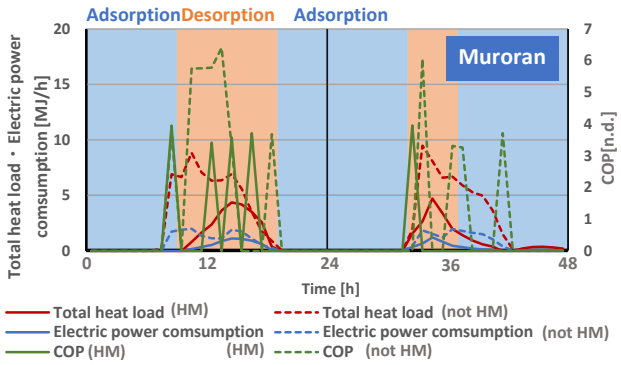


Fig. 8 History of total heat load, electric power consumption, and COP in *Muroran* (Aug.)

Fig. 8 より，既往研究[2]と同様に，吸放湿材が放湿する昼間では，処理全熱量が減少した。しかし，吸湿に転じた夜間では，冷房は運転していないため，吸放湿材の有無に関わらず処理全熱量はほぼ 0 である。つまり，積算処理熱量は減少する。また，吸放湿なしの場合，昼間の運転時には COP は 6[n.d.]付近(前述の b 点)となるが，吸放湿ありの場合は 3.5[n.d.]付近(前述の a 点)に低下する。結果として，処理全熱量が小さい地域では，吸放湿ありの条件において消費電力量が吸放湿なしの条件より常に小さくなることにより，COP が低下としても，終日，吸放湿材貼付による省エネルギー効果を得られる可能性がある。

同様に，大阪市における，冷房運転の処理全熱量，消費電力量およびCOPの日変動の一例(8月10日～11日の48時間)を **Fig. 9** に示す。**Fig. 8** と同様に，吸放湿ありの条件における各時刻の吸放湿量の正負により判定し，吸放湿材が放湿・吸湿している時間帯についても併記する。

室蘭市と同様に，吸放湿材が放湿する昼間では，処理全熱量は減少し，一方で，吸湿に転じる夜間では増加する。つまり，積算処理熱量は増加する。また，吸放湿材の貼付によりCOPは昼間に上昇し，夜間に低下するため，大阪市とは定性的傾向が逆になる。結果として，消費電力量は，処理全熱量の増減と同様に，吸放湿材の貼付によって昼間は増加し，夜間は減少する。つまり，処理全熱量が大きい地域では，夜間よりも昼間の冷房運転時間の比率が高いほど，省エネルギー効果を得られる可能性がある。

そこで，室蘭市と大阪市において，COP変動の定性的傾向が吸放湿材貼付効果により逆になる要因について検討するために，室蘭市と大阪市におけるAC処理熱量とCOPの関係を示した模式図を **Fig. 10** に示す。

室蘭市は処理熱量が小さい地域であるため，**Fig. 10** のようにCOPが最大となる処理熱量よりも小さい範囲においてACが運転する頻度が多い。そのため，昼間の放湿による処理熱量の減少は，室蘭市では冷房運転時の平均COPを低下させる。一方，大阪市は処理熱量が大きい地域であるため，COPが最大となる処理熱量よりも大きい範囲においてACが運転する頻度が高い。よって，大阪市の冷房運転においては，昼間の放湿による処理全熱量の減少は平均COPを低下させ，夜間の吸湿による処理熱量の増加は平均COPを上昇させる。

したがって，吸放湿材貼付による省エネルギー効果は，寒冷地のように処理熱量が小さい地域の場合，吸湿が生じる夜間での冷房利用において効果が高く，温暖地のように処理熱量が大きい地域の場合，放湿が生じる昼間での冷房利用において効果が高くなると説明できる。

５．まとめ

本研究では，寒冷地および温暖地の両地域において，吸放湿材とACを併用した空調システムを採用した戸建住宅を対象とし，冷房設定温度が吸放湿材貼付効果，すなわち調湿効果および省エネルギー効果に及ぼす影響について数値解析により検討した。そして，吸放湿材の有無や冷房設定温度が室内の水分移動や熱負荷に与える影響を把握し，吸放湿材貼付によって得られる調湿効果および省エネルギー効果が増減する各要因について考察した。以下に結果を示す。

1) 寒冷地，温暖地ともに，吸放湿材の併用によって処理全熱量が増加する場合でも，消費電力量は減少した。
2) 吸放湿材による省エネルギー効果と冷房設定温度の関係には，処理熱量の増減に伴うCOPの定性的傾向が大きく影響している。処理熱量が小さい場合は吸湿，処理熱量が大きい場合は放湿によってCOPが増加する。そのため，吸放湿材貼付による省エネルギー効果を上昇させるためには，寒冷地のように処理熱量が小さい地域では吸湿が生じる夜間の冷房利用が効果的であり，温暖地のように処理熱量が大きい地域では放湿が生じる昼間の冷房利用が効果的である。

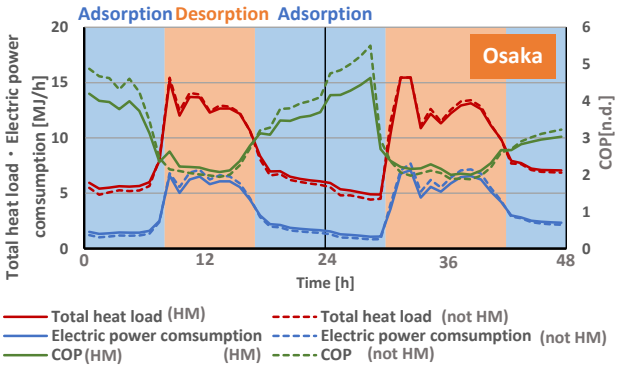


Fig. 9 History of total heat load, electric power consumption,and COP in *Osaka* (Aug.)

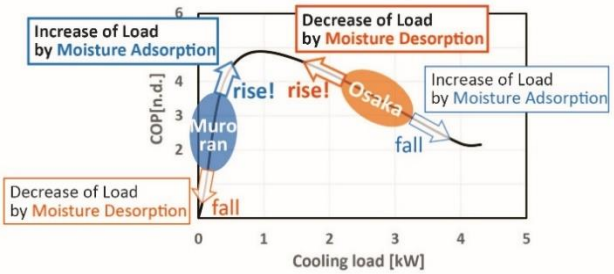


Fig. 10 Schematic diagram of variation of heat load and COP in cold and warm districts

参 考 文 献

1) 坂本 雄三，松尾陽，永井明寛，金垣龍：「潜熱負荷と湿度変動に及ぼす室内備品類の吸放湿性に関する研究　その2 シミュレーションによる吸放湿材の影響に関する検討」，日本建築学会大会学術講演梗概集，D-2，pp. 317-318，1996.
2) 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.
3) 岸本嘉彦，梅宮典子：「寒冷地の住宅における冷房発停生起条件に関する研究」，第49回空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集，A42，2020.
4) 佐藤亮太，高橋光一，岸本嘉彦：「寒冷地の戸建住宅における冷房・自然換気の利用実態に基づく吸放湿材の省エネルギー効果の検討」，日本建築学会大会学術講演概論集，D-2，pp. 193-194，2017.
5) 上野剛，宮永俊之，占部亘，北原博幸:家庭用エアコンの熱源特性モデルの開発・その1　冷房時モデル，電力中央研究所報告，pp1-18，2010.

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022.3.11）

蒸暑気候における折鋼板屋根の断熱・気密・防露性能の向上に関する研究
（その２）倉庫の折鋼板屋根の各種保温改修工法に関する性能評価

Research on Improving Hygrothermal and Air-tightness Performances of Folded Plate Steel Roofs in Mixed Climate Zone (Part2) Numerical Comparison of Hygrothermal Performances on a Warehouse with Various Thermal Retrofits

芝池　英樹（京都工芸繊維大学）　カイリナ　ビンティ　カマルル　アドラン（京都工芸繊維大学）
○　水上 明日香（京都工芸繊維大学）

Hideki SHIBAIKE *1 Khairina Binti KAMARUL ADLAN *1 Asuka MIZUKAMI *1

*1 Kyoto Institute of Technology

The lower the solar absorption rate and the higher the emissivity, the higher the cooling capacity, but the dehumidifying capacity does not always increase. Considering the heat insulation performance, it is better to choose one with low solar absorption rate and emissivity so that you can spend the whole year under comfortable conditions.

１.はじめに

近年、グローバルな気候変動の影響も有りエアコンの使用頻度が増加しており、それに伴って夏期の消費電力も増加している。また新型コロナ感染拡大防止のためにE-Commerce が急速に拡大し，それを支える物流倉庫も急増している。倉庫内で働く労働者を暑熱環境から保護し、作業効率や快適性を確保し消費電力の抑制を両立させるため、外皮への高反射塗料塗布による冷房負荷削減効果の数値評価を目指した。

本研究では木造平屋建てモデル倉庫に関して、外皮の日射吸収率、放射率の変化に焦点を絞り、建物の熱・湿気性状をシミュレーションできる Windows アプリケーション WUFIPlus 3.2.0.1 を用いて数値的に検討する。

２．モデル建造物と内部発熱の概要

計算対象の建造物は所在地を東京もしくは福井とする、延床面積 324.615 ㎡、室容積 1265.04 ㎥、外皮面積 963.95 ㎡の木造平屋建ての典型的な倉庫である（計算の簡略化のために室内からは柱を取り除いている）。外皮平均熱貫流率(U_A値)は 2.93W/㎡・K とする。

内部発熱や水蒸気発生の条件については労働者１名、フォークリフト１台（労働時間は一日のうち 8 時から 12 時、13 時から 17 時、土日休日）として Table.1 の通りに設定する。

労働者の水蒸気発生については夏季で 195.7g/h、冬季で 198.7g/h であるが、東京の場合は 5 月から 10 月を夏

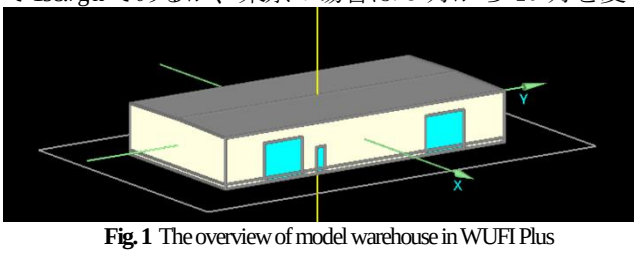


Fig. 1 The overview of model warehouse in WUFI Plus

３.計算条件

計算期間は 2016 年 10 月 1 日から 2017 年 10 月 1 日（助走期間は二週間）とし、外界気象条件は東京と福井の拡張 AMeDAS 標準年を用いる。地盤温度は地下 50cm の温度、湿度を適用し、建造物の外皮には JIS K 5675:2011「屋根用高日射反射率塗料」が規定する日射反射率に適合する実在する塗料と、架空の日射吸収率、放射率を持つ塗料を使用する（Table.2）。

本研究では二つのケースに分けて計算を行っている。①内部発熱無エアコン無、②内部発熱有エアコン有換気有である。

換気については 8 時から 20 時にかけて 0.5 ㎥/h の自然換気を行い、冷房除湿についてはそれぞれ 30℃、相対湿度 80%を超えた場合に作動する。

Table.1 Heat gain parameters

	Heat convection [W/h]	Heat radiation [W/h]
Human	39.3	33.3
Forklift	502	502
Light	1350	1350
Plug load	0.375	0.375

Table.2 Solar absorption / emission

	Short wave radiation absorption [-]	Long wave emissivity, surface to outer air [-]
No.1	0	0
No.2	0.106	0.877
No.3	0.16	0.23
No.4	0.158	0.922
No.5	0.2	0.9

４.温湿度変動と冷房除湿負荷変動

Figure2 から Figure14 は①と②の結果をグラフ化した

ものである（左福井　右東京）。Figure2 より室温は外気温と全天日射に影響を受け、日射吸収率が高いほどその日の最高温度が高くなり、放射率が高いほどその日の最低気温が低くなる。また、日射吸収率を 0.1 上げるごとに年間最高気温が約 5.25℃、平均気温が 1.38℃上がり、放射率を 0.1 上げるごとに平均気温が 1.13℃、年最低気温が 1.38℃低下する。ただしこの数値はあくまで目安である。絶対湿度と相対湿度については日射吸収率と

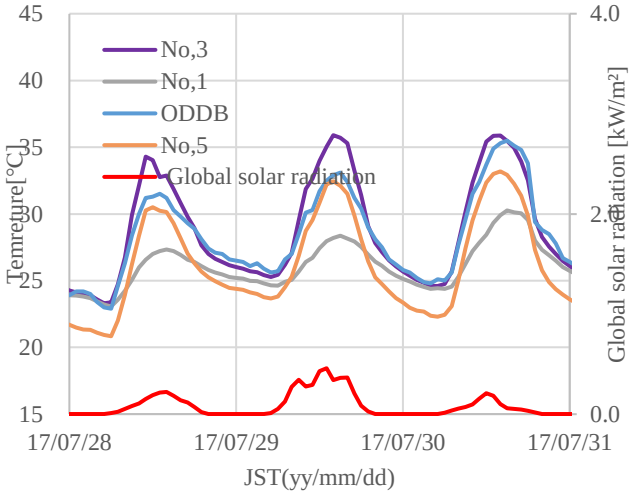


Fig. 2 temperature with no air condition and no loads in Fukui

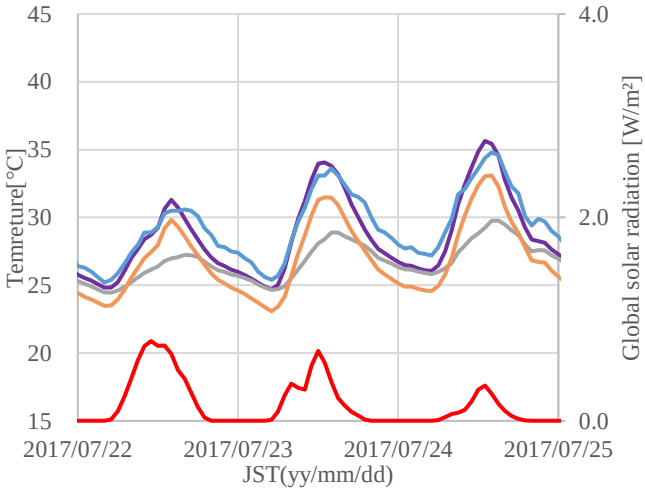


Fig. 3 temperature with no air condition and no loads in Tokyo

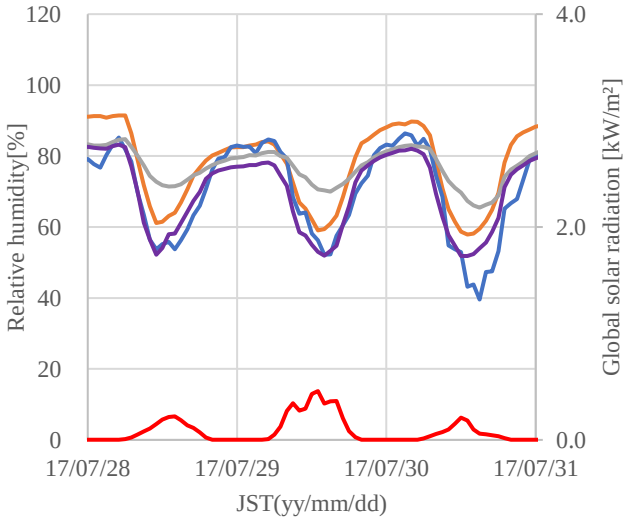


Fig. 4 Relative humidity with no air condition and no loads in Fukui

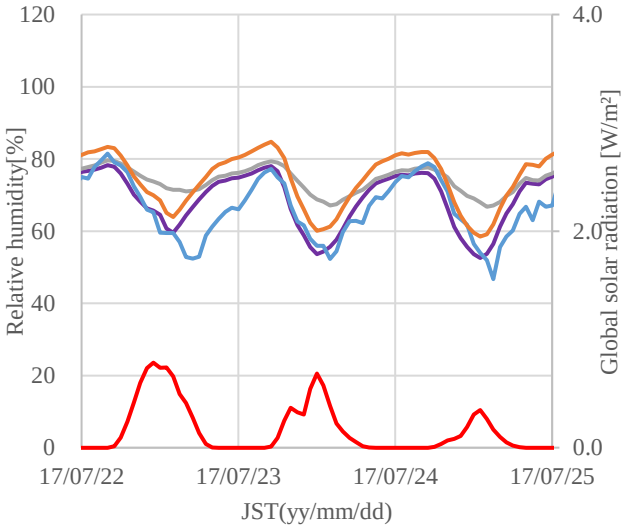


Fig. 5 temperature with no air condition and no loads in Tokyo

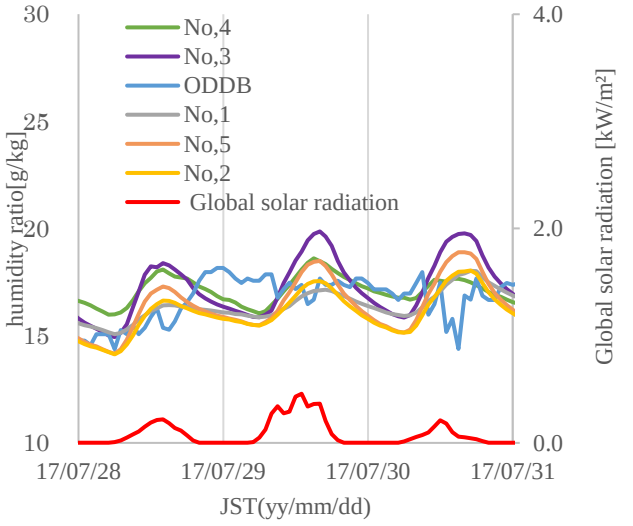


Fig. 6 humidity ratio with no air condition and no loads in Fukui

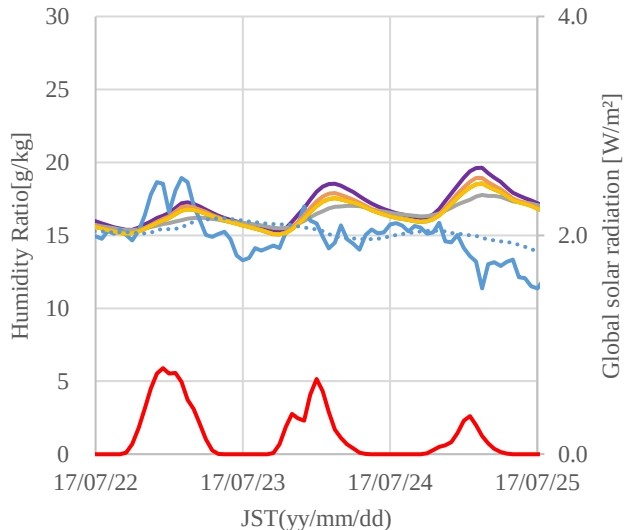


Fig. 7 humidity ratio with no air condition and no loads in Tokyo

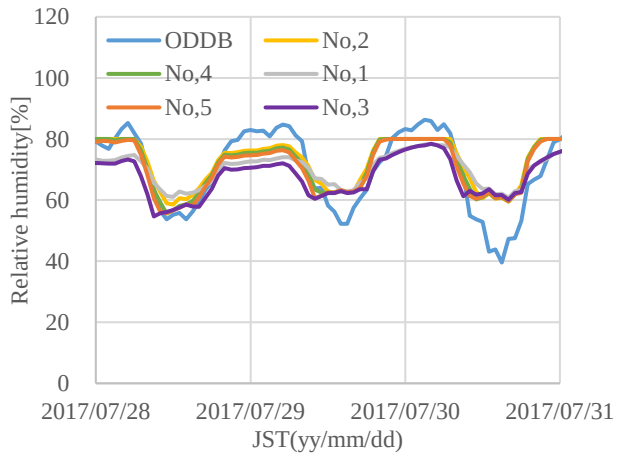


Fig. 7 Relative humidity with air condition and loads in Fukui

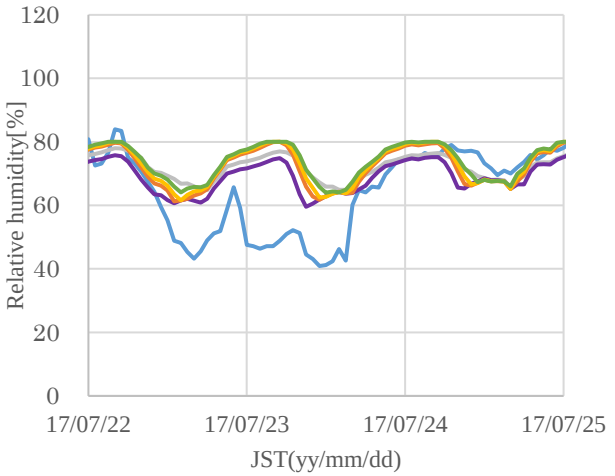


Fig. 8 Relative humidity in no air condition and no loads in Tokyo

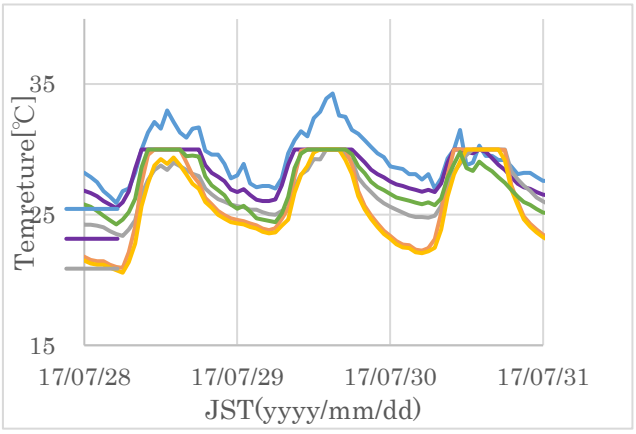


Fig. 9 temperature with air condition and loads in Fukui

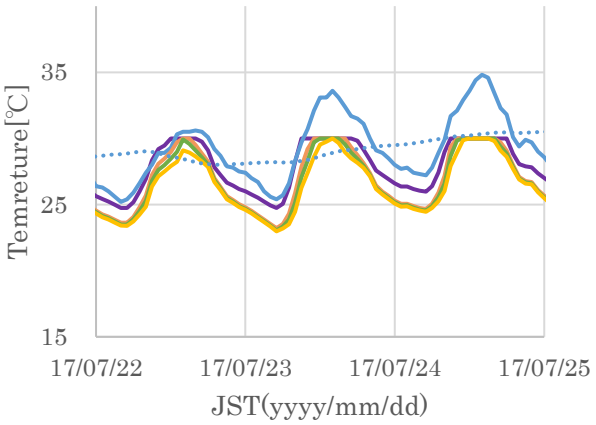


Fig. 10 temperature with air condition and loads in Tokyo

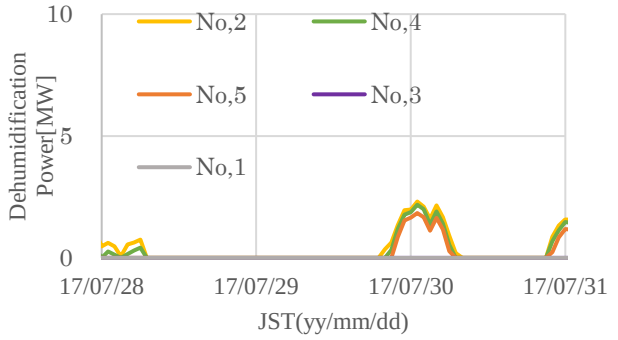


Fig. 11 Dehumidification power with air condition and loads in Fukui

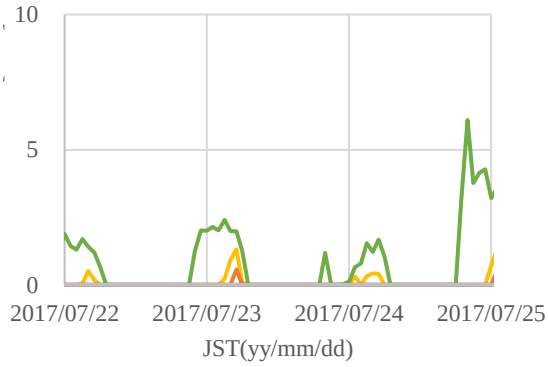


Fig. 12 Dehumidification power with air condition and loads in Tokyo

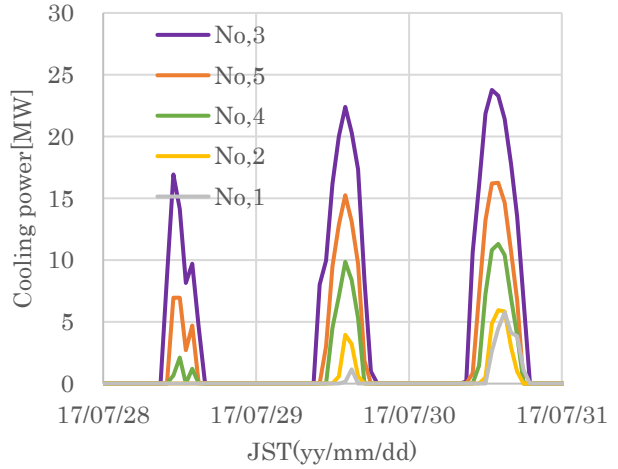


Fig. 13 Cooling power with air condition and loads in Fukui

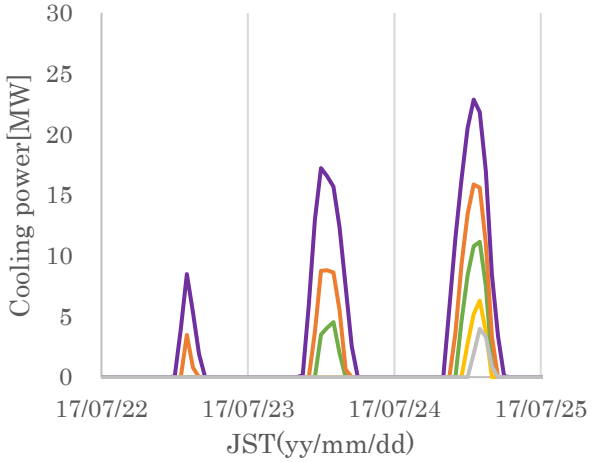


Fig. 14 4Cooling power with air condition and loads in Fukui

放射率の違いによるはっきりした関連は見られなかった。ただし日射吸収率が高いほど絶対湿度の年間平均は上がる傾向にある。内部発熱がない場合は inner heat source の部分が無くなる。

Figure14 と 15 は②の条件の時の福井にある No, 1 と No, 3 の年間の熱利得と熱損失を表にしたものだが、他の塗料もこの傾向に従う。コンクリート金鏝押さえの床からの熱損失が大きく、ほとんどの条件において室温が外気温を下回るのはこれが原因だと推測される。

Figure11～14 は空調設備を稼働させた時に消費したエネルギーのグラフである。Figure14 を見ると No, 3 の条件の時、冷房負荷が強くなっているため、No, 3 の時の条件が一番空調効率が悪いように見えるが、Table3 の結果を見ると No, 3 が一番空調設備を使っていないと分かる。

５、外皮の年間熱損失について

Figure6 は②の条件の時の福井にある No, 1 の年間の熱利得と熱損失を表にしたものだが、他の塗料もこの傾向に従う。コンクリート金鏝押さえの床からの熱損失が大きく、ほとんどの条件において室温が外気温を下回るのはこれが原因だと推測される。

6, まとめ

日射吸収率が低く放射率が高いほど冷房能力が上がるが、除湿能力が上がるとは限らない。断熱性能なども考慮した時、日射吸収率と放射率はともに低いものを選んだ方が年間を通して快適な条件で過ごせる。

参 考 文 献

1) Ahmed, K., Kumitski, J, & Olesen, B. W. (2017). Data for occupancy internal heat gain calculation in main building categories. Data in Brief, 15, 1030-1034. https://doi.org/10.1016/j.dib.2017.10.036

2) Christian Taber, Donald Colliver, “Simulated Impact of Energy Codes Thermal Comfort in Heated-and-Ventilated Only Warehouses”, ASHRAE Journal, December2018, p2,

3) 比留川　伸司、平成 24 年度､塗料の省エネルギー性能評価法調査、Vague、2014 年、No.134、p4、

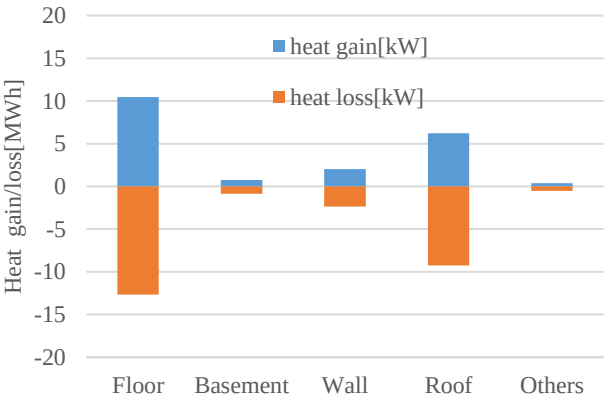


Fig. 15 annual eat gain/loss in Fukui (No,1)

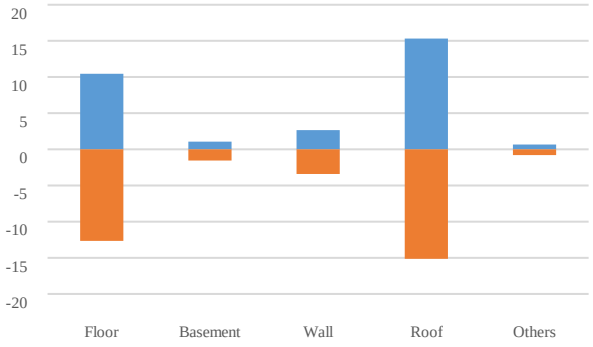


Fig. 16 annual heat gain/loss in Fukui (No,3)

Table3. Air conditioning power in Tokyo

	No.1	No.2	No.3	No.4	No.5
Cooling power [MW]	0.25	0.33	4.04	0.96	1.86
Dehumidification power [MW]	0.33	1.44	0.14	1.23	1.00
Cooling+Dehumidification power [MW]	0.58	1.77	4.18	2.19	2.86
Usage time [h]	457	1285	567	1227	1153

Table4. Air conditioning power in Fukui

	No.1	No.2	No.3	No.4	No.5
Cooling power [MW]	0.04	0.10	3.29	0.55	1.29
Dehumidification power [MW]	0.81	2.95	0.50	2.57	2.15
Cooling+Dehumidification power [MW]	0.85	3.04	3.78	3.12	3.44
Usage time [h]	813	2678	906	2503	2272

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022. 3. 11）

寒冷地用高断熱・高気密住宅の熱・湿気性状に関する研究
－ 寒冷気候での性能評価
Hygrothermal Simulations on a High Performing Detached House with Traditional Timber Frame Designed for Cold Climate Zone – Performance Evaluations for Cold Climate Zone

技術ﾌｪﾛｰ　芝池　英樹（京都工芸繊維大学）
伍賀　誠治（京都工芸繊維大学）　　○清水　亮吾（京都工芸繊維大学）
Hideki SHIBAIKE *1　Seiji GOKA *1　Ryogo SHIMIZU *1
*1　Kyoto Institute of Technology

Applying the Windows application WUFI® Plus Ver.3.2, the high performing two storied single family house has been numerically evaluated for the three types of mechanical ventilation systems (HRV, ERV and NRV) to be utilized. The model house was designed and constructed for the cold climate zone which has a large south opening intended for passive use of solar heat gain and the thicker insulation layers of fiberglass for both the cavity infill and exterior attached layer.
Regarding the sensible heat load for air conditioning, HRV shows particularly effective reduction for heating load, but the less effect on cooling load. On the other hand, ERV shows the greater reduction on the sensible and latent load for air conditioning.

１．はじめに

我が国では、近年気候変動対策として国を挙げての CO_2 排出量削減を目的とした立法や施策が矢継ぎ早に推進されている。建築の分野でも、2015 年に採択された「パリ協定」に従い、2030 年度までに日本の住宅・建築分野における CO_2 排出量を 40%削減する目標が定められた。これに伴い、2019 年には「建築物のエネルギー消費性能の向上に関する法律」が改正され、建築分野での省エネルギー化は漸く義務化で進んでいる。

本報では、建物の非定常熱・湿気同時移動が予測可能な Windows アプリケーション WUFI® Plus Ver.3.2（以下 WUFI® Plus と表記）[1),2)]を用いて、太陽熱のパッシブ利用を意図して南面大開口を採用し寒冷地用に設計・建設された高断熱・高気密住宅 [3)]をモデル化し、室内温・湿度や冷・暖房負荷の変動性状を予測する。完成住宅では第 3 種換気システムが採用されているが、数値予測では 3 種類の機械換気システム（熱回収無しの第 3 種換気 : NRV、バイパス回路が有り顕熱のみ 90%回収する熱回収換気 : HRV、バイパス回路が有り顕熱 70%、潜熱 40%を回収する全熱回収換気 : ERV）の効果を比較し、室内温・湿度や冷・暖房の潜・顕熱負荷変動に与える影響を明らかにする。

２．計算対象となる高断熱・高気密住宅の概要

計算対象とする建物は、延床面積 124.2 m^2、室容積 527.2 m^3、総外皮面積 415.87 m^2 の２階建て住宅である（**Fig.1** 参照）。南側外皮には、殆ど壁がなく、巨大な高性能窓が置かれていることが大きな特徴である。

今回は、計算の簡略化のために 1 階、2 階、床下空間を区別せず 1 ゾーンとし計算を実施する。屋根・外壁共に GW による充填・外張り断熱を採用しており、外皮の平均熱貫流率は約 0.19 W/m^2K となっている。室内の設定温度は 20~25℃、設定湿度は 40~65%とする。内部発熱は夫婦と子供二人の 4 人家族を想定し、夏、冬、中間期に対して、各々平日と休日の 2 パターンを設け、合計 6 パターンを使用して計算する。

３．計算条件

計算期間は、助走期間を 1 週間設け、11 月 01 日から翌年 10 月 31 日までの 1 年間とする。

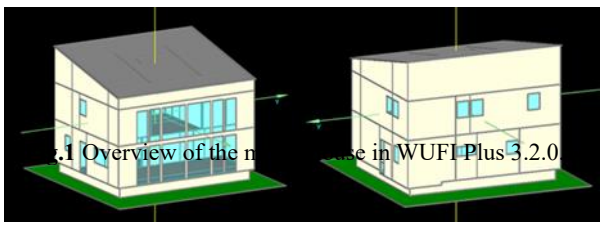


Fig.1 Overview of the n[illegible]se in WUFI Plus 3.2.0

外界気象データには、建設地に近い秋田県秋田市の拡張アメダス標準年を用いる。

南面する大開口部には、日射熱によるオーバーヒートを避けるためにブラインドが設けられている。①11/01~02/01 の期間は 07:00~17:00 の間だけブラインドを全開し、1 日の残りの時間は全閉とする。②05/18~10/08 の期間は 5:00~19:00 の間は 30%開放し残りの時間は全閉、①、②の期間外では 6:00~18:00 の間ブラインドを全開し、残り時間は全閉とする。

換気は機械換気でのみ行い、ブラインドと同様に室温が上がりすぎてしまうことを避けるために換気量を調整した。③2019/04/24~2019/06/07 と④2019/09/15~2019/10/24 の期間は夜間（18:00 から翌日の 9:00 まで）に換気量を 320 ㎥/h に増やし、それ以外の時間帯は 263.6 ㎥/h とする。また、③、④以外の期間の換気量は 24 時間常に 263.6 ㎥/h で一定に設定する。

４．計算結果

計算期間で外気温が最も下がった 2019/01/17 の前後 1 週間では暖房が作動し、室内温度は NRV、HRV、ERV の間に大きな温度差は見られなかったが、室温が 20℃を超えるときはわずかだが HRV が ERV と NRV よりも気温が高くなっている（**Fig.2**）。この時の絶対湿度は室温と同じように約 6g/kgDA ほとんど一定の値を取っていた。しかし、顕熱負荷を比較したところ、HRV が最も顕熱負荷が小さく、続いて ERV、NRV の順番に負荷が大きくなっていることがわかった（**Fig.3**）。特に HRV は NRV と比べて顕熱負荷が半分ほどに軽減されていることがわかる。潜熱負荷を見ていくと、NRV と HRV はほとんど同じ値を取っているのに対して、ERV はほかの 2 種類よりも低い値を取っていることがわかる。

最も外気温が上がった 2019/08/02 の前後は冷房が作動して最も寒い日と同様に、3 種類の換気方式に温度差はほとんど見られなかった（**Fig.4**）。顕熱負荷は 3 種類とも大きな差はないものの、暖房期と同じように HRV、ERV、NRV の順番で負荷が大きくなっていることがわかった（**Fig.5**）。NRV と HRV の潜熱負荷はほとんど同じ変動をしているのに対し、ERV はほかの 2 種よりも負荷が小さく抑えられていることがわかる。

日射量が最も多い 2019/06/12 の前後 1 週間では NRV が他の換気方式よりも室温が低く、ERV と HRV には差が見られなかった（**Fig.6**）。顕熱負荷を比較すると最寒日や最暑日とは順番が入れ替わり、NRV、ERV、HRV の順に負荷が大きくなっていた（**Fig.7**）。また、この期間ではでは加湿・除湿がともに 0 であり、潜熱負荷は生じなかった。そこでこの期間の相対湿度と絶対湿度を調べたところ、NRV、ERV、HRV の 3 種とも大きく変動していることがわかった（**Fig.8 Fig.9**）。絶対湿度が高い場合は 3 種類の差はあまりないが、絶対湿度が急激に低下したときは ERV、HRV、NRV の順に変化が小さくなっている。

最後に単位面積当たりの顕熱負荷・潜熱負荷の合算値をからそれぞれの空調負荷を比較してみる（**Fig.10**）。暖房と除湿の合算値では NRV がほかの 2 種類よりも 2~3 倍ほどの負荷がかかってしまっている結果となった。しかし、冷房と加湿の合算値を見ると ERV と NRV はほとんど差がなく、HRV が最も負荷が大きいことがわかった。結果的に全体を通してみると、NRV、HRV、ERV の順に空調負荷が小さくなっていくという結果となった。

５．まとめ

建物の非定常熱・湿気同時移動が予測可能な Windows アプリケーション WUFI® Plus Ver.3.2 を用いて、太陽熱のパッシブ利用を意図して南面大開口を採用し寒冷地用に設計・建設された高断熱・高気密住宅をモデル化し、3 種類の換気熱回収方式に応じる顕・潜熱空調負荷や室内温・湿度の変動性状の違いを比較検討した。

顕熱空調負荷に関しては、HRV は特に暖房負荷削減に有効なことが確認できたが、冷房負荷に関しては暖房負荷ほどの効果が見らない。一方で、全熱回収する ERV は冷房・除湿負荷と暖房・加湿負荷の何れでも NRV（熱回収無しの第 3 種換気方式）よりも

大きな負荷削減効果が得られた。また、日積算日射量が最大となる 6 月 12 日を含む 1 週間では、冷房負荷の順序が NRV＜ERV＜HRV と逆転し、バイパス回路による外気冷房が好ましいことが分かる。

最後に、計算対象とした高断熱・高気密住宅は南面窓面積が過大なため、冬期は開口部を貫流する熱損失が大きく保温効果は十分発揮されず、夏期は射入日射量でオーバーヒートしている。ブラインド等よる日射遮蔽や適切な外気冷房の応用により、さらなる空調負荷削減が期待できる。また、期間暖・冷房負荷の簡易計算で Passive 建築評価が可能な WUFI® Passive 機能で計算される冷・暖房負荷と、精算された冷・暖房負荷の一致度の検証は今後の課題である。さらに外皮の外表面寸法によるモデルと国内では一般的に利用されている柱芯によるモデルの冷・暖房負荷の差異についても検討予定である。

謝辞　計算モデル選定に際して試作住宅新築工事竣工図を提供し、完成物件見学を受諾戴いた西方設計関係各位に感謝します。

参考文献

1）　H.M.Künzel, Simultaneous Heat and Moisture Transport in Building Components One- and two-dimensional calculation using simple parameters, IRB Verlag, 1995.

2）　H.M.Künzel, Simulation of indoor temperature and humidity conditions including hygrothermal interactions with the building envelope, Solar Energy 78, 2005.

3) 西方里見，西方設計試作住宅新築工事竣工図（Private Communication），2016.

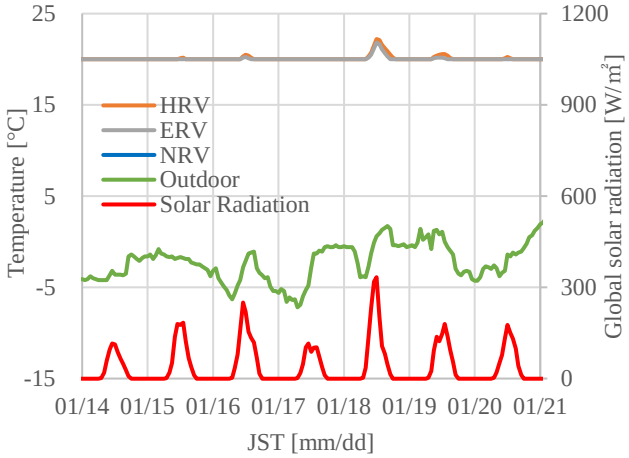


Fig.2 Temperature profiles in severe winter week

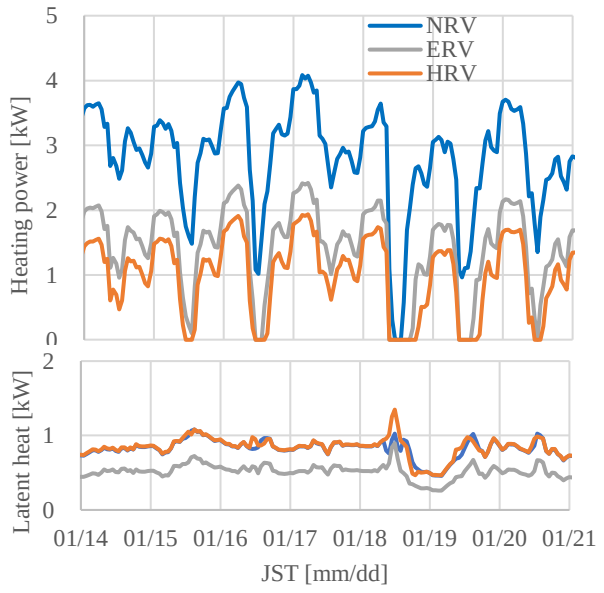


Fig.3 Heating power and Latent heat in severe winter week

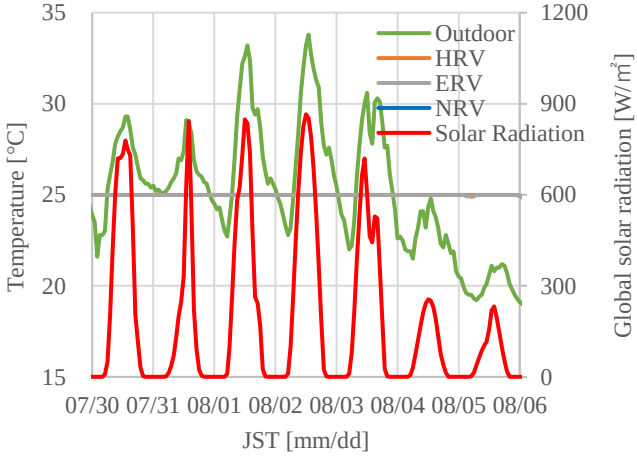


Fig.4 Temperature profiles in hot summer week

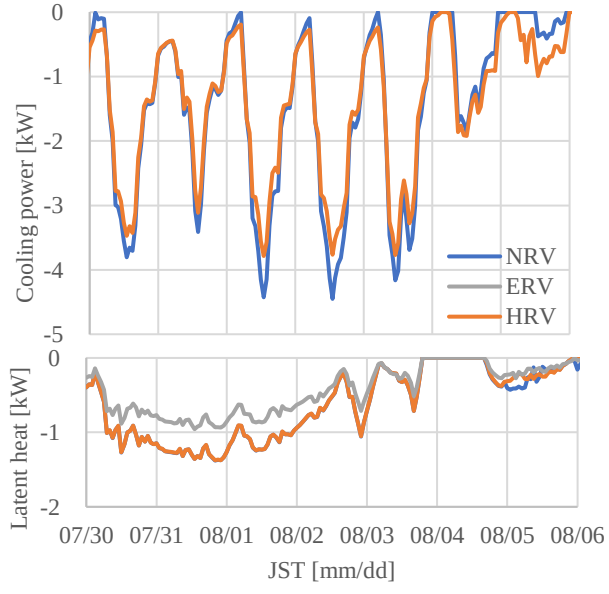


Fig.5 Cooling power and Latent heat in hot summer week

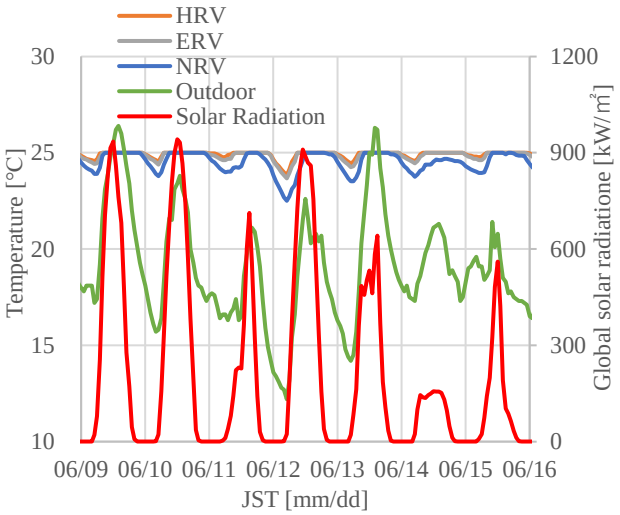


Fig.6 Temperature profiles in summer solstice

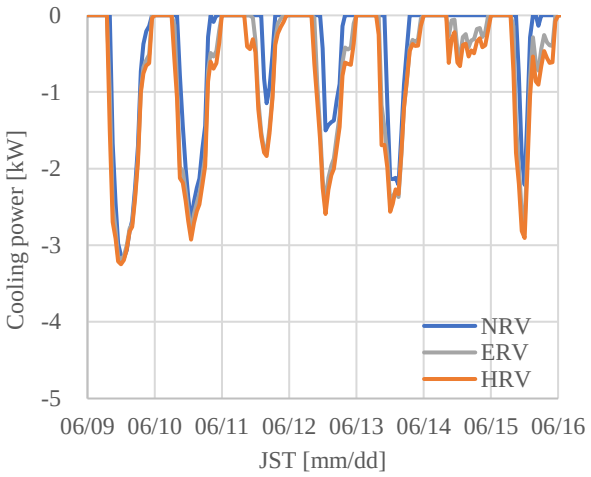


Fig.7 Cooling power in summer solstice

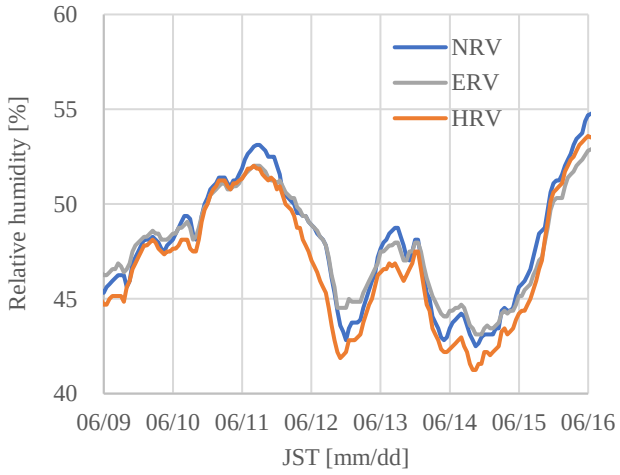


Fig.8 Relative humidity in summer solstice

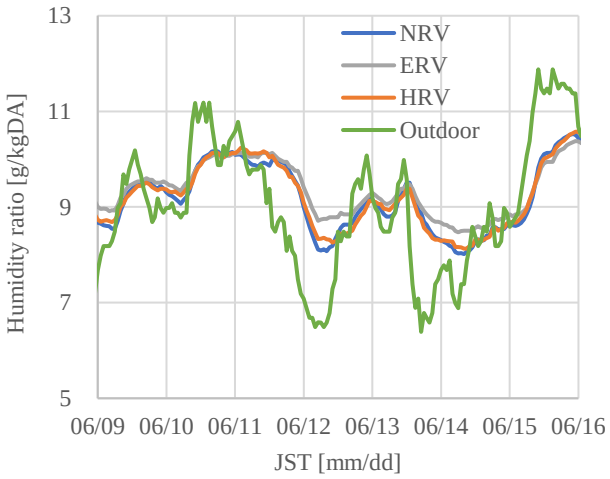


Fig.9 Humidity ratio in summer solstice

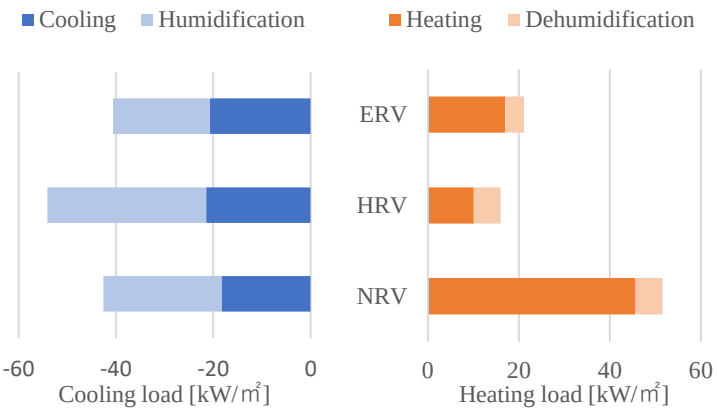


Fig.10 Cooling and Heating load

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022. 3. 11）

休憩空間における室内環境変化が在室者のリラックス・リフレッシュ効果に与える影響
（その１）照明・気流・におい環境の変化が心理反応に及ぼす影響
Influence of Indoor Environmental Changes in Relaxation Space on Relaxation and Refreshment Effects of Occupants
(Part 1) Influence of Lighting and Wind,Odor Changes on Psychological Response

○宗　菜津未　（大阪大学）　山中　俊夫　（大阪大学）　崔　ナレ（大阪大学）
竹村　明久　（摂南大学）　小林　知広　（大阪大学）藤江　智暉（大阪大学）
池田　馨　（パナソニック株式会社プロダクト解析センター）
Natsumi SO[*1]　Toshio YAMANAKA[*1]　Narae CHOI[*1]　Akihisa TAKEMURA[*2]
Tomohiro KOBAYASHI[*1]　Tomoki FUJIE[*1]　Kaoru IKEDA[*3]
[*1] Osaka University　[*2] Setsunan University　[*3] Panasonic Analysis Center,Panasonic Corporation

Since proper break between office work is helpful in decreasing work-related stress and fatigue, a break space in office is also an important place to create healthy and productive workplace environment. However, there are relatively few studies focused on the break space compared to ones focused on work space. In this study, experiments were carried out to investigate the influence of the break space's indoor environment on occupants' psychological and physiological responses. To examine whether change in indoor environment during break positively affect occupants' responses and productivity, lighting, odor and air movement conditions were intentionally changed before the end of the break.

はじめに

オフィスで長時間、連続的に働いていると、集中力が低下し、作業効率に悪影響を及ぼすとされているが作業の合間に休憩を挟むと、その後の作業の効率が上がるという効果があり、近年では勤務中の休憩が推奨されてきている。[1)] しかし、休憩空間の環境がその後の作業効率や、在室者の心理・生理反応に与える影響についての研究はあまり行われていない。本研究は､在室者の快適性･生産性が向上する休憩環境の提案を目的とする。本実験では、休憩中の照明・におい・気流条件を変化させ、在室者の心理・生理反応および休憩後の作業効率を測定した。その結果から、休憩中の室内環境の変化が在室者をリラックス状態からリフレッシュ状態に移行させ、休憩後の作業効率向上につながる可能性について検討する。

1. 実験概要

実験は本学学内の作業空間と休憩空間を設けた実験室で行った（**Fig.1**）。パネルには本学学生の男性 5 名（22 ～ 24 歳）女子 4 名 (21 ～ 24 歳) を採用した。実験スケジュールを **Fig.2** に示す。作業空間で説明を行い、パネルに脳波測定機器を取り付けた。1 回目の心理評価後、d2 テスト 2 枚と数独、さらにその後 d2 テスト 2 枚の合計 15 分間を実施した (作業 (1))。2 回目の心理評価後、休憩空間で 10 分間休憩させた。休憩のうち最初の 8 分間は自然の映像を見て過ごさせ、以降この状態をリラックス状態とする。8 分後、休憩時の環境変化が在室者の心理・生理反応、休憩後の生産性に与える影響を調べるため、残りの 2 分間は照明 (L)、気流 (W) におい (O) のいずれか、もしくは全て (A) を変化させた。以降この状態をリフレッシュ状態とする。また比較のため、リラックス状態で 10 分間過ごす条件 (R) と、休憩が無く約 45 分間続けて作業を行う条件 (T) についても実験を行った。休憩後 3 回目の心理評価を実施した後、作業空間に移動し、休憩前と同様に d2 テストと数独を 15 分間実施した (作業 (3))。最後に 4 回目の心理評価を行った。

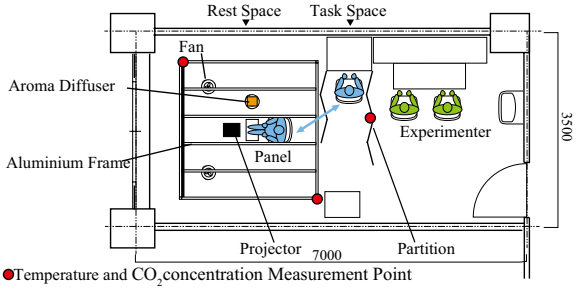


Fig. 1 Experimental room plan

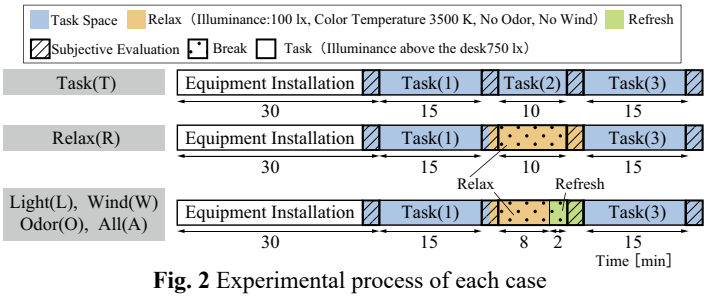


Fig. 2 Experimental process of each case

Table1 Environmental conditions of each phase

		Illuminance(lx)	Color Temperature(K)	Wind	Odor
Task(1)(2)(3)		750	3900	Calm	No Aroma
Relax		100	3500	Calm	No Aroma
Refresh	Light(L)	3500	5700	Calm	No Aroma
	Wind(W)	100	3500	Fan	No Aroma
	Odor(O)	100	3500	Calm	Peppermint
	All(A)	3500	5700	Fan	Peppermint

Table2 List of measurement items

Contents	Item
Environment	Temperature・Humidity・CO_2concentration
Psychological Responce	Relaxation・Refreshment・Fatigue
	Two-Dimentional Mood Scale（Stability・Activity）
	Odor Intensity ・Odor Pleasantness・Odor Preference
	Brightness・Glareness・Light Comfort・Pleasantness of Air Movement
	Pleasantness of Overall Environment
Physiological Responce	Heart Rate・EEG
Task	Processed Rate of d2test・Persentage of Errors of d2test

実験室の換気量や温湿度、CO_2 濃度は適切に管理を行い、全条件でほとんど差がないことを確認した。日光の影響を避けるため、実験室の窓は遮光フィルムで覆った。作業空間は、机上面照度を 750 lx、色温度 3900 K に統一し、パーティションで区切った。休憩空間に 1 辺 2.4 m のアルミフレームを設置し、照度と色温度が変更可能な電球を取り付けた。リラックス状態の休憩環境は顔面照度 100 lx、色温度 3500 K、においの噴霧無し、気流無しの条件で統一した。実験条件を **Table1** に示す。リフレッシュ状態で照明が変化する条件では、照度を 100 lx から 3500 lx 、色温度を 3500 K から 5700 K に変化させた。におい変化条件ではペパーミントの精油を噴霧し、気流変化条件では扇風機により気流を発生させた。心理・生理反応の測定項目を **Table2** に示す。生理反応として、心電、胸部温度 (㈱ TDK、Silmee Bar type Lite) 及び脳波 (㈱ミユキ技研 ,MP208) を測定し、心理反応としてアンケートを回答させた。脳波は国際式 10-20 法に従い O1O2(後頭部) を測定した。

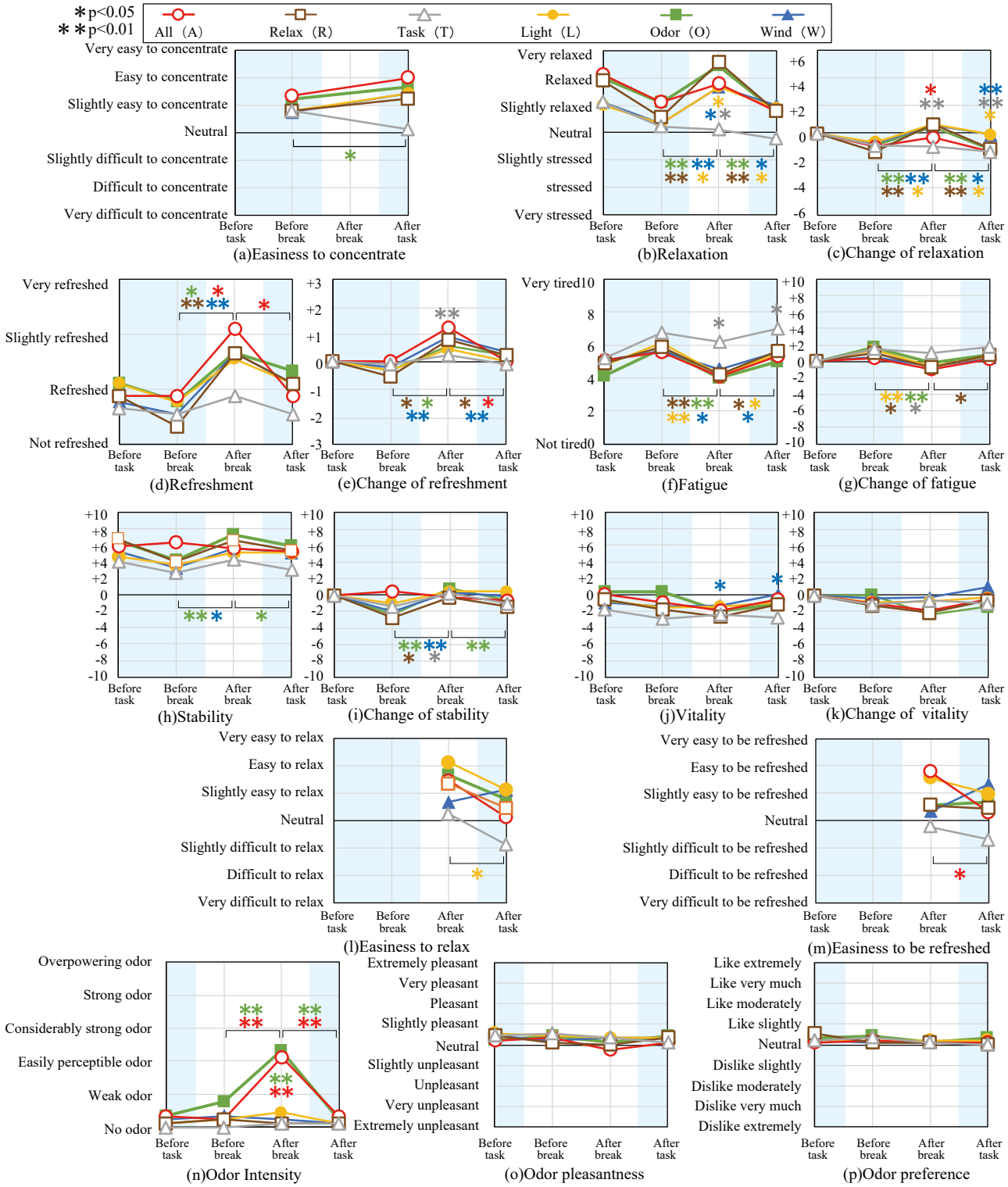


Fig. 3-1 Result of subjective evaluation (mean value of all panels)

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022. 3. 11）

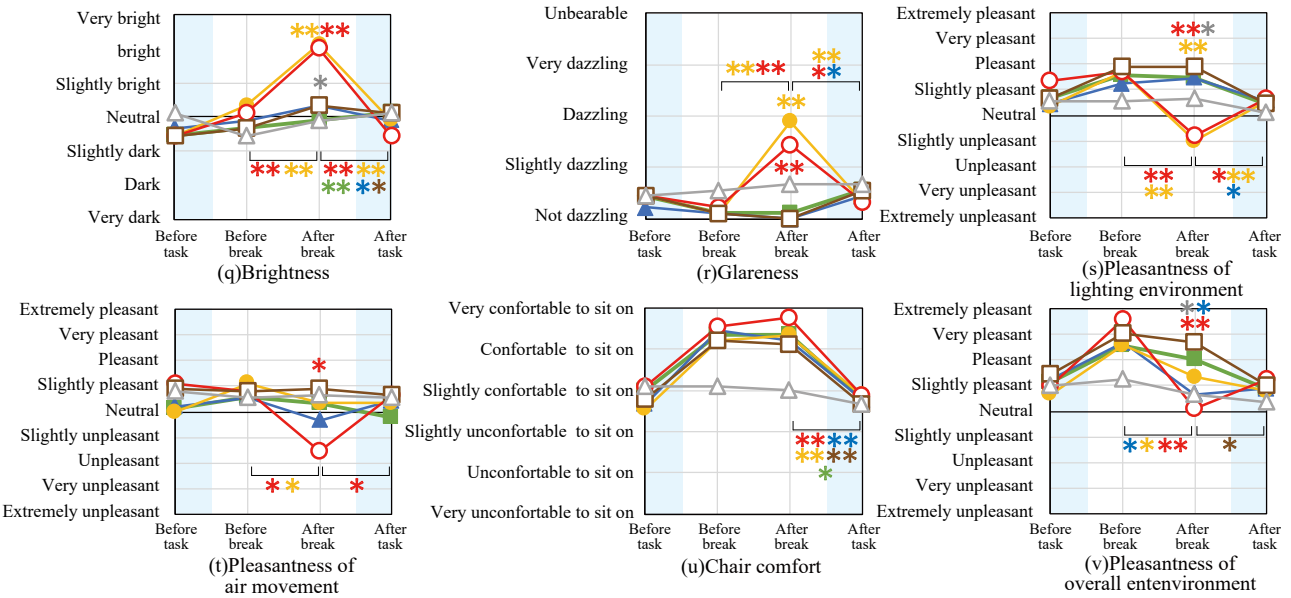


Fig.3-2 Result of subjective evaluation (mean value of all panels)

Table3 TDMS(Two Dimentional Mood Scale)

	Not at all	A little	Slightly	Moderately	Quite a bit	Extremely
Calm	0	1	2	3	4	5
Irritated	0	1	2	3	4	5
Lethargic	0	1	2	3	4	5
Energetic	0	1	2	3	4	5
Relaxed	0	1	2	3	4	5
Nervous	0	1	2	3	4	5
Listless	0	1	2	3	4	5
Lively	0	1	2	3	4	5

2. 実験結果と考察

本報では測定項目のうち心理反応について考察を行う。**Fig.3** に全主観評価項目における全パネルの平均値を示す。主観評価項目の中には、2 回目の評価を作業空間で行ったものと休憩空間で行ったものがあり、**Fig.3** で水色に塗られている箇所は作業空間で回答された結果ある。心理反応に関する主観評価の一つに二次元気分尺度 (TDMS)[2](アイエムエフ㈱、TDMS-ST for academic) **(Table3)** を用いた。TDMS は 8 項目を 6 段階尺度で評価するもので、それらの回答を元に以下の式で安定度と活性度を算出できる。安定度は (落ち着いた)+(リラックスした)−(イライラした)−(ピリピリした) また、活性度は (活気にあふれた)+(イキイキした)−(無気力な)−(だらけた) で表される。

2. 1 休憩の有無による心理反応への影響

Fig.3(a) より、休憩無しの条件 (T) のみ集中力が低下していることが分かる。また実験開始時の値を基準としたリラックス度及びリフレッシュ度の変化量 **(Fig.3(c)(e))** を見ると、作業後の主観評価で条件 (T) が最も低い結果となっている。さらに、**Fig.3(g)** の疲労度の変化量の結果でも、条件 (T) で最も疲労度が上昇していた。このことから、作業でパネルに負荷がかかり、休憩で心理的な疲労から回復することが分かった。

2. 2 休憩中の環境変化による心理反応への影響

Fig.3(b) のリラックス度に着目すると、休憩前と休憩後の主観評価の変化量において、休憩を挟んだ 5 条件

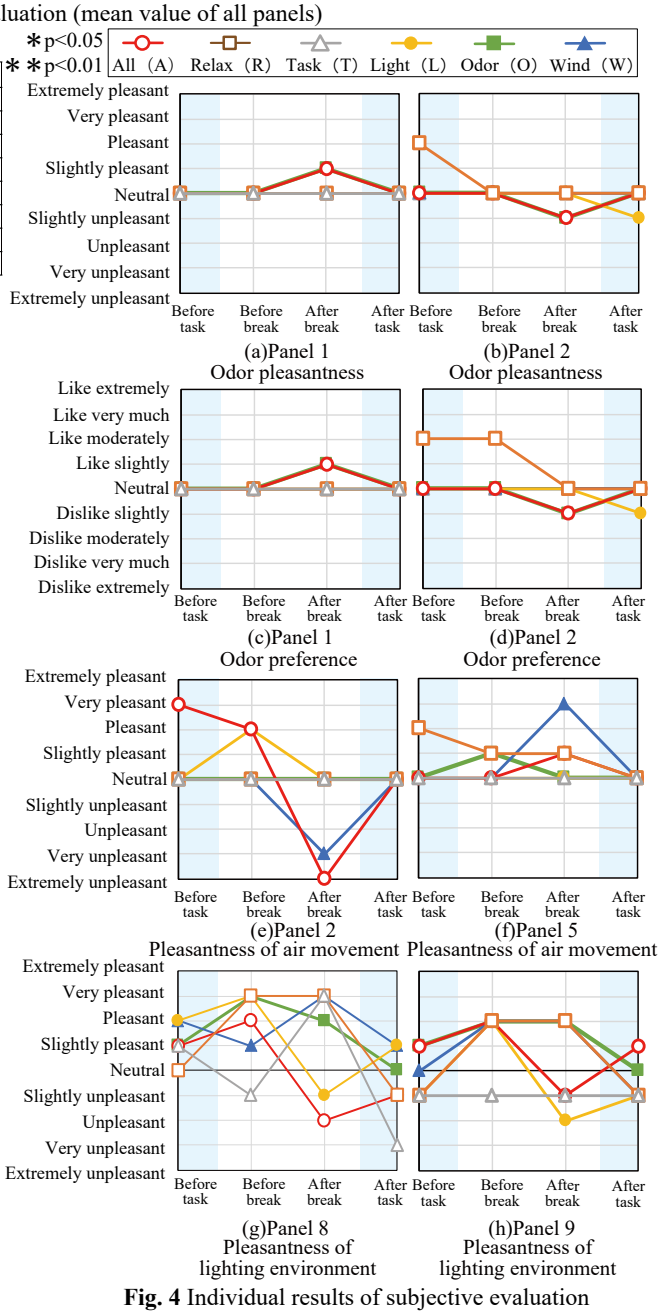


Fig. 4 Individual results of subjective evaluation

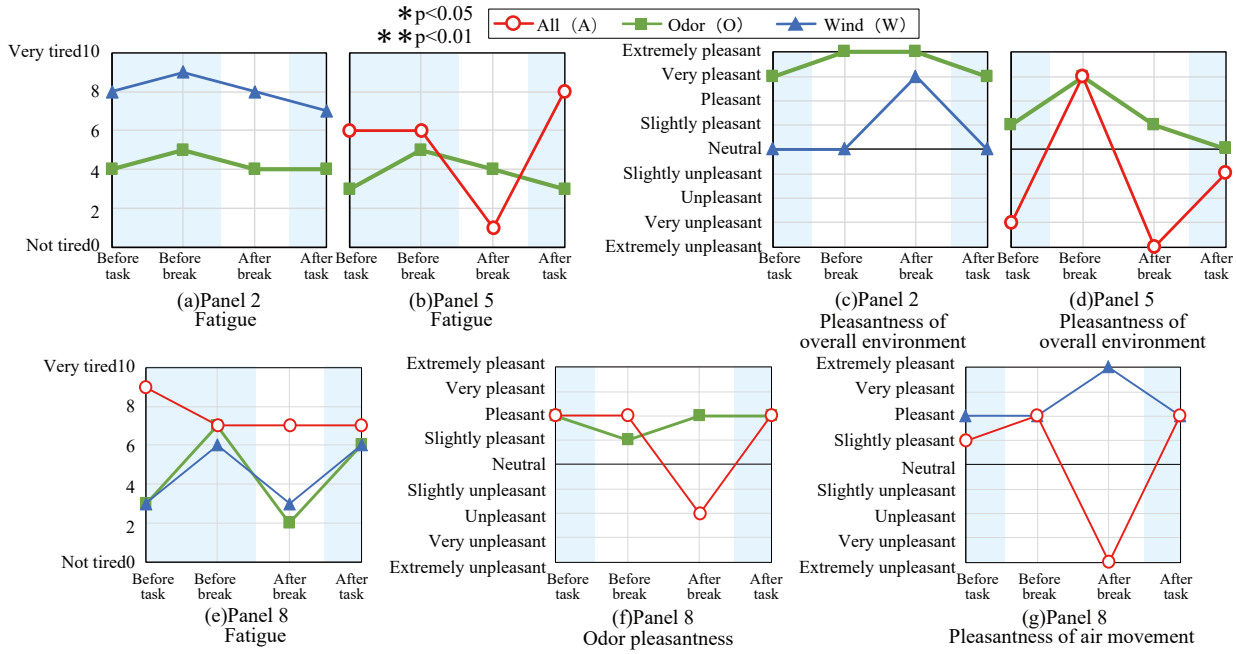


Fig. 5 Correlation between fatigue level and psychological reaction

のうち条件 (R) は最も傾きが大きく、条件 (A) は最も傾きが小さい。また、**Fig.3(v)** の室内環境の快・不快度より、休憩前と休憩後の主観評価で条件 (A) だけ大幅に低下している。このことから、休憩中における大きな環境変化は在室者がリラックスし辛いと感じ、不快に思う可能性が示された。**Fig.3(o)** のにおいの快・不快度と **(p)** のにおいの嗜好度に注目すると、においを変化させた条件 (O) と条件 (A) と、その他の条件の結果の間にあまり違いが見られないが、この 2 項目はパネルによって両側に回答が分かれやすく、平均したことで打ち消しあったと思われる。例として **Fig.4(a)(b)** にパネル 1 と 2 のにおいの快・不快度、**(3)(4)** ににおいの嗜好度を示す。パネル 1 はペパーミントのにおいを比較的好み快適と感じている一方、パネル 2 はにおいを嫌い、やや不快と感じている。**Fig.3(t)** 気流の快・不快度より、休憩後条件 (W) と条件 (A) は不快側に評価されているが、**Fig.4(e)(f)** 気流の快不快度より、パネル 2 は不快と感じている一方でパネル 5 は快と感じている。この項目に関しては多くのパネルが気流を不快と回答したが、数人のパネルが快と回答しており、気流に関しても平均だけでなく個人間の差を重要視する必要がある。**Fig.3(s)** の照明の快・不快度を見ると、休条件 (L) と条件 (A) は休憩後他の条件より不快寄りになっている。パネルごとの例として **Fig.4(g)(h)** に示すパネル 8 とパネル 9 の回答を見ると、いずれも **Fig.3-2(s)** の平均値と類似の傾向だった。照明の快・不快度においては条件 (L) と条件 (A) の休憩前後に評価が上昇したパネルは見られなかった。

2. 3 初期疲労度による心理反応への影響

同一パネルにおいても初期値が大きく異なる項目があり、その一つが疲労度である。疲労度の初期値の差による、その他の主観評価項目への影響について考察する。**Fig.5(a)(b)** にパネル 2 とパネル 5 の疲労度を、**Fig.5(a)(b)** に室内環境の快・不快度を示す。**Fig.5(a)(b)** から、パネル 2 は作業前の時点で条件 (W) が条件 (O) より疲労度が 4 段階高く、パネル 5 は条件 (A) が条件 (O) より 3 段階高い。また **Fig.5(c)(d)** から、パネル 2 は作業前の時点で、条件 (O) が条件 (W) より室内環境の快・不快度が 3 段階高く、パネル 5 は条件 (O) が条件 (A) より 4 段階高い。次に、**Fig.5(e)** に示すパネル 8 の疲労度から、条件 (O) と条件 (W) に比べて条件 (A) では作業前の時点で疲労度が 6 段階高い。さらに **Fig.5(f)** のにおいの快・不快度では、同じにおいを噴霧したにも拘わらず、2 回目から 3 回目の主観評価にかけて条件 (O) では上昇し条件 (A) では低下している。**Fig.5(g)** の気流の快・不快度も同様の回答となっており、パネルの体調や精神状態が優れず実験前から疲労度が高い日は、同じ室内環境でも不快と感じやすくなる可能性が示唆された。

おわりに

本報では作業間の休憩の有無、もしくは休憩中の環境要素の変化による心理反応への影響について報告した。全パネルに同じ傾向の影響を与えた要素は照明だった。パネルによって傾向は異なるがにおいや気流も影響を与え、同一パネルでも初期段階の疲労度によってその後の心理反応に大きな差が見られた。なお、本研究は大阪大学工学研究科倫理委員会の承認を得て実施した。

【謝辞】
本研究はパナソニック株式会社との共同研究であり、関係者各位に謝意を表します。

【参考文献】

1) 関紅美花：オフィス共用空間における身体活動促進及び休憩が知的生産性に与える影響（第 2 報）心理量・人体生理・知的生産性に及ぼす影響，空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 ,pp.373-376,2019
2) Sakairi, Y. , Nakatsuka, K. and Shimizu, T.: Development of the Two-Dimensional Mood Scale for self-monitoring and self-regulation of momentary mood states, Japnanese Psychological research, 55, pp. 338- 349, 2013

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022. 3. 11）

休憩空間における室内環境変化が在室者のリラックス・リフレッシュ効果に与える影響 （その２）照明・気流・におい環境の変化が生理反応に及ぼす影響

Influence of Indoor Environment Changes in Relaxation Space on Relaxation and Refreshment Effects of Occupants (Part 2) Influence of Lighting and Wind, Odor Changes on Physiological Response

○藤江　智暉（大阪大学）　山中　俊夫（大阪大学）
崔　ナレ（大阪大学）　竹村　明久（摂南大学）
小林　知広（大阪大学）　宗　菜津未（大阪大学）
池田　馨　（パナソニック株式会社プロダクト解析センター）

Tomoki FUJIE[*1]　Toshio YAMANAKA[*1]　Narae CHOI[*1]　Akihisa TAKEMURA[*2]
Tomohiro KOBAYASHI[*1]　Natsumi SO[*1]　Kaoru IKEDA[*3]
[*1] Osaka University　[*2] Setsunan University　[*3] Product Analysis Center,Panasonic Corporation

Recently, the importance of human health and well-being has been emphasized, as in the case of the WELL Building Standard. In office design, the environmental design of break spaces is attracting attention because taking effective break can enhance workplace productivity. This study aims to investigate the influence of the change in the indoor environment during break on occupants' performance. Both the psychological and physiological responses of participants were observed under five different conditions of indoor break environment and the responses without break were also examined for comparison.

はじめに

近年、WELL 認証の様に人間の健康面が重要視されている。また、オフィス設計では執務者が快適な休憩時間を過ごすことが知的生産性の向上につながるため、休憩空間の環境設計が注目されている。休憩空間の室内環境に関しては、既に研究[1)]が行われているが、休憩空間での複合環境が利用者の心理・生理や知的生産性に及ぼす影響についてはまだ解明されていない。本研究は、在室者の快適性・生産性が向上する休憩環境の提案を目的とし、本実験では、休憩空間の照明・におい・気流環境に着目し、その複合環境、または複合環境の変化が利用者の心理・生理反応および休憩後の作業効率に与える影響を検討する事を目的とする。前報[2)]では、本研究にて行った被検者実験の概要と心理反応の結果について報告した。本報では生理反応の結果と作業成績の結果について報告する。

1. 実験概要

実験概要については前報[2)]で述べた通りである。

2. 生理量測定項目

生理反応を定量化する目的で、脳波 ((株) ミユキ技研 , ポリメイトミニ AP108 およびポケット MP208 を使用) を測定した。脳波は国際式 10-20 法に従い、O1・O2 (後頭部) を測定し、FFT を施してα波 (8 ～ 13 Hz) とβ波 (13 ～ 30 Hz) のパワー値 (μV^2)、α波およびβ波のパワー値をα波とβ波、θ波 (4 ～ 8 Hz)、δ波 (0.5 ～ 4 Hz) それぞれのパワー値の総和で割ったα波含有率、β波含有率、β波のパワー値をα波のパワー値で割ったβ/αを求めた。なお、作業課題時などの集中が必要なときにβ/αは増加する[3)]とされる。

3. 作業項目

本実験では作業として d2 テスト[4)]と数独を行った。d2 テストは、上下に 1 ～ 4 個の点が付いた d と p の 47 文字、14 行で構成されており、文字の上下の点が合計 2 つの d の文字に斜線で印をつける。テスト 1 回の内容は、各行 12 秒の制限時間で 14 行続けて実施する。前報[2)]の実験スケジュールに示す、作業 (1)、作業 (2)、作業 (3) における作業時間中のスケジュールは以下の通りである。作業 (1)、(2) では d2 テストを 2 回解かせた後に、数独を行い、その後 d2 テストを再度 2 回解かせた。作業 (3) では d2 テストを 1 回解かせた後に、数独を行い、その後 d2 テストを再度 1 回解かせた。これらを組み合わせることで、条件 (T) では d2 テスト 10 回、条件 (T) 以外では d2 テストを 8 回実施した。

4. 実験結果と考察

4.1 脳波

考察にあたっては、時間平均をした結果については条件 (R) と他の条件間、リラックス状態とリフレッシュ状態、リフレッシュ状態と作業 (2) の間で t 検定を行った。また、全条件で、作業 (1) の評価はいずれの条件でも環境条件は同じであることから比較対象とせず、作業 (1) 以降の評価のみ条件間比較を行った。

O1・O2 の脳波のβ/αの平均の被験者平均を **Fig. 1**、α

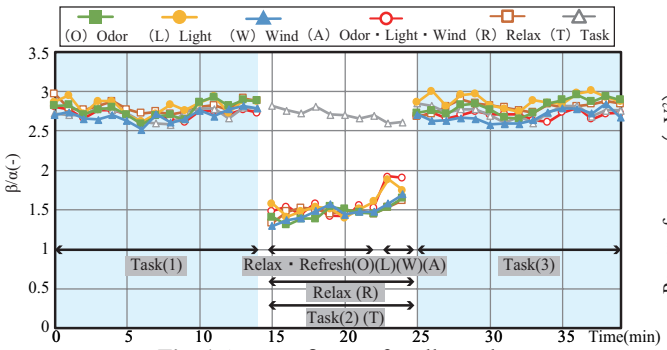


Fig. 1 Average β per α for all panels

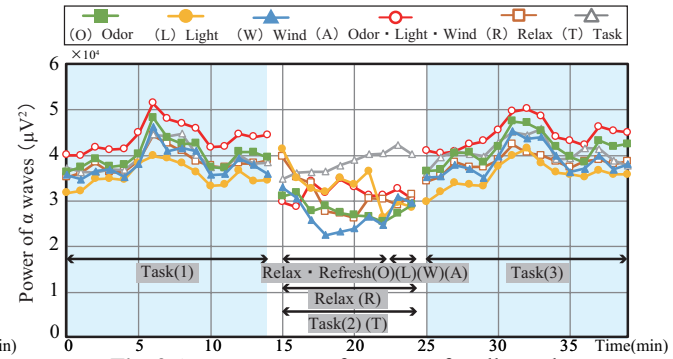


Fig. 2 Average power of α waves for all panels

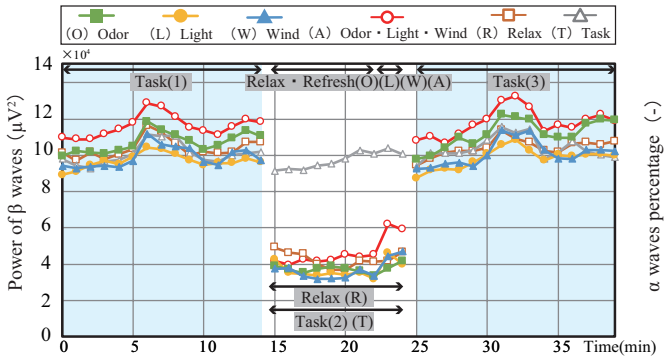


Fig. 3 Average power of β waves for all panels

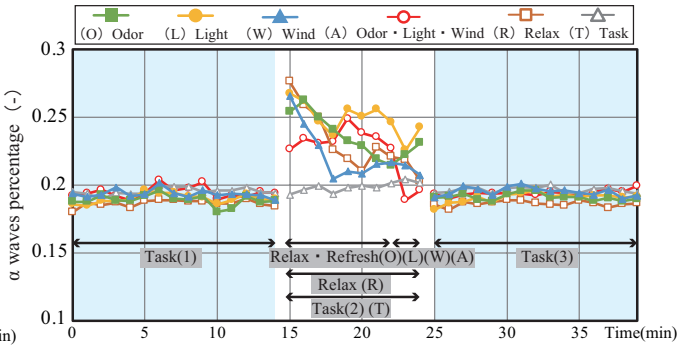


Fig. 4 Average the percentage of α waves for all panels

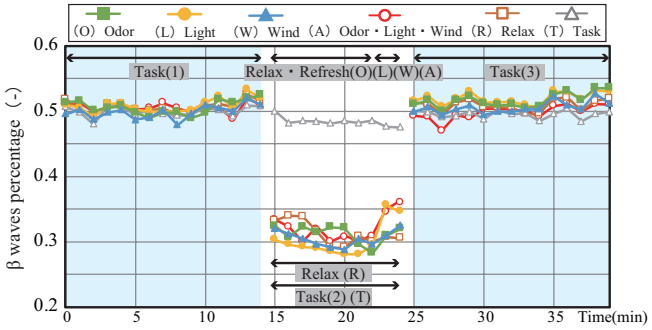


Fig. 5 Average the percentage of β waves for all panels

波のパワー値の被験者平均を **Fig. 2**、β 波のパワー値の被験者平均を **Fig. 3**、α 波の含有率の被験者平均を **Fig. 4**、β 波の含有率の被験者平均を **Fig. 5** に示す。脳波は実験中連続測定 (1000Hz) しており、1 分毎に平均した値を示している。プロットは 1 分間平均を示しており、0 ～ 14 点目は作業 (1)、15 ～ 22 点目はリラックス、23 ～ 24 点目はリフレッシュ (条件 (R) では 15 ～ 24 点目はリラックス、条件 (T) では 15 ～ 24 点目は作業 (2))、25 ～ 39 点目は作業 (3) である。

既往研究と同様に、β/α の値が d2 テスト時に比べて休憩時では減少しており、被験者は休憩時はリラックスしていたと考えられる。また、条件 (L) は条件 (R) と比較して、β/α 、β 波含有率の値がリフレッシュ開始時に上昇していることから、照明環境を変化させた影響により、被験者が覚醒状態になっていた可能性が考えられる。また、条件 (A) では、β/α 、β 波含有率の値がリフレッシュの 2 分間で上昇しており、照明環境のみを変化させるよりもにおい・照明・気流環境を変化させた方が覚醒状態を維持できる可能性が示された。(**Fig. 1,Fig. 5**)。数独を解いている時間帯は脳波のパワー値が α 波、β 波ともに上昇しているが、α 波・β 波含有率は作業中一定しているため、数独を解いている間は脳波全体のパワー値が上昇したと考えられる (**Fig. 2~5**)。

行動による生理反応の違いと、休憩時の条件間の生理反応への影響の違いを見るために、各結果を作業 (1)・リラックス・リフレッシュ・作業 (3)((O)、(A)、(L)、(W)) の各時点での生理量を時間平均した。なお、条件 (T) では休憩がないため、作業 (3) における測定結果をリラックス・リフレッシュ時の結果と比較した。条件 (R) でも同様にリラックス後半の 2 分間をリフレッシュ条件の結果と比較した。その結果を **Fig. 6**、**Fig. 7**、**Fig. 8**、**Fig. 9**、**Fig. 10** に示す。

β/α の値は条件 (A) の休憩後の時点で、リラックス時と比較して、リフレッシュ時は値が有意に上昇しており、環境変化の影響で覚醒度が上昇していることが確認された (**Fig. 6**)。β 波のパワー値は、リラックス時からリフレッシュ時にかけて、(A) は有意に上昇していた。そのため、におい・気流・照明の変化が被験者の β 波のパワー値の上昇につながった可能性が考えられる (**Fig. 8**)。α 波含有率は、リラックス時からリフレッシュ時にかけて、条件 (A)、(R) は有意に減少していた。条件 (A) については、α 波のパワー値は有意に変化していなかったため、β 波のパワー値などが上昇したために、相対的に α 波の含有率が減少した可能性が示された (**Fig. 9**)。β 波含有率は、リラックス時からリフレッシュ時にかけて、条件 (L)、(R) は有意に上昇していた。また、リフレッシュ時についても条件 (L)、(A) では条件 (R) と比較して有意に上昇し

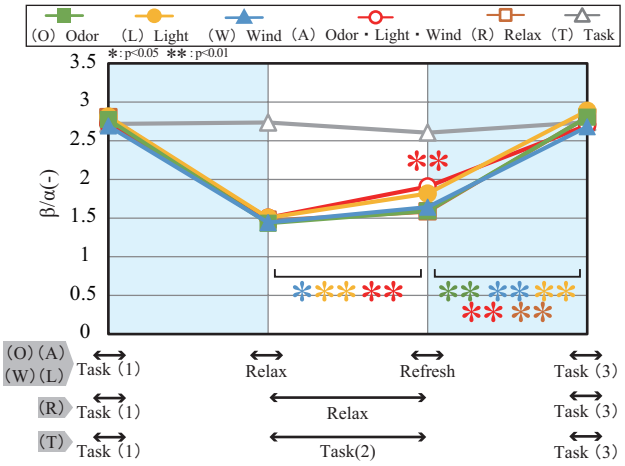


Fig. 6 Change of average β per α for all panels

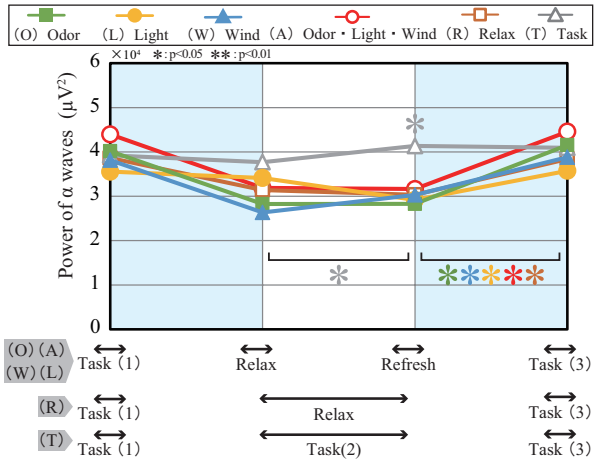


Fig. 7 Change of average power of α waves for all panels

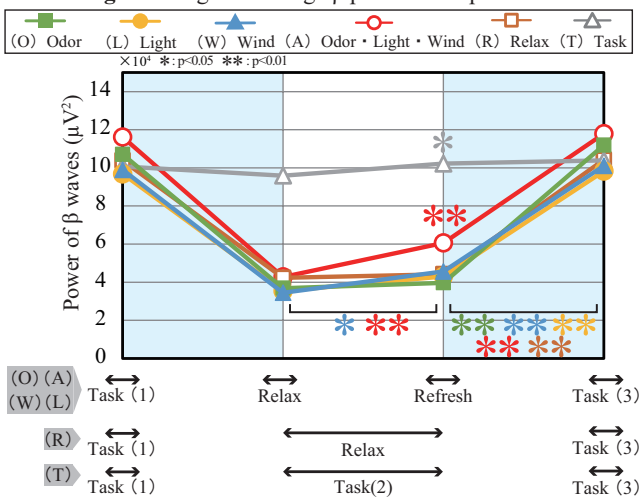


Fig. 8 Change of average power of β waves for all panels

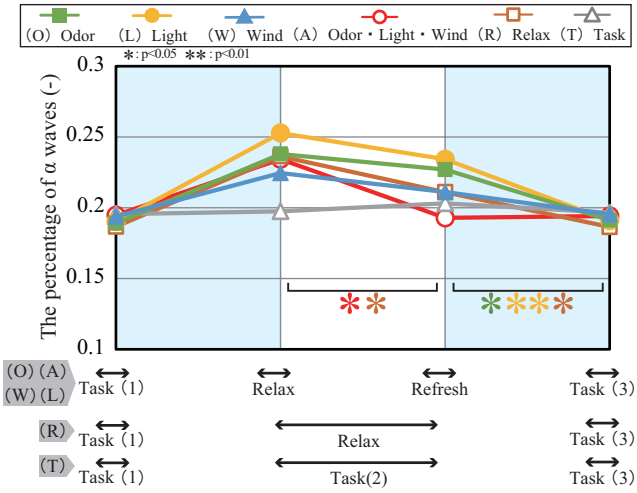


Fig. 9 Change of average the percentage of α waves for all panels

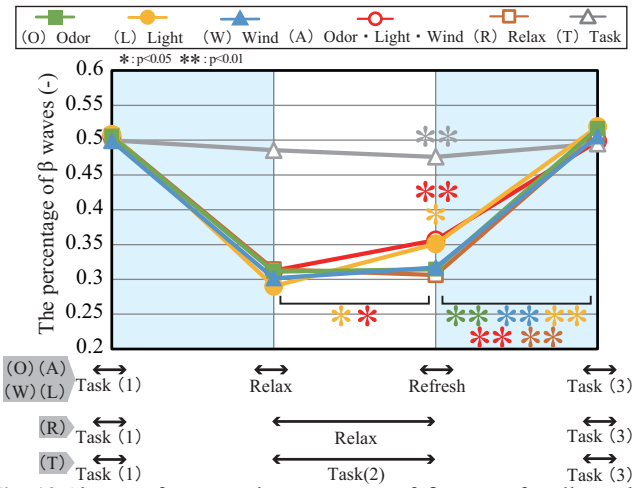


Fig. 10 Change of average the percentage of β waves for all panels

ていた。この結果から、照明の変化、または、におい・気流・照明の変化が被験者のβ波の含有率の上昇につながった可能性が考えられる（**Fig. 10**）。

4. 2 作業成績

d2 テストは、達成率及びミス率で評価した。達成率とは、総回答数を総文字数で割った値、ミス率は間違えた文字数を総回答数で割った値を d2 テスト 1 枚ごとに算出し、各条件で全被験者平均したものを結果として採用した。考察にあたっては、条件 (R) と他の条件間、作業 (1) での d2 テスト 4 回の成績の平均値を前半平均、作業 (2) での d2 テスト 4 回の成績の平均値を後半平均として前半と後半の平均の間で t 検定を行った。

Fig. 11、**Fig. 12** に作業成績として d2 テスト 8 回 (条件 (O)(L)(W)(A)(R))、または 10 回 (条件 (T)) の達成率、ミス率を示す。達成率の 2 回目と 3 回目では、全ての条件において達成率が上昇している結果が得られた。この原因として、d2 テストの 2 回目と 3 回目の間に数独を被験者に解かせた影響があると考えられる。数独については、実験終了後に行ったアンケートで数独が楽しかったと回答した被験者が多く、楽しい作業を行うことが、その後の作業成績を向上させる可能性が示された。しかし、d2 テストの 8 回目と 9 回目の間にも被験者に数独を解かせているが、この時点では作業成績が向上しておらず、作業による疲れの影響も考えられる（**Fig. 11**）。

達成率とミス率について、作業前半の平均値と作業後半の平均値の比較を行った結果を **Fig. 13**、**Fig. 14** に示す。達成率については、作業 (1) と作業 (3) について、条件 (O)、(L)、(W)、(A) では、有意に達成率が上昇していた。一方で、条件 (R)、(W) では達成率が有意に上昇しておらず、休憩時に環境要素を変化させた影響で達成率が向上した可能性が示された（**Fig. 13**）。ミス率に

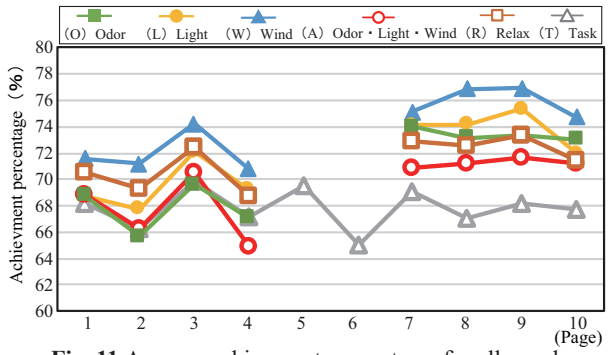


Fig. 11 Average achievment percentage for all panels

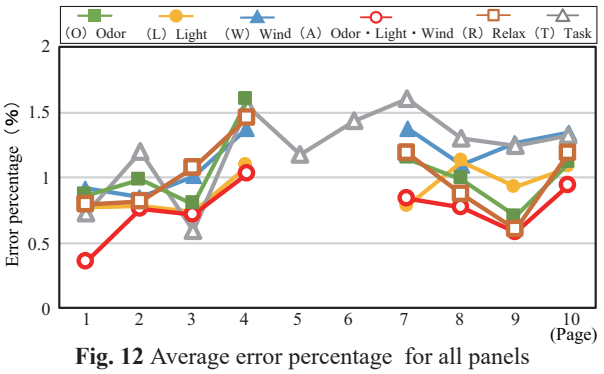


Fig. 12 Average error percentage for all panels

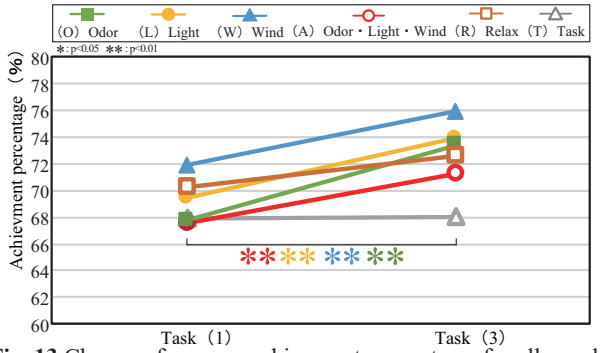


Fig. 13 Change of average achievment percentage for all panels

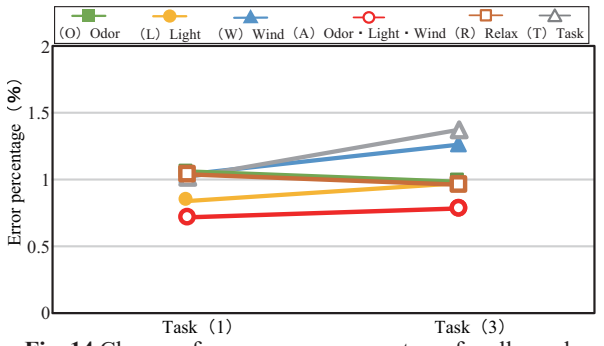


Fig. 14 Change of average error percentage for all panels

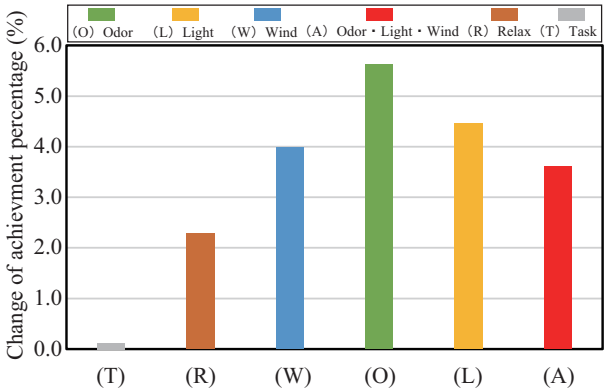


Fig. 15 Change of achievment percentage (Task(3)-Task(1))

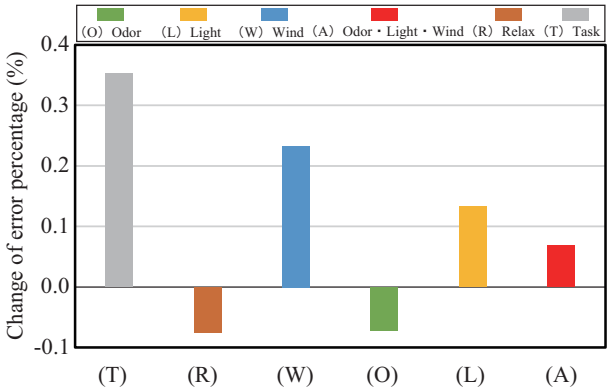


Fig. 16 Change of error percentage (Task(3)-Task(1))

ついては、全条件間について有意差が見られず、環境要素の変化や休憩の有無では作業のミス率には影響が少ない可能性が示された（**Fig. 14**）。

達成率とミス率について前半と後半の変化量を検討するために各条件でそれぞれ後半から前半を引いた値を **Fig. 15**、**Fig. 16** に示す。達成率の変化量については、作業 (1) と作業 (3) について、条件 (O)、(L)、(W)、(A)、(R) では、条件 (T) と比較して達成率が上昇しており、休憩が達成率の上昇につながった可能性が示された（**Fig. 15**）。ミス率の変化量では、条件 (T) がミス率の増加量が最も高かった。また、条件 (R)、(O) ではミス率が減少しており、他の条件と比較してミス率が低くなる可能性が示された（**Fig. 16**）。

5. おわりに

本報では作業間の休憩の有無、もしくは休憩中の環境要素の変化による生理反応・作業成績への影響について報告した。休憩中の全環境変化・照明変化・気流変化・におい変化が被験者の覚醒度の上昇や作業の達成率の向上につながる可能性が示された。今後は、心理量・生理量・作業成績の関連性の検討や、条件間の統計分析を進め、最適な休憩環境を考察していく。なお、本研究は大阪大学工学研究科倫理委員会の承認を得て、実施した。

【謝辞】
本研究は、パナソニック（株）との共同研究であり、関係者各位に謝意を表します。

【参考文献】

1) 伊藤稔：休憩時の照明環境がリラックス度に与える影響の検証，同志社大学ハリス理化学研究報告 59(4), pp.211-216, 2019,1
2) 宗ら：休憩空間における室内環境変化が在室者のリラックス・リフレッシュ効果に与える影響（その1）照明・気流・におい環境の変化が心理反応に及ぼす影響，空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集，2022.3（掲載予定）
3) 平井ら：簡易脳波計による学習時の思考と記憶の比較分析，マルチメディア、分散協調とモバイルシンポジウム 2013 論文集，pp.1441-1446, 2013.7
4)Brinckenkamp, R., Zillmer, E.:d2 Test of Attention, Hogrefe & Huber Publishers, 1998

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022. 3. 11）

ABW 指向型のオフィスにおける執務空間が 知的生産性と心理・生理量に及ぼす影響に関する研究 （第１報）建物概要と中間期及び夏期における被験者実験

Effects of Workplace in ABW-Office on Intellectual Productivity, Psychological and Physiological Response Part 1 Building Summary and Analysis of Subject Experiment in the Middle and Summer

○田 中 哲 平（立命館大学）　近 本 智 行（立命館大学）
坂 田 英 昭（コニカミノルタ株式会社）　小 林 佑 輔（竹中工務店）
Teppei TANAKA*1 Tomoyuki CHIKAMOTO*1 Hideaki SAKATA*2 Yuusuke KOBAYASHI*3
*1 Ritsumeikan University *2 KONICA MINOLTA, INC. *3 Takenaka Corporation

In this study, we will investigate the effects of different work environments on intellectual productivity and communication in an Activity-Based-Working (ABW) oriented B-site office of Company A, which has multiple workspaces with different settings for the purpose of improving productivity and health. In this paper, we use a subject experiment and report on the effects of different work environments on the intellectual productivity and physiological and psychological quantities of the subjects in the ABW office, based on the outline of the building where the subject experiments were conducted and the results of objective and subjective evaluations of the subject experiments conducted in the middle and summer periods.

はじめに

我が国の「働き方改革」では生産年齢人口の減少などを受け、生産性や健康性の向上が重要な課題の一つとして挙げられている[1)]。また、企業にとっても執務者の生産性向上は重要な課題であり、建築分野では知的生産性向上のための環境形成の検討がなされてきた[2)]。

実際に運用されているオフィスにおける執務者の知的生産性や健康性に関する研究ではアンケート調査が多く、被験者実験を実施する研究は途上である。学生被験者実験によって権藤ら[3)]は心理・生理・知的生産性の一日の変動がある可能性を示し、小川ら[4)]はオフィス内歩行活動が知的生産性向上に寄与する可能性を示した。

本研究では、執務空間の設えの違いに着目し、生産性や健康性の向上を目的とした異なる設えの執務空間を複数有した Activity-Based-Working（以下、ABW）[注1] 指向型の A 社 B サイトの新棟オフィスにおいて、執務環境の違いが知的生産性と心理・生理量およびコミュニケーション量に与える影響について明らかにする。

本報では、被験者実験を実施した建物の概要、中間期と夏期に実施した被験者実験の概要、被験者実験での知的生産性客観評価および主観評価の結果から、ABW オフィスと従来型オフィスを比較して、異なる執務空間が被験者の知的生産性と心理量に与える影響について報告する。

１．建物概要

本研究の対象とした B サイト内の 2 棟は、従来型の研究オフィスである南棟（以下、旧棟）と、2020 年に竣工した ABW 指向型の研究オフィスである北棟（以下、新棟）である。旧棟には従来型の会議室（H 地点）や共用部ミーティングスペース（G 地点）などがある。

一方、新棟にはフリーアドレス型の流動的かつ交流を促進する働き方を目指して、さまざまな設えをしたミーティングスペース・ワークプレイスを設けている。大小さまざまな会議室（D・F 地点）や自然との接点を生む開放的なテラス（A 地点）がある。特に共用スペースには、フレキシブルな働き方が可能なワークプレイスが複数（B・C・E 地点）あり、社員が自由に働く場所を選択できる。また交流促進の場を設けることで、社員同士や来訪者との自発的な交流を促している。

本研究では新棟のこうした特徴的な執務空間を 6 つ選び、旧棟のいわゆる従来型の執務空間 2 つを比較のために含めた合計 8 つの執務場所で、執務空間の違いが知的生産性と生理・心理量に与える影響を明らかにすることを目的とした被験者実験を行った。

Table1 Outline of Experiments

Category	Details
Target	4 University Students (age.22~23)
Experiment Period	2~5, March, 2021 / 13~14, Sep., 2021
Experiment Points	8 Points
Clothes	Short Sleeve Shirt, Suit Trousers

2．被験者実験概要

2.1　実験概要

Table1 に実験概要を示す。22 歳～23 歳の大学生男性 4 名を対象とした。中間期の実験を 2021 年 3 月に、夏期の実験を 2021 年 9 月に実施し、A 社 B サイト内の 8 か所の執務場所で被験者実験を行った[注 2]。被験者は非喫煙者で習慣飲酒[注3]のない標準体型[注4]とし、半袖シャツとスーツパンツを着用し、0.5clo で統一した。 **Table4** に実験ケースを、**Fig.1** にケース内のスケジュールを示す。実験者が執務場所を指定するケース（Case 1, Case 2）と被験者が執務場所を自由に選択できるケース（Case 3, Case 4）のそれぞれについて個人のケース（Case 1, Case 3）とグループのケース（Case 2, Case 4）を設け、**Table4** に示す異なる条件のケースで実施した。

Table2 に測定項目を示す。ケース中、被験者は 5 分間の模擬集中作業と 7.5 分間の模擬創造作業を行い、模擬作業終了後にアンケートを行った。

2.2　執務場所の概要

Table3 に執務場所の概要を示す。A・B 地点は旧棟、C～H 地点は新棟にあり、新棟の実験地点はいずれも設計段階で ABW を目的とした設えを取り入れた執務場所である。中間期の実験では新棟 6 か所を対象の執務場所で、夏期の実験では新棟 4 か所と旧棟 2 か所の計 6 か所の執務場所で被験者実験を行った。

A～F 地点は新棟、G・H 地点は旧棟の執務場所である。A 地点は屋外のテラス席、B 地点は西側窓面に接する食堂のファミレス席、C 地点は共用スペースにあるテーブル席、D 地点は北側窓面に接する会議室、E 地点は共用スペースにあるハイカウンター席、F 地点は窓のない和風会議室、G 地点は共用部会議スペース、H 地点は窓のない会議室である。

Table2 Measurements List

Subjects	Evaluation items		Evaluation Method
Intellectual Productivity	Objective WEf	Concentration WEf	Typing Test
		Creation WEf	Mind Map Test
	Subjective WEf	Concentration WEf	Questionnaire Survey
		Creation WEf	Questionnaire Survey
Psychological Quantity	WEn Satisfaction Level (Table 6)		Questionnaire Survey
Physiological Quantity	Biodata (Table 5)		Biosensor Survey
Communication Evaluation	Conversation Time		Conversation Recording
WEn Evaluation	Environmental Measurement (Table 8)		Measurement by Equipment

※ WEf means Work Efficiency,　WEn means Work Environment

Table3 Working Place List

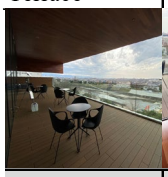
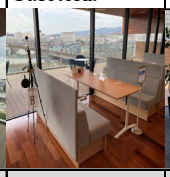
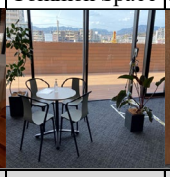
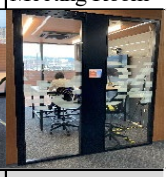
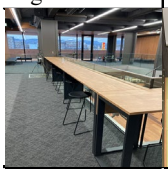
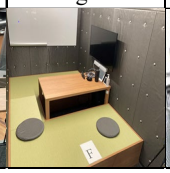
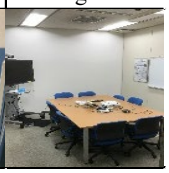
A	B	C	D
Newilding (North Building)			
4th Floor, East	4th Floor, East	3rd Floor, North	3rd Floor, North
Terrace	Cafeteria	Common Space	Meeting Room
			
E	F	G	H
Newilding (North Building)		Old Building (South Building)	
3rd Floor, Center	3rd Floor, South	1st Floor, North	2nd Floor, North
High Counter	Meeting Room	Meeting Space	Meeting Room
			

Table4 Experimental Conditions

	Select Points	Group / One Person	Times in the Case
Case 1	Disable	One Person	12 / 12
Case 2	Disable	Group	15 / 8
Case 3	Able	One Person	2 / 2
Case 4	Able	Group	11 / -

Table5 Biodata Measurement and Analysis List

Biodata List		Analysis List	
Heart Rate	[bpm]	Heart Rate	[bpm]
RR Interval	[msec]	Heart Rate Standard Deviation	[-]
Amplitude	[-]	RR Interval	[msec]
Amount of body movement	[-]	RR Interval Standard Deviation	[-]
Posture	[-]	r-MSSD	[msec]
Skin Temperature	[℃]	pNN50	[%]
		Posture	[-]
		LF	[msec]
		HF	[msec]
		LF/HF	[-]

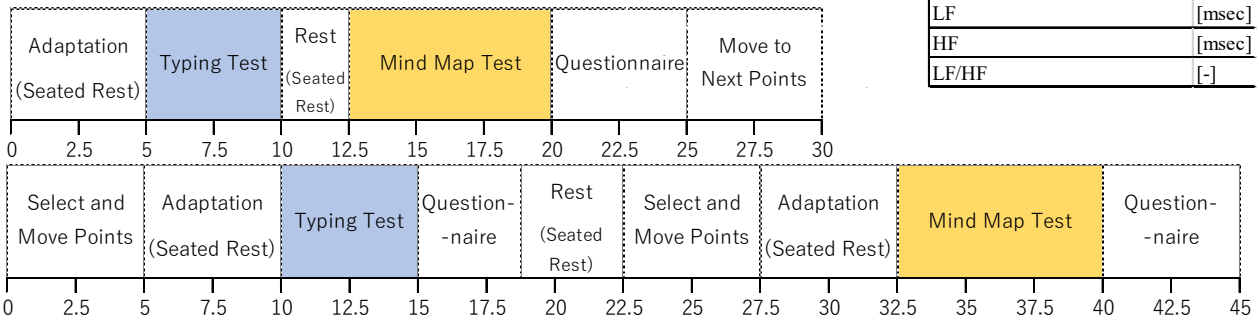


Fig.1 Time Schedule of Experiments

2. 3　測定項目

2. 3. 1　知的生産性（客観評価）

知的生産性の客観評価として作業効率の測定を実施した。作業は集中模擬作業と創造模擬作業の 2 種類とした。集中作業成績を測るための模擬作業として 5 分間のタイピングを実施した。集中作業成績は 5 分間の総文字数[注5]を用いる。また、創造作業成績を測るための模擬作業として 7.5 分間のマインドマップ[注6]を実施した。創造作業成績はマインドマップの有効回答数[注5]を用いる。

2. 3. 2　知的生産性（主観評価）

知的生産性の主観評価として、被験者に作業効率の主観申告値をたずねるアンケートを実施した。最も作業効率が良い状態を 100%、最も悪い状態を 0%としたときの、被験者の該当ケースでの作業効率を 0～100%で回答した（以下、主観作業効率とする）。

2. 3. 3　心理量

執務環境の満足度について **Table6** に示す項目（-3.不満～3.満足：7 段階で回答）のアンケート調査を実施した。

2. 3. 4　生理量

被験者の胸部に生体センサ[注7]を取り付け、**Table5** に示す生理量測定項目及び生体センサ付属のソフトウェアで心拍系および交感神経系指標を算出した。

2. 3. 5　環境測定

Table3 に示す各執務場所の代表点において環境測定を行った。環境測定項目を **Table8** に、三脚に設置した測定機器を **Fig.3** に示す。

2. 4　中間期実験と夏期実験の相違点

中間期実験では **Table3** に示すすべての組み合わせで実施できたのに対し、夏期実験では Case4 を実施しなかった[注8]。また実験対象とした執務場所について、中間期は A～F 地点、夏期は C～H 地点とした。さらに、夏期実験は、中間期実験の被験者 4 名のうち 1 名を変更して実施した。

Table6 Questionnaire List and Results (Average)

Subject	A (n=24)	B (n=20)	C (n=64)	D (n=77)	E (n=55)	F (n=39)	G (n=12)	H (n=12)
Heatness	-1.30	2.00	1.97	2.00	1.71	1.77	2.58	2.25
Air Flow	-0.48	0.90	1.14	1.21	1.13	0.95	1.33	1.33
Sunlight	-0.04	1.45	1.90	1.60	1.16	0.92	0.92	0.75
Brightness	0.48	2.15	1.98	2.74	1.96	2.28	2.00	2.67
Loudness	-1.65	1.80	0.43	1.46	0.29	1.97	-1.00	1.25
Smell	0.35	-0.80	0.74	0.82	0.71	1.15	1.83	2.08
Wideness	0.43	2.25	0.65	2.38	1.76	1.69	2.08	2.33
Height	2.65	2.75	2.49	1.68	2.69	1.74	1.83	2.08
View	2.17	1.80	1.73	1.61	1.24	0.10	0.42	0.42
Surface	1.48	2.15	1.78	2.07	2.16	1.97	0.75	1.42
Color	1.70	2.20	1.90	2.02	2.00	1.95	0.42	1.33
Synthesis	-0.74	1.90	1.82	2.52	1.75	1.92	1.25	1.92
Average	0.42	1.71	1.55	1.84	1.55	1.54	1.20	1.65

-3　+3

Table7 Test results and significance probability by building

WEf List		New Bldg.	Old Bldg.	Difference	Significant Probability
Objective WEf	Concentration WEf	50.35	46.51	3.844	0.07467*
	Creation WEf	50.43	46.05	4.381	0.04165**
Subjective WEf	Concentration WEf	65.68	59.04	6.640	0.08773*
	Creation WEf	69.50	62.29	7.208	0.03517**

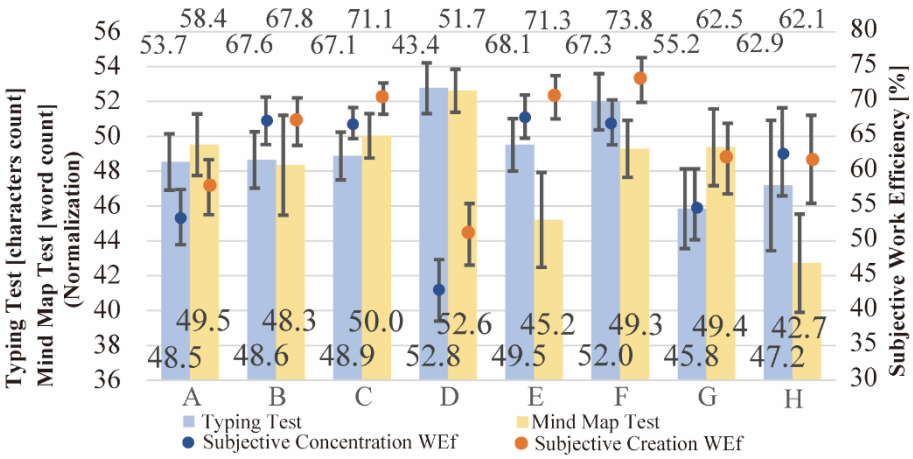


Fig.2 Work Efficiency Test Results and Subjective Work Efficiency

Table8 Environments Measurement List

Subjects	Height [mm]	Equipment	Time (interval)	Installation Method
Temperature	FL+100,600,1100	KN-Labs Thermochron	24 Hours (2 min.)	Fixed to a Tripod
Globe Temp.	FL+1100	TandD RTR-53A	24 Hours (2 min.)	Fixed to a Tripod
Relative Humidity	FL+1100	TandD RTR-576	24 Hours (2 min.)	Fixed to a Tripod
CO_2 Concentration	FL+1100	TandD RTR-576	24 Hours (2 min.)	Fixed to a Tripod
Wind Speed	FL+1100	KEM AM-101	9AM ~ 5PM (30 min.)	Fixed to a Tripod
Noise (Background)	FL+1100	RION NL-42EX	9AM ~ 5PM (30 min.)	Place it on the Desk
Illuminance	(Top of Desk)	SATO SHOJI LX-28SD	9AM ~ 5PM (30 min.)	Place it on the Desk

Fig.3 Measurement with a Tripod

３．被験者実験の結果と考察

A・B 地点は中間期の実験結果を、C～F 地点は中間期と夏期の実験結果[注9]を、G・H 地点は夏期の実験結果をそれぞれ示す。

3.1　知的生産性（客観評価）

Fig.2 に、地点別の集中作業成績・創造作業成績およびそれぞれの主観作業効率を示す。表中のデータラベル下段が作業成績、上段が主観作業効率である。**Table7** に旧棟・新棟別の平均作業成績と有意確率を示す。旧棟（G・H 地点）の集中作業成績・創造作業成績の平均値がそれぞれ 46.5 ポイント、46.0 ポイントであり、新棟（A～F 地点）の平均値がそれぞれ 50.4 ポイント、50.4 ポイントであり、いずれの作業でも新棟が旧棟よりそれぞれ 3.9 ポイント、4.4 ポイント高い結果が得られた[注10]。新棟と旧棟で、集中作業成績（p=0.074*）は有意な差があるとは言えないが、創造作業成績（p=0.041**）で有意な差があると言える。

3.2　知的生産性（主観評価）

主観作業効率については、旧棟の集中作業効率・創造作業効率の平均値がそれぞれ 59.0%、62.3%であり、新棟の平均値がそれぞれ 65.7%、69.5%であり、いずれの作業効率でも新棟が旧棟よりそれぞれ 6.7%、7.2%高い結果が得られた[注10]。新棟と旧棟で、集中作業効率（p=0.087*）は有意な差があるとは言えないが、創造作業効率（p=0.035**）は有意な差があるといえる。

3.3　心理量

Table6 に、地点別のアンケート回答の平均値を示す。旧棟全体の平均値は 1.43 ポイント、新棟（屋外の A 地点を除く）全体の平均値は 1.64 ポイントで、執務環境の満足度の全体平均値は新棟が旧棟より 0.21 ポイント高い結果となった。A 地点は屋外空間で、且つ実験期間の平均気温が約 10.0℃であったため屋外での執務には適しておらず、執務環境の満足度は著しく低くなった。

４．まとめと今後

本報では、執務空間の違いが知的生産性と心理・生理量に及ぼす影響を明らかにすることを目的として行った被験者実験の概要と、知的生産性評価結果及び生理・心理量の分析結果を示し、以下の知見が得られた。

1) ABW 指向型オフィスである新棟と従来型オフィスである旧棟について、知的生産性評価での作業効率の客観評価、主観評価の両方で新棟が旧棟より良い作業成績と主観作業効率が得られた。またその有意性は集中作業より創造作業でより高い結果が得られ、ABW 指向型オフィスで特に創造作業の知的生産性が向上している可能性が示唆された。
2) 心理量である執務環境の満足度について、新棟が旧棟よりも高く、新棟の執務環境満足度についても ABW 指向型オフィスが従来型オフィスより良好であることが確認できた。

本報では、執務空間の違いによって生じた差が、どのような生理・心理・環境的要因で生じたかまでは明らかにできなかった。今後は、本報で報告できなかった地点別のコミュニケーション量、生理量および環境測定の結果とケース別の知的生産性及び生理・心理量の関係を明らかにする。

謝 辞

本研究の遂行にあたり被験者実験にご協力いただいた皆様に深く感謝の意を表す。また本研究は、コニカミノルタビジネスアソシエイツ（株）から学校法人立命館への受託研究費により実施した。本実験に多大なご協力を頂いた倉澤香織様、小林健之様、栗飯原述宏様はじめ社員の皆様に深く感謝の意を表す。

注 釈

注1　ABW のはっきりとした定義はないが、本研究では、Engelen5) らを参考に「執務内容に応じた環境で働くことができる働き方」と定義した 6)。定義によれば ABW は自宅やカフェ、電車などオフィス外の勤務空間を含めるが、本研究ではオフィス内のみを対象とした。
注2　新型コロナウイルス感染防止のため、被験者は実験 1 週間前に PCR 検査を受け陰性を確認した。またすべての実験ケースで被験者は不織布マスクを正しく着用し、1m 以上の身体的距離を確保した。
注3　習慣飲酒とは、「週に 3 日以上、飲酒日 1 日あたり清酒換算で 1 合以上飲酒する人」と定義されている（厚生労働省国民健康・栄養調査）
注4　標準体型は BMI が 18.5 以上 25.0 未満とした。
注5　個人の能力差を排除するため、個人ごとに偏差値を算出し、それら偏差値を作業成績として扱い、地点別に集計した。（個人偏差値）=50＋10×（作業成績－被験者毎の平均値）／（被験者毎の標準偏差）。
注6　与えられた単語から連想される単語を書き出して棒線でつなぐ作業。時間内に回答した単語の数（有効回答数）で評価
注7　生体センサは TDK 社 Silmee Bar Type Lite を用いた。
注8　実験期間中に新型コロナウイルスの感染が急拡大し、実験期間を短縮したため。
注9　中間期実験と夏期実験を同一の実験としてケースを合算して分析した。
注10　独立したサンプルの t 検定を実施。p は有意確率である。*：$p < 0.10$、**：$p < 0.05$

参 考 文 献

1) 厚生労働省：「働き方改革」の実現に向けて https://www.mhlw.go.jp/stf/seisakunitsuite/bunya/0000148322.html（入手日:2021.12.24）
2) 知的生産性研究委員会：平成 23 年度知的生産性委員会報告書, 2012
3) 権藤 他：屋外を模擬した会議空間における心理・生理および知的生産性に関する被験者実験（第 1 報）実験概要と心理等に日変動, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 2020.9
4) 小川 他：オフィス内歩行活動による知的生産性向上効果に関する被験者実験, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 2016.9
5) Lina Engelen 他 ：Is activity-based working impacting health, work performance and perceptions? A systematic review. Building Research and Information, 2018.3
6) 千本 他：Activity-Based Working を採用したメガプレートオフィスにおける執務者満足度と知的生産性に関する研究, 日本建築学会環境系論文集 86 巻 788 号 p. 818-828, 2021.10

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022. 3. 11）

室内の CO_2 濃度が人の生産性と生理心理量に及ぼす影響に関する研究
—タイピング・計算による作業性・疲労度の検証—
Study on the effect of indoor CO_2 concentration on human productivity, physiological and psychological quantity
-Verification of workability and fatigue level by typing and calculation-

○坂井　遥祐（立命館大学）　近本　智行（立命館大学）　具島　豊治（パナソニック株式会社）
湯淺　明子（パナソニック株式会社）　信長　賢輝（パナソニック株式会社）
Yosuke SAKAI*1　Tomoyuki CHIKAMOTO*1　Toyoji GUSHIMA*2　Akiko YUASA*2　Masaki NOBUNAGA*2
*1　Ritsumeikan University　*2　Panasonic Corporation

In this study, subject experiments were conducted to clarify the effect of indoor CO_2 concentration on workability and to investigate the relationship between indoor CO_2 concentration and physiological psychological amount. As a result, it was shown that the error rate of the workability test tended to increase depending on the CO_2 concentration, and the concentration ratio tended to decrease. It was also suggested that pulse affects PCO_2.

1．はじめに

CO_2は人間には知覚されないガスであるが、高濃度であれば人間の健康に影響を及ぼすと言われている。実際に 50000ppm を超えるなど、非常に高濃度の CO_2 ではめまいや頭痛など健康上のリスクをもたらす可能性がある（許容可能な室内空気質のための換気、ASHRAE Standard 62.-2016)。また、CO_2濃度は執務者のパフォーマンスにも影響を与える可能性があり[文1) 文2)]、筆者らは 5000ppm 以下を対象に、CO_2濃度が作業性に与える影響や生理メカニズムに与える影響を調査してきた[文3) 文4)]。

そこで引き続き本研究では、室内の CO_2濃度が作業性に及ぼす影響と生理心理量との関係性を明確化することを目的とし、CO_2濃度を 30 分間で緩やかに上昇させた実験①と 5 分間で急上昇させた実験②の計 2 パターンの被験者実験を実施した。本稿ではまず、実験①の概要と結果について記述し、その後実験②について記述する。

2．実験①（CO_2濃度 30 分上昇）概要

2.1　実験条件

実験①は 2021 年 1、2 月に、立命館大学びわこくさつキャンパス内にある恒温恒湿室にて行った。被験者は健康な男子大学生３名である。

2.2　実験ケース

実験ケースを Table.1 に示す。また、CO_2濃度の変化のイメージを Fig.2 に示す。CO_2濃度は 30 分間かけ緩やかに上昇させていき、すべての実験において、誤差が 100ppm 以内に収まるよう濃度を制御した。

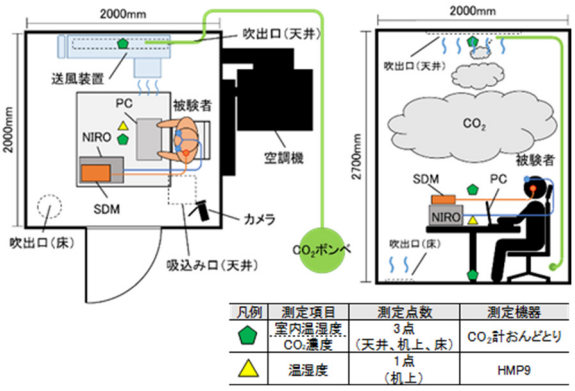


Fig.1 Laboratory (Experiment ①)

Table.1 Experimental case (Experiment ①)

	CO_2濃度	温度	相対湿度	着衣量	状態
case1-1	600ppm	25℃	50%RH	0.8clo	椅座
case1-2	1000ppm				
case1-3	2000ppm				
case1-4	3500ppm				

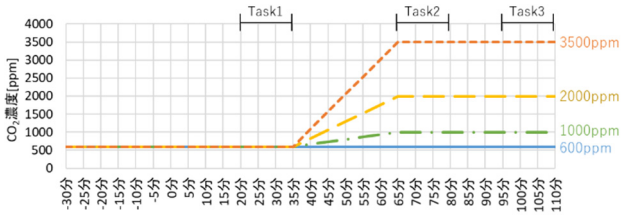


Fig.2 CO_2 concentration (Experiment ①)

2.3　作業性テスト

作業性テストとして、100 マス計算とタイピングを実施した。100 マス計算はケース毎に問題を変更しているが、難易度が統一されるよう全て 2 桁×1 桁で構成し、解く順序も固定した。また、タイピングはフリーソフトである

「TypeLighter」を使用した。

2.4　測定項目

生理量の測定項目を Table.2 に示す。また、心理量の調査として、Table.3 に示した項目でアンケートと Table.4 に示した項目で自覚症しらべ[注1)]を実施した。

Table.2 Measurement item (Experiment ①)

機器名	測定項目	測定部位
SDM（経皮的血液ガスモニタリング）	PCO_2（血中二酸化炭素分圧）	耳たぶ
	SpO_2（動脈血酸素飽和度）	
	PR（脈拍数）	
ニロモニタ NIRO-200（赤外線酸素モニタ装置）	ΔO_2Hb（酸素化ヘモグロビン濃度変化）	額
	TOI（組織に含まれるO_2Hbの割合）	
サーモクロン	平均皮膚温（7点法）	額など7点
手動式血圧計 HEM-6324T	血圧	上腕

Table.3 Questionnaire items (Experiment ①)

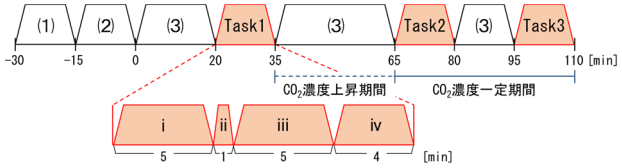
カテゴリー	内容	評価方法
環境的項目	明るさ／温冷感／湿度感／気流感／温熱環境満足度	7段階評価
	発汗	4段階評価
	よどみ感／空気環境満足度	7段階評価
心理的項目	ストレス	7段階評価
	集中度	7段階評価

Table.4 Awareness Questionnaire items (Experiment ①)

	各項目（1.まったくあてはまらない→5.非常によくあてはまる）
Ⅰ群（ねむけ感）	ねむい、横になりたい、あくびがでる、やる気がとぼしい、全身がだるい
Ⅱ群（不安感）	不安な感じがする、ゆううつな気分だ、おちつかない気分だ、いらいらする、考えがまとまりにくい
Ⅲ群（不快感）	頭がいたい、頭がおもい、気分がわるい、頭がぼんやりする、めまいがする
Ⅳ群（だるさ感）	腕がだるい、腰がいたい、手や指がいたい、足がだるい、肩がこる
Ⅴ群（ぼやけ感）	目がしょぼつく、目がつかれる、目がいたい、目がかわく、ものがぼやける

2.5　実験手順

タイムスケジュールを Fig.3 に示す。濃度上昇前、上昇直後、上昇の 30 分後の計 3 回において、Task（作業性テストと主観申告）を実施した。



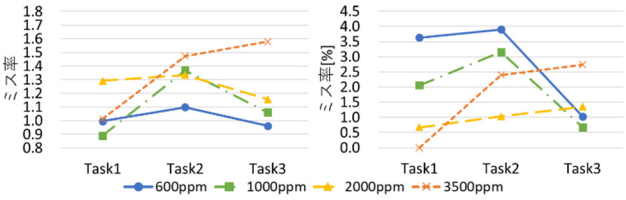
(1)測定機器装着　(2)作業性テスト練習　(3)安静期間（椅座安静1.0met）
ⅰ.１００マス計算　ⅱ.休憩　ⅲ.タイピング　ⅳ.主観申告
※実験開始時間を0minとして表記　※Task1, 2, 3はすべて同じ内容

Fig.3 Time schedule (Experiment ①)

3．実験①（CO_2濃度 30 分上昇）結果

3.1　作業性テスト結果

タイピングと 100 マス計算のミス率の平均値を Fig.4 に示す。タイピングの結果においては、3 回目（濃度上昇の 30 分後）に 3500ppm のみでミス率が高い値を示した。100 マス計算においては、3500ppm で濃度上昇前に比べ上昇後にミス率が増加した。しかし、600、1000、2000ppm では CO_2濃度による影響は確認できておらず、CO_2濃度と生産性の関係を調査するためには、もう少し CO_2濃度を高く設定した実験を実施する必要があると考えられる。

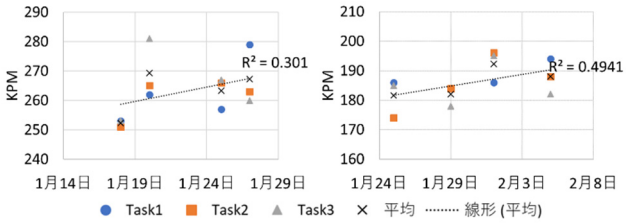


a. Typing　　b. 100 squares calculation

Fig.4 Error rate of workability test (Experiment ①)

3.2　慣れの影響

タイピングにおける KPM（1 分間当たりの入力キー数）と実験日の関係を Fig.5 に示す。被験者 A、B において、実験回数を重ねる度に被験者の KPM が上昇する傾向が確認できた。これは実験を重ねる毎に、被験者が作業に対し徐々に慣れていったことが原因であると考えられる。



a. sub. A　　b. sub. B

Fig.5 KPM × Day (Experiment ①)

4．実験②（CO_2濃度 5 分急上昇）概要

4.1　実験条件

実験①で知見された結果を考慮して、慣れの影響を限りなく排除し濃度負荷を大きくする等の改善をした実験②を実施した。

実験②は 2021 年 3～12 月に同実験室で行い、被験者は健康な男子大学生 7 名（2、3 サイクル目は 5 名）である。

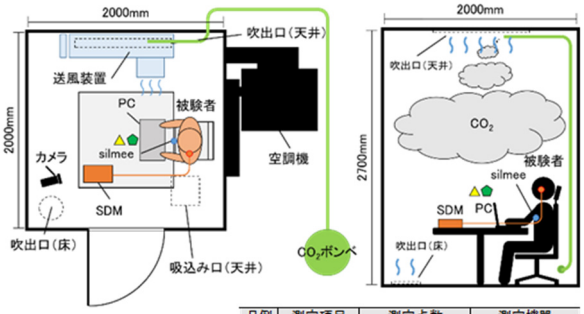


Fig.6 Laboratory (Experiment ②)

4.2　実験ケース

実験ケースを Table.5 に示す。また、CO_2濃度の変化のイメージを Fig.7 に示す。実験①では 30 分間かけ緩やかに上昇させていったが、CO_2濃度による負荷を増やすため、実験②では 5 分間で急上昇させた。また、実験②では同様の実験を同一被験者で計 3 サイクル実施した。1 サイ

クル目は600ppmと3500ppmまたは5000ppmの2ケースを実施し、2、3サイクル目はTable.5の通り計4ケースで実験を行った。

Table.5 Experimental case (Experiment ②)

	CO_2濃度	温度	相対湿度	着衣量	状態
case2-1	600ppm	25℃	50%RH	0.8clo	椅座
case2-2	1500ppm				
case2-3	3500ppm				
case2-4	5000ppm				

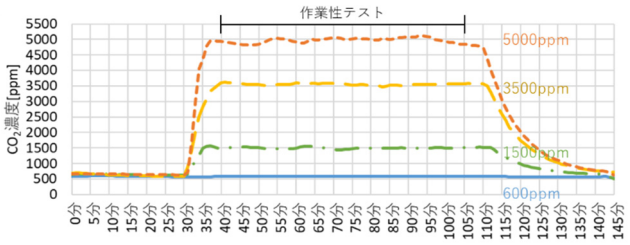


Fig.7 CO_2 concentration (Experiment ②)

4.3 作業性テスト

生産性を測るための作業性テストとして、実験②では作業負荷を増やすため、60分間のタイピングと5分間の100マス計算を実施した。なお、テストの慣れを防ぐため、初回の実験前に計3回の作業テストを行ってもらい、実験前にも5分間タイピングの練習を実施した。

4.4 測定項目

生理量の測定項目を Table.6 に示す。実験②では、SDMに加え、生体センサを用いて生理量を実測した。主観申告は実験①の内容にリフレッシュ感を追加し、4回目の主観申告時に回答してもらった。

Table.6 Measurement item (Experiment ②)

機器名	測定項目	測定部位
SDM （経皮的血液ガスモニタリング）	表2と同様	耳たぶ
silmee （生体センサ）	心拍数	胸部
	R-R間隔	
	呼吸間隔	
	体動	
手動式血圧計 HEM-6324T	表2と同様	上腕

Table.7 Questionnaire items (Experiment ②)

カテゴリー	内容	評価方法
環境的項目	表3と同様	表3と同様
心理的項目	ストレス	7段階評価
	集中度 ※3回目のみ	7段階評価
	リフレッシュ感 ※3回目のみ	7段階評価

4.5 実験手順

実験手順はFig.8の通りであり、計4回の主観申告と60分間のタイピング、5分間の100マス計算を実施した。

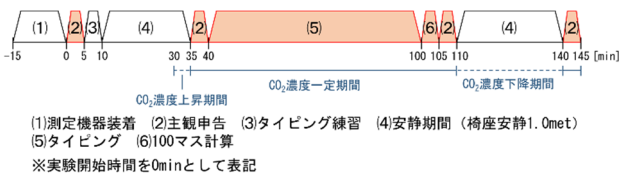
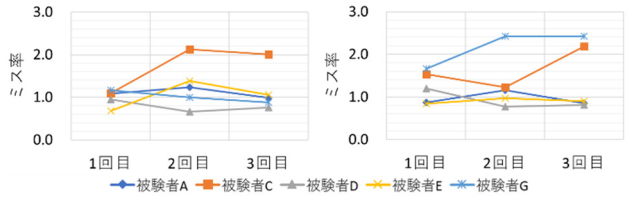


Fig.8 Time schedule (Experiment ②)

5. 実験②（CO_2濃度5分急上昇）結果

5.1 作業性テスト結果

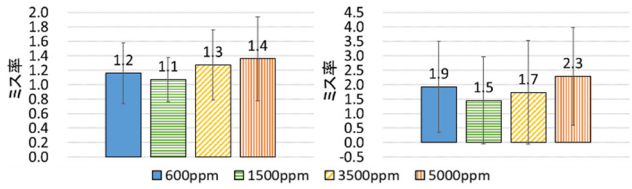
全3サイクルのタイピングのミス率を回数毎に並べたものをFig.9に示す。なお、a. 低CO_2濃度は600ppmの結果、b. 高CO_2濃度の被験者A、Cは3500ppm、被験者D、E、Gは5000ppmの結果である。被験者D以外においては回数を重ねる毎にミス率が減少するというような現象は見られないことから、慣れの影響を少なくすることができていると考えられる。同様に100マス計算においても被験者E以外では慣れの影響は見られなかった。



a. Low CO_2 concentration　b. High CO_2 concentration

Fig.9 Error rate × Day (Experiment ②)

全3サイクルのタイピングのミス率（総ミス数/総ワード数）の平均値と100マス計算のミス率（ミス数/総回答数）の平均値をFig.10に示す。タイピングにおいては、600ppmに対し3500ppmで約10%、5000ppmでは約17%ミス率が増加しており、CO_2濃度が上昇することによりミス率が増加する傾向が確認された。100マス計算では、1500ppmから5000ppmにかけCO_2濃度が上昇することにより、ミス率が増加する傾向が確認された。

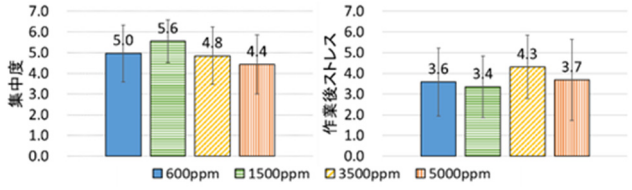


a. Typing　b. 100 squares calculation

Fig.10 Error rate of workability test (Experiment ②)

5.2 心理量結果

主観申告の結果をFig.11に示す。600ppmに対し5000ppmで約11%集中度が低下し、高CO_2濃度において集中度が低下する傾向が確認された。その他の主観申告に関しては、CO_2濃度による差異は確認できなかった。



a. Concentration ratio　b. stress of after work

Fig.11 Questionnaire results (Experiment ②)

また、ねむけ感の結果をFig.12に示す。これは全サイクルの結果の平均値である。被験者毎による差は大きいが、濃度上昇直後の2回目では5000ppmで、作業性テスト後の3回目では3500ppmでねむけ感が最も大きくなった。したがって、わずかではあるが高濃度においてねむ

け感が大きくなることが確認できた。

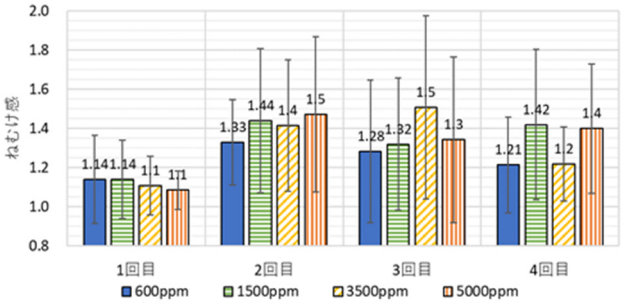


Fig.12 Sleepiness results (Experiment ②)

5. 3　生理量結果

生理量として実験中PCO_2を測定したが、CO_2濃度とPCO_2の結果に関係性は見られなかった。仮に外気のCO_2濃度が5000ppmの場合、吸気中のCO_2分圧は3. 8mmHgとなる。それに対して肺胞内の全圧は 760mmHg、酸素分圧は約100mmHgと言われており、肺胞内のガス交換に関わる分圧に対し、吸気中のCO_2分圧は小さい値であるため、本実験のCO_2濃度では直接的なPCO_2への影響は少ない可能性が考えられる。一方、被験者 C においては全ケースにおいて一時的にPCO_2が下降する現象が見られた。実験中撮影していた動画を確認すると、PCO_2が下降したタイミングで被験者が深呼吸または欠伸をしており、それがPCO_2に影響したものと考えられる。

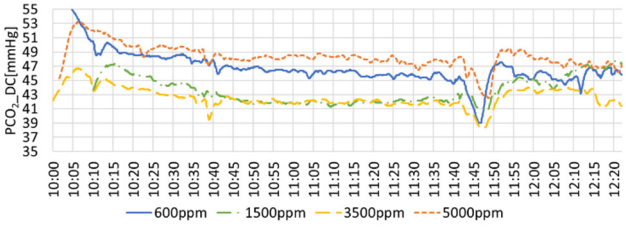
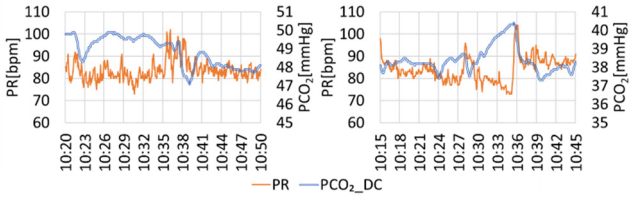


Fig.13 PCO_2 (sub. C)

また、全ての実験において PR の上昇に伴いPCO_2が低下する挙動が確認できた。この現象は2019年度に実施した既往研究[文4)]においても同様の傾向が確認できている。PR が高くなることにより血流がよくなり、血中CO_2濃度の低い新鮮な血液が流れてきたと考えられる。



a. sub. C（5000ppm）　　b. sub. G（5000ppm）

Fig.14 PR × PCO_2

また、全ての被験者において濃度上昇後の主観申告を行うタイミングでPRが上昇する傾向が見られた。しかし、低濃度においても同じような挙動が示されたため、CO_2濃度の影響よりも、リラックス状態からアンケートや作業性テストという緊張状態に移行したことが原因であると考えられる。

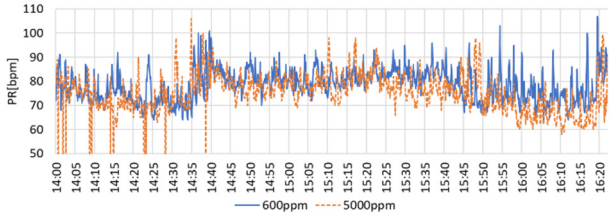


Fig.15 PR (sub. E)

6．まとめ

CO_2濃度を30分間で上昇させた実験①と、CO_2濃度を5分間で急上昇させた実験②を行い、結果は以下のようになった。

1)CO_2濃度が高くなると、タイピング、100マス計算の両方でミス率が大きくなる傾向が示された。タイピングにおいては、600ppmに対し5000ppmで約17%ミス率が増加した。

2)CO_2濃度が高くなると、集中度が低下する傾向が示された。600ppmに対し5000ppmにおいては約11%集中度が低下した。

3)個人差はあるが、高CO_2濃度においてねむけがわずかに大きくなることが確認できた。

4)PRがPCO_2に影響を与えることが示唆された。

注 釈

1) 調査票は日本産業衛生学会産業疲労研究会による。各25項目の質問を5つの群（Ⅰ群：ねむけ感、Ⅱ群：不安感、Ⅲ群：不快感、Ⅳ群：だるさ感、Ⅴ群：ぼやけ感）に分別しそれぞれを平均することにより、疲労状況を評価することができる。

参 考 文 献

1) U. Satish, et al. “Is CO_2 an Indoor Pollutant? Direct Effects of Low-to- Moderate CO_2 Concentrations on Human Decision- Making Performance”, Environ Health Perspect (2012)

2) J. G. Allen et al. “Associations of Cognitive Function Scores with Carbon Dioxide, Ventilation, and Volatile Organic Compound Exposures in Office Workers: A Controlled Exposure Study of Green and Conventional Office Environments”, Environmental Health Perspectives, 124-7 (2016)

3) Tomoyuki CHIKAMOTO, Ryouto MIMURA, “Influence of Carbon Dioxide Fluctuation and Thermal Environment on Workability”, Physiology and Psychology, CLIMA 2019

4) 坂井遥祐ほか、「ヒューマンファクターを組み込んだ空調システム・制御システムの構築（その19）室内のCO_2濃度が血中CO_2濃度と他の生理量に及ぼす影響」、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、第3巻、pp. 101-104、(2020)

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022. 3. 11）

自動車運転を意図した高負荷知的作業効率に香りが及ぼす影響

Effect of Aroma on Stressful Mental Work Performance Intended to Drive a Car

○ 竹村　明久（摂南大学）　山田　大輔（摂南大学）

Akihisa TAKEMURA Daisuke YAMADA
Setsunan University

It was necessary to measure the driving ability better by a mental work, thus the "d2R2 test" was proposed as a improved driving ability test based on the "d2 test". The "d2R2" test was conducted by twenty participants in four smell conditions, those were the lemon oil, the lavender oil, the fragrance for vehicle and only water as a control. Consequently, there was a significant difference in the multiple comparison among smell conditions about the achievement rate. On the other hand, there were large individual differences in the error rate, and it was considered that a more accurate mental work method was necessary.

1. はじめに

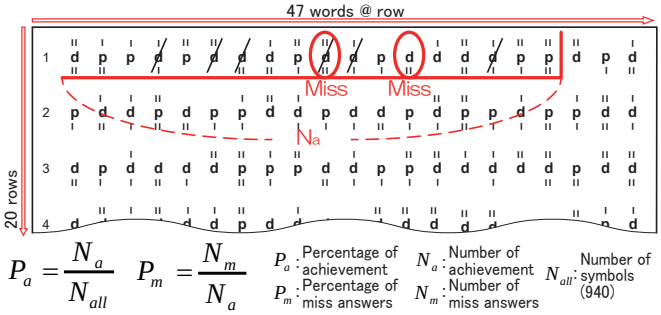
自動車運転は、安全運行と危険回避のための高い注意力と処理・判断能力が求められる作業である。しばらく続く人口分布の高齢化と昨今の高齢者による自動車事故報道の状況を照らせば、運転能力の簡易評価の整備は喫緊に必要で、さらに運転席周辺の香り付加などによる環境制御による事故の低減ができるならば有意義だろう。総合的な運転能力の評価の要素には、Dahlia[1]が参考になる。認知、視覚、身体能力、脳機能、運転適性・態度が項目に挙がり、実運転の記録とシミュレータによるデータが基とされている。一方で、それらの手法の準備はコストやスペース面で困難であり、机上の知的作業で代用できるなら簡便である。d2 テスト[2]は、ドイツで運転適性確認を目的に開発された机上知的作業で、視覚的注意状態を評価できるとして近年では運転以外の作業環境評価にも用いられる。一方で、筆者らの既報[3]などでは、オリジナルの d2 テストの設定手法には時間内に行ごとの記号確認を完遂する回答者がいて作業負荷として軽いことがわかっており、行内の制限時間設定を短く変更するなどして対応してきた背景がある。

本報では、運転を想定して作業負荷をさらに高める方向に d2 テストのルールを追加した作業を実施した場合の回答者への負荷の程度を把握することと、その作業を有香空間で実施した場合の作業成績への影響を把握することの 2 点を目的として実験を行った結果について報告する。

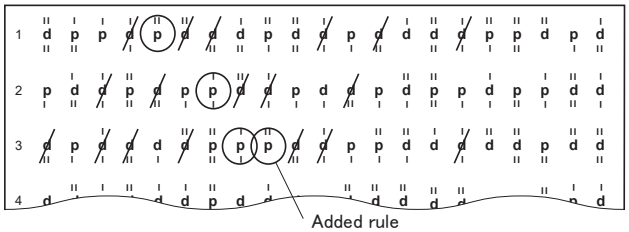
2. 高負荷知的作業の検討

2. 1 実験概要

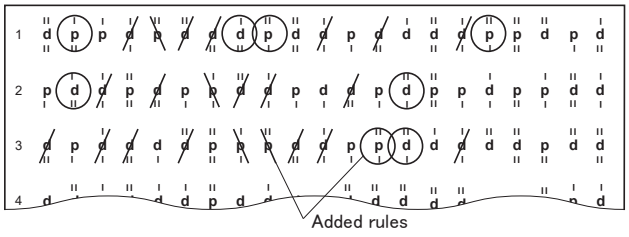
オリジナルの d2 テスト[2]は、47 行 14 列（計 658 個）の d または p の記号列の各記号に 1 ～ 4 の点が付されていて、1 行につき 20 秒の制限時間内に、左端からできるだけ多く d に 2 点が付された記号のみに斜線を記入し、20 秒経過後に次の行に進ませることを繰返す方法（計 280 秒）である。筆者らは、既報[3]の予備検討にて、達成率（Pa：達成数を総記号数で除した値）が 100% となった回答者が複数いたことから、図 1(1) に示す 47 行 20 列（計 940 個）で行内の制限



(1) d2 test R0 (d2R0)



(2) d2 test R1 (d2R1)



(3) d2 test R2 (d2R2)

Figure 1 Improved d2tests

時間を 15 秒に短縮した作業（計 300 秒）を用いてきた（以降「d2R0」と呼ぶ）。本報では、作業にかかるさらなる負荷増大を目的として、より多くの判断が必要となるようにした作業を 2 種類作成した。図 1(2)の「d2 テスト R1（以降「d2R1」）」は、「d2R0」のルールに加えて 2 点が付された p 記号に丸を付すルールを加えた作業で、図 1(3) の「d2 テスト R2（以降「d2R2」）」は、「d2R0」のルールのうち 2 点の付された d 記号には右上がり斜線を記入するように限定したうえで、2 点の付された p 記号に右下がり斜線を記入することと、3 点の付された d または p 記号に丸を記入することを課した作業である。

この 3 作業について 15 名（F6, M9）の学生が取り組んだが、5 名実施時点で「d2R1」は難易度や評価が「d2R2」以下であったことから「d2R0」と「d2R2」の 2 作業の比較に切り替えた。評価は、達成率（達成総数を全記号数で除した値（Pa））とミス率（ミス総数を達成総数で除した値（Pm））のほか、主観評価として「時間が長く感じた」、「作業量が多く感じた」、「冷静に作業することができた」、「疲労を感じた」、「判断力が問われた」、「注意力が問われた」、「繊細さが問われた」、「瞬発力が問われた」、「集中力が問われた」、「集中力が持続した」の 10 項目について、「そう思わなかった」、「少しそう思わなかった」、「どちらでもない」、「少しそう思った」、「そう思った」の 5 段階で回答させた。

2.2 評価結果

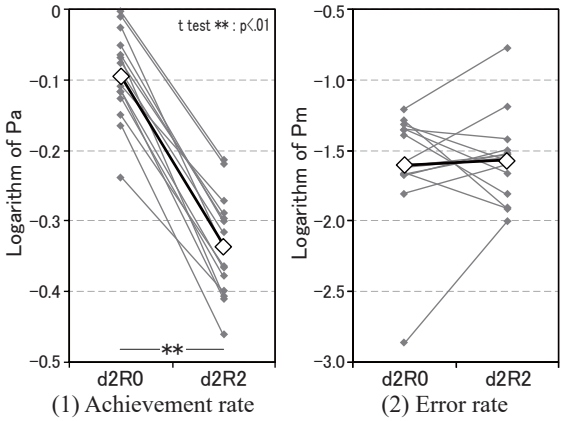
図 2 に達成率（Pa）とミス率（Pm：ミス数を達成数で除した値）に関する「d2R0」と「d2R2」間比較を示す。横軸は両テスト、縦軸に (1) 図では Pa、(2) 図では Pm の対数値をとった。灰塗プロットが個人データで、白抜きプロットが平均値である。(1)Pa では、「d2R2」の方が全回答者で達成率が低く、t 検定でも有意差が検出された。(2)Pm では「d2R2」の方が高い回答者が約半数だったが、平均値ではわずかに「d2R2」の方が高く、t 検定の有意差は検出されなかった。達成数が減少したことから、「d2R2」の作業負担は「d2R0」より大きかったことがわかる。また、ミス率に関しては「d2R0」と変わらないことから、作業難易度が著しく高かったわけではないと推定できる。

図 3 に作業に対する主観評価の 2 作業間比較を示す。横軸が評価項目と 2 作業、縦軸が尺度で円の面積で度数を、プロットで平均値を示す。図中には 2 作業間の t 検定結果を併記した。「d2R2」の方が高く、かつ有意差の検出された評価項目には「作業量が多く感じた」、「疲労を感じた」、「判断力が問われた」、「注意力が問われた」、「集中力が問われた」があり、「d2R2」の方が低く、かつ有意差の検出された「冷静に作業することができた」、「集中力が持続した」の項目と合わせて、運転を想定した場合に要求される能力や曝される状況により近い作業であろうと判断した。

3. 香り噴霧環境下での作業実験

3.1 実験概要

実験は 2021 年 10 月 12 日～ 11 月 16 日に本学実験室にて 17 ～ 25℃、35 ～ 65%RH の条件下で実施し、嗅覚検査に合格した 20 名（男女 10 名ずつ、20 ～ 22 歳）が参加した。実験では、香り噴霧のない室で事前に説明を終えたのちに、実験参加者斜め前方の机上に置かれた水噴霧式アロマディフューザから予め香り噴霧を開始した室に引率して着座させてすぐに知的作業を開始させた。作業は「d2R2」を 5 分間実施した。作業後に主観評価を行わせて 1 条件の実験を終了とした。評価項目は、香りに関して「においの強さ」、「快・不快」、「好き・嫌い」、「むっとした」、「温かい」、「どっしりした」、「親しみやすい」、「受け入れられる」の 8 項目、運転環境を想定して「リラックスしやすい」、「集中できる」の 2 項目として、作業自体に関しては、2.1 節と同じ 10 項目とした（図 4）。4 つの香り条件を設定して、異なる日に実験参加者ごとに順不同で実施した。用いた試料はレモン（Le）とラベンダー（Lv）の市販製油（インセント製）と自動車用芳香剤（Fv、



(1) Achievement rate　(2) Error rate
Figure 2 Comparison of Pa and Pm between d2R0 and d2R2

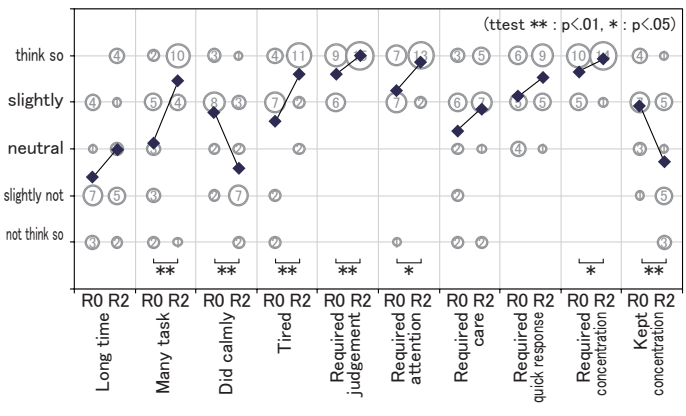


Figure 3 Comparison of sensory evaluations between d2R0 and d2R2

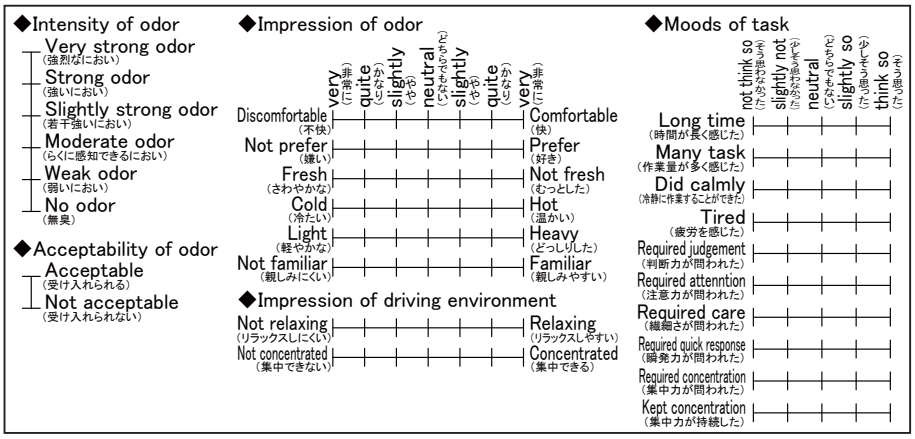


Figure 4 Scales of evaluation items

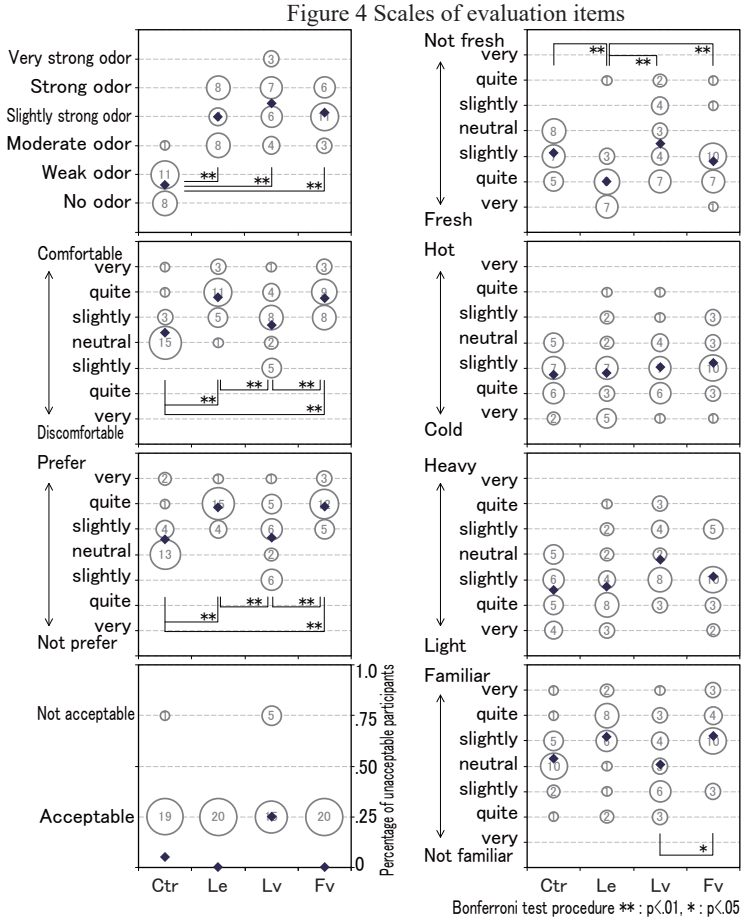


Figure 5 Comparison of smell evaluations among smell conditions

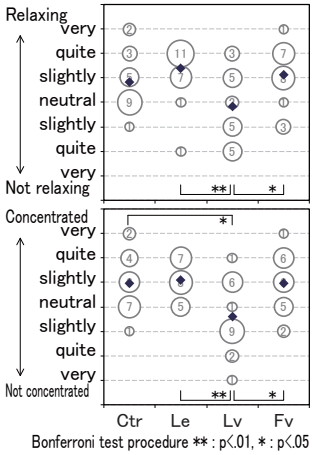


Figure 6 Comparison of driving environment among smell conditions

サックススカッシュ：オートバックスセブン製）で、150mL の水道水の入ったディフューザに 2 精油は約 0.2mL、自動車用芳香剤は約 0.5mL 滴下して噴霧した。さらに、水道水のみ噴霧する条件（Ctr）も実施した。なお、本報では作業自体の主観評価の結果については割愛する。

3.2 香りおよび運転環境想定評価

図 5 に香りの心理評価を示す。いずれの評価項目も横軸は香り条件、縦軸が各項目の尺度（「受け入れられる」のみ非許容者を全回答者で除した非容認率を併記）とした。円の面積で度数、プロットは平均値を示し、多重比較結果を併記した。「においの強さ」は有香 3 条件はほぼ同評価で、「快・不快」と「好き・嫌い」はいずれも平均値はポジティブ側だったが、Lv のみネガティブ側評価者が含まれた。印象項目から Lv は「むっとした」と「どっしりした」が唯一高かったので、これらと相関があったと考えられる。

図 6 に運転環境想定評価を示す。いずれも横軸は香り条件、縦軸が各項目の尺度で円の面積で度数、プロットは平均値を示し、多重比較結果を併記した。2 項目とも香りの「快・不快」や「好き・嫌い」評価との相関が推定される評価傾向で、香りとして比較的ネガティブに評価された Lv が 2 評価項目とも最も低評価だった。「リラックスしやすい」評価と「集中できる」評価が並立することには解釈の難しさが残った。

3.3 作業成績

作業成績は 2 章と同様に達成率（Pa）とミス率（Pm）で評価した。図 7 に指標算出方法を示す。図は実験参加者 No.4 の例で、横軸は習熟のための事前の 10 回の反復練習と 11 ～ 14 回目に経験した香り条件を示し、縦軸は達成率である。曲線は事前実施の 10 回分の成績から導出した習熟曲線で、11 ～ 14 回目の成績は、実測値（Pa）を該当回の習熟曲線値（Pra）で除して達成率指標とした。ミス率指標も同様の算出方法である。

図 8 に上記指標を用いた作業成績の香り条件間比較を示す。横軸が香り条件、縦軸は達成率指標 Pa/Pra またはミス率指標 Pm/Prm（ミス率実測値とミス率習熟曲線該当値の比）の対数値で、プロットは 20 名平均値とし、多重比較結果も示した。(1) 達成率では Ctr より高い平均値は Fv のみだった。Le は図 5 でにおいとして最も快側評価かつ図 6 で運転環境として

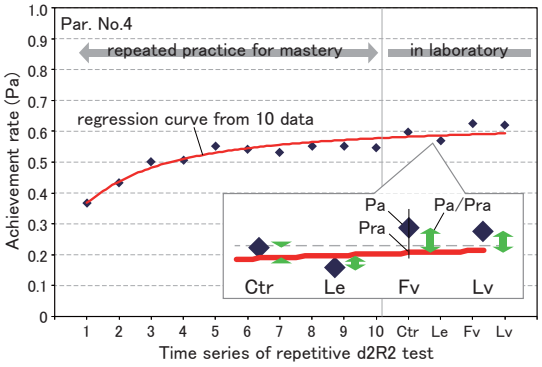
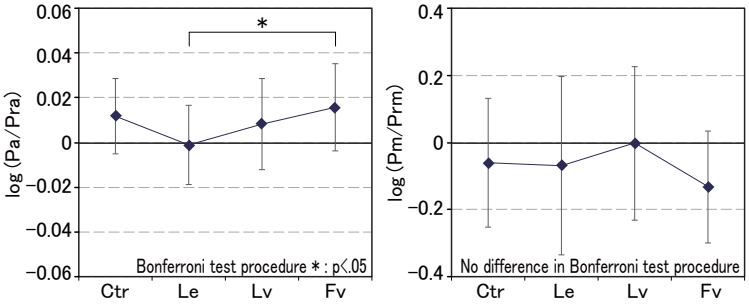


Figure 7 Calculation method of work performance



(1) Achievement rate index (2) Error rate index

Figure 8 Comparison of performances among smell conditions

最も集中できる側評価だった一方で達成率は最低だった。(2) ミス率は Lv で最大、Fv で最小だったが有意差は見られなかった。図 8 のみで見ると、Fv が達成率最大かつミス率最小で作業には最も適した香りであったことを示している。

3. 4 作業成績と香りおよび運転環境想定評価の相関

作業成績への寄与として香りの質と運転環境のいずれの影響かを見るべく、図 9 に香りの「快・不快」および「好き・嫌い」評価と運転環境を想定させた 2 評価と、作業の達成率およびミス率指標の相関を示す。図の横軸は各主観評価尺度で、縦軸は上段 (1) が達成率指標の対数値、下段 (2) がミス率指標の対数値とした。プロットは香り 4 条件を統合した 80 データで示し、相関係数を併記した。いずれも高い相関は見られず香りと作業環境の比較はできないが、相対的に達成率指標と香りの「好き・嫌い」、運転環境想定の「集中できる」はわずかに高い相関が見られた。作業達成度が高かった場合に集中した自覚があったため、「集中できる」評価が高かったと考えられるが、その場合には香りの「好き・嫌い」がある程度は影響したと考えることができる。一方で、ミス率指標は縦軸スケールからもわかる通り個人差が大きく、香りの心理的側面の影響は見出せず、この点は「d2R0」作業を実施した既往研究[3]と同じ傾向である。今後の「d2R2」への要改良点は、ミスへの注意力を表現する側面をより鮮明にすることだと考えられる。

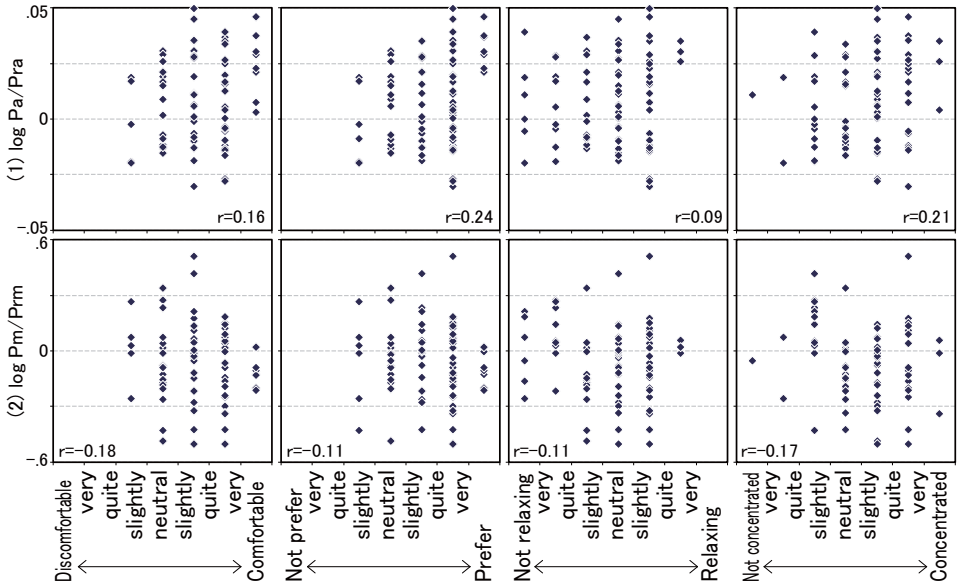


Figure 9 Relationships between performances and smell/driving environment evaluations

作業環境への香りの影響については、特定の香りでの研究例は多く見られ、どの香りが集中力を上げるかなどの香りの薬理効果的側面が取り沙汰されがちであるが、上記のような香りの主観評価が影響する可能性は香りの心理的側面が作業環境向上に寄与する可能性を示すとも考えられ興味深い。

4. おわりに

本報では、運転状況により近い高負荷知的作業の試作と、それを用いた香りと知的作業との関係の検討実験について述べた。試作作業は、従来より高度な能力を要求する手法と考えられたが、香り環境下での作業ではミス率指標の個人差が大きい問題は残った。香り環境下での高負荷知的作業への影響としては、達成率にはある程度の影響は見られた。心理評価と達成率指標間には相対的にわずかに高い相関が見られた。なお、本研究は本学理工学部の人を対象とする研究倫理審査の承認を得て実施した。

参考文献

1) R. Brickenkamp and E. Zillmer: The d2 Test of Attention, Hogrefe & Huber Publishers, 1998
2) 山岸未沙子, 稲上誠, 田中貴紘, 米川隆, 河野直子, 佐藤稔久, 赤松幹之, 青木宏文：高齢ドライバの運転評価に向けた運転特性データベース, 人間工学 Vol. 56 No. 1, pp. 1-10, 2020
3) 例えば、南田高希, 竹村明久, 杉本泰世, 脇山雄多：香りが短時間仮眠後の作業効率に及ぼす影響（その 1）作業成績の習熟度検討と香り条件間比較, 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集（pdf）, 2019

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022. 3. 11）

香り環境下における学習効率に関する研究
（その 8）自習室におけるアロマオイルの種類と学習効率に関する検討
Learning Performance in Odor Environment with Aroma Oils
(Part8) Study of the Type of Aroma Oils in the Study Room and Learning Performance

○平野　雅人（大阪大学）　山中　俊夫（大阪大学）　崔　ナレ（大阪大学）
竹村　明久（摂南大学）　小林　知広（大阪大学）　福本　柊一郎（大阪大学）
Masato HIRANO[*1]　Toshio YAMANAKA[*1]　Narae CHOI[*1]
Akihisa TAKEMURA[*2]　Tomohiro KOBAYASHI[*1]　Shuichiro FUKUMOTO[*1]
[*1]Osaka University　[*2]Setsunan University

Recently, there have been an increasing number of cases of incorporating odor in order to improve comfort and productivity in architectural spaces. However, there are few examples of incorporating odor into school learning spaces. Therefore, in this study, experiments were conducted to find an efficient spraying method for odor. In this paper, the results of subjective evaluations for students who used the self-study room where the odor was sprayed zere analysed. Compared to the control conditions, the odor environment with essential oil was significantly more preferable and pleasant, and tended to reduce fatigue.

1. はじめに

近年、働き方改革の推進により、室内作業の効率化が益々求められているなか、室内環境の要素として、快適性だけでなく、知的生産性の向上が注目されている。そのため現在では、リラックスや記憶力向上の効果が報告されている“香り”を、会社の執務室や休憩空間に取り入れる事例が増えてきている。一方で、学校の学習空間に香りを取り入れた実用例はほとんど見られない。そこで、本研究では、学習空間に適した香りの導入方法の提案を目的とし、パネル実験により検討を行う。既報[1), 2)]では香りの種類に着目した実験を行い、レモンの香りで主観評価、学習効率共に高評価の結果が得られた。また、香りの間欠噴霧に着目をした実験を行い、順応の軽減や疲労度の軽減を報告した。本報では、新キャンパスの自習室に試験的にアロマを噴霧させ、自習室を利用した学生の調査から、香り環境が学習効率及び室内環境の評価に及ぼす影響を考察した結果を報告する。

2. 実験概要

本実験は 2021 年 11 月～ 12 月にかけて、本学新キャンパスの自習室にて実施した。パネルについては自習室を利用する外国語学部の学生を対象に募集し、1 時間以上の自習室の利用を参加条件とした。パネルには Google フォームでの回答の際にインフォームドコンセントによる同意を得て、適切な報酬を支払った。

自習室の平面図を **Fig.1** に示す。自習室にはブース席、グループ席、ハイデスク席、ソファ席があり、利用する学生には任意の席で自習させた。また、自習室は細長い平面形状のため、図中の 2 箇所にディフューザー (アットアロマ社製、all-in-one-type) を設置し香りを噴霧した。自習室の天井には空調によるドラフト軽減を目的とした膜天井が用いられており、予備実験でうまく香りが撹拌されなかったため、サーキュレータ (ダイキン工業社製、MPF08WS-W) をディフューザーの手前に配置した。使用したディフューザー及びサーキュレータとその配置を **Fig.2** に示す。

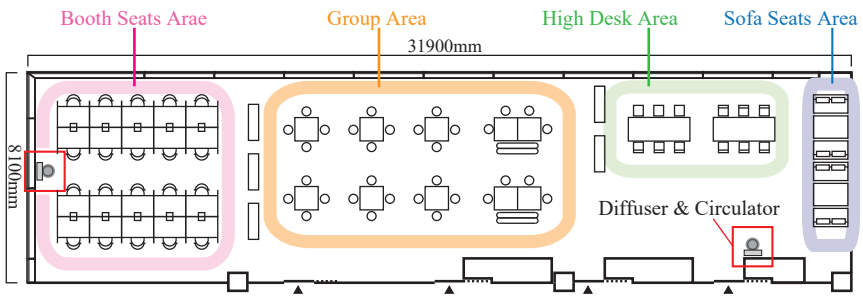


Fig.1 Plan of Study Room

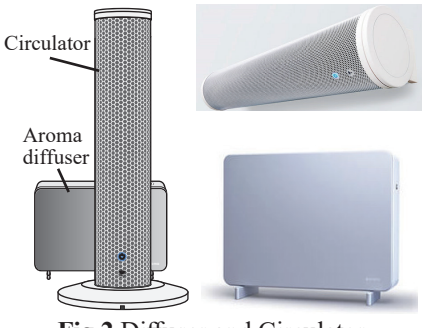


Fig.2 Diffuser and Circulator

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022. 3. 11）

2.1 実験条件

本実験では、香りの種類と間欠噴霧の噴霧周期をパラメータとして実験条件の設定を行い、1 日 1 条件ずつ実施した。実験条件の詳細を **Table 1** に示す。

使用したアロマについては、既報 [1] で用いたレモン (LE 条件)、ローズマリー (RM 条件)、ペパーミント (PM 条件) に加え、ラベンダー (LA 条件)、ヒノキ (CY 条件)、ゼラニウム (GE 条件)、ユーカリ (EU 条件)、ベルガモット (BE 条件)、ティートリー (TT 条件) の計 9 種類のアロマとした。また、比較のために、事前に香りを噴霧しないと告知した無臭条件 (CO 条件) と、香りの噴霧を行わないことを告知しない無臭条件 (N_CO 条件) を設定した。においの強さについては、予備実験により臭気強度が「らくに感知できるにおい」程度となるように噴霧時間を調整した。間欠噴霧の噴霧周期については、既報 [2] で最も受容度の高かった 10 分周期を採用し、比較のために 30 分周期の 2 条件とした。ここで、香りの噴霧停止の 10 分間で香りの濃度が十分減衰すると仮定し、両条件で香りの濃度による影響を除くために、同一の香りでは同じ噴霧時間とした。

2.2 主観評価項目

本実験では自習室の入室時と退室時の 2 回、Google フォームにより主観評価を行う。主観評価項目を **Fig.3** 及び **Fig.4** に示す。入室時はパネルの属性に加え、香りに対する項目として、嗜好度、快不快度、臭気強度、受容度の 4 項目をについて評価させた。退室時については、香りに対する 4 項目に加え、学習効率に影響を及ぼすと予想される作業の捗り度、疲労度、体感時間の 3 項目についても評価をさせた。

3 結果・考察

3.1 香り環境に対する非容認率

各条件における香り環境に対する非容認率の結果を **Fig.5** に示す。ここで、受容度の評価で受け入れられない側に評価した人数の割合を非容認率とする。多くの香り条件で入室時に比べて退室時で非容認率が低下する傾向が見られた。また、10 分周期の PM 条件では非容認率が高かった。PM 条件でガムや湿布のにおいを連想したという回答が多く見られたことから、学習環境に適していないものを想起させる香りであったことが原因であると考えられる。

Table 1 Experimental Conditions

Aroma Condition	Time of Spraying[sec]	10 minutes cycle				30 minutes cycle			
		Male	Female	Non-answer	Total	Male	Female	Non-answer	Total
Lemon (LE)	30	17	24	1	42	16	25	1	42
Rosemary (RM)	15	22	31	2	55	14	22	0	36
Peppermint (PM)	20	26	32	0	58	21	36	0	57
Lavendar (LA)	15	14	27	0	41	17	34	0	51
Cypress (CY)	20	12	26	1	39	17	31	0	48
Geranium (GE)	20	17	31	0	48	21	31	0	52
Eucalyptus (EU)	20	21	31	0	52	18	37	1	56
Bergamot (BE)	20	18	38	1	57	16	34	0	50
Tea Tree (TT)	20	18	22	1	41	14	34	0	48
Anounced Control (CO)	-	19	33	0	52	-	-	-	-
Control not Anounced (N_CO)	-	14	45	0	59	-	-	-	-

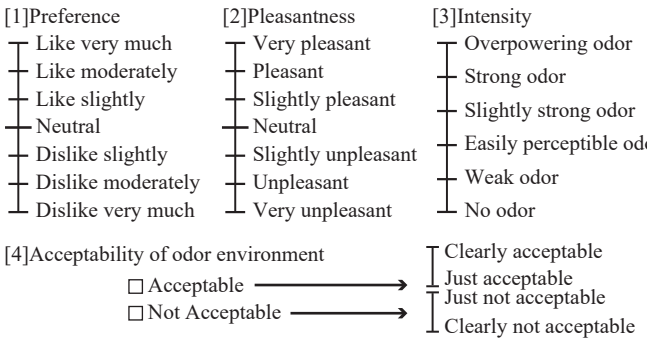


Fig.3 Subjective Evaluation Scales for Odor

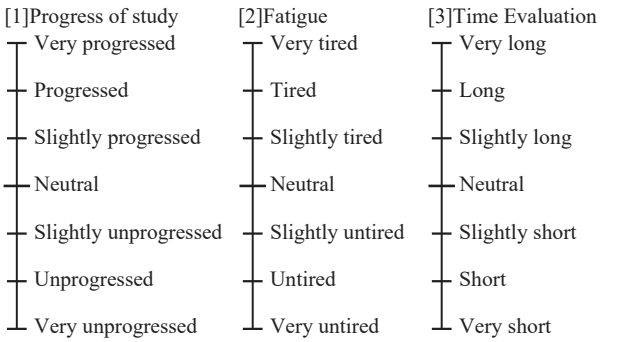


Fig.4 Subjective Evaluation Scales for Learning Performance

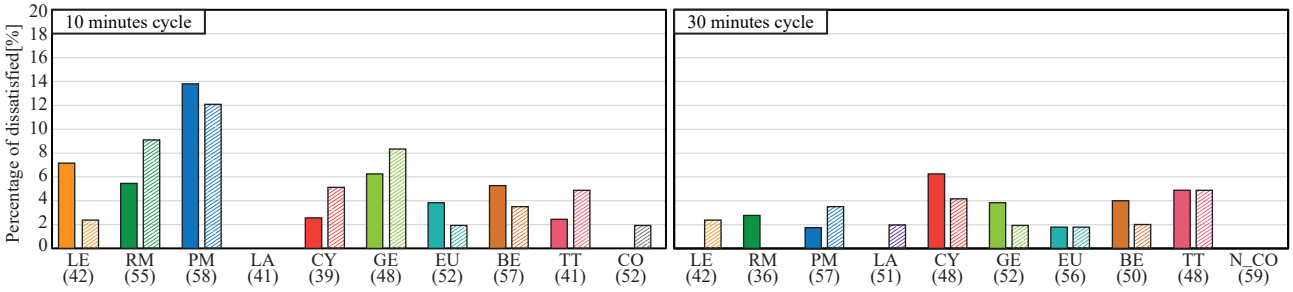


Fig.5 Percentage of Dissatisfied

3. 2 各条件における主観評価結果の比較

各条件における主観評価結果の平均値の比較を **Fig.6** に示す。CO 条件の平均値と比較した t 検定の結果についても図中に示す。

香りに対する項目については、多くの香り条件で有意に高い結果が得られた。特に臭気強度の結果では入室時と退室時の変化がほとんど見られなかったことから、間欠噴霧により順応を軽減できていると示唆される。また、学習効率に関する項目では、捗り度と体感時間で香り条件の方が高い結果となった一方で、疲労度については無臭条件と香り条件でほとんど差は見られなかった。

噴霧周期の比較では、10 分周期の香り条件間でばらつきがみられた一方で 30 分周期の香り条件は比較的ばらつきが小さいことや、受容度については 30 分周期の方が高いことから、曝露頻度が少なくても十分香りによる効果が得られる可能性が考えられる。

3. 3 パネルの属性が主観評価に及ぼす影響

一般的に、香りに対する感じ方には個人差の影響を大きく受けるとされているため、3. 2 のような平均値の比較だけでは不十分だと考えられる。そこで、性別や受容度といったパネルの属性による分類分けを行い、主観評価結果の比較を行う。

男女別で比較した主観評価結果のうち、代表として 30 分周期の RM 条件の結果を **Fig.7 a)** に示す。RM 条件では、女性の方が男性に比べてポジティブ側の評価となった。また、臭気強度については男性の方が有意に高く、GE 条件、EU 条件、TT 条件でも同様の傾向の傾向が見られた。一方で､受容度については､RM 条件の他にも、ほとんどの条件で女性の方が有意に高い結果となった。したがって、比較的香りに慣れているとされる女性にとっては、香りを強く感じることはなく、受け入れられやすい傾向にあることが示唆される。

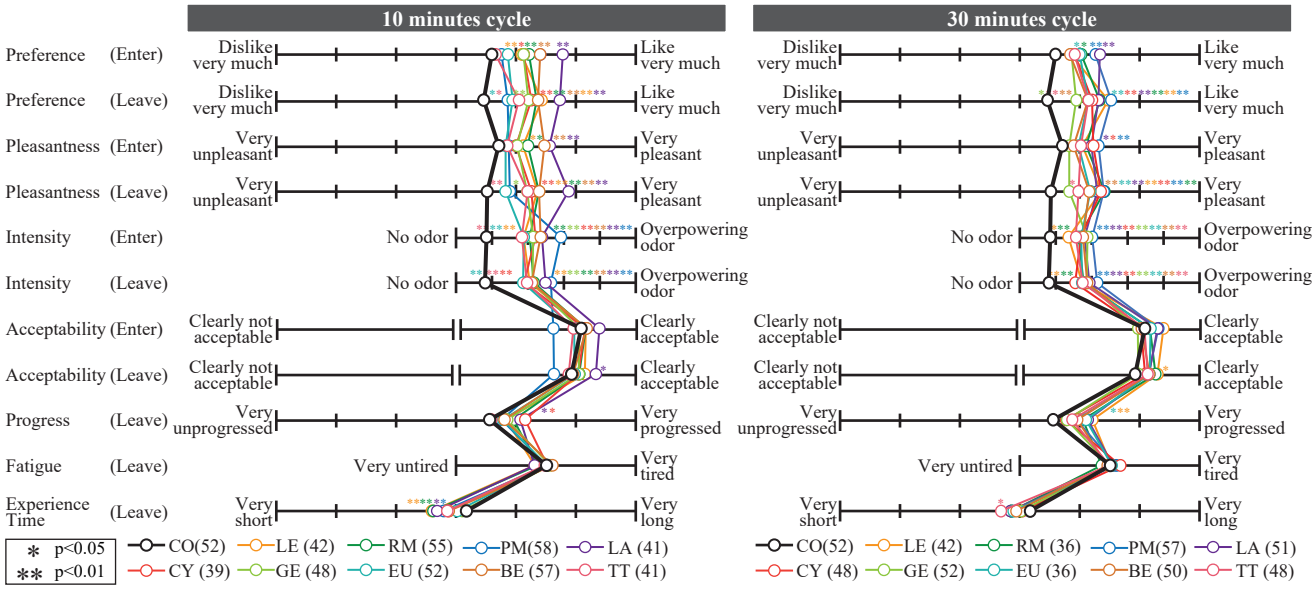


Fig.6 Resluts of Subjective Evaluation

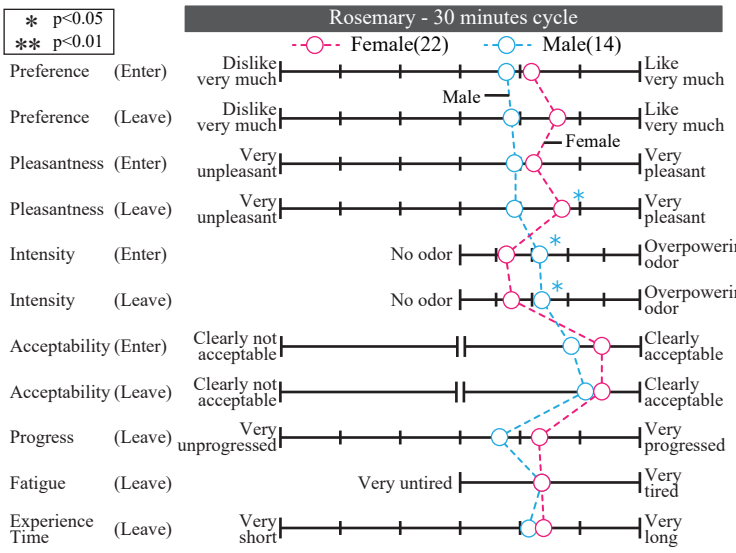


Fig.7 a) Subjective Evaluation Compared by Gendar in RM - 30min Cycle

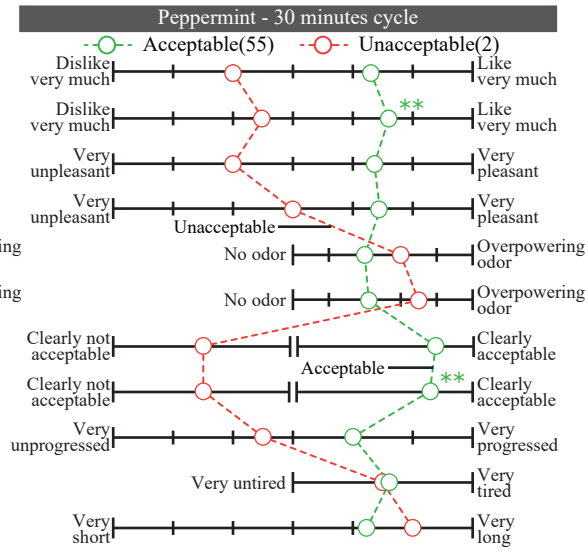


Fig.7 b) Subjective Evaluation Compared by Acceptability of PM - 30min Cycle

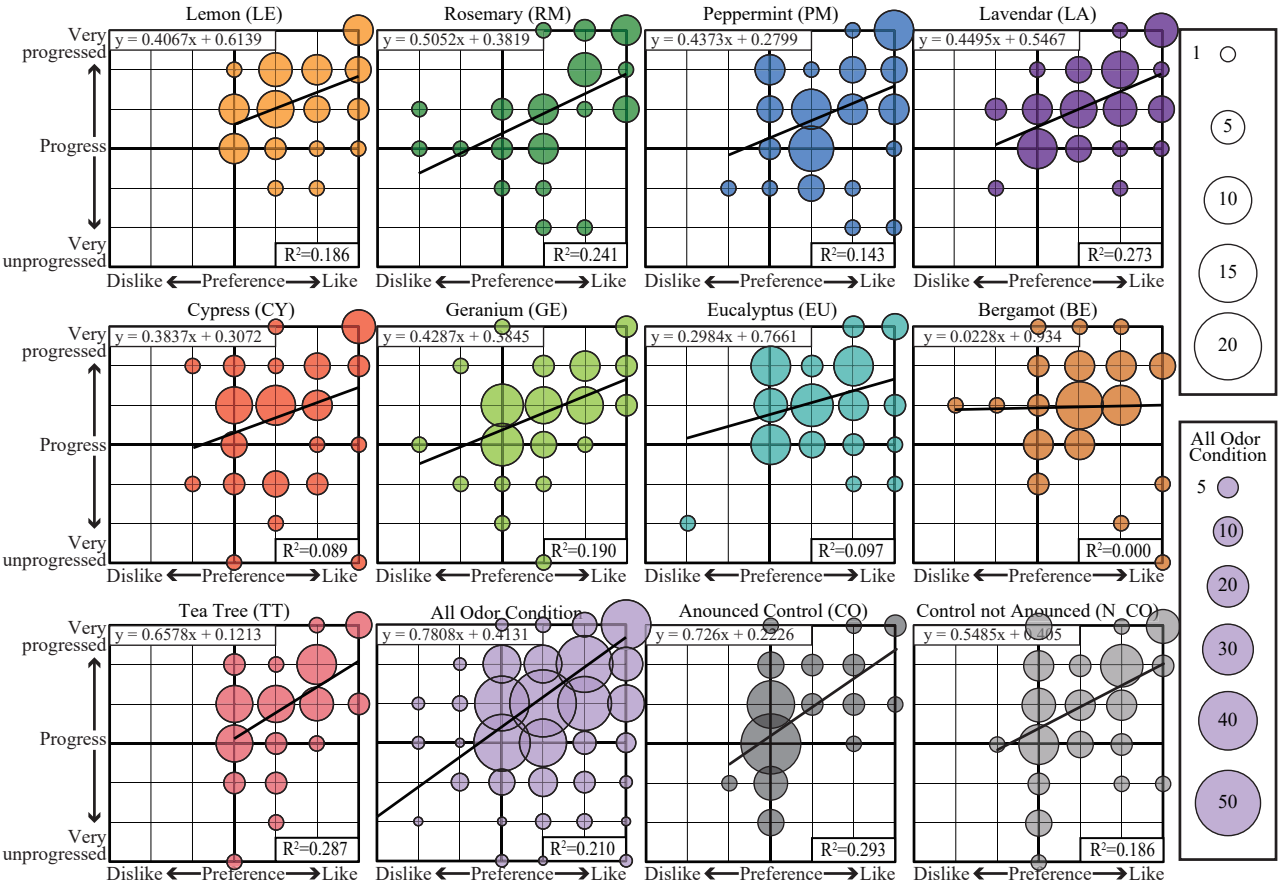


Fig.8 The Rerationship between Preference and Progress

次に、受容度別で比較した主観評価結果のうち、代表として30分周期のPM条件の結果を**Fig.7 b)**に示す。受け入れられないと回答した群については、ほとんどの項目でネガティブ側の評価となり、臭気強度は高い結果となった。このような傾向は他の香り条件でもみられ、香りを受け入れらないと感じる人にとっては、香り環境をネガティブに捉える傾向があり、学習効率にも影響を及ぼすことが予想される。また、受容度が低くなったのは、噴霧されるにおいを強いと感じることが1つの要因と考えられるため、香りの噴霧するときは香りの濃度の検討も重要であるといえる。

3.4 嗜好度が捗り度に及ぼす影響

香りに対する評価が学習効率にも影響を及ぼす可能性があると考え、嗜好度と捗り度に着目をして検討を行う。30分周期の条件における退室時の嗜好度と捗り度の関係を**Fig.8**に示す。BE条件を除いた全ての条件で好きと感じるほど捗り度が上昇する傾向が見られた。また、CO条件では嗜好度と捗り度が中立側の評価をしているパネルが多かったのに対し、N_CO条件では香りを噴霧していないにも関わらず嗜好度の高いパネルがいたことから、単に自習室由来のかすかなにおいや他の在室者によるにおいを感じていただけでなく、香りが噴霧されていると思い込むことで嗜好度や捗り度が上昇したことが原因である可能性も考えられる。

4 おわりに

本報では、香りの種類と間欠噴霧の噴霧周期に着目をして、自習室に試験的に香りを噴霧し、利用した学生の心理評価や学習効率に及ぼす影響について調査した。香りの噴霧しない条件に比べると、多くの香り条件で嗜好度や快不快度は有意に高い結果となった。一方で、香りを受け入れられないと回答する学生も見られ、においの強さが原因の1つであると示唆された。男女で結果を比較すると、女性の方が香りを受け入れられやすい傾向がみられた。また、嗜好度と捗り度の関係では、嗜好度と捗り度に相関があることを確認した。今後は長期的な運用を目指し、長期的な香りの曝露が及ぼす影響について調査を行う所存である。

なお、本研究は大阪大学工学研究科倫理委員会の承認を得ている。

【謝辞】

本研究は、ダイキン工業(株)との共同研究であり、関係各位に謝意を表します。

【参考文献】

1) 平野、山中、崔、竹村、小林：香り環境下における学習効率に関する研究(その5)香り環境が心理評価及び学習効率に及ぼす影響、令和2年度空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集、G-18、2020.9
2) 平野、山中、崔、竹村、小林：香り環境下における学習効率に関する研究(その7)間欠的に噴霧した香りが学習時の主観評価に及ぼす影響、令和3年度空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集、G-28、2021.9

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022. 3. 11）

においの繰り返し順応経験が嗅覚反応に及ぼす影響
（その１）ローズマリー精油の繰り返し曝露による嗅覚反応

Influence of Repeated Odor Adaptation Experience on the Olfactory Response
(Part1)Olfactory Adaptation after Repeated Exposures to Rosemary Essential Oil

○福本　柊一郎（大阪大学）　山中　俊夫（大阪大学）　崔　ナレ（大阪大学）
竹村　明久（摂南大学）　小林　知広（大阪大学）　平野　雅人（大阪大学）
Shuichiro FUKUMOTO[*1] Masato HIRANO[*1]　Toshio YAMANAKA[*1]　Narae CHOI[*1]
Akihisa TAKEMURA[*2]　Tomohiro KOBAYASHI[*1]　Masato HIRANO[*1]
[*1]Osaka University　[*2]Setsunan University

In recent years, odor has been attracting attention as a new added value to the indoor environment because it is considered to have a positive effect on occupants' mood and performance. In architectural spaces where odor environment is created, occupants are exposed to the odor for a relatively long period. However, the influence of the long-term exposure of the odor to occupants has yet to be made clear. In this study, experiments were conducted using rosemary aroma to investigate the influence of the repeated exposure of the odor on occupants' odor threshold and subjective evaluation.

1. はじめに

近年の研究では、室内に噴霧した精油や香料の香りが心理評価や知的生産性に影響を及ぼすことが報告されている。[1] そこで、建築設備として香り空調等を導入し、室内環境を制御しつつも知的生産性の向上させる事例が増えてきている。ここで、香りを建築空間に導入する上では、長期的な香りの曝露が想定されるが、長期的な香りの曝露を受けた際の人体への影響については研究例が少なく、未解明な部分が多い。

そこで、本研究では、香り環境を長期的に運用するための検討として、繰り返される香りの曝露が香りの感じ方の変化に及ぼす影響について調査した。本報では、曝露頻度に着目をして、ローズマリー精油の繰り返し曝露による嗅覚反応への影響について報告する。

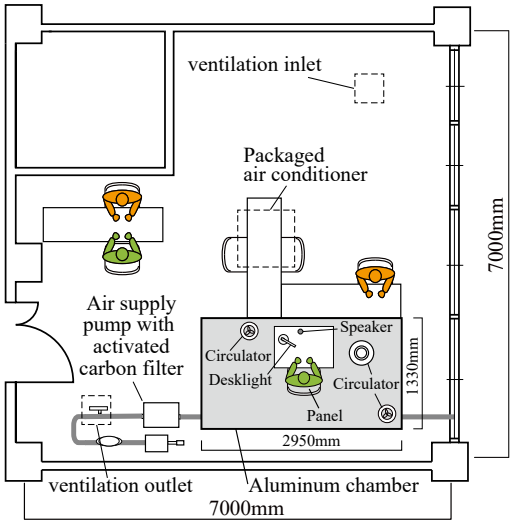


Fig.1 Plan of Study Room

2. 実験概要

本実験は 2022 年 1 月～ 2 月の期間で実施し、本学学生 19 名 (男性 9 名、女性 10 名) をパネルとし、参加時間に応じて適切な報酬を支払った。実験は実験室内に設置したアルミニウム製チャンバーで行った。室由来のにおいの影響を小さくするため換気を十分行い、チャンバー内を無臭フィルムで覆うことで漏気による影響も考慮した。実験室平面図を **Fig.1** に示す。

2. 1 曝露条件

本実験では、長期的なにおいの曝露を繰り返しの結果、生じる順応に焦点を当て、「曝露頻度」に着目して実験を行った。順応がほぼ完了する時間を 3 分間と想定し、3 分間の曝露を 9 回繰り返す。総曝露回数の決定においては、竹村らの研究 [2] において 1- ブタノールの希釈水を 15 回検臭した実験で 1 回目の検臭と比較して 5 ～ 10 回目以降で臭気強度評価が低下する傾向が見られたと報告されていることと、パネルの負担を考慮して、9 回とした。

曝露頻度の条件を **Table. 1** に、および各条件のタイムスケジュールを **Fig.2** に示す。1 日 1 回の曝露を 9 日連続で繰り返す条件 A、1 日 3 回の曝露を 3 日連続で繰り返す条件 B、1 日 9 回の曝露を行う条件 C の 3 条件とした。各条件の検臭間隔は、順応の回復を目的とし、条件 B で 2 時間、条件 C で 1 時間とした。

Table 1 Experimental Conditions

Case	Exposure Frequency	Experiment Days	Time Interval
Case A	1 time / 1day	9 days	-
Case B	3 times / 1day	3 days	2 hours
Case C	9 times / 1day	1 day	1 hour

2. 2 評価項目

本実験では、一般的に曝露されるような中濃度の香りに対する臭気強度だけでなく、嗅覚閾値 (香りを感じ取れる最小濃度) の変化についても評価を行った。さらに、Ferdenzi[3] らは、においの繰り返し曝露により快不快度が中立側に変化したと報告したため、嗜好度と快不快度も評価を行った。評価方法を Fig.2 に示す。また、本実験で曝露させる香りは、日常生活での曝露頻度が少ないと想定され、既往研究 [4] でも用いられたローズマリーの精油を採用した。

臭気強度、嗜好度、快不快度は、順応させる 3 分間で 1 分ごとにローズマリーの香りに対して評価を行わせた。香りの曝露方法については、コットンにローズマリー精油を 1 滴垂らし、チャンバー内でその揮発成分を曝露装置により直接嗅がせる方法とした。曝露装置の詳細を Fig.4 に示す。曝露装置でにおいを嗅ぐ際は、Fig.5 に示すように曝露装置を手に持ち、ファンからの気流に乗ったにおいを嗅がせた。

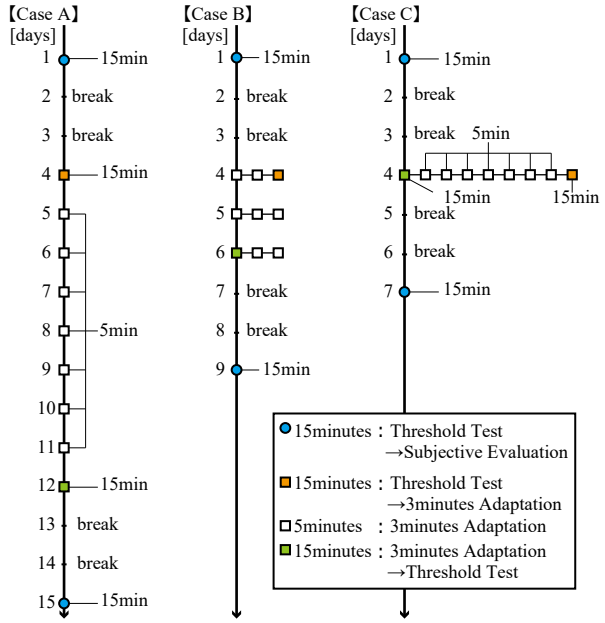


Fig.2 Detailed Time Schedule

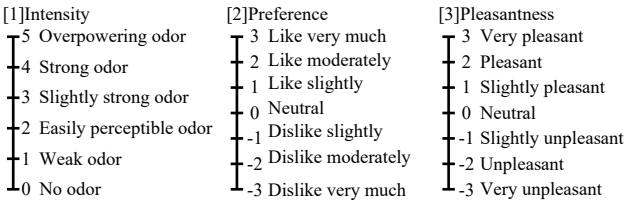


Fig.3 Subjective Evaluation Scales

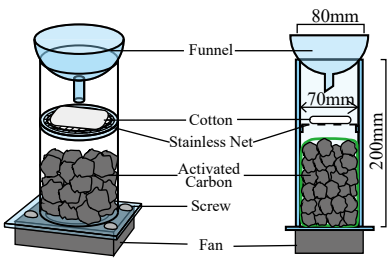


Fig.4 Detailed of Exposure Equipment

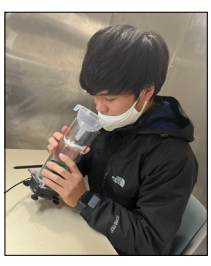


Fig.5 Expose Method

2. 3 閾値の測定手法

閾値の測定については、チャンバー外で行った。また、順応させるローズマリーの精油と、順応をさせないにおいとの比較を行うために、ローズマリーに含まれない成分で、嗅覚テストの基準臭にも用いられているスカトールについても測定を行った。2 種類のにおいに対して、3 倍系列で希釈させた溶液を用意し、1 つの濃度に対して 5-2 法 (5 本の紙の棒からにおいのついた 2 本を選ぶ方法) による検査を 2 回行うことで閾値濃度を測定した。初期濃度に対して 2 回とも正解であれば、不正解になるまでより低濃度の溶液に対して繰り返し検査を行い (下降法)、初期濃度に対して 1 回以上不正解となれば 2 回正解となるまで濃度を上昇させて検査を行う方法 (上昇法) とした。

次に、閾値の計算方法について示す。検査の最終濃度における 5-2 法の結果が 2 回とも不正解であった場合、2 回正解した濃度 (C_{0i}) と 2 回不正解だった濃度 (C_{1i}) の間に閾値が存在すると考え、式 (1) により閾値を算出した。

$$X_i = \frac{(\log C_{1i} + \log C_{0i})}{2} \quad (1)$$

検査の最終濃度における 5-2 法の結果が 1 回正解 1 回不正解の場合、かろうじでその濃度で嗅ぎ分けられるとして、式 (2) により閾値を算出した。

$$X_i = \log C_{0i} \quad (2)$$

2. 4 実験スケジュール

各条件のタイムスケジュールを Fig.6 に示す。順応の影響だけでなく、その後の嗅覚の回復の影響についても考慮するために、ローズマリーのアロマを曝露させる実験の前後 3 日間にも閾値測定及び臭気強度評価を行った。実験条件によって実施日数が異なるが、1 条件当たり合計で 11 回の実験を実施し、Fig.2 にも示す通り、各条件で行う作業は同様とした。

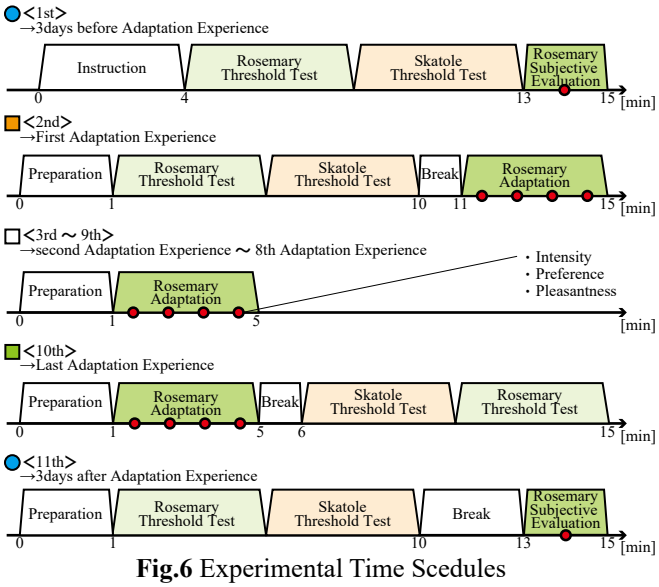


Fig.6 Experimental Time Scedules

4. 実験結果と考察

4. 1 各パネルの主観評価結果の比較

臭気強度、嗜好度、快不快度の主観評価結果を時間軸（回数）に対して Fig.8~10 に示す。臭気強度は 2 回目以降は 3 分間の噴霧中、多くのパネルで指数関数的に臭気強度が減衰していることから順応していることが分かる。ただ、パネル 1 については順応をせず臭気強度の変動がみられた。全パネルで 3 分間の曝露では「無臭」程度までは順応せず、各パネルで順応の下限値や減衰幅が異なっていた。既往研究[5]で述べられたように、香りの感じ方には数パターン存在すると考えられ、嗅覚特性で分類分けを行うと更なる検討ができると考える。

嗜好度の結果については、低頻度、長期間の条件になるにつれて、評価が中立側に変化する傾向が見られた。

4. 2 各条件の主観評価平均

各条件の主観評価平均を Fig.11 に示す。臭気強度においては、短い期間の条件では順応の下限値が低下する傾向がみられる。

嗜好度については長期間の条件 A において嗜好度が低下する傾向がみられた。一方で、1 日だけの条件 C では嗜好度の変化があまり見られなかった。快不快度については、嗜好度と同様に長期間の条件になるにつれて評価が低下する傾向がみられた。また、順応中に次第に快不快度の評価が上昇する傾向も見られた。嗜好度、快不快度で評価が低下する傾向については、短期間の条件では見られなかった。したがって、長期間におけるほど香りの繰り返し曝露が香りの感じ方及ぼす影響が大きいと考えられる。

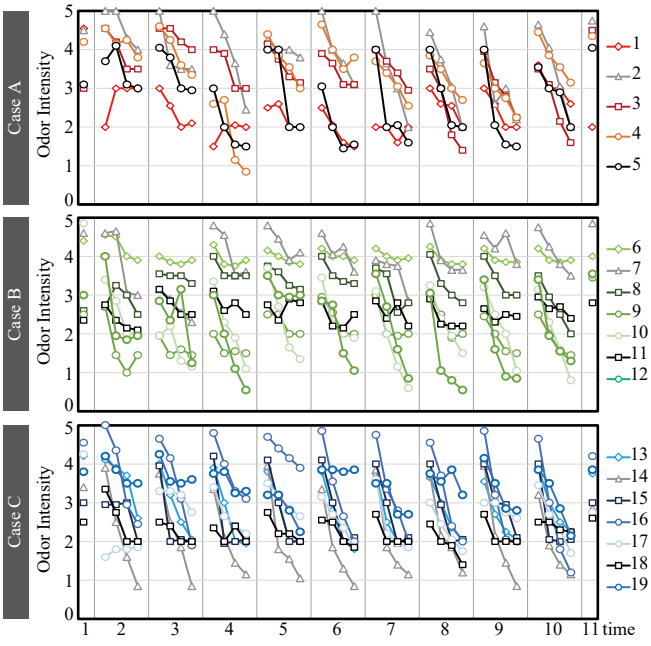


Fig.7 Change of Odor Intensity

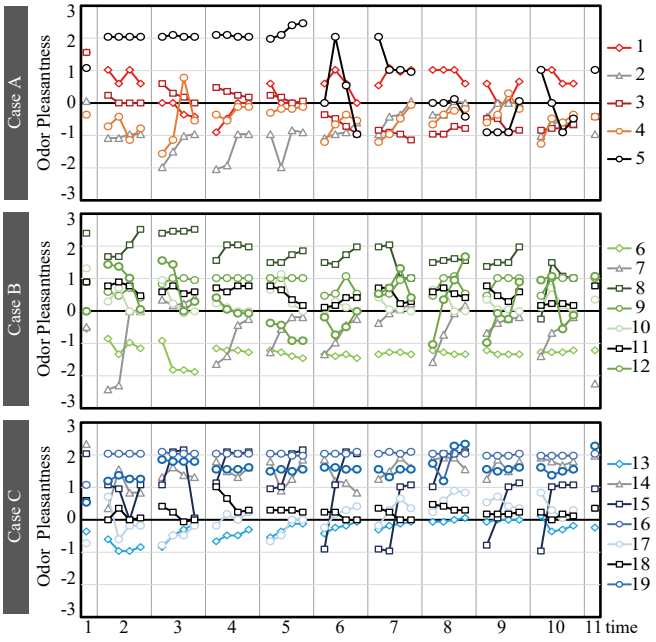


Fig.8 Change of Odor Pleasantness

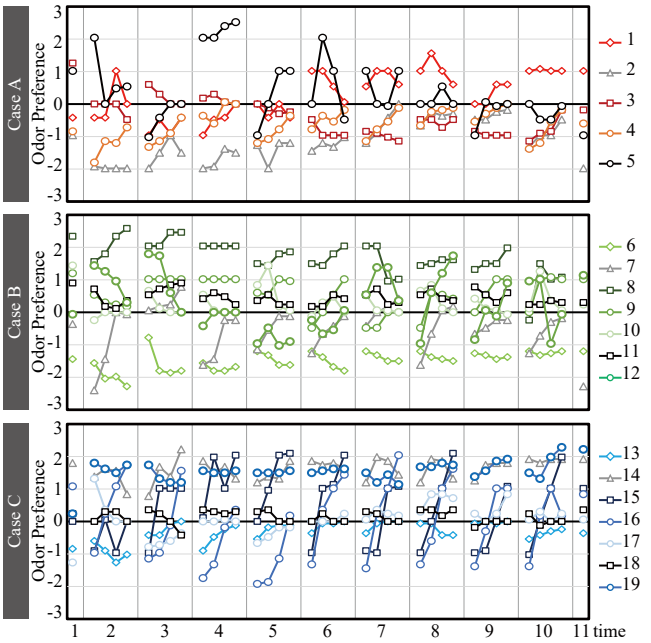


Fig.9 Change of Odor Preference

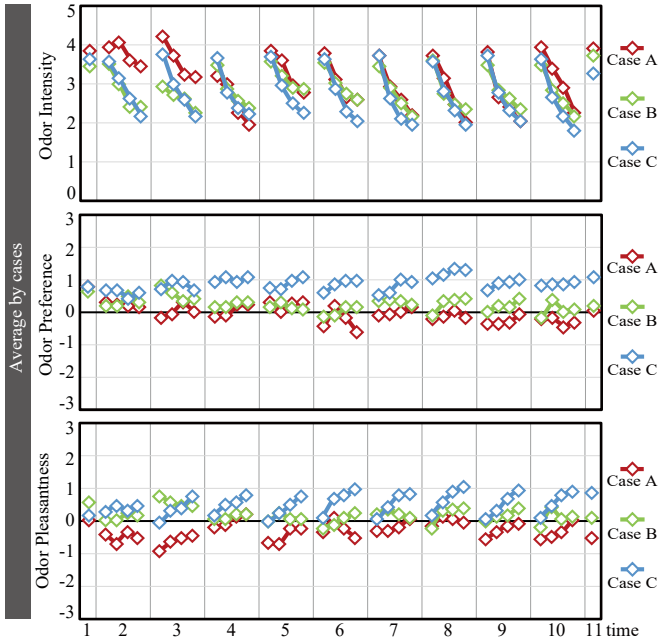


Fig.10 Average of Subjective Evaliation by Cases

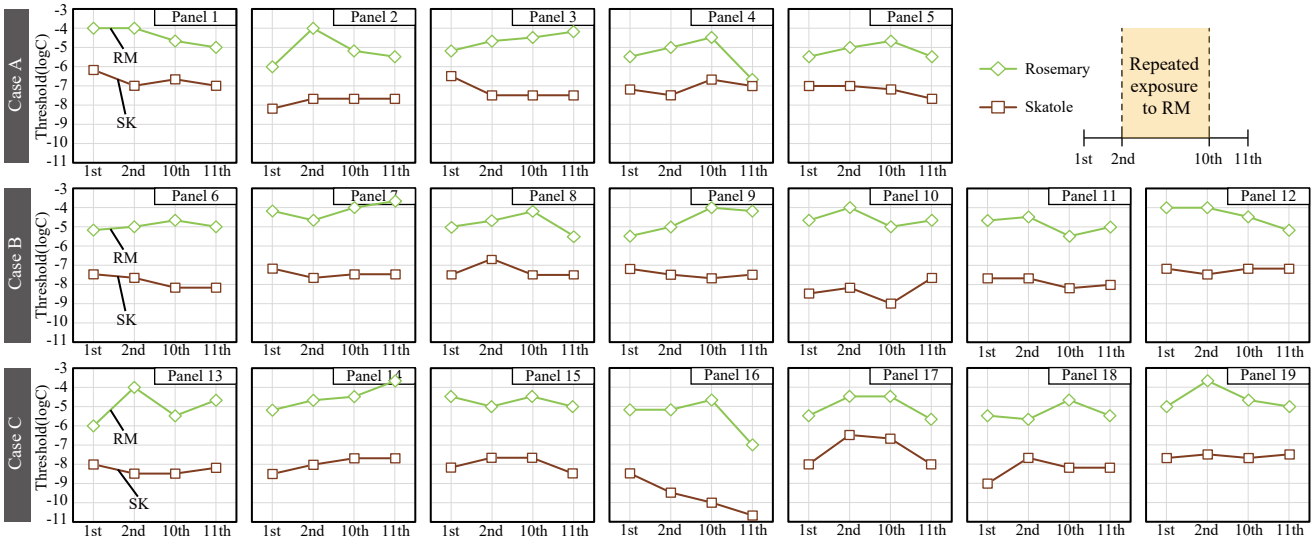


Fig.11 Change of Odor Threshold

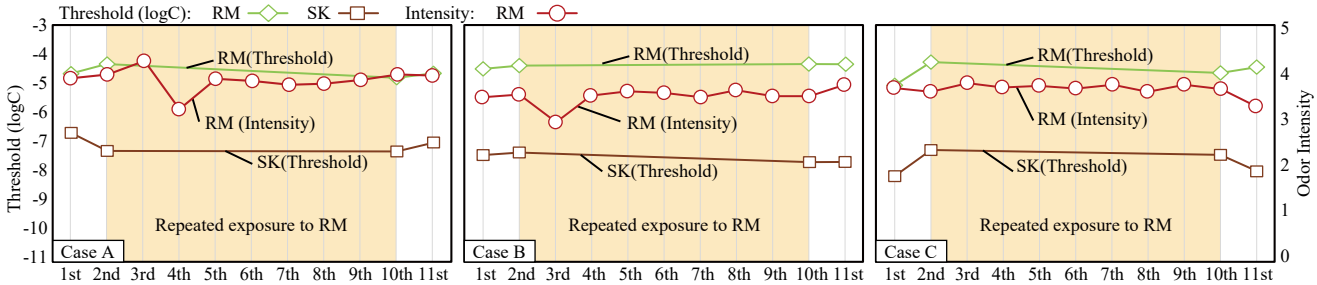


Fig.12 Change of Threshold and Intensity

4. 4 閾値の測定結果

ローズマリーとスカトールの閾値の各パネルの測定結果を Fig.11 に示す。1 回目と 2 回目は全員 3 日間空いており、この期間中にローズマリーの曝露はなかったと考えられるため、嗅覚感度の変化についてはローズマリーとスカトールで同様の変化が見られると予想した。しかし、ローズマリーの閾値については、多くのパネルが 1 回目から 2 回目にかけて上昇する結果となった一方で、スカトールの閾値については、2 回目の測定で上昇するパネルもいれば下降するパネルも見られた。ローズマリーとスカトールは全く異なる成分で構成されていることから、香りの種類や特性が閾値の変化に影響している可能性が考えられる。

2 回目から 10 回目の変化については、曝露の有無による差が生じると予想された。条件 A のパネル 3 や条件 B のパネル 6、パネル 9 に関しては曝露を行ったローズマリーでは閾値の上昇が見られ、曝露を行わなかったスカトールでは閾値が低下していることから、香りの繰り返し曝露による長期的な順応の傾向がみられた。一方で、条件 B のパネル 10 やパネル 11、条件 C のパネル 14 やパネル 17 はローズマリーもスカトールも同様の閾値の変化が見られた。また、その他のパネルにおいては各パネルで異なる変化をしているため、繰り返し順応が閾値変動へ及ぼす影響については個人差やの要素も大きいと考えられ、明確な一般的傾向を得ることができなかった。

閾値と臭気強度の各条件の平均値の比較を Fig. 12 に示す。閾値についてはいずれの条件下でも繰り返し暴露によるとみられる上昇は見られない。一方、臭気強度に関しては条件間で差異があるが、その順位と暴露期間とは対応していない。閾値や臭気強度の変動傾向にパネルによる差異が見られたことから、平均値から条件間の差異を把握することは困難と考えられる。

5. おわりに

本報では、香りの繰り返しが閾値やにおいの感じ方に与える影響を調べるため、ローズマリー精油を用いて、順応の繰り返しの頻度を条件に、パネル実験を実施した。今後は、より多くの条件の繰り返し曝露頻度と期間についてパネル数を増やして検討を行う所存である。

【謝辞】

本研究は、ダイキン工業 (株) との共同研究であり、関係各位に謝意を表します。

【参考文献】

1) 高橋、加藤、樋口、石黒、天野、谷 : 香り・においが知的作業時・安静時の執務者の心理・生理に与える影響、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集、pp.453-456、2010.9
2) 竹村、光田、棚村 : 臭気強度評価に繰返し訓練が及ぼす影響、日本建築学会大会学術講演梗概集、pp.797-798、2013.8
3) Ferdenzi, C.、Poncelet, J.、Rouby, C.、Bensafi, M.:Repeated exposure to odors induces affective habituation of perception and sniffing、frontiers in Behabioral Neuroscience、pp.1-10、2014.10
4) 平野、山中、崔、竹村、小林、衞藤 : 香り環境下における学習効率に関する研究 (その 4) 香りの種類が学習効率に及ぼす影響、令和元年度 (第 49 回) 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集、A-40、2020. 3
5) 平野、山中、崔、竹村、小林 : 香りが学習効率に及ぼす影響に関する研究 (その 6) 香りの間欠噴霧時におけるにおいの心理的評価、日本建築学会 2021 年度近畿支部研究報告集、pp.217-220、2021.06

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022.3.11）

冷房空間における室内外気温の実態調査に基づく設定温度緩和の可能性に関する研究

Study on Possibility of Relaxation of Set Temperature Based on the Actual Condition Survey of Indoor and Outdoor Air Temperature in the Cooling Space

○上 田　沙 弥 香（神戸大学）　　竹 林　英 樹（神戸大学）　　吉 田　尚 人（神戸大学）
Sayaka UEDA*1　Hideki TAKEBAYASHI*1　Naoto YOSHIDA*1
*1　Kobe University

If the concept of the adaptive model can be applied to commercial facilities where the user does not directly adjust it, the set temperature may be relaxed. This paper considers the actual state of the indoor temperature during cooling in an underground mall. In addition, a subject experiment was conducted in an underground mall to examine the possibility of relaxing the set temperature according to the outside air temperature. As a result, it was considered that the indoor temperature could be relaxed to about 26℃ to 30℃ when the outside temperature was 28℃ in the passage.

1．はじめに

居住者が温熱環境を調節できるオフィスや住宅などでは，自然通風下の室内中立温度は月平均外気温度に応じて変化する Adaptive model[1)]の適用が研究されている．管理者が空調機器を運転し，利用者は直接調節しない地下街や商業施設などでも Adaptive model の考え方の適用が可能であれば設定温度緩和の可能性がある．神戸市三宮地下街の通路部分において 2019 年 7 月，8 月に実施した温熱環境実測と通行人を想定した被験者実験の先行研究[2)]では．通行人の温冷感や快適感には，その場の環境だけではなく経路の違いが影響することが確認された．

本研究では，対象地下街における測定データに基づいて外気温と室内温度の関係を分析した．また，一般的なスーパーマーケットにおける測定データと比較して，地下街の冷房時の室内温度の実態を考察した．その上で，対象地下街の店舗部分において被験者実験を実施し，外気温に対する利用者が許容できる室温を明らかにすることで，外気温に応じた設定温度緩和の可能性を検討した．

2. 冷房時の室内温度の分析

2.1　対象地下街の概要

神戸市の三宮地下街を対象とした．対象エリアはホーム&ライフ，シティエレガンス，スイーツメイトと，南北公共通路である．対象エリアの範囲を図 1 に示す．

2.2　外気温と室内温度の関係

地下街に設置した温度計(TandD RTR-502)の配置を図 2 に示す．外気温は気象庁のデータ[3)]を用いた．通路代表点（通路），通路開口部付近代表点（通路開口部），店舗代表点（店舗）の 2020 年 7 月 1 日から 10 月 31 日の 10:00～20:00 の 10 分ごとの外気温と室内温度の関係を図 3～図 5 に示す．通路と通路開口部では，外気温と室内温度の間に強い相関が確認され，外気温が上昇すると室内温度も上昇する．それぞれの回帰式より通路では外気温が 30℃の時に 27.9℃，外気温が 20℃の時に 25.4℃，通路開口部では外気温が 30℃の時に 29.4℃，外気温が 20℃の時に 24.1℃となる．これに対して，店舗では外気温との相関は確認されず，室内温度は 22℃から 26℃の間で安定していた．

2.3　地下街と一般的なスーパーマーケットの測定データの比較

大阪府内の食料品と日用雑貨を取り扱う某スーパーマーケットと比較した．スーパーマーケットに設置した温度計の配置を図 6 に示す．出入口付近は S01，S14，レジ台付近は S07，S10，冷凍陳列台付近は S02，S03，S11，S12 の温度計のデータを用いた．外気温と地下街，スーパーマーケットの室内温度の関係を図 7，図 8 に示す．

外気温が 30℃の時，スーパーマーケットは出入口付近でも 26℃以下であるが，地下街通路開口部では 27℃～32℃程度になり，外気温の影響を受けている．地下街店舗は外気温の影響を受けにくく，22℃～26℃と安定している．スーパーマーケットは地下街店舗より設定温度が低いため 18℃～26℃と低温側に幅が広がっている．

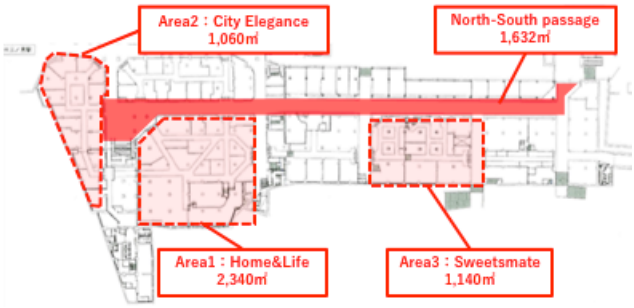


Fig.1 Target areas

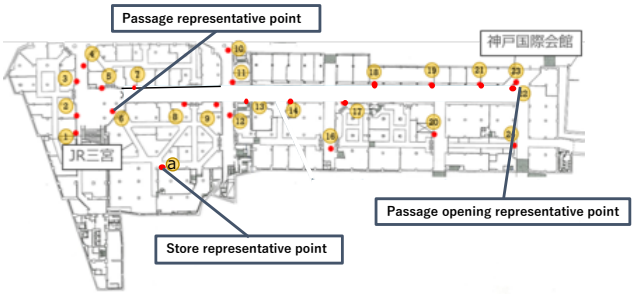


Fig.2 Thermometer layout (underground mall)

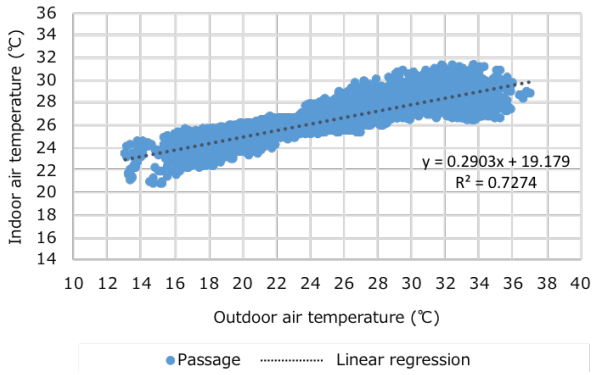


Fig.3 Relationship between outside air temperature and indoor air temperature (passage)

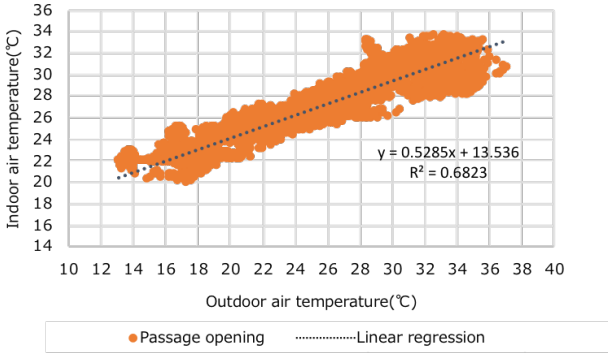


Fig.4 Relationship between outside air temperature and indoor air temperature (passage opening)

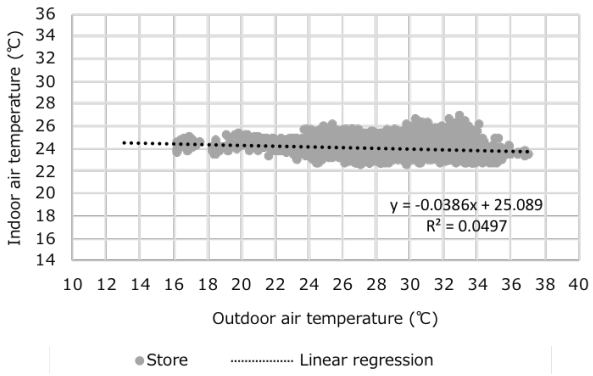


Fig.5 Relationship between outside air temperature and indoor air temperature (store)

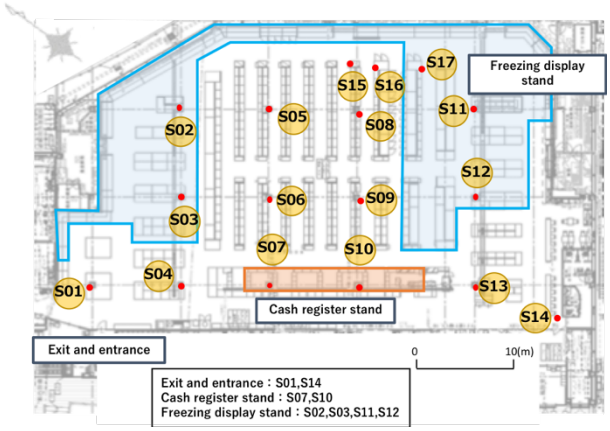


Fig.6 Thermometer layout (Supermarket)

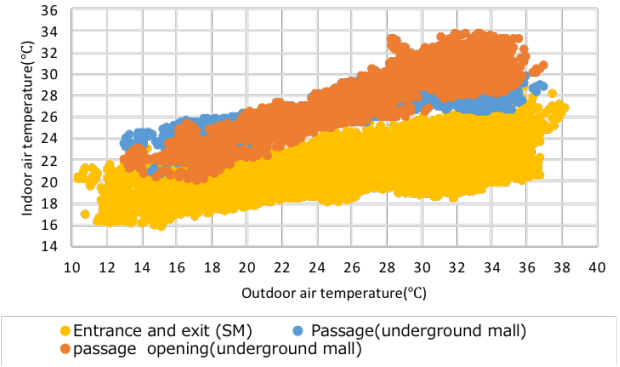


Fig.7 Relationship between outside air temperature and indoor air temperature (Entrance and exit, Passage, Passage opening)

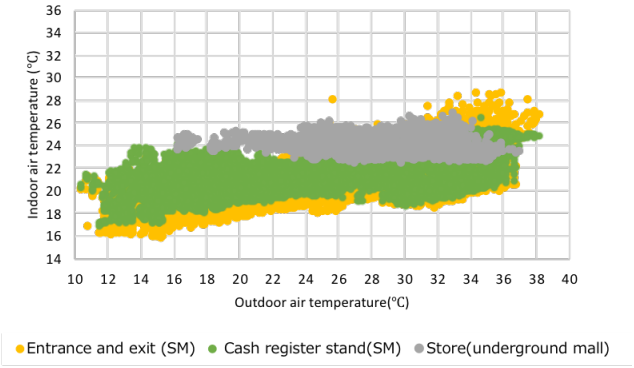


Fig.8 Relationship between outside air temperature and indoor air temperature (Entrance and exit, Cash register stand, Store)

3. 地下街における被験者実験

3.1 被験者実験の概要

被験者実験は 2020 年 8 月 12 日及び 8 月 31 日に行った．店員にはヒアリング調査を実施した．地下街店舗の 3 つのエリア（ホーム&ライフ，シティエレガンス，スイーツメイト）において実施した．一日を通して同じ店員にヒアリングを行った．被験者は，客を想定し，南北通路で 5 分間待機した後に店舗に移動し，5 分間自由に歩き回った後に申告した．調査内容は温冷感，快適感，許容性の 3 項目で，温冷感，快適感は-3～+3 の 7 段階，許容性は許容できる，できないの 2 段階で申告した．測定地点とヒアリング対象店舗を図 9 に示す．

3.2 被験者実験の結果と考察

各エリアでの気温と店員，被験者の温冷感の申告結果の関係を図 10～図 12 に示す．8 月 12 日と 8 月 31 日の申告結果を合わせた結果である．被験者の申告は，一つの申告を除き，「やや暑い」，「どちらでもない」，「やや寒い」のいずれかであり，各エリアで大きな差はなかった．店員の申告は，ホーム&ライフとスイーツメイトにおいて「とても暑い」，「暑い」があった．気温に関わらず「とても暑い」の申告があり，気温と店員の申告にあまり関係が確認されない．店員の温冷感の申告には，着衣量や運動量などの業態の違いが影響を与えていると考えられる．

3.3 店舗と通路での申告の比較

2019 年 7 月と 8 月に対象地下街の通路で行った被験者実験の結果と比較して考察する．店舗代表点は，ホーム&ライフの申告地点である．通路，通路開口部，店舗における温冷感の申告結果を図 13 に示す．店舗の室内温度は 26℃以下で，通路より低く「とても暑い」，「暑い」の申告は確認されない．通路では「暑い」の申告があるが，室内温度との関係は確認されない．また，通路と通路開口部の申告に明確な差はない．室内温度が 27℃～30℃程度になっても，大部分の申告が「やや暑い」，「どちらでもない」，「やや寒い」のいずれかであった．滞在時間の短い通路では室内温度の許与範囲は広いと考察された．

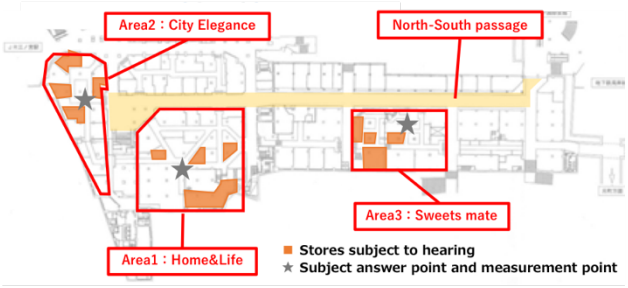


Fig.9 Measurement points and stores subject to hearing

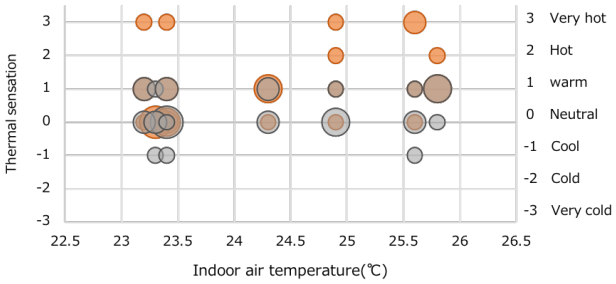


Fig.10 Relationship between indoor air temperature and thermal sensation (Home & Life)

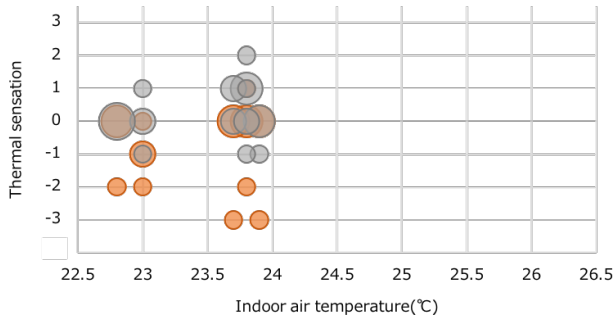


Fig.11 Relationship between indoor air temperature and thermal sensation (City Elegance)

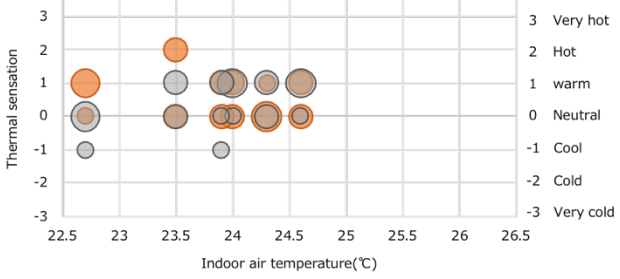


Fig.12 Relationship between indoor air temperature and thermal sensation (Sweets mate)

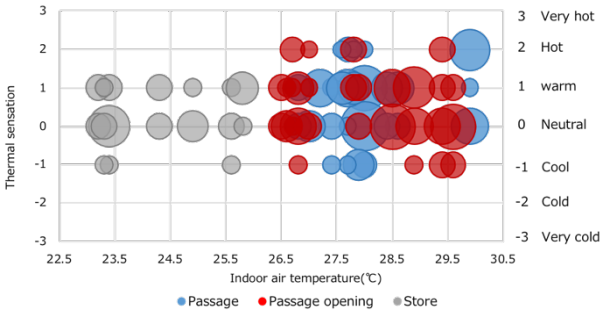


Fig.13 Relationship between indoor air temperature and thermal sensation (Passage, Passage opening, Store)

4. 地下街の空調制御の設定温度緩和の可能性

熱的中立温度を Griffiths 法[4]を用いて算出した．申告地点別の外気温と室内温度，熱的中立温度を図 14～図 16 に示す．通路と通路開口部付近では，一部の熱的中立温度が室内温度より少し低温側にプロットされる．現在の通路の室内温度は利用者にとって少し温度が高い状態であると評価される．通路の室内温度は外気温の影響を受けており，外気温に応じて室内温度が緩和されている実態が確認される．通路では外気温が 28℃の時に室内温度を 26℃～30℃程度まで緩和できる．店舗では熱的中立温度は室内温度とほぼ一致しており，室内温度 22℃～26℃で利用者にとって適切に空調されている．

5. 結論

対象地下街の通路では，夏期は 26℃～34℃になり，外気温の影響を強く受けていた．店舗では外気温との相関は確認されず，室内温度は 22℃から 26℃の間で安定していた．地下街における被験者実験より，滞在時間の短い通路部分では室内温度の許与範囲は広いと考察された．通路においては，外気温に応じた室内温度緩和が行われている実態が確認された．通路では外気温が 28℃の時に室内温度を 26℃～30℃程度まで緩和でき，店舗では室内温度 22℃～26℃で利用者にとって適切に空調されていると考察された．

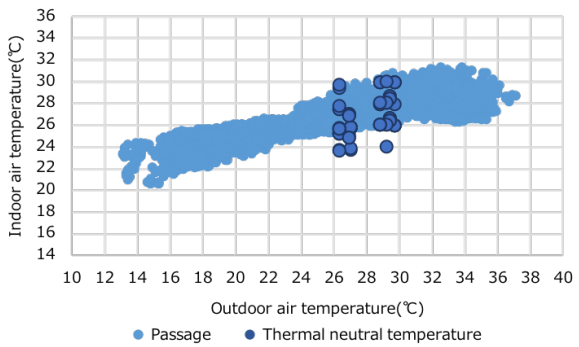


Fig.14 Outdoor air temperature and indoor air temperature, thermal neutral temperature (Passage)

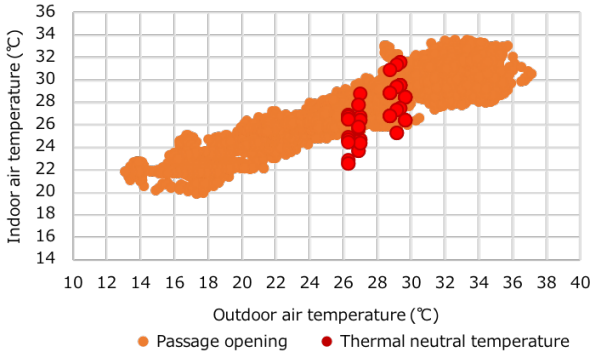


Fig.15 Outdoor air temperature and indoor air temperature, thermal neutral temperature (Passage opening)

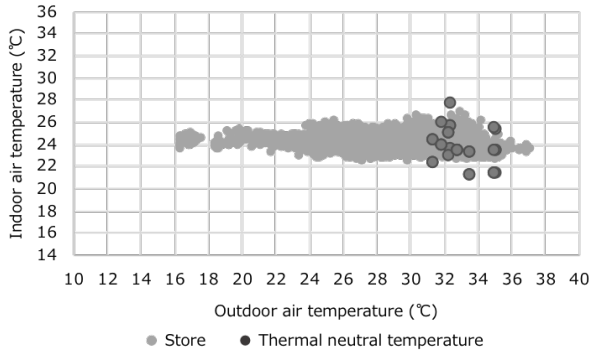


Fig.16 Outdoor air temperature and indoor air temperature, thermal neutral temperature (Store)

謝辞　本研究は，環境省 C02 排出削減対策強化誘導型技術開発・実証事業の人流・気流センサを用いた屋外への開放部を持つ空間の空調制御手法の開発・実証の一環として実施した．協力頂いた関係者の皆様に謝意を表します．

参 考 文 献

1) ASHRAE, Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy, ANSI/ASHRAE Standard 55-2013, (2013)
2) 上田沙弥香，竹林英樹，経路に注目した屋外への開放部を持つ地下街における温冷感の申告調査，日本建築学会大会学術講演梗概集，pp.2373-2374，(2020)
3) 気象庁，各種データ・資料 https://www.jma.go.jp/jma/menu/menureport.html
4) Griffiths I., Thermal comfort studies in buildings with passive solar features. Field studies, Report to the Commission of the European Community ENS35-090 UK, (1990)

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022.3.11）

コロナ禍における冷房使用時間の変化に関係する要因
—大阪の集合住宅を対象とした分析
Factors relating to cooling duration change in Osaka apartments under the COVID-19 pandemic

○大前　尚輝（大阪市立大学）　　梅宮　典子（大阪市立大学）
孫　琳（大阪市立大学）　　朝岡　勇登（大阪市立大学）
Naoki OHMAE*1　Noriko UMEMIYA*1　Lin SUN*1　Yuto ASAOKA*1
*1　Osaka City University

The purpose of this paper is clarification of factors related to cooling duration changes during the COVID-19 pandemic. Then we analyzed results of a questionnaire distributed to Osaka apartment residents. Results revealed that thermal constitution, comfort and rhythm of life, awareness of heat stroke, the amount of solar heat received and airtightness of the dwelling unit, and the frequency of air conditioning use in a normal year were all relevant factors. Furthermore, changes in lifestyle during the COVID-19 pandemic, such as telecommuting and frequency of going out, were also related.

１．背景と目的

2019 年 12 月以降に中国武漢市で確認された新型コロナウイルスは, 世界的な感染拡大を引き起こし, 2021 年12月の現在においても収束の兆しが見えない[1)] (Fig. 1)。

国内においても, 2020 年 1 月 15 日に国内で初の感染者が確認され, 3 月の政府による学校の休校要請に引き続き, 4 月 7 日には国内初となる緊急事態宣言が発令される事態となった。

2015 年の国連気候変動枠組条約締約国会議(COP21)で採択されたパリ協定や2021 年の COP26 により, 産業革命と比較した平均気温上昇を 1.5℃以下とする目標が採択され, 脱炭素社会の実現が国際的に喫緊の課題とされた一方で, わが国においてはコロナ禍において, 不要不急の外出の自粛や新型コロナウイルスの感染に対する恐怖感, 在宅勤務の推奨などから在宅時間が伸び, 家庭のエネルギー使用が増加したというデータもある[2)]。

本研究は, 以上の背景をふまえ, コロナ禍における家庭の冷房使用時間の変化に着目して, 1)回答者属性, 2)コロナ禍における生活の変化, 3)平年の冷房使用, 4)住戸属性の観点から, 冷房使用時間が増加した要因を考察する。

２．方法

大阪市住吉区を中心とする, 駅から徒歩圏内の市街地に建つ 6 階～15 階建て片廊下型 RC 造の家族向け集合住宅 31 棟（分譲 25, 賃貸 6）を調査対象とした。2021 年 3 月に集合ポスト投函にて住棟の全住戸にアンケート票 2093 通を配布した。無記名式で 3 月～5 月にかけて郵送で 189 通を回収した。

主な調査項目は, 1)回答者基本属性のほか, アンケート記入時の健康状態, 耐暑性, 耐寒性, 冷え性などの温熱的体質, 生活の規則性や朝型夜型などの生活習慣, 自然指向, 環境配慮, 節電などの環境意識・習慣, 2)住戸基本属性のほか, 日当り, 騒音, 湿気やカビなど住環境主観評価, 3)平年における, 冷房使用状況として使用頻度, 居間と各個室別の使用時間, 設定温度, 性能満足度, 4)コロナ禍における, コロナ禍のニュースへの関心, 在宅勤務や外出頻度などの生活の変化, 平日の在宅時間, お金や心や時間のゆとり, 電気料金, 気分, 睡眠の質である。

2020 年の夏の平均気温は, 平年より 7 月が 1.7K 低く, 8 月が 1.7K, 9 月が 0.6K 高い。最高気温は, 平年より 7 月が 2.2K 低く, 8 月が 2.0K, 9 月が 0.5K 高い[3] (Table. 1)。

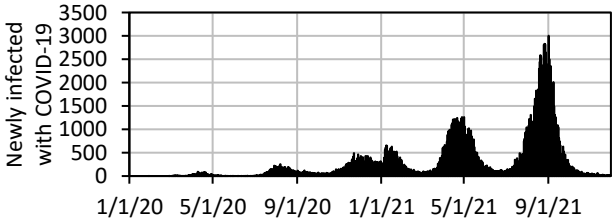


Fig.1 Number of newly infected people in Osaka

Table.1 daily mean temperature in Osaka

Osaka	Average[℃]			Maximum[℃]		
	JUN.	AUG.	SEP.	JUN.	AUG.	SEP.
2020	26.0	30.7	25.8	29.6	35.7	30.0
normal	27.7	29.0	25.2	31.8	33.7	29.5
diff	-1.7	1.7	0.6	-2.2	2.0	0.5

2021 年 3 月～4 月は, 大阪府のコロナ新規感染者数が 3 月 1 日の 56 人から 4 月に最大 1242 人に達し, 第 4 波の時期と重なる。2020 年夏は, 初の緊急事態宣言の解除後で, 「GO TO キャンペーン」などで, 疲弊した経済の再興が図られていたが, 7 月には再び新規感染者が増加し 29 日に 1000 人を超えるなど, 第 2 波が深刻化していた。

3．調査対象の構成

3.1　回答者属性

回答者は平均年齢61. 0 才, 40 代17. 3%, 50 代16. 8%, 60 代 26. 3%, 70 代 16. 8%で, 女性 60. 6%, 有職者 52. 0%, アンケート記入時の健康状態は「良好」26. 1%, 「普通」60. 2%である。体質として, 暑さ耐性「強い」22. 4%, 「弱い」26. 4%, 寒さ耐性「強い」19. 5%, 「弱い」28. 7%, 冷え性「あり」37. 8%, 「なし」29. 7%である。生活時間「規則的」73. 7%, 「やや不規則」29. 7%, 食事時間「規則的」68. 0%, 「やや不規則」21. 6%, 生活の時間型「朝型」64. 4%, 「夜型」27. 6%である。

環境意識として, 「夏はできるだけ冷房に頼らず自然の風で過ごしたい」, 「節電を心掛けている」, 「熱中症に気を付けている」に「非常にあてはまる」, 「あてはまる」の合計は, 76. 7%, 88. 9%, 97. 8%である。

3.2　住戸属性

居住年数 10 年未満 45. 6%, 10～20 年 32. 8%, 20～30 年 16. 4%, 平均居住階数 5. 8 階, 住戸方位は南 61. 3%, 東 44. 8%, 西 37. 6%, 日当り「よい」70. 5%, 外の騒音「気になる」27. 6%, 「静か」11. 5%, 湿気やにおい「こもりやすい」15. 8%, 「こもりにくい」57. 3%である。

3.3　コロナ禍における意識と習慣(Fig. 2)

調査時期である 2021 年 3 月～4 月において, コロナ禍に関するニュースに「関心がある」91. 5%, 生活の変化として, 本人が在宅勤務に「なった」26. 6%, 家族が在宅勤務に「なった」25. 2%である。外出頻度は「減った」90. 4%である。うつ・不安障害に「なった」20. 4%である。時間, お金, 心のゆとりはそれぞれ「ある」48. 9%, 11. 8%, 20. 7%, 「ない」18. 9%, 35. 6%, 25. 9%である。コロナ禍の在宅時間から平年の在宅時間を引いた値が「増えた」16. 9%であり, 増加の平均値は 4. 5 時間である。

3.4　コロナ禍における冷房費

5 月と 8 月の電気料金の差を冷房費として扱う。ただし 82. 5%は 2020 年 5 月が 8 月より電気料金が多かった。これらを除いた冷房費の平均±s. d. は 4615±3150. 2 円で, 2000 円台が最も多く 18. 2%を占める。

4．平年における居間の冷房使用状況

4.1　使用時間, 設定温度, 性能満足度(Fig. 3)

居間における冷房使用時間は平均 7. 4±6. 77 時間で, 5 時間と 6 時間が 12. 5%である。冷房設定温度は平均 25. 4 ±2. 07℃で, 24℃が 10. 1%, 25℃と 26℃が 18. 0%, 27℃が 21. 6%, 28℃が 14. 4%である。冷房性能満足度は「満足」が 78. 8%, 「不満」が 3. 7%である。

4.2　冷房使用時間, 設定温度, 満足度の関係(Fig. 4)

使用時間は 2 時間から 10 時間, 設定温度は 24℃から 28℃に集中する傾向がある。設定温度と性能満足度は弱い正の相関があり, 設定温度が高いほど性能満足度が下がる傾向がある。使用時間と性能満足度は相関がない。

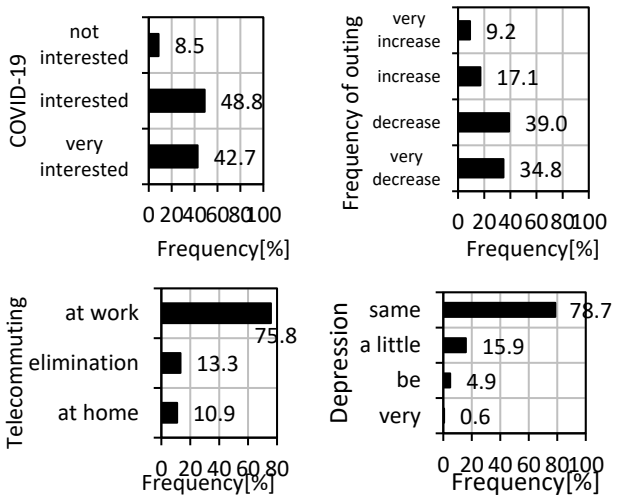


Fig.2 questions about COVID-19 pandemic

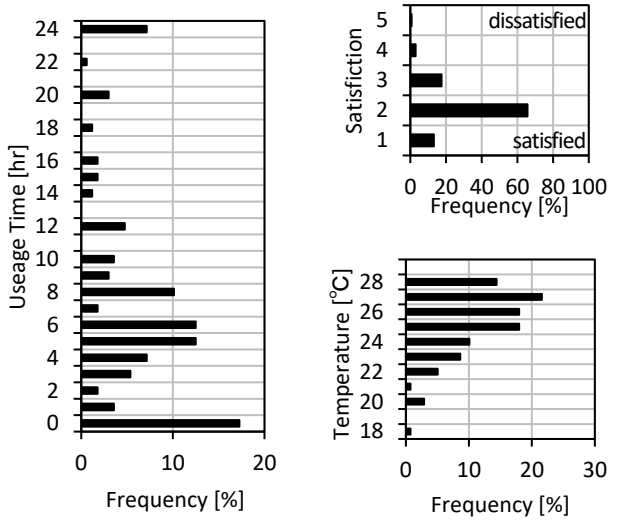


Fig.3 Cooling usage status

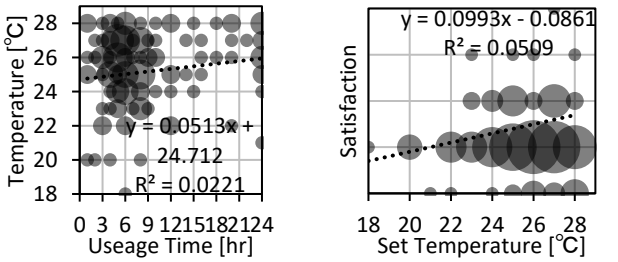


Fig.4 Relationship of cooling usage status

５．冷房使用時間の変化と関係する項目

5.1　冷房使用時間の変化

コロナ禍における冷房使用時間が平年と比べて 5 段階評価で「長くなった」10.7%,「少し長くなった」16.6%,「同じ」72.8%である。以降,「長くなった」と「少し長くなった」の合計を「増加」として扱う。

5.2　回答者属性(Fig.5)

女性(p=.0058), 寒さに弱い(.0004),冷え性(.0016),暑さに弱い(.0358),生活時間夜型(.0315),食事時間不規則(.0332),生活時間不規則(.0954)のほうが増加する。

熱中症予防意識が高い(.0003),自然風指向性が高い(.0025),節電意識が低い(.0209)ほうが,使用時間が増加する。その他の環境意識について関係は弱い。年齢,職業,健康状態は関係しない。

5.3　住戸属性(Fig.6)

窓方位西(p=.0365)が,使用時間が増加する。面積,居住階数は関係しない。カビ発生しやすい(.0153),室内で日差しまぶしい(p=.0239), 湿気や臭いこもりやすい(.0469), 外の騒音が気になる(.0859), 日当りよい(.1358),外の空気汚れている(.1883)ほうが,増加する。住戸の風通し,日射熱の煩わしさ,治安は関係しない。

5.4　平年の冷房使用状況(Fig.7)

平年の冷房使用頻度が高い(p=.0190),平年の冷房使用時間が長い(.0254)ほうが使用時間が増加する。設定温度,冷房指向性は関係しない。

5.5　コロナ禍に関する意識や生活の変化(Fig.8)

5.5.1　コロナ禍に関する意識

コロナ禍に関するニュースへの関心は関係しない。

5.5.2　コロナ禍による生活の変化

家族が在宅勤務になった(p<.0001),運動不足になった(.0001),コロナ禍の在宅時間が増加した(.0353),外出頻度が減った(.0057)ほうが,使用時間が増加する。回答者本人が在宅勤務になった,収入の変化は関係しない。

5.5.3　ゆとり・うつ・不安障害

コロナ禍でうつ・不安障害になった(p=.0027),心のゆとりがない(.0084),お金のゆとりがない(.1147),時間のゆとりがない(.1753)ほうが,使用時間が増加する。

5.5.4　気分状態((Profile of Mood State) (Fig.9)

POMS は,気分状態を 65 尺度によって評価する調査法である。尺度は C:混乱,F:疲労,V:活気,A-H:怒り-敵意,D:うつ,T-A:緊張-不安の因子に分類される[4]。因子ごとに 2 尺度ずつ選んで調査時の気分を評価した。「ぐったりする」(p=.0795),「考えがまとまらない」(.0903),「気が張り詰める」(.0938),「心の中で憤慨する」(.1225),「気持ちが沈んで暗い」(.1289),「疲れた」(.1456)では,冷房使用時間が増加するが,関係はそれほど強くない。

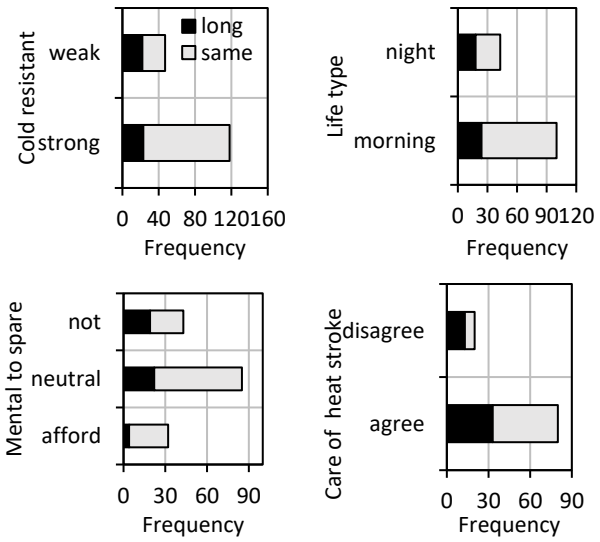


Fig.5 Relationship with respondent attributes

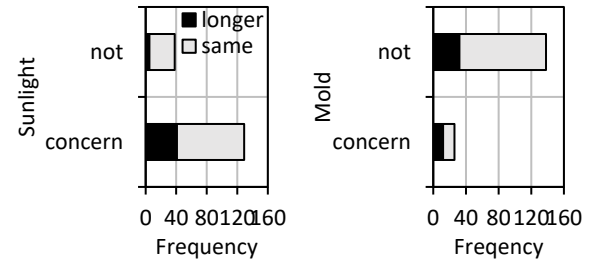


Fig.6 Relationship with dwelling attributes

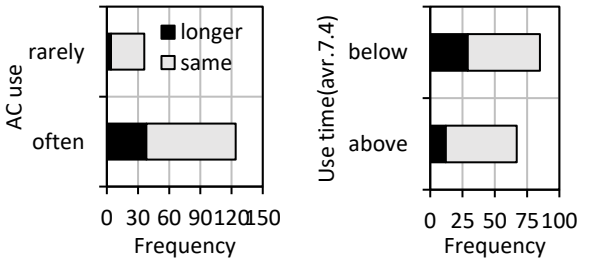


Fig.7 Relationship with normal year cooling usage

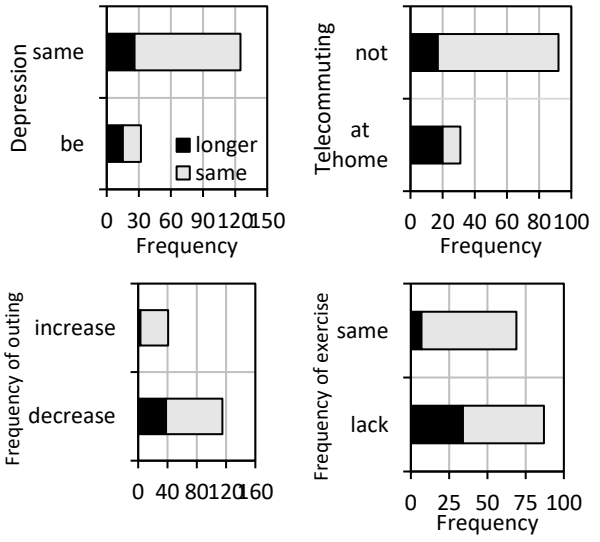


Fig.8 Relationship with COVID-19 influences

5.5.5 睡眠の質(Fig.10)

OSA 睡眠評価法では,睡眠の質を起床時眠気,入眠・睡眠維持,夢見,疲労回復,睡眠時間の 5 因子に関する 16 対の尺度で評価する[5]。入眠・睡眠維持因子と睡眠時間因子は全尺度で差がない。「疲れが残っている」(p=.0016),「身体がだるい」(.0585),「夢は見ない」(.0657」,「悪夢は見ない」(.1253),「ストレスを感じる」(.1793)で増加する。

6．結論

大阪市内の集合住宅 189 戸を対象に,2020 年夏のコロナ禍における冷房使用時間の増加について分析した。1)冷房使用時間はコロナ禍において「長くなった」10.7%,「少し長くなった」16.6%,「同じ」72.8%,2)「長くなった」+「少し長くなった」と「同じ」で差がある項目(と向き)は,差が強い順に,家族が在宅勤務(あり),運動不足(なった),熱中症予防意識(あり),寒さ耐性(弱い),冷え性(あり),自然風指向性(高い),うつ・不安障害(なった),外出頻度(減った),性別(女性),心のゆとり(なし),カビ(発生),平年の冷房使用頻度(高い),節電意識(低い),室内の日差し(気になる),平年の冷房使用時間(長い),生活型(夜型),食事時間(不規則),暑さ耐性(弱い),窓方位(西),湿気や臭い(こもりやすい)である。外の騒音(気になる),生活時間(不規則),お金のゆとり(ない),日当り(よい),時間のゆとり(ない)外の空気(汚れている)も少し関係がある。3)年齢,職業,健康状態,住戸面積,居住階数,風通し,日射,防犯性,　冷房設定温度,冷房指向性,収入変化,コロナの関心,冷房設定温度,冷房指向性は冷房使用時間の変化と関係しない。4)緊張・不安,うつ,怒り・敵意,活気,疲労,混乱のすべての気分因子において,気分状態が悪いほうが冷房使用時間が増加,5)起床時眠気,夢見,疲労回復の因子において,睡眠の質が悪いほうが冷房使用時間が増加する。入眠・睡眠維持と睡眠時間の因子は冷房使用時間の変化と関係しない。

以上より,温熱的体質が弱い・生活が不規則である・ゆとりがない・熱中症意識が高い人ほど,日射受熱量が多い・気密性が高い住戸ほど,平年の冷房使用量が多いほど,コロナ禍の冷房使用時間が長くなる傾向がある。

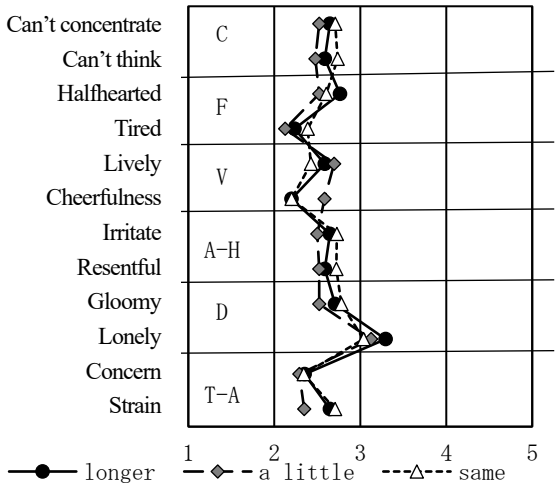


Fig.9 Profile of mood state (POMS)

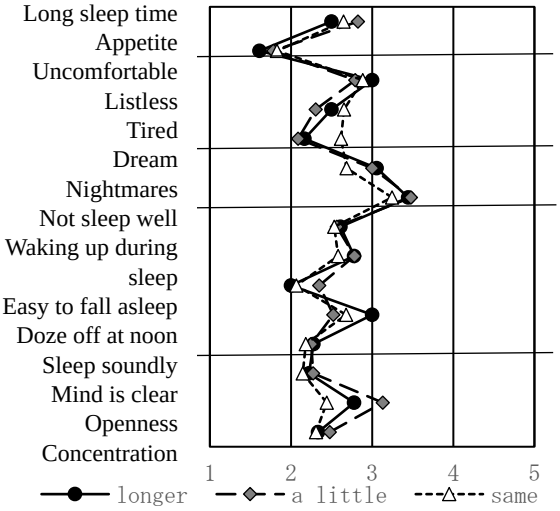


Fig.10 Sleep Quality (OSA)

Table.2 Factors relating to cooling duration change

Item	p=	Item	p
Telecommuting (family member)	.0001	Luck of exercise	.0001
Careful of heat stroke	.0003	Not resistant to cold	.0004
Sensitivity to cold	.0016	Prefer the natural wind	.0025
Be depressed	.0027	Less frequency outing	.0057
Woman	.0058	No room in our heart	.0084
Concerned about mold	.0153	High frequency of cooling in normal year	.0190
Awareness of power saving	.0209	Concerned about the sun	.0239
Long cooling time in normal year	.0254	Night owl	.0315
Irregular meal time	.0332	Not resistant to hot	.0358
Windows face west	.0365	Build up moisture and odors	.0469

参考文献

1) 厚生労働省：新型コロナウイルス感染症について https://www.mhlw.go.jp/stf/covid-19/open-data.html
2) 高瀬幸造,永倉直武,井上隆,新型コロナウイルス感染拡大防止を目的とした行動変容が都内の全電化集合住宅のエネルギー消費量に与えた影響,日本建築学会技術報告集,2021 年 2 月,27(65),pp.303-308
3) 気象庁 https://www.data.jma.go.jp/obd/stats/etrn/
4)横山和仁,荒記俊一,日本版 POMS 手引,金子書店,1994 年
5) 山本由華史,田中秀樹,高橋美紀,山崎勝男,阿住一雄,白川修一郎,中高年・高齢者を対象とした OSA 睡眠調査票(MA 版)の開発と標準化,脳と精神の医学,10,pp.401-409,1999 年

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022.3.11）

季節順化が暑熱環境下の生理反応に及ぼす影響の基礎的検討
Fundamental Study on the Influence of Seasonal Acclimatization on Physiological Responses in Hot Environments

○瀬川　紘生（大阪府立大学）　安田　龍介（大阪府立大学）
吉田　篤正（大阪府立大学）　木下　進一（大阪府立大学）
Hiroki SEGAWA*1　Ryusuke YASUDA*1　Atsumasa YOSHIDA*1　Shinichi KINOSHITA*1
*1　Osaka Prefecture University

To investigate the effect of seasonal acclimatization in hot season, we conducted subject experiments and evaluated the difference in physiological response. The differences in physiological response between before/after and during acclimatization were not significant overall but there were known trends in some subjects. We also evaluated the effect of acclimatization on thermal load using a numerical model. The acclimatization was represented by the changes in basal metabolic rate and setpoint temperature. Changes in basal metabolic rate had little effect on the thermal load, on the other hand, changes in setpoint temperatures have a significant effect on it.

1．　はじめに

近年，ヒートアイランド現象による都市部の高温化や冷房の普及に伴う人体の適応能力の低下による熱中症の増加が問題となっている．人体に加わる熱負荷は気象条件のような外的要因だけでなく，体調や運動状態といった内的要因にも大きく依存する．内的要因の一つには暑熱順化と呼ばれる一定期間，暑熱暴露することで暑熱に対応した生理変化を起こす作用がある．暑熱順化は暴露期間とその発現作用により長期／季節／短期に区別されるが，中でも季節順化は我々の日常生活の中で形成と解消が繰り返される生理変化であり熱負荷を正しく評価する上で重要である．

既往の研究では暑熱環境下における生理応答の季節による違いについて実験的に評価されており[1)]，夏季における発汗量の増加，鼓膜温度の低下，熱負荷による皮膚温度の上昇率の低下等が知られている他，人体熱収支の基本要素である基礎代謝量も季節変化することが報告されている[2)]．

本研究では被験者実験により暑熱期の前後における生理応答の変化を把握し，数値モデルを用いて季節順化による熱負荷の違いを評価することを目的とする．

2．　実験方法

2･1　実験概要

被験者実験は大阪府立大学（大阪府堺市）内の人工気候室（縦1.97m，横2.1m，高さ1.97m）にて男性6人を対象に行った．被験者の体格データをTable 1 に示す．季節順化の時期区分は2021年 6月3～24日を順化前，2021年7月27日～9月3日を順化中,2021年 11月2～5日を順化解消後とみなした．

2･2　実験条件

人工気候室の温度設定は熱的中立（25℃），低負荷（32℃），高負荷（35℃）の3種類，湿度設定はいずれも60 %とした（Table 2）．なお人工気候室は１室でありステップ状の環境変化を与えることができないため,Phase 2と3は被験者が人工気候室に入室した状態で気温設定を変更した．

Table 1　Subject data

	Height [cm]	Weight [kg]	Age [y.o.]	BMI
A	159	62	24	24.5
B	167	82	24	29.4
C	170	62	23	21.5
D	172	87	22	29.4
E	162	53	22	20.2
F	178	75	25	23.7

Table 2　Protocol of experiments

Phase	Time [min]	Environment setting	Air temperature [℃]		Relative humidity [%]
			Low	High	
1	0~30	Comfortable	25		60
2	30~90	Hot	32	35	
3	90~120	Comfortable	25		

2･3　実験方法

実験の測定開始時刻は 10 時から 15 時の間とし，体温

の日内変動の影響を避けるため開始時刻は被験者毎に同一とした．被験者は実験日前日からアルコール摂取を控え，また，測定開始の３時間以上前から絶食とした．被験者は，測定開始の１時間前に気温 25 ℃に空調設定された待機室に移動し，白色Ｔシャツ，白色半ズボン，サンダルを着用（着衣量 0.3 clo），排泄及び 300g の水分摂取を済ませ，測器装着の後，座位安静状態で待機とした．測定は立位安静状態で行った．

生理量は，皮膚温度(7 点：額，上腕，手甲，腹，大腿，下腿，足甲)，深部体温（直腸温度，耳内温度)，代謝量，発汗量（体重変化量，局所発汗量)，心拍数，および血流量を計測した．皮膚温度と深部温度は 10 秒間隔，心拍数は 20 秒間隔，血流量は 1 秒間隔で測定，体重は3 分間隔で測定した．代謝量は測定開始から 15 分，45 分，105 分後に，20 秒間隔で 3 分間測定を行った．

Table 3　Measurement instrument

Items	Instrument
Skin temperature [°C]	Gram LT-ST08-12
Rectum temperature [°C]	Gram LT-ST08-11
Tympanic temperature [°C]	DBTL-S
Metabolic rate [W/m2]	VO2000 S&ME
Heart beat [bpm]	CorTemp Date Recorder 262K
Blood flow [g/min/100g]	ADVANCE ALF2
Sweat rate [g/min/m^2]	Rousette Strategy SNT-200
Weight [g]	AND GP-100K

３．　実験結果

３・１　測定結果

低負荷および高負荷ケースにおける周囲環境要素の測定結果の例をFig.1に示す．Taは気温，Tgは黒球温度，RHは相対湿度を示す．気温は中立から暑熱状態には約15分で達しており，一方，暑熱状態から中立へは30分以上かけて低下している．実験開始から 90分時点での気温は高負荷ケースで34.4±0.3℃，低負荷ケースで31.7±0.2℃となっており，それぞれのケースにおいて与えられた暑熱負荷の差は小さいことがわかる．

以後各ケースについて，順化前(Be)/順化中(Ac)/順化解消後(Af)，低負荷(L)/高負荷(H)を表す英字インデックスで示す．また，低負荷実験は発汗量が少なかったため，順化解消後は行っていない．

３・２　暑熱環境における季節順化前後の発汗応答

発汗の指標として体重変化率(=体重減少量／初期体重)を用いた．ただし，測定開始から30分間の体重変化は不感蒸泄と考え30分から120分までの体重変化量を評価している．高負荷ケースにおける被験者ごとの体重変化率をFig.2に示す．BMIの低い被験者A,C,E,Fの4人中Fを除く3人で発汗量の増加がみられた．BMIの高い被験者B,Dは他の被験者より発汗は多いが，順化中の発汗の増加は見られなかった．なお，被験者Bは順化中でのPhase1の体重変化率が大きく，暑熱負荷を与える前から発汗が開始されていた可能性がある．

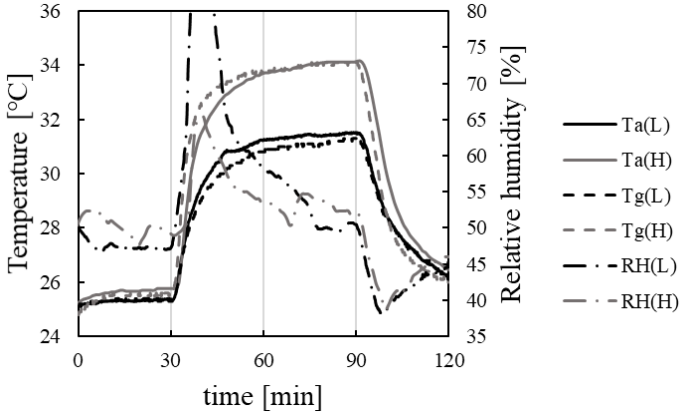


Fig.1　Variation of Ta, Tg and RH during subject experiment.

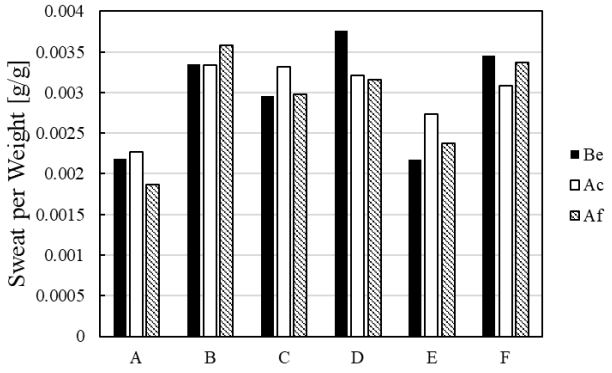


Fig.2 Total sweat ratio for each subject.

３･３ 中立環境における季節順化前後の生理要素の比較

既往研究[2)]では，基礎代謝量は4月に最高，10月に最低の一峰性の曲線に変化し，そのピークは気温の変動より約2か月遅れで現れると報告されている．熱的中立な安静状態である実験開始から15分後に計測した代謝量の変化をFig.3に示す．被験者A,Eは順化解消後に最も低くなっており既往の知見と同様の傾向となった．被験者D,Fは順化中に最も低くなり遅れの期間が短い結果となっている．被験者B,Cは順化中に最も高くなった．また，順化前と順化中，順化前と順化解消後に統計的な有意な差はなかった．

季節順化の傾向が明瞭に見られない原因を探るため，測定開始から 30 分間（Phase1）における直腸温度の平均値と日平均気温の関係を被験者ごとに調べた（Fig.4）．なお，直腸温度は各被験者の順化前の平均値を基準とし，基準値からの変化幅(ΔTcr)で評価している．また，Fig.4の実線は大阪府堺市の日平均気温，破線は前 7 日間の移動平均気温を示している．6 月から 8 月前半にかけて気温が上昇するに伴い直腸温度が低下しているケースが多

く見られるが，8 月 2 週目から 3 週目にかけて気温が低下しており，直腸温度の低下幅が縮小していることがわかる．したがって，本年度の暑熱順化は 6 月から 7 月に形成されたものの，8 月中旬は気温低下により一時的に解消された可能性がある．

また，本研究では被験者ごとに実験の実施時刻を統一していたが，生活リズム（特に起床時間）が一定でない被験者については，体温の日変化が深部温度の季節変化の外乱要素となっている可能性が考えられる．そこで，各被験者について起床後の経過時間と深部温度の関係を調べた．起床から実験開始までの経過時間と，Phase1 における直腸温度の平均値の関係を Fig.5 に示す．図中の破線は Duffy ら[3]が被験者実験（成年男性 101 名，18－30 才）で得た直腸温度の概日リズムの近似直線である．本実験結果においても起床後の時間が経過しているほど深部温度が高くなる傾向が見られた．そこで，起床後の体内リズムの影響による直腸温度の時間変化率は Duffy らの結果と同じと仮定し，各直腸温度から同じ経過時間における Duffy らの温度を差し引くことで経過時間の影響を取り除いた．さらに被験者ごとに全期間の平均値を求め，それに対する偏差（$\Delta T_{cr}'$）の季節変化を調べた．結果を Fig.6 に示す．被験者 B, C, E, F は下に凸の形になっており被験者 A は逆に 8 月に最も高くなっている．一方，被験者 D は時期が進むにつれて直腸温度が下がる結果となった．

以上から直腸温度は体内リズムの影響があることがわかり，そのほかの生理要素も体内リズムの影響により順化の傾向が明瞭に見られなかった可能性がある．

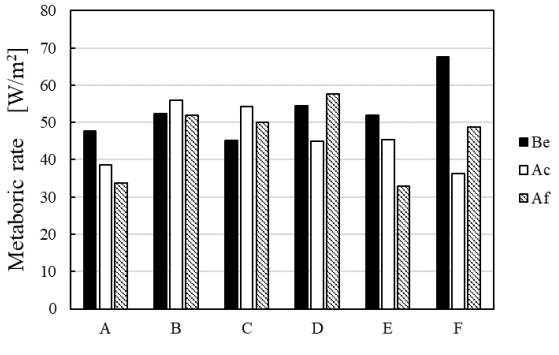


Fig.3. Metabolic rate for each subject.

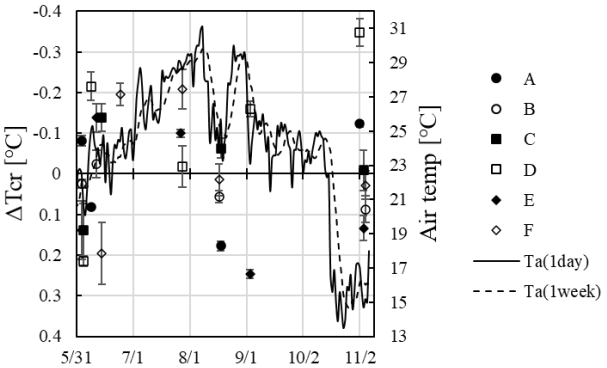


Fig.4 Relationship between ΔT_{cr} and daily mean temperature.

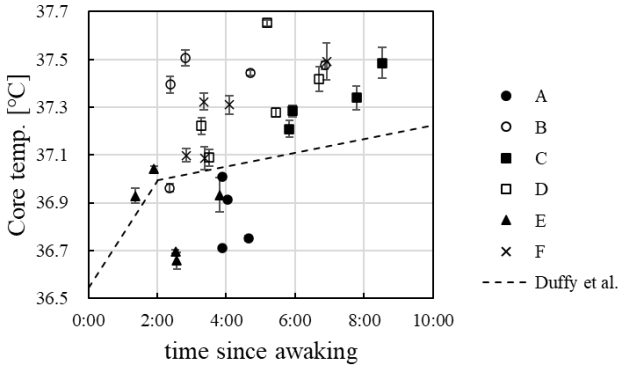


Fig.5 Relationship between core temperature and elapsed time since awaking

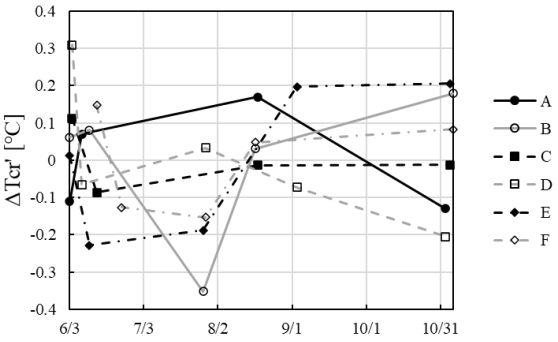


Fig.6 Seasonal changes in core temperature corrected with circadian rhythms

4． モデル解析

人体熱数値モデルである JOS-3 モデル[4]を用いて順化の影響を評価した．まず順化前の被験者実験結果を対象にセットポイント温度を調整することで熱的に中立な生理状態の再現を行った(Fig.7)． Phase1, 2での平均皮膚温度は概ね再現できたがPhase3での環境温度の低下による皮膚温度の低下は実験値と差が生じている．

基礎代謝量およびセットポイント温度の季節変化が季節順化の原因とみなし，生理応答および熱負荷に及ぼす影響を調べた．それぞれ変化させた場合の深部温度を Fig.8に，発汗率をFig.9に，人体熱をFig.10に示す．人体熱負荷は代謝産熱，機械仕事損失，正味ふく射，潜熱・顕熱損失の総和を人体に流入する熱流束として表したものである．シンボルはそれぞれDefaultを未順化，Met,−10％が基礎代謝量を10％低下した場合，Setpt,−0.2℃が深部温度のセットポイント温度が0.2℃低下した場合，Acが基礎代謝量10%低下と深部体温のセットポイント温度が0.2℃低下の両方を行った場合の生理応答である．基礎代謝量の変化量は島岡ら[2]の年変動を参考に，セットポイント温度はSato[5]らの直腸温度に対する発汗閾値を参考に設定した．基礎代謝量の変化は生理応答にほとんど影響を及ぼさず季節順化への寄与は

小さいことがわかった．一方，セットポイント温度は熱的中立状態での深部温度，暑熱負荷時の深部温度の変化幅に大きな影響を及ぼした．セットポイント温度の低下は発汗開始の早期化と発汗量の増加を引き起こし，人体からの潜熱放出を増大させる．この効果は代謝量の季節変動に比べて人体熱負荷への寄与が非常に大きい．

５． まとめ

既往の知見から，順化の効果として深部温度および代謝量の低下，発汗量の増加が予想されたが，結果はその傾向が一部の被験者で見られる程度で順化前/順化解消後と順化中で有意な差はなかった．季節順化の傾向が明瞭に見られなかった原因として， 8月中旬は天候不順により気温が例年より低くなっており，季節順化が解消された，もしくは，順化が起こらなかった可能性，および，生活リズム（特に起床時間）が一定でない被験者の影響が考えられる．

人体熱数値モデルを用いた評価では，基礎代謝量の変化の影響は小さく，一方，セットポイント温度の変化は発汗のタイミングおよび発汗量を通じて熱負荷に大きな影響を及ぼす結果が得られた．

謝辞

被験者として協力して頂いた方々に謝意を表する．また，本研究を進めるにあたって人工気候室の提供および助言を頂いた大阪府立大学の飛田国人准教授に謝意を表する．本研究の費用の一部は日本学術振興会の科学研究費補助金（1740082）が充てられた．

参 考 文 献

1) Nakamura, Y., Okamura, K., “Seasonal Variation of Responses under Identical Heat Stress”, Human Science, 17(5) (1998) 167-172.
2) 島岡章，町田和彦，熊江隆，菅原和夫，倉掛重精，岡村典慶，末宗淳二郎，「基礎代謝の季節変動について」，日生気誌，24(1) (1987) 3-8.
3) Duffy, J.F., Dijk, D.-J., Klerman, E.B., Czeisler, C.A., “Later endogenous circadian temperature nadir relative to an earlier wake time in older people”, Am. J. Physiol. Regul. Integr. Comp. Physiol., 275 (1998) R1478-R1487.
4) Takahashi, Y., Nomoto, A., Yoda, S., Hisayama, R., Ogata, M., Ozeki, Y., Tanabe, S., ” Thermoregulation model JOS-3 with new open source code”, Energy & Buildings, 231 (2021) 110575.
5) Sato, H., Ohashi, J., Matsuda, K., Iwanaga, K., “Seasonal variation in sweating threshold of men”, Annals Physiol. Anthrop., 6(1) (1987) 33-36.

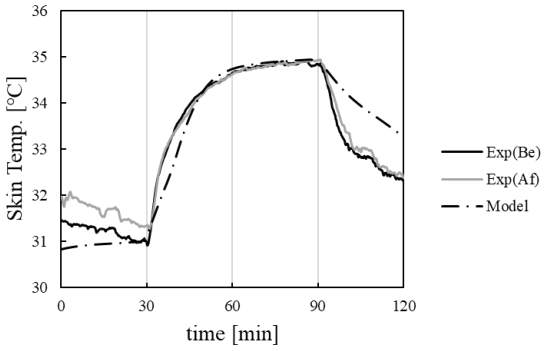


Fig.7 Comparison of mean skin temperature between model and experimental results.

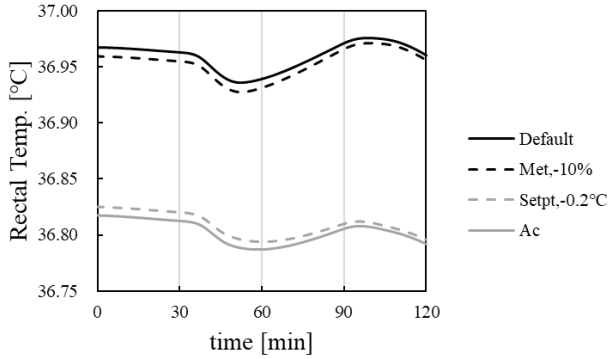


Fig.8 Change in core temperature by the acclimatization effect.

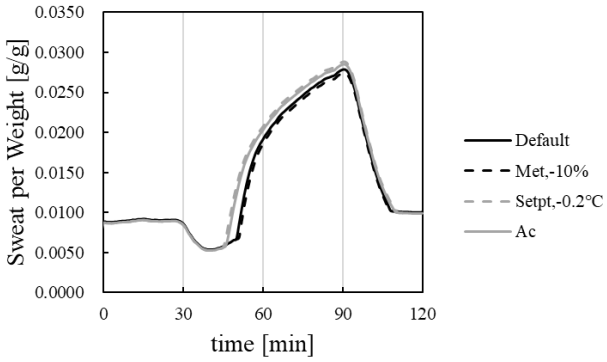


Fig.9 Change in sweat ratio by the acclimatization effect.

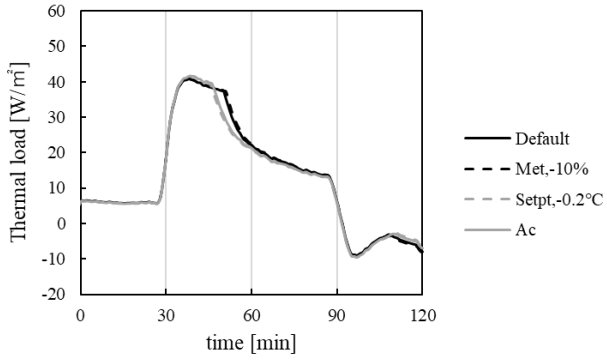


Fig.10 Change in thermal load by the acclimatization effect.

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022.3.11）

扇風機の所有台数に関係する住環境要因
Housing environment factors related to the number of electric fans owned

○朝岡　勇登（大阪市立大学）　梅宮　典子（大阪市立大学）　林　小勇（大和ハウス工業）
Yuto ASAOKA*1　Noriko UMEMIYA*1　Xiaoyong　Lin*2
*1 Osaka City University　*2 DAIWA HOUSE INDUSTRY

Synopsis：Electric fans can do some excellent things, but the numbers of their shipments have decreased. The author investigated the number of electric fans owned by respondents using questionnaire surveys administered in 2004, 2011, and 2017. Results elucidated the following: 1) Between 2004 and 2011, the difference in the number of fans owned was greater for respondents who had lived in a residence for fewer than seven years than for those who had lived someplace more than seven years. 2) Differences in the number of fans owned are related to sunlight, security awareness, Neighborhood noise, humidity and odor, mold, insects, solar heat, and sun glare.

1. 研究の背景と目的

扇風機にはエアコンより優れた点があり、そのうちの1つに節電ができる、といった利点がある。東日本大震災後の2011年4月には、家電量販店で節電機能付きの扇風機が売れ始めた。同年の5月に政府が企業の15%の節電目標を打ち出すと、複数台扇風機を購入する人が続出し、購入制限を設けるも店頭では売り切れ状態が続いた[1)]。そのため、扇風機の輸入台数[2)]は2009年では954万台、2010年では769万台であったが2011年では1724万台と前年の約2.25倍に登り、国内での扇風機不足に対抗した。

扇風機の研究として、既報[3) 4) 5)]では1)扇風機は起床中では通風と併用されるが就寝中は関係がなく、冷房の補助で使用される、2) 冷房を使いたくない、節電をしたい、などの理由からやむを得ず扇風機を使っている、3) 扇風機は快適感を得るためというよりも、騒音や熱、眩しさなどの不快感を和らげるために使用される、4) 扇風機所有台数は扇風機や起床中の通風利用増加で増加し、冷房使用増加で減少することを明らかにした。

2011年に扇風機の出荷台数が急増して家庭の扇風機所有台数が増えた。このとき、扇風機の増加にはどのような要因が関係していたのか。所有台数には上限があり、十分な扇風機台数が確保できていれば増加率は低いと想像できる。本報は2004年と2011年の調査データを用いて、住宅における扇風機の所有台数の増加要因として、冷房や扇風機や自然通風など夏季の温熱環境調節行為の頻度や、居住者による住環境評価について分析したので報告する。

2. 調査方法

2004年、2011年および2017年に大阪市住吉区周辺の6～14階建て、片廊下型の家族向け集合住宅の3年とも同じ住棟26棟にアンケート票を配布し、2004年257通、2011年185通、2017年191通を回収した（回収率16.3%、11.1%、10.4%）。入居1年未満は住みこなしができておらず回答の信頼性が低いとして分析から除外した。分譲と賃貸、民間と公的が偏らないように配布時に調節した。調査項目は、1)住戸属性、2) 住環境評価、3)回答者属性、4)扇風機、冷房、通風の利用程度、5)扇風機とエアコンの所有台数、ほかである。

本報は扇風機の所有台数と住環境との関係に注目する。住環境の評価項目としては、風通し、日当たり、外の視線、外の空気、防犯意識、外の騒音、上下階や隣戸の騒音、結露、湿気やにおいのこもりやすさ、カビの多さ、虫の発生、冷房暖房の効き、日射熱の煩わしさ、日差しの眩しさの計15項目とする。

3. 調査対象の構成

居住階は平均6.1±標準偏差3.4階、住戸面積は50～69 ㎡が54.3%、居間を含めて4室が72.6%、ベランダの主な方位は南62.2%、東32.7%、西32.5%、平成2年以前築12.2%、平成3～11年築72.2%、平成12年以降築15.6%で、分譲54.9%対賃貸45.1%、民間52.8%対公的47.2%である。扇風機は平均1.8±s.d.1.02台で、1台39.6%、2台35.2%、3台12.8%、エアコンは2.2±s.d.1.00台で1台22.2%、2台38.5%、3台27.9%である。年齢は54.6±s.d.16.0歳、世帯人数2.5±s.d.1.1人、男性37．2%、職業は有職%35.3%、無職30.3%、専

業主婦 19. 6%である。

4. 調査年ごとの扇風機の所有台数 （図 1）

扇風機所有台数は、2004 年が 1. 71 台、2011 年が 1. 99 台、2017 年が 2. 04 台である。2011 年と 2017 年の扇風機所有台数に有意な差はないが、2004 年と 2011 年の扇風機所有台数には有意な差がある（p=. 002）。本報では 2004 年と 2011 年の扇風機所有台数の差に着目する。既報[3)]から扇風機は起床中では通風と併用されるが就寝中は関係がなく、冷房の補助で使用されるため、各温熱環境調節行為を使う側と使わない側に分類して要因と台数との関係を調べる。所有台数には居住年数の影響が考えられるため、居住年数を 2004～2011 年のあいだに住み始めた場合の 7 年未満と、2004 年以前に住んでいる場合の 7 年以上に分類して調査年別に扇風機所有台数を分析した。その結果、居住 7 年以上では 2004 年 1. 82 台、2011 年 1. 91 台で有意な差がないのに対し、7 年未満では 2004 年 1. 58 台、2011 年 2. 19 台で有意な差がある（p<. 0001）。居住年数が長い住戸では 2004 年時点で扇風機をすでに必要台数所有していたので 2011 年で増やす必要がなく、居住年数が短い住戸が扇風機を多く購入し、2011 年には居住年数が長い住戸以上に扇風機を所有したと言える。

居住年数が所有台数に影響することから、居住年数を考慮して、扇風機所有台数の変化を分析する。

5. 住環境評価と扇風機台数の増加との関係

本章では居住年数 7 年未満を対象とする。扇風機、冷房、自然通風についてそれぞれ、使う側と使わない側に分けて住環境評価と扇風機台数との関係を調べる。ここで使う側とは、冷房と扇風機については使用頻度 5 段階のうち「非常によく使う」と「よく使う」の合計、通風については窓開放頻度 4 段階のうち起床中は「開けておくことが多い」、就寝中は「開けておくことが多い」と「日による」の合計を指す。また以下で「台数が増加する」とは、2004 年より 2011 年の台数が多いことを意味する。

5. 1 日当たり （図 2）

扇風機を使う側では、日当たりが良い方が 2004 年より 2011 年に扇風機台数が多い（p=. 0159）。冷房を使わない側と、起床中に通風を使う側においては、日当たりが良い方が扇風機台数が増加する（p=. 0279, =. 0054）。起床中に通風を使わない側においては、日当たりが悪い方が扇風機台数が増加する（p<. 0001）。扇風機を使う側や日中を含む起床中に通風を使う側においては、夏季に日当たりが良い場合に日射受熱量が多く室内温熱環境が悪くなる。扇風機によって緩和を目指したと考えられる。

5. 2 防犯意識 （図 3）

扇風機を使う側では、防犯に気をつけている方が扇風機台数が増加する（p=. 0117）。冷房を使う側、冷房を使わない側、起床中に通風を使う側、就寝中に通風を使わない側においては、防犯に気をつけている方が扇風機台数が増加する（p=. 0297, =. 0503, =. 0048, =. 001）。冷房については使う側と使わない側の両方において扇風機台数が増えている。冷房の使用頻度によって防犯意識と扇風機台数との関係が変わらない。すなわち、冷房使用にかかわらず、防犯に気をつけている方が扇風機台数が増加したことを意味する。

5. 3 上下階や隣戸の騒音 （図 4）

扇風機を使う側では「静か」の場合に扇風機台数が増加する（p=. 0104）。冷房を使う側、起床中に通風を使う側、使わない側、就寝中に通風を使う側においては、「静か」の場合に扇風機台数が増加し（p=. 0354, =. 0356, =. 0079=. 0312, =. 0007）、就寝中に通風を使わない側においては、

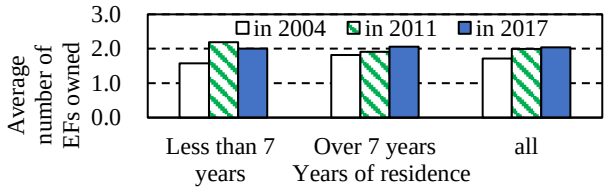


Figure 1 Average number of EFs owned by survey year

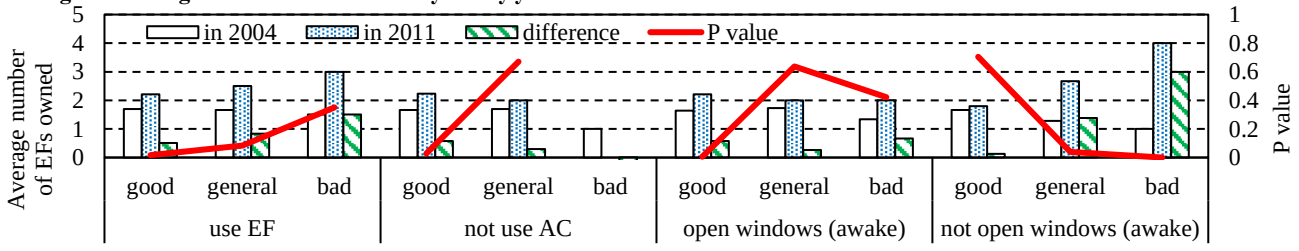


Figure 2 Relationship between sunlight and average number of fans owned (Less than 7 years of residence)

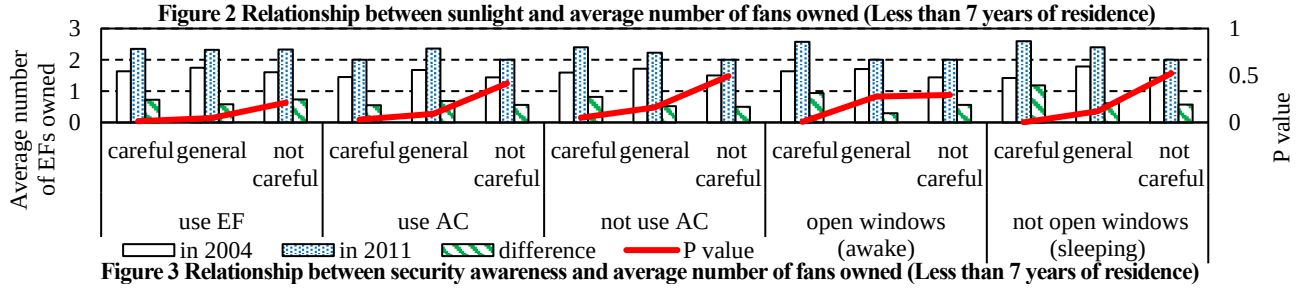


Figure 3 Relationship between security awareness and average number of fans owned (Less than 7 years of residence)

「うるさい」場合に扇風機台数が増加する（p=. 0003）。起床中に通風を使う側と使わない側の両方において扇風機台数が増えている。起床中の通風の頻度によって上下階や隣戸の騒音と扇風機台数との関係は変わらない。すなわち、通風利用にかかわらず、上下階や隣戸の騒音が静かな方が扇風機台数が増加したことを意味する。なお騒音については外の騒音についても訊いているが、外の騒音は扇風機台数の変化と関係がない。

5.4　湿気やにおいのこもりやすさ（図 5）

扇風機を使う側では、湿気やにおいがこもりにくい方が台数が増加する（p=. 0234）。冷房を使う側と起床中及び就寝中に通風を使う側においては、湿気やにおいがこもりにくい方が扇風機台数が増加する（p=. 0149, =. 0105, =. 0221）。起床中に通風を使わない側においては湿気やにおいがこもりやすい場合のみで台数が増加する（p=. 0453）。扇風機を使う側、起床中に通風を使う側においては、日中は扇風機と通風を併用していると考えられる。窓が開いているので湿気やにおいがこもりにくいと考えられる。

5.5　カビの発生しやすさ（図 6）

扇風機を使う側では、カビが普通及び少ないで台数が増加する（p=. 0036, =. 0182）。冷房及び就寝中の通風の使わない側、起床中の通風を使う側においては、カビが少ない方が扇風機台数が増加する（p=. 011, =. 0236, =. 0063）。扇風機を使う側や冷房を使わない側、起床中に通風を使う側においては、日中は扇風機と通風を併用していると考えられる。室内の湿気が屋外に放出され、カビの発生が少なくなったと考えられる。

5.6　虫の多さ（図 7）

扇風機を使う側では、虫がいない方が台数が増加する（p=. 0027）。冷房を使わない側、起床中及び就寝中の通風を使う側と使わない側においては、虫がいない方が扇風機台数が増加する（p=. 0157, =. 0104, =. 0363, =. 0349, =. 0099）。起床中及び就寝中に通風を使う側と使わない側の両方において扇風機台数が増えている。通風の頻度によっ

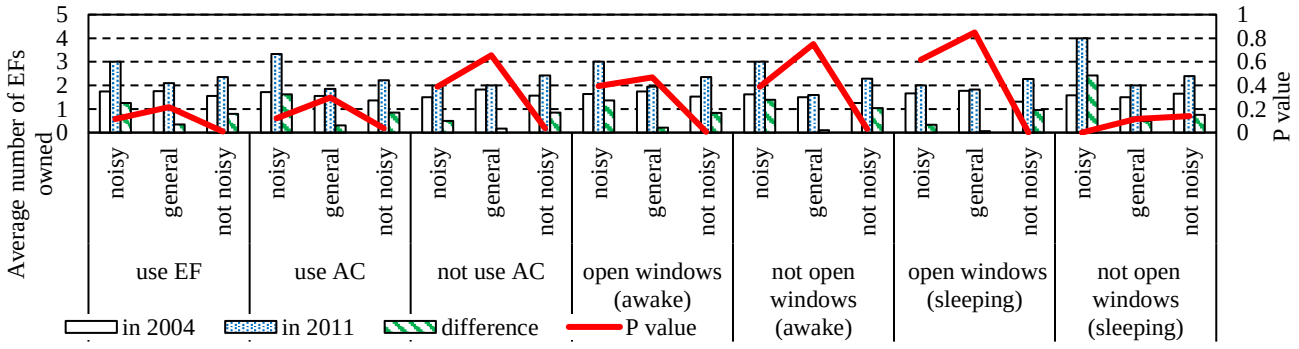


Figure 4 Relationship between Neighborhood noise and average number of fans owned (Less than 7 years of residence)

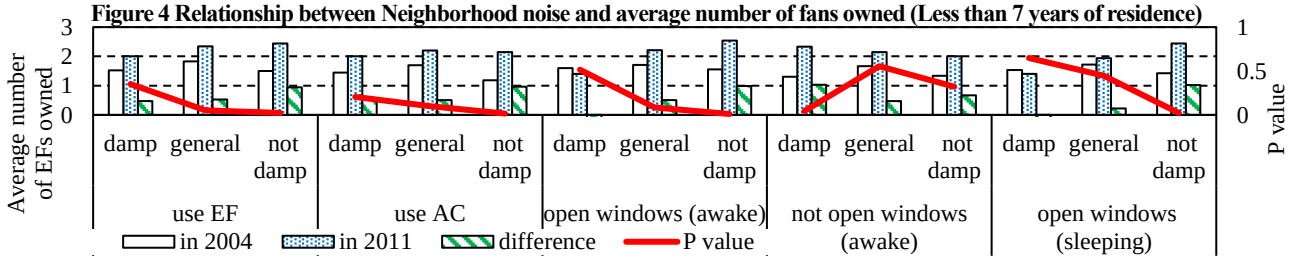


Figure 5 Relationship between humidity and odor and average number of fans owned (Less than 7 years of residence)

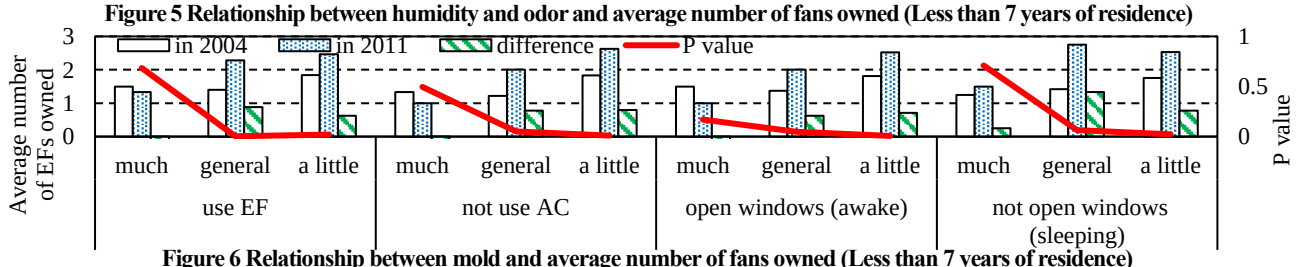


Figure 6 Relationship between mold and average number of fans owned (Less than 7 years of residence)

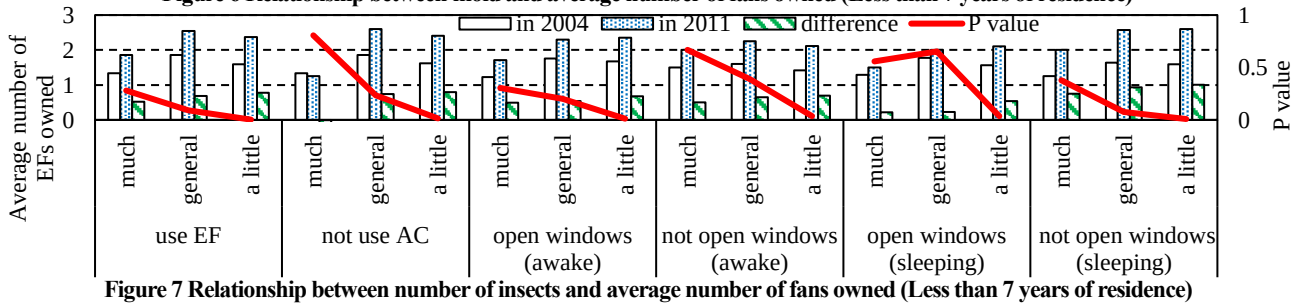


Figure 7 Relationship between number of insects and average number of fans owned (Less than 7 years of residence)

て虫の多さと扇風機台数との関係は変わらない。すなわち、昼夜の通風利用にかかわらず、虫がいない方が扇風機台数が増加したことを意味する。

5.7　日射熱のわずらわしさ（図8）

扇風機使う側では日射熱がわずらわしい方が台数は増加する（p=.0029）。冷房の使う側及び使わない側、起床中の通風使う側、就寝中の通風使わない側においては、日射熱がわずらわしい方が扇風機台数が増加する（p=.0286, =.043, =.0085, =.0048）。冷房を使う側と使わない側の両方において扇風機台数が増えている。冷房の頻度によって日射熱のわずらわしさと扇風機台数との関係は変わらない。また、扇風機を使う側や日中を含む起床中に通風を使う側においては、夏季に日射熱がわずらわしい場合に日射受熱量が多く室内温熱環境が悪くなる。すなわち、冷房使う側では冷房と扇風機の併用、冷房使わない側では通風と扇風機の併用によって緩和を目指したと考えられる。

5.8　日差しの眩しさ（図9）

扇風機を使う側では日差しが眩しい方が台数が増加する（p=.0144）。冷房と起床中の通風を使う側、就寝中の通風を使わない側において、日差しが眩しい方が扇風機台数が増加する（p=.0149, =.0728, =.0029）。扇風機を使う側や冷房を使う側、日中を含む起床中に通風を使う側においては、夏季に日差しが眩しい場合に日射受熱量が多く室内温熱環境が悪くなる。すなわち、扇風機を冷房や通風との併用によって緩和を目指したと考えられる。

6.　結論

大阪の集合住宅633戸について、2004年と2011年の調査をもとに、扇風機所有台数と住環境評価との関係を冷房、自然通風、扇風機を使う側と使わない側で比較した。

1)　扇風機台数は、居住7年未満のほうが顕著に増加する。居住7年未満で2004年より2011年の扇風機台数が増加したのは、2)扇風機を使う側では、日照、防犯、隣戸騒音、湿気やにおい、カビ、虫の評価が良い場合、日射熱や日差しの評価が悪い場合、3-1)冷房を使う側では、防犯、隣戸騒音、湿気やにおいの評価が良い場合、日射熱や日差しの評価が悪い場合、3-2)冷房を使わない側では、日照、防犯、隣戸騒音、カビ、虫の評価が良い場合、日射熱の評価が悪い場合、4-1)起床中に通風を使う側では、日照、防犯、隣戸騒音、湿気やにおい、カビ、虫の評価が良い場合、日射熱や日差しの評価が悪い場合、4-2)起床中に通風を使わない側では、隣戸騒音や虫の評価が良い場合、日照や湿気やにおいの評価が悪い場合、5-1)就寝中に通風を使う側では、隣戸騒音、湿気やにおい、虫の評価が良い場合、5-2)起床中に通風を使わない側では、防犯、カビ、虫の評価が良い場合、隣戸騒音、日射熱や日差しの評価が悪い場合である。

参考文献　1) 朝日新聞 節電の夏、扇風機品切れ 全社員に1台、まとめ買い続出 2011.7.7 http://www.asahi.com/special/10005/TKY201107070231.html 2022.2.17 閲覧　2)財務省貿易統計 https://www.customs.go.jp/toukei/info/ 2021.2.17 閲覧 3)朝岡勇登ほか：夏季の住宅における冷房、扇風機、および自然通風の使用程度の相互関係，2020年度空・衛近畿論文集，A-43，2021年 4) 朝岡勇登ほか：扇風機、冷房、通風の使用に関係する住戸属性や住環境，2021年度日本建築学会近畿支部研究報告集．環境系 5) Yuto Asaoka : Relations among numbers and degrees of use of air-conditioners, electric fans, and natural ventilation in urban areas, Healthy Buildings 2021-America

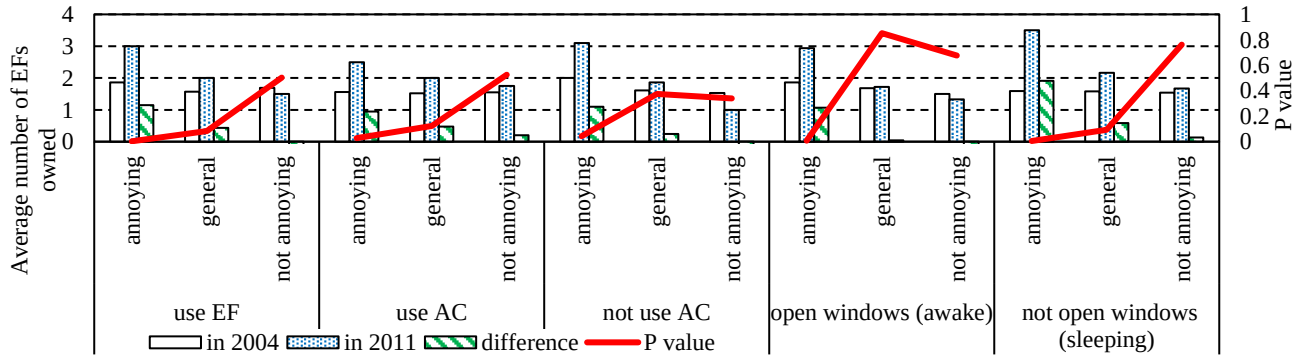


Figure 8 Relationship between solar heat and average number of fans owned (Less than 7 years of residence)

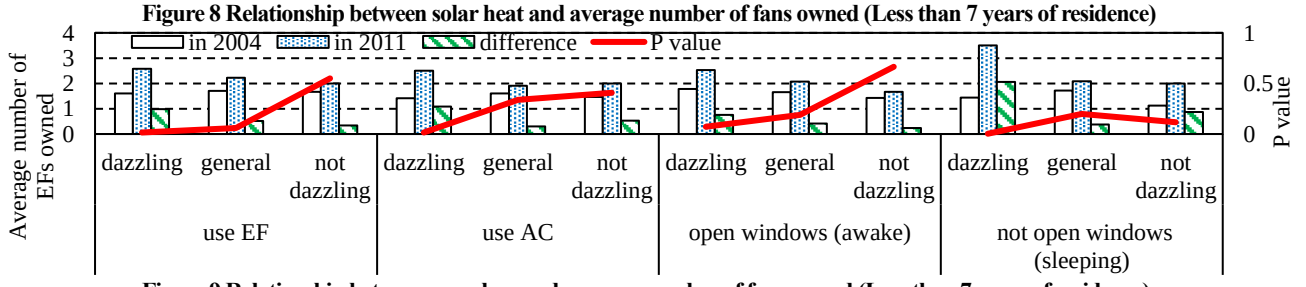


Figure 9 Relationship between sun glare and average number of fans owned (Less than 7 years of residence)

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022.3.11）

日傘による熱ストレス軽減効果の検証
Evaluation of Thermal Stress Reduction Effect by Using Parasol

○永井　賢人（大阪府立大学）　　吉田　篤正（大阪府立大学）　　木下　進一（大阪府立大学）
Kento NAGAI *1　Atsumasa YOSHIDA *1　Shinichi KINOSHITA *1
*1　Osaka prefecture University Engineering

In this study, the effect of a parasol on reducing thermal stress was evaluated by subject experiments in the summer season and numerical calculations using a thermoregulation model. In standing condition, body core temperature, mean skin temperature, sweat rate, heart rate, and thermal sensation were lower under the parasol than in the sun. In the walking condition, only the sweat rate was lower under the parasol than in the sun. When the shielding area of direct solar radiation was only upper body, the sweating rate and the core temperature increased slightly compared to whole body shielding.

１．はじめに

ヒートアイランド現象に対する屋外での適応策として日除けやミスト冷却などが挙げられる．夏季の屋外において人体の熱負荷はふく射負荷が支配的であり，日除けによる日射遮蔽は熱ストレス軽減において有効的であると考えられる．近年，日除けの中で持ち運びがしやすく個人で取り組みやすいという点から日傘が注目されている． 渡辺ら[1)]の研究では日傘下での MRT，UTCI の低下が明らかにされている．

本研究では夏季の屋外で被験者実験を行い，日傘による日射遮蔽が人体の生理応答に及ぼす影響を評価した．また，JOS-3 モデル[2)]を用いた数値解析からも日傘の効果について検証した．

２．屋外での被験者実験

2.1　被験者，実験場所および測定項目

被験者は 21-25 歳の健康な男子大学生 14 名(身長 173.3±6.4cm, 体重 67.6±10.6kg, BMI22.5±3.5)を対象にした．実験は大阪府立大学中百舌鳥キャンパス B4 棟中庭で実施された．その床はウッドデッキ（日射反射率 0.23，赤外放射率 0.88）であった．実施期間は 2020，2021 年 5～9 月の 10 時から 15 時であった．

実験時の測定項目を表 1 に示す. ふく射は日向, 日傘, 建物陰の 3 か所をいずれも高さ 1.0m に固定し測定を行った．表面温度も同様に 3 か所と日傘のかさの温度を測定した. 心理申告は温冷感を-3～0(中立)～+3 の線形尺度で記入を行った. 使用した日傘は直径 109cm で表面と裏面が異なる素材でできており，表面：ベージュ色，ポリエステル 100%，日射反射率 0.65，赤外放射率 0.89，裏面：黒色，ポリウレタン 100%，日射反射率 0.01，赤外放射率 0.92 であった．また，日射透過率は 0 であった．日傘の高さは露先が 1.8m になるよう三脚も用いて固定し，被験者は日傘を手に持たず，固定した日傘の下に位置するようにした．

Table.1 Measurement items

Environment component	
Item	Interval
Solar and Infrared radiation (6 direction), Wind speed，Surface temperature(parasol, floor，wall)，Globe temperature	5s
Air temperature, Relative humidity	60s
Physiology response	
Item	Interval
Skin temperature(7point：head, arm, hand, abdomen, thigh, leg, foot)，Core temperature (rectum)	10s
Heart beats rate	20s
Blood flow	5s
Weight	-*1
Metabolic rate	-*2
Psychological response	
Item	Interval
Thermal sensation	3min

*1　at 0,24,36,48,72min　*2　20-23, 44-47, 68-71min

2.2　実験方法

被験者は，実験前日の夕食以降の食事を制限した．被験者は実験場所に移動する 1 時間前から気温 26℃に設定された待機室に移動し，食事及び運動の制限を行った．被験者毎の体内の水分量を同等にするために排泄及び 300g の水分摂取を行った．被験者が待機室に入室後，被験者の体重及び衣服の重量を測定し，着衣量 0.3clo の白色 T シャツ，白色半ズボン，サンダルを着用した．

実験プロトコルを図 1 に示す．24-48min で 2 種類のふく射強度（日向，日傘）と運動強度（立位，歩行）を組み合わせた 4 種類の実験を行った．実験中被験者は常に南を向いており，日傘下では被験者は全身が日傘の陰に入るように位置した．歩行はトレッドミルを使用し，歩行速度は 4km/h (3.0mets)とした．

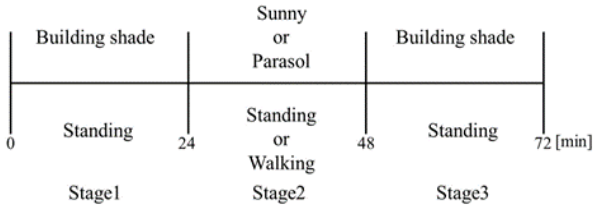


Fig.1 experiment protocol

2. 3　実験結果および考察

実験時の屋外環境は気温が 28.3℃～38.3℃と幅広く，全天日射量，湿度，風速は 911±34W/m2，33.2±8.3%，1.0±0.5m/s であった．晴天日を選び行ったため，日ごとの全天日射量の差は少ない．各場所での平均放射温度は日向 60.7±4.7℃，日傘下 44.9±3.6℃，建物陰 36.7±3.3℃であった．日向は直立日射量が多いために他 2 つと比べて高い．日傘下は建物陰と比べて遮蔽面温度が高い，遮蔽面積の違いにより周囲地面が高温であるため，赤外放射量が増加し，放射温度が高くなっている．太陽に対して正対した地表から浮いている直方体(1.2×0.4×0.2m)の各面に入射するふく射量（日射量＋赤外放射量）としてそれらを平均して算出した．

図 2 に 24-48min の深部温上昇量を示す．立位条件では日傘で深部温度上昇が軽減されており，相関直線から実験時の平均気温である 34℃の場合に 0.07℃低下している．日傘の日射遮蔽により蓄熱が抑えられたためと考えられる．一方で歩行条件では差が確認できなかった．深部温度の測定位置が直腸であったため，歩行により温度が上昇しやすかったためと考えられる．

図 3 に平均皮膚温上昇量を示す．深部温同様に立位条件では平均で 0.53℃の差があり有意な差があったが，歩行で 0.13℃低下しているが有意な差ではなかった．

図 4 に 24-48min の発汗量を示す．今回実験中の体重減少を発汗量とし，それを体重で割った体重減少割合を縦軸として．これによって個人の体格差の標準化を行った．発汗量は深部温同様に 34℃での相関直線から立位条件で日傘の使用により 40%の減少，歩行条件で 19%減少した．立位条件では深部温，皮膚温ともに低下しているため，熱放散応答である発汗も減ったと考えられる．一方で，歩行条件では深部温，皮膚温に差がなかったが発汗量には差があった．日傘によって頭部のふく射量が大きく遮蔽されており，頭部深部温が低下したために発汗量が減少したと示唆される．

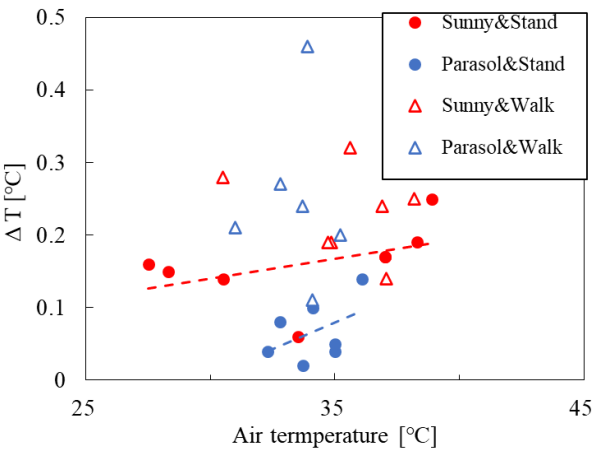


Fig.2 Core temperature increase (24-48min)

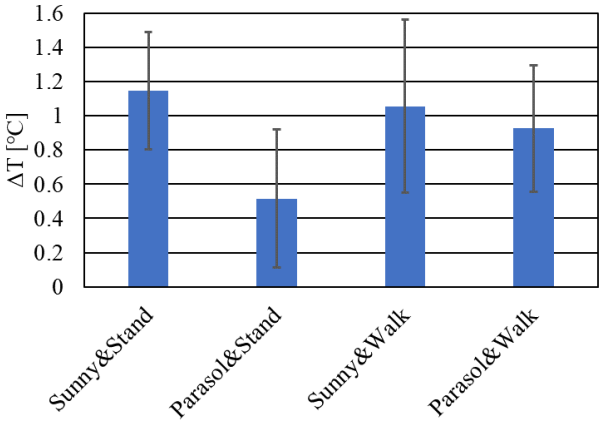


Fig.3 Mean skin temperature increase(24-48min)

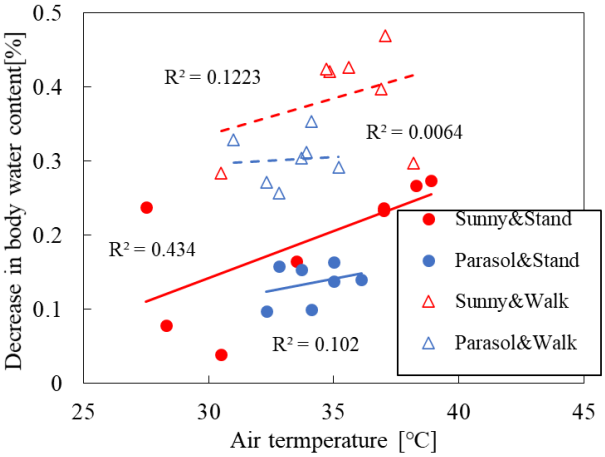


Fig.4 Decrease in body water content (24-48min)

図 5 に心拍数変化示す．44-48min の平均心拍数を 20-24min の平均心拍数で割った値である．立位条件で日向では心拍数が上昇する傾向にあり，日傘では心拍数が変わらないもしくは低下する傾向にあった．血流を介して体内深部の熱を体表面に逃がす熱放散応答が暑熱曝露によって行われたため，心拍数が日向で増加下と考えれ

る．日傘ではふく射負荷が建物陰と大きく変わらないため心拍数が変化しなかったと考えられる．

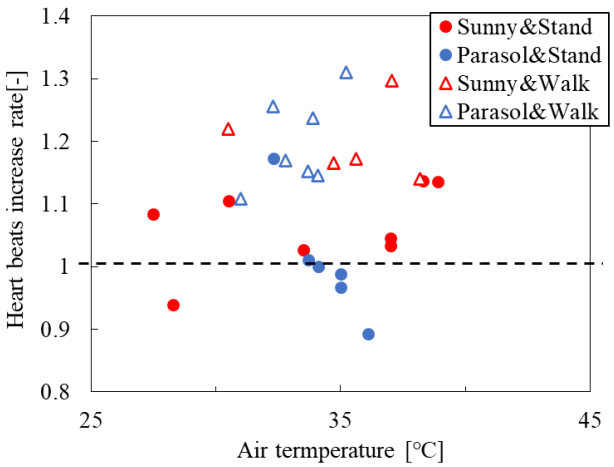


Fig.5 Heart bets increase rate (24-48min/0-24min)

図 6 に温冷感を示す．24-48min の平均温冷感である．また，折れ線は各実験条件の平均気温である．立位条件では日傘の方が平均気温が少し高いが温冷感は低くなっており，有意な差があった．感覚量にも影響することが確認できた．歩行条件でも温冷感は日傘の方が低くなっているが，日向では平均気温が 2℃近く高く，気温による影響が大きいと考えられる．

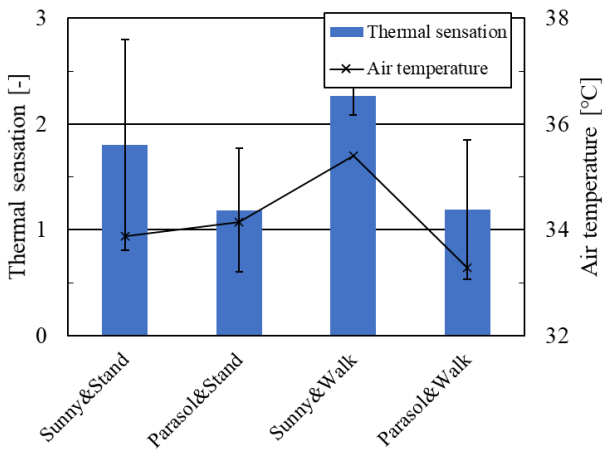


Fig.6 Thermal sensation (24-48min mean)

3．人体熱モデルを用いた数値解析

3. 1　実験との検証比較

数値解析には JOS-3 モデルを用いた．日傘下では人体の部位によりふく射負荷が異なる．同モデルは体を 17 部位(Head, Neck, Chest, Back, Pelvis, RL-Shoulder, Arm, Hand, Thigh, Leg, Foot)に分割しており，各部位での熱負荷計算が可能である．まず，実験との比較検証のため，表 2 の解析条件で計算を行った．平均放射温度はふく射各成分と日傘，地面，天空に対しての形態係数から算出したところ，日向では 57℃，日傘では 41℃，建物陰では 30℃となった． 測定結果と比較すると日向 3℃低下，日傘 4℃低下，建物陰 7℃低下であり，少し低い傾向となった．

Table.2 Input parameters for experiment comparison

	-60 - 0min	0 - 24min	24 - 48min	48 - 72min
Air temp	26℃	28~38℃	28~38℃	28~38℃
Radiation temp	26℃	30℃	Sunny 57℃ Parasol 41℃	30℃
Relative humidity	40%	40%	40%	40%
Wind speed	0.1m/s	1.0m/s	1.0m/s	1.0m/s
Physical activity ratio	1.2mets	1.2mets	Stand 1.2mets Walk 3.0mets	1.2mets

図 7 に 24-48min の日向歩行条件と日傘立位条件の発汗量を示す．計算の 20%以内に収まるデータが日向歩行条件では 2 つ，日傘立位条件では 4 つと高熱負荷・低熱負荷条件どちらでも確認できた．また，気温が 34℃前後の場合に 4 条件で最も計算に当てはまるデータが多かった．

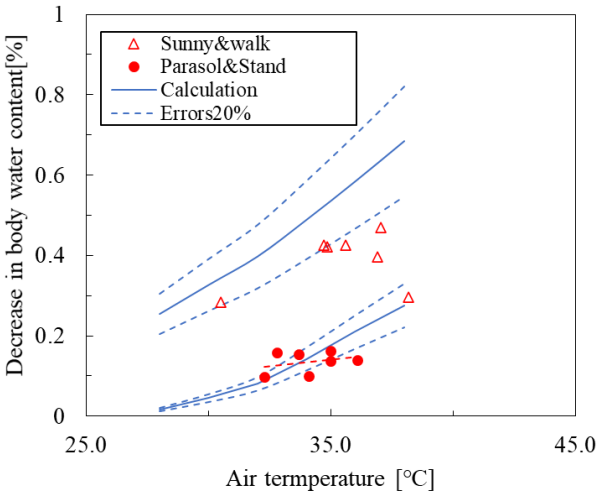


Fig.7 Sweat comparison in two conditions

図 8 に日傘立位条件の気温 34℃での腰部の深部温変化を示す．被験者実験の平均値と比較すると実験開始時の深部温度に差があるものの 24min 以降の温度変化傾向は同じであり，実験終了時の温度はほとんど同じ値となった. 図 9 に歩行条件での腰部と頭部の深部温変化を示す. 48 分時の頭部の深部温は日向で 37.82℃，日傘で 37.65℃であり 0.17℃の差が生じていた．日傘により頭部のふく射負荷が軽減されたことによるものと考えられる．被験者実験では直腸深部温，皮膚温に差がなかったのにも関わらず，発汗量に差が生じたが解析から頭部の深部温の差によるものと示唆される．

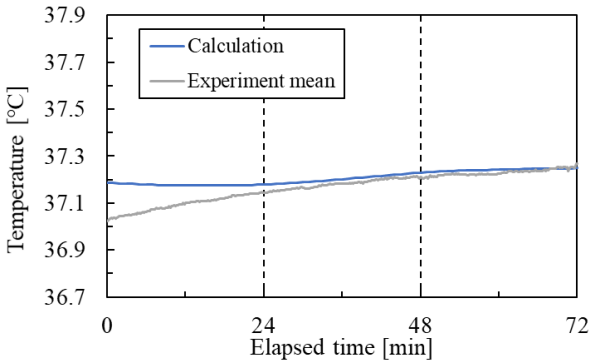


Fig.8 Pelvis core temperature change

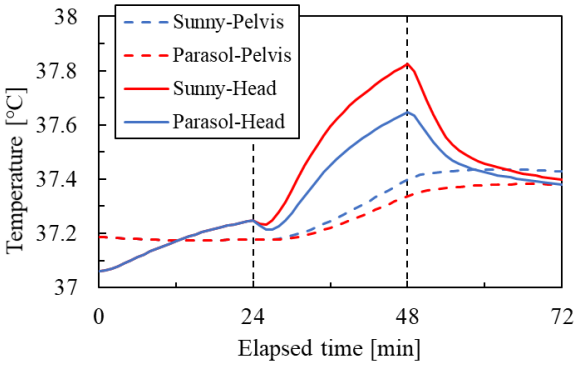


Fig.9 Pelvis and head core temperature change

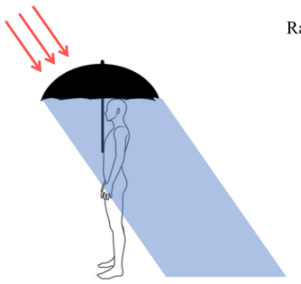
3. 2　上半身のみの遮蔽の場合

図 10 に示す遮蔽部位が上半身のみの半身遮蔽の場合の解析を行った．解析条件は表 2 同様のプロトコルで行い，半身遮蔽の場合の放射温度は計算上 47℃であった．また，気温は 34℃，運動強度は立位のみとした．図 11 に発汗量を示す．日向では 0.33%，半身遮蔽で 0.16%，全身遮蔽で 0.14%の水分損失であった．日向と比較すると半身遮蔽と全身遮蔽の差は十分小さいものである．図 12 に Pelvis 深部温の変化を示す．72min 時の深部温は日向で 37.28℃，半身遮蔽で 37.25℃，全身遮蔽で 37.25℃であった．半身遮蔽と全身遮蔽で深部温変化はほとんど差がないことがわかる．以上から半身の遮蔽のみでも十分な熱負荷軽減効果があることが確認できた．

4．結言

日傘使用により立位条件では深部温, 皮膚温, 発汗量, 心拍数，温冷感に，歩行条件では発汗量に有意な差があることから日傘による熱ストレス軽減効果を確認できた．

人体熱モデルを用いた数値解析から日傘使用により歩行時の頭部深部温の低下が示唆された．上半身のみの遮蔽であっても全身を遮蔽した場合との差は小さく十分な熱負荷軽減効果が確認できた．



Rate of area exposed to direct solar radiation

Body part	Rate[-]
Hand	0.17
Thigh	0.81
Leg	1.00
Foot	1.00
Others	0.00

Fig.10 only upper body shielding image and rate of area exposed to direct solar radiation

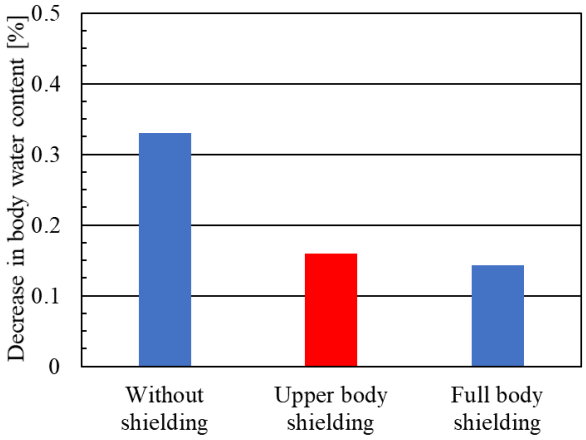


Fig.11 Decrease in body water content in 3 conditions (24-48min)

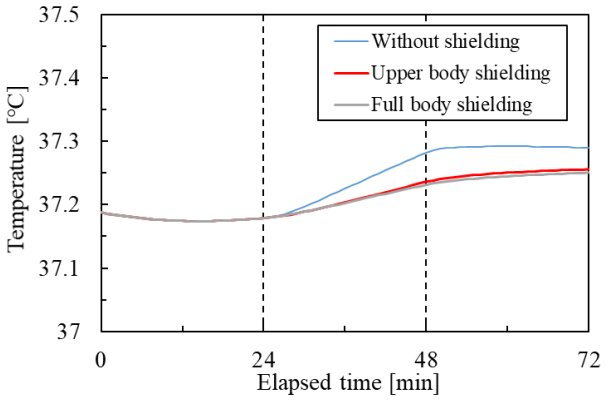


Fig.12 Pelvis core temperature change in 3 conditions

謝辞

本研究を進めるにあたり，専門的なアドバイスをくださった関西大学の河端隆志教授，大阪府立大学の飛田国人准教授に感謝申し上げます．また，本研究の費用の一部は日本学術振興会の科学研究費補助金（1740082）が充てられた．

参考文献

1）渡邊慎一，石井仁，日傘による暑熱環境緩和効果の実証的研究，日本生気象学会雑誌，56(4)，2020，133-144.

2）Yoshito Takahashi, et al., Thermoregulation model JOS-3 with new open source, Energy and Buildings, 231, 2021-6-15, 10.1016/j.enbuild.2020.110575.

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022.3.11）

大阪の集合住宅における暖房器具の併用状況
Status of Use of Heating Equipments in Apartment Houses in Osaka

○孫　琳（大阪市立大学）　　梅宮　典子（大阪市立大学）
Lin SUN*　Noriko UMEMIYA*
*　Osaka City University

A questionnaire survey was administered to 189 residents of family-oriented housing complexes in Osaka in 2021. Their statuses of use of heating equipment were analyzed. Respondents were classifiable into seven clusters according to the status of use of heating equipment, such as 1) a cluster that only uses air conditioner for heating (percentage: 23.8%), 2) a cluster that uses both the air conditioner and kotatsu heater or hot carpet (16.5%), 3) a cluster that uses gas floor heating equipment (14.3%), and 4) a cluster that uses both the air conditioner and electric stove or gas fan heater (10.6%).

１．背景と目的

2020 年に全国 2 人以上世帯では世帯当たりエアコン保有台数が 3.18 台に達しており [1]、住宅におけるエアコン使用のパーソナル化が進む中で、個人の温熱環境調節にはどのようなタイプがあるのか、各タイプはどのような特徴を持つのか。

既報 [2) 3)]では夏季の温熱環境調節行為として冷房、扇風機、自然通風の使用頻度にもとづき個人を類型化し、各類型の個人属性や住戸属性の特徴を明らかにした。

本報は冬季の温熱環境調節行為として暖房器具の使用実態を調査して、暖房器具の併用状況にもとづく個人の類型化について検討する。

２．方法

大阪市の家族向き集合住宅 37 棟を対象に、2021 年 3 月 22 日～4 月 6 日と 4 月 13 日～5 月 7 日にアンケート調査を行い、189 通を回収した（回収率 9.0%）。

住戸属性、回答者属性、冬季と夏季の温熱環境調節行為について尋ねる。暖房器具は 13 種類(Fig.1)を挙げて、所有台数、日使用時間、エアコン暖房の使用頻度と使用時間および設定温度、使用期間、暖房時期の光熱費意識、5 月と 1 月と 2 月の電気、ガスの料金と使用量などを訊く。

３．調査対象の構成

調査対象は平均 60.9±s.d.15.5 才、60 代が最多で 26.3%、次いで 40 代が 17.3%、50 代と 70 代がともに 16.8%で、女性が 60.6%、有職 52.6%、無職 20.0%、専業主婦 29.1%、世帯人数 2.3±1.1 人、面積 70～89 ㎡が 26.5%と最多、居住階 5.8±6.4 階、主な方位は南 59.1%、東 30.1%、西 10.8%、竣工年は H3 年以前 6.9%、H4-10 年 40.2%、H11 年以降 52.9%で、分譲が 69.4%である。

４．暖房器具の所有状況と使用状況

13 種の暖房器具の室ごとの（居間、個室 1、個室 2 までとする）所有の有無と日使用時間を訊いた。Fig.1 に住戸の暖房器具所有率を示す。居間、個室 1、個室 2 のいずれかの部屋において暖房器具を所有する場合を、その住戸が「所有」するとする。

所有率はエアコンは 98.9%と最も高い。次いで、電気ストーブ、ホットカーペット、電気こたつ、ガス床暖房は 20%を超えている。電気毛布、ガスファンヒーター、電気ストーブは 18.5%、17.5%、15.3%である。ガスストーブは 4.8%、灯油ストーブは 3.7%で、ほとんど所有されていないことが明らかになった。

Fig.2 に暖房器具の使用率を示す。部屋別の使用率について、ある暖房器具についてその部屋の回答された使用時間が 0 時間を超えればその部屋は「使用」、0 時間または使用時間が無回答の場合は「不使用」と見なす。居間の使用率は「居間の使用住戸数/全住戸数（189）」で算出する。同様に、個室 1（2）の使用率は「個室 1(2)の使用住戸数/全住戸数」で算出する。居間では、エアコン暖房の使用率が 57.1%と暖房器具のなかで最も高い。次いで、こたつ、ホットカーペット、電気ストーブ、ガスファンヒーターは 15%を超え、ガス床暖房は 14.3%である。ただしガス床暖房は他の器具と比べ入居後の設置が難しい。

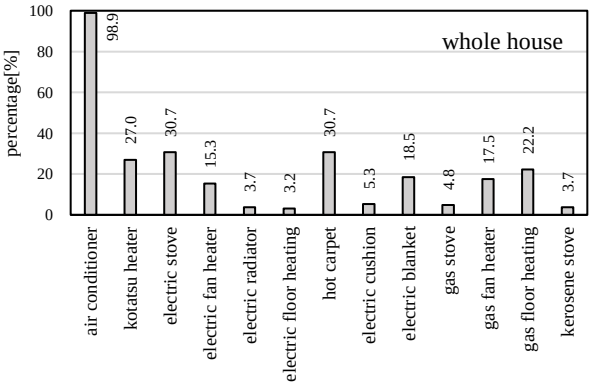


Fig.1　Ownership rate of heating equipment

電気ファンヒーターが 6. 4%で、電気ラジエーター、電気床暖房、電気座布団、電気毛布、ガスストーブ、灯油ストーブの使用率は 5%未満である。

個室の使用率は、個室 1 と個室 2 にエアコンは 39. 2%と 20. 6%と最も高い。次いで、個室 1 に電気座布団は 9. 5%で電気ストーブは 7. 9%、個室 2 に電気毛布は 5. 3%を占める。それ以外の使用率は 5%未満である。

住戸全体の使用率について、居間、個室 1、個室 2 のいずれかの部屋において使用時間が 0 時間を超える場合を、住戸全体で「使用」とする。住戸全体の使用率を使用住戸率として、「使用住戸数/全住戸数」で算出する。エアコンが 69. 3%と最も高い。次いで、こたつ、電気ストーブ、ホットカーペットは 20%を超え、ガスファンヒーター、ガス床暖房、電気毛布、電気ファンヒーターは 10%を超える。電気ラジエーター、電気床暖房、電気座布団、ガスストーブ、灯油ストーブの使用住戸率は 5%未満である。

5. 暖房器具の併用状況

5. 1　暖房器具の併用状況の分類

5. 1. 1　エアコンの使用に着目する場合

エアコンの使用に着目して、使用状況を「エアコンのみ使用」、「エアコンと他の器具を併用」、「エアコン不使用」に分類する。Fig. 3 に出現率を示す。

エアコン暖房を使わない割合は、居間で 4 割、住戸全体で 3 割である。一方で、エアコン暖房のみの割合は、居間でも住戸全体でも 2 割前後である。住戸全体では半数がエアコンに他の暖房器具を併用している。江本ら [4] が 2007 年関東地域で実施した web 調査ではエアコンを暖房に使用しない住戸は 30. 4%で、本研究とほぼ同じである。しかし、江本らの調査ではエアコン暖房のみの割合が 9. 1%で、本研究より低い。地域や住戸形式が異なるが、年代の影響もあると思われる。

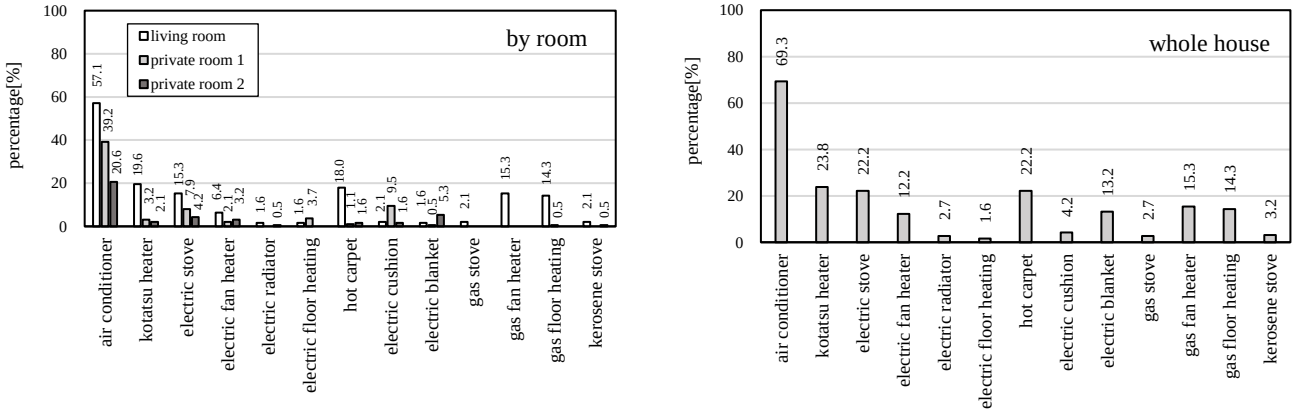


Fig.2　Usage rate of heating equipment

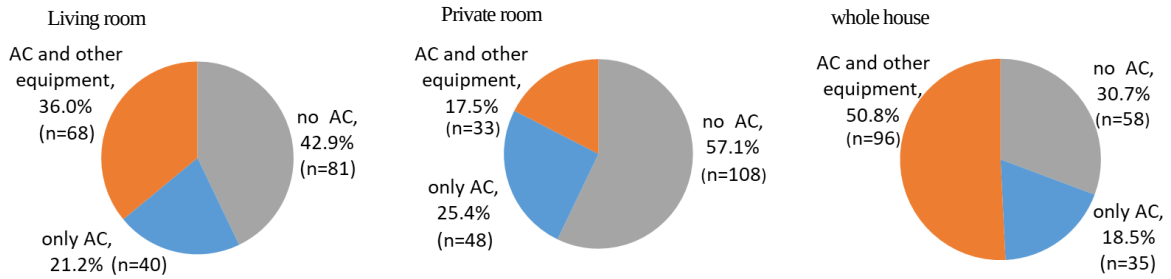


Fig.3　Heating equipment usage patterns focused air conditioners use

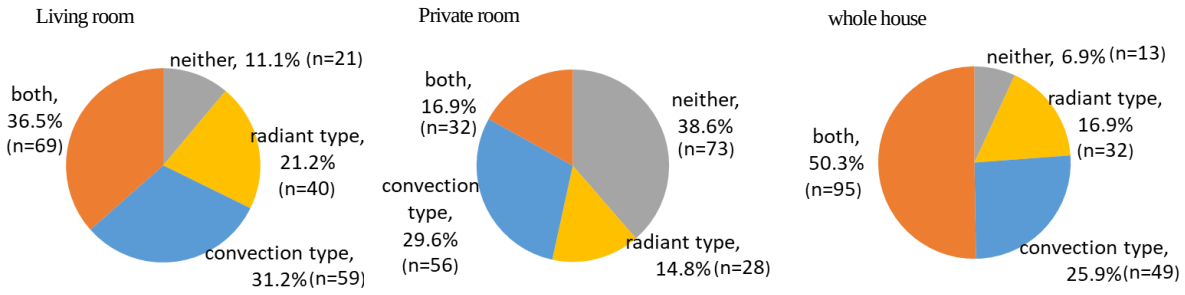


Fig.4　Heating equipment usage patterns divided into convection type and radiant type

5. 1. 2　対流式と放射式に分ける場合

暖房方式によって「対流のみ」、「放射のみ」、「両方使う」、「どちらも使わない」に分類し、Fig. 4 に出現率を示す。ここでエアコン、電気ファンヒーター、ガスファンヒーターは対流式に、こたつ、電気ストーブ、電気ラジエーター、ホットカーペット、電気座布団、電気毛布、電気床暖房、ガスストーブ、ガス床暖房、灯油ストーブは放射式に分類した。

居間でも住戸全体でも、対流式のみが放射式のみより多く、対流式と放射式を併用する場合が最も多い。住戸全体では半数以上が併用している。

5. 1. 3　電気式とガス式に分ける場合

暖房器具の燃料によって、「電気のみ」、「ガスのみ」、「電気とガスを併用」、「どちらも使わない」に分類する。灯油は無視する。Fig. 5 に出現率を示す。

居間でも個室でも住戸全体でも、「電気のみ」が約 6 割を占める。「ガスのみ」は、居間で 13.2%、住戸全体で 5.3%にすぎない。「電気とガスを併用」は、居間では 17.9%、住戸全体では 26.1%である。住戸全体は居間より、「ガスのみ」の割合が低く、「電気とガス併用」の割合が高い。

床暖房の所有率は 22.2%であるが、床暖房が単独で使われる割合は、居間で 4.8%、住戸全体で 1.6%である。床暖房が他の暖房器具と併用される割合は、居間でも住戸全体でも、単独で使われるよりさらに低い。

5. 1. 4　エアコン、電気式、ガス・灯油式、接触採暖器具、床暖房に分類する場合

A.エアコン、B.電気式：電気ストーブ、電気ファンヒーター、電気ラジエーター、C.ガス・灯油式：ガスストーブ、ガスファンヒーター、灯油ストーブ、D.接触採暖器具：こたつ、ホットカーペット、電気座布団、電気毛布、E.床暖房：電気床暖房、ガス床暖房の 5 分類とする

Fig. 6 に、居間と住戸全体における各分類の併用パターンの出現状況を示す。A~E の順で、「使用する」を「1」、「使用しない」を「0」として表記する。居間でも住戸全体でも、「エアコンのみ」（10000）が最も高く、居間で 21.2%、住戸全体で 18.5%である。5%を超えるのは居間

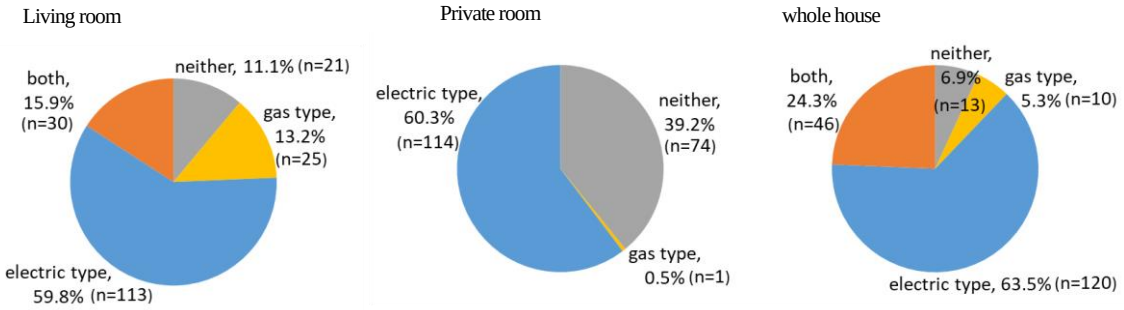
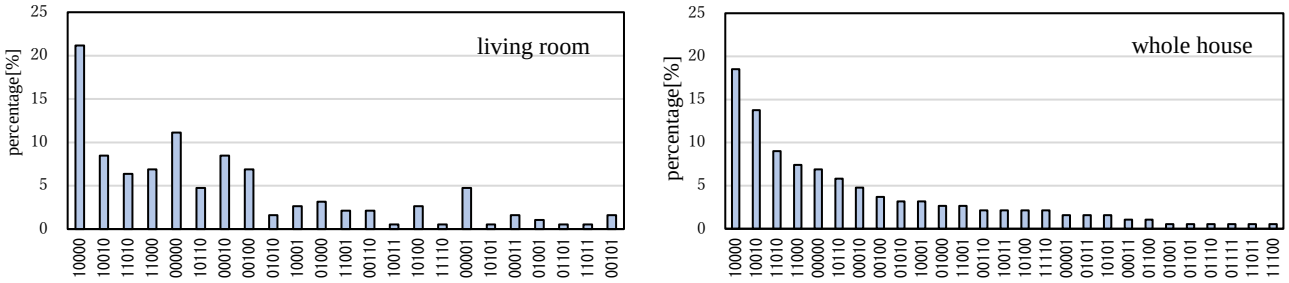
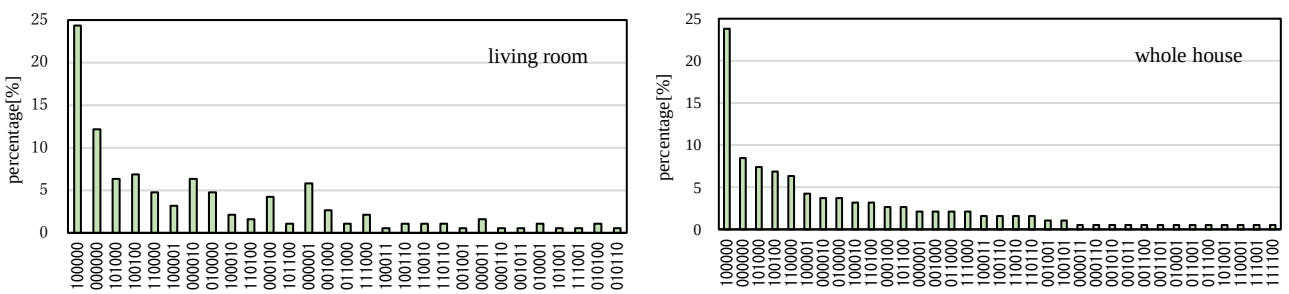


Fig.5　Heating equipment usage patterns divided into electric type and gas type



"Use" is denoted as "1" and "Do not use" is denoted as "0" in the following order: air conditioner, electric type, gas/kerosene type, contact warmer, and floor heating.

Fig.6　Heating equipment usage patterns divided into type A-E



"Use" is denoted as "1" and "Do not use" is denoted as "0" in the following order: air conditioner, kotatsu, electric stove, electric carpet, gas fan heater, and gas floor heating.

Fig.7　Main six heating equipment usage patterns

で 7 パターン、住戸全体で 6 パターンである。

接触採暖器具が単独で使われる割合は、居間 8.5%、住戸全体で 4.8%である。接触採暖器具は居間ではエアコンと併用が 8.5%、エアコン＋電気暖房器具と併用が 6.4%である。住戸全体ではエアコンと併用が 13.8%、エアコン＋電気暖房器具と併用が 9.0%である。接触採暖器具が単独で使われることは少ないが、エアコンやその他の暖房器具と併用される場合は多いと言える。

5.2 主な 6 種類の暖房器具の併用パターン

居間における使用率が 10%を超えるエアコン、こたつ、電気ストーブ、ホットカーペット、ガスファンヒーター、ガス床暖房の 6 種類の暖房器具を「主な暖房器具」とし、その併用パターンの出現状況を Fig.7 に示す。居間でも住戸全体でも、「エアコンのみ」が突出して多いものの、２割強にとどまる。エアコンは、ホットカーペットや電気ストーブなどと併用されている。

6 種類の暖房器具をいずれも使わないのは、居間で 12.2%、住戸全体で 8.5%である。暖房使用時間すべて未回答の 5 人を除くと、居間で 9.8%、住戸全体で 6.0%である。

住戸全体のほうが居間より併用パターンが多く、個々のパターンの割合が低く、分布が分散している。

６．暖房器具の使用類型

暖房器具の使用類型は、Fig.7 の住戸全体における主な 6 種類の暖房器具の併用パターンを用いて決める。Table.1 に、暖房使用類型の器具併用パターンと出現率を示す。「使用する」を「1」、「使用しない」を「0」として併用パターンを表記する。

W1- エアコン（AC）のみを使用(n=45、23.8%)、W2-AC にこたつ又はホットカーペットを併用(n=31、16.5%)、W3-AC に電気ストーブ又はガスファンヒーターを併用(n=20、10.6%)、W4- AC に他 2 種類以上を併用(n=19、10.0%)、W5- ガス床暖房を使用（ガス床暖房以外の暖房器具を使う場合も含む）(n=27、14.3%)、W6- AC を使わずこたつ又はホットカーペットを使用(n=12、6.3%)、W7-AC を使わず電気ストーブ又はガスファンヒーターを使用(n=12、6.3%)の W1～W7 の 7 類型に分類する。7 類型以外の「その他」について、「何も使わない」と「AC を使わず W6 と W7 の器具の両方を使う」に分ける。

以上の類型は、W1 の「AC のみ」、W2、W3、W4 の「AC とその他併用」、W5 の「ガス床暖房使用」、W6、W7 の「AC を使わない」とその他に集約することができる。

７．まとめ

大阪市の家族向き集合住宅を対象に 2021 年春に調査を行い、189 人の暖房器具の使用状況を調べた結果、居間における使用率が 10%を超えるエアコン、こたつ、電気ストーブ、ホットカーペット、ガスファンヒーター、ガス床暖房の 6 種類の暖房器具を「主な暖房器具」として、その併用状況により以下の 7 類型が抽出できた。1）エアコン暖房のみ使用（出現率 23.8%）、2）エアコン暖房にこたつ又はホットカーペットを併用（同 16.5%）、3）エアコンに電気ストーブ又はガスファンヒーターを併用（10.6%）、4）エアコンに他 2 種類以上を併用（10.0%）、5）ガス床暖房を使用（14.3%）6）エアコンを使わずこたつ又はホットカーペットを使用（6.3%）7）エアコンを使わず電気ストーブ又はガスファンヒーターを使用（6.3%）。

参 考 文 献

1）内閣府：消費動向調査、2021 年、2）孫琳ら、空衛・近畿、A-46、2019 年、3）孫琳ら、空衛・近畿、A-42、2020 年、4）江本ら、日本建築学会技術報告集、16 巻 33 号、pp.585-588、2010 年

Table.1 Clusters according to the status of use of heating equipment

cluster	percentage [%]	air conditioner	kotatsu heater	electric stove	hot carpet	gas fan heater	gas floor heating
W1	23.8	○	×	×	×	×	×
W2	16.5	○	○	×	×	×	×
		○	×	×	○	×	×
		○	○	×	○	×	×
W3	10.6	○	×	○	×	×	×
		○	×	×	×	○	×
W4	10.0	○	×	○	○	×	×
		○	○	○	×	×	×
		○	×	×	×	×	×
		○	×	×	○	○	×
		○	○	×	○	○	×
		○	○	○	○	×	×
W5	14.3	–	–	–	–	–	○
W6	6.3	×	○	×	×	×	×
		×	×	×	○	×	×
W7	6.3	×	×	×	×	○	×
		×	×	○	×	×	×
		×	×	○	×	○	×
others	14.3	×	○	○	×	×	×
		×	×	×	○	○	×
		×	×	○	○	×	×
		×	○	○	○	×	×
		×	×	×	×	×	×
		×	○	○	×	×	×

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022.3.11）

地下街入場者数の時間変化の特徴の分析

Analysis of Characteristics of Time Change in The Number of Underground Street Visitors

黒川 遥輝(神戸大学)　竹林 英樹(神戸大学)
Haruki KUROKAWA*1 Hideki TAKEBAYASHI*1
*1 Kobe University

The Sannomiya Underground Street is used for commuting to school, commuting, and leisure. In this study, we analyzed the actual measurement data of the number of underground passage visitors and examined the characteristics of time change. As a result, the human flow data measured in the underground mall had the possibility of effective use for efficient air conditioning planning and operation, store sales strategy, event attracting customers strategy, etc.

はじめに

本研究の対象施設である三宮地下街は，JR，阪急，阪神，ポートライナー，市営地下鉄の三宮駅や，高速バス，路線バス乗り場などの主要公共交通機関に接続している．従って，地下街内の商業施設の利用者だけでなく，各駅や周辺の商業施設などを結ぶ連絡通路として通学・通勤・レジャーなどの利用者にも利用されている．その利用状況は，利用者の特性とともに，降水や気温などの気象条件の影響も受けていると想定される．それらの要因は，地下街の空調，店舗の営業，イベントにも影響を与る．そのため，地下街で計測された人流データには，効率的な空調計画や運用，店舗の営業戦略，イベントの集客戦略などへの有効活用が期待される．

佐土原ら[1]は，屋内公共空間において人の行動を人流センサで計測し，歩行者数，歩行速度やばらつき，歩行方向の混在度などを分析した．歩行速度は曜日とエリア，歩行者数はイベントに関係することを示した．

金子ら[2]は，大型商業施設においてAIを用いて人流，客層を計測，予測し，空調設備のフィードフォワード制御により空調過剰運転によるエネルギーロスの削減を検討した．エリア毎の在館人数予測に基づいて外気負荷を低減し，快適性を保ったまま省エネルギーを実現している．

早川ら[3]は，人流・気流センサを用いた屋外への開放部を持つ空間の空調制御手法を検討した．三宮地下街の公共通路部分をグリッドに分割し，設置したLRFによる人流データをもとに，ニューラルネットワーク法によって人流を予測した．予測された人流に基づいて各グリッドへの吹出風量を制御し，通常運転を行った基準日から42.5%の電力消費量削減効果を示した．外気を最大限利用した場合は44.6%の削減効果を示した．

本研究では，新型コロナウイルス感染拡大前から拡大後までの長期間において，地下街通路入場者数の実測データを分析し，時間変化の特徴を考察した．

1. 分析の概要

1.1 分析対象施設の概要

本研究では，神戸市中央区三宮地下街を対象とした．対象施設の概要をTable.1に示す．検討対象は南北 180m の公共通路で，周辺の主要施設に接続している．地下街通路の地図をFig.1に示す．

Table. 1 Outline of objective area

Total floor area [m^2]	19,109
Passage area [m^2]	2,622
Service (Passage)	6:00~24:00

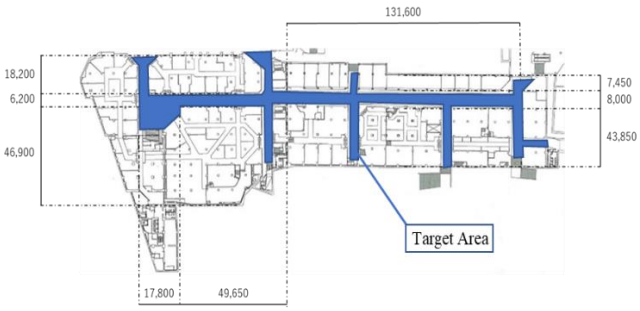


Fig. 1 Passage area

1.2　測定概要と分析期間

地下街通路への入場者数の計測に用いたカメラの設置位置を Fig.2 に示す．Fig.2 の A～G で計測された人数の合計を地下街の入場者数とする．分析期間は，2018 年 7 月 27 日から 2020 年 9 月 20 日までの 787 日間のうち，データ欠損のある 103 日を除いた 684 日間である．

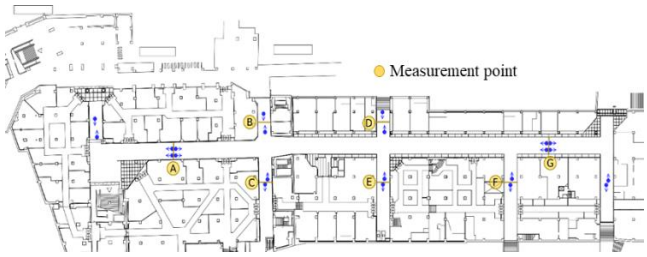


Fig. 2 Measurement point

1.3　分類方法

まず，6：00～24：00 の 18 時間の地下街通路入場者数を 15 分毎の 72 次元の多変量データとみなし，主成分分析を行う．出発行列には相関行列を用いた．固有値が 1 以上になる主成分を採用する．その結果，累積寄与率が高くなり，72 個の変数のばらつきの大部分は少数の主成分で説明される．次に主成分得点を計算し，その得点を用いて階層クラスター分析を行う．サンプル間距離にはユークリッド距離を用い，グループ間平均連結法により分類する．得られたデンドログラム（樹形図）より，3～10 個のグループ数となるように一定の距離で線引きを行い，グループに分類した[4)]．

2. 入場者数の分類と考察

2.1　クラスター分類の結果

9 つのクラスター毎の分類日数を Table.2 に示す．クラスター毎の特徴を考察するために，曜日（平日，休日，祝日），季節（春，夏，秋，冬），雨（有，無），新型コロナウイルス感染拡大(前，後)との関係を Table.3 に整理した 5)．合計 684 日のうち 647 日 (94.6%) がクラスター1，2，3 に集中している．そして曜日，新型コロナウイルス感染拡大の項目（Table.3 の赤字）にクラスターの違いが顕著に表れた．

Table. 2 Number of classification days per cluster

Cluster1	87days (12.7%)
Cluster2	198days (28.9%)
Cluster3	362days (52.9%)
Cluster4	4days (0.6%)
Cluster5	1days (0.1%)
Cluster6	11days (1.6%)
Cluster7	13days (1.9%)
Cluster8	4days (0.6%)
Cluster9	4days (0.6%)
Total	684days (100%)

Table. 3 Number of days per cluster

	Day			Season				Rain		Pandemic	
	Work week	Weekend	Holiday	Spring	Summer	Autumn	Winter	Absence	Presence	Before	After
1	67	10	10	42	16	19	10	50	37	25	62
2	19	145	34	26	62	56	54	120	78	167	31
3	362	0	0	59	103	111	89	193	169	305	57
4	0	3	1	1	2	0	1	3	1	4	0
5	1	0	0	0	1	0	0	0	1	1	0
6	0	11	0	3	4	2	2	1	10	11	0
7	13	0	0	1	1	1	10	9	4	13	0
8	1	3	0	0	0	0	4	4	0	4	0
9	0	4	0	0	0	0	4	3	1	4	0

2.2　クラスター1，2，3 の分析

Fig.3 にクラスター1，2，3 の平均入場者数の時間変化を示す．平日のクラスター1，3 は時間変化の特徴がほぼ同じで，朝と夕方に通勤，通学のピークが確認

される．ピーク時の入場者数は，緊急事態宣言後のクラスター1 は約 1,000 人，宣言前のクラスター3 は約 2,500 人であり，緊急事態宣言により約 6 割減少したが時間変化の傾向は変化しない．休日・祝日のクラスター2 では，15：30～15：45 に約 2,500 人のピーク入場者数となり，緊急事態宣言前の平日のクラスター3 の朝と夕方のピーク入場者とほぼ同じである．休日・祝日では，緊急事態宣言前後の区分が明確に表れなかった．

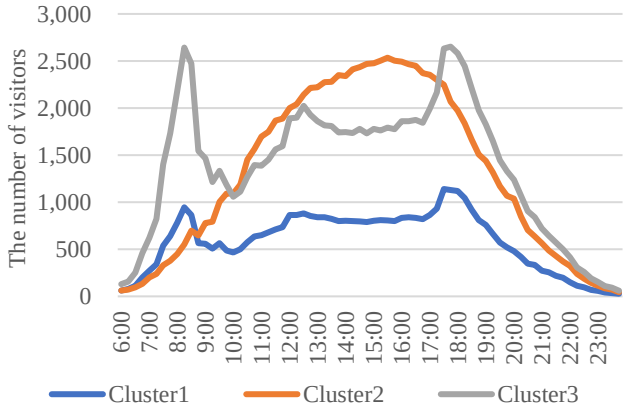


Fig. 3 Time change in the average number of visitors to the cluster1～3

2.3　クラスター4~9 の分析

クラスター4 は，全て緊急事態宣言前の休日・祝日であり，みなとこうべ海上花火大会が 19：30～20：30 に神戸ルミナリエが開催され（点灯時間 17：00～21：30），078 という参加型フェスティバルが 11：00～21：00 に開催された．休日・祝日のクラスター2 とクラスター4 の平均入場者数の時間変化を Fig.4 に示す．大規模イベントの影響で午後から夕方以降にかけてクラスター4 の入場者数が増加した．クラスター5 は午後から大規模な台風 20 号が神戸市を直撃した．平日のクラスター3 とクラスター5 の平均入場者数の時間変化を Fig.5 に示す．台風の影響により夕方以降の入場者数が大幅に減少した．クラスター6 は，全て休日である．11 日中 10 日は降雨が確認され 10 日中 6 日は日中に降雨があった．休日・祝日のクラスター2 とクラスター6 の平均入場者数の時間変化を Fig.6 に示す．降雨の影響で日中の入場者数が増加したと考えられる．クラスター7 は，全て平日である．13 日中 10 日が神戸ルミナリエの開催日である．緊急事態宣言前の平日のクラスター3 とクラスター7 の平均入場者数の時間変化を Fig.7 に示す．神戸ルミナリエの影響により夕方から夜間の平均入場者数が大幅に増加した．クラスター8 は，全て神戸ルミナリエの開催日である．4 日中 3 日間は休日である．休日・祝日のクラスター2 とクラスター8 の平均入場者数の時間変化を Fig.8 に示す．神戸ルミナリエの影響により夕方から夜間の平均入場者数が大幅に増加した．クラスター9 は全て神戸ルミナリエの開催日である．休日・祝日のクラスター2 とクラスター9 の平均入場者数の時間変化を Fig.9 に示す．神戸ルミナリエの影響により夕方から夜間の平均入場者数が大幅に増加した．

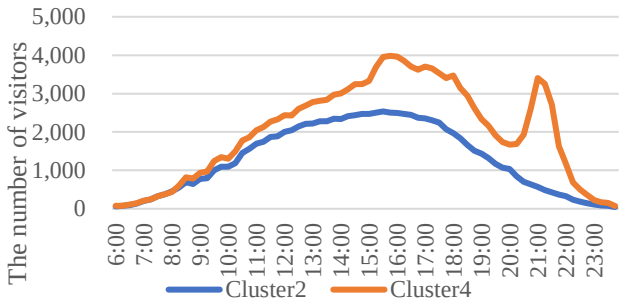


Fig. 4 Time change in the average number of visitors to the cluster2，4

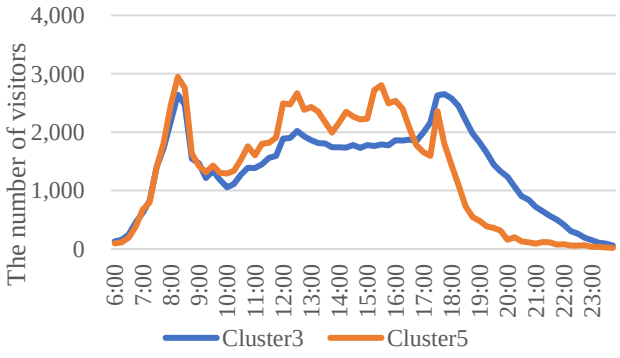


Fig. 5 Time change in the average number of visitors to the cluster3，5

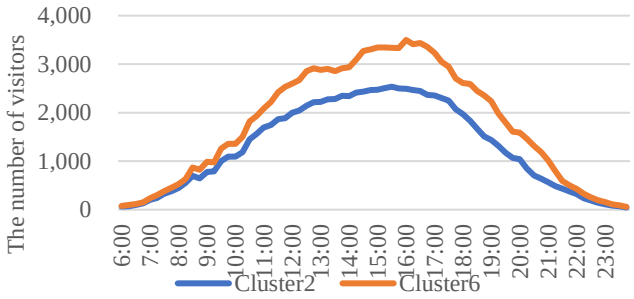


Fig. 6 Time change in the average number of visitors to the cluster2，6

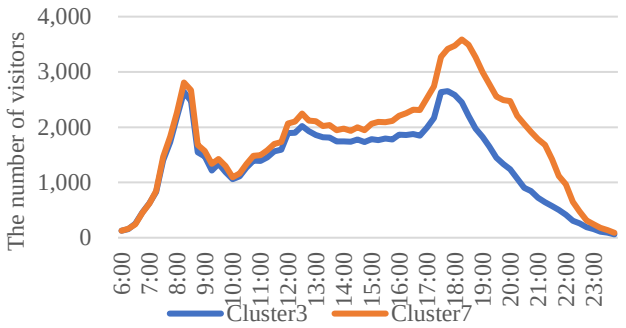


Fig. 7 Time change in the average number of visitors to the cluster3，7

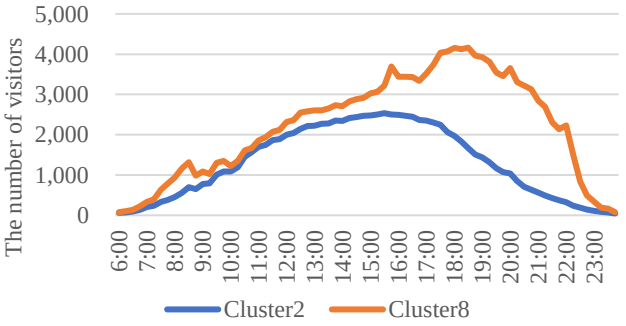


Fig. 8 Time change in the average number of visitors to the cluster3，5

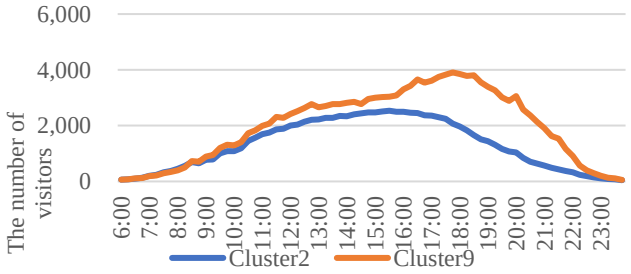


Fig. 9 Time change in the average number of visitors to the cluster2，9

3. 結論

本研究では，入場者数の時間変化は大きく 3 つに分類された．新型コロナウイルス感染拡大前の平日，拡大後の平日，休日・祝日である．感染拡大後の平日は，入場者数が 6 割減少したが，時間変化の特徴は変化しなかった．地下街周辺で開催された大規模イベントの影響で特定の時間に入場者数が大きく増加する様子が考察された．降雨や台風などの気象条件の影響も確認された．入場者数の時間変化の特徴は，入場者数の増減に合わせた効率的な空調計画や店舗の営業戦略，イベントの集客戦略などに有効活用できる可能性がある．

謝辞

本研究は，2017 から 2020 年度の「環境省 CO_2排出削減対策強化誘導型技術開発・実証事業」として「人流・気流センサを用いた屋外への開放部を持つ空間の空調制御手法の開発・実証」の一環として実施した．協力頂いた関係者の皆様に謝意を表します．

参 考 文 献

1) 佐土原聡，谷光清，佐藤裕一，地球環境未来都市研究 その 58 屋内公共空間におけるミクロスケールの人流計測結果の解析，日本建築学会大会学術講演梗概集，D-I，2243-2244，2020

2) 金子研，橋本達也，廣川純一，AI による解析を利用した快適性を損なわない省エネルギー空調方式の提案と検証，空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集第 6 巻，293-296，2020

3) 早川慶朗，竹林英樹，鈴木義康，進藤宏行，鶴見隆太，人流・気流センサを用いた屋外への開放部を持つ空間の空調制御手法の開発・実証，日本建築学会大会学術講演梗概集，D-II，1211-1212，2019

4) 柳井晴夫，丸井英二 多変量解析ハンドブック，株式会社現代数学社，70-80，224-242，1986

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022.3.11）

寝室における就床前の冷房使用が寝室の温熱環境および睡眠の質に及ぼす影響

Effects of using air conditioning before bedtime on thermal environment and sleep quality in bedrooms

○吉 見　周（大阪市立大学）　　梅 宮　典 子（大阪市立大学）
Shu YOSHIMI*1　Noriko UMEMIYA*1
*1　Osaka City University

For this study, we used data from 1176 nights of surveys administered to 168 residents of an apartment complex in Osaka City from 2015 to 2017 and 2019. The survey included sleep quality using the OSA sleep questionnaire, behavioral records at 30-min intervals (regarding use of air conditioning and opening and closing of windows), and bedroom temperature at 10-min intervals. This study analyzed changes in the thermal environment from 2 hr before bedtime to 4 hr after bedtime. The purpose was clarification of air conditioning use effects before bedtime on 1) sleep quality, 2) thermal environment, and 3) temperature sensitivity, and to identify conditions for good sleep.

１．背景と目的

熱帯夜が増加する中で[文1)]、夏季寝室の温熱環境調節は容易ではなく、冷房だけでは解決できない。筆者ら(2020)は、夏全体の大阪の集合住宅での実態調査に基づき、温熱環境調節パターンや寝室の方位、温熱環境の時間変化や睡眠の質を分析し、1)出現頻度は(ｱ)全時間冷房のみが22.3%で、(ｲ)全時間通風のみが14.3%で、(ｳ)冷房一時使用のみが12.1%、2)(ｱ)(ｲ)ともに就床時からのWBGTの上昇が小さいほど睡眠の質は高い、3)西向き寝室で(ｱ)なら、終夜他の向きの寝室よりもWBGTが高い推移を示す。などを明らかにしている。[文2)] このように既往研究では、睡眠全体に着目した研究がされており、就床前の寝室の温熱環境と睡眠の質や睡眠中の温熱環境との関係についての研究はほとんどされていない。そこで本研究では、就床前の冷房使用に着目して、1)睡眠の質、2)温熱環境 3)温冷感、への影響を分析し、良い睡眠を得るための就床前の冷房使用の条件を明らかにすることを目的とする。

２．方法

大阪都市部の集合住宅を対象とし、各住戸連続7日、寝室温度は10分間隔、湿度は就床前と起床時に記録した。居住者には冷房や扇風機の使用、窓開・閉、寝室の在室、睡眠の30分間隔の記録と、起床時の前晩の睡眠の質5段階15尺度（OSA）と熟睡感や温熱感覚を申告してもらった。7月末から9月中旬に2015年44戸308晩、2016年37戸259晩、2017年58戸406晩、2019年29戸203晩のうち、測定中に1)ストレス「非常にあった」、2)健康状態「不良」、3)2歳以下の子供と就寝、4)OSA総合得点の97.5%タイル値（62.4点）以上と2.5%タイル値（35.2）以下の晩、5)睡眠時間が3時間以下、就寝時間が20時以前、起床時間が3時以前の極端な睡眠をしている晩、を除いた815晩について分析した。盛夏期である8月15日前後は少ないが、夏全体にわたってほぼ偏りなく分布している(Fig.1)。

3．分析対象の構成

分析対象は25～88歳、平均58.1±16.3歳の男性50名（41.0%）、女性72名（59.0%）である。（Fig.2）。冷房使用晩数（出現率）は、396晩（48.5%）である。温熱環境調節行為としての冷房使用、窓開放、扇風機使用の各3種類について、就床から4時間までの時間に対する行為の時間率「全時間(○)」「一時(△)」「不使用(×)」の3段階をかけた計27パターンについて、全時間冷房使用が316晩（38.7%）、冷房一時使用が80晩（9.8%）。冷房を使用した晩の中でも就床前から冷房を使用していた晩は、全時間冷房使用で267晩（85.0%）、冷房一時使用で49晩（64.5%）である。(Fig.3、Fig.4) 睡眠の質を表すOSA得点は、60～62.4点が42晩（5.0%）、55～59点が89晩（10.5%）、50～54点が230晩（27.1%）、45～49点が276晩（32.6%）、40～44点が152晩（17.9%）、35.2～39点が59晩（7.0%）である。(Fig.5) 就床時刻の平均は、23：20±1：24で、起床時刻は、6：27±1：21で、睡眠時間は7時間7分±1時間36分である。(Fig.6 Table.1)

４．就床前の冷房使用

本報は、就床前の冷房使用についての分析を行うので、全時間冷房使用の晩の就床前2時間から就床後4時間までの室温の変動について分析する。

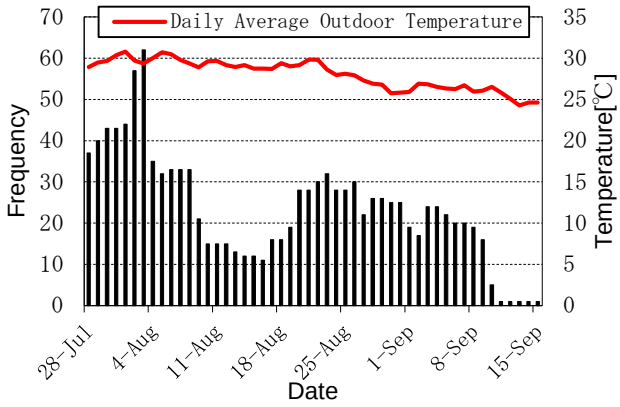


Fig.1 Daily mean outdoor temperature and measured periods

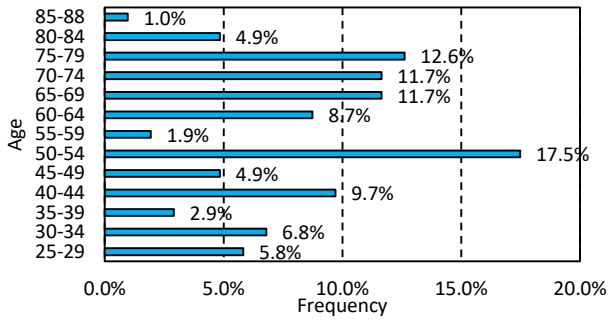


Fig.2 Age propotion

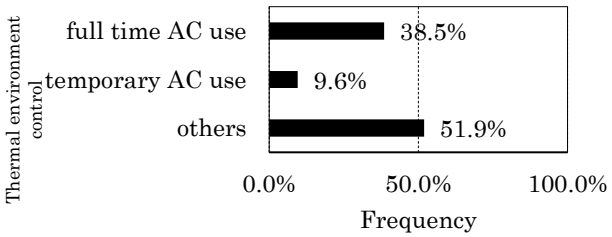


Fig.3 Frequency distribution of cooling use during sleep

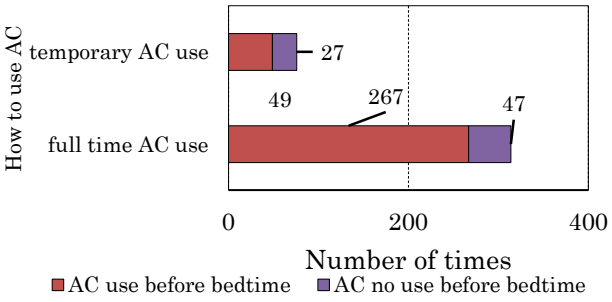


Fig.4 Cooling bedrooms before bedtimes

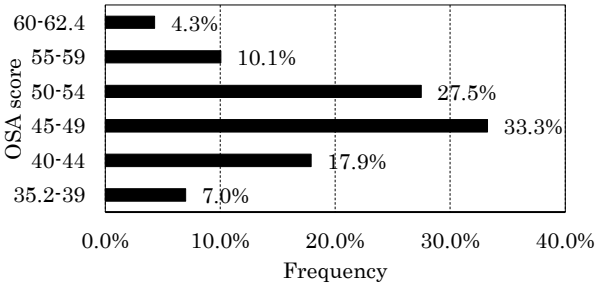


Fig.4 Frequency distribution of OSA total score

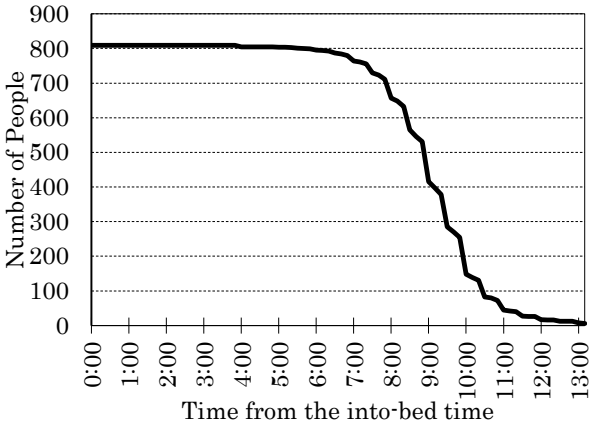


Fig.6 Changes of number of sleepers

Table.1 Bedtime, wake-up time and Sleep Duration

	Into-bedtime	wake-up time	Sleep Duration
Average	23:27	6:31	7:06
s. d.	1:09	1:17	1:17
Min	20:30	3:20	3:10
Max	4:00	13:20	13:20

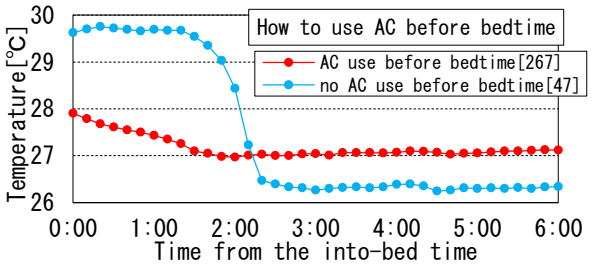


Fig.6 Temperature changes since 2hours before beginning sleep and how to use AC before bedtime

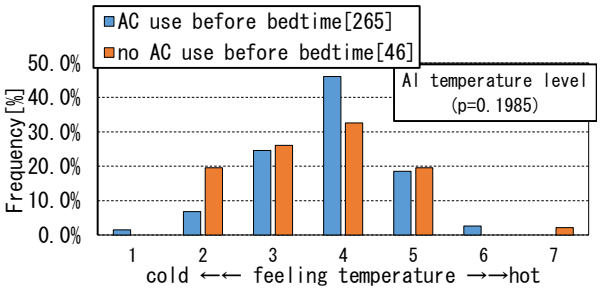


Fig.7a Thermal sensation by AC use before bedtimes

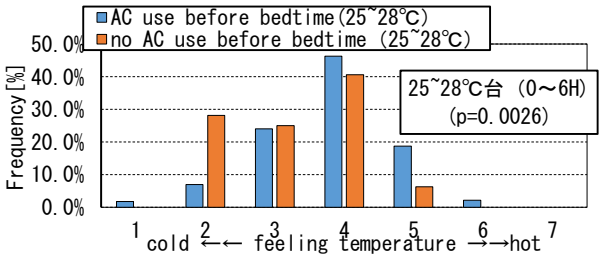


Fig.7b Thermal sensation by AC use before bedtime(for mean bedroom temperature of 25~28℃ during 0~6H)

5. 就床前の冷房使用の有無による温熱環境の変化

冷房使用開始から設定温度まで下降するまでにかかる時間は約1時間程度であるので、本研究では「就床前ACあり（以下ACあり）」を就床の1時間以上前から就床時まで寝室で冷房を使用していることと定義する。なお、寝室とは用途が固定された室とは限らず、居間が寝室になる場合もある。「ACあり」は「就床前ACなし（以下ACなし）」と比べて、就床2時間前から就床から4時間後までの全体での気温の変動が少ない。「ACなし」は就床前30分から急激に下降し、「ACあり」より約0.5℃低い。(Fig.6)冷房設定温度は「ACあり」27.4℃、「ACなし」27.1℃で差はない(p=0.1180)(図略）。

6. 就床前の冷房使用による温冷感の変化

温冷感は、1が寒い側7が暑い側で、一晩に対する評価である。温冷感の平均値は、温度レベルを考慮しない場合「ACあり」が3.81、「ACなし」が3.60で有意な差はない（p=0.1985）(Fig.7a)、就床2時間前から就床後4時間までの室温平均値で出現率が全体の84.1%を占める主要な温度帯である25～28℃台に限定すると「ACあり」が3.80、「ACなし」が3.25で「あり」の方が暑い(p=0.0026)(Fig.7b)。これは、暑い晩には就床前から冷房を使うことが多かったためと考えられる。あるいは、「ACなし」は就床と同時または直前に冷房を開始しており就床後の温度の低下幅が大きいため、就床2時間前から就床後4時間までの室温平均値が同程度であっても涼しく感じたためと考えられる。

7. 就床前の冷房使用と睡眠の質の関係

7.1 OSA総合得点 OSA総合得点の平均点は、「ACあり」が48.30点、「ACなし」が47.53点であり、「ACあり」の方が高いが、有意な差はない(p=0.3857)。出現率84.1%を占める主要な温度帯（0～6Hの平均気温が25～28℃台）に限定しても有意な差はない(p=0.7087)(Fig.8a, b)。すなわち、就床後4時間の全時間にわたって冷房を使用する場合、就床の1時間以上前からの冷房使用の有無は一晩のOSA総合得点には影響しない。

7.2 OSA各因子得点 **a)第一因子（起床時眠気）** 平均値は、「ACあり」が47.52点、「ACなし」が47.63点で有意な差はない(p=0.9223)。**b)第二因子（入眠と睡眠維持）** 平均値は、「ACあり」が47.61点、「ACなし」が47.08点で有意な差はない(p=0.6916)。 **c)第三因子（夢み）** 平均値は、「ACあり」が49.88点、「ACなし」が46.96 点で就床前に冷房を使用したほうが有意に睡眠の質が高い（p=0.0454)。 **d)第四因子（疲労回復）** 平均値は、「ACあり」が47.71点、「ACなし」が48.34点で有意な差はない(p=0.5525)。 **e)第五因子（睡眠時間）** 平均値は、「ACあり」が46.79点、「ACなし」が45.72点で有意な差はない(p=0.4695)。(Fig.8c)

以上より、就床前の冷房使用はOSA得点の中でも第三因子（夢見因子）にのみ影響すると言える。

7.3 総合的な睡眠の質「総合的な睡眠の質」として「1非常に良かった」「2 良かった」「3 悪かった」「4 非常に悪かった」の4段階で尋ねた。平均値は、「ACあり」が2.03、「ACなし」が2.09で有意な差はない(p=0.5842)（図略）。就床の1時間以上前からの冷房使用の有無は一晩の睡眠の質にほとんど影響しないと言える。

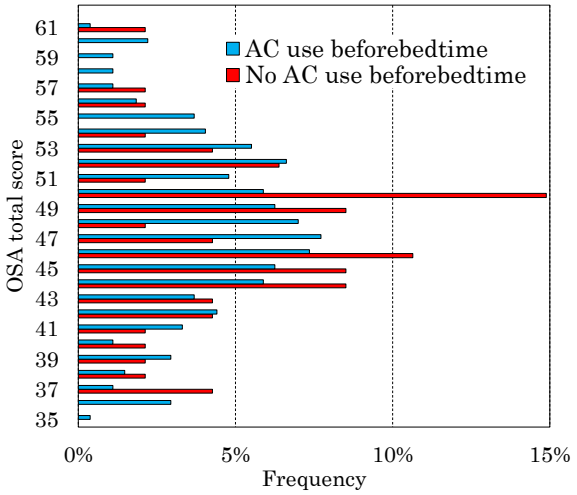


Fig.8a OSA score and how to use AC before bedtime

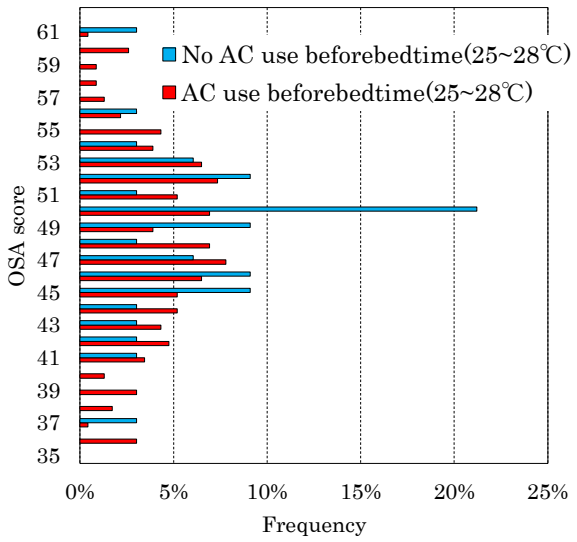


Fig.8b OSA score and how to use AC before bedtime

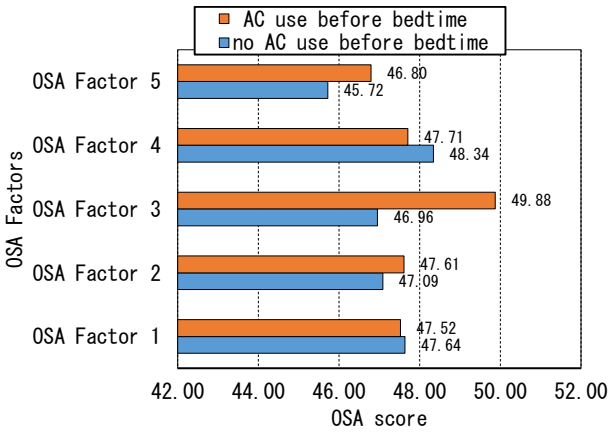


Fig8c OSA factor score by AC use before bedtimes

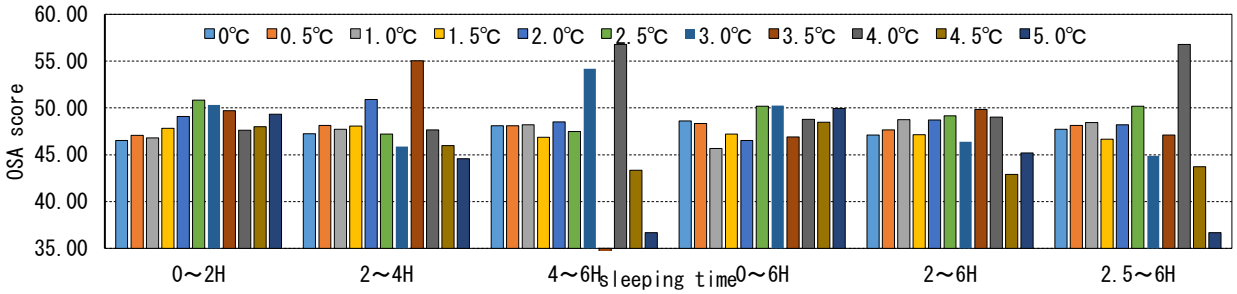


Fig.9c OSA score and temperature change

8. 就床前の室温の変動幅と睡眠の質の関係

就床前の冷房によって室温が急に下がることの睡眠の質への影響を検討するために、Fig.9a に就床 2 時間前から就床まで（0～2H）における寝室気温の低下幅（最大値－最小値）ごとの 0～2H の寝室気温の平均値の分布を、Fig.9b に 0～2H の寝室平均気温と OSA 総合得点の平均値、標準偏差の関係を示す。

Fig.9b から、温度帯ごとで OSA 総合得点の平均値は変わるが、Fig.9a によると 0～2H における寝室気温の低下幅 0℃から 2.5℃に対する 0～2H における寝室気温平均値の分布は、低下幅による偏りがない。また、低下幅 0℃から 2.5℃に対する 0～2H における寝室気温の平均値は、27.4℃から 28.0℃のあいだに分布しており、差がない。よって、0～2H の寝室気温の平均値の高低と低下幅は関係がないと言える。

Fig.9c は、就床の 2 時間前を 0 として、各時間帯における寝室気温の低下幅ごとの OSA 総合得点の平均値を示す。「0～2H」では、低下幅が大きくなるにつれ OSA 総合得点が高くなり、低下幅 2.5℃のとき最高になる。0-2H 以外の時間帯では、低下幅と OSA 得点に一定の関係はない。よって就床前 2 時間の室温の低下幅は睡眠の質に影響を及ぼすと言える。一方、7.で述べたように就床 1 時間前からの寝室気温の急激な低下は睡眠の質に影響を及ぼさない。新井ら（2005）は、室温を V 字型に制御するほうが一定に保つより深部体温を大きく低下させて深い睡眠を誘導できること[文3)]、垣鍔ら（2011）は体温のサーカディアンリズムを考慮して就寝時の室温を変化させる方が一定に保つより睡眠の質がよいこと[文4)]をいずれも実験から明らかにしている。本報では、就寝前 2 時間の間に寝室を冷房して気温を 2.5℃下げる場合に睡眠の質が最もよいことを実態調査から明らかにした。

9. 結論

大阪市の集合住宅居住者 123 名の 815 晩を対象に夏季に寝室の温湿度実測と申告調査を行い、就床前の冷房使用と前の晩に関する睡眠の質や温熱環境や温冷感との関係を分析した。1)就床から 4 時間の全時間にわたって冷房を使用した 316 晩のうち 267 晩（85.0%）が就床の 1 時間以上前から寝室を冷房している。就床から 4 時間の全時間にわたって冷房を使用した晩について、2)就床の

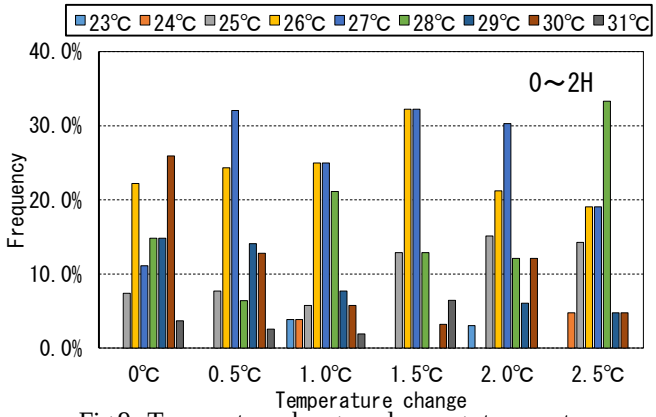


Fig.9a Temperature change and average temperature

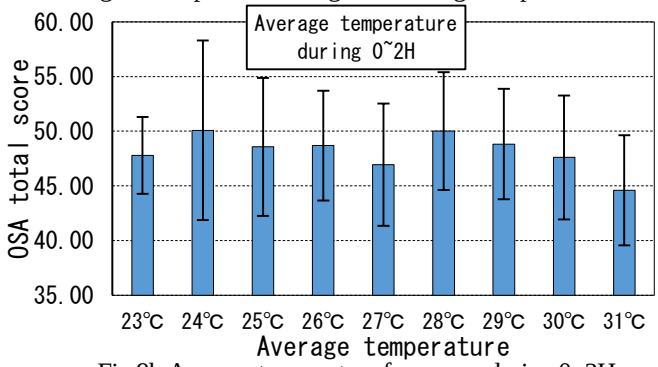


Fig.9b Average temperature frequency during 0~2H

1 時間以上前から寝室で冷房を使用した晩は使用しない晩より、就床後の室温が高い、3）就床前 2 時間から就床後 4 時間のあいだの室温の平均値が 25～28℃台の晩に限定すると、就床前に冷房を使用した晩のほうがしない晩より「暑い」、4）OSA 総合得点は、就床の 1 時間以上前から寝室で冷房していた晩はしていない晩と差がないが、夢見因子の得点は使用した晩のほうが有意に良い、5)就床の 2 時間前から就床までの寝室気温の低下幅が 0℃から 2.5℃の範囲においては、低下幅が大きい晩ほど OSA 総合得点が高い。

注 注 1）測定日は 18 時開始で定義し、前日の 0 時開始の外気象データと対応させる。湿度は就床時と起床時の平均。

文献 1)気象庁 http://www.jma.go.jp/jma/menu/menureport.html, 日常生活における熱中症予防指針 令和 2 年 12 月 6 日閲覧 2) 吉見ほか、方位による夏季の寝室の温熱環境、温熱感覚、および睡眠の質の比較、空・衛・近畿、A-51、2021 年 3)新井ほか、温熱環境制御による快眠誘導 睡眠中の環境温度の動的制御による「深部体温」、「睡眠深度」コントロール、日本生理人類学会誌 Vol.10 特別号(1) 第 53 回大会要旨集、24-25、2005 年 6 月 4)垣鍔ほか、体温のサーカディアンリズムを考慮した夏期の睡眠時の温熱環境条件の評価、日本生理人類学会誌 Vol.15,No.3、57-63、2010 年 8 月

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022.3.11）

夏季における温熱環境、温熱環境調節、温熱感覚、および睡眠の質の週別推移
Weekly Variation of Thermal Environment, Thermal Control Use, Thermal Comfort, and Sleep Quality during Summer

○盛 国 菜 穂（大阪市立大学）　梅 宮 典 子（大阪市立大学）
吉 見 周（大阪市立大学）　朝 岡 勇 登（大阪市立大学）
Naho MORIKUNI*1 Noriko UMEMIYA*1 Shu YOSHIMI*1 Yuuto ASAOKA*1
*1 Osaka City University

Synopsis This survey assessed thermal environments, thermal control use, thermal comfort, and sleep quality based on questionnaires and weekly warm temperature surveys of 502 evenings in apartment houses of Osaka. 1) The rate decreases gradually at air conditioner (AC) use time. The rate changes parallel to natural ventilation (NV); it is approximately 10% lower at use of electric fan (EF) time. 2) The outdoor temperature is constant in relation to use of AC, but it gradually decreases use of NV. 3) The thermal sensation of AC changes to “neutral”; that of NV changes to “hot”. 4) A feeling of perspiration during AC use gradually changes to “no perspiration”. 5) Sleep quality associated with the use of AC tends to improve gradually, but that of NV has no tendency shown by the week.

１．背景と目的

夏季睡眠時の冷房使用に関して山形ら（2019）は、冷房使用日誌と寝室温熱環境の実測調査にもとづいて、睡眠時の冷房使用、通風利用、扇風機利用についてそれぞれ、睡眠中の全時間にわたって使用、一時的に使用、不使用の 3 通り、すなわち 3^3=27 パターンの出現状況を大阪市内の 6 階～15 階建ての RC 造片廊下型の家族向け集合住宅 63 住戸を対象に調べた。それによると、全時間冷房使用が 30.8%、一時的な冷房使用が 14.3%など就寝時に冷房を使用するパターンが 67.0%あるのに対し、全時間通風利用が 10.3%、全時間通風と扇風機を併用が 10.8%あり、通風も多く利用されている実態が明らかにされている[1)]。陳ら（2019）は 5 年間にわたる調査をもとに、寝室温熱環境、冷房使用や通風利用などの温熱環境調節の選択、睡眠の質（OSA 得点）や温冷感において、盛夏期と残暑期を比較して、1)盛夏期には通風利用が冷房使用より睡眠の質がよい、2)睡眠の質が温熱環境（SET*）と関係するのは、残暑期に冷房を使用した場合のみ、など、夏季の時期によって違いがあることを示している[2)]。

全国 13 地点における 1 地点あたり平均の熱帯夜数は、1910～1939 年の約 9 日と比べ、1991～2020 年では約 23 日と増加している[3)]。高温化によって睡眠の質の低下が懸念されるなかで、夏季に外気象をうまく利用して睡眠の質を確保するには冷房と通風をどう使い分ければいいのか。本報は、睡眠時の内外温熱環境、温熱環境調節、温熱感覚、および睡眠の質について、温熱環境調節のパターンも考慮して、週別の推移の実態を明らかにする。

２．方法

大阪市と堺市に立地する 6 階建て～15 階建ての RC 造片廊下型の家族向け集合住宅として協力者を募集し、2015 年 44 戸、2016 年 37 戸、2017 年 63 戸、2019 年 29 戸を対象として、寝室の温熱環境と冷房使用日誌を分析する。被験者は 7 晩にかけて各自寝室の頭部近傍に温湿度計を設置し、30 分単位で冷房、扇風機、窓開閉、寝室の在不在、睡眠を冷房使用日誌に記録し、起床時に前夜の温熱感覚や睡眠の質（OSA 睡眠調査票[4)]）を申告する。

本報では、入居 1 年以内、乳幼児と就寝、極端な夜型、温湿度計の設置位置が不適、測定された温熱環境と日誌の申告が明らかに異なる、などの晩を除き、73 戸の 502 晩を分析する。

３．調査対象の構成

3.1 回答者と調査対象住戸

年齢は平均 50.8 才、標準偏差 14.3 才、50 才台が最多で 26%を占める。男性は 37%、職業は有職 70.7%、無職 6.7%、専業主婦 16%である。住戸面積は 60.7±12.6 ㎡、居住階数は平均 6.0 階、標準偏差 3.5 階、住戸のベランダ方位は南 64%、東 18.7%、西 13.3%、北 4%、寝室の方位は、南 43.0%、東 18.1%、西 14.6%、北 15.1%である。築年は 1992 年以前（旧省エネ基準）44%、1992 年～1999 年以前（新省エネ基準）29.3%、1999 年～2019 年まで（次世代省エネ基準）26.7%である。

3.2 外気温の日別推移

図 1 に、5 年合計の調査期間と日平均外気温の 5 年平均値の日別推移を示す。外気温は 8 月 22 日まで横ばい

で、その後下降している。既報で陳らは8月22日までを盛夏期、23日以降を残暑期と区切っている[5]。本報では7月28日から8月3日までの第1週から9月8日から9月14日までの第7週まで、夏季を7週に区切る。

3.3 睡眠の質

図2にOSAの得点分布を示す。平均値はOSA総合48.7、起床時眠気48.7、入眠・睡眠維持47.8、疲労回復48.9である。OSA総合は45–50に集中しており、起床時眠気は50以上が多く、入眠・睡眠維持は50–55が最多であるが35–50にも多い。疲労回復はベル状に分布する。

3.4 温熱感覚

図3に起床時に申告した前晩の寝室温熱環境の評価の分布を示す。温冷感は「どちらでもない」が最も多い。熱的快適感は「快適」が最も多い。湿度感は「湿っている」が多いのに対し、発汗感は「かいていない」が多い。

3.5 温熱環境調節パターンの出現頻度

図4に、30分刻みで申告した冷房使用日誌にもとづいて、冷房、通風、扇風機について、睡眠時の全時間にわたって使用した場合を○、タイマーなどで一時的に使用した場合を△、使わなかった場合を×として、$3^3=27$通りの温熱環境調節パターンの出現頻度を多い順に示す。

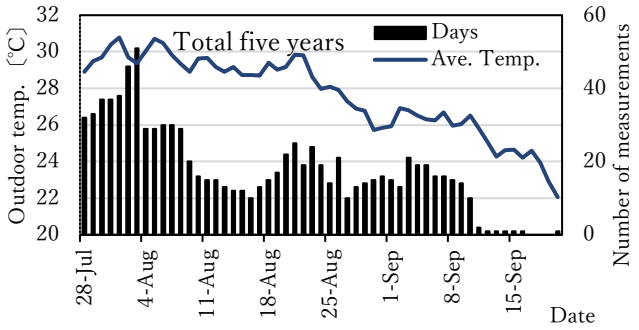


Fig. 1 Change of daily mean outdoor temperature and number of measurements

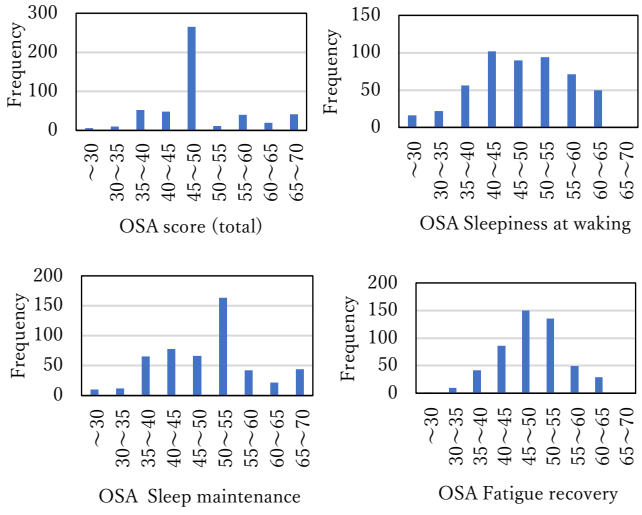


Fig. 2 Distribution of OSA scores

図の縦軸の記号は冷房、通風、扇風機の使用についてこの順に、全時間使用を○、一時使用を△、不使用を×として示している。例えば「○××」は冷房のみを全時間使用したパターンを表す。「○××」が最も多く、全体の約30%を占める。それに次いで「×○×」「△××」が多い。上位4つのパターンはいずれも扇風機が不使用である。

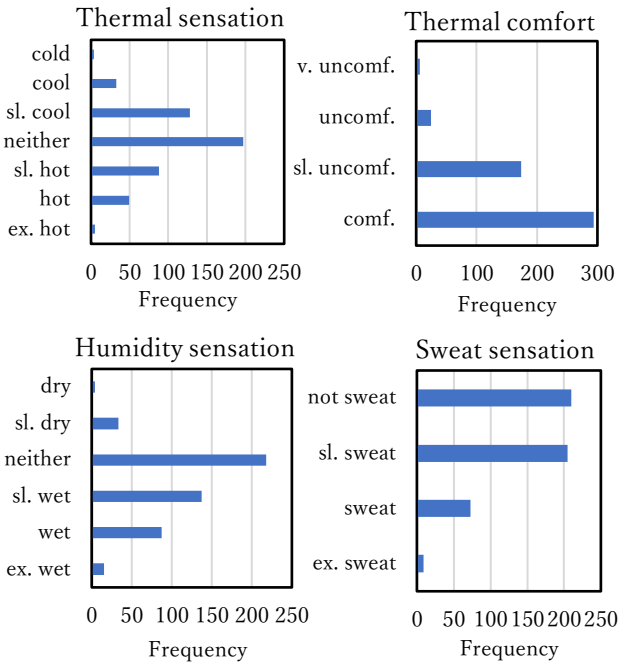


Fig. 3 Distribution of thermal sensation

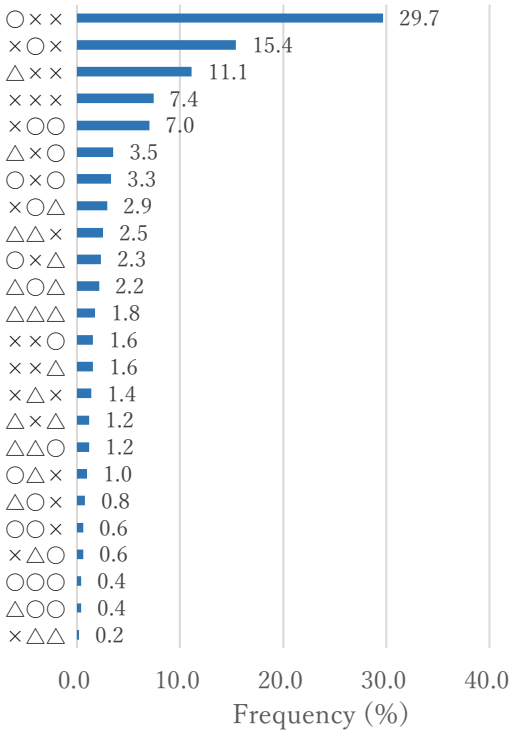


Fig. 4 Distribution of thermal control patterns

4．週別推移

4.1　温熱環境調節パターンの出現度数の週別推移

図 5 に、各週の測定晩数と、「○××：全時間冷房使用」、「×○×：全時間通風利用」、「○××：全時間冷房使用かつ通風不使用」、「×○＊：全時間冷房不使用かつ通風利用」の出現晩数の推移を示す[注 1)]。測定晩数は第 1 週 178 晩から週ごとに減少して第 5 週 47 晩、第 6 週 23 晩、第 7 週 9 晩となる。**図 1** で日平均外気温が低下を始める 8 月 22 日頃は第 4 週に含まれる。パターン別では、第 1 週の約 40 晩から減少し第 7 週にはほぼ 0 晩となる。第 2～6 週では「○××」の晩数が最も多い。

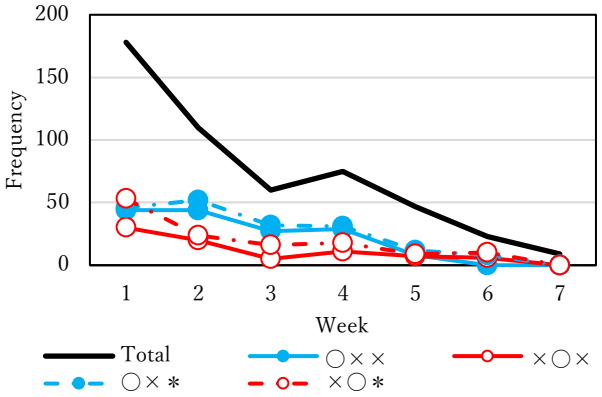


Fig.5 Change of frequency of the patterns

4.2　使用時間率の週別推移

図 6 に、冷房使用日誌をもとに、冷房、通風、扇風機の使用時間が睡眠時間に占める割合の推移を示す。各晩の睡眠時における外気温の平均値である睡眠時平均外気温の推移も示す。冷房使用時間率は第 1 週の 48.7%から第 2 週に 57.9%となり、第 3 週 57.6%、第 4 週 55.8%と微減のあと、第 5 週に 37.1%に急減し、第 6 週は 39.7%第 7 週に 13.6%となる。第 2 週から第 3 週にかけてを除いて、外気温の変化に連動している。通風利用時間率は外気温と関係なく 25%～45%で上下動する。扇風機使用時間率は、通風利用時間率と平行して約 10%低く推移する。扇風機が通風と併用されていることが推定できる。

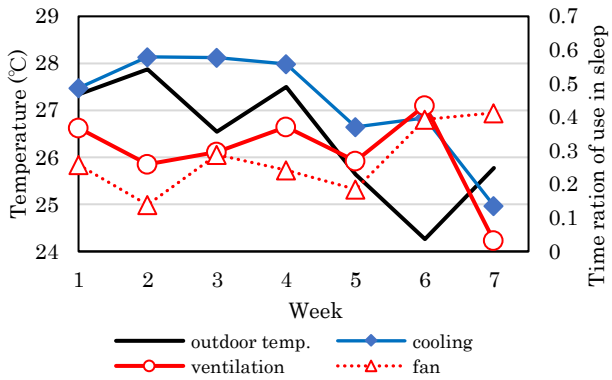


Fig.6 Change of time ratio of control use

4.3　全時間冷房使用と全時間通風利用の比較

全時間冷房使用かつ通風と扇風機不使用（以降「○××」）と、冷房不使用かつ通風全時間使用扇風機不使用（以降「×○×」）の週別推移を比較する。

4.3.1 温熱環境

4.3.1.1　睡眠時外気温（図 7） ○××は約 1.5K しか低下しないが、×○×は 2 週目から 6 週目までに 28.2℃から 23.5℃まで 4.7K 低下する。○××では外気温に関係なく冷房使用を選択していると言える。

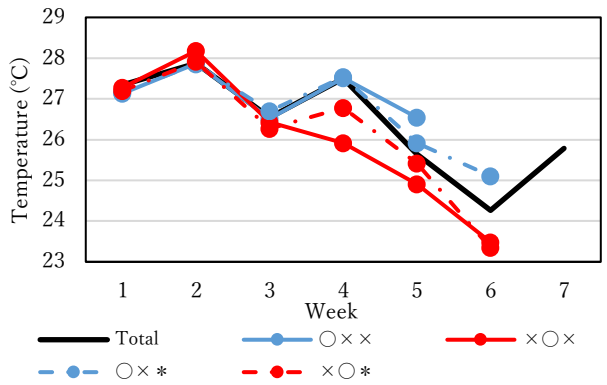


Fig.7 Change of outdoor temperature during sleep

4.3.1.2　寝室温熱環境（図 8）気温：○××は週によらず 26℃台で、×○×は 2 週目の 29.7℃から 6 週目の 26.0℃まで 3.7K 低下する。5 週目に×○×と○××で同じになる。**WBGT**[6]：6 週目まで 26～27℃のので推移し、ほぼ変化がない。4 週目の 27.0℃から 7 週目の 25.4℃にかけて 1.6K 低下する。**SET＊**（代謝量は 0.9met、着衣量は申告から [7]、風速は冷房を使用していない場合と通風は 0.2m/s、冷房使用した場合と扇風機は同様に強中弱で 2.5m/s、1.2m/s、0.3m/s）：第 1 週から第 4 週まで 25～26℃の間でほぼ一定、第 4 週の 25.6℃から第 6 週の 23.9℃にかけて低下、第 7 週に 25.7℃に上昇する。SET＊と WBGT は平行に推移し、第 1 週から第 5 週まで約 1.5K の差で SET＊が低く推移する。○××はどの週も WBGT との差がほぼ一定で、×○×は第 1 週は WBGT より約 2K 高いが、週と共に差は縮まり、第 5 週には同じになる。

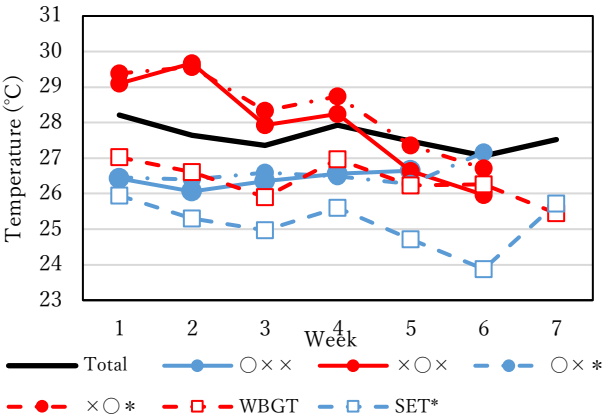


Fig.8　Change of bedroom temperature during sleep

4.3.2　温熱感覚

4.3.2.1　温冷感（図 9）○××は 2 週目から 5 週目にかけて熱的中立に近づく。×○×は 4 目に涼しい側になるが全体としては暑い側に変化する。4.3.2.2　発汗感（図 10）○××は 1 週目から 5 週目にかけて「かいていない」が 43.5%から 91.7%まで単調に増加する。全時間冷房では夏から秋にかけて発汗能力が徐々に低下したと推定できる。×○×では発汗感は上下変動し、週によるトレンドがない。

4.3.3　睡眠の質

4.3.3.1　全時間冷房使用（図 11）OSA 総合得点は 1 週目から 3 週目まで 48 点前後で変化がないが、4 週目から 5 週目にかけて 50 点まで急上昇し全時間通風の得点に近づく。日平均外気温の変化に平行していると言える。因子別得点は上昇傾向にあるが、睡眠維持因子は 3 週目から 5 週目にかけて約 2 点低下し週によるトレンドはない。

4.3.3.2　全時間通風利用（図 12）OSA 総合得点は、45 点から 53 点の間で変動し、週によるトレンドはない。

５．結論

大阪の集合住宅での 73 住戸 502 晩の寝室温熱環境の実測と申告をもとに温熱環境、内外環境調節、温熱感覚、睡眠の質の週別推移を分析した。

1)冷房使用時間率は週につれ減少するが、通風利用時間率は 25%～45%で上下動し週によるトレンドはない。

2) 睡眠時外気温は全時間冷房使用の晩は週によりあまり低下せず外気温に関係なく冷房を使用していると言える。

3)睡眠時寝室温は全時間冷房では週によりあまり変化せず、全時間通風では第 1 週の 29.1℃から第 5 週の 26.6℃と全時間冷房と同程度まで低下する。

4)温冷感は第 2 週から第 6 週にかけて、全時間冷房では 3.3 から 4 に変化、全時間通風では 4.3 から 2.8 を上下動し週によるトレンドはない。

5)全時間冷房の発汗感は第 2 週の 3.5 から第 5 週の 3.9 に徐々に「かいていない」ほうに変化、一定の温熱環境に対して発汗機能が徐々に変化したことを示す

6)OSA 総合得点は全時間通風では 46.1 から 53.3 を変動し、全時間冷房は第 2 週 48.1 から第 5 週 50.1 まで向上する。

注

1)「＊」は、扇風機使用の○△×を無視することを表す。

参考文献

1) 山形ほか、空衛・近畿・論文集、A65、2018 年
2) 梅宮ほか、日本生気象学会雑誌、56 (3)、S43、2019 年
3) 気象庁, 大雨や猛暑日など(極端現象)のこれまでの変化, 2021 年
4) 山本ほか, 脳と精神の医学, 10, 401-409, 1999 年
5) 陳宇航ほか、建築・近畿・論文集、153-156、2019 年
6) 日本生気象学会、熱中症予防指針 Ver.2、2013 年
7) Ergonomics of the thermal environment- Estimation of the thermal insulation and evaporative resistance of a clothing ensemble ISO9920:1995

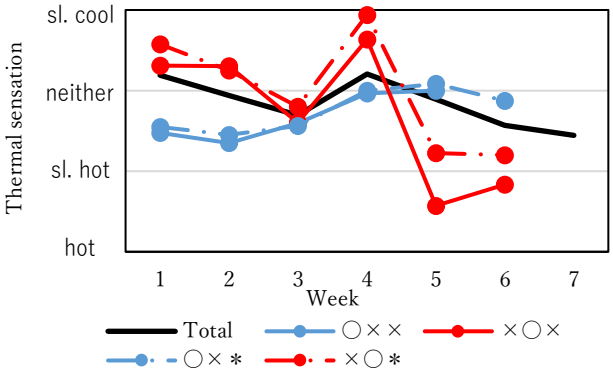


Fig. 9 Change of thermal sensation

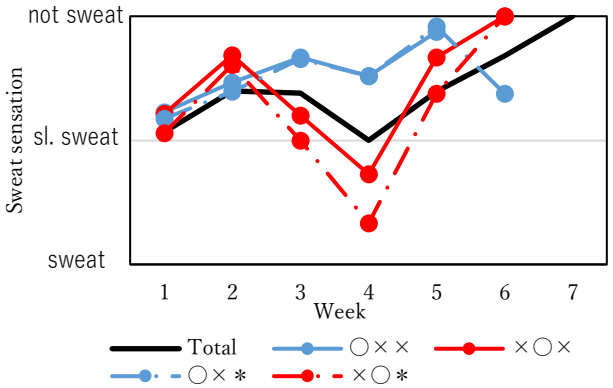


Fig. 10 Change of sweat sensation

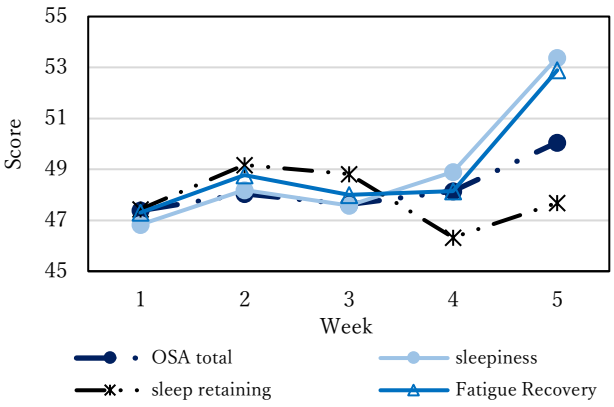


Fig. 11 Change of OSA score (Air-conditioning)

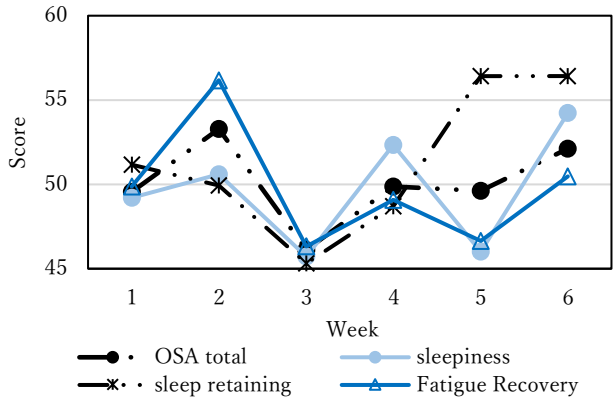


Fig. 12 Change of OSA score (Natural ventilation)

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022. 3. 11）

入浴後の室内温度・気流環境の違いが人体生理・心理量に及ぼす影響

The Effect of Indoor Thermal Environment and Airflow on Physiological and Psychological Response after Bathing

学生会員　○辻　　健 太（立命館大学）　　非 会 員　　古 橋　拓 也（三菱電機）
正 会 員　　李　　明 香（立命館大学）　　非 会 員　　峯 澤　聡 司（三菱電機）
非 会 員　　陸　茉 莉 花（三菱電機）

Kenta TSUJI*1　Takuya FURUHASHI*2　Myonghyang LEE*1
Satoshi MINEZAWA*2　Marika RIKU*2
*1 Ritsumeikan University　*2 Mitsubishi Electric Co. Ltd.

Several studies have been conducted on the sense of warmth and comfort during bathing; however, studies on the effect of room temperature and airflow conditions after bathing are few. A bath adaptation human thermal model was developed and the effects of different thermal environments on the physiological and psychological parameters of subjects who spent time in these environments after bathing were investigated in summer and winter. Results of the summer experiment indicated that a higher sense of comfort was obtained by applying wind for 30 minutes after bathing than with the use of a low temperature setting; however, the physiological quantity returned after the wind, lowering the sense of comfort. For the winter experiment, a vertical temperature distribution occurred in the laboratory, and a correlation was observed between the coldness of the feet and the sense of comfort. It was also suggested that the difference between the trunk and obliterated skin temperatures was related to sleepiness.

1．はじめに

住宅内行動の 1 つである入浴には、入浴後、代謝の亢進により、夏期にはのぼせが持続し、冬期には湯冷めすることが考えられる。一方、入浴による身体の温まりを就寝時刻まで維持することは、心地よい睡眠に繋がるとされており[文1)]、入浴後に過ごす室内の温熱環境は非常に重要である。これまでに入浴後の過ごし方に着目した研究として、輿水ら[文2)]は、冬期、室温が 20℃以上であれば湯温に関わらず体温の低下が生じにくいことを提唱している。しかし、入浴後における夏期の気流環境の違いや冬期の上下温度分布に着目した研究や、人体熱モデルを用いて、生理量を詳細に分析した研究はほとんどされていない。

そこで本研究では、被験者実験と人体熱モデルによる数値シミュレーションにより、入浴後に過ごす室内の温熱環境の違いが、人体に及ぼす影響を検討する。眠気と生理量の関係では、末梢皮膚温度が体幹皮膚温度に対して、相対的に上昇し、その皮膚温度差の上昇のタイミングが睡眠への導入と関係深い[文3,4)]とされており、被験者実験から、皮膚温度の変化と眠気感および快適感との関係を分析する。人体熱モデルでは、実験では測定できない産熱や熱放散、快適感に影響を与えるぬれ面積率といった生理量の変化を分析し、実験による心理量との関係を明らかにする。

2．被験者実験の概要

2-1　実験条件

本実験は、2021 年 8 月～9 月（夏期）、11 月～12 月（冬期）にかけて、滋賀県草津市内のマンションにて行った。被験者は健康な 20 代男子学生 3 名を対象とし、着衣量は夏期 0.5clo（半袖＋長ズボン）、冬期 0.8clo（長袖＋長ズボン）とした。実験空間及び環境測定項目を Fig.1 に示す。

2-2　実験 case

実験 case は Table.1 に示す通りで、夏期には、全 case 湯温を統一し、S-3 では、入浴後から 30 分間実験室にて、

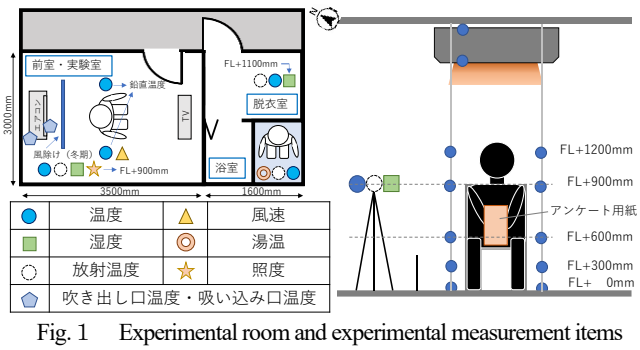


Fig. 1　Experimental room and experimental measurement items

上半身へエアコンによる風当てを行った。冬期は、湯温及び入浴後に滞在する実験室の設定温度の違いによる人体への影響を検討した。

Table. 1　Experimental case in summer(Left) and in winter(Right)

case	湯温	実験室設定温度	風当て
S-1	38℃	28℃	-
S-2		26℃	
S-3		28℃	上半身

case	湯温	実験室設定温度
W-1	38℃	20℃
W-2	41℃	20℃
W-3		24℃

2-3　実験手順

実験手順を Fig.2 に示す。被験者には、まず 30 分間実験室にて安静にしてもらい、その間に測定機器の取り付けを行った。その後、脱衣室にて水着に着替え、10 分間入浴を行い、入浴の際は胸骨下までお湯に浸かり、胸上部・肩・手・首・頭はお湯に濡らさないこととした。また、入浴時には口頭でアンケートを行った。入浴後は、脱衣室にて、用意した着衣に着替えた後、実験室にて 120 分間椅座安静にしてもらった。実験室滞在時は用意した DVD を視聴し、入室直後から 10 分間は 2 分おきに、その後は 10 分おきに計 17 回アンケートを行った。アンケート項目は Table.2 に示す通りで、生理量の測定では、深部温度、皮膚温度、発汗量、心拍数、皮膚血流量、血圧を測定し、Hardy-DuBois の 3 点法により平均皮膚温度を算出した。

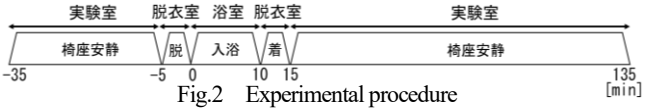


Fig.2　Experimental procedure

Table.2　Category scales for Psychological quantity

項目	-3	-2	-1	0	1	2	3	4
温冷感	寒い	涼しい	やや涼しい	中立	やや暖かい	暖かい	暑い	
快適感	非常に不快	不快	やや不快	中立	やや快適	快適	非常に快適	
眠気感				感じない	あまり感じない	やや感じる	感じる	非常に感じる

3．被験者実験結果

Table.3 に人体周辺環境の測定結果[注1)]を示す。Fig.3 に夏期における実験室入室後からの温冷感と快適感の結果、Fig.4 に平均皮膚温度の推移、Fig.5 に S-3 の発汗量の推移を示す。また、Fig.6 に冬期における鉛直温度、心理量と各部位皮膚温度の時間平均の推移、Fig.7 に末梢皮膚温度（足）と快適感の関係、Fig.8 に体幹皮膚温度（胸部）と末梢皮膚温度（手）の差と眠気感との関係[注2)]を示す。

夏期は、Fig.3 より、入浴後に風当て（30 分間）を行った S-3 では、設定温度が低い S-2 よりも涼しく感じ、風当てを行うことで快適感を高く維持できることが確認できた。一方で、Fig.4 から、S-3 において風当て終了後から平均皮膚温度が上昇し始め、それに伴い温冷感の上昇、快適感の下降がみられる。S-1 においても、入室後から平均皮膚温度の上昇がみられるが、快適感は上昇している。つまり、平均皮膚温度の前時刻からの変化量が大きいほど、快適感に影響を及ぼす可能性が考えられる。また、Fig.5 から、被験者 3 名中 2 名に、風当て終了後から再び発汗が生じたため、発汗量の増加も快適感の低下の要因の一つとして考えられる。

Table.3　The average of thermal environment

	浴室	脱衣室	実験室（人体周辺温度・風速）						
	湯温[℃]	温度[℃]	温度（FL+）[℃]					風速（FL+）[m/s]	
			1200mm	900mm	600mm	300mm	0mm	900mm	300mm
S-1	38.2 ±0.1	29.4 ±0.8	27.6±0.3	27.4±0.2	27.4±0.2	27.2±0.2		0.08±0.03	0.05±0.03
S-2			25.5±0.5	25.4±0.5	25.5±0.5	25.3±0.5		0.10±0.02	0.02±0.01
S-3			27.1±0.2	27.1±0.2	27.1±0.2	26.9±0.2		0.87±0.07	0.11±0.01
W-1	37.6 ±0.2	19.0 ±1.1	20.3±0.5	20.3±0.5	20.2±0.6	19.8±0.6	19.2±0.5	0.01以下	0.05±0.03
W-2	40.5 ±0.2								
W-3			23.7±0.4	23.6±0.4	23.3±0.2	22.4±0.5	21.1±0.7		

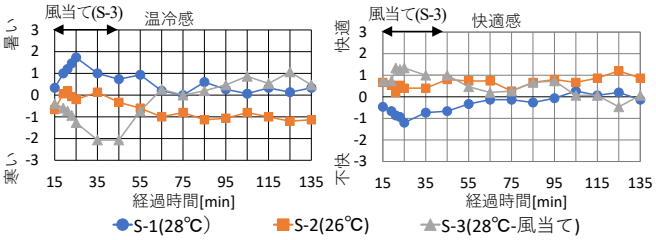


Fig.3　Thermal sensation and thermal comfort in summer experiment

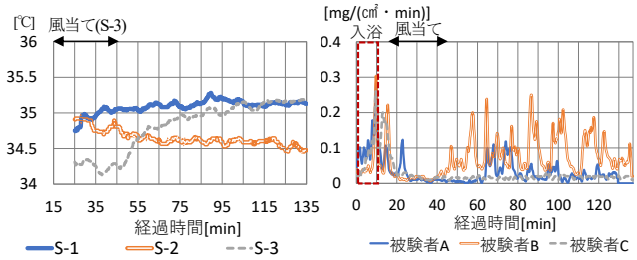


Fig.4　Mean skin temperature in summer experiment (Left)

Fig.5　Amount of sweating in summer experiment (S-3) (Right)

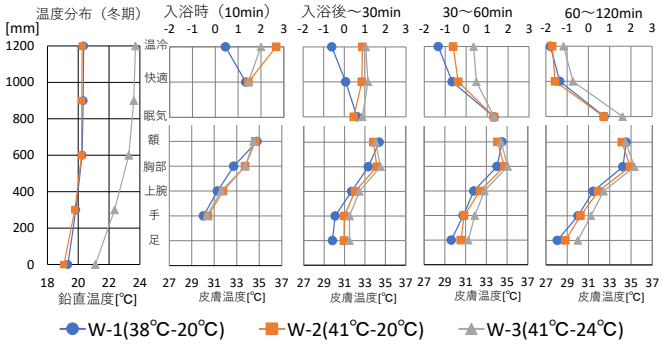


Fig.6　The average of psychological quantity and skin temperature in winter experiment

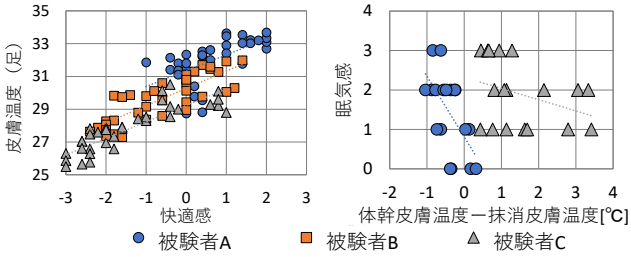


Fig.7　The relationship between foot skin temperature and thermal comfort in winter experiment (Left)

Fig.8　Temperature difference between peripheral and body trunk skin temperatures and drowsiness in winter experiment (Right)

冬期は、Fig.6 より、入浴後から 30 分間は、室温に関係なく、湯温が高い S-2,S-3 の快適感が高いが、30 分以降は室温の影響により快適感に差がみられた。また、冬期特有の上下温度分布が生じ、鉛直方向で最大 3℃温度差が見られ、部位ごとに皮膚温度が異なる。そこで、各部位の皮膚

温度と快適感との関係を確認したところ、Fig.7 から、3case とも足の皮膚温度と快適感との間に相関がみられた。つまり、足元の温度を高く維持することで、快適感も維持できる可能性が示唆された。さらに Fig.8 から、被験者 3 名のうち 2 名において、胸部と手の皮膚温度差が 0 に近づく、または手の皮膚温度が胸部よりも高くなるほど眠気が強くなる。入浴による温もりを維持している時間帯は眠気を誘発しやすくなり、実験室温度の影響を受け、手の皮膚温度が低下し始めると眠気が弱まる[注3)]ことが示唆された。なお、眠気との関係が考えられる深部温度、心拍数は本実験では入浴後からの変化がみられなかった。

4．人体熱モデルの入浴への適応

4-1　入浴モデルへの設定変更

本研究では、田辺らによる人体熱数値計算モデル COM を[文4) 注4)]用いて、既往研究[文5) 文6)]を参考に、入浴に対応したモデル化を行った。モデルを作成するにあたって行ったプログラムの変更項目および変更内容を Table.4 に示す。本モデルにおける人体の状態は、入浴時と入浴以外の行動時の 2 つに分かれる。Fig.9 に示す通り入浴時は全身浴を想定し、人体 17 部位を湯に浸かる部位（浸水部位）と浸からない部位（空気中部位）に分割した。胸部と背中は、浸水部分と空気中部分が混在するため、浸水部分と空気中部分の体表面積比を 7:3 とし、温度・放射温度の境界条件、対流熱伝達率を変更した。浸水部位では湯との対流熱交換を行うとして、対流熱伝達率を 236.7 W/(m^2・K)とし、また、湯中では放射の影響がないものとして放射熱伝達率を 0 W/(m^2・K)とした。入浴時の皮膚表面からの蒸発熱損失は、湯中および浴室内の高湿度の空気中では蒸発が小さいと仮定し、浸水部位、空気中部位ともに 0 W/ m^2 とした。皮膚血流量は、入浴時の最大値が各部位の基礎血流量の 5 倍を超えないように制御した[文7)]。本モデルでは入浴による身体の濡れを考慮しておらず、出浴時に身体を拭くことを想定している。

Table.4　Change items

項目		変更内容
対流熱伝達率	空気中部位	変更なし
	浸水部位	236.7W/(㎡・K)
放射熱伝達率	空気中部位	変更なし
	浸水部位	0W/(㎡・K)
蒸発熱損失	空気中部位	0W/㎡
	浸水部位	0W/㎡
皮膚血流量	空気中部位	最大値を基礎血流
	浸水部位	量の 5 倍に制御

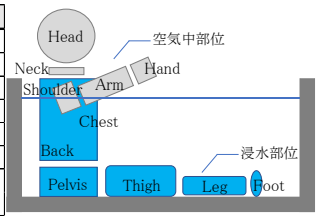


Fig.9　Bathing model conceptual diagram

4-2　実験値と計算値の比較

被験者実験の皮膚温度と人体熱モデルの Skin 温度の比較により、作成した入浴モデルの精度検証を行った。Table.4、5 に入力条件[注2)]を、Fig.10、11 に各部位の皮膚温度の結果を示す。実験では、解析条件の 17 部位ごとに測定していないため、人体周辺の入力値は、実験室における温度、風速は人体を高さ方向に 5 分割した測定値を各部位に与えた。実験室における湿度、放射温度および脱衣室、浴室における温度、湿度、放射温度、風速は代表点 1 点の測定値を各部位に与えた。Fig.10 から、夏期の結果では、入浴開始から実験終了までの傾向が概ね一致しており、精度が確認できた。一方で、Fig.11 から、冬期の結果では、入浴による皮膚温度の上昇は概ね一致しているが、実験室入室後、実験では皮膚温度が上昇しているのに対し、計算では下降している。その原因として、入浴によって副交感神経が優位に働き、血管の拡張が生じることで皮膚温度が上昇する一連の生理メカニズムが人体熱モデルには組み込まれていないからだと考える。

Table.5　Input condition (S-3)

	馴化室	脱衣室	浴室		実験室	
行為	安静	着脱衣	入浴		安静	
			湯中	空気中	風当てあり	風当てなし
温度[℃]	26.7	28.9	38.4	29.6	27.0	
湿度[%]	69.1	70.2	100		71.2	
放射温度[℃]	27.4	28.2	—	30.3	27.8	
風速[m/s]	0.05	0.05	—	0.05	1.0	0.05
代謝量[METs]	1.0	1.0	1.2		1.0	
着衣量合計[clo]	0.46	0.05	0.05		0.46	

Table.6　Input condition (W-3)

	馴化室	脱衣室	浴室		実験室
行為	安静	着脱衣	入浴		安静
			湯中	空気中	
温度[℃]	20.8	19.3	40.5	24.0	23.1
湿度[%]	45.7	60.6	100.0		45.6
放射温度[℃]	20.9	21.3	—	23.3	21.8
風速[m/s]	0.05	0.05	—	0.05	0.05
代謝量[METs]	1.0	1.0	1.2		1.0
着衣量合計[clo]	0.7	0.1	0.1		0.7

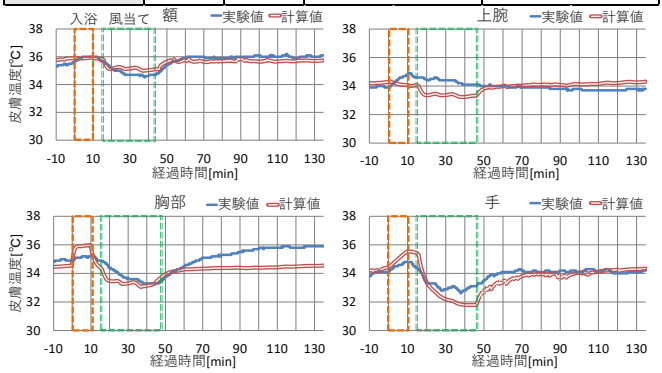


Fig.10　Comparison of experimental and calculated values(S-3)

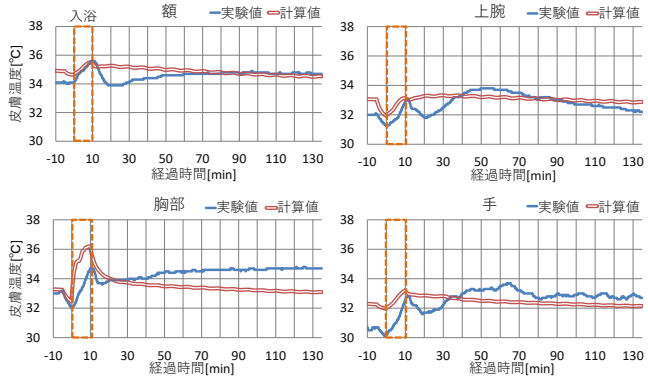


Fig.11　Comparison of experimental and calculated values(W-3)

5．人体熱モデルによる数値シミュレーション

5-1　解析概要

3 章の夏期実験結果より、温熱環境をステップ的に変化させることで、生理量が急激に変化し、その変化度合いが快適感に影響を及ぼす可能性が示唆された。そこで、入浴後の室内の温度・気流環境を緩やかに変化させ、環境変化に伴う皮膚温度、放熱・産熱量、ぬれ率といった生理量の変化と快適感との関係を明らかにする。

5-2　解析case

Table.7 に解析 case 及び人体周辺温度・風速を示す。夏期実験 S-1 に対応する case A を基準とし、case B は室温を 26℃に設定、case C～E は人体周辺温度・風速、またはその両方を入室時の設定値から 30 分後の設定値に向けて線形に変化させ、計 5case 解析を実施した。解析時間は、実験時間と同様であり、浴室、脱衣室の温熱環境及び、その他の入力条件は Table.3 に示す実験値をもとに設定した。

Table.7　Calculation case

	条件	人体周辺温度（全部位）[℃]			風速（風当て部位）[m/s]		
		入室時点	変化[℃/s]	30分後	入室時点	変化[m/s/s]	30分後
caseA	夏期実験S-1	28	-	28	0.05	-	0.05
caseB	夏期実験S-3	26	-		1.0	-	1.0
caseC	温度変化	26	0.01		0.05	-	0.05
caseD	風速変化	28	-		1.0	-0.005	0.05
caseE	風速＋温度変化	26	0.01		1.0	-0.005	0.05

5-3　解析結果

Fig.12 に実験室入室から 30 分以降の放熱・産熱量の合計、Fig.13 に実験室入室後からのぬれ率の推移、Fig.14 に実験室入室時刻を基準とした平均皮膚温度の変化を示す。

Fig.12~14 から、風当て・温度変化終了時（入室から 30 分後）の放熱量は caseC,D で差はみられない。一方で、風速が徐々に小さくなる case D では、風速が一定値を超えて弱くなる時点において放熱が抑制されることでぬれ率、皮膚温度が上昇していると考えられる。S-3 に対応する caseB では、風当て後の放熱量が他の case よりも少ないため、実験において生理量が再び上昇したことにつながったと考えられる。また、ふるえによる産熱量も多く、夏期実験 S-3 においても風当て中に寒いという主観申告もあったため、必要以上に人体を冷却した可能性が高い。

6．まとめ

本研究では、被験者実験と人体熱モデルによる数値シミュレーションを行い、入浴後に過ごす室内の温熱環境の違いが人体に及ぼす影響を検討した。

夏期の実験結果から、入浴後に風当てをすることで、温冷感の低下、快適感を高く維持できることが確認できたが、風当て後に生理量が再び上昇し、それに伴い快適感の低下がみられた。また、解析結果から、入浴後に風当てを行うまたは、設定温度を下げる場合、緩やかに風速、温度を下げることで、生理量の変化も小さくなり、快適感が維持できる可能性が示唆された。

冬期の実験結果から、足元の温度を高く維持すること

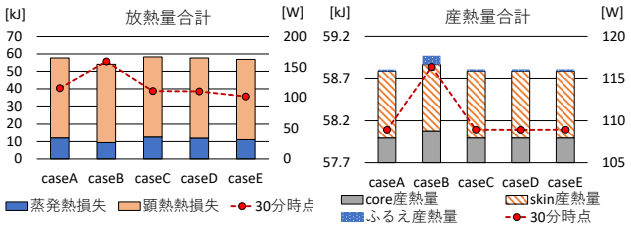


Fig.12 Total heat release and heat production after 30 minutes from entering the laboratory

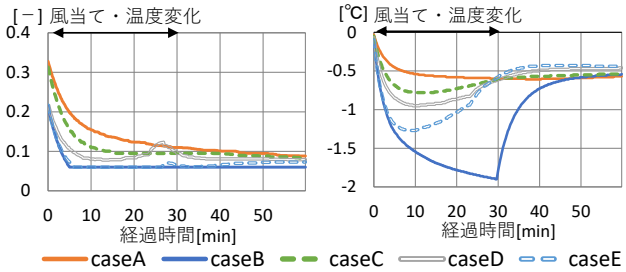


Fig.13　Wetted area ration　　Fig.14　Mean skin temperature

で、入浴後の快適感を維持できることが確認できた。眠気と生理量との関係においては、入浴後から、60 分の間は入浴による温もりによって、体幹皮膚温度と末梢皮膚温度の温度差と眠気の関係がみられた。

注釈

1）温度、湿度は FL+900m 地点の鉛直温度、風速は各高さの測定結果の実験時間平均とした。照度・色温度は、実験開始から終了まで快適範囲内で一定に保たれていたため、心理量への影響は考えないとした。
2）実験室入室直後から 60 分までの結果を示す。また、眠気を感じていない被験者 1 名は対象外とした。
3）人体熱モデル COM は、人体を 17 の部位に分割しモデル化しており、各部位別に温熱環境 6 要素（温度・放射温度・相対湿度・風速・着衣量・代謝量）を境界条件として入力することで、不均一かつ非定常状態にある温熱環境に暴露された人間の生理量を予測する。
4）手の皮膚温度が低下することで、体幹と末梢の皮膚温度差が大きくなり、眠気感が低下する傾向がみられた

参考文献

1）奥水他：湯温及び室温が入浴にともなう人体反応に及ぼす影響に関する実験的研究、日本建築学会大会学術講演梗概集、1996. 9
2）大野他：中高年者を対象とした冬期入浴後の熱的快適性に関する研究、人間と生活環境、第 7 巻、第 1 号、pp. 40-47、1999
3）内山他：ヒトの体温調整と睡眠、日温気物医誌、第 78 巻、第 1 号、2014.11
4）田辺他：温熱環境評価のための人体熱数値計算モデル COM の開発、日本建築学会環境系論文集、第 599 号、pp. 31-38、2006. 1
5）芹川他：被験者実験による省エネルギーな入浴方法の検討と人体モデルによる入浴時間の予測に関する研究、日本建築学会環境系論文集、第 77 巻、第 682 号、pp. 987-996、2012. 12
6）杉本他：入浴時の熱中症リスク低減に関する研究、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、2010. 9
7）芹川他：水まわり空間を中心とした省エネルギー性と快適性に関する研究-浴槽入浴による熱移動に関する被験者実験とシミュレーション、日本建築学会環境系論文集、第 77 巻、第 673 号、pp. 143-151、2012

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022. 3. 11）

住宅における稼働電気温水器の実態把握と置き換えによる省エネ効果の検討

Understanding the actual status of operating electric water heaters in houses and investigation of the energy-saving effects of replacing them

○太 田　周 彰（住宅みちしるべ）　　小椋　大輔（京都大学）
Noriaki OTA*1　Daisuke OGURA*2
*1　Jutaku Michishirube Co. Ltd.　*2　Kyoto University

We estimate the number of electric water heaters in operation in households, and estimate the energy-saving effects of replacing these with heat pump water heaters. The estimations of 10 regions in Japan are carried out. It was found that the effect of simply replacing the electric water heaters owned by 7% of all households would be to reduce the energy consumption of all households by about 3% in Japan.

はじめに

現在､我が国においては2050年のカーボンニュートラルに向けた取り組みの検討が行われている。経済産業省が2021年10月に発表した第6次エネルギー基本計画では、2050年に住宅・建築物のストック平均でZEH・ZEB基準の水準の省エネルギー性能が確保されていることを目指す[1)]としており、既存住宅への対応が急務となっている。2019年に資源エネルギー庁が発表したZEHの定義では、再生可能エネルギー等を除き、基準一次エネルギー消費量から20%以上の一次エネルギー消費量を削減した住宅[2)]を要求性能としており、既存住宅においてもこれを上回ることが望ましいと考えられる。ここで言う、基準一次エネルギー消費量とは基準仕様にて算出された一次エネルギーを指す。

また､資源エネルギー庁による2021年度の発表によると 2019 年度の世帯当たりのエネルギー消費割合は給湯が 28.8%となっており[3)]、給湯におけるエネルギー効率の改善は重要である。

基準仕様にて定められた給湯設備は石油瞬間式（従来型）給湯器、ガス瞬間式（従来型）給湯器としており、ここからの 20%以上の一次エネルギー消費削減を目標とすることが望ましいと考えられる。一方でこの基準仕様よりも省エネルギー性能に劣る電気温水器は Fig.1 に示すように現時点においても新規で製造・出荷[4)]され続けており、減少には至っていない。

以上から、本報では電気温水器の一次エネルギー消費量を確認し、既存住宅において稼働していると考えられる電気温水器の総数を推計することを試み、これを同じ電力を稼働源としている電気ヒートポンプ給湯器に置き換えた場合の省エネルギー効果を試算する。

１．推計方法

1.1　推計の手順

本報における推計手順を Fig.2 に示す。地域毎の標本調査による電気温水器の所有割合を全世帯の所有割合と仮定して電気温水器の稼働数を推計する。これに各地域の世帯当たりの給湯器置き換えによる消費エネルギー削減効果を掛けて全体の効果を求める。各地域の世帯当たりの置き換え効果の算出にはエネルギー消費性能計算プログラム住宅版[5)]ver3.1.2 （以下、WEB プログラム）を用いた。算出に必要な変数は気候区分と世帯の延床面積であり、後述する推計値を用いた。

1.2　家庭部門 CO_2 排出実態統計調査による所有割合

電気温水器の稼働割合を推計するために、毎年度環境省が実施している、家庭部門 CO_2 排出実態統計調査の平成31年度確報データ[6)]を用いた。この調査は、店舗等併用住宅以外の住宅に住む世帯で原則 20 歳以上を対象とし、住民基本台帳からの無作為抽出での 6,500 世帯と、インターネット調査モニターからの有意抽出による

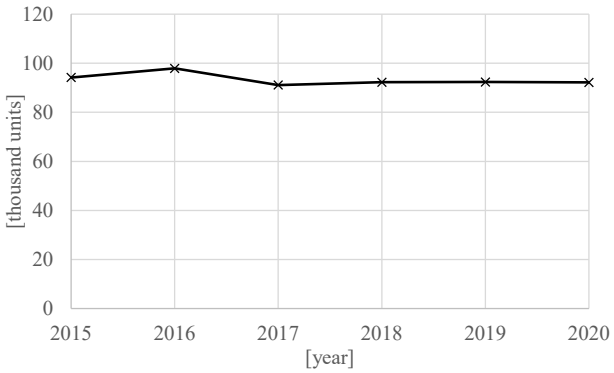


Fig.1 Production volume of electric water heaters

Step.1	Extraction of electric water heater ownership rate by sample survey in each region
Step.2	The ownership rate is multiplied by the number of households in each region to calculate the estimated number of possessions
Step.3	Calculated energy savings per household when switching from electric water heater to heat pump water heater based on the typical climate classification of each region and average household floor space.
Step.4	Multiply the values for each region obtained in steps 2 and 3 to calculate the estimated replacement effect for that region.

Fig.2 Estimation procedure

Table.1 Number of surveyed households by city class by region, upper-side is investigator's survey, lower-side is internet survey, 1), 2), 3) is level of city[5)]

Region	1)	2)	3)	Total
Hokkaido	220	200	140	560
	208	208	148	564
Tohoku	180	240	180	600
	184	242	169	595
Kanto-Koshin	480	520	80	1,080
	488	519	81	1,088
Hokuriku	220	220	120	560
	216	211	122	549
Tokai	220	360	80	660
	218	360	88	666
Kinki	300	400	60	760
	304	389	65	758
Chugoku	200	280	100	580
	202	276	104	582
Shikoku	220	140	180	540
	223	137	179	539
Kyusyu	280	220	160	660
	287	210	158	655
Okinawa	120	240	140	500
	125	241	138	504
Total	2,440	2,820	1,240	6,500
	2,455	2,793	1,252	6,500

6,500 世帯を選定している。Table.1 に層設定された地方10区分と都市階級3区分で分けられた調査世帯数を示す。都市階級とは 1) 都道府県庁所在市（東京都は区部）及び政令指定都市、2) 人口 5 万人以上の市、3) 人口 5 万人未満の市及び町村である。

今回使用する調査データは給湯器の種類について回答を得ているもので、平成 31 年 4 月から令和 2 年 3 月に転居・増築・建替を行った世帯などは除外されており、各地方区分の人口比率に従うよう調整された集計世帯数を利用した。Table.2 A, B に各地区の集計世帯数と電気温水器使用割合を示す。表より特に中国地方や四国地方において、電気温水器の所有割合が多いことが分かる。

Table.2 A is number of households counted, B is percentage of electric water heaters owned, C is number of households, D is average gross total floor area per dwelling unit, E is climate classification

Region	A	B (%)	C	D (m^2)	E
Hokkaido	899	10.7	2,471,140	90.8	2
Tohoku	932	6.4	3,507,928	114.5	4
Kanto-Koshin	1,625	4.3	21,306,099	82.5	6
Hokuriku	835	9.6	2,027,849	132.0	5
Tokai	977	7.7	6,225,301	101.3	6
Kinki	1,087	5.7	9,223,157	87.8	6
Chugoku	889	14.7	3,125,540	102.1	6
Shikoku	797	13.3	1,629,887	102.6	7
Kyusyu	981	9.6	5,589,912	91.4	7
Okinawa	639	8.4	612,749	75.8	8
Total	9,660	7.0	55,719,562	92.2	-

1.3 各地区の世帯数と平均延べ面積の把握方法

各地区における世帯数を把握するために、5 年ごとに行われる国勢調査の令和2年国勢調査結果[7)]を利用する。集計された地方区分ごとの世帯数を Table.2 C に示す。

各地区の 1 住戸当たりの平均延べ面積を把握するために、5 年ごとに行われる住宅・土地統計調査の平成 30 年結果[8)]を利用する。一戸建と長屋建、共同住宅の 3 種に分けて集計されており、都道府県毎のそれぞれの比率と 1 住戸当たりの平均延べ面積を用いた。これに令和 2 年国勢調査結果の都道府県別世帯数を利用し、各地区の住戸当たり平均延べ面積を求めた。この結果を Table.2 D に示す。電気温水器の所有割合が多い、中国・四国地方では、全国平均を上回る住戸面積である。

1.4 各地区における設計一次消費エネルギーの試算

各地区の代表的な気候区分を都道府県の県庁所在地の気候区分を基に決定した。各地区に定めた代表的な気候区分を Table.2 E に示す。

各地区の代表的な気候区分と各地区の住戸当たり平均延べ面積を用いて、WEB プログラムで、まず電気温水器を所有する世帯の給湯における設計一次消費エネルギーと基準一次消費エネルギーを求め、次に電気ヒートポンプ給湯器、潜熱回収型給湯器とした場合の設計一次消費エネルギーを求めた。WEB プログラムでは、日平均給水温度を気候区分による外気温度から定めている。住戸面積によって仮想住居人数を決定[9)]し、これと台所、浴室シャワー、洗面における水栓の種類による給湯量、浴槽の湯はり量によって、日平均給水温度と外気温から

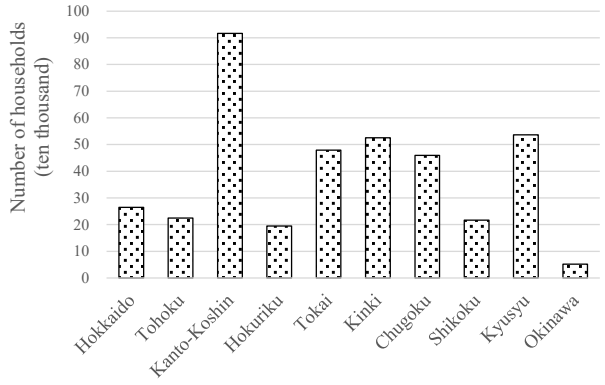


Fig.3 Number of households that own electric water heaters by region

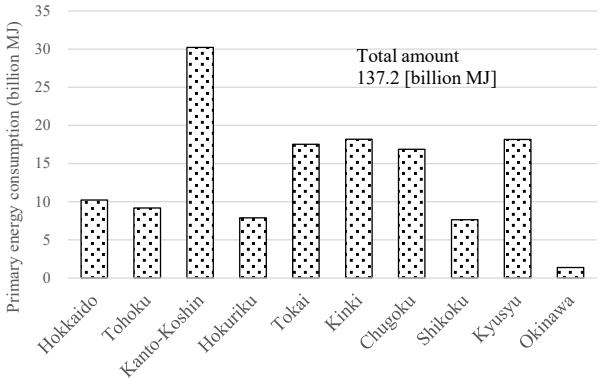


Fig.6 Reduction in primary energy consumption by replacing electric water heaters in each region

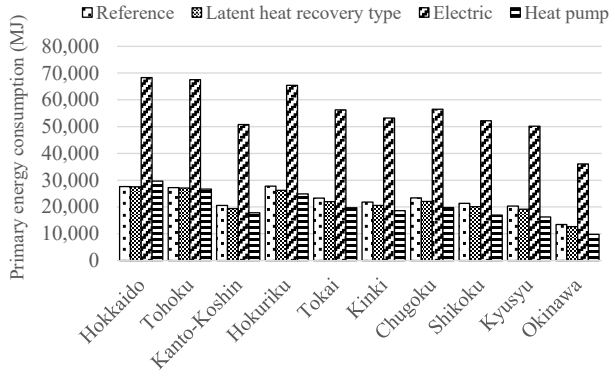


Fig.4 Primary energy consumption of hot-water supply facilities, per household, Latent heat recovery water heaters are kerosene-fired in Hokkaido and Tohoku, and gas-fired in other regions.

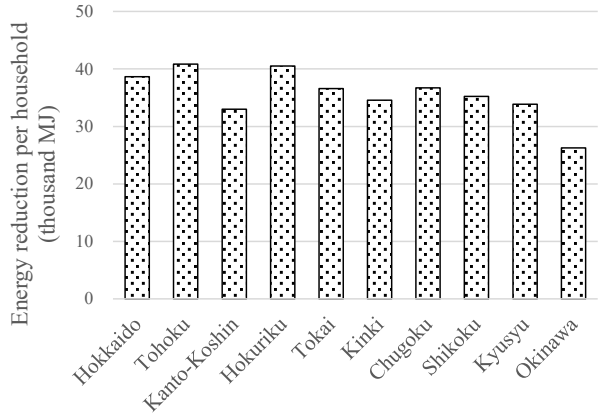


Fig.5 Hot water heater replacement effect by region per household

それぞれの基準給湯量[10]を定めている。今回は給湯器のみの置き換え効果を試算するため、水栓、配管方式、浴槽の保温措置は全て評価しないとしてデフォルト値を用いた。浴槽の沸かし直しによる給湯熱負荷は仮想住居人数と日平均外気温によって定められており、今回は追い炊きを有りとした。

また、熱源機は電気ヒーター給湯器と電気ヒートポンプ給湯器（CO_2 冷媒）（太陽熱利用設備を利用しないもの）をそれぞれの地区毎に設定し、両者の給湯設備設計一次エネルギー消費量の差を置き換えて効果を評価する。潜熱回収型給湯器は基準仕様に合わせて北海道と東北において石油式とし、その他の地域においてはガス式とした。

２．推計結果

各地区の電気温水器を所有する世帯数を Fig.3 に示す。電気温水器を所有する世帯数は、全国で 387 万世帯程度あり、全世帯の約 7%にも及ぶ。所有割合は最も少ないにも関わらず(Table.2B)、所有台数が最も多いのは関東甲信地方であることが分かる。各地区における 1 世帯当たりの一次エネルギー消費量の計算結果を Fig.4 に示す。電気温水器を使用している家庭では、基準一次エネルギー消費量の倍程度のエネルギー消費量であることが分かる。これを電気ヒートポンプ給湯器に置き換えた場合、北海道、東北においては基準一次エネルギー消費量と同等程度、その他の地区では基準一次エネルギー消費量の 20%削減と同等程度となる。どの地区においても電気温水器を置き換えることは省エネルギーを実現するうえで重要であることが分かる。また、基準仕様を潜熱回収型に置き換えた場合、北海道において石油潜熱回収型給湯器の方が電気ヒートポンプ給湯器より若干設計一次エネルギー消費量が少ない。これはある一定以上の寒冷地の場合、電気ヒートポンプ給湯器が十分に性能を発揮できないことに起因する。

次に電気温水器を電気ヒートポンプ給湯器に置き換えた場合の各地区における 1 世帯あたりの置き換えによる削減量を Fig.5 に示す。沖縄のみやや置き換え効果が低いが、その他の地区は大きく変わらない。各地区における置き換えによる総削減量を Fig.6 に示す。置き換え効

果が大きいのは関東甲信で、世帯数が最も多いことに起因しており、関東甲信における置き換え促進が重要課題である。東海、近畿、中国、九州においても、他の地区の倍程度の置き換え効果が見られ、これらの地区においても置き換えを促進することが必要である。また、総削減量を日本全世帯で分割すると 2,463[MJ/1 世帯]の削減となる。これは令和元年における世帯当たりの最終エネルギー消費量 30,809[MJ/1 世帯] [3]を、電力の一次エネルギー換算係数 0.369[11]を用いて一次エネルギー換算した場合の約 3%に当たる。

3．まとめ

カーボンニュートラルを実現するにあたって、給湯にかかる一次エネルギー消費量の削減は重要課題である。本報ではその中で、給湯設備の一次エネルギー削減における課題として、現状でも電気温水器がある一定の割合存在しており、地区別にみると、特に関東甲信、東海、近畿、中国、九州地方において置き換えによる削減効果が高いことを明らかにした。ただ、これ以外の地区においても電気温水器の利用を止めていくことが重要であることに変わりはなく、仮に全ての電気温水器を電気ヒートポンプ給湯器に置き換えた場合は家庭部門におけるエネルギー消費を 3%程度削減できる効果がある。また、2 地域以北の寒冷地においては、石油潜熱回収型給湯器を利用することで更なる省エネルギー化も可能であるが、将来的なカーボンニュートラルを見据えた採用が望まれる。以上から現在でも稼働する電気温水器については有効な対策を講じる必要がある。

本報では、特に給湯器における省エネルギー化に着目した。給湯については給湯器による省エネルギー化の他に台所や浴室シャワー水栓、洗面水栓における置き換え効果も高く、こちらの効果の推計も行う予定である。更に民生部門において冷暖房・給湯・照明・換気以外の住宅計画時に考慮されていない厨房や動力に関する省エネルギー化の課題についても検討を行う予定である。

謝辞

最後に，本研究の遂行にあたりご助言頂いた松尾設計室の松尾和也氏に深く感謝の意を表します。

参 考 文 献

1） 経済産業省資源エネルギー庁: 第 6 次エネルギー基本計画, pp. 30, 2021. 10
2） 経済産業省資源エネルギー庁: ZEH の定義(改訂版) ＜戸建住宅＞, pp. 3, 2019. 2
3） 経済産業省資源エネルギー庁: 令和元年度エネルギーに関する年次報告(エネルギー白書 2021) HTML 版, 第 2 部,第 1 章, 第 2 節, 2 家庭部門のエネルギー消費の動向
4） 経済産業省: 経済産業省生産動態統計年報 機械統計編, 31 民生用電気機械器具, 2015~2020
5） 国立研究開発法人建築研究所: エネルギー消費性能計算プログラム住宅版, https://house.lowenergy.jp/
6） 環境省: 平成 31 年度（令和元年度）家庭部門の CO_2 排出実態統計調査
7） 総務省統計局: 令和 2 年国勢調査 人口等基本集計, 2020. 10
8） 総務省統計局: 平成 30 年住宅・土地統計調査. 2018. 10
9） 国立研究開発法人建築研究所: 平成 28 年省エネルギー基準に準拠したエネルギー消費性能の評価に関する技術情報（住宅）現行版:2. 1, 第二章, 第一節, 2021. 7
10) 国立研究開発法人建築研究所: 平成 28 年省エネルギー基準に準拠したエネルギー消費性能の評価に関する技術情報（住宅）現行版:2. 1, 第七章, 2021. 10
11) エネルギーの使用の合理化等に関する法律施行規則: 別表第三

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022.3.11）

暑熱対策設備の技術評価手法に関する検討
Study of Technology Evaluation Method of Facilities for Adaptation to Hot Environment

山口和輝（大阪府立大学）　木下進一（大阪府立大学）　吉田篤正（大阪府立大学）
Kazuki YAMAGUCHI*1　Shinichi KINOSHITA*1　Atsumasa YOSHIDA*1
*1 Osaka Prefecture University

Recently, we are effected by global warming and heat island phenomenon and it increase number of heatstroke patient. Summarize equipment is in the spotlight. Technical method for summarize equipment is not yet established. Purpose of this study is to establish technical method for summarize equipment. I wondered if I could use Wet Bulb Globe Temperature (WBGT) used as an indicator of heat stroke prevention. In this study, I make experiments with measuring instrument on the market. Censer without radiation shield influenced by the sun.

1. はじめに

近年，気候変動やヒートアイランド現象の影響により，夏季の暑熱環境は厳しさを増しており，熱中症患者の増加や快適性の低下など人々の生活に影響を及ぼしている．そこで町中の暑さ対策として，各種日除けやドライミスト等の暑熱対策設備が設置されてきているが，それら設備の暑さ対策，熱中症対策効果について，その評価指標ならびに評価手法は，まだ十分に確立されていない．本研究では一般的な熱中症対策指標である WBGT を指標とすることを考えた．Keatisuwan ら[1]は，同じ WBGT であっても気温の高い条件のほうが皮膚温・直腸温上昇度が高く，発汗蒸発量が多く，かつ運動時の心拍数には有意な差がないものの，運動後の心拍数の戻りが遅いことが示され，よりストレスが多いことを示している．また都築らの研究[2]では，WBGT は皮膚温度や発汗量などの温熱生理や温熱感覚とも SET*よりも相関が高いと報告されている．本研究では、市販の WBGT 計により暑熱対策設備を想定した屋外空間の WBGT 測定を行い，各測器の特性の評価ならびにそれらを用いた環境評価とその手法を検討した．

2. 実測概要

大阪府立大学中百舌鳥キャンパス B4 棟の中庭と人工気候室にて，2021 年 9 月中旬から 10 月下旬にかけて市販の WBGT 測定器 3 種(T，A，M)各 2 台による同時測定を行った．測定器は，すべて黒球・温湿度センサ型で構成されており，黒球サイズは測器 A, B, C それぞれ 15mm, 75mm、50mm であり，測器 B については黒球の大きさを考慮して補正された値が記録されるが、測器 C は換算を行っていない．すべての測器は JIS B 7922 準拠とされており，測器 A，B，C のクラスはそれぞれ 1.5，2，1.5 である．それぞれ測器の仕様を表 1 に示す．

Table.1 Performance of each measuring instrument

model	A	B	C
class	1.5	2	1.5
WBGT	0～60°C ±1.5°C（15～40°C）	0～50°C ±2.0°C	0～59°C ±1.5°C
Globe Temperature	0～80°C ±0.5°C（20～60°C） （φ150mm，unknown）	0～80°C ±0.5°C （φ75mm，thermistor）	0～80°C ±0.6°C （φ50mm，thermistor）
Humidity	10～90% ±3%（30～90%，25°C） （unknown）	10～90% ±5%（20～90%，25°C） ±7%（10～19.9%，25°C） （capacitance type sensor）	1～99% ±3%(20～80%) ±5%(other) （capacitance type sensor）
Temperature	0～60°C ±0.5°C（20～50°C） （unknown）	0～50°C ±0.6°C （thermistor）	0～50°C ±0.8°C （thermistor）

2.1　人工気候室での各測器内の器差評価

大阪府立大学内の人工気候室にて，2021 年 10 月下旬に次のように気温および相対湿度の設定条件を変えて室内環境の測定を行い，測器間の器差を評価した．それぞれ A1, A2, B1, B2, C1, C2 とする．市販 WBGT 計による気温，相対湿度，黒球温度の測定と湿球温度，WBGT の算出に加えて，風速を超音波風速計を用いて同時に測定した．

(1) 条件 1

相対湿度 60%一定，気温 20℃，25℃，30℃

(2) 条件 2

気温 25℃一定，相対湿度 40%，60%，80%

2.2　屋外実験

中庭において 1800 ㎜×2700 ㎜，高さ 1700 ㎜のテント 2 張りを設置し，テント下と隣接する日向において，テントの膜材およびテント下の条件を変えて測定を行った．なお市販 WBGT 計による気温，相対湿度，黒球温度の測定と湿球温度，WBGT の算出に加えて，日向で上下東西南北 6 方向からの長短波放射，風速の測定を行った．

(1) 条件 1　テントの膜材

使用した膜材は 3 種類で，それぞれ色目は緑，白，黒である．緑の膜材については透過性を有しており，白および黒についてはほぼ透過性はない．

(2) 条件 2　ファンの設置

テント下にファン(羽根径 43.5 ㎝，4 枚，最大風速 118m/min)を 2 台設置し，風量を 3 段階に変えて測定を行った．ファンは測器から 1.5m の距離に設置し，日向とテント下どちらも風速計を設置し風速の測定を行った．このとき日向の風速計がファンの影響を受けないように配置した．なおこの時のテント幕は緑幕を使用した．

3. 結果

3.1　人工気候室内での実験

日射のない人工気候室内での測定では各測器のセンサの性能の違いによる器差を調べたが，相対湿度以外に大きな差は見られなかった．測器 A と測器 T との差は，気温が 0.1℃未満，黒球温度も最大でも 0.2℃未満だったが，相対湿度は最大で 10%の差がみられ，湿球温度で最大 2.5℃，WBGT で最大 1.5℃の差がみられた．測器 C と測器 A との差は，気温が最大 0.3℃ほど，黒球温度も最大 0.5℃近く，相対湿度は最大 5%ほど，湿球温度で最大 1.5℃ほどの差がみられた．相対湿度の精度が重要と考えられる．なお同じ種類の測器間での誤差は全パラメータにおいて大きな差は見られず，WBGT の差で最大でも 0.2℃以下であった．

3.2　屋外実験

緑幕，白幕，黒幕全ての実験日において日最高 WBGT が，日本生気象学会の定める指標において危険ラインとされている 31℃を超えていた．全実験日において日最高 WBGT を記録した時間が含まれる 11 時半～12 時半の日射が比較的安定した時間帯 30 分程度のデータを抜き出し，その平均値をグラフに示す．白幕の実験日における日向とテント下の気温，相対湿度の値を図 1，2 に示す．

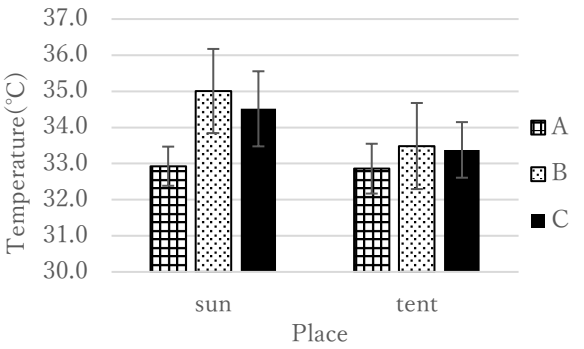


Fig.1 Temperature under the sun and tent

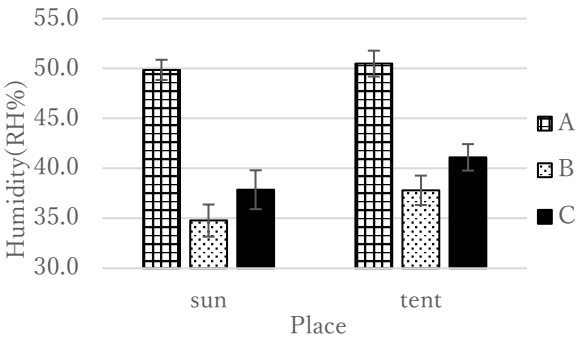


Fig2 Humidity under the sun and tent

日射の強い日向のほうが気温，相対湿度，黒球温度の器差がそれぞれ大きくなっている．

気温の器差に関しては，測器 A は放射除けがあるため，日向とテント下の値の差がほとんどなく，測器 B と測器 C は放射除けがないため，センサが放射の影響を受けることで測器 A に比べて過大評価につながり，日射の強い日向の値がテント下に比べて大きくなることで日向とテント下でも差が生まれたと考えられる．

相対湿度の器差に関しては温度に大きく依存するため，測器 B と測器 C はセンサ自体が受ける放射の影響に加え，気温の差が相対湿度にも影響してテント陰より日向のほうが測器 A との差が大きくなっていると考えられる．

放射環境との関係を見るために MRT との関係を図 3．4 に示す．

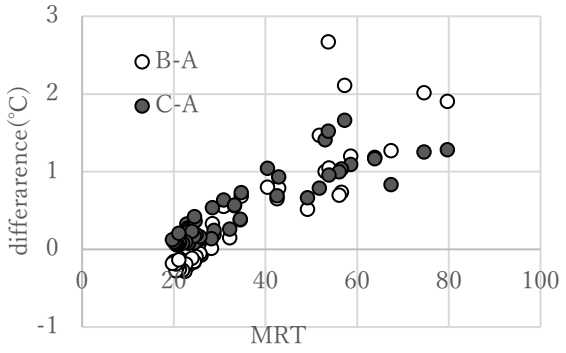


Fig.3 The relationship between temperature and MRT

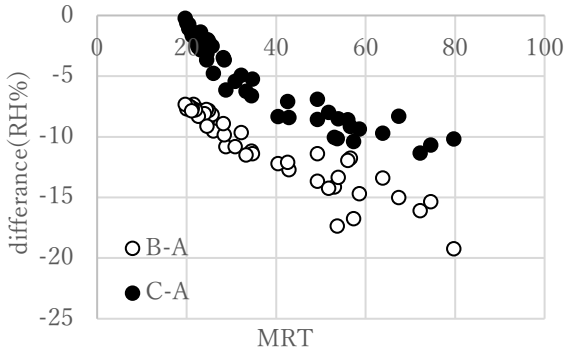


Fig.4 The relationship between humidity and MRT

測器 B，測器 C ともに MRT が大きくなるにつれて，気温は測器 A より過大評価し，相対湿度は過小評価している．相関係数は，気温については，測器 B と測器 A の差が 0.89，測器 C と測器 A の差が 0.91 とどちらも強い正の相関がみられ，相対湿度については，測器 B と測器 A の差が-0.94，測器 C と測器 A の差が-0.93 と強い負の相関がみられた．

つまり放射除けのない測器 B と測器 C は明らかに放射の影響を受けていると言える．

式(1)(2)の係数を見ると，気温自体は WBGT の 1 割と影響が少ないが，WBGT の 7 割を占める湿球温度の算出に気温と相対湿度の値が使われているため，この 2 つの値の差は WBGT に大きな影響を及ぼす．このことから気温センサ，相対湿度センサが放射除けに覆われていることが必須と考えられる．

黒球温度については，測器 C の黒球温度の値が，黒球サイズによる換算を行われておらず，そのままの値では黒球温度に測器 A と最大 5℃以上の差がみられたため，別で測定した風速の値を使用して直径 150 ㎜黒球温度への換算を行った．換算式を次に示す[3]．

$$t_{g150} = t_a + [(1 + 1.13v_a^{0.6}d^{-0.4})(t_{gd} - t_a)/(1 + 2.41v_a^{0.6})]$$

ただし，T_{g150}：直径 150 ㎜黒球温度(℃)，t_a：乾球温度(℃)，t_{gd}：直径 d ㎜黒球温度(℃)，v_a：風速(m/s)である．換算前後の測器 C の値も含めて図 5 にグラフを示す．

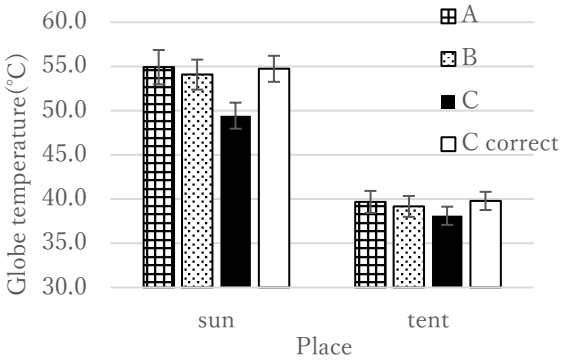


Fig.5 Globe temperature under the sun and tent

換算を行うことで黒球温度の差はほとんどなくなり，異なる条件においても最大でも 1.5℃以下となった．

図 1.2.5 と同じ時間帯における各条件の日向とテント下での WBGT の平均値を図 6 および図 7 に示す．

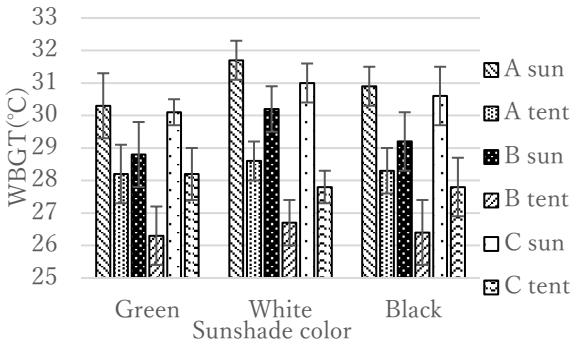


Fig.6 WBGT under the sun and tent in three different tent curtains

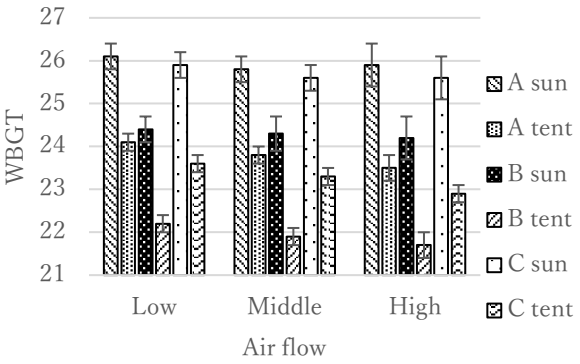


Fig.7 WBGT under the sun and tent at three levels of wind speed

日除けによる WBGT 低減効果は，テントの色の違いによらず確認され，日射量や風速の条件が異なるため純粋な比較はできないが，透過性がなく，反射率が高い白色膜による WBGT 低減効果が比較的大きく測定された．また，テント+ファンによる WBGT 低減効果も，ファンの強さによらず確認され，ファンの強さが強くなるほど WBGT 低減効果は比較的大きく測定された．このことから，日射低減や送風ファンによる暑熱軽減効果を WBGT によって評価することは可能だと考えられる．

WBGT の測定値は機種ごとに差が生じ，WBGT 低減効果も，測器 T と比べ，測器 A，M のほうが課題に評価される傾向にあった．

3.3 比較

日射のない人工気候室内での測定では各測器のセンサの性能の違いによる器差を調べたが相対湿度以外に大きな差は見られず，相対湿度についてはセンサの性能次第で最大 10%もの差がみられた．なお，同じ種類の測器間での誤差は全パラメータにおいて大きな差は見られず，WBGT についても差は最大でも 0.2℃以下となった．その一方，日射の強い日向での測定では，放射除けのない測器が放射の影響を受けることで，気温の過大評価，相対湿度の過小評価，それによる湿球温度，WBGT の過小評価につながった．放射除けの有無による WBGT の値の差は，最大 1℃近くとなり，WBGT 軽減効果の差は最大で 0.5℃以上見られた．

このことから，放射除けのある WBGT 測定器であれば，同じ測器 2 台で日向と暑熱対策設備内での同時測定を行うことで，暑熱軽減効果を WBGT 低減効果によって示すことが可能だと考えられる．

5. 結言

本研究では，大阪府立大学中百舌鳥キャンパス B4 棟中庭において，市販の WBGT 計により暑熱対策設備を想定した屋外空間の WBGT 測定を行い，各測器の特性の評価ならびにそれらを用いた環境評価とその手法を検討した．その結果として知見を得たことを次に示す．

・センサが放射の影響をうけると，正しい値を測定することができないため，センサが放射除けに覆われていることが必須である．

・相対湿度の値が湿球温度に大きな影響を及ぼすため，相対湿度センサの精度が重要であると考えられる．

・今回の結果から WBGT 測定器 2 台で日向と暑熱対策設備内での同時測定を行うことで，暑熱軽減効果を WBGT 低減効果によって示すことが可能だと考えられる．

参考文献

[1] Keatisuwan W.， Ohnaka T.， Tochihara Y. 1996. Physiological Responses of Men and Women during Exercise in Hot Environments with Equivalent WBGT, Appl Hum Sci, 249/258

[2] 都築和代，磯田憲生，夏季における日射のある屋外温熱環境が運動時の人体に及ぼす影響，人間と生活環境，16(1)，1/9，2009

[3] Graves KW.(1974) Globe thermometer evaluation.Am Ind Hyg Assoc J;35:115-24.

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022. 3. 11）

温泉熱の面的利用システムに関する研究
-熱源水ネットワークシステム内の熱収支の確認-
Study on Area-wide Hot Spring Heat Utilization System
- Confirmation of Heat Balance in the Heat Source Water Network System -

○戴　錦承　(大阪市立大学)　　鍋島　美奈子　(大阪市立大学)
西岡　真稔　(大阪市立大学)　　中尾　正喜　(大阪市立大学)
三毛　正仁　(総合設備コンサルタント)　　澤部　孝一　(総合設備コンサルタント)
Jincheng DAI*1　Minako NABESHIMA*1　Masatoshi NISHIOKA*1
Masaki NAKAO*1　Masahito MIKE*2　Koichi SAWABE*2
*1 Osaka City University　*2 Sogo Setsubi Consulting Co. ,Ltd

This study conducts a numerical simulation of the heat source water network system. As a result, it was found that the amount of heat from large-scale accommodations that have hot springs and waste hot spring heat recovery facilities to small-scale accommodations without heat recovery facilities has increased compared to the standard model by confirming of each heat balance. Decrease in the system COP was only 0.03.

1.研究背景・目的

1.1 研究背景

再生可能エネルギーのなかでも熱（以降、再エネ熱と記す）の有効活用促進が求められている。温泉大国である日本では、未利用エネルギーとしての温泉熱や排湯熱のポテンシャルは高い。しかし、温泉街では高温の源泉を保有し熱が余っている事業者と、購入した源泉を加温しているような熱が足りない事業者が混在している場合でも、地域全体で面的な再エネ熱の有効活用を促進する取組みは進んでいない。温泉熱を面的に活用する熱利用システムとして、柊本ら [1)]は各施設でのヒートポンプ給湯機の導入を前提としたシングルループ方式の分散熱源による熱源水ネットワークシステムを提案し、その効果の試算を行った。5 つの異なる条件下で「熱源水ネットワークシステム」、「個別給湯システム」、「集中型の熱供給システム」の比較を行い、「熱源水ネットワークシステム(以降、熱源水 NWS と記す)」では温泉の熱利用量の増加に伴って各宿の施設内熱源水の温度が上昇し、一次エネルギー消費量が削減され、システム COP が増加するという結果を示した。また、冬期では全ての条件において、熱源水 NWS は集中型や個別給湯システムに対して一次エネルギー消費量の削減効果があることを明らかにした。しかしながら、検証に用いた熱源 NWS のモデルについて詳細な検討がなされておらず、システム全体の熱バランスが不明であった。

1.2 研究目的

前述の柊本らの研究を含め、これまでの筆者らの研究を継承しつつ、本研究では年間を通じて給湯熱需要量が最も大きい冬期について、熱源水 NWS における施設間の熱授受や配管熱収支に着目し、詳細な比較分析を行う。

2 シングルループ熱源水ネットワークシステム概要

2.1 システム導入街区の基本状況

本研究では、10 軒の温泉宿が存在するある街区に熱源水 NWS システムを導入した際の施設間熱収支を分析する。大規模な温泉宿と小規模の温泉宿の 2 種類、それぞれ 5 軒ずつ計 10 施設が接続する熱源水ネットワーク配管モデルを構築し、全長 3.5km の配管ネットワークに大規模宿と小規模宿を交互に等間隔で配置する（Fig. 1）。大規模宿のみ敷地内に源泉井戸を保有している。給湯熱需要量については、給湯熱需要量原単位 [1)]に各宿の延床面積（大規模温泉宿 11,500 m^2、小規模温泉宿 2,160 m^2）を乗じて算出する（Fig. 2）。

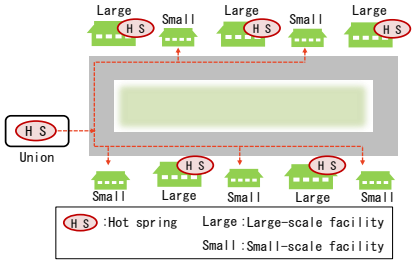


Fig. 1 Block introduced heat utilization system

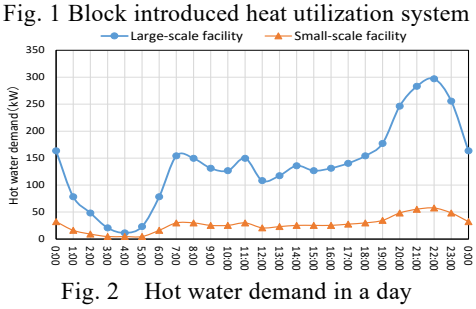


Fig. 2　Hot water demand in a day

2.2 シングルループ熱源水 NW の構成

各施設には、温泉や排湯と熱交換した熱源水を循環させる施設内配管が設置され、熱交換器を介して余った熱が複数の温泉宿を繋いだ長さ 3.5 km の基幹ネットワーク配管（以降、基幹 NW と記す）を通じて他の施設に融通され、ヒートポンプ式給湯機（以降、HP 給湯機と記す）の熱源として利用するシステム（Fig. 3）である。大規模温泉宿内のシステム（Fig. 4）は排湯用熱交換器、源泉用熱交換器、水熱源 HP 給湯機、上水予熱用熱交換器、基幹 NW と熱授受を行う熱交換器で構成されている。小規模温泉宿内のシステム（Fig. 5）は大規模温泉宿内から源泉用熱交換器を除いたシステムである。温泉熱は優先的に施設内で利用し、余った熱を基幹 NW に熱融通することを基本とする。

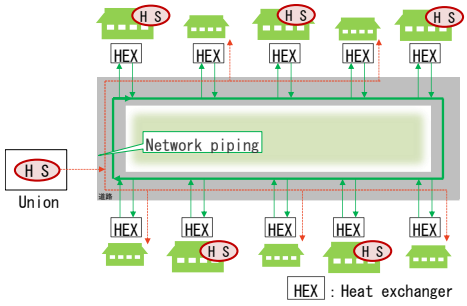


Fig. 3 Block introduced heat source water network system

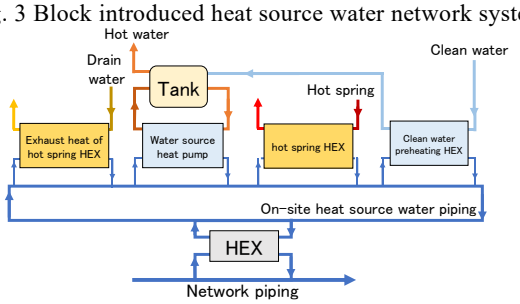


Fig. 4　System diagram of large-scale facility

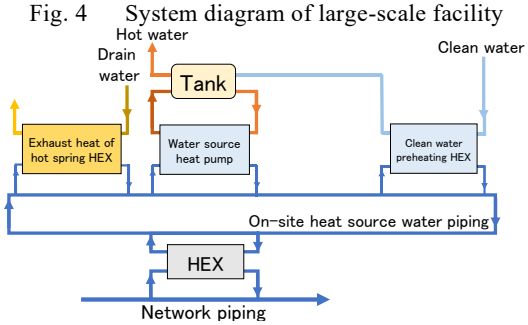


Fig. 5　System diagram of small-scale facility

3 NWS システムの与条件

実測結果より、熱源水 NWS のシミュレーションモデルの要素は Table 1 のように設定する。排湯流量はそれぞれの宿で Fig. 6 のような日変動を与える。

熱源水 NWS のモデルに使うヒートポンプ（以後「HP」）について、LBL の Buildings ライブラリで提供されているモデル Table 4 を使用する。メーカーから提供される定格値と運転データを使用して、最小二乗法で HP の係数 a を算出し、HP モデルとしてシミュレーションを行う。熱交換器モデルは移動単位数(NTU：Number of Transfer Units)によって定められるモデルを用いる。このモデルは定格熱流量を入力し、NTU、熱容量比、熱交換方式で表される伝熱有効度の関数により交換熱量を決定する。

Table 3 に基幹 NW の配管モデル与条件を示す。断熱なし、配管自身の熱容量を考えない、土中埋設配管である。Table 6 には、今回想定した、ベースモデルを含めて、4 つの比較条件を示す。Table 7 にはシステムに設置したポンプの消費電力を示す。本研究は、熱源水 NWS を全体的に評価するため、式(8)に示す給湯熱需要量に対する温泉熱利用量の比、すなわち「温泉熱比」が 1 の場合について、施設間の熱収支を確認し、熱源水 NWS 全体の導入効果を分析と改善を行う。

Table 1 Simulation model elements

Source flow rate	2.7kg/s
Source temperature	53℃
Hot water drain temperature	38℃
Soil boundary temperature	Measured value
Water supply temperature	10℃constant
Hot water supply load	Measured value in winter

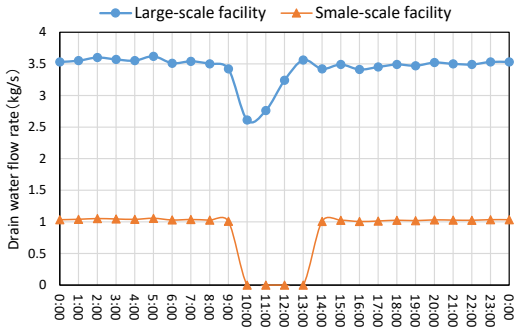


Fig. 6 Drain water in a day

Table 2　Character definition

QNW	Heat exchange with network Amount of heat from network to a facility　(+) Amount of heat from a facility to network　(-)

Table 3　Pipe Condition

Pipe Condition	value	Unit
Soil thermal conductivity	0.2558	(W/mK)
Pipe heat capacity	1.17×103	(J/kgK)
Pipe density	1.43×103	(kg/m^3)
Pipe inner diameter	100×10-3	(m)
Pipe outer diameter	114×10-3	(m)

Table 4　HP Simulation Model

$\eta_{PL} = \dfrac{COP}{\eta_{Carnot,0} \cdot COP_{Carnot}}$	(1)
$\eta_{Carnot,0} = \dfrac{COP_0}{COP_{Carnot,0}}$	(2)
$COP_{Carnot,0} = \dfrac{T_{con_out,0}}{(T_{con_out,0} - T_{eva_out,0})}$	(3)
$COP_{Carnot} = \dfrac{T_{con_out}}{T_{con_out} - T_{eva_out}}$	(4)
$y_{PL} = \dfrac{Q_{con}}{Q_{con,0}}$	(5)
$\eta_{PL} = a_1 + a_2 \cdot y_{PL} + a_3 \cdot y_{PL}^2 + \cdots\cdots$	(6)
$\sum a_i = 1$	(7)
Rated coefficient of performance	COP_0
Rated cold water outlet temperature (K)	$T_{eva_out,0}$
Rated heating amount (kW)	$Q_{con,0}$
Rated hot water outlet temperature (K)	$T_{con_out,0}$
Rated Carnot COP	$COP_{Carnot,0}$
Rated efficiency	$\eta_{Carnot,0}$

Table 5　Hot spring heat ratio

$\alpha = Q_H / Q_d$	(8)
α : Ratio of using amount of hot spring heat to hot water demand	
Q_H : Using amount of hot spring heat （kW）	
Q_d : Hot water demand（kW）	

Table 6 Change element of Model

Change element	Model			
	A（Base	B 1	B2	C
Pipe insulation	Cylindrical soil	Cylindrical soil	Rigid urethane	Cylindrical soil
Thickness	600mm	1138mm	50 mm	600mm
depth	0.33m	0.6m	×	0.33m
Recovery of hot water exhaust heat from small-scale facility				
	○	○	○	×

Table 7 Pump power consumption

Pump power consumption	large-scale facility	4.15 kW
	small-scale facility	1.56 kW
	Network	9 kW

4.熱源水 NWS モデルのシミュレーション結果

4.1 基準モデル（A）

Fig. 7 には大規模・小規模温泉宿の施設内 HP 一次エネルギー消費量、補器動力一次消費エネルギー量と NWS 全体のシステム COP の推移を示す。システム COP の日平均値は約 1.17 となった。熱源水温度については、大規模温泉宿施設内配管平均温度は約 33.5℃、小規模設内配管平均温度は約 31.6℃、NW 配管平均温度は約 32.6℃になった。21 時～1 時に給湯負荷が高いことから、一次エネルギー消費量も高くなっている。4 時～7 時には給湯負荷が低いため、一次エネルギー消費量も低くなるが、この時間帯の補器動力一次消費エネルギー量の割合が高くなりシステム COP が下がる。Fig. 8 は宿ごとの一日中の NW との熱交換量を示す。符号の意味は Table 2 に示す。5 軒の大規模宿、および 5 軒の小規模宿はそれぞれ場所による違いはなく、同じような変動になった。大規模宿は 1 時～7 時の時間帯に NW への放熱が大きくなり、小規模宿は 7 時に NW からの熱取得が最大になる。また、大規模宿が NW に供給する熱量に比べて、小規模宿が NW から利用する熱量が明らかに小さいことがわかった。前述のように、基幹 NW 配管長さは 3.5 km であり、その間の熱損失の確認が必要と考えられる。Fig. 9 は基幹 NW 全体の一日の熱収支を示す。配管熱損失（配管内水熱容量を含む）が大きく、5 軒の大規模宿から NW に供給する熱量の約 6 割になることがわかった。残りの約 4 割が小規模宿の熱取得となっている。

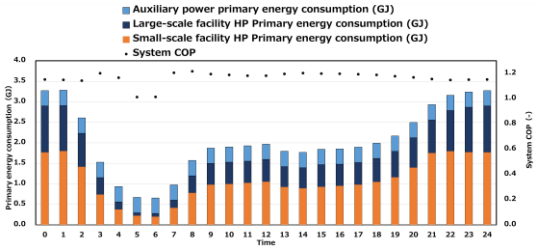


Fig. 7 Primary energy consumption and system COP (Model A)

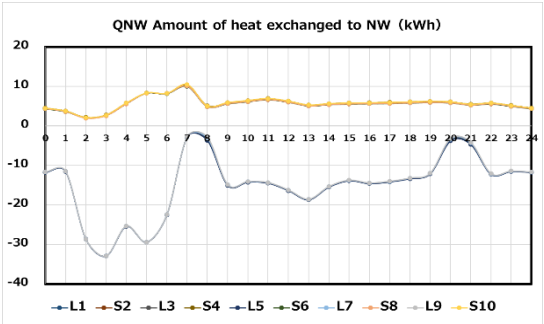


Fig. 8　Amount of heat exchanged to NW

4.2 断熱条件変更モデル（B1，B2）

ここで、断熱性能を変更した B1，B2 効果を検討する。結果を　Fig. 10 に日積算の NW 全体の熱収支を示す。断熱無しのベースモデル A に比べて、断熱を考慮したモデル B2 場合は、基幹 NW の配管熱損失は大幅に下がったことになる。断熱条件を変更しても、小規模温泉宿の熱交換量はほぼ変わらず、大

規模宿の基幹 NW への放熱量は下がったという結果になった。現状の小規模温泉宿の設備構成では、仮に配管の熱損失を減らしても小規模宿の NW からの受熱量はほとんど増えないことがわかった。

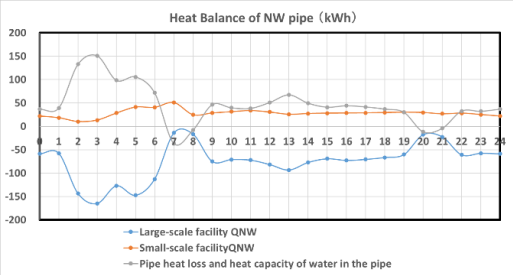


Fig. 9　Heat Balance of NW pipe

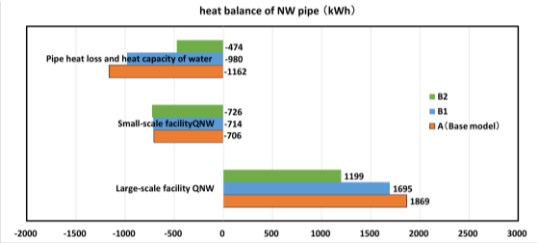


Fig. 10　Results of three Insulation conditions

4.3 排湯熱回収条件の変更（C）

小規模宿における、排湯熱回収設備と上水加熱設備を外したモデル C（Fig. 11）について結果を確認する。Fig. 12 はモデル C の大規模宿・小規模宿の施設内 HP 一次エネルギー消費量、補器動力一次消費エネルギー量と NW 全体のシステム COP の推移を示す。熱源水温度については、大規模温泉宿施設内配管平均温度は約 32.6℃、小規模設内配管平均温度は約 26.5℃、NW 配管平均温度は約 31.3℃になった。システム COP の平均値は約 1.14 となり、小規模設内配管平均温度が下がり、一次エネルギー消費量がモデル A に比べて，19%高くなった。Fig. 13 はモデル C における各温泉宿の NW との熱交換を示す。モデル A より小規模宿の基幹 NW からの受熱量が増えたことがわかる。Fig. 14 に日積算の NW 全体の熱収支を示す。基幹 NW の配管熱損失は大規模宿から基幹 NW に供給する熱量の約 3 割になり、残りの約 7 割が小規模宿の取得熱となる。モデル A と比べて C は、小規模宿の取得熱量が約 3 倍以上になり、熱源水 NWS 全体のシステム COP の低下は僅か 0.03 であった。本報の結果は温泉熱比 1 の条件で得られたものであり、今後は温泉熱比を変更した場合の効果試算が必要と考える。

5 本研究のまとめ

本研究で得られた知見を以下に示す。

(1) 熱源水 NWS の宿間の熱収支を確認したところ、温泉熱比を 1 の場合は、基準モデル A における小規模温泉宿への融通熱量は大規模温泉宿の供給熱量の 4 割程度となった。

(2) 断熱を想定した B1、B2 モデルの熱収支から、温泉熱比を 1 の場合は、小規模温泉宿への融通熱量はほぼ変わらず、大規模温泉宿の提供熱量は基準モデル A より 6 割程度減少した。

(3) 小規模温泉宿の熱回収設備を外したモデル C の場合は、融通熱量が大幅に上回り、熱源水 NW 全体のシステム COP の低下は僅か 0.03 であった。

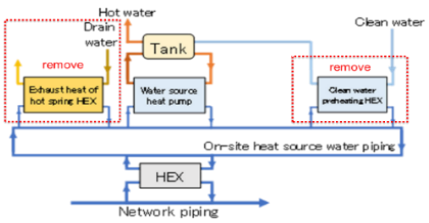


Fig. 11　System diagram of small-scale facility（Model C）

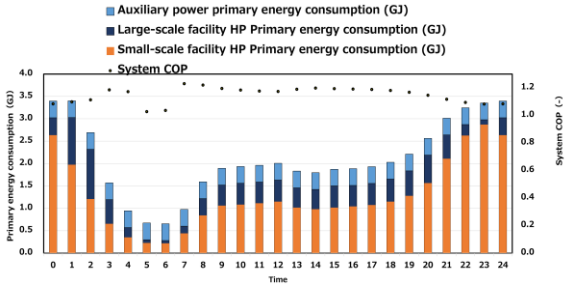


Fig. 12　Primary energy consumption and system COP（Model C）

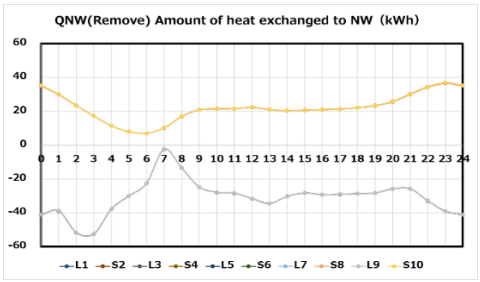


Fig. 13　Amount of heat exchanged to NW（Model C）

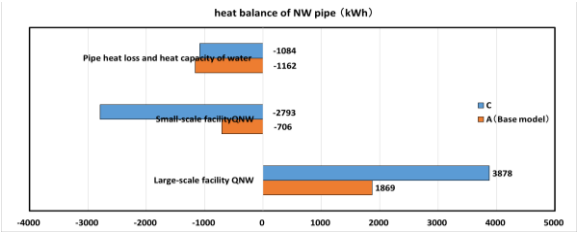


Fig. 14　Amount of heat exchange to NW

参考文献

1) 柊本一成ら：温泉未利用熱の面的利用システムに関する研究-熱源水ネットワークシステムと集中型の熱供給システムの導入効果の比較，第 48 回空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集,A-82,2019 年

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022. 3. 11）

潜熱蓄熱槽を用いた低負荷率運転削減による既存建物の熱源機器の省エネルギー効果に関する研究

Study on energy saving effect of heat source equipment by reducing low load operation using latent heat storage tank

○宮本　秀哲（神戸大学）　　竹林　英樹（神戸大学）
Hideaki MIYAMOTO*1　Hideki TAKEBAYASHI*1
*1　Kobe University

The heat source equipment used in existing medium or large buildings is generally designed to maximize the efficiency for peak thermal loads, then operates in partial load for non-peak thermal loads. We propose a simple management system that reduces the partial load operation of heat source equipment by installing a latent heat storage tank in the air conditioning system. In this research, we simulated the heat storage operation using a latent heat storage tank, and examined the possibility of improving the efficiency of heat source equipment.

１．はじめに

既存の大規模建築物の中央熱源方式の熱源機器は図 1 に示す冷凍機の部分負荷特性（LCEM ツール Ver3.10・オブジェクト RC-XX1-310S_400）のように，負荷率が小さいほど効率が悪いため低負荷率運転時間が長いとエネルギー消費量が多くなる。この問題を解決する手段として，特定の負荷率を下回ると熱源を停止し予め熱源を高効率で運転させ蓄熱した熱を利用する蓄熱空調が考えられる。

潜熱蓄熱材（PCM：phase change material）は顕熱蓄熱材と比較して容積当たりの蓄熱量が大きく，一定温度で熱を利用できるため，熱源往還冷水温度の限られた範囲に対応できる。潜熱蓄熱槽を利用した蓄放熱運転のシミュレーションを実施し，低負荷率運転時間削減による熱源高効率化の可能性を検討した。

２．シミュレーション条件

2.1　対象建物の概要

神戸市内の大規模事務所ビルを対象とする。建物概要と室内条件を表 1，2 に示す。熱源は LCEM ツールのターボ冷凍機を 5 台選定した。冷凍機機器仕様を表 3 に示す。冷凍機は負荷率が 20%未満になると運転を停止する。空調方式は中央熱源方式で，冷水一次ポンプ，二次ポンプともに定流量ポンプを選定した。空気調和機は対象フロア毎に設置した。冷房負荷を対象とし，空調システムのバイパス配管部に潜熱蓄熱槽を設置した（図 2）。

夜間の蓄熱時は熱源の運転が低負荷率に到達するまで蓄熱した。昼間は低負荷率未満の場合，熱源の運転を停止して蓄熱槽からの放熱運転を行った。

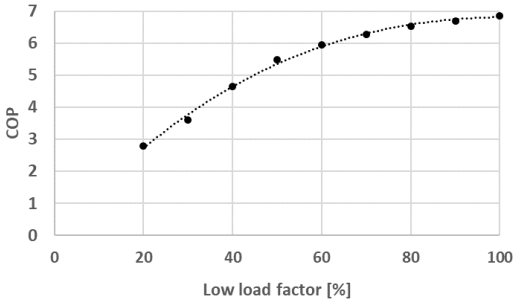


Fig.1 Partial load characteristics of heat source equipment

Table.1 Model building property

Factor	Property
Floor number	30F
Total floor area	51,400 ㎡
Standard floor area	1,560 ㎡

Table.2 Building heat load conditions

Factor	Property
Indoor conditions	Temperature: 26℃ Relative humidity: 60%
Air conditioning schedule	April ~ November 7 a.m.~17 p.m. on weekdays
Internal heat generation	Light : 20W/㎡　Device : 20W/㎡ Residents : 0.2person/㎡ Outside air introduction : 25 ㎥/h･person

2. 2　潜熱蓄熱カプセル

本研究で用いた相変化温度 11℃の潜熱蓄熱カプセルの物性値を表 4，概形を図 3 に示す。PCM の相変化は相変化温度±1℃の幅で生じるとし，その温度幅に一定の比熱（見かけの比熱）が存在すると仮定した（図 4）。

2. 3　潜熱蓄熱槽

潜熱蓄熱カプセルを 10 枚重ねて 1 ブロックとし，必要蓄熱量に合わせてブロックを積み重ねた。カプセル間の凸凹の隙間を冷水が通る。低負荷率の基準を 30%とし，基準負荷率未満の日積算熱負荷を放熱対象とした（図 5）。最大日積算熱負荷から目標蓄熱量を 5,400MJ とした。

2. 4　潜熱蓄熱槽の熱収支モデル

蓄熱槽の熱収支モデルを図 6 に示す。槽を 10 層に分割し蓄熱時の冷水入口側より冷水温度を T_{w1}～T_{w10}，カプセル温度を T_{p1}～T_{p10} とする。熱収支式は式(1), (2)となる。

$$C_w \cdot \rho_w \cdot U_w \cdot (T_{w(n-1)} - T_{wn}) - K \cdot A \cdot (T_{wn} - T_{pn}) = 0 \quad (1)$$

$$C_p \cdot \rho_p \cdot V_p \cdot (T_{pn} - T_{pn}') / \Delta t = K \cdot A \cdot (T_{wn} - T_{pn}) \quad (2)$$

C：比熱[kJ/kgK]，ρ：密度[kg/㎥]，U：流量[㎥/s]，
K：熱貫流率[kW/㎡ K]，A：カプセルの表面積/一層[㎡]，
V：カプセルの体積/一層[㎥]，t：時間[s]
添字 w：水，p：潜熱蓄熱材，n：層番号

Table.3 Refrigerator equipment property

Factor	Property
Cooling capacity	1,407kW
Cold water temperature	7℃ / 12℃
Cold water flow rate	4,032L/min

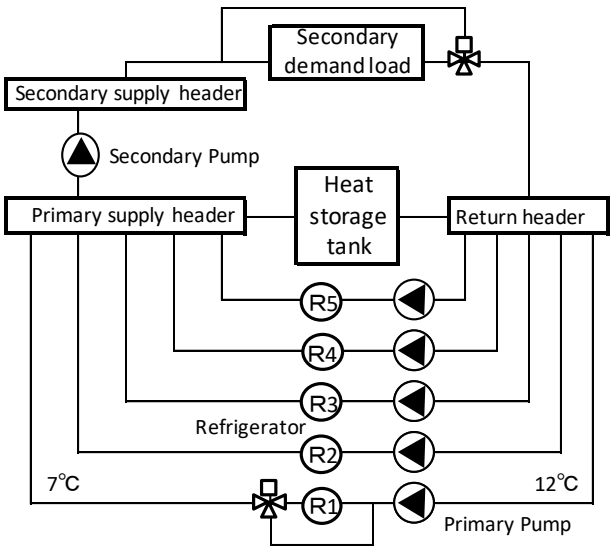


Fig.2 Air conditioning system

Table.4 PCM capsule physical property[1)]

Factor	Property
Principal component	$Na_2SO_4 \cdot 10H_2O$
Container size	315mm*280mm*30mm
PCM weight	2.0kg
Latent heat amount	127kJ/kg
Density	1,485kg/㎥

Fig.3 Latent heat storage capsule

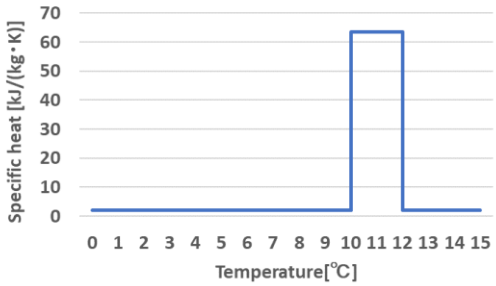


Fig.4 Specific heat (Phase change temperature: 11℃)

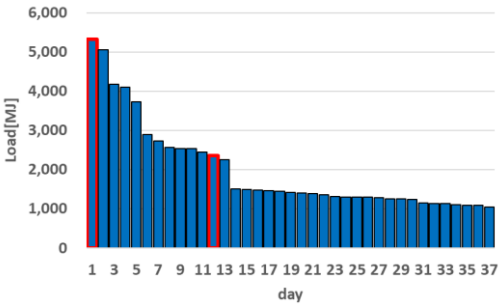


Fig.5 Daily cumulative heat load (low load factor condition: 30%)

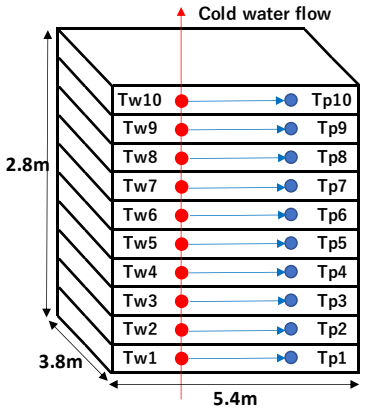


Fig.6 Heat storage tank model

3．シミュレーション条件

3.1　蓄熱シミュレーション

蓄熱槽全体で相変化を完了させるために，低負荷率の基準 30%（蓄熱槽出口冷水温度 8.5℃）を下回った時に熱源を停止し，冷水を再循環させて蓄熱した場合の蓄熱カプセル内温度（T_{p1} ～T_{p10}），蓄熱槽出口冷水温度（T_{w10}），熱源 COP の時間変化を図 7 に示す。1 時間 50 分で蓄熱槽全体の相変化が完了した。

3.2　放熱シミュレーション

放熱時の蓄熱カプセル内温度（T_{p10}～T_{p1}），蓄熱槽入口冷水温度（T_{w10}），出口冷水温度（T_{w1}）の時間変化を図 8 に示す。蓄熱槽全体の初期温度は蓄熱終了時の温度で，蓄熱槽出口冷水温度が空調機の許容限界温度に至ると放熱運転を終了する。負荷率 30%に相当する負荷が継続する場合の冷水温度が蓄熱槽に 4,032 L/min で流入する。蓄熱槽全体の相変化が完了した。

3.3　代表日・年間の蓄放熱運転

代表日は蓄熱対象の日積算熱負荷（図 5）の最大日（4 月 19 日）と前日（4 月 18 日）とした。代表日及び年間の蓄放熱運転なし，ありの場合のシステム全体の電力消費量と平均熱源 COP を図 9,10,11 に示す。蓄放熱運転により熱源平均 COP は向上し，電力消費量が減少する。放熱対象負荷が大きい 19 日は省エネルギー効果も大きい。

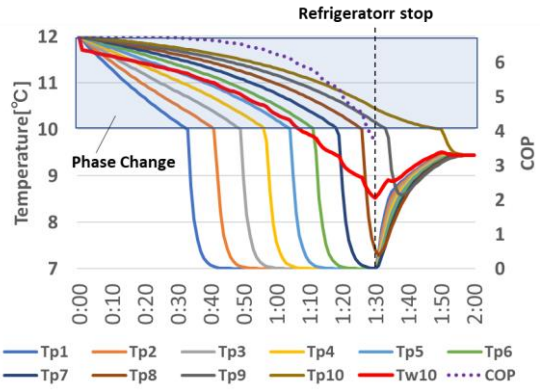


Fig.7 Change of internal temperature of heat storage tank (charge)

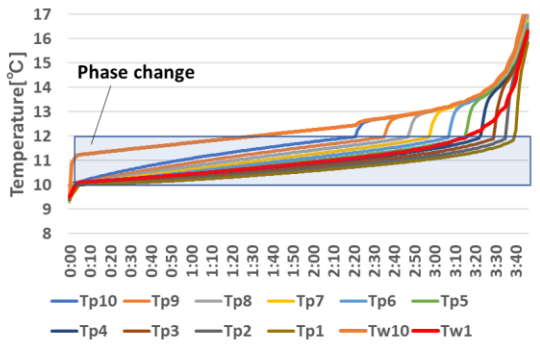


Fig.8 Change of internal temperature of heat storage tank(discharge)

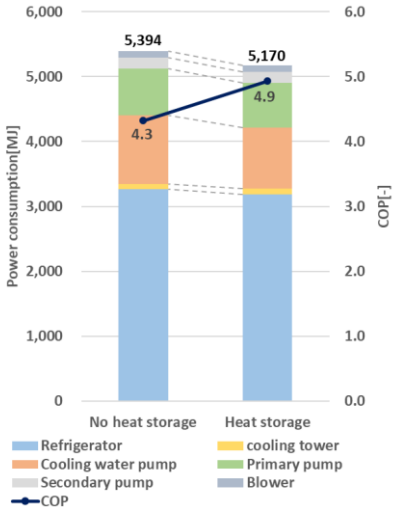


Fig.9 Power consumption and COP (April 18th)

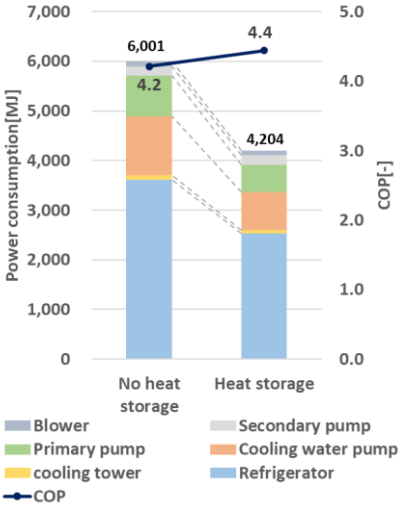


Fig.10 Power consumption and COP (April 19th)

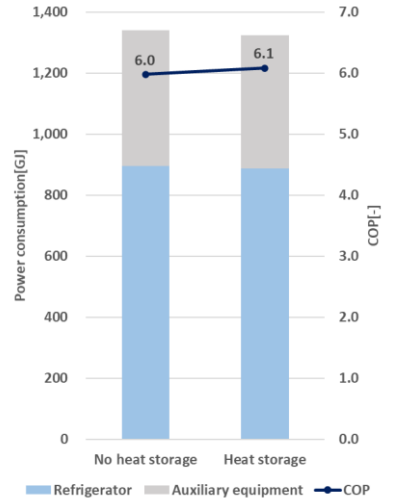


Fig.11 Power consumption and COP (yearly)

4．蓄熱槽容量の検討

熱源の低負荷率の基準を以下の通り蓄熱時と放熱時で区別して設定し，年間の省エネルギー運転の可能性をシミュレーションにより検討した。

・蓄熱時の低負荷率基準：蓄熱時に熱源停止と冷水再循環開始を判定する負荷率（20～50%，5%間隔で設定）

・放熱時の低負荷率基準：低負荷の場合に熱源停止と放熱開始を判定する負荷率（25～50%，5%間隔で設定）

4.1　年間省エネルギー量

低負荷率の基準を変更して実施したシミュレーション結果の蓄熱時低負荷率，放熱時低負荷率，蓄熱槽容量毎の年間省エネルギー量を図 12 に示す。蓄熱時低負荷率 50%，放熱時低負荷率 50%，蓄熱槽容量 18,796MJ で年間省エネルギー量が最大の 8,754kWh となる。放熱時低負荷率の基準が一定で，蓄熱時低負荷率の基準が増加して蓄熱槽容量が増加すると，放熱対象の日積算熱負荷が増加するため，年間省エネルギー量も増加する。

4.2　単位省エネルギー量

蓄熱槽容量 1GJ あたりの省エネルギー量を単位省エネルギー量とする。蓄熱時低負荷率，放熱時低負荷率，蓄熱槽容量毎の年間単位省エネルギー量を図 13 に示す。蓄熱時の低負荷率基準 25%，放熱時の低負荷率基準 35%，蓄熱槽容量 2,794MJ で単位省エネルギー量が最大の 973kWh（省エネルギー量 2,717kWh）となる。

放熱時の低負荷率基準 25%,30%の場合，または，放熱時の低負荷率 35%で蓄熱時の低負荷率基準が大きく蓄熱槽容量 3,000MJ 以上の場合，または，放熱時の低負荷率基準 40%,45%,50%で蓄熱時の低負荷率基準が大きく蓄熱槽容量 5,000MJ 以上の場合，蓄熱槽容量が増加しても放熱対象の日積算熱負荷はあまり増加しないため，単位省エネルギー量は減少する。

単位省エネルギー量の上位 10%は，単位省エネルギー量と蓄放熱低負荷率差の関係を示した図 14 の赤でプロットした部分で，蓄熱時と放熱時の低負荷率の差が 10%,15%の場合が多い．これは放熱時低負荷率を大きくした場合の，蓄熱時の低負荷率運転の影響と放熱対象負荷の増加の影響がバランスする範囲を示していると考えられる．

5．結論

既存の大規模事務所ビルの中央熱源方式の空調システムを対象として，潜熱蓄熱槽を利用した蓄放熱運転による，熱源機器の低負荷率運転時間削減による高効率化の可能性を検討し，エネルギー消費量削減効果を定量的に評価した。蓄放熱運転により熱源機器の平均 COP は向上し，電力消費量が減少した。特に放熱対象の熱負荷が大きい日に省エネルギー効果が大きい。

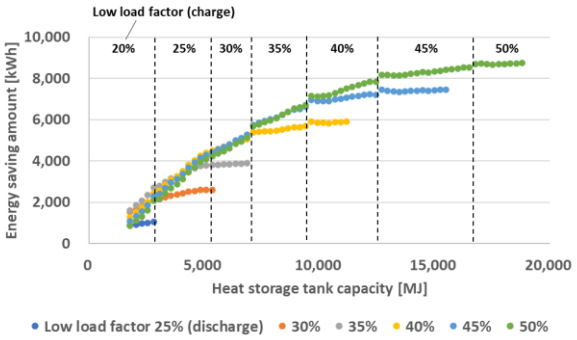


Fig.12 Relationship between heat storage tank capacity and annual energy saving

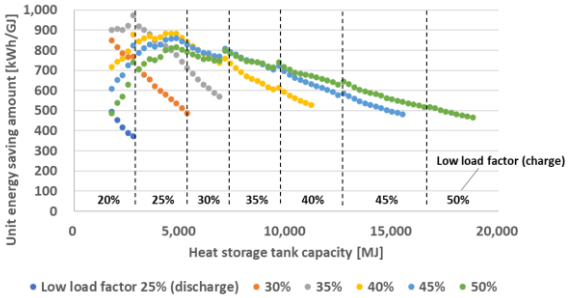


Fig.13 Relationship between heat storage tank capacity and annual energy saving per unit heat storage tank capacity

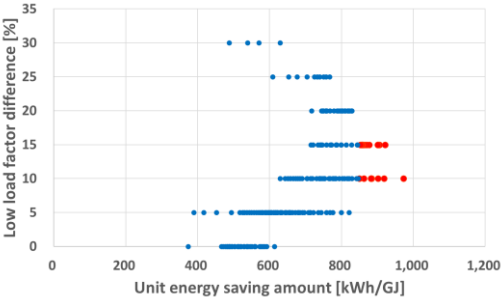


Fig.14 Relationship between annual energy saving per unit heat storage tank capacity and low load factor difference

熱源の低負荷率の基準を変更して放熱対象となる熱負荷を増やし，省エネルギー効果を増加させる可能性を検討した。熱源低負荷率の基準を緩和（大きく）して蓄熱槽容量を増加させると放熱対象の熱負荷が増えるため，年間の省エネルギー量が増える傾向にある。

潜熱蓄熱槽を利用した蓄放熱運転により効果的にエネルギー消費量を削減するために，蓄熱槽容量あたりの単位省エネルギー量を指標として，最適な蓄熱槽容量の選定方法が明らかになった。

参 考 文 献

1） 株式会社ヤノ技研　http://www.yano-giken.com/index.html

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022.3.11）

通信業建物のエネルギー需要推計モデルの開発と温暖化対策導入効果の評価
Building stock energy modeling foe Japanese telecommunication sector and CO2 emissions reduction potential estimation

西島　拓海（大阪大学）　　山口　容平（大阪大学）
鳴川　公彬（大阪大学）　　山下　皓太郎（大阪大学）
下田　吉之（大阪大学）
Takumi Nishijima*1　Yohei Yamaguchi*1　Masaaki Narukawa*1　Kotaro Yamashita*1　Yoshiyuki Shimoda*1
*1　Osaka University

This study develops a building stock energy model of the Japanese telecommunication industry. The modeling involves a development of reference building models (RBMs) representing the building stock, a simulation of building energy demand using RBMs and an aggregation of total energy consumption considering the stock composition. By using the model, we estimated potential carbon dioxide emission reduction in the industry by the year 2030. It was estimated that carbon dioxide emissions could be reduced by 1.7 to 2.3 M tons in 2030, which would be equivalent to 63 to 75% of the carbon dioxide emissions in 2013.

１．背景・目的

地球温暖化対策計画[1]は業務部門の 2030 年度の二酸化炭素（CO_2）排出量削減目標を 2013 年度比 51%としており，いかなる技術的変化により削減目標を実現するか明らかにすることは重要である。本研究が対象とする通信業は業務部門全体の二次エネルギー消費量の 1.4%を占めており[2]，規模は小さいが，通信量の増加などの要因により今後のエネルギー需要が大きく増加する可能性があり，通信業建物のエネルギー需要を定量化することは重要である。

Kishita ら[3]は統計的手法により通信業の将来の電力消費推定するモデルを提案し，外部要因の変化と省エネ対策の双方を想定したシナリオプランニング手法を用いて，通信業の電力消費を分析している。低炭素社会戦略センター[4]はネットワーク構造に一定の前提を置き，ネットワーク関連消費電力の推定を行い，どのような課題があるかを検討することで，2030 年，2050 年の電力消費を推計している。これらの研究はエネルギー需要の将来予測を目的とするものであり，CO_2 排出量削減ポテンシャルは推計されていない。

CO_2 排出量削減ポテンシャルは，技術普及量と技術普及によりもたらされる削減効果により決まる。そのため，地球温暖化対策計画では，対策項目別に一単位の対策導入により得られる削減原単位と導入量を積和することで CO_2 排出削減量を定量化している。しかし，対策導入効果は気象条件，建築仕様，設備仕様，建物の使われ方により異なるため，これらの要因を無視した同計画の推計結果には大きな誤差が含まれる可能性がある。これらの影響因子を考慮して削減ポテンシャルを推計する方法に Building stock energy model（BSEM）を使用する方法がある。BSEM ではエネルギー需要特性に基づいてストックを類型化し，類型別に代表モデルを作成する。代表モデルは具体的な建築仕様，設備仕様，運用条件に関するデータセットであり，代表モデルを使用したシミュレーションにより業務施設では延床面積当たりのエネルギー消費原単位を定量化する。原単位と類型別延床面積の積和によりストック全体のエネルギー消費量を定量化する。CO_2 排出量削減ポテンシャルは省エネルギー技術を採用した代表モデルのストック構成比率の増加させることにより定量化することができる。Shibuya ら[5]は日本の事務所ビルを対象とする代表モデルを構築し，気候変動による温度上昇を考慮してエネルギー消費量を推計している。Yamaguchi ら[6]は日本の事務所，宿泊，医療，小売，学校施設を対象とする BSEM を開発し，CO_2 排出量削減ポテンシャルを推計している。しかし，通信業を対象とする BSEM は開発されていない。

以上の背景から本研究は，通信業の BSEM を開発し，2030 年までのエネルギー需要を推計した上で，各種温暖化対策の導入による CO_2 排出量削減ポテンシャルを推計することを目的とする。

２．開発モデルと計算ケースの設定

2.1 ストックの類型化と類型別ストックの推計

通信ビルではストックの分布に関する統計が少なく，

収容設備に関するデータもほとんど見られない。そこで本研究では通信ビルストックを立地と施設規模により類型化した。Table.1 に考慮した類型を示す。

Table.1 Segmentation category

	Segments
Location	Hokkaido, Tohoku, Kanto, Hokuriku, Chubu, Kansai, Chugoku, Shikoku, Kyushu, Okinawa
Area	300 m^2 or smaller (CL1), 300 m^2 to 2,000 m^2 (CL2), 2,000 m^2 to 10,000 m^2(CL3), and 10,000 m^2 or larger (CL4)

通信ビルストックの類型別延床面積を推計した。各立地地域の収容局から100件をそれぞれランダムに抽出し，それぞれの建物の GIS データ [7]の延床面積の値を用いて立地地域別の延床面積区分比率を算出し，求めた延床面積区分比率と各立地地域における収容局の総数との積により類型別通信ビル数を算出した。その後，各類型の代表モデルの延床面積との積により類型別延床面積を算出した。推計した類型別延床面積を Fig.1 に示す。

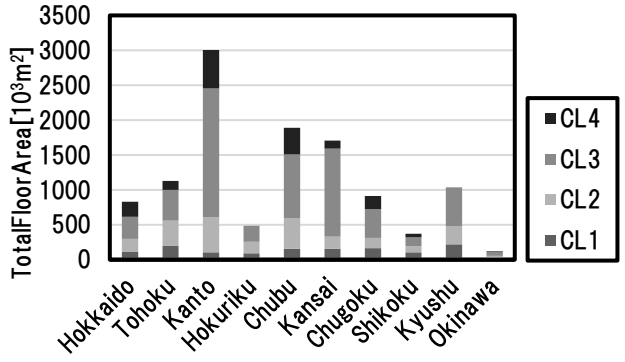


Fig.1 Total floor area by segments

2.2 代表モデルの作成

代表モデルは建築仕様，設備仕様，建築・設備の運用条件に関する具体的な条件を定めたものである。Hara ら [8]は通信ビルを対象として通信ビルの延床面積と電力原単位や機械室面積比率との関係を明らかにした。

建築仕様では Hara らにおける各類型のサンプルの平均延床面積を代表モデルの延床面積に設定し，Yamaguchi ら [9]の事務所ビルモデルと同じ延床面積，階数を与えた。通信ビルのフロアは建物の北側から順に共用部，通信設備室，オフィスルームの 3 つのゾーンに分割した。各ゾーンの延床面積比率は Hara らの文献に基づき，各ゾーン比率を設定した。

収容設備については，通信設備は Hara ら [8]における通信設備室面積と電力原単位の関係から通信設備電力原単位を計算して設定した。空調については，通信設備室には高顕熱設計の空調機 [10]（冷房 COP:4.4）が収容されていると想定した。また，通信ビルでは給電設備と呼ばれる高負荷な電気を安定供給するための設備が収容されているため，給電設備が収容されていると想定した。NTT 西日本が公開している電力内訳 [11]によると，電力ビルの約 15%を給電設備が占めている。このことから，給電設備の損失係数が 15%として設定した。

通信設備室における通信設備,空調の稼働スケジュールは常に稼働していると仮定し，人員の出入りは全くないものとして計算を行った。

2.3 代表モデルを用いたエネルギー需要推計

代表モデルを用いたエネルギー需要の推計にはアメリカ Department of Energy が開発している EnergyPlus 8.6 [12]を用いた。なお，気象区分は前述の地域区分に対応して，札幌，仙台，東京，新潟，名古屋，大阪，広島，松山，福岡，那覇の気象台で観測された 2013 年度 AMEDAS データ [13]から EnergyPlus 用の気象データを作成して用いた。

2.4 エネルギー需要の積み上げ

2.1 節で算出した通信ビルの類型別延床面積と，2.3 節において代表モデルに基づいて定量化された床面積あたり原単位との積和によりエネルギー消費総量を定量化した。なお，本モデルではガスなどの燃料駆動の熱源を考慮しなかったことから，エネルギー消費のすべてが電力として推計される。

2.5 温暖化対策の導入効果の評価

Table.2 に考慮した対策を示す。地球温暖化対策計画における業務部門の削減目標の中で全業務施設を対象として検討されている建築物の省エネルギー化，機器の省エネ性能向上の 2 つを考慮した。また，機器の中でも通信業において影響が大きいと考えられる通信設備，給電設備，空調の 3 つの設備についてそれぞれ対策を検討した。建築物の省エネルギー化については，ストック全体の外皮性能が高水準になると想定し，給電設備と空調の省エネ性能の向上については，従来のペースで機器効率が向上すると想定した。

通信設備の電力需要については通信量や通信設備効率に依存するため，不確実性が大きい。そのため，通信量と通信設備効率の変化を想定し，通信設備の電力需要を推計した。総務省は国内通信量 [14]を公表しており，2013 年から 2019 年における前年比増加率の 3 年間移動平均をもとに，年率 30%~46%で増加すると想定した。通信設備機器効率については，低炭素社会戦略センター [4]が示している 2010~2020 年のキャリア向けルータの機器仕様において機器効率が年率 1.6 倍で増加していることから，理想的

な効率向上が進んだ場合，年率 1.6 倍で機器効率が向上し，無対策のケースでは 2020 年から通信設備の機器効率が向上しないと想定した。なお，通信量の影響を受けるルーティング機器などは2013 年度時点で通信ビル内の通信設備の電力消費の半分を占めており，それ以外の通信設備の電力需要は変わらないと想定した。通信設備の電力需要の将来推移の推移結果を Fig.2 に示す。このように 2013 年度比の 0.51 倍～1.89 倍になると推計された。

CO_2 排出の推計において，地球温暖化対策計画より 2013 年の電力 CO2 排出係数は 0.57 kg-CO2/kWh[1]，2030 年は 0.25 kg-CO2/kWh[1]を用いた。

Table.2 Energy conservation measures to consider

	Assumption
Insulation	Add 15 mm of insulation to the exterior walls.
Equipment	Set for changes in communication demand. (described later)
PowerSupply	Reduce losses from power supply by 10%.
Cooling	Improve cooling COP by 1.7 % per year.

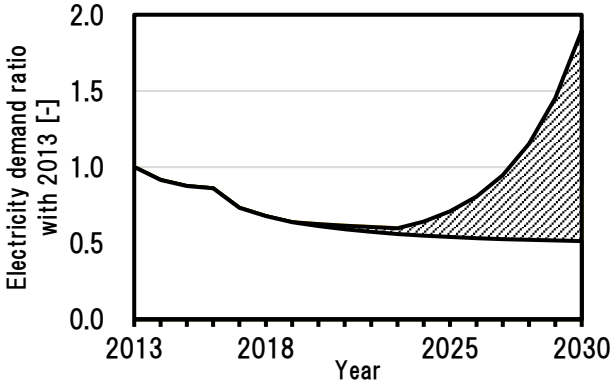


Fig.2 Electricity demand forecast for communication equipment thorough 2030FY

3．エネルギー需要推計

3.1 2013 年度の推計結果

2013 年度における通信ビルの年間電力需要の推計結果を Fig.3 に示す。Fig.3 では最終用途，立地地域別にデータを表示している。日本全国の通信ビルの年間電力需要は 4.6 TWh と推計され，2013 年における NTT 東日本と西日本の年間電力消費である 4.3 TWh と非常に近い値となり，総合エネルギー統計 [2]の通信業の電力消費の約 73%をカバーしている。通信ビルの年間 CO_2 排出量は 2.6 Mt-CO_2 と推計された。最終用途では通信設備の比率が 62%と非常に高く，次点で給電設備や冷房の比率が大きい。立地地域では関東，中部，関西の比率が高い。

次に，2 月，5 月，8 月における 1 時間ごとの平均電力需要を Fig.4 に示す。Fig.4 では最終用途別に電力需要を表示している。通信ビルの平均電力需要が，2 月では 4.9 GW，5 月では 5.2 GW，8 月では 6.1 GW と推計された。また，一年を通して電力需要は 0.44 GW~0.64 GW になると推計された。これらの代表月において 8 時に電力需要が大幅に増加しているが，これは通信ビル内のオフィススペースが稼働し始めることによるものである。

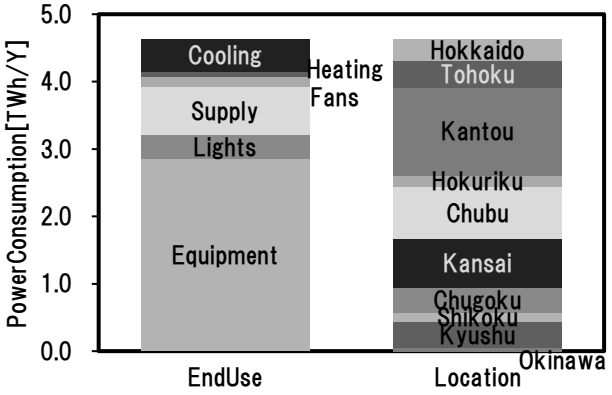


Fig.3 Annual power consumption in 2013FY

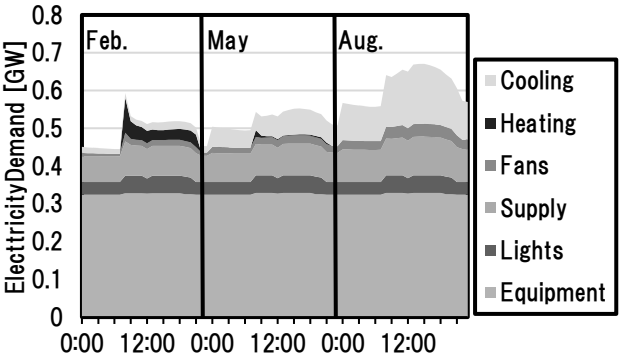


Fig.4 Average electricity demand in typical months

3.2 温暖化対策導入効果の推計結果

考慮した各対策が導入された時の電力需要の変化を Fig.5 に示す。Fig.5 では各項目について無対策のケースを BAU，断熱性能の向上を Ins，通信設備，給電設備，空調の機器省エネ性能の向上をそれぞれ Equip，Supply，COP で示している。通信ビルの年間電力消費は通信設備の機器効率の向上により 41%，給電設備により 1.8%，空調により 2.9%減少した。一方で，断熱性能を向上させた場合には通信ビルの年間電力消費は 0.2%増加した。通信設備の機器効率の向上による削減量が非常に大きく，断熱性能の向上による削減はほとんど見られなかった。

Fig.6 に通信量が最小及び最大になるケースについてそれぞれ対策を導入しない場合（BAU）とすべての対策を導入する場合（All）の年間電力消費を示す。図中のプロットは CO_2 排出量を示す。2013 年度では年間電力消費量が 4.6TWh，CO_2 排出量が 2.6 Mt-CO_2 である。通信量が最

小の場合，無対策のケースでは電力消費が 4.1 TWh，CO_2 排出量が 1.0 Mt-CO_2 となり，全ての対策を導入したケースでは電力消費が 2.6 TWh，CO_2 排出量が 0.65 Mt-CO_2 となった。通信量が最大の場合，無対策のケースでは電力消費が 8.2 TWh，CO_2 排出量が 2.1 Mt-CO_2 となり，全ての対策を導入したケースでは電力消費が 4.0 TWh，CO_2 排出量が 0.99 Mt-CO_2 となった。対策を行わないケースでは CO_2 排出量は 2013 年度比で 22~60%削減される。対策による効果は通信量が大きいケースでは特に大きく，対策を行うことにより，CO_2 排出量は 2013 年度比で 63~75%である 1.7 Mt-CO_2 ~2.3 Mt-CO_2 削減できることがわかった。

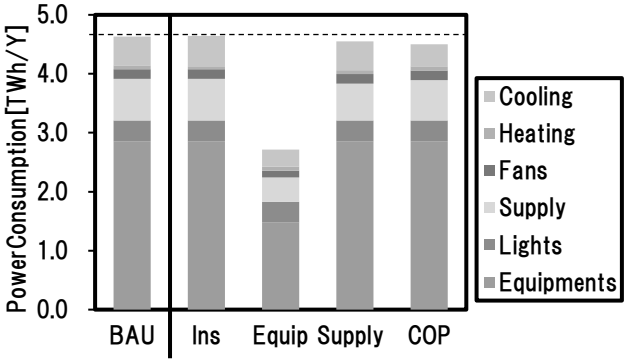


Fig.5 Comparison of the effect of each measure

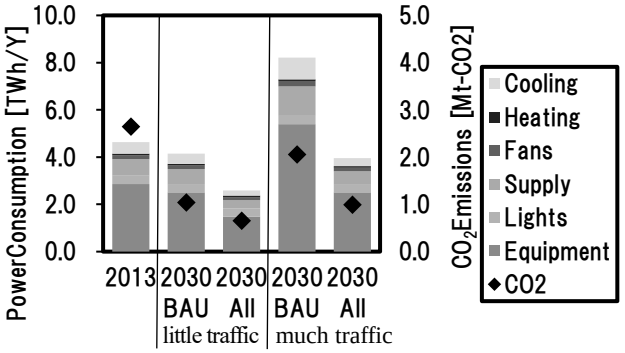


Fig.6 Effects of all measures

4．まとめ

本研究では，通信業を対象として BSEM を開発し，2030 年までのエネルギー需要を推計した。その結果，実態値との比較により本モデルはある程度妥当な推計が行われていることが確認でき，通信業の約 73%をカバーできるモデルとなった。

また，通信設備の電力需要の変化を推計し，各種温暖化対策の導入による CO_2 排出量削減ポテンシャルを推計した。通信設備の電力需要は 2030 年には 2013 年度の 0.51~1.89 倍になると推計された。建築の省エネルギー化と機器の省エネ性能向上により，通信業における CO_2 排出量は 2013 年度比で 63~75%である 1.7 ~2.3 Mt-CO_2/year 削減可能であると推計された。

謝　辞

本研究は JSPS 科研費 20H02312 の助成を受けたものである。

参 考 文 献

1) 内閣官房，地球温暖化対策計画，2021 年 10 月
2) 総務省，総合エネルギー統計 2013 年
3) Yusuke Kishita, Yohei Yamaguchi, Yasushi Umeda, Yoshiyuki Shimoda, Minako Hara, Atsushi Sakurai, Hiroki Oka and Yuriko Tanaka. Describing Long-Term Electricity Demand Scenarios in the Telecommunications Industry: A Case Study of Japan. Sustainability 2016,8,52.
4) 国立研究開発法人科学技術振興機構低炭素社会戦略センター，情報化社会の進展がエネルギー消費に与える影響 (Vol.3)　-ネットワーク関連消費エネルギーの現状と将来予測および技術的課題-, 2021 年 2 月
5) Shibuya, T., & Croxford, B. (2016). The effect of climate change on office building energy consumption in Japan. Energy and Buildings, 117, 149–159. https://doi.org/10.1016/J.ENBUILD.2016.02.023
6) Yamaguchi, Y., Kim, B., Kitamura, T., Akizawa, K., Chen, H., & Shimoda, Y. (2022). Building stock energy modeling considering building system composition and long-term change for climate change mitigation of commercial building stocks. Applied Energy, 306, 117907. https://doi.org/10.1016/J.APENERGY.2021.117907
7) ESRI ジャパン, ArcGIS データコレクション, 詳細地図 2014
8) Minako Hara, Atsushi Sakurai, Hiroki Oka, Yuriko Tanaka, Yohei Yamaguchi, Yusuke Kishita, Yasushi Umeda, Yoshiyuki Shimoda, Analysis modeling for electricity consumption in communication buildings, Proceedings of EcoDesign 2015 International Symposium.
9) Yamaguchi, Y., Shimoda, Y., “District-scale Simulation for Multi-purpose Evaluation of Urban Energy Systems”, Journal of Building Performance Simulation, Vol. 3, (2010), pp.289-305.
10) 空冷式空調機/床置型＜FMACS®-V＞｜ソリューション｜NTT ファシリティーズ, https://www.ntt-f.co.jp/service/data_center/data_fmacsv/
11) NTT 西日本技術革新部, NTT 西日本におけるグリーン ICT の取り組み, NTT 技術ジャーナル 2009 年 9 月号, (2009), pp.58-61
12) EnergyPlus, EnergyPlus 8.6.0, September 2016, https://energyplus.net/, 最終アクセス日 2021 年 12 月 13 日
13) 気象業務支援センター : 気象データベース・アメダス,ウェザートーイ,2014
14) 総務省｜報道資料｜我が国のインターネットにおけるトラヒックの集計・試算,（最終閲覧日：2022.02.03）

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022.3.11）

半透明太陽光発電パネル設置温室の空調用消費電力量と発電量の試算
-日本各地の気象条件の違いによる比較-
Estimating power consumption for air conditioning and generated energy in semitransparent organic solar cells integrated greenhouse
: a comparison of calculation results in different climates in Japan

○武　竜雅（大坂市立大学）　鍋島　美奈子（大坂市立大学）　西岡　真稔（大阪市立大学）
Ryoga Take*1　Minako Nabeshima*1　Masatoshi NISHIOKA*1
*1　Osaka City University

This study focuses on the compatibility between agricultural solar sharing and semitransparent organic solar cells and estimates the energy balance of greenhouse integrated semitransparent organic solar cells (ST-OSC). We confirmed the discrepancies in those results of power consumption for air conditioning and generated energy with ST-OSC by changing weather condition, materials of greenhouse's roofs and walls, and air conditioning setting. As a result, the possibility of achievement of Net Zero Energy Building (NZEB) and a way to accomplish NZEB are shown.

1.　はじめに

1.1. 研究背景・研究目的

近年、地球温暖化の深刻化に対して温室効果ガスの排出抑制が求められており、再生可能エネルギー、特に日本では太陽光発電のさらなる導入拡大が進められている。しかし大規模太陽光発電の導入は減少傾向にあり、今後は荒廃農地への導入や営農型太陽光発電の拡大が想定されている。また、半透明の太陽光発電パネル(半透明 PV)を活用した営農型太陽光発電の新たな形が考えられている。半透明 PV を設置した温室に関する既往研究として、Ravishankar は半透明 PV 下でレタスの栽培実験[1)]と半透明 PV を設置したガラスハウスのエネルギー収支の算出[2)]の研究を行った。栽培実験[1)]では通常のレタスより 75～80%程度乾燥重量が軽くなったが、半透明 PV 下での栽培は十分可能であることが示された。エネルギー収支の算出[2)]では、気候の異なる 3 地点の気象条件で結果の算出を行い、気象により NZEB（Net Zero Energy Building）の達成が可能であるという結果が示された。

1.2. 本研究の新規性

既往研究[2)]では熱収支式による空調負荷の算出が行われたが、水平方向の壁面の貫流熱が考慮されていなかった。熱貫流率が高いガラスで構成されているガラスハウスの空調負荷算出の際は、壁面の貫流熱についても考慮する必要があると考えられる。また壁面の貫流熱を考慮していないため、ガラスハウスの外皮材料の違いによる影響や空調の設定を変更することによるNZEBの達成可能性について調査が行われていない。そこで本研究ではガラスハウスの熱収支式に水平方向の熱流を考慮に入れ、ガラスハウスの外皮材料・空調の稼働条件設定・日本各地の気象条件を変化させた場合の空調負荷と空調用消費電力量、及び半透明 PV による発電量の試算を行い、半透明 PV を導入したガラスハウスの NZEB 達成可能性について調査を行う。本報ではガラスハウスの熱収支計算モデルを用いて空調負荷を計算し、ヒートポンプ COP で空調負荷を除することで空調用消費電力量を計算する。半透明 PV による発電量は各地の日射量と半透明 PV の電力変換効率により算出する。機器損失係数等は考慮していない。

2.　ガラスハウスエネルギー収支

ガラスハウスの熱収支計算により室内空調用消費電力量、半透明 PV による発電量を計算する。

2.1. ガラスハウス設定条件

熱収支に関わる設定について、以下 A)～G)に示す。A)～D)については文献[2)]を参考に設定した。

A)　室内地表面はすべて植物が覆っている。
B)　室内に入射した日射の内、50%が室内顕熱、25%が植物に吸収され潜熱に変換され、残りの 25%は室外に出ていく。
C)　夜間は室内に保温カーテンを展開。
D)　半透明 PV を設置しないハウスは 5～9 月中、遮光率 50%の遮光カーテンを展開。
E)　空調の稼働条件は高水準の条件①（Table 1）と低水準の条件②（Table 2）の２種類を設定。
F)　省エネルギー地域区分に基づいて８地域（夕張・札幌・盛岡・長野・新潟・大坂・鹿児島・那覇）の気象条件で結果を算出。
G)　ガラスハウスの外皮について、Table 3 に示す７種類を設定。各種材料の熱的性質に関しては、Table 4 に示す。

ガラスハウス概要

本研究で扱うガラスハウスの大きさ・方位に関する図を Fig. 1 に、夜間におけるガラスハウス室内熱収支の概要図を Fig. 2、日中における熱収支概要図を Fig. 3 に示す。

2. 2. 空調負荷計算

Fig. 1 で示した規模のガラスハウス室内の潜熱収支式を式(1)に、夜間の顕熱収支式を式(2-1)，(2-2)に、日中の顕熱収支式を式(3)に示す。既往研究[2)]では、ガラスハウスの屋根面や室内空気ごとに放射と対流の熱収支式を解いて空調負荷を算出していたが、本研究では総合熱伝達率（熱貫流率）を用いて空調負荷を算出している。夜間は室内が保温カーテンにより２つの空間に分断されるため、式(2-1)、(2-2)の連立方程式を解くことになる。結果として、暖房負荷は＋（プラス）の符号で、冷房負荷と除湿負荷については－（マイナス）の符号で算出される。

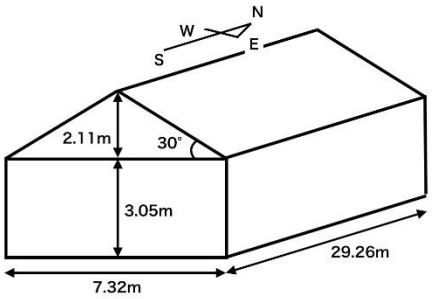


Fig. 1 The size and direction of greenhouse

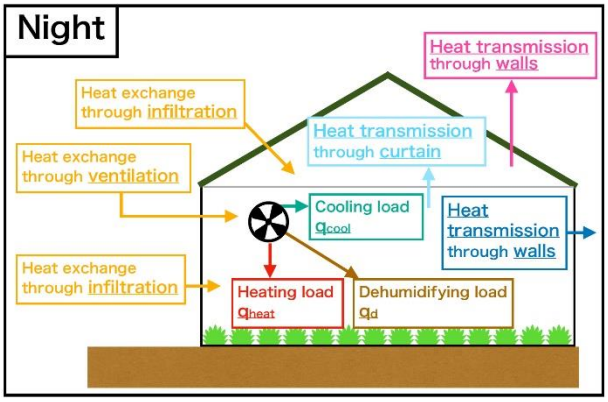


Fig. 2 Schematic of the energy fluxes for greenhouse in the night

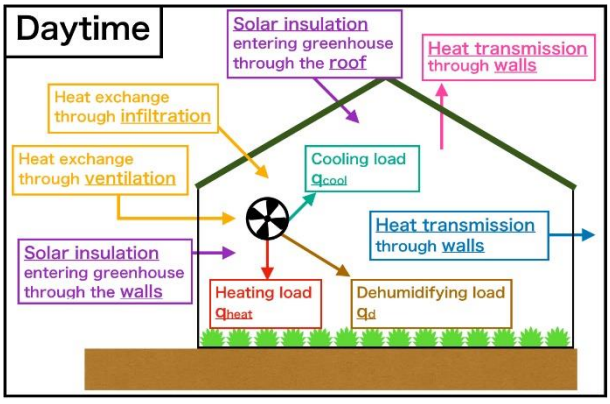


Fig. 3 Schematic of the energy fluxes for greenhouse in the daytime

Table 1 High level air conditioning setting

	Heating	Cooling	Dehumidifying
Daytime	When indoor temperature goes below 21°C	When indoor temperture exceeds 28°C	When relative humidity exceeds 80%
Night	When indoor temperature goes below 17°C	When indoor temperture exceeds 25°C	

Table 2 Low level air conditioning setting

	Heating	Cooling	Dehumidifying
Daytime	When indoor temperature goes below 12°C	When indoor temperture exceeds 33°C	When relative humidity exceeds 80%
Night			

Table 3 Material combination of greenhouse's roofs and walls

Case No.	Wall material	Roof material
(1)	A pane of glass	A pane of glass
(2)	A pane of glass	ST-OSC
(3)	A pane of glass	Low-e ST-OSC
(4)	Double glazing	Low-e ST-OSC
(5)	Low-e double glazing	Low-e ST-OSC
(6)	ST-OSC	ST-OSC
(7)	Low-e ST-OSC	Low-e ST-OSC

$$q_d = -\{l_w\gamma_a Q(x_i - x_o) + 0.25(aQ_{solar,r} + bQ_{solar,w})\} \quad (1)$$

$$q_{heat(cool)} = -\{A_w K_w(\theta_{i1} - \theta_{SAT,W}) + c_a\gamma_a Q_1(\theta_{i1} - \theta_o) + A_x K_x(\theta_{i1} - \theta_{i2})\} \quad (2\text{-}1)$$

$$A_r K_r(\theta_{i2} - \theta_{SAT,r}) + c_a\gamma_a Q_2(\theta_{i2} - \theta_o) + A_x K_x(\theta_{i2} - \theta_{i1}) = 0 \quad (2\text{-}2)$$

$$q_{heat(cool)} = A_{w,n}K_w(2\theta_i - \theta_{SAT,w,n} - \theta_{SAT,w,s}) + A_{w,e}K_w(2\theta_i - \theta_{SAT,w,e} - \theta_{SAT,w,w}) + c_a\gamma_a Q(\theta_i - \theta_o) + A_r K_r(2\theta_i - \theta_{SAT,r,e} - \theta_{SAT,r,w}) + 0.5(aQ_{solar,r} + bQ_{solar,w}) \quad (3)$$

$A_{w,m}$	: Area of wall facing direction m (m²)
K_w	: Heat transmission coefficient of wall (W/m²K)
$A_{r,m}$	: Area of roof facing direction m (m²)
K_r	: Heat transmission coefficient of roof (W/m²K)
A_x	: Area of heat reserving curtain (m²)
K_x	: Heat transmission coefficient of curtain (W/m²K)
$c_a\gamma_a$	: Volumetric specific heat (kJ/m³K)
l_w	: Latent heat of vaporization of water (kJ/kg)
Q	: Ventilation volume (m³)
$\theta_{i(o)}$	: Indoor (outdoor) temperature (℃)
$\theta_{SAT,k,m}$	: Sol-air temperature of k facing m (℃)
$x_{i(o)}$	: Indoor (outdoor) absolute humidity (kg/kg')
$Q_{solar,k}$	: Solar radiation reaching k (W)
a	: Solar transmittance of roof (-)
b	: Solar transmittance of roof (-)
q_d	: Dehumidifying load (W)
$q_{heat(cool)}$	: Heating (cooling) load (W)

Table 4　Thermal property of materials of greenhouse's roofs and walls

	Solar transmittance	Solar absorptance	Heat transmission coefficient of wall (W/m²K)	Heat transmission coefficient of roof (W/m²K)
A pane of glass	84.0	8.5	4.76	5.29
Double glazing	74.4	12.2	2.95	-
Low-e double glazing	48.3	24.9	1.94	-
ST-OSC	36.0	64.0	4.76	5.29
Low-e ST-OSC	36.0	64.0	3.14	3.99

2. 3. 空調用消費電力の算出

式(4)に空調用消費電力量の算出式を示す。消費電力を算出する際に必要なヒートポンプ COP については参考文献[3]より冷房時 COP=4. 75、暖房時 COP=5. 30 と設定した。

2. 4. 半透明 PV による発電量の算出

式(5)に半透明 PV による発電量の算出式を示す。半透明 PV の日射吸収率及び、その発電効率については参考文献[2]より引用している

$$E_c = \frac{q_{heat}}{COP_{heat}} + \frac{q_{cool} + q_d}{COP_{cool}} \quad (4)$$

$$G_{pv} = Q_{solar,r} a_w c \quad (5)$$

E_c	: energy consumption for air conditioning (Wh)
COP_{heat}	: Heating COP (5.3)
COP_{cool}	: Cooling COP (4.75)
G_{pv}	: Generated energy by ST-OSC (Wh)
a_w	: Solar absorptivity of ST-OSC (0.64)
c	: Efficiency of power conversion (0.1)

3.　算出結果

2. 2～2. 4 で示した式より算出した空調負荷及び消費電力量、発電量についての結果を記載する。

3. 1. 空調負荷

ここでは、大阪の気象条件で算出した空調負荷の結果を示す。屋根面を低放射特性半透明 PV、壁面を単板ガラスに設定した Case(3)の暖房負荷の結果を Fig. 4 に、冷房負荷の結果を Fig. 6 に示す。負荷は壁面・上部からの貫流熱、換気による熱移動、日射による熱取得に分けて積み上げグラフとして表示している。また、屋根面の設定はそのままに、壁面を低放射ペアガラスに設定した Case(5)の暖房負荷の結果を Fig. 5 に、冷房負荷の結果を **Fig.** 7 に示す。暖房負荷・冷房負荷ともに壁面を低放射ペアガラスにした方が空調負荷が減少しており、1 月の暖房負荷は 28%、7 月の冷房負荷は 14%程度削減されているが、その要因は異なっている。負荷の内訳を見ると、12～2 月では日射による暖房負荷の削減効果が確認でき、外気温が涼しい 3～5 月での冷房負荷で見られる。壁面から熱を放出する冷房負荷の削減効果は壁面が単板ガラス Case(3)の方が大きい。しかし、Case(5)は壁面の熱貫流率が減少したことによる暖房負荷の削減効果、日射透過率の減少による冷房負荷削減効果の方がそれぞれ大きいため、冷暖房ともに壁面を低放射ペアガラスにした Case(5)の方が負荷が削減される。結果として、特に壁面が単板ガラスの際は壁面からの熱貫流は無視できないと言える。

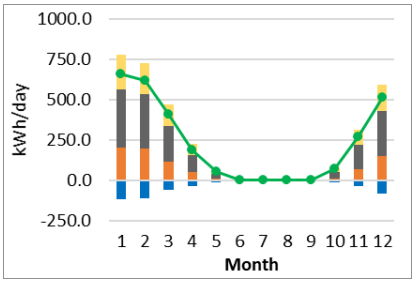


Fig. 4　Monthly average heating load of a case (3) in Table 3

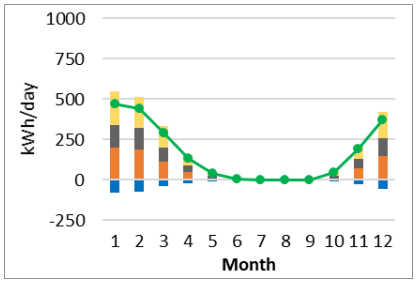


Fig. 5　Monthly average heating load of a case (5) in Table 3

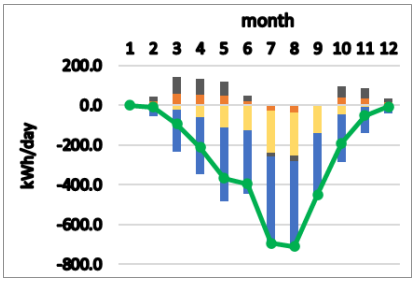


Fig. 6　Monthly average cooling load of a case (3) in Table 3

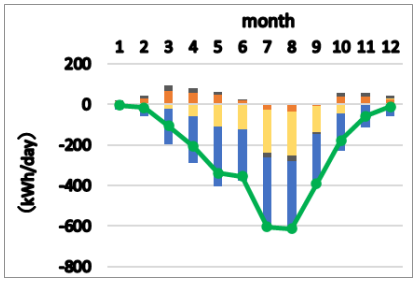
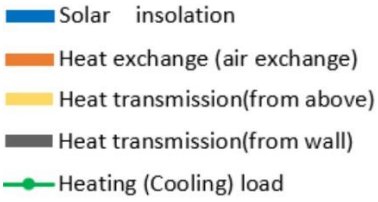


Fig. 7　Monthly average cooling load of a case (5) in Table 3



3. 2. 年間電力収支

暖房負荷が大きい札幌、暖房負荷と冷房負荷が同程度の大阪、冷房負荷が大きい那覇の 3 地域における結果について示す。高水準の空調条件（Table 1）で屋根は低放射特性半透明 PV で統一し、壁面を単板ガラス～低放射ペアガラス（Case(3)～(5)）で変化させたときの空調用消費電力量、及び各地域における半透明 PV による発電量を表すグラフを Fig. 8 に、空調の水準を下げた条件（Table 2）での結果を Fig. 9 に示す。空調条件の設定にかかわらず、壁面の材料による空調負荷と空調用消費電力の変化量が大きいのは札幌であり、変化量が小さいのは那覇である。暖房負荷が大きい地域ほど壁面の材料による影響が大きくなっており、これは 3. 1 で暖房負荷のほうが冷房負荷より削減効果が大きかったことからも妥当な結果といえる。空調設定の水準が高い Fig. 8 では単板ガラス Case(3)からペアガラス Case(4)にすることで 14%、低放射ペアガラス Case(5)にすることで 23%の消費電力の削減が見られた。次いで削減効果が大きかったのは大阪で、単板ガラスからペアガラスにすることで 8%、低放射ペアガラスにすることで 19%削減できる。削減効果が最も小さいのは那覇であり、ペアガラスにしたことによる削減効果は 3%、低放射ペアガラスにすると 15%の削減である。空調水準を下げた Fig. 9 の結果で、札幌では Case(3)を基準に Case(4)で 12%、Case(5)では 22%の削減。大阪では Case(4)で 3%、Case(5)で 14%の削減が見られた。那覇は少し異なっており、壁面をペアガラス Case(4)にした場合、3%程度の消費電力の増加が見られ、低放射ペアガラス Case (5) にすると 8%の削減が見られた。那覇で壁面をペアガラスにしたことで消費電力が増加した理由は、那覇の空調負荷の内ほぼ全てを冷房負荷が占めており、熱貫流率の低下により冷房負荷が増加したためである。また、ペアガラスの日射透過率は単板ガラスの透過率と大差ないこと（Table 4）も影響している。半透明 PV の発電量も地域ごとに異なっており、那覇が最も大きく (20. 1 MWh/year) その次に大阪 (19. 1 MWh/year)、最も小さいのは札幌 (17. 6 MWh/year) であった。Fig. 8 の結果について、3 地域とも壁面材料に関わらず消費電力が発電量を上回っており、NZEB の達成は難しくなっている。空調の水準を下げた Fig. 9 では、壁面材料により NZEB の達成が可能であった。札幌の気象条件では壁面を低放射ペアガラスにした Case(5)の場合、半透明 PV による発電量で消費電力量の 81%を賄うことができたが、NZEB の達成には至らず、さらに省エネ・創エネ対策が必要である。しかし、発電量が比較的多い那覇と大阪では ZEB 発電量が消費電力を上回り、NZEB の達成が可能という結果になった。

4. まとめ

1) 参考文献[2] では考慮されていなかった壁面からの貫流熱だが、特に壁面が単板ガラスで暖房負荷が大きい地域では無視することができないほど影響が大きいと言える。
2) 壁面材料の性能を向上させることで、基本的に暖房負荷・冷房負荷は削減されたがその要因は両方で異なり、冷房負荷が卓越している気候では負荷が増加する場合があることが示された。
3) 本研究で設定した高水準の空調条件 (Table 1) では、地域や壁面材料の設定に関わらず NZEB の達成は難しく、さらなる省エネ・創エネ対策が必要である。
4) 低水準の空調条件 (Table 2) では、気候により NZEB の達成が可能であることが示された。

参考文献

1) Ravishankar et al.: Balancing crop production and energy harvesting in organic solar-powered greenhouses, Cell Reports Physical Science 2, 100381, 2021
2) Ravishankar et al.: Achieving Net Zero Energy Greenhouses by Integrating Semitransparent Organic Solar Cells, Joule 4, 490–506, 2020
3) 株式会社イーズ　ぐっぴーバズーカカタログ https://esinc.co.jp/wp/wp-content/uploads/2020/06/202103%E3%81%90%E3%81%A3%E3%81%B4%E3%83%BC%E3%83%90%E3%82%BA%E3%83%BC%E3%82%AB%E3%82%AB%E3%82%BF%E3%83%AD%E3%82%B0.pdf ,閲覧日：2022 年 2 月 18 日

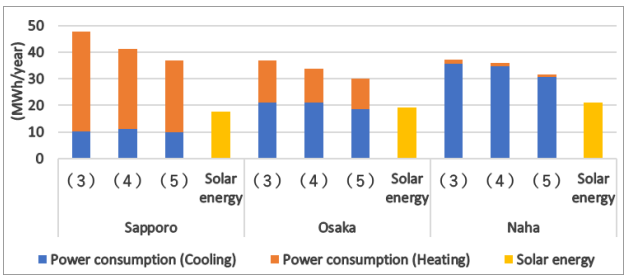


Fig. 8 Annual total energy demand and energy generation (High level air conditioning setting in Table 1)

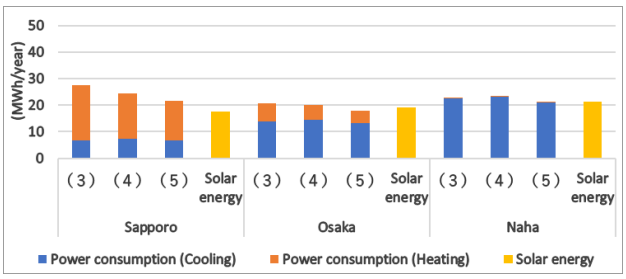


Fig. 9 Annual total energy demand and energy generation (Low level air conditioning setting in Table 2)

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022. 3. 11）

太陽光発電電力と需要側設備による都市の電力需給整合効果
The Effect of Matching the Supply and Demand of Electricity in the City by Photovoltaic Power Generation and Equipment on the Demand Side

○渡邊　崇史（大阪市立大学）　　西岡　真稔（大阪市立大学）
間宮　尚（鹿島建設）　　鍋島　美奈子（大阪市立大学）
Takashi WATANABE*1　Masatoshi NISHIOKA*1　Takashi MAMIYA*2　Minako NABESHIMA*1
*1　Osaka City University　*2 Kajima Corporation

In this study, we created an energy supply and demand model that assumes the self-consumption of energy in the city。This model was applied within a small city. A simulation was performed using this to evaluate the energy supply-demand balance and self-consumption rate in the city. In the supply and demand model, conditions were set for the amount of renewable energy supplied and the amount of energy storage equipment introduced, assuming a situation aimed at future energy independence.

1. 研究背景・目的

近年、地球温暖化問題が深刻化する中で、日本は脱炭素社会の実現に向けて、温室効果ガス削減目標として高い目標値を掲げており、エネルギー源に占める再生可能エネルギーの比率を大幅に高める必要に迫られている。

再生可能エネルギーの中でも、太陽光発電は近年普及が進み、将来においても主要なエネルギー源となると見込まれるが、時間変動の大きい不安定な電源であることから、電力の需要側における対応が重要になってくる。

本研究では、太陽光発電に代表される変動性のある再生可能エネルギーの利用に際しては、建物レベル・地域レベル・都市レベルなどの各空間スケールにおいて、変動を平滑化することで、エネルギーの自家消費を行い、外部依存を減らすことが、電力の需要側において必要であると考えた。こうした背景から、エネルギーの需要に対して、太陽光発電を主エネルギー供給源とすることを仮定し、再生可能エネルギーの利用率を高めつつ、都市単位でエネルギーの自立性を向上させるエネルギー需給モデルを検討した。これを検討する際、まずはエネルギー需要量の少ない小都市でのエネルギー自立に期待して、北海道鹿追町を事例に取り上げる。

2. 研究概要

北海道地方に位置する鹿追町（以下 S 町と略す）を事例として取り上げ、その都市で取りまとめられたデータ[1)](以降では、「S 町ビジョン」と呼ぶ)を基に分析する。ここは、酪農など農業を主な産業とする人口 5000 人程度、2400 世帯、公共・業務施設 230 棟程の小都市である。

3. エネルギー需給モデルの概要

本研究で検討するエネルギー需給モデルは、**Fig.1**、**Table.1** の通りである。モデル内では、電力需要構造・熱需要構造を把握するため、各部門に対して、建物を想定した。家庭部門は集合住宅、業務他部門は業務施設を想定している。産業部門は、酪農が S 町の基幹産業であるという点から、酪農業を行う施設とそれに付随する事務所が存在すると考え、牛舎と業務施設を想定した。

都市内の需要に対して、太陽光発電と畜産を活かしたバイオマス発電によって、電力の供給を行う。また、太陽光発電の変動性の平滑化を期待して、蓄電・蓄熱設備の導入を検討した。本モデルは、都市内で生産した電力を自家消費して、再生可能エネルギーの利用率を最大限に高めることを目的としている。

検討を進める際には、エネルギー供給量と需要量の時刻別値のバランスに着目し、本報では部門ごとの自家消費率を評価する。以下、需給モデル内の需要側・供給側の扱いを述べる。

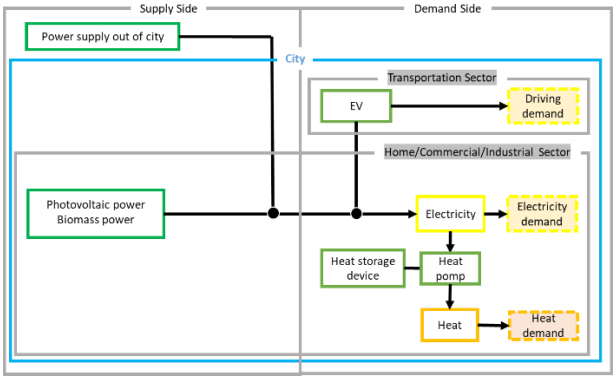


Fig.1 Energy Supply-Demand Model

Table.1 Introducing equipment in each of sector

Sector	Imaging Build	Renewable energy	Energe Storing Devices
Home	House	Photovoltaic power	EV Heat storage type hot water supplier
Commercial	Office	Photovoltaic power	EV Heat storage water tank
Industrial	Barns Office	Photovoltaic power Biomass power	EV

3.1 都市内エネルギー需要の扱い

S 町ビジョンでは、「電力・LPG・灯油・A 重油・ガソリン・軽油」の消費量を年間エネルギー消費量としてまとめられていた。本研究では、このうちのガソリン・軽油消費量を車両走行用燃料とみなし、それ以外の石油系燃料・LPG と電力が冷暖房・給湯・照明等として建物で使用されていると考えた。そこで、電力消費量を建物の電力需要量として、ガソリン・軽油を除く石油系燃料・LPG 消費量の熱量換算値を建物の冷暖房・給湯熱需要量として考え、運輸部門は建物を想定せずに分析から省いた。

また本研究では、再生可能エネルギー電力を主なエネルギー供給源とするので、建物におけるエネルギー需要量はすべて電力量で換算している。特に熱需要量は、式(1)、(2)のようにヒートポンプ（COP=3 と仮定）で賄うこととして電力量で換算した。電力需要量と熱需要量の電力量換算値をエネルギー需要量として表した。(**Table.2**)

エネルギー需要量の年間値から時刻別値を算定する際には、文献値 [2)3)]を参照し、各部門で想定した建物における月別・時刻別比率を用いて、式(3)のように算定した。

$$H_{DA}(t,i) = E_D(t,i,2) \times 3.6\mathrm{COP} \quad (1)$$

$$H_{DW}(t,i) = E_D(t,i,3) \times 3.6\mathrm{COP} \quad (2)$$

$$E_D(t,i) = \sum_j E_D(t,i,j) \times r_m(t,i,j)/n_m \times r_d(t,i,j) \quad (3)$$

Table.2 Building energe demand of each sector in S City

	Electricity demand	Heat demand	Convert heat into Electricity	Energe demand
	[MWh]	[GJ	[MWh]	[MWh]
Industry	4.577	26.443	2.448	7.025
Commercial	8.354	90.227	8.354	16.708
Home	10.253	141.415	13.094	23.347
Transportation	0	0	0	0

3.2 都市内エネルギー供給の扱い

本報での再生可能エネルギー設備の導入量は、都市内でのエネルギー完全自立を目指した状況下を想定した。そこで式(4)のとおり、部門ごとに年間電力需要量・熱需要量と同量の年間供給量を出力可能な再生可能エネルギー設備容量を導入することを検討した。**Table.3** に太陽光発電とバイオマス発電の設備導入量を示す。

バイオマス発電設備は、北海道で実際利用される共同型プラントの試算 [4)]を参照し，酪農牛計 1 万頭分の共同型バイオマスプラント数機を導入して、ベース電源的に利用することを想定した。

太陽光パネル面積A_{PV}と設備容量C_{PV}はJIS[5)]を参照して、式(5)に示す通りに定義した。そして、日射量データベース [6)]を参照することでこれらを算定した。

以上より、時刻別の再生可能エネルギー供給量は、式(6)によって算定した。

$$\sum_{t=1}^{8760} E_D(t,i) = E_{y,PV}(i) + E_{y,Bio}(i) \quad (4)$$

$$A_{PV}(i) = \frac{E_{y,PV}(i)}{\sum_{t=1}^{8760} H(t) \times \eta_{PV}}, C_{PV}(i) = L \times A_{PV}(i) \quad (5)$$

$$E_{RE}(t,i) = E_{Bio}(t,i) + H(t) \times A_{PV}(i) \times \eta_{PV} \quad (6)$$

Table.3 Equipment of renewable energy in S City

	Output [MW]	Year Supply [MWh/year]
Biomass power	1	4,380
Photovoltaic power	41	42,700
All (PV + Biomass)	42	47,080
Panel area of PV		209,567 m^2

3.3 導入する蓄エネルギー設備

太陽光発電の変動性の平滑化を期待して、蓄エネルギー設備の導入を検討した。**Table.4** の通り、蓄電池を搭載した電気自動車、蓄熱給湯器、水蓄熱槽の導入を想定した。また、自家消費率の分析では、蓄エネルギー設備導入率との関係に着目するため、導入率 100%を定義している。

Table.4 Set up of conditions in S City

Energe Storing Devices	Unit Capacity	Note (Introduction rate 100%)
EV	40 kWh	Replace all cars 5% loss in storing or radiating electricity
Heat storage type hot water supplier	93 MJ	Introduce the supplier per house 5% loss in storing or radiating heat
Heat storage water tank	335 MJ	Introduce the supplier per office 5% loss in storing or radiating heat

3.4 計算手順・制約条件について

以上の条件設定を踏まえて、エネルギー供給量と需要量の 8760 時間分の時刻別値に着目し、蓄エネルギー設備を導入した際の、家庭部門・業務他部門・産業部門それぞれの需給バランスを検討した。

計算の際には、Python モジュール PULP を用いた線形最適化問題を解いた。式(7)の目的関数を最小化することによって、各部門で 24 時間ごとに再生可能エネルギーを最大限に利用するような計算を年間 365 日の期間で行った。以下、式(8)以降は、制約条件の一部である。

式(8)は都市外部からの電力供給、式(9)群はエネルギー需要、式(10)は都市内で生産した再生可能エネルギー供給についての等式である。また本研究では、式(11)(12)のように、日積算蓄電量は EV 蓄電容量を、日積算蓄熱量は各蓄熱設備容量を超えないように設定している。

$$M_{co2}(i) = \sum_{t=1+24(n-1)}^{24n} \{E_{PS}(t,i) \cdot M_{co2,coef}(t)\} \quad (7)$$

$$E_{PS}(t,i)=\sum_{j=1}^{3}E_{PS}(t,i,j)+E_{PS,EV}(t,i) \quad (8)$$

(i) $(i,j)=(1,3)$の時

$$E_D(t,1,3)=E_{RE}(t,1,3)+E_{eE}(t,1,3)+E_{PS}(t_\circ\ 1,3)+H_{eH}(t)/3.6\mathrm{COP} \quad (9\text{-}1)$$

(ii) $(i,j)=(2,2)$の時

$$E_D(t,2,2)=E_{RE}(t,2,2)+E_{eE}(t,2,2)+E_{PS}(t,2,2)+H_{eH}(t)/3.6\mathrm{COP} \quad (9\text{-}2)$$

(iii) (i)(ii)以外の時

$$E_D(t,i,j)=E_{RE}(t,i,j)+E_{eE}(t,i,j)+E_{PS}(t,i,j) \quad (9\text{-}3)$$

$$E_{RE}(t,i)=\sum_{j=1}^{3}E_{RE}(t,i,j)+E_{RE,EV}(t,i)+E_{RE,TH}(t,i)+E_{SUR}(t,i) \quad (10)$$

$$\eta_{es}\times\sum_{t=1+24(n-1)}^{24n}E_{RE,EV}(t,i)\le SE_{all}(i) \quad (11)$$

$$\eta_{hs}\times\sum_{t=1+24(n-1)}^{24n}E_{RE,TH}(t,i)\times 3.6\mathrm{COP}\le SH(i) \quad (12)$$

t 時刻 $(t=1,2,3,\dots,8760)$
n 年間日数 $(n=1,2,3,\dots,365)$
n_m m月の日数
i 部門($i=1$：家庭，$i=2$：業務他，$i=3$：産業)
j 需要の種類 ($j=1$：電力，$j=2$：冷暖房熱，$j=3$：給湯熱)
$M_{co2}(i)$ 部門iにおけるCO_2排出量 24 時間積算値[t-CO_2]
$M_{co2,coef}(t)$ 時刻tにおける都市外部電力のCO_2排出係数[kg-CO_2/MWh]
η_{es} ,η_{hs} 蓄電効率，蓄熱効率 (いずれも 0.95)
COP 熱源機の成績係数 (=3.0)
$E_{y,PV}(i)$ 部門iにおける太陽光発電量年積算値[MWh]
$E_{y,Bio}(i)$ 部門iにおけるバイオマス発電量年積算値[MWh]
$H(t)$ 時刻tにおける日射量[W/m^2]
$A_{PV}(i)$ 太陽光発電パネル面積[m^2]
$C_{PV}(i)$ 太陽光発電設備容量[MW]
η_{PV} 太陽光発電効率[-]

以下、時刻t，部門iにおける記号

$E_D(t,i)$ エネルギー需要量[MWh]
$E_D(t,i,j)$ j需要に対するエネルギー需要量[MWh]
$r_m(t,i,j)$ j需要の年積算値に対する月別比率[-]
$r_d(t,i,j)$ j需要の日積算値に対する時刻別比率[-]
$H_{DW}(t,i)$ 給湯熱需要量 [GJ]
$H_{DA}(t,i)$ 冷暖房熱需要量 [GJ]
$E_{PS}(t,i)$ 都市外部からの電力供給量[MWh]
$E_{PS}(t,i,j)$ 都市外部からのj需要に対する電力供給量[MWh]
$E_{PS,EV}(t,i)$ 都市外部からの EV に送る電力量[MWh]
$E_{RE}(t,i)$ 都市内で生産した電力量[MWh]
$E_{RE}(t,i,j)$ 都市内で生産したj需要に対する供給電力量[MWh]
$E_{RE,EV}(t,i)$ 都市内で生産した EV に送る電力量[MWh]
$E_{RE,TH}(t,i)$ 都市内で生産した蓄熱設備に送る電力量[MWh]
$E_{SUR}(t,i)$ 都市内で生産した都市内の利用先がない電力量[MWh]
$E_{eE}(t,i,j)$ EV からのj需要に対する放電量[MWh]
$H_{eH}(t,i)$ 蓄熱設備からの放熱量[GJ]

4. 分析結果

4.1 自家消費率

蓄エネルギー設備導入率に対する自家消費率の関係性を分析した。ここで、本研究における自家消費率は、式(13)のように定義する。

$$R_s(i)=E_c(i)/E_{RE}(i) \quad (13)$$

$R_s(i)$ 部門iにおける自家消費率[-]
$E_c(i)$ 部門iにおける都市内で生産した電力供給量のうちの電力消費量[MWh/年]
$E_{RE}(i)$ 部門iにおける都市内で生産した電力供給量 [MWh/年]

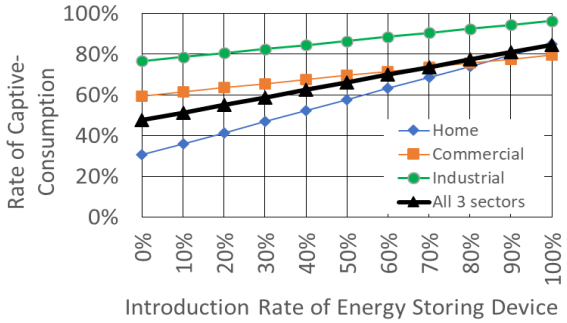


Fig.2 Rate of self-consumption in S City

Fig.2 に各部門の蓄エネルギー設備導入率と自家消費率の関係を表す。当然ではあるが、各部門において、設備導入率に伴って自家消費率も大きくなる傾向にある。

まず、S 町全域(全 3 部門)について述べる。蓄エネルギー設備の導入率が 0%の時、S 町全域での自家消費率は 48%である。これは、S 町内で導入した再生可能エネルギー供給量が 48%しか利用されず、残り 52%が利用されなかったことを表している。ここで、再生可能エネルギー供給設備は、年間エネルギー需要量と同量の年間供給量を出力する設備容量の導入を想定している。それにも関わらず、都市内で消費された再生可能エネルギー供給量は、S 町全域でエネルギー需要の半分にも満たないことから、太陽光発電量と需要の時間変動が整合せず、自家消費に影響していることが窺える。

そのうえで S 町全域の蓄エネルギー設備の導入率を 100%とすると、導入率 0%に比べ自家消費率は、37%上昇した 85%となり、蓄エネルギー設備によって、再生可能エネルギーの都市内利用量を大幅に増加させることができたといえる。

ここで部門ごとの結果に着目する。まず業務他部門と産業部門は、同じ傾向がみられるが、本研究ではこの 2 部門で想定したエネルギー需要構造が類似していることが要因として挙げられる。また、産業部門内ではバイオマス発電を時間変動のないベース電源的に利用しているため、業務他部門に比べ、自家消費率が大きくなっている。

次に家庭部門と業務公共部門の傾向の差異を考察する。家庭部門のエネルギー需要は、夜間に偏った構造であるのに対して、業務公共部門のエネルギー需要は、昼間に偏った構造となっている。一方で、太陽光発電は昼間に発電する。家庭部門は蓄エネルギー設備の導入率に対して自家消費率の変化の傾きが大きいが、この理由は家庭部門の夜間のエネルギー需要が他部門より大きく蓄エネルギー設備による電力消費のシフト効果が大きく得られたためと考えられる。

以上の考察と、**Table.2** より町内全体のエネルギー需要のうち、家庭部門のエネルギー需要が、S 町内全体のエネルギー需要の約 50%という高い割合を占めることから、

蓄エネルギー設備の導入を、夜間需要が大きい家庭部門で行なうことが、町内の自家消費率向上に最も大きな効果をもたらすといえる。

5. エネルギー需給モデルを大阪府に適用した場合

本研究では、小都市のエネルギー自立を期待して、作成したエネルギー需給モデルを S 町に適用したが、他地域にも適用することを検討した。本報では、大阪府を対象にして適用し、分析を行なった。

S 町で適用した需給モデルでは、**Table.1** のようにエネルギー需要構造を把握すべく、部門ごとに建物を想定し、時刻別の需給バランスの検討を行った。しかし、畜産関係以外の産業建物の月別・時刻別比率データを入手することが困難であり、S 町と産業構造が異なる大阪府では、産業部門のエネルギー需要構造が把握できなかったため、大阪府の適用では、産業部門の時刻別の分析を省いた。

5.1 地域特性

Table.5 に大阪府の統計値 [7][8]を基に地域特性を簡易的にまとめた。S 町に比べて都市規模が大きい大阪府は、土地面積当たりの年間エネルギー消費量が大きい。一方で、年間日射量はやや大阪の方が大きいがほぼ同じである。

Table.5 Regional characteristics

		Osaka	S City
Land area	km^2	1,905	405
Population density	person / km^2	4,632	14
Annual energy consumption per land area	GJ / km^2	241,764	783
Annual solar radiation per land area	kWh / m^2	1,459	1,415

5.2 自家消費率

都市内の再生可能エネルギー導入量や蓄エネルギー設備の導入量の設定は，3.2 節、3.3 節で述べた S 町と同じ条件として計算を行った。

Fig.3 に大阪府の家庭・業務他部門における蓄エネルギー導入率と自家消費率の関係を示す。**Fig.2** と比較すると、それぞれの部門で増加傾向がほぼ同じである。これはエネルギー需要量の時刻別値を算定する際、年間値に対する月別・時刻別比率を S 町と同様のデータを用いたことにより、需要構造がほぼ等しくなったことが要因として挙げられる。

Table.6 は、今回の計算条件である、年間の建物エネルギー需要量と同量の再生可能エネルギー供給量を実現するために必要な太陽光パネル面積である。S 町では、太陽光パネル面積が全土地面積に対して占める割合が 0.05%であったが、大阪府ではその約 200 倍である 9.6%となった。**Table.5** の土地面積あたりのエネルギー消費量をみると、大阪府は S 町に比べて約 300 倍大きいことから、パネル面積が土地面積に対して占める割合も、2 地域間で同規模の差異があったといえる。ただし、大阪府のモデル適用においては、太陽光発電のみの供給を仮定しているため、土地面積当たりの割合は、**Table.5** のエネルギー消費量の割合より、**Table.6** のパネル面積の割合の方が大きくなっていると考えられる。

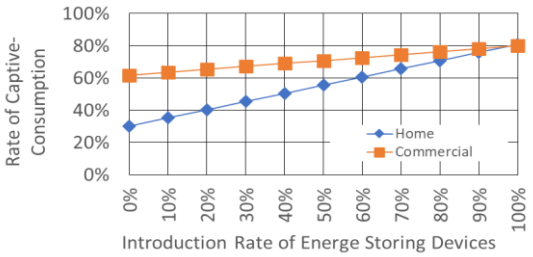


Fig.3 Rate of captive-consumption in Osaka

Table.6 Required area to introduce

	PVpanel area	Rate (panel area / land area)
	[m^2]	[-]
Osaka	183,082,743	9.6%
S City	209,567	0.05%

6. まとめ

本研究では、都市内でエネルギー自立性を高めるエネルギー需給モデルを作成し、都市内の需給バランスや蓄エネルギー設備導入による自家消費率向上効果の評価を行った。

まずは小都市のエネルギー自立を期待して、北海道 S 町を対象に需給モデルの適用を行った。特に都市内に導入する再生可能エネルギー供給設備は、年間エネルギー需要量と同量の年間供給量を出力する設備容量の導入を想定し、蓄エネルギー設備は都市内の導入率を定義した。計算の結果、蓄エネルギー設備の導入がない場合、自家消費率が 48%であったことより、太陽光発電出力量の時間変動が要因となり、都市内で消費された再生可能エネルギー供給量が、S 町全域のエネルギー需要の半分にも満たないことが分かった。そこで、蓄エネルギー設備の導入率を 100%にすると、S 町全域で自家消費率が 85%まで増加した。エネルギー需要構造に着目すると、家庭部門などの夜間需要が大きいエネルギー需要構造に対して、蓄エネルギー設備の導入効果が大きいことが分かった。

S 町と同条件で大阪府にも適用を行うと、家庭部門・業務他部門の年間の自家消費率向上の傾向はほぼ等しかった。しかし、再生可能エネルギー供給量を出力するために必要な太陽光パネル面積は、府域面積の約 10%となり、この条件の実現度は S 町より低いことが分かった。

参 考 文 献

1) 鹿追町「鹿追町地域新エネルギービジョン」平成 21 年 2 月
2) 空気調和衛生工学会,「CGS 設計法に関する研究」(1994)
3) 川村英輔,高柳典宏,「2 酪農場の実態調査による消費電力の可視化法の精度検討」,農業施設 46 巻 2 号(2015) p39-48
4) (独)北海道開発土木研究所：積雪寒冷地における乳業ふん尿を対象とした共同利用型バイオガスシステム導入の参考資料(2006.3)
5) 日本産業標準調査会, JIS C 8907, 「太陽光発電システムの発電電力推定方法」 (2005)
6) NEDO, 年間時別日射量データベース https://www.nedo.go.jp/library/nissharyou.html (アクセス日 2021.4.28)
7) 大阪府「令和元年度大阪府統計年鑑」令和 2 年 3 月刊行
8) 資源エネルギー庁「都道府県別エネルギー消費統計」

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022. 3. 11）

水噴霧による室外機顕熱の潜熱化に関する研究
A Study on Latent Heat Conversion of Sensible Heat Released from Outdoor Units of Air Conditioners by Water Spray

○京極　沙絵（神戸大学）　　竹林　英樹（神戸大学）
北折　裕規（神戸大学）
Sae KYOGOKU*1　Hideki Takebayashi*1　Yuki KITAORI*1
*1　Kobe University

In schools and small-scale public buildings in urban areas, it is difficult to take effective measures to mitigate the temperature rise effects by the sensible heat released from outdoor units of air conditioners, because they are installed in the vicinity of the building due to restrictions on installation conditions. The purpose of this study is to evaluate the conversion of sensible heat into latent heat by water spray, based on the measurement results of air temperature and humidity in the vicinity of the outdoor units.

はじめに

都市部の学校や小規模公共建築では室外機からの顕熱排熱への十分な対策が困難な場合が多く，室外機に水噴霧装置を設置して潜熱化を図ることは具体的な対策の一つである．室外機からの顕熱排熱が街路空間の熱環境に及ぼす影響に関する既往研究[1~3]では，室外機の高所設置や，冷却塔を用いた潜熱化により都市の高温化の抑制を提唱しているが，小規模公共建築などで設置個所の工夫ができない場合には，それらの方策が困難な場合があり，他の対策が必要となる．そこで本研究では，室外機からの顕熱排熱が周辺熱環境に及ぼす影響を緩和するために，室外機の排気口に水噴霧装置を設置し，排気口前面の温熱環境を測定して顕熱排熱の潜熱変換量を評価した．その結果を踏まえ，都市部の学校や小規模公共建築の室外機への水噴霧装置導入の可能性を検討した．

1．測定の概要

神戸市の公共建築（コミスタ神戸，旧吾妻小学校）にて，集中測定と連続測定を行った．2021 年 8 月 25 日（水）に実施した集中測定では，室外機からの距離に応じた温湿度を詳細に測定し，水噴霧による顕熱排熱の潜熱交換量を評価した．連続測定は 2021 年 8 月 25 日から 9 月 17 日に実施し，様々な気象条件での潜熱交換量を明らかにした．対象とした室外機は，コミスタ神戸の地域交流談話室の空調に使用されており，主に平日の 9 時から 17 時に運転される．設置場所は建物の東側であり，通路を挟んだ東側の公園に高木が植栽されており，直達日射は一日を通して当たりにくい．

1.1　集中測定の概要

建物東側に設置された上下 2 箇所に吹出口を有する室外機（HITACHI，RAS-GP160RGH，空冷ヒートポンプ式）の上側の吹出口の上部から-0mm，-115mm，-230mm の位置より噴霧した場合（Fig.1）の上下 2 箇所の吹出口周辺の温湿度分布を測定した．対象室外機の南側に設置されている噴霧無しの室外機（HITACHI，RAS-GP160RGH，空冷ヒートポンプ式）の吹出口周辺で測定した温湿度分布と比較する．これらの室外機が設置された箇所の南端において温湿度（地上 1.2m），風向風速（地上 1.6m）の気象条件を測定した．温湿度は 60 秒毎，風向風速は 2 秒毎に測定し，1 分間の平均値を算出した．

室外機周辺の測定器設置状況を Fig.2 及び Fig.3 に示す．室外機の吸込口，吹出口，吹出口から 150mm，300mm，450mm，680mm，1,500mm，2,300mm，3,150mm に温湿度計を設置した．設置高さは，上側吹出口前は 1,200mm，下側吹出口前は 550mm である． 5 秒毎に測定し，1 分間の平均値を算出した．午前（10:17～12:03）と午後（14:27～15:22）に測定を行った．

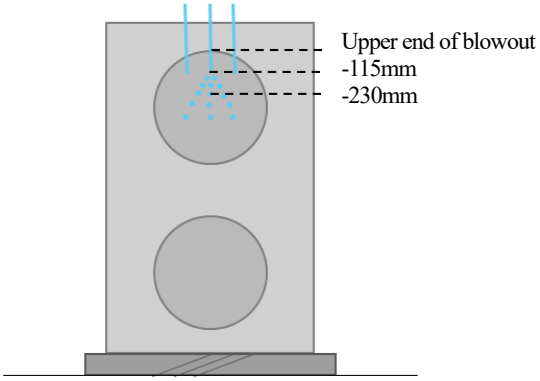


Fig.1 Water sprayed position（Diameter of air outlet: 560mm)

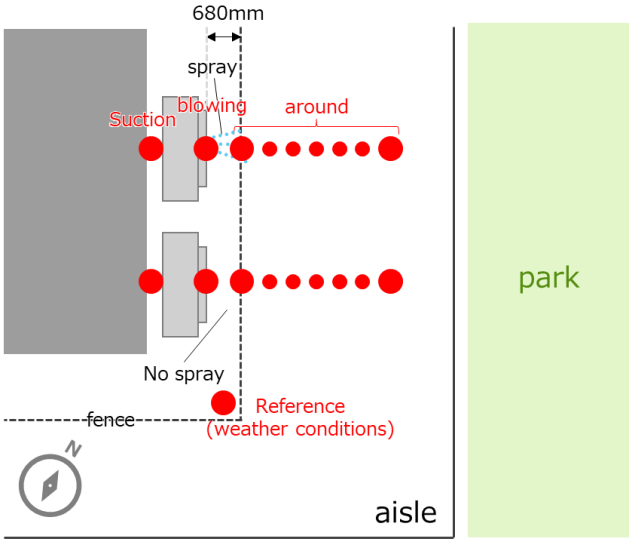


Fig.2 Measurement points around outdoor unit (plan view)

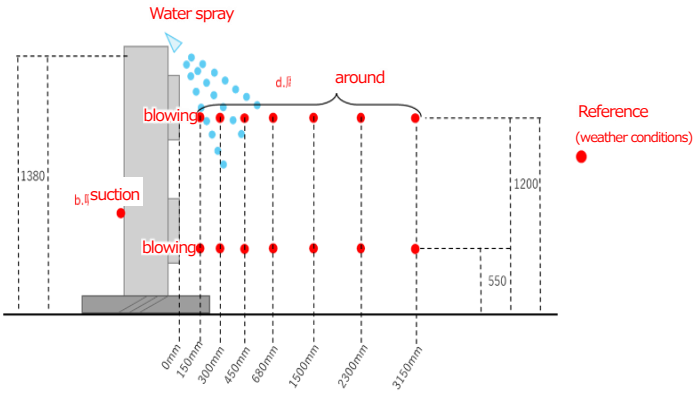


Fig.3 Measurement points in front of outdoor unit (cross-sectional view)

1. 2　連続測定の概要

気象条件の温湿度と風向風速，室外機の吸込口，上側，下側，噴霧無しの吹出口，吹出口から 300mm の温湿度を集中測定と同じ温湿度計により測定した．空調が主に使用される 9 時から 17 時を対象とし，測定データから空調の稼働時間を特定した．測定間隔は 1 分である．

2.　測定結果

集中測定の結果を用いて，水噴霧有りと無しの室外機吹出口前の温湿度の比較により水噴霧効果を分析した．連続測定の結果を用いて，様々な気象条件での水噴霧効果を分析した．

2. 1　集中測定結果

噴霧量は 1.81×10^{-6} [m^3/s]，吹出風量は 0.53[m^3/s]，拡散範囲は風下側 1,780mm であった．吹出口からの距離と温度の測定結果を Fig.4 に示す．噴霧無しの場合の吹出口温度は 40℃程度まで上昇し，吹出口から 1,500mm で気象データと同程度まで低下した．上側の吹出口近傍の温度は基準点（気象データ）と同じか若干高い程度まで低下した．吹出口からの距離と絶対湿度の関係を Fig.5 に示す．噴霧無しの場合の吹出口湿度は吸込口とほぼ同じで，噴霧有りの場合の上側の吹出口近傍では 31g/kg(DA)程度まで上昇し，吹出口から 1,500mm で基準点（気象データ）と同程度まで低下した．

なお，下側の吹出口近傍の温度は噴霧無しと同程度の高温になり，吹出口から 500mm 程度で基準点と同程度まで低下した．湿度は，下側の吹出口では噴霧無しと同様に若干低下し，吹出口から少し離れた箇所で上昇し，2,300mm 程度で基準点と同程度まで低下した．

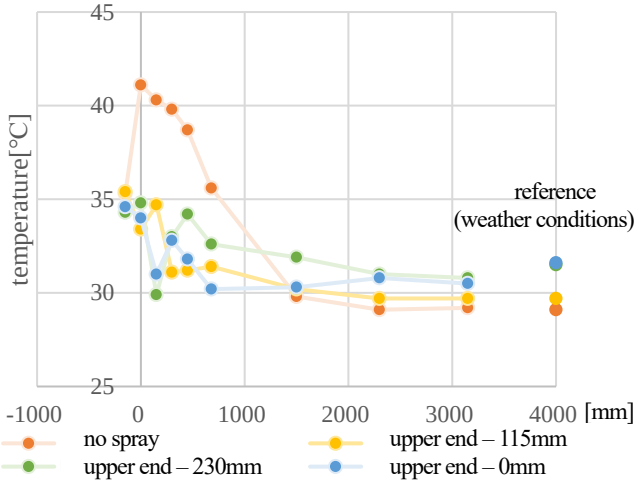


Fig.4 Relationship between distance from outdoor unit and temperature (Varying the spray position)

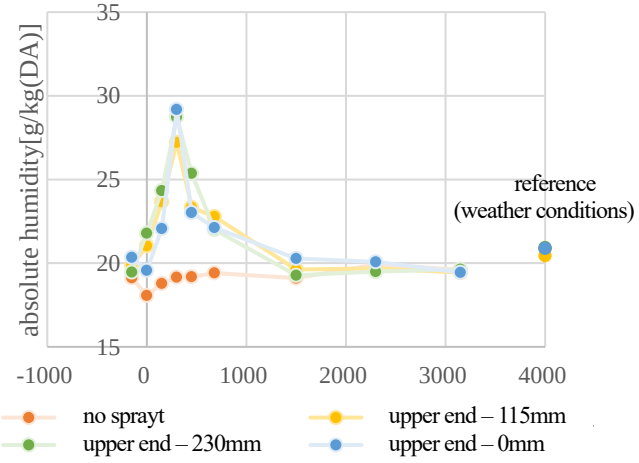
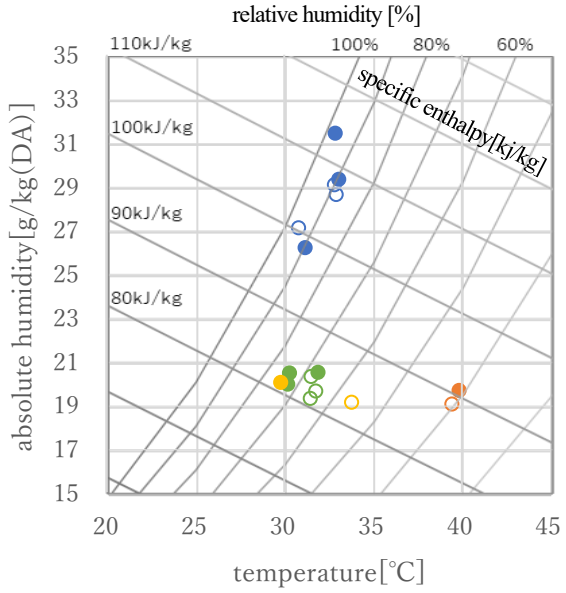


Fig.5 Relationship between distance from outdoor unit and absolute humidity (Varying the spray position)

2. 2　比エンタルピーと SET*

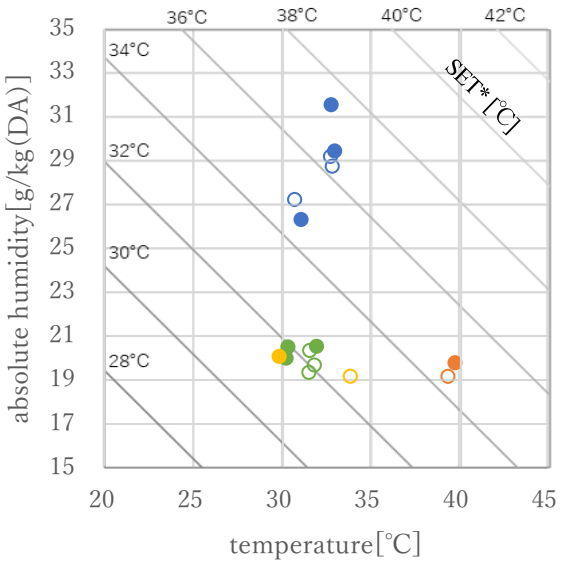
吹出口から 300mm, 1,500mm の温度，絶対湿度と比エンタルピーを Fig.6 に示す．上側吹出口の結果である．図の背景には，相対湿度，比エンタルピーの等値線を示す．吹出口周辺では，噴霧無しに対して，噴霧有りは低温，高湿側にプロットされる．噴霧無しの相対湿度は 40%程度であるが，噴霧有りでは 300mm の距離で 90%程度まで上昇し，気温は気象条件と同程度の 30℃付近まで低下している．等比エンタルピー線に沿って変化する傾向にあるが，若干高湿度側にプロットされる点が多い．温度と湿度の拡散の違いや測定誤差も想定される．吹出口から 1,500mm では噴霧無しの温湿度が基準点（気象条件）と同程度となっており，室外機の影響をほぼ受けず，水噴霧の影響もあまり確認されない．

吹出口から 300mm, 1,500mm の温度，絶対湿度と SET* を Fig.7 に示す．SET*は典型的な夏期の日陰を想定し，平均放射温度 MRT30℃，風速 1.0m/s，着衣量 0.6clo，代謝量 2Met の条件で算出した．等 SET*線に沿って変化している場合が多く，体感温度は大きく変化しない．Fig.6 において，等比エンタルピー線に沿って変化した場合には，SET*は若干低下することになるが，想定より湿度上昇が若干大きいことが影響している．



●:No mist spray_AM, ●:Mist spray_AM @ 300mm
○:No mist spray_PM, ○:Mist spray_PM @ 300mm
●:No mist spray_AM, ●:Mist spray_AM @ 1500mm
○:No mist spray_PM, ○:Mist spray_PM @ 1500mm

Fig.6 Temperature, absolute humidity and specific enthalpy at 300mm and 1,500mm from outdoor unit



●:No mist spray_AM, ●:Mist spray_AM @ 300mm
○:No mist spray_PM, ○:Mist spray_PM @ 300mm
●:No mist spray_AM, ●:Mist spray_AM @ 1500mm
○:No mist spray_PM, ○:Mist spray_PM @ 1500mm

Fig.7 Temperature, absolute humidity and SET* at 300mm and 1,500mm from outdoor unit

2. 3　連続測定結果

連続測定の結果より，上側の吹出口では気温の高い日に噴霧無しと水噴霧時の吹出口近傍の温度差の日平均が，測定期間平均で 4.9℃，最大で 8.9℃となった．外気温が高い日に温度差がおよそ 4~6℃大きくなり，顕熱削減量が大きくなる場合が多い．噴霧無しと水噴霧時の上側の吹出口から 300mm の測定点との絶対湿度差の日平均が，測定期間平均で 2.2g/kg(DA)，最大で 5.0g/kg(DA)となった．外気温が高い日に絶対湿度差がおよそ 3～5g/kg(DA)大きくなり，潜熱交換量が大きくなる傾向が確認された．外気温が高いときに温度差，絶対湿度差ともに若干大きくなったが，水噴霧の効果は安定しており，気象条件の影響はあまり大きくないと考察された．

3.　測定結果の考察

集中測定のデータを用い，顕熱排熱の潜熱変換量を評価し，顕熱削減効果を考察した．

3. 1　評価方法

室外機からの顕熱放出量 Qo［W］は①式より求める．

$$Qo=\rho cV\ (T_{吹出}-T_{吸込})\cdots①$$

ρ：空気密度［kg/m³］，c：空気比熱［J/(kg・K)］，V：吹出風量［m³/s］，$T_{吹出}$：吹出温度［K］，$T_{吸込}$：吸込温度［K］

水噴霧有りと無しの場合の室外機からの顕熱放出量

$Qo_{有}$，$Qo_{無}$［W］は②，③式となる．

$$Qo_{有}=\rho cV（T_{吹出有}-T_{吸込}）・・・②$$

$$Qo_{無}=\rho cV（T_{吹出無}-T_{吸込}）・・・③$$

顕熱削減量 Qr は②，③式より④式となる．

$$Qr=Qo_{無}-Qo_{有}=\rho cV（T_{吹出無}-T_{吹出有}）・・・④$$

ここで，顕熱の削減量分が潜熱に変換されていることから⑤式が成立する．

$$Qr=QL・・・⑤$$

QL：潜熱交換量［W］

潜熱交換量 QL は，絶対湿度差（⑥式），または，噴霧水蒸発量（⑦式）からも求まる．

$$QL=\rho RV(H_{後}-H_{前})・・・⑥$$

$$QL=\alpha\times R・・・⑦$$

α：噴霧水蒸発量［kg/s］，R：水の蒸発潜熱［J/kg］，$H_{前}$：水噴霧通過前の絶対湿度［kg/kg(DA)］，$H_{後}$：水噴霧通過後の絶対湿度［kg/kg(DA)］

3.2 評価結果と考察

①式より算出した顕熱放出量 Qo，④式より算出した顕熱削減量 Qr，⑥式，⑦式より算出した潜熱交換量 QL を Table.1 に示す．⑦式の噴霧水蒸発量は，上側，下側の吹出口で区別できない．顕熱放出量 Qo は上側，下側，午前，午後で概ね近い値であり，測定中の空調の稼働にあまり差はなかったと考えられる．顕熱削減量 Qr は，上側は吹出口から 150mm，下側は吹出口から 450mm の点で最大値（最大温度差）となった．上側と下側の潜熱交換量 QL の比率より，午前は噴霧された水の 72%，午後は 90%が上側の吹出口前で蒸発した．午前，午後ともに顕熱削減量 Qr が顕熱放出量 Qo を上回り，室外機による温度上昇より水噴霧による温度低下が大きい．また，顕熱削減量 Qr と潜熱交換量 QL は同じ値になるはずである．⑥式から算出した潜熱交換量 QL は特に上側で大きい．⑦式から算出した潜熱交換量 QL と⑥式から算出した上下の潜熱交換量 QL の合計と比較すると，⑥式から算出した潜熱交換量 QL が極端に大きい．顕熱放出量 Qo との関係に基づくと，⑥式から算出した潜熱交換量 QL は極めて大きく，吹出風量 V の距離による減衰を考慮できていないためであると考えられる．

Table. 1 Sensible heat release, sensible heat reduction, and latent heat exchange calculated from the measurement results of temperature, humidity and water spray volume

		Sensible heat release Qo (①)	sensible heat reduction Qr (④)	latent heat exchange QL (⑥)	latent heat exchange QL (⑦)
A.M	upper	3.99kW	6.36kW	16.52kW	4.05kW
	lower	3.65kW	6.29kW	7.74kW	
P.M	upper	2.96kW	6.24kW	14.16kW	4.05kW
	lower	4.40kW	7.10kW	4.55kW	

4. まとめ

本研究では，室外機からの顕熱排熱が周辺熱環境に及ぼす影響を緩和するために，室外機の排気口に水噴霧装置を設置し，排気口前面の温湿度分布を測定して顕熱排熱の潜熱変換量を評価した．集中測定では室外機からの距離に応じた温湿度の詳細な測定を行い，噴霧位置が水噴霧効果に及ぼす影響を評価した．連続測定では気象条件が水噴霧効果に及ぼす影響を明らかにした．その結果，室外機の排気口への水噴霧により室外機からの顕熱が周辺熱環境に及ぼす影響が緩和されることが示された．また，測定期間について，期間中を通して水噴霧の効果は安定しており，気象条件の影響はあまり大きくないと考察された．

参 考 文 献

1) 木山裕貴，竹林英樹，田辺慎吾，高山眞，空調排熱の潜熱化と排熱高さが周囲の温湿度環境に与える影響に関する研究，日本建築学会大会学術講演梗概集，pp. 717-718，2015年

2) 竹林英樹， 森山正和， 笠原万起子，ヒートポンプ給湯機の室外機による屋外熱環境の緩和効果に関する研究，空気調和・衛生工学会論文集，No. 145，pp. 1-7，2009年

3) 竹林英樹，笠原万起子，田辺慎吾，髙山眞，実測調査に基づく冷却塔のヒートアイランド対策効果に関する研究，日本冷凍空調学会論文集，(32)，317 - 323，2015年

4) 気象庁，気象統計情報
https://www.data.jma.go.jp/obd/stats/etrn/

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022.3.11）

地下にある文化財収蔵庫におけるデシカント式除湿機による高湿対策の検討
Investigation of Measures Against High Humidity with Desiccant Type Dehumidifier in Underground Cultural Properties Storage Room

○滝田　義規　（ダイキンエアテクノ）　　小椋　大輔（京都大学）
伊庭　千恵美（京都大学）　　髙取　伸光（京都大学）
北原　博幸　（トータルシステム研究所）　　浜口　守　（ダイキンエアテクノ）
黒瀬　修一　（ダイキンエアテクノ）

Yoshiki TAKITA*1　Daisuke OGURA*2　Chiemi IBA*2　Nobumitsu TAKATORI*2
Hiroyuki KITAHARA*3　Mamoru HAMAGUCHI*1　Shuichi KUROSE*1
*1 DAIKIN AIR TECHNOLOGY AND ENGINEERING CO., LTD　*2　Kyoto University　*3　Total System Lab.,

Underground cultural properties storage room is the high humidity caused mold to adhere to the stored items, which became a problem. Therefore, dehumidification measures were necessary. We installed a desiccant type dehumidifier there and measured the temperature and humidity to clarify the effects and problems of dehumidification. In this paper, we report that the amount of water was reduced by operating a desiccant dehumidifier, and a difference in humidity in the underground cultural properties storage room during the summer.

１．序論

竣工してからおおよそ 18 年経った鉄筋コンクリート造の建築物の地下に位置する文化財収蔵庫にて，室内が高湿で文化財へのカビ付着が問題となり除湿対策が必要となった。改善対策としてデシカント式除湿機を導入した。本取組で導入したデシカント式除湿機は文化財への適用事例が少ないため，設計基準が明確になっていない。本稿では，デシカント式除湿機を地下収蔵庫に導入することによる除湿効果と課題を明確にすることを目的とし，2021年6月～11月の約半年間地下収蔵庫の温湿度等の計測を実施した。その計測結果からデシカント式除湿機が導入された地下収蔵庫の高湿度抑制に関する効果と，地下収蔵庫が高湿となる要因の検討を行った。

２．試験内容と計測要領

2.1　試験概要

Fig.1 に収蔵庫の平面図を，Fig.2 に立面図を示す。廊下は建物出入口があり屋外と通じている。廊下から収蔵庫内への出入口は 2 カ所あり，収蔵庫出入口扉の下部，床上 100 mm～300 mm はガラリとなっているため，収蔵庫と廊下の空気が入れ替わる。一部の外壁と内壁（ブロック壁）の間には幅 100 mm 程の空間がある二重壁となっており，床下には地下ピットが存在する。空間内で結露した水は排水溝を通り地下ピットへ送られる。以下この空間を共同溝と呼ぶ。また，共同溝がある壁面は地盤と接している。

Fig.3 にデシカント式除湿機及び温湿度センサーの設置位置を示す。デシカント式除湿機は外気に接する外壁側の天井下に設置し，連続的に除湿を行う自動運転モードで運用した。デシカント式除湿機を 2021 年 6 月 15 日より 24 時間連続運転させ，計測を実施した。温湿度及び差圧計測は Sensirion 製の温湿度センサーSHT75，差圧センサーSDP810-125PA を使用した。温湿度センサーは収蔵庫内に 11 カ所（Fig.3 中 A1~D2），高さ方向に 6 点（FL+100mm，FL+600mm，FL+1100mm，FL+1600mm，FL+2100mm，SL-100mm;FL は床面，SL は天井面）と共同溝，廊下の合計 68 点に設置し，1 分間隔で記録した。差圧センサーは室内を基準として廊下 2 カ所（ドアガラリ），共同溝，天井の 4 カ所との間に設置し，10 秒間隔で計測した。なお，計測開始は各計測点 A～D が 2021 年 6 月 8 日，共同溝及び廊下が 2021 年 7 月 2 日である。計測器の不具合により計測されなかった期間がありデータ欠損箇所がある。

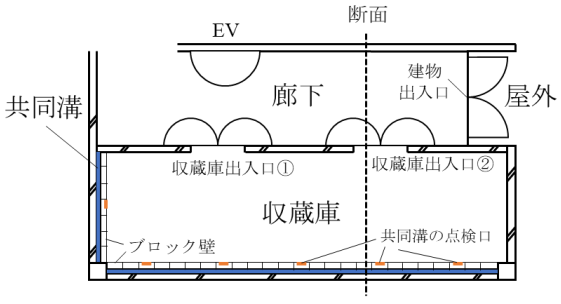


Fig.1 Plan of Storage room

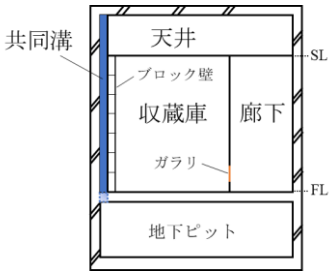


Fig.2 Cross section of Storage room

デシカント式除湿機を稼働する前である 6 月 8 日～14 日の 7 日間の温度，相対湿度及び絶対湿度の変化をそれぞれ Fig.4～Fig.6 に示す。なお，収蔵庫内は除湿機の吹出口に最も近い計測点である A1-SL-100 と，収蔵庫出入口扉①のガラリに最も近い計測点である C2-FL+100 に着目して結果を示す。収蔵庫内の相対湿度は 70～80%RH と高く，共同溝の相対湿度は 90%RH 以上と高い。共同溝の絶対湿度は収蔵庫内と比較して高くなっている。

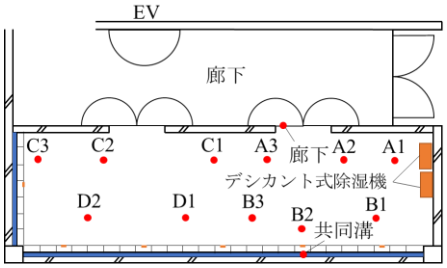


Fig.3 Installation location of desiccant type dehumidifier and temperature/humidity sensor

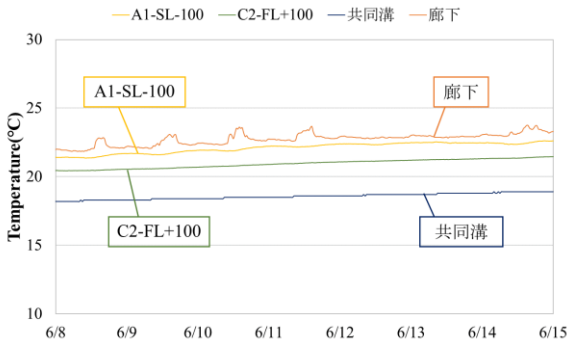


Fig.4 Temperature change before installation of dehumidifier

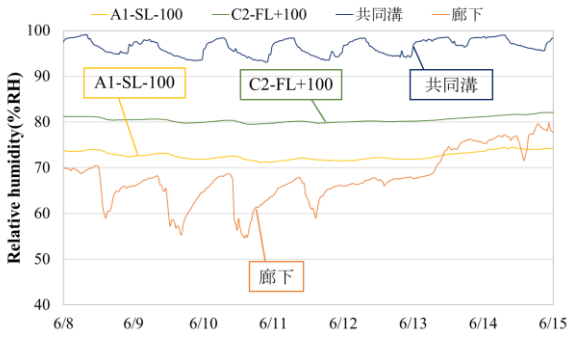


Fig.5 Relative humidity change before installation of dehumidifier

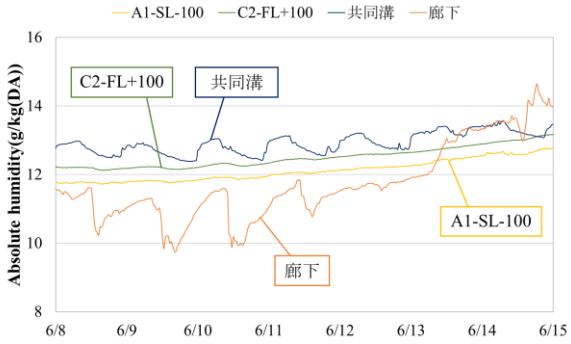


Fig.6 Absolute humidity change before installation of dehumidifier

2. 2　導入機器

デシカント式除湿機（JKT10VS，ダイキン工業株式会社，定格排出水分量は 10 L/day）を 2 台設置した。Fig.7 にデシカント式除湿機の外形と運転時のイメージ（ダイキン工業株式会社カタログ）を示す。本機は，デシカントエレメントに吸着させた水分をヒーターを通し高湿な気体として屋外へ排出するため，水捨て不要の連続除湿が可能である。1 台当たり高湿度の空気を 21 m^3/h とわずかであるが屋外へ排出するため，室内が陰圧になり廊下側のドアガラリや，共同溝の点検口や天井点検口，照明まわりなど収蔵庫内に空気の流入が起こると考えられる。

Fig.7 Desiccant type dehumidifier appearance and schematic diagram during operation

3．結果と考察

3. 1　計測結果

Fig.8 に除湿機稼働時期の温度の変化を示す。計測期間中に室内の温度は 30℃以下であった。A1-SL-100 では，計測期間を通し廊下の温度より 2～3℃程度高い値となった。また，C2-FL+100 では，計測開始から 10 月中旬まで廊下と同程度の温度もしくは廊下よりも低い温度となり，その後は廊下よりも高い温度であった。共同溝は計測開始から 10 月中旬まで廊下より低い温度で変化していたが，10 月下旬には廊下よりも高い温度となり逆転した。

Fig.9 に除湿機稼働時期の相対湿度の変化を示す。A1-SL-100 の相対湿度は試験開始前に 70%RH を超えていたが，6 月下旬には 50%RH まで下がり，その後 7 月から 9 月までは 50～60%RH の範囲で変動し，9 月以降に 50%RH 程度で安定した。C2-FL+100 は降水量の多か

った 8 月 12 日付近で高くなっている。共同溝は計測期間中相対湿度 85%RH 以上と高い値で変化した。

Fig.10 に除湿機稼働時期の絶対湿度の変化を示す。収蔵庫内の絶対湿度は 10 月まで廊下より低い値であり，10 月以降は廊下と同程度の値となった。共同溝の絶対湿度は 7 月～9 月にかけて増加し，9 月～10 月中旬までは 18 g/kg(DA)程度と高い数値で安定した状態であった。また計測開始から 8 月末までは廊下よりも低い値もしくは廊下と同程度の値であったが，9 月より廊下の絶対湿度より高い値となった。期間全体を通して共同溝の方が収蔵庫内より高く，廊下は 10 月中旬までは収蔵庫内より高く 10 月下旬以降は収蔵庫と同程度となっていた。廊下は外気に追従するような変化をしており，廊下の絶対湿度が減少した時期に収蔵庫内の絶対湿度も減少していた。

A1-SL-100 と C2-FL+100 の温度差は，除湿機稼働前は 1℃程度であったが，除湿機稼働後は 2～4℃程度となり増加した。これは除湿機のヒーターによる影響である。A1-SL-100 と C2-FL+100 の相対湿度差は 10%RH 程度あり，これはヒーターによる温度差と除湿等による絶対湿度差(Fig.10)の影響による。C2-FL+100 の湿度の変化は，A1-SL-100 の湿度変化より廊下の影響がみられる。特に，廊下の相対湿度に急激な変化があった 8 月 12 日では C2-FL+100 の相対湿度も廊下の変化に追従して変化している。また，外気の絶対湿度の高い 6 月～9 月にかけて，相対湿度が 60～70%RH と，A1-SL-100 より 10%RH 程度高く，絶対湿度では 1 g/kg(DA)程度と高い値で変動している。10 月以降は A1-SL-100 と C2-FL+100 の絶対湿度差は同程度の値であったが，相対湿度は温度差があるため C2-FL+100 が 5%RH 程度高い変動であった。夏場では共同溝の相対湿度は 90%RH 付近で変動しており，外気や廊下と比べても高い値である。共同溝が高湿となる要因として，除湿機を運転することで収蔵庫内が陰圧となる影響を受け，共同溝下の地下ピットから高湿な空気が共同溝に流入している可能性がある。3.3 節で詳しく述べる通り廊下や共同溝下の地下ピットから高湿な空気が収蔵庫内に流入しているため，収蔵庫内で絶対湿度差が生じる結果となった。

Fig.8 Temperature change after operation of dehumidifier

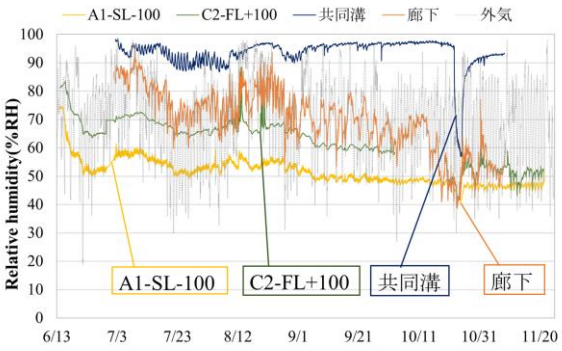


Fig.9 Relative humidity change after operation of dehumidifier

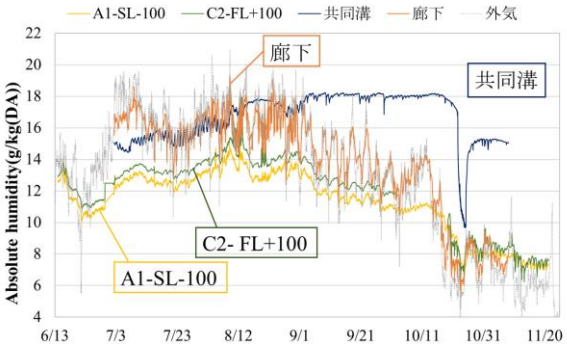


Fig.10 Absolute humidity change after operation of dehumidifier

3. 2　デシカント式除湿機の運転状況

デシカント式除湿機の運転状況を明らかにするために，降水量が多く収蔵庫内の湿度が上昇した 8 月 12 日～14 日の 2 日間を取り上げて検討を行った。Fig.11 にデシカント式除湿機の吹出空気，吸込空気，排湿空気の絶対湿度を示す。期間を通してデシカント式除湿機の吸込空気と吹出空気の絶対湿度差は 1 g/kg(DA)となり，吸込空気の絶対湿度が増えた際にも吹出空気との絶対湿度差に変化は見られなかった。また，3 時間おきに吹出空気の絶対湿度が吸込空気の絶対湿度と同様の値となるが，排湿ホースの乾燥を行うダクト乾燥運転を行っている影響である。

デシカント式除湿機 1 台当たり，1 日の除湿量を(1)式の合計値として算出した。

除湿量(g/min) = 風量(m^3/min)×吸込空気密度(kg/m^3)
×吸込空気と吹出空気の絶対湿度差(g/kg(DA))　(1)

Fig.12 にデシカント式除湿機 1 台当たりの除湿量を示す。1 台当たりの除湿量は 1.7 L/day となった。なお，算出する際に用いた風量は定格風量の 0.7 m^3/min とした。続いて，デシカント式除湿機 1 台当たり，1 日の排気湿分量を(2)式の合計値として算出した。

排気湿分量(g/min) = 風量(m^3/min)×排気空気密度(kg/m^3)
×排出空気の絶対湿度(g/kg(DA))　(2)

Fig.13 にデシカント式除湿機の排気湿分量を示す。1 台当たりの排気湿分量は 10 L/day 程度となった。なお，算

出する際に用いた風量は計測風量である。排気湿分量はデシカントエレメントに吸着した水分，つまり除湿した水分を吸込空気の排気分に含ませて屋外に排気している。

外気の絶対湿度が高い期間においても，1 台当たりの除湿量は 1.7 L/day 程度と除湿量は安定しているが，外気の湿度が高い夏場では A1-SL-100 と C2-FL+100 の相対湿度は 10%RH 程度の差が生じた。一方で，外気湿度が低い 10 月以降では相対湿度を 50%RH 程度に安定させることが可能である。湿度の高い夏場に湿度差を小さくするためには，高湿度の空気が収蔵庫に流入するのを抑制する必要がある。

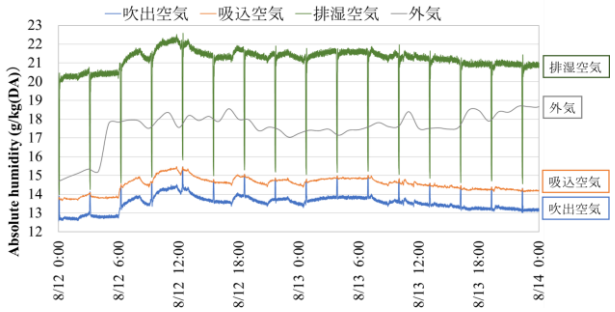


Fig.11 Absolute humidity of blown air,inhaled air,and exhaust air of desiccant type dehumidifier

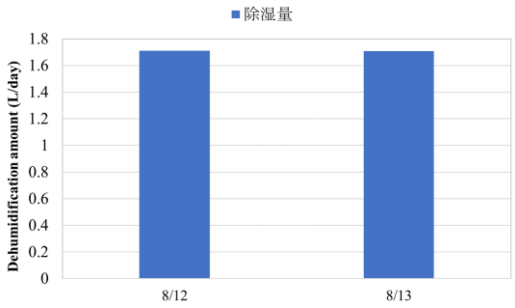


Fig.12 Dehumidification amount of desiccant type dehumidifier

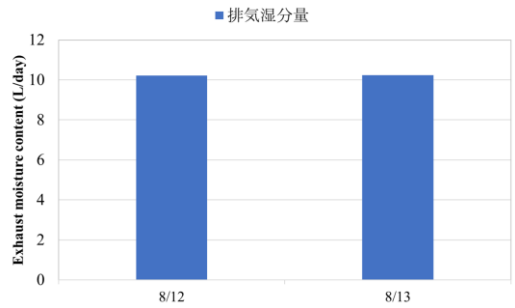


Fig.13 Exhaust Moisture content of desiccant type dehumidifier

3. 3　排出による空気の流入

収蔵庫が高湿となるのは廊下の空気が収蔵庫内に流入することが大きく影響するが，廊下が高湿となる要因は建物入口扉の開閉が大きく影響を及ぼすと考えられる。また扉の開閉に伴う圧力差が，廊下と収蔵庫間の圧力差にも影響を及ぼしていると考えられる。これらの影響を明らかにするため，温湿度や差圧の計測に加えて入口扉の開閉の記録をとり，その挙動を確認した。Fig.14 に 10 月 21 日の差圧変化を示す。この日は入口ドアの開閉を記録し，建物出入口から外気が廊下に流入した際の収蔵庫への影響を確認した。建物出入口扉が 16 時前後に 20 分程度開放されていたが，その際は共同溝の圧力が下がり廊下の圧力が上がっている。そのため，建物出入口扉が開放された際は，共同溝ではなく廊下から空気が流入していると考えられる。また，建物出入口の開閉が収蔵庫出入口での空気の流入に影響を及ぼすかどうかを，ドアガラリに吹き流しをあてることで空気の流出入を調べた。建物出入口が開放されている際は，収蔵庫出入口②から収蔵庫内へ空気が流入し，収蔵庫出入口①から廊下へ空気が流れた。差圧推移と同様の結果が得られたため，前節での計測結果からも収蔵庫内は廊下の影響を受けている。共同溝及び廊下の影響があると推察される。2.2 節で述べたように除湿機を運転すると陰圧になるため収蔵庫内に空気の流入が起こる。現段階では共同溝及び廊下から収蔵庫内へ流入が起こることが確認できたが，流入量については明らかになっていない。

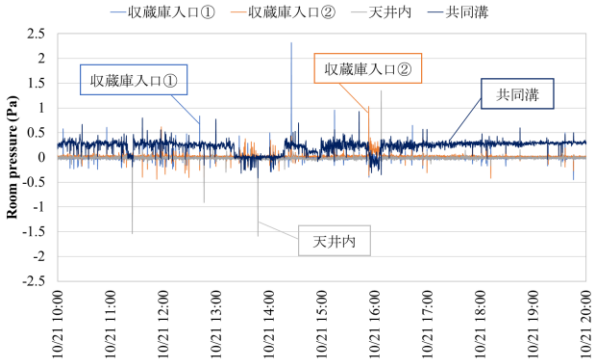


Fig.14 Change of pressure difference

4．結論

本研究で得られた結果は以下の通りである。

・デシカント式除湿機の運転により収蔵庫内の絶対湿度が低下した。

・夏場では収蔵庫内に絶対湿度差が生じる。

夏場においても収蔵庫内の湿度分布を小さくするには高湿な空気を流入させない対策が必要であることが確認できた。今後は，この課題に対して共同溝下の地下ピット入口を塞ぐことや収蔵庫入口に風除室のような廊下の空気を除湿する部屋を設ける等，収蔵庫内に流入する空気の湿度抑制を検討する。

参 考 文 献

1)　小野寺裕子ら，空調設備のない収蔵施設の保存環境調査―岐阜県関市春日神社の取り組み―，保存科学(60)，151-160，2021 年 3 月

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022. 3. 11）

冷凍機の未利用熱利用及び直列運転による省エネルギー効果の検討
-沿岸部の大規模イベント会場を対象としたケーススタディ-
Energy saving effect by two chillers connected in series including the use of seawater heat source: a case study for international exhibition halls in coastal area

学生会員　○松本　采華（大阪市立大学）　　技術ﾌｪﾛｰ　小林　陽一（安井建築設計事務所）
正会員　鍋島　美奈子（大阪市立大学）　　正会員　西岡　真稔（大阪市立大学）
技術ﾌｪﾛｰ　中尾　正喜（大阪市立大学）　　正会員　崔 林日（三菱重工サーマルシステムズ）

Sayaka MATSUMOTO[*1]　Yoichi KOBAYASHI[*2]　Minako NABESHIMA[*1]
Masatoshi NISHIOKA [*1]　Masaki NAKAO[*1]　Linri CUI[*3]
[*1] Osaka City University　[*2] Yasui Architects & Engineers,INC.　[*3] Mitsubishi Heavy Industries Thermal Systems, Ltd.

The thermal grid system (TGS) is for bidirectional heat interchange between multiple heat source facilities. This research targets international exhibition halls where the TGS is expected to be introduced. It is planned to use seawater heat for some chillers and to connect two chillers in series. In this study, we constructed a simulation model for series operation, which has not been examined in detail yet, and examined its energy saving effect by comparing it with parallel connection.

1. 研究背景・目的

1.1 背景

近年，脱炭素社会への取り組みが活発化し，空調システムにおいても省エネルギー化や未利用エネルギーの利用が求められている．省エネルギー技術の 1 つに熱融通システムがある．その中でもサーマルグリッドシステム（以下，TGS）は双方向性を持った熱融通システムであり，インテックス大阪での実証実験 [1]において省エネルギー効果が示されてきた．TGS は隣接する複数の建物の空調熱源設備を二重ループ配管で接続し，隣接建物間で熱を融通して熱源設備の効率を高めるシステムである．

本研究では，大阪府沿岸部に建設予定の大規模イベント会場を対象地として TGS のモデルを設定し，その効果をシミュレーションにより検証する．対象地には，4 つのプラントがあり，各プラント内では冷凍機の直列運転による高効率化，プラント 3，4 での海水熱利用による高効率化などの試みが計画されている．また，TGS の導入により，複数プラントが二重ループ配管で接続され，高効率プラントの優先運転が可能になる．

1.2 目的

冷凍機の直列運転とは Fig.1 のような接続方法であり，従来は Fig.2 のように並列に接続される．直列運転は，空調負荷が大きく冷水の往還温度差を大きくできる場合に省エネルギー効果が期待できる．空調部門では海外において，実施例があるものの，省エネルギー効果の詳しい検討はされていない [2]．本研究では，この冷凍機の直列運転による省エネルギー効果に焦点をあてる．設計図書に基づき熱源機周りのシミュレーションモデルを構築し，冷凍機の「並列接続」と「直列接続」との比較により，その効果を明らかにすることが本研究の目的である．

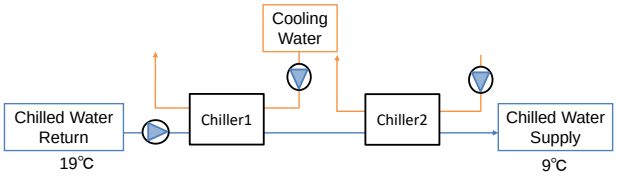


Fig.1 Two chillers connected in series

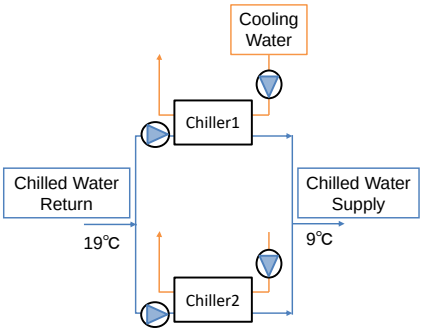


Fig.2 Two chillers connected in parallel

2. シミュレーションモデル作成

4 つのプラントと配管のサーマルグリッドモデル(Fig.3)および，各プラントの熱源機構成（直列接続がある場合）モデル（Fig.4～7）を想定する．プラント 1～4 は，供給先への距離および，海水熱利用プラントの優先運転を考慮して，対象地内の空調負荷を処理する．四角形がインバータターボ冷凍機，円形がガス吸収冷温水機である．冷凍機の冷凍能力一覧を Table.1 に示す．シミュレーションモデルの構築には，Modelica Buildings Library の設備モデルを使用する．インバータターボ冷凍機については Hydeman et al.[3]による手法を用いて，冷却水出口温度，冷水出口温度，部分負荷率を変数とする定常・非線形モデルを作成した．また，ガス吸収冷温水機については鍋島ら[4]により提案された一次遅れの式を用いて，部分負荷率を変数とする COP 推定式 (1) を設定しモデルに反映した．

$$COP = 1.30 \times \left(1 - e^{-Pl/0.130}\right) \quad (1)$$

ここで，

Pl ：負荷率

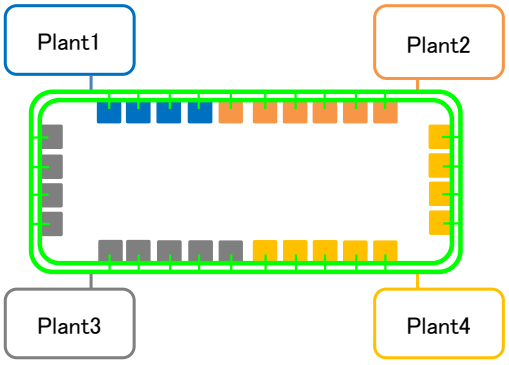


Fig.3 Schematic diagram of piping connection

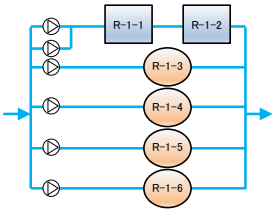


Fig.4 Schematic diagram of plant1

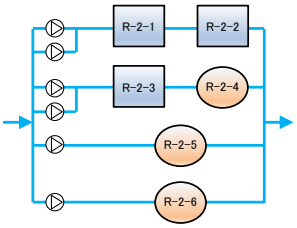


Fig.5 Schematic diagram of plant4

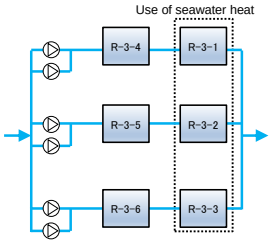


Fig.6 Schematic diagram of plant3

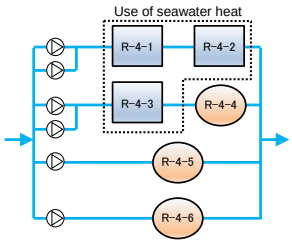


Fig.7 Schematic diagram of plant4

Table.1 Performance list of chillers

Plant	Number	Equipment model	Refrigeration capacity [kW]	
			Single	Total
1	R-1-1,R-1-2	Inverter turbo chiller	1,758	10,548
	R-1-3~R-1-6	Gas absorption chiller	1,758	
2	R-2-1~R-2-3	Inverter turbo chiller	1,758	10,548
	R-2-4~R-2-6	Gas absorption chiller	1,758	
3	R-3-1~R-3-6	Inverter turbo chiller	1,758	10,548
4	R-4-1~R-4-3	Inverter turbo chiller	1,758	10,548
	R-4-4~R-4-6	Gas absorption chiller	1,758	

3. シミュレーション内容

シミュレーション条件を Table.2 に示す．各プラントが分担する冷房負荷については月ごとの与条件として割り当てる．冷房負荷と湿球温度は 1 時間間隔で入力する．海水温度と湿球温度+5℃（冷却塔利用時の熱源水温度）の推移を Fig.8 に示す．

Table.2 Simulation conditions

Period, number of days	May-October One day for each month
Air conditioning time	8:00～22:00 1 hour interval
Input information (Enter a constant value only for seawater temperature from 8:00 to 22:00)	
Cooling load	Refer to the actual values of facilities of the same scale
Wet-bulb temperature	Uses Extended AMeDAS Standard Year (Osaka)
Seawater temperature	Daily average value is used from Osaka Bay observation data

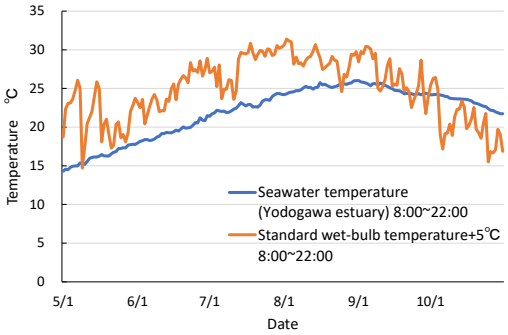


Fig.8 Transition of seawater temperature and wet bulb temperature

4. シミュレーション結果

4. 1 直列・並列モデルの比較結果

事前検討として，対象地のモデルとは別に，Fig.1，2 の簡易な直列・並列モデルを作成し，直列運転の効果を確認した．負荷率 100%において，冷却水温度を変化させた時の消費電力のシミュレーション結果を Fig.9 に，COP のシミュレーション結果を Fig.10 に示す．直列運転が高効率となるのは，冷凍機 1（直列運転の上流側）の消費電力削減が主要因であることがわかる．

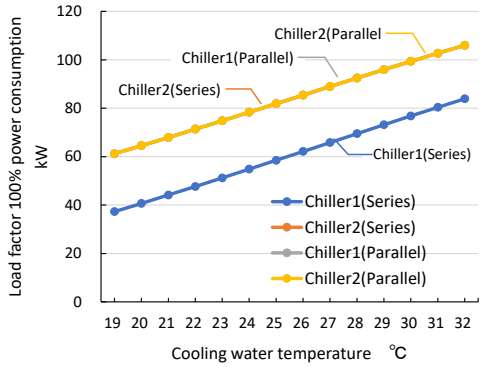


Fig.9 Comparison of power consumption using a simple model

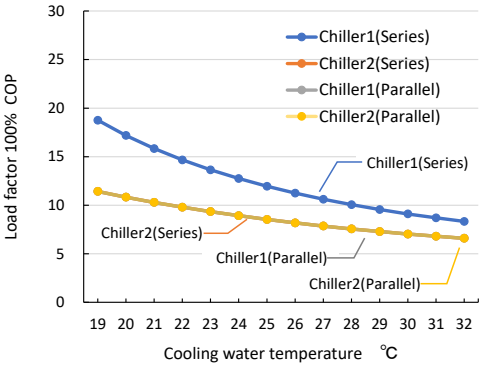


Fig.10 Comparison of COP using a simple model

4. 2 TGS のシミュレーション結果

対象地におけるシミュレーション結果は，一次エネルギー消費量，CO_2 排出量で評価する．ただし冷凍機以外の動力については含んでいない．Table.2 の冷房負荷について，例として各プラントの 8 月における冷房負荷を Fig.11 に示す．各換算係数は Table.3 に示す．Fig.12 に一次エネルギー消費量の比較結果を示す．

直列接続導入による，一次エネルギー消費量削減率は全体で約 27%であった．直列接続が最多のプラント 3 における 10 月の削減率は約 62%と最大になった．

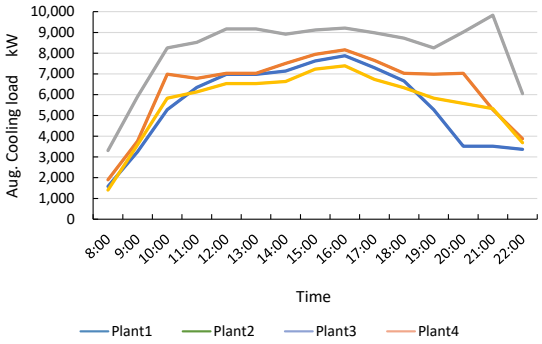


Fig.11 Cooling load of each plant in August

Table.3 List of conversion factors

	Primary energy	CO_2 emissions
Electricity	9.76MJ/kWh	0.362kg-CO_2/kWh
City Gas	45MJ/Nm^3	0.0509kg-CO_2/MJ

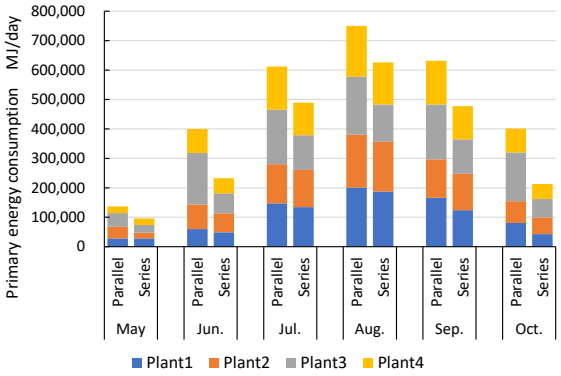


Fig.12 Primary energy consumption

プラント 3 でも月ごとに削減率が異なる理由は，運転負荷率の違いにある．10 月は負荷率 70%（冷凍機定格能力の 70%，このような運転を部分負荷運転という）以下で運転している時間が多かった．そこで負荷率 100%と 50%での直列接続の一次エネルギー消費量削減率を確認すると，それぞれ 18%と 64%程度になることが分かった．

5. まとめ・今後の課題

冷凍機の直列運転による省エネルギー効果について，シミュレーションモデルを構築し検討した．結果として，対象地では一次エネルギー消費量は約 27%削減，CO_2 排出量は約 25%削減できることが分かった．また，直列運転は部分負荷でその効果を発揮しやすいことも判明した．今後は，各プラントへの負荷配分を変更しての検討をおこなう必要がある．

参 考 文 献

1) Masaki Nakao, Minako Nabeshima et al.: Thermal grid system and its field test in multiple buildings with individual heating and cooling facility, Energy Procedia, volume 149, pp112-121, 2018

2) Peter SP Chan, Noriyasu Maehara: Optimum Control and Full Automatic Control System Developing For MGM COTAI Chiller System, 15th Asia Pacific Conference on the Built Environment 5R Technology for Building Environment, 2019

3) Mark Hydeman, Priya Sreedharan, Nick Webb, Steve Blanc: Development and Testing of a Reformulated Regression-Based Electric Chiller Model, ASHRAE Transactions, 108(2), 1118-1127

4) 鍋島ら：配管ネットワーク化された空調熱源システム運転特性の分析，空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，pp277-280, 2016

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022.3.11）

空調用冷温水熱融通システム最適運用技術の研究

国際展示場の空調機負荷の傾向分析

Research on optimization method in operation of heat interchange system among buildings for air conditioning
Trend analysis of Air conditioning load in the international exhibition hall

○冨岡　由貴　（大阪市立大学）　　鍋島　美奈子（大阪市立大学）
西岡　真稔　（大阪市立大学）　　中尾　正喜　（大阪市立大学）
Yuki TOMIOKA※1　Minako NABESHIMA※1　Masatoshi NISHIOKA※1　Masaki NAKAO※1
※1Osaka City University

A thermal grid system, TGS, which is the bidirectional heat interchange system among buildings for air conditioning was introduced to the exhibition hall. The current operation method is based on the judgment of trained technicians, the system is operated with an eye on future peak load. In this study, we developed a cooling load index based on the usage conditions, and added a load forecasting capability to the optimization method for minimizing primary energy consumption. As a result, optimized calculations for future loads became possible.

1.　研究背景・目的

近年、温室効果ガス削減にむけて更なる建築物の省エネルギー化が必要とされている。そこで 2015 年に空調設備の省エネルギー化を目的とし双方向熱融通を特徴とした「サーマルグリッドシステム(以降、TGS)」が提案された。実証実験が大阪の国際展示場で行われ、筆者らはこの施設での TGS の導入による省エネ効果を明らかにした[1)2)]。現在の国際展示場における TGS の運用方法は、当初導入していた 1 次エネルギー消費量を最小とする最適化システムを使用せず、現場管理者が施設の利用状況及び運用状況に基づいて使用する熱源機を選択している。既往研究では、現時刻の冷房負荷情報等を BEMS(Building and Energy Management System)から読み取り、1 次エネルギー消費量を最小にする最適な熱源機組み合わせを算出し、それを現場の運転管理者に提供するという試みを行った[3)]。しかし、負荷予測機能がなかったため、一定時間後の負荷の増加を見据えて余裕をもって熱源を選択している現場管理者の判断との乖離が見られた。そのため一定時間後の時刻の最適な熱源機を運用の参考として提示することで実用性が高まることが考えられ、施設の使用状況と冷房負荷の関係を分析し負荷予測を作成することが必要となる。

本研究では、施設の BEMS データを分析することによって簡易負荷予測モデルを提案し、筆者ら[1)~3)]が提案した最適化手法に負荷予測機能を追加することを目的とする。これによって予想気温、来場者予想値、換気量を入力することで一定時間後の冷房負荷の推定値を算出し翌日稼働させる熱源機の稼働予約や負荷の増加を見込んだ熱源機選択の参考となる情報を提示することが可能となる。

2.　研究概要

本研究では主に TGS の最適運用方法の実用化にむけて最適化手法への負荷予測機能の追加を行う。その際既往研究において課題として挙げられていた計算時間の短縮を考慮し、施設の利用方法と外気温から簡易に冷房負荷を予測することとする。そのために 2019 年夏期の国際展示場の実測熱源機負荷を分析し、冷房負荷の変動要因とそれによる変動量を求め、簡便な負荷予測モデルを作成する。入力値は予想気温、開催予定のイベントの来場者予想値からの在室人数とイベント内容からの換気量と持ち込み電力の予想値とした。外気温、持ち込み電力と負荷の関係は実測データから分析し、在室人数、換気量と負荷の関係は動的熱負荷計算によって分析を行う。作成した負荷予測モデルの推定誤差と入力値の組み合わせによる最適化計算結果への影響を確認するために 2020 年のイベントについて実際に負荷予測機能を用いて最適化計算を行った。

3.　TGS の概要

TGS(Fig. 1)は、隣接する建物の空調設備を 2 重の配管で接続し、建物間熱融通を行うことで負荷に対して最適な熱源機を選択可能となるシステムである。メリットとして、少数台数の高負荷運転、熱源機故障時のバックアップ等が挙げられる。一方、導入前と比較してループ配管内の輸送するための搬送動力と、放熱損失量が増加するというデメリットが挙げられる。

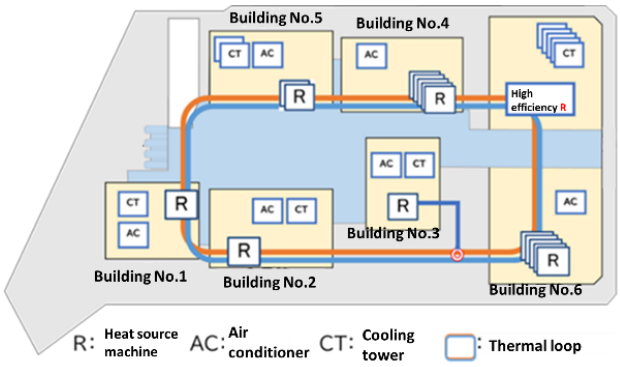


Fig. 1 TGS of the exhibition hall

4. 研究対象施設

研究対象施設である国際展示場には 1～6 号館の 6 つの建物がある。5 号館の展示スペースはＡとＢの 2 つのゾーンに分かれており、2 階には会議室等がある。6 号館はＡ～Ｄの 4 つの展示室に分けられている。この施設ではイベント開催日や開催時間、利用者数が不規則に変動するため周期的な負荷予測ができないこと加え、開示されているイベント情報が主に開催時間と利用展示室のみのためイベント内容や来場者数による冷房負荷分析が困難である。また対象施設では 2，5，6 号館には 2 次側に測器がなく製造熱量から熱融通量を足し引きした実測熱源機負荷のデータを用いて冷房負荷分析をおこなう。

Table 1 Square measure[㎡]

		Square measure[㎡]
Building No.1		5,087
Building No.2		6,729
Building No.3		5,119
Building No.4		6,729
Building No.5	Room A	4,728
	RoomB	1,625
	Total	6,353
Building No.6	Room A	9,680
	RoomB	9,679
	Room C	10,535
	RoomD	10,167
	Total	40,061

Table 2 Rated values of heat source equipment

	name	Cooling capacity [kW]	Gas consumption [Nm3/h]
R-101	Gas absorption chiller/heater	2110	164
R-201	Gas absorption chiller/heater	2813	218
R-301	Gas absorption chiller/heater	2110	179
R-501	Gas absorption chiller/heater	1960	125.5
R-502	Gas absorption chiller/heater	985	63.5
R-602	Gas absorption chiller/heater	3517	273
R-604	Gas absorption chiller/heater	4395	341
R-606	Turbo chillers	1758	256kW(Electricity)

5. 最適化手法

本研究で使用した最適化手法は簡易な熱量ベースモデル（熱源機入口と出口の温度差を固定して流量のみ可変の熱量によって熱収支を表した定常モデル）を最適化計算モデルとして用い、熱源機負荷率の組合せを複数作成したものを入力し、ε DE により制約条件からの逸脱度の最小化と目的関数の最小化を確率的に入れ替えながら探索する手法 [3] である。計算プロセスを Fig. 2 に示す。

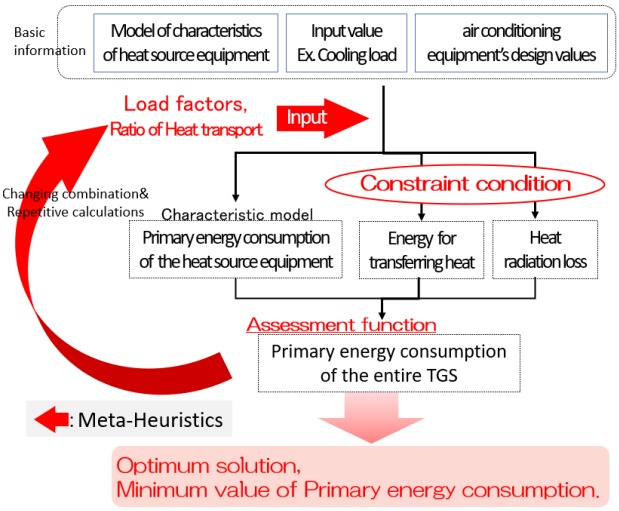


Fig. 2 Calculation process

6. 外気温と実測熱源機負荷の関係

2019 年 8 月～9 月の 1 時間平均値より外気温と実測熱源機負荷との間には比例関係が見られた。この時熱源機負荷発生から 1 時間のデータは削除している。外気温t[℃]に対する熱源機負荷Q_{reg}[kW]の回帰直線を作成し、負荷予測の際の基準とした。この式に換気回数等による変動量$Q_{H,v,p}$[kW]を加えていく。

Building No.1 : $Q_{reg} = 42.10 \times t - 439.60$　$R^2 = 0.34$

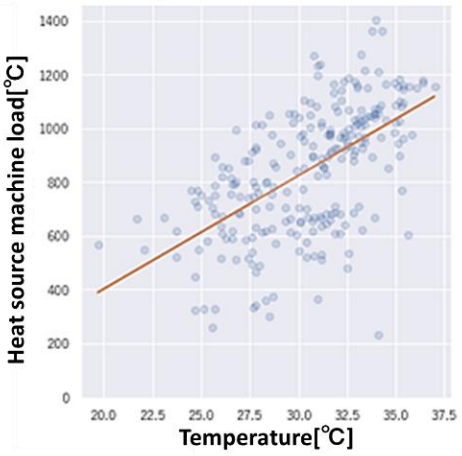


Fig. 3 Measured heat source machine load regression line in Building No.1

7. 動的熱負荷計算による実測熱源機負荷の分析

7. 1. 入力値

・ 気象条件は 2001-2010 年大阪標準年の 7 月～9 月 1 時間データ

・ 週間スケジュールは 1 週間全て 9 時～21 時 100%稼働
・ 設定温湿度は不明のためデータに最も適当な値を求めた（24℃50%）

7. 2. 要因の変動による室内負荷の変動量の算出

各入力項目の変化に対する室内負荷の変動幅を確認するため、動的熱負荷計算の計算結果の室内負荷の気温に対する回帰直線を作成し、要因の変化に対する値の比較がしやすいようにした。この時冷房負荷発生後 1 時間の過渡データは削除した。また動的熱負荷計算の計算と実測値との比較する際は、空調機負荷（2，5，6 号館は熱源機負荷）から空調機消費電力を引いたものと比較している。基準条件となる入力値として実測値のプロットの最も多い部分を通る換気回数$v_0 = 2$ [回/h]、在室人数p_0 =0.3 [人/ m²]、作業指数 4、持ち込み電力最頻値 0kW を定めた。

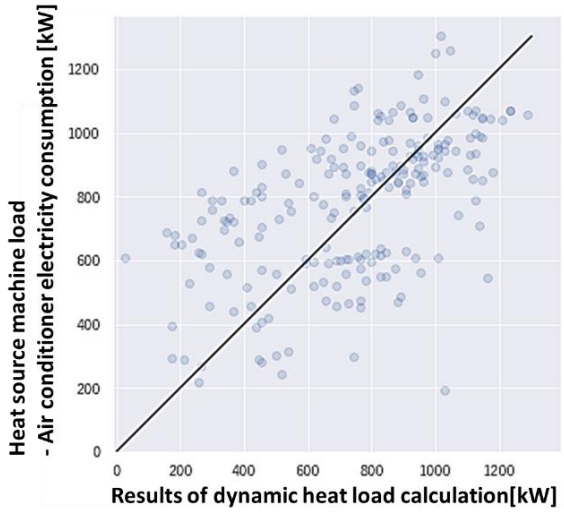


Fig. 4 Measured values and results under reference conditions

まず換気回数による室内負荷の変動量を求めた。換気回数 v[回/h]の入力値を 0.3,1,2,2.5 に変化させ動的熱負荷計算を行い、結果から気温 t に対する室内負荷$Q_{H,v,p}$の回帰直線を算出した（Fig.5）。基準となる換気回数$v_0 = 2$ 回/h の回帰式を各換気回数での回帰式から引いた式を基準に対する各換気量の変動量とした。

同様に在室人数の変動幅を作成。在室人数 p[人/ m²]では来場者数が把握できたイベントの最頻値のp_0 =0.3 を基準とし 0.03,0.3,0.5 に変化させ動的熱負荷計算を行い、各結果から外気温 t に対する室内負荷$Q_{H,v,p}$の回帰直線を求めた。結果在室人数の変化による変動量は定数とした（Fig.6）。これを 1~6 号館全ての展示室について同様に行った。持ち込み電力 E[kW]はそのまま加算することとする。

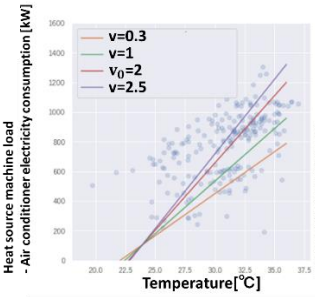


Fig. 5 Measured values and indoor load at each ventilation frequency

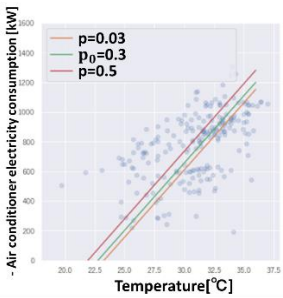


Fig. 6 Measured values and indoor load for each number of occupants

8. 負荷予測モデル

実測熱源機負荷回帰直線に変動量を加えたものを負荷予測値とする。5 号館 B と 6 号館 D は実測値のデータ数が少ないため実測熱源機負荷回帰直線に代わりに動的熱負荷計算の基準式を用いた。

$$\Delta Q_{H,v,p} = Q_{H,v,p} - Q_{H,v_0,p_0} \quad (1)$$

$$Q_{estimate} = Q_{reg} + \Delta Q_{H,v,p} + E \quad (2)$$

$Q_{H,v,p}$	: Dynamic heat load calculation results	[kW]
$\Delta Q_{H,v,p}$	: Variation from reference conditions	[kW]
Q_{H,v_0,p_0}	:Results under reference conditions	[kW]
Q_{reg}	:Measured regression line	[kW]
E	: Amount of electricity brought in	[kW]

Table 3 Load forecasting model

Building No.1				
Measured regression line	Q_{reg}=	42.10	t	-439.60
Dynamic heat load calculations(NewHASP)				
Reference conditions （$v_0 = 2$, p_0 =0.3）	Q_{H,v_0,p_0}=	90.80	t	-2068.79
v =0.3 :	$Q_{H,0.3,p_0}$=	56.65	t	-1251.10
v = 1:	$Q_{H,1,p_0}$=	70.85	t	-1592.19
v =2.5 :	$Q_{H,2.5,p_0}$=	100.70	t	-2304.46
Variation from reference conditions				
v =0.3 :	$\Delta Q_{H,0.3,p_0}$=	-34.15	t	+817.69
v = 1 :	$\Delta Q_{H,1,p_0}$=	-19.95	t	+476.60
v =2.5 :	$\Delta Q_{H,2.5,p_0}$=	9.90	t	-235.67
p = 0.03 work index4	$\Delta Q_{H,v_0,0.03}$=-41.89			
p = 0.05 work index8	$\Delta Q_{H,v_0,0.5}$=68.11			

9. 入力値による負荷予測値

9. 1. 2020 年度イベントでの負荷予測

2020 年 9 月 10 日 11:00~11:59 の 1 時間を対象とし負荷予測を行った。対象日は 5 つの展示イベントが開催されており、1,2,3,5 号館 AB、6 号館 ABC が使用されていた。入力値は外気温、イベント内容と来場者予想値から求めた在室人数と持ち込み電力の大小。推定値を実測値熱源機負荷と比較することで誤差を確認した。換気量はコロナ下のため最大の 2.5 回/h とし、展示利用のため持ち込み電力は 10kW とした。

9. 2. 負荷予測の設定パターン

Case1：平均的な在室人数

翌年の同イベントの来場者数実績値の 1 時間平均値に最も近い在室人数 0.03 人/ m²（最小値）

Case2：Case1 より在室人数が多い場合

Case 1 で設定した在室人数より 1 段階多い 0.3 人/ m²

Case3：最も実測熱源機負荷に近い設定

実際の熱源機負荷に最も近づく換気量と在室人数の設定

9. 3. 負荷予測結果

Case1 では 2 号館を除くすべての建物で予測値が実測値に比べて小さくなった。そのため 1 段階在室人数を増やした Case2 の方が実測値に近い値となり、この時間帯が来場者数平均値に比べて混雑していたことが考えられる。2 号館では他の日程においても全てのケースにおいて予測値が推定値よりも大きく計算されていたため予測値が小さくなるよう見直す必要があると考えられる。実測値に最も近い設定とした Case3 より 2 号館以外の建物において在室人数を最大とし持ち込み電力を増加させ、2 号館では全て最小値（換気量0.3回/h, 在室人数0.03 人/ m²,持ち込み電力0kW）に設定することで最も実測値に近づくことがわかった。

Table 4 Error rates

	Case1 Error rates[%]	Case2 Error rates[%]	Case3 Error rates[%]
Building No.1	20	15	2
Building No.2	67	76	37
Building No.3	18	14	0
Building No.5	20	14	0
Building No.6	38	29	13

10. 負荷予測の誤差率による最適化結果への影響

前章での負荷予測結果を用いて最適化計算を行った。実運転では熱源機の発停操作のみで熱源機ごとの負荷率の設定は行わないため最適化結果によって選択された熱源機の比較を行う。また比較する際には実測熱源機負荷を用いて最適化結果を行った際の熱源機選択結果が最も望ましい熱源機として考察を行った。

Case1 では負荷予測値の実測値に対する誤差率が 18%～35%、2 号館では 60%であり実測の負荷に比べて明らかに予測値が小さく算出されていたため最適化計算の熱源選択結果においても R101 が稼働しない結果となった。Case2 では負荷予測値の実測値に対する誤差率が 14%～29%、2 号館で 76%であったが最適化計算による熱源機選択結果は実測負荷で算出した場合と同じ組み合わせとなった。つまり、2 号館使用時に R201 を稼働する制約条件により 2 号館の誤差の影響がないと考えた場合、1,3,5 号館で 14～15%、6 号館 29%の誤差においても最適な熱源機の組み合わせを算出することができた。

Table 5 Results of heat source selection by optimization calculation

	Results of heat source selection
Case1	R201, R502,R602,R606
Case2	R101,R201, R502,R602,R606
Case3	R101,R201, R502,R602,R606
Optimization calculation with actual measured values	R101,R201, R502,R602,R606

11. まとめ

・TGS が導入された国際展示場に適用する熱源機運転の最適化計算手法に負荷予測機能を追加した。

・作成した負荷予測機能による推定値は実測値に比べ小さく算出された。

・2 号館の負荷予測モデルは計算を行った全ての日時において実測値より大幅に大きく推定されたため見直す必要がある。

・負荷予測の際の在室人数の大小の入力値によって最適化計算で選ばれる熱源機が変化し、1,3,5 号館で 14～15%、6 号館 29%の誤差率においても最適な熱源機の組み合わせを算出することができた。

・最適化結果を現場で使用するためには、負荷予測機能でピーク負荷を考慮するため予想最高気温で用い、発停ロスの少ない熱源機選択の参考として提示することが考えられる。

参 考 文 献

1) 田中政貴ら「既存施設に導入されたサーマルグリッドシステムの省エネルギー効果実運転時データを用いた空調熱源システム運転特性の分析」第 45 回空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集 A-45,2015 年

2) 石那田将ら「サーマルグリッドシステムにおける一次エネルギー消費量削減効果に関する研究―高効率冷凍機の共同利用運転時の効果―」空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集,第 2 巻,p145-p148,2017 年

3)高橋宜希ら「空調用冷温水熱融通システム最適運用技術の研究　運用担当者による現状運転と一次エネルギー最小化運転との比較」第 50 回空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集,A-28,2021 年

謝辞

本研究を進めるにあたり、大阪市経済戦略局、大阪国際経済振興センター、鹿島建物総合管理（株）、（株）NTT ﾌｧｼﾘﾃｨｰｽﾞｴﾝｼﾞﾆｱﾘﾝｸﾞにご協力いただきました。また、（株）安井建築設計事務所の小林陽一様より設計情報や関係する知識等、アドバイスを受けた。記して謝意を表します。

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022.3.11）

空調利用を目的とした帯水層蓄熱の研究
（第 7 報）冬期冷水蓄熱の増量手法の検討その 2
Study on Aquifer Thermal Energy Storage System for Space Cooling and Heating
- (Part 7) Examination of Increasing Cold Heat Storage in Winter Part2-

○仲西　琴音（大阪市立大学）　崔　林日（三菱重工サーマルシステムズ）　西岡　真稔（大阪市立大学）
中尾　正喜（大阪市立大学）　鍋島　美奈子（大阪市立大学）
Kotone NAKANISHI[*1]　Linri CUI[*2]　Masatoshi NISHIOKA[*1]
Masaki NAKAO[*1]　Minako NABESHIMA[*1]
[*1] Osaka City University　[*2] Mitsubishi Heavy Industries Thermal Systems, Ltd.

Aquifer Thermal Energy Storage system (ATES) is expected to save energy by storing the waste heat from the building in the aquifer. In areas where the heating load tends to be smaller than the cooling load, the amount of cold heat storage is insufficient during ATES operation, causing an imbalance of annual heat storage. Therefore we will verify and consider the effect of introducing the method of increasing cold heat storage in addition to the normal operation of ATES to balance the heat storage amount by simulation.

1.　研究背景・目的

1.1.　背景

震災による電力供給不足を背景にエネルギー政策の見直しがされており、省エネルギー社会の推進、再生可能エネルギー、未利用エネルギーの活用などが重要視されている。また、エネルギーの需要密度の高い大都市域は、日本ではその多くが沖積平野に位置しており、足元に広がる地下水で満たされた帯水層は熱的な利用価値が高い。そこで熱源井戸を構築する事で、帯水層を低価格・大容量の蓄熱槽とし、効率的に熱エネルギーを冷暖房の熱源として利用する帯水層蓄熱空調システム(以下 ATES)に着目した。ATES は、冷房・暖房時に発生する温排熱・冷排熱を地下水に与え、建物地下の帯水層に蓄熱し時期をずらして利用することによって大幅な二酸化炭素排出量削減、省エネルギー効果が期待できる。

1.2.　目的

筆者らはこれまでに、2016 年には兵庫県高砂市で、2017 年には大阪市うめきた地区において、実用を想定した大規模な蓄熱実験に参画し、70%以上の高い熱回収率を得られることを確認した[1]。また大東・西岡ら[2]は Modelica 言語を用いたシミュレーションツールを用いて設備側を含めたモデルを構築し、省エネ効果の把握と運転制御・運転スケジュールの確立を行った。システムを持続的に運用していく手法の確立が次の課題となっている。

ATES の季節間運転を数十年という長期間にわたり行う場合、年間地中蓄熱量と各冷房・暖房期の年積算流量を平衡させ続ける必要がある。既往研究[3]にて、暖房負荷が冷房負荷より小さくなる傾向にある地域での ATES 運用を想定し、冬期の蓄熱量の不足を解消する方法として冬期冷水蓄冷方式を 2 つ挙げ、両システムの優劣と外気湿球温度との関係について考察した。本報ではシミュレーションにより、ATES の冷房・暖房運転に加え、暖房期間の非空調時間帯に冷水蓄冷を行い蓄熱量を増量させ、年間蓄熱量の平衡をとることによって得られる効果について検証することを目的とする。

2.　シミュレーション条件

Modelica Buildings Library[4]（以下 MBL）を用いて設備システムモデルを構築した。機器性能は大阪市舞洲地区の施設に導入された ATES 実機の仕様を採用する（Table 1）。以下、冷房・暖房運転及び冬期冷水蓄冷運転の運転制御条件を示す。

2.1.　冷房運転概要

Fig. 1 に冷房運転の設備モデル概要を示す。また以下 3 点の運転制御を行う。

①ターボヒートポンプ蒸発器出口温度は定格値 7℃設定、蒸発器入口温度は成り行き

②井戸流量は還水温度 24℃となるよう上限 90m^3/h 下限 40m^3/h で変流量制御

③凝縮器流量 120m^3/h 一定、蒸発器流量は井戸流量と同量になるよう制御

2.2.　暖房運転概要

同様に暖房運転の概要（Fig. 2）と運転制御を示す。

①ターボヒートポンプ凝縮器出口温度は定格値 45℃設定、凝縮器入口温度は成り行き

②井戸流量は還水温度 14℃となるよう上限 90m³/h 下限 40m³/h で変流量制御
③蒸発器流量は 140m³/h 一定、凝縮器流量は井戸流量と同量になるよう制御

2. 3. 冷水蓄冷運転概要

冷水蓄冷運転について前報で 2 つの運転方式を挙げたが、本検討では予備検討として外気湿球温度条件によらず全てヒートポンプ蓄冷方式で行うこととする。

今回のシミュレーションは冷房運転からの開始とし、暖房期の揚水温度が時間経過で変化するためヒートポンプ負荷率に合わせた井戸流量の変流量制御が理想的であるが、現時点のモデルではできないため簡易的に固定値とした。ポンプ流量は、冷却水と冷温水流量は 70m³/h、井戸流量は 48.1m³/h とする。

ヒートポンプの冷水出口温度は 12℃とした。冷却塔ファン 2 台はヒートポンプの運転可能条件を踏まえ、冷却塔出口温度がヒートポンプ蒸発器出口温度＋5℃となるようインバータ制御を行う。

外気湿球温度は暖房期夜間（20:00~翌 8:00）かつ 10℃未満の場合に冷水製造を行うこととする。大阪の標準年気象データ [5]を使用し、ヒストグラムは Fig. 4 に示す。

2. 4. 運転スケジュール、負荷条件

空調負荷に関して、舞洲地区の ATES の冷凍機実機の能力約 700kW(200USRT)の約 3 倍のピーク冷房負荷 2100kW が発生する延床面積 24000m² の業務施設を想定し、文献 [6]より熱負荷原単位を参考に設定した。運転スケジュールは冷房:6 月～9 月、暖房:12 月～2 月とする。また、ATES で賄う負荷は冷房 700kW、暖房 850kW までのベース部分とし、不足分は他の熱源で補うこととする。

2. 5. 帯水層円筒形モデルのパラメータ同定

帯水層の温度応答を再現するためのモデルとして、既往研究で作成された帯水層円筒形モデルを用いる。舞洲地区の帯水層を模擬するため、既往研究 [7]の手順を基に実績データを用いて物性値の同定を行った。帯水層内の熱挙動に影響するパラメータのうち熱分散長を同定し、その他は揚水温度のみでの同定は難しいため文献値を使用する。また帯水層円筒形モデルでは考慮できない地下水流速の影響を、通常は帯水層の上下 50～100m 程度に存在する不透水層厚を現実より薄くして不透水層への伝熱損失として考えることとし、同定パラメータに加えた。以降の検討では帯水層物性値を Table 2 の通りとする。

Table 1 Equipment list

Equipment	Specification			Motor input
Inverter turbo heat pump	Cooling	Capacity	200USRT(703.3kW)	114.6 kW
		Chilled water	Input:12.0 ℃	
			Output:7.0 ℃	
			Flow rate：120.7 m³/h	
		Cooling water	Input：33 ℃	
			Output：38 ℃	
			Flow rate：141.5 m³/h	
		Module	Fluid.Chillers.ElectricReformulatedEIR	
	Heating	Capacity	865.9kW	127.5 kW
		Heat source water	Input:17.0 ℃	
			Output:12.0 ℃	
			Flow rate：127.0 m³/h	
		heated water	Input：40 ℃	
			Output：45 ℃	
			Flow rate：150.2 m³/h	
		Module	Fluid.HeatPumps.Carnot_Tcon	
Deep well pump	Flow rate		100 m³/h	18.5 kW
	Lift		30 mAq	
	module		Fluid.Movers.FlowControlled_m_flow	
Chilled water pump1	Flow rate		150.2 m³/h	18.5 kW
	Lift		28 mAq	
Chilled water pump2	Flow rate		127.0 m³/h	15.0 kW
	Lift		27 mAq	
Cooling water pump	Flow rate		170.4 m³/h	15.0 kW
	Lift		20 mAq	

Equipment	Specification			Motor input
Heat Exchanger (for Aquifer)	Rating	Exchange heat quantity	822.7 kW	-
		High temperature side	24.0 ℃ / 19.0 ℃	
			100 m³/h	
		Low temperature side	13.0 ℃ / 23.0 ℃	
			100 m³/h	
	First year	Exchange heat quantity	581.4 kW	
		High temperature side	24.0 ℃ / 19.0 ℃	
			100 m³/h	
		Low temperature side	18.0 ℃ / 23.0 ℃	
			100 m³/h	
	module		Fluid.HeatExchangers.PlateHeatExchangerEffectivenessNTU	
Heat Exchanger (for Cooling tower)	Exchange heat quantity		822.7 kW	-
	High temperature side		38.0 ℃ / 33.0 ℃	
			141.5 m³/h	
	Low temperature side		32.0 ℃ / 37.0 ℃	
			141.5 m³/h	
Cooling tower	Capacity		1089.0 kW	2.2×2 kW
	Cooling water temperature		32.0 ℃ / 37.5 ℃	
	Outside wet bulb temperature		27.0 ℃	
	Flow rate		170.3 m³/h	
	Module		Fluid.HeatExchangers.CoolingTowers.YorkCalc	

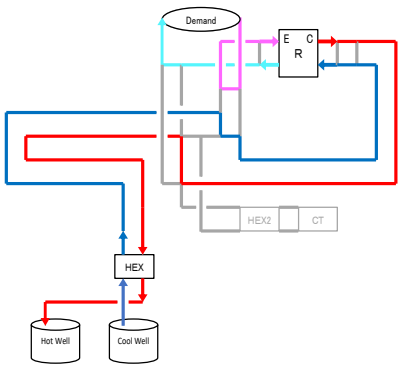


Fig. 1 Cooling model

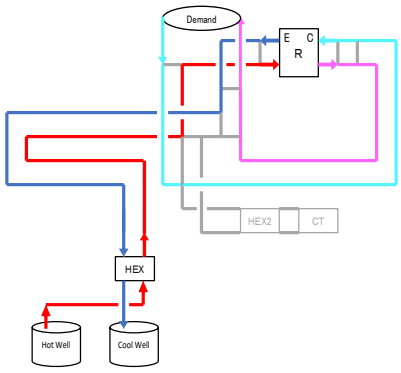


Fig. 2 Heating model

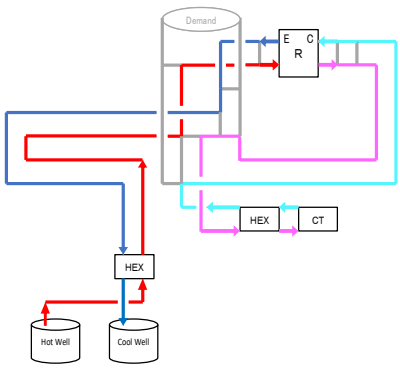


Fig. 3 Cold Hat storage model

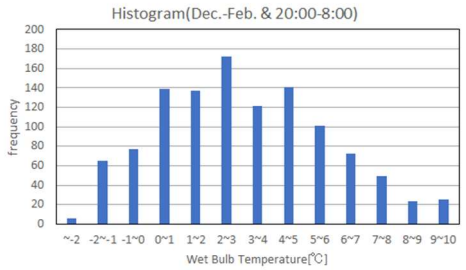


Fig. 4 Outside wet bulb temperature's histgram

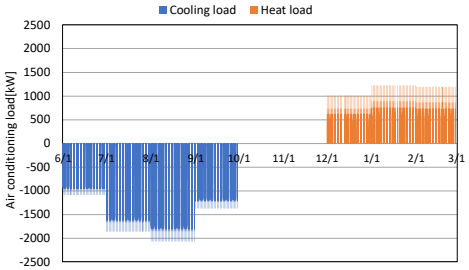


Fig. 5 Cooling load & Heat load

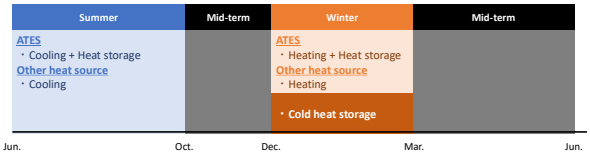


Fig. 6 Operation schedule

Table 2 Physical characteristic of the aquifer

		Unit	Value
Pebbles (Aquifer)	Density	g/cm^3	2.0
	Specific heat	kJ/(kg・K)	1.6
	Thermal conductivity	W/(m・K)	1.6
	Layer thickness	m	10.0
	Dispersion length	m	1.0
	porosity	-	0.3
impermeable layer	Specific heat	kJ/(kg・K)	1.8
	Thermal conductivity	W/(m・K)	1.2
	Layer thickness	m	5.0
Water	Density	g/cm^3	1.0
	Specific heat	kJ/(kg・K)	4.2

3. 結果

冷水製造の有無及び季節間蓄熱量を平衡させるかで 3 ケースのシミュレーションを行い、熱回収率と SCOP の観点で結果の比較をした。本検証では初年度の冷房運転時の揚水温度が常温の 18.9℃であり蓄熱量が大きくなる特殊な運転であることから 2 年目運転の結果で比較を行う。2 年目も初年度と同様の負荷、運転制御である。

評価指標とする熱回収率について、夏期熱回収率は前年度冬期蓄熱量に対する夏期採熱量の比、冬期熱回収率は夏期蓄熱量に対する冬期採熱量の比のことであり、算出式は式(1)に示す。

3.1. ケース１：蓄熱量不平衡運転（冷水製造なし）

空調負荷に合わせ ATES を運転し、かつ冬期に冷水製造を行わない場合、Fig. 7 より冬期蓄熱量は夏期のそれに比べかなり小さくなっており、夏期に対する冬期蓄熱量の比は約 0.21 となった。この原因は暖房負荷が冷房負荷に比べ小さく期間も短いことであるが、このような大きな蓄熱量不平衡が経年的に継続すると地中温度が上昇し ATES の性能低下を招く。夏期熱回収率は、冷房負荷が暖房負荷より大きいために冬期還水量と比べ夏期揚水量（還水量）が大きく、96%と高い値をとっている（Table 3）。蓄熱量を年間平衡させるために夏期揚水量を冬期還水量と同程度に運転する場合には、60%程度となるはずである。これと逆の理由で冬期熱回収率は 29%と小さくなった。

3.2. ケース２：蓄熱量平衡運転（冷水製造なし）

これは冷水製造を行わずに冬期蓄熱量に合わせるようにして夏期蓄熱量を小さくする、すなわち ATES で賄う冷房負荷量を小さくして蓄熱量平衡をとった場合である（しかし蓄熱量は過去の蓄熱や採熱の履歴が影響するため予見が難しく、完全には平衡していない。）。冷房負荷は期間にして 7 月後半～9 月分を他の熱源で補うと仮定した。冷房負荷量及び蓄熱量を小さくしたために熱回収率は夏期が約 70%になり、冬期は 80%程度まで向上した。

3.3. ケース３：蓄熱量平衡運転（冷水製造あり）

これは冷水製造を行うことで冬期蓄熱量を増量させ、夏期蓄熱量と平衡をとった場合である。しかし冷水製造を冬期夜間かつ外気湿球温度 10℃未満条件で運転しても夏期蓄熱量に満たなかったため、冷房負荷量の 9 月分を他の熱源で補うことにして ATES で賄う負荷量を小さくした Fig. 7 よりケース 2 に比べて倍量以上の蓄熱ができている。冬期熱回収率は 35%とケース 2 と比較すると小さいが、冷水製造のために帯水層から回収された熱量を加え帯水層の蓄熱性能としてみると 71%になった。

$$\eta = \frac{c_w \rho_w \sum_i q_{out_i}(T_{out_i} - T_0)}{c_w \rho_w \sum_i q_{in_i}(T_{in_i} - T_0)} \times 100 \qquad (1)$$

η : Heat collection rate[%]
c_w : Specific heat of water [kJ/(kg・K)]
ρ_w : Density of water[kg/m^3]
q_{in} : Flow rate[m^3/d]
T_{in} : Injection temerature [℃]
q_{out} : Flow rate[m^3/d]
T_{out} : pumping temperature[℃]
T_0 : Initial ground temerature[℃]

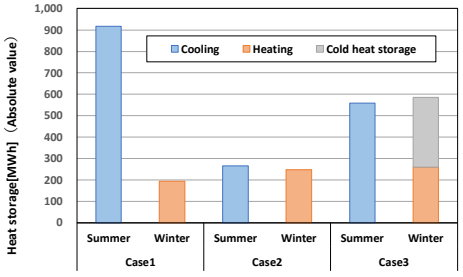


Fig. 7 Amount of the heat storage

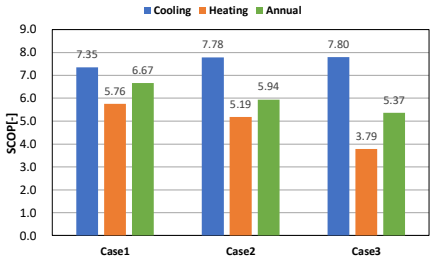


Fig. 8 System COP

Table 3 Flow rate, Heat storage & Heat collection rate

Amount	Case1	Case2	Case3 (For heat source)	Case3 (Total)
Flow rate in 1st winter[m³]	40889	40889	90883	
Heat storage in 1st winter[MWh]	-183	-183	-528	
Heat storage in 2nd summer[MWh]	-173	-125	-298	
Heat collection rate[%]	95	68	56	
Flow rate in 2nd summer[m³]	126177	43202	94154	
Heat storage in 2nd summer[MWh]	917	266	558	
Flow rate in 2nd winter[m³]	40603	46528	48490	96109
Heat storage in 2nd winter[MWh]	264	211	198	399
Heat collection rate[%]	29	79	35	71

3. 4. 他熱源を合わせた施設全体エネルギー消費量比較

空調負荷のベース部分以外をガス吸収式冷温水機で補う場合の、ATES も含めた一次エネルギー消費量で比較する。舞洲地区の対象施設に既設のガス吸収冷温水機の単体 COP と、実証実験で得られたシステム COP の値（Table 4）を用いて、空調負荷量から簡易的に計算した。Fig. 10 より、ケース 2 とケース 3 で比較すると、ケース 3 では 16.6%の省エネになった。ATES のみの評価だと、ケース③は冷水製造の際の動力が必要な分、ケース 2 に比べて暖房期の SCOP が低い（Fig. 8）が、ガス吸収式冷温水機の動力はケース 2 の方が大きくなるため、施設全体のエネルギー消費量でみると、冷水製造を行い季節間蓄熱量の平衡をとる方式が省エネ効果が高い。すなわち、効率の高い ATES の負荷分担を大きくすることのメリットを表している。

Table 4 The Chiller / Heater's COP & System COP of ATES in Maishima

Gas absorption type water chiller/heater	Cooling	Heater
COP[-]	0.75	0.67
Average SCOP[-] (Primary energy)	0.64	0.66

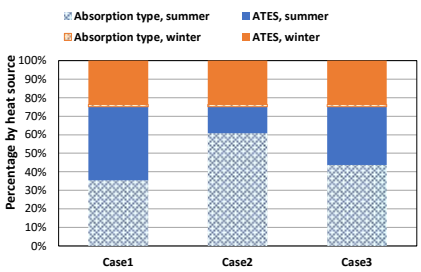


Fig. 9 Heat source composition ratio

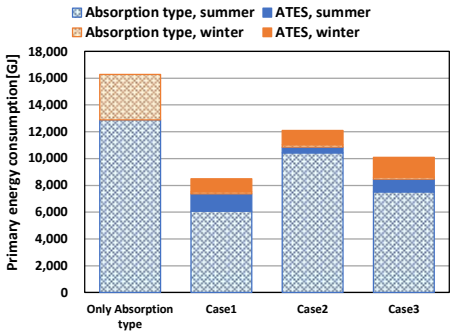


Fig. 10 Primary energy consumption

4. まとめ

舞洲地区の ATES を模擬したシステムのモデリング及びシミュレーションによって、冬期冷水製造運転を導入して蓄熱量平衡をとることによる効果について考察を行った。他熱源も含めた一次エネルギー消費量で比較すると、冷水製造を行い季節間蓄熱量を平衡させる方式が一番省エネ効果が高いことが分かった。本検証では 2 年目のみで比較したが、数年単位の長期にわたる冷水製造の導入効果に関する検討・考察は今後の課題とする。

【謝辞】

本研究は、環境省の令和 2 年度 CO2 排出削減対策強化誘導型技術開発・実証事業「複数帯水層を活用した密集市街地における業務用ビル空調向け新型熱源井の技術開発」と JSPS 科研費 JP19H02300 の助成を受けた。

【参考文献】

1) 竹口ら:空調利用を目的とした帯水層蓄熱の研究 —(第 2 報)うめきた地区における熱回収率の実験値と熱分散長の同定値—, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集第 1 巻, pp.209-212, 2018 年 9 月
2) 大東ら:空調利用を目的とした帯水層蓄熱の研究-(第 3 報)季節間蓄熱における冬期冷却塔蓄熱と夏期冷水予冷の検討-, 空気調和・衛生工学会近畿支部研究発表会論文集, 2018 年 3 月
3) 仲西ら:空調利用を目的とした帯水層蓄熱の研究(第 6 報)冬期冷水製造設備モデルの検討, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集第 2 巻, pp.85-88, 2021 年 9 月
4) Wetter, M., Zuo, W., Nouidui, T. S., and Pang, X.(2014). Modelica Buildings library. Journal of Building Performance Simulation, 7(4): 253-270.
5) 日本建築学会編, 拡張アメダス気象データ 1981-2000. 2005 年 8 月.
6) 空気調和・衛生工学会編, 都市ガスによるコージェネレーションシステム計画・設計と評価, 丸善, pp.137–142, 1994
7) 仲西ら:空調利用を目的とした帯水層蓄熱の研究 —(第 4 報) 蓄熱井近傍温度を用いた蓄熱特性同定—, 空気調和・衛生工学会学術講演論文集第 2 巻, , pp.173-176, 2020 年 9 月

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022. 3. 11）

空調利用を目的とした帯水層蓄熱の研究
（第8報）舞洲サイトにおける運転実績
Study on aquifer thermal energy storage system for space cooling and heating
-(Part8)Operation Results at Maishima Site -

○須江匠（大阪市立大学）　西岡真稔（大阪市立大学）
崔林日（三菱重工サーマルシステムズ株式会社）　中尾正喜（大阪市立大学）
中曽康壽（大阪市立大学）　中谷泰治（大阪市）
Takumi SUE*1　Masatoshi NISHIOKA*1　Cui LINRI*2
Masaki NAKAO*1　Yasuhisa NAKASO*1　Taiji NAKATANI*3
*1 Osaka City University　*2 Mitsubishi Heavy Industries Thermal Systems, Ltd.　*3 Osaka City

The aquifer thermal storage system (ATES) is a system that can effectively utilize the air conditioning waste heat over the seasons by using the aquifer, and is expected as one of the measures against global warming. In 2020, a verification test of ATES was conducted in Maishima, Osaka City, and in this study, we analyze the actual data obtained by the verification test and evaluate the performance of the aquifer and the cooling and heating system.

1. 研究背景，目的

近年，世界全体で地球温暖化対策のためCO2排出量，消費エネルギーの削減の必要性が高まっており，省エネルギー化技術として，Fig. 1のように空調時の排熱を帯水層に貯め季節を跨いで熱源として利用する「帯水層蓄熱システム（以下ATES）」に関する環境省のCO2排出削減対策強化誘導型技術開発・実証事業が2019年度から大阪市舞洲地区で進められている．

本研究では，その事業により得られた温度，流量などの実績データを基に帯水層及び冷暖房システムの性能評価を行い，地球温暖化対策におけるATESの有用性を示し社会実装への足掛かりとすることを目的とする．

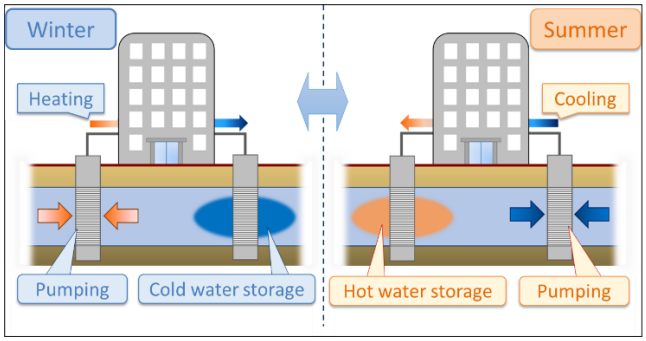


Fig. 1 Operation overview of ATES

2. 研究の概要

2020年度の実証試験の対象施設は，舞洲地区に立地する宿泊施設やスポーツ設備を含む複合施設である．舞洲地区は第2帯水層と第3帯水層の2層の帯水層が利用可能であるため，実証事業では2層を同時利用するW-ATES方式[1]の運転も行われたが，本研究では1層方式（S-ATES）での運用について検証する．分析対象とする期間は夏期（6月22日～10月3日），冬期（12月23日～3月31日）である．

本研究では，実証事業で得られた実績データを基に帯水層の性能として熱回収率，冷暖房システムの性能としてSCOPの分析を行う．

熱回収率は，夏期に蓄えた熱量のうち冬期に利用した熱量の割合を表し，分母に蓄熱量，分子に採熱量を置き式1で算出する．また，SCOPはシステム全体の運転効率であり，ヒートポンプ（以下HP）で製造した熱量とHP，深井戸ポンプ，冷温水ポンプ，冷却水ポンプなど利用された全ての機器の消費電力を基に，式2で算出する．

$$\epsilon = \frac{(c\rho)_{water}\sum_k v_{p,k}(T_{p,k}-T_0)}{(c\rho)_{water}\sum_k v_{i,k}(T_{i,k}-T_0)} \times 100 \qquad (1)$$

$(c\rho)_{water}$:水の容積比熱[kJ/(m³・K)]　v_p:揚水量[m³/d]
v_i:還水量[m³/d]　T_p:揚水温度[℃]
T_i:還水温度[℃]　T_0:初期地中温度[℃]

$$SCOP = \frac{\sum_i Q_{HP,k}}{\sum_i (P_{HP,k} + P_{CD,k} + P_{CH,k} + P_{Well,k})} \qquad (2)$$

Q_{HP}:ヒートポンプ製造熱量[kJ]　P:消費電力量[kJ]
(添え字)HP:ヒートポンプ　CD：冷却水ポンプ
CH：冷温水ポンプ　Well：深井戸ポンプ　k:ある時刻kでの値

3. 実績データの分析結果

3. 1. 熱回収率

夏期蓄熱量を正，冬期採熱量を負とし，月別の値をFig. 2に示す．ATESは長期の運用において冷温の蓄熱塊の熱干渉を避けるため，原則として季節間で熱のバランスを取った運転を行う必要がある．しかし，2020年度はコロナ禍の影響を受け特に冬期は施設の稼働率が低く，夏期・冬期の熱量はアンバランスになっている．その結果熱回収率は24%と小さい値となった．

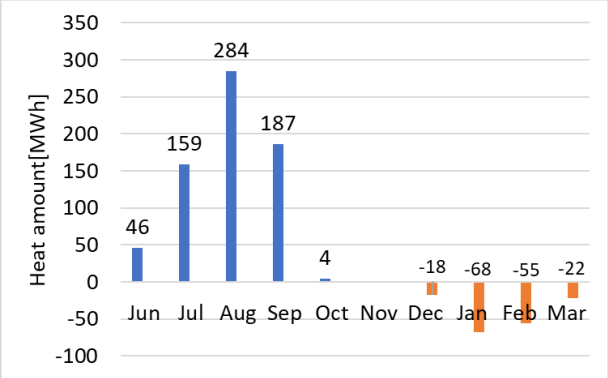


Fig. 2 Monthly heat storage and collected

3.2. SCOP

月別のHP製造熱量，システム全体の消費電力，算出したSCOPをFig. 3に示す．各季節の平均SCOPは夏期5.3，冬期4.8となった．

先述した通り2020年度の運転は夏期・冬期ともにコロナ禍の影響を受けており，その結果，製造熱量は夏期と比べ冬期の値が小さい運転となった．夏期・冬期でSCOPに少し差はあるが，1年を通じて平均5程度のSCOPで運用が行われていることが分かる．

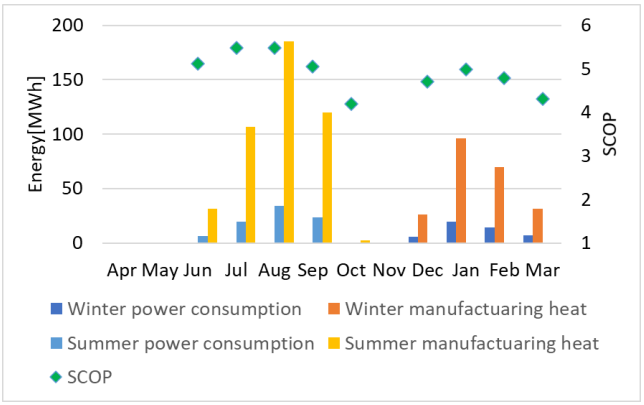


Fig. 3 Monthly manufacturing heat, power consumption and SCOP

4. 平常時のシミュレーション

4. 1. 目的と概要

先述したように2020年度の実績値として得られた熱回収率は24%と見込みより小さな値となった．そこで対象の施設が平年並みに稼働し，それに応じた空調負荷がある場合を想定してシミュレーションを行い，熱回収率を求める．

本研究では，地下水流動解析ソフトであるFEFLOW（DHI-WASY Software Version7.4）を利用し，バランスの取れた方法で15年間運用を行った場合のシミュレーションを行う．夏期は6月～9月にATESを用いた「冷房運転＋温水蓄熱」，冬期は12月～3月にATESを利用した「暖房運転＋冷水蓄熱」を行い，温水蓄熱する井戸を高温井戸，冷水蓄熱する井戸を低温井戸と呼ぶ．

4. 2. モデルの作成

帯水層の深度分布や熱源井の位置，物性値などに関し文献，資料調査[2, 3]を行い，舞洲地区の帯水層モデルを作成した．帯水層の熱流動物性値の中でも重要な物性値とされる[4]熱分散長は，揚水温度の実績データと整合するように同定した．なお，現地の地下水流速は不明であるので0[m/year]とした．その結果分散長は2[m]と同定された．まとめた結果をTable. 1に示す．

これらの値をFEFLOWへ入力し帯水層モデルを作成する．

Table. 1 Parameters of aquifer model in Maishima

Parameters		Unit	Value
Common	Porosity	-	0.3
	Initial ground temperature	℃	18.8
	Groundwater flow velocity	m/year	0
Aquifer	Volume specific heat	MJ/(㎥・K)	3.18
	Thermal conductivity	J/(m・s・K)	2.07
	Permeavility coefficient	m/s	4.9×10^{-3}
	Longitudinal dispersion	m	2
	Transversal dispersion	m	0.2
	Aquifer thickness	m	10
Impermeable layer	Volume specific heat	MJ/(㎥・K)	3.06
	Thermal conductivity	J/(m・s・K)	1.20
	Permeavility coefficient	m/s	1.0×10^{-8}
	Longitudinal dispersion	m	2.5
	Transversal dispersion	m	0.25

4. 3. 空調負荷の想定

本研究では，Fig. 4に示す空調負荷を仮定し，ピーク負荷に対して700kW（冷房能力），865kW（暖房能力）以下の空調負荷をATES分担分として想定した[5]．夏期冷房負荷を負，冬期暖房負荷を正として示す．

今回行うシミュレーションでは，熱のバランスの取れた運転を行うため各季節で同じ空調負荷を与える．そのため，比較的小さい冬期積算空調負荷に合わせ，夏期，冬期ともに約730[MWh]の期間積算空調負荷をATESが分担し，残りの空調負荷を他の熱源が分担するものとする．

また，今回はシミュレーションの簡易化のため，全期間同じ空調負荷が生じているものとして設定する．

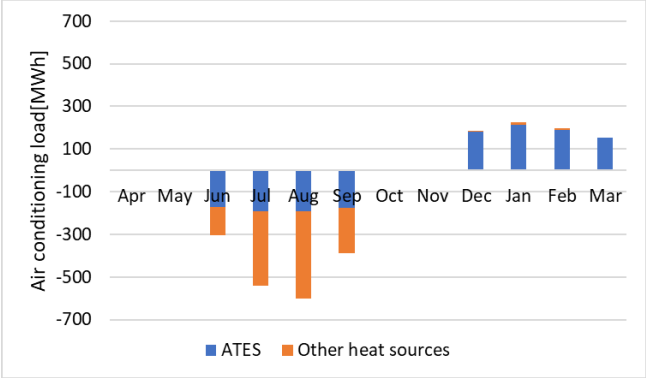


Fig. 4 Monthly assumed air conditioning load

4.4. シミュレーション条件設定

次に，運転期間や施設の空調負荷から入力する各熱源井の還水温度，流量の時系列データを設定する．

各季節の蓄熱量と還水温度T_w・T_s，還水量V_w・V_sは，冬期・夏期の期間積算の熱バランスを考えると式3，4で表すことができる．この式より，左辺の空調負荷Q_w，Q_sと右辺の平均揚水温度$\overline{T}_{p,w}$，$\overline{T}_{p,s}$を決定すれば期間積算流量が決定できる．

ここで平均揚水温度$\overline{T}_{p,w}$，$\overline{T}_{p,s}$は揚水が進むとともに変化し揚水開始時に確定できないパラメータである．そのため今回は中尾らの研究[6]を参考に，類似の帯水層条件において予備計算を行い求めた熱回収率を仮定し，式5を解くことで平均揚水温度を算出する注)．

仮定した熱回収率をTable. 2，設定した流量をFig. 5に示す．

1年目の低温井戸への還水量が他の年度の還水量と比べ特に大きな値を示している．これは，他の年度と同じ空調負荷を初期地中温度の水を利用して処理していることが要因である．

$$Q_w = (c\rho)_{water}\left(\overline{T}_{p,w} - T_{i,w}\right) \times V_w \quad (3)$$

$$Q_s = (c\rho)_{water}\left(T_{i.s} - \overline{T}_{p,s}\right) \times V_s \quad (4)$$

$$\epsilon = \frac{\overline{T}_p - T_0}{T_i - T_0} \times 100 \quad (5)$$

Q_w：冬期積算蓄熱量[MWh]　　Q_s：夏期積算蓄熱量[MWh]

$(c\rho)_{water}$：水の容積比熱[MWh/(㎥・K)]　　$\overline{T}_p$：平均揚水温度[℃]

T_i：還水温度[℃]　　V：期間積算流量[㎥]

T_0：初期地中温度[℃]　　ϵ：熱回収率[%]

（添え字）w：冬期　　s：夏期

なお，上述の方法は，対象とする帯水層の熱回収率がTable. 1と異なると，$\overline{T}_p$の仮定値がシミュレーション後に得られる値と異なり，帯水層蓄熱・採熱の年間熱平衡も実現されない．この問題へ対処するためには，上述の方法で計算を行った後，そこで得られた熱回収率を用いて，新たに$\overline{T}_p$を求め直し，期間積算流量Vを決めて，再計算を行う方法へと拡張することで改善できる．今研究では，再計算を行わず一度シミュレーションを行い得られた熱回収率を舞洲地域における本来の値であるとし，評価を行う．

Table. 2 Heat recovery late of each well each year

Year	High temperature well	Low temperature well
1	—	59%
2	57%	63%
3	63%	64%
4	65%	64%
5	65%	65%
6	67%	65%
7	67%	65%
8	68%	65%
9	68%	66%
10	68%	66%
11	68%	66%
12	69%	66%
13	69%	66%
14	69%	66%
15	69%	67%

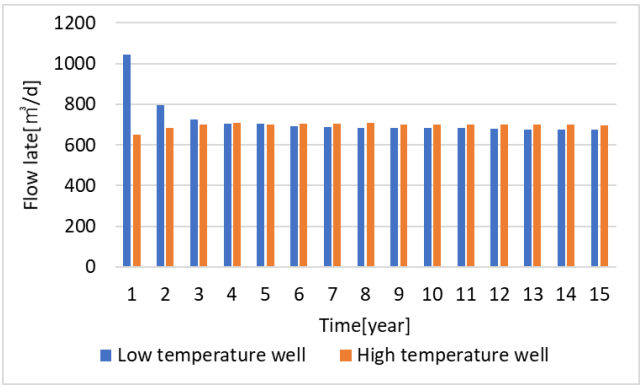


Fig. 5 Amount of injection water flow late each year

4. 5. シミュレーション結果

シミュレーションにより得られた各熱源井の揚水温度推移をFig. 6に示す．揚水期間の温度データのみを実線で表現している．夏期の温水蓄熱では23.8℃，冬期の冷水蓄熱では13.8℃の一定値で還水を行った．

全体の傾向を見ると，運転期間が長くなるほどに各井戸の平均温度は還水温度に近づいている．これは各年の運転で回収されなかった熱が帯水層内に残り蓄積することが要因である．

また，低温井戸は高温井戸と比べ熱の蓄積に伴う温度変化の幅が小さい．これは先述した通り初年度冬期の流量が他の年と比べ極端に流量が大きいことが要因である．今回のシミュレーションでは冬期冷水蓄熱が初回の運転となっているため，1年目から低温井戸の平均揚水温度が小さくなったと考えられる．

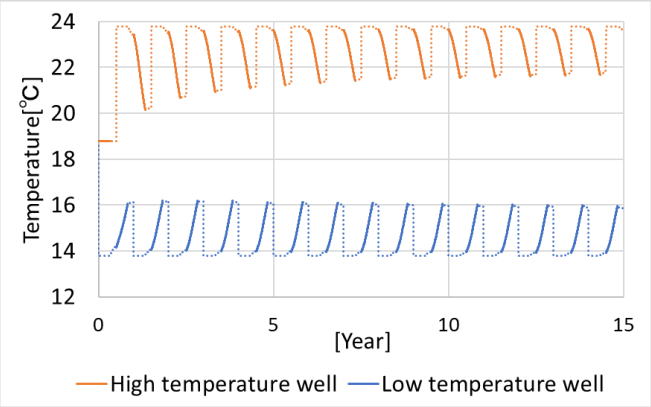


Fig. 6 Production temperature transition of each well

次に，Fig. 6より求めた平均揚水温度，設定した還水温度，初期地中温度を用い算出した熱回収率の推移を示す．

全体の傾向を見ると，両井戸で運転期間が大きくなるほど熱回収率は大きくなっている．

1～7年目の熱回収率を見ると，初年度冬期の特殊な運転の影響を受け，低温井戸は高温井戸と比べ1年目から高い熱回収率を示している．8年目には各井戸の熱回収率は同程度の値を示し，初年度の影響はなくなったと考えられる．このとき，熱回収率は約80%に達している．

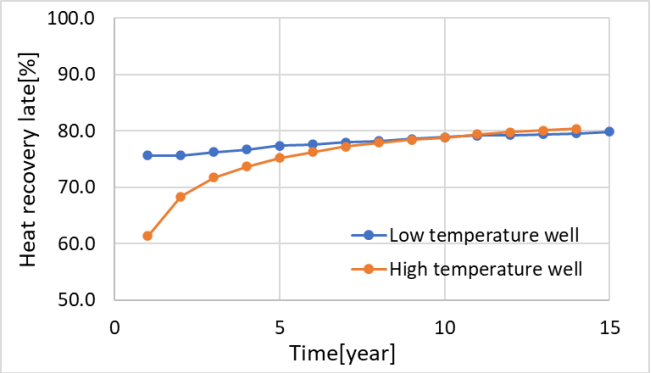


Fig. 7 Heat recovery late transition of each well

5. まとめ

・本研究では，2020年度に大阪市舞洲地区で行われたATESの実証事業で得られた実績データを分析し，熱回収率，SCOPを算出した．

・実績データの分析結果では，コロナ下での特殊な施設運用が行われた影響で熱回収率は約24%と小さい値だが，平常時の熱負荷を想定したシミュレーションを行うと約80%の高い熱回収率が得られた．

・実績データの分析を行うことで，SCOPは夏期平均は5.3，冬期平均は4.8となり，1年を通じ5前後のSCOPで運用できることが分かった．

注）平均揚水温度と同様に，式3と式4の左辺の空調負荷Q_w, Q_sは，当該期間の運転が終了しないと確定しないパラメータである．したがって，現実のATES運用においては予測値を用いるほかないが，本研究では毎年変わらずに同一であるとしているため，その設定値を用いている．

【謝辞】

本研究は，環境省の令和2年度CO2排出削減対策強化誘導型技術開発・実証事業「複数帯水層を活用した密集市街地における業務用ビル空調向け新型熱源井の技術開発」とJSPS科研費JP19H02300の助成を受けた．

また，研究の遂行に際して，中曽康壽氏（大阪市立大学）の多大な助力があったことを記し，ここに謝意を表します．

参 考 文 献

1) 西岡ら，「空調利用を目的とした帯水層蓄熱の研究，（第５報）2層利用型帯水層蓄熱利用システムの提案」空気調和・衛生工学会学術講演論文集第２巻，pp177-180,2020年
2) 佐藤ら,地下水理学,丸善出版，丸善，2002年2月
3) 日本機械学会,伝熱工学資料改訂第4版，丸善，1986年10月
4) 仲西ら，「空調利用を目的とした帯水層蓄熱の研究，（第４報）蓄熱井近傍温度を用いた蓄熱特性同定」空気調和・衛生工学会学術講演論文集第2巻，pp173-176,2020年
5) 空気調和・衛生工学会．都市ガスによるコージェネレーションシステム計画・設計と評価，丸善, 1994年, 137–142p
6) 中尾ら，「帯水層蓄熱システム企画のための揚水温度予測手法（第１報）既往研究の無次元化アプローチと課題」空気調和・衛生工学会学術講演論文集第２巻，pp169-172,2020年

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022.3.11）

空調利用を目的とした帯水層蓄熱の研究
（第 9 報）観測井温度を基にした帯水層蓄熱特性同定
Study on Aquifer Thermal Energy Storage System for Space Cooling and Heating
-(Part 9)Identifying Aquifer Thermal Storage Characteristics Based on Observation Well Temperature-

○山﨑　尊（大阪市立大学）
西岡　真稔（大阪市立大学）
中尾　正喜（大阪市立大学）
仲西　琴音（大阪市立大学）
鍋島　美奈子（大阪市立大学）
崔　林日（三菱重工サーマルシステムズ株式会社）
Takeru YAMAZAKI*1
Masatoshi NISHIOKA*1
Masaki NAKAO*1
Kotone NAKANISHI*1
Minako NABESHIMA*1
CUI Linri*2
*1　Osaka City University　*2　Mitsubishi Heavy Industries Thermal Systems, Ltd.

Aquifer Thermal Energy Storage system (ATES) is expected to have an energy-saving effect by keeping waste heat in an aquifer and using for heat source. However, in this study, a simple model was developed, and an observation well was set up at a point a short distance from the heat source well. In this study, a simple model was developed, and an observation well was set up at a distance from the heat source well, and the effect of aquifer properties on the spread of the thermal mass was analyzed based on the temperature of the observation well.

１．はじめに

筆者らは帯水層の熱流動特性の同定を行うにあたり、これまで [1]は、熱源井戸における揚水温度の時間変化を実測値から得て、これと対応する数値シミュレーションを行い、その入力変数を変化させて、実測値を最も適合する計算結果を得たときの入力変数を同定値として採用するような同定方法を用いてきた。帯水層の熱流動特性として主要な変数は帯水層厚さ、熱伝導率、容積比熱、熱分散長、環境流速（地下水流速）の 5 種である。揚水温度からこの 5 種の変数を個々に独立に同定することは不可能であるので、帯水層厚さは井戸掘削時のボーリングデータを参考として決定する。熱伝導率は季節間蓄熱に対して感度が低いので文献から得られる一般値を用いる。容積比熱と熱分散長、環境流速は、感度が高いが三者を独立に同定することが困難であるので、三者の中で比較的感度の低い容積比熱については、熱伝導率と同様に文献から引用することにする。熱分散長と環境流速については、環境流速を別途測定するなどして得られる場合は、熱分散長を同定する。環境流速が得られない場合は、環境流速と熱分散長の組み合わせとして同定する。

これに対して、本研究では、熱源井戸から離隔した位置に観測井戸を設け、その水温を観測することにより、帯水層内の空間的温度分布に関する実測データを入手できる場合を想定し、帯水層の熱流動特性を同定する方法とその利点について検討する[注]。現実の同定過程においては、実測値に対して最も適合する数値シミュレーションの入力変数を求めるが、本研究では、実測値に相当するデータも、数値シミュレーションを用い、数値実験的に模擬同定を行い検討する。

2. 蓄熱パラメータの蓄熱塊の広がりに与える影響

2.1　帯水層モデル概要

本研究では土壌中の熱の移動や拡散を解析するために、独 WASY 社の FEFLOW を使用した。地盤構造図を Fig.1 に、地盤平面図を Fig.2 に、熱流動物性を Table.1 に示す。Table.1 に示した熱分散長は縦熱分散長であり、横熱分散長は縦熱分散長の 1/10 とする。また、Fig.3 と Fig.4 にスライス境界条件を示す。冷水井戸に 13℃の水を一定流量 400[m³/日]で 360 日間継続して注水する運転シミュレーションを行うこととする。Fig.2 に示すように、熱源井戸近傍は約 4m、その外側は 10m のメッシュサイズである。境界条件として環境流速を与える場合には、2 本の熱源井戸の配置方向に沿って、東から西向きの流れを与える。また、本研究では Fig.2 に示す熱源井戸 1 の冷水井戸近傍における蓄熱塊の広がりを分析の対象とする。

slice	layer	depth(m)	thickness(m)	classification
1		0		
	1		34.5	Impermeable layer
2		-34.5		
	2		6.4	Impermeable layer
3		-40.9		
	3		1.6	Impermeable layer
4		-42.5		
	4		0.4	Impermeable layer
5		-42.9		
	5		0.1	Impermeable layer
6		-43		
	6		1.5	Aquifer
7		-44.5		
	7		1.5	Aquifer
8		-46		
	8		1.1	Aquifer
9		-47.1		
	9		1.5	Aquifer
10		-48.6		
	10		1.5	Aquifer
11		-50.1		
	11		0.1	Impermeable layer
12		-50.2		
	12		0.4	Impermeable layer
13		-50.6		
	13		1.6	Impermeable layer
14		-52.2		
	14		5.1	Impermeable layer
15		-57.3		

Fig.1 Ground Structure Diagram

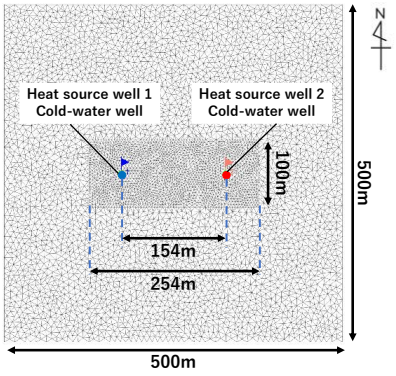


Fig.2 Plane figure

Table.1 Ground conditions

Name	Aquifer	Impermeable layer
Porosity [-]	0.3	0.3
Original ambient temperature [°C]	18	18
Dispersion lengths [m]	2	2
Volmetic heat capacity [MJ/(m^3·K)]	3.18	3.06
Thermal conductivity [J/(m·s·K)]	2.7	0.2
Coefficient of permeability [m/s]	1.73×10^{-3}	1.0×10^{-8}

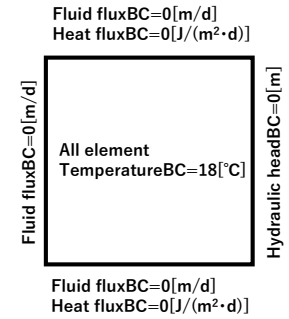


Fig.3 Boundary conditions (slice1・15)

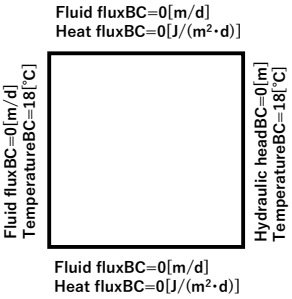


Fig.4 Boundary conditions (slice2〜14)

Table.2 Symbol name

ψ	dimensionless temperature [-]	R_h	return water radius [m]	$c_w\rho_w$	water volumetric heat capacity [MJ/(m^3·K)]
θ_o	original ambient temperature [°C]	R_{th}	thermal radius [m]	$c_{aq}\rho_{aq}$	aquifer volumetric heat capacity [MJ/(m^3·K)]
θ_i	water injection temperature [°C]	V_{in}	volume of water injected [m^3]	L	aquifer thickness [m]
θ	temperature at a certain point [°C]	n	porosity [-]		

2.2 蓄熱パラメータの値の範囲

Table.3 に示すように縦熱分散長・容積比熱・帯水層厚・環境流速・熱伝導率を各 2 ケース設定し計算を行った。各物性値は、同定問題において取り得ると思われる変化幅を設定した。

2.3 計算結果

注水開始後 41 日目の帯水層内温度分布（レイヤー6〜11 の平均温度、熱流動物性値は Table.2）を示す。また、Table.2 の各物性値に対応する結果を Fig.5〜Fig.10 に示す。Fig.5〜Fig.7 は無次元温度（式(1)参照）により帯水層の空間温度分布を示し、Fig.8〜Fig.10 は、温度勾配の空間分布を図示している。なお、数値計算のメッシュサイズが 4m であるため、図には階段状の空間分布が現れている。

Fig.8 より、熱分散長を大きくするとピークの出現位置はほとんど変化せず、ピーク値が小さくなる傾向が現れた。熱分散長におけるピーク値の変化幅は、他の物性値と比べ変化幅が大きく感度の高い物性値であると分かる。

容積比熱を大きくすると温度勾配ピークの出現位置が熱源井戸に近づき、ピーク値が大きくなる傾向が現れた。ただし帯水層は礫と地下水で構成されており、間隙率の違いにより多少変化しても、容積比熱の変化幅は 3.48±0.1 程度であると考えれば、出現位置とピーク値の変化幅はごく小さいとみなすことができよう。

Fig.9 より、帯水層厚さを大きくすると温度勾配ピークの出現位置が熱源井戸に近づき、ピーク値が大きくなる傾向が現れた。帯水層厚さの変化に対して、還水半径と蓄熱半径（式(2)(3)参照）について変化幅を求めると、7.2m と 4.5m であり、ピーク位置の変化幅である 5.5m はその平均値と概ね一致している。また環境流速を大きくした場合も、同様であり温度勾配ピークの出現位置が熱源井戸に近づき、ピーク値が大きくなる傾向が現れた。
ピーク位置の変化幅は約 4m であり、20m/year の環境流速の 41 日分の移動幅である 2.2m より大きくなった。

Fig. 10 において熱伝導率を変化させた結果を示すが、温度勾配のピーク位置とピーク値ともに変化しておらず、従来の知見と同じ結果になった。

温度の空間分布に対する熱流動物性の影響をまとめると、Table. 4 のようである。

$$\psi = \frac{\theta_o - \theta}{\theta_o - \theta_i} \quad (1)$$

$$R_h = \sqrt{\frac{V_{in}}{n\pi L}} \quad (2)$$

$$R_{th} = \sqrt{\frac{c_w \rho_w V_{in}}{c_{aq} \rho_{aq} \pi L}} = \sqrt{\frac{n c_w \rho_w}{c_{aq} \rho_{aq}}} R_h = 0.64 R_h \quad (3)$$

3. 帯水層蓄熱特性同定手法の検討

3.1 同定手順

実測によって帯水層内の空間温度分布データが得られる場合に帯水層の熱流動特性を同定する場合を想定して数値実験を行う。ここでは、実測値の代わりに Table. 5 に示す熱流動特性を与えた計算結果を真値と見做し、数値計算に与える入力変数のうち、計算結果が真値と最も適合したときの入力変数を同定値とする方法とした。

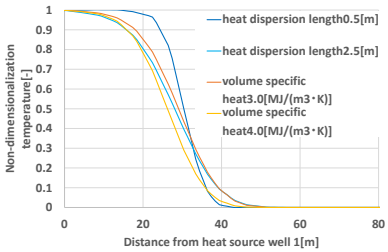


Fig.5 dimensionless temperature (Dispersion length and Volumetric heat capacity)

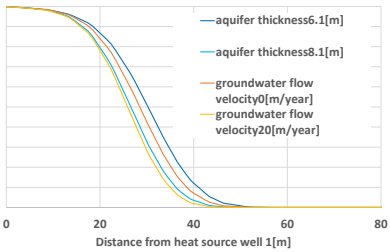


Fig.6 dimensionless temperature (Aquifer thickness and Pore velocity)

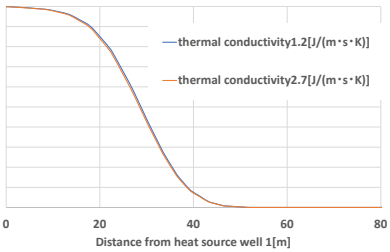


Fig.7 dimensionless temperature (Thermal conductivity)

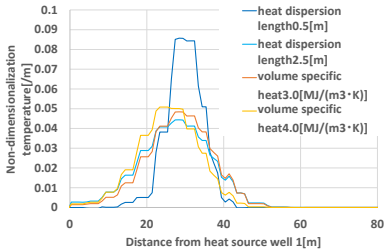


Fig.8 Temperature gradient (Dispersion length and Volumetric heat capacity)

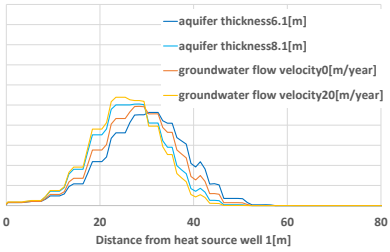


Fig.9 Temperature gradient (Aquifer thickness and Pore velocity)

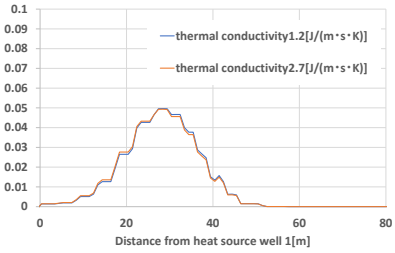


Fig.10 Temperature gradient (Thermal conductivity)

Table.3 Maximum value of slope and the position of the maximum value is taken

		Maximum value of slope[/m]	Position to take the maximum value[m]
Dispersion lengths[m]	0.5	0.086	28.4
	2.5	0.044	28.4
Volmetic heat capacity [MJ/(m3･K)]	3.0	0.048	28.4
	4.0	0.05	27.4
Aquifer thickness[m]	6.1	0.046	31.4
	8.1	0.05	24.4
Pore velocity [m/year]	0	0.049	28.4
	20	0.054	24.4
Thermal conductivity [J/(m･s･K)]	1.2	0.049	28.4
	2.7	0.049	28.4

Table.4 Effect of heat flux properties on temperature spatial distribution

入力変数の変更条件	出現位置	ピーク値
熱伝導率を大きくする	変化せず。	変化せず。
容積比熱を大きくする	熱源井戸に近づく方向に位置がずれる。但し、地下水流速、帯水層厚さと比べて変化幅は小さい。	小さくなる。地下水流速、帯水層厚さと比べて変化幅は小さい。
熱源井戸向きに環境流速を大きくする	熱源井戸に近づく方向に位置がずれる。ピーク位置の変化幅は、環境流速から予想される移動幅より大きい。	大きくなる。
熱分散長を大きくする	変化せず。	小さくなる。ピーク値の縮小幅は、帯水層厚さと容積比熱の影響に比べ大きい。
帯水層厚さを大きくする	熱源井戸に近づく方向に位置がずれる。位置の変化幅は、還水半径と蓄熱半径の変化幅の平均値とほぼ等しい。	大きくなる。

Table. 4 をもとに、次の手順で同定する。

1) 熱伝導率と容積比熱は同定せず一般値（文献値）を採用する。

2) 環境流速は同定せず別途測定した値を用いる想定とし、同定対象から除外する。

3) 熱分散長を、温度勾配のピーク値が、真値と合うよう同定する。

4) 帯水層厚さは温度勾配ピークの出現位置とピーク値が、真値と合うように同定する。

3. 2 模擬同定

熱分散長の分析結果について、無次元化水平温度を Fig. 11 に示し、その傾きを Fig. 12 に示す。真値における温度勾配のピークがシミュレーションにおける 1. 0[m]と 2. 0[m]の間の値となっており、同定手順 3)により熱分散長が同定されることが分かる。次に同定手順 4)として、Fig. 13、Fig. 14 を用いて帯水層厚さを同定する。環境流速 10[m/year]、20[m/year]のいずれの場合でも、帯水層厚さ 7. 1[m]が温度勾配ピークの出現位置・ピーク値ともに真値と最も近くなっている。帯水層厚さは、揚水温度を用いた同定では同定対象に含むことができなかったが、空間温度分布を用いて同定する場合には、同定対象に加えることが出来ると分かる。

4. まとめ

本研究では、帯水層内の温度分布実測値が得られる場合を仮想して、帯水層熱流動特性を同定する手法について検討した。数値シミュレーションをもとにした模擬同定を行った結果、従来の揚水温度実測値を用いる同定では、同定対象に含むことのできない帯水層厚さについても同定可能であることを示した。本研究では、環境流れの流れ方向に沿う空間軸の温度分布のみを検討したため、環境流速を機知とする同定事例を示したが、環境流れと直交する空間軸の温度勾配も検討に加えれば、環境流速についても同定できる可能性があると考えている。今後、提案した同定手法を実測値に対して適用し、同定精度を検証する予定である。

注) 観測井を多数設置することは、構築コストからすると現実的ではないが、少数の観測井戸であっても帯水層内の空間温度分布を推定することは可能であると考えて、本研究を行った。

謝 辞

本研究は、JSPS 科研費 JP19H02300 の助成を受けた。

参 考 文 献

1) 竹口ら：「空調利用を目的とした帯水層蓄熱の研究-(第 2 報) うめきた地区における熱回収率の実験値と熱分散長の同定値」，空気調和衛生工学会大会学術講演論文集第 2 巻, 2020 年 9 月

Table.5 Ground conditions

Name	Number
Dispersion lengths [m]	1.5
Volmetic heat capacity [MJ/(m3･K)]	3.7
aquifer thickness [m]	7.1
Pore velocity[m/year]	15

Table.6 Maximum value of temperature gradient and the position of the maximum value is taken

Aquifer thickness[m]	slope	Pore velocity[m/year] 0	10	20
6.1	maximum[/m]	0.054 (0.007)	0.055 (0.006)	0.058 (0.002)
	position[m]	31.4 (3.01)	28.4 (0.00)	28.4 (0.00)
7.1	maximum[/m]	0.058 (0.003)	0.060 (0.001)	0.061 (0.000)
	position[m]	28.4 (0.00)	28.4 (0.00)	28.4 (0.00)
8.1	maximum[/m]	0.060 (0.001)	0.062 (0.001)	0.066 (0.005)
	position[m]	24.4 (-4.01)	24.4 (-4.01)	24.4 (-4.01)

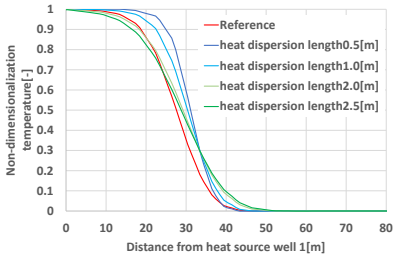


Fig.11 Horizontal temperature distribution

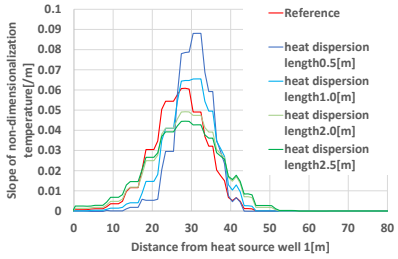


Fig.12 Temperature gradient

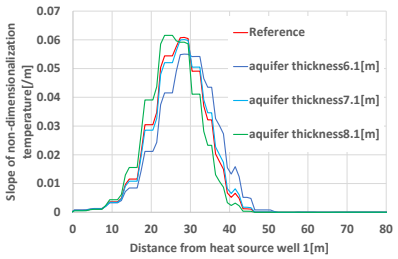


Fig.13 Result for Pore velocity 10[m/year]

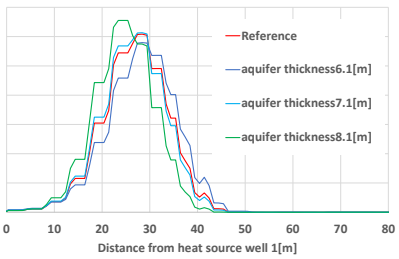


Fig.14 Result for Pore velocity 20[m/year]

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022. 3. 11）

街中のクールスポットを対象とした評価システムの開発 その 1 被験者実験による記述内容の分析

Developing a rating system for cool spots in urbanized area: analysis of descriptive evaluation by subjects

○北 川　日 向（大阪市立大学）　松 井　香 奈（大阪市立大学）
鍋 島　美 奈 子（大阪市立大学）　西 岡　真 稔（大阪市立大学）
Hinata KITAGAWA[*1]　Kana MATSUI[*1]　Minako NABESHIMA[*1]　Masatoshi NISHIOKA[*1]
[*1] Osaka City University

This paper conducted physio-psychological evaluation experiments by subjects to improve the evaluation tool developed by Matsui et al. which is expected to be an effective rating system for cool spots. Descriptive evaluation was analyzed by text mining using software called KH Coder. As a result, it is shown clearly that the comfort of the amount of greenery depends on the management situation and that the presence of pests has a great influence on the comprehensive evaluation. It is also clarified that psychological evaluation, which was rarely incorporated into cool spots evaluation, also affected comprehensive evaluation.

はじめに

ヒートアイランド現象は，都市部を中心に急速に進行し，人の健康に影響を及ぼしており，ヒートアイランド緩和に向けた対策の必要性が高まっている．また，適応策の観点からヒートアイランド現象による人への影響抑制対策の一つとしてクールスポットの創出が挙げられる．

松井ら [1] は都市部での質の高いクールスポットの普及を目的に，クールスポットの効果と利用価値を簡易に評価・把握できる評価ツールの提案を行った．評価項目は(I)涼しさを評価する快適性(II)滞留空間としての設備や衛生的な環境を評価する機能性(III)立地による利用のしやすさを評価する立地条件の 3 つの大項目と，その中の 9 つの小項目で構成されている（**Table 1**）．

各項目の評価は 5 段階で行い，各項目における中間的な評価を 3 点として 1～5 点の評価点を与える．総合評価は，評価点に項目の重み係数を加重して算出される得点率によって決定する．各項目の評価点を E11～E32，大項目ごとにおける獲得点を S1～S3，大項目の重みを w1～w3，小項目の重みを w11～w32，得点率を T とすると，T は Equation 1～4 より算出される．また，大項目及び小項目の重みの間には Equation 5，6 の関係が成り立つ．

だが，このツールはあらかじめ想定される定量的に評価可能な項目のみで構成されていて，被験者の評価に与える他の要因を見落としている可能性がある．

そこで本研究では，被験者の心理評価を反映するために松井らが提案した評価ツールに記述評価など主観的な評価項目を加えて被験者実験を行い，その分析を通して，既存の評価ツールに改善提案をすることを目的とする．

Table 1 Evaluation list

評価項目	評価内容	評価点	重み		獲得点
（I）快適性					
i）体感温度	体感指標SET*による体感的な涼しさ・快適性	E_{11}	w_{11}	w_1	S_1
ii）緑量	緑による心理的な涼しさ・快適性	E_{12}	w_{12}		
iii）親水性	水景性の有無による心理的な涼しさ・快適性	E_{13}	w_{13}		
iv）風通し	街区レベルの風通しのよさ	E_{14}	w_{14}		
（II）機能性					
i）管理状況	維持管理や清掃状況による衛生環境のよさ	E_{21}	w_{21}	w_2	S_2
ii）着座装置	着座装置の多さ	E_{22}	w_{22}		
iii）規模感	クールスポットの広さ	E_{23}	w_{23}		
（III）立地条件					
i）交通アクセス	公共交通機関からのアクセスのよさ	E_{31}	w_{31}	w_3	S_3
ii）周辺環境	商業施設などからのアクセスのよさ	E_{32}	w_{32}		
			得点率		T

$S_1 = \sum_1^4 (E_{1i} \times w_{1i}) \times w_1$	Equation 1
$S_2 = \sum_1^3 (E_{2i} \times w_{2i}) \times w_2$	Equation 2
$S_3 = \sum_1^2 (E_{3i} \times w_{3i}) \times w_3$	Equation 3
$T = (S_1 + S_2 + S_3)/(S_{1max} + S_{2max} + S_{3max}) \times 100$	Equation 4
$\sum_1^3 w_i = 1$	Equation 5
$\sum_1^4 w_{1i} = \sum_1^3 w_{2i} = \sum_1^2 w_{3i} = 1$	Equation 6

1．被験者実験による評価項目

既存の評価ツールに匂い，音，生物，混雑状況の 4 項

目を新しく追加した．また，既存の評価ツールにおいて(I)涼しさを評価する快適性という大項目に属する項目(項目 1～18)には快適性評価を追加した．尺度評価による結果を補うために，記述による評価を追加した．それぞれの評価項目を **Table 2,3** に示す．

Table 2 Scale evaluation items

Primary item：Comfort		14.	Green amount comfort
1.	Feeling temperature	15.	Hydrophilic
2.	Feeling temperature comfort	16.	Hydrophilic comfort
3.	Feeling humidity	17.	Creature
4.	Feeling humidity comfort	18.	Creature comfort
5.	Insolation	Primary item：Functionality	
6.	Insolation comfort	19.	Congestion situation
7.	Air flow	20.	Congestion situation comfort
8.	Air flow comfort	21.	Management status
9.	Odor	22.	Seating device
10.	Odor comfort	23.	Scale
11.	Sound		
12.	Sound comfort	Comprehensive evaluation	
13.	Amount of green	24.	Comprehensive evaluation

Table 3 Descriptive evaluation items

25.	Odor	31.	Amount of green
26.	Odor comfort	32.	Hydrophilic comfort
27.	Sound	33.	Creature
28.	Sound comfort	34.	Creature comfort
		35.	Impression

2．被験者実験の概要

実験は，**Table 4** に示す大阪府大阪市北区新梅田シティ周辺の 4 つのクールスポットで 5 日間実施した．被験者は大阪市立大学地域環境研究室と大阪府立大学緑地環境研究室に所属する大学生・大学院生 13 名であり，複数日程での参加者がおり，延べ 20 人分のデータを得た．実施日の詳細について **Table 5** に示す．また被験者の行程を **Table 6** に示す．被験者は日向に 15 分着座の後，各クールスポットに移動し，15 分着座する．この行程を 1 セットとして，午前と午後に 2 セットずつ行う．各クールスポットにおいて，15 分着座経過後に評価をする．

3．評価結果の分析

まず心理・生理評価結果の分析を行なった．分析対象は今回新たに追加した 4 項目を含む大項目(I)涼しさを評価する快適性に属する項目である．そのうち，項目 1～8 は温冷感に関する項目であり，多くの既往研究 [3] で温冷感と SET*の相関関係などが明らかにされているため，今回は分析対象外とした．

項目 9～20 について，親水性と混雑状況は心理生理評価と快適性評価に相関関係があることが分かった．そのため，既存のツール同様に定量評価が適用できると考えられる．そこで，心理生理評価と快適性評価に相関関係が見られなかった匂い，音，緑量，生物について記述評価で更に分析を行う．

記述評価の分析にはテキストマイニングに対応したソフトウェア KH Coder[4] を用いる．

Table 4 Features of Each Experiment Site

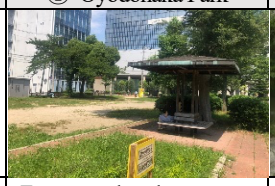
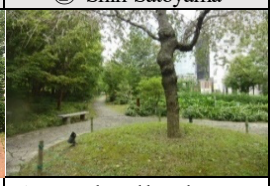
	① Oyodonaka Park	② Shin-Satoyama
Picture		
Feature	Trees, pergolas, playset, etc. are maintained. It is slightly larger than the average size.	A space planted based on Satoyama. There are many trees but it is relatively open.
	③ Wonder Square	④ Chu-Shizen-no-Mori
Picture		
Feature	It is sandwiched between two buildings and is well-ventilated. It has a long time behind the building.	It is maintained with reference to the medium forest. There are many trees and waterfalls and rivers flow. (B1)

Table 5 Details of the experiment date

Date	Weather	Highest temperature	Participants
8/11	Cloudy after fine	33.0°C	3 persons
8/16	Cloudy after rain	27.9°C	5 persons
8/24	Fine	32.4°C	4 persons
8/26	Fine	33.5°C	4 persons
8/27	Fine	34.1°C	4 persons
			Total:20 persons

Table 6 Experiment itinerary

	20min	5min	15min	15min	15min	15min
Preparation	Stay indoors	Moving	Stay in the sun	Stay in cool spots	Stay in the sun	Stay in cool spots

3.1　緑量の快適性について

被験者による緑量の快適性内容記述の結果と **Table 7** に示す快適性評価の結果から，対応分析図を **Fig.1** に示す．また，緑量の快適性内容記述の結果と **Table 8** に示すクールスポットの総合評価の結果から，共起ネット

ワーク図を **Fig. 2** に示す．対応分析図からは，「管理不足」である場合，快適性は低くなり，「整備されている」，「程よい緑量」である場合、緑量の快適性は高くなること，共起ネットワーク図からは「管理不足」である場合，“C 悪い”という評価と共起関係が高くなること，「整備されている」場合は，“S 非常に良い”や“A 良い”という評価と共起関係が高くなることが読み取れる．

これらの結果から，緑量の管理状況は快適性評価と総合評価に影響を与えることが分かる．よって緑量の多さ以外にその管理状況も評価に加える必要がある．

Table 7 Evaluation scale

	Comfort evaluating scale
3	very comfortable
2	comfortable
1	somewhat comfortable
0	neither comfortable nor uncomfortable
-1	somewhat uncomfortable
-2	uncomfortable
-3	very uncomfortable

Table 8 Evaluation scale

	Comprehensive evaluating scale
S	very good
A	good
B	Not good or bad
C	bad

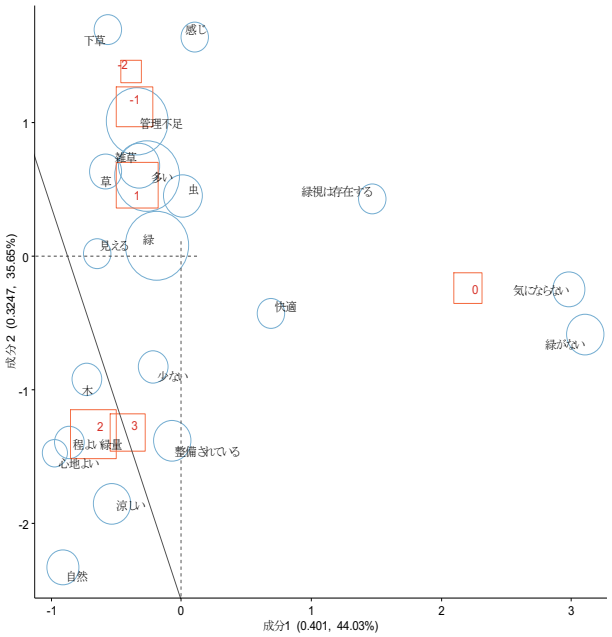


Fig.1 Correspondence analysis chart

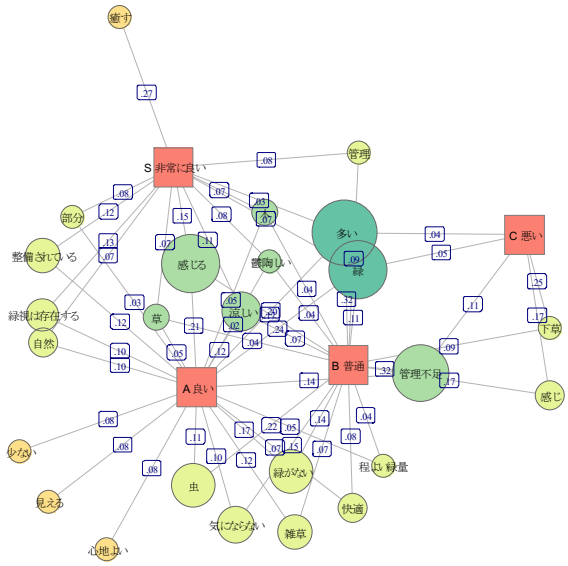


Fig.2 Co-occurrence network diagram

3. 2　生物について

3. 1 と同様に，被験者による生物の種類に関する　記述の結果と **Table 7** に示す快適性評価から，対応分析図を **Fig.3** に示す．また，生物の種類に関する記述の結果と **Table 8** に示すクールスポットの総合評価の結果から，共起ネットワーク図を **Fig.4** に示す．

Fig.3 から「コバエ，ハエ，ハチ，ハト，蚊」などが存在する場合，快適性は低くなることが分かる．また **Fig.4** からは，“C 悪い”という評価と **Fig.3** より快適性が低くなる要因と考えられる「ハト，蚊」に高い共起関係があることが読み取れる．

これらの結果から，不快とされる生物が存在する場合，快適性評価と総合評価に影響を与えることが分かる．よって上記のような生物が存在する場合に減点をするなどの対応が考えられる．

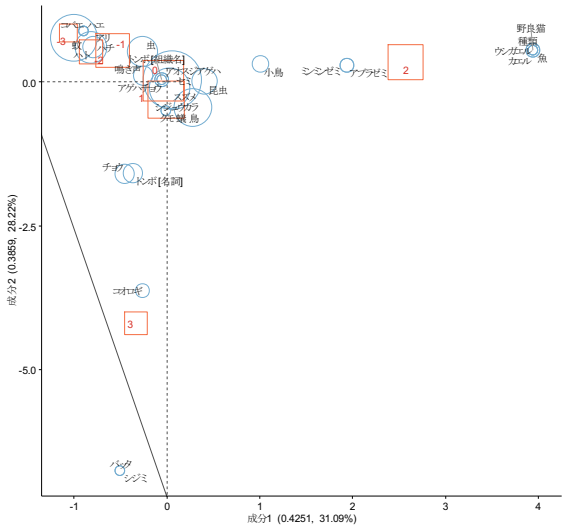


Fig.3 Correspondence analysis chart

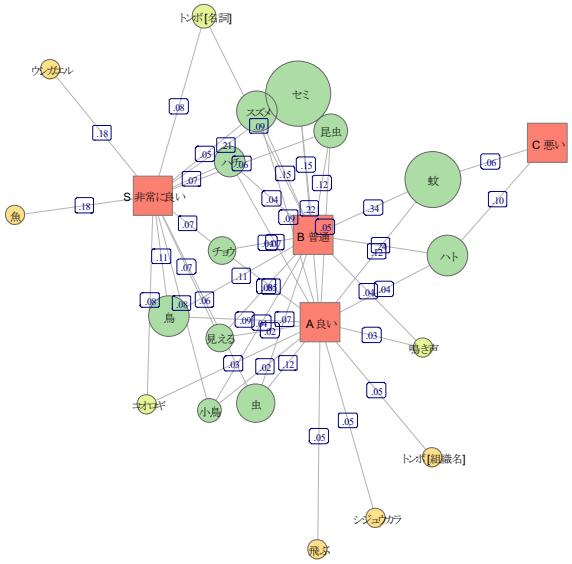


Fig.4 Co-occurrence network diagram

3. 3　匂いについて

3. 1 と同様に，被験者による匂いの内容に関する記述の結果と **Table 7** に示す快適性評価から，対応分析図を **Fig.5** に示す．

Fig.5 から，「土，草，水」などの自然の匂いがある場合は比較的快適性が高くなること，それに対して「タバコ」の匂いがある場合は，ひときわ目立って快適性が低くなることが読み取れる．

この結果から，不快な匂いがある場合に限り，快適性評価に影響を与えると考えられる．よって不快な匂いがある場合に減点をするなどの対応が考えられる．

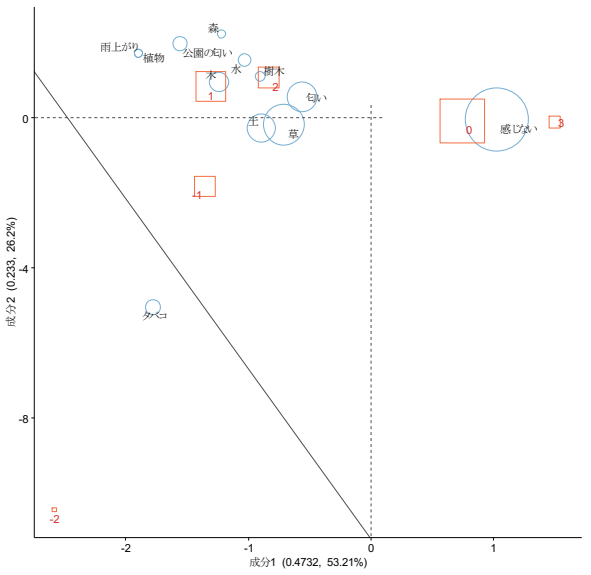


Fig.3 Correspondence analysis chart

3. 4　音について

3. 1 と同様に，被験者による音の内容に関する記述の結果と **Table 7** に示す快適性評価から，対応分析図を **Fig.6** に示す．

Fig.6 から，「水，風」などの自然に創り出される音がある場合は快適性が高くなること，「機械，自動車，工事，モーター」などの人工的に創り出される音がある場合は，快適性が低くなることが読み取れる．

この結果から，音の内容は快適性評価に影響を与えると考えられる．よって自然に作り出される音がある場合に加点，人工的に創り出される音がある場合には減点をするなどの対応が考えられる．

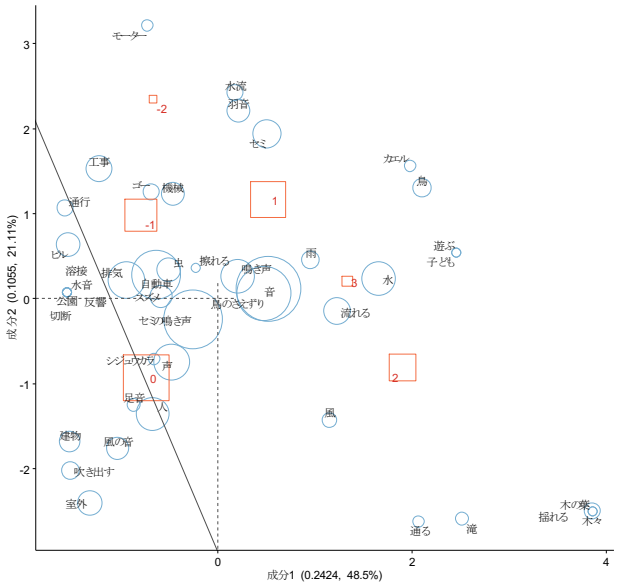


Fig.3 Correspondence analysis chart

4. まとめ

本研究では，既存の評価システムに記述評価項目を加えて，被験者実験を行い，記述評価の分析を通して，既存の評価システムに対し改善提案をした．その結果クールスポット評価において記述評価を導入することで緑量の快適性が管理状況に左右されることや，害虫の存在も影響が大きいことなどが明らかになった．

今後は様々なタイプのクールスポットで被験者数を増やして同様の実験を行い評価のされ方について更に検討をしていくことが課題である．

参 考 文 献

1)　松井香奈ら：街中の屋外クールスポットを対象とした評価システムの開発と適用. 日本建築学会近畿支部研究発表会. 60 巻，pp.69-72, 2020
2)　日本建築学会環境基準　AIJES-H0004-2014　温熱心理・生理測定法規準・同解説．第 1 版, pp8-9,2014
3)　木内豪：屋外空間における温冷感指標に関する研究．天気 48(9), pp661-671,2001
4)　樋口耕一：社会調査のための計量テキスト分析 第 2 版, ナカニシヤ出版．2020

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022. 3. 11）

街中の屋外クールスポットを対象とした評価システムの開発 その 2　被験者実験による評価項目の選定と重み係数の検討

Development of Rating System for Outdoor Cooler Space than Its Surroundings in Urbanized Area: Part2 Selection of Evaluation Items and Examination of a Weight Coefficient by Subjects

○松井　香奈（大阪市立大学）　　北川　日向（大阪市立大学）
鍋島　美奈子（大阪市立大学）　　西岡　真稔（大阪市立大学）
Kana MATSUI[*1]　Hinata KITAGAWA[*1]　Minako NABESHIMA[*1]　Masatoshi NISHIOKA[*1]
[*1] Osaka City University

In recent years, urban heat island phenomena are likely to increase heat stroke damage. As an adaptation measure, we are encouraged to use and create a place where people feel cooler than the surroundings is called “cooler space”. This study aims to develop a rating system that easily evaluates the effect and utility value of cooler spaces as an adaptation measure. A subject experiment was conducted to improve the evaluation method that we proposed in 2020. As a result, the correlation between evaluation by subjects and evaluation by the rating system has been stronger.

はじめに

近年進行しているヒートアイランド現象により都市部の高温化が進み，その影響として熱中症患者が増加している。ヒートアイランド現象への適応策として，暑熱環境対策が実施された場所や樹木や河川のそばなど，周辺よりも涼しく感じる場所をクールスポットと呼び，その創出と利用が推奨されている。より効果的なクールスポットの創出にあたり，適応策としての効果を簡易に評価し把握できる手法の確立は重要である。饗庭ら[1)]は，クールスポットの涼しさと場としての魅力について評価しレーダーチャートで示す手法を示したが，評価は市民らによる主観的なものであり，また，場としての特徴を把握することは可能であるが，ランク付けができず地点間の優劣がつけにくい。ヒートアイランド対策の効果を評価しランク付けが可能な評価システムとしてはCASBEE–HI[2)]があるが，これは暑熱環境対策の実施内容の有無や程度によって評価を行うものであり，実際にどの程度体感温度が低下するか温熱環境の実測結果を用いた評価方法ではない。個々の暑熱環境対策技術の効果について定量的に検証されているものは多いが，効果検証されている対策技術を導入すると必ずしも所定の効果を得られるとは限らず，実際に涼しさを感じることができる場所として評価するためには，個々の地点で検証する必要がある。また，松井ら[3)]はクールスポットの設置者を利用対象とした評価システム(以降, CSLsys-G1 と記す)の提案を行った。熱的快適性のほか，滞在環境のよさと立地条件について複合的に評価する。可能な限り客観的・定量的な評価が可能となる指標を用いて簡易な評価方法を採用している。また，各項目に評価点と重み係数を設定し総合的な指標を用いてランク付けが可能である点を特徴とする。しかし，評価システムによる評価結果がクールスポットの利用者の感覚と一致するかといった被験者による妥当性の検証は行われていない。評価項目は涼しさに関する項目や使い勝手を評価する項目のみで構成されており，滞留空間について評価する項目はほとんど含まれていない。また，各項目の重み係数は一対比較アンケートを用いた階層分析法により算出されているが，一対比較アンケートの対象者に年齢的偏りがみられるなど，評価システムの妥当性を高めるための改善の余地が残る。

そこで本研究では，被験者実験を実施し CSLsys-G1 について被験者と評価システムによる評価をより一致させるため評価手法についての改善提案を行い，評価の妥当性を高めたうえで評価システム G2(以降，CSLsys-G2 と記す）の提案を目的とする。ここで，本研究においてはクールスポットを夏季の屋外空間において暑熱環境対策や樹木，河川といった自然的要素により周辺より涼しく感じ一定時間快適に過ごすことができる場所と定義する。

1．被験者実験

評価システムによる評価がクールスポット利用者の感覚と一致するかどうか検証するにあたり，前報に示すように，クールスポットにおいて被験者実験を実施しクールスポットに対する被験者評価を得た。実験のながれは，空調の効いた室内で 20 分滞在後，日向とクールスポットそれぞれで連続した 15 分滞在を 1 セットとし，午前と午

後に 2 セットずつ行う(Fig.1)。調査内容は①クールスポットに求めるものや価値観について聞く一対比較アンケート②今回の 4 箇所のクールスポットについての評価を聞く現地評価アンケート③日向の定点と各クールスポットにおける温熱環境測定である。①②のアンケート項目を Table1 に示す。アンケートを取る際は体感温度の項目を温度・湿度・気流感・日射感の 4 つの項目に分類し，室内及び日向においても温冷感評価のみ実施した。③では気温・相対湿度・風速・平均放射温度について 1 分間隔で測定を行い，着衣量 0.5clo，代謝量 1.2met として標準有効温度(以下，SET*と記す)を算出する。

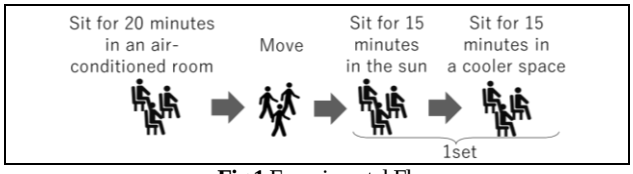


Fig.1 Experimental Flow

Table1 Questionnaire Items

Evaluation Items	Paired comparison questionnaire	Evaluation questionnaire of the experimental site		
(I)Amenity			Evaluation Point	Scale
i)Feeling temperature (Temperature, Humidity, Air flow, Solar radiation)	○	○	P_{11}	9-step
ii)Amount of green	○	○	P_{12}	7-step
iii)Hydrophilic	○	○	P_{13}	
iv)Wind※1	×	×		
(II)Functionality				
i)Management status	○	○	P_{21}	7-step
ii)Seating device	○	○	P_{22}	
iii)Scale	○	○	P_{23}	
(III)Location condition※2				
i)Traffic access	○	×		
ii)Surrounding environment	○	×		
Total evaluation				
i)Impression evaluation	×	○		Description
ii)Total evaluation	×	○	P_T	4-step

※1 It would be difficult to distinguish between the feeling of airflow and the ventilation at the block level, so we excluded it.
※2 The location conditions for all cooler spaces are the same, so they were excluded from the evaluation.

2. 評価手法の改善提案

CSLsys-G1 について，被験者実験の結果を参考に被験者評価と評価システムによる評価をより一致させるための 3 つの改善を行い CSLsys-G2 を提案する。本章では 3 つの改善内容について示す。

2.1 評価項目の追加検討

CSLsys-G1 では，涼しさに関して生理的・心理的な効果が得られる項目や使い勝手を評価する項目のみで構成されていた。そこで，新たに滞留空間を評価する項目について追加すべきかどうかの検討を行った。追加を検討する項目は，快適性の項目では「におい」「音」「生物」，機能性の項目では「混雑度」であり，これらの項目に対しても現地評価アンケートを行った。評価項目の追加是非の判断には，一対比較の重み係数と現地評価アンケート結果の重回帰係数を用いた。ここで，重回帰モデルを式 1 の通り設定する。一対比較の重み係数では，クールスポットに求めるものや個人の価値観が反映された値となる。一方重回帰分析による結果は，実際にクールスポットに滞在して重要性を実感した項目が総合評価に対して説明力の高い説明変数となると考えられる。これら両方を考慮するため，2 種類の判断基準を設けている。

$$P_T = a \cdot P_{11} + b \cdot P_{12} + c \cdot P_{13} + \cdots \quad \text{(式 1)}$$

(1) 一対比較の重み係数による検討

一対比較の重み係数による検討では，一対比較アンケートを実施しクールスポットに求める項目について各項目の重み係数を算出する。その結果，重み係数が大きい項目を採用することとする。快適性及び機能性の重み係数の算出結果を Fig.2 に示す。快適性の項目では，新規に検討する項目の重み係数は全て 10%以下となり，大きいと判断される項目はなかった。機能性の項目では「混雑度」の重みが 20%を超え 2 番目に大きくなったことから，「混雑度」の項目を追加すると判断する。

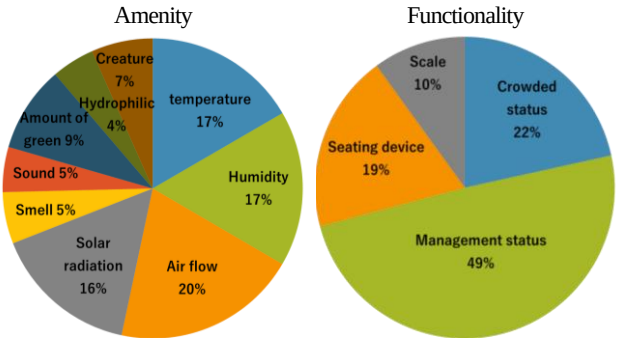


Fig.2 Calculation Results of Weight Coefficient

(2) 重回帰係数による検討

現地評価アンケートで得られた記述評価を除く評価結果より，各項目の評価点 P を説明変数に，総合評価の評価点 P_T を被説明変数として重回帰分析を行った。算出された重回帰係数より，係数が大きい項目から順に項目を追加し AIC(赤池情報量規準)を算出する。AIC は重回帰式の当てはまり度を表す統計量であり，サンプルサイズと説明変数の個数，残差平方和を用いて式 2 より算出される。この値が小さいほど当てはまり度が高いという判断ができ，AIC が最も小さくなる項目の組み合わせに含まれる項目を追加する。AIC の算出結果を Table2 に示す。重回帰係数が最も大きかった「緑量」と「生物」から AIC を算出し始め，係数が大きい順に項目を追加した結果，「におい」まで追加した 8 項目の時の AIC が 109.6 と最も小さくなった。よってこの項目の組み合わせに含まれる「生物」「におい」の項目を追加すると判断する。

$AIC = n\{\log(S_e/n) + \log 2\pi + 1\} + 2(p+2)$		(式2)
n：	サンプルサイズ	
p：	説明変数の個数	
S_e：	残差平方和	

Table2 Calculation Results of AIC

Evaluation Items	AIC										
Amount of green	119	115.7	111	111.4	110.9	111.5	109.6	110.3	112,1	114	116
Creature											
Hydrophilic											
Air flor											
Temperature											
Management status											
Scale											
Smell											
Humidity											
Sound											
Crowded status											
Solar radiation											
Seating Device											

2. 2　重み係数の再算出

(1)　算出概要

重み係数は一対比較アンケートの結果から階層分析法により算出する。CSLsys-G1 では 11 名の専門家(建築・機械・造園の研究者 5 人，環境部署の行政官 6 人)を対象に一対比較アンケートを実施しており，年齢的な偏りがあった。今回は幅広い年齢層における重み係数を算出するため，専門家と学生のアンケート結果を合わせた重み係数の算出を行った。ただし，2.1 節で追加した 3 項目を含む重み係数は，学生のみによって算出された重み係数であり，本節では大項目と立地条件の項目の重み係数についてのみ示す。重み係数は一対比較アンケートによる項目間の一対比較結果を 1/9～9 までの一対比較値に変換して算出する。

(2)　算出結果

重み係数の算出結果を Fig.3 に示す。大項目間の重み係数は，学生と専門家による差はほとんど見られず，快適性で約 60%前後，機能性で約 18%，立地条件で 20%前後となった。立地条件の重み係数については，学生と専門家で「交通アクセス」よりも「周辺環境」の方が大きいという大小関係は一致したが重みの大きさに関してはやや違いがみられた。本研究で提案する CSLsys-G2 ではこれらを平均した重み係数を採用することとする。

2. 3　各項目の評価方法の改善

北川 [4]による現地評価アンケートについての分析結果から，各項目の被験者評価と物理指標などを用いた評価システムによる定量評価が一致するよう評価方法を調整した。評価方法を調整，検討した項目は，新規に追加した項目も含め「体感温度」「親水性」「緑量」「生物」「におい」「混雑度」の 6 項目である。

「体感温度」の評価について，CSLsys-G1 では日向とクールスポットにおける体感温度の差により評価を行うこととし，評価指標には標準有効温度 SET*を用いていた。CSLsys-G2 も同じ方法で評価を行うこととし，評価点の付け方について再検討する。CSLsys-G1 では既往研究 [5]より温冷感が 1 異なる時の SET*の差が 2.2℃であるという結果を参考に 2.2℃刻みで評価点を設けていた。今回の実測では温冷感が 1 異なる時の SET*の差が 3.76℃であったことから，既往研究と今回の実測結果の平均値をとり 3℃刻みで評価点を設定することとする(Table3)。

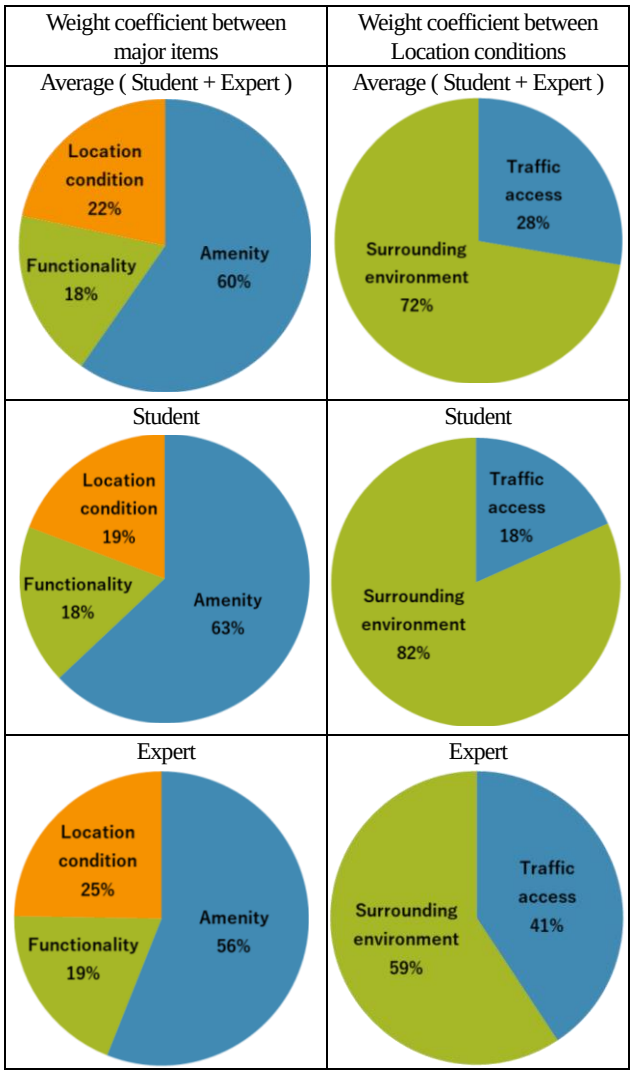


Fig.3 Calculation Results of Weight Coefficient

「緑量」の評価について，CSLsys-G1 では緑視率のみによる評価方法であった。しかし，北川の分析結果より緑量と生物量との間には強い相関関係がみられ，緑量の多さに伴い生物が多い場合や緑の管理不足の場合，快適性は低くなる，また，生物の多さは快適性などと関係が見られないことがわかった。そこで緑量の評価の中に生物と管理状況の評価を含めることとし，緑量の評価を緑視率にだけでなく害虫の有無・緑の管理状況を評価内容に追加することとする。また，緑がない場合でも不快に感じない傾向が見られることから，緑視率が 35%以下の場合の評価点を中間的な評価である 3 点としたうえで，管理状況と害虫の有無により減点を行う(Table4)。

Table3 Evaluation method of sensible temperature

Difference of SET*	Evaluation Point P_{11}
0.5~3.5℃	1
3.5~6.5℃	2
6.5~9.5℃	3
9.5~12.5℃	4
12.5℃~	5

Table4 Evaluation method of amount of green

Green visibility	Evaluation Point P_{12}
	1
	2
～35%	3
35～73%	4
73%～	5
If the green management status is bad, -2 points from the above table	
If there are pests, -1 points from the above table	

3. 評価妥当性の検証

CSLsys-G1 と 3 つの改善を施した CSLsys-G2 による総合評価が，被験者による評価とどの程度一致するか相関関係を求めた。総合評価の比較において，評価システムの評価は式 3,4 で算出される得点率 T，被験者による評価は現地評価アンケートで得た総合評価を Table5 のように評価点 P_T に変換したものを用いることとし，それぞれを対数変換したうえで関係性を求める。CSLsys-G1 による得点率 T と被験者による評価点 P_T との相関関係を求めると式 5 の回帰式が得られた(Fig.4)。相関係数は 0.235 と小さく被験者と評価システムによる相関関係は弱い。被験者による C 評価の得点率は高く，S や A 評価は得点率が低いため，カテゴリ間の得点率に違いがみられない結果となった。一方，改善を加えた CSLsys-G2 による得点率 T と被験者による評価点 P_T との相関関係を求めると式 6 の回帰式が得られた(Fig.5)。相関係数は 0.452 となり CSLsys-G1 に比べて相関が改善された。評価項目の追加，及び評価手法の改善を行ったことで得点率により被験者の総合評価をより表現できるようになった。

$S = E_{ij} \times w_{ij} \times w_i$	(式3)
$T = S / S_{max} \times 100$	(式4)
E_{ij} ：	各項目の評価点(1～5 点)
w_{ij} ：	小項目の重み係数
w_i ：	大項目の重み係数
S ：	獲得点の合計
S_{max} ：	評価点が満点時の獲得点

Table5 Total Evaluation by Subject

Total Evaluation	Evaluation Point P_T
S	4
A	3
B	2
C	1

4. まとめ

本研究では CSLsys-G1 から 3 つの改善を施した。

1) 重み係数の再算出

専門家だけでなく学生も含めた幅広い年齢層による重み係数の算出を行った。

2) 評価項目の追加

「におい」「音」「生物」「混雑度」について追加是非の検討を行い，「におい」「生物」「混雑度」の評価を追加すべきである判断された。

$\log_e T = 0.0781 \log_e P_T + 4.2683$	(式 5)
$\log_e T = 0.3339 \log_e P_T + 3.8446$	(式 6)

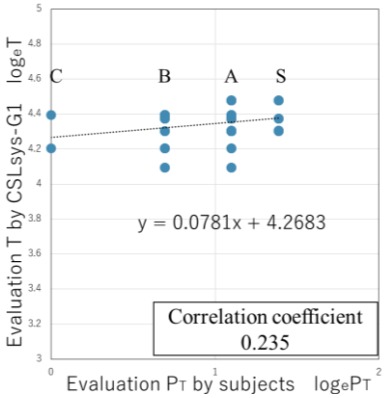


Fig.4 Relationship between Evaluation P_T by Subjects and Evaluation T by CSLsys-G1

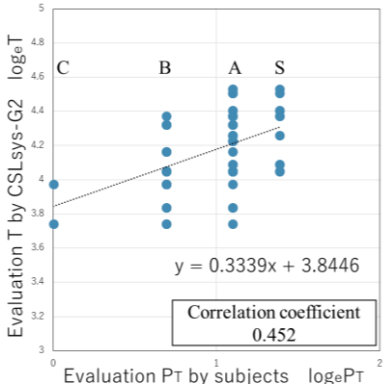


Fig.5 Relationship between Evaluation P_T by Subjects and Evaluation T by CSLsys-G2

3) 各項目の評価方法の改善

「体感温度」「親水性」「緑量」「生物」「におい」「混雑度」の評価方法について検討を行った。

CSLsys-G1 について，被験者評価を用いた妥当性の検証を行った結果，被験者による総合評価 P_T と評価システムによる得点率 T との相関係数は 0.235 と弱いことが分かった。しかし，CSLsys-G1 から改善を加えた CSLsys-G2 については，相関関係が 0.452 まで大きくなり評価システムの妥当性を高めることができた。

参 考 文 献

1) 饗庭伸ら：市民参加型ヒートアイランド調査手法の開発，日本建築学会技術報告集,18(38),p341-346,2012
2) 村上周三ら：ヒートアイランド現象緩和に関する評価システム CASBEE-HI の開発-評価システムの枠組みと概要(非住宅系建物の場合)-，日本建築学会技術報告集，第 23 号,p247-252,2006
3) 松井香奈ら：街中の屋外クールスポットを対象とした評価システムの開発と適用，日本建築学会近畿支部研究発表会,60 巻, pp.69-72, 2020
4) 北川日向：街中のクールスポットを対象とした評価システムの開発-被験者実験による記述評価の分析-,大阪市立大学工学部都市学科 2021 年度卒業論文
5) 平田裕貴ら：路面電車停留場における暑熱対策効果の検証-被験者実験による心理生理的効果に関する考察-，環境情報科学論文集，Vol.31，p.149-154(2017)

A-66

海風の影響を受ける沿岸都市の夜間の気温分布の特徴に関する研究

A study on the characteristics of nighttime temperature distribution in coastal cities affected by sea breeze

○二 宮　舞（神戸大学）　　竹 林　英 樹（神戸大学）
Mai NINOMIYA*1　Hideki TAKEBAYASHI*1
*1　Kobe University

Many studies have been conducted to grasp the actual condition of heat island phenomena. It has been confirmed that nighttime temperature is affected by land use and land cover within about 300 m around the observation point. For the mesoscale temperature distribution, the findings of previous studies using the observation data at a few limited places is not necessarily applied. In this study, we calculated the nighttime temperature distribution in urban space using a mesoscale weather research and forecasting (WRF) model, and examined the factors affecting the temperature distribution in urban space.

1. はじめに

ヒートアイランド現象，特に夏季の暑熱化は人の生活や健康に深刻な影響を与えるため，メカニズムや実態，影響の把握を目的とした研究が数多く行われてきた．夜間の気温は，観測点周辺の緑被率や自然被覆率の影響を受けることが確認されている[1]が，周辺 300m 程度以内の局所的な土地利用・土地被覆の影響が支配的であり，解像度 1km 程度のメソスケールの気温分布を想定すると，限られた箇所の観測データによる解析結果から得られた知見を適用できるとは限らない．

本研究では，メソスケールの気象モデルを利用して都市空間内の夜間の気温分布を分析した．既往研究と同様に，土地利用・土地被覆と気温の関係を分析し，都市空間内の気温分布に影響を及ぼす要因を考察した．

2. メソ気象モデル WRF の概要と計算条件

2.1 メソ気象モデル WRF の概要

メソスケールの気象モデル WRF（Weather Research & Forecasting）は，米国大気研究センター（NCAR）などの研究機関により開発された完全圧縮の非静力学モデルで，支配方程式は，運動方程式，連続の式，ジオポテンシャル式，温位保存式，スカラー保存式などで構成され，乾燥大気の静水圧地形準拠座標（η 座標）系によって記述される．地表面付近の現象は，地表面過程と大気境界層過程によって解かれ，下端境界条件が設定される．都市域には，(1) 都市形状を表現するストリートキャニオンのパラメタリゼーション，(2) 建物による影と建物間の相互放射，(3) キャノピー層内の指数ウインドプロファイル，(4) 屋根面，壁面，道路面からの多層伝熱方程式を特徴とする都市キャノピーモデル（UCM）を組み込むことで，建物によって形成される地表面の凹凸の影響を考慮する．

2.2 計算条件

本研究では，WRF version3.0.1.1-ARW を用いた．計算条件を表 1 に示す．計算期間は 2010 年 8 月 1 日～31 日とした．計算対象領域を図 1 に示す．ネスティング手法を用いて Domain1，2 を設定した．

都市キャノピーモデル（UCM）では，都市を 3 分類まで設定することができる．国土数値情報において都市と分類されたメッシュについて，ランドサット ETM データ（2001 年 10 月 5 日）より算出した正規化植生指数（NDVI）に基づき，都市化の程度に応じて都市 A，B，C に分類した．NDVI は，IR，R をそれぞれ近赤外域波長，赤外域波長の反射率として，以下の式で定義される．

$$NDVI = \frac{IR - R}{IR + R} \qquad (1)$$

NDVI は緑被状況の把握に用いられる指標であり，植生の活性度が大きいと値は大きい．土地利用分布を図 2 に示す．土地利用分類別の物性値を表 2 に，都市カテゴリーの設定値を表 3 に示す．都市の蒸発効率は，夜間の計算結果にはほとんど影響がないため 0 に設定した．

Table.1 Calculation condition

Calculation period		1-31,August,2010
Vertical grid		28 layer (surface-100hPa)
Horizontal grid		Domain1:3km (120×120grids)
		Domain2:1km (103×103grids)
Meteological data		JMA:Meso-scale Analysis (3 hourly,10km grid,20 layer)
		NCEP:final analysis (6 hourly,1 degree grid,17 layer)
Geographical data	Terrain height	Digital Map (50×50 resolution)
	Land use	Digital National Land Information
		(about 100×100 resolution) + NVI
Microphisics process		Purdue Lin et al.scheme
Radiation processes	Long wave	RRTM Longwave scheme
	Short wave	Dudhia Shortwave scheme
Planetary boundary layer process		Mellor-Yamada-Janjic PBL scheme
Surface processes	Urban area	UCM(Urban Canopy Model)
	Non urban area	Noah LSM
Cumulus parametarization		None
Four-dimensional data assimilation		None

Fig.1 Calculation area

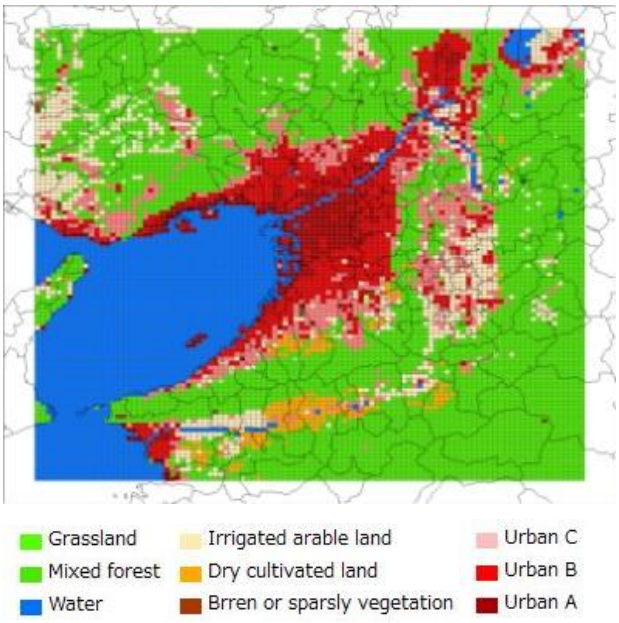


Fig.2 Land use condition

Table.2 Physical property for each land use classification

USGS		Albedo	Evaporation efficiency	Emissivity	Roughness length	Thermal inertia
Land use code	Land use	[%]	[%]	[%]	[m]	[kJ/㎡・K・$s^{0.5}$]
1	Urban	15	10	88	0.8	1.26
2	Dry cultivated land	17	30	98.5	0.15	1.68
3	Irrigated cultivated land	18	50	98.5	0.15	1.68
7	Grassland	19	15	96	0.12	1.26
8	Shrubland	22	10	93	0.05	1.26
9	Mixing 7 and 8	20	15	95	0.06	1.26
11	Deciduous broad-leaved forest	16	30	93	0.5	1.67
13	Evergreen broad-leaved forest	12	50	95	0.5	2.09
14	Evergreen coniferous forest	12	30	95	0.5	1.67
15	Mixed forest	13	30	97	0.5	1.68
16	Water	8	100	98	0.0001	2.52
18	Woodland swampy land	14	35	95	0.4	2.09
19	Barren or sparse vegetation	25	2	90	0.01	0.84

Table.3 Physical property for urban category A, B, C

Urban category	Dimensionless building height[-]	Building resistance coefficient[-]	Building volume parameters [m-1]	Roof surface evaporation efficiency[%]	Wall evaporation efficiency[%]	Ground surface evaporation efficiency%]	Anthropogenic heat [W/㎡]
A	0.5	0.1	0.4	0	0	0	90
B	0.4	0.1	0.3	0	0	0	50
C	0.3	0.1	0.2	0	0	0	20

Urban category	Building height [m]	Roughness length of momentum on canyon[m]	Heat roughness length on the canyon[m]	0 surface displacement height[m]	Sky factor (initial value)[%]	Building coverage[%]
A	10	1	1	2	48	50
B	7.5	0.75	0.75	1.5	56	50
C	5	0.5	0.5	1	62	50

3. 計算値と観測値の比較

メソ気象モデルWRFの計算精度を検証した. 検証には, 気象台, アメダス, 大気汚染常時監視局の観測データを用いた.

3. 1 海風日の定義と抽出

観測値に基づいて, 当該地域において夏季日中の典型的な気象条件である海風日を, 表 4 の定義により抽出した. 海風日は 18 日抽出された.

3. 2 精度検証

Domain2 の 1km×1km メッシュの計算値を, 当該メッシュ内にある観測点の観測値と比較した. 表 5 に海風日における各観測点での気温, 風速の Bias, RMSE, Correlation を示す.

気温は, あまり都市化していない地点（奈良, 若松台, 五条）で夜間に 2℃以上の差が局所的に生じた時刻もあり, 都市を一様化した都市キャノピーモデルの適用が適切でない可能性があるが, 比較的よい精度で計算結果が得られた. 風速も観測値をよく再現できていた.

Table .4 Criteria of sea breeze day

Wind speed	2.0[m/s] or more
Wind direction	West or West-southwest
hour	The time that satisfies the above two conditions is 6hours or more per day after 12 o'clock

Table .5 Bias, RMSE, Correlation of temperature and wind speed

Temperature	Bias[℃]		RMSE[℃]		Correlation	
	daily	nighttime	daily	nighttime	daily	nighttime
Osaka	-0.05	-0.17	0.33	0.23	0.91	0.83
Kobe	0.08	-0.14	0.45	0.31	0.88	0.81
Sakai	0.32	0.78	0.68	0.82	0.90	0.82
Toyonaka	0.21	0.37	0.41	0.42	0.91	0.83
Yao	0.81	1.00	0.90	1.02	0.91	0.86
Hirakata	0.51	0.89	0.77	0.92	0.85	0.78
Kyoto	0.37	0.52	0.44	0.53	0.91	0.87
Nara	1.58	2.30	1.82	2.33	0.88	0.84
Wakamatsudai	1.32	1.91	1.60	2.07	0.76	0.51
Kishiwada Central Park	-0.49	0.19	1.06	0.72	0.87	0.80
Nishiwaki	-0.70	-0.49	0.97	0.52	0.91	0.77
Sanda	-0.12	0.00	0.68	0.24	0.94	0.85
Miki	0.26	0.12	0.41	0.23	0.92	0.82
Gojo	1.33	2.11	1.70	2.16	0.84	0.56
Katsuragi	0.11	0.90	1.09	0.94	0.94	0.83
Wakayama	0.08	-0.12	0.35	0.21	0.93	0.90

Wind speed	Bias[m/s]		RMSE[m/s]		Correlation	
	daily	nighttime	daily	nighttime	daily	nighttime
Osaka	-0.22	-0.02	0.46	0.20	0.70	0.69
Kobe	-1.04	-0.81	1.13	0.90	0.66	0.58
Sakai	0.24	0.35	0.41	0.40	0.64	0.48
Toyonaka	-0.24	0.09	0.55	0.44	0.66	0.69
Yao	-0.89	-0.49	1.10	0.55	0.61	0.50
Hirakata	0.78	1.07	0.87	1.11	0.30	0.31
Kyoto	-0.23	-0.13	0.42	0.34	0.43	0.08
Nara	0.46	0.62	0.53	0.63	0.36	0.25
Wakamatsudai	-0.03	0.02	0.27	0.22	0.68	0.46
Kishiwada Central Park	0.54	0.96	0.78	1.00	0.55	0.55
Nishiwaki	-0.70	-0.49	0.97	0.52	0.91	0.77
Sanda	-0.12	0.00	0.68	0.24	0.94	0.85
Miki	0.26	0.12	0.41	0.23	0.92	0.82
Gojo	1.33	2.11	1.70	2.16	0.84	0.56
Katsuragi	0.11	0.90	1.09	0.94	0.94	0.83
Wakayama	0.08	-0.12	0.35	0.21	0.93	0.90

4. 夜間の気温分布の特徴分析

4. 1 気温分布に対する土地利用の影響

NDVI 分布図を図 3 に示す．考察対象領域は黒枠内の都市域である．計算対象領域全体の気温と標高の関係を図 4 に示す．回帰式の傾きを高さによる気温減率として標高補正を行った．考察対象領域の多くは標高 200m 以下である．

NDVI と気温の関係（8 月 22 日 6 時）を図 5 に示す．計算対象領域全体では，NDVI の増加とともに気温が低下する傾向が確認され，既往研究と整合するが，考察対象領域では，NDVI と気温に明確な関係は確認されない．考察対象領域の NDVI と気温の観測値，計算値の関係（8 月 22 日 6 時）を図 6 に示す．観測値はアメダスの大阪，神戸，堺，枚方，豊中，八尾のデータである．NDVI と観測値には負の相関が確認され，徳永ら [2]の研究結果と整合する．しかし，信頼できる気温の観測地点数は限られており，徳永ら [2]の研究では半径 270m の範囲の平均 NDVI と最低気温の相関が高いと指摘されている．本研究で対象とする解像度 1km 程度の広域のスケールでは，局所的な NDVI の影響は計算結果に反映されないと解釈された．

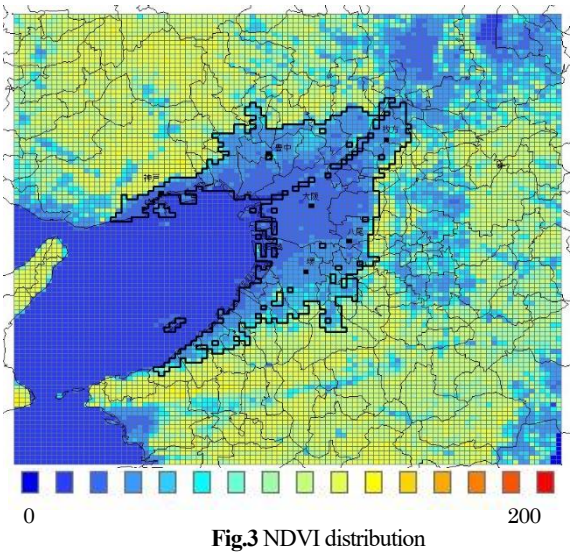


Fig.3 NDVI distribution

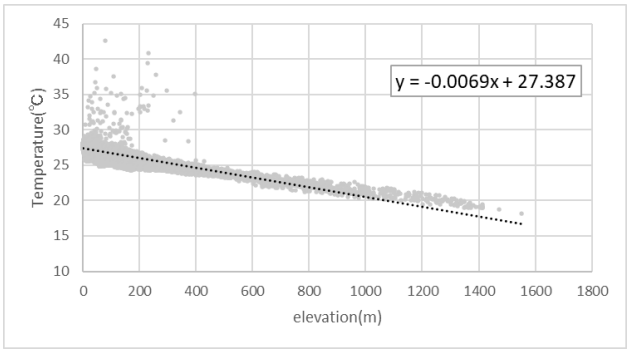


Fig.4 Relationship between elevation and temperature (6:00 on August 22)

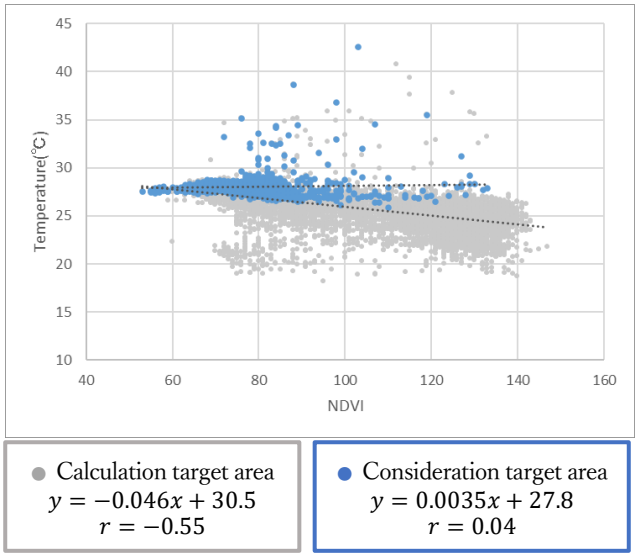


Fig.5 Relationship between NDVI and temperature (6:00 on August 22)

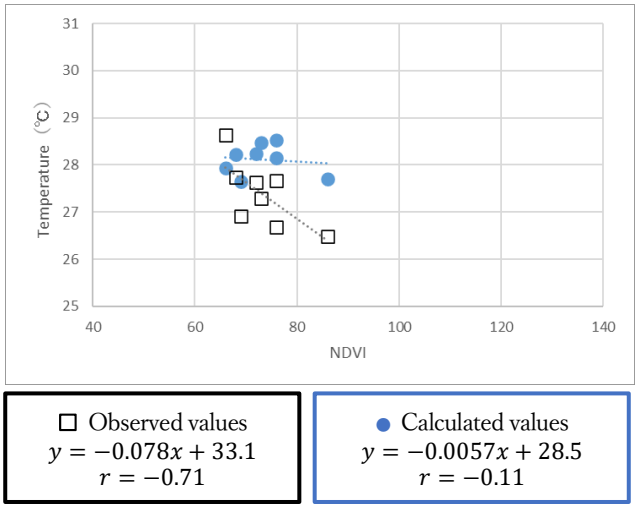


Fig.6 Relationship between NDVI and observed and calculated values of temperature at observation points (6:00 on August 22)

4. 2 相対的に高温な地域の考察

考察対象領域内で気温が上位 20%となる箇所（相対的な高温域）を特定して傾向を分析した．図 7 に相対的な高温域の積算時間（8 月 15 日 18 時～16 日 6 時），図 8 に相対的な高温域の積算日数（海風日，18 時，24 時，6 時）の分布を示す．相対的な高温域は 18 時から 6 時にかけて若干移動するが大きくは変化しない．また，考察対象領域の東側（八尾付近）は，いずれの時刻も他の地域より相対的に高温になりやすいことが確認された．

風速が下位 20%となる箇所（相対的な低風速域）を特定して，相対的な高温域との関係を分析した．図 9 に風速，風向と相対的な高温域（8 月 15 日 24 時）を示す．相対的な高温域は，一部を除いて風速 2m/s 以下にプロットされ，相対的な低風速域に該当する地点が多い．図 10 に相対的な高温域，低風速域（8 月 15 日 24 時）を示す．相対的な低風速域は，相対的な高温域と概ね対応する．風

速の小さい地点で相対的に高温になりやすい日中の傾向と概ね一致した.

5. 結論

日中に海風の影響を受ける大阪地域を対象として夜間の気温分布の特徴を分析した．本研究で対象とする解像度 1km 程度の広域のスケールでは，局所的な NDVI の影響は計算結果に反映されないと解釈された．考察対象領域の東側（八尾付近）は，いずれの時刻も他の地域より相対的に高温になりやすいことが確認された.

参考文献

1) 竹林英樹，森山正和，海風の影響を受けた都市ヒートアイランド現象，日本建築学会技術報告集，第 21 号，199-202(2005)

2) 徳永徹，森山正和，宮崎ひろ志，リモートセンシングデータによる気温分布推定―大阪市における NVI と気温の相関について―，日本建築学会大会学術講演梗概集（東海），1445-1446(1994)

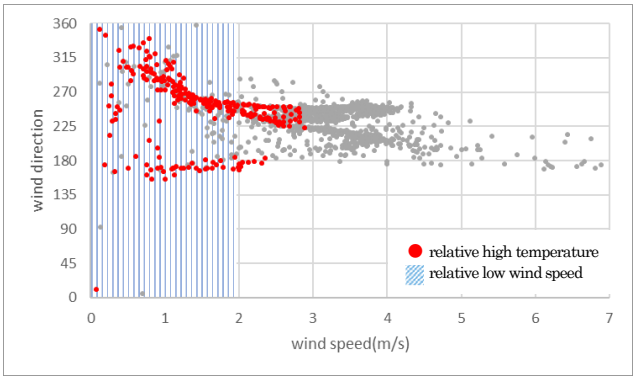


Fig.9 Relationship between wind speed and wind direction, and relative high temperature area (24:00 on August 15)

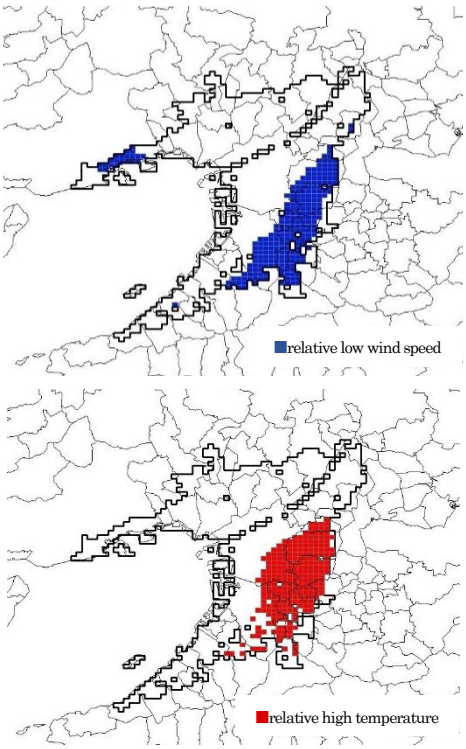


Fig.10 Relative low wind speed area and relative high temperature area (24:00 on August 15)

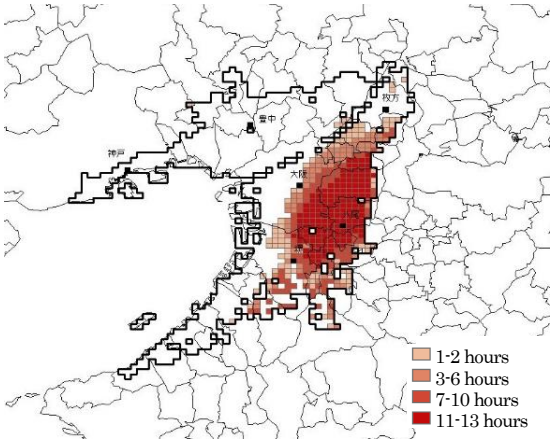


Fig.7 Total hours in the relative high temperature area (from 18:00 on August 15 to 6:00 on August 16)

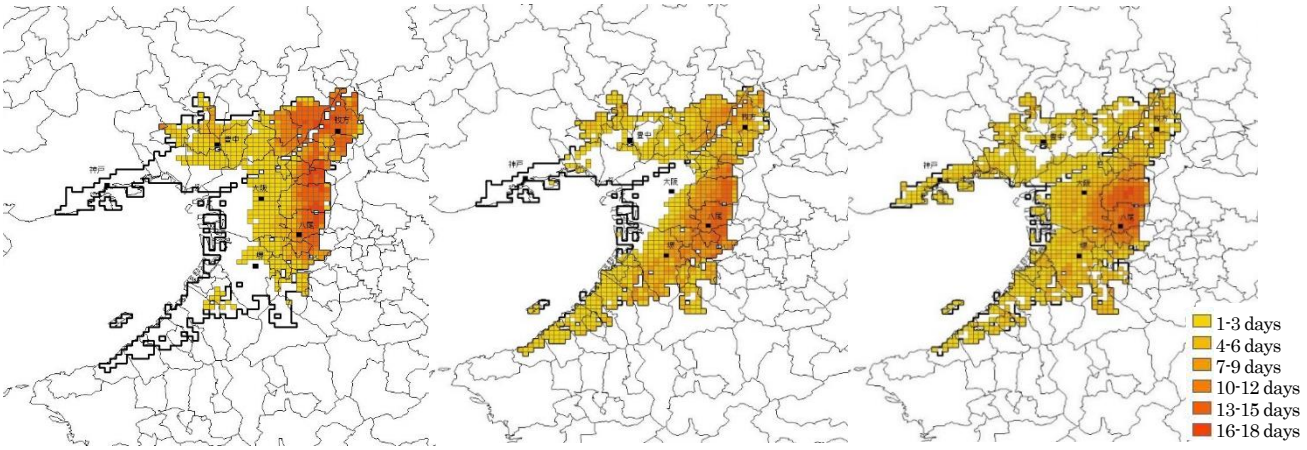


Fig.8 Total days in the relative high temperature area (sea breeze day)

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022. 3. 11）

高架橋を含む道路における大気質の測定と CFD 解析
Observation and CFD Analysis of Air Quality along Roads with Viaducts

○高 倉 悠 太 郎（大阪大学）　中 川 雅 也（大阪大学）
松 尾 智 仁（大阪大学）　嶋 寺 光（大阪大学）
近 藤 明（大阪大学）

Yutaro TAKAKURA*1　Masaya NAKAGAWA*1　Tomohito MATSUO*1
Hikari SHIMADERA*1　Akira KONDO*1
*1　Osaka University

In order to accurately evaluate roadside air pollution, it is necessary to take into account chemical reactions and radiations. Some CFD models have been proposed, but few has been validated by comparing to measurements. In this study, the accuracy of the model was evaluated by comparing roadside air pollution measurements and the simulation. Some of the characteristics of roadside air pollution such as high concentration of NOx due to the vehicles and low O_3 concentration due to NO tightening were successfully reproduced. However, due to the insufficient resolution of the geometrical model, the flow field was not reproduced accurately, and therefore the concentration distribution of pollutants had some errors between the measured and calculated results.

はじめに

近年，都市部の沿道大気質は改善しているが，いまだ局所的な大気汚染は存在している [1]。また，交通量の多い幹線道路では渋滞緩和のため高架橋が建設されており，道路周辺の建物や高架橋は道路周辺の流れを複雑にするため，沿道大気質の予測を困難にする [2]。そのため，高架橋を含み汚染物質が高濃度で確認されている国道 43 号線を本研究の対象地域とした。街区スケールにおける大気質を正確に評価するためには，流れに加えて化学反応，放射計算を考慮する必要がある。そして，複数地点での測定による化学反応, 放射計算を考慮した CFD モデルの検証はあまり行われていない。そこで本研究では，CFD モデルの精度検証を目的として，沿道で複数地点での大気質の測定実験と CFD シミュレーションの比較を行った。

1. 測定実験

1.1　実験目的

本実験は, 沿道大気質を評価する CFD モデルを検証するための測定データを得ることを目的としている。そこで，大気汚染物質の簡易センサーを用いて 4 地点での同時測定を行うことで，道路近傍での汚染物質濃度分布を測定した。加えて，道路における汚染物質の発生量および汚染物質の輸送を支配する都市気象を把握するため，交通量，温度，湿度，風速，風向の測定を行った。

1.2　実験条件

2021 年 6 月 15 日の 7 時から 20 時にかけて，大阪市西淀川区にある出来島小学校付近の国道 43 号線周辺の 4 地点（国道沿道 2 点，国道に面しない地点 2 点）で NO, NO_2, Ox（本測定においては，O_3 と NO_2 の和），$PM_{2.5}$ の濃度，交通量（国道高架下の道路のみ），風速・風向（地点 A のみ）の測定を行った。また，出来島小学校には自動車排出ガス測定局（自排局）が設置されており，NO, NO_2, O_3, $PM_{2.5}$ などが測定されている。Fig.1 に本実験の測定地点を示す。

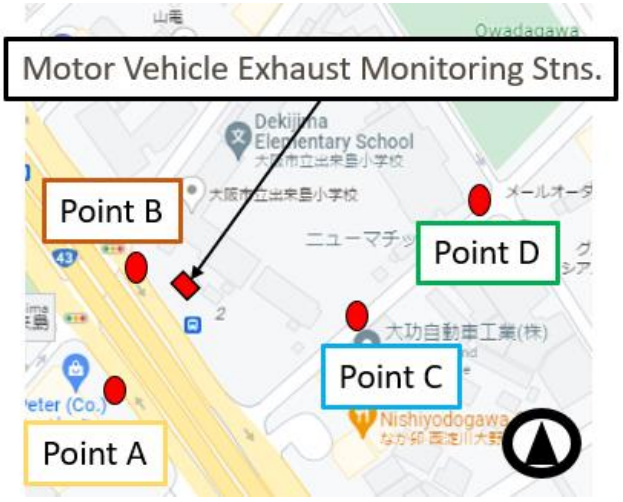


Fig.1 Measurement points

2. CFD モデル

2. 1　モデル概要

本研究での CFD 計算の流れとして, まず計算対象となる形状データを作成した。次に，気象モデル WRF，大気質モデル CMAQ を用いて算出した風速，風向，気温，放射量, 汚染物質濃度の結果を境界条件として使用した。また，交通量と排出係数[3]から算出した排出量も CFD モデルに入力した。CFD モデルでは，温熱気流計算や放射計算，汚染物質の輸送，化学反応による各汚染物質の濃度変化，気流計算が行われ，温熱気流場，濃度場が算出される。

2. 2　計算条件

計算領域は測定実験を行った周辺とし，Fig.2，3 に示すように x，y，z 方向に 640m，550m，50m，解析領域は測定地点を概ね中心として x, y, z 方向に 240m, 150m, 20m である。排出量の発生エリアは地上道路，高架橋道路でそれぞれ西側，東側の 4 か所ある。計算期間は測定期間に助走期間の 1 時間を加えた 2021 年 6 月 15 日 6 時から 20 時とした。

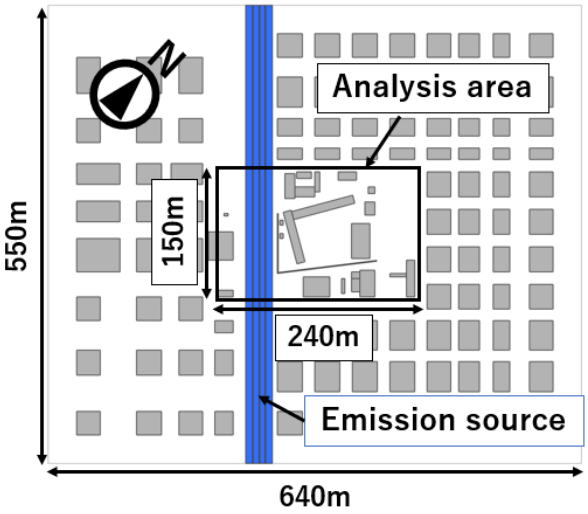


Fig.2 Calculation area (x-y)

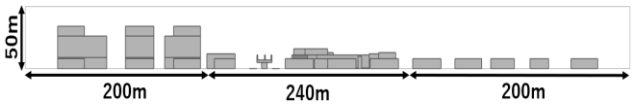


Fig.3 Calculation area (x-z)

3. 結果

3. 1　測定結果

風速・風向は高さ 1m 程度で測定したため，建物の影響を大きく受けており，近傍の気象官署の測定値とは異なる傾向を示した。交通量測定での自動車の種類は，2 輪，軽乗用車，乗用車，軽貨物車，小型貨物車，普通貨物車，特殊車，バス，パッカー車の 9 種類とした。地点 A，B ともに朝の 8 時，9 時に交通量が多くなっていた。これは通勤で国道 43 号線を利用する人が多いためだと考えられる。また，地点 A の 19 時に交通量が多くなっていたのは，乗用車の割合が大きいため大阪方面から兵庫方面に帰宅する人が多いからだと考えられる。高架道路の交通量は測定できなかったため，交通センサスのデータ [4]をそのまますべて高架橋の交通量として扱った。交通量から算出した排出量は，大型車の排出量が小型車の排出量よりも非常に多いため大型車の交通量に大きく依存する結果となった。大気汚染物質濃度の時間変動を Fig.4 に示す。NO は沿道で高くなる傾向が見られ，道路に対して自排局と同じ側で測定した地点 B では自排局と濃度がおおむね一致したが，道路の反対側に設置した地点 A ではやや異なるパターンが見られた。NO で 13～15 時頃に濃度が減少しているのは，14 時頃から風速が大きくなっていたため汚染物質が拡散したからだと考えられる。NO_2 は自排局の濃度と異なる結果となり，センサーの故障が疑われた。また，O_X については測定結果と自排局でおおむね一致が見られた。さらに，NO 濃度が午後に低下しているのは, 午前は O_3 の濃度が低いので NO のタイトレーションが起こりにくいが, 午後には O_3 の濃度が大きくなっておりタイトレーションが支配的になっているためだと考えられる。

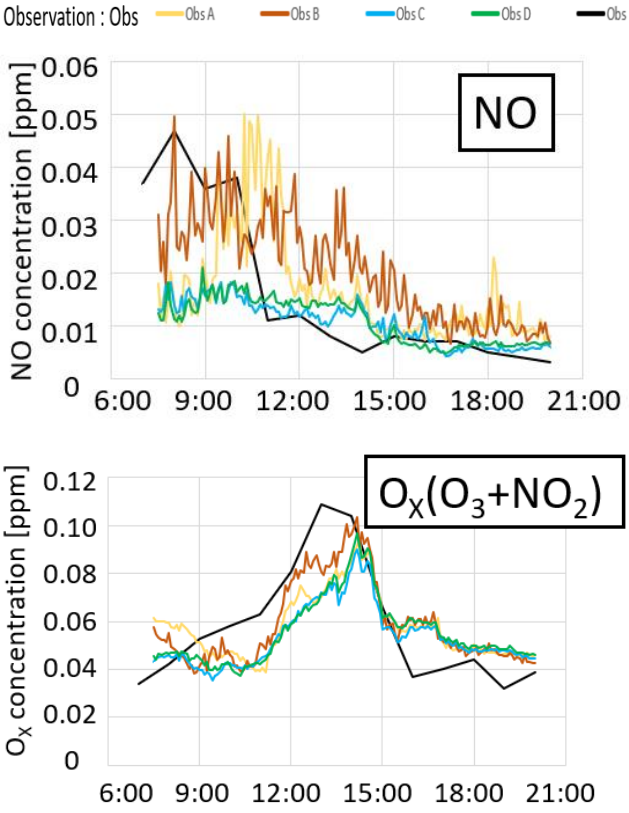


Fig.4 Time variation of NO and O_X concentration

3. 2　計算結果

Fig.5 に 8 時，14 時における自排局がある地点にあたる y=77m の国道 43 号線に着目した風速・風向を示す。西側は風速が大きく道路に沿った風向であり，東側は風速が小さく高架橋の横に渦が形成された。高架橋によって道路の東西で流れのパターンに違いが生まれた。8 時，14 時における y=77m の大気汚染物質濃度分布を Fig.6 に示す。NO，NO_2 は東向きの風の影響で国道 43 号線の東側の方が西側より濃度が高くなっている。また，NO，NO_2 は自動車から排出されるため道路近傍で濃度が高く，高架橋上は交通量の多いことに加え防音壁に囲まれているため特に高濃度となっている。地上道路から排出された NO, NO_2 は国道 43 号線東側の測定地点 B 周辺に達し，高架橋道路から排出された NO，NO_2 は自排局に達している。O_3 濃度は NO 濃度が高い地点で低くなっている。これは，排出された NO のタイトレーションにより O_3 濃度が減少していると考えられる。

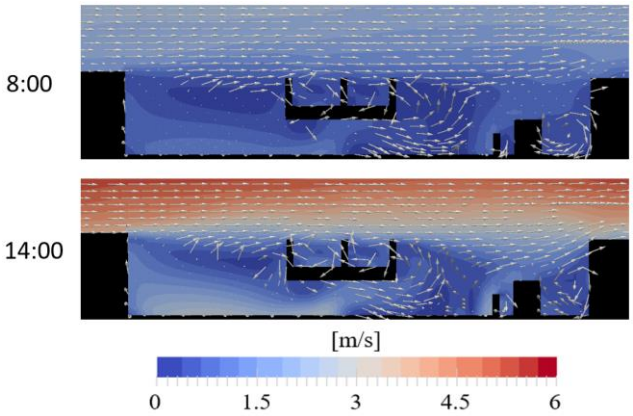


Fig.5 Wind speed and direction (x-z)

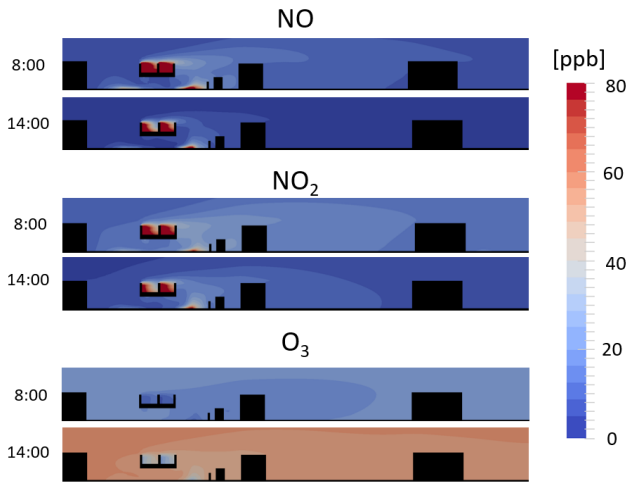


Fig.6 Concentration distribution of air pollutants (x-z)

3. 3　測定と CFD 計算の比較

地点 A での風速・風向を Fig.7 に示す。風速は昼頃から大きくなっており，夕方にピークを迎える傾向が測定と計算のどちらでも見られた。風向については測定と計算でおおむね一致した。この地点の風向は，近くの建物や解析領域外の建物の影響を受けるので偶然の一致の可能性も考えられる。

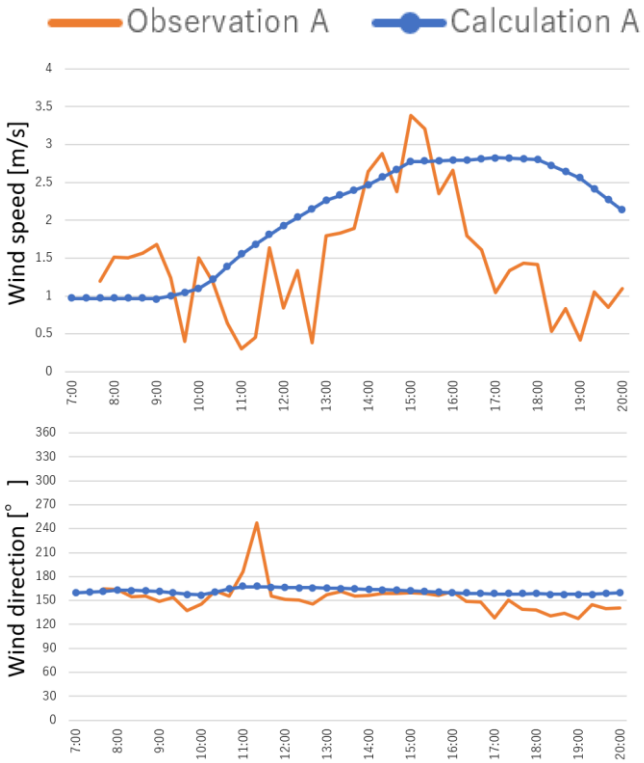


Fig.7 Comparison of measurements and calculations of wind speed and direction at point A

Fig.8 に大気汚染物質濃度を示す。NO, NO_2 について，測定結果では，地点 AB の方が地点 CD より高濃度であったが，計算結果では，地点 B は地点 CD より高濃度で，地点 A は地点 CD より低い濃度となった。これは計算では，地点 A 付近の風速が大きいため汚染物質が拡散されたためだと考えられる。また，どの地点においても計算では濃度を過小評価していた。これは汚染物質の排出源を国道 43 号線のみに設定しているため側道などの排出を無視したためだと考えられる。Ox については他の汚染物質に比べると比較的，測定結果と計算結果で一致が見られた。しかし，全体的にみると，汚染物質濃度の測定結果と計算結果はあまり一致しなかった。

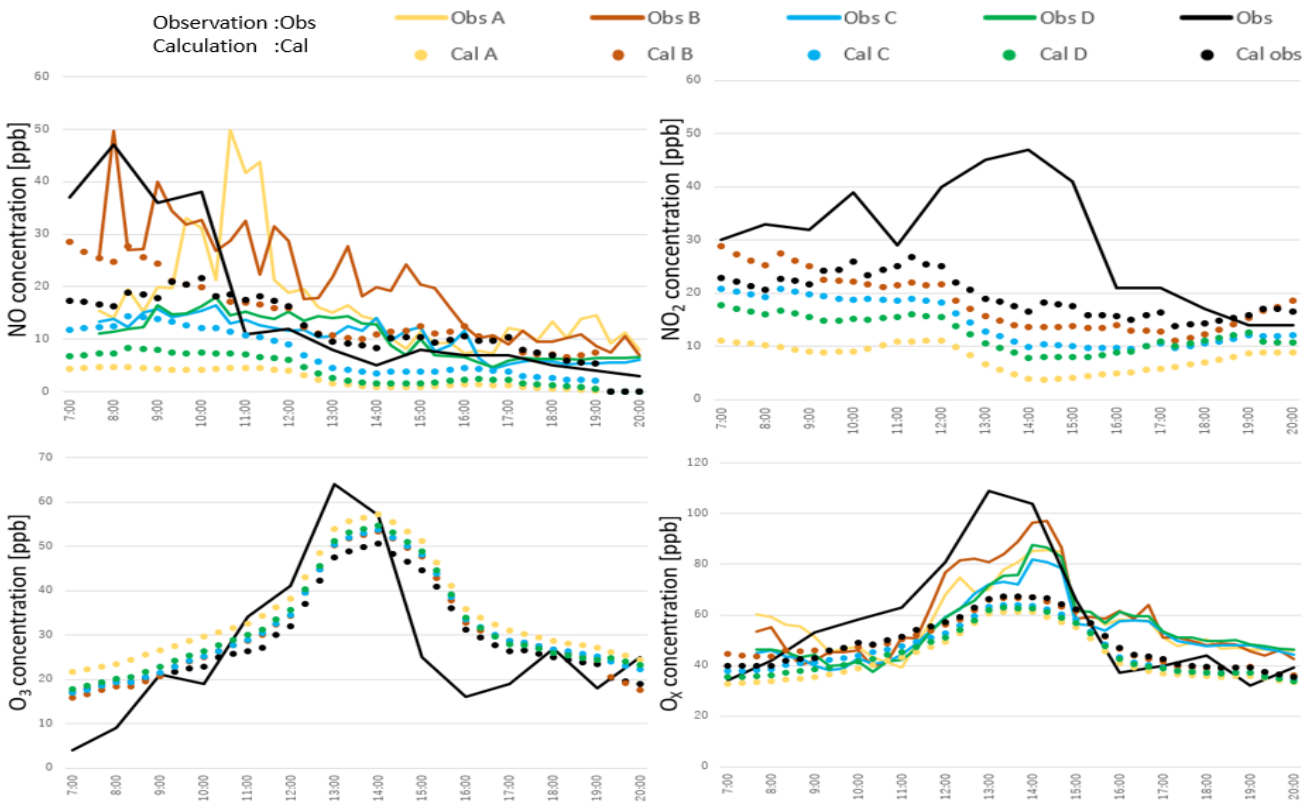


Fig.8 Comparison of measurements and calculations of air pollutants

前述したように汚染物質濃度の測定結果と計算結果があまり一致していないので, 本研究で使用した CFD モデルが精度よく再現したと述べるのは難しい結果となった。しかし，高架橋を含む道路では，高架橋や周辺建物によって道路内に複雑な流れ場が形成され，道路近傍の渦により局所的な高濃度が発生することや，防音壁により高架橋道路およびその風下に高濃度が発生することといった高架橋を含む道路の特徴は再現された。また，自動車排ガス由来の NO は空気中の O_3 と反応し NO_2 を生成する現象は計算でうまく再現できた。これらのような定性的な傾向は捉えるえることができたと考えられる。そこで, 本研究でうまく再現計算が出来なかった原因として, 今回の形状モデルが考えられる。今回の形状モデルは対象領域の複雑な形状を正確に再現したとは言い難く，そのため流れ場の再現が十分でなかった。特に，国道 43 号線を横切る向きの風速が大きく，そのため地点 A での濃度が低くなった。また、地点 A 付近では周辺の建物や高架橋による渦が形成されず汚染物質の滞留が見られなかった。今後は，実際の流れ場が再現されるような形状モデルを作成し，精度よく再現計算を行うことを課題とする。

4. まとめ

本研究では, 化学反応と放射計算を考慮した CFD モデルの精度検証を目的として，高架橋を含む道路において簡易センサーを用いた測定実験と CFD シミュレーションを実施した。

本研究の結論を以下にまとめる。

- 測定実験では自動車排ガスの寄与が大きい汚染物質は国道 43 号線沿いで濃度が高くなる傾向となった。
- CFD シミュレーションでは高架橋が流れ場に影響を与える様子やNOのタイトレーションなどが再現された。
- 形状モデルの再現が不十分であり，流れ場がうまく再現できなかったことで汚染物質濃度の測定結果と計算結果に誤差が生じた。

参 考 文 献

1) Shima M, Adachi M, Indoor nitrogen dioxide in homes along trunk roads with heavy traffic, Occup, Vol.55, pp..428-433, 1998
2) C.F. Zhang, M Wen, J.R. Zeng, G.L. Zhang, H.P. Fang, Y. Li, Modeling the impact of the viaduct on particles dispersion from vehicle exhaust in street canyons, Technological Sciences, Vol.55, pp.48-55, 2021
3) 一般財団法人日本自動車研究所，「自動車排出量推計業務（2010 年版）」報告書，2013
4) 大阪府都市整備部交通道路室，全国道路・街路交通情勢調査表（交通センサス），https://www.pref.osaka.lg.jp/attach/30327/00000000/cyosahyou.PDF

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022.3.11）

再帰性反射に基づく外装材の表面形状の最適設計手法に関する研究
Study on the Optimal Design Method for the Surface Shape of Exterior Materials Based on Near-infrared Rays Retro-Reflection

○二岡　佳子（奈良女子大学）　　吉田　伸治（奈良女子大学）
Kako FUTAOKA*1 Shinji YOSHIDA*1

We proposed an optimal design method for the surface shape of exterior materials based on near-infrared rays retro-reflection for use as a countermeasure against the heat island phenomenon. This method enables us to evaluate quantitative performance of the surface shape by setting the design goals as objective functions. We also considered selecting objective functions that would be useful in assessing the achievement of design goals. The surface shape optimized by the method proposed in this study achieved the design goals. We proposed a prototype of the optimal design method for exterior materials.

はじめに

ヒートアイランド現象の深刻化に対して様々な対策が取られており、中でも人工被覆面の改善は特に有効な策である。この点から、再帰性反射材を外装材として活用することが注目されている。再帰性反射材は入射と反射の方向がほぼ一致するような反射特性を有している。日射を天空に再帰させることで蓄熱量削減に大きく貢献できると考えられるが、普及には至っていない。原因の一つに入射角依存性の高さが考えられる。再帰性反射材は、一般に大きな入射角からの入射に対して再帰反射性能が低いことが知られている[1)]。主な利用目的である交通標識の場合には問題にならなかったが、外装材として用いる場合、光源となる太陽位置は時々刻々と変化するため、性能を十分に発揮できない時間が想定される。また、日射を天空に向けて反射することができれば十分であり、厳密な再帰性反射である必要はない。つまり、外装材としての再帰性反射材は交通標識とは異なる観点から設計されるべきであり、既存製品の転用では不十分であると考えられる。外装材に適した再帰性反射材の開発に関わる既往研究[2) 3)]はいくつかあるが従来の設計者の経験、直感に基づく設計案には、相応な効果は期待できる反面、必ずしも最適とは言い難い。加えて、最適な外装材は、設置方位、ニーズなど多様な条件に作用される。本研究は、この課題に対して遺伝的アルゴリズムGAに基づく最適解探査技術に基づき多様な設定条件に配慮した外装材の最適設計手法を提案することを目的とし、本稿では特に形状、日射反射分布特性に着目した手法を紹介する。

1．最適設計手法の提案

1.1 最適設計システムの構成

本研究で提案する最適設計システムを Fig.1 に示す。また本稿で使用する数式中の記号を Table1 にまとめる。

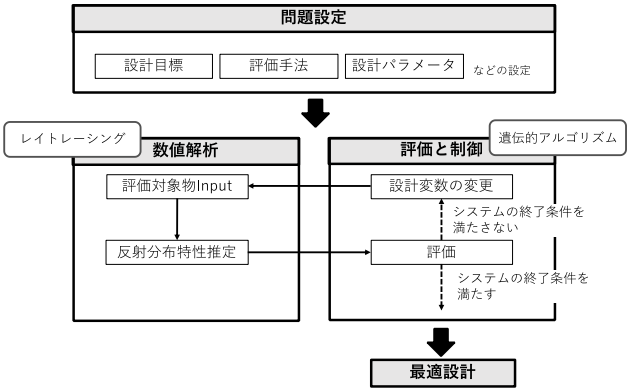


Fig.1 Optimal Design System

問題設定・数値解析・評価と制御の 3 パートで構成される。評価と制御には遺伝的アルゴリズム（GA）を、各形状の反射分布特性の推定にはレイトレーシングを用いる。

1.2 設計パラメータ

形状の設計変数を Table2、形状の概念図を Fig.2 示す。GA における遺伝子は各変数を歩幅で除した整数列で表される（X_2～X_4は例外）。回転角は y 軸方向からみて時計回りが正である。反射体は４面で構成され、開口面は平行四辺形の形状を有する。奥行きは、大阪 HITEC の基準『構造体一周期の大きさは□5mm 以下、高さ 5mm 以下』[4)]に倣うならば、プリズムが立方体に収まる必要がある。これを最低限の制約とする。しかし、本研究では開口面の縦横比が 1:1～1:100 まであることから、アスペクト比が大きなプリズム形状を立方体一周期に納めるためには、開口面の短辺長さを非常に小さくする必要があり、現実的な形状ではないと考えた。そこで、開口面の短辺を基準に奥行き比率を設定し、短辺長さを超えないような制約を課した。

1.3 目的関数の選定

本研究における設計目標を『夏季にはより多くの日射

を天空に再帰させ、冬季には設置建物及び街区の日射受熱量を高め暖房負荷を軽減させるような反射特性を有する形状』とした。GA を活用する場合、この目標の達成度（適応度）を評価するための変数を設定する必要がある。本研究では、まず、以下の関数を候補の中から有用なものを選定するための検討を行なった。

（1） 目的関数の候補

夏季の評価にはF_{Sumemr}を用いる。冬季については 3 つの関数$F_{WinterAb}$、$F_{WinterDownRef}$、F_{Winter}を候補とする。また、本研究では実際の製造コストなどは検討の対象外だが、現実性の低い形状ばかりが解として得られることは望ましくない。そこで、開口面の形状を目的関数として組み込むことを検討する。これをF_{Form}と定義し本解析では正方形を最も良い形状とする。全ての候補は 0～1 の値をとり、値が大きいほど最適化されているものとする。

$$F_{Summer}=\frac{J_{up}}{J_{dv}} \tag{1.1}$$

$$J_{up}=\sum_{j=1}^{m}\left(\rho_j\cdot J_{dv}\cdot max\left(sin\theta_i,0\right)\right) \tag{1.2}$$

$$F_{WinterAb}=\frac{J_{ab}}{J_{dv}} \tag{2.1}$$

$$J_{ab}=a\cdot J_{dv} \tag{2.2}$$

$$F_{WinterDownRef}=\frac{J_{down}}{J_{ref}} \tag{3.1}$$

$$J_{down}=\sum_{j=1}^{m}\left(\rho_j\cdot J_{dv}\cdot max(-sign(sin\theta i),0)\right) \tag{3.2}$$

$$J_{ref}=\sum_{j=1}^{m}\left((1-a)\cdot J_{dv}\right) \tag{3.3}$$

$$F_{Winter}=\frac{J_{ab}+0.8\cdot J_{down}}{J_{dv}} \tag{4.1}$$

$$F_{Form}=\frac{\overrightarrow{A_0B_1'}\times\overrightarrow{A_0C_1'}}{\overrightarrow{A_0B_0}\times\overrightarrow{A_0C_0}} \tag{5.1}$$

ただし、$\overrightarrow{AB_1'}$, $\overrightarrow{AC_1'}$は以下の４つの条件を満たす。

①$\square A_1B_1C_1D_1$は背計された個体の開口面である
②$\square A_0B_0C_0D_0$と$\square A_1B_1C_1D_1$の面積は等しい
③$\square A_1B_1C_1D_1$と$\square A_0B_1'C_1'D_1'$は相似
④$\square A_0B_0C_0D_0$と$\square A_0B_1'C_1'D_1'$の外周は等しい

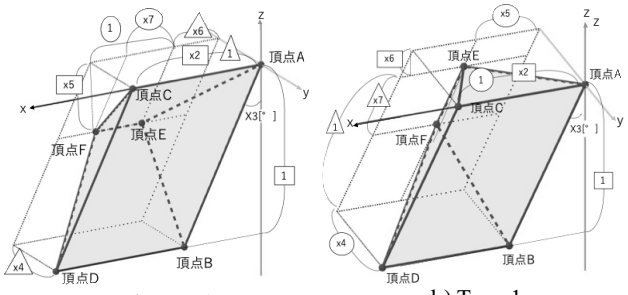
反射の概念図を Fig.3、(5.1)式に関わる定義を Fig.4 に示す。

Table1 List of symbols

F_{Summer}	:夏季反射性能[-]
$F_{WinterAb}$	:冬季の日射吸収性能[-]
$F_{WinterDownRef}$	:冬季の下向き反射性能[-]
F_{Winter}	:冬季反射性能[-]
F_{Form}	:開口面形状評価[-]
J_{up}	:上向き反射日射量[W/㎡]
J_{down}	:下向き反射日射量[W/㎡]
J_{ref}	:反射日射量[W/㎡]
J_{ab}	:吸収日射量[W/㎡]
J_{dv}	:開口面への直達日射量[W/㎡]
ρ_i	:反射ベクトルV_iの反射強度[-]（0～1 の値をとる）
θ_i	:反射ベクトルV_iの反射仰角[°]　水平を 0°、上向きをプラスとする
a	:プリズムの吸収率[-]

Table2 Design Variables

変数	定義	定義域	歩幅
X_1	タイプ	0≦ X_1 ≦1	ΔX_1=1
X_2	開口面縦横比	0.01≦ X_2 ≦1.00	ΔX_2=0.01
X_3	Z軸と辺ABのなす角	-80° ≦ X_3 ≦80°	ΔX_3=10
X_4	頂点E	0.01≦ X_4 ≦1.00	ΔX_4=0.01
X_5		0≦ X_5 ≦1.00	ΔX_5=0.05
X_6		0≦ X_6 ≦1.00	ΔX_6=0.05
X_7	頂点F	0≦ X_7 ≦1.00	ΔX_7=0.05
X_8	回転角	0° ≦ X_8 ≦175°	ΔX_8=5



a) Type=0　　b) Type=1

Fig.2 Design Variables

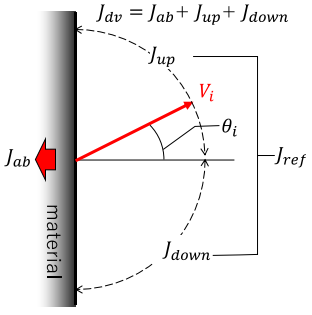


Fig.3 Concept of Reflection and Absorption

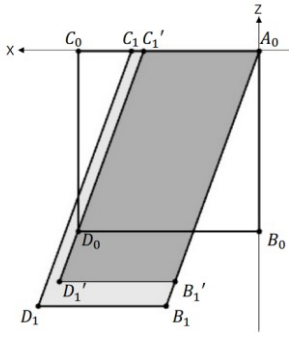


Fig.4 Definition of F_{Form}

（2） 検討手順

GA による探索を行い、パレート最適解（単目的の場合は最終世代の全個体とする）を比較する。ケース設定を Table3 に示す。各ケースについて 3 回ずつ試行する。試行 No.が同様のものは同じ初期個体群を用いる。GA とレイトレーシングの設定を Tabele.4, 5 に示す。テストのため、計算負荷を軽減すべく時刻は夏至・冬至の正午のみとした。基本的な反射の軌跡を追うために構成面は反射率 0.9 の理想鏡面とした。なお、本研究は多目的最適化問題をパレートアプローチにより解くことを試みるため GA 内では 3 つの目的関数に優劣は存在しないものの、第一目的は夏季の温熱環境改善のための再帰性反射材の開発である。よって次項では夏季の性能を重視して分析を行う。

（3） 結果

case0～3 の最終世代におけるF_{Summer}の最大値を Fig.5 に示す。多目的化したことでF_{Summer}はより良い値に到達した。case2、次いで case3 が高い値を示しており、どちらも十分に夏季反射性能に優れていた。F_{winter}が良い働きをしていると考えられる。case2,3 のパレート最適解集合に注目すると、Fig.6,7 に示すように、case2 は夏季・冬季のバランスに優れた解が多く得られるものの開口面形状は細長いものが多く評価が低い。一方 case3 はF_{winter}がやや劣るが正方形に近い形状の解が多く出現していた。Table6 に示すようにF_{winter}、F_{Form}の間にトレードオフの関係があることが case2 と case3 の結果の違いに繋がったと考えられる。また、F_{Summer}に優れた個体の冬季の反射特性について、case2 では反射体自体の日射吸収率の高い個体が多いのに対し、case3 では下向き反射率が高い傾向にあった。以上の分析から、case2 と case3 どちらを採用するかは、冬の反射特性をどのように扱うか、また形状と冬季反射性能どちらを優先させるか、による。本研究では、Case3 を採用した。

2． 最適設計された表面形状を有する外装材の性能評価

2.1 最適設計システムの設定

前節で採用した目的関数を用いて最適設計を行い、得られた最適形状について評価・分析を行う。解析対象時刻を Table7 に示す。そのほかの GA・レイトレーシングの設定は前節と同様である。得られたパレート最適解のうちF_{Summer}に優れた上位 5 個体を table8 と Fig.8 に示す。5 個体の形状は、第 1 位と第 5 位の横長の開口面形状を有するものと、第 2～4 位の正方形に近い開口面形状を有するものの二つに大別できる。本研究では、正方形に近い開口面形状をより良いとしているため第 1,5 位の開口面形状の評価値は低くなっているが、十分に実現可能な形状であると考えられる。5 個体の反射分布特

Table3 Case

	夏季の評価	冬季の評価			形状の評価
	F_{Summer}	$F_{WinterAb}$	$F_{WinterDownRef}$	F_{Winter}	F_{Form}
case0	●				
case1	●	●	●		
case2	●			●	
case3	●			●	●

Table4 Setting the Genetic Algorithm

集団数	48
世代	60
選択手法	単目的：ルーレット選択 多目的：パレート保存戦略
交叉率	0.9
突然変異率	0.01

Table5 Setting the Ray Tracing

検討時刻		夏季：2020/06/21　12:00
		冬季：2020/12/21　12:00
検討地点		大阪(緯度：34.68度、経度：135.52度)
粒子		5000個
反射回数上限		9回
プリズム	設置位置	南壁面
	構成面	反射率0.9[-] 全て正反射する

Table6 Correlation Between Objective Functions

相関係数	F_{Summer}	$F_{WitnerAb}$	$F_{WitnerDownRef}$	F_{Witner}	F_{Form}
F_{Summer}		0.25	-0.29	-0.20	0.28
$F_{WitnerAb}$			-0.17	0.10	-0.22
$F_{WitnerDownRef}$				0.95	-0.35
F_{Witner}					-0.41
F_{Form}					

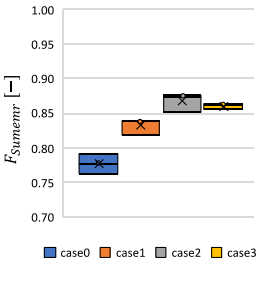


Fig.5 Maximum Value of F_{Summer}

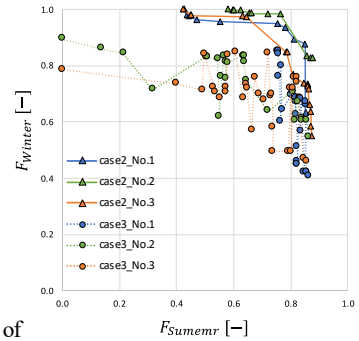


Fig.6 Pareto optimal solution

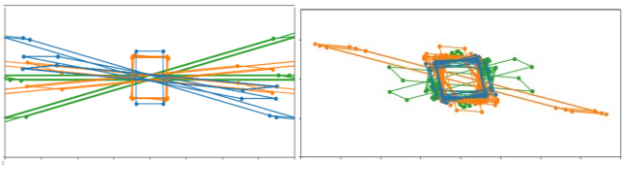


Fig.7 The Shape of Opening Surface

性に大きな差はなかった。代表して第 3 位の入射角度別のプリズムの吸収率、入射ごとに最も強度の強い反射ベクトルの強度とそのベクトルの反射仰角を Fig.9 に示

す。縦軸及び横軸は光源の位置(方位,高度)を示す。交差するマスに示す値は、光源位置から入射したときの結果である。つまり、(Azimuth, altitude)=(0,0)であればプリズムの正面から入射した場合の結果を示している。図中に検討対象日の太陽の軌跡を併記する。夏季には上向き反射が優位な反射分布特性を示し、冬季には下向き反射特性が優位な反射分布特性を示した。吸収率は冬季の午後に10～15%増加した。第一反射ベクトルの夏季における反射仰角はほとんどの時刻で45°以上である。これは、街区がD/H1以上であれば、南壁面のどの部位にも導入可能であることを表す。以上のことから、GAを用いた最適化によって、夏季、冬季の反射性能に優れた最適形状を探索することができた。F_{Sumemr}が最適となる形状はただひとつではなく、同程度に優れた値を持つ特徴の異なる形状がいくつか存在することがわかった。また、本研究では、従来の再帰性反射のように多重反射により再帰性反射が発現するような特性を想定していたが、結果として得られた個体は1回反射によって、直接入射方向に近い方向へ反射させるようなものばかりであった。

３．まとめ・今後の課題

(1) ヒートアイランド対策に適した外装材の最適設計手法を提案した。

(2) 最適化すべき関数の選定し、その結果、本研究ではF_{Summer}、F_{Winter}、F_{Form}を用いることとした。

(3) 本研究の手法で最適化された外装材は、夏季には多くの日射を天空に向けて反射することができ、冬季には多くの日射を街区に流入させる特徴を持っており、設計目標を達成することができた。

(4) 多目的GAは目的関数の入れ替えや追加が容易であり、設計者の都合により別の目標を立て最適化することも可能である。拡張の余地を十分残したプロトタイプを提案することができた。

(5) 反射分布特性の推定は計算負荷軽減のためと基本的な反射の様子を明らかにするために正反射のみを取り扱ったが現実の材料の反射特性は複雑である。現実の材料を用いた場合の推定が必要である。

(6) 目的関数をより適した式に修正する余地がある。

参 考 文 献

1) 酒井ら，日本建築学会大会学術講演梗概集 A-1, p.437-438, 2008

2) 古林ら，空気調和･衛生工学会論文集, Vol.42, No.247, p.1-7, 2017

3) 内池ら，日本建築学会学術講演梗概集 D-1, p.831-832, 2010

4) 大阪 HITEC, ヒートアイランド対策技術認証制度 上方/下方日射反射率評価 概要版（2021年改訂版）

Table7 Analysis Date

季節	日付	時刻		
夏季	2020/06/21	10:00	12:00	14:00
	2020/08/21			
冬季	2020/12/21			
	2021/02/21			

Table8 Top 5 Individuals with Excellent F_{summer}

	F_{Summer}	F_{Winter}	F_{Form}
第1位	0.69	0.49	0.52
第2位	0.67	0.49	0.98
第3位	0.63	0.62	0.95
第4位	0.63	0.52	0.98
第5位	0.63	0.66	0.65

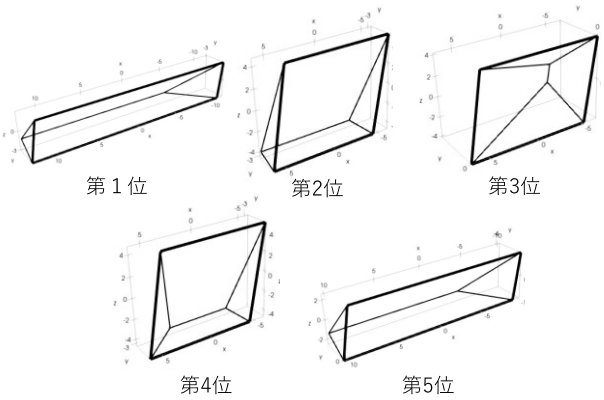
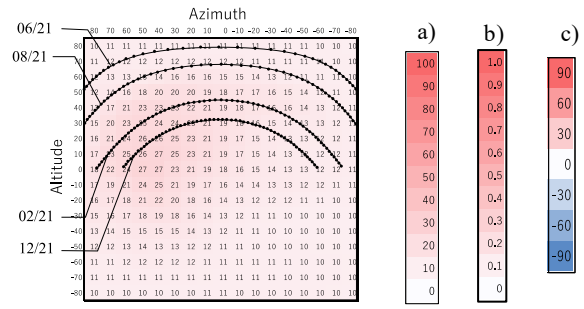
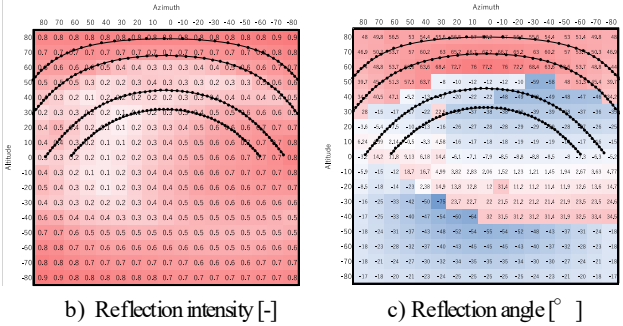


Fig.8 Top 5 Individuals with Excellent F_{summer}



a) Absorption rate [%]



b) Reflection intensity [-]　　c) Reflection angle [°]

Fig.9 Reflection Characteristics by Incident angle

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022.3.11）

チャンバー実験による二酸化塩素分解速度の計測
Measurement of Chlorine Dioxide Degradation Rate in Chamber

○霜 鳥　和 基（大阪大学）　　鈴 木　絢 子（大阪大学）
松 尾　智 仁（大阪大学）　　三 浦　孝 典（大幸薬品）
辻 本　翔 平（大幸薬品）　　曾川 甲子郎（大幸薬品）
嶋 寺　　光（大阪大学）　　近 藤　　明（大阪大学）
Kazuki SHIMOTORI*1　Ayako SUZUKI*1　Tomohito MATSUO*1　Takanori MIURA*2
Shohei TSUJIMOTO*2　Koshiro SOGAWA*2　Hikari SHIMADERA*1　Akira KONDO*1
*1　Osaka University　*2　Taiko Pharmaceutical Co. Ltd.

Chlorine dioxide is mainly used as a disinfectant. When spraying chlorine dioxide indoors for sterilization, it is necessary to spray it at a low concentration because high concentration of chlorine dioxide may adversely affect human health. Chlorine dioxide is also photodegradable and thermally decomposable, and has the property of being easily dissolved in water. Therefore, when spraying the optimum amount of chlorine dioxide, it is necessary to consider the amount of decomposition by light or heat and the amount of absorption and adsorption for the material. In this study, the amount of decomposition of chlorine dioxide due to heat and the amount of absorption and adsorption were quantified by chamber experiments.

はじめに

二酸化塩素は主に消毒剤として用いられている[1)]。Kristina L. Southwell の報告によると、オクラホマ図書大学では 1991 年から二酸化塩素を使用し､書架のカビを抑えるのに成功している[1)]。Ching-Shan Hsu, Ming-Chun Lu, Da-Ji Huang らの研究では台湾の学生用の食堂を消毒するための消毒剤として効果があると報告している[2)]。山村らは、一般住宅で二酸化塩素ガスを噴霧し、浮遊真菌数の測定から浮遊真菌に対する二酸化塩素ガスの殺菌性能について評価を行い、殺菌作用があったことを報告している[3)]。今枝らは、従来、水道水の消毒に用いられている塩素が殺菌と同時にビタミン破壊を起こすため、塩素代替物である二酸化塩素を消毒剤として用いたときのビタミンの損失の比較検討を行い、ビタミン損失が少なかったと報告している[4)]。

また、二酸化塩素は光分解性や熱分解性があり、水に溶けやすい性質を持つ。そのため、二酸化塩素を最適な量で散布する際には光や熱による分解量や材質に対する吸収・吸着量を考慮する必要がある。本研究ではチャンバー内に散布した二酸化塩素を一定時間ごとに捕集してイオンクロマトグラフィーで定量する実験を通して、二酸化塩素の熱による分解量と物質に対する吸収・吸着量を測定した。

１．使用機器

1.1　チャンバー

使用したチャンバーの寸法は 1.8×1.8×3.0（m）であり、チャンバー内は遮光しており、温湿度制御はしていない。

1.2　二酸化塩素ガス発生装置

二酸化塩素ガス発生装置は、クレベリン発生機 LISPASS S-Ⅱ（大幸薬品株式会社）を使用した。LISPASS S-Ⅱは電流値によって二酸化塩素の発生量を調節することができ、両者には相関関係がある。二酸化塩素発生量と電流値の関係を **Fig.1** に示す。また、二酸化塩素ガスを発生させるための液剤として、リスパス S 専用液剤である、リスパス S グリーン（大幸薬品株式会社）を用いた。

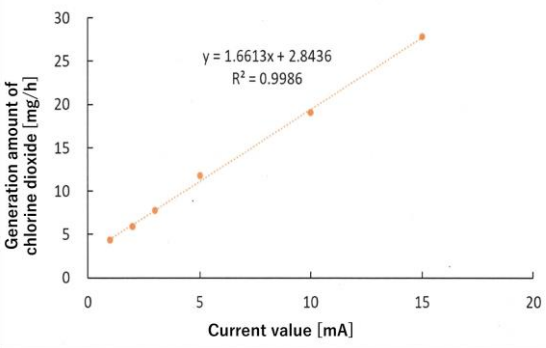


Fig.1 Relation between generation amount and current value

1.3　イオンクロマトグラフィーによる分析条件

(1)　溶離液の調製

溶離液は 4.5 mM Na_2CO_3、0.5 mM $NaHCO_3$ を混合して調製を行った。

(2)　捕集液の調製

二酸化塩素のガス捕集液は 1.2 mM KI、1.5 mM Na_2CO_3、1.5 mM $NaHCO_3$ を混合して調製を行い、遮光瓶で常温保存した。

(3)　使用機器と分析条件

イオンクロマトグラフィーは Dionex ICS-1000（Thermo Fisher SCIENTIFIC）を使用し、オートサンプラーは AS50（Thermo Fisher SCIENTIFIC）を使用した。また、カラムは IonPac AG12A/AS12A（Thermo Fisher SCIENTIFIC）を使用した。また、イオンクロマトグラフィーの分析条件を **Table 1** に示す。

Table 1 Ion chromatography operating conditions

Parameters	Conditions
Eluent	4.5 mM Na_2CO_3/0.5 mM $NaHCO_3$
Mobile phase flow rate	1.5 mL/min
Column temperature	35 ℃
Detector	Conductivity detector
Current	21 mA
Injection volume	25 μL

2．実験方法

2.1　検量線の作成

検量線は絶対検量線法で 0.0125 mg/L、0.025 mg/L、0.05 mg/L、0.1 mg/L、0.25 mg/L の 5 濃度区分で作成した。

2.2　二酸化塩素ガス濃度の算出方法

二酸化塩素ガス濃度は分析結果から検量線を用いて、捕集液中の亜塩素酸イオン（ClO_2^-）の濃度（ppm）を算出し、二酸化塩素ガス濃度に換算した値（ppm）である。以下の **Table 2** に換算式を示す。ただし、このとき換算式中の文字はそれぞれ以下の通りである。

y ： 二酸化塩素ガス濃度（ppm）
x ： 亜塩素酸イオン濃度（ppm）
V ： 捕集液の液量（20 mL）
V_0 ： 気体の標準体積（22.4 L/mol）
M ： 亜塩素酸イオンの分子量（67.45 g/mol）
A ： 温度（℃）
B ： ガス捕集体積（流量×時間：10 L）

Table 2 Formula of chlorine dioxide gas concentration

$$y = x \times V \times \frac{V_0}{M} \times \frac{273 + A}{273} \times \frac{1}{B} \qquad (1)$$

2.3　実験概要

Fig.2 に実験の概要図を示す。二酸化塩素発生装置からチャンバー内に散布できるようにチューブを通した。**Fig.3** にチャンバー内の様子を示す。チャンバー内には散布された二酸化塩素を撹拌するためのサーキュレーターを設置した。散布された二酸化塩素を捕集するためのチューブをチャンバー内に 5 本通した。この 5 本のチューブの位置を **Fig.3** の①～⑤までで示す。それぞれチャンバー内の①は左側、②は上部、③は中心、④は右側、⑤は下部に捕集するチューブの先を固定した。この 5 本のチューブでチャンバー内の気体を捕集できるように反対側をチャンバー外にあるインピンジャーにそれぞれつないだ。また、捕集漏れを防ぐため、インピンジャーは 2 本を直列に接続し、捕集液をそれぞれ 20 mL ずつ入れた。2 本目のインピンジャーはポンプと接続し、ポンプを稼働することでチャンバー内の気体を吸引できるようにした。

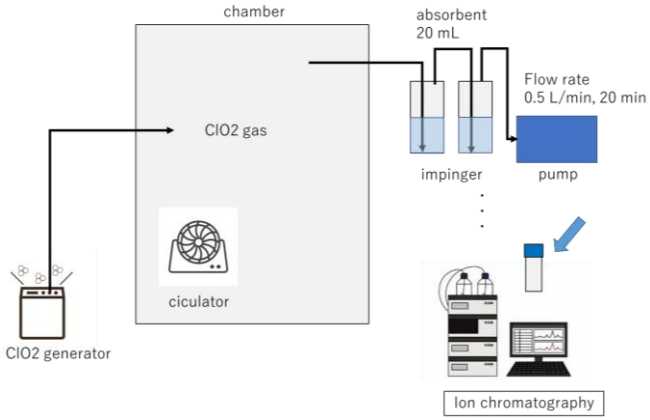


Fig.2 Schematic diagram of experiment

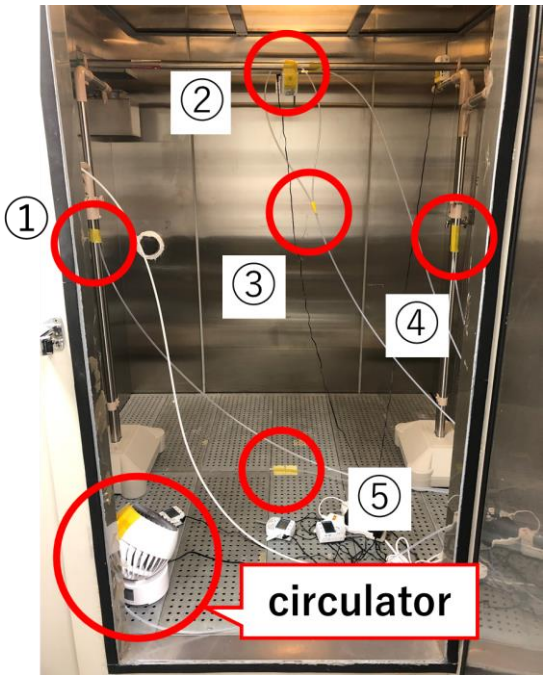


Fig.3 A picture inside the chamber

2.4　チャンバー内二酸化塩素濃度の一様性

チャンバー内(暗室)に散布した二酸化塩素ガスが均一に拡散していることを確認するための実験を行った。二酸化塩素ガス発生装置（68.8mA）からチャンバー内に二酸化塩素を発生させた（15 min)。二酸化塩素を散布し終えた時点を t=0 min とし、t=0 から 20 min までチャンバー内の 5 点からポンプ(流量：0.5 L/min)でチャンバー内気体を捕集液に吸引した。ポンプでの吸引後に 2 本のインピンジャー内の捕集液をマイクロピペットで 0.5 μL ずつとり、それぞれバイアルに入れ、イオンクロマトグラフィーで分析を行った。チャンバー内の 5 点から気体を吸引してそれぞれの位置における二酸化塩素ガス濃度を測定し、ばらつきがないことを確認した。

チャンバー内の上下左右、中心の 5 点からサンプリングしたときの分析結果を **Table 3** に示す。それぞれの位置における二酸化塩素ガス濃度は比較的ばらつきが小さかった。分散は $s=1.28\times10^{-4}$ であった。そのため、チャンバー内の気体はサーキュレーターによって十分に撹拌されていると考えられる。この分析結果より、二酸化塩素の分解実験および吸収・吸着実験では代表して中心の 1 点から気体をサンプリングし、実験を行った。

Table 3 Relation between location and concentration of chlorine dioxide

Location	Concentration(ppm)
Center	0.397
Up	0.367
Down	0.369
Right	0.370
Left	0.385
Average	0.378

2.5　二酸化塩素の分解実験

二酸化塩素をチャンバー内に散布して時間経過による濃度の減少量から二酸化塩素の分解速度の計測を行った。二酸化塩素をチャンバー内に散布（15 min）し、散布し終えた時点を t=0 min とし、t=0 から 20 min までチャンバー内の 1 点(中央部分)からポンプ(流量：0.5 L/min)でチャンバー内気体を捕集液に吸引した。同様に 60, 120,…360 min まで計 7 サンプル分をサンプリングし、イオンクロマトグラフィーで分析した。

2.6　二酸化塩素の吸収・吸着実験

(1)　水に対する二酸化塩素の吸収実験

ステンレスバット(SUS-304：30×24×4 cm)6 個に水をそれぞれ 2 L ずつ入れ、チャンバー内の床面に置いた。合計 12 L(表面積：0.432 m^2)の水がチャンバー内にある時と水を入れなかったときでそれぞれ実験を行った。二酸化塩素をチャンバー内に散布（30 min）し、二酸化塩素を散布し終えた時点を t=0 min とし、t=0 から 20 min までチャンバー内の 1 点(中央部分)からポンプ(流量：0.5 L/min)でチャンバー内気体を捕集液に吸引した。同様に 60, 120,…360 min まで計 7 サンプル分をサンプリングし、イオンクロマトグラフィーで分析した。

(2)　木材に対する二酸化塩素の吸着実験

木材(MDF：90×45×0.25 cm)2 つをチャンバー内に入れ、二酸化塩素の吸着量を計測した。二酸化塩素をチャンバー内に散布（15 min）し、二酸化塩素を散布し終えた時点を t=0 min とし、t=0 から 20 min までチャンバー内の 1 点(中央部分)からポンプ(流量：0.5 L/min)でチャンバー内気体を捕集液に吸引した。同様に 60, 120,…360 min まで計 7 サンプル分をサンプリングし、イオンクロマトグラフィーで分析した。

3．実験結果

3.1　二酸化塩素の分解実験結果

二酸化塩素の分解実験の実験結果を **Fig.4** に示す。縦軸はイオンクロマトグラフィーでの分析結果から算出したチャンバー内の二酸化塩素ガス濃度(ppm)を示し、横軸は二酸化塩素をチャンバー内に散布し終えた時点を t=0 min としたときの、サンプルを回収した時間を示している。また、t=0 の時点の二酸化塩素濃度(ppm)を 1 として、標準化したときの結果を **Fig.5** に示す。

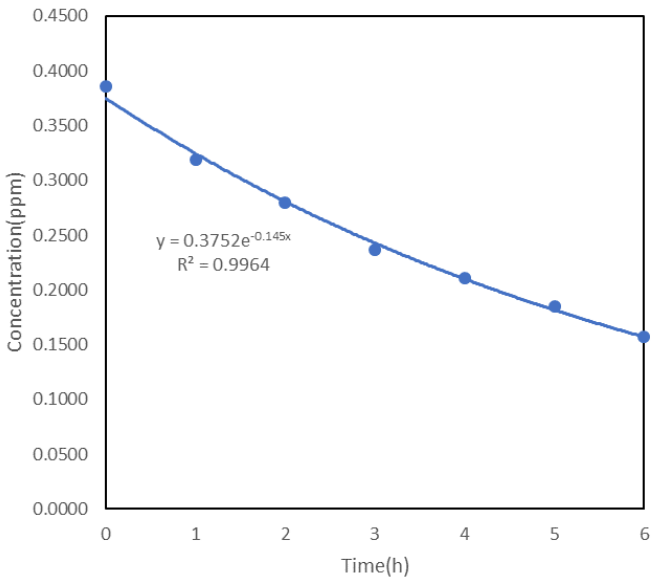


Fig.4 Concentration of chlorine dioxide

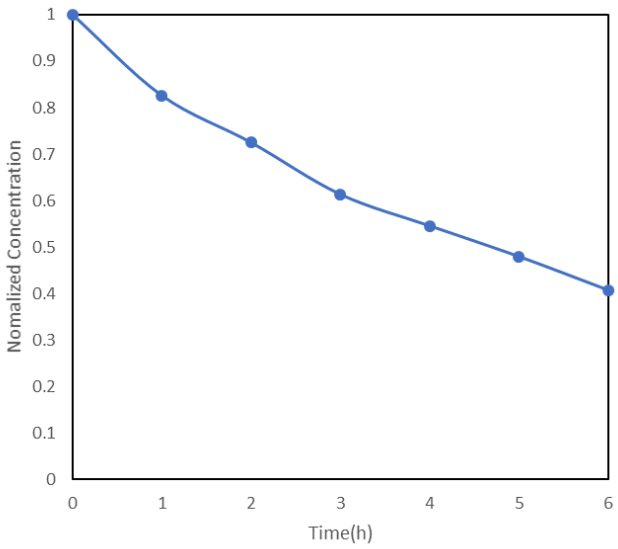


Fig.5 Normalized concentration of chlorine dioxide

3.2　二酸化塩素の吸収・吸着実験

（1）　水に対する二酸化塩素の吸収実験

二酸化塩素の水に対する吸収実験の実験結果を **Fig.6** に示す。**Fig.6** ではチャンバー内に水を 12 L（表面積：0.432 ㎡）入れたときの結果と水を入れなかったときの結果を比較している。縦軸は t=0 の時点の二酸化塩素濃度（ppm）を 1 として、標準化したときの値を示し、横軸は二酸化塩素をチャンバー内に散布し終えた時点を t=0 min としたときの、サンプルを回収した時間を示している。水を 12 L（表面積：0.432 ㎡）入れた時では 6 h の時点で二酸化塩素濃度がイオンクロマトグラフィーでの定量下限界を下回り、検知できなかった。水がないときと比較すると、水があるときでは二酸化塩素が減少していく速度は速く、水に吸収されていると考えられる。

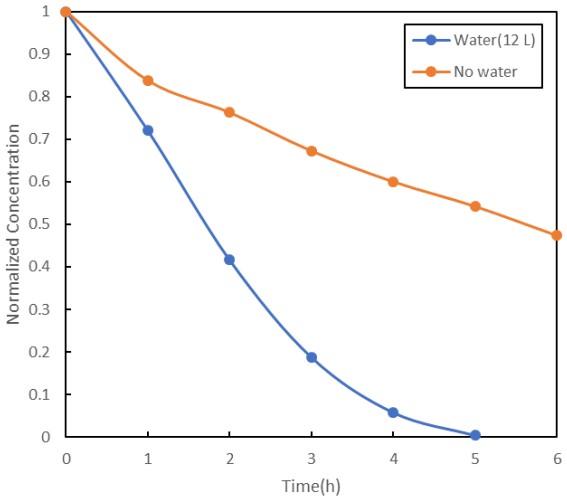


Fig.6 Comparison of chlorine dioxide concentration with and without water in the chamber

（2）　木材に対する二酸化塩素の吸着実験結果

二酸化塩素の木材に対する吸着実験の実験結果を **Fig.7** に示す。縦軸は t=0 の時点の二酸化塩素濃度（ppm）を 1 として、標準化したときの値を示し、横軸は二酸化塩素をチャンバー内に散布し終えた時点を t=0 min としたときの、サンプルを回収した時間を示している。散布し終えた時点から 6 h 後にはチャンバー内の二酸化塩素濃度は約 1/10 になっていることがわかる。

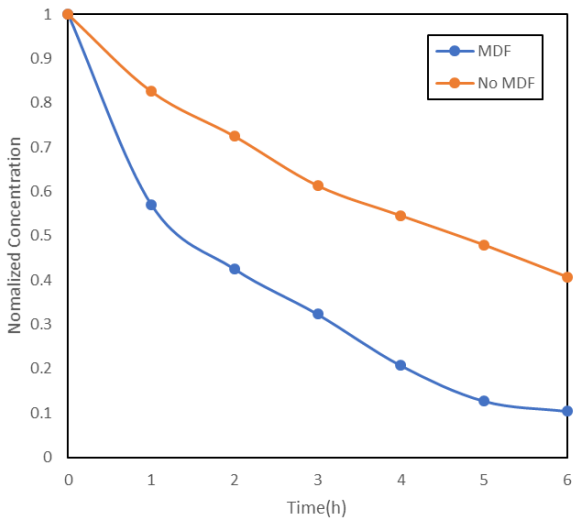


Fig.7 Reduction of chlorine dioxide when wood is placed in the chamber

4．まとめ

本研究では二酸化塩素の時間経過による分解と物質に対する吸収・吸着量をイオンクロマトグラフィー分析を用いて定量化した。今後の課題としてほかの物質に対する吸着の実験を行っていく予定である。

参 考 文 献

1）Kristina L. Southwell:Library & Archival Security, Vol. 18(2), 2003

2）Ching-Shan Hsu, Ming-Chun Lu, Da-Ji Huang: Effect of Gaseous Chlorine Dioxide on Student Cafeteria Bioaerosols, CLEAN Soil Air Water, 2011

3）山村信男、橋本一浩、川上裕司：二酸化塩素剤の室内浮遊真菌に対する殺菌試験、2009

4）今枝一男：二酸化塩素処理水による食品中のビタミン類の損失、日本薬学会、1991

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022. 3. 11）

BIM と連携した配管性能検査手法の開発と報告

Development and Reporting of a Piping Performance Inspection Method Linked to BIM

○五十嵐　賢（竹中工務店）

Satoru　IGARASHI*1

*1　Takenaka Corporation

1．序論

1.1　建設業の抱える課題

2019 年 4 月 1 日から施行された「働き方改関連革法」により、罰則付きの時間外労働時間の上限(原則 月 45 時間･年間360 時間)規制が設けられた（建設業は2024 年 4 月 1 日以降から適用される)。

また(一社) 日本建設業連合会は、高齢建設技能者の大量離職に備えて、新規 建設技能者を確保するため、建設現場への週休二日制度の導入を進めており、2019 年度末までに4 週6 閉所以上、2021 年度末までに4 週8 閉所(週休二日)を目標に掲げている。

時間外労働の削減･4 週 8 閉所など、労働時間が制限されていく一方で、求められる工期と品質は変わらないことから、「現場における生産性の向上」が急務の課題となっている。

1.2　課題の分析

当社西日本圏における新築工事物件(n=148 件)にて、工種別の竣工までの労務工数を分析した結果を図1 に示す。この結果より、電気･給排水･空調工事が労務工数の上位 3 位を占めていることが分かった。また工事内訳を分析したところ「協力会社の施工管理者」の労務工数が大きな割合を占めていることが分かった(表1)。

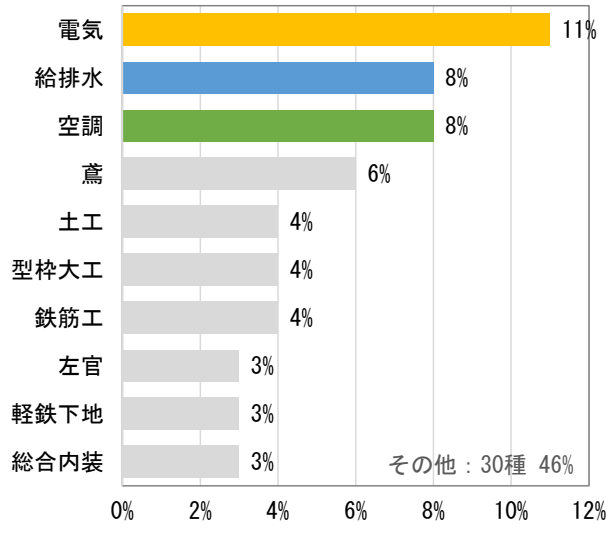


図 1.　工種別 労務工数の割合

表 1.　設備工事別 労務工数内訳

電気設備工事の内訳		給排水設備工事の内訳		空調設備工事の内訳	
電工	52%	配管工(給排水)	45%	**施工管理**	**24%**
施工管理	**29%**	**施工管理**	**29%**	ダクト工	21%
ｽﾘｰﾌﾞ･ｲﾝｻｰﾄ	10%	消火配管工	9%	配管工(空調)	16%
弱電	5%	ｽﾘｰﾌﾞ･ｲﾝｻｰﾄ	6%	冷媒配管工	9%
防災工	2%	その他専門工	3%	保温工(空調)	9%
施工図	1%	相判･雑工･塗装	2%	計装工	8%
相判･雑工･塗装	1%	その他	2%	ｽﾘｰﾌﾞ･ｲﾝｻｰﾄ	5%

更なる調査として、図2 に示す建物が竣工するまでの期間を、初期･中期･後期に分け、それぞれの時期にどの程度の業務量が生じているのかを分析したところ、工程中期から後期にかけての試運転･調整業務に多くの業務量が生じ、業務量のピークを迎えることが分かった。

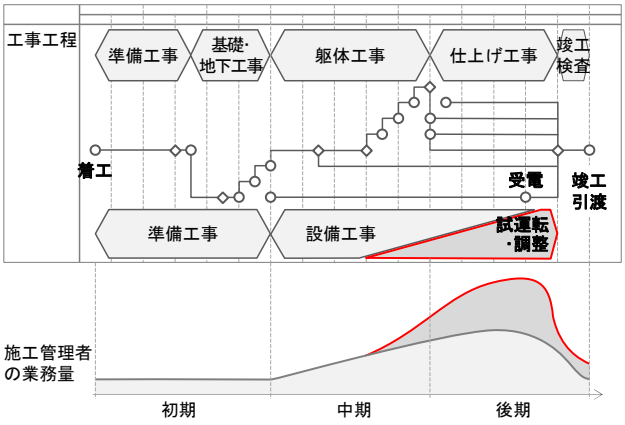


図 2.　竣工までの工程表と業務量

試運転･調整業務とは、設計図書に記載の要求性能を満足していることを確かめ、それを記録する業務であり、具体的には電気設備の照度測定、空調工事の風量測定、空調･衛生工事の配管圧力試験･配管満水試験などがある。

実作業として日中、現地で測定･試験を行い、施工作業を終えた夕方以降に、事務所に戻り記録を作成するフローのため、時間外労働の大きな要因となっている。

以上より、設備協力会社を含む設備施工管理者の業務量と時間外労働の削減を目的に、業務量のピーク要因となる試運転･調整業務を省人化するシステムを開発した。

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022.3.11）

2．本論

2.1　開発したシステムの概要

試運転･調整業務のうち照度測定と風量測定の従来の作業フローと、開発した作業フローを図3に示す。

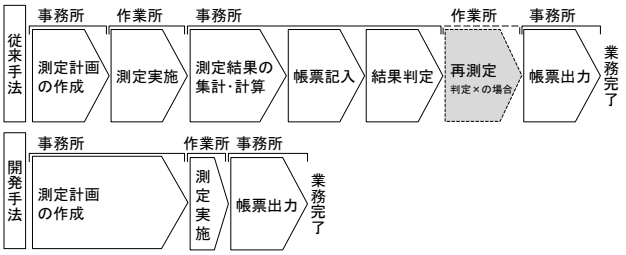


図3.　試運転･調整業務の作業フローと業務量

従来は現地で2人1組で測定し、事務所に戻り平均照度の計算や風速から風量を算出し、設計値と対比･判定し、記録に書き写し、その記録を印刷･バインドして一連の業務が完了する。

開発したシステムは、測定器とiPadをBluetooth通信で連携し、iPadアプリ(CheX･チェクロス)が測定値を読込、同時に判定と記録を自動で行うため、1人での測定が可能となる。測定実施の前に、iPadアプリで測定位置のプロットや判定基準(設計値)の入力などで作業量が増えるものの、現地測定が1人で行え、判定･記録も自動化されるため、照度測定や風量測定の場合は従来手法と比較して約半分の業務量で業務が完了できるようになった。

また開発したシステムに対応する測定･試験項目を表2に示す。今回の報告では、配管圧力･満水･満空試験を総称した配管性能検査がBIM(Building Information Modeling)と連携して行えるようになったことを報告する。

表2.　開発したシステムに対応する測定･試験項目

電気工事	照度測定, 絶縁抵抗測定, 接地抵抗測定
給排水工事	**配管圧力試験, 配管満水試験, 配管満空試験**
空調工事	風量測定, **配管圧力試験, 配管満水試験, 配管満空試験**

2.2　BIMとは

従来の2次元CADでは、線とテキスト情報だけを保持していたのに対し、BIMでは3次元の図形情報と、寸法･材質･用途などの非図形情報を保持できるため、図4に示すように、単線では理解に時間を要するところが、BIMでは視覚的に容易に理解することができる。

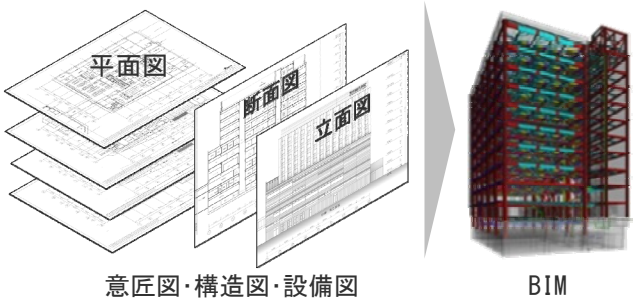


図4.　2次元図面とBIMの違い

2.3　配管性能検査とは

給排水･空調配管の配管性能とは、配管内を通す流体(液体･気体･気液混合)を配管システムの外に漏洩させないことと、給排水能力･給水圧力･給湯温度など、設計図書に記載の能力･仕様が確保できること、の2項目が配管性能として求められる。このうち配管システムの外に漏洩させないことを確認する試験と記録の作成を配管性能検査といい、工程の中期から後期にかけて実施する。

2.4　従来の配管性能検査手法と開発した検査手法

配管性能検査手法の作業フローを図5に示す。

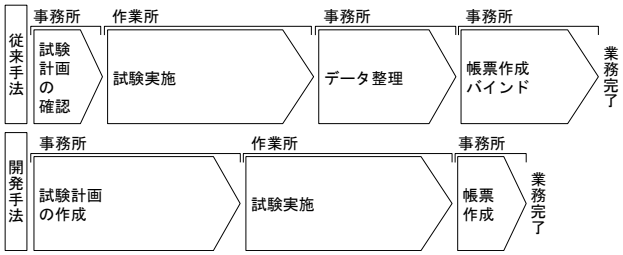


図5.　配管性能検査手法の作業フローと業務量

従来は事務所で試験用図面を用意し、試験範囲と試験条件(圧力･時間･判定基準)を確認する。

次に現地で試験範囲の配管に試験治具等や圧力ゲージを取り付け、現地の試験範囲と図面の試験範囲に齟齬が無いことを確認し、水や空気を充填する(配管圧力試験や配管満空試験の場合は圧力をかける)。そして圧力ゲージや水位変動が無いことを確認次第、試験開始の写真を撮影し試験を開始する(図6)。試験中は試験範囲の配管･継手等から漏洩がないことを確認し、圧力ゲージや水位に変化が無いかを確認する。所定の試験時間が経過した後、圧力ゲージや水位を確認し、判定基準を満たしている場合は、試験終了時の写真を撮影し試験の実施は完了する(判定基準を満たしていない場合は、漏水･漏気の疑いがあるため、原因箇所の調査･是正の後、再度試験を行う)。

最後に事務所に戻り、試験用図面に記載した試験範囲を記録用の図面に清書し、撮影した写真データを試験記録書に貼り付け、試験記録を作成する。そして試験記録が完成した後、紙で出力し、キングファイルにバインドして、1回の検査が完了する。

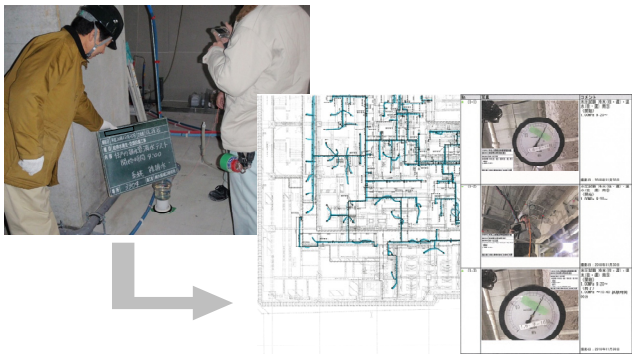


図6.　従来の配管性能検査

開発したシステムは、事務所でPC ソフト(CheX)を用いて、BIM 上で試験範囲と条件を試験系統毎に入力する。

次に現地では、従来の圧力ゲージではなく、圧力や水位変位量を記録するデジタル試験器(みるみるくん)を取り付け、試験範囲・試験条件と齟齬が無いことを確認してから試験を開始する(図 7)。試験終了後、デジタル試験器から試験ログをiPadアプリ(CheX)にBluetooth通信で読込み、判定基準を満たしていれば試験は完了となる。

図 7.　開発したシステムを用いた配管性能検査

なお開発したシステムは、BIM 上で試験範囲と条件を試験系統毎に入力する作業が新たに生じるため、この部分の業務量は増えるものの、事務所に戻ってからのデータ整理や帳票出力・バインドの作業が無くなることで、約1～2 割の業務量削減となる。1 回の検査あたりの業務量削減効果は小さいものの、配管性能検査は 1 つの建物で数十回～数百回行うため、その試験記録は膨大な量となり、従来手法では試験記録の管理にも非常に労力がかかっていた。これに対して開発したシステムでは、試験記録をデジタルデータで、BIM と連携して管理することができるため、試験記録の管理の簡易化と、検査進捗の見える化を実現し(図8)、検査の未実施を防ぐことができるようになった。

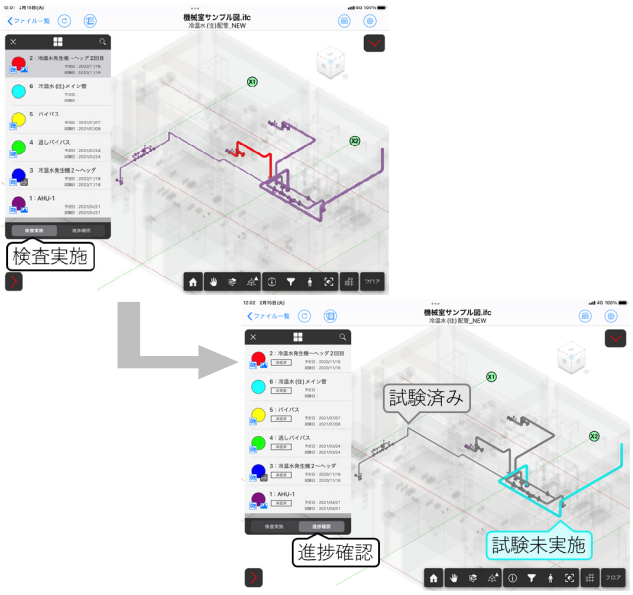


図 8.　検査進捗の見える化

2.5　開発したシステムの適用方法

開発したシステムを適用するには、表3 に示す用意が必要となる。

表 3.　開発したシステムを適用するために必要なもの

BIM	配管施工図，IFCファイル
PC/iPad アプリ	CheX
デジタル試験器	みるみるくん

BIM はCAD ソフト T-fas・Rebro・Revit 等で作図された配管施工図を*.ifc ファイル・*.rvt ファイル形式で出力したもの。

CheX(チェクロス)は株式会社YSL ソリューション社が開発・販売する図面閲覧・共有アプリ(有償アプリ・図9)。

みるみるくんはレッキス工業株式会社が開発・製造・販売する水圧・満水・空圧デジタル試験器(図10)。

図 9.　CheX

図 10.　みるみるくん

3．結論

iPad とデジタル試験器を連携し、BIM と紐づいた配管性能検査手法を開発した(図11)。これにより、工程中期から後期にかけての設備協力会社の施工管理者の業務量を削減すると同時に、検査記録をデジタルデータで一元的に管理することと、検査進捗を適切に把握することを実現した。

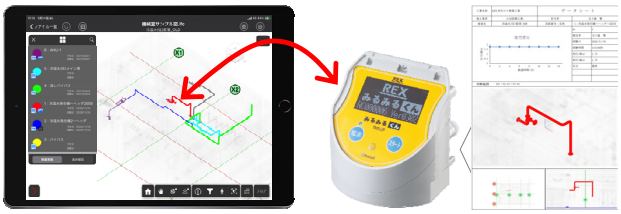


図 11.　開発したシステムの概要

開発したシステムは汎用ソフト・機器を用いて再現が可能なため、2024 年4 月に向けて、多くの作業所へ定着・普及し、建設業の働き方改革の一助になればと考える。

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022.3.11）

ダブルスキン構造を有するオフィスの設備計画

Building Mechanical Planning of the Office with Double-Skin Structure

［1 行空白行を挿入する］

○小山　健太郎（竹中工務店）　　松本　健（竹中工務店）

Kentaro OYAMA*1　Ken MATSUMOTO*1

*1　TAKENAKA CORPORATION

はじめに

本計画は、某プラントメーカーの既存本館と同一敷地内の別棟増築建物である。今後の事業計画において既存本館が手狭になることに備え、各種プラントの遠隔監視・運転支援機能スペース、研修スペース、事務スペースを集約することを目的とし、木造・免震構造の環境配慮型オフィスとして計画した。

１．建築計画

Fig.1 に建物外観パースを、Fig.2 に敷地内の配置図を示す。新館の配置は、既存本館（1994 年竣工）北側の池があったエリアを計画地とし、西側寄りに配置することで、正門から敷地内を覗いた際に周辺地域のシンボルとなっていた池のイメージを崩さないような計画としている。Fig.3 に基準階の平面図を示す。基準階はアイランド型コアを採用し、コア部分の仕上げに直交集成材：Cross Laminated Timber（以下 CLT 材）を用いることで、ホワイエ・事務所内のどこに居ても、木質空間を感じることができる。Fig.4 に事務室内の内観写真を示す。新館のホワイエと本館の EV ホールが対面になり、外装を通じて自社ビルらしいつながりを感じることができる。基準階は建築主グループ会社の事務室であり、各社の要望によって、間仕切りを多少アレンジしている。

構造計画は基礎免震構造の上に、鉄骨構造と木造のハイブリット構造になっている。コア部分の耐震要素には CLT 耐力壁を設置し、周囲の鉄骨架構との組み合わせにより、CLT の高い強度を発揮している。また、北側の柱には耐火集成材柱を採用した。これは構造材となる木柱の周囲を耐火被覆で覆った木質構造部材であり、耐火被覆の周囲を更に集成材で覆うことで、木質空間を損なうことなく、柱の露出を可能にしている。

Fig.1　外観パース

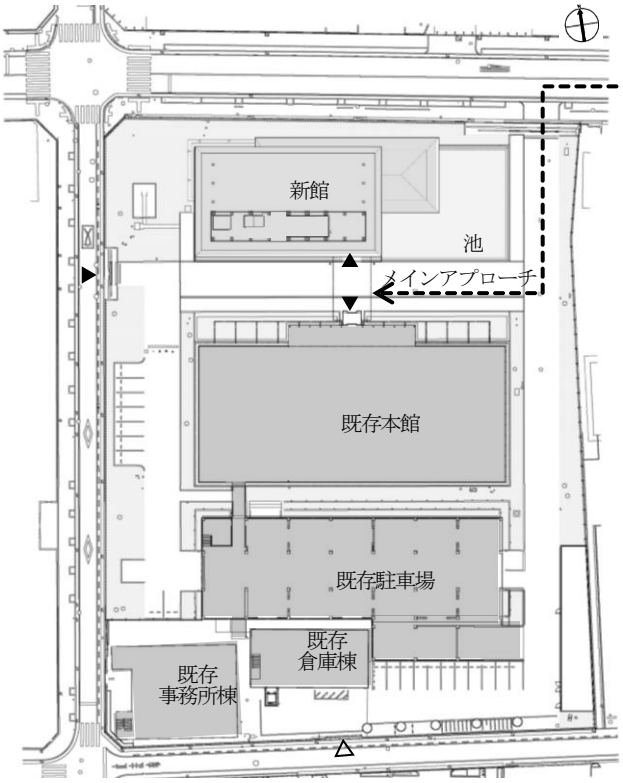


Fig.2　配置図

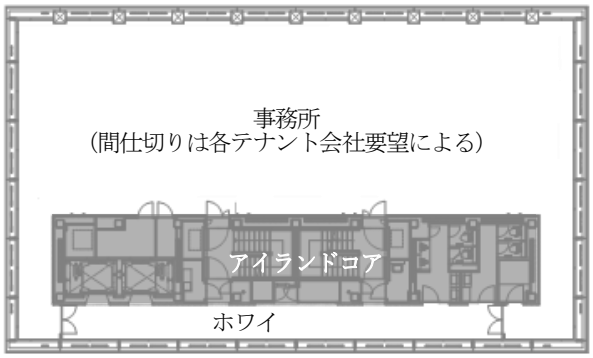


Fig.3　基準階平面図

Pic.1　内観写真

2．設備計画

2．1　設備概要

Table 1に、設備概要を示す。

Table 1：設備概要

電気	受変電設備	高圧6,600V 60Hz 動力トランス：300kVA、電灯トランス200kVA
	照明設備	オフィス：システム天井LED照明 共用部：LEDダウンライト
	その他設備	業務用放送設備（アンプ既存利用） 研修室他AV設備 デジタルサイネージ設備 自動火災報知設備
空気調和	熱源	電気式空冷ヒートポンプエアコン（EHP）
	空調	オフィス：システム天井用天井カセット 共用部：隠蔽ダクト型天井カセット
	換気	オフィス：調湿型外気処理機 会議室・研修室：全熱交換器 喫煙室：排気ファン
	排煙	機械排煙
衛生 給排水	給水設備	受水槽＋加圧給水方式（既存利用）
	給湯設備	貯湯式小型電気温水器
	排水設備	汚水・雑排水合流方式（敷地内雨水分流）
	衛生器具	各所ユニットトイレ
昇降機		乗用　900kg　13人乗　60m/min　2台

2．2　空気調和設備計画

（1）　熱源計画

空調熱源は、電気式ヒートポンプによる個別熱源方式とした。コアより北側の事務所専有部を各階で系統別けし、共用部となるホワイエは南のペリメータ系統として構成した。専有部の事務所内は各室で冷暖調節可能にするため、冷暖フリー方式を採用している。

（2）　空調計画

空調方式は、事務室、研修室のシステム天井部にはシステム天井用の天井カセット型空調機を採用した。共用部は南側ペリメータ用空調機として、隠蔽ダクト型を採用している。Pic. 2にホワイエの内観写真を示す。

（3）　換気計画

換気方式は、アイランド型コアに OA、EA それぞれの DS を配置し、屋上に設置したメインの給排気ファンで各階を換気する計画とした。そのため、ダブルスキン内にガラリ等給排気口を設置していない。事務室には、調湿型外気処理機を採用し、雨季や中間期の外気からの潜熱導入を低減させることで、快適なオフィス空間の実現を目指した。一方で、間欠利用が主となる会議室、研修室には全熱交換機を採用した。

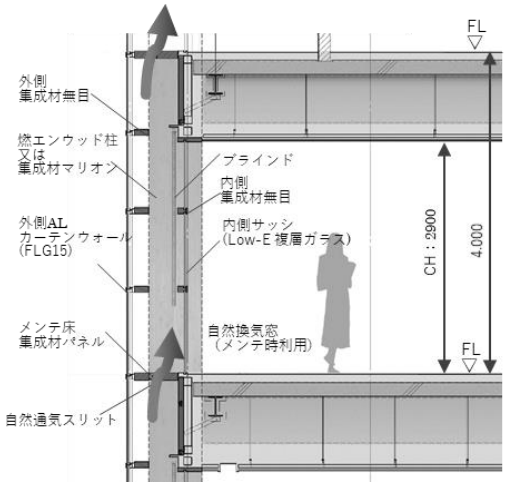


Fig. 4　ダブルスキンの詳細

2．3　給排水衛生設備計画

（1）　給排水設備

給水方式は、既存受水槽・ポンプを利用した受水槽方式としている。供給箇所は各階の便所、給湯室と、BCP用高架水槽である。高架水槽は便所の洗浄水にのみ利用した。排水は合流方式とし、最終会所にて既存本館からの排水、雨水と合流した後に、敷地北側の下水本管に放流している。

（2）　池の循環水設備

本計画では、新館の東側に池を配置し、更に免振構造上部にも小規模の池を配置した。池のオーバーフロー水がろ過装置へと循環する既存システムを踏襲し、東側の池はオーバーフロー水がろ過装置へ還り、免振上部の池はオーバーフロー水が、地球側となる東側の池へ還る計画としている。ろ過装置を通った供給水は、既存本館側の池と新館東側の池へと給水される。ろ過装置は既存の建築主製品を利用した。

3．ダブルスキン構造の負荷低減効果

3．1：ダブルスキンの構造

本計画は、２～６階の四周をダブルスキン構造として

いる。Fig.4 にダブルスキン部の１フロアの断面構成を示す。室内側のガラスは、熱負荷低減のために 6㎜ の Low-E ガラスを採用した。外側ガラスと内側ガラスの中間にブラインドを設置し、ブラインドからの日射発熱を室内に侵入させないような計画としている。ダブルスキンは、底部から頂部まで各床部に自然換気用のスリットを設け、重力換気を可能にしている。夏期には中間ブラインドによる日射負荷削減効果が期待され、冬期には中間ブラインドの発熱による外気の予熱効果が期待できる。

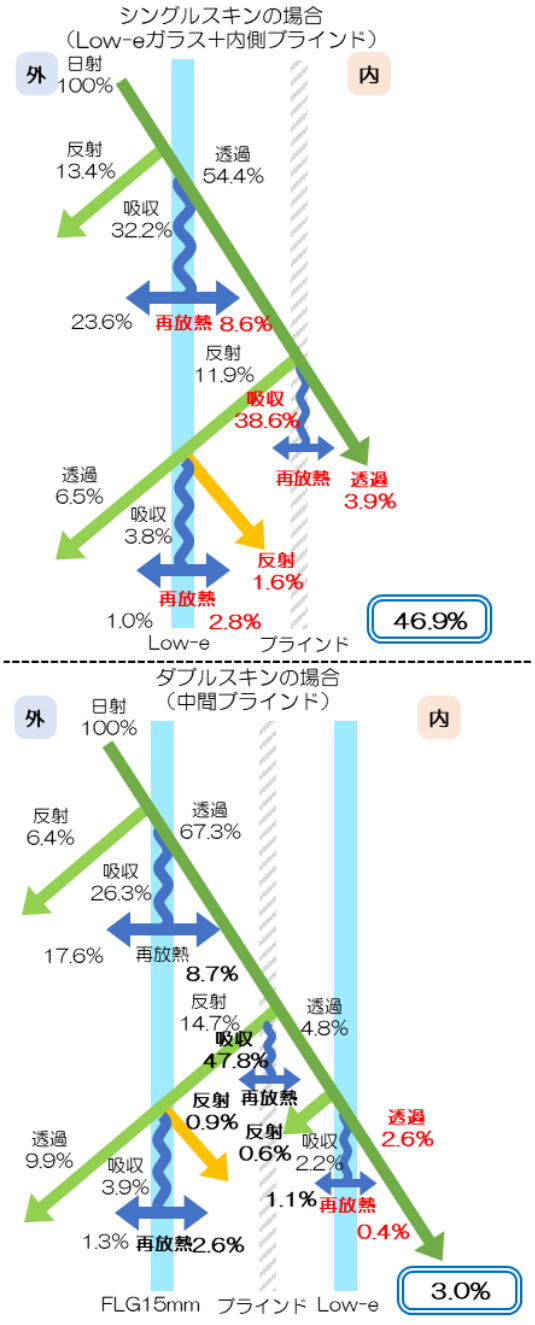


Fig. 5　ダブルスキンによる日射到達量の削減

３．２：ダブルスキンによる日射負荷低減の効果

Fig. 6 に日射量を 100%とした時の、シングルスキンとダブルスキンの室内への日射量到達割合を示した。シングルスキンの場合は Low-E ガラスと室内側に中間色ブラインド、ダブルスキンの場合は、本計画の通りとしている。シングルスキンが 49.6%の到達に対し、ダブルスキンの場合は 3.0%と日射到達量の割合が 10 分の 1 程度になっており、空調容量の低減に寄与している。

３．３：ダブルスキン内温度の数値予測と測定結果

Fig. 6 にダブルスキン内の西面温度の計算値を示す。計算には社内の換気回路網計算ソフトを利用した。外気温に対し、日射の当たる午後からダブルスキン内の温度が上昇していることが分かる。また、上階になるにつれ高温になっていることも確認できた。

Fig.7 に西面の最上階（６階）の計算値と最上階のダブルスキン内に設置した温湿度ロガーの測定値を示す。日付は外気温の実測値が計算上の外気温と近しい日を選定した。最高温度は、計算値も測定値も同じ 60℃程度となっていることから、計算条件に実条件と大きく差が無いことが分かる。一方で、最高温度は同程度だが、ダブルスキン内の温度上昇が開始する時刻が計算値では昼過ぎの 12 時～13 時から上昇を開始しているが、測定値では 14 時～15 時と遅れが生じている。計算値は時刻別の日射量を計算に考慮しているが、測定値との差が生じていると推測される。

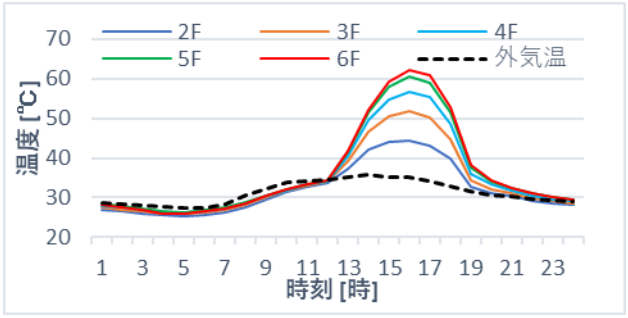


Fig. 6　夏期のダブルスキン内温度の計算値（西面）

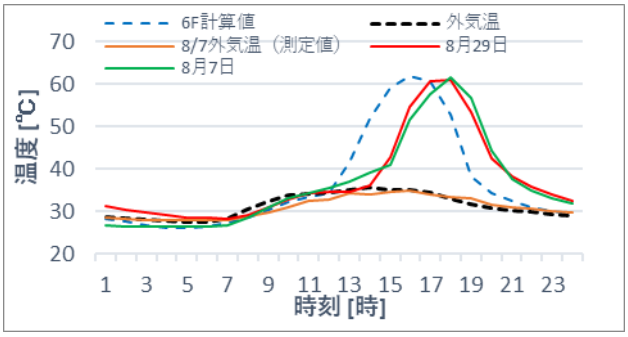


Fig. 7　夏期ダブルスキン内の計算値と測定値（西面）

４．まとめ

本計画では、某プラントメーカーのオフィスビルにおけるダブルスキン構造の特徴と、夏期のダブルスキン内温度の計算値と測定実績値を示した。

環境建築への注目が高まる中、ダブルスキン構造の負荷低減効果も期待されており、夏期の効果のみならず冬期の効果検証も引き続き実施していく。

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022.3.11）

空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会
地域環境に与える影響のミニマム化を図った「環境配慮型 SC」
「Environment concerned shopping center」
which minimizes the impact on local environment

○張　成（竹中工務店）　　安心院　智（竹中工務店）
篠島　隆司（竹中工務店）　　松本　健（竹中工務店）
Cheng ZHANG*1　Satoshi AJIMI*1　Takashi SHINOJIMA*1　Ken Matsumoto*1
*1　Takenaka Corporation

In recent years, the construction of large-scale commercial complexes has increased along with the increasing activity of urban redevelopment. While large-scale shopping centers are recognized for their effectiveness in revitalizing the local economy and improving the employment environment, there is also a growing concern that their characteristics can place a significant burden on the local environment. In general, it is possible to reduce the local environmental load through the use of highly efficient equipment and building energy management methods such as demand response. However, as global warming becomes more serious, more environmentally friendly methods are required to achieve carbon neutrality. Despite the aforementioned measures, this paper reports on the planning structure of an "environmentally conscious shopping center (SC)" by introducing equipment that produces biogas from kitchen waste and kitchen wastewater from restaurants and other stores, and by adopting an energy management system that can be linked with store tenants.

１．はじめに

近年、都市再開発の活発化とともに、大規模複合商業施設の建設が増えてきた。大型なショッピングセンターは、地域の経済活性化と雇用環境改善の効果が認められる一方、その特性から、地域環境に大きな負荷をかけてしまうことが課題となっている。近年、高効率な設備機器の採用及びデマンドレスポンスを代表とする建物エネルギー管理の手法により、地域の環境負荷を低減する事例も出てきている。しかし、地球温暖化の深刻化とともに、カーボンニュートラルの実現を目指し、更なる環境配慮の手法が求められる。本論文では、前述した課題を踏まえ、地域環境に与える影響のミニマム化を図った「環境配慮型 SC」に関して報告する。

1.1　施設概要

所在地　：大阪府松原市天美東３丁目５００番
建物用途：物販，飲食を主とする複合大型商業施設
建築主　：株式会社セブン＆アイ・クリエイトリンク
設計施工：株式会社　竹中工務店
延床面積：119,113 ㎡
構造規模：S 造・地上 5 階
建物の全体鳥瞰、内外イメージを **Fig.1～3** で示す。

1.2　主要設備概要

・電気設備

特高受変電設備	5,000kVA×2
非常用発電機	500kVA（燃料タンク 1,950L）
太陽光発電	100kW（蓄電池 144kWh）

・給排水衛生設備

上水受水槽	230m3

Fig.1　Overall view of the site

Fig.2　West facade

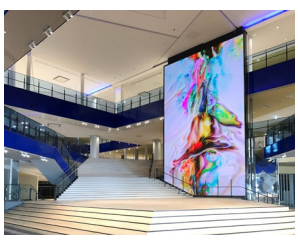


Fig.3　Central atrium hall

雑用水槽　160m3
バイオガスシステム組込型厨房除害設備 250m3/日

・空調熱源設備

コジェネレーション　610kW
廃熱投入型ガス吸収式冷温水機　630RT
ガス吸収式冷温水機　630RT
空冷ヒートポンプチラー　180kW×12 台
廃熱用熱交換器　500kW
空冷ヒートポンプパッケージエアコン　6,017kW

2．「環境配慮型 SC」のコンセプト

本件では、事業主の CSR 指針とサスティナブル建築物等先導事業の評価要件から、「地球環境の保全」と「働きやすさの向上」をコンセプトに、具体的方策を下記のように整理した。

「地球環境の保全」を達成するために、各種インフラ負荷低減を図った。地域の電力負荷低減、敷地内での電力平準化を実現する為、デマンドレスポンス対応の次世代 BEMS システムとガスコジェネレーション（**Fig.4** に示す）を採用し、電力平準化を図った。また、高効率熱源機器、省エネ空調制御システム、自然光の取り入れと照度センサーの採用等省エネ技術を積極的に導入した。また上水インフラ負荷の低減には、井戸水を活用（**Fig.5** に示す）し、下水については、厨房除害設備にバイオガスシステムを組み込み、汚泥削減も含め、下水インフラ負荷の低減を図った。廃棄物も、バイオガス設備で処理することにより、再生可能エネルギー源として活用でき、生ごみの外部搬出を大幅に削減することを目指した。

Fig.4　Gas co-generation equipment

Fig.5　Well water filtration equipment

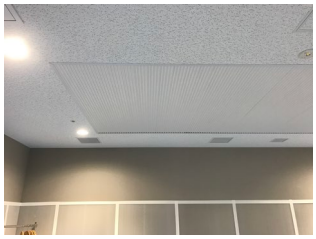


Fig.6　Radiant air conditioning panel

一方、「働きやすさの向上」を達成するために、BCP 対応及び帰宅困難者対応として、非常用電源と水源の確保を計画した。また、従業員の健康配慮の観点からは、従業員用リフレッシュルームに井戸水の冷熱を利用できる放射空調（**Fig.6** に示す）を採用し、静かな環境の提供を図った。

総じていえば、従来、大型施設は環境負荷が増大するが、今回の計画においては、施設従業員と地域住民の生活環境を配慮しながら、敷地外地域への負荷をミニマム化し、安全・安心なまちづくりへの貢献を目指した。

次章より、諸方策の内、最も特徴的なエネルギーマネジメントシステムとバイオガスシステムを説明する。

3．次世代エネルギーマネジメントシステム

3.1 システムの概要

本計画で採用するエネルギーマネジメントシステムはコジェネレーション設備、セントラル熱源設備、太陽光発電設備及び蓄電池設備のエネルギーリソースを統合的に管理し、負荷予測と運転最適化演算を通じて、建物全体の CO2 排出量を最小限に抑えるシステムである。システムの詳細構成は **Fig.7** で示す。

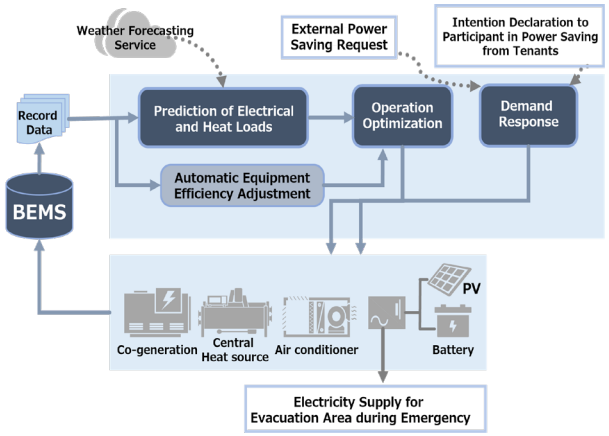


Fig.7　Configuration of energy management system

3.2 システムの特徴

①本システムは運用データを蓄積して分析し、それぞれの設備効率を自動的に算出することが可能である。そして、機器効率を配慮して、多種のエネルギー設備の運転組み合わせにより、運転最適化システムの精度を高めることが可能である。

②本システムは太陽光パネルと蓄電池との連携により、通常時にピークカット運転による電力平準化対応が可能である。一方、災害時に、太陽光パネルの発電分と蓄電池の蓄電分は特定負荷への電力供給を可能とし、建物の BCP 性能を強化する。

③本システムはデマンドレスポンスに対応する際、従来の商業施設のピークカット方法を拡大させる為、共用部の設備運転調整を行うだけではなく、テナント責任者と従業員に必要な情報を提供することにより、テナント

エリアからの節電協力も得られるように、「テナント参加型環境マネジメント」を導入している。テナント節電協力の仕組みは **Fig.8** で示す。テナントとの情報共有はインターネット経由でテナント所持のパソコンや全従業員個人所有のスマートフォン等にて行うことが可能である。**Fig.9** はテナント責任者と従業員の確認画面を示す。このプラットフォームの構築により、商業施設の建築主だけではなく、数多いテナント関係者もエコ意識の向上や、省エネ・節電への協力のモチベーション維持効果も期待できる。

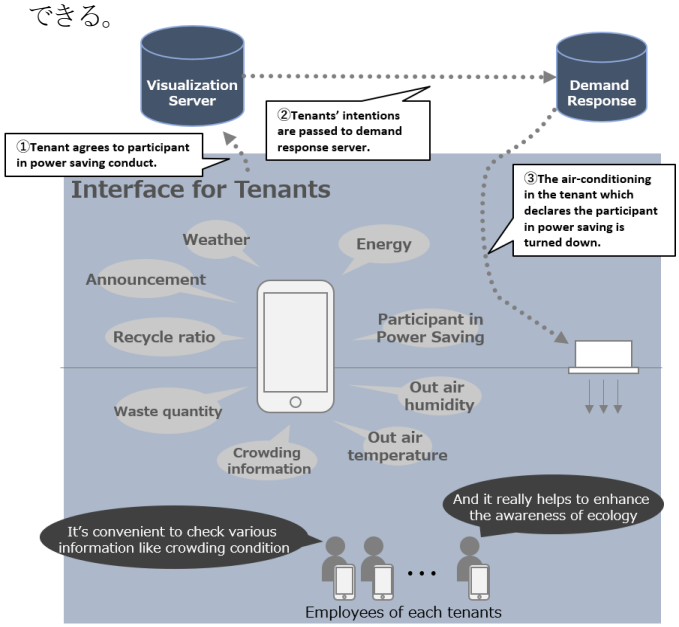


Fig.8　Mechanism for tenant participating in power saving conduct

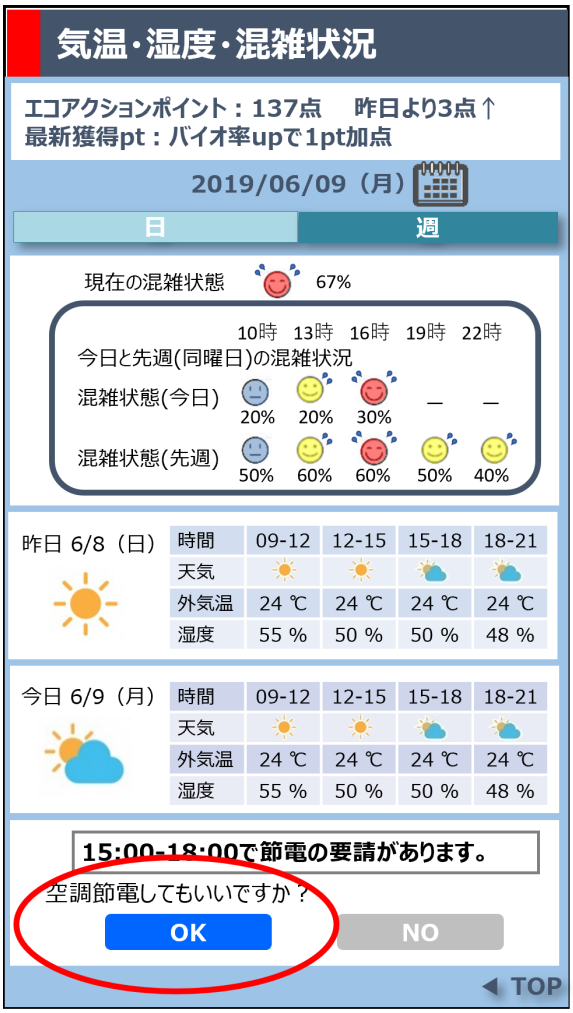


Fig.9　Interface for tenant managers and employees

4．バイオガスシステム

本計画において、飲食テナント店舗等からの生ゴミや厨房排水の中の有機物をメタン生成菌の働きにより分解し、バイオガスを回収してオンサイトで設置されるマイクロコジェネとガスボイラーにて電気・熱を創出するシステムを導入している。施設全体の生ごみ排出量と厨房排水量はそれぞれ 1.26t/日と 250m3/日と想定しており、都市ガス 13A 相当で最大 90Nm3 程度のバイオガスが得られると試算する。

4.1 システムの構成

バイオガスシステムは厨房厨芥から原料を回収する固形物破砕機（**Fig.10**）、厨芥を転送する中継槽（**Fig.11**）、原料槽、厨房排水から原料を回収する調整槽、反応槽、凝集槽、加圧浮上装置（**Fig.12**）、メタンガス発酵槽（**Fig.13**）、バイオガスを利用するバイオガス用マイクロコジェネ（**Fig.14**）、バイオガス用ボイラーユニット（**Fig.15**）及び厨房除害設備に構成される。各飲食店舗で発生した厨芥ゴミは重量測定を行った後に、生ごみ室へ搬送され、生ごみ室内に設置される固形物破砕機に投入される。シス

Fig.12　Pressurized flotation device to collect nutrient from waste water

Fig.13　Fermentation tank for methane

Fig.10　Solid waste crusher

Fig.11　Relay tank for solid waste

Fig.14　Co-generation used by biogas

Fig.15　Boiler used by biogas

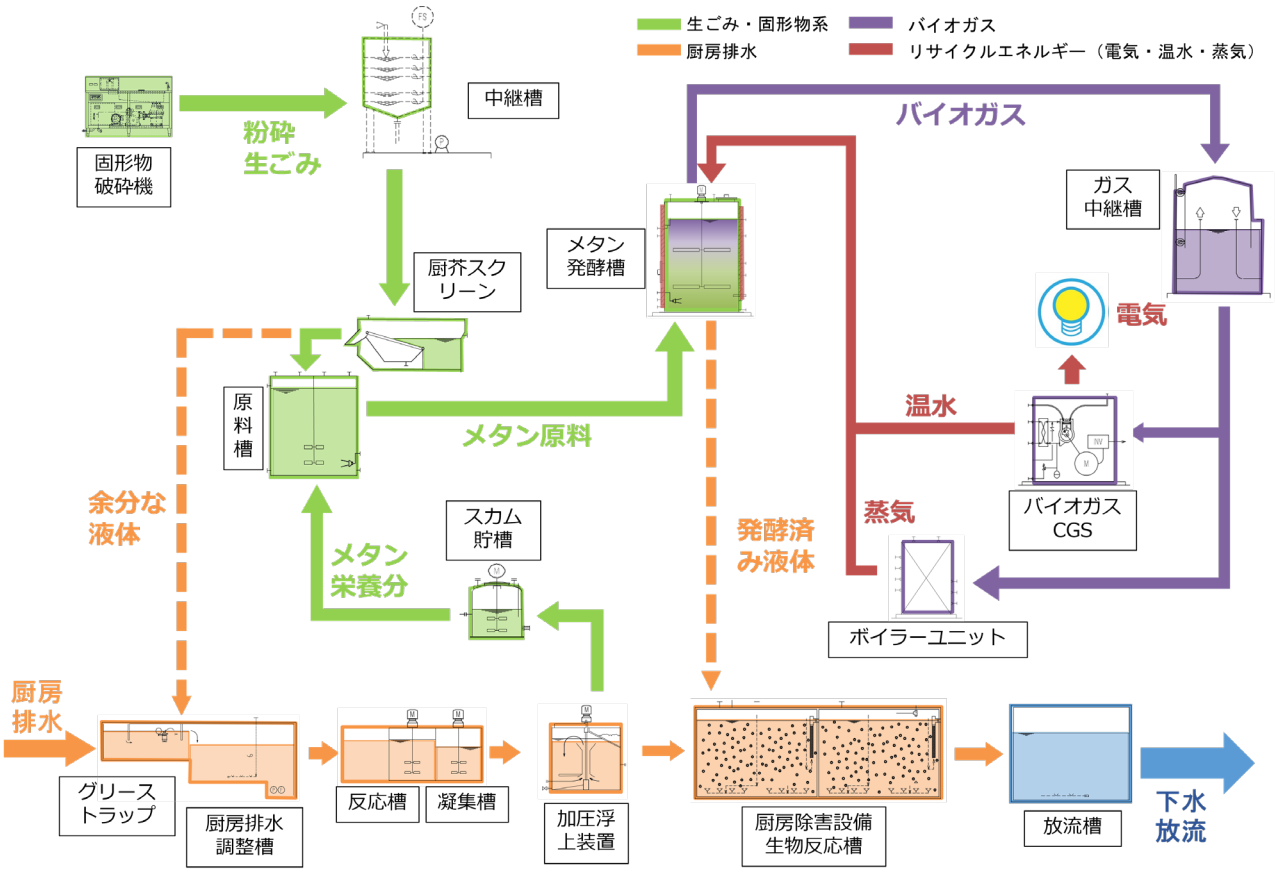


Fig.16　Overall configuration and mass flow of biogas system equipment

テムの全体構成は **Fig.16** にて示す。厨芥物（固体）、厨房排水（液体）、バイオガス及び創出エネルギー（電気、温水、蒸気）の流れは矢印で表現している。

4. 2 システムの特徴

①本システムは約 1t/日の生ごみ発生量を適切に対応できるように、他物件で採用があったシステムの設備容量をコンパクト化、ユニット化を行い、普及性及び汎用性を向上した。

②本システムは生ごみと厨房排水両方の有機物を回収し、メタン発酵処理により、バイオガスを創出することに加え、汚泥搬出量を大幅に削減している。

	Solid waste from kitchen	Wastewater from kitchen	Discharge water
Temperature	15〜40℃	15〜40℃	below 45℃
pH	5.0〜9.0	5.0〜9.0	5.0〜9.0
BOD	-	below800mg/L	below600mg/L
TS	22% at most	-	-
T-N	0.98% at most	below12mg/L	-
SS	-	below400mg/L	below600mg/L
n-Hex	1.5% at most	below200mg/L	below30mg/L

Table.1　Inflow water quality and wastewater discharge standards

③本システムでメタン発酵後の消化液を厨房除害設備で処理して排水する。本計画でバイオガス設備への流入水質と排水放流基準は **Table.1** にて示す。

④発生されるバイオガスは相当蒸発量 120mg/h のバイオガスと都市ガス切替専焼ボイラーユニットにて温水を作り出し、ガス発酵槽の保温に再利用することができ、また、25kW のバイオガス用マイクロコジェネにて発電され、建物の電力として利用することも可能である。

５．計画省エネルギー性能と今後の検証予定

本計画の竣工時における BEI 値は 0. 73 まで抑え、CASBEE の S ランクを達成した。計画段階において、バイオガス設備の導入により、オフサイドで廃棄物処理に関連する CO2 排出量は 870t/年を削減できると試算した。また、次世代エネルギーマネジメントシステムや、太陽光発電システム、コジェネの採用等そのほか省エネ技術を合わせて、合計 6, 240t/年の CO2 排出量削減効果が想定した。省エネルギーセンターの基準と比較し、40. 3% の CO2 排出量削減（場外生ごみ処理 CO2 量を含む）が想定される。

今後の検証として、「次世代エネルギーマネジメントシステム」のデータ蓄積後の最適化運転効果、「テナント参加型エネルギーマネジメント」の運用実態及びバイオガスシステムの稼働状況等課題について、改めて詳細を報告する予定である。

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022.3.11）

某事務所の設備計画
Building Mechanical Planning of the Head Office Building

○齋 藤　寛 徳（竹中工務店）　　大 知　啓 介（竹中工務店）
三 村　拓 海（竹中工務店）
Hironori SAITO*1　Keisuke OHCHI*1　Takumi MIMURA*1
*1　TAKENAKA CORPORATION

はじめに

本計画は，某企業の旧ビルを建替え、グループ会社を集約することでグループの本部機能を有する本社ビルを新設する計画である。

脱炭素に向けた省エネの推進に配慮しながらも、従業員の安心・安全、快適性・知的生産性、ウェルネスの向上、さらにグループ会社間の活発な交流や連携によって相乗効果を生み出す「Synergy office」をメインコンセプトとして計画された。

1．建物概要

写真 1 に建物外観を、表 1 に建物概要を、図 1 に断面計画を示す。敷地周辺は集合住宅やオフィスが高密度に密集し、公園や街路樹もない環境である。平面配置は、コア配置を東西コアとして南北面に開口部を配置することで、外皮負荷を低減している。断面計画は、限られた敷地内にグループ会社も含めた執務空間のボリュームを確保しながら、周辺への圧迫感の低減と緑の創出を目的として、1 階エントランス、7 階シナジーテラス、R 階シナジーガーデン(写真 2)の 3 つのレベルに植栽を配置している。フロア構成は B1 階に駐車場、1 階にエントランス、2 階に応接、3～6 階にオフィス、7 階にシナジーテラス、8 階に会議室、9 階に役員室を配置し、3 階のオフィスから 7 階のシナジーテラスまでは、建物中央に設けた吹き抜け階段(写真 3)が上下階の繋がりを円滑にしている。また、構造形式はオイルダンパーを用いた制震構造を採用することで地震に対する安全性を高めている。図 2 に当ビルにおける省エネ、ウェルネス、BCP を両立するための主な取り組みを示す。以降で取組内容について説明する。

(1)　オフィス

オフィスは基準階高さ 4.4m、天井高さ 3.0m を確保、執務席はベースとなるグループアドレス席に加えてフリーアドレス席も導入している。オフィス中央には、吹き抜け階段に近接してコピー機、ミニキッチン、モニターを配置した共用スペース(シナジースポット)を設けることでコミュニケーションの活性化を図った。

写真 1　建物外観

写真 2　屋外空間

表 1　建物概要

建築名	イチネングループ本社ビル
建築主	株式会社 イチネンファシリティーズ
所在地	大阪府大阪市淀川区西中島
用途	事務所
規模・構造	地下 1 階、地上 9 階、塔屋 1 階 S 造（一部 RC、SRC 造）
敷地面積	1,375.39㎡
建築面積	924.15㎡
延べ床面積	6,951.54㎡
竣工	2020年10月

図 1　断面計画

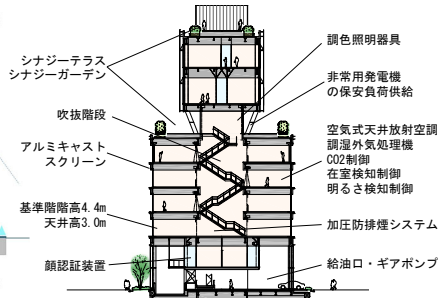


図 2　主な取り組み

写真 3　吹抜階段・オフィス

(2)　エントランス・応接

1,2 階は内部空間を最小限として 2 層吹き抜けのエントランス、ピロティとすることで開放性を生み出し、2 階の浮遊する待合、応接スペースと併せて歩行者に対する圧迫感を低減してる。(写真 4)

(3)　大会議室

会議室は大型のスライディングウォールで大ホールから 6 分割まで対応可能。大型スクリーンの設置や会議予約システムの導入により、限られた空間の中でフレキシビリティの高い会議スペースを実現している。また、天井高 4m 以上の大空間であるため、南北開口部には電動ブラインドを設置している。(写真 5)

(4)　アルミキャストスクリーン

南北面に開口部を配置することで自然光を導入しながらも、周辺建物に対する視線の制御と日射負荷の低減を目的として、建築主のサインを組み込んだアルミキャストスクリーンを外装に設置した(図 3)。スクリーンは、メンテナンスに配慮し外壁面から 250mm 程持ち出して設置され、厚みは 50mm と薄いが、100mm 角の小さな格子形状で外壁全体を覆うことにより日射受熱量を低減している。アルミキャストスクリーンの 3D モデルを用いて南鉛直面における日射受熱量の解析を行った（図 4)。アルミキャストスクリーンの設置により夏期における南鉛直面の日射受熱量を最大で 70%程度低減が見込める。

2．空調・排煙設備概要

(1)　空気式天井放射空調

空調熱源は電気式ヒートポンプパッケージを採用、R 階と 7 階にセットバックして出来た屋外スペースに室外機を分散設置することで、冷媒配管の短縮と周囲への騒音に配慮した。オフィスの空調方式は旧ビルにおいてドラフトによる不快感の意見があったため、放射としみ出しにより気流感を抑えられ、天井内に水配管が不要な高顕熱パッケージ＋調湿外気処理機による空気式天井放射空調を採用した。図 5 に空調方式の概念図を示す。インテリア系統の室内機を空気式天井放射空調用として配置、調湿外気処理機の SA を座席のない通路等で吹出し、ある程度の到達距離を持たせる計画とした。また、調湿外気処理機は省エネに配慮し CO2 センサによる台数制御を計画した。オフィスにおける冷房時の気流シミュレーション結果を図 6、夏期の熱画像を写真 6 に示す。オフィス部分の温熱環境が適切に維持され、熱画像から天井アルミパンチングパネルによる放射冷却効果を確認できた。

その他の居室については、標準的なパッケージエアコンと全熱交換器を採用し、天井高さが 4m 以上となる 7～9 階については、暖房時の温熱環境の改善策としてシーリングファンを設置した。

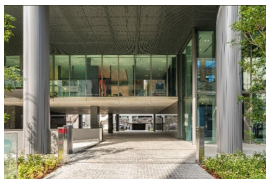


写真 4　エントランス　　写真 5　大会議室

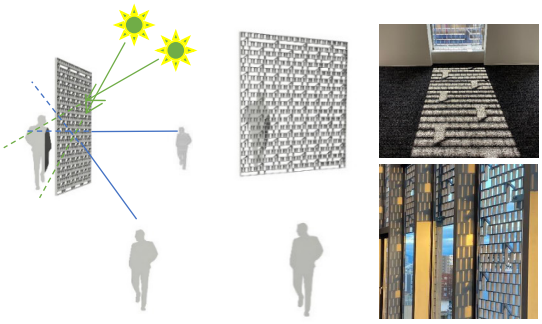


図 3　アルミキャストスクリーン

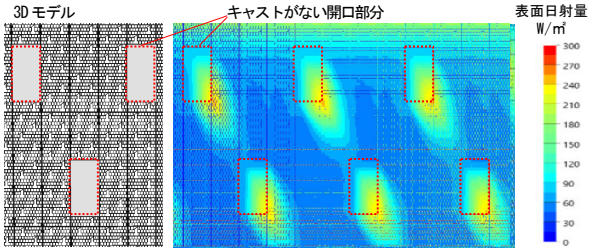


図 4　日射受熱量の解析（夏期 14 時）

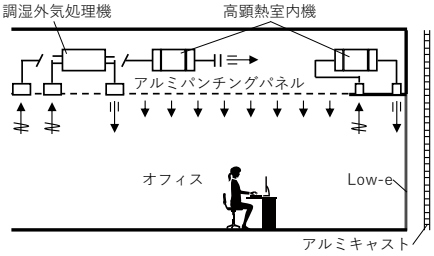


図 5　空調方式の概念図

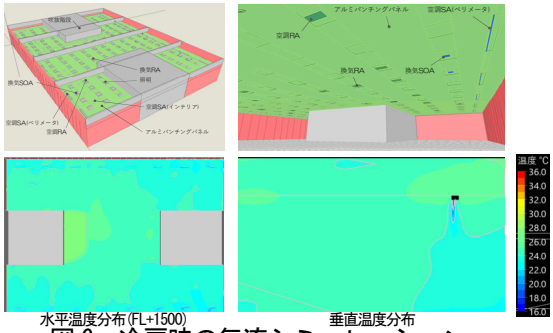


図 6　冷房時の気流シミュレーション

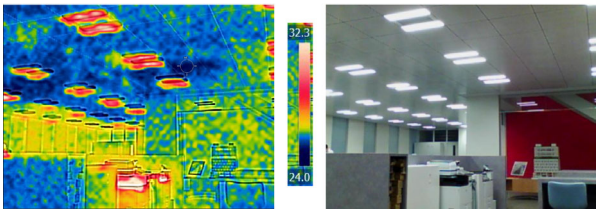


写真 6　夏期の熱画像

(2)　加圧防排煙システム

非常用ＥＶロビー（B1～6 階）の排煙は、火災時に室内の煙を排出すると共に、消防隊の活動拠点となる非常用 EV ロビーを加圧給気ファンにより加圧することで煙の進入を防ぎ、消火避難活動における安全性の向上が可能な加圧防排煙システムを採用した。図 6 に加圧防排煙システム概念図を示す。B1 階に設置した加圧給気ファンにより非常用ＥＶロビーに設置した給気口から新鮮外気を供給する。隣接室となるオフィスに面して必要開口面積を確保した圧力調整装置を、オフィス意匠に配慮して設置した。空気逃し口は機械排煙系統と同一のファン系統とすることで合理化を図った。また、ダクトスペースの削減により、限られた敷地面積やコアスペース・コア配置の諸条件に対して、少しでも多くのオフィス空間の確保を可能とした。

(3) ＢＩＭの活用

本プロジェクトでは基本設計段階から BIM を活用して、機器・ダクト・配管等の納まり検討を実施し、詳細設計段階においては､BIM モデルから 2D の設計図を作成した。また、設計時に作成した BIM モデルを作業所に引継ぎ、施工段階における納まり確認や設計変更等の検討資料としても活用した。（図 8）

３．その他設備概要

(1)　ＢＣＰ対応

図 9 に BCP 概念図を示す。計画地は河川氾濫による浸水が 3m 程度と浸水リスクの高い地域となっていたため、そのリスクを考慮してキュービクル、発電機を 7 階に配置した。商用電源の停電時には、非常用発電機 300kVA を用いてオフィスフロアの一部の照明・コンセント、非常用 EV、給排水ポンプ等の特定負荷に電源供給を可能とした。燃料は建築主自身も取り扱っているＡ重油を採用し、容量は少量危険物の範囲内である 1950L（連続稼働時間 35 時間）で計画した。また、燃料の補給は 1 階の駐車スペースに設置した給油口よりギアポンプを介して可能としている。建物の各所出入口には浸水対策として防潮板を設置している。

(2)　顔認証装置

図 10 にセキュリティ概念図を示す。旧ビルよりセキュリティ性と利便性の向上のために、3 次のセキュリティレベルを設け、入退室管理装置には顔認証装置（写真 7）を採用した。これによりグループ会社の拠点となる当ビルには、各支店から出張で訪れる際もカードの貸出しなしで入場することが可能となった。また、機械警備とも連携し、セキュリティゾーン毎に警備セットによる入退出装置･照明･空調のオフと EV 不停止設定を可能とした。

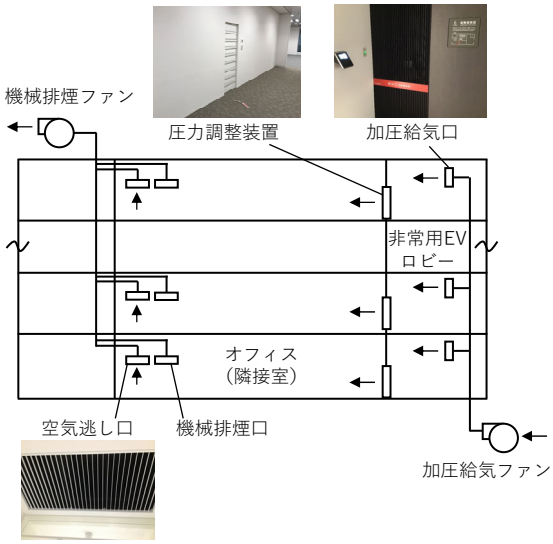


図 7　加圧防排煙システム概念図

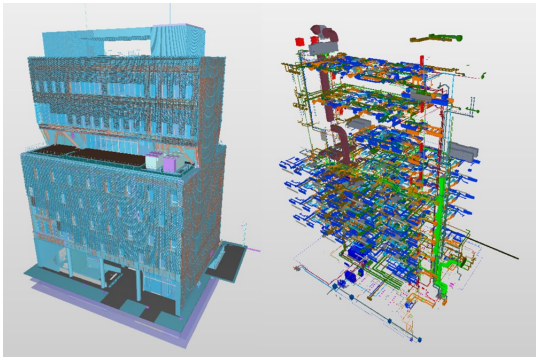


図 8　BIM の活用

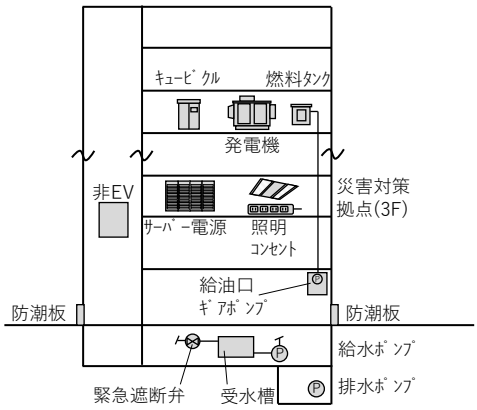


図 9　BCP 概念図

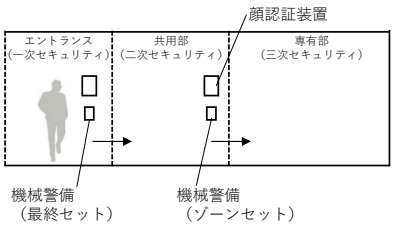


図 10　セキュリティ概念図

写真 7　顔認証装置

(3)　照明計画

図 11 にオフィス部分の照明制御概要を示す。オフィス部分は画像センサと明るさセンサを用いた調光制御を採用した。設計照度は一般的に JIS 基準の 750lx や、省エネに配慮してタスクアンビエント方式とし、アンビエント照度を低めに設定する事例もあるが、本計画では旧ビルにおける照明環境や建築主による試験室での明るさ感の確認を実施し、高めの 1,000lx で計画した。照明制御ゾーニングを 3.6m×3.6m 程度とし、ゾーン毎に画像センサ・明るさセンサによる段調光制御を採用することで省エネルギーな運用を可能とした。照明器具は光源が直接見えないようアクリルパネルが設置されたシステム天井用ベース照明（4000K）を採用しグレアに配慮した。

7 階シナジーテラスには調色照明器具を採用し、仕事、打合せ、リフレッシュ等の目的に応じて色温度の変更が可能な計画とした。

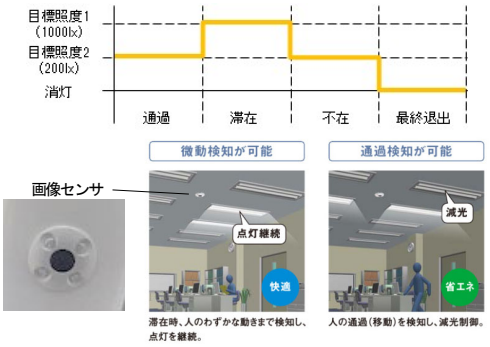


図 11　照明制御概要

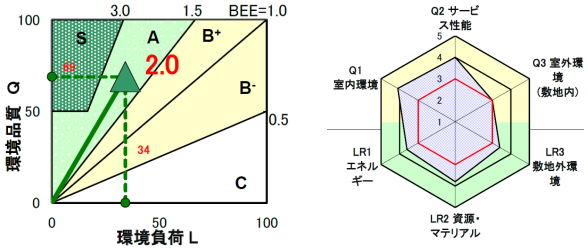


図 12　CASBEE 評価

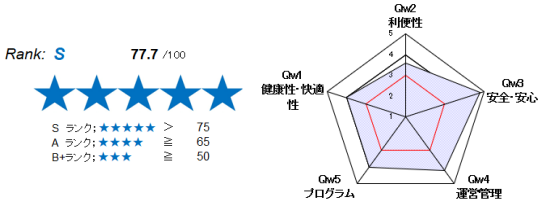


図 13　CASBEE-WO（自主評価）

4．環境性能と一次エネルギー消費実績

環境性能評価については、CASBEE 大阪みらい新築 2018 年度版にて BEE＝2.0、A ランクとなった。（図 12）ウェルネスについては、CASBEE-WO にて S ランク（図 13）を達成（自主評価）。外皮・省エネルギー性能については、BPI＝0.84、BEI＝0.67（その他含む）となった。

図 14 に稼働 1 年目の月別電力消費量を示す。冬期については、竣工直後の運転調整等で電力消費量が高めに出ているが、一次エネルギー消費原単位の実績値は 765MJ/m²年（その他含む）となり、オフィスビルにおける一次エネルギー消費原単位の平均値 899 MJ/m²年 [1] を下回る結果となった。また、設計時の BEI＝0.67（その他含む）に対して実績値の BEI＝0.60（その他含む）と設計値を下回った（図 15）。運用が改善される 2 年目以降は、省エネ運用により更なるエネルギー消費量の低減が可能と考える。

前述したオフィス環境の向上や環境負荷低減のための建築・設備における複合的な取り組みが評価され、当ビルは 2021 年度日経ニューオフィス賞近畿奨励賞、2021 年度大阪環境にやさしい建築賞事務所部門賞を受賞した。

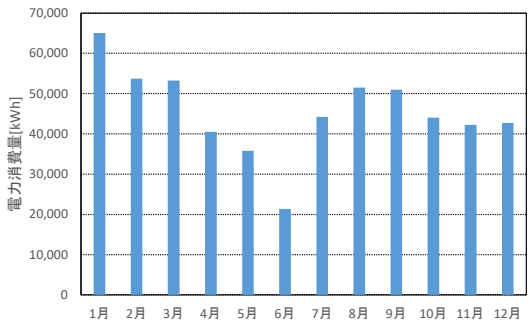


図 14　月別電力消費量

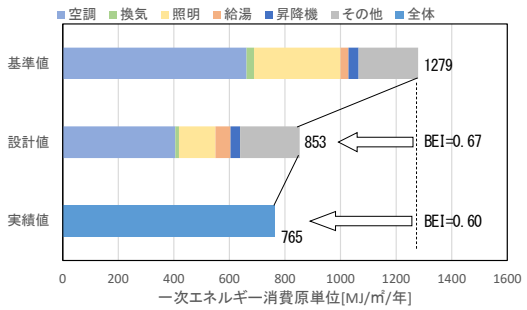


図 15　一次エネルギー消費量

まとめ

某企業の本社ビル建設計画において、「Synergy office」というメインコンセプトのもと、省エネ、従業員の安心・安全、快適性・知的生産性、ウェルネスの向上等に寄与する建築・設備計画を実施した。

今後は、省エネ運用、ZEB 建築普及のためのエネルギー実績等の収集・分析を実施していく予定である。

参 考 文 献

1）建築設備士 2019.12　2019 建築設備情報年鑑　事務所建築における竣工設備データ

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2022. 3. 11）

ABW 指向型オフィスの環境・設備計画
Environment and facility planning for ABW-oriented offices

○小 林　佑 輔　　（竹中工務店）　　小 林　直 樹　（竹中工務店）
Yusuke KOBAYASHI*1　Naoki KOBAYASHI *1
*1　Takenaka Corporation

はじめに

オフィスビルに求められる環境性能は省エネルギー性に加えてオフィスワーカーの知的創造、健康・快適性への配慮など範囲が拡大している。本計画では ABW 指向型オフィスとして様々な空間と要素技術を導入した。

1. ABW（Activity Based Working）

ＡＢＷは、その時々の業務の状況・特性とそれに求められる業務環境・機能や快適性要求に応じて、ワーカーが自律自発的に 最適な場所を選択して働くことができる働き方を指す。本計画では集中思考できる場からカジュアルに交流できる場など、多様な場所を計画した。研究開発者はこれらの場所を業務に応じて選んで働き、交流し、新たな発想を巡らすことができる。

2. 自然採光　自然換気

建物北面、西面には自然との接点を生む開放的なテラスを計画している。また、庇・垂れ壁・開口形式・トップライトにより自然光を建物内に採り入れており、場所によっての明るさのむらが作り出されている。明るさによって働く場の印象も変わり、その時の気分に合わせて場所を選択することができる。自然換気はトップライト及び 1 階に自然換気開口を計画し、室内外の環境を計測し自動で開閉する制御を導入し、自然換気の効果を高めた。

3. ファサード計画

外装は方位を考慮して南面は高断熱サンドイッチパネルにより建物の外皮性能を高めている。北面開口部は高性能Low-Eペアガラス及びバルコニー部の水平庇により日射遮蔽性能を高めており、建物の外皮性能を示す BPI は 0.78 である。バルコニー部の水平庇は、鉄道と近接している立地条件に配慮し視線を遮る役割も担う。

4. 空調計画

事務室エリアは高顕熱運転が可能な電気式ヒートポンプビル用マルチを導入している。冷房負荷が少ない中間期および冬季は冷房運転中に冷媒の蒸発温度を上げることにより、圧縮機のエネルギーを抑えている。ペリメータ側はビルトイン型室内機、インテリア側は天井カセット型室内機とし、空気搬送動力を抑えた計画としている。

外気処理ユニットに搭載されている熱交換器と加湿エレメントにより、加湿効率が低下しやすい冬季でも総合的な外気処理を行う。CO_2 濃度に応じた換気風量制御により、ファン動力及び空調負荷を低減している。また、ナイトパージ(夜間外気冷房）を行い、空調立上げ時の冷房負荷を低減する。

5. 省エネルギー性能

省エネルギー性能は、建物単体での BEI は 0.58 であり ZEB-Oriented 相当である。運用実績は今後分析を行う。

Fig.1 外観写真

Fig.2 内観写真

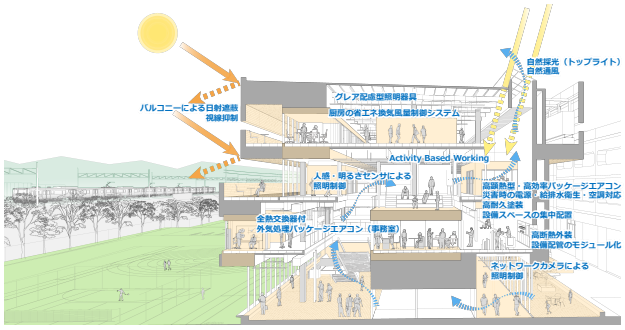


Fig.3 環境設備計画