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。

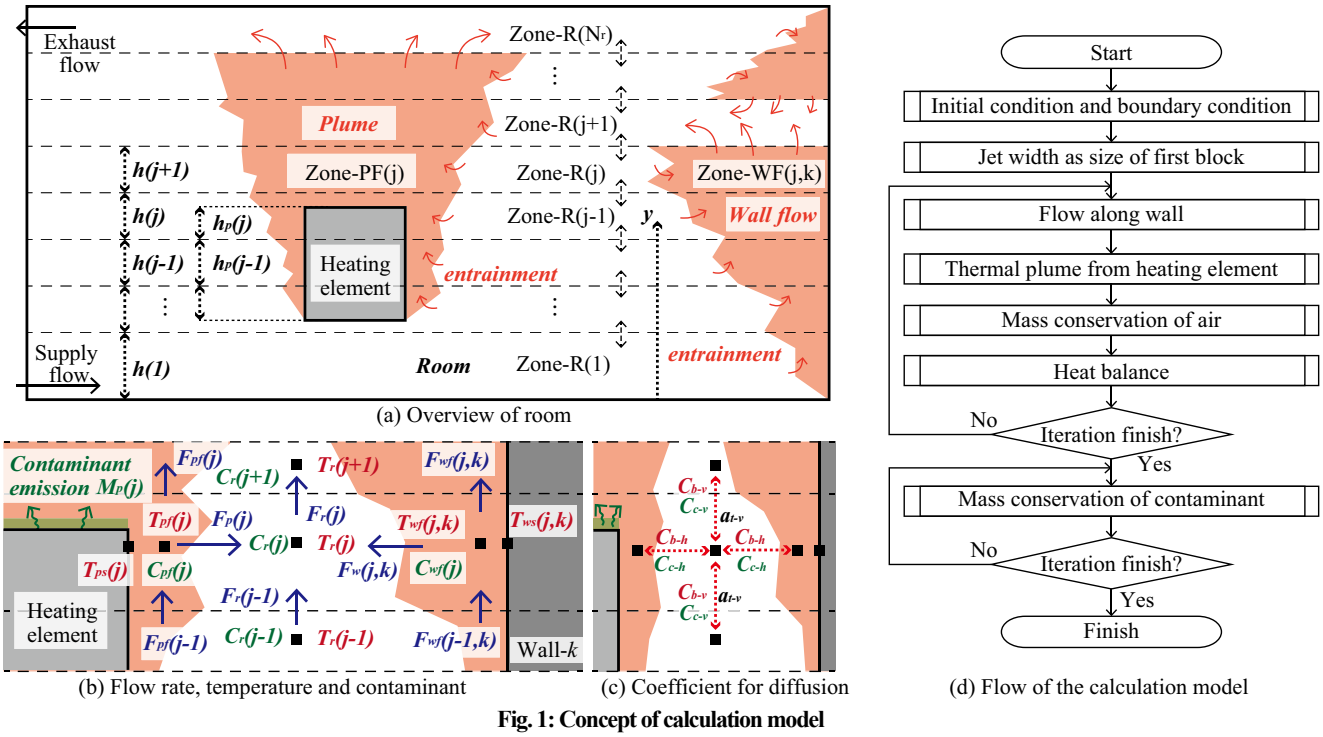


Fig. 1: Concept of calculation model

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

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

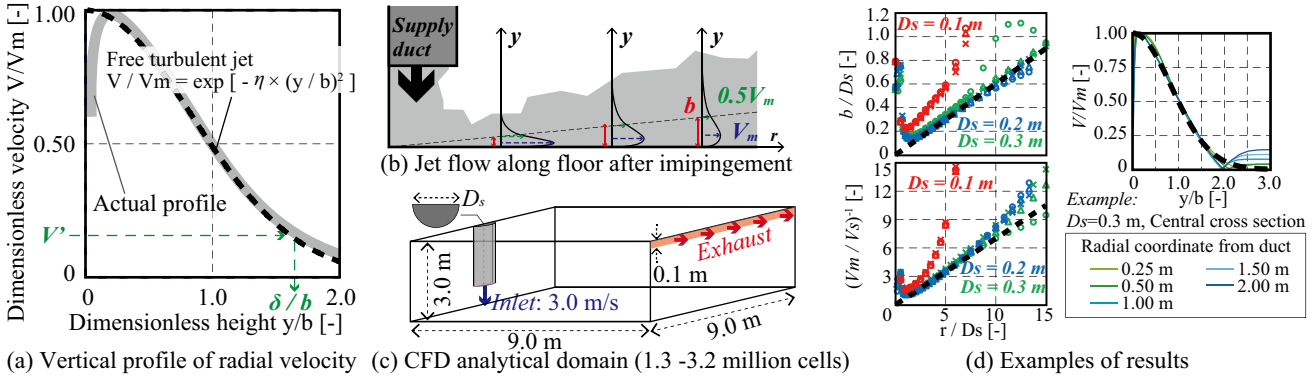
$$C_{b-h} = \frac{\eta_{d-h} S_{HE-h} N_{HE}}{S_{r-h}} \qquad \eta_{d-h} = 800$$

【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.*

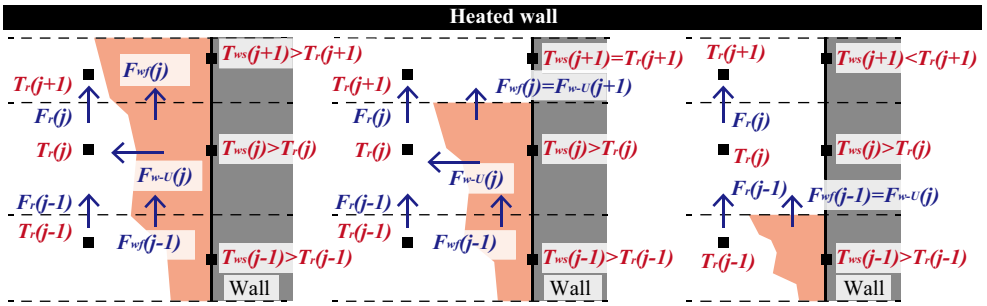
これにより、給気気流の影響が大きい部分を最下部のゾーンに包含できると仮定して、ゾーン間の乱流拡散係数は鉛直方向に一様な値を用いることとした。

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

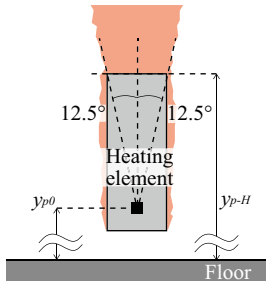


Fig. 4: Model of thermal plume from heating element

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

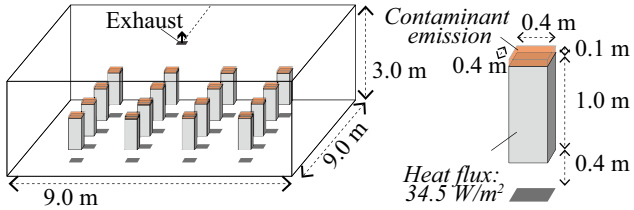
熱・汚染質の乱流拡散係数 a_t について、小林ら[5]は Zone-R 間（鉛直方向）での a_t（$a_{t\text{-}v}$）を温度の CFD 解析結果より同定し、Zone-R と他ゾーンとの間（水平方向）での a_t（$a_{t\text{-}h}$）を固定値として計算した。また、同定した $a_{t\text{-}v}$ とアルキメデス数との相関を近似式で示しており、逆にその近似式を用いてアルキメデス数から予測した $a_{t\text{-}v}$ を用いた場合の計算も行っている。

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。

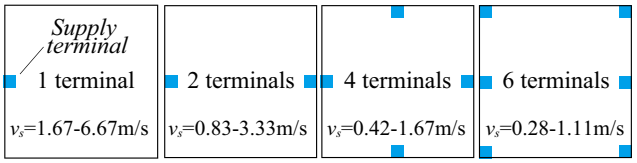
2.　CFD 解析による計算モデルの精度検証

2. 1　解析・計算条件

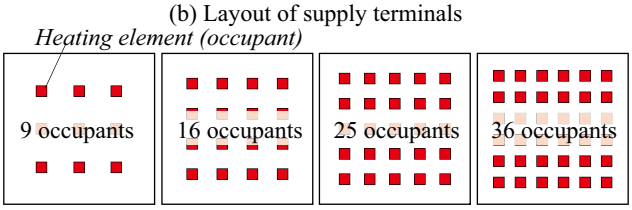
計算モデルの精度検証を行うため、計算結果を既往研究[4]の CFD 解析結果の一部と比較した。今回想定する室の条件を Fig. 5 に、解析手法を Table 2 に示す。0.4 × 0.4 × 1.0 m の模擬座位人体を床から 0.4 m の位置に 9, 16, 25, 36 台設置した。発熱量は 60 W/ 人、給気量は 60 m^3/h/ 人を想定した。人体由来の汚染質を想定して各模擬人体の直上 1.4 ～ 1.5 m の部分から汚染質を発生させた。また、0.6 m の高さに給気面が 0.3 x 0.3 m の給気装置を設置して 23 ℃ で給気し、数は 1, 2, 4, 6 台で変化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

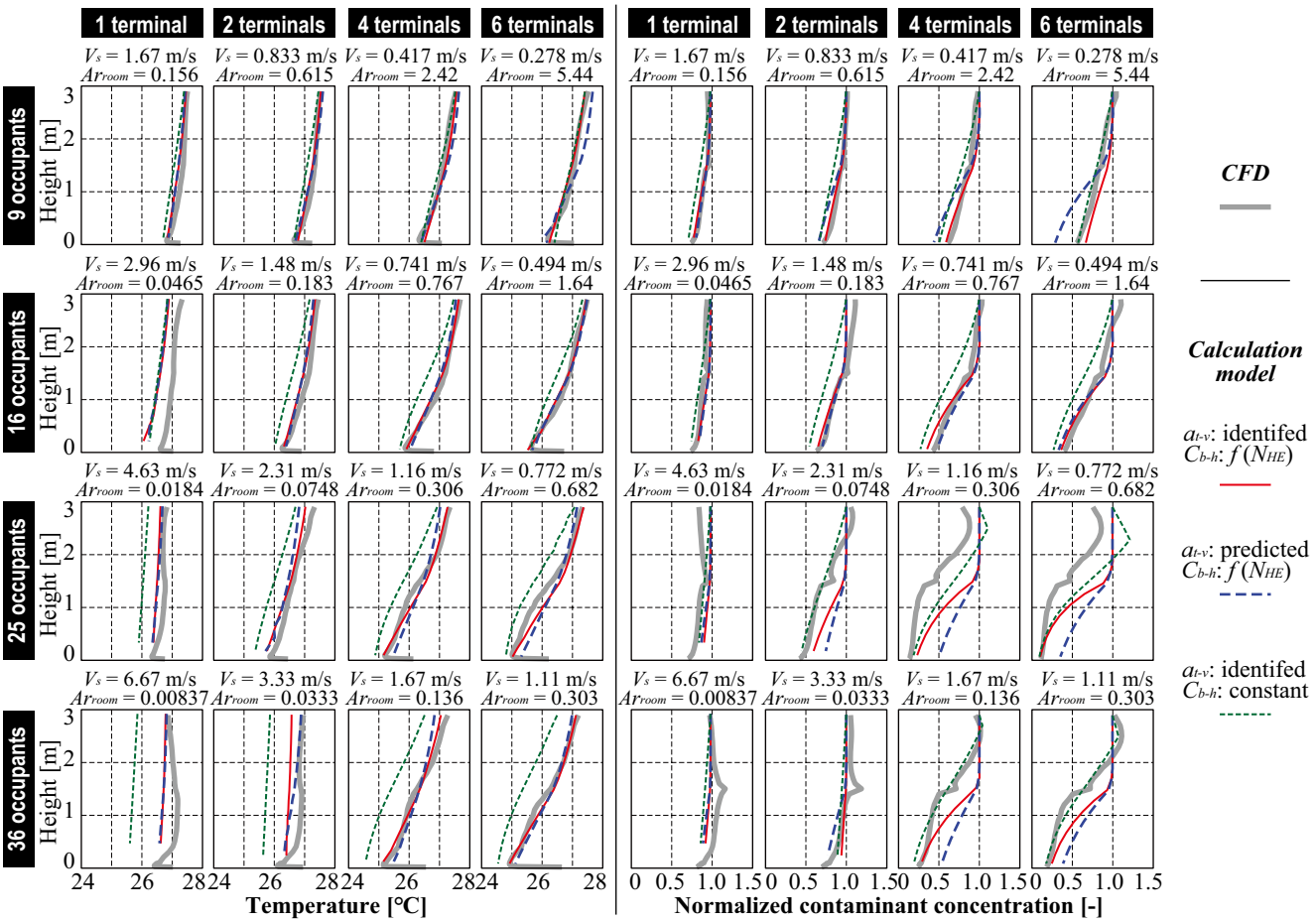


Fig. 6: Comparison between analytical and calculational results of temperature and contaminant concentration

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。

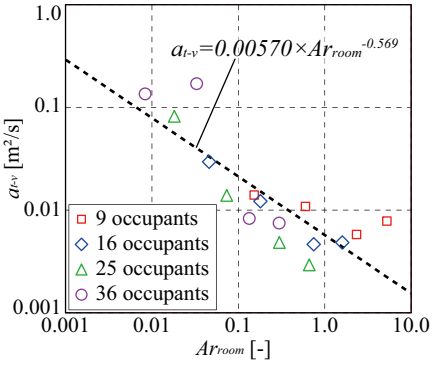


Fig. 7: Correlation between Ar_{room} and $a_{t\text{-}v}$

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

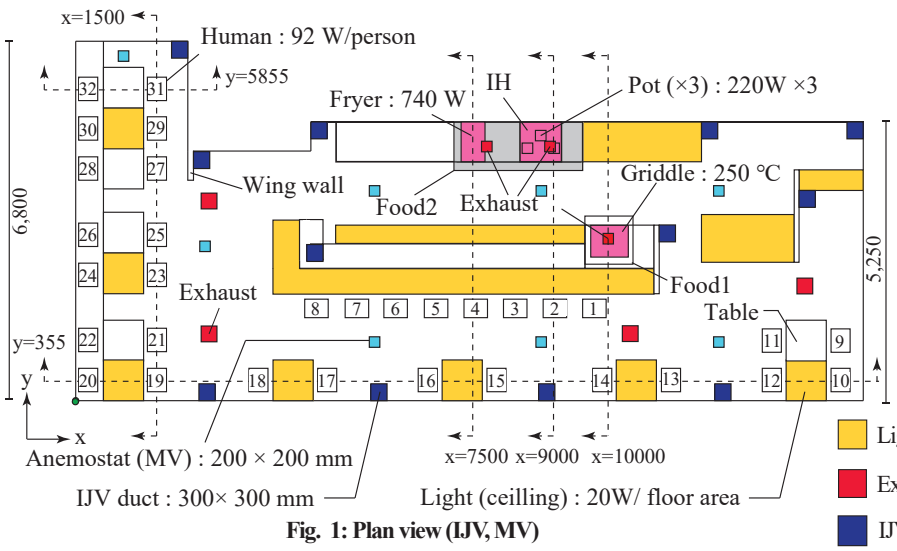


Fig. 1: Plan view (IJV, MV)

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

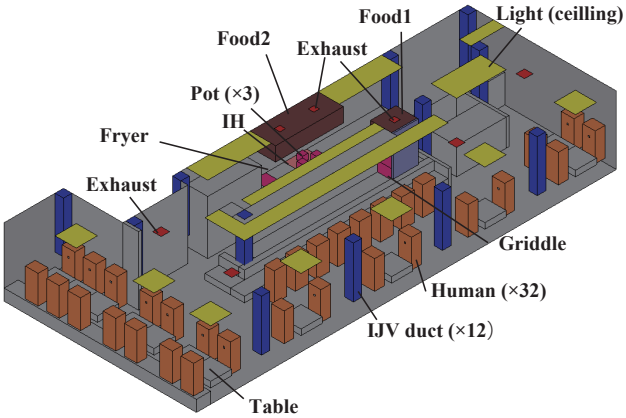


Fig. 2: Isometric view (IJV)

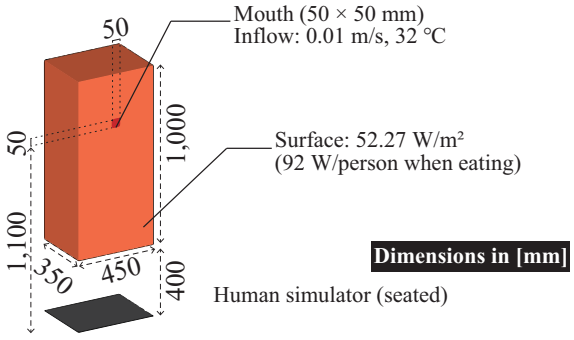


Fig. 3: Human model

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。

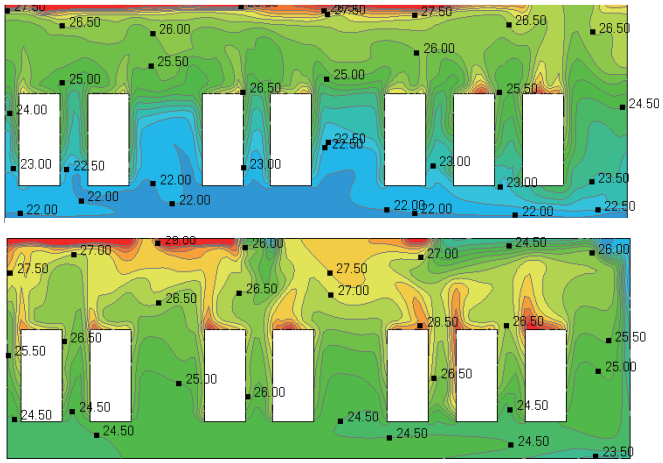
厨房機器の境界条件は **Table 3** に示す通りで、近藤ら [6] の研究を参考に電気グリドル上面を 250 ℃、対流熱伝達率を 180 W/(m^2・K) で与え、電気フライヤーは上面を 740 W 発熱させた。電磁調理器の上の鍋 (3 個) は 200 W/個で側面を発熱させ、上面からは 100 ℃ の水蒸気を想定したガスを 0.056 m/s で発生させた。照明発熱は、**Fig. 1** に示す位置の天井面に床面積当たり 20 W/m^2 で与えた。発熱面以外は断熱境界とし、厨房機器及びフード、ワークテーブルの放射率を 0.3、それらを除いた壁面 (発熱体も含む) の放射率を 0.9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

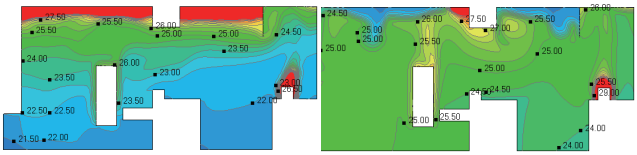
汚染質除去性能を表す指標として室全体と居住域内で汚染質除去効率 [7] を定義する。汚染質除去効率 ε^c は、室全体において空気中の汚染質がどのくらいはやく室内から除去されるのかを表す指標である。定常状態における排気及び室内平均の汚染物濃度を c_e および $\langle c \rangle$ とすると、ε^c は次式で定義される。

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

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）

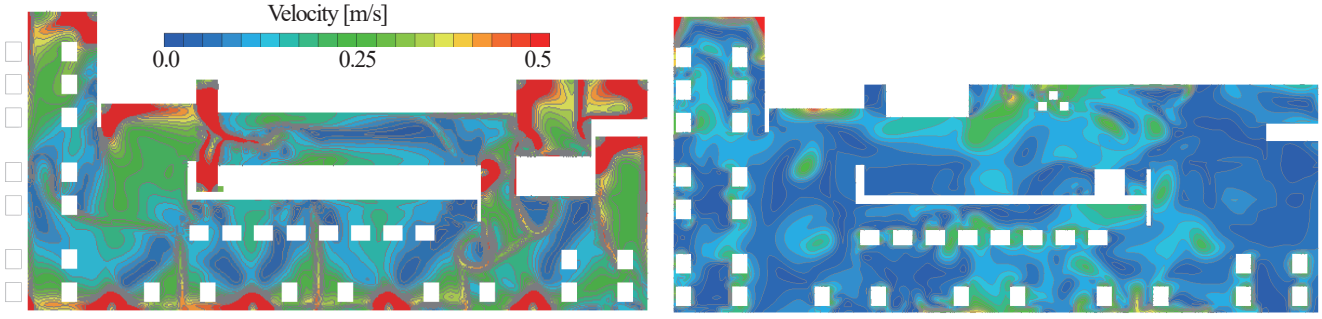
テーブル席の Human-17 から汚染質が発生した場合を **Fig. 7** に示す。IJV、MV ともに汚染質発生源がカウンター席の場合よりも汚染質が広がったものの、その広がりは IJV の方が抑えられた。

(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。

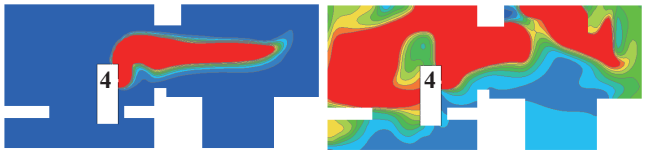
排気量の多いフードに近い Human-4、比較的排気量が少ない排気口に近い Human-17、排気口から遠い Human-32 で順に他の在室者の口元における汚染質濃度が高くなり、排気口配置計画の重要性が示された。

(iv) 汚染質発生源：在室者全員

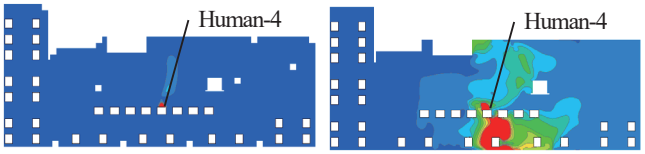


(a) IJV z = 100 mm cross section　　(b) MV z = 1000 mm cross section

Fig. 5: Velocity distribution

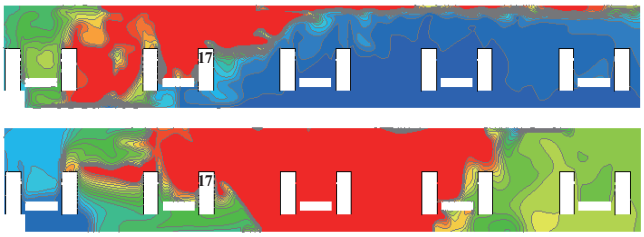


(a) x = 7425 mm cross section (left: IJV right: MV)

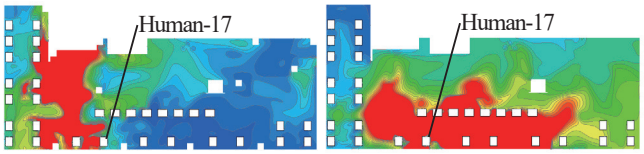


(b) z = 1100 mm cross section (left: IJV right: MV)

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

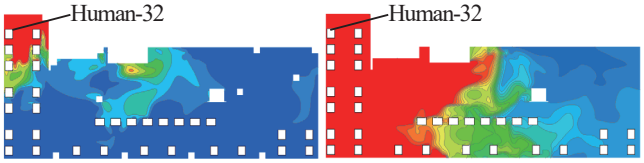


(a) y = 355mm cross section (top: IJV bottom: MV)



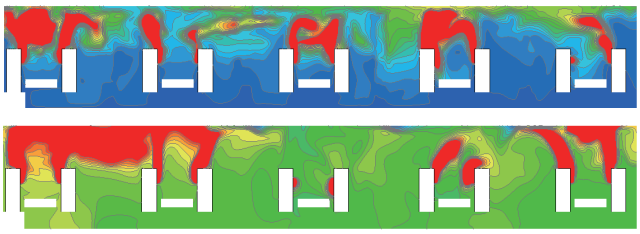
(b) z = 1100 mm cross section (left: IJV right: MV)

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

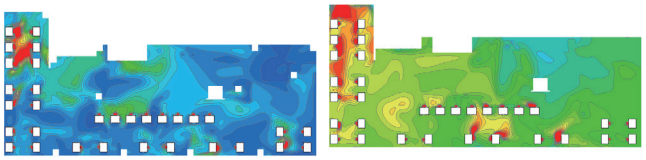


z = 1100 mm cross section (left: IJV right: MV)

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)

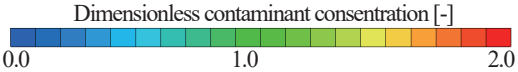


Fig. 9: Distribution of contaminant consentration (All humans)

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

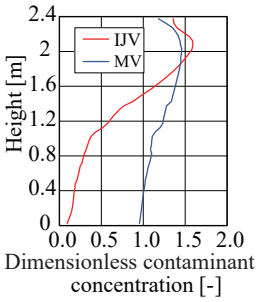


Table 4:Contaminant concentration

	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。

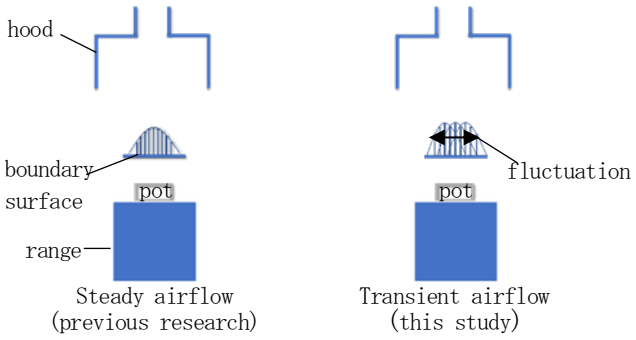


Fig. 1 Thermal plume model above pot

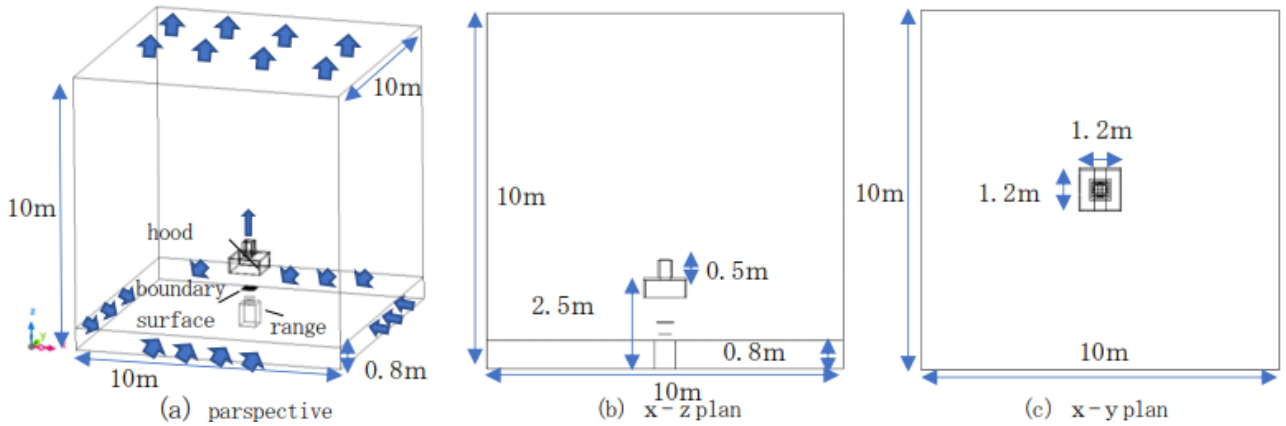


Fig. 2 Analysis domain

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

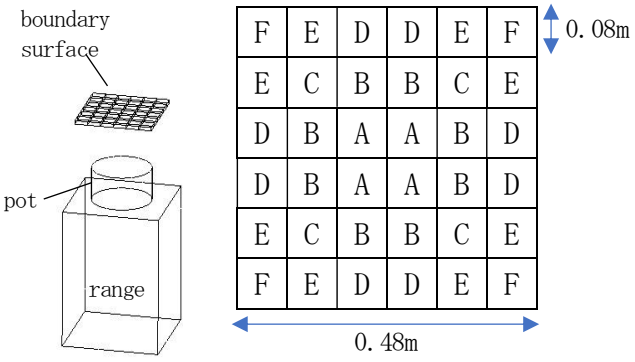


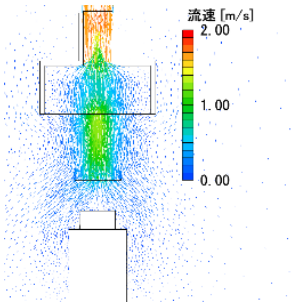
Fig.3 Thermal plume model (Steady CFD)

Table2 Boundary condition

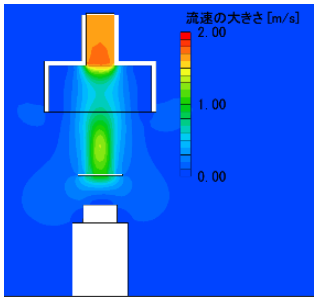
	Distance [m]	Air velocity [m/s]	Air temperature [℃]	Concentration ratio [-]
A	0.057	1.066	90.36	0.3806
B	0.126	0.711	76.85	0.2566
C	0.170	0.474	65.35	0.1730
D	0.204	0.316	55.58	0.1166
E	0.233	0.211	47.26	0.0786
F	0.283	0.094	34.18	0.3570

Table3 Analysis condition

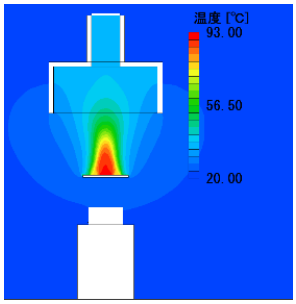
CFD code	scFLOW V2021.1
Algorithm	Steady State (SIMPLE)
Turbulence model	Standard k-ε model
Discretization Scheme	QUICK



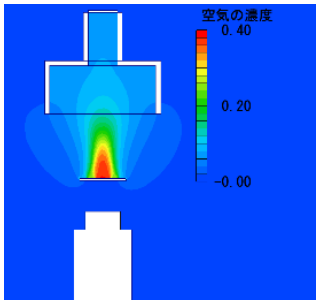
(1) Air velocity vector distribution



(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。

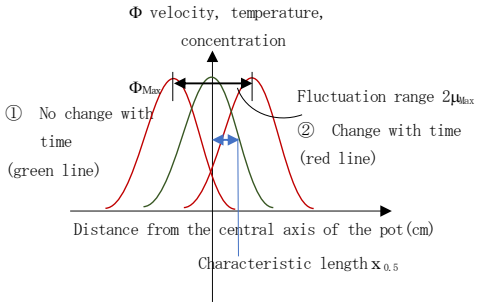


Fig.5 Schematic diagram of thermal plume fluctuation

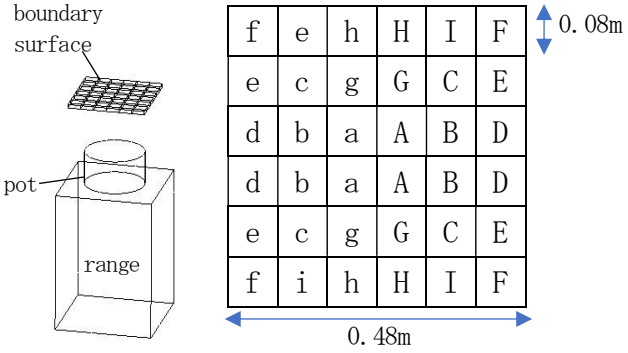


Fig.6 Thermal plume model (Transient CFD)

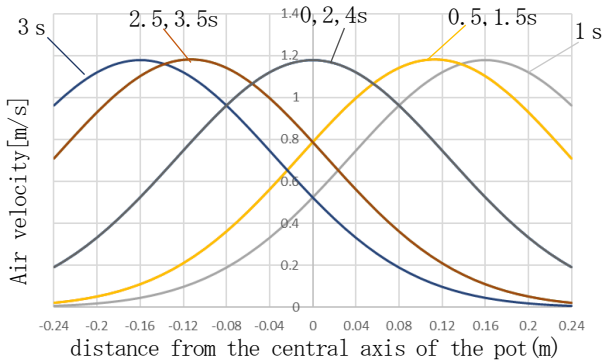


Fig.7 Time-varying air velocity distribution (16cm・4s condition)

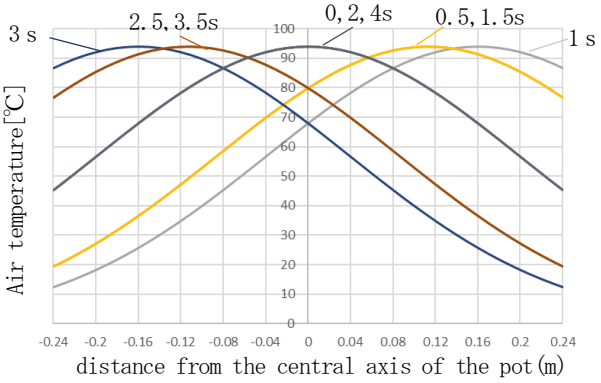


Fig.8 Time-varying air temperature distribution (16cm・4s condition)

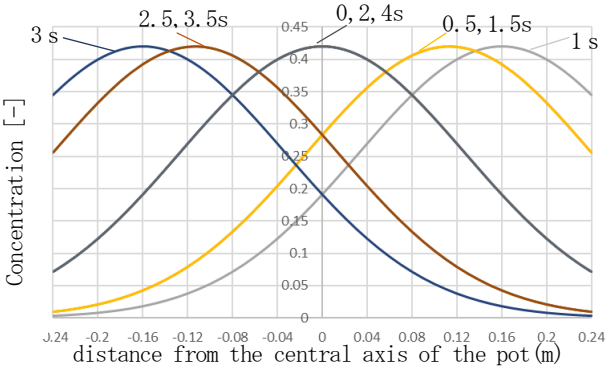


Fig.9 Time-varying concentration distribution (16cm・4s condition)

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

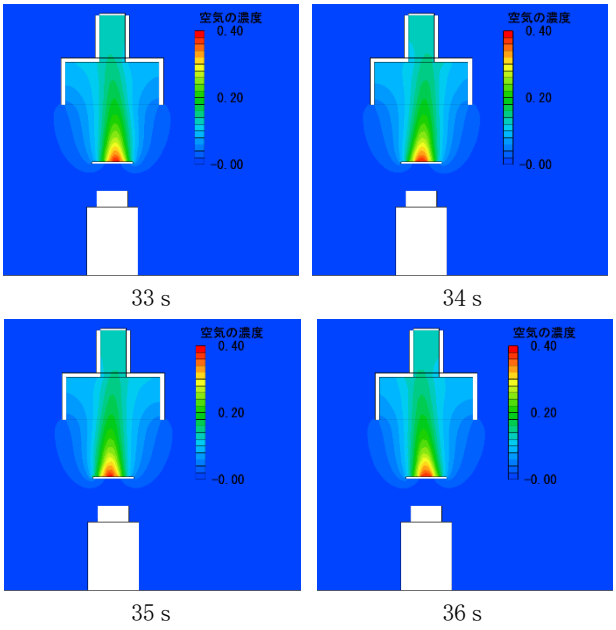


Fig.10 Concentration distribution under 4cm・ 4s

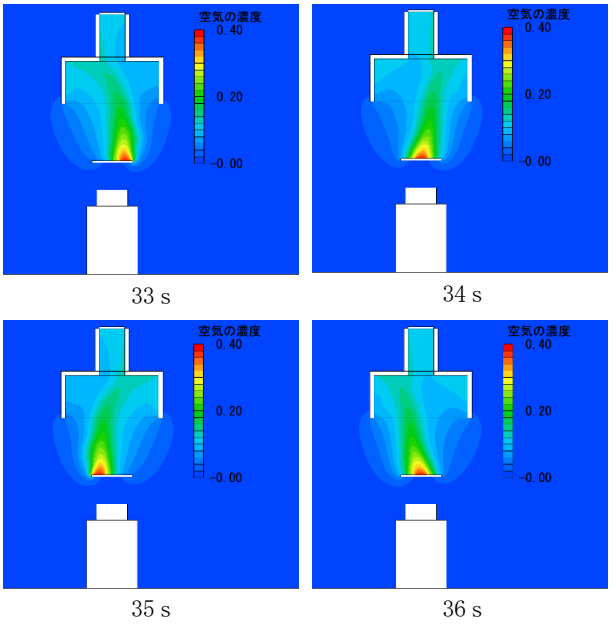


Fig.11 Concentration distribution under 16cm・4s

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。

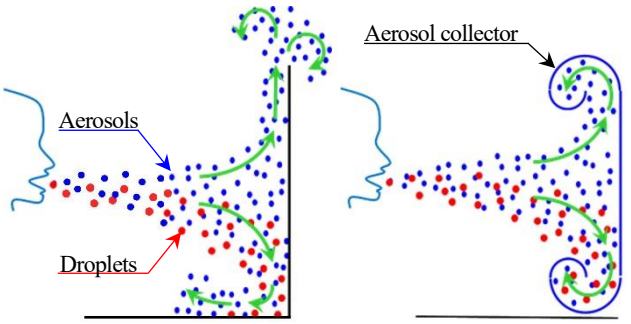


Fig.1 Outline of partition

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。

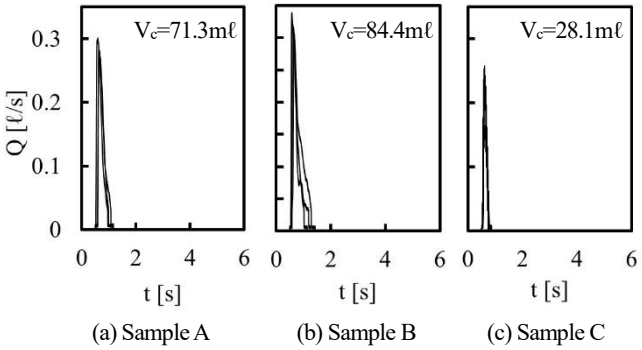


Fig.2 Flow rate of coughing

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。

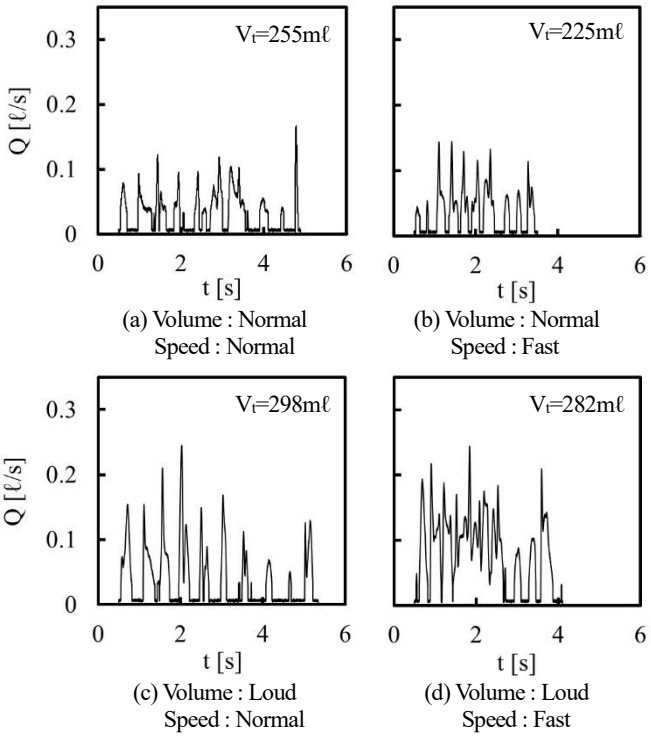


Fig.3 Flow rate of talking

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。

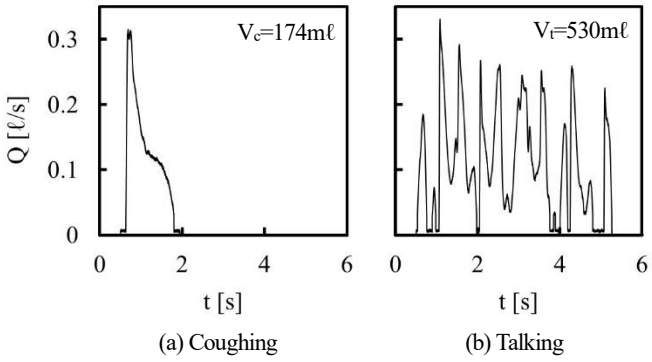
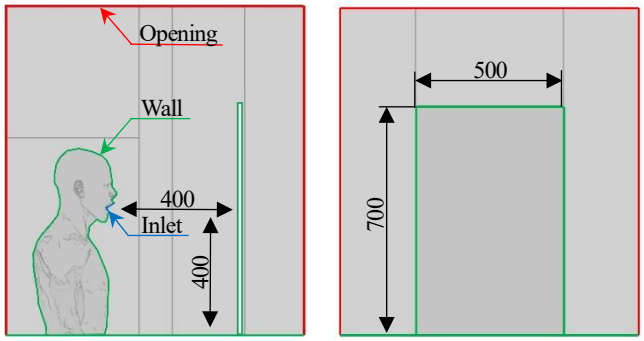


Fig.4 Representative flow rate

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。

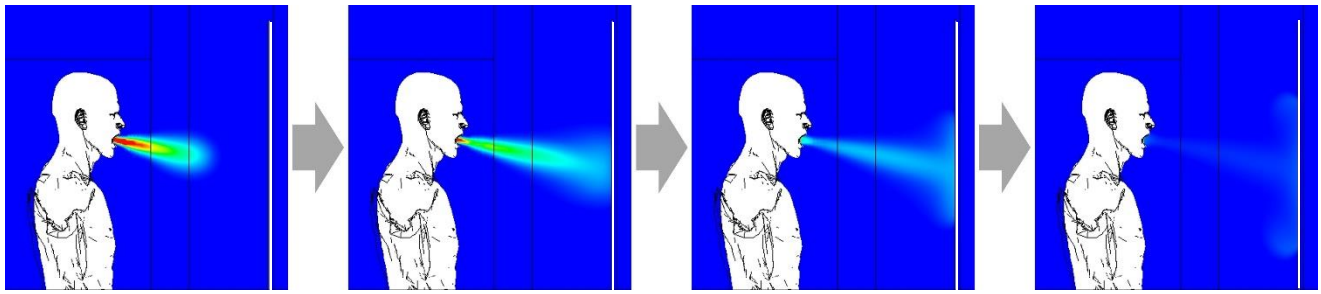
5.3　拡散防止部に吸引条件を設定したパーティション

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。

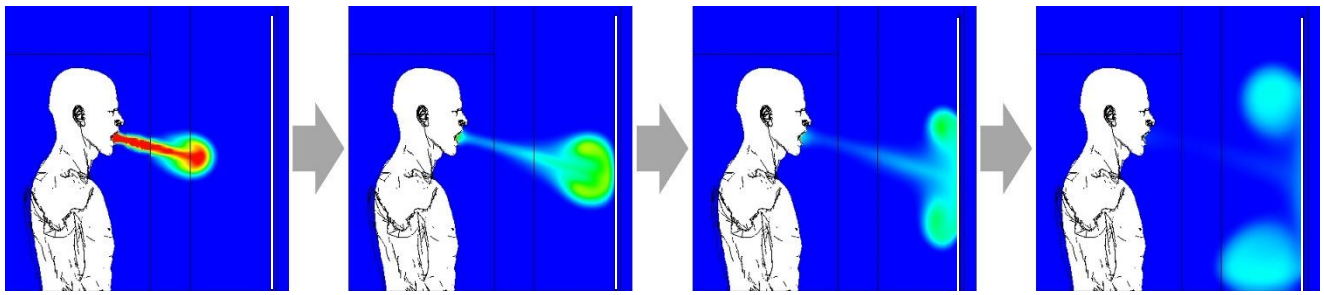
５．結論

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

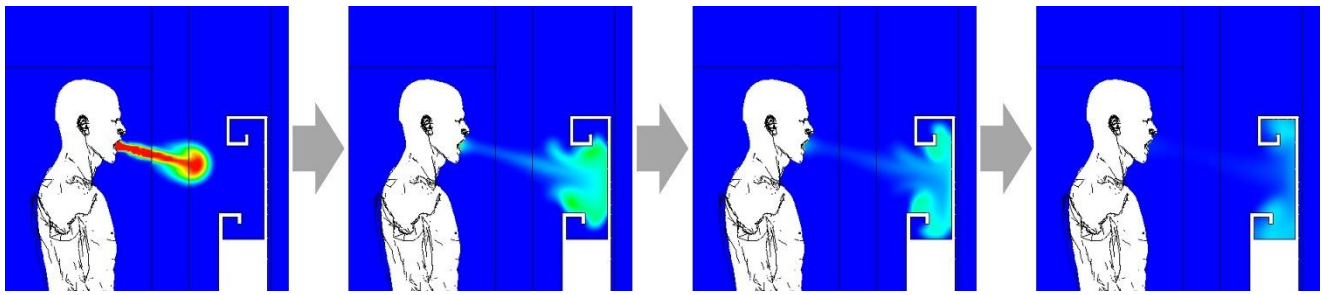


Fig.7 Flow pattern of partition with aerosol collector (talking)

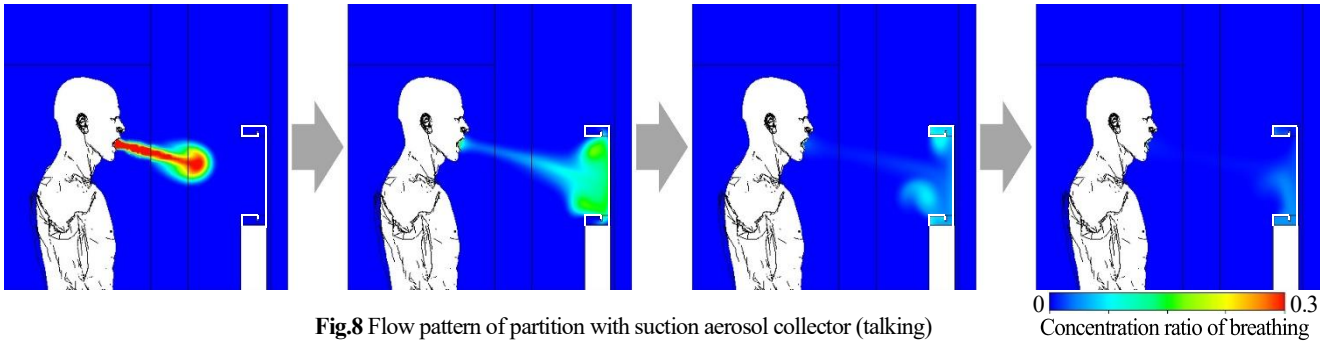


Fig.8 Flow pattern of partition with suction aerosol collector (talking)

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。

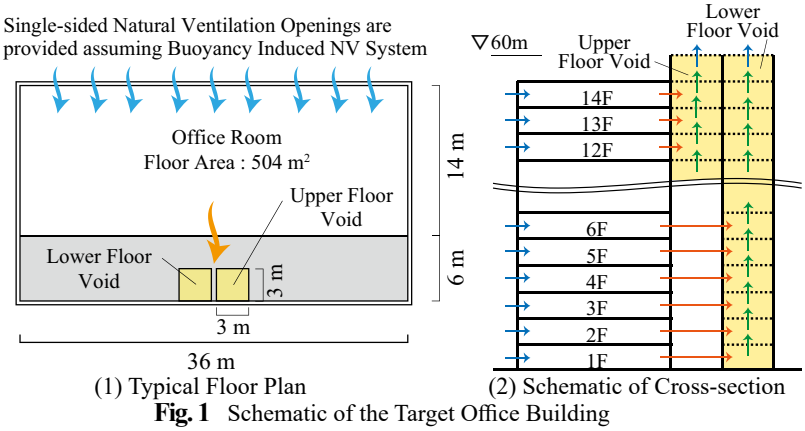


Fig. 1　Schematic of the Target Office Building

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

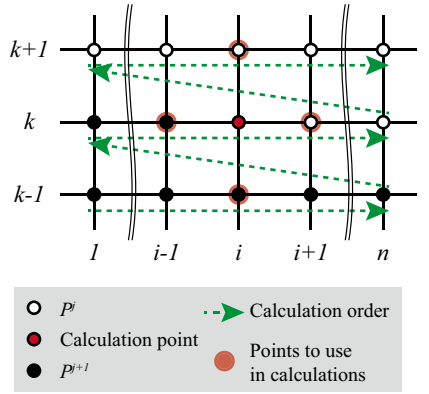


Fig. 2 Schematic of Gauss-Seidel method

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

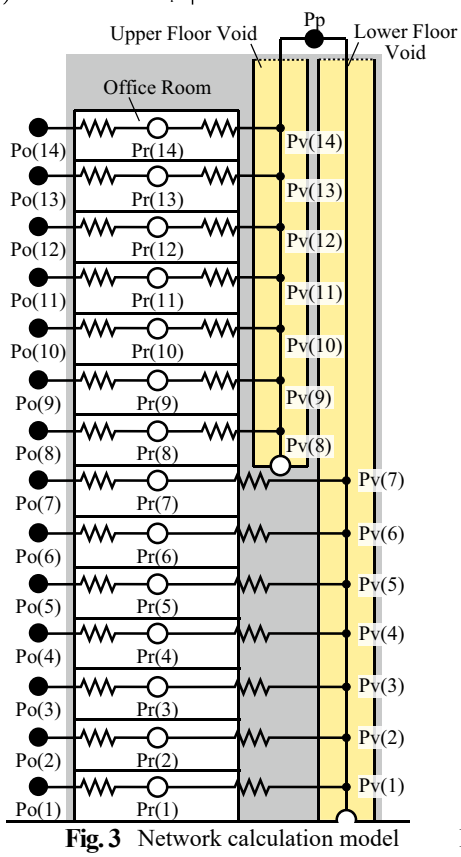


Fig. 3 Network calculation model

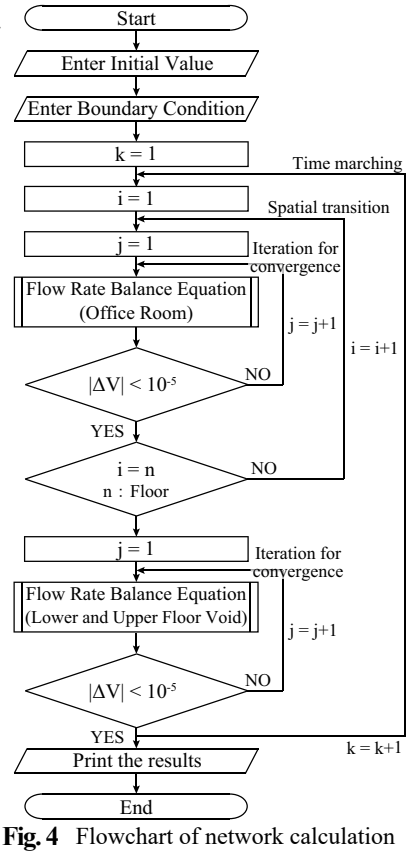


Fig. 4 Flowchart of network calculation

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

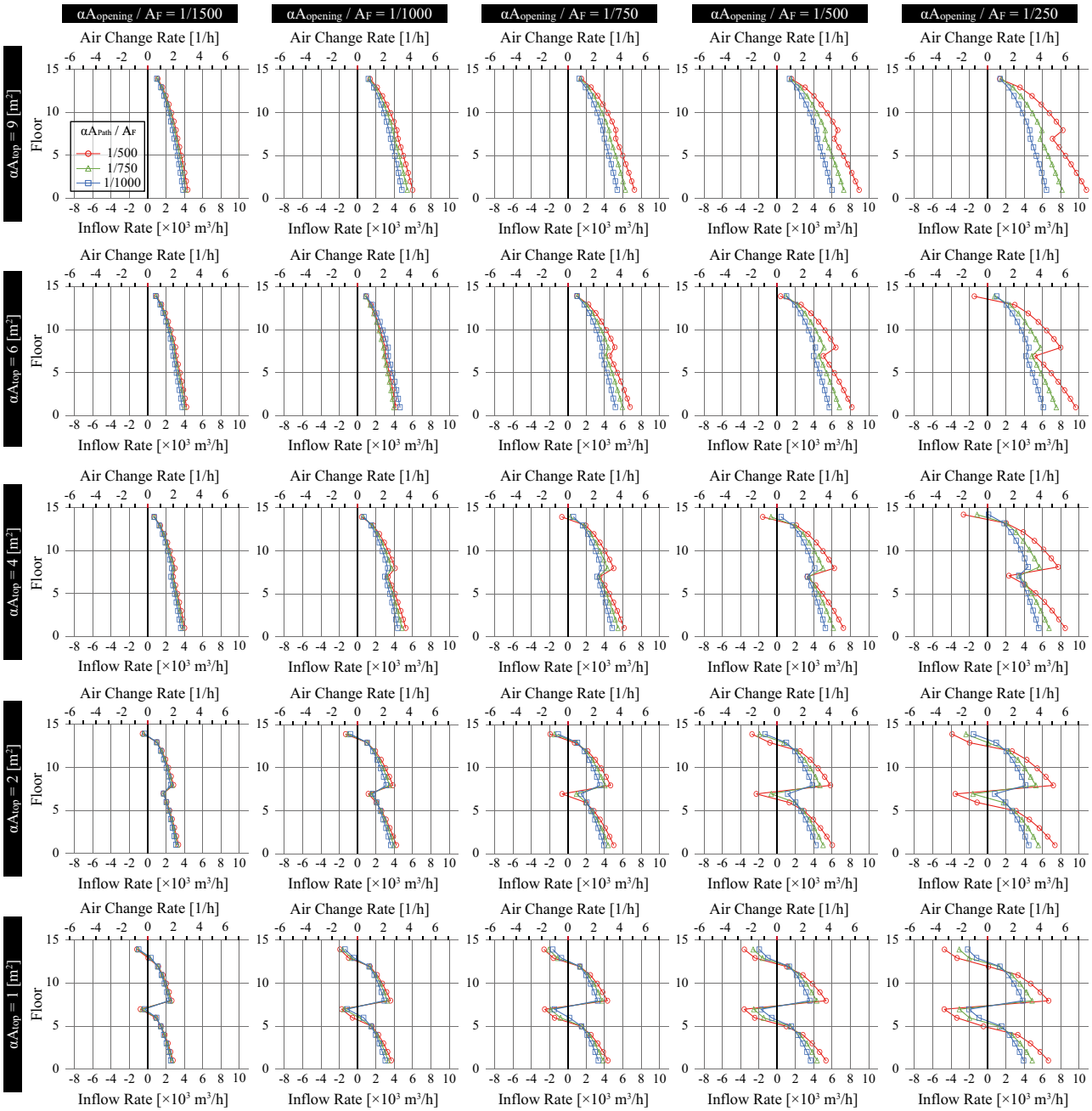


Fig. 5 Estimated Natural Ventilation Rate (switching floor 8F)

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	

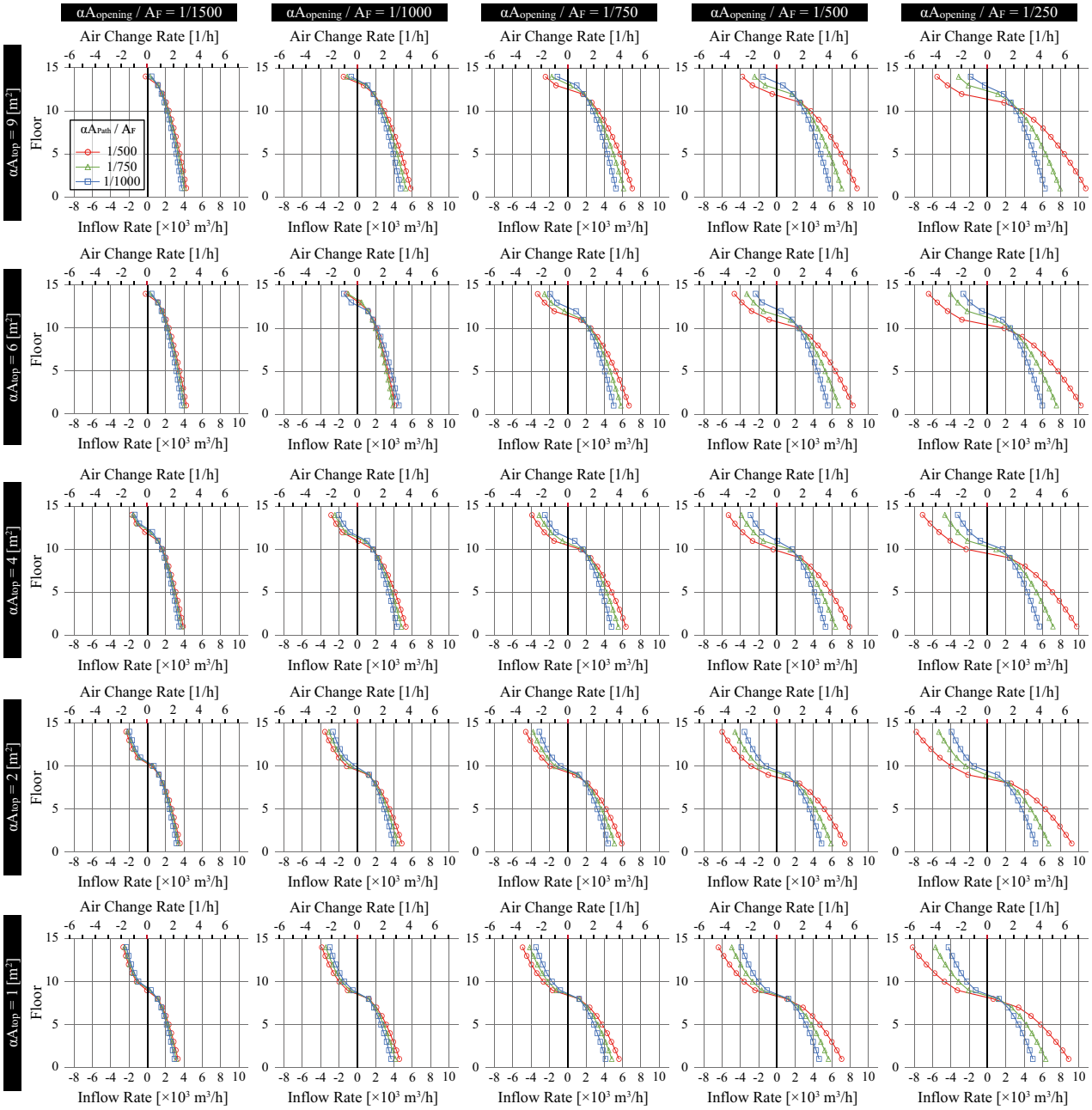


Fig. 6 Estimated Natural Ventilation Rate (Single Void)

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。

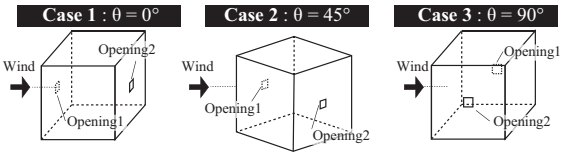
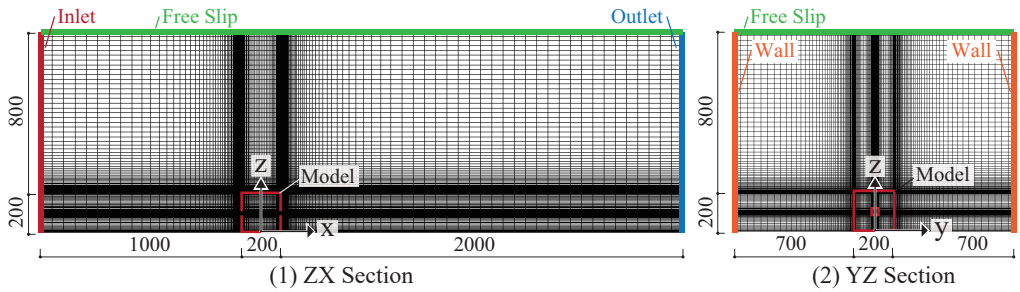


Fig.1 Wind direction (Whole Domain)

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)

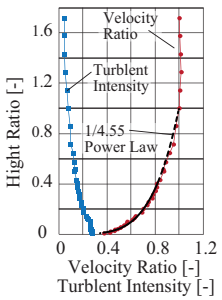


Fig.3 Approach Flow

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。

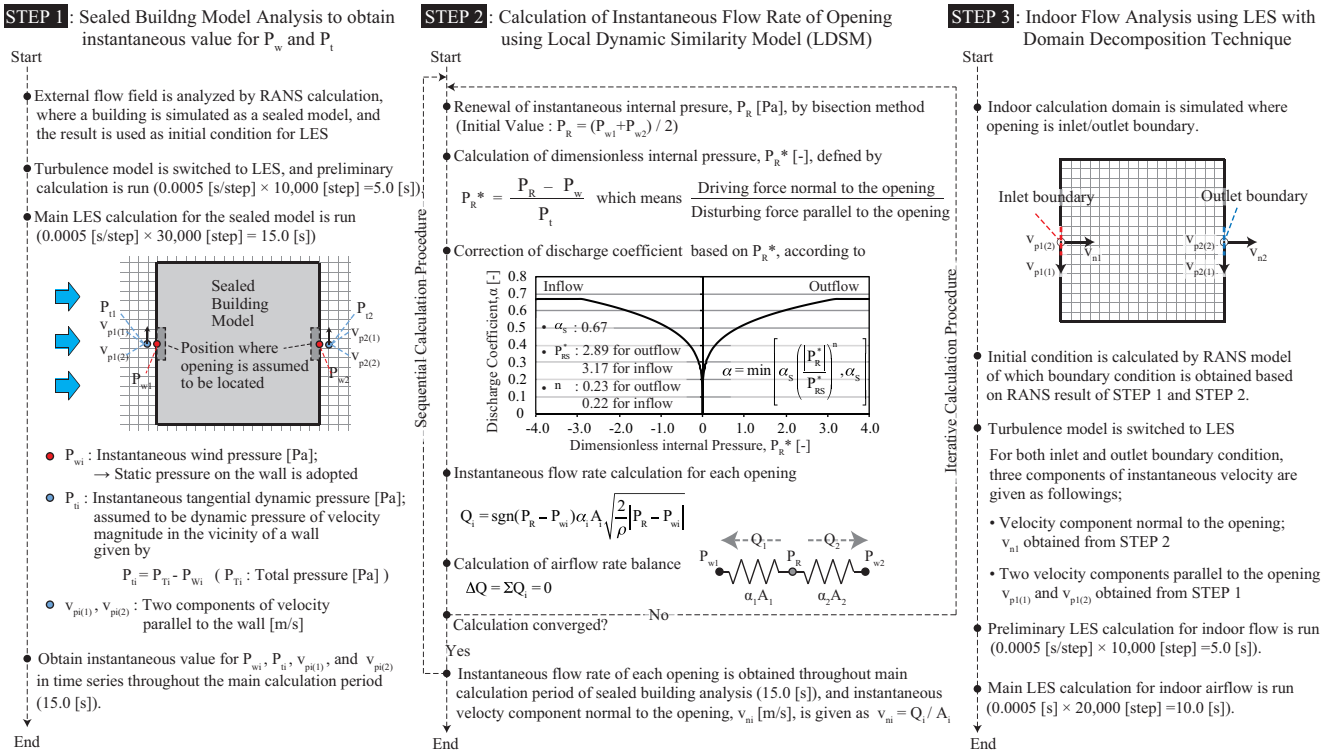


Fig.5 Calculation Procedure of LES using Domain Decomposition Technique with Local Dynamic Similarity Model (Method1)

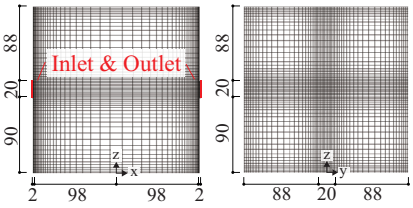


Fig.6 Computational Domain and Computational Grid (Indoor)

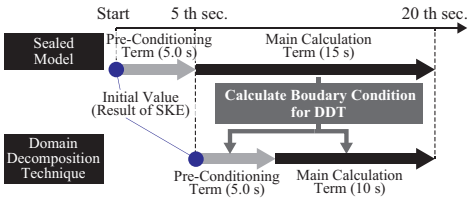


Fig.7 Calculation Timeline

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

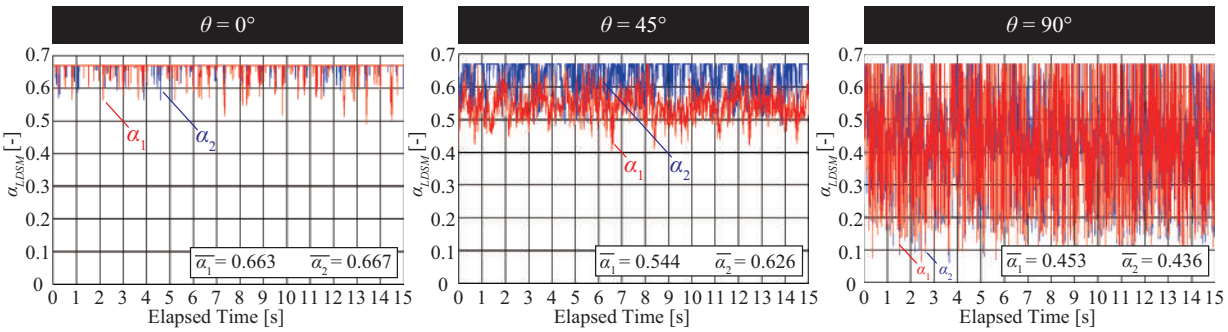


Fig.8 Instantaneous Discharge Coefficient by LDSM (Method 1)

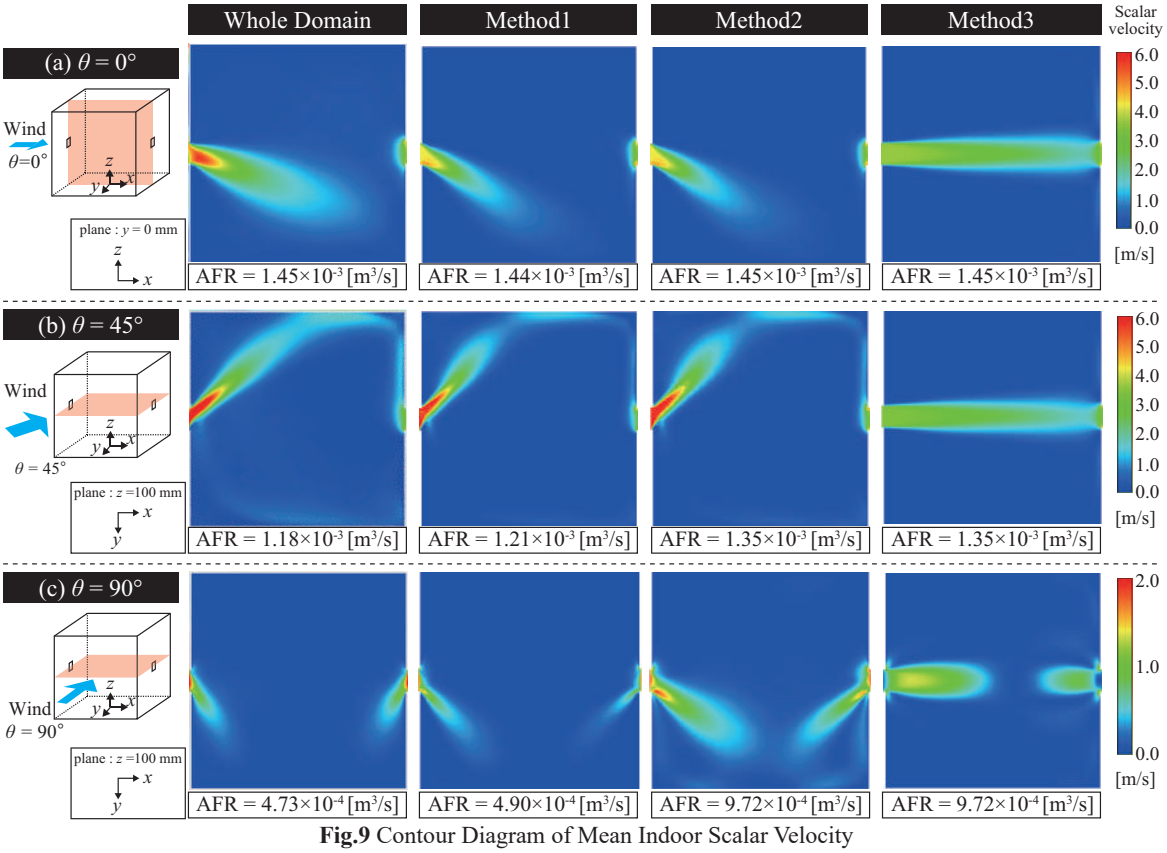


Fig.9 Contour Diagram of Mean Indoor Scalar Velocity

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

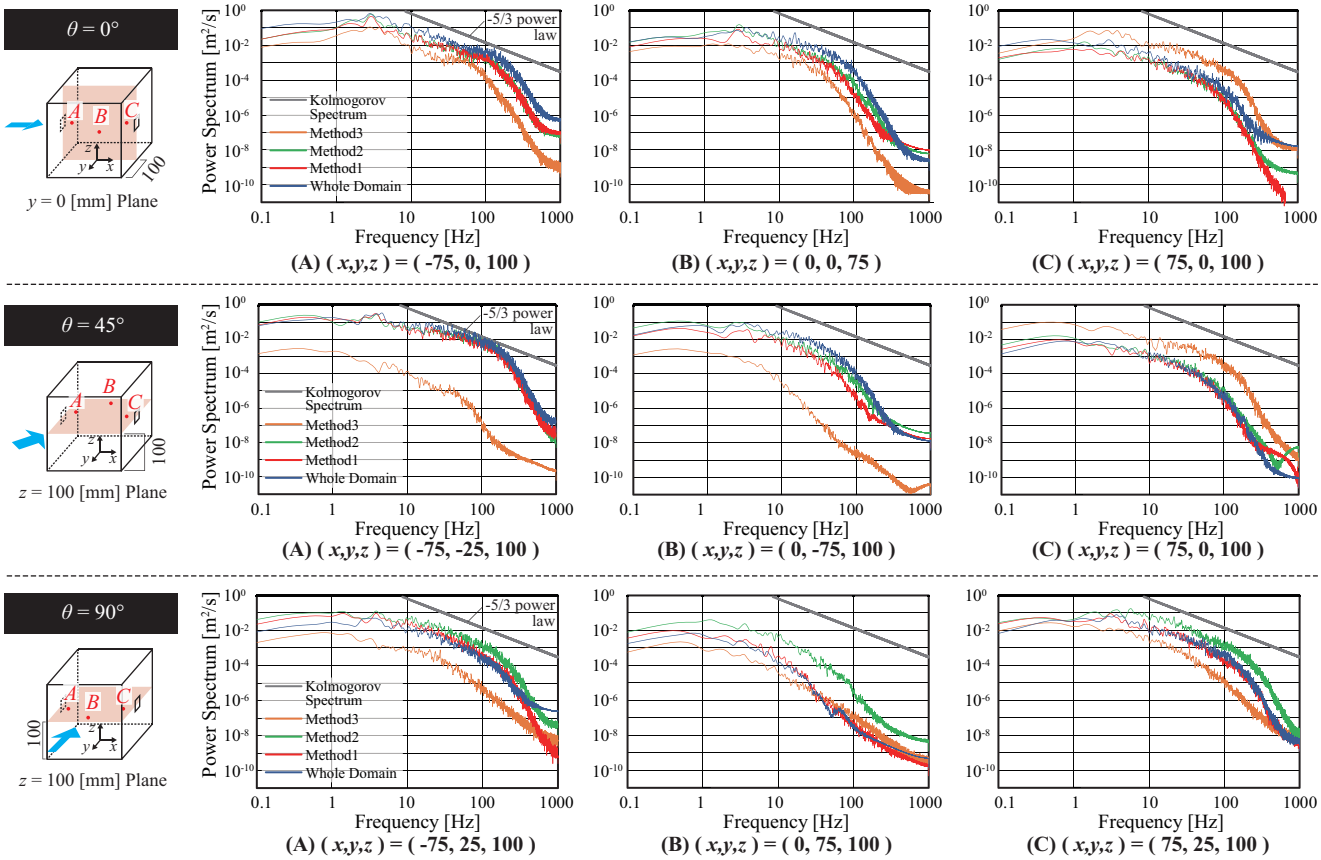


Fig.10 Power Spectrum of Instantaneous Velocity at each Monitoring Point

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

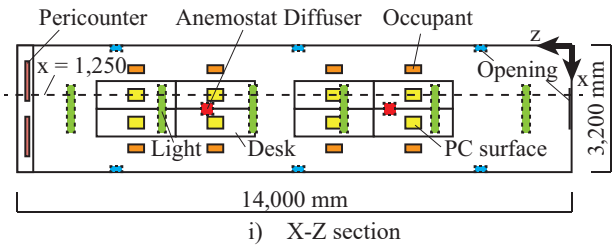


Fig.1 Analysis domain

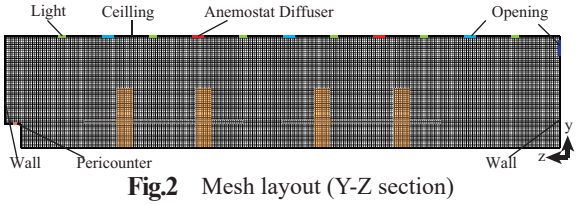


Fig.2 Mesh layout (Y-Z section)

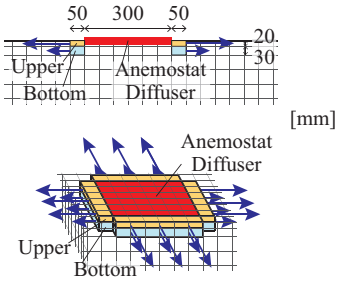


Fig.3 P.V. surface domain

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

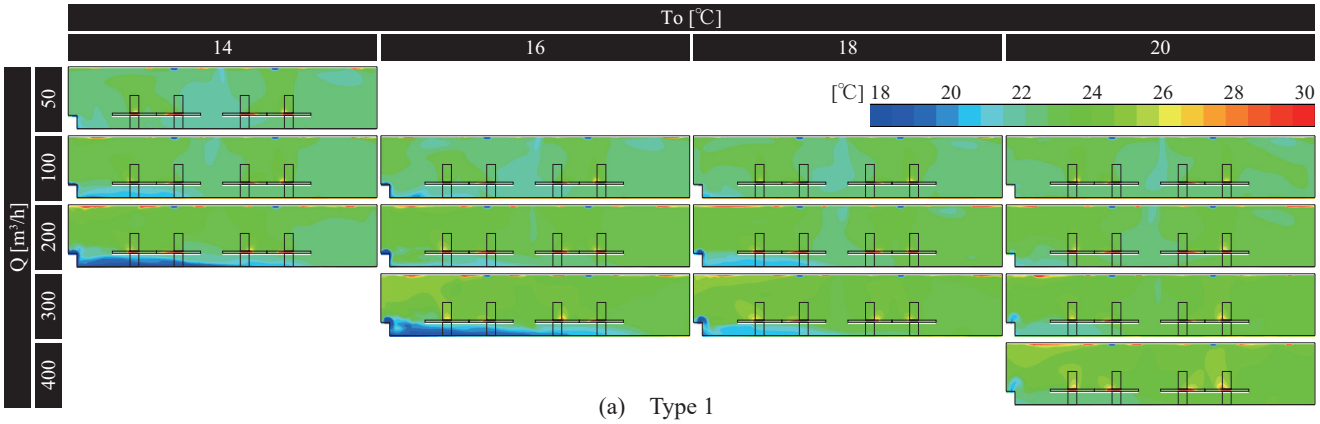
Q [m^3/h] (N [1/h])	To [℃] 14	16	18	20
50 (0.399)	○	-	-	-
100 (0.797)	○	○	○	○
200 (1.594)	○	○	○	○
300 (2.392)	-	○	○	○
400 (3.189)	-	-	-	○

Table 4 Supply air flow rate from anemostad diffuser

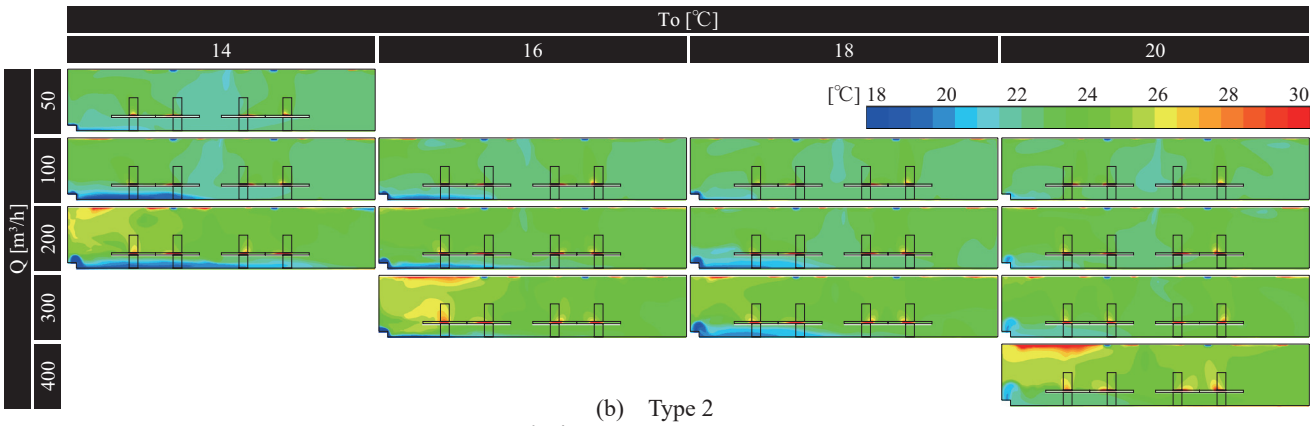
Outdoor Air Temperature [℃]	14				16				18				20			
Natural Ventilation Flowrate [m^3/h]	50	100	200	300	100	200	300	400	100	200	300	400	100	200	300	400
Total Supply Flowrate from Anemostat diffurser [m^3/h]	420	360	240	120	380	280	180	80	400	320	240	160	420	360	300	240

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

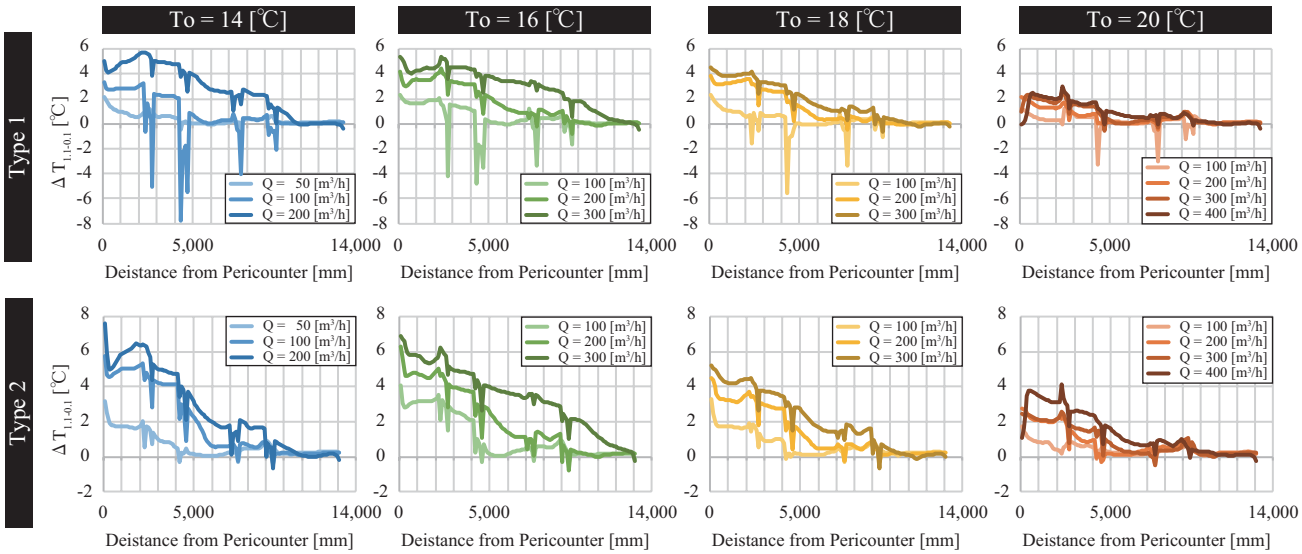
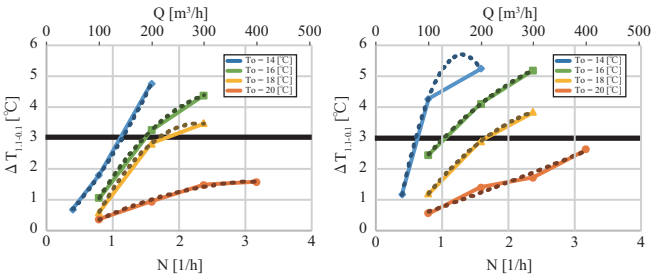
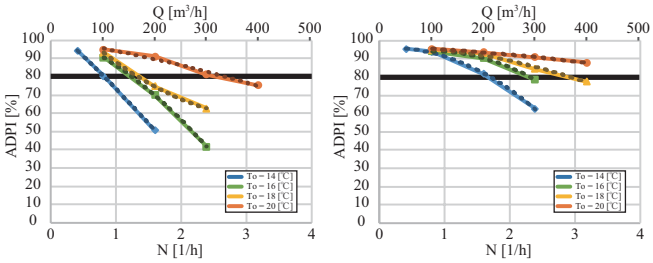


Fig.5 Relationship between distance from pericounter and temperature diffrence between head and ankle



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。

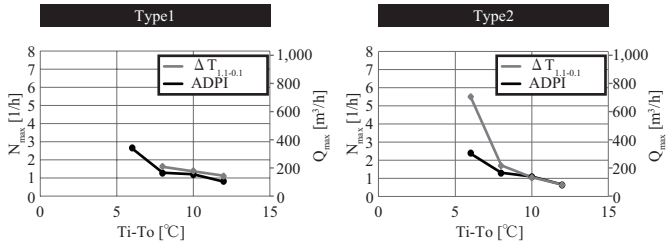


Fig.8 Comparision of air exchange rate by each matrics

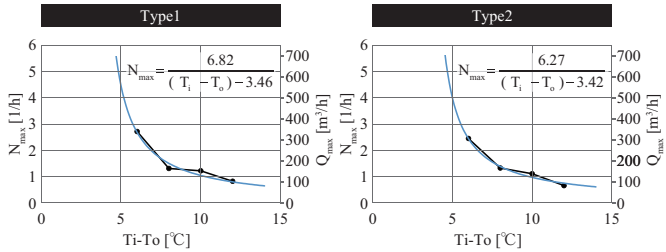


Fig.9 Maxmum air exchange rate

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

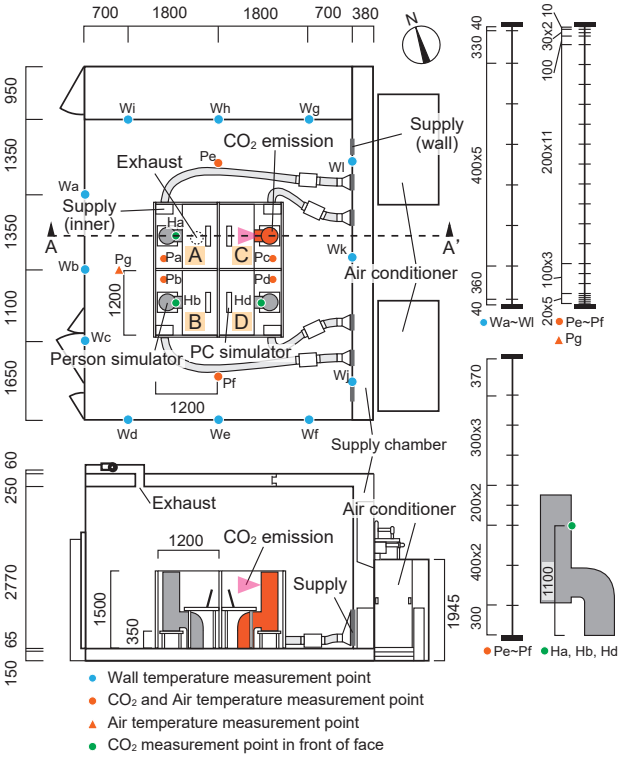


Fig.1 Plan and A-A' section of experimental set-up [mm]

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

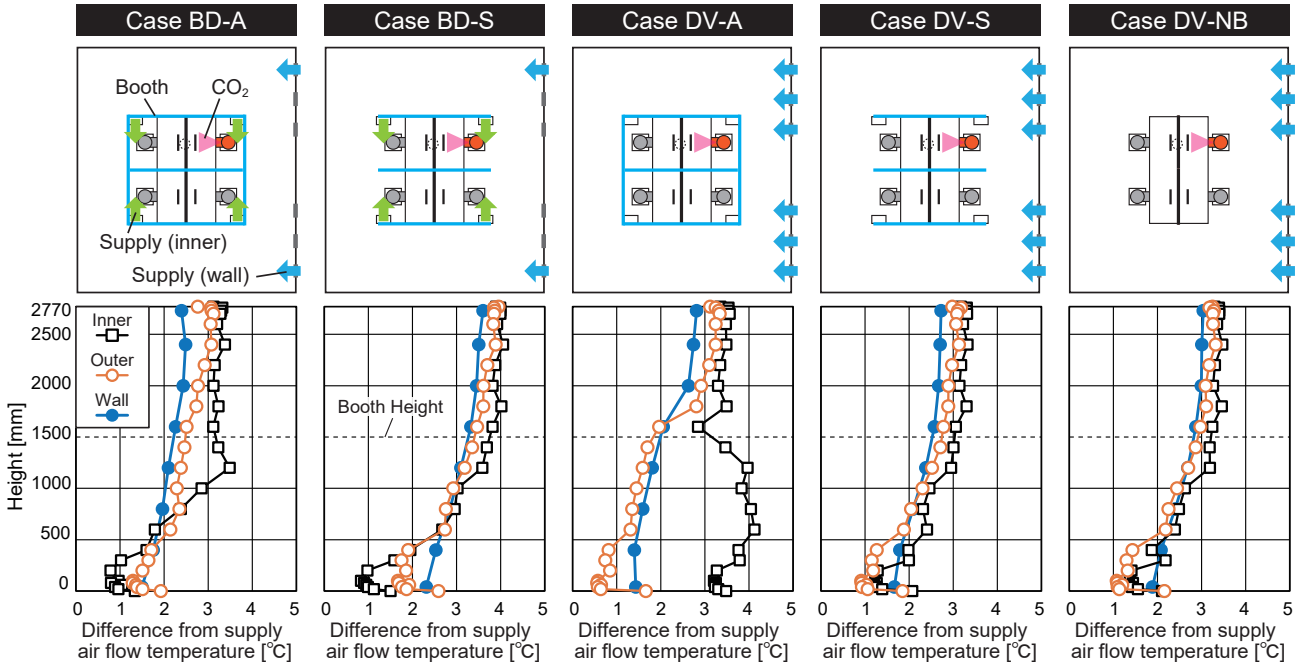


Fig. 2 Outline of Experimental condition - 1, Average vertical temperature distribution of each case

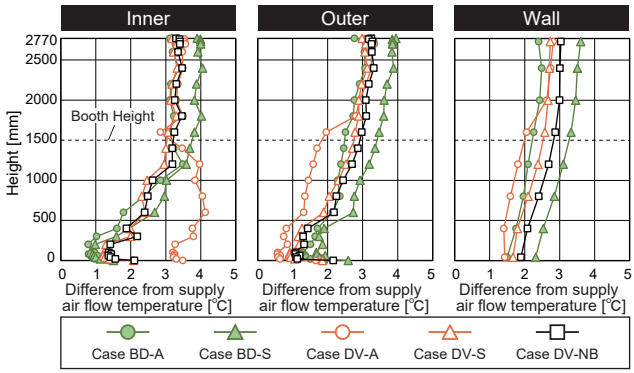


Fig. 3 Vertical average temperature distribution of each area

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。

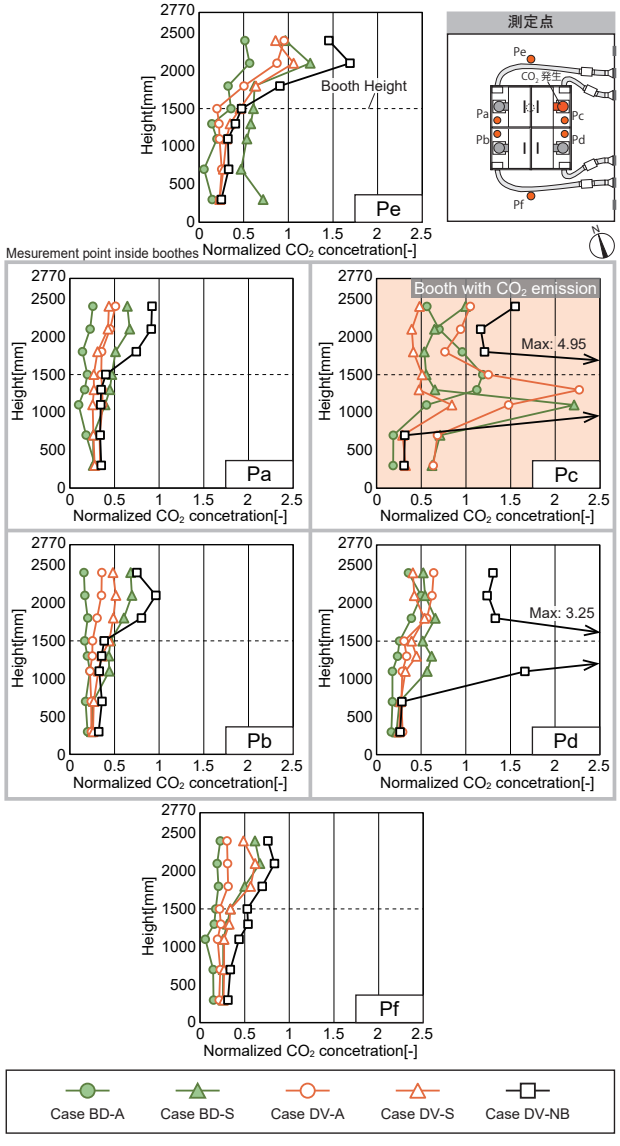


Fig. 4 Vertical CO_2 concentration distribution at each measurement point

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。

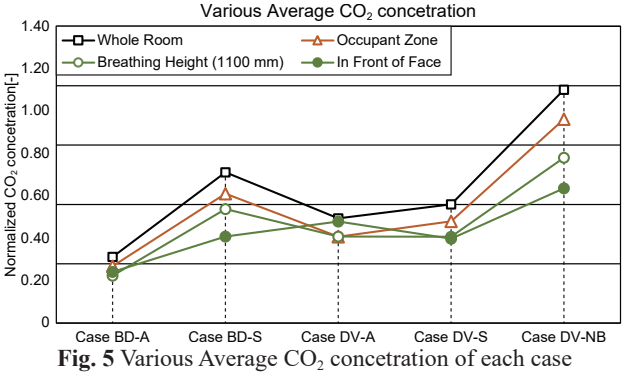


Fig. 5 Various Average CO_2 concetration of each case

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

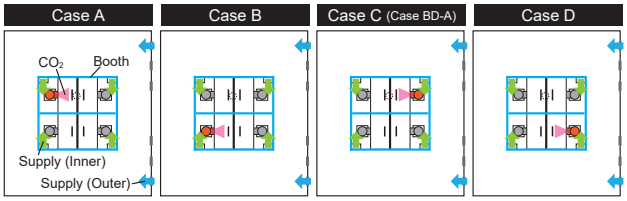


Fig. 6 Outline of Experimental condition - 2

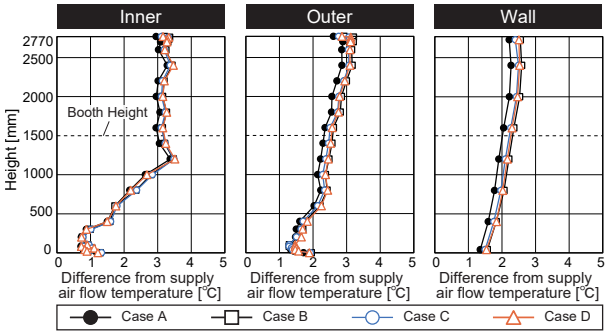


Fig. 7 Average vertical temperature distribution of each area (Case A ～ D)

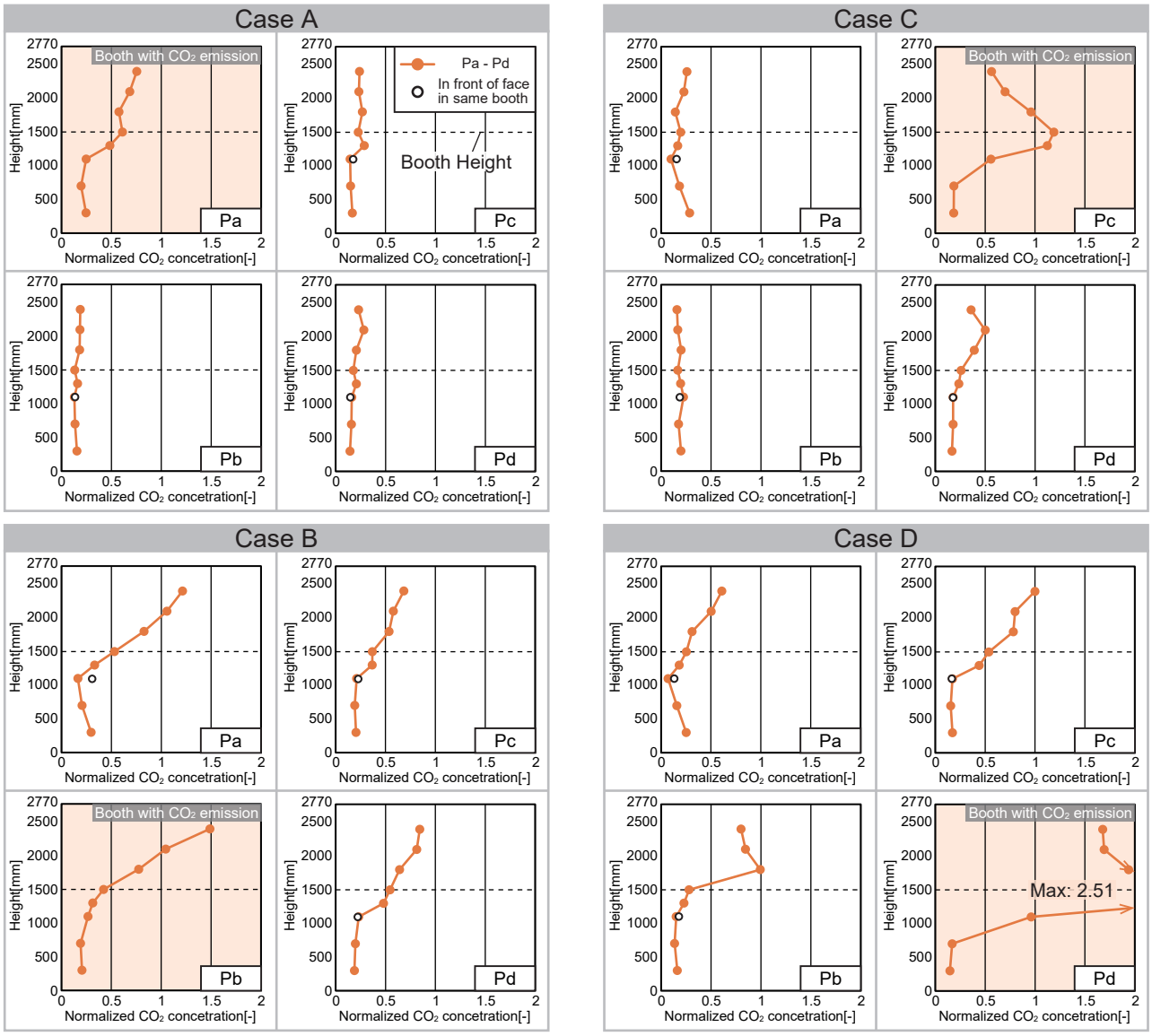


Fig. 8 Vertical CO_2 concentration distribution at each measurement point (Case A ～ D)

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.

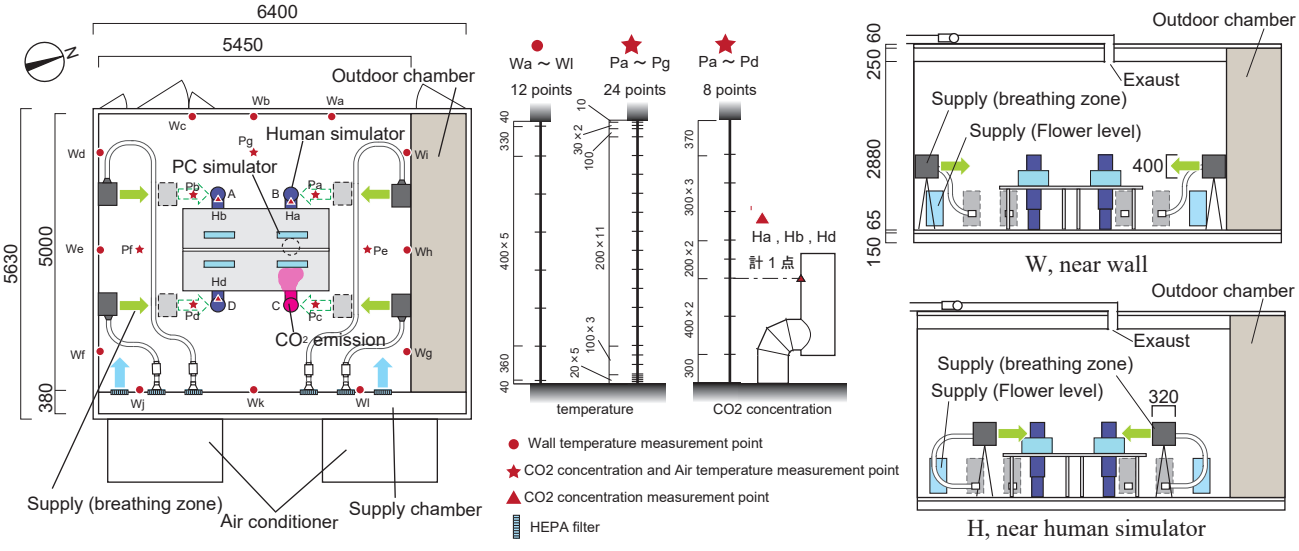
はじめに

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。

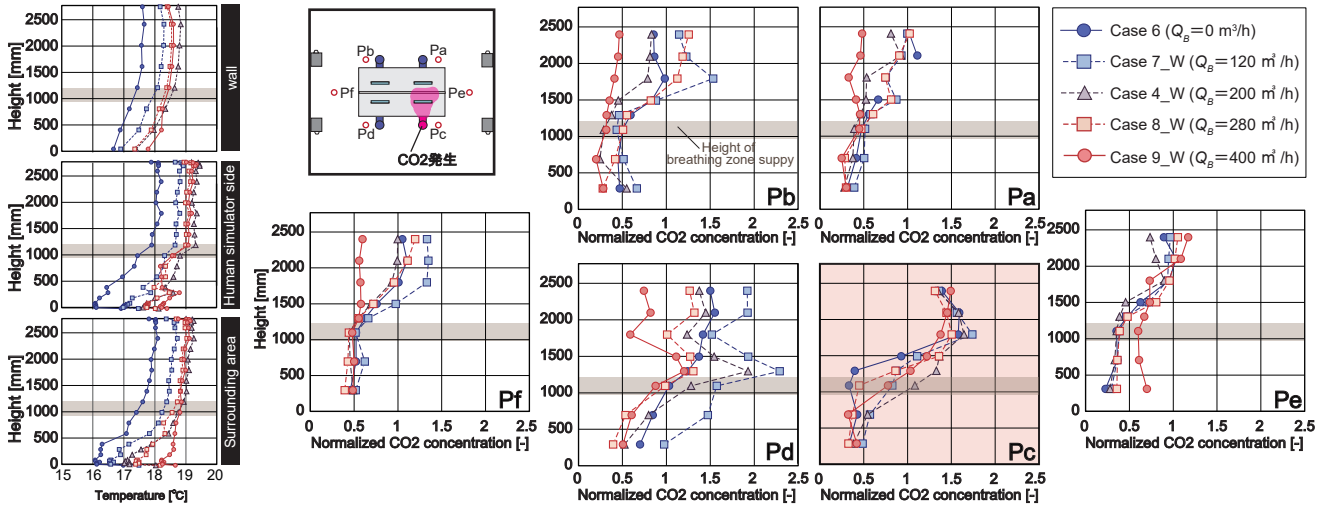
2. 1　呼吸域給気温度による違い

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。

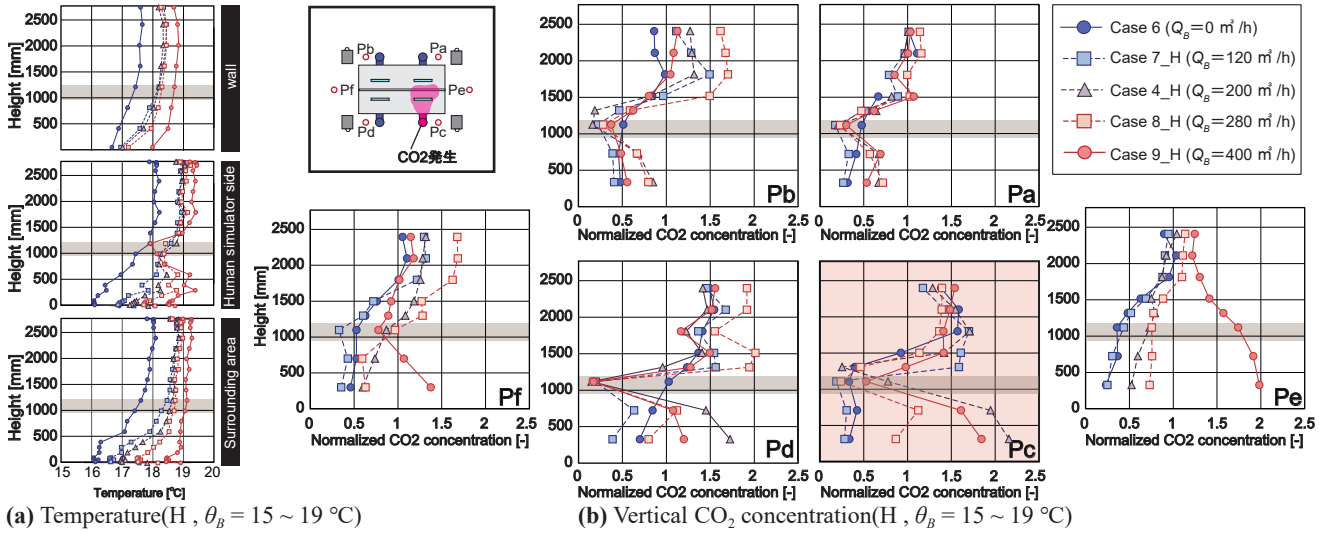
Fig. 3(a) より、 全条件において温度成層が形成されていた。模擬人体横の鉛直温度分布を見ると、θ_B=15 ～ 18 ℃で給気した Case 1_H ～ 4_H の場合には給気高さ（1100 mm 辺り）よりも低い位置の温度が呼吸域給気温度に近づき、θ_B=19 ℃で給気した Case 5_H は 1100 mm よりも高い位置の温度が呼吸域給気温度に近づいていることがわかる。温度が低い θ_B=15 ～ 18 ℃の給気は気流が下降し室下部が冷やされたのに対し、温度が高い θ_B=19 ℃の給気は気流が上昇し室上部が温められたのだと考えられる。**Fig. 3(b)** より、θ_B=18 ℃ , 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

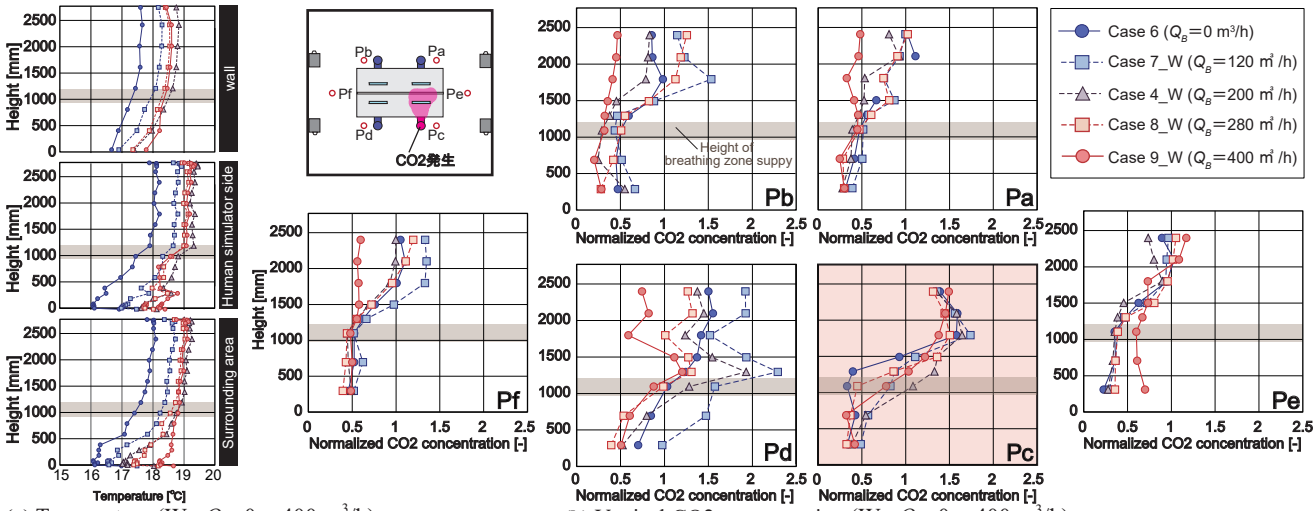
Fig. 4 に Case 4_W , Case 6_W ～ Case 9_W の、**Fig. 5** に Case 4_H , Case 6_H ～ Case 9_H の鉛直温度・CO_2 濃度分布の測定結果を示す。**Fig. 4(a)** より、呼吸域給気量が増えるにつれて温度成層が緩やかになっていることがわかる。**Fig. 4(b)** からも、Case 4_W, 6_W ~ 9_W では濃度境界面が見られた。呼吸域給気のみを行った Case 9_W では平面方向の分布が大きく、汚染源から離れた測定点 Pa , Pb , Pf で CO_2 濃度が低い傾向が見られた。汚染源付近の測定点以外では、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。

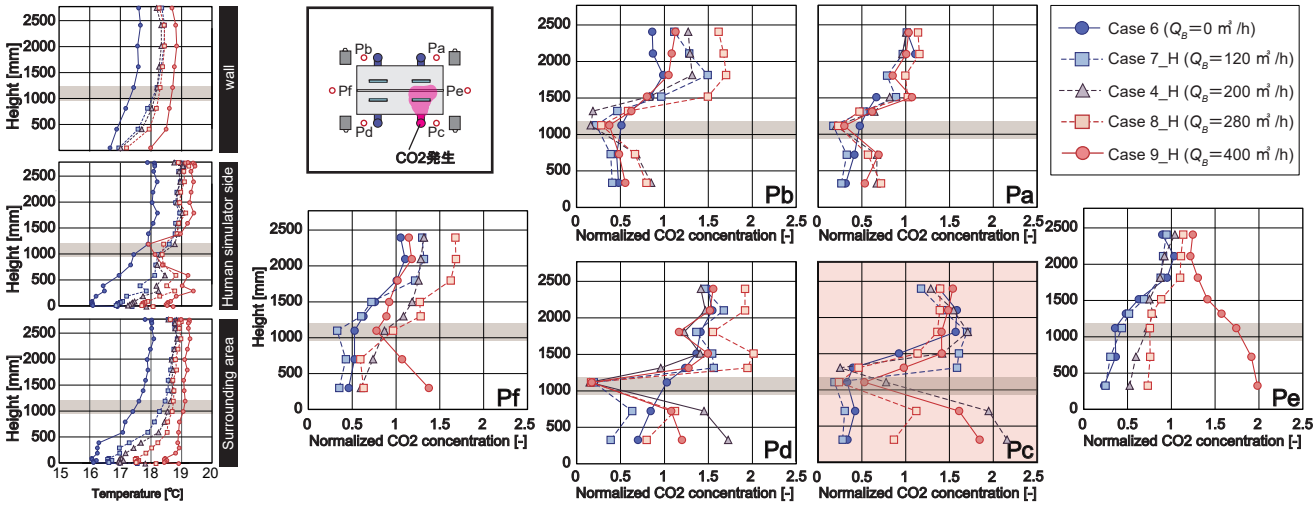
Fig. 6(W) より、壁面付近で呼吸域給気を行った場合では、θ_B=15 ～ 17 ℃で給気した Case 1_W ~ 4_W は似た結果となったが、θ_B=19 ℃で給気した W_Case 5 で顔前濃度が高くなる傾向が見られた。対して、**Fig. 6(H)** より、人体付近で呼吸域給気を行った場合は θ_B = 19 ℃の場合に比較的清浄化され、給気温度が低い場合に Hd の CO_2 濃度が高くなった。また、呼吸域給気温度によらず、Ha , Hb の CO_2 濃度が低いことがわかる。模擬 PC の上昇気流により汚染空気が模擬人体 A , B 側に流れるのを抑制したためと考えられ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

Fig. 7 より、壁面付近で呼吸域給気を行った場合では、



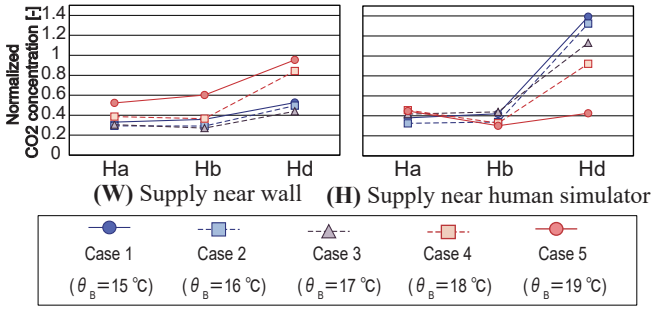
(a) Temperature (W , Q_B=0 ~ 400 m^3/h) **(b)** Vertical CO2 concentration (W , Q_B=0 ~ 400 m^3/h)

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



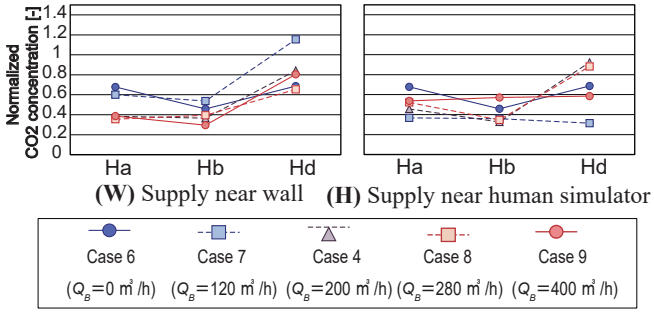
(a) Temperature(H , Q_B=0 ~ 400 m^3/h) **(b)** Vertical CO2 concentration(H , Q_B=0 ~ 400 m^3/h)

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

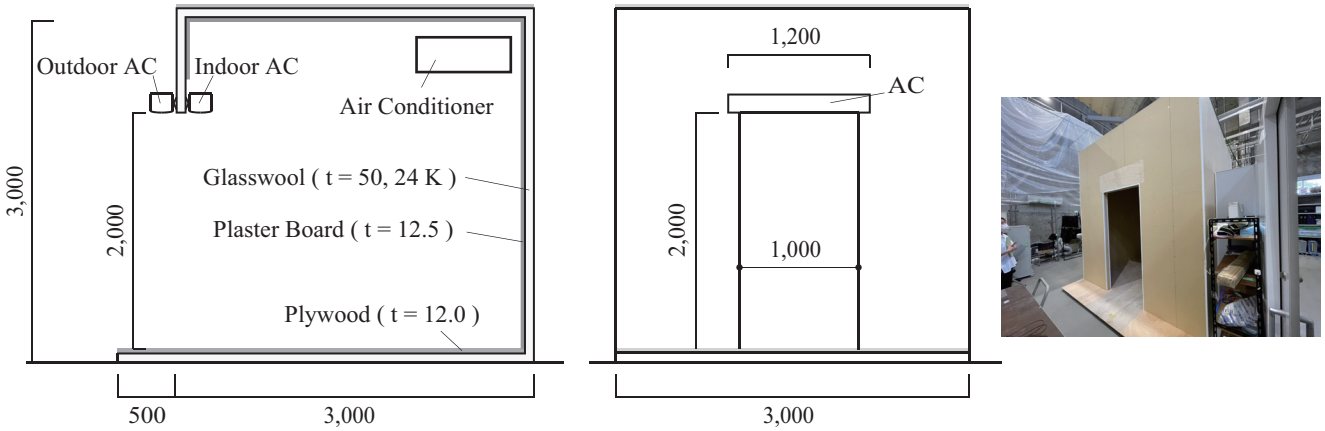
○古谷　知大　（大阪大学）　　小林　知広　（大阪大学）
山中　俊夫　（大阪大学）　　崔　　ナレ　（大阪大学）
千田　紗恵　（大阪大学）　　尾本　和夫　（きんでん）
水野　慶蔵　（きんでん）

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。

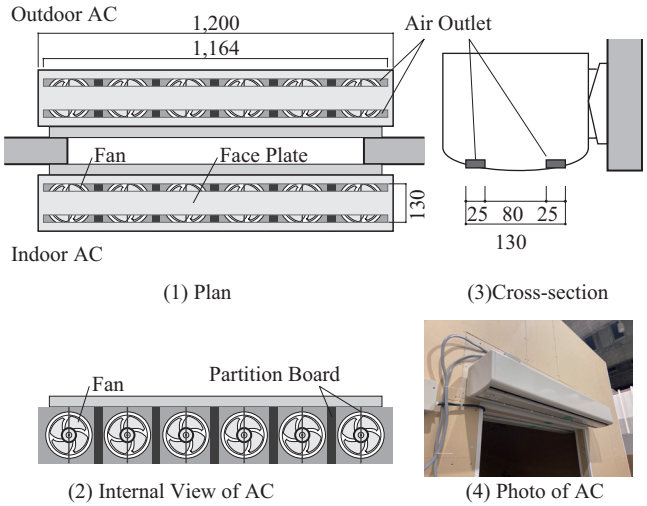
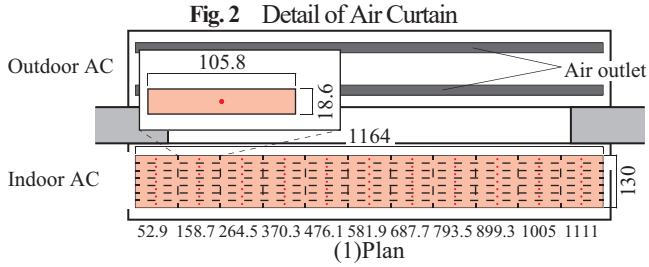


Fig. 2 Detail of Air Curtain



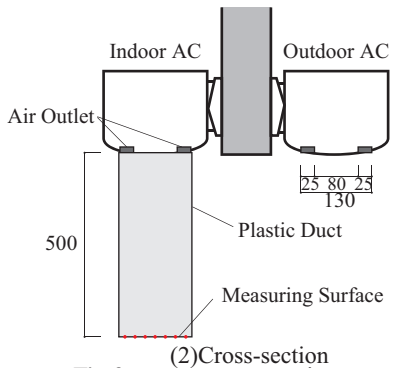


Fig. 3 Measurement point

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。

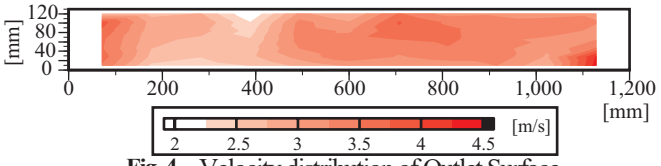
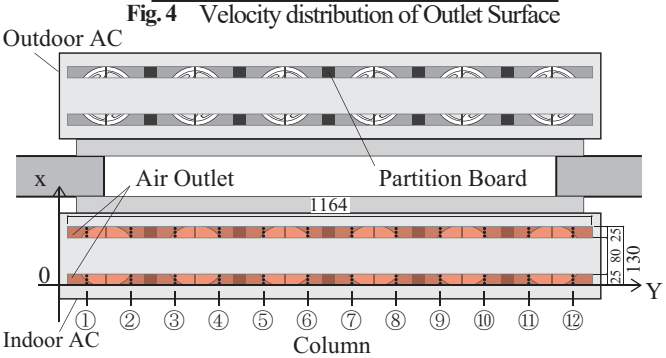


Fig. 4 Velocity distribution of Outlet Surface



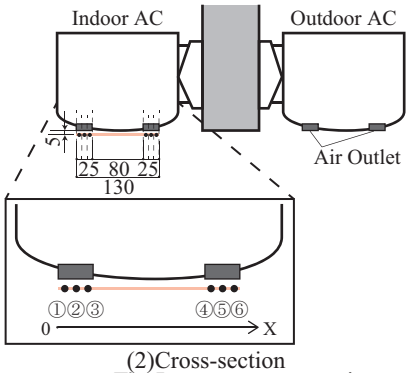


Fig. 5 Measurement point

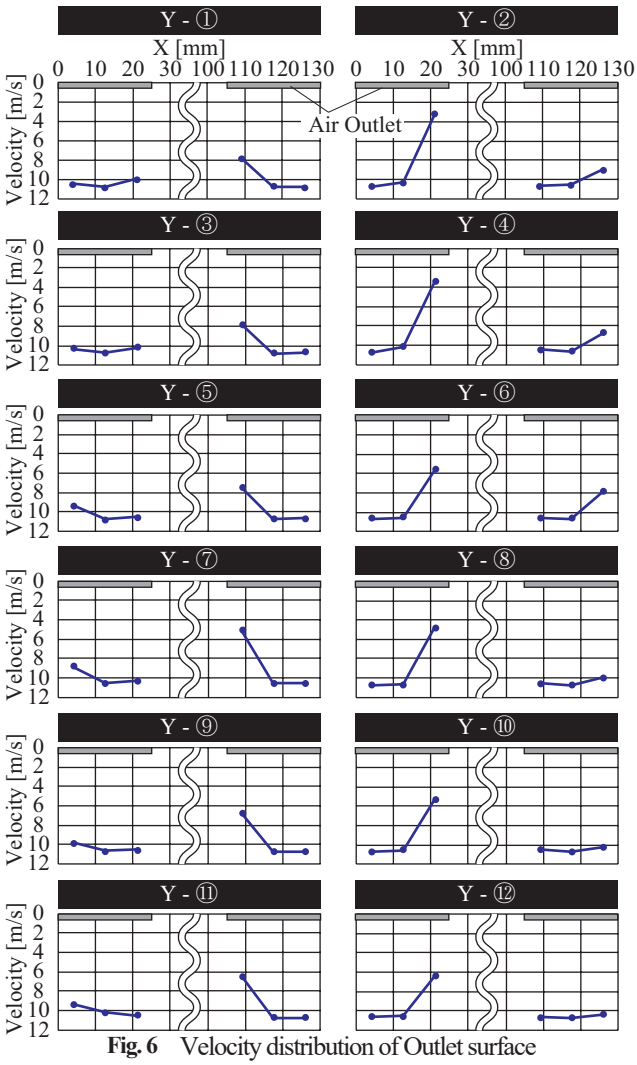


Fig. 6 Velocity distribution of Outlet surface

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。

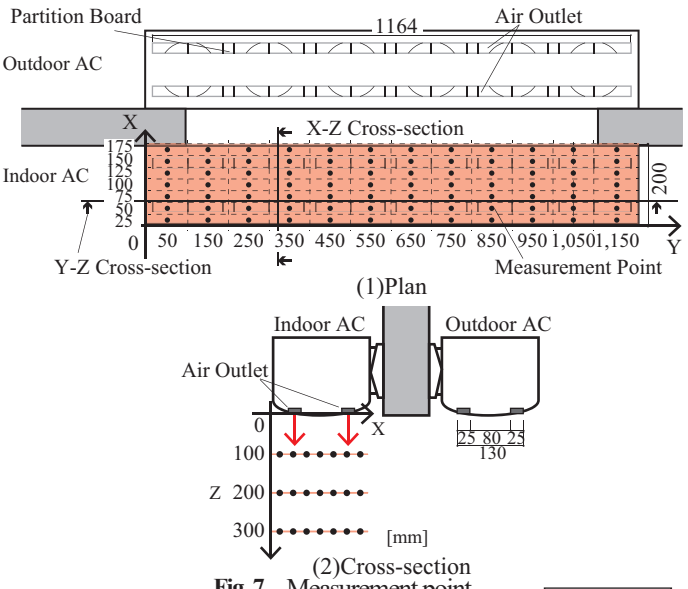


Fig. 7 Measurement point

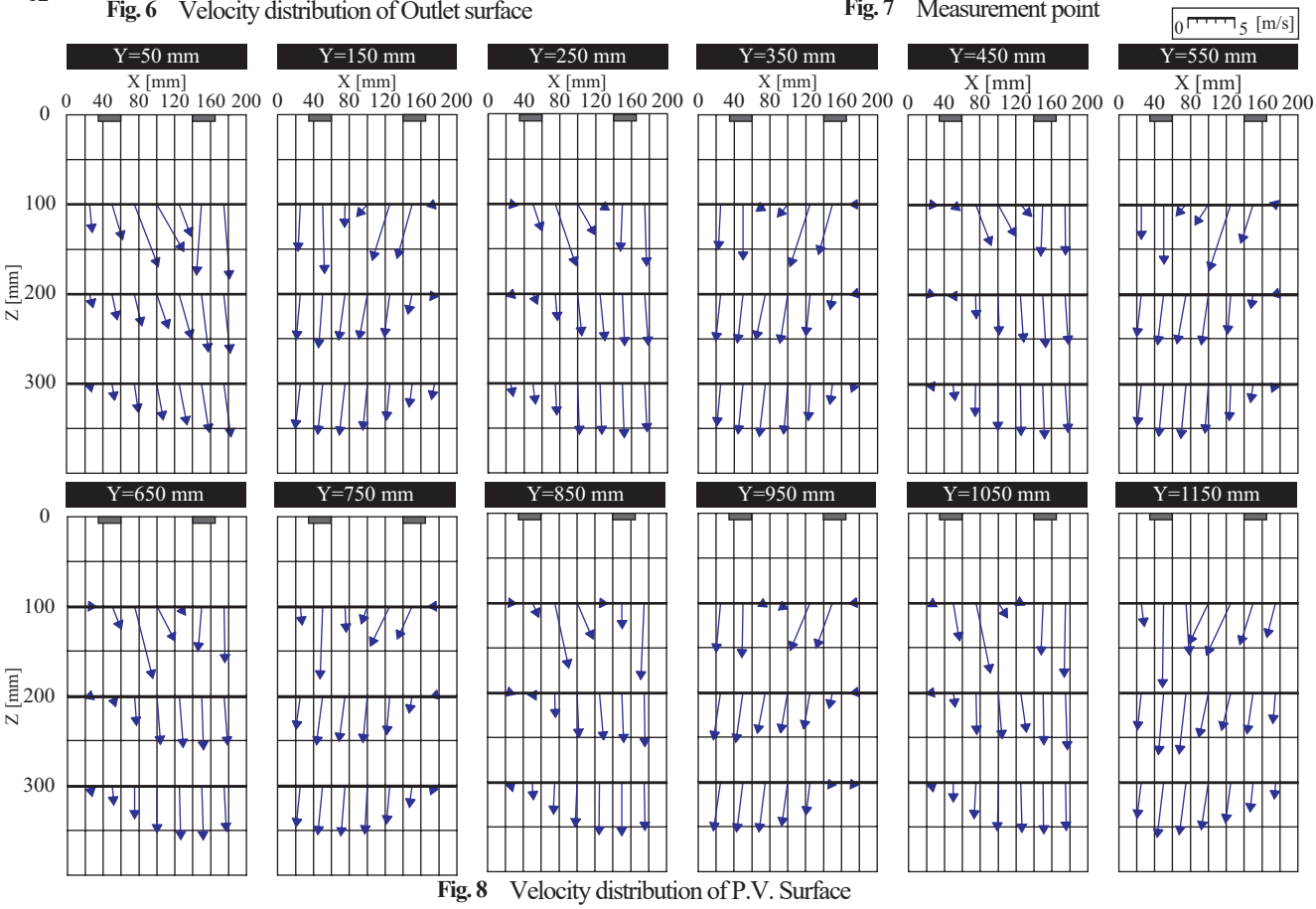


Fig. 8 Velocity distribution of P.V. Surface

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

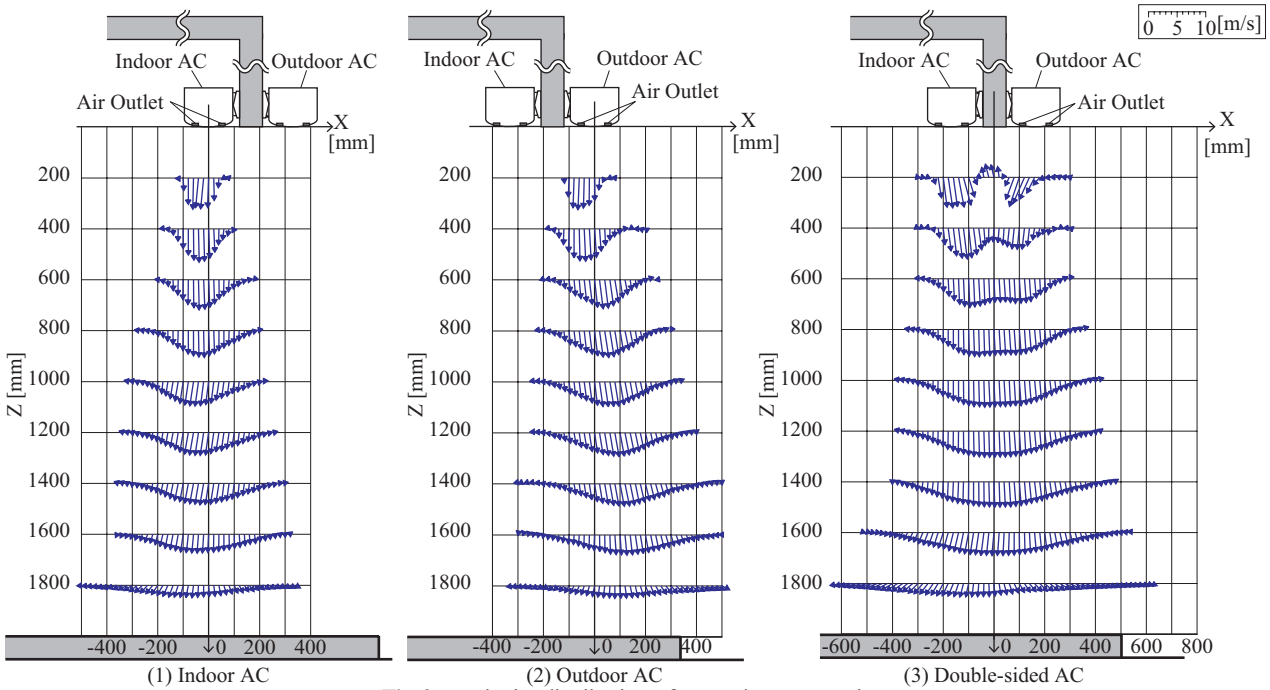


Fig. 9　Velocity distribution of Central Cross-Section

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

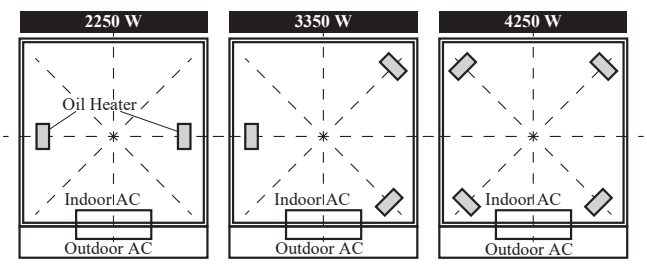
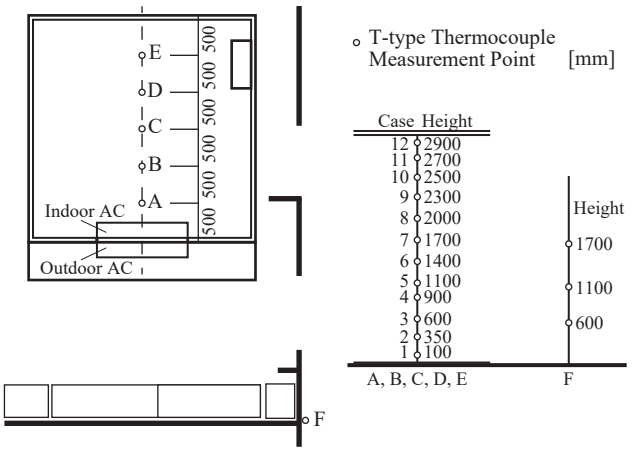


Fig. 1 Position of Oil Heater



(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.

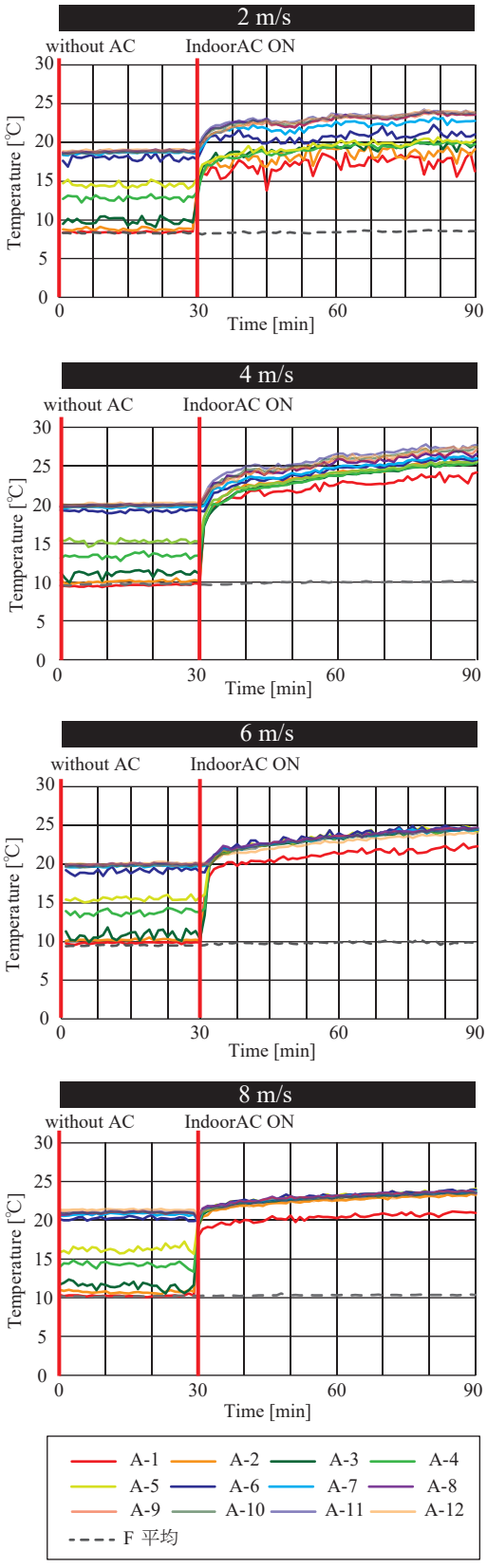


Fig.3 Temperature at Measurement Point A

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

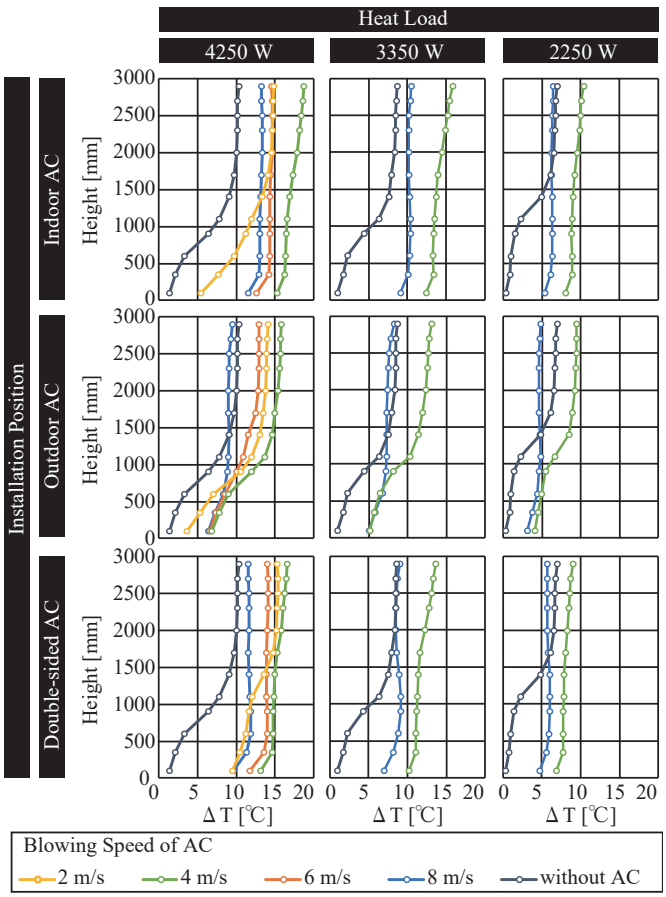


Fig. 4 Vertical average temperature distribution

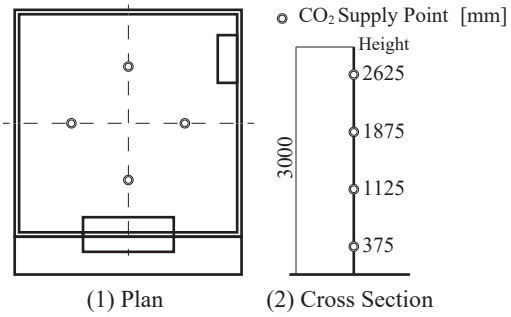


Fig. 5 CO_2 Supply Point

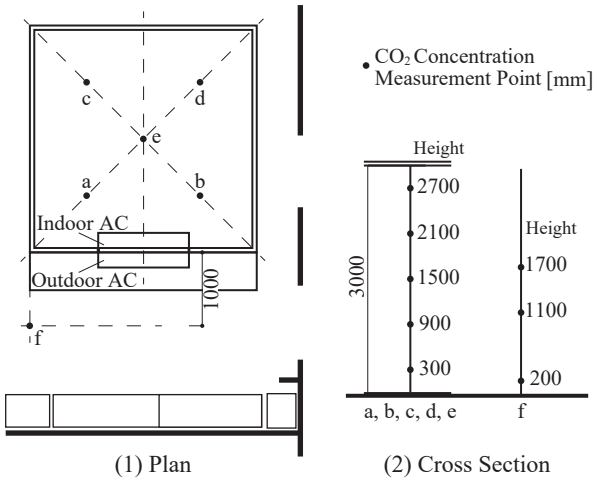


Fig. 6 CO_2 Concentration Measurement Point

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	

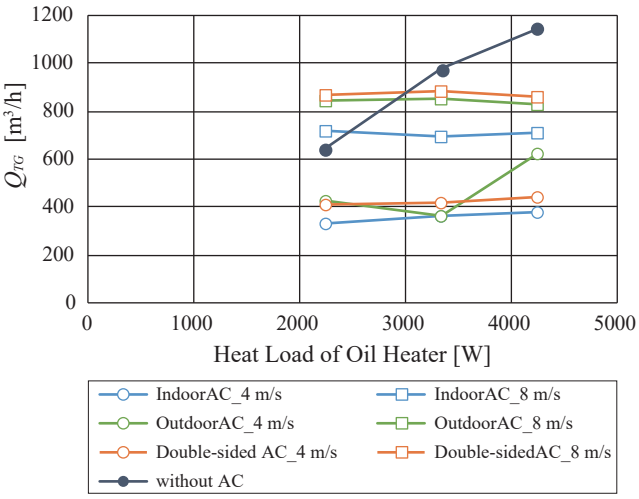


Fig. 7 Relationship between Q_{TG} and Heat Load

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)

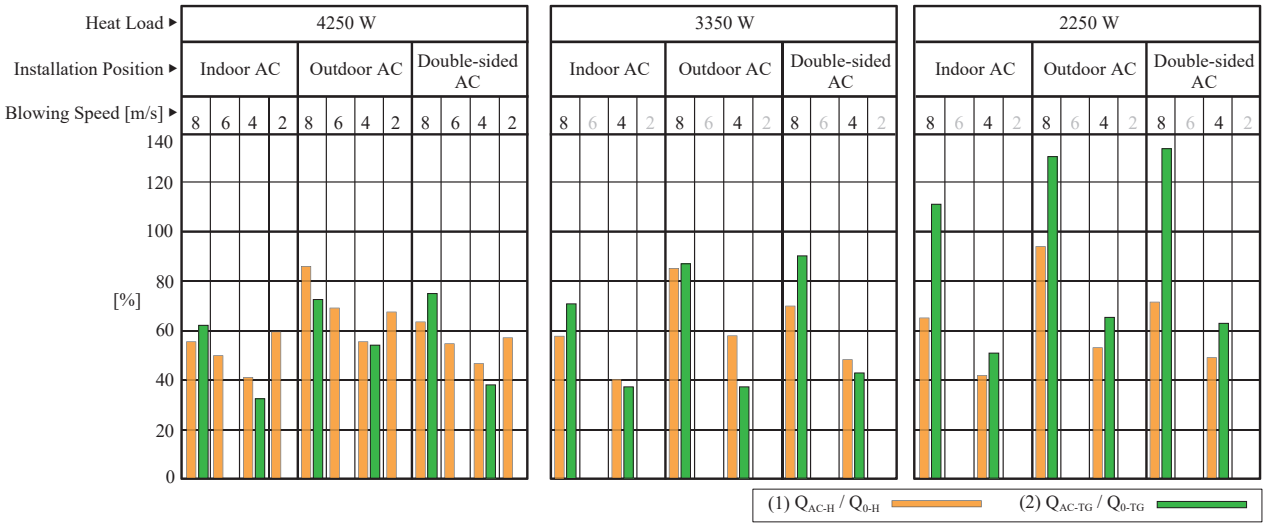


Fig. 8　Bar Graph of the Ratio between AC and No AC

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**）

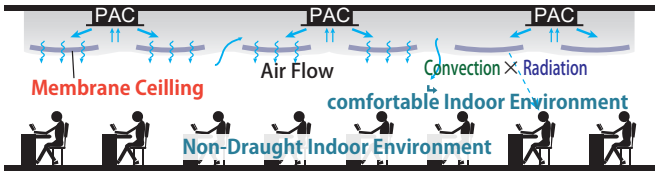


Fig.1 Membrane Air-conditioning System

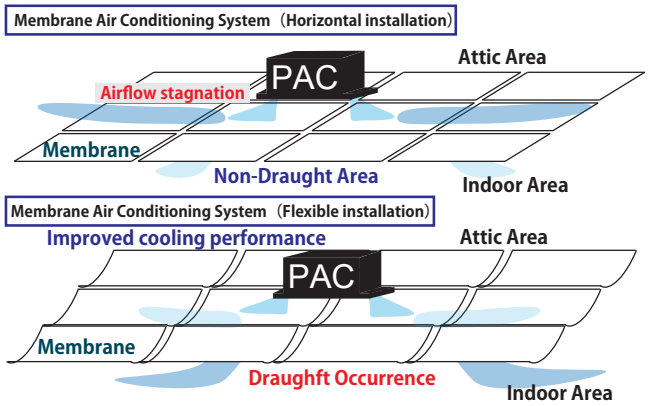


Fig.2 Membrane Installation Method and the Image of the Airflow Distribution

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。

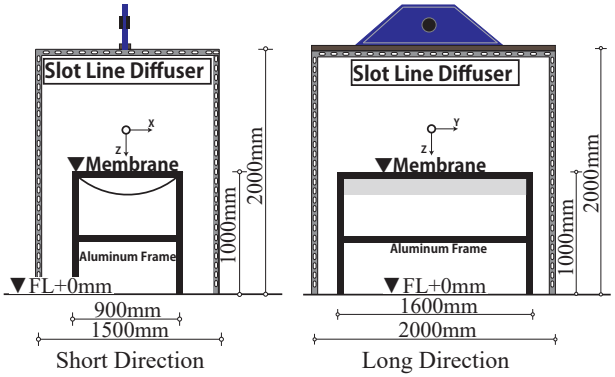


Fig.3 Experimental Equipment Elevation

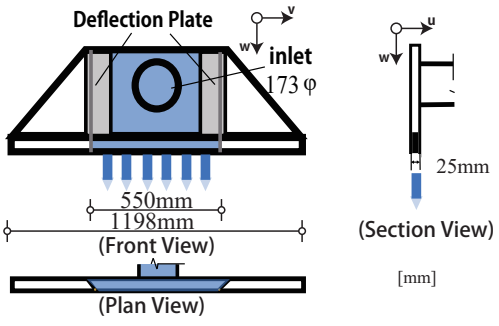


Fig.4 Experimental Equipment Elevation

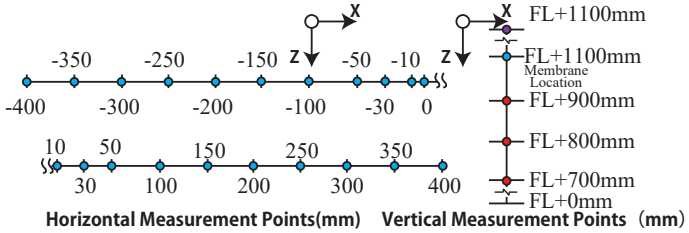


Fig.5 Vertical measurement point of Air Temperature

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

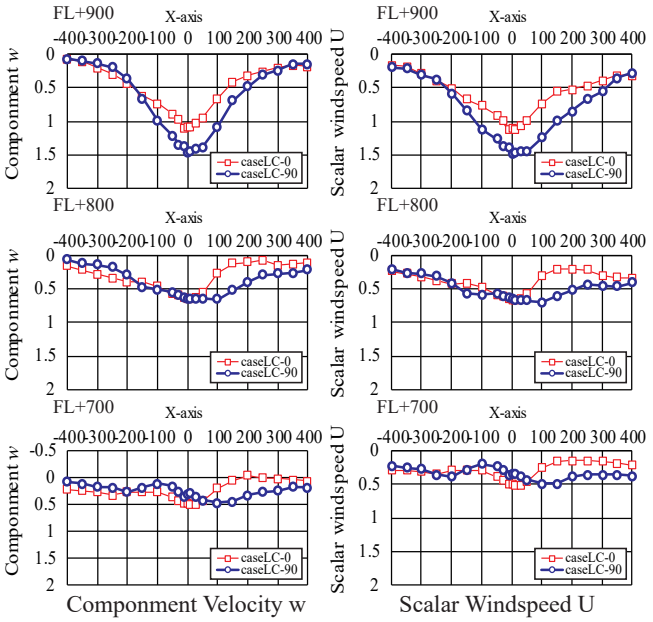


Fig.6 Velocity's Distribution at FL+700~900mm(caseLC-0&LC-90)

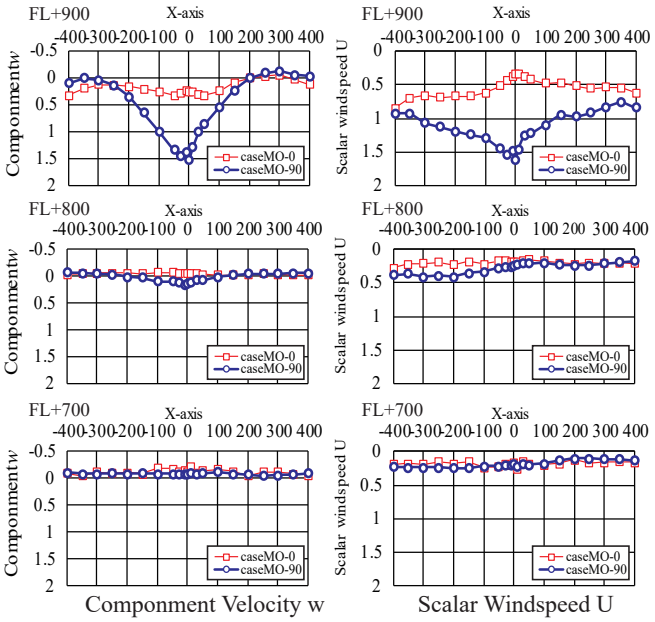


Fig.7 Velocity's Distribution at FL+700~900mm(caseMO-0&MO-90)

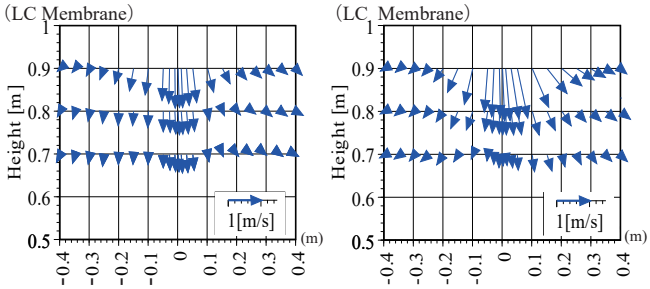


Fig.8 X-Zcross section velocity vector(FL+700~FL+900)
(Left:caseLC-0 Right:caseLC-90)

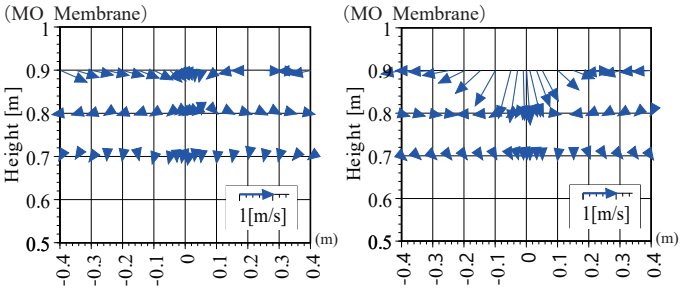


Fig.9 X-Zcross section velocity vector(FL+700~FL+900)
(Left:caseMO-0 Right:caseMO-90)

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

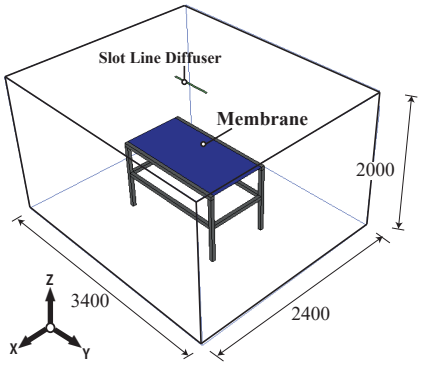


Fig.10 Analysis Isomet Diagram

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	

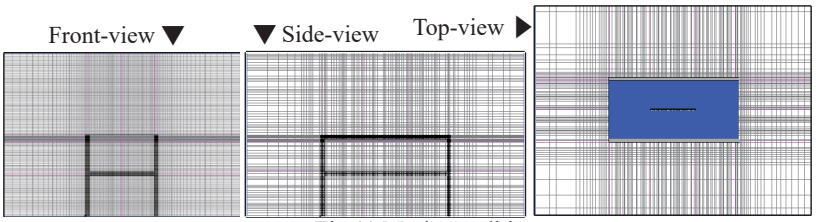


Fig.11 Mesh Condition

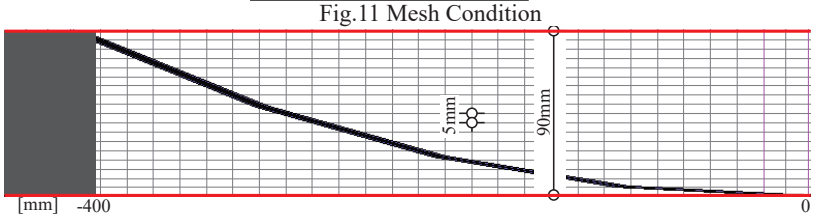


Fig.12 Membrane Mesh Condition

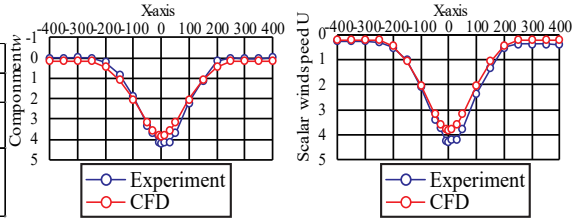


Fig.13 Velocity Comparison at 1.1m(CFD&Experiment)

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)

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

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

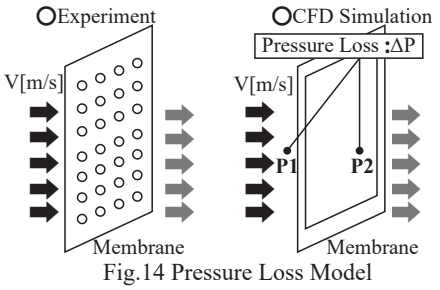


Fig.14 Pressure Loss Model

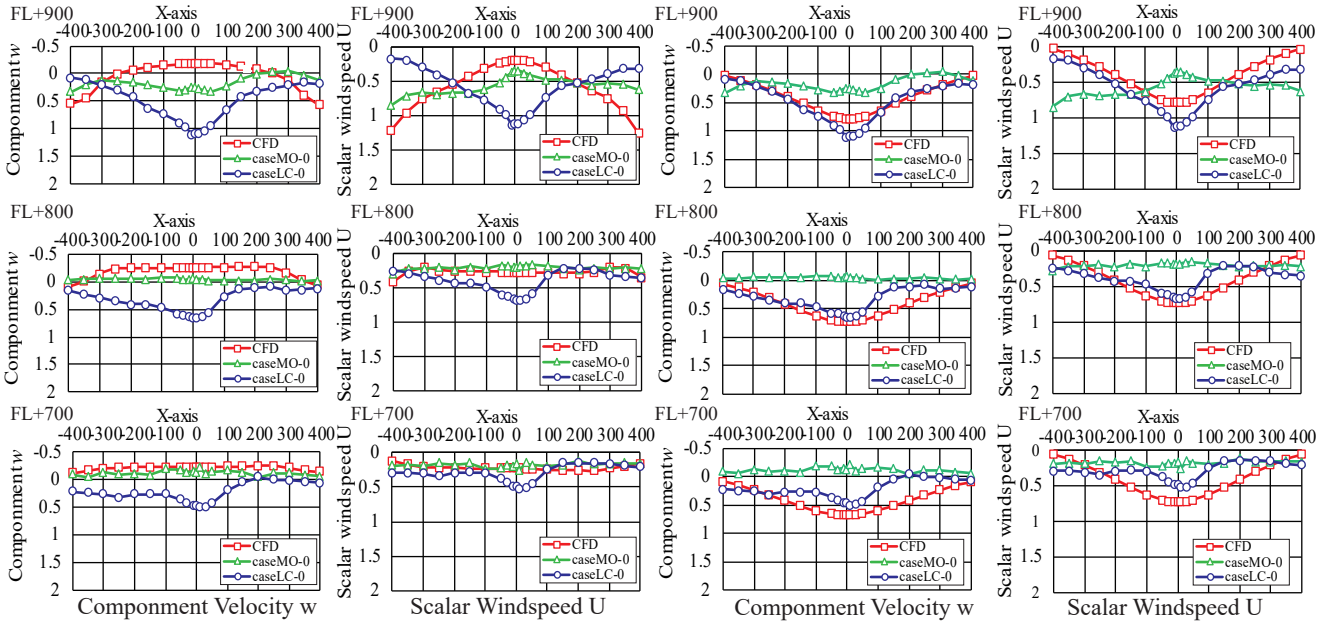


Fig.15 Velocity's Distribution at FL+700~900mm(CFD&CaseMO-0&caseLC-0) Fig.16 Velocity's Distribution at FL+700~900mm(CFD&CaseMO-0&caseLC-0)

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

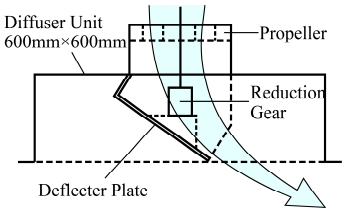


Fig.2 Diffuser System

Fig.3 Image of the Laboratory

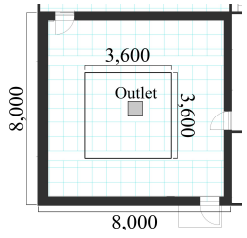


Fig.4 Floor Plan of the Lab

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

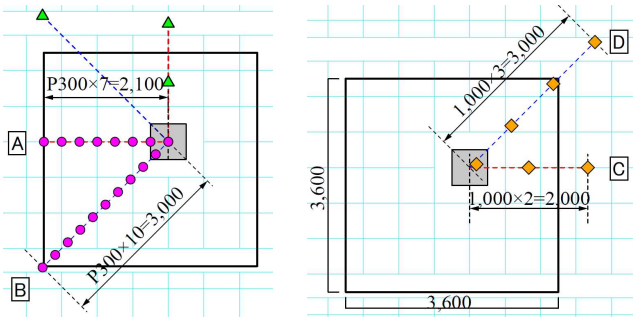


Fig.5 Measurement Point

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

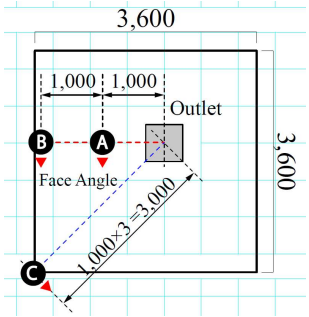


Fig.6 Position of Each Subject

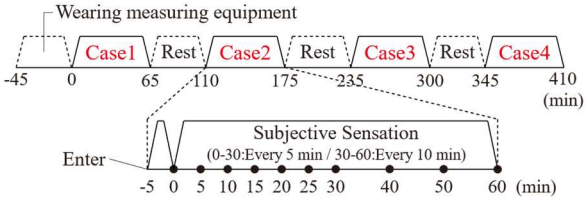


Fig.7 Experimental Procedure (Example)

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)

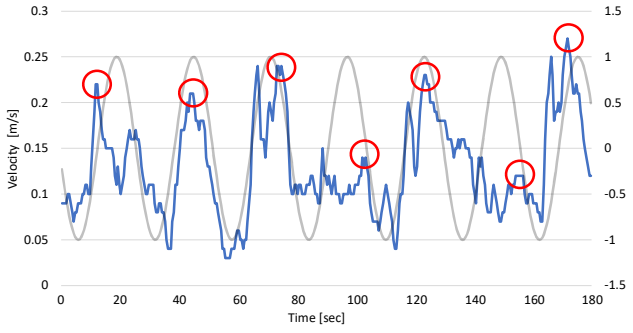
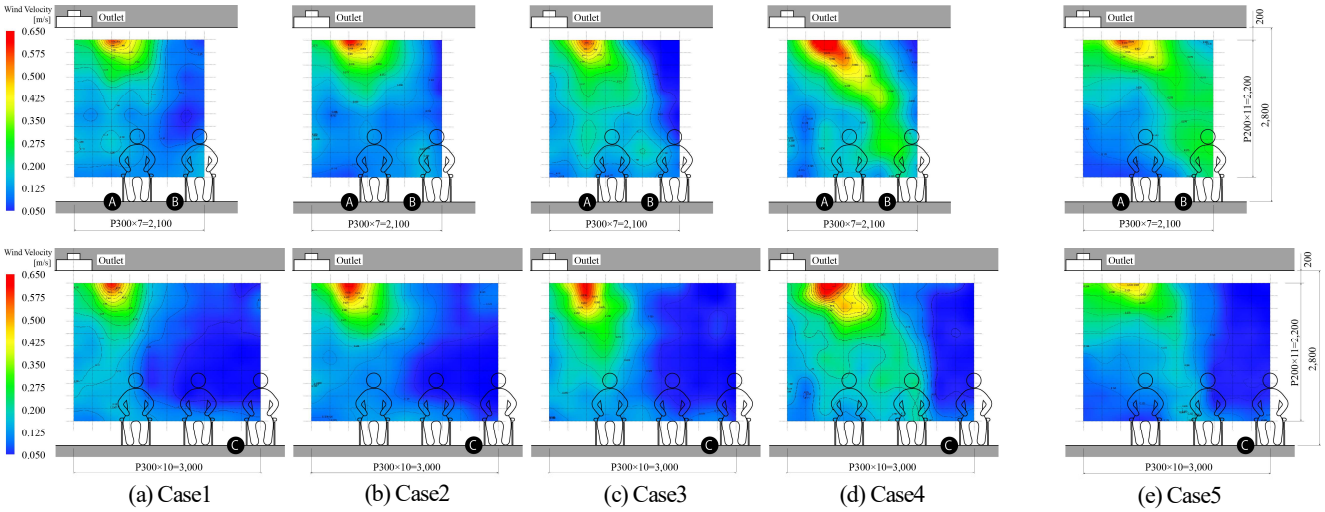
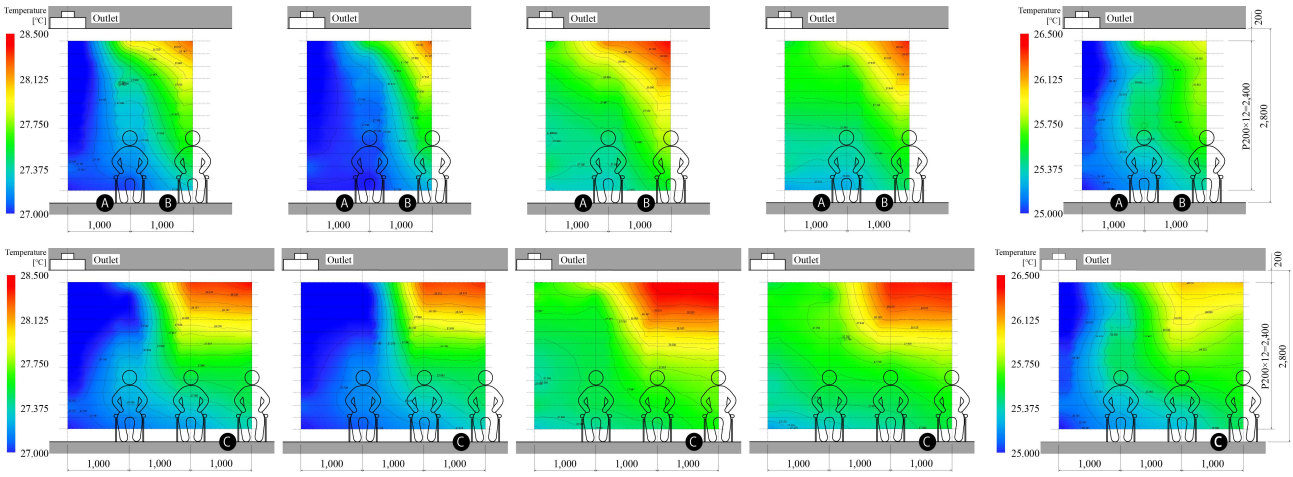


Fig.8 Wind Fluctuation in Subject-A's Head Position (Case3)



(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%

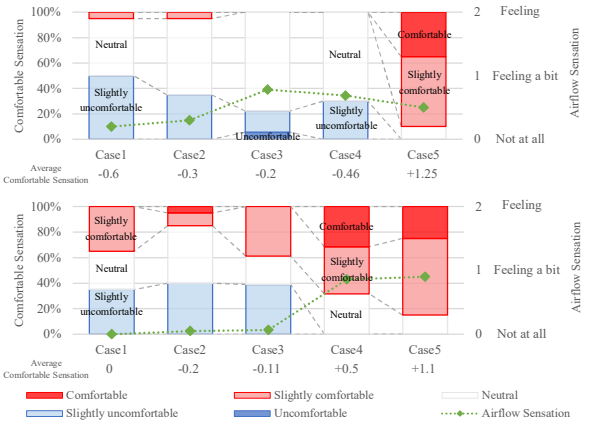


Fig.11 Comfortable Sensation and Airflow Sensation in Case1~5
(top) Subject A / (bottom) Subject B

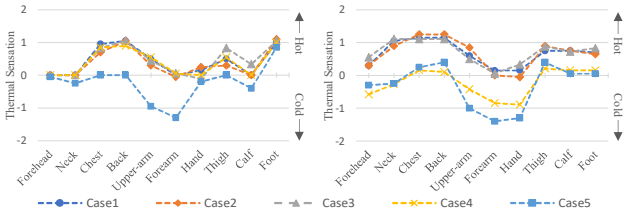


Fig.12 Region-specific Thermal Sensation in Case1~5
(left) Subject A / (right) Subject B

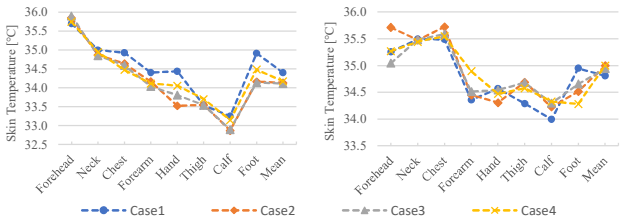


Fig.13 Region-specific and Mean Skin Temperature in Case1~4 注4）
(left) Subject A / (right) Subject B

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

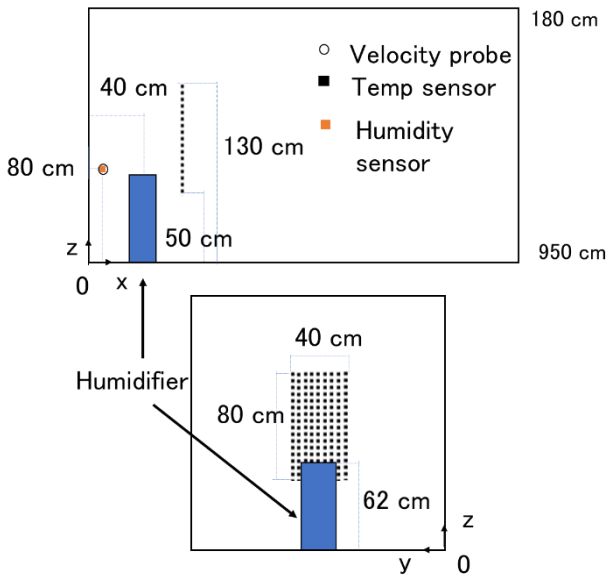


Fig.2 Wind tunnel layout

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。

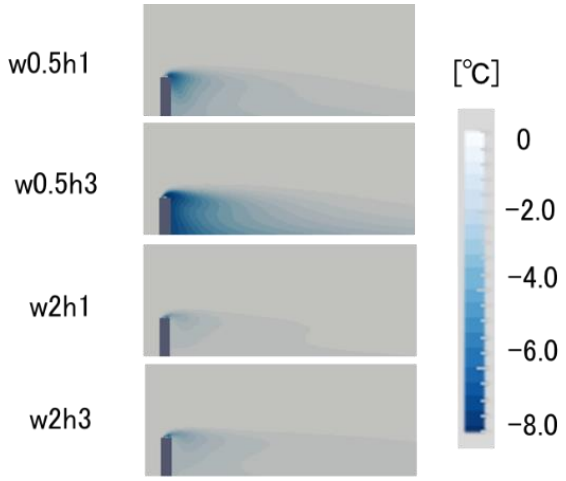


Fig.3 Temperature decrease (y=90 cm)

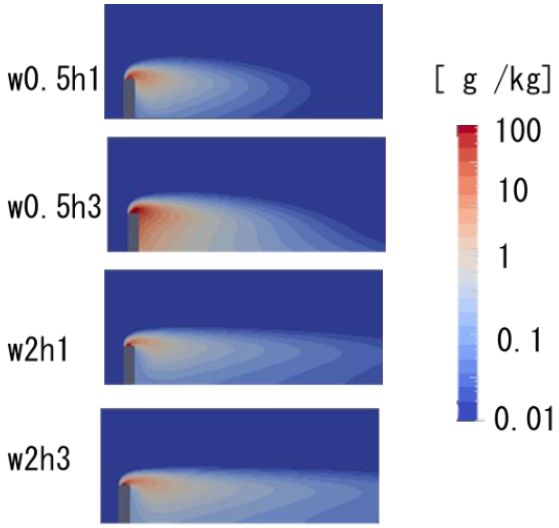


Fig.4 Fine droplets mixing ratio (y=90 cm)

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。

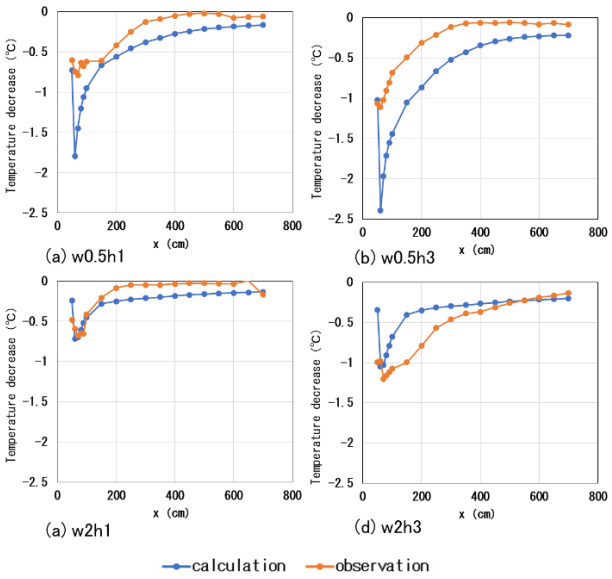


Fig.5 Comparison between calculation and observation

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

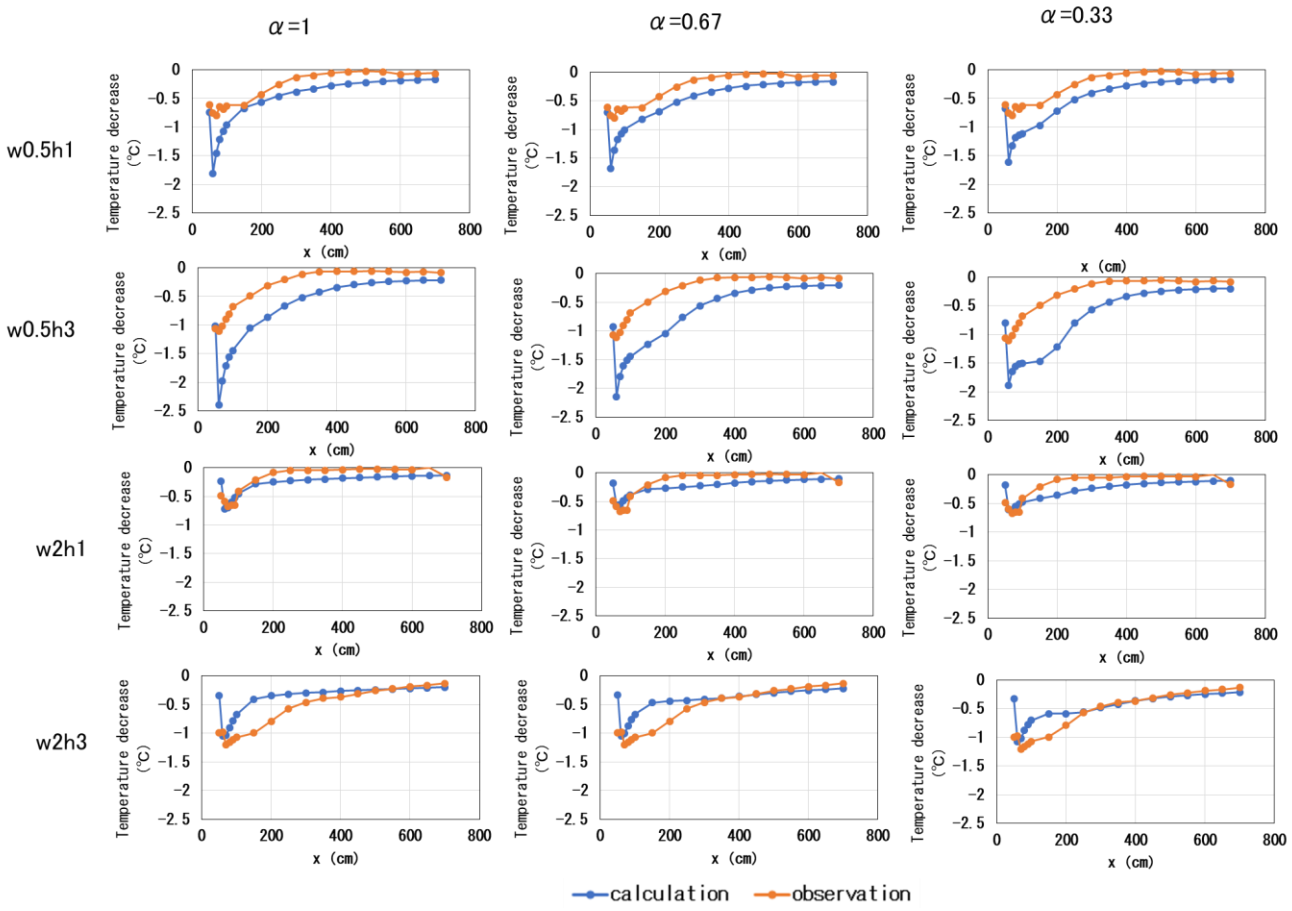


Fig.8 Comparison between calculation and observation

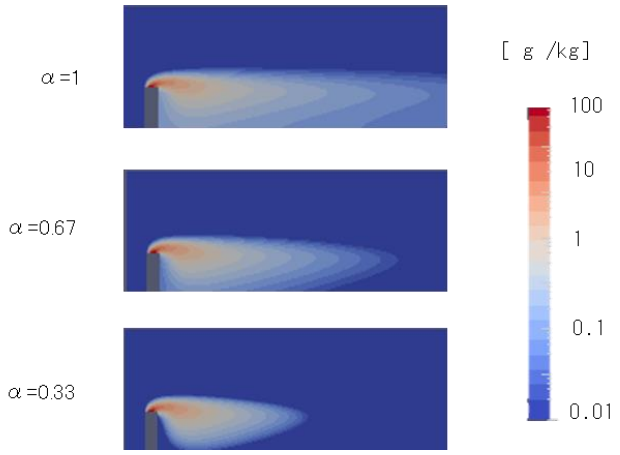


Fig.7 Fine droplets mixing ratio (w2h3)(y=90 cm)

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、

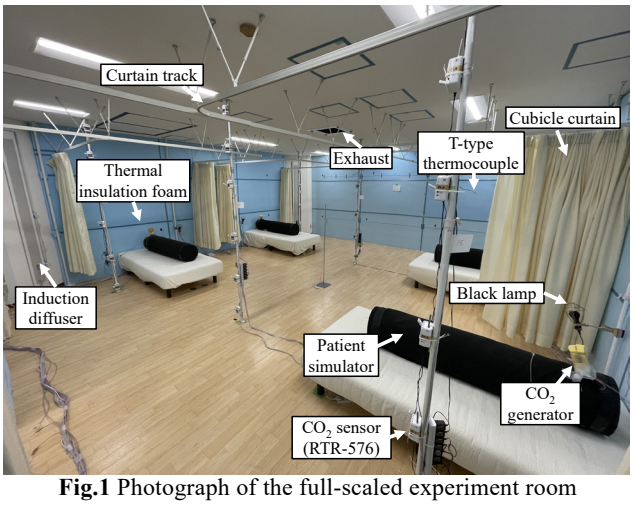


Fig.1 Photograph of the full-scaled experiment room

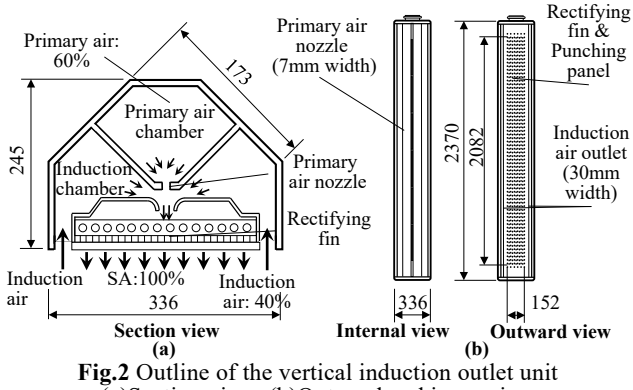
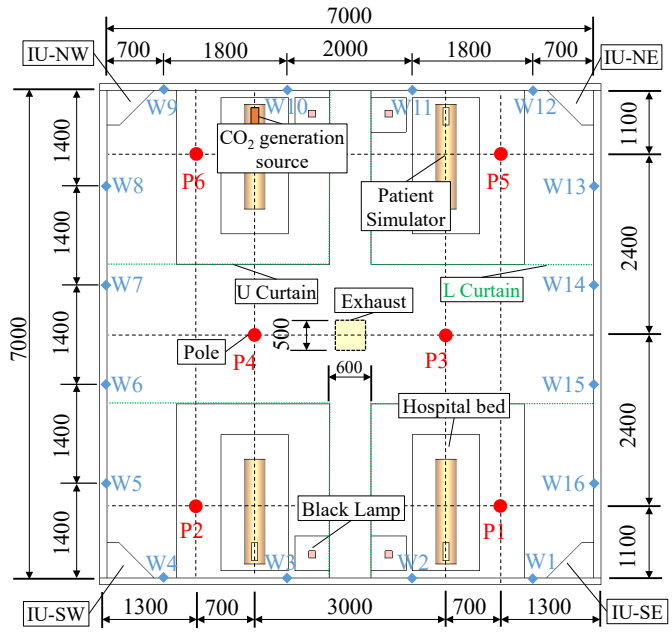


Fig.2 Outline of the vertical induction outlet unit
(a)Section view; (b)Outward and inner view



(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

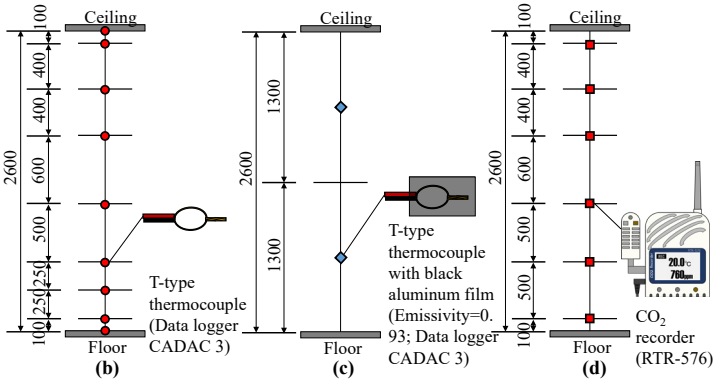
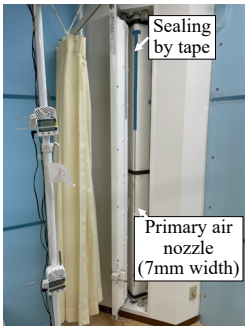
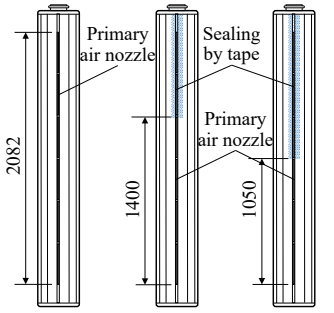


Fig.3 Measurement point arrangement in experiments (a) Horizontal distribution; (b) For vertical temperature; (c) For wall surface temperature; (d) For CO_2 concentration



(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。

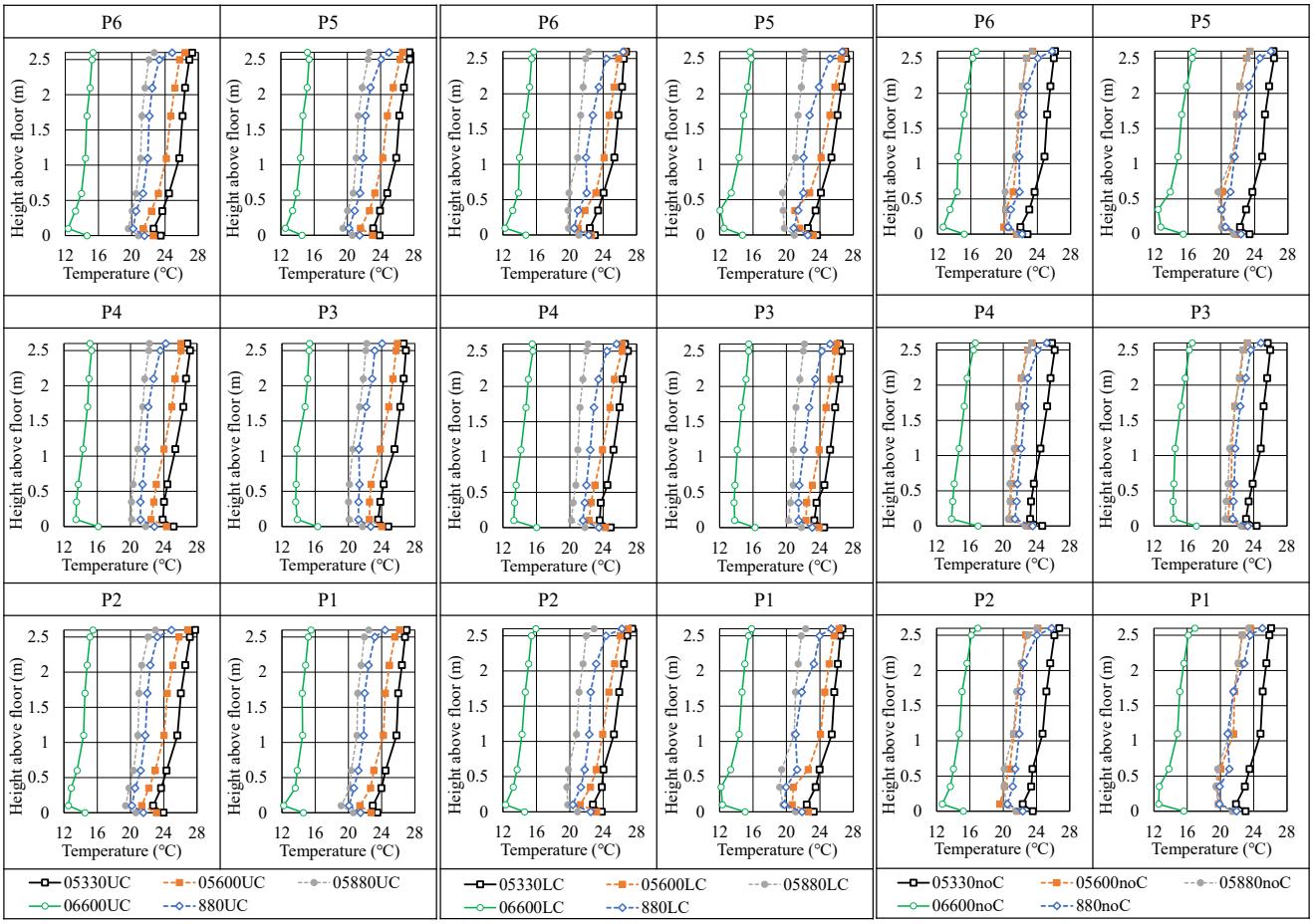
実験は、室内空気温度及び壁温度が定常に達したことを確認後、1 台のみの模擬人体の面部付近（**Fig.3 (a)**）から CO_2 ガスを汚染物質を代表し、1L/min の定量で発生させ、各測定点の CO_2 濃度と温度の 5 時間連続測定を行う。

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。

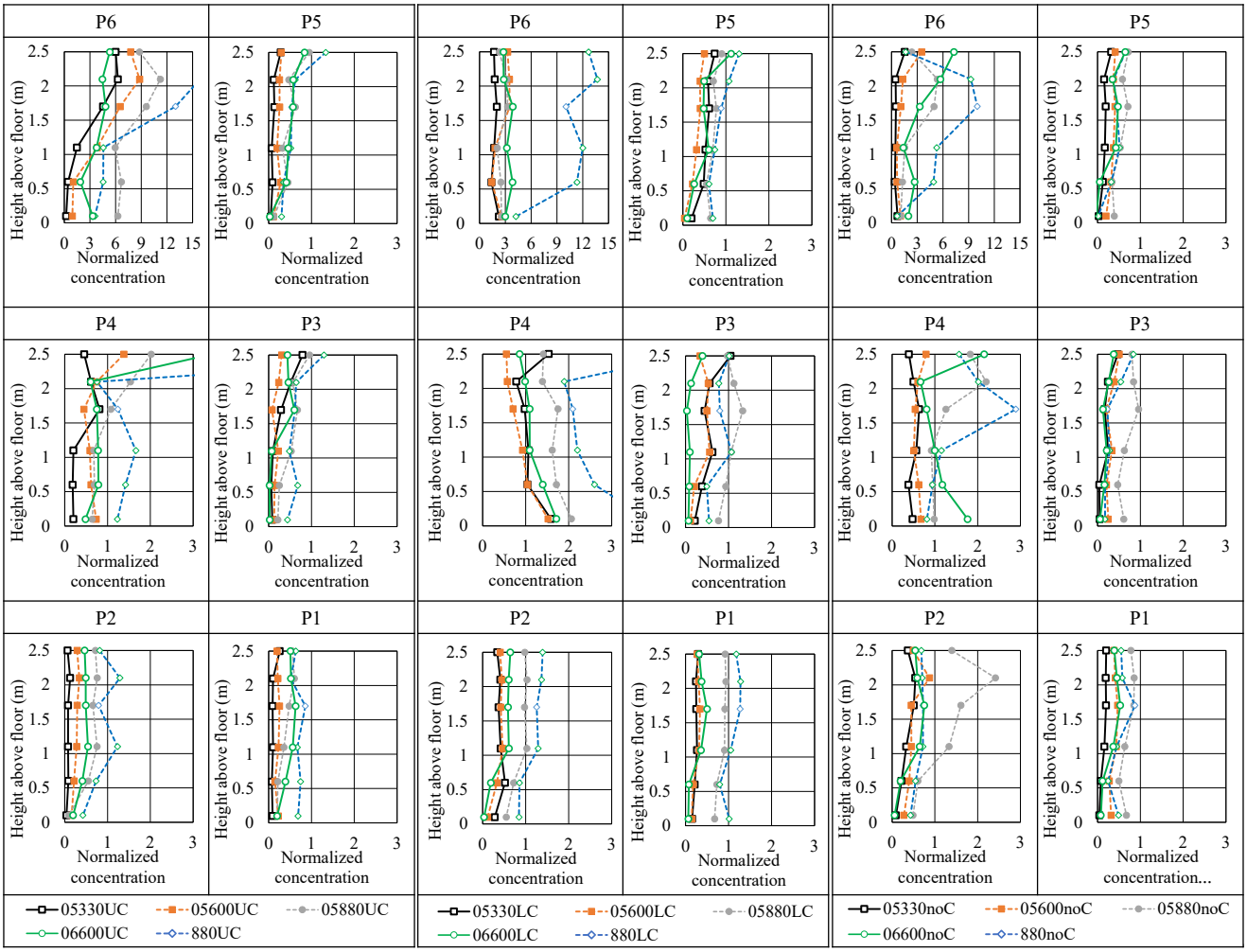
(1) 吹出位置と風量が与える影響

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。

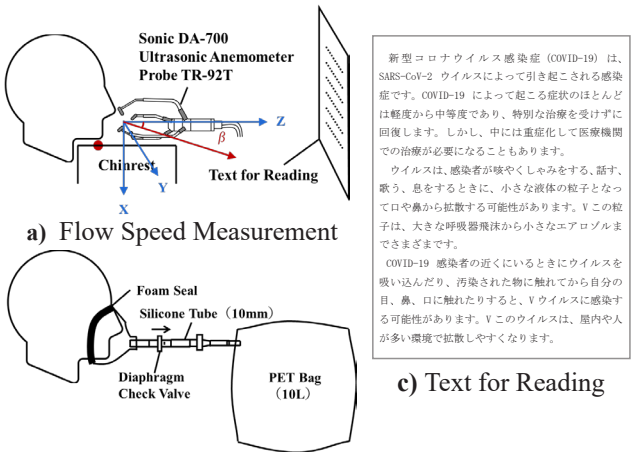


Fig.1 Image of Expiratory Volume and Flow Speed Measurement

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

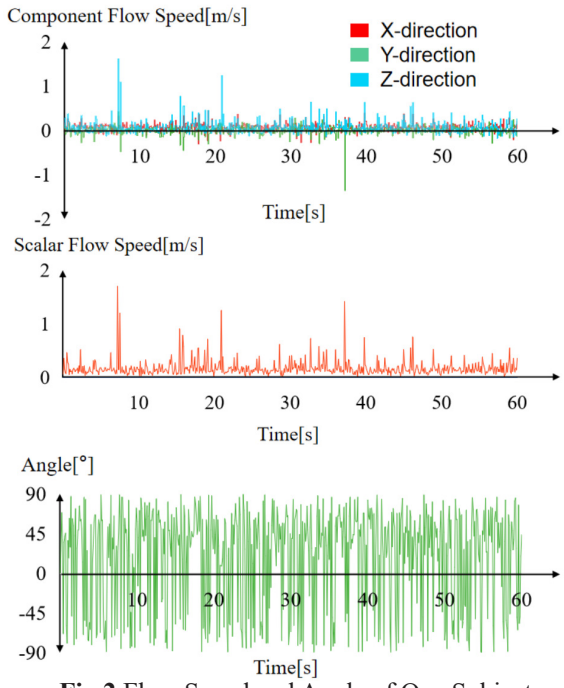


Fig.2 Flow Speed and Angle of One Subject

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

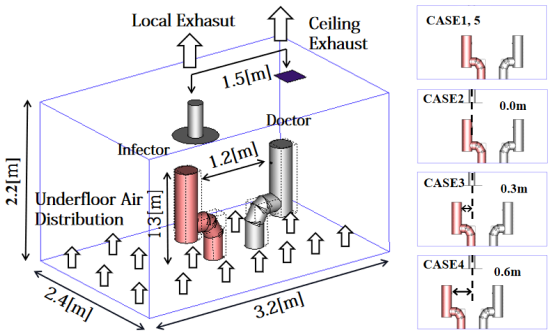


Fig.3 Analytical Model of Consulting Room

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。

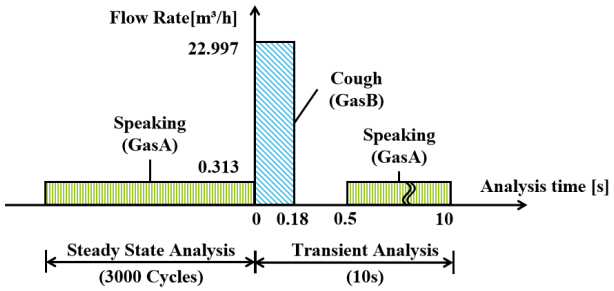


Fig.4 Analysis Process Diagram

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。

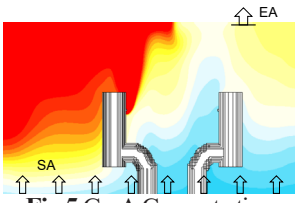
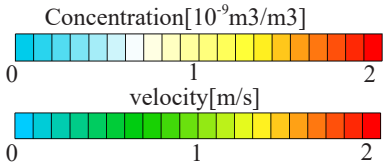


Fig.5 GasA Concentration Distribution of 6ACH Ventilation



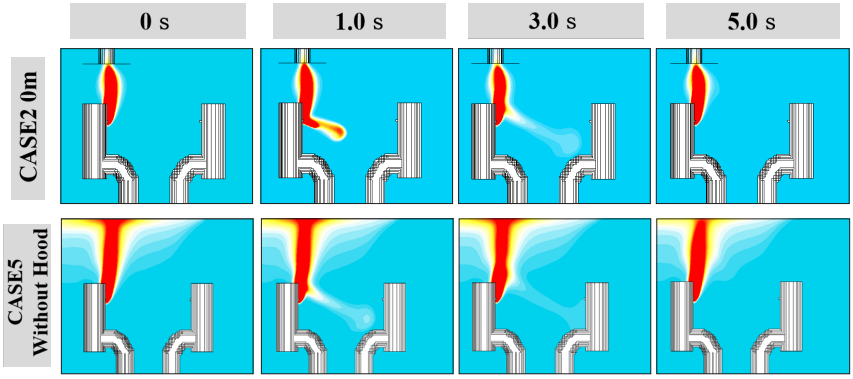


Fig.6 GasA Concentration Distribution on Section Y=1.2m

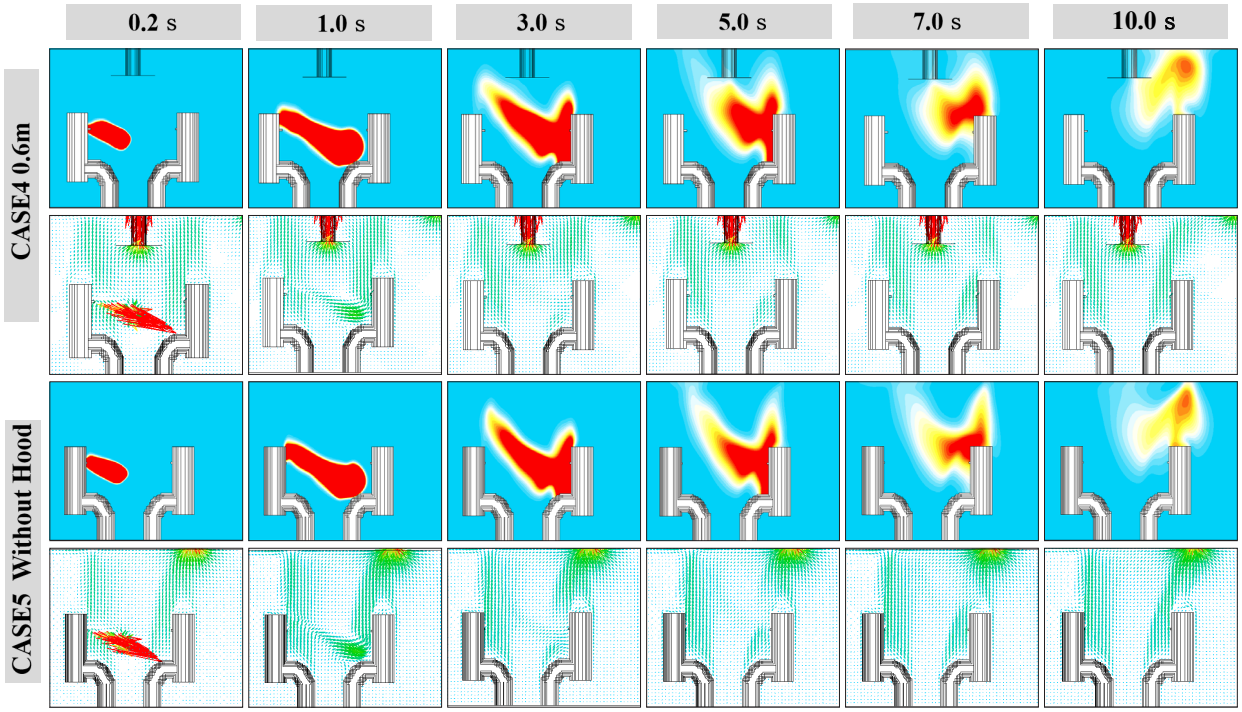


Fig.7 GasB Concentration Distribution on Section Y=1.2m

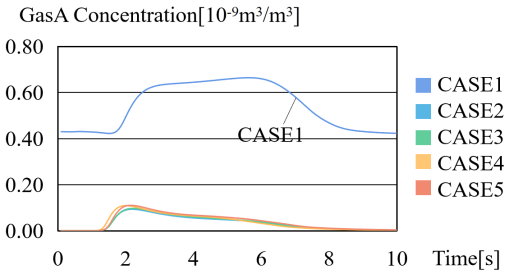


Fig.8 Doctor Inhalation Concentration of GasA

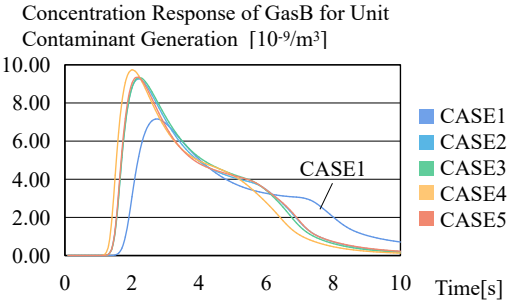


Fig.9 Doctor Amount Inhalation Concentration of GasB for Unit Contaminant Generation

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

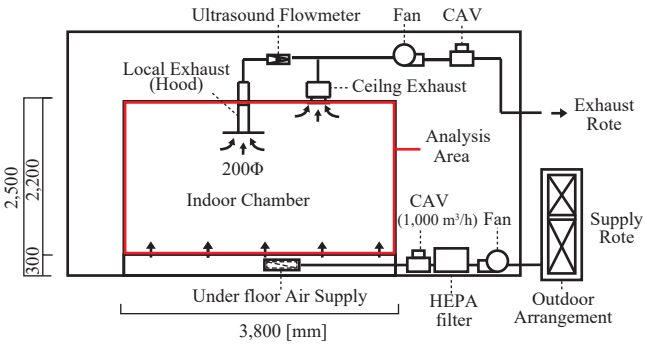


Fig. 1 Cross section of full scale experiment

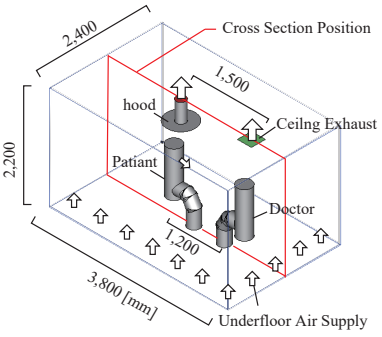


Fig. 2 Analytical model

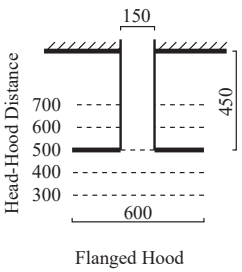


Fig. 3 Detailes of hood

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

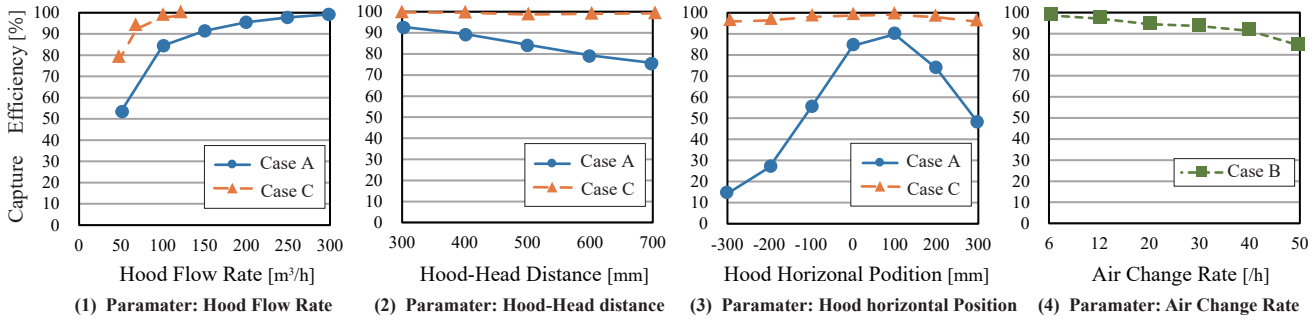


Fig. 4 Estimation of capture efficiency in Case A, B, C

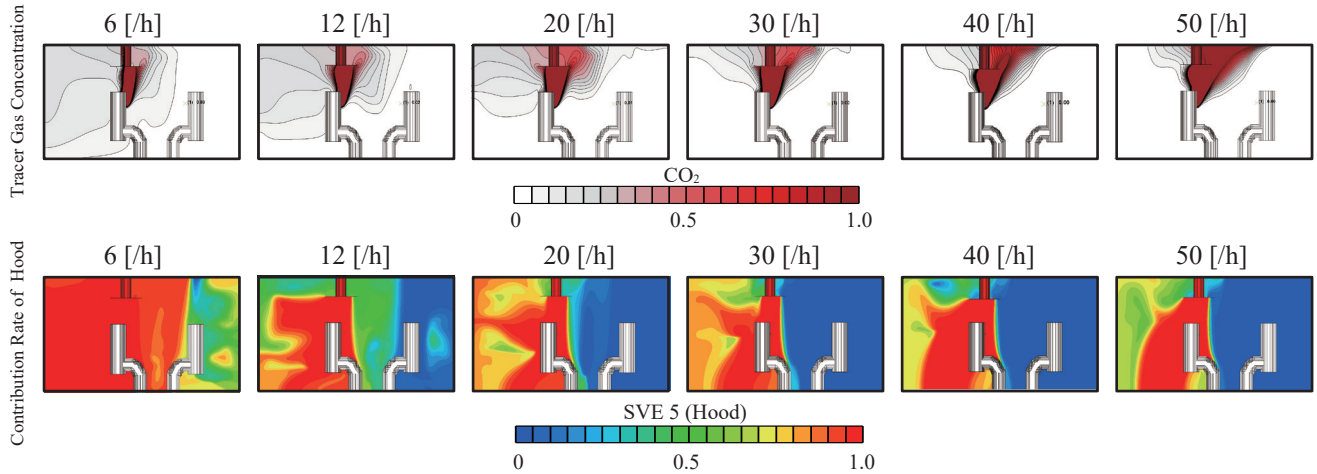


Fig.5 Distribution of tracer gas Concentration and Contribution Rate of Hood in Case B

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

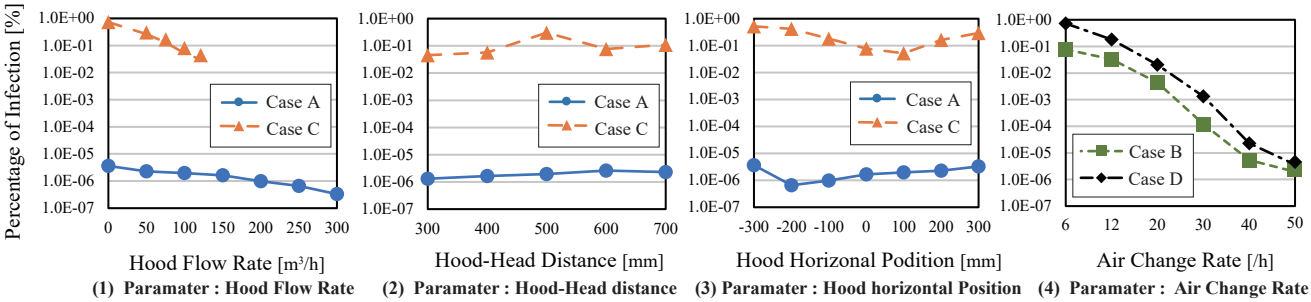


Fig. 6 Estimation of infection risk of doctor in Case A, B, C, D

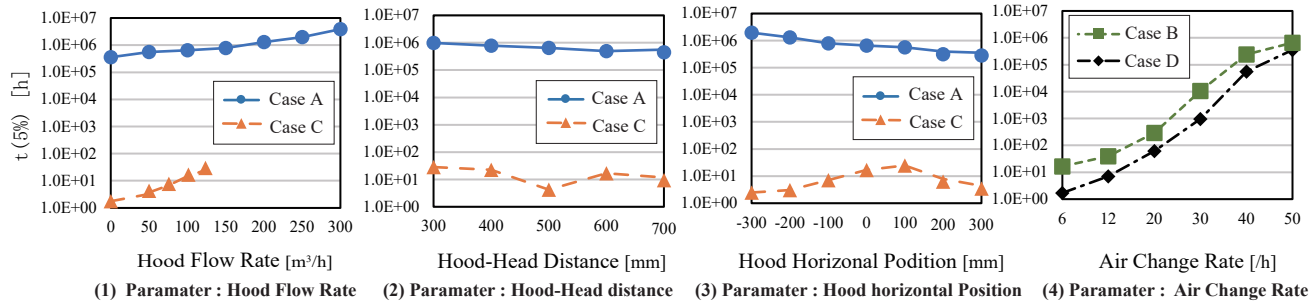


Fig. 7 Estimation of time for infection risk reach to 5% in Case A, B, C, D

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

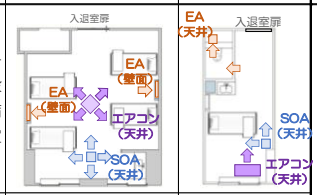
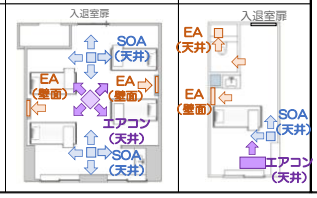
	4床室	1床室	内観
一般病室（療養病室）			
結核病室			

Table.3 Ventilation System of Hospital Rooms

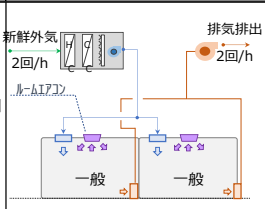
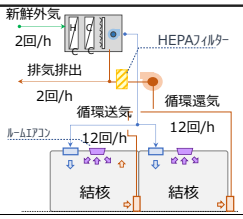
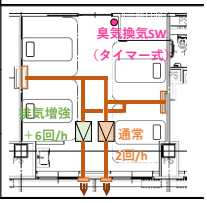
	一般病室（療養病室）	結核病室
システム図		
換気方式	・外調機にて2[回/h]分の新鮮外気を導入	・外調機にて2[回/h]分の新鮮外気を導入 ・10[[回/h]分]はHEPAフィルタを介した循環
換気量[回/h]	2[回/h] （療養病室排気増強時：8[回/h]）	12[回/h]
新鮮外気量[回/h]	2[回/h]	2[回/h]
室間差圧	等圧 （療養病室排気増強時：陰圧）	陰圧
温調	ルームエアコン（天井カセット方式）	ルームエアコン（天井カセット方式）

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]	

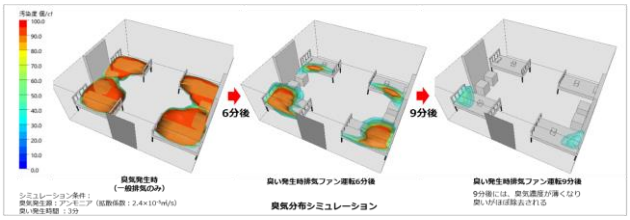


Fig.1 Exhaust Air Enhancement System Simulation Result

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℃

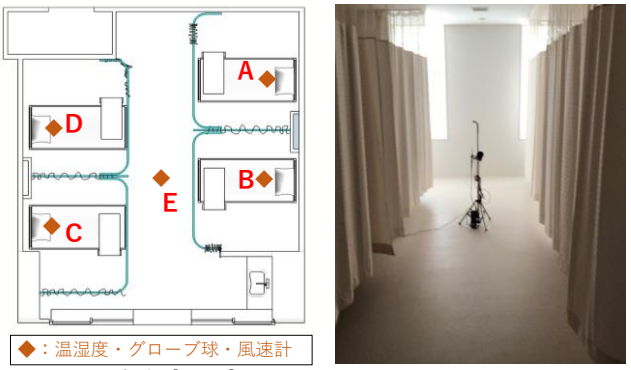


Fig.2 Thermal Environment Measurement Point

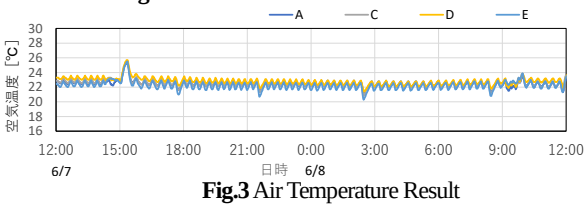


Fig.3 Air Temperature Result

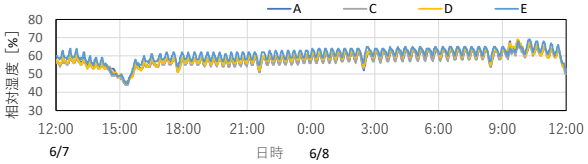


Fig.4 Air Relative Humidity Result

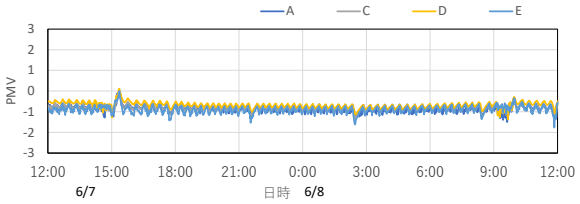


Fig.5 PMV Result

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℃

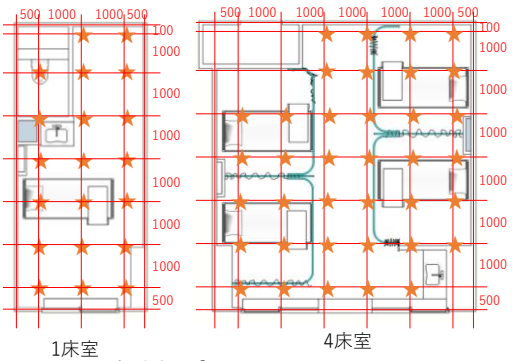


Fig.6 Air Flow Pattern Measurement Point

(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

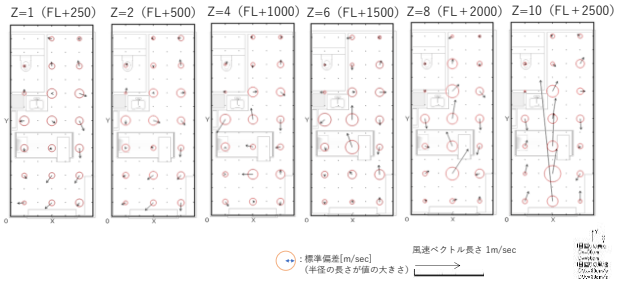


Fig.7 General 1 Bed Hospital Room's Air Flow Pattern

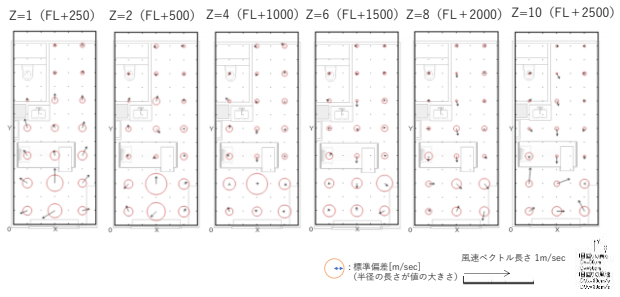


Fig.8 Tuberculosis 1 Bed Hospital Room's Air Flow Pattern

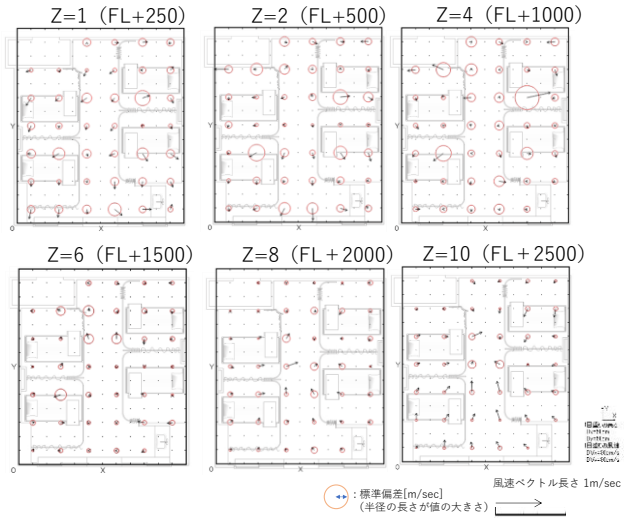


Fig.9 General 4 Beds Hospital Room's Air Flow Pattern

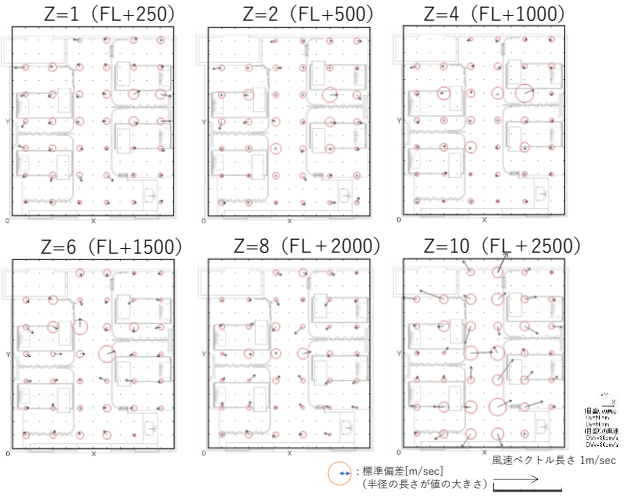


Fig.10 Tuberculosis 4 Beds Hospital Room's Air Flow Pattern

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。

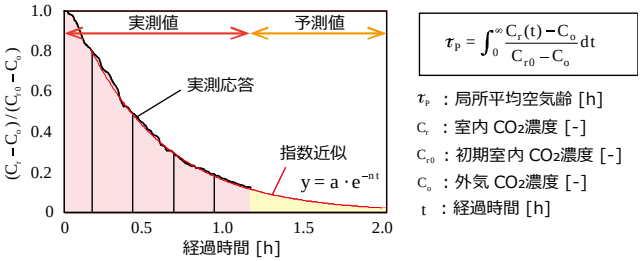


Fig.2 Age of air calculation method

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

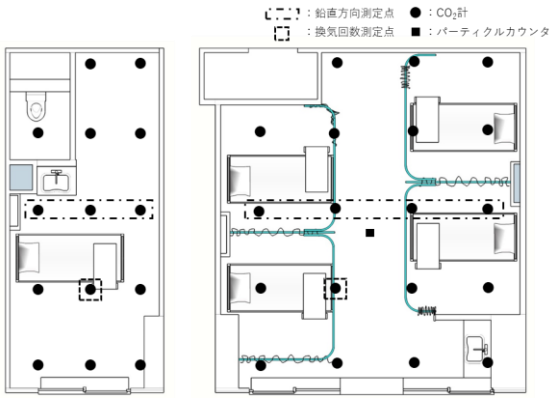


Fig.1 CO_2 / particle measuring points

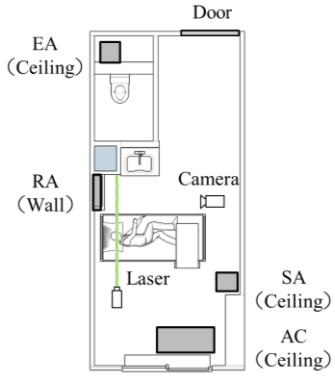


Fig.3 Experimental Layout

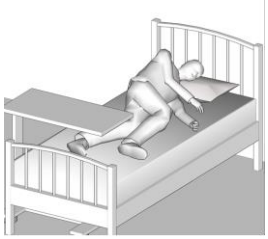


Fig.4 Examiner coughing

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。

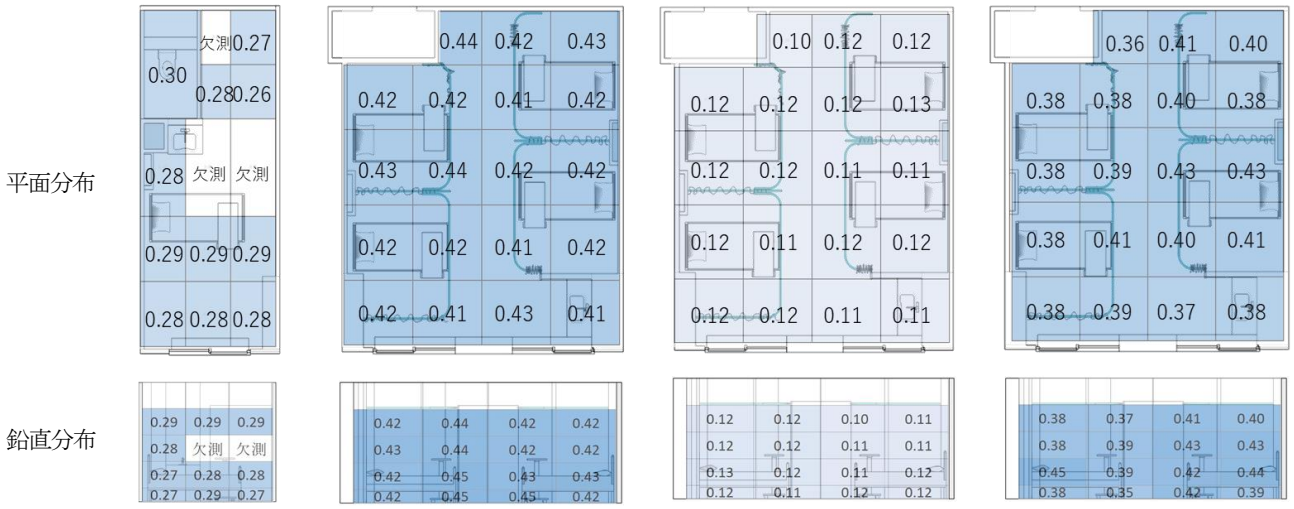
Table.7 ACH measurements in general hospital room

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

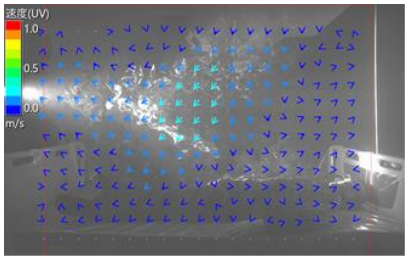


Fig.6 Airflow around the bed in the general one-bed room

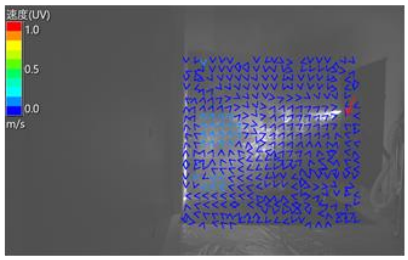


Fig.7 Airflow around the EA in the tuberculosis one-bed room

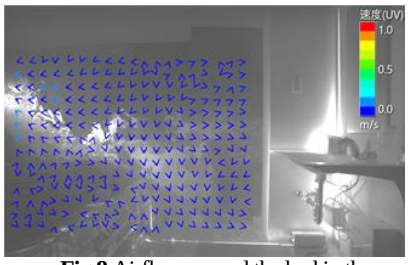


Fig.8 Airflow around the bed in the tuberculosis one-bed room

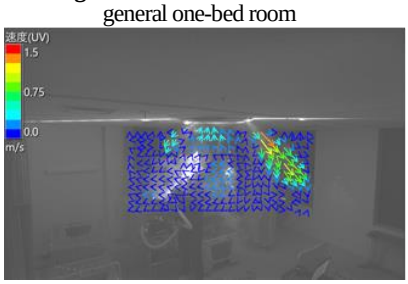


Fig.9 Airflow around the AC in the tuberculosis four-bed room

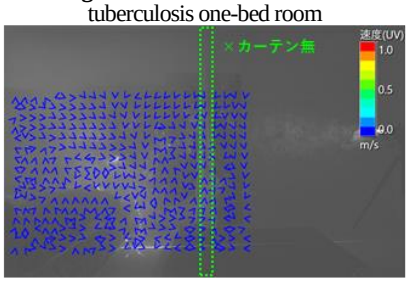


Fig.10 Airflow around the bed in the tuberculosis four-bed room

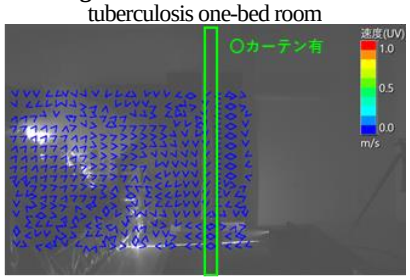
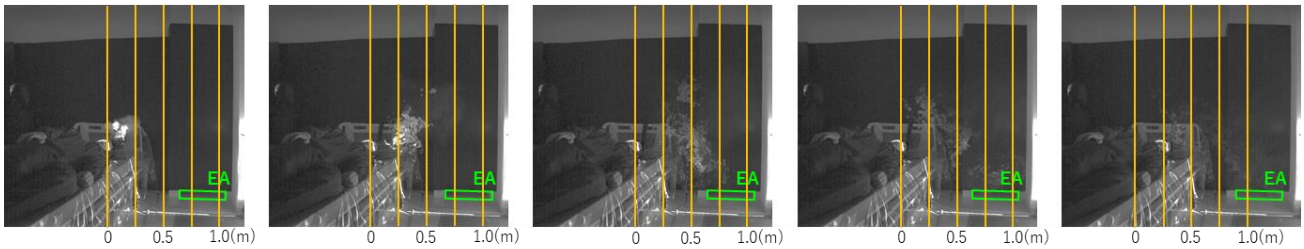
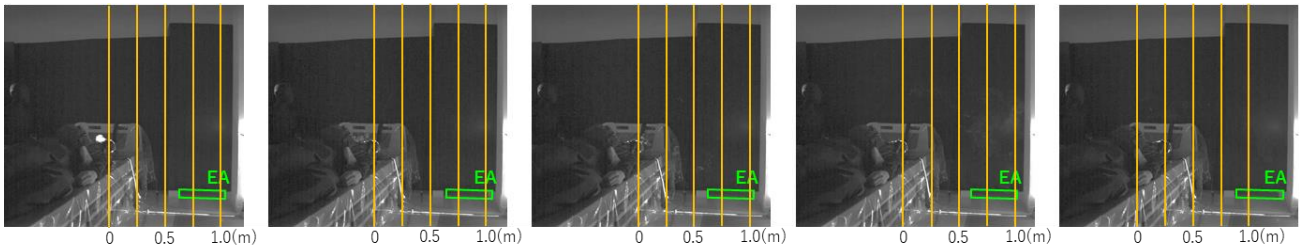


Fig.11 Airflow around the bed in the tuberculosis four-bed room with closed curtains



(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

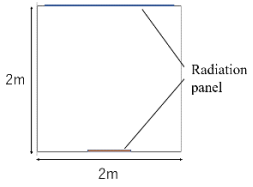


Fig.2 Elevation

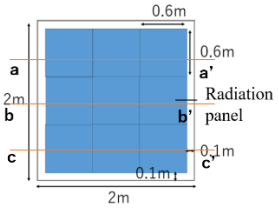


Fig.3 Ceiling plam

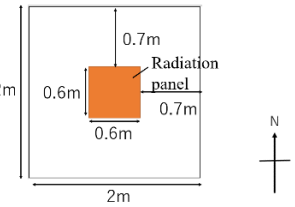


Fig.4 Floor plan

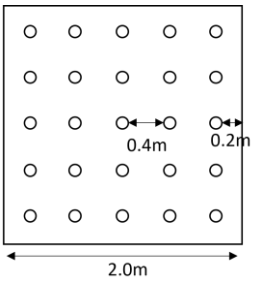


Fig.5 Location of thermocouple (wall, ceiling,floor)

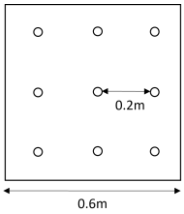


Fig.6 Location of thermocouple (radiation panel)

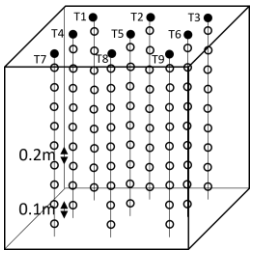


Fig.7 Location of thermocouple

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。

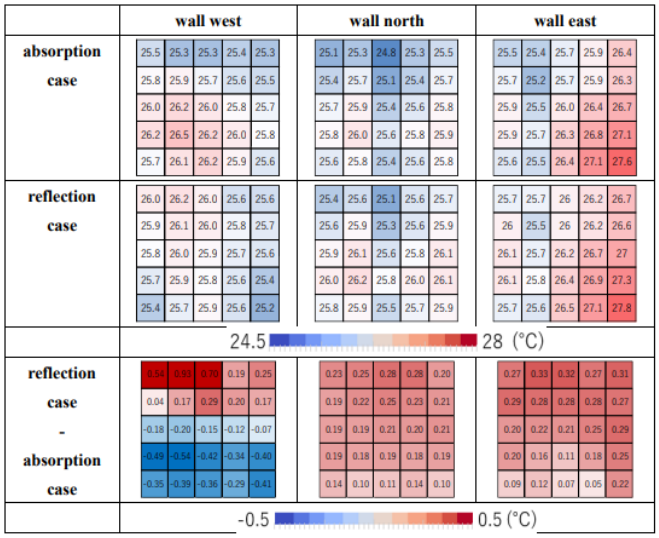


Fig.8 Wall temperature distribution

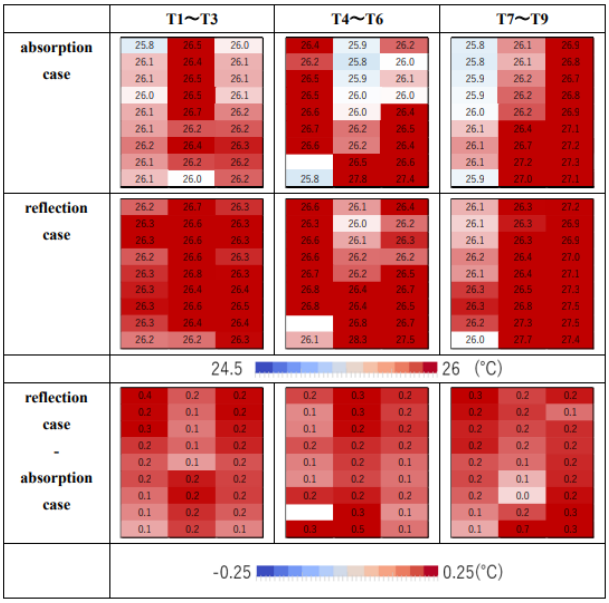


Fig.9 Spatial distribution of air temperature

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。

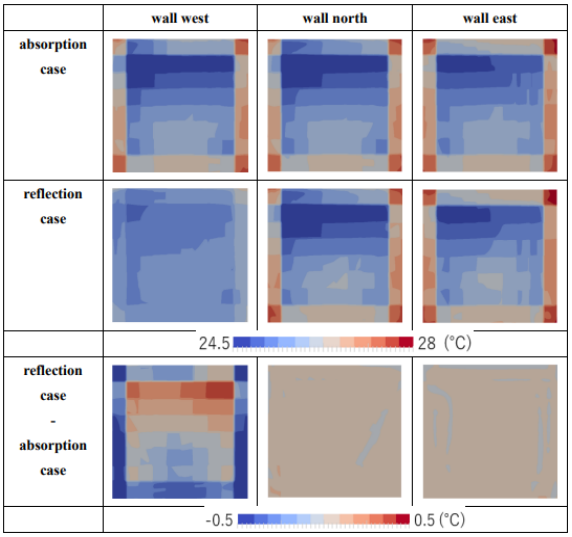


Fig.10 Wall temperature distribution

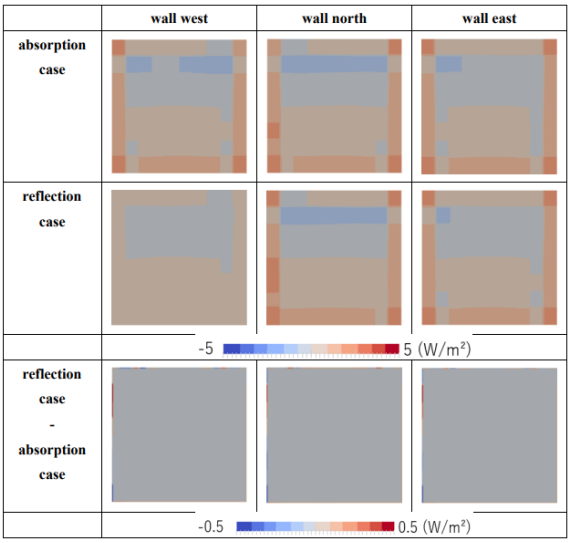


Fig.11 Radiant heat flux distribution

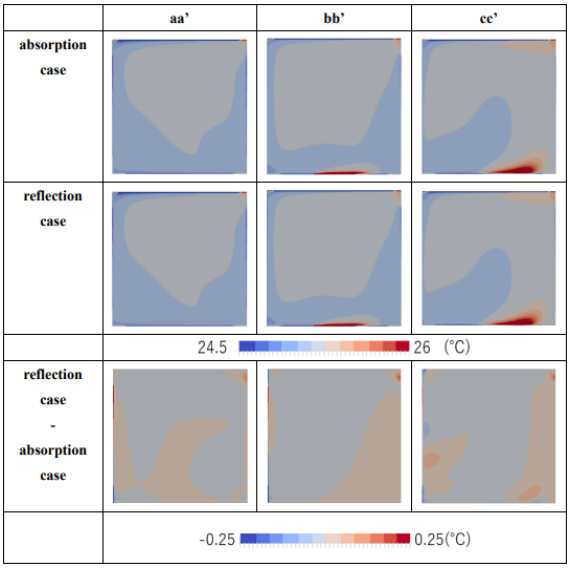


Fig.12 Air temperature distribution

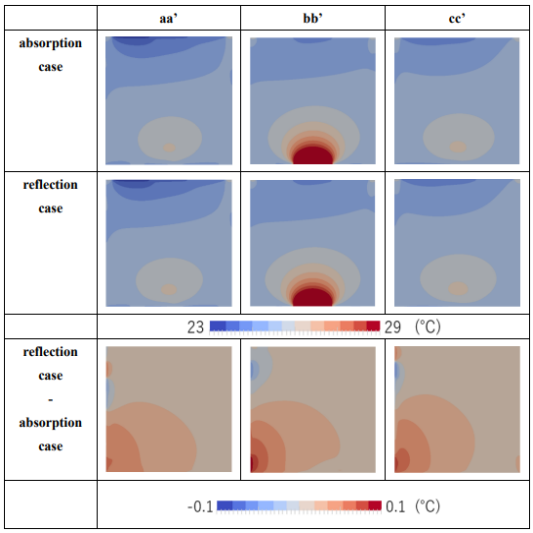


Fig.13 MRT distribution

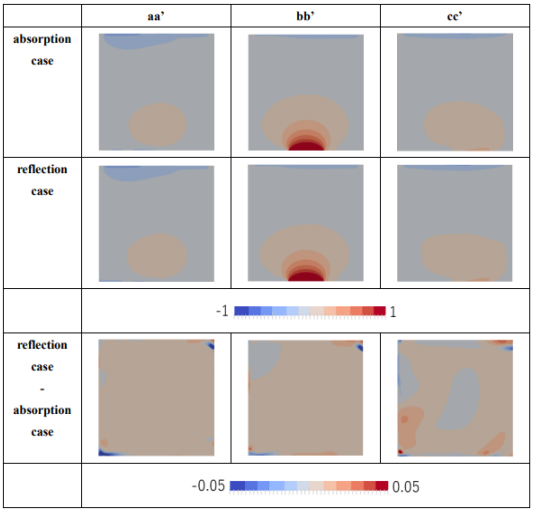


Fig.14 PMV distribution

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

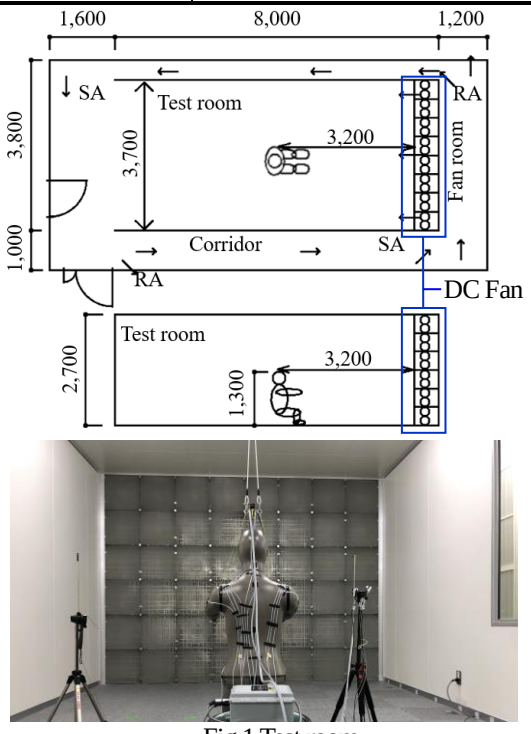


Fig.1 Test room

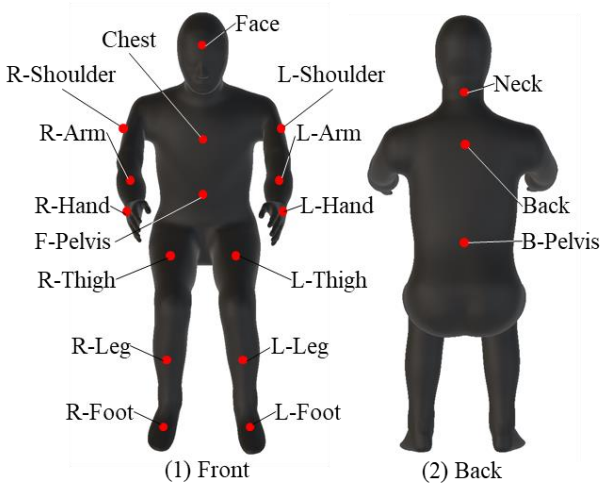


Fig.2 TM shape and measurement point

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）

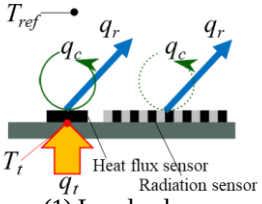
q_r:放射熱伝達量[W/m²]（輻射熱センサ測定値）

T_t:表面温度[K]（熱流センサ測定値）

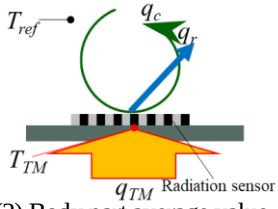
q_{TM}:総合熱伝達量[W/m²]（TM 発熱量）

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。

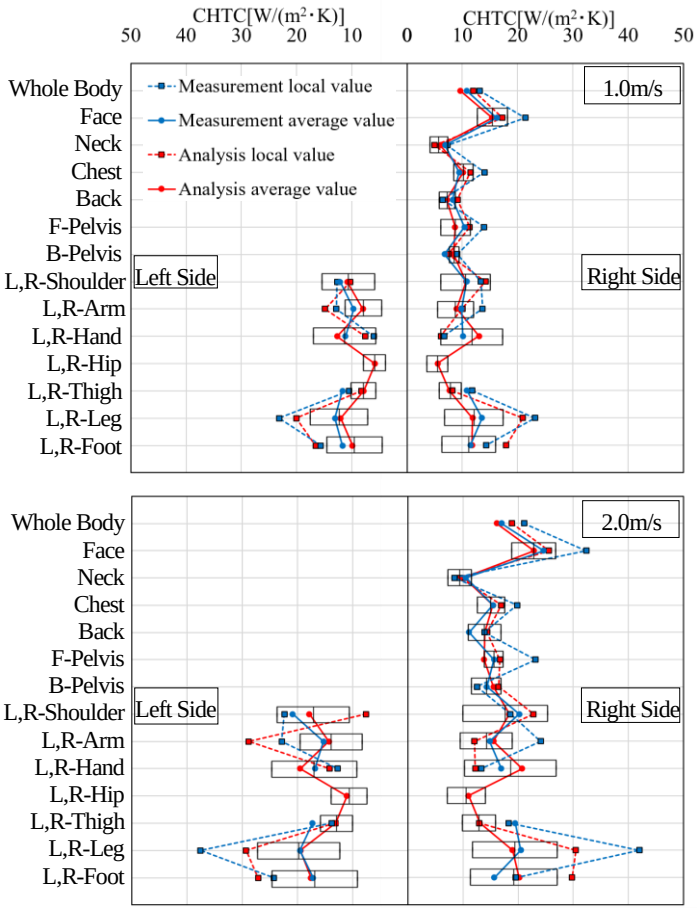


Fig.4 CHTC at each body part

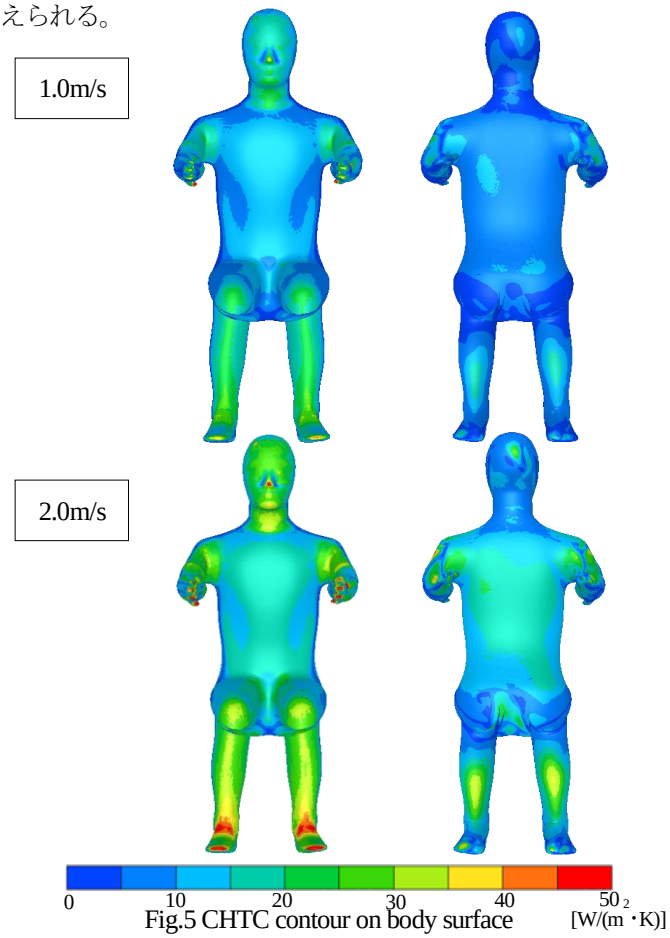


Fig.5 CHTC contour on body surface

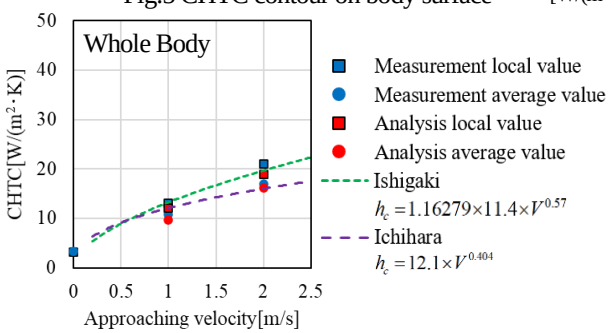


Fig.6 CHTC with approaching velocity of whole body

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。

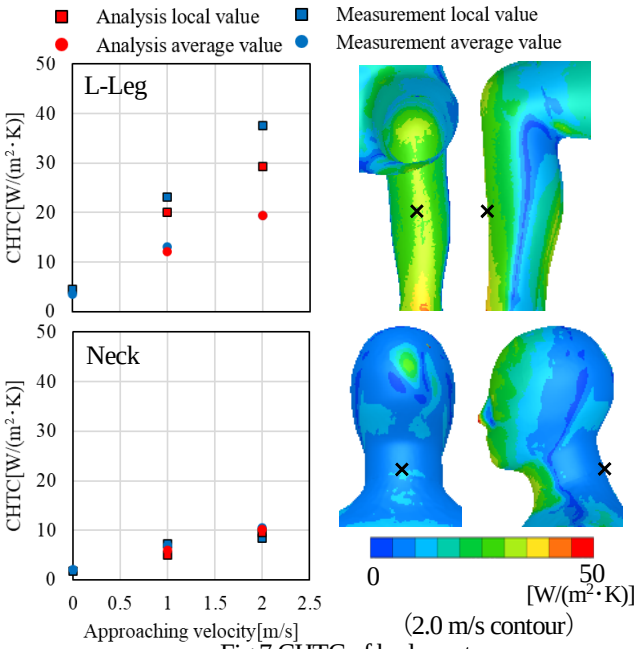


Fig.7 CHTC of body part

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。

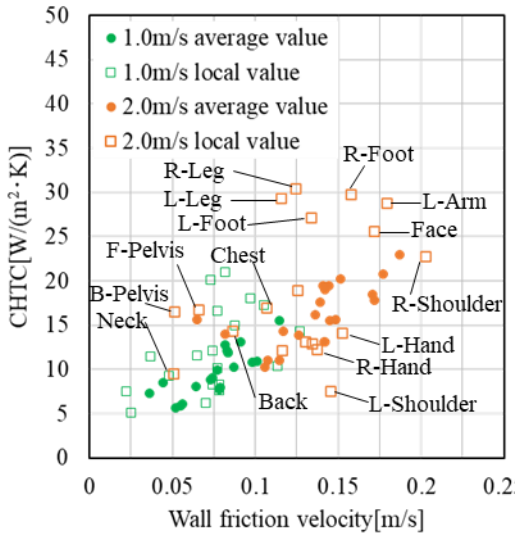


Fig.8 Correlation between Wall friction velocity and CHTC

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.

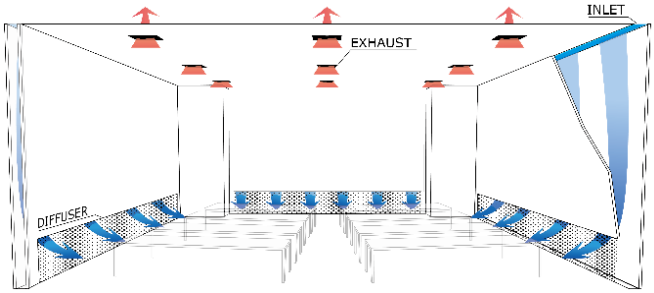


Fig.1 Displacement ventilation system in room

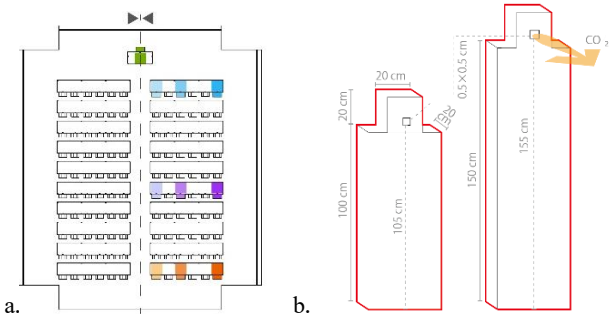


Fig.2 CFD model, a. Room plan with infected individuals highlighted, b. Occupants model

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		

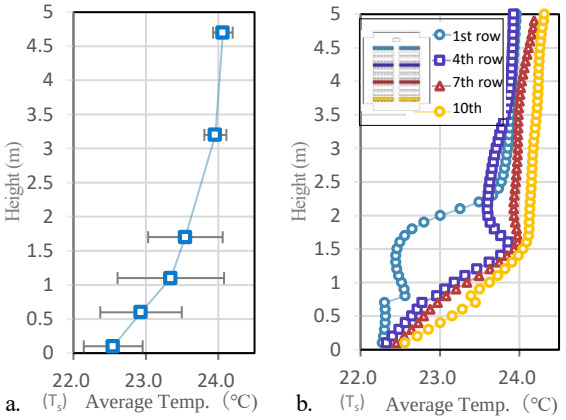


Fig.3 Temperature vertical distribution a. Whole space horizontal plane average with variance b. Breathing zone average of 4 different rows

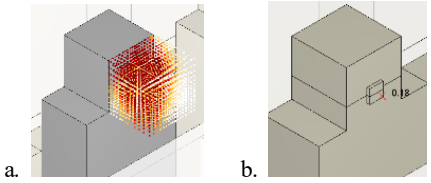
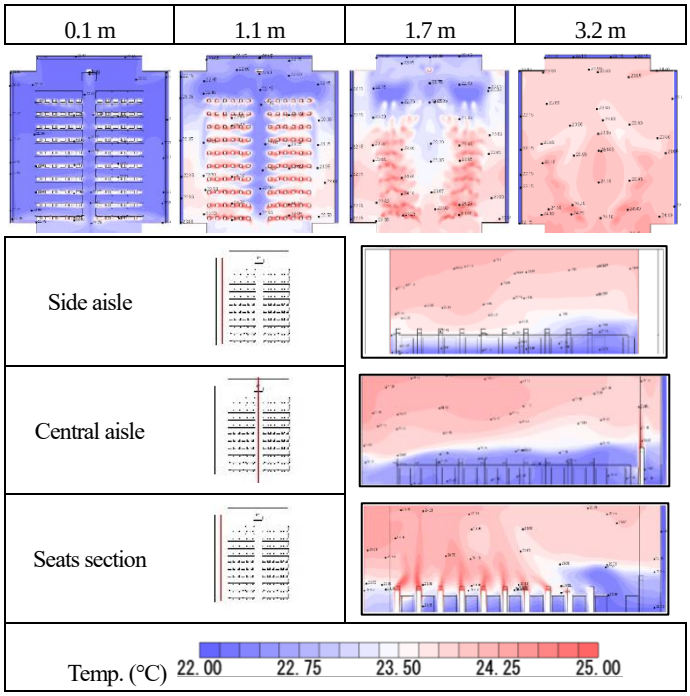


Fig.4 Contaminant measuring points, a. sample volume at source, b. measuring point at all other occupants

Table.3 Temperature horizontal and vertical contours



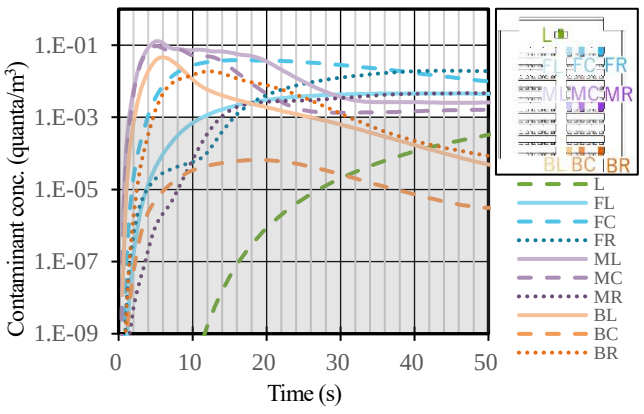


Fig.5 Contaminant concentration at source breathing zone vs time

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

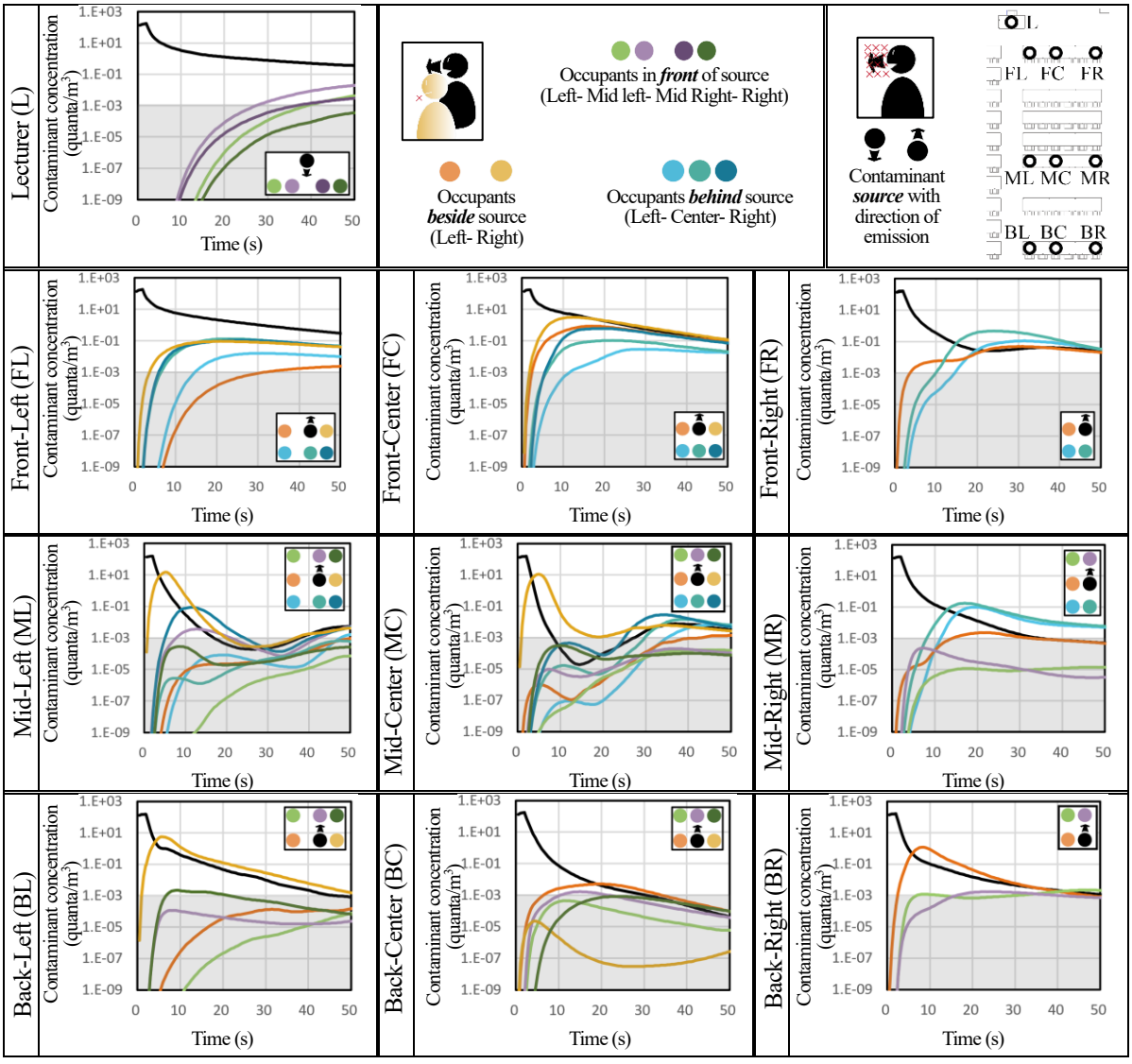


Table.5 Contaminant concentration at horizontal plane, 1.7 m for the standing source case-L and 1.1 m for the seated source cases

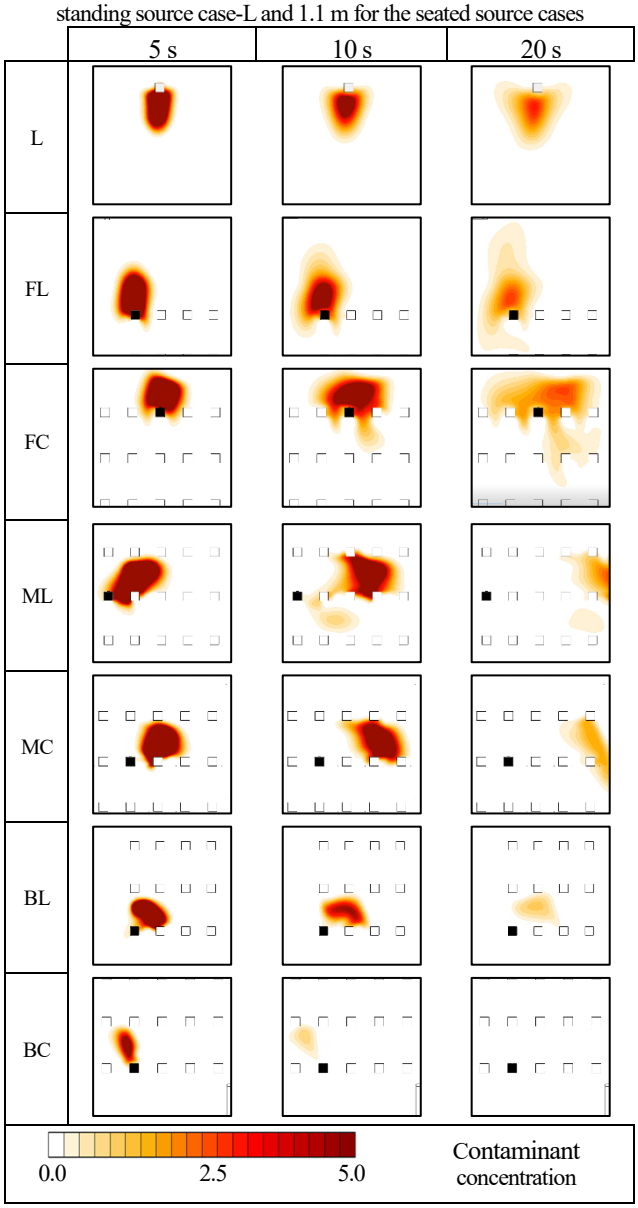
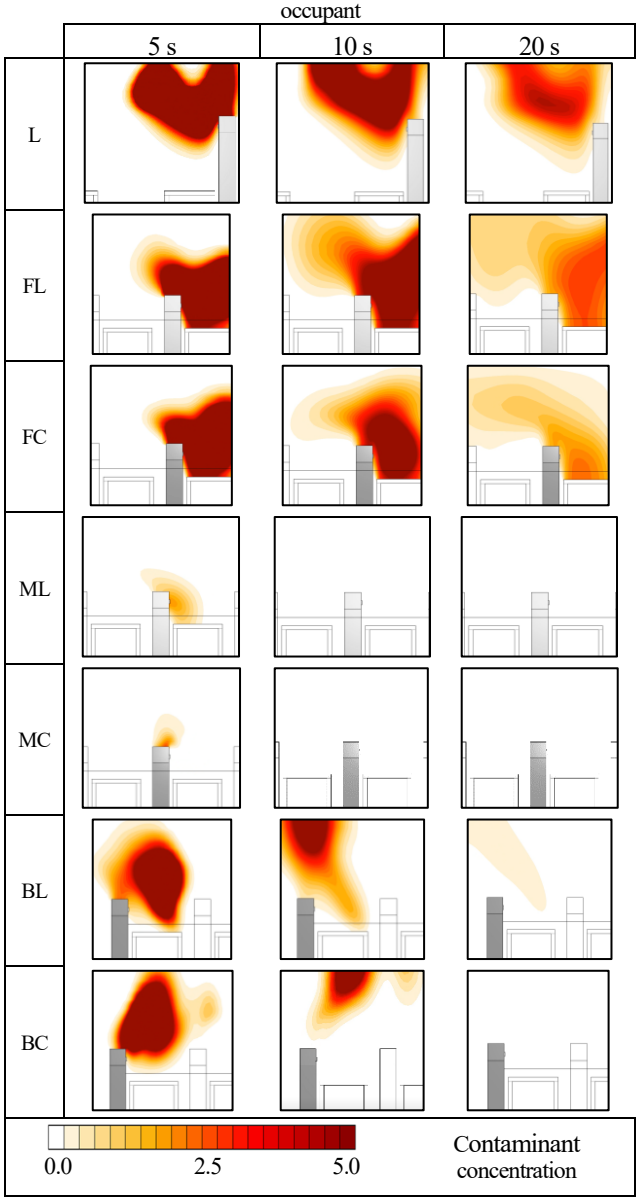


Table.6 Contaminant concentration on vertical plane through source occupant



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。

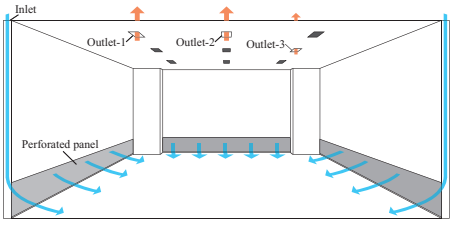
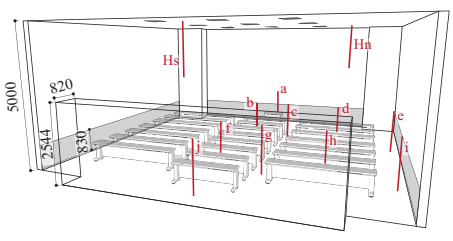


Fig. 1 Ventilation system in the lecture hall



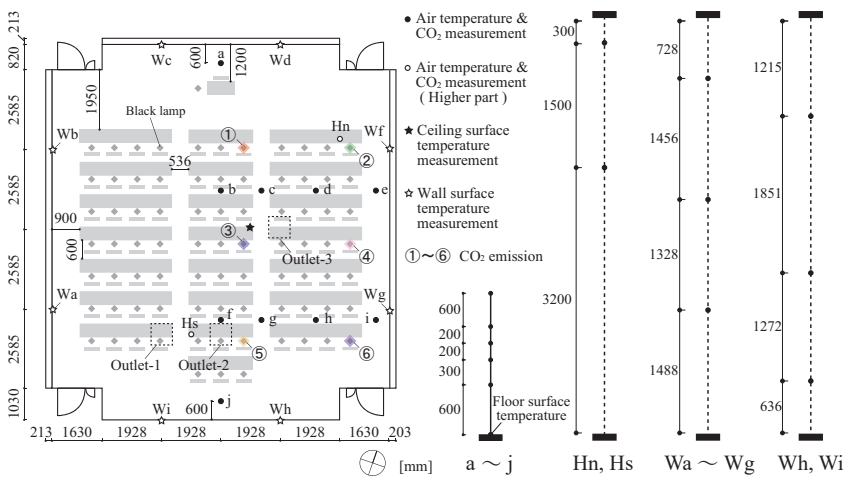


Fig. 2 Plan of the lecture hall and measurement point

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

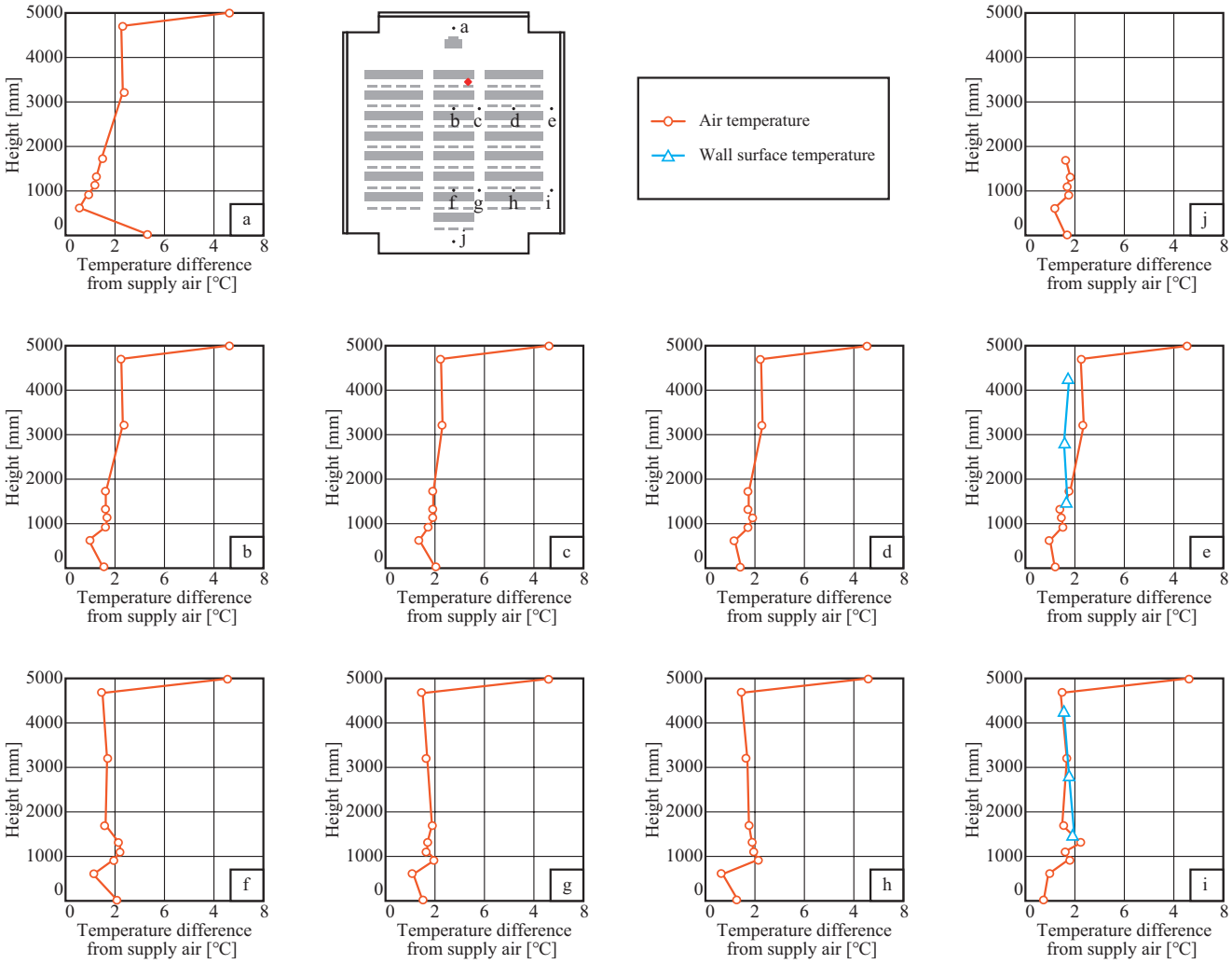


Fig. 5 Vertical temperature distribution & wall surface temperature (Contaminant source : ①)

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

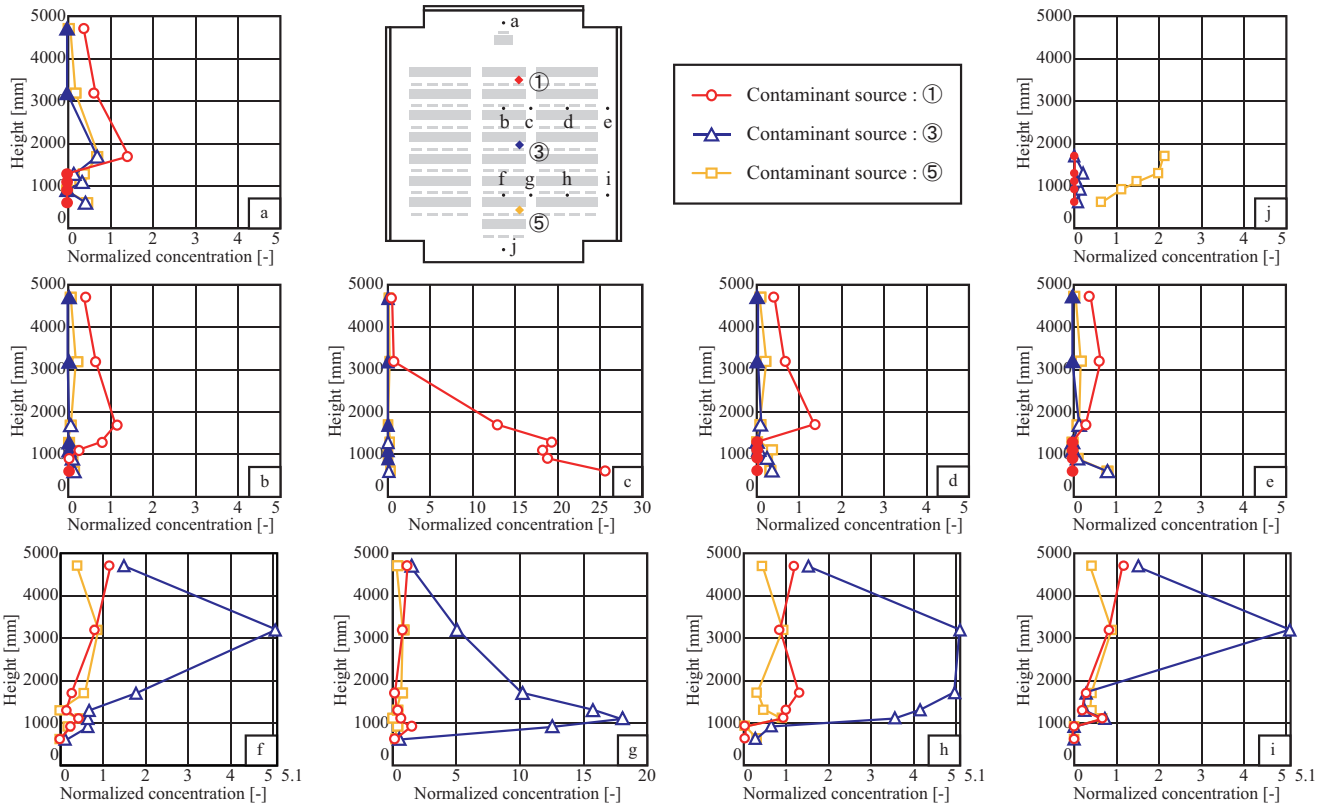


Fig. 6 Vertical distribution of normalized concentration (Contaminant source : ① , ③ , ⑤)

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

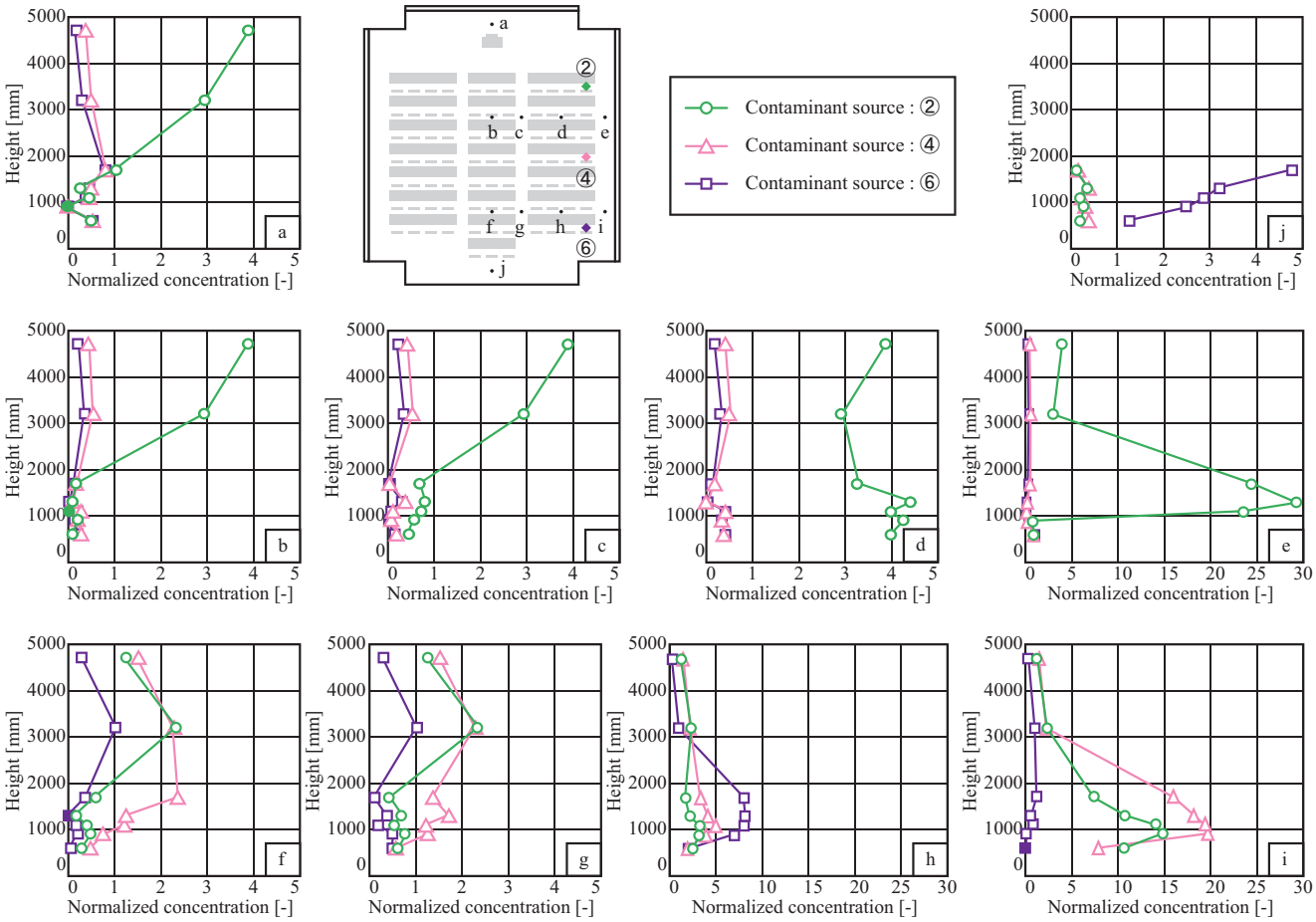


Fig. 7 Vertical distribution of normalized concentration (Contaminant source : ② , ④ , ⑥)

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

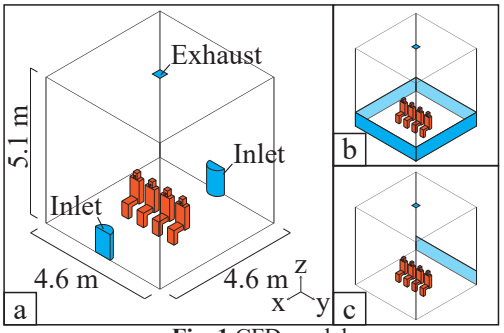
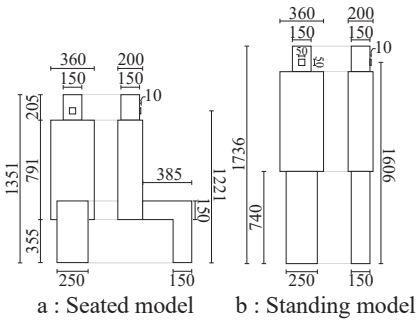


Fig. 1 CFD model
a : Semi-cylinder, b : 4-Wall supply, c : 1-Wall supply



a : Seated model　b : Standing model
Fig. 2 Occupants model [mm]

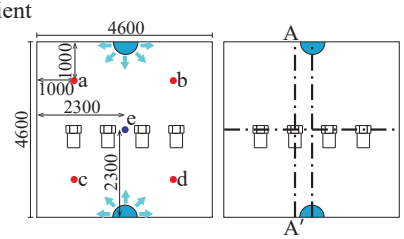


Fig. 3 Plan of the room and measurement position [mm]

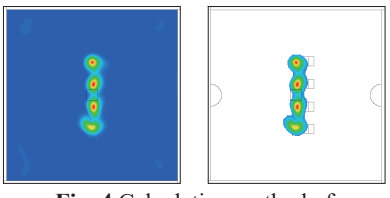


Fig. 4 Calculation method of upward airflow rate

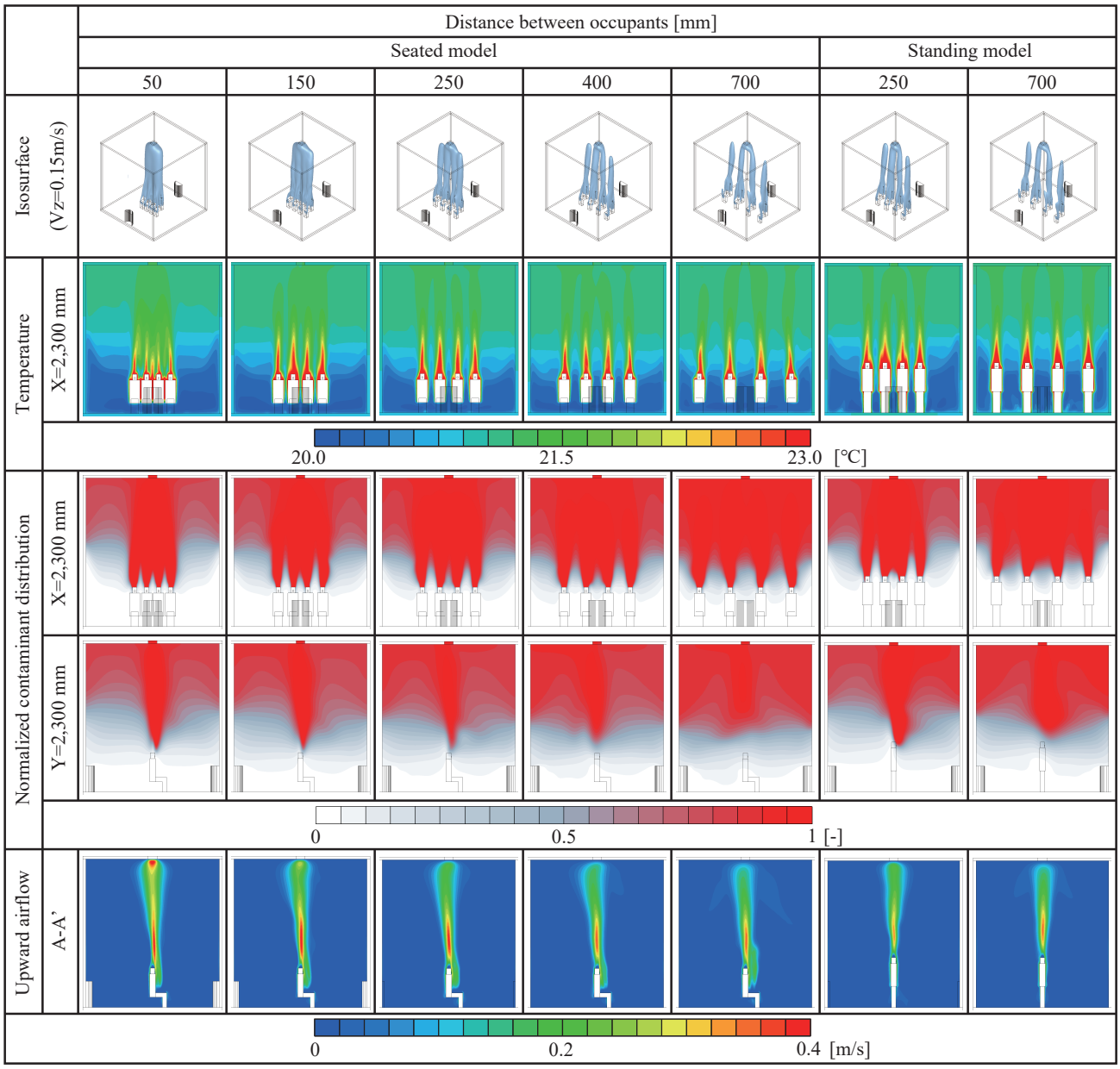


Fig. 5 (a) Temperature, normalized contaminant, and upward airflow distribution (comparison of distance between occupants and posture of occupants)

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

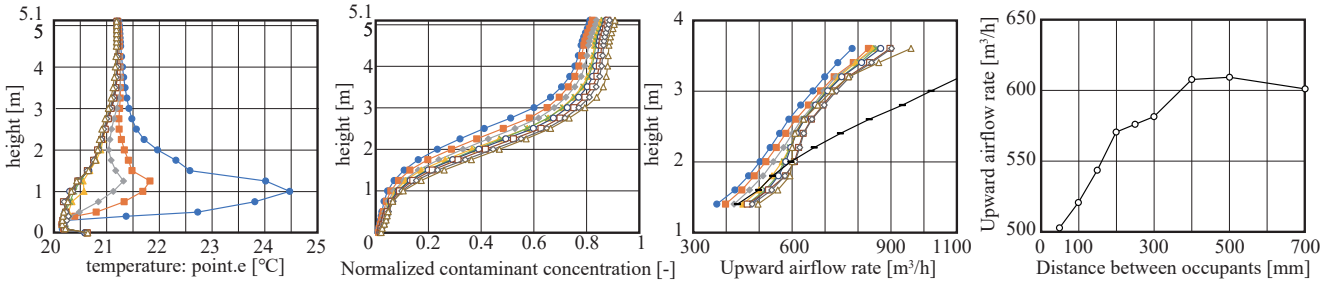


Fig. 5 (b) Vertical distributions of temperature, concentration, and upward airflow rate (comparison of distance between occupants)

Fig. 5 (c) Upward airflow rate at Z=2,000 mm

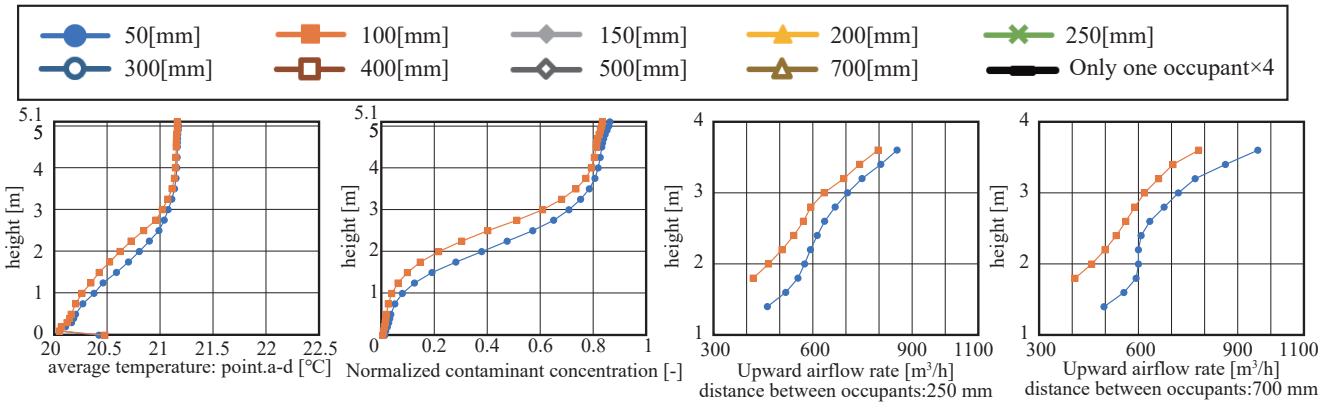


Fig. 5 (d) Vertical distributions of temperature, concentration, and upward airflow rate (comparison of posture of occupants)

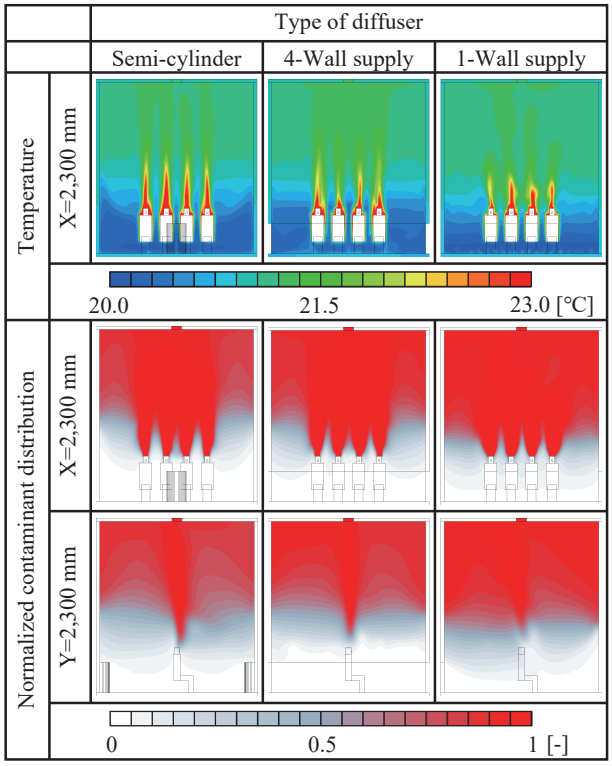


Fig. 6 (a) Temperature and normalized contaminant distribution (comparison of type of diffuser)

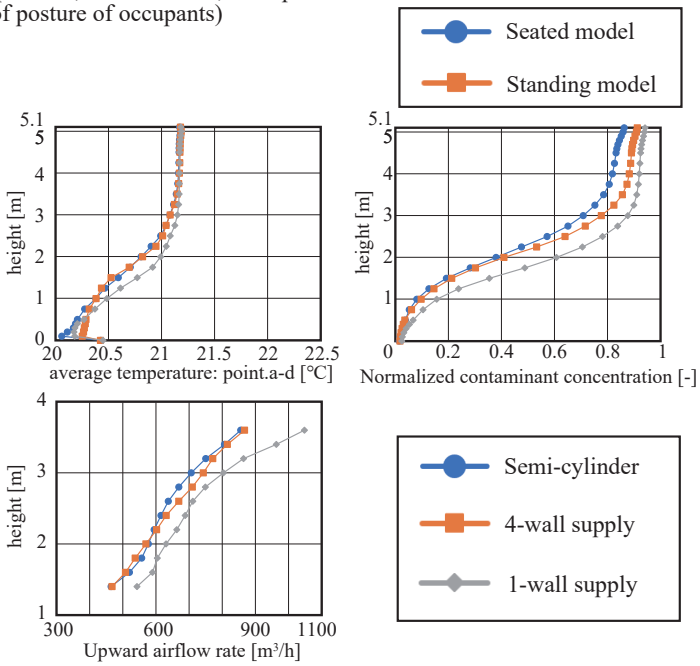


Fig. 6 (b) Vertical distributions of temperature, concentration, and upward airflow rate (comparison of type of diffuser)

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

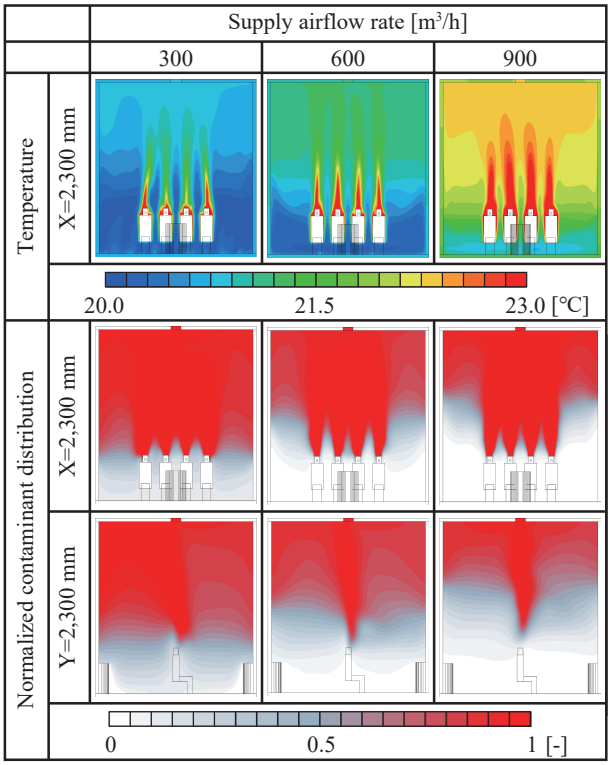


Fig. 7 (a) Temperature and normalized contaminant distribution (comparison of supply airflow rate)

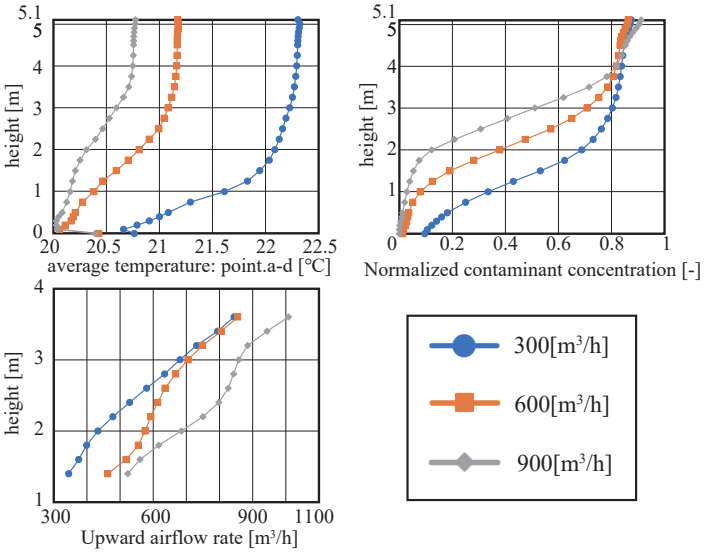


Fig. 7 (b) Vertical distributions of temperature, concentration, and upward airflow rate (comparison of supply airflow rate)

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

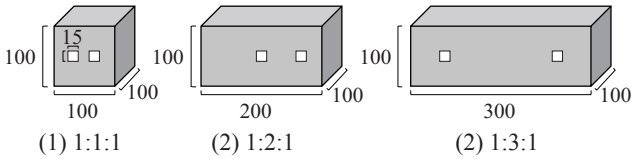
◯佐野　香之　（大阪大学）　　小林　知広　（大阪大学）
山中　俊夫　（大阪大学）　　小林　典彰　（大阪大学）
崔　　ナレ　（大阪大学）　　蔣　　子韜　（大阪大学）

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

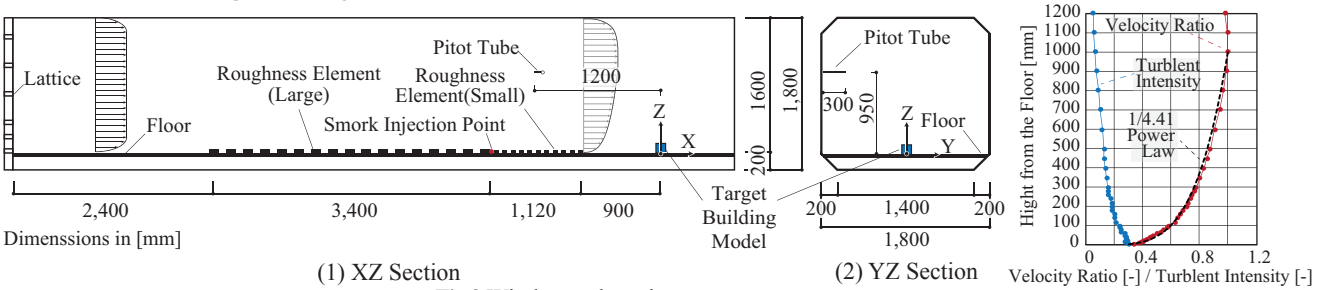
1. 風洞実験概要

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

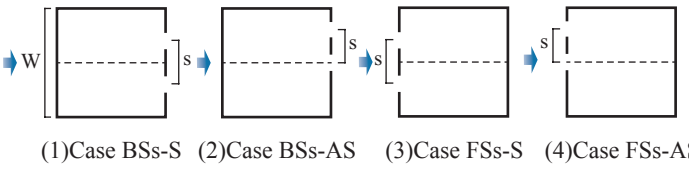
また、開口位置による換気量の違いを評価するため、各条件で以下に示す無次元開口間距離 s' を変更した。

$$s' = \frac{s}{W} \quad (1)$$

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

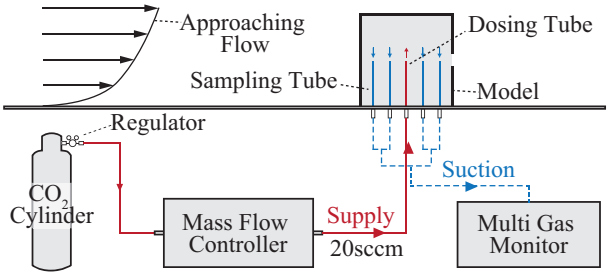
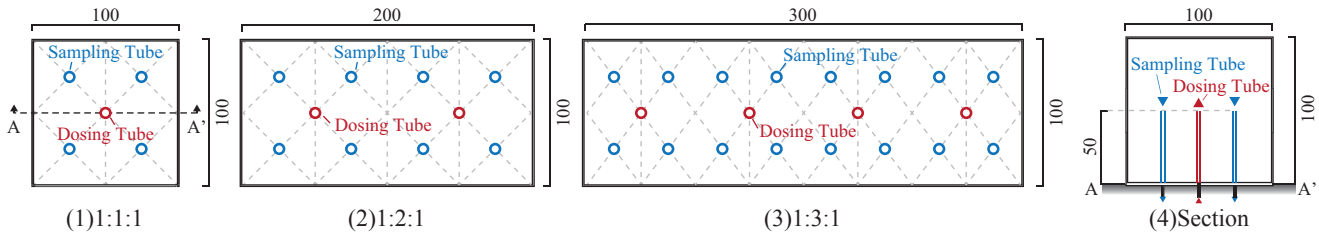
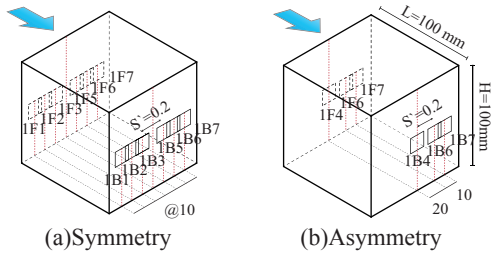


Fig.6 Schematic of ventiration rate measurement



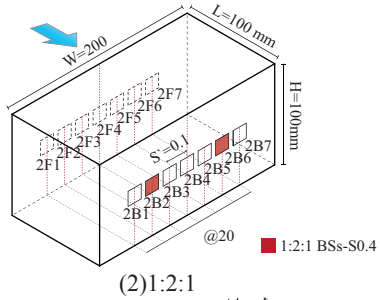
(1)1:1:1 (2)1:2:1 (3)1:3:1 (4)Section

Fig.7 Models of ventilation measurement

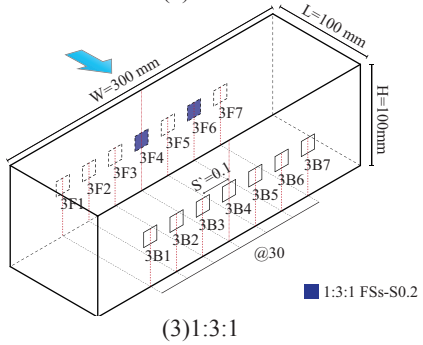


(a)Symmetry (b)Asymmetry

(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。

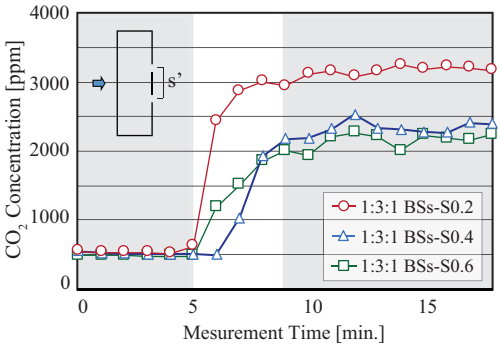
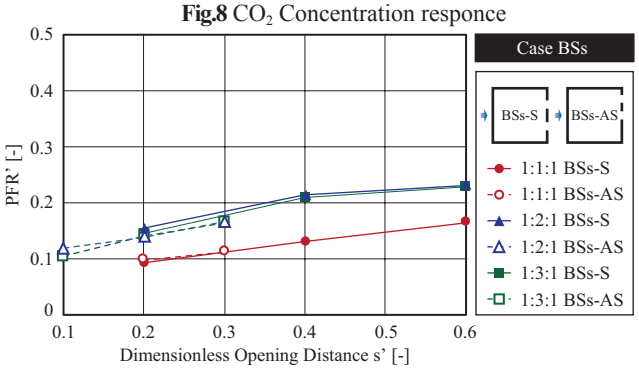


Fig.8 CO_2 Concentration responce



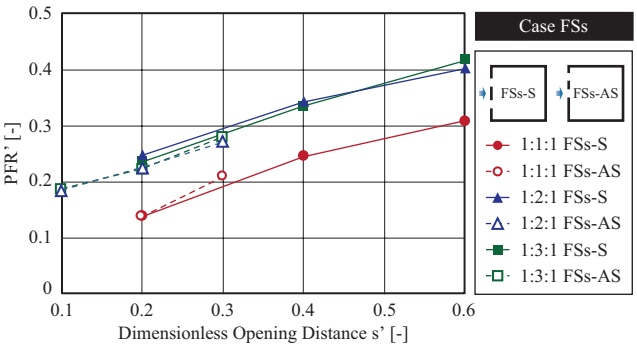


Fig.9 Relationship between s' and PFR

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

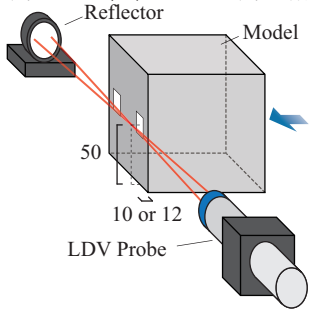


Fig.10 Schematic of LDV

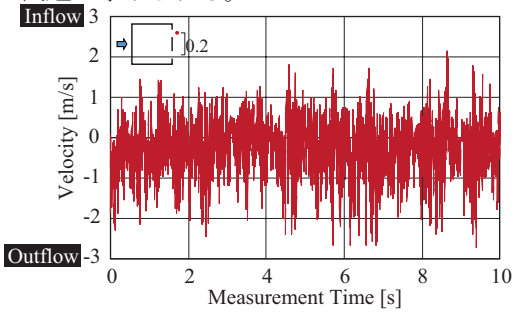
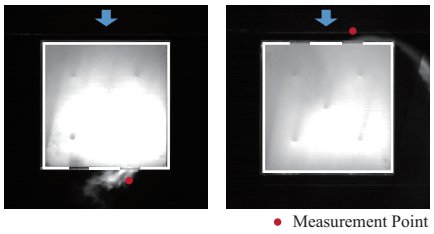


Fig.11 Time fluctuation of inflow/outflow velocity



(1)1:1:1 BSs-S0.4　(2)1:1:1 FSs-S0.4

Fig.13 Visualization

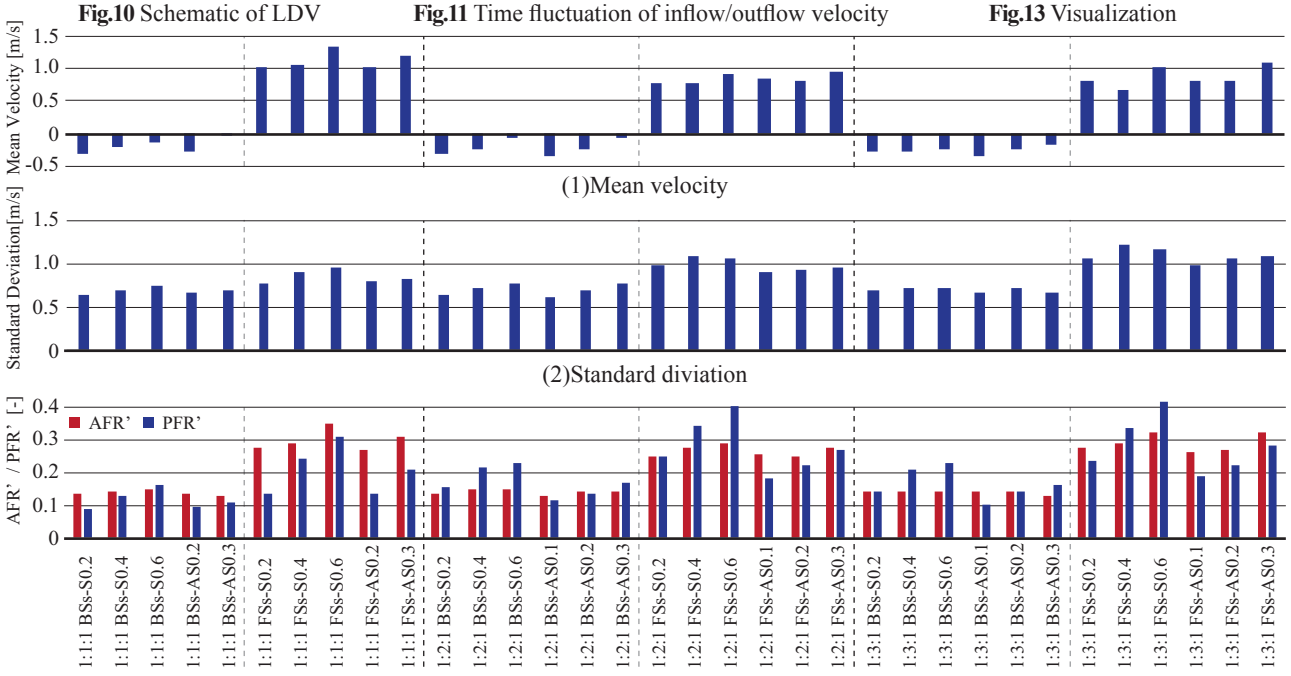


Fig.12 Measurement results of LDV

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。

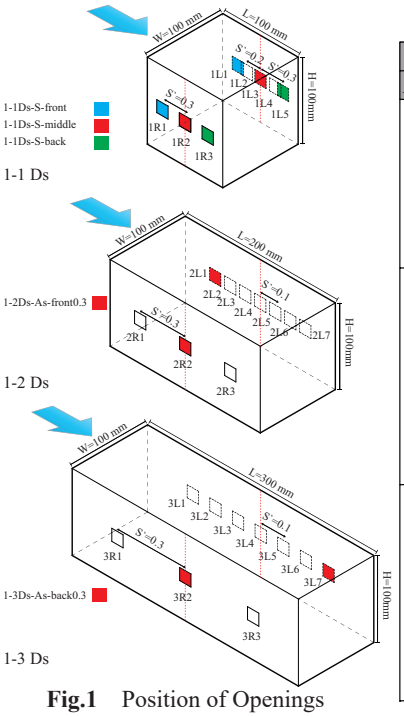


Fig.1　Position of Openings

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。

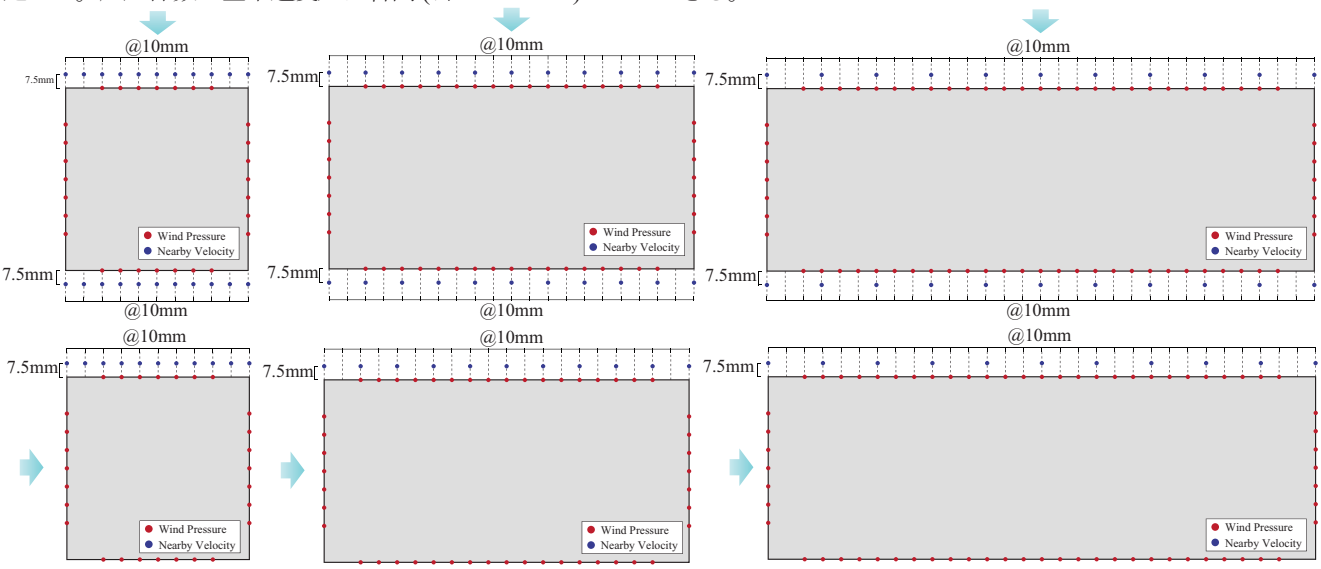


Fig.2 Measurement Points of Wind Pressure and Wind Velocity

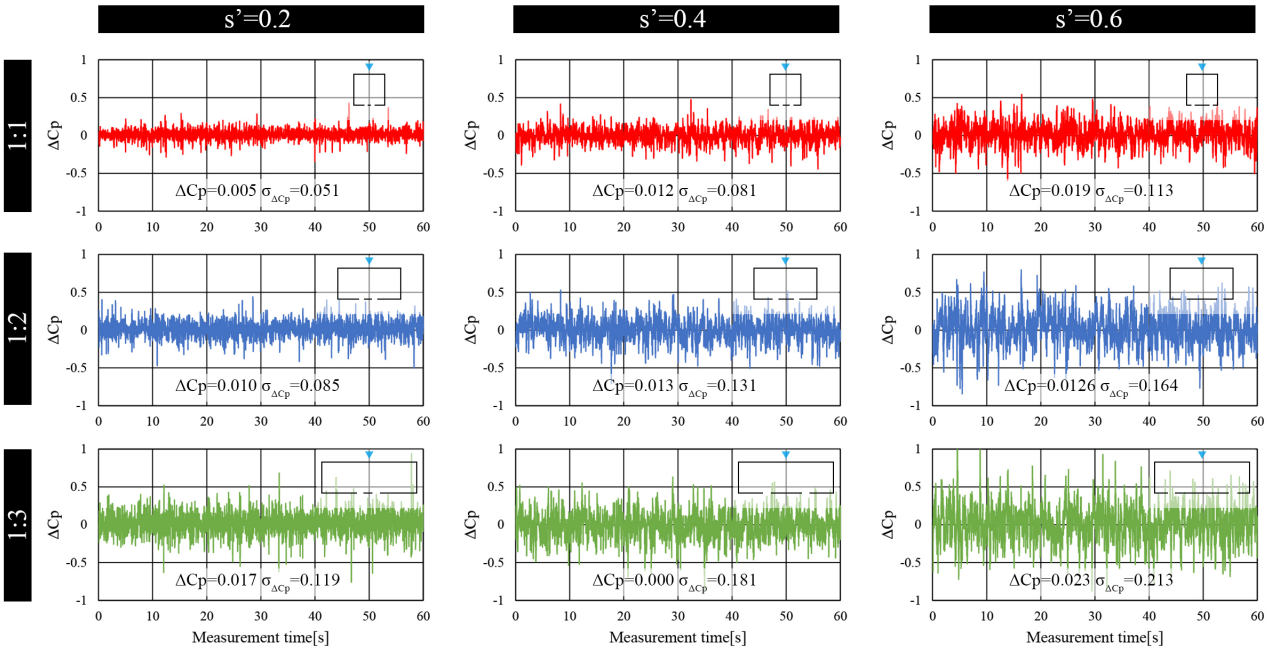


Fig.3 BSs2 ΔC_P Fluctuations

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

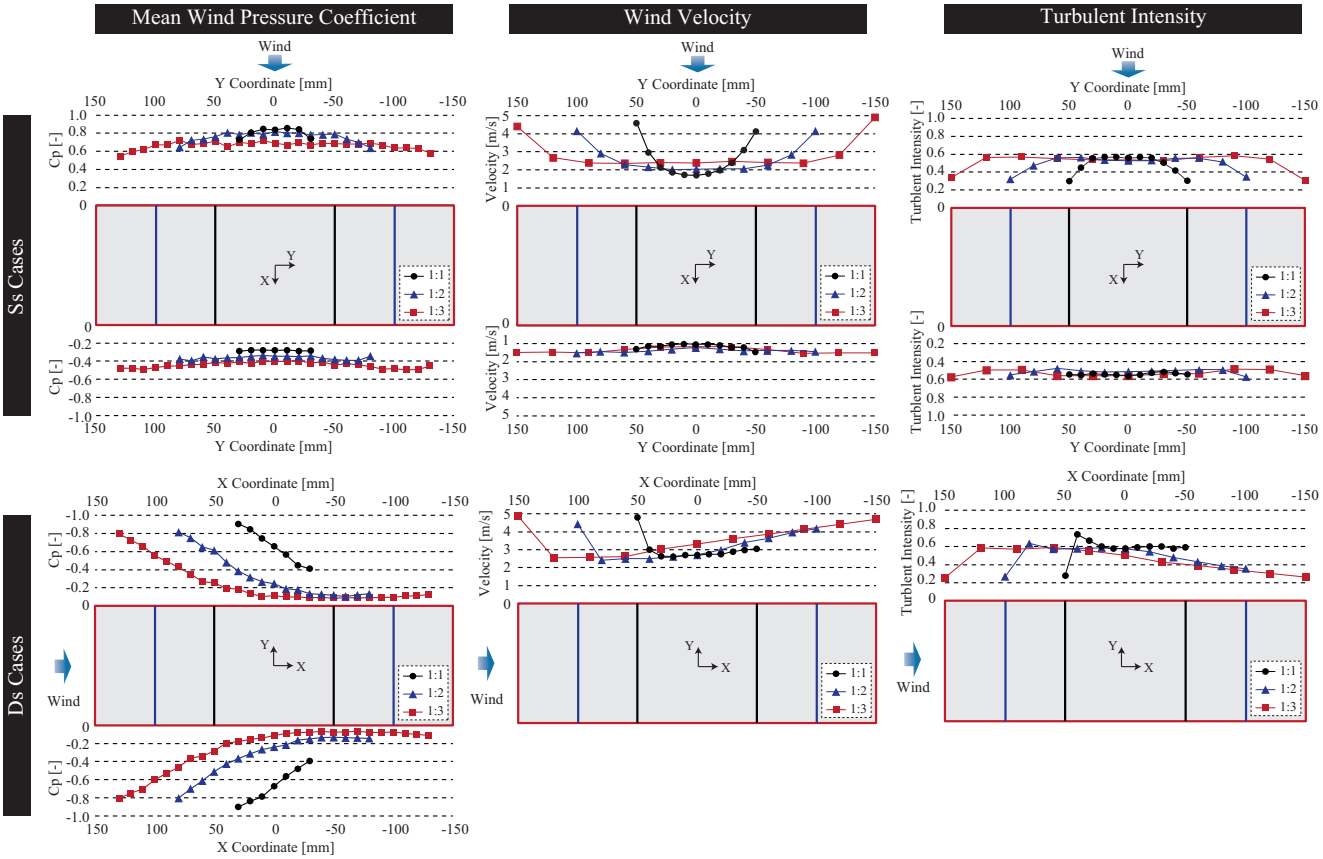


Fig.4 Mean Wind Pressure Coefficient, Nearby Velocity and Turbulent Intensity

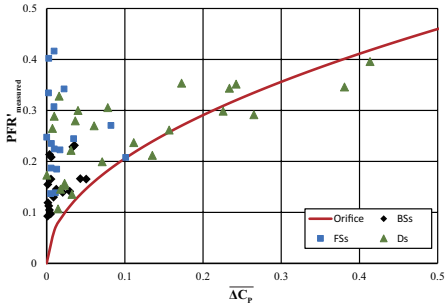


Fig.5 Orifice Equation and $PFR'_{measured}$

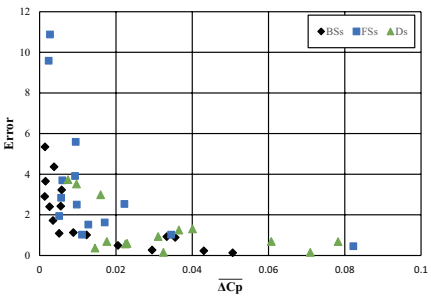


Fig.6 Orifice Equation Prediction Error

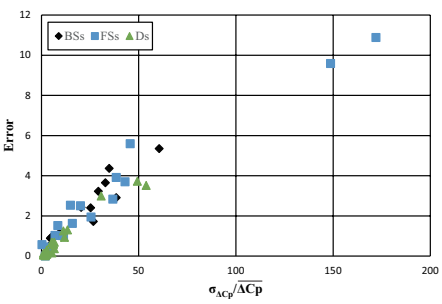


Fig.7 $\sigma_{\Delta Cp}/\overline{\Delta C_P}$ and Error

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

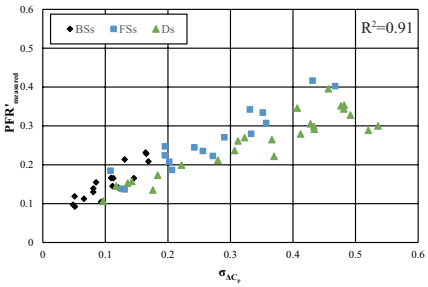


Fig.8 $\sigma_{\Delta Cp}$ and $PFR'_{measured}$

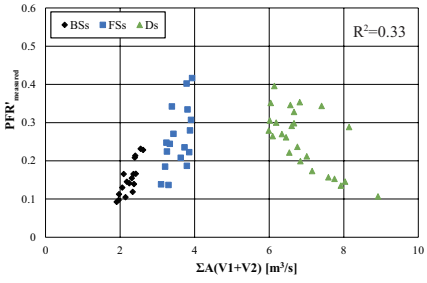


Fig.9 Nearby Velocity and $PFR'_{measured}$

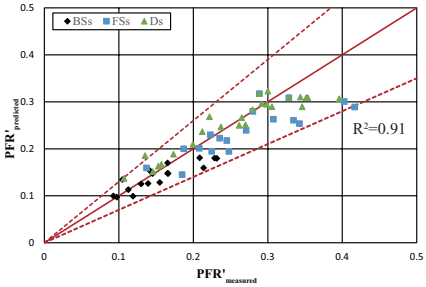


Fig.10 $PFR'_{measured}$ and $PFR'_{predicted}$